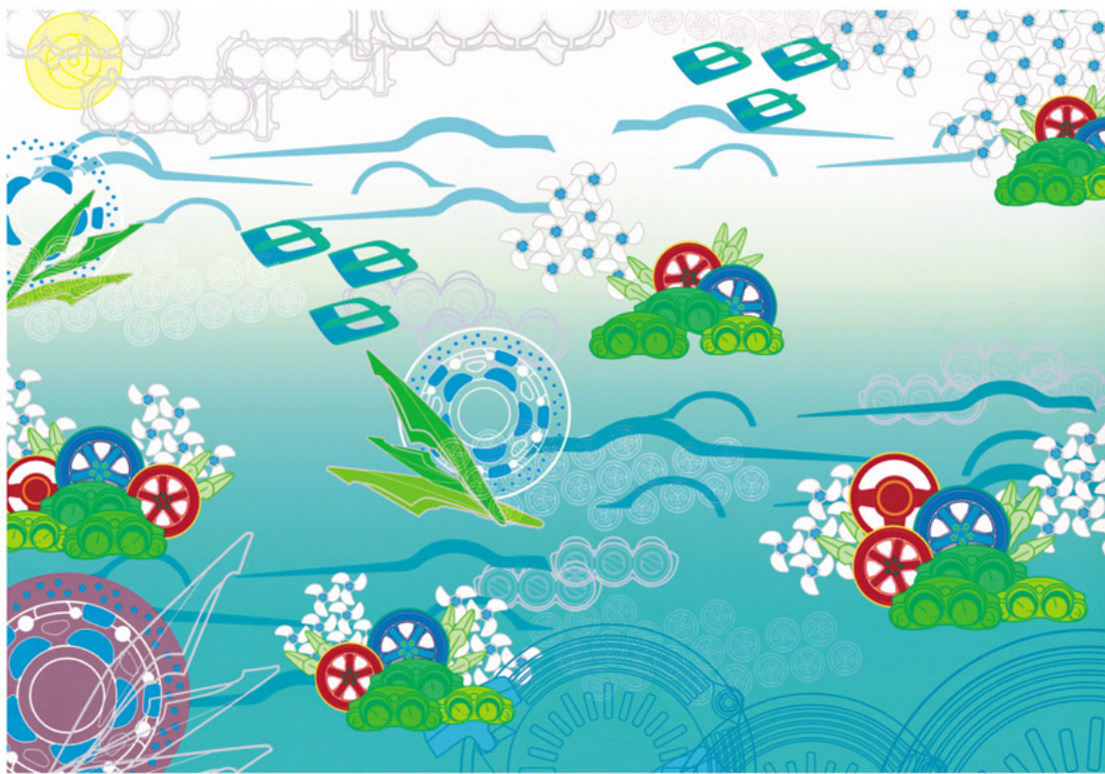


Honda
& R

Technical Review Vol.17 No.2

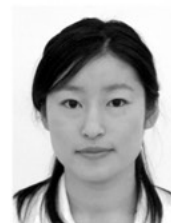
October 2005



—— 表紙の言葉 ——

頭のおもむくままに 手のうごくままに
ひらめいて やってみたい と感じたことを
描きました。

風景の中に ホンダの生んだ かたち達が ひそんでいます。



朝霞東研究所
濱二美沙子

Technical Review
Vol.17 No.2

October
2005

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ 小型二輪車用統合型フューエルインジェクションシステムの開発 赤松俊二・上田 稔
林 徹・大内勝博 1
- ◇ Honda FCX搭載の次世代燃料電池スタック 井ノ上雅次郎・斉藤信広・内堀憲治 8
- ◇ ACCORD Hybrid用 新5速自動変速機の開発 吉田俊輔・今井利隆
伏見宏一・前田敏明 14
- ◇ SH-AWD用ダイレクト電磁クラッチの制御技術 國井力也・菅野 裕
岩崎明裕・関谷重信 20
- ◇ Development of Resin-Based Multi-Piece Truck Bed Jim Ryan・Jason Ruminski・Mike Ishmael 26
- ◇ マグネシウム高圧ダイカスト製インテークマニホールドの開発 鷲頭和裕・武石伊久雄・佐藤直樹
大岸秀高・田畑勝宗 32
- ◇ 非接触測定技術の精密部品への適用 高村 繁 38
- ◇ 電子制御汎用エンジンiGX440の開発 伊藤慶太・本田宗平・斉藤照幸
倉田真秀・直江 学 44
- ◇ 熱可塑性樹脂モールド適用による汎用エンジン制御ユニットの小型軽量化 木全隆一・前川佳則
桑迫信一・為近隆男 52

論文

- ◇ 汎用ガソリンエンジンの適応制御型電子ガバナシステム 福岡友樹・松田迅人
新荻義久・谷口洋一 58
- ◇ DPF搭載低排出ガスディーゼルエンジンの開発 千葉 勲・金子 功・松井竜太
石原佳敬・松門龍司 65
- ◇ アイドリングストップシステム用ISGベルトシステムに関する研究 奥田一眞・小松康幸・青木 滋
藤原 正・中原洋一 71
- ◇ 排気脈動流れシミュレーションによる排気吐出音発生メカニズムの解明 .. 桜井雅人・田中健一・笠島祐也 77
- ◇ 低ヒートマス4 in 1集合エキゾーストマニホールドの騒音低減手法の研究
大内 斎・阿黒雅樹・久永 徹 84
- ◇ 大衆車用エンジンマウントシステムの振動騒音低減技術 柳瀬 浩・田村 勉
高林宏幸・池畑澄人 90
- ◇ 金属ベルト挙動シミュレーションによるエレメント応力予測技術の開発 斎藤俊博・宮本浩二 96

◇ Correlation of Subjective and Objective on Centre Steering Feel	Chris Regan ・ Blake Siegler	103
◇ 操舵による障害物回避操作の支援手法	藤原幸広 ・ 大島健一 照田八州志 ・ 金星光晴	107
◇ 軽量コネクティングロッドの開発	飯田善次 ・ 高田健太郎 鈴木 茂 ・ 佐藤 史	115
◇ 高強度ダイカストピストン材の開発	谷畑昭人 ・ 佐藤謙次 ・ 古川和也	122
◇ 触媒表層の貴金属高濃度化と薄層化	猪瀬昇志 ・ 岡山竜也	129
◇ ダイカストシミュレーション技術の開発と二輪車部品での検証	中川昌彦 ・ 千葉幸一 ・ 小屋栄太郎	136
◇ 大型二輪車用エアバッグの基礎研究：実現可能性の検証	黒江 毅 ・ 並木秀夫 ・ 飯島 聡	144
◇ 二輪車衝突時の乗員負傷評価シミュレーション	並木秀夫 ・ 中村豊一 ・ 飯島 聡	153
◇ 顔パターンに誘発される脳活動を利用した二輪車の被視認性向上の研究 菅原 卓 ・ 松本善行 ・ 木村真弘 櫛田和光 ・ 村田 裕		161

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Development of Integrated Fuel Injection System for Small Sized Motorcycles
..... Shunji AKAMATSU • Minoru UEDA
Akira HAYASHI • Katsuhiro OUCHI 1
- ◇Next-generation Fuel Cell Stack for Honda FCX Masajiro INOUE • Nobuhiro SAITO • Kenji UCHIBORI 8
- ◇Development of V6 ACCORD Hybrid 5 Speed Automatic Transmission System
..... Shunsuke YOSHIDA • Toshitaka IMAI
Koichi FUSHIMI • Toshiaki MAEDA 14
- ◇Control Technology of Direct Electromagnetic Clutch Employed in SH-AWD System
..... Rikiya KUNII • Yutaka KANNO
Akihiro IWAZAKI • Shigenobu SEKIYA 20
- ◇Development of Resin-Based Multi-Piece Truck Bed Jim Ryan • Jason Ruminski • Mike Ishmael 26
- ◇Development of High-pressure Diecast Magnesium Intake Manifold
..... Kazuhiro WASHIZU • Ikuo TAKEISHI • Naoki SATO
Hidetaka OGISHI • Masamune TABATA 32
- ◇Application of Non-contact Measurement Technology to Precision Parts Shigeru TAKAMURA 38
- ◇Development of Electronically Controlled Multi-purpose Engine iGX440
..... Keita ITO • Souhei HONDA • Teruyuki SAITO
Mashu KURATA • Gaku NAOE 44
- ◇Application of Thermoplastic Resin Molding to Control Unit of General Purpose Engine
..... Ryuichi KIMATA • Yoshinori MAEKAWA
Shinichi KUWASAKO • Takao TAMECHIKA 52

Technical papers

- ◇Governor System for General Purpose Engine Using Adaptive Control Theory
..... Tomoki FUKUSHIMA • Hayato MATSUDA
Yoshihisa SHINOBI • Yoichi TANIGUCHI 58
- ◇Development of Low Emission Diesel Engine with DPF System
..... Isao CHIBA • Isao KANEKO • Ryuuta MATSUI
Yoshinori ISHIHARA • Ryuuji MATSUKADO 65
- ◇Research on ISG Belt Drive System for Idling Stop System
..... Kazuma OKUDA • Yasuyuki KOMATSU • Shigeru AOKI
Tadashi FUJIWARA • Youichi NAKAHARA 71
- ◇Clarification of Mechanism of Exhaust Orifice Noise via Exhaust Pulsating Flow Simulation
..... Masato SAKURAI • Kenichi TANAKA • Yuuya KASAJIMA 77
- ◇Research of Low Heat-mass 4 in 1 Exhaust Manifold Noise Reduction Technology
..... Hitoshi OOUCHI • Masaki AGURO • Toru HISANAGA 84
- ◇Reduction of Noise and Vibration in Compact Car Engine Mount System
..... Hiroshi YANAGASE • Tsutomu TAMURA
Hiroyuki TAKABAYASHI • Sumito IKEBATA 90
- ◇Development of Simulation Technique for Element Stress Prediction of Metal Pushing V-belt
..... Toshihiro SAITO • Koji MIYAMOTO 96

◇Correlation of Subjective and Objective on Centre Steering Feel	Chris Regan • Blake Siegler	103
◇Assistance Method of Obstacle Avoidance Maneuver by Steering Operation	Yukihiro FUJIWARA • Kenichi OHSHIMA Yasushi SHODA • Mitsuharu KANABOSHI	107
◇Development of Light Weight Connecting Rod	Zenji IIDA • Kentaro TAKADA Shigeru SUZUKI • Chikashi SATO	115
◇Development of High-strength Piston Material with Die Casting	Akito TANIHATA • Kenji SATO • Kazunari FURUKAWA	122
◇Research for High Concentration of Precious Metal and Thin Layer of Catalyst Top Layer	Syouji INOSE • Tatsuya OKAYAMA	129
◇Development of High-Pressure Die-Casting Simulation and Verification in Motorcycle Parts	Masahiko NAKAGAWA • Koichi CHIBA • Eitaro KOYA	136
◇Exploratory Study of an Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle: Feasibility Verification	Takeshi KUROE • Hideo NAMIKI • Satoshi IJIMA	144
◇A Computer Simulation for Motorcycle Rider Injury Evaluation in Collision	Hideo NAMIKI • Toyokazu NAKAMURA • Satoshi IJIMA	153
◇Enhancement of Motorcycle Conspicuity Using Brain Activities Induced by the Facial Image Stimuli	Takashi SUGAWARA • Yoshiyuki MATSUMOTO • Masahiro KIMURA Kazumitsu KUSHIDA • Yutaka MURATA	161

小型二輪車用統合型 フューエルインジェクションシステムの開発

Development of Integrated Fuel Injection System for Small Sized Motorcycles

赤松 俊二*

Shunji AKAMATSU

林 徹*

Akira HAYASHI

上田 稔*

Minoru UEDA

大内 勝博*

Katsuhiro OUCHI

要 旨

近年、地球環境問題への関心が高まるにつれ、小型二輪車の排出ガス、燃費に対する要求がますます強まる中、空燃比を高精度に制御することで、エミッションの低減、燃費向上に効果的な電子制御式燃料噴射システムが登場してきている。今回、小型二輪車の電子制御式燃料噴射システム用部品として、さまざまなエンジン排気量や搭載形態に適合する燃料インジェクタ、燃料ポンプ及び ECU (Electrical Control Unit) の小型高効率化技術を確認した。燃料インジェクタは、燃料噴射のシミュレーションによる噴射形態の最適化と磁気回路の最適化を図った。これにより搭載性に優れ、排気量 50 cm³ から 900 cm³ まで対応を可能とした。燃料ポンプは、モータの効率追求とポンプロータ形状の最適化により、消費電流は 25% の低減が図られた。ECU は、回路統合カスタム IC を開発ときょう体の標準化をおこない小型軽量化と低コストを達成した。

ABSTRACT

Demands for reducing exhaust emission and enhancing fuel economy have been increasing in accordance with growing concerns regarding global environmental issues. An electronically controlled fuel injection system which precisely controls the air-fuel ratio has been adopted to effectively meet the demands. Technologies for miniaturizing and achieving a high-efficiency system have been established for fuel injectors, the fuel pump and ECU (Electrical Control Unit). For the fuel injector, a spray form and magnetic circuit was optimized through computer simulation. As the result, a fuel injector with good installation ability for engine displacements ranging from 50 cm³ to 900 cm³ was realized. For the fuel pump, the maximized motor efficiency along with an optimized pump rotor shape reduced current consumption by 25%. For the ECU, the development of a circuit-integrated custom IC and the standardization of a housing achieved a compact, light, inexpensive design.

1. はじめに

二輪車の燃費向上、排出ガスエミッション低減の要求は ASEAN 地域においても先進国に追従する形で規制が実施されつつある。世界の二輪車の大半は ASEAN 地域で生活の足として使用されており地球規模的に見ても環境問題への寄与率が高いことは言うまでもない。生活の足として認知されている二輪車の持つ性能、機能を損ねることなく環境対応をおこなう上で、電子制御式燃料噴射(以下、FI という)は非常に有効な手段である。Honda においては、小型二輪車の FI 化⁽¹⁾は 2003 年パンテオン(イタリア向け)から採用を初め、Wave125i(タイ向け)、Dio Z4(日本向け)⁽²⁾と採

用してきた。中でも、ASEAN 地域で多用されている小排気量車に FI の適用を拡大していくためには、このシステムの小形化、高効率、低消費電力、低コスト化が不可欠であった。今回、小型二輪車の FI 化の更なる拡大のために小型軽量化と低コスト化をおこなったその技術手段を紹介する。

2. FI 化の課題と達成手法

2.1. FI 化の課題

2003 年 7 月にタイにて発売した空冷エンジンを搭載した 2003 年 Wave125i の FI システムを Fig. 1 に示す。その FI システムには ECU とスロットルボデーの機能集約化等

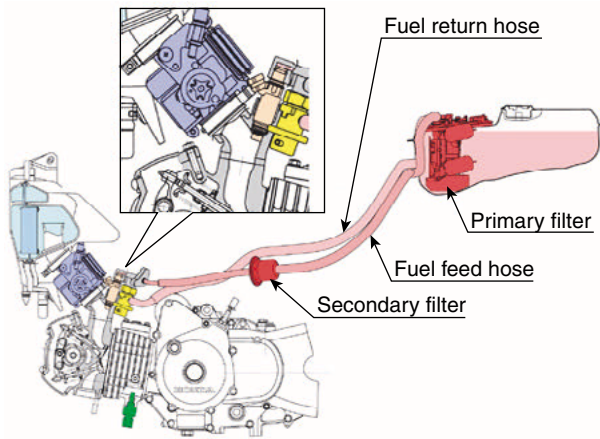


Fig. 1 Fuel supply system of 2003 Wave125i

の新技术を採用してきたが、四輪車用技術をベースにしたもので小型二輪車用に最適化されたものではなくレイアウト、コスト上で満足できるものではなかった。

2.2. 達成手法

今回の開発は下記の4項目に絞って小型軽量化と低コスト化をおこなった。

- (1) 超小型燃料インジェクタ^{(3), (4)}
- (2) 高効率燃料ポンプと2次フィルタを廃止した燃料ポンプモジュール⁽⁵⁾
- (3) 小型統合 ECU(Electrical Control Unit)⁽⁶⁾
- (4) 細径樹脂管を用いた高圧燃料配管

3. 主要諸元及び概要

今回開発した、2005 年 Wave125i の主要諸元を従来モデルと比較し Table 1 に示す。Fig. 2 に燃料供給系、Fig. 3

に外観写真を示す。FI制御ダイアグラムについては、Fig. 4 に示す。燃料供給系については燃料インジェクタの配置の見直し及び燃料供給圧力の変更により燃料のペーパーロック対策をおこないリターンレスとした。

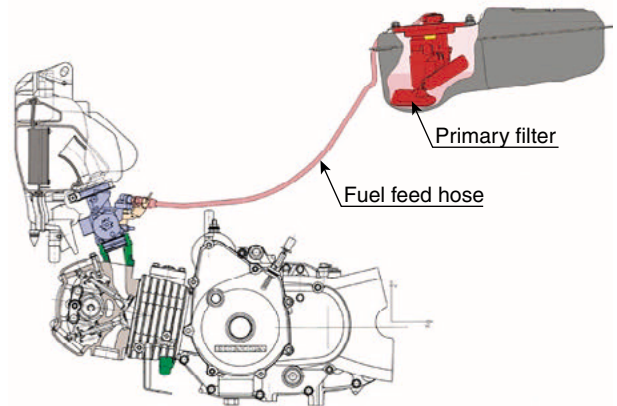


Fig. 2 Fuel supply system of 2005 Wave125i



Fig. 3 2005 Wave125i

Table 1 Major specifications

		2003 Wave125i	2005 Wave125i
Engine	Engine type	Air-cooled 4-stroke SOHC	Air-cooled 4-stroke SOHC
	Bore x Stroke mm	52.4 x 57.8	52.4 x 57.8
	Displacement cm ³	124.9	124.9
	Compression ratio	9.3	9.3
	Throttle body	Keihin GQ20	Keihin GQ22
	Max. output kW/ r/min	6.75 / 7500	6.75 / 7500
	Max. torque Nm/ r/min	9.74 / 5500	9.74 / 5500
Fuel system	Fuel supply system	In-tank return	In-tank return-less
	Fuel pump	Keihin	Keihin (Carbon commitator)
	Fuel pressure kPa	250	294
	Fuel feed hose	FKM (φ6)	Resin (φ2.5)
	Injector	Denso C-3	Keihin type 7
Electric	ECU (Electrical Control Unit)	Keihin (Integrated to throttle body)	Keihin
	Throttle position sensor	Alps	Alps
	Manifold pressure sensor	Fuji	Fuji
	Air Temperature sensor	Shibaura	Shibaura
	Engine temperature sensor	Denso	Matsushita
	Ignition coil	MP06	MP33

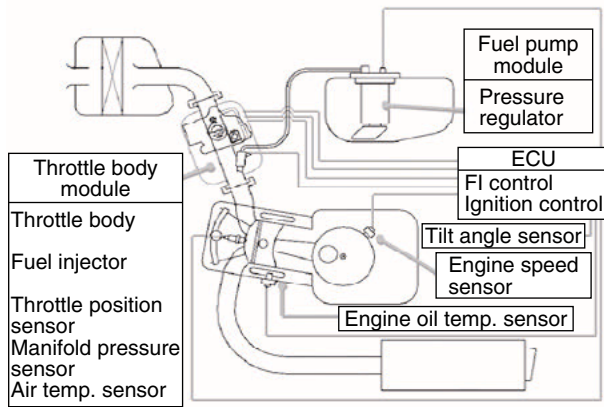


Fig. 4 Schematic of fuel injection system

4. 主要技術

4.1. 超小型燃料インジェクタ

小型二輪車の FI 化を進める上で、既存の四輪車用燃料インジェクタでは大きいので、エンジンへの取付け時の自由度が少ない。そのため、エンジン性能を引き出すことが困難であった。今回新たに小型二輪車用としてエンジン取付け性を重視して小型燃料インジェクタを開発した^{(3), (4)}。従来の燃料インジェクタとのサイズ比較をFig. 5、性能諸元をTable 2 に示す。

燃料インジェクタとしての基本性能を維持したままで小型化を図るために、磁気回路や燃料流量のシミュレーション結果をベースに以下のように構造を抜本的に見直した。

(1) 可動弁ストップ構造のシンプル化

(2) 磁気回路構成の最適化

(3) 燃料流路の圧力損失低減

4.1.1. 可動弁ストップ構造のシンプル化

従来、可動弁ストップ構造としては、Fig. 6(a) のように可

動弁と固定鉄心とのエアギャップを非磁性のC型別体ワッシャによって構成するタイプと、(b)可動弁に硬質クロム皮膜を施してエアギャップを構成するタイプが一般的であった。

しかし、C型別体ワッシャタイプは構成部品が多く、一方、可動弁に硬質クロム皮膜を構成するタイプは表面処理等による工程の増加で、いずれもコスト増となっていた。

そこで可動弁ストップ構造として次のような新たな構造を採用した (c)。

まず、可動弁と固定鉄心とのエアギャップを構成し、かつ可動弁のストロークストップとなる非磁性体のストップリングを可動弁に圧入する。

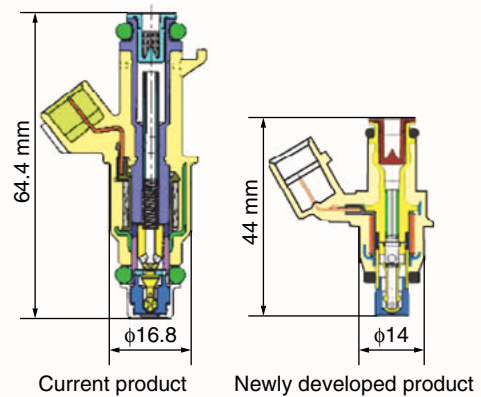


Fig. 5 Comparison of injector size

Table 2 Specifications of injector

	2003 Model	2005 Model
Number of nozzle	4	4
Dynamic flow rate (2 msec)	1.73 mm ³ /st	2.12 mm ³ /st
Static flow rate	90 cm ³ /min	78.8 cm ³ /min
Spray form	1 Jet 12 deg	1 Jet 15 deg
S. M. D	120 μm	72 μm

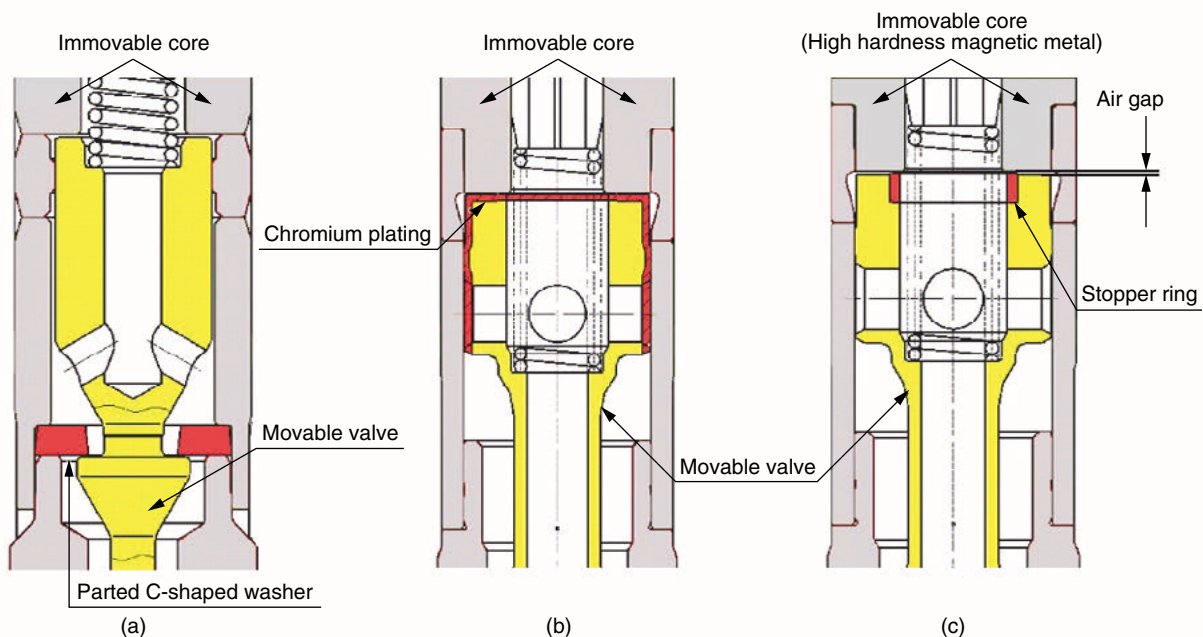


Fig. 6 Simplification of plunger stopper system

次にこのストッパリングに当接する固定鉄心には叩かれ摩耗を低減するため、ストッパリングの表面硬度以上に硬い新磁性材料を採用した。

これによって従来にない安価で簡素な構造を実現した。

耐久性においても、従来のC型ワッシャタイプに比べて向上させることができた。

4.1.2. 磁気回路構成の最適化

磁気回路に関しては CAE 解析を活用して小型最適設計をおこなった。

コイルのインダクタンス削減、余剰ソレノイド吸引力の削減、可動弁の最適位置設定、コイルボビン全長抑制等をバランスさせて性能を低下させることなく小型化を達成した。

例えば、CAE解析から固定鉄心側の外径と可動鉄心側の外径差が大き過ぎて、Fig. 7に示したように漏れ磁束が増加し効率が低下することが判明したため、外径差を縮小して効率を向上させた。

4.1.3. 燃料流路の圧力損失低減

小型化を図りながら小排気量から大排気量までの燃料流量を確保できるように燃料通路構成も大幅に見直した。具体的には通路抵抗の少ないセンタ燃料通路を採用し、各部の断面積は最大流量時のシート部開口面積の3倍以上持た

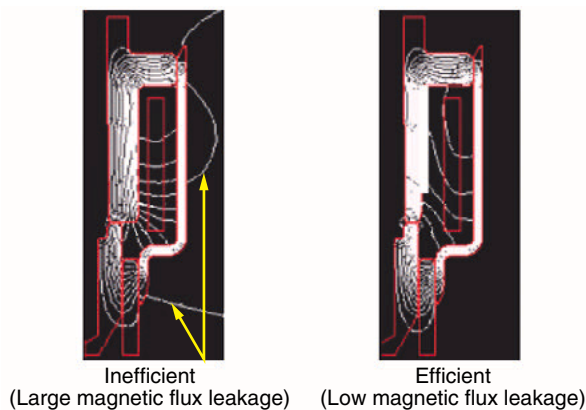


Fig. 7 Optimization of magnetic circuit

せた。これによって、Fig. 8 に示すように従来の燃料インジェクタに比べ大幅に圧力損失を低減することができた。

4.2. 燃料ポンプモジュール

燃費向上やコスト低減のニーズが高い ASEAN 地域向けの二輪車においては、更なる消費電流の低減が求められている。そこで、消費電流 1A 以下を目標に新たなコスト低減した燃料ポンプモジュールの開発をおこなった⁽⁵⁾。

燃料ポンプモジュールは、小型二輪車に要求される低流量域に焦点を当て、以下の4つの観点で開発した。

- (1) ロータ羽根角度の最適化
- (2) ポンプ流路幅の最適化
- (3) ポンプモータの最適化
- (4) 2次フィルタ廃止

従来のポンプとの大きさと特性の比較について、Fig. 9及び Table 3 に示す。

新型燃料ポンプ(c)は、(b)とほぼ同一の大きさでありながら、大幅な性能の向上が図られている。こうして小型二輪車で要求流量を満足しながら目標とした消費電流を 1A 以下に低減することができた。

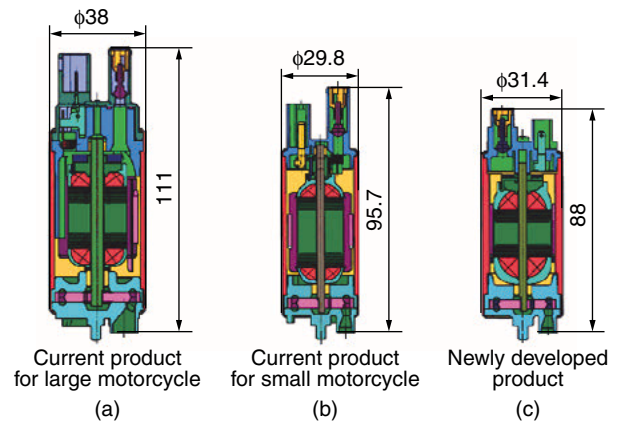


Fig. 9 Comparison of fuel feed pump size

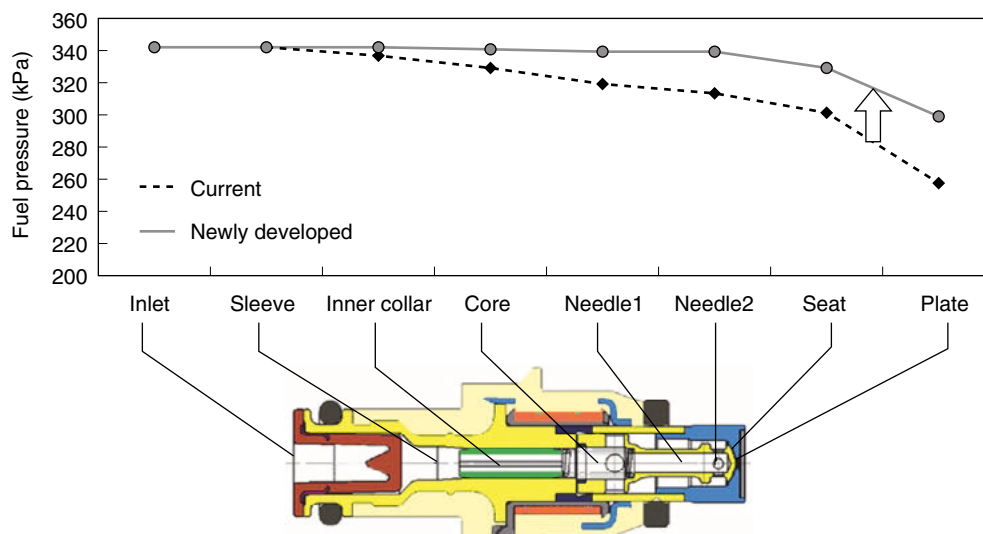


Fig. 8 Pressure loss at various locations

Table 3 Specifications of fuel pump

	2003 Model	2005 Model
Fuel pressure	250 kPa	294 kPa
Flow rate	17.7 L/h	16.5 L/h
Current	1.0 A	0.95 A
Pump type	Turbine	Turbine
Motor type	DC motor	DC motor
Magnet type	Ferrite	Neodymium

4.2.1. ロータ羽根角度の最適化

ポンプ効率向上のためには、流体の旋回流の流速を高めることが必要である。

そのためにはロータの羽根角度の設定が重要である。

さまざまな羽根角度を作成しポンプ効率を測定したものを Fig. 10 に示す。

その結果、ロータの羽根角を、従来タイプの 60° から 45° へと傾斜角を小さくすることでポンプ効率を従来品に比べて 3% 向上させることができた。

4.2.2. ポンプ流路幅の最適化

設定流量に合わせて流路面積を最適化した。今回の小排量領域においては、Fig. 11 に示すように流路断面積を縮小することにより、隔壁抵抗が下がるためポンプ効率は向上するが、縮小しすぎると吐出流量自体が低下し、逆にポンプ効率は低下する。

新型ポンプでは従来の燃料ポンプに対し、ポンプの流路断面積を 14.0 mm² から 11.1 mm² にすることにより、低流量域のポンプ効率を従来に比べ 3.5% 向上させることができた。

4.2.3. ポンプモータの効率向上

モータ自体の効率向上のため、マグネット材料を従来のフェライトに対し Nd-Fe-B ボンド磁石を採用した。残留磁束密度は 78% 向上し、その結果、モータ効率を Fig. 12 に示したように従来品に対し 7.6% 改善することができた。

4.2.4. 2 次フィルタ廃止

従来、燃料ポンプモジュールには、燃料ポンプの吸入側に 1 次フィルタ高圧側に 2 次フィルタが設置されているの

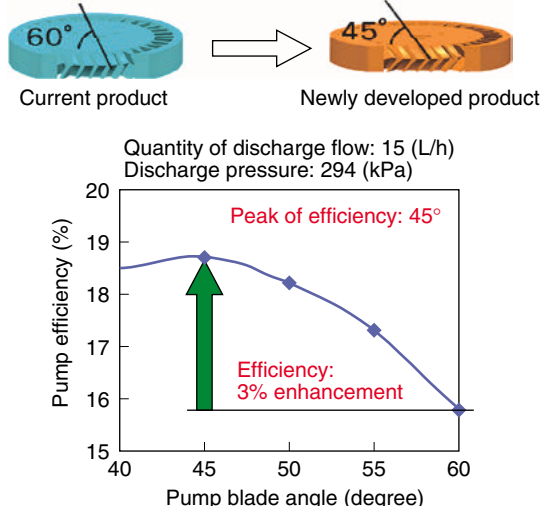


Fig. 10 Optimization of rotor blade angle

が一般的である。新型ポンプモジュールでは、1 次フィルタに高密度の不織布フィルタの採用とポンプモータにカーボンコンミテータの採用により高圧側の 2 次フィルタの廃止が可能となった。1 次フィルタの諸元を Table 4 に示す。

4.3. 小型統合 ECU

小型二輪車の中でも、車種、仕向け他により要求されるデバイスが異なる。その主な組み合わせを Table 5 に示す。EMS (Engine Management System) デバイス (補記類) の組み合わせが車種ごとに異なるため ECU のセンサ、スイッチ入力回路、デバイス駆動回路には機能汎用性、拡張性が求められる。これら小型軽量化と低コスト化を高機能、汎用性という相反するニーズに対応させて、ECU を開発した⁽⁶⁾。

4.3.1. 回路統合カスタム IC の開発

Fig. 13 に ECU の回路構成を示す。FI システムにおい

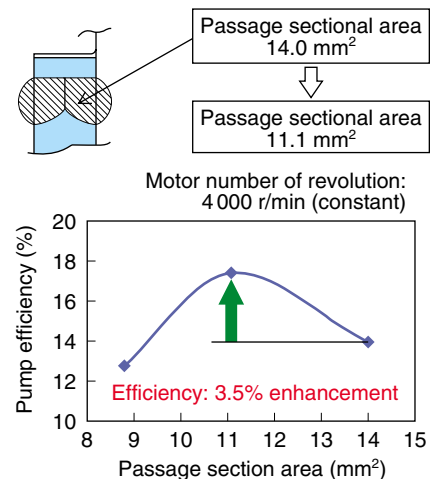


Fig. 11 Optimization of fuel passage design

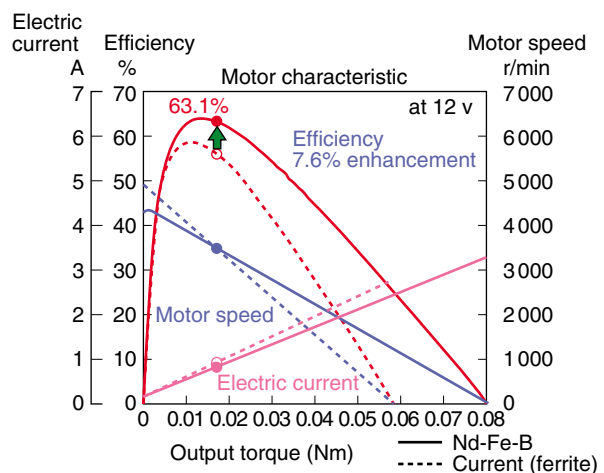


Fig. 12 Developed motor characteristic

Table 4 Specifications of fuel filter

	2003 Model	2005 Model
Filtration area	25 cm ²	65 cm ²
Filtration density	30 μm 90% min	10 μm 95% min
Max. diameter of pass	35 μm	10 μm
Life performance (Pressure loss by 3 grams in dust)	1.2 kPa	0.6 kPa

Table 5 Demands and applications for small motorcycles' ECU

Sensor/Device	Wave 125i (Thailand)	Scooter (Europe)
Throttle position sensor	Yes	Yes
Manifold pressure sensor	Yes	Yes
Air temperature sensor	Yes	Yes
Engine temperature sensor	Yes	Yes
Oxygen sensor	—	Yes
Crank pulse sensor	Yes	Yes
Speed sensor	—	Yes
Side-stand switch	—	Yes
Neutral switch	Yes	Yes
Injector	Yes	Yes
Ignition coil	Yes	Yes
Fuel pump relay	Yes	Yes
Power relay control	—	Yes
Oxygen sensor heater	—	Yes
Exhaust air induction	—	Yes
Positive crankcase ventilation	—	Yes
Fan control	—	Yes
Idle air control valve	—	Yes

て、排出ガス規制強化により必要となるセンサデバイス、付加機能の組み合わせを考慮してカスタム IC への機能取り込みを図った。カスタム IC へ集約した機能は、FI システムに必要な基本入出力と、ステッピングモータ駆動回路、ECU 内部 5V 電源、マイコン監視/リセット回路とした。

4.3.2. きょう体の標準化と実装設計

二輪車では、車体の構造上 ECU の搭載スペースが限られてしまう。また、電子部品ということから、搭載場所の環境条件も考慮する必要がある。

その条件に対応するため、まずはレイアウト性で有利になるよう、コネクタを始めとして小型部品を採用した。さらにコネクタは防水仕様とし、基板は樹脂で充てんした。樹脂充てんは ECU の耐振性の確保にも繋がった。

(1) 電子部品

電子部品は全て高速自動実装が可能な表面実装部品とすることで手作業をなくし、工程タクトを短縮した。また、部品接続には鉛フリーハンダ材を使用するため、これに対応した電極表面処理、耐熱性を持つ部品を採用した(Fig. 14)。

(2) コネクタ

従来の端子サイズ 040 から 025 にサイズダウンし、許容電流を確保した上で、コネクタの小型化を図った。また、ハウジングの基板固定方法を従来のネジ止め方式からネジ不要のスナップフィットに変更しネジ締め工程を排除した。

(3) 基板

基板はソレノイド、モータ等の負荷駆動電流が 1A 以上かかる電子部品の放熱性を確保する面積が必要なため、一般的な FR-4 グレードの貫通ピヤ 4 層積層板とした。

4.4. 細径樹脂燃料ホース

高圧燃料ホースについては、コスト低減のためにゴム性のホースを樹脂性のホースに置き換えた。

しかし、従来の樹脂ホースは剛性が高く自由に曲げることができないため、あらかじめ形状に合わせて成型曲げ加工をする必要があり二輪車のフレームの複雑な形状に合わせることは困難であった。また、既存のホースは、四輪車用のもので大流量に対応し小型二輪車の小流量に適したものではなかった。

そこで、小型二輪車の複雑な形状に成型曲げ加工なしで配管することが可能で、小流量に適した細径の樹脂ホースを開発した。詳細仕様を Fig. 15 に示す。

4.4.1. 構造

細径樹脂ホースは従来の樹脂ホースと同様に多層構造とし、内側から ETFE, PA12, EPDM の 3 層とした。その構造を Fig. 16 に示す。最内層の ETFE 材は、劣化ガソリンに対応し、最外層の EPDM は耐候性に対応する保護材である。

4.4.2. 耐キンク(kink)性

細径樹脂ホースの柔軟性について、CAE を用いた解析をおこなった。Fig. 17 に示すように従来の樹脂ホースは曲げ R25 でキンクが発生するのにに対し、今回の細径ホースは R8 でもキンクの発生はなく、従来のゴムホースと同等のホースの柔軟性が確認できた。

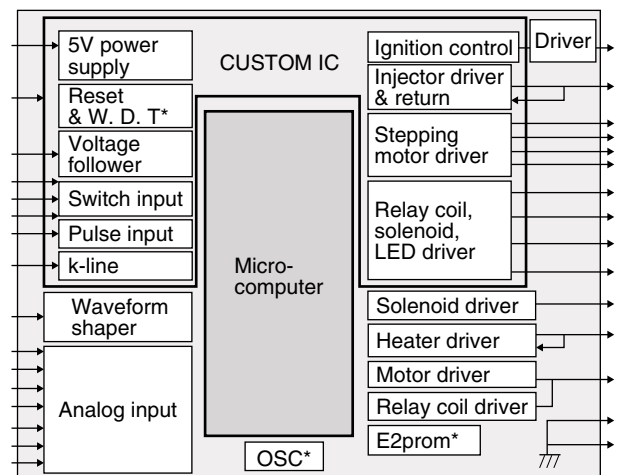


Fig. 13 ECU circuit

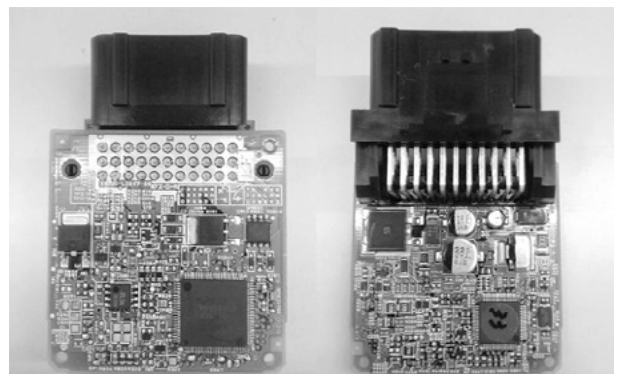


Fig. 14 ECU board for small motorcycle

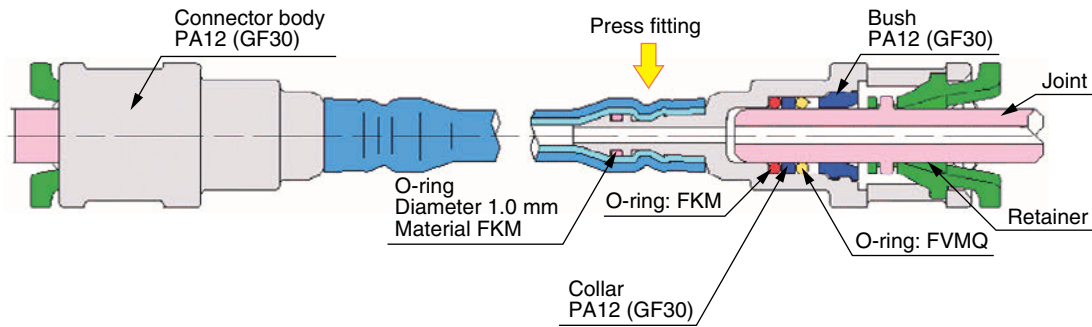


Fig. 15 Thin resin tube

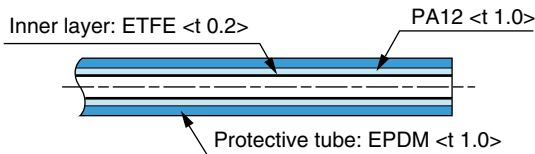


Fig. 16 Thin resin tube

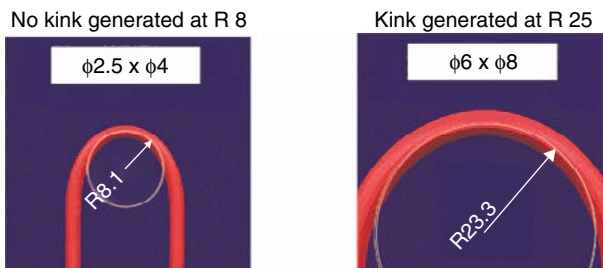


Fig. 17 Comparison of anti-kink

5. まとめ

小型二輪車用 FI システムの機能部品として小型、高効率な燃料インジェクタと燃料ポンプ、ECU 及び高圧燃料ホースを開発した。これらの部品によりシンプルで廉価な FI システムを構築し 2005 年 Wave125i に採用した。

- (1) 燃料インジェクタは従来の一般的な四輪車用燃料インジェクタに対し性能を維持しながら世界最高レベルの小型化を達成した。
- (2) 燃料ポンプは従来の弊社小型二輪車用ポンプに対し総効率を 25%向上させることで、消費電流 1A 以下を達成した。
- (3) ECU に、カスタム IC を採用しきょう体を標準化することにより、小型二輪車すべてに適用できる ECU とした。
- (4) 柔軟性に富む細径樹脂ホースを新規に開発したことで小型二輪車の車体に成形なして配管を可能とした。

参考文献

- (1) 赤松俊二, 石田周一, 浜渦朗: 低エミッション小型二輪車用フューエルインジェクションの研究, 自動車技術会秋季学術講演会前刷集, 20005545, No.103-00 p.13-16(2000)

- (2) 池田健一郎, 赤松俊二, 田中弘志, 村上泰男, 大城健史, 黒坂斉: 二輪車用 50 cm³ 4ストローク 4バルブ電子制御燃料噴射エンジンの開発, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, 20045019, No.9-04, p.1-4(2004)
- (3) 加藤幸範, 小柳和明, 菊田光, 大久保友弘: 超小型インジェクタ, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, 20035138, No.49-03, p.9-12(2003)
- (4) Ujii, T., Saito, H., Ueda, M., Akamatsu, S., Hayashi, A., Nakano, Y.: Development of Fuel Injector and Fuel Pump for a Fuel Injection System to Use in Small Motorcycles, SAE Paper 2005-01-0047(2005)
- (5) 久保博雅, 山田博: エンジン要素技術講座 II ガソリン空燃比制御部品: (1) 燃料系, ENGINE TECHNOLOGY, Vol. 4, No.3, p.104-109(2002)
- (6) 荒木和己, 秋山裕茂, 大内勝博, 赤松俊二, 仲野是克: 小型二輪車用電子制御燃料噴射ユニットの開発, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, 20055179, No.3-05, p.1-4(2005)

■著者■



赤松 俊二



上田 稔



林 徹



大内 勝博

Honda FCX 搭載の次世代燃料電池スタック

Next-generation Fuel Cell Stack for Honda FCX

井ノ上 雅次郎*
Masajiro INOUE

斉 藤 信 広*
Nobuhiro SAITO

内 堀 憲 治*
Kenji UCHIBORI

要 旨

Honda FCX搭載の次世代燃料電池スタックとして、水素イオン伝導性に優れるアロマトニック電解質膜と導電性・熱伝導性に優れ気密性が高いシール一体金属プレスセパレータ、更に金属セパレータのバネ性を利用したシンプルなスタック構造という独自の発想と新技術により、従来比約2倍の小型・高出力化と-20℃から+95℃までの発電を可能にした。

Honda FCXにおける燃料電池システム全体のレイアウトでは、スタックの2基小型分割という特徴を生かして加湿ユニットを一体モジュール構造としたことで、コンパクトな燃料電池システムを実現した。スタックの発電効率の向上によりエネルギー効率も従来モデルに比べて向上した。

ABSTRACT

The next generation fuel cell stack employs an aromatic electrolyte membrane, which offers outstanding proton conductivity, a stamped metal separator formed with a unitized seal for superb electrical and thermal conductivity, and a simple stack structure which is obtained using the springiness of the stamped metal separators. The combination of these innovative new technologies enables the new fuel cell stack to achieve output density that ranks among the best in the world, to be half the size of its predecessor, and to operate in temperatures from -20 to +95 °C, leading to its enhanced environmental adaptability.

In order to maximize space efficiency in the fuel cell system box, the FCX uses two compact FC stacks. The resulting integrated module structure, with the humidifier unit, enables a more compact fuel cell system box to be achieved. Energy efficiency of the new fuel cell system has also increased over the previous model, due to the enhanced power generation efficiency of the fuel cell stack.

1. まえがき

大気汚染やエネルギー問題に対応するために、CO₂や有害物質をいっさい排出しない究極のクリーンパワープラントとして、Hondaは燃料電池の研究開発に取り組んでいる。

1999年9月に自社開発の燃料電池スタックを燃料電池実験車に搭載して以来、燃料電池自動車の普及を目指し、その心臓部である燃料電池スタックをより小さく、より高出力に、そして多くの地域に適合させるために、進化させてきた^{(1), (2)}。この次世代燃料電池スタックを2003年10月に発表し、2004年11月には本スタックを搭載した燃料電池乗用車FCXとしてニューヨーク州に納車した。

本稿では、軽量・コンパクト化を実現し、世界トップレベルの高出力と氷点下での始動を可能としたと同時に、部品点数を大幅に削減した次世代燃料電池スタックを中心に紹介する。

*和光基礎技術研究センター

2. 開発のねらい

現在、自動車等の輸送車両や一般家庭向けに固体高分子形燃料電池の開発競争が盛んである。

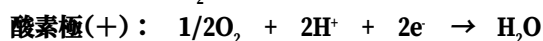
このタイプの燃料電池は、80℃前後の比較的低温域で使用でき、コンパクトなところが特徴であるが、自動車用としては氷点下始動やスペース効率及びエネルギー効率など克服せねばならない課題があった。そこで次世代燃料電池スタックの開発に際して以下の2点を主要なねらいとした。

- (1) 小型・高出力(出力密度)
- (2) 環境適合性(高温・低温性能)

3. 燃料電池スタック

固体高分子の燃料電池は、Fig. 1に示すように、固体高分子電解質膜を用い水素と酸素との電気化学反応によって化学

エネルギーを電気エネルギーに直接変換するものである。



水素イオンを伝導する固体高分子電解質膜を二つの電極層(水素極/酸素極)と拡散層で挟み、Membrane and Electrode Assembly(MEA)/膜電極接合体⁽³⁾を形成し、このMEAを2枚のセパレータで両側から挟んで1組のセルを形成する。1セルでは理論電圧1.23Vしか得られないので更にFig. 2に示すとおり、このセルを積層し、ひとつひとつのセルが発電することで大きな電圧を発生するようにしている。また電圧は積層段数によって決まり、電流は電極面積によって決まるので、出力を高めるためには、積層段数を増やすか電極面積を拡大する必要がある。

従来は電解質膜にフッ素系電解質膜を用いていたため、高温で軟化しやすく、0℃から80℃での使用温度に限られていた。またセパレータにはカーボンセパレータを用いていたため、導電と熱伝導の抵抗が障害となり、高い性能が得にくく、かつ低温からのより速い昇温を達成するには限界があった。またカーボンセパレータは強度的にさほど強くないため、複数のセルを積層し両側から締結する構造体として成立させるには、セパレータを厚くする必要があり、スタックの小型化が困難であった。

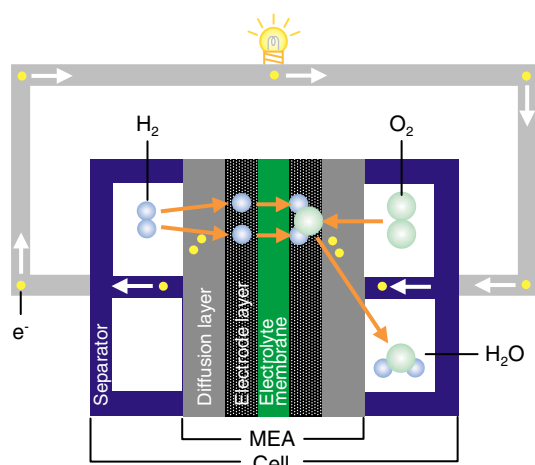


Fig. 1 Electrical generation in fuel cell

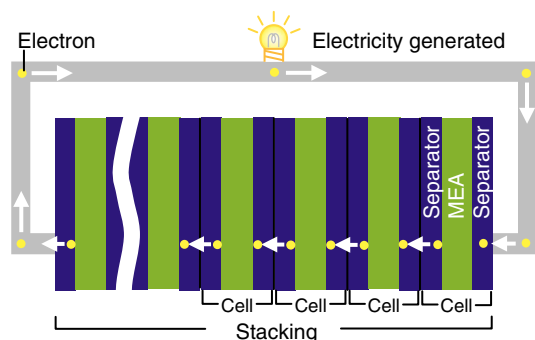


Fig. 2 Structure of fuel cell stack

そこで本スタックでは、水素イオン伝導性に優れたアロマトイック電解質膜を開発することで高出力化、また導電性・熱伝導性に優れたシール一体金属プレスセパレータを開発することで小型・高出力化を実現した。更にシール一体金属プレスセパレータのバネ性を利用してシンプルなスタック構造とすることによって、Fig. 3に示すとおり従来比約2倍の小型・高出力化を達成するとともに、氷点下での始動が可能となった。Fig. 4に高出力化、Fig. 5に小型化、Fig. 6に軽量化の技術進化をそれぞれ示す。

3.1. アロマトイック電解質膜

Fig. 7に示すように、熱安定性の高いアロマトイック(芳香族)構造の主鎖とイオン交換基(スルホン基)を組み合わせ

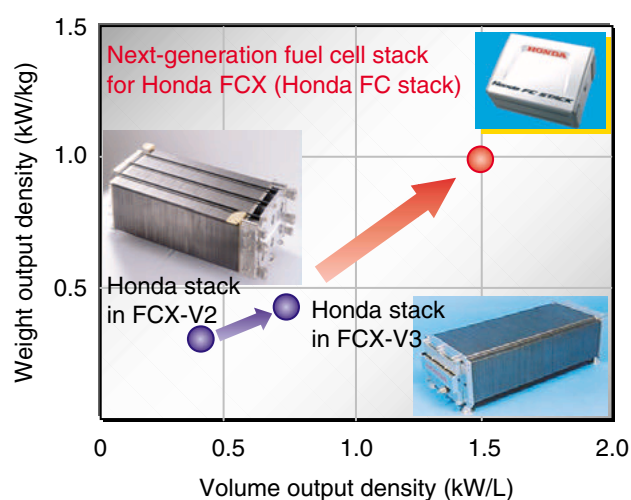


Fig. 3 Honda stack evolution

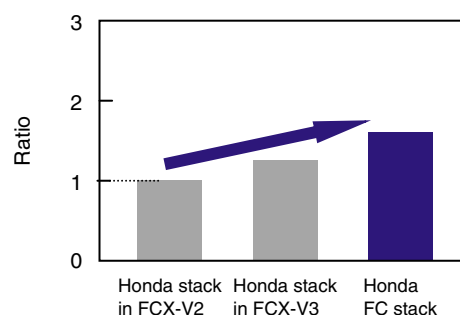


Fig. 4 Power output evolution

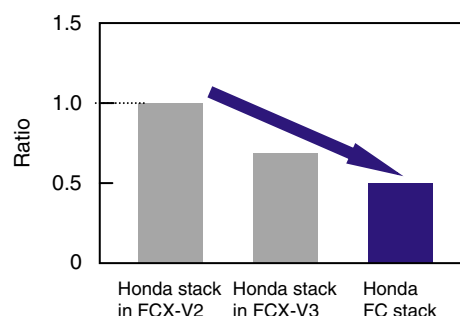


Fig. 5 Compactness evolution

新たな分子構造の電解質膜を開発し、イオン伝導をつかさどるイオン交換基を従来のフッ素系電解質膜よりも大幅に増加させた。その結果、Fig. 8 に示すように膜抵抗を 1/2 に低減でき、氷点下でも優れた水素イオン伝導性を得ることで - 20℃での燃料電池スタックの発電始動を実現した。

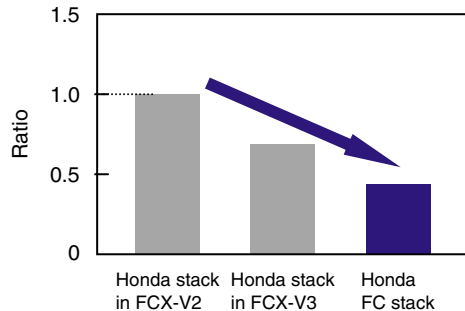


Fig. 6 Lightness evolution

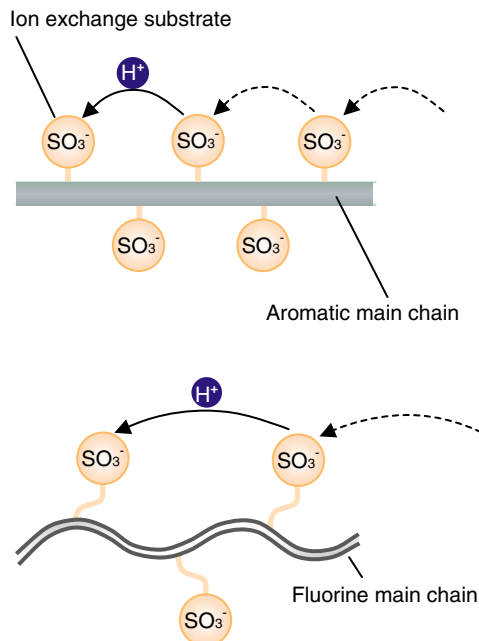


Fig. 7 Comparison of polymer structures

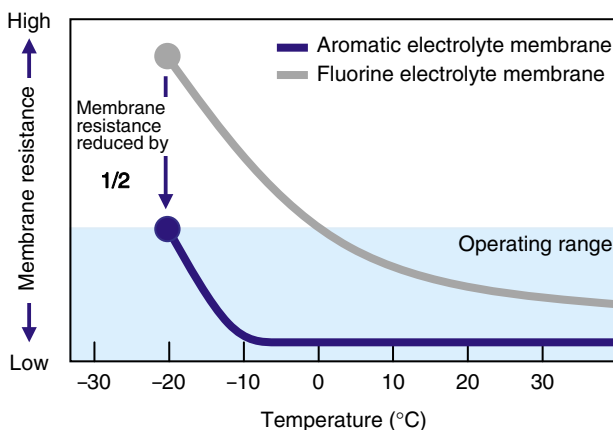


Fig. 8 Enhanced proton conductivity electrolyte membrane

また従来のフッ素系電解質膜は、80℃以上になると急激に軟化変形してしまうことから、それ以上の温度では使用できなかった。新開発したアロマティック電解質膜は高強度・高耐熱性のアロマティック構造主鎖によって、高温でも軟化変形しにくく、Fig. 9 に示すように 95℃での高温使用を可能にするとともに、優れた耐久性を実現した(Fig. 10)。しかし、アロマティック構造は高温での膜の形状保持性に優れているものの、Fig. 11 に示すように従来の膜・電極層接合製法では電極層との間に割れ目を生じた。これを解決するために独自の製法を開発し電解質膜と電極層との優れた密着性を実現している。

3.2. シール一体金属プレスセパレータ

セパレータは電子の通り道になることから、優れた導電性を有することが望ましい。同時に氷点下では発電に伴って生成する水を凍らせないために熱伝導性(昇温性)も重要

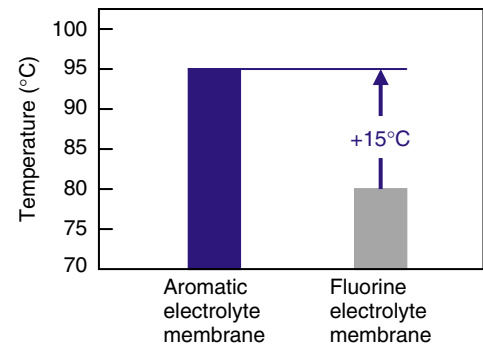


Fig. 9 Enhanced max operating temperature

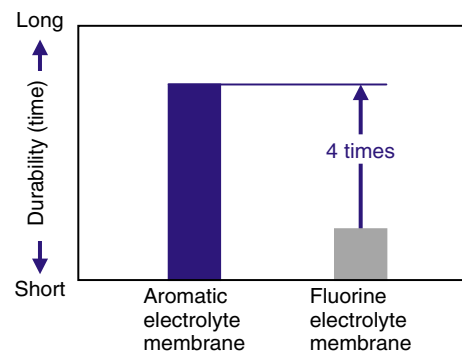


Fig. 10 Enhanced high-temperature durability (80°)

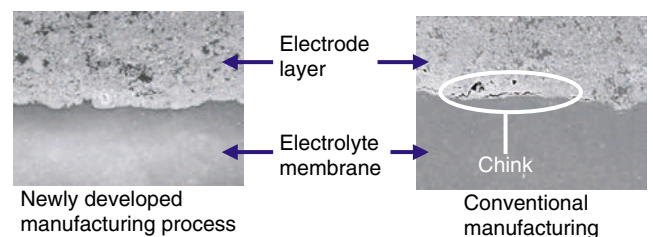


Fig. 11 Comparison of adhesion between aromatic electrolyte membrane and electrode layer

である。そこで電気を通しやすくしかも熱伝導性の高いステンレスの特性に着目し、導電性金属間化合物を介在したステンレス鋼板を開発することで従来のカーボンセパレータに対して -20°C で1/4まで接触抵抗を低減した(Fig. 12)。

強度的にカーボンより勝るステンレス材を適用することで、カーボンセパレータの半分の厚さに設計できた。これにより、熱伝導率が5倍に向上したため(Fig. 13)、スタック全体を素早く均一に暖めることができ、暖機時間を大幅に短縮することができた。

導電性と熱伝導性の双方をより効果的に得る手法として、金属素材はこれまででも注目されてきていた。しかし通電による酸化・腐食が課題であった。例えば酸化・腐食を防ぐために酸化皮膜処理を施すと、金属表面の抵抗が増加し十分な性能を得られないことから、従来はカーボンセパレータが使用されていた。そこで Fig. 14 に示すように、ステンレス系素材をベースに極めて電気を通しやすい導電性粒子

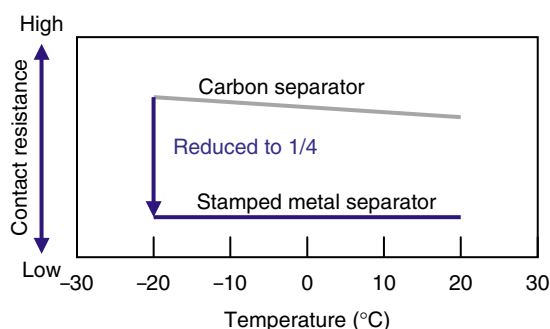


Fig. 12 Enhanced electrical conductivity of separator contact surface

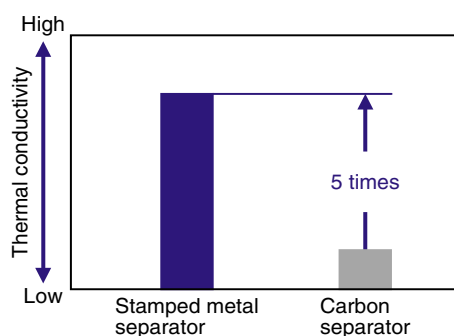


Fig. 13 Comparison of thermal conductivity

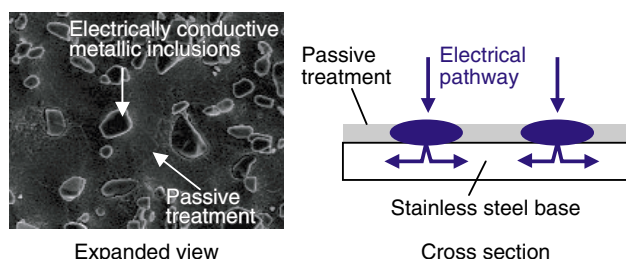


Fig. 14 Developed stainless steel

(導電性金属間化合物)を分散させ、その上でベース材に酸化皮膜処理を施すことで優れた導電性と耐食性及び熱伝導性を両立させた。

3.3. スタック構造

Fig. 15に示すように、従来のスタック構造では、カーボンセパレータと別体でシール材を用い、しかも高い気密性を得るためにディスクスプリングやバックアッププレート进行、大型ボルトで締結していた。これに対しFig. 16に示す本開発の燃料電池スタックでは、強度に優れる金属セパレータを用いることでカーボンセパレータに対して厚さを50%削減、しかもシール材を一体成形したことでセル単体でよりいっそうの薄型化と部品点数の削減を実現した。更にプレス成形した金属セパレータのバネ性を利用することで積層したセルをパネルで囲むだけのシンプルな構造となりスタック全体で部品点数を半減できた。これにより燃料電池スタックの軽量・コンパクト化が図られ、出力密度で従来比2倍以上を達成した(Fig. 17, Table 1)。

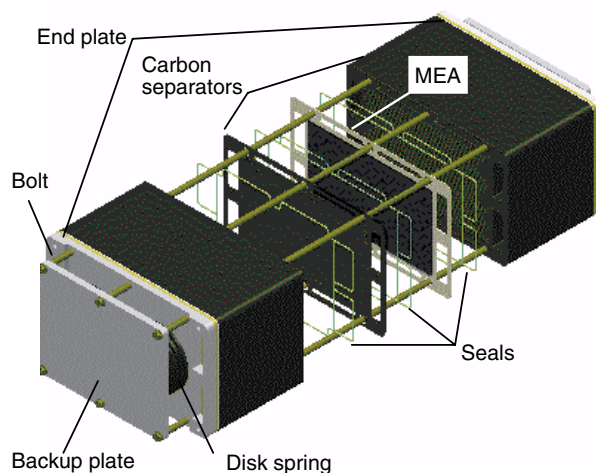


Fig. 15 Honda fuel cell stack in FCX-V3 (previous stack)

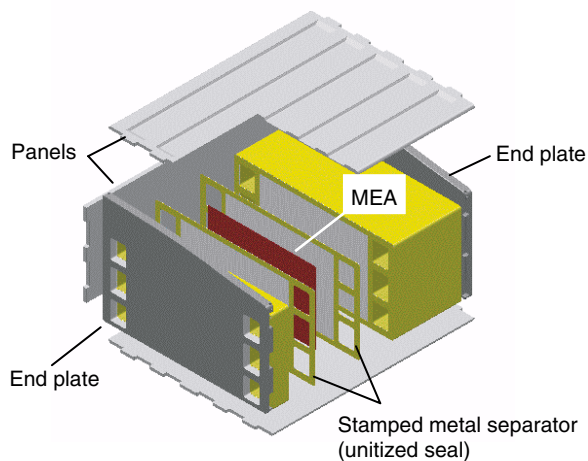


Fig. 16 Next-generation fuel cell stack for Honda FCX (Honda FC stack)

Table 1 Honda FC stack specifications

Output (kW)	50
Volume (L)	33
Weight (kg)	48
Max operating temperature (°C)	95
Cold start allowable temperature (°C)	-20



Fig. 17 Honda FC stack

4. 燃料電池補機システム

燃料電池システム全体をコンパクトにするために燃料電池スタックを2基に分割配置し、その間に加湿モジュールを配置一体化することで燃料電池補機類が効率的に配置でき、燃料電池システム全体のコンパクト化を実現した。新モデルFCXに搭載している燃料電池システムボックスの構造を Fig. 18 に示す。

低温対応などの機能を追加したうえで、さらにシステムの統廃合を含めた軽量化とコンパクト化に取り組み、結果として従来モデルの燃料電池システム⁽⁴⁾に対して、約5%の容積減と約3%の重量減を達成した。

空気供給系では、スタックを含めた空気経路の圧力損失の低減を進め、空気供給システムのエネルギー効率を向上させた。水素循環系では、二つの燃料電池スタックへの水素供給の均等分配を考慮しつつ、スタックの低圧損特性と合わせて経路内の圧力損失を低減することで、消費電力を低減させ、水素循環システムの効率を向上させた。

これらによりスタックを含む燃料電池システム全体で従来モデルに対しエネルギー効率を22%向上させた(Fig. 19)。

またスタックの低温発電に最適な空気供給、水素供給、加湿、及び冷却の設定をすることで、-20°Cでの低温始動を容易にした。

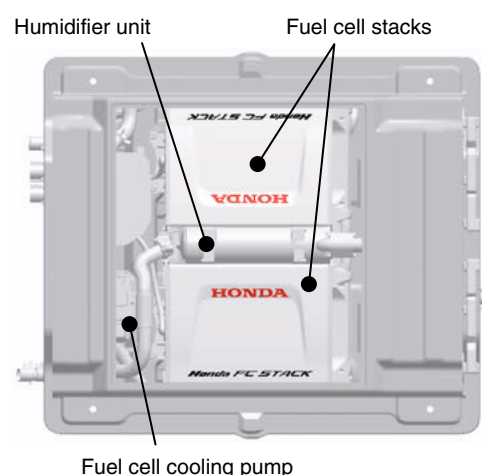


Fig. 18 Fuel cell system box configuration

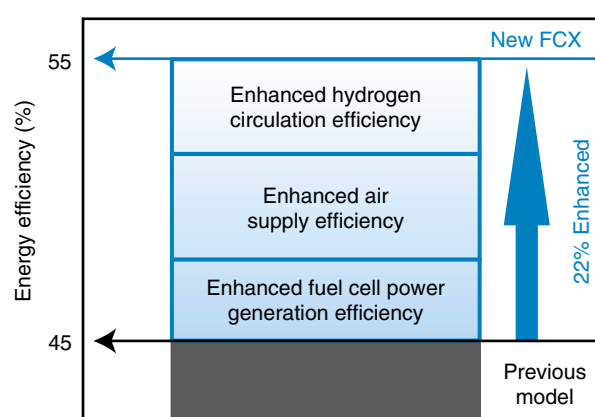


Fig. 19 Breakdown of enhanced energy efficiency (Honda data, LA-4 mode)

5. まとめ

燃料電池乗用車として世界初の氷点下始動を可能とし、かつ世界トップレベルの小型高出力化を実現した Honda FCX 搭載の次世代燃料電池において最も重要な技術についてまとめると

- (1) アロマティック電解質膜の開発により、氷点下での水素イオン伝導性を向上させ、氷点下始動の実現と高温耐性の向上が図れた。
- (2) シール一体金属プレスセパレータの開発により、導電性と熱伝導性を向上させ暖機時間を大幅に短縮するとともに、同時にスタックの小型化を図れた。
- (3) アロマティック電解質膜、シール一体金属プレスセパレータ及びコンパクトなスタック構造により小型高出力化を実現した。
- (4) 燃料電池システムでは、この燃料電池スタックの特徴を生かすことで、加湿モジュールを含めた補機類の統廃合レイアウトをすることができ、コンパクト化を実現した。また作動条件の見直しと経路圧力損失の低減によりエネルギー効率を向上させることができた。

参考文献

- (1) 鴻村隆：本田における燃料電池開発の現状と最適化手法，電気化学セミナー 1，p.135-142(2000)
- (2) 守谷隆史：ホンダにおける燃料電池自動車の開発，電気化学セミナー 1，p.139-144(2002)
- (3) 竹中啓恭：原理と電極反応，燃料電池技術とその応用，テクノシステム，p.91(2000)
- (4) 小川隆行，木村顕一郎，内堀憲治，藤本幸人，清水潔：燃料電池乗用車 Honda FCX 用パワートレインの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.7-12

■著 者■



井ノ上雅次郎



斉藤信広



内堀憲治

ACCORD Hybrid 用 新 5 速自動変速機の開発

Development of V6 ACCORD Hybrid 5 Speed Automatic Transmission System

吉 田 俊 輔*
Shunsuke YOSHIDA
伏 見 宏 一*
Koichi FUSHIMI

今 井 利 隆*
Toshitaka IMAI
前 田 敏 明*
Toshiaki MAEDA

要 旨

V6セダンとして力強くかつ洗練された走行性能と、4気筒コンパクトセダン同等の燃費性能の両立を目標に V6 ACCORD Hybrid 用の 5 速自動変速機(オートマチックトランスミッション:AT)を開発した。

ACCORD Hybrid は IMA システムとトルクコンバータ付有段 AT との初の組合せであり、V6 3.0 Litter i-VTEC エンジンと IMA モータの高トルクに対応しながら全長短縮をはかった。

気筒休止運転領域拡大および減速エネルギーの有効回生に対応した新設計のロングトーションダンパと高応答型のロックアップクラッチ機構、アイドルストップ復帰からのスムーズな発進を可能とするための電動オイルポンプ、全変速段のリニアソレノイドによるダイレクト制御油圧回路を開発し、燃費と走行性能の両立を達成した。

ABSTRACT

The 5-speed automatic transmission employed in the 2005 model year V6 Accord Hybrid was developed to enable the vehicle to display the powerful and refined driving performance of a V6 sedan, while achieving the fuel economy of a 4-cylinder compact sedan.

The Accord Hybrid represents the first combination of an IMA system and a stepped AT employing a torque converter. While its overall length has been reduced, the new AT has been designed with consideration of the high torque generated by the V6 3.0L i-VTEC engine and the IMA motor.

Expansion of the cylinder idling operating range and more effective regeneration of deceleration energy required a redesigned long torsion damper and a highly responsive lock-up clutch mechanism. The system has also been equipped with an electronic oil pump to enable smooth takeoff after idle stop, and a hydraulic system that employs a linear solenoid for direct control of all shift stages. The use of these new technologies has enabled the achievement of a superb balance of fuel economy and driving performance.

1. まえがき

地球環境の改善や化石燃料節約の観点より、自動車の低燃費化および低エミッション化の要求は年々高まり、2001 年 9 月 11 日事件以来のアメリカでのエネルギー政策の転換でガソリン価格の高騰がつのってハイブリッドシステムを搭載した低燃費・低公害車への注目は、ますます強くなっている。

Honda ではこれらの市場要求に応えるべく 2004 年 12 月 10 日に、V6 ACCORD Hybrid を発売した。

この ACCORD Hybrid の IMA システムは、CIVIC Hybrid に搭載した IMA システムをベースにモータ/ジェネレータ性能を向上させるとともに、V6 3.0 Litter 気筒休止機構

*栃木研究所

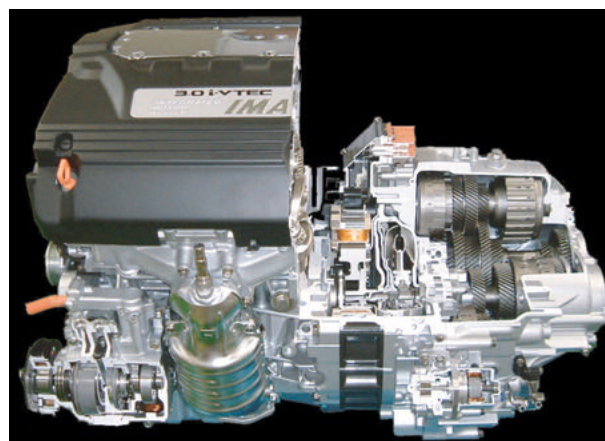


Fig. 1 ACCORD Hybrid powerplant cut model

「VCM」(Variable Cylinder Management)「i-VTEC」エンジンを組み合わせ統合制御をおこなっている。本稿ではこのシステムに適合させた、新 5 速 AT の構造、特徴、性能について紹介する^{(1), (2)}。

Fig. 1 にパワープラントのカットモデル写真を示す。

2. ACCORD Hybrid 用 5AT の構造

2.1. 基本レイアウトおよび主要諸元

ACCORD Hybrid はエンジン、モータ、トランスミッションからなる IMA システムのパワープラントを横直列配置で搭載している。本開発では、従来の 5AT から大幅な全長短縮をはかることにより、IMA モータ追加によるパワープラント全長増を最小化した。

偏平率 65% の薄型トルクコンバータの採用と 3 速駆動用のサードシャフトを追加し 4 軸化することにより、トランスミッションは 2003 年モデル ACCORD V6 5AT と比較して 60mm の全長短縮をはかっている。Fig. 2, Table 1 に 5AT の断面図と主要諸元を示す。

サードシャフトには 3 速クラッチ、3 速ギヤ、4 速ギヤが配置され 3 速駆動時にはサードシャフトを経由してトルク伝達がおこなわれる。このシャフトの追加により他のシャフト長の短縮が可能となり、トランスミッション全長の短縮に大きく寄与している。

また、アイドルギヤ列配置をトランスミッション後端から支持ベアリングの中央に変更することにより、シャフトたわみによるギヤ音発生を抑制している。

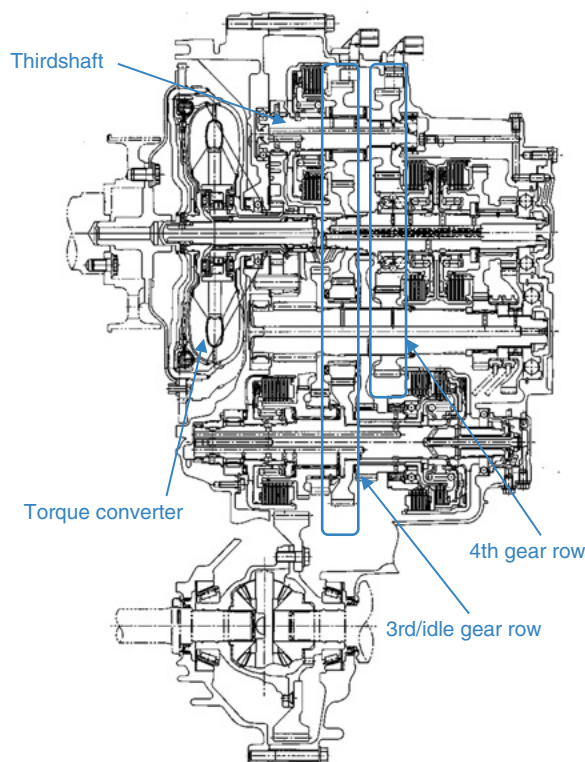


Fig. 2 Main section of ACCORD Hybrid 5AT

Table 1 Main specifications of ACCORD Hybrid 5AT

Type	4-Axis 5speed AT	
Ratio		O/A
1ST	2.685	11.747
2ND	1.565	6.849
3RD	1.023	4.476
4TH	0.729	3.190
5TH	0.530	2.321
RVS	1.888	8.263
Final	4.375	
Torque converter	$\tau_0=5.4$ $k_0=1.7$ (Long-torsion damper, Highly-responsive lock up clutch)	
Hydraulic system	All shift stage direct control Idle stop control	
Electric oil pump	Type: Trochoid rotor 3cc/rev Rating: 7.4L/min @ 343kPa	

2.2. ギヤレシオ

一般にギヤレシオがハイレシオになるほど Highway 燃費性能は向上するが、ACCORD Hybrid の VCM + IMA システムでは気筒休止運転領域との兼ね合いから、システムの長所を引き出すために、最適なギヤレシオを選定することにより走行性能と燃費性能の両立をはかった。

Fig. 3 に加速性能とモード燃費を、Fig. 4 にファイナルギヤレシオとモード燃費の関係を示す。

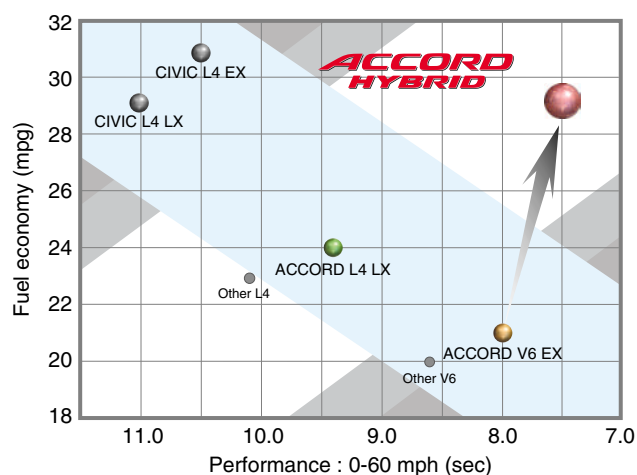


Fig. 3 Performance vs. fuel economy

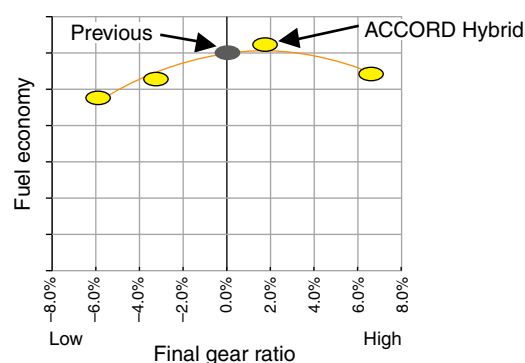


Fig. 4 Final gear ratio vs. fuel economy

2.3. トランスミッションケースの軽量化

ハイブリッド化にともない、従来の車両に対し IMA システムの追加により重量が増加する。

5ATシステムでは重量の増加を最小限に抑えるためCAE技術を活用し、従来タイプ同等以上の剛性を確保しながらトルクコンバータケース・トランスミッションケースを6%軽量化した。Fig. 5にケース応力のシミュレーション結果の一例を示す。

2.4. 電動オイルポンプ

IMAシステムのアイドルストップに対応するべく、アイドルストップ中に起動するトロコイド式の電動オイルポンプを新たに開発した。

エンジンにより駆動されるオイルポンプしか持たない既存のATでアイドルストップをおこなうと、エンジンにより駆動されるオイルポンプが停止するため、回路内の油圧が無くなり、再発進時のエンジン始動と共に急激に油圧が立ち上がり、クラッチの急係合から発進時のショックが起きる。そこで、アイドルストップ時にもクラッチ係合に必要な油圧を保持するために、電動オイルポンプを設置することにより、スムーズな発進性能を確保した(Fig. 6)。

2.4.1. 電動オイルポンプシステム構成

電動オイルポンプシステムは、トランスミッション前部に取付けられる電動オイルポンプ ASSY と電動オイルポン

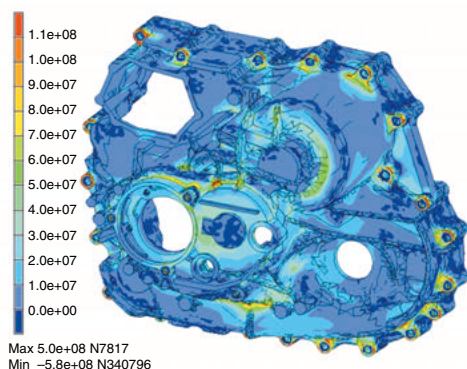


Fig. 5 Simulation of case stress

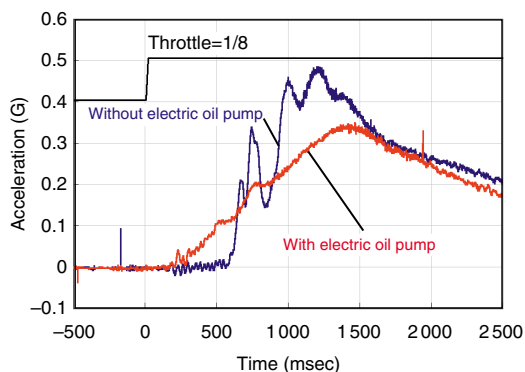


Fig. 6 IMA start characteristics

プ ASSY を制御する電動オイルポンプドライバとで構成される。

電動オイルポンプドライバはECUとの双方向通信により出力トルク要求指令受信や、オイルポンプ運転状態などの情報送信をおこない、電動オイルポンプ ASSY のブラシレスモータを回転センサレス、電流センサレス方式で制御している。Fig. 7に電動オイルポンプシステム構成図を示す。

アイドル運転中や走行中にはエンジンにより駆動されるオイルポンプより油圧供給し、アイドルストップ時には電動オイルポンプより供給するために、油圧回路構成はエンジンにより駆動されるオイルポンプと吸入・吐出油路を平行に配置し、クラッチ供給油路へ合流させた。また、エンジンにより駆動されるオイルポンプの吐出油路との合流部にはチェックバルブを設置することで、アイドル運転中や走行中と、アイドルストップ時の油圧供給源の切替を簡便な構造でおこなうことを可能とした。Fig. 8にはAT油圧回路の概念図を示す。

電動オイルポンプ ASSY は、トロコイド式オイルポンプ部とブラシレスモータ部とで構成され、モータの駆動力

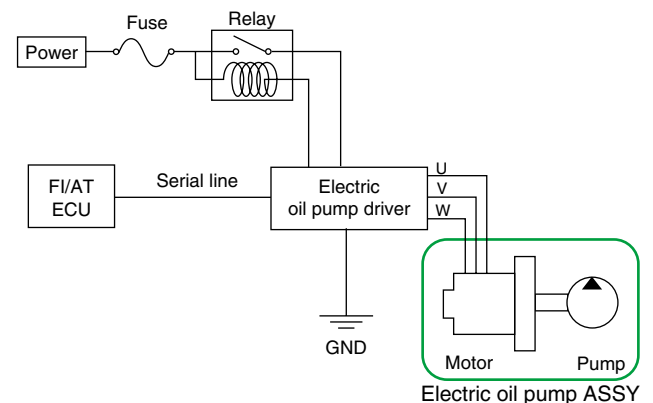


Fig. 7 Electric oil pump system

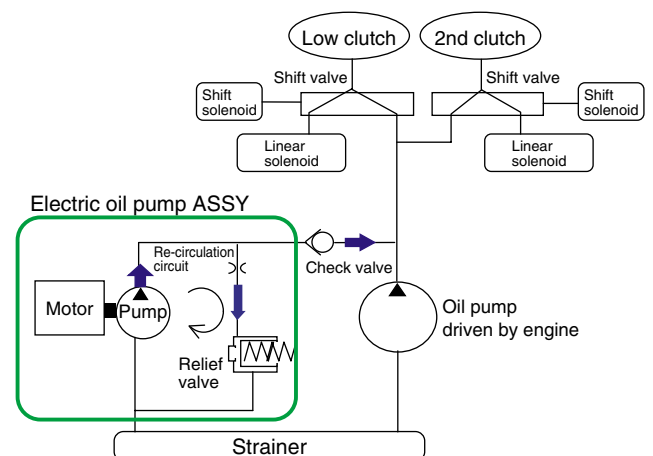


Fig. 8 Hydraulic circuit

はオルダム継ぎ手を介しポンプに伝達される構造とした (Fig. 9)。

2.4.2. オイルポンプ

フリクション低減のため、トロコイドロータ部は小径、幅広ロータを採用しサイド面の摺動抵抗を抑えた。

また、粘性の低い高油温域での体積効率低下を抑えるため、ロータハウジングをロータと同一材質とし、高油温域でもポンプサイドクリアランスを最小のまま一定に保つことで、高油温域の高効率を実現し、小型化、軽量化も達成している。

電動オイルポンプの起動時には、エンジンにより駆動されるオイルポンプの吐出圧によりチェックバルブが閉じている。そのためオイルを吐出できず、回転、電流センサレスモータが安定して回転できる限界回転数を下回ってしまうという課題があった。また電動オイルポンプの停止中にポンプ内に溜まった気泡の影響で起動時モータ負荷が急激に軽くなり、モータ回転数が安定するまで時間がかかるという課題があった。

これに対応するため内部循環油路構造を設け、アイドルストップ開始前から電動オイルポンプは加圧吐出状態を作り、最低回転数以上で待機させた。また、一定時間作動させることで電動オイルポンプ内に溜まった気泡を拡散させ、チェック弁開放時の負荷変動を抑えた。以上により、余裕をもった運転開始停止と、滑らかなアイドルストップ油圧移行が可能となった。

2.4.3. ポンプモータ

ブラシレスモータを採用したことで、同出力の DC ブラシモータと比較し、約 20% の効率向上を図った。

エンジンや、他のデバイス騒音が無いアイドルストップ中にポンプモータを駆動するため、低騒音モータを開発した。モータからのノイズ発生源であった、ベアリングの騒音を低減するため、嵌め合い寸法の適正化と、予圧スプリングの設置により、ベアリングガタを縮小した。

これにより、電動オイルポンプ ASSY 駆動時の車室内音

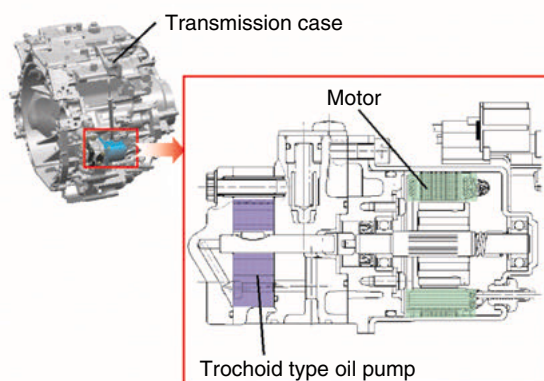


Fig. 9 Electric oil pump

圧を、エンジン停止時の車室内騒音圧である 30dB 以下に低減した。

2.4.4. 電動オイルポンプドライバ

電線電圧降下による電力ロスを最小限に抑えるためにエンジンルーム内に電動オイルポンプドライバを設置した。設置場所は被水環境の良いホイールハウス上に設置した上、防水構造とした (Fig. 10)。

また、ドライバから発生する騒音は駆動周波数を可聴域外の周波数とし高周波ノイズもカットしている。

2.5. ロングトーションダンパ

気筒休止運転の領域拡大に対応するため、新設計のロングトーションダンパを開発した (Fig. 11)。気筒休止時のトルク変動を減衰させるためトーションダンパのバネ定数を従来比 -17% とし、共振周波数を怠速運転下限回転数以下に設計し、駆動系振動を抑制して充分な商品性を確保しながら燃費の向上に貢献している。

また、ロックアップクラッチ ON からのスロットル踏み時のショックを緩和するためにトーションダンパの作動角を従来に対し 5 倍に拡大している (Fig. 12)。



Fig. 10 Electric oil pump driver layout

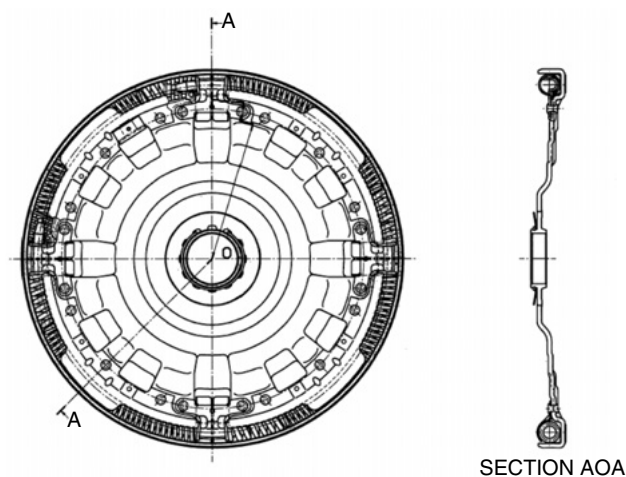


Fig. 11 Optimization of torsion damper characteristic for lock-up clutch

2.6. 高応答ロックアップクラッチ

クルーズ走行や減速回生時の燃費向上の対応として、Fig. 13 に示す高応答のロックアップクラッチを採用した。

ロックアップクラッチの背圧室側にダイヤフラムスプリングによるアシスト機構を追加して従来ロックアップクラッチに対する応答時間を $1/3 - 1/4$ とした。これにより約 1.9%の燃費向上を達成している (Fig. 13, 14)。

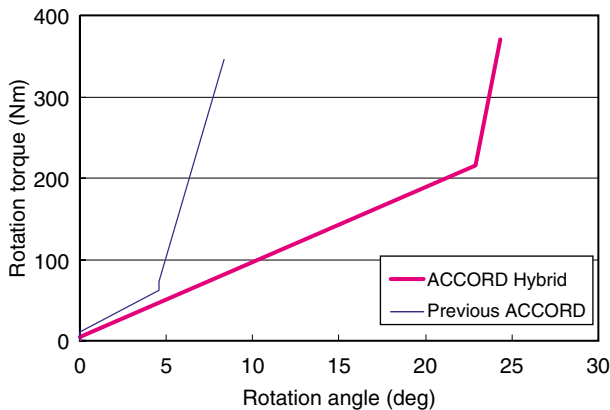


Fig. 12 Damper characteristics

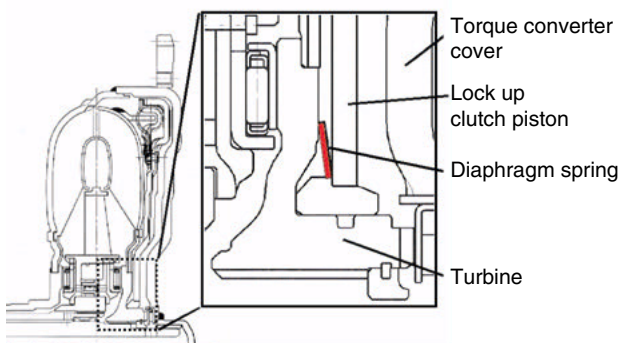


Fig. 13 Highly-responsive lock-up clutch

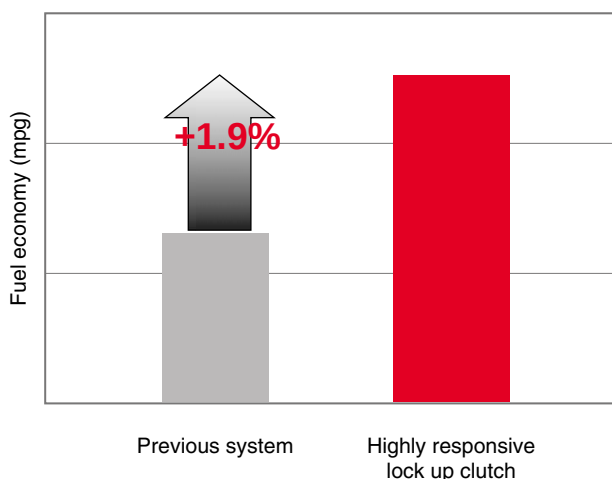


Fig. 14 Ratio of contribution to fuel economy

3. ACCORD Hybrid 用 5AT の制御

IMA システム全体としては、CIVIC Hybrid で採用しているアイドルストップ・アシスト・回生に加え、Drive By Wire (DBW) 及び気筒休止と協調したトルクマネージメント型制御を導入し燃費向上を図っている。

トランスミッションとして、省燃費と高い変速商品性の実現を両立させるために、1速クラッチを含む全変速段ダイレクト制御を採用した。

3.1. 2速発進制御

発進時のエンジン回転上昇にともなう無駄な加速エネルギーを抑制するため、通常発進のアクセルペダル開度では、2速発進をおこなっている。これにより 0.1Mpg の燃費向上効果が得られた。このとき DBW 協調制御を利用してアクセルペダル開度に応じた十分な発進加速性能も確保している。

またそれ以上の加速要求に対しては、ダイレクト制御のメリットを生かした滑らかな Low 発進を可能としており、発進時モータアシストの効果をスポイルすることなく 60マイル 7.5sec の加速性能を達成している。

3.2. 減速回生制御

減速中の燃費を抑えるためには、電力回生エネルギーを増加させることと、燃料噴射量を抑える必要がある。

この間の回生エネルギーを増加させるために、3気筒運転状態にしてエンジンのポンピングロス低減させると同時に、アイドルストップの直前までロックアップクラッチの締結状態を維持した。さらに、エンジン回転が燃料カット維持回転数以下とならないようダウンシフトをおこない、そのままエンジン始動することなく、アイドルストップモードに移行させた。これによりアイドルストップまでの減速中のほぼ全域でエネルギー回生をおこなうことが可能となり、燃料消費を抑えることができた。Fig. 15に減速時の動作を示す。

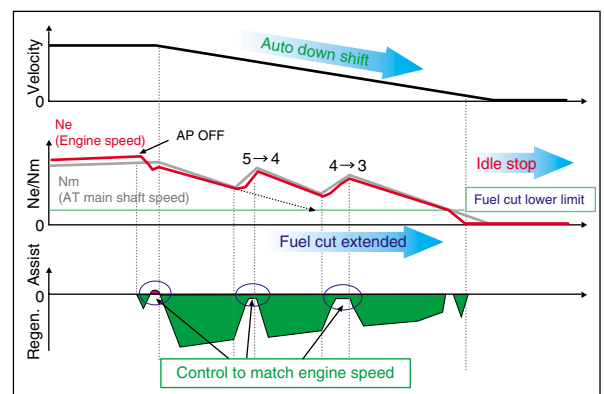


Fig. 15 Chart of deceleration regeneration operation

商品性面では、シフトダウンの瞬間、モータ回生量を一瞬弱めることで、変速時にクラッチが負担するエネルギーを減少させ、ダウンシフトショックを低減させた。また、エンジン停止前後にクラッチ締結力をコントロールすることで、エンジン停止エネルギーを車体へ伝達しないようにし、「滑らかな停止感」を達成した。

4. まとめ

ACCORD Hybrid 用の 5AT は、モータアシストによる気筒休止領域の拡大という燃費向上の柱として、IMA システムの出力性能向上、ATアイドルストップ対応、および減速エネルギーを最大限回生するという課題に対し、商品性を損なうことなく達成することができた。

その結果、V6セダンとして力強くかつ洗練された現行モデルをしのぐ動力性能と、4気筒コンパクトセダン同等の燃費性能である US City 29 mpg, US Highway 37 mpg の両立を達成することができた。

参考文献

- (1) 貝塚正明, 今井利隆, 石川 享, 仁木 学, 安達浩光:
ACCORD Hybrid システムの開発, Honda R&D
Technical Review, Vol.17, No.1, p. 18-24
- (2) 野口勝三, 藤原幹夫, 瀬川 誠, 澤村和同, 鈴木 茂:V6
i-VTEC可変シリンダシステムエンジンの開発, Honda
R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p. 85-92

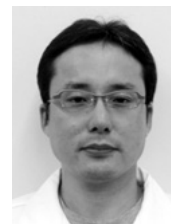
■著 者■



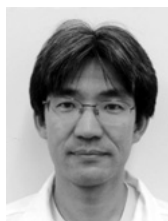
吉田 俊 輔



今井 利 隆



伏見 宏 一



前田 敏 明

SH-AWD 用ダイレクト電磁クラッチの制御技術

Control Technology of Direct Electromagnetic Clutch Employed in SH-AWD System

國井 力也*

Rikiya KUNII

岩崎 明裕*

Akihiro IWAZAKI

菅野 裕*

Yutaka KANNO

関谷 重信*

Shigenobu SEKIYA

要 旨

SH-AWD システムは、四輪への伝達駆動力を連続的に可変制御する 4WD システムで、車両の運動性能を画期的に高めることができる。本システムの主要技術としてダイレクト電磁クラッチがある。それは従来の電磁クラッチに対し制御精度の向上を目的として開発し、リアドライブユニットに搭載されている。

ダイレクト電磁クラッチは、ソレノイドの磁路となる磁性材にエアギャップを設け、そこに生じる吸引力をクラッチ推力に変換する機構であり、従来の電磁クラッチで使用している倍力機構は介在しない。よって直接クラッチに推力が作用するため制御精度が向上する。ただし、クラッチの厚さが変化するのに伴いエアギャップが変化し、ソレノイドの吸引力も変化する。従ってサーチコイルを用いてエアギャップの変化を磁束の変化として捉え、常に適切な吸引力が発生するように電流を補正制御している。また検出精度を向上させる手法を工夫し、より高精度な伝達駆動力の制御を可能としている。

ABSTRACT

The SH-AWD system is a 4WD system providing continuously variable control of the torque transmitted to all four wheels to radically enhance vehicle dynamic performance. The core of the system is a direct electromagnetic clutch positioned in the rear drive unit. This new clutch was developed to enable more precise control than is possible in a conventional electromagnetic clutch. In the direct electromagnetic clutch, there is an air gap between the magnetic materials, that form the solenoid magnetic circuit. The solenoid force generated across this gap is converted into clutch thrust, without the need for the torque amplifier employed in conventional electromagnetic clutches. The fact that thrust acts directly on the clutch increases the precision of control. However, the size of the air gap changes when the thickness of the clutch changes, and this causes change in the solenoid force. A search coil is therefore used to detect changes in the size of the gap as changes in magnetic flux, enabling the current to be corrected in order to ensure that the appropriate solenoid force is consistently generated. In addition, measures to increase the accuracy of detection have enabled more precise control of torque transmission.

1. はじめに

SH-AWD システムは、ドライバの操作と車両の状態に応じて四輪への伝達駆動力をバリエーションに制御することで、車両の旋回性能および安定性に代表される運動性能を向上させることができる⁽¹⁾。

上記性能を満足させるため、リアドライブユニットに搭載される電磁クラッチは、ヒステリシスの低減など高いトルク制御精度が求められる。従来の電磁クラッチでは倍力機構としてボールランプを使用しているが、そのガタによる作動回転角までの応答遅れや引き摺り荷重などがトルク

制御精度に影響する⁽²⁾。ダイレクト電磁クラッチでは、それらを排除しつつトルクを増幅できる機構として、新たにプラネタリギヤを採用している。

また従来の電磁クラッチは、磁路となる磁性材の間にクラッチ板を挟む構造であるため、クラッチ板は磁束が通過する磁路の一部を構成している。そのためクラッチ板に非磁性材であるパーパ系の摩擦材を採用できず、鉄系のクラッチ板が用いられる。その結果、摩擦特性を安定させるため、クラッチ板に特殊な表面処理が必要である⁽³⁾。また、クラッチ板はトルクを伝達する強度部材であるため、磁気特性に優れた純鉄とすることができない⁽⁴⁾。

*栃木研究所

以上の課題を解決するため、ソレノイド外周の磁性材にエアギャップを設け、磁性材に発生する吸引力を磁路の外側に配置したクラッチの推力としている。その結果、磁路を純鉄で構成することと、クラッチ板にペーパー系の摩擦材を採用することを可能としている。

しかしながら、クラッチの摩耗等によってエアギャップが変化すると、それに応じて吸引力が変化する。そのため高精度に駆動力を制御するには、エアギャップの変化を検出し、吸引力を補正する必要がある。本稿では、エアギャップ変化の検出、吸引力の補正制御および制御精度の向上手法について述べる。

2. ダイレクト電磁クラッチ

ダイレクト電磁クラッチの構造を Fig. 1 に示す。メインコイルを内蔵した磁性材のヨークは、同じく磁性材のアーマチュアとの間にエアギャップが設けられる。メインコイルへの通電に伴いヨークはソレノイドとして機能し、アーマチュアを吸引する荷重が発生する。この吸引力はプッシュ・シリンダを介してクラッチに伝達され、ケースとハブの間にトルクが発生する。

この構造においてクラッチ板の厚さに摩耗等で変化が生じると、エアギャップも変化する。その場合、電流とソレノイド荷重の相関が変化し(Fig. 2)、補正しない場合、高精度な制御ができない。

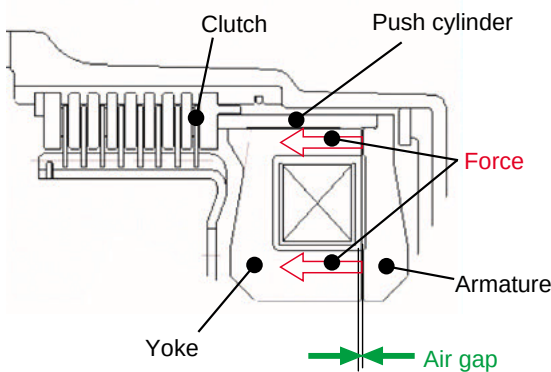


Fig. 1 Cross-section of direct electromagnetic clutch

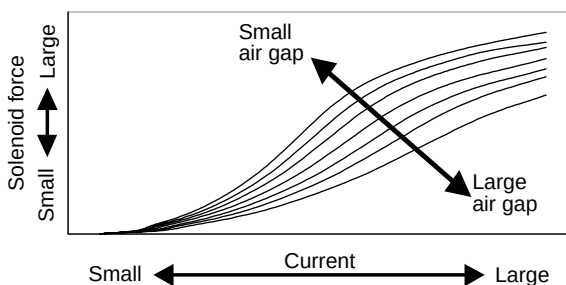


Fig. 2 Current-solenoid force characteristic

3. エアギャップの検出

ダイレクト電磁クラッチのアーマチュアとヨーク間に発生する吸引力は(1)式で表され、Fig. 3に示すように吸引力はエアギャップに反比例する。

$$F = 10^7 S \mu_0^2 U^2 / 8\pi / \delta^2 \quad (1)$$

F : 吸引力 S : 磁路断面積

μ_0 : 真空の透磁率($4\pi \times 10^{-7}$)

U : 磁界の強さ

δ : エアギャップ

また磁路断面積は(2)式で表され、Fig. 4 に示すように吸引力は磁束に比例する。

$$S = 8\pi F / 10^7 / B^2 \quad (2)$$

B : 磁束

従って磁束を検出することでエアギャップが検出できる。

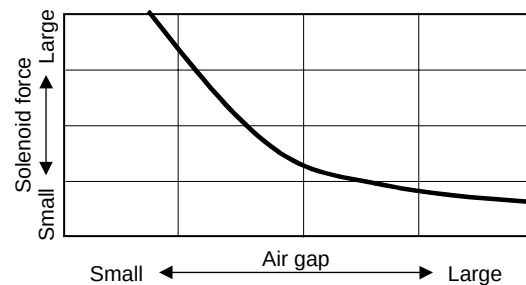


Fig. 3 Air gap-solenoid force characteristic

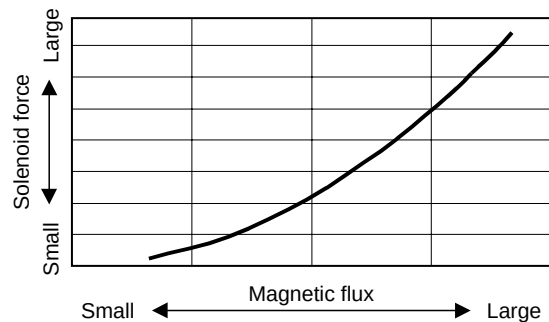


Fig. 4 Magnetic flux-solenoid force characteristic

4. 磁束の検出

磁束の検出にはサーチコイルを用いる(Fig. 5)。サーチコイルの位置は、製造上メインコイルと一体化する⁽⁵⁾ことと、磁路を流れる磁束の影響を受けやすいことを考慮し、ヨークの内側に設定する(Fig. 6)。

検出原理は(3)式のファラデーの法則を用いる。

$$e = N_s d\phi / dt \quad (3)$$

e : サーチコイル起電圧

N_s : サーチコイル巻数

ϕ : サーチコイル周囲の磁束

ここから時間軸の磁束の変化に伴ないサーチコイルに起電圧が発生することがわかる。

(3)式を時間で積分すると(4)式が得られる。

$$\phi = \int e dt / N_s \quad (4)$$

メインコイル電流を変動させてサーチコイル周囲の磁束を変化させ、サーチコイルに起電圧を発生させる(Fig. 7)。図中の積分した面積が(4)式の右項を表す。これをサーチコイル巻数で除して磁束を求めることができる。

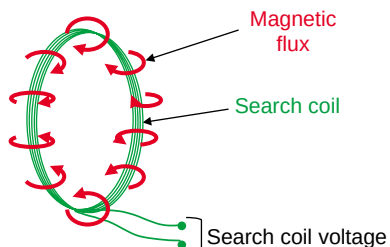


Fig. 5 Search coil concept

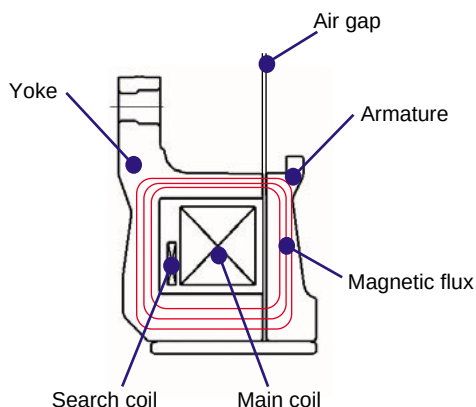


Fig. 6 Layout of magnetic circuit and search coil

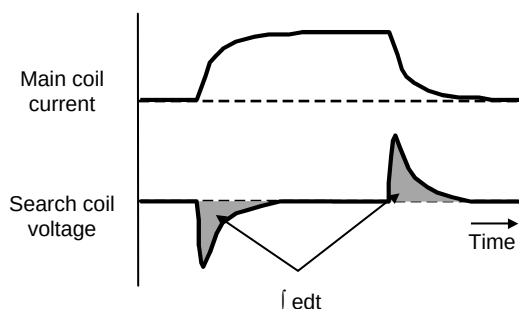


Fig. 7 Voltage during DC current control

5. 吸引力の補正制御

続いて吸引力の補正制御手法について述べる。まず磁束—電流—トルクの3次元テーブル(Fig. 8)をECUに設ける。

検出した磁束に基づき上記3次元テーブルより目標トルク—電流値テーブルを選択する。これを基に目標トルクに対する電流値を求め、制御を実行する(Fig. 9)。

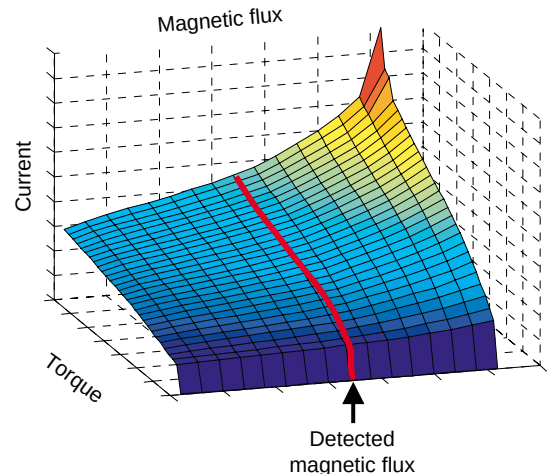


Fig. 8 Current-torque-magnetic flux table

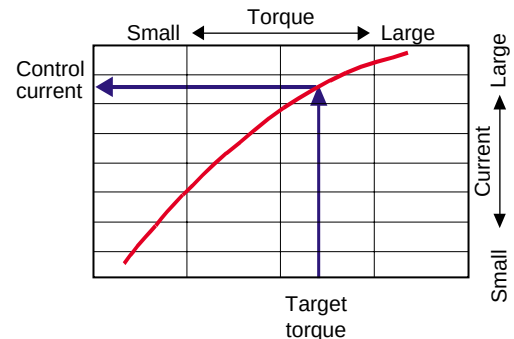


Fig. 9 Current-torque table

6. 制御精度の向上技術

6.1. PWM 制御の影響

Fig. 7 は直流電流における計測結果であるが、実際の電流制御は PWM 制御(Pulse Width Modulation control)である。電流を PWM 制御する間は、磁束変動に起因してサーチコイル電圧が振動し精度が悪化する。

従って一定電流を PWM 制御した後、電流をオフし、磁気インダクタンスに応じて電流が緩やかに低下する領域をサンプリングする事にした(Fig. 10)。サーチコイル電圧は振動することなく緩やかに変化しており、積分面積が安定的に得られるため、磁束検出精度を向上することができる。

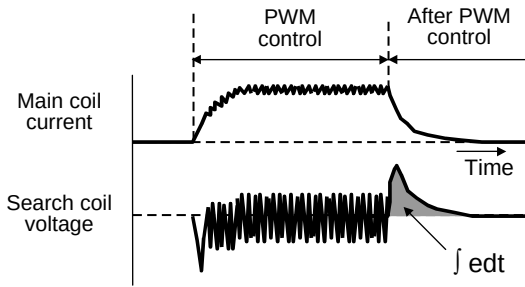


Fig. 10 Voltage during PWM current control

6.2. ECU 基準電圧の影響

ECU がサーチコイル電圧を A/D 変換する際のサンプリング周期を θ とすると、(4)式は(5)式により表すことができ、Fig. 11 に示すように電圧の積分が実行される。

$$\phi = \int \text{edt} / N_s \quad \theta \Sigma e / N_s \quad (5)$$

θ : サンプリング周期

基準電圧は ECU 個体毎に異なり、同一 ECU においても環境温度の変化に伴い変動する。従ってサーチコイル電圧を検出する時に、ECUの基準電圧とサーチコイルのゼロ電圧とのオフセット電圧が誤差として含まれる(Fig. 12)。そこでサーチコイル電圧を検出した直後に、検出時間と同じ時間サーチコイル電圧を積分し(Fig. 13)、式(6)によりその積分値を検出時の積分値から差し引くことにした。

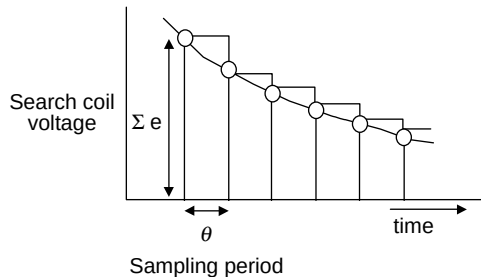


Fig. 11 Sampling period of search coil voltage

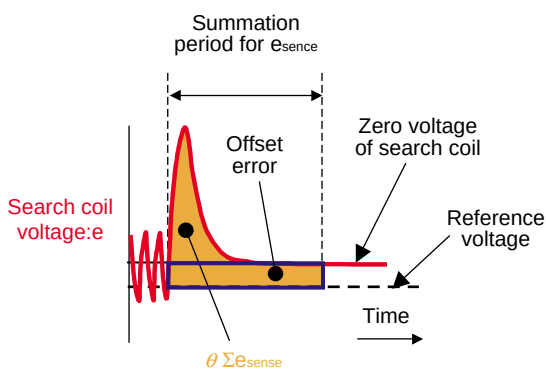


Fig. 12 Offset voltage error of search coil

$$\phi = \theta (\Sigma e_{\text{sense}} - \Sigma e_{\text{zero}}) / N_s \quad (6)$$

e_{sense} : 計測電圧積分値

e_{zero} : 補正電圧積分値

これにより ECU 基準電圧のばらつきの影響を排除することができ、磁束検出精度を向上することができる。

6.3. 磁路ギャップ部形状の影響

磁路ギャップ部の形状違いでの、エアギャップに対する吸引力特性の確認をした。磁路形状はギャップ部が 30°テーパ、45°テーパ、フラットの3種類を検討した(Fig. 14)。

エアギャップに対する吸引力の実測結果Fig. 15から、フラットタイプはテーパタイプに対し、エアギャップ変化に対する吸引力変化が急峻なことがわかる。すなわちエアギャップが小さくなるほど、目標吸引力に対して決定される電流が小さくなる。そのため、吸引力の電流分解能が低下

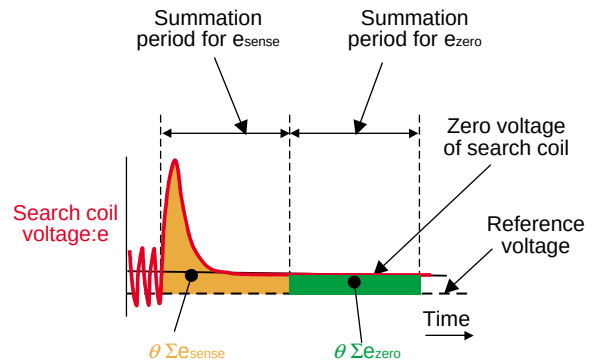


Fig. 13 Zero correction of search coil voltage

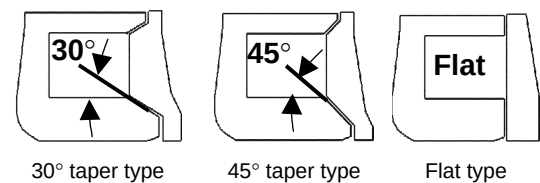


Fig. 14 Gap profile of magnetic circuit

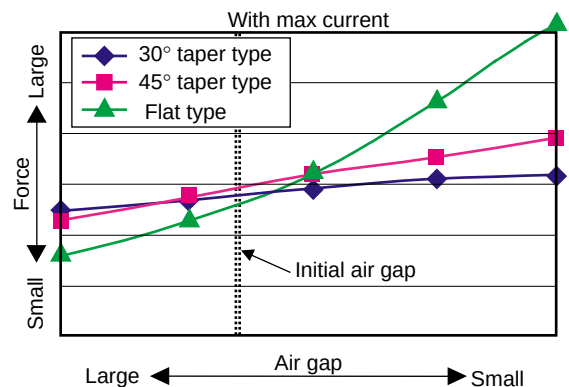


Fig. 15 Air gap-solenoid force characteristic

し、電流誤差による吸引力誤差が増加しやすい。また磁束測定時のサーチコイル電圧は ECU の許容範囲内で可能な限り大きくすることが電圧分解能からは望ましいが、エアギャップ変化後の電流に対する磁束およびサーチコイル電圧の上昇を考慮して初期から小さな電流で磁束を測定せざるを得ないため、電流分解能が低下し磁束検出誤差が増加しやすい。以上より磁路ギャップ部形状はテーパタイプを選択することで、磁束検出精度と吸引力制御精度を向上させることができる。テーパ角度は初期ギャップ時において吸引力が大きい 45° としている。

6.4. サーチコイルの設定位置の影響

45° テーパータイプの磁束密度分布を磁気シミュレーションした(Fig. 16)。磁気解析ソフトは ELF 社製 ELF/MAGIC を用いた。

その結果、エアギャップ部の近傍は磁束分布の変化が大きいことがわかった。これはエアギャップ部から漏れた磁束の影響と考えられる。そこでエアギャップより遠い位置にサーチコイルを設定することで、安定的な磁界において磁束検出し、磁束検出精度を向上することが可能になる(Fig. 17)。

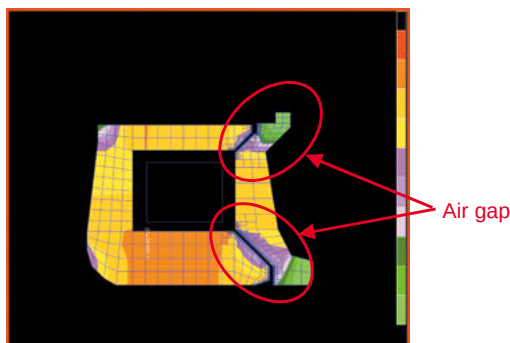


Fig. 16 Magnetic flux simulation result

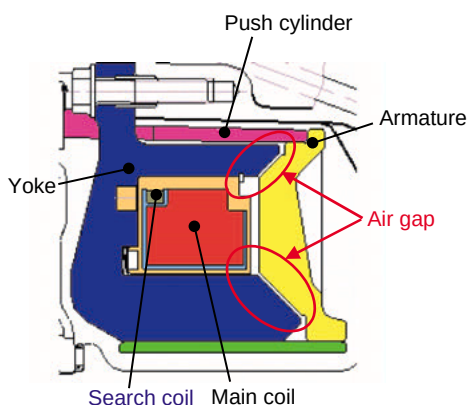


Fig. 17 Layout of search coil

7. 結果

目標トルクと実トルクの相関を、磁束検出による電流補正制御の有無で測定した。Fig. 17 および Fig. 18 は補正制御無しおよび有りの測定結果である。補正制御を加えることで、エアギャップの大小によらず目標トルクと実トルクにより正確な相関が得られた。

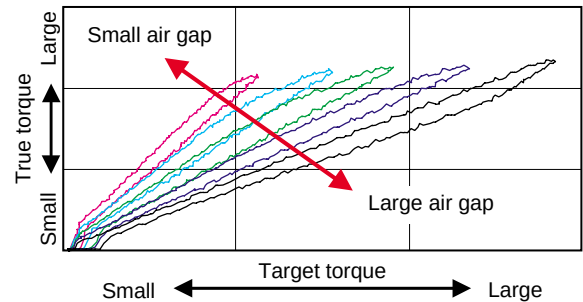


Fig. 18 Torque control result without correction

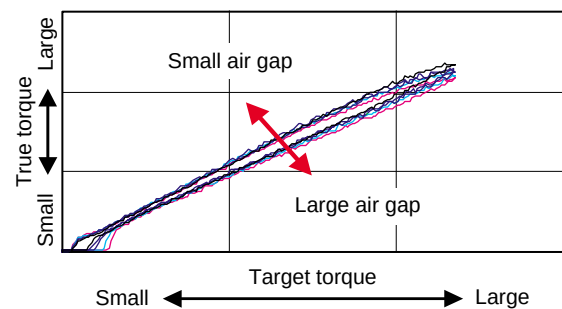


Fig. 19 Torque control result with correction

8. まとめ

サーチコイルを用いた磁束検出と、検出磁束に基づく電流補正制御によって、エアギャップの変化に対する吸引力の補正ができることがわかった。更に制御精度を高める工夫により、より高精度に駆動力制御できることが証明できた。これによりSH-AWDの主要技術としてダイレクト電磁クラッチ技術を確立することができた。

参考文献

- (1) 國井力也, 岩崎明裕, 渥美淑弘, 森淳: 四輪駆動力自在制御システム(SH-AWD)の開発, Honda R & D Technical Review, Vol.16, No.2, p.9-16
- (2) 鈴木浩一, 大葉充, 山本貴史, 宅野博: 乗用車用電子制御 4WD システムの開発, 自動車技術会学術講演前刷集, No.75-98, p.1-4(1998)

- (3) 宅野博, 酒井俊文, 酒井直行, 池田曉彦: 4WD用新電子制御カップリングの開発, 自動車技術会学術講演前刷集, No.75-98, p.5-8(1998)
- (4) 千葉政道, 阿南吾郎: 被削性に優れた純鉄系軟磁性材料(ELCH2S), R&D神戸製鋼技報, Vol.54, No.1, p.117(2004)
- (5) 岩崎明裕, 國井力也: ダイレクト電磁クラッチの要素技術, 自動車技術会学術講演前刷集, No.07-05, p.23-28(2005)

■著 者■



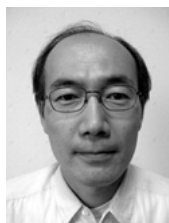
國井力也



菅野 裕



岩崎明裕



関谷重信

Development of Resin-Based Multi-Piece Truck Bed

Jim Ryan*

Jason Ruminski*

Mike Ishmael*

ABSTRACT

A material system has been developed to achieve the strength and durability required of a truck while maintaining the design flexibility required to produce a multi-piece truck bed with lockable under-floor storage. This system consists of a new structural SMC, a 2-part structural adhesive, and a spatter-applied 2K urethane coating. Material targets were developed considering both the particular usage of a truck bed and the overarching goals of light-weight and excellent appearance. Each component was formulated to balance these requirements and validated through comprehensive specification tests including static strength, chemical and temperature durability, and other usage conditions.

要 旨

施錠可能な床下収納を持つ、マルチピース構造トラックベッドに適用される十分な強度と耐久性を持つ材料システムを開発した。

この材料システムは新しい構造用 SMC と 2 液型構造用接着材及び 2 液型ウレタン系塗料から成る。

材料開発目標値は、トラックベッドとしての使われ方を反映し、また軽量化及び外観の向上を考慮して決定した。

また、それぞれの材料組成はこれらの目標性能を満足する様に検討し、静的強度、耐薬品性、冷熱環境下での耐久性等を含めた総合的な評価テストにより確認し、決定した。

1. Introduction

The use of Sheet Molding Compound (SMC) as a replacement for steel parts in automotive structural applications has been the subject of investigation for well over 35 years. Until very recently, there have been few applications of structural SMC to appearance parts. Rather, most structural SMC usage has been for non-appearance parts such as grill opening reinforcements and structural inners for vertical and horizontal body panels. With advances in materials and process technology as well as the continued push for increased fuel economy, the idea of using fiber-reinforced plastics such as SMC to replace large, highly-visible steel structures has begun to gain momentum⁽¹⁾.

Honda has applied various fiber reinforced plastic parts, such as PP/glass fiber for bumper beams and non-structural class A SMC for spoilers, to mass production models. However, the application of a structural fiber reinforced plastic on a highly visible component has not previously been achieved.

This paper describes the development of a material system for a multi-piece truck bed consisting of a new structural SMC material, 2-component (2K) urethane coating, and structural adhesive. This material system balances the strength and durability required of a

structural part and the good surface appearance and processability important to producing a high quality exterior part.

2. Material System Concept

Figure 1 identifies the final application areas for each component of the multi-piece truck bed material system.

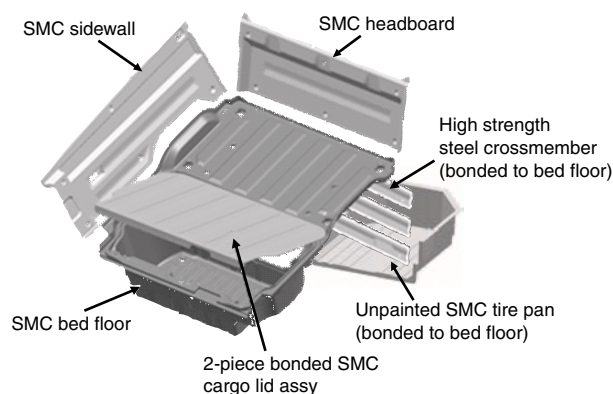


Fig. 1 Material application on multi-piece truck bed

2.1. Structural SMC

Aside from the obvious benefit of weight reduction, resin-based composite materials also offer the advantage of increased design flexibility due to the ability to consolidate parts and conform to curves and deep draws not possible to replicate with steel. As Table 1 shows, within the category of resin-based structural composites, the strength and durability of SMC combined with the design flexibility it affords, gives this material the edge in applications where both aspects are critical. SRIM, while offering comparable physical properties to SMC, lacks in the area of design and processing freedom, while long fiber reinforced thermoplastics (LFRTs) are generally not competitive for part durability or dimensional tolerances.

2.2. Adhesive System for Multi-Piece Design

With design requirements driving a multi-piece truck bed configuration, the need for a strong, durable method of joining parts became critical. Considering the size and usage conditions of these parts, it was determined that the joining method should include a structural adhesive, meaning a class of chemical bonding agents where the strength of the adhesive is near to or greater than the strength of the substrates bonded together.

The adhesive goal for these applications was that it needed to perform under a variety of extreme environmental conditions and loads that could be associated with a pick-up truck. To achieve this goal, two types of adhesive formulations were investigated: polyurethane and epoxy. Also, both room temperature and heat cure systems were studied for each adhesive type.

2.3. Coating System for Structural SMC

In order to understand the requirements for a truck bed coating system, the initial focus was to understand the overall functional performance of a steel or composite truck bed itself. A steel truck bed coating endures levels of denting and scratching, while the major limitation in a composite truck bed coating is scratching. After understanding these requirements, we were able to create the development goal for the first Honda truck bed coating system: A coating system that has equal or better durability than currently available truck bed coating systems combined with an overall increase in scratch resistance.

3. Defining Target Values

3.1. Structural SMC Property Targets

Target physical properties for the truck bed were based on part strength requirements for both the typical and extreme usage requirements of truck owners, such as heavy load hauling and exposure to the environment. Considering the design intent and demands for surface quality and fit and finish required of the overall vehicle, the targets of increased processability and appearance for the material were applied as well. General property targets are shown in Table 2.

Table 1 Relative property comparison for candidate substrate materials

Property	Material			
	Steel	SMC	SRIM	LFRT
Modulus	++	+	+	+
Temperature resistance	++	+	+	-
Surface durability	- (Rust)	++	++	-
Chemical resistance	+	++	++	+ (Resin dependent)
Design flexibility	-	+	-	+
Dimensional stability	++	+	+	-
Weight	-	+	+	++

Table 2 Physical property targets for truck bed SMC Property

Property	Target value
Tensile strength	>125 MPa
Flexural strength	>265 MPa
Flexural modulus	>10 000 MPa
Compressive strength	>180 MPa
Izod impact resistance (-30°C)	>1 000 J/m

Table 3 Adhesion performance targets

Test item	SMC (glass loading)	
	High	Low
Lap shear strength	> 3.4 MPa	> 1.5 MPa
Cross peel strength	> 1.2 MPa	> 0.45 MPa
3-point bend strength	> 150 N	Not applicable
Side impact	> 3.0 J	> 2.5 J

Table 4 Key coating requirements

Requirement items	Target value
5-Finger Scratch resistance	> 20 N
Sliding Friction Load (Pull Force)	> 2.7 N
DuPont Impact resistance	> 23.5 J
Weather resistance	Delta E<3.0

3.2. Structural Adhesive System Targets

The adhesive target requirements were determined from existing structural adhesive specifications for aluminum/steel applications. The strength requirement was determined from 3σ test result values of high and low glass loading SMC in fiber tear failure mode. Durability conditions covered the following conditions: initial, hot circumstance, cold circumstance, water, humidity, heat, thermocycle, and accelerated weathering. General adhesive targets are shown in Table 3.

3.3. Coating System Targets

For the coating system, target properties were created from consideration of the rigorous usage expected of a composite truck bed coating. Key modules considered in setting targets included hauling cinder blocks, shoveling payload from the bed, and dragging multiple substrates across the bed surface. Table 4 lists key coating requirements developed in this process.

4. Material Formulation Development and Performance

4.1. Effect of SMC Formulation on Physical Properties

To set the initial material formulation, Design of Experiments (DOE) based investigations were conducted both on flat panels and a study tool containing both ribs and bosses to identify the main effects of resin type (polyester <PE> versus vinyl ester <VE>), glass fiber content, and glass fiber length combinations on strength and durability. The variables considered for these tests as well as their associated levels are highlighted in Fig. 2. Key responses studied included tensile strength, flexural strength, and flexural modulus.

As expected, glass fiber content was observed to be a significant factor affecting the strength and modulus of flat panels. Additionally, the selection of resin type was also found to have first order effects on modulus. As the vinyl ester content in the formulation increased, so too did the modulus of the resulting formulation, as in Fig. 3.

A similar investigation of the strength of these formulations was then accomplished using panels containing stiffening ribs and various boss attachments.

In contrast to the flat panel results, the ribbed panels demonstrated an inverse relationship between glass fiber content and rib strength, as seen in Fig. 4.

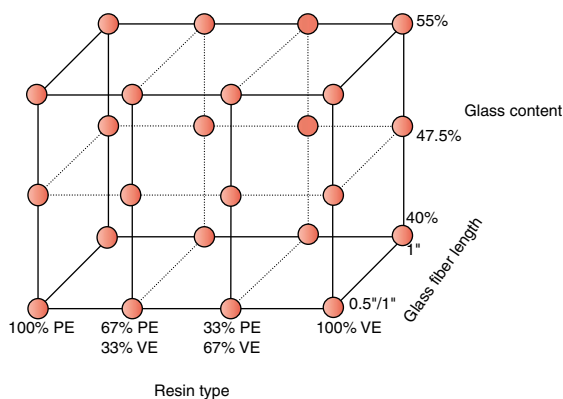


Fig. 2 Investigation matrix for material formulation

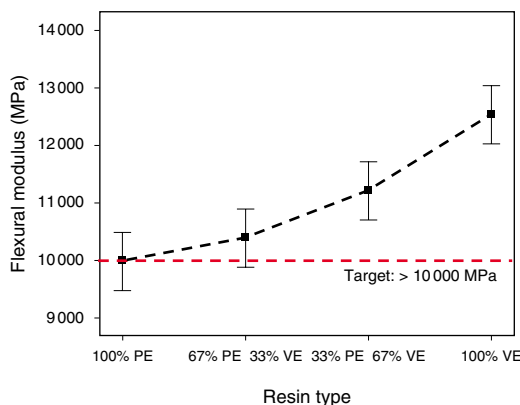


Fig. 3 Effect of resin type on flat panel modulus

Investigation into the potential cause of this relationship revealed that as glass content increased, it became increasingly challenging to completely fill the bottom of the ribs with fibers. The tips of the ribs were therefore resin-rich and in many instances also contained porosity. Without fiber reinforcement in these areas, cracks initiated quickly and led to part failure at lower loading levels than would have been predicted based on flat-panel material strength alone.

A similar trend of decreasing rib strength was seen with increasing vinyl ester resin content. Although the vinyl ester resin had higher stiffness and toughness than the polyester resin, this component was also more viscous and more of a challenge to flow into complex geometries. The results of these competing factors may be seen in Fig. 5. This figure highlights the criticality of incorporating part geometry and processing factors into the final material formulation.

4.2. SMC Material and Process Optimization

Optimization of both the final SMC formulation and processing parameters was conducted. Two design of experiments-based investigations were conducted using mass production quality study tools to identify the main processing factors affecting final part quality. Table 5

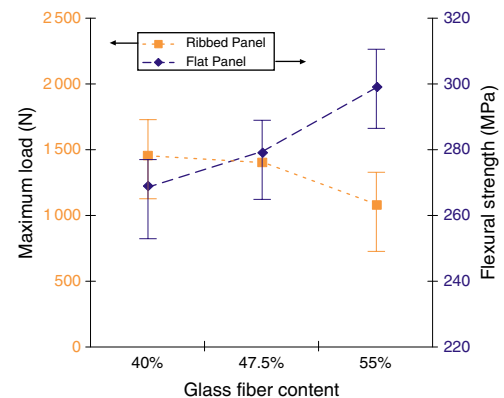


Fig. 4 Effect of glass fiber content on ribbed panel strength

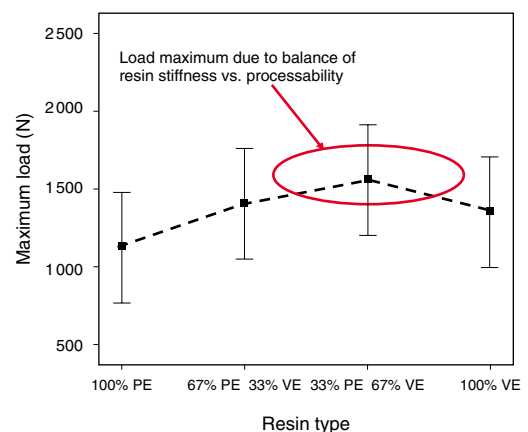


Fig. 5 Effect of resin type on ribbed panel strength

Table 5 Design summary for processing optimization

Variables	Responses
PE resin type	Part warping
Temperature	Surface wrinkling
Charge pattern coverage	Porosity
Material viscosity	Blisters
Clamp tonnage	
Vacuum	

lists the primary variables under study as well as the responses evaluated.

One significant observation from these studies was that PE resin type had a large effect on part warping and surface wrinkling. Two types of thermosetting PE were considered: an ISO-type PE and a more reactive type PE. Generally, the ISO-type PE had greater warp and more surface wrinkles than the reactive-type PE. The reactive PE had higher miscibility with both filler particles and low profile additives, which are thermoplastic additives designed to reduce the overall material shrink on curing. As a result, this resin provided enhanced resistance to both warp and surface wrinkles, each of which is a result of the resin shrinking upon cure. The following two figures graphically explain this phenomenon. Fig. 6 is a schematic of the main components in an SMC resin, while Fig. 7 shows the differences between the PE resin components studied and their effect on warping.

Surface wrinkling was also affected in some part by mold temperature, mold pressure, the use of vacuum in molding, material viscosity, and the % charge pattern coverage. Porosity and blistering were shown to be dependent on molding pressure and the use of vacuum. Finally, part strength was reduced by using a small charge pattern. In this case, the material was forced to flow larger distances to fill the part, resulting in a high

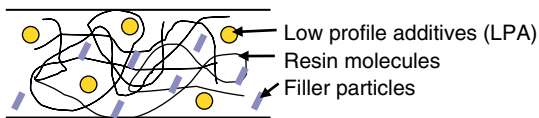


Fig. 6 Schematic representation of SMC

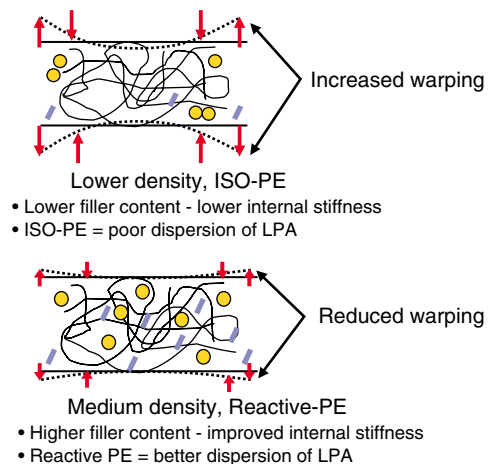


Fig. 7 Effect of PE resin type on warping

Table 6 Effect of processing on surface appearance

Condition	Blister	Warping	Wrinkles	Porosity	Strength
Material viscosity	Higher		-		
	Lower		++		
Mold pressure	Higher		+	+	
	Lower		-	-	
Mold temperature	Higher	-	-		
	Lower	+	+		
Charge pattern coverage	Higher	+	--	-	+
	Lower	-	++	+	-
Vacuum	On	++	+	+	
	Off	--	-	-	

Table 7 Adhesive test results (High glass load SMC)

Adhesive	Initial	Hot Pull	Humidity
	Force (MPa)	Force (MPa)	Force (MPa)
Heat cure	5.8	5.3	5.4
Room temp. cure	4.1	2.4	4.2

degree of fiber orientation and reduced strength in the direction perpendicular to flow. Overall results of the processing investigation are shown in Table 6.

As seen in the table above, beneficial levels for several process parameters, such as higher molding pressure, lower mold temperature and lower material viscosity were obtained from these processing studies. Identification of these factors made it possible to focus on charge pattern optimization during the final stages of process development.

4.3. Structural Adhesive Determination

In the investigation of structural adhesive type, two main areas were considered:

- (1) Processing and cure temperatures (room temperature vs. higher heat)
- (2) Base resin type (polyurethane vs. epoxy)

All formulations were based on two-component (2K) systems. This allows for faster cycle times and enhanced cross linking.

4.3.1. Room temperature cure vs. heat cure temperature adhesive

During the adhesive investigation, it was determined that the room temperature cure adhesive could not meet the target strength and mode of failure requirements. Table 7 is a brief summary of the test results with high glass loading SMC while Fig. 8 shows an initial

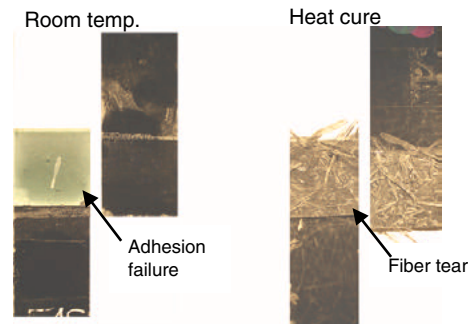


Fig. 8 Lap shear samples

condition lap shear sample failure mode comparison between room temperature and heat cure systems.

The heat cure adhesive allowed for better wetting of the adhesive and increased cross-linking. As a result, the heat cure systems were able to meet both strength and mode of failure requirements and were selected as the adhesive system of choice.

4.3.2. Polyurethane vs. epoxy

After selection of the cure system was completed, specific adhesive formulation chemistry remained to be fixed. Both the heat cure polyurethane and the epoxy formulations performed very well to the target requirement. The polyurethane system, however, had a higher elongation and could therefore provide better flexibility under load. The epoxy formulations, by contrast, had very little elongation and became very brittle in the cold circumstance, starting to peel at a significantly lower displacement than the polyurethane formulation.

This displacement amount is a critical property for cold weather loading situations on bonded areas of the multi-piece truck bed. Therefore, a polyurethane structural adhesive was selected for use in the multi-piece truck bed construction.

4.4. Structural SMC Coating Determination

During the coating investigation, three main items were identified as key development areas:

- (1) Coating technology - 2K vs. 1K urethane
- (2) Coating orientation vs. scratch performance
- (3) Coefficient of friction vs. scratch performance

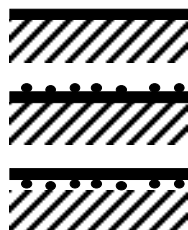
4.4.1. Coating technology

During the coating development, it was determined that the 1K urethane coating system could not meet the established requirements for physical properties, chemical resistance and weathering resistance. The 2K urethane coating consistently outperformed the 1K coating systems in these areas. An overall summary of test results is in Table 9.

The 2K urethane coating system has a higher cross-link density and as a result, an overall enhancement of tested properties compared to the 1K coating system.

4.4.2. Coating orientation

After determining that the 2K urethane provided the highest quality for the Honda truck bed coating, coating orientation was investigated to optimize scratch resistance. Based on established appearance targets, the following were considered as possible options:



1. Single Layer mono coat only

2. Mono coat layer, then spatter coat

3. Spatter coat layer, then mono coat

Using the 5-finger scratch test method, it was determined that option #3 performed the best for scratch resistance. Table 10 provides a summary of these results.

Table 8 Displacement results for three point bend tests

Adhesive resin	Displacement (mm)		
	Initial	-30°C	80°C
Polyurethane	18	14	19
Epoxy	11	10	20

Table 9 Coating properties

Key properties	2K urethane	1K urethane
Physical	++	+
Chemical	++	--
Weather	++	-

Table 10 Coating application

Paint orientation	Typical value
Mono coat only	<15N
Mono coat/Spatter coat	15N – 20N
Spatter coat/Mono coat	>20

Table 11 Friction increasing additives

Additive	Composition
Additive #1	Rubber material
Additive #2	Glass material
Additive #3	Rubber & Glass blend

4.4.3. Friction increasing additives

Usage verification testing indicated that the surface of the truck bed did not provide enough resistance to objects sliding along the surface, such as might happen when driving with a loaded vehicle. Therefore, additional investigation was conducted to increase the friction of the coating system. Three friction additives, each of dissimilar characteristics, were selected for evaluation.

Additive #2 performed best with regard to friction value (pull force), as seen in Fig. 9.

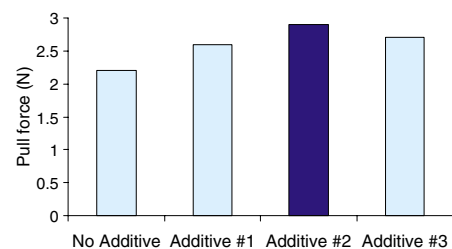


Fig. 9 Effect of additive type on friction

5. Final Material System Properties

Based on the investigations in Section 4, the authors proceeded with the development of a structural SMC formulation meeting target strength and durability conditions by focusing on a composition with at least 40% glass reinforcement and a blend of vinyl ester and polyester resins. Processing and appearance were

Table 12 Basic properties of the Honda structural SMC

Property	Target value
Tensile strength	140 MPa
Flexural strength	275 MPa
Flexural modulus	11 800 MPa
Compressive strength	200 MPa
Izod impact resistance (–30°C)	1 100 J/m

Table 13 Basic structural adhesive formulation

Component	Formulation	Curing
A: Isocyanate prepolymer	• Polyol/Isocyanate prepolymer (MDI) • Fillers	$R-N=C=O + H-O-R' -$ Diisocyanate Polyol $R-NH-CO-O-R'$ Urethane
B: Polyol/amine curative	• Polyol mixture • Sag control agent • Catalyst, fillers	

optimized using filler content and resin ratios. Basic properties are in Table 12.

From design of experiments testing and material processing properties, the final adhesive and coating systems were developed as well. For bonding operations, a heat cure 2K polyurethane was chosen, as shown in Table 13.

For painted portions of the truck bed, a 2K urethane was selected as the Honda truck bed coating. Additive #2 was included in the paint formulation to achieve the required coefficient of friction.

6. Charge Pattern Optimization

Charge pattern optimization was conducted to finalize the relationship between molded part surface appearance and part performance in terms of static strength and fatigue durability. For the bed floor, two critical factors drove the final charge pattern: surface appearance (wrinkles) and rough road durability testing. Issues with durability testing arose in the rear mount point area due to excessive fiber flow. To enhance durability while keeping overall appearance OK, a number of different charge patterns were tried. After each stage, parts were tested on-vehicle during durability testing. Parts were also examined fiber flow orientation by sectioning them near the rear mount points and burning off the resin component to leave only the fiberglass in its actual orientation.

Similar investigations were done for each of the SMC parts making up the truck bed.

7. Conclusion

A new material system was developed for use in a near class A multipiece truck bed. This system consists of a new structural SMC, heat cure structural adhesive, and two-component urethane coating. The authors' findings are:

- (1) Combining a reactive PE resin and a tougher VE resin was necessary to balance part appearance and durability.
- (2) Glass fiber content between 40% and 50% maximized part strength.

- (3) Optimized charge pattern were used to balance appearance and performance.
- (4) A 2K heat cure polyurethane was required to bond multiple substrates.
- (5) 2K urethane coating materials outperformed their 1K counterparts.
- (6) Use of coating additives was effective in increasing sliding friction.

8. References

- (1) Houston, D, Paul, D., The Development of a Structural SMC Pick-up Box, 2001 Automotive Composites Conference Paper 1A-A-10, September (2001)

■ 著 者 ■



Jim Ryan



Jason Ruminski



Mike Ishmael

マグネシウム高圧ダイカスト製 インテークマニホールドの開発

Development of High-pressure Diecast Magnesium Intake Manifold

鷲 頭 和 裕*
Kazuhiro WASHIZU
大 岸 秀 高*
Hidetaka OGISHI

武 石 伊久雄*
Ikuo TAKEISHI
田 畑 勝 宗*
Masamune TABATA

佐 藤 直 樹*
Naoki SATO

要 旨

北米向け ACCORD Hybrid に搭載した新開発V型6気筒 Integrated Motor Assist(IMA)エンジンに、軽量化を目的としてマグネシウム高圧ダイカスト製インテークマニホールドを採用した。

インテークマニホールドの本体は、ELYSIONに搭載したアルミニウム高圧ダイカスト製インテークマニホールドと同様に二分割構造とし、分割面のシールはマグネシウム高圧ダイカスト製トランスミッションケースに使用されているマグネシウム用液体パッキンを、また、燃料インジェクタベースのシールには改良型のメタルガスケットを採用した。

本マグネシウム高圧ダイカスト製インテークマニホールドは、従来のアルミニウム低圧鋳造製インテークマニホールドに対して 44%，アルミニウム高圧ダイカスト製インテークマニホールドに対しては、33%の軽量化を達成した。

ABSTRACT

A magnesium high-pressure diecast (Mg HPDC) intake manifold has been used in the newly developed V6 Integrated Motor Assist (IMA) engine on the ACCORD Hybrid for the North American market.

The body of the intake manifold features the same split structure used in the aluminum high-pressure diecast (Al HPDC) intake manifold fitted in the Honda ELYSION. The two parts of the body are sealed with a formed in-place gasket (FIPG). This FIPG is also used in Honda's high-pressure diecast magnesium transmission case. A modified version of a metal gasket has been used for the seal of fuel injector base.

The new magnesium high-pressure diecast (Mg HPDC) intake manifold is 44% lighter than a conventional aluminum low-pressure diecast (Al LPDC) intake manifold and 33% lighter than an Al HPDC intake manifold.

1. まえがき

近年、地球環境問題に対する取り組みの一つである燃費改善を図るため、車両軽量化に対する効果的な手段であるマグネシウム合金の適用が拡大されている。

Honda では、これまでマグネシウム合金 AZ91D 材を用いたエンジンヘッドカバーや、同 AM50A 材を用いたステアリングホイール、また耐熱マグネシウム合金を用いたエンジンオイルパンやマニュアルトランスミッションケースを実用化してきた。

今回、エンジン軽量化に対する取り組みの一環として、大型部品であるV型6気筒エンジン用インテークマニホールドの製造方法としてマグネシウム高圧ダイカスト(以下マグネシウム HPDC)化に取り組んだ。

2. 開発のねらい

Honda のV型6気筒エンジンに採用されているアルミニウム低圧鋳造(以下アルミニウム LPDC)製インテークマニホールドを、既存技術と量産設備をそのまま利用し、マグネシウム HPDC 化することで、出力 300 ps 級の高出力エンジンにも対応可能な軽量インテークマニホールドを具現化することが、今回の開発のねらいである。

筆者らは、マグネシウムHPDC化による軽量化が達成できるように、開発にあたり以下の目標を設定した。

- (1) 量産アルミニウム LPDC 製インテークマニホールドと同等のシール性、強度耐久性を有すること。
- (2) 同じく、量産同等の音、振動特性を有すること。
- (3) マグネシウム HPDC 製法による薄肉大物部品の鋳造に

*栃木研究所

て、アルミニウム高圧ダイカスト(以下アルミニウム HPDC)同等の製品品質を達成すること。

3. 構造及び構成

3.1. 基本構造

Fig. 1に示すように、インテークマニホールド本体は、インテークマニホールドアッパーとインテークマニホールドロアーの2部品で構成され、それらの合せ面を液体パッキン(Formed In Place Gasketing 以下 FIPG)によりシールし、ボルトで締結する。

インテークマニホールド本体には、さらにアッパーカバーとインジェクタベース及びスロットルボデーがボルトで締結される。

また、インテークマニホールド内部にはステンレス製のEGRパイプがボルトで固定され、外部のホース接続部位には鉄製ジョイントが圧入される。

3.2. 分割構造

マグネシウム HPDC 製インテークマニホールド本体は、Fig. 2に示すように平面分割部と立体分割部とで構成されている。

3.2.1. ポート部分割構造

マグネシウム HPDC 製インテークマニホールドでは排気量3.5 L、出力300 ps級の高出力エンジンに対応できるポート形状とするため、立体分割構造を採用した。Fig. 3 (1) のような平面分割構造とした場合、ポート形状がL字型となり空気の流れがスムーズでないため、Fig. 3 (2) のようにポート形状を滑らかな曲線型とし、空気がより流れやすい立体分割構造とした。

3.2.2. スロットルボデー取付フランジ部分割構造

スロットルボデー取付フランジ部を平面分割構造とすると、Fig. 4 (1) に示すようにスロットルボデー取付フラン

ジは、インテークマニホールドアッパーとインテークマニホールドロアーで形成される。このため、スロットルボデーシール面の加工が、インテークマニホールドアッパーとインテークマニホールドロアーを組付けた後の共加工となる。その結果、単品加工の次に組立をおこない、その後共加工となるため工程が複雑になる。これを避けるため、スロットルボデー取付フランジ面をインテークマニホールドロアー単品で加工できるように、Fig. 4 (2) のようにスロットルボデー取付フランジ側の外周フランジ部を立体分割構造とした。

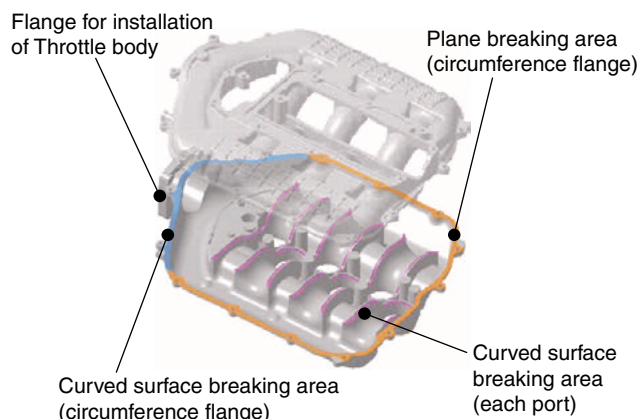


Fig. 2 Breaking structure

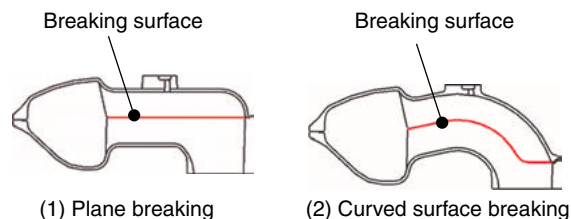


Fig. 3 Section shape of port

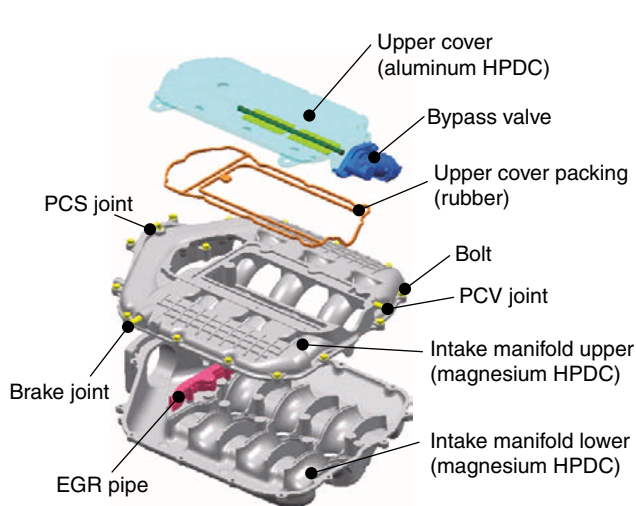


Fig. 1 Structure of magnesium HPDC Intake manifold

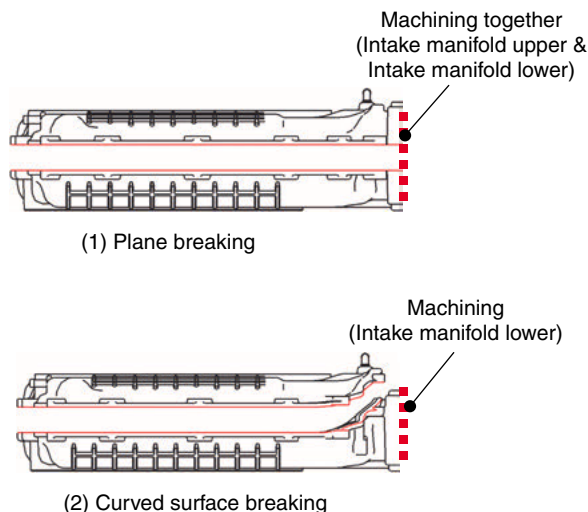


Fig. 4 Breaking pattern

3.3. シール構造

マグネシウム HPDC 製インテークマニホールドには、FIPGによるインテークマニホールドアッパーとインテークマニホールドロアーとのシール部のほかに、Fig. 5に示すようにインテークポートを形成する燃料インジェクターベースとの締結面、アッパーカバーとの締結面、スロットルボデーとの締結面があり、それぞれメタルガスケット、ラバーパッキン及びジョイントシートによりインテークマニホールド内の気密性を確保している。

3.3.1. FIPG シール部

インテークマニホールドアッパーとインテークマニホールドロアーとの FIPG シール部は、Fig. 2 に示したように外周フランジ部とポート部に分かれており、FIPGシール面の構造は Fig. 6 に示すように、外周フランジ部とポート部で異なる。

外周フランジ部は FIPG たまり部(Fig. 6 ○部)を設けることにより、インテークマニホールド内の内圧脈動変化によるシール面の口開きに対し、FIPG伸びの追従性を持たせている。また、ポート部は締結ボルトを有していないことから、エンジン運転時のインテークマニホールド内の気圧変動による垂直、水平、斜め方向のあらゆる変形に対してシール機能を維持できるよう、立体的なシール構造とした。

3.3.2. インジェクタベースシール部

インジェクタベース面は、メタルガスケットによりインジェクタベースとインテークマニホールドとの気密性を保

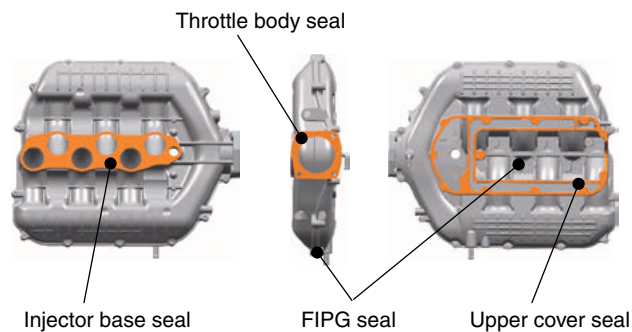


Fig. 5 Seal position

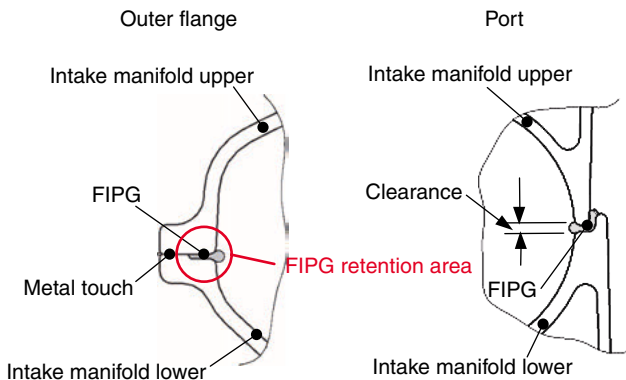


Fig. 6 Structure of FIPG seal plane

持している。マグネシウム合金は、アルミニウム合金に比べてヤング率が低いことから、インジェクタベース面の締結剛性が低下することが予想された。このため、シール面の動きに対して追従性を高め、従来と同等以上のシール性を確保できるように、ガスケットシール部のエンボス状突起(以下ビード)形状をFig. 7に示すようにフルビードタイプからハーフビードタイプとした。

ハーフビードタイプはフルビードタイプに比較して約2倍以上のビード復元率(圧縮後開放ビード高さ/初期ビード高さ)を有している。

3.3.3. アッパーカバーシール部

アッパーカバー面はラバーパッキンでシールされる。パッキンの材質は Fluoro Rubber(FKM)とすることにより低温シール性を確保し、またパッキンの断面は Fig. 8 に示すように左右対称タイプとすることで、パッキンの倒れによるシール性低下が発生しにくい形状とした。

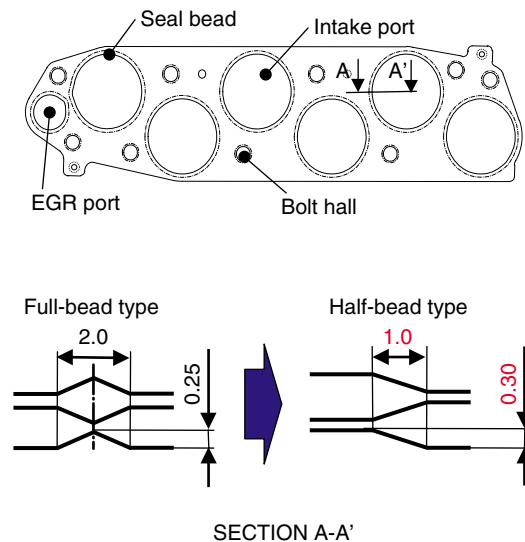


Fig. 7 Appearance and section view of Injector base gasket

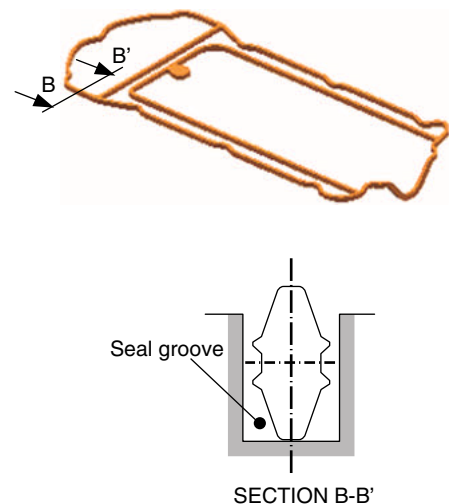


Fig. 8 Appearance and section view of Upper cover packing

3.4. 音・振動対策

本インテークマニホールドは、薄型扁平形状であることから、音と振動特性の悪化が予想された。振動解析の結果から、平面剛性を向上させるため Fig. 9 に示すように、共鳴管上の平面部に格子状のリブを設置すると共に、インテークマニホールド内部に締結ボルトを追加し、共鳴管上の振動特性を改善した。

3.5. 共鳴切換バルブ機構

従来のアルミニウム LPDC 製インテークマニホールドではインテークマニホールド本体にドリル加工を施し、共鳴切換バルブを取付けていた。マグネシウム HPDC 製インテークマニホールドでは、インテークマニホールドアッパーとインテークマニホールドロアーの合わせ面は加工をおこなわない素材面であることから、合わせ面平坦度によるドリル加工部への歪の影響を避けるため、アッパーカー側にバルブ機構を設置した。

3.6. 耐食性

マグネシウム HPDC 製インテークマニホールドに使用したマグネシウム合金 AZ91D 材の耐食性は、アルミニウム HPDC 製インテークマニホールドに使用されているアルミニウム合金 ADC12 材と同等以上であり、防食を目的とした塗装は必要性無いが、本部品では外観商品性の観点から、インテークマニホールドアッパー部のみ塗装した。

また、ボルト締結部の電食対策として、マグネシウム HPDC 製トランスミッションケースに使用されているクロムメッキボルトを採用した。

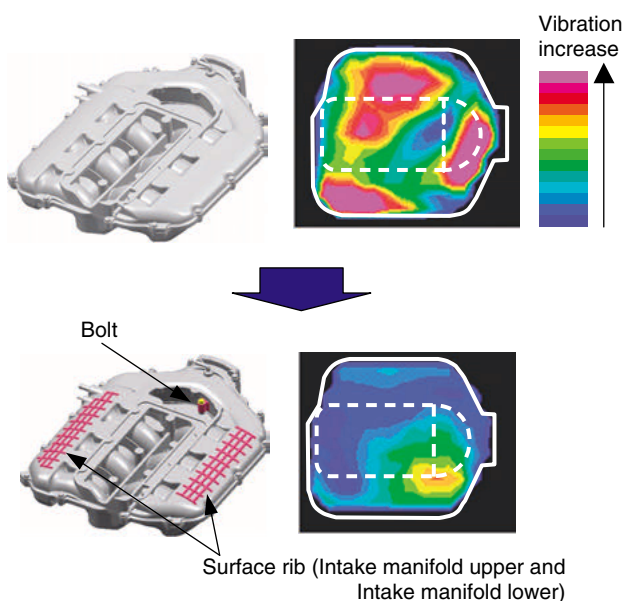


Fig. 9 Effect of surface rib on vibration reduction

4. マグネシウム HPDC 鑄造技術

まず、インテークマニホールドの金型を製作するに当たり、鑄造シミュレーションをおこない鑄造方案を設定した。ダイカスト鑄造マシンは、高速射出タイプを使用し、鑄造方案の小型化が可能な横型方案を採用した。

開発開始時点では、溶湯の湯廻り性を向上させるため真空ポンプにより金型内を減圧し、指向性凝固するように金型内の温度勾配を配慮して金型の冷却回路及び温調回路を設置した。

4.1. 鑄造シミュレーション

インテークマニホールドアッパーの鑄造方案は、マグネシウム合金の凝固時間がアルミニウム合金に比較して短いことから、製品内部の溶湯の充填遅れが発生しないように、同一形状であるアルミニウム HPDC 製インテークマニホールドの鑄造方案に対し、Fig. 10 に示すように製品の横側に湯道(サイドゲート)を、そして製品内部の空間部に湯道(ブリッジ)を新たに設置した。

鑄造シミュレーションの結果、アルミニウム HPDC 製法の鑄造方案の場合と同じように、溶湯の最終充填部は湯口ゲートの反対側となり、製品中央部にガス残りや最終凝固部の発生が無いことが確認できた。

インテークマニホールドロアーに対しても、Fig. 11 に示すようにインテークマニホールドアッパー同様製品中央部

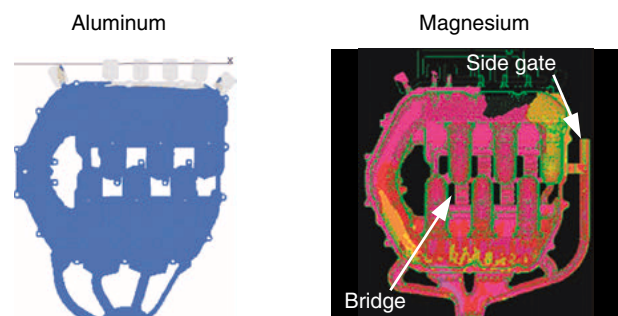


Fig. 10 Simulation of casting of Intake manifold upper

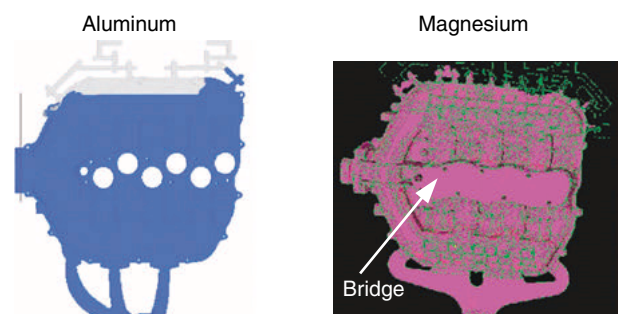


Fig. 11 Simulation of casting of Intake manifold lower

に位置するインテークポート孔をふさぐようにブリッジを設置し、湯流れ性の向上を図った。鋳造シミュレーションの結果から、アルミニウム HPDC 製法の鋳造方案と同様に、溶湯の最終充填部は湯口ゲートの反対側となり、製品中央部にガス残りや最終凝固部の発生が無いことが確認できた。

4.2. 鋳造条件設定

試作における鋳造条件に関するパラメータスタディの結果から、鋳造条件を設定した。

締結ボス厚肉部の引け巣の発生を防止するために、鋳抜きピンのスーパークール(水冷と空冷を組合わせた鋳抜きピンの内部冷却)を加えた。スーパークールの設置により、鋳抜きピン表面の過熱による締結ボス厚肉部の表面の引け巣 (Fig. 12 ○部) は改善された。

また、外周フランジ部の FIPG シール性に影響が大きいインテークマニホールドアッパーとインテークマニホールドロアーの外周シール面のクリアランスを確保するため、金型の合せ込みにより単品での外周フランジ部平坦度を改善した。さらに、平坦度の分布幅を低減するため、製

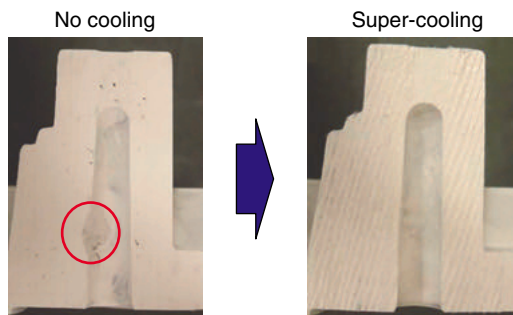


Fig. 12 Effect of Super-cooling

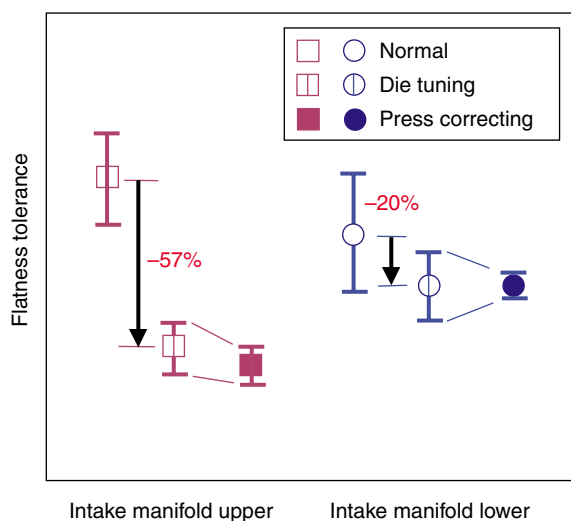


Fig. 13 Flatness of outer flange

品取出し後の湯口ゲートを除去する際に、湯口ゲート除去プレス機による歪矯正を実施した。これは、治具により外周フランジ部を押さえる時間を通常より長くすることで、矯正効果を持たせるものである。この結果、Fig. 13 に示すように素材平坦度の中央値が小さくなり、かつ分布幅が少なくなった。

5. 軽量化効果

Fig. 14に示すように、V型6気筒エンジン用マグネシウム HPDC 製インテークマニホールドは従来のアルミニウム LPDC 製インテークマニホールドに対して 44%の軽量化を達成した。

Fig. 15 にマグネシウム HPDC 製インテークマニホールドの外観を示す。

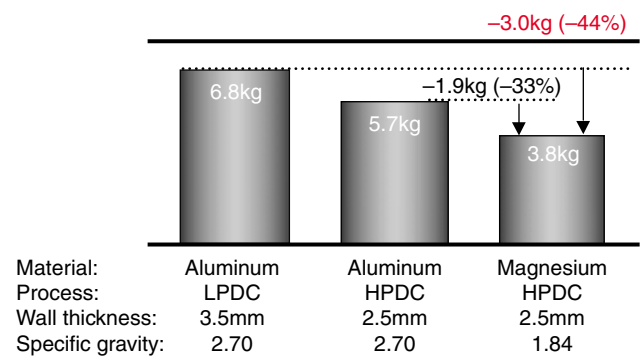


Fig. 14 Comparison of Intake manifold weight

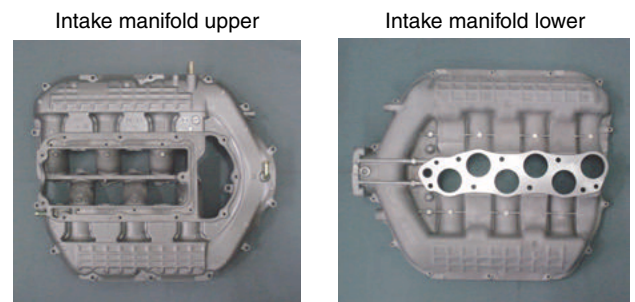


Fig. 15 Appearance of Intake manifold

6. まとめ

マグネシウム HPDC 製インテークマニホールドを開発し、以下のような結果を得た。

- (1) マグネシウム HPDC 製インテークマニホールドにおける液体パッキンによる立体シール技術と、メタルガスケットによる低剛性部品に対するシール技術を確立した。
- (2) 低剛性部品に対し、形状の最適化により量産アルミニウム LPDC 製インテークマニホールド同等の音、振動

特性を達成した。

- (3) 薄肉大物部品のマグネシウム HPDC 鑄造技術を確立し、アルミニウム HPDC 同等の製品品質を達成した。
- (4) 量産アルミニウム LPDC 製インテークマニホールドに対して、44%の軽量化を達成した。

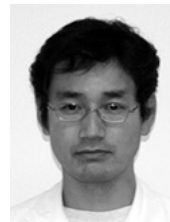
参考文献

- (1) 宮下英明, 中田雅之, 坂田正保, 早川幸宏, 松村定晴:
耐熱マグネシウム合金を適用した軽量 MT ケースの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.135-142
- (2) 小池精一, 鷲頭和裕, 田中重一, 馬場剛志, 木皮和男:
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

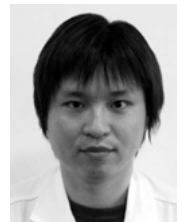
■著 者■



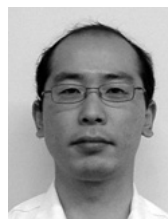
鷲 頭 和 裕



武石伊久雄



佐 藤 直 樹



大 岸 秀 高



田 畑 勝 宗

非接触測定技術の精密部品への適用

Application of Non-contact Measurement Technology to Precision Parts

高 村 繁*
Shigeru TAKAMURA

要 旨

部品の精度解析において、CADデータを用いた三次元形状評価には非接触測定機を用いてきた。最近、歯車などの精密部品でも三次元形状評価のニーズがあり、非接触測定機を使って測定を試みてきた。しかし、従来から使用している光学式非接触測定機には、さまざまな光学的な課題がある。精密部品に適用するには、これらの課題を克服する必要がある。新たな測定機の開発が必要となった。

種々の光学式センサのテスト測定をおこない、精密部品の非接触測定での課題を明確にし、最適な光学式センサを選定した。それらの結果、対象部品の形状評価に必要な精度を得られる2種類のセンサを装備し、光学式センサの弱点をカバーするための多軸機構を持つ測定機を完成した。

最後に一例として、開発機で測定したデータの活用事例を紹介する。

ABSTRACT

A non-contact measurement system has been used for the precision analysis of parts in 3D shape evaluation employing CAD data. In recent years, there have been attempts to utilize non-contact measurement systems to respond to demands for 3D shape evaluations of precision parts such as gears. However, there are various optical issues with conventional optical non-contact measurement systems. These issues had to be addressed for application to precision parts, necessitating the development of a new measurement system.

The sensor testing were conducted using a variety of optical sensors to clarify the specific issues arising in the measurement of precision parts with non-contact measurement systems, enabling the optimum optical sensors to be selected. The newly developed system employs two sensors, which enables the achievement of the level of accuracy required for 3D shape evaluation of parts. A multi-axis mechanism which compensates for the weak points of the optical sensors completes the new system.

This paper will demonstrate examples of the use of data measured by the developed measurement system.

1. まえがき

現在の自動車は精密機械であり、高性能・高品質が求められている。これを支える部品においても高精度な形状計測が必要となった。精度を保証された測定値を得るには、接触式三次元測定機(CMM: Coordinate Measuring Machine)を用いることが確実な方法である。CMMは幾何寸法を測定するには種々の機能が用意されており有効な道具である。しかし、複雑な面形状を測定するには段取りから測定作業までに多くの手順を踏まなくてはならず、短時間で多くの形状情報を得ることは難しい。

*栃木研究所

非接触三次元測定は点群データによる大量の情報を短時間で得られる利点があり、以前より活用を進めてきた。しかし、この利点を生かし高精度な測定値を得るには適正な使い方をしなければならない。

本稿では、光学式センサを用いた非接触測定技術と活用の現状を紹介する。

2. 精密部品に求められる測定精度の位置付け

Fig. 1では、非接触センサの特性や測定機の性能から測定精度と測定レンジで、計測ニーズに適した測定機が分類

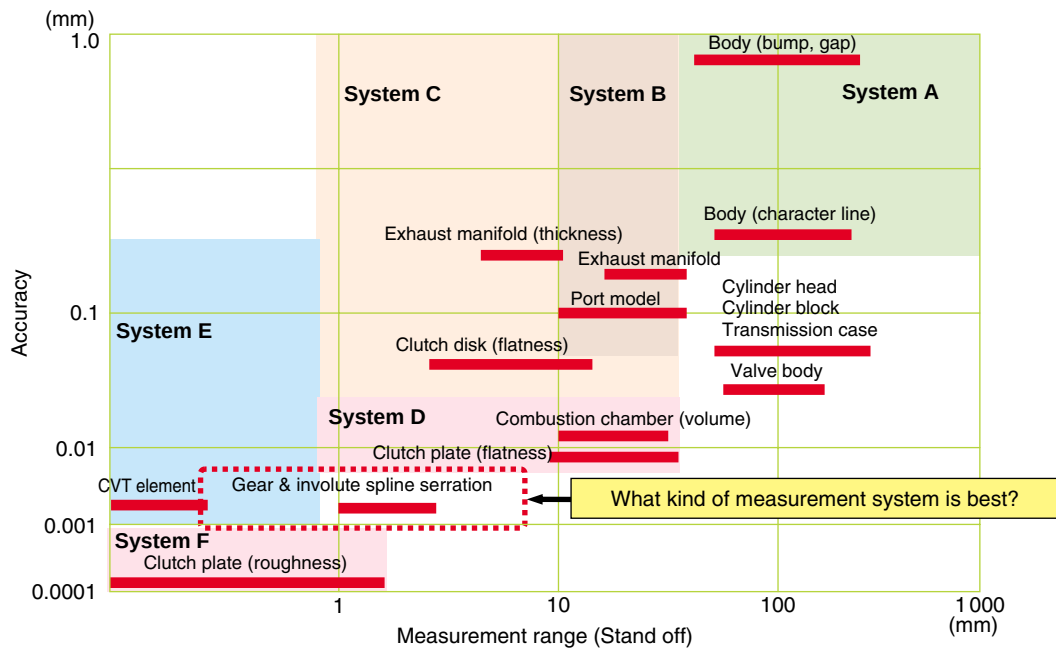


Fig. 1 Classification of non-contact measurement systems

される。しかし、図中の点線枠で示すように歯車などの精密部品の形状測定には、測定レンジが 1 – 10mm、精度が 0.005mm 程度の計測が必要であり、適切な測定機がなかった。

3. 従来の光学式非接触三次元測定の課題

従来の非接触測定機には以下のような課題がある。

- (1) 精密加工部品に対して測定精度が不足している。
- (2) パウダを塗布しなければ測定できない。
 - ・ 光沢部ではハレーションエラーや環境光の写りこみにより正確な測定値が得られない。
 - ・ 黒色部はセンサが照射した光が吸収され検出ができず正確な測定値が得られない。
- (3) 光の届かない狭深部は測定が不可能である。
多数の方向から測定を試みるが、奥深い形状においては計測光が届かず検出不可能である。

これらの課題がある部品を Fig. 2 に示す。

このような課題を解決するために、自動車部品の中では精密加工部品である歯車を題材に非接触測定機の研究開発を始めた。



Fig. 2 Parts with the issues

4. 歯車部品での課題

歯車部品では、形状的特徴(Fig. 3)から予測される難易度の高い課題あり、以下のように整理した。

- (1) 歯部形状：多くの凹凸による影となる部分が存在するため、光の届かない箇所では測定値が得られない。
- (2) 部品表面：ほとんどが切断面・研削面であり、このような光沢面では光を反射する。
- (3) 歯底形状：R部では計測光が素材表面で多重反射を起こし、測定エラーが発生する。

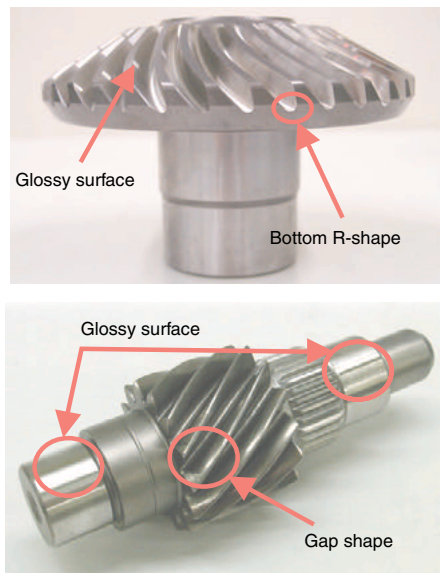


Fig. 3 Shape and surface of gear parts

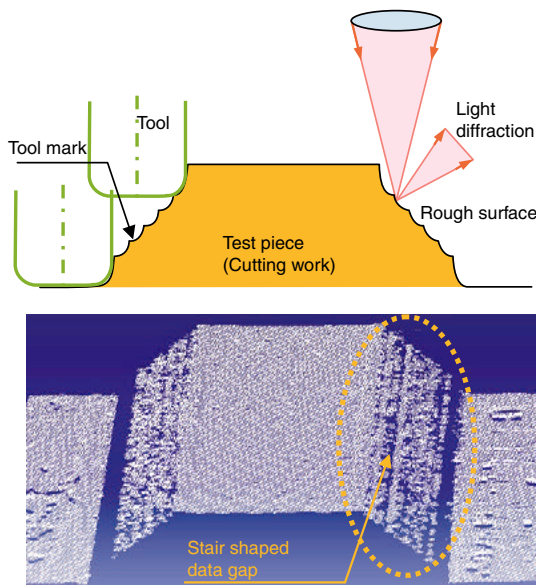


Fig. 4 Data gap caused by optical properties

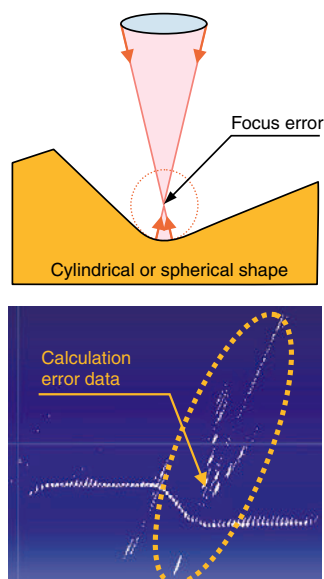


Fig. 5 Data error caused by optical properties

歯車部品の形状測定では、どのような測定値が得られるかを検証するため、テストピースを製作し実験をおこなった。

Fig. 4 はツールマークのような微細な凹凸面形状で計測光に対する角度によっては完全反射となる部分があり、測定値の欠落がツールマークに沿って階段状に現れた結果である。

Fig. 5 は光沢のある円筒面上や球面上で、計測反射光が形状表面から離れたところで焦点を結ぶため、本来ありえない位置に測定値が現れた結果である。

いずれも計測対象面の光沢が原因で発生した現象である。従来は光沢面に反射防止のパウダを塗布していたが、精密部品においては、塗膜の厚さばらつきが付加されるため、測定値は対象物の実体精度とは異なる。

また、測定した部品でその後実機テストをおこなう場合、パウダの粒子が摺動面などに残存し性能に影響を及ぼすことになる。これは破壊検査と同様に測定後の部品の使用を不可能とする。

5. 精密部品に適した光学式非接触センサ

実際の歯車部品を使ってさまざまな光学式非接触センサで実験をおこなった中から、有効な結果が得られた3種のセンサの特徴を以下に述べる (Fig. 6)。

(1) Conoscopic coaxial laser sensor⁽¹⁾

- ・ 長所: 形状に対して適正な方向で測定すれば、光沢のある部品でもエラーの少ない測定値が得られる。
- ・ 短所: スキャニング動作が必要であり、形状測定には時間がかかる。

(2) Confocal multi-beam sensor⁽²⁾

- ・ 長所: 光軸方向の分解能が高く、光軸に垂直な面では高精度の測定値が得られる (分解能: $0.2\mu\text{m}$)。
- ・ 短所: 1ショットの測定領域が狭いため、形状測定には時間がかかる。 ($6\text{mm} \times 6\text{mm}$)

(3) Pattern projection 3D sensor⁽³⁾

- ・ 長所: 1ショットの測定領域が広いので、一度に広範囲の測定値が得られる。 ($30\text{mm} \times 40\text{mm}$)
- ・ 短所: 影となる部分ではパターンが投影されないため測定値が得られない。

光沢面ではパターンが投影されず反射してしまうため測定値が得られない。

6. 非接触測定機の開発

以上の実験結果から、センサの長所を活かすには、ワーク形状に対して適正な方向でセンサの姿勢を保持できる機構が必要である。

また、歯車部品では回転軸を基準として評価するため、セ

ンサ単体で測定した形状データだけでは、幾何基準を割り出す情報が足りない。従って、ワークの幾何基準を割出すための軸円筒面や端面も同一座標系で測定値が得られる機構を持つシステムが必要である。測定値の精度要件は、歯車強度解析の活用ニーズがあることから、解析するソフト上での形状再現性を考慮し $5\text{ }\mu\text{m}$ 程度は必要である。これらの要件を満足するために新たな測定機を開発することにした。

搭載するセンサは、精度・光沢・凹凸形状に対して有利なことから(1)と(2)のセンサを採用した。センサ(3)については、投影パターンが向き合う歯面間で多重反射し測定エラーが発生することがあり採用しなかった。

測定機構は、センサの多様な姿勢を再現できる多軸機構とした。

結果、2種類のセンサを搭載し、可動5軸を有する仕様の測定機を株式会社オプトンと共同開発した。

従来の接触式測定機で形状測定データを得るには、幾何基準を測定しワーク座標系を校正した上で、トレース測定をおこなう。

トレース測定には、開始点と終了点を指示すれば、測定システムが形状を予測計算しながら自動追従する方法や事前に基準形状をノミナルデータとして与え測定する方法などがある。いずれにしても、膨大な時間と手間が掛かり実用的ではない。このような手順を踏まなくても簡便に精密な形状測定データが得られることが開発機の特徴である。

Fig. 7 に従来の接触式測定機と開発機の比較を示す。

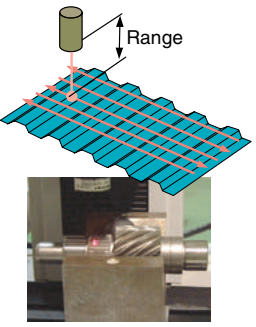
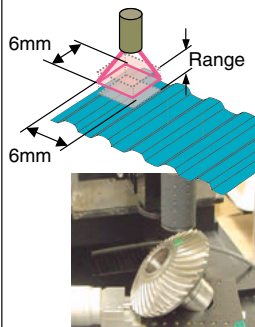
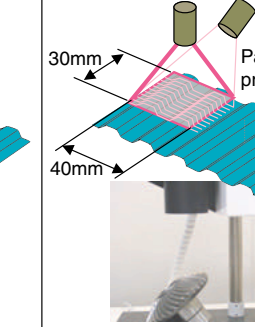
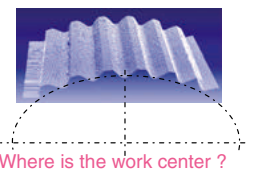
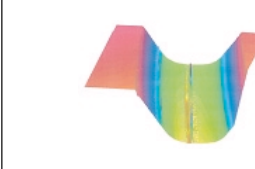
	(1) Conoscopic coaxial laser sensor	(2) Confocal multi-beam sensor	(3) Pattern projection 3D sensor
Type of optical 3D sensor			
Measurement data	 Where is the work center ?		 Where is the work center ?

Fig. 6 Types of optical measurement sensor

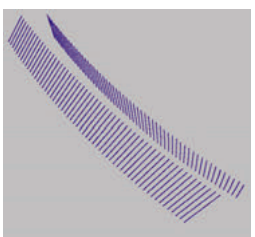
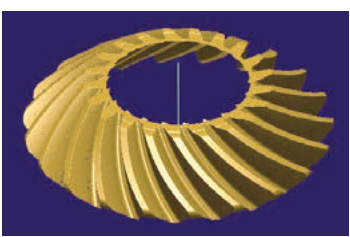
	Conventional system	Newly developed system
Measurement system	 Contact measurement system	 Non-contact measurement system
Measurement data	 Grid point data	 High-density point cloud data

Fig. 7 Conventional and newly developed measurement systems

7. 実測値の精度

開発機の測定精度を検証するため、従来の接触式測定の測定値と比較した。接触式歯車測定機の歯面測定値と非接触三次元測定による歯面形状測定値を同一基準上で重ね合わせ、そのデータ間の差をもって測定精度を検証した。手順は、非接触測定点群データで作成した3Dモデル上に歯車の歯面測定用ノミナルデータラインを構成し、このデータラインに沿って接触式歯車測定機のプロープをトレースさせ測定値を得た(Fig. 8)。

この測定値と元になった測定点群データと歯面の法線方向に対する差異を求めたところ、 $5\mu\text{m}$ 以内であった。歯丈方向の各トレースライン上の差分をグラフに表した歯形線図を Fig. 9 に示す。



Fig. 8 Nominal data line generated on reverse actual model

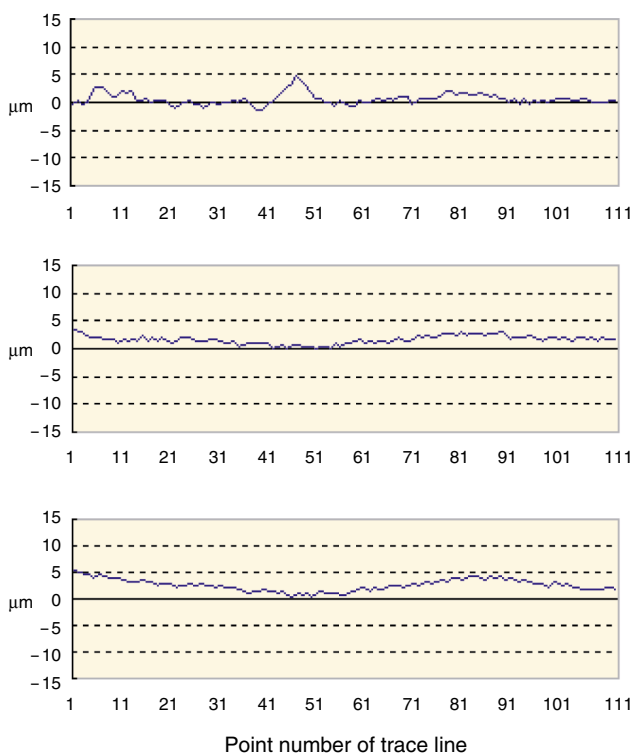


Fig. 9 Difference between measurement data

8. 活用事例

非接触三次元測定で得られた高精度で高密度な測定データには、ワークの素性に関する膨大な情報が含まれている。これらの情報の活用方法は数多くあると考えられる。

ここでは、歯車部品を測定した測定点群データから部品形状に限りなく忠実な3Dモデル(実機モデル)を作成し、CAE解析を実施し、設計仕様検討を試行した例を Fig. 10 に示す。

自動車開発においては、多機種の試作車を数多く製作し実走テストをおこなう。開発初期段階では、試作車は製作せず部品のみを製作し仕様検討をおこなう。この時点で性能の良し悪しを予測できれば、試作車によるテスト回数を減らすことができ、その結果、開発時間とコストの削減も見込める。

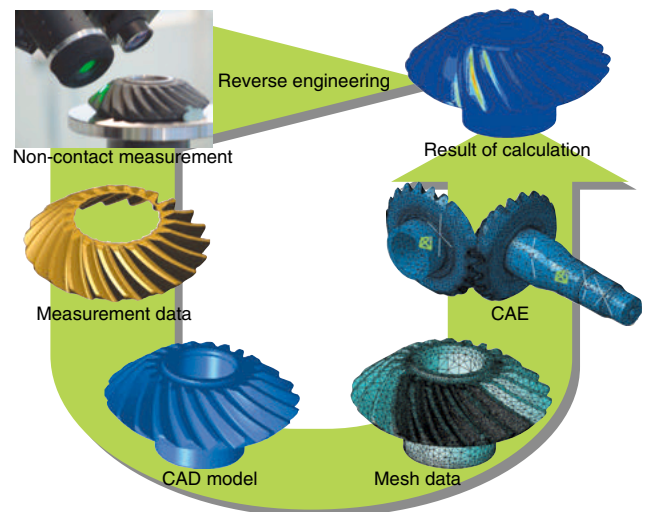


Fig. 10 Reverse engineering

9. まとめ

以上、精密部品計測に応用した結果、非接触三次元測定が適用可能であることを証明した。得られた効果と今後の課題を以下にまとめる。

- (1) 対象物を傷つけることなく非破壊測定できることから、接触式測定ができなかった精密部品の品質管理や解析が可能になる。
- (2) 高密度で大量の測定値により、点や線では評価や解析しきれない品質不具合に対して、面単位の形状評価ができる。
- (3) 開発機は歯車のような難易度の高い複雑な形状部品の測定を可能としたことから、歯車以外の精密部品にも活用できる。
- (4) 最近の三次元CADは、測定点群データから作成するポリゴンデータを扱えるため、測定結果はリバースエンジニアリング

ニアリングにより CAM/CAE でも利用可能である。

- (5) 実測値の精度は、歯車の噛合いなどを評価するにはまだ不足である。よって、今後も測定精度向上への取組みを進める。

現在の非接触測定技術は過渡期であるが、今後さまざまな分野で活用され、新たな技術展開が生まれることを期待する。また、本稿がそれらの助力となれば幸いである。

参考文献

- (1) <http://www.ophirjapan.co.jp/>
- (2) 石原 満宏：非走査マルチビーム共焦点撮像系による表面形状計測，第 28 回光波センシング技術研究会講演論文集，p.21-28(2001)
- (3) 吉澤 徹：パターン投影による三次元計測，光三次元計測，新技術コミュニケーションズ，p77-99(1998)

■著 者■



高村 繁

電子制御汎用エンジン i GX440 の開発

Development of Electronically Controlled Multi-purpose Engine iGX440

伊藤 慶太*
Keita ITO
倉田 真秀*
Mashu KURATA

本田 宗平*
Souhei HONDA
直江 学*
Gaku NAOE

斉藤 照幸*
Teruyuki SAITO

要 旨

電子制御技術を用いて、使いやすさの向上、低燃費、低騒音の機能をさらに追及した汎用エンジン“iGX440”を開発した。

多岐にわたる汎用エンジンの使い勝手に応じてエンジン回転数をきめ細かく調整可能とする Electronic Control Unit (ECU)を用いたエンジン制御機能を採用した。これにより出力特性、動作特性の観点で搭載作業機のユーザにとって使いやすいエンジンを実現することができた。

また環境によりやさしい汎用エンジンを実現するために、排気ガスエミッション規制のクリアおよび燃費の低減を達成し、騒音低減に関しては機械系騒音を中心に低減技術を盛り込むことにより、欧州騒音指令ステージ2規制のクリアを達成した。

また本エンジンでは、プレコート鋼板燃料タンク、冷間鍛造カムシャフト、熱可塑性樹脂モールド ECU 等新しい生産技術を採用している。

ABSTRACT

Honda's iGX440 general purpose engine utilizes electronic control technology to increase ease of use with high fuel economy and low noise performance.

The engine control system employs an electronic control unit (ECU) enabling more precise engine speed control in response to the numerous different operational requirements of a general purpose engine. This has resulted in an engine displaying power characteristics and operational performance meeting the requirements of users in a variety of different applications.

To increase the environmental friendliness of the engine, exhaust emissions have been reduced below regulation levels and fuel economy has been increased. In addition, the noise level of the engine has been reduced to meet Stage 2 requirements of the EU Directive on Noise Emission by Outdoor Equipment. This has been achieved mainly by reducing the noise generated by the mechanical system.

A precoated steel sheet fuel tank, a cold-forged camshaft, and a thermoplastic resin molded ECU have also been employed in the new engine.

1. まえがき

1980 年代開発された GX 汎用エンジンシリーズは、これまで主流だった直立シリンダのサイドバルブ構成に対し、傾斜シリンダの OHV 構成を採用し、高出力、コンパクト、かつ高い耐久信頼性を併せもつことで、発売以来業務用途を中心に、業界のスタンダードモデルとしての評価を得てきた。しかし近年では、各社とも GX エンジンと搭載互換の可能な傾斜シリンダコンパクト構成で、同等レベルのエンジン性能を備えたラインアップをそろえつつある状況である。このような背景のなか、“進化と知能化”をコンセプトに、低燃費、低騒音の性能をさらに進化させたうえで、電子制御機能を装備し、今までユーザが経験や勘を

頼りに時間をかけておこなっていた作業が“**确实**”“**敏速**”“**簡単**”にできるという使いやすさを提供する、“iGX”エンジンシリーズの第一弾 iGX440 を開発したのでここに紹介する。

2. 開発のねらい

汎用エンジンに求められる性能機能として、作業負荷に対する十分な出力性能、始動および運転時の操作のしやすさ、経済性や静粛性などが挙げられる。iGX エンジンを開発するにあたり、上記の要求性能を考慮して、開発目標を“**使いやすさの向上**”、“**燃費と騒音の低減**”に設定した。

Fig. 1 に iGX440 外観を示す。

*朝霞東研究所



Fig. 1 External view of iGX440

2.1. 使いやすさの向上

ユーザに使いやすさを提供する汎用エンジンを具現化するために、下記の項目を具体的目標とした。

- (1) どのような作業機に搭載しても安定したガバナ特性を確保できること。
- (2) 作業機への搭載時、作業状況に応じて自動でエンジン回転数を切り替えることで、ユーザにとって操作しやすい運転状況を実現できるようにすること。

2.2. 燃費と騒音の低減

排気ガスや騒音の観点で環境によりやさしい汎用エンジンを具現化するために、下記の項目を具体的目標とした。

- (1) 排気エミッション規制(EPA Phase2)に適合させると同時に、EPA モード運転作業時での燃費の向上を達成すること。
- (2) 2006年1月より施行される欧州騒音指令ステージ2の発電機規制値 [LwA97 dB(運転条件: 3 000 min⁻¹, 定格出力の 3/4)] を達成すること。

3. 主要諸元

iGX440の主要諸元をTable 1に示す。排気量は438 cm³、油中タイミングベルト駆動 OHC、2バルブエンジンとした。作業機搭載時のエンジン互換性を考慮して、エアクリーナ、燃料タンク等の補器類の配置は、GXエンジンシリーズと同じ構成を採用した。さらに使いやすさを提供するためにガバナ機構として適応制御型電子ガバナシステム⁽¹⁾を採用し、ECUおよびスロットル制御機構をキャブレタ上部に配置した。主要断面図を Fig. 2 に示す。

4. 電子制御技術

GX シリーズでは遠心ガバナを用いたエンジン回転数制

Table 1 Engine specifications

Item	iGX440	GX390
Engine type	4-stroke, single-cylinder	4-stroke, single-cylinder
Displacement (cm ³)	438	389
Bore × Stroke (mm)	88.0 × 72.1	88.0 × 64.0
Compression ratio	8.1	8.0
Valve train	OHC 2-valve	OHV 2-valve
Valve inclination angle (deg)	22	0
Lubrication system	Splash	Splash
Ignition system	CDI	Transistorized magneto
Governor system	Electronic	Mechanical
Choke	Automatic/Manual	Manual
Fuel valve	Automatic/Manual	Manual
Starting system	Electric/Recoil	Electric/Recoil
Dimensions: L × W × H (mm)	407 × 505 × 454	380 × 450 × 443

御を採用しているのに対し、本エンジンでは、さまざまな動特性に対してロバスト(頑健)なガバナ特性が実現可能な適応制御型の電子ガバナを採用した。さらにこの電子ガバナの目標回転数を作業機要求に応じて切り替えることにより、ユーザに使いやすさを提供することが可能となった。

4.1. 電子ガバナ搭載による使いやすさ向上

機械式の遠心ガバナは負荷の増加に伴いエンジンの回転数が目標回転数に対して低下するという特性を持つ。しかし電子ガバナを採用することにより負荷の増加や減少にかかわらず目標回転数に対して一定の回転数で運転することを達成できる。遠心ガバナと電子ガバナの出力特性を Fig. 3 に示す。

さらに、電子ガバナの目標回転数を作業機要求に応じて切り替えることにより、Fig. 4に例を示すようなさまざまな運転モードが実現可能となる。

4.1.1. オートスロットルモード

本システムではスロットル開度と回転数の相関から、負荷の ON/OFF をエンジン側の ECU で認識することがで

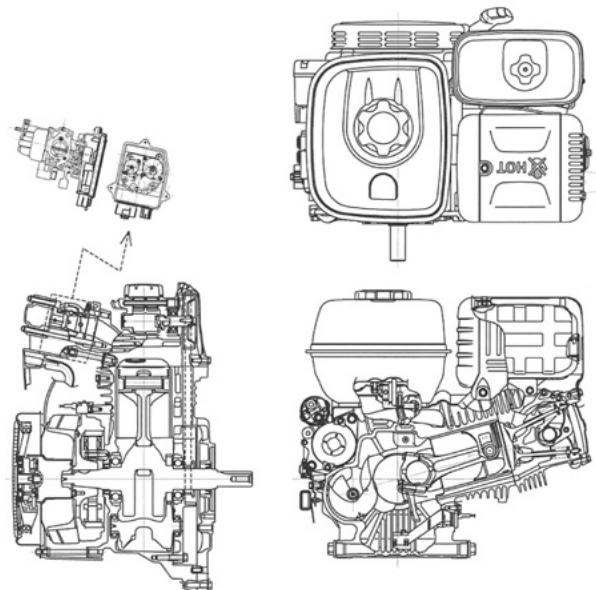


Fig. 2 Engine configuration

きるため、作業機負荷に応じたオートスロットル運転が可能となる。例えば溶接機や高圧洗浄機等の負荷のON/OFFを繰り返す作業機に搭載した場合、オートスロットルモードを使用することにより、負荷検出センサ等を完成機側に追加することなく、負荷OFF時のオートアイドリング運転が可能となる。

4.1.2. コミュニケーションモード

ECU等の電子制御システムを搭載した作業機に本エンジンを搭載し相互接続をすることで、作業機側 ECU からの指令により回転数を制御することが可能となる。この場合、作業機の負荷情報をエンジン側のスロットル開度だけでなく作業機側からも得ることで、精度の高い負荷検知が可能となり、細かなエンジン回転数制御が可能となる。

例えば、作業部分の動力をエンジン側で供給し、走行系の駆動システムを独立して搭載したような完成機の場合、エンジン側から得られる作業負荷情報と走行系から得られる作業負荷情報を作業機側の ECU が一括して認識し、エンジン回転数を制御することが可能となる。

さらにこれらの負荷情報を用いて走行速度等の作業機側駆動部の制御も連動させることで、例えば「作業時間効率を重視した運転モード」、「低燃費を重視した運転モード」、「過渡時のトルク特性を重視した運転モード」といったような作業機全体としてユーザの要求に見合った使いやすさを提供するシステムを構築することが可能となる。

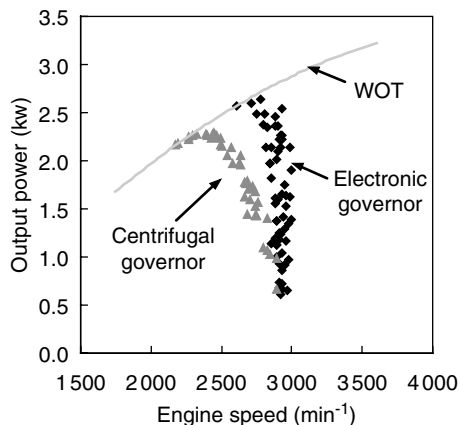


Fig. 3 Governor performance

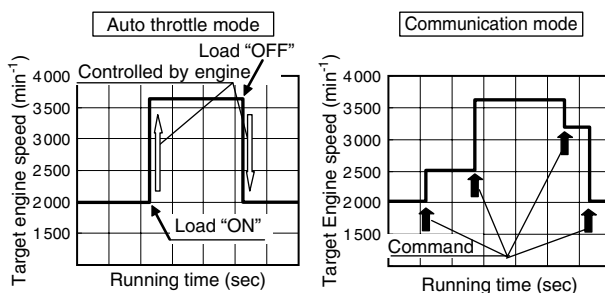


Fig. 4 Operation mode

4.2. バッテリーレス ECU 駆動システム

汎用エンジンを搭載する作業機によってはバッテリーが付いていない機種も多く、またバッテリーが付いていたとしても長期保管にてバッテリーが放電してしまう場合もある。このような場合でもエンジンが始動し、作業がおこなえるようにするために、バッテリーを必要としない ECU 駆動システムを採用した。

バッテリーレスで成立させるために、多極マグネットを装着したフライホイールの回転により ECU に電力を供給するパワーコイルを設定した。エンジンが始動して、回転数が 1000 min⁻¹ 以上になるとパワーコイルによる電力供給により ECU が起動し、目標の回転数になるようにスロットルを制御するようにした。また停止時にはエンジンスイッチをオフにすると同時に回転停止までの電力でスロットルバルブを全開ポジションに動かすことで、次のエンジン始動に備える動作を加えた。バッテリーレス ECU 駆動システムを Fig. 5 に示す。

4.3. ECU、スロットル駆動部の構成

汎用エンジンとして ECU や電装ハーネスを採用するうえで、全体寸法を大きくすることなく配置させることが必要となる。そのためにスロットル駆動モータやギア類を3段に重ね合わせる構成でコンパクトに構成し、キャブレタ上部に配置した。さらに ECU 基板内素子のコンデンサ等大型の素子を片側に集中して配置し、モータケース内の空いたスペースにモータを配置する構造を採用した。これにより、均一厚さの箱型の ECU を用いる場合に対して、全体の高さを 16mm 低く抑えることができた。またエアクリーナ下に配置した ECU からコントロールパネルまでの電装ハーネスの取り回しをファンカバ前面の操作しやすい位置にすることにより、後述する通信コネクタに結線しやすい構成とした。さらに、モータケースを密閉構造とすることでモータ等の内部部品の耐水、耐塵性を確保している。

Fig. 6 に ECU 断面図を示す。

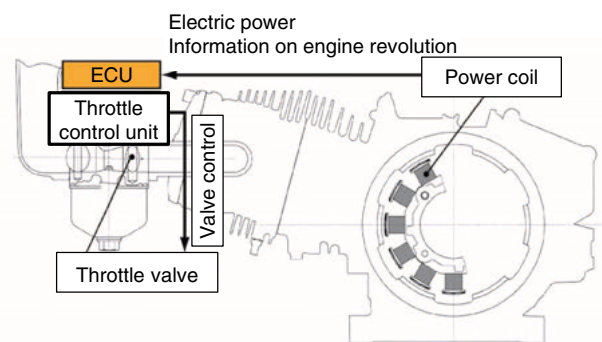


Fig. 5 Engine control system

4.4. ECU 通信システム

搭載する作業機に応じたエンジンの運転モードや回転数の設定を ECU に書き込み可能とし、またエンジンの運転状況や運転履歴を ECU から読み出し可能とした。具体的には、エレクトリックパネルを外すことにより通信コネクタに容易にアクセスできる構造とし、専用の通信ユニットを連結することにより ECU 内に書き込みおよび読み出しすることを可能としている。通信コネクタと ECU につながる電装ハーネスを Fig. 7 に示す。

組み立てラインでは常に基本モードの ECU を組み付け、組み立てライン最後で ECU にモードパラメータを書き込むことで、組み付け時の ECU 派生管理が不要となるよう配慮している。

また工場出荷時の完成機検査の際、あらかじめ設定した完成機検査用の運転モードで、検査機からの通信自動運転で完成機検査をすることを可能とし、同時に運転状況を履歴管理することで、より精度の高い品質管理をすることが可能となった。

市場における故障診断の際にも、このような管理情報を利用することで迅速な問題解決が可能となる。

さらに販売者側では多様な ECU 特性を要望する顧客に対して、過剰在庫を持つことや、ECU 組み換え作業の手間が不要となる。

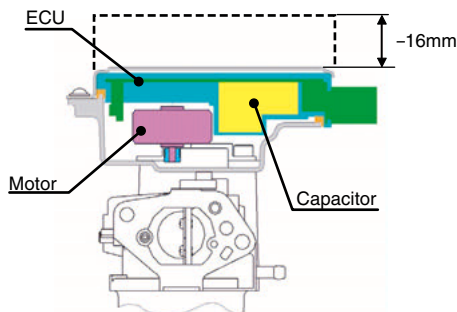


Fig. 6 Throttle motor and ECU

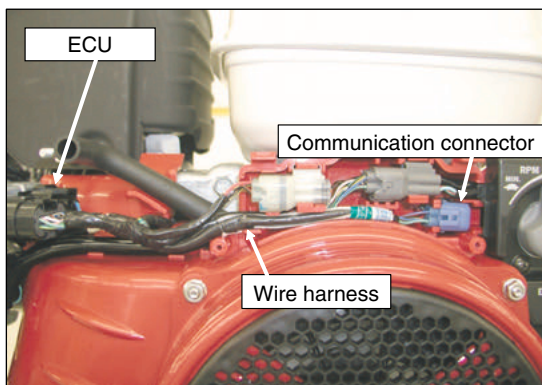


Fig. 7 ECU, wire harness and communication connector

5. エンジン出力、燃費エミッション向上技術

5.1. エンジン出力

Fig. 8 にエンジン出力特性を示す。

Fig. 9 に従来機種と本エンジンの吸気バルブ径の比較を示す。本エンジンは吸気バルブ径を従来機種の傾向から判断すると 40 mm であるところを 31 mm にすることで、吸入ガス流速を速めると同時に、ボアセンタに対する点火プラグ位置のオフセット量を GX390 の 23 mm に対し 9 mm まで小さくし、燃焼室内の火炎伝播距離が短くなるように配慮することで、ノッキング回避性能を向上させた。

吸気バルブ小径化に伴う充填効率の低下を防ぐために、吸気ポート形状およびバルブタイミングの見直しをおこなった。吸気ポートは断面形状を台形に近づけることで、円形断面に対し断面積を 10% 増加させた。バルブタイミングは GX390 に対し吸排気バルブリフトのオーバーラップ期間を小さくして、排気工程でのシリンダ内の残留燃焼ガス量を低減させた。

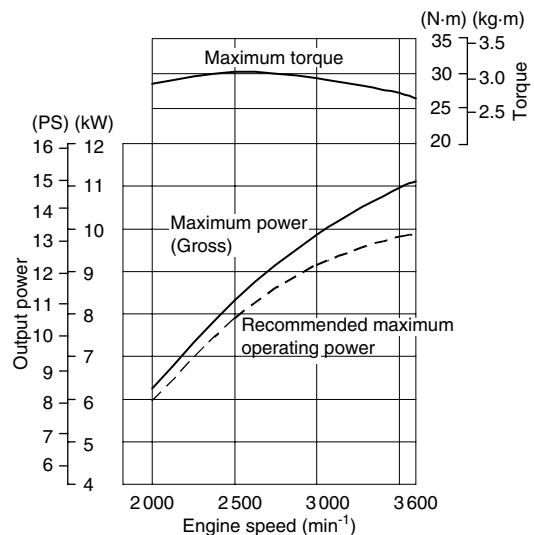


Fig. 8 Engine performance

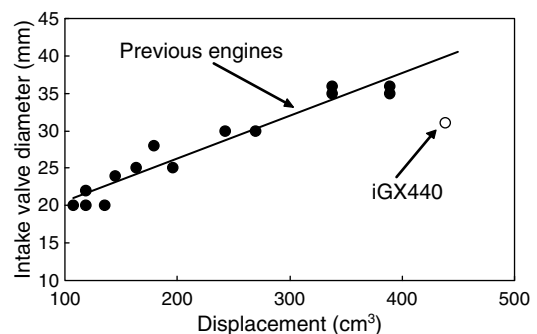


Fig. 9 iGX440 intake valve diameter

5.2. 燃費向上技術

Fig. 10に本エンジンの燃費、排気ガスエミッションの達成レベルを示す。以下に示す技術により、排気エミッション規制(EPA Phase2)に適合レベルであるエミッション値を悪化させることなく、EPAモード運転作業時での燃費15%向上を達成した。

5.2.1. 燃焼室形状

ウェッジタイプ燃焼室、ストロークボア比 0.73 である GX390 に対して、ストロークボア比 0.82, バルブ挟み角を 22 deg として燃焼室をより球形に近づけたコンパクトな形状にすることにより、燃焼室の表面積/容積比(S/V 比)を 6 %改善した。

5.2.2. オフセットシリンダとピストン仕様

ピストン側圧フリクションを低減するために、オフセットシリンダ構造を採用した。Fig. 11に示すように、シリンダ中心線をクランク軸に対しピストンの反スラスト方向にオフセットさせている。

オフセットシリンダ構造の採用に伴って、スラスト側のピストン側圧は減少するが、反スラスト側のピストン側圧は増加することから、フリクションの評価とともに、ピストンノイズの評価、ピストンスカートのあたり状況の評価をおこない、オフセット量を 7mm に設定した。

ピストンリングについては、シリンダへの追従性向上のためにリング幅寸法を小さくし、さらにフリクション低減のためにピストンリング張力の低減をおこなった。GX390

に対してトップリングおよびセカンドリング幅は 2 mm から 1.5 mm に、オイルリング幅は 2.8 mm から 2.5 mm に変更した。ピストンリングのトータル張力としては、GX390 に対して 45%低減した。リング幅寸法を小さくすることに伴うピストンリングからシリンダへの放熱量の減少に対しては、ピストン冷却のためにコンロッドに一体で形成されたオイルをかき上げるためのディップを大きくし、ピストン裏側へのオイルのはねかけ量を増加させた。またピストンリング張力の低減に対しては、シリンダ周方向の温度分布をより均等化させ、GX390と同等のオイル消費量、ブローパイガス量とすることができた。

5.2.3. 点火時期制御

本エンジンはエンジン回転数とスロットル開度に応じて点火時期を変化させている。エンジン回転数とスロットル開度の情報に対して、ECUにより点火時期が決定され、CDI 式点火される。

Fig. 12 に点火時期のマップを示す。高負荷域では主にノッキングの回避およびエミッション低減に、中負荷域では主に燃費低減に、軽負荷域では主にピストンノイズの低減に配慮した設定とした。

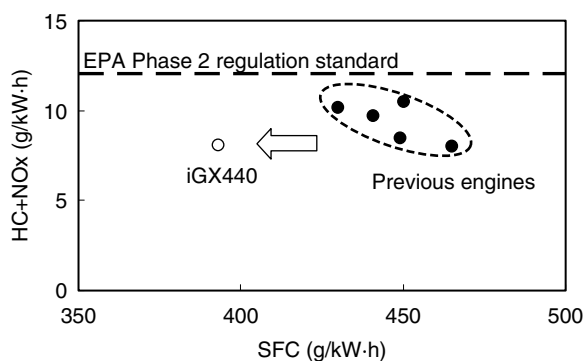


Fig. 10 Results for fuel economy and mass emissions in EPA Phase 2 emission mode

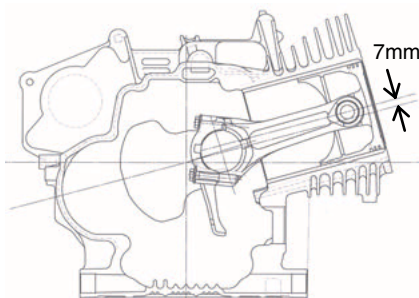


Fig. 11 Offset cylinder

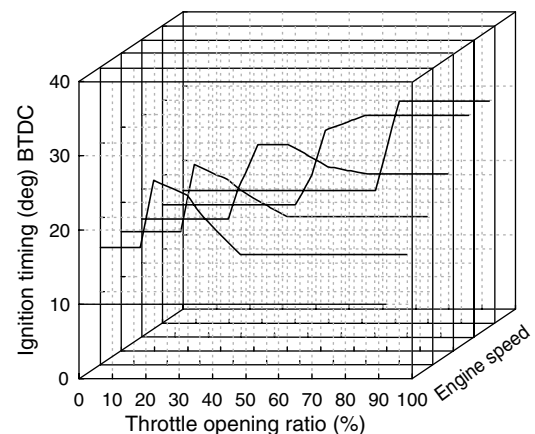


Fig. 12 Ignition timing map

6. 騒音振動性能

6.1. 騒音低減技術

本エンジンでは冷却性能を確保するため GX390 に対しファン騒音が増加したが、機械系騒音・タンク放射音・排気系騒音の低減を中心に取り組むことで、目標 LwA 値 97 dB 以下の 96 dB を達成した。Fig. 13 に iGX440 と GX390 の騒音寄与率を分析した結果を示す。

機械系騒音は、Fig. 14に示すようにベアリングホルダを採用することでクランク軸受け間距離を GX390 に対し 15 mm短縮させ、クランク軸においても各部軸径を増した。その結果、筒内の爆発圧に対するクランクピン剛性が GX390

に対して 10% 向上し、クランク系騒音が低減した。また 5.2.2 項で述べたように、オフセットシリンダの採用によるピストン側圧の減少効果と、ピストンピンオフセット量の見直し、および点火時期の変更によりピストン打音を低減した。この他、油中ベルト駆動式 OHC 構造の採用でカムギヤ騒音を低減した。結果的に、機械系の騒音エネルギー値を 47.5% 低減した。排気系騒音については、Fig. 15 にマフラのレイアウトを示すが、外板にリブを配置することにより放射音を低減させた。マフラ内部は 3 チャンバ構造とし、第 3 チャンバから排気口の間にディフューザパイプを採用したことで透過損失性能が向上した。さらに排気口にパツ

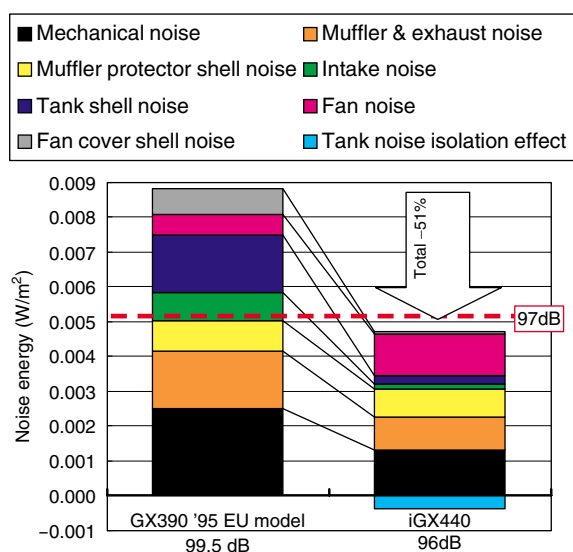


Fig. 13 Effective noise level

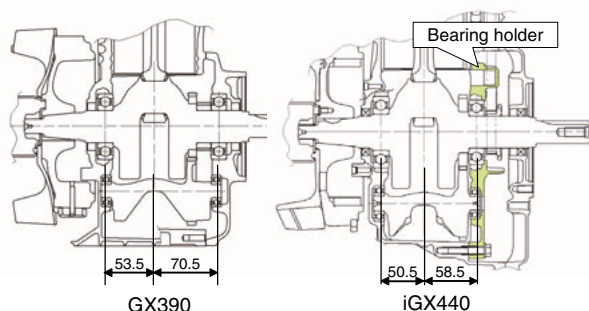


Fig. 14 Crankshaft and bearing layout

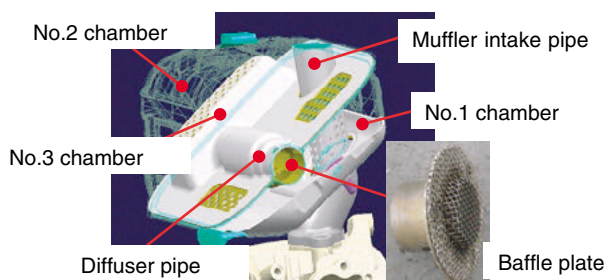


Fig. 15 Muffler structure

フルプレートを設置し、気流音を低減した。その結果、排気系の騒音エネルギー値を 43.8% 低減した。

燃料タンクはラバーマウント支持構造を採用することで、エンジンからの固体伝播音をしゃへいし、放射音を低減した結果、タンクの騒音エネルギー値を 84.2% 低減した。またタンクを設置した場合、ファン騒音と機械騒音に対して遮音効果があり全体の騒音エネルギー値で 7% 低減することができた。これらの効果により GX390 に対してエンジン全体で騒音エネルギー 51% の低減を達成した。

6.2. 振動低減技術

iGX440 では GX390 同様 1 軸 1 次回転バランサを採用した。クランク軸カウンタウェイトおよび回転バランサのバランス率は、エンジン足元のマウント締結部での 1, 2 次振動が最小になるように見直した。また、クランク軸の左右のカウンタウェイト配分を均等に近づけることで、エンジンに生じる偶力を抑制した。その結果、Fig. 16 に示すようにエンジンマウント締結部での振動加速度は GX390 に比べて低減した。なお Fig. 16 は、エンジンをラバーマウントした状態で回転数 3 600 min⁻¹、無負荷運転時の測定結果である。

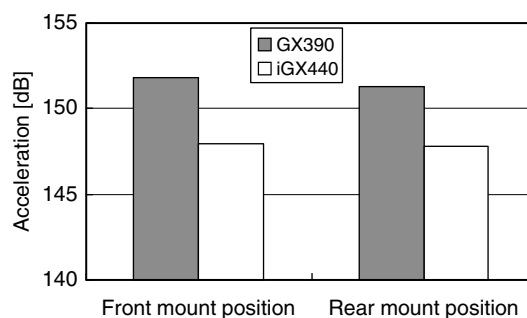


Fig. 16 Vibration performance

7. 新生産技術

7.1. プレコート鋼板燃料タンク

塗装工程廃止を目的に、燃料タンク部材としてプレコート鋼板を採用した。これまで家電製品等で一般的に使用されてきたプレコート鋼板は、ガソリン汚染性、深絞り後の外観の商品性、溶接性、鋼板端面に発生するさびの観点でさらなる性能向上が必要であった。そこで、鋼板メーカーと共同開発をし、耐ガソリン性に関しては、塗膜硬さの調整により色素が塗膜層に浸透し難くし、深絞り後の外観商品性に関しては、2 層ある塗膜層の適正な色調配分により光沢の低下を防いだ。また板伸びが 15% 以内におさまるようプレスシミュレーションにて検証し、光沢計を用い入射角 60° で計測し、光沢度 80 以上を確保した。スポット溶接箇所は機械カシメへと置き換えた。タンク外周のカシメは Fig. 17 のように変更し、鋼板端面が出ない構造とし、さびにくい構造とした。製品外観を Fig. 18 に示す。

7.2. 冷間鍛造カムシャフト

カムシャフト素材のニアネット成型による加工工程の簡略化をねらいとし、冷間鍛造カムシャフトを採用した。本カムシャフト成立のポイントは、吸気、排気のカム駒をすき間なく結合したことである。それにより丸棒素材からの成形が可能となり、Fig. 19に示すようにパーティングラインを挟んでパンチ側が吸気カム、ダイ側が排気カムの駒を形成することで、それぞれ別プロフィールのカム駒を一体で成形することを可能とした。カムプロフィールの形状は多段鍛造機で数工程かけて成形することで、研磨工程を廃止することができた。

7.3. 熱可塑性樹脂モルディング ECU

製造タクト低減による生産性向上、小型・軽量化を目的とし、熱可塑性樹脂モルディングで基板を保護したECUを採用した⁽²⁾。従来の基板保護の手法としては、熱硬化樹

脂を基板のケースに流し込む注型製法がある。熱硬化樹脂注型は、樹脂注入および硬化時間が長い、コンデンサ等の背が高い部品に合わせてケース深さが一律となってしまう材料・スペースの無駄が大きいという性質を持っている。熱可塑性樹脂モルディングは一般樹脂成形より低温、低圧でも成形可能な樹脂を選定することにより電子基板への損傷を与えることなくモルディングすることを可能とし、以下のようなメリットが得られた。部品形状にそって型を構成することにより、注型を採用した場合と比較して、ケース高さで20%の低減、重量で50%の低減が可能となった。また従来、形状によって約 1-12 時間かかっていた樹脂硬化時間を10秒程度とすることで、効率の良い生産を実現することができた。Fig. 20 に工程比較図を Fig. 21 に ECU 外観を示す。

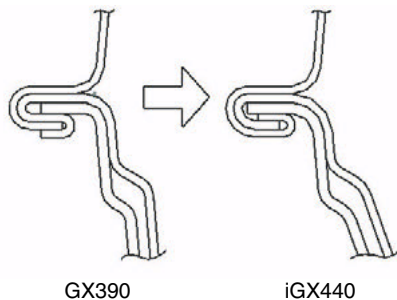


Fig. 17 Cross-section view of fuel tank



Fig. 18 View of fuel tank

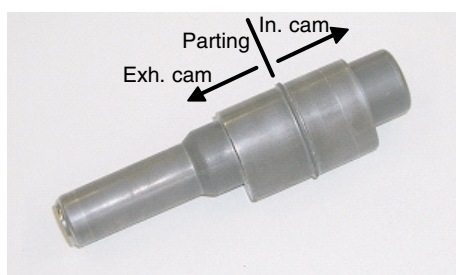


Fig. 19 View of camshaft

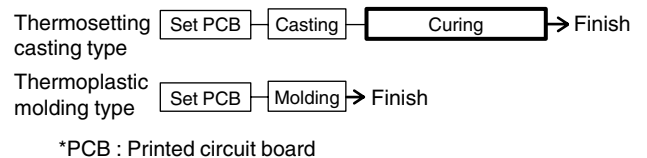


Fig. 20 Comparison of process between casting and molding



Fig. 21 View of ECU

8. まとめ

電子制御技術を用いて、使いやすさ、低燃費、低騒音の機能をさらに追及した汎用エンジン“iGX440”の開発をおこなった。

- (1) どのような作業機でも安定した回転安定を確保するために適応制御型電子ガバナを採用した。さらに運転モードを作業機の要求に応じて変更可能とし、ユーザーに使いやすさを提供できるシステムとした。
- (2) バッテリーレスで駆動する ECU システムを採用した。
- (3) ECU、スロットル駆動部をコンパクトに配置し、従来エンジンシリーズに対し、外観サイズの変更なく搭載可能とした。
- (4) 専用の通信ユニットを接続することで、エンジン出力

特性や運転状況など ECU 内の情報を容易に書き込み、書き出し可能なシステムとした。

- (5) 排気エミッション規制(EPA Phase2)に適合レベルであるエミッション値を悪化させることなく、EPA モード運転作業時での燃費 15%向上を達成した。
- (6) エンジン単体騒音で 96dB を達成し、欧州騒音指令ステージ2 規制に適合可能とした。またエンジンに生じる偶力を抑制することで、エンジンマウントの完成機締結部での振動加速度を低減させた。
- (7) 以下の新生産技術の量産化を実現した。
 - ・プレコート鋼板燃料タンク
塗装工程を廃止することができた。
 - ・冷間鍛造カムシャフト
加工研磨工程を廃止することができた。
 - ・熱可塑性樹脂モールディング ECU
熱硬化性樹脂注型製法に対し重量で50%、ケース高さで 20%の小型化が可能となり、樹脂硬化工程の短縮により製造効率も向上した。

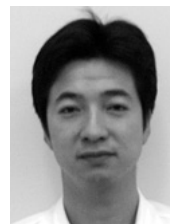
参考文献

- (1) 福嶋友樹, 松田迅人, 新萩義久, 谷口洋一: 汎用ガソリンエンジンの適応制御型電子ガバナシステム, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No. 2, p.58-64
- (2) 木全隆一, 前川佳則, 桑迫信一, 為近隆男: 熱可塑性樹脂モールド適用による汎用エンジン制御ユニットの小型軽量化, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.52-57

■著 者■



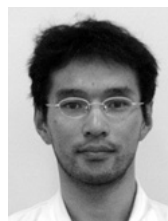
伊藤 慶太



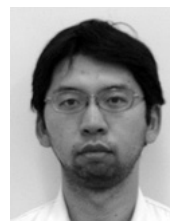
本田 宗平



斉藤 照幸



倉田 真秀



直江 学

熱可塑性樹脂モールド適用による 汎用エンジン制御ユニットの小型軽量化

Application of Thermoplastic Resin Molding to Control Unit of General Purpose Engine

木 全 隆 一*

Ryuichi KIMATA

桑 迫 信 一**

Shinichi KUWASAKO

前 川 佳 則*

Yoshinori MAEKAWA

為 近 隆 男*

Takao TAMECHIKA

要 旨

汎用作業機器に搭載する電装部品の多くは、耐水性・耐薬品性・耐振性などから、熱硬化性樹脂によるポッティング処理をおこなってきた。これに対し、汎用エンジンの制御ユニットの小型軽量化を目指し、熱可塑性樹脂によるモールドを試みた。従来、熱可塑性樹脂モールドを電装部品に適用する際は、射出成形の特質から、小型部品への適用が一般的であった。今回、100mm × 70mmとサイズの大きいエンジン制御基板に適用するため、樹脂材料検討・電子部品配置・樹脂流動解析等を含めた成形条件の適正化をおこなった。その結果、ユニットとしての高さ比 20% 減、重量比 50% 減、さらにはモールド作業工程時間で二桁の向上を達成した。

ABSTRACT

The majority of electrical components utilized in general purpose work equipment are manufactured by potting employing thermosetting resins, taking into account their water, chemical and vibration resistance properties. The research discussed in this paper adopted a different approach, and attempted to mold these components using thermoplastic resins in order to reduce the size and weight of general purpose engines. Thermoplastic resin molding is typically only utilized when manufacturing small electrical components, due to the characteristics of the injection molding process. Molding conditions were optimized to enable the procedure to be employed for a large electronic circuit for engine control, a process which involved the study of resin materials and the layout of the electronic components, in addition to resin flow analysis. Manufacturing components using these optimized conditions enabled a 20% reduction in height and 50% reduction in weight of the control unit, in addition to reduction of the time required for the molding process.

1. はじめに

汎用エンジンを始め、作業用機械として使われる汎用機器に搭載される電装部品の多くは、使用環境の制約から防水、耐振、耐熱性を強く求められ、従来から熱硬化性樹脂を注型固化し保護する形態をとってきた。一般的には、二液混合エポキシ系樹脂を使い、樹脂あるいは金属ケースに電子回路基板(PCB)などの電気部品を入れ、樹脂を注型し所定の硬化条件により熱処理される。熱処理は、樹脂の種類によっても異なるが、100℃前後の高温で、3時間から10時

間程度も要し、熱硬化炉の設備投資や管理だけでなく、工程としても著しく手間のかかるものである。

エポキシ樹脂注型する製品は、例えば電子回路基板の場合、搭載する部品のうち一番背の高い部品に合わせたケース深さを必要とし、それを埋めるだけの樹脂量が求められる。そのため、使用樹脂量はおのずと増え、ユニットとしての重量や体積も必要以上に大きいものとなり、樹脂材料費も余分にかかってしまう。

一方、電装部品への小型軽量化および低コスト化の要求は常なるものがあり、熱硬化性樹脂注型方法に替わる有効

* 朝霞東研究所

**ホンダエンジニアリング

な電装部品耐環境性の確保の方法として、熱過疎性樹脂の特性に着目しこのモールド方法の検討をおこなった。

本稿では、熱可塑性樹脂による汎用エンジン制御ユニットモールド方法の適用開発中に得られた知見について明らかにする。

まず、従来の熱硬化性樹脂注型に替わる熱可塑性樹脂モールド方法であるが、ここ数年、ホットメルト・モルディング製法の名前で呼ばれ、国内では家電分野でのごく小型の回路基板やセンサ、あるいはワイヤーハーネスの信頼性向上とコストダウンをねらいとした封止に使われてきている。同製法は、回路基板やセンサをインサート樹脂成形するもので、通常の熱可塑性樹脂の射出成形温度 240 - 300 °C 圧力 40M - 130MPa に比べて、各々極めて低く 200°C 前後 5MPa 以下程度でおこなわれる。

この射出圧が低いことから、金型に簡易的なアルミ型を使用でき、型費も削減でき、射出装置および型締め装置も簡略化できる。これまでの熱硬化性エポキシ樹脂注型に対しても多くの利点を持つが、これまでは、今回使用する程の大きめの回路基板(約 100mm × 70mm)での電装部品採用例はなかった。

2. 基本構造と目標要件

本製法を適用する制御ユニットが搭載される新しい汎用エンジン“iGX440”(Fig. 1)⁽¹⁾の特徴の一つとして、スロットルバルブ制御がある。その制御をおこなう ECU(電子制御ユニット)は、スロットルバルブを動かすためのモータおよびギヤケースと共に、キャブレタ上に一体化している。ECUをギヤケースの上部に配置することで、モータ配線を簡略化している。さらに、モータやエンジンの熱をキャブレタの吸熱効果によって低減させる効果もある。

具体的なレイアウトを Fig. 2 に示す本製法の特徴であるモールド外形形状を自由にできる点を生かし、スペースを有効に利用するために、ギヤケース側のモータと ECU 側のコンデンサやトランス等背の高い部品が互に入り込む



Fig. 1 External view of iGX440

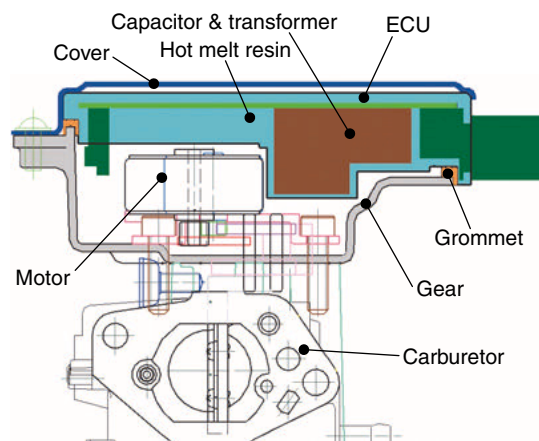


Fig. 2 Layout around ECU

ようレイアウトをおこなった。ギヤケースは防水構造とし、ECU とアルミ製のギヤケースの間にグロメットを挟み込み、外部から衝撃保護を兼ねた板金で挟み込みシールしている。これによりモータとコネクタは部品形状が小さい非防水部品を使用することができ、さらに内部ギヤの防塵対策も兼ねている。

上記から本製法による ECU について下記目標要件が必要とされる。

モールド厚さをより薄くすること(スペース効率)。

- (1) 基板を固定すること。
- (2) 基板表面を完全に覆うこと(防水性)。
- (3) コネクタなど表面部品との接着性を確保すること(防水性)。
- (4) シール部の平面を確保すること(シール性)。

3. 樹脂材の検討

本製法に向け開発中であった共重合ポリエステル系の樹脂の耐薬品性および耐水性の高さに注目し、テスト基板でのモールド成形テストと耐環境性テストを繰り返しながらの樹脂メーカーとの共同作業で、樹脂特性の変更要望を出し、現在使用している樹脂の選定に至った。共重合ポリエステル系樹脂は、その特性において、それまで検討してきたポリアミド系樹脂に比べて熔融粘度が一桁以上大きく、成形にあたっては、流動制御に種々の工夫を必要とすることが予想された。Table 1 に本製法で使用する樹脂の代表的特性を示す⁽²⁾。当初、本製法の検討に入った際は、使用樹脂が現在とは異なり、もともと同様の製法で多く使われていた樹脂材のダイマー酸ポリアミド系であったが、汎用機器向け電装部品の耐環境性要件の一つである耐ガソリン性や耐薬品性、耐水性等テスト検討の結果、性能向上が必要であることから、それらを満たす樹脂の調査検討から改めておこなうこととした。

Table 1 Resin characteristics for hot melt molding

	Properties	Unit	Condition	Spec	Test Method
1	Specific gravity	—	RT	1.05	JIS K 7112
2	Hardness	(Shore A)	RT	70	ASTM D2240
3	Melting point	(°C)	RT	155	DSC
4	Brittle point	(°C)	RT	< -65	JIS K 6261
5	Tensile strength	(MPa)	RT	4.3	JIS K 6251 *1
6	Elongation	(%)	RT	1 300	JIS K 6251
7	Flexural strength	(MPa)	RT	0.63	ASTM D790 *2
8	Flexural modulus	(MPa)	RT	9	ASTM D790
9	Shear strength	(MPa)	RT	2.0 <	ASTM D732
10	Coefficient of expansion	(K-1)		1.9×10^{-4}	TMA
11	Volume resistivity	($\Omega \cdot \text{cm}$)	RT	$1.0 \times 10^{11} <$ (dry condition)	ASTM D257 *3
12	Dielectric strength	(kV/mm)	RT	20 (dry condition)	JIS C 2110

*1 Dumbbell No.3 Tensile rate 500 mm/min

*2 Sample: 100 × 12.5 × 6.5mm Flexural rate 3mm/min

*3 Dry condition: 60°C × 8hours drying under <0.1MPa atmosphere

4. 量産製造装置

基板機能維持と樹脂インサート成形の二律相反する要件に対して、樹脂温度および吐出圧力の制御が重要である。

まず、樹脂温度については、金型内部の樹脂温度と吐出ガン先端での樹脂温度に相関関係があることに着目し、量産条件としては吐出ガン先端での樹脂温度を管理項目とし、ハンダ融点と金型からの放熱量を考慮した温度設定とした。

吐出圧力については、圧力での変形を生じる部品があるためにできる限り低圧での成形をおこなうことに注力した。通常の射出成形において用いられる手法の一つである、ゲートレイアウトおよびゲート板厚増により吐出圧力低下を実現した。

量産設備は大きく分類して、樹脂吐出部、型締部、製品取り付け部、製品取出部からなる縦型ロータリ式成形機である (Fig. 3)。

型締部は、基板を挟んで相反方向(本件においては上下方向)への樹脂内圧による型開きを抑制するため、射出成形で用いられる理論⁽³⁾、

必要型締力(ton)

$$= \text{平均樹脂内圧}(\text{kgf/cm}^2) \times \text{充填投影面積}(\text{cm}^2) / 1000 \quad (1)$$

に対して、充填投影面積を2倍にした型締力を発現できる仕様を採用している。

製品取り付け部および製品取出部については、射出成形機に準じた汎用性を持った仕様となっている。

5. 成形条件の適正化

5.1. 樹脂流動事前検討

今回、熱可塑性樹脂でモールドする物は電子回路基板(PCB)であり、外観はもとより、次の点について留意して成型する必要がある。

- (1) 各部品の耐熱温度を超えないこと。
- (2) 各部品の耐圧を超えないこと。
- (3) 各部品の変形を許容範囲内にすること。

基板は従来の物より大きく、電源平滑化のためのコンデンサや点火電源用のトランスなど背の高い(−15mm 程度)部品があり、経験的に流動を推測することが困難で、樹脂の流動解析をおこなうことが不可欠であった。

流動解析結果(東洋紡績 CAE 流動解析サービスによる)としては、樹脂の充填状況を示す充填パターン、成型時の温度、圧力を得ることができる。具体的な充填パターン例を Fig. 4 に示す。

上記解析例では、下側(ギヤケース内側)の中央部の樹脂充填が遅く上下間の圧力バランスが崩れ、基板の変形が予想される。成型時の温度解析では、充填樹脂温度結果から基板のどの部位で温度が高くなっているかを判断し、特にハンダの融点以下になっているかの確認ができる。成型時の圧力解析では、充填に必要な設定樹脂圧力の推定が可能である。



Fig. 3 Hot melt molding system

上記のような解析をおこない基板、成形形状、ゲート形状を決めて行き、実際に型を作製する費用削減と時間の短縮をおこなった。

5.2. 電子部品の耐熱・耐圧性と成形時の確認

通常の樹脂射出成形に比べて温度・圧力が低いとはいえ、従来の熱硬化性エポキシ樹脂注型による封止に比較して、基板に実装される電子部品への影響は無視できない。今回のエンジン制御ユニットに使用される全電子部品を一例としてその耐熱・耐圧につき調べた。以下にその特質をまとめる。

- (1) 大型の電解コンデンサは防爆対応構造により圧力に弱く外装樹脂フィルムは熱に弱い。
- (2) フィルムコンデンサは使用フィルムの耐熱温度が低くハンダ融点以下の耐熱性しか持たない。
- (3) 上記のコンデンサ以外の部品は、基本的にハンダ融点以下に抑えれば問題ない。

基板上電子部品各部のモールド成形時の温度を前記基準に照らし合わせて確認をおこなった。

樹脂流動の妨げとならないようシース熱電対の線径の極めて細い物を用い、基板上必要箇所に設置して各部温度を

測定した。測温箇所については、樹脂流動解析の結果も参考にし、ゲート部最近傍を基本とし、主要部品表面で測定した。各部の温度はいずれも各基準以下にあり問題ないことを確認した(Fig. 5)。

一方、モールド成形時に基板にかかる応力を測定した。

これから、射出初期圧と樹脂充填完了後の保圧がかかるそれぞれのタイミングで基板に応力がかかっていることがわかる(Fig. 6)。

5.3. 樹脂と基板・電子部品の接着性

使用している樹脂の特性から、基板や電子部品との接着性はある程度期待されたが、実際の成形にあたり、樹脂射出時の各部の温度から判断するに、樹脂の接着性を十分に得るには樹脂温度がやや低い。今回の基板では、樹脂温度を基板部分でハンダ融点の約 180℃以上に上げることができないため、使用樹脂の融点(155℃)との温度差からも熱硬化性エポキシ系樹脂モールド時のような強力な接着性は期待できないため、モールドする外形形状の工夫により、ECUとしての耐水性を確保する必要があった。

5.4. モールド成形品質の確保

量産設備での目標モールド成形条件を特定して行く前段階として、テスト基板のうち、大物部品(大型の電解コンデンサ、トランス、コネクタ、パワートランジスタ、LED、フィルムコンデンサ)だけを実装したダミー基板を用いて、樹脂温度および射出初期圧力をパラメータとして成形可能な条件範囲の特定をおこなった。

樹脂温度の高い側の確認については、同様テスト基板にすべての部品を実装した可動基板で基板動作の可否を含めておこなった(Fig. 7)。

本製法において、モールド成形による品質を保つために、使用する樹脂の熔融粘度による影響が大きく、樹脂流動を妨げない工夫が必要である。これらの事から以下の点に留意する必要がある。

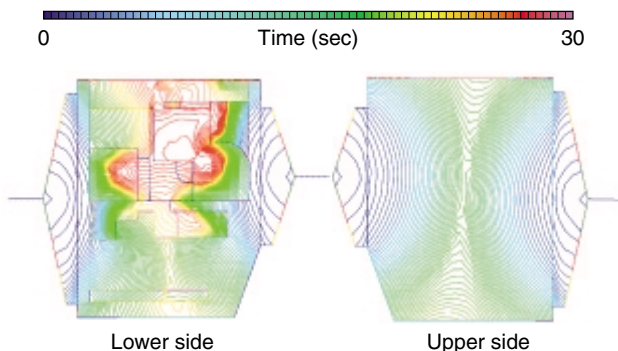


Fig. 4 Flow pattern

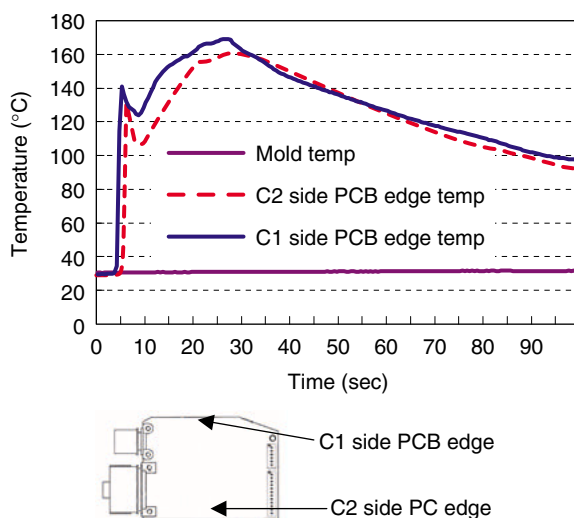


Fig. 5 Thermal transition on PCB surface and resin

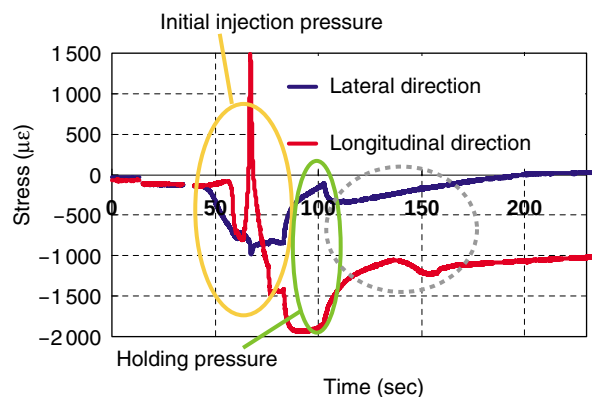


Fig. 6 Stress on PCB with resin injection

- (1)樹脂温度：電子部品やハンダの温度要件をにらみつつ、できるだけ温度を高く設定する。
- (2)一箇所に圧力が集中しない部品配置および形状にする。
- (3)ゲートから樹脂流動が集中しないようにする。
- (4)パーティングラインの上下での樹脂流動バランスがある程度保てるよう、極端に片面の流動を阻害する部品配置にしない。

また、モールドする形状としては、樹脂と部品の接着があまり強くないことから、基板実装部品との単純な接着面を構成するのではなく、部品を覆い被せるような構造が望ましい。Fig. 8 に成形後の外観を示す。

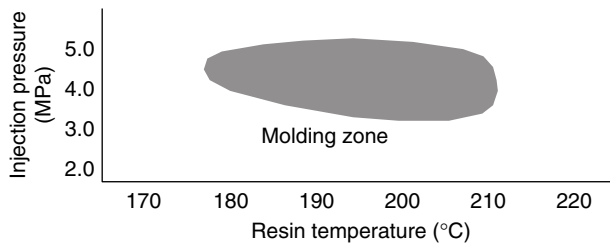


Fig. 7 Practical molding conditions



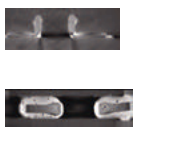
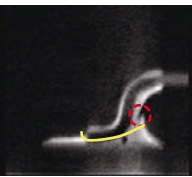
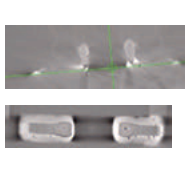
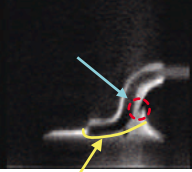
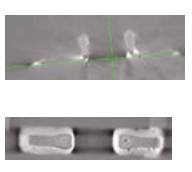
Fig. 8 Outside view of a hot melt molded ECU

6. 耐久信頼性

本製法は、通常の熱硬化性エポキシ系樹脂注型方法と違い、樹脂を流しながら、圧力をかけて成形する手法であるため、ECU等、特に電子素子が多い場合に、高温樹脂流動や成形圧力応力などによるハンダ部への影響が特に懸念された。また、汎用エンジン部に直接 ECU を搭載することは初めてであり、ECUの高い耐久信頼性が求められ、それを確保するために、温度振動関係のテストを主体に実施した。

本製法においては、ハンダ接合部に与える影響が大きいと想定されたため、熱衝撃試験に重点をおいて確認をおこなった。熱衝撃試験の所定サイクルごとに供試品を取り出し、CPU 取り付け部のハンダ部の状況を X 線 CT 装置で確認した。結果を Table 2 に示す。温度ストレスに対する樹脂の膨張・収縮によるハンダ接合部のクラック進展はなかった。限界性把握のため、テスト条件を超えたサイクル数でのハンダ状態の確認もおこなったところ、回路動作に支

Table 2 Solder conditions of micro-processor and capacitor

Function	Micro-processor	Capacitor
500 Cycles	Crack growth rate 0% 	Crack growth rate 0% 
700 Cycles	Crack growth rate 13% 	Crack growth rate 0% 
1 000 Cycles	Crack growth rate 23%  Minimum pass on soldering junction	Crack growth rate 0% 

障が出る可能性の高いクラック進展には至っていない。

総合的に短期間で信頼性を確立するために、温湿度サイクル振動通電試験での評価もおこない問題のないことを確認した。

振動、冷熱、湿度などの変化で、実装電子部品および基板への影響はなく、従来の熱硬化性エポキシ系樹脂注型方法によるユニットと同等の耐久信頼性が確認でき、汎用エンジン用ユニットとして実用に十分適合した条件を満足するモールド成形条件を確立できた。

7. まとめ

従来の車載電装部品の耐環境性能確保のためにおこなわれてきた、熱硬化性エポキシ樹脂注型方法に替わる、熱可塑性樹脂モールド方法を汎用エンジン制御ユニットに適用できるようにした。

同時に本研究を通じて以下の知見が得られた。

- (1)電子回路基板を本製法でモールドする場合、樹脂温度を電子部品耐熱温度およびハンダ融点より上げられない一方、成形品質確保のためなるべく高く設定しなく

てはならないことから、樹脂温度・圧力を精密に制御しなくてはならない。

(2)ゲート形状・位置および部品形状・配置により樹脂流動が大きく変化し、成形品質にも影響が出やすいので、テスト型製作前の CAE 樹脂流動解析が非常に有効である。

(3)ユニットとしての高さ比20%減、重量比50%減、モールド作業工程時間で二桁の向上を達成した。

なお、今後汎用エンジン制御ユニットを始めとする電装部品の樹脂封止方法として、本製法を適用拡大して行く。

謝 辞

本研究にあたり、特に樹脂材料開発および CAE 流動解析に御協力を頂いた東洋紡績(株)の方々を始め、関係者の方々に紙面を借りて厚くお礼申し上げる。

参考文献

- (1)伊藤慶太, 本田宗平, 斉藤照幸, 倉田真秀, 直江学:
電子制御汎用エンジン i GX440 の開発, Honda R&D
Technical Review, Vol. 17, No. 2, p.44-51
- (2)東洋紡績パイロショット技術カタログ, 2004年版, p.8
- (3)「インジェクション金型の基礎」日経メカニカル エンジニア養成・ビジュアルメカシリーズ, Vol.2, 「成形機の運転」, 「成形機の機械的構造」, 「型締め装置」型締め力の計算

■著 者■



木全 隆一



前川 佳則



桑迫 信一



為近 隆男

汎用ガソリンエンジンの適応制御型電子ガバナシステム

Governor System for General Purpose Engine Using Adaptive Control Theory

福 嶋 友 樹*

Tomoki FUKUSHIMA

新 荻 義 久*

Yoshihisa SHINOBI

松 田 迅 人*

Hayato MATSUDA

谷 口 洋 一*

Yoichi TANIGUCHI

要 旨

汎用エンジンでは、一般にエンジン回転数を一定に保つことが要求されるため、ガバナ機構が装備されている。しかしながら、搭載される用途が多種多様であるうえ、運転条件によって制御対象であるエンジンの動特性が変化する。このため、従来の機械式のガバナでは、搭載される用途や運転条件ごとに、スプリングの変更やアイドル調整が必要であり、また、PID 制御による電子ガバナではゲインの調整が必要となっていた。そこで、適応機構をガバナに取り入れることで、調整の要らない適応制御型電子ガバナシステムを実現した。また、機構部に非線形ギヤ機構を採用し、スロットル全閉近傍の分解能の確保と、開閉時間の短縮という相反する要素の両立を実現した。その結果、制御システムを複雑にすることなく、アイドル領域でのエンジン回転の安定性と、エンジン負荷の急激な変動に対するレスポンスを確保できた。

ABSTRACT

General purpose engines are required to keep the engine speed constant, and are therefore equipped with governor mechanisms. However, the engines are applied to various applications, and the dynamic characteristics of the controlled engine changes according to different operating conditions. So it is necessary for a conventional mechanical governor to change the spring rate and tune the idle speed; similarly, gains must be tuned in electronic governors using PID control. To enhance robustness, an adaptive control system that uses a self-tuning regulator has been constructed. Applying elliptical gears to the mechanism for driving the throttle valve, it was possible to realize both high resolution near the closed position and a reduction in operating time of the throttle valve.

1. まえがき

自動車やオートバイでは、人がスピードメータや五感で予測をおこないスロットル(アクセル)を制御している。それに対し、小型単気筒エンジンに代表される汎用エンジンを搭載した商品(発電機、芝刈り機、耕運機、除雪機、水ポンプなど)では、人の反応速度では対応不能なエンジン負荷の急激な変動や、無人運転などの観点から、キャブレタのスロットル開度を自動的に調整し、エンジン回転数を一定に保とうとする機構が導入されている。その多くは、Fig. 1に示すようなジェームス・ワットの遠心ガバナ機構⁽¹⁾を応用した機械式のフィードバック制御を採用している。この機構はエンジンの回転数変化を錘に働く遠心力にて検出し、リンクを介してキャブレタのスロットル開度の調整をおこなう。遠心力とガバナスプリングが釣り合ったところで、ス

ロットル開度が一定になる。しかしながら、機構的にアイドル時と負荷時では、エンジン回転数に差が生じる。

近年、安価で高性能なマイクロプロセッサの登場によって、機械的なガバナ機構の代わりに、モータでスロットルバルブの軸を駆動させ、PID 制御等によってエンジン回転数を目標値に収束させる電子式のガバナ(以下、電子ガバナ)も発電機として商品化されている。しかしながら、エンジンの使用用途が多種多様であり、温度や気圧に代表される使用環境が変化し、制御対象の動特性が変化する汎用エンジン用のガバナとしては、十分にロバストとはいえず、動特性の変化に合わせてそれぞれゲイン調整が必要となる。本研究では、小型単気筒エンジンの回転数制御に、制御対象の動特性の変化に対してロバストなセルフ・チューニング・レギュレータ制御^{(2),(3)}(以下、STR 制御)を応用した適応制御型電子ガバナシステムを構築した。

*朝霞東研究所

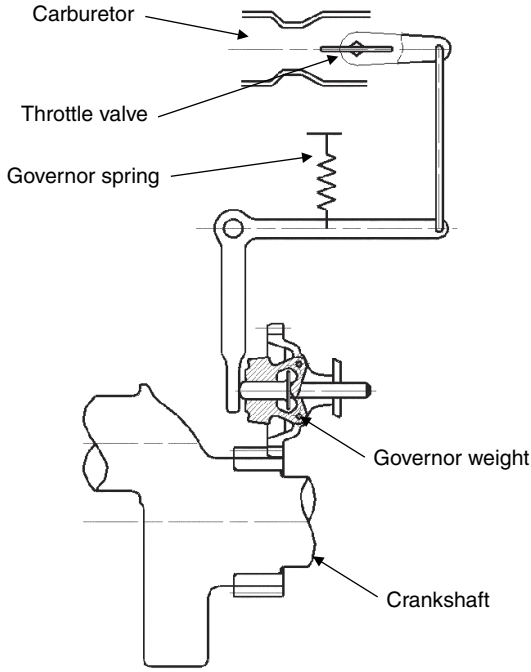


Fig. 1 Centrifugal type governor

2. STR 制御の導入

2.1. エンジンのモデリング

スロットル開度を入力とするエンジンモデルを簡略化して Fig. 2 に示す。キャブレタを用いた汎用単体エンジンを概略化して考えると、空燃比を一定とした場合、スロットル開度 θ_{th} とエンジン回転数 NE により、空気質量流量 G_a と燃料質量流量 G_f が決まる。吸入混合気の燃焼により平均有効圧力 P_{mi} が発生し、クランクの運動系を通してエンジン回転数へと変換される。汎用単体エンジンでは、このクランクの運動系に接続されるエンジン負荷特性が、エンジンの使用用途(発電機、芝刈り機、耕運機、除雪機、水ポンプなど)により大きく異なり、また同じ用途でも作業部のアタッチメントの慣性モーメントにより変化する。電子ガバナの制御をおこなうにあたり、入力をスロットル開度 θ_{th} とし、出力をエンジン回転数 NE と選び、点線で囲まれている部分を制御対象のモデルとしてひとつのブロックとして扱う。

スロットルバルブのステップ入力に対するエンジン回転数のステップ応答の一例を Fig. 3 に示す。スロットル開度

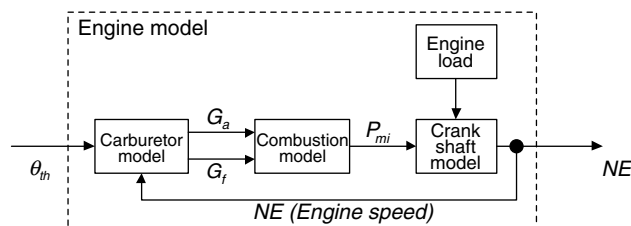


Fig. 2 Block diagram of engine model

θ_{th} を入力 u , エンジン回転数 NE を出力 y として、最小二乗モデルである式(1)の ARX モデル⁽⁴⁾を用いて、適応制御をおこなうことを前提に、次数やむだ時間等に着目しモデリングをおこなった。

$$A(q^{-1})y(k) = q^{-1}B(q^{-1})u(k) + w(k) \quad (1)$$

$$A(q^{-1}) = 1 + a_1q^{-1} + \dots + a_nq^{-n} \quad (2)$$

$$B(q^{-1}) = b_0 + b_1q^{-1} + \dots + b_mq^{-m} \quad (3)$$

$a_1 \dots a_n, b_0 \dots b_m$: モデルパラメータ

$w(k)$: 白色雑音

式(1)のモデルに対し、目標回転数を y_m とすると、出力誤差は次式ようになる。

$$e_1(k) = y_m(k) - y(k) \quad (4)$$

制御の目標は、制御対象の出力であるエンジン回転数 y が目標回転数 y_m と等しくなるように、入力であるスロットル開度 u を自動的に計算で調整することである。ここで、負荷変動が主な未知パラメータとなるが、負荷を含めたエンジンの燃焼モデルのパラメータ全体を未知パラメータとして逐次計算で求めることとなる。

2.2. コントローラの設計

Diophantine 方程式⁽⁵⁾を導入し、式(1)の入力を次式のように構成すると、出力誤差の分散を最小にすることができ、制御の目標を達成することができる。

$$u(k) = \frac{1}{b_0} \{ y_m(k+1) - \bar{\theta}^T \bar{\zeta}(k) \} \quad (5)$$

ここで、

$$\bar{\theta}^T = [b_1 \dots b_m, h_0 \dots h_{n-1}] \quad (6)$$

$$\bar{\zeta}(k) = [u(k-1) \dots u(k-m), y(k) \dots y(k-n+1)] \quad (7)$$

しかしながら、実システムにおいては、パラメータが未

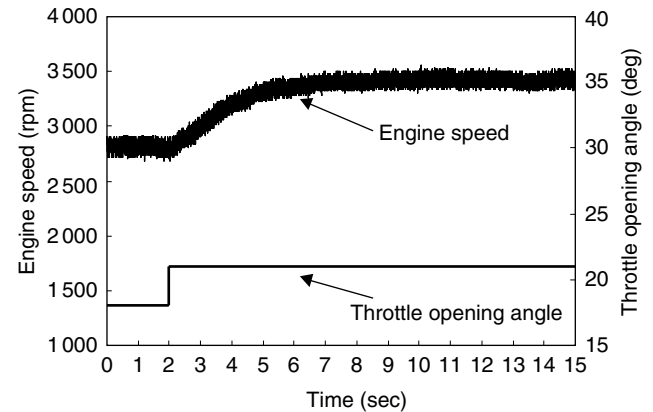


Fig. 3 Step response

知であるので、次式のパラメータ推定則を用いて逐次推定をおこなう。

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) - \Pi(k-1) \zeta(k-1) \varepsilon_1(k) \quad (8)$$

$$\Pi(k) = \frac{1}{\lambda_1(k)} \Pi(k-1) - \frac{1}{\lambda_1(k)} \left[\frac{\lambda_2(k) \Pi(k-1) \zeta(k-1) \zeta^T(k-1) \Pi(k-1)}{\lambda_1(k) + \lambda_2(k) \zeta^T(k-1) \Pi(k-1) \zeta(k-1)} \right] \quad (9)$$

ここで、

$$\theta^T = [b_0, \bar{\theta}^T] \quad (10)$$

$$\zeta^T(k) = [u(k), \bar{\zeta}^T(k)] \quad (11)$$

ここで、 $0 < \lambda_1(k) \leq 1$, $0 \leq \lambda_2(k) < \lambda(k)$, $\Pi(0) = \Pi^T(0) > 0$

未知パラメータが真値に収束すれば、式(5)で構成された入力を用いて、最小分散制御となり、これにより動特性の変化に対してロバストな汎用単体エンジン用の回転数ガバナの制御部を実現できる。

3. 機構部の特徴

今回iGX440⁽⁶⁾に搭載した本電子ガバナの機構部の概略形状を Fig. 4 に示す。

使用用途および使用環境が多様な汎用エンジンに電子ガバナを適用するにあたり、以下のことに留意した。

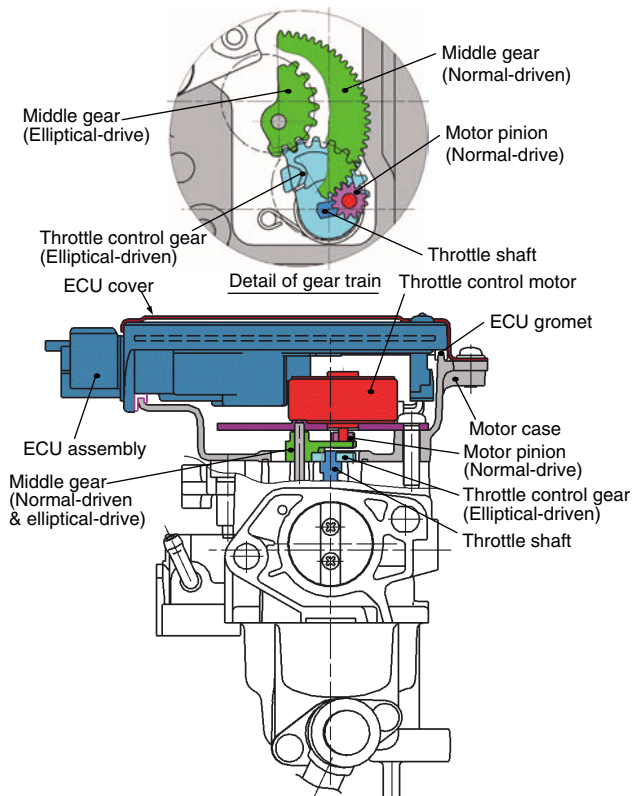


Fig. 4 Carburetor assembly

Table 1 Characteristics of actuator

	Stepping motor	DC motor	Solenoid
Control method	Open loop	Feedback	Feedback
Position control	Number of pulse	Feedback by position sensor	Feedback by position sensor
Speed control	Pulse rate	PWM control	Current control
Power supply	Constant voltage	PWM control	Current control
Life	Bearing life (long life)	Brush life (short life)	Bearing life (long life)

- ・バッテリーレスのシステムで稼働可能なこと。
- ・センサ類を最小限とし、耐久信頼性を確保すること。
- ・駆動回路が単純で、ECU をコンパクト化できること。

スロットルを駆動するアクチュエータとして、ステッピングモータ、DC モータ、ソレノイドが考えられる。Table 1 にそれぞれの特徴を示す。停止位置制御がセンサレスで可能なこと、駆動回路がシンプルにできること、長寿命であることなどから、汎用エンジンのスロットルを駆動するアクチュエータとしてステッピングモータを採用した。

しかしながら、汎用エンジンに求められるさまざまな特性からステッピングモータを単純に適用するだけでは不充分であり、以下にあげる技術手段を適用した。

- ・スロットル要求特性を満足するための非線形減速機構
- ・ECU 一体構造のためのコンパクト・レイアウト
- ・電子部品の小型化・コストミニマム化のための耐候・耐塵性の確保

以下、これらの3項目について詳細を述べる。

3.1. 非線形減速機構

バタフライ式スロットルバルブにより制御される空気質量流量 G_a とスロットル開度 θ_{th} の関係を Fig. 5 に示す。エンジン回転数によらず、 $\theta_{th} < 30\text{deg}$ の範囲では、スロットル開度に対する G_a の変化量が敏感なので、アイドル時など、低スロットル開度でのエンジン回転を安定化するためには、制御分解能を細かくする必要がある。

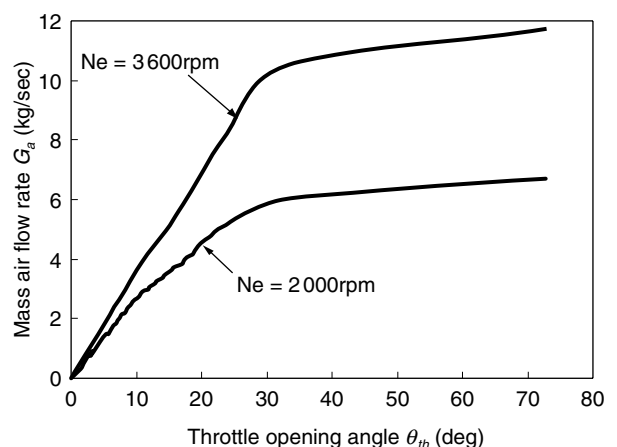


Fig. 5 Mass air flow rate

スロットルバルブを制御するアクチュエータとして、本機構では Permanent Magnet 型ステッピングモータ(以下 PM 型ステッピングモータ)を採用している。PM 型ステッピングモータの角度制御能力はロータ・マグネットとポール・ステータのピッチにより決定され、モータ本体による分解能の向上には物理的な限界がある。従って、分解能の向上は減速ギヤによってなされることが一般的である。通常のギヤで減速ギヤ列を構成する場合、低開度側での要求特性に合わせて分解能を細かくすると、ステッピングモータの特性上、スロットルの開閉スピードが低下する。

汎用エンジンでは、0%から100%負荷、または100%から0%負荷などの急激な負荷変動が与えられる。負荷変動時のエンジン回転変動の収束性を向上させるためには、スロットル開閉スピードを向上させることが必要である。

モータ動作スピードを向上させるためには、入力パルスレートを大きくすればよいが、Fig. 6に示すようにモータ発生トルクが減少し、スロットル駆動要求トルクに対する余裕度が減少し、脱調などの原因となる。逆に高開度側の要求特性に合わせて分解能を粗くすると、低開度側の分解能が不十分となり、ハンチングの原因となる。

以上の相反する要素を成立させるために、楕円ギヤ⁽⁷⁾を採用した。楕円ギヤによる連結の模式図を Fig. 7 に示す。

O_m, O_{th} をそれぞれの中心とし、長径 $2a$ 、短径 $2b$ の同一形状のギヤにおいて、その焦点をそれぞれ $F_m, F_m', F_{th}, F_{th}'$ とおく。 F_m 及び F_{th} を回転軸とし、 $|A_m F_m| = \rho_m$ 、 $|A_{th} F_{th}| = \rho_{th}$ 、回転角度を θ_m, θ_{th} とすると

$$\rho_m = \frac{r}{1 + \varepsilon \cos \theta_m} \quad (12)$$

$$\rho_{th} = \frac{r}{1 - \varepsilon \cos \theta_{th}} \quad (13)$$

$$\rho_m + \rho_{th} = 2a \quad (14)$$

ただし、 $r = \frac{b^2}{a}$ 、 $\varepsilon = \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a}$

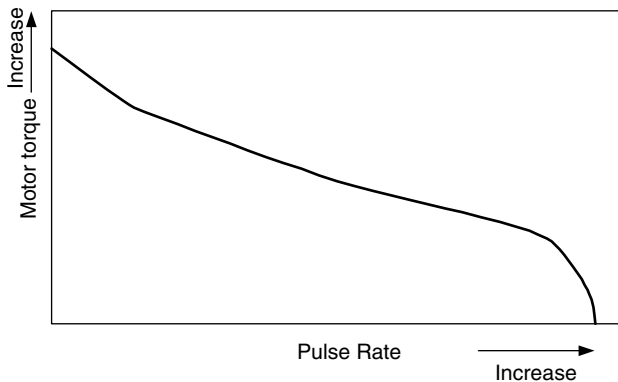


Fig. 6 Characteristics of motor torque

以上より、

$$\theta_{th} = \cos^{-1} \left\{ \frac{(1 + \varepsilon \cos \theta_m) \cdot (2a - r) - r}{[2a \cdot (1 + \varepsilon \cos \theta_m) - r] \cdot \varepsilon} \right\} \quad (15)$$

$\varepsilon = 0.25, 0.425, 0.65$ とした時の θ_m と θ_{th} の関係を Fig. 8 に示す。

楕円ギヤ O_m が微小角 $d\theta_m$ 回転すると、 θ_{th} は $d\theta_{th}$ 回転する。この時次の関係が成り立つ。

$$\rho_m \cdot d\theta_m = \rho_{th} \cdot d\theta_{th} \quad (16)$$

$$\frac{d\theta_m}{dt} = \omega_m, \quad \frac{d\theta_{th}}{dt} = \omega_{th} \text{ なので、式(16)を書き換えると}$$

$$\omega_{th} = \frac{\rho_m}{\rho_{th}} \omega_m \quad (17)$$

ω_m を等速で運転すると $\rho_m < \rho_{th}$ ならば、 $\omega_m > \omega_{th}$ となり、 $\rho_m > \rho_{th}$ ならば、 $\omega_m < \omega_{th}$ となることがわかる。すなわち、 O_m を駆動ギヤ、 O_{th} を被動ギヤ(スロットルドライブ)として、スロットルバルブ全閉時に Fig. 7 に示す状態でギヤをセットすれば、スロットル全閉付近では θ_m に対する θ_{th} の変化量は鈍感になり、逆にスロットル全開付近では θ_m に対する θ_{th} の

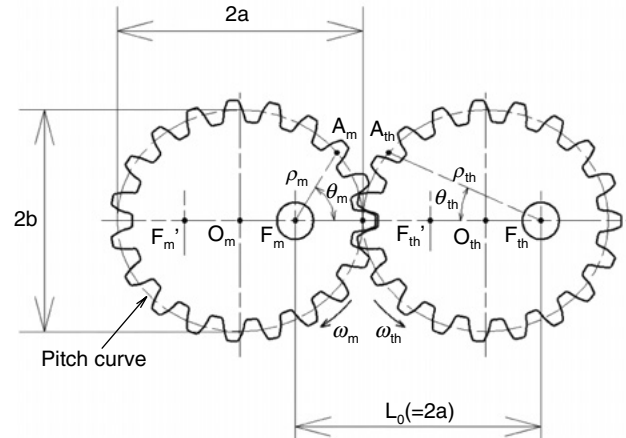


Fig. 7 Elliptical gear train

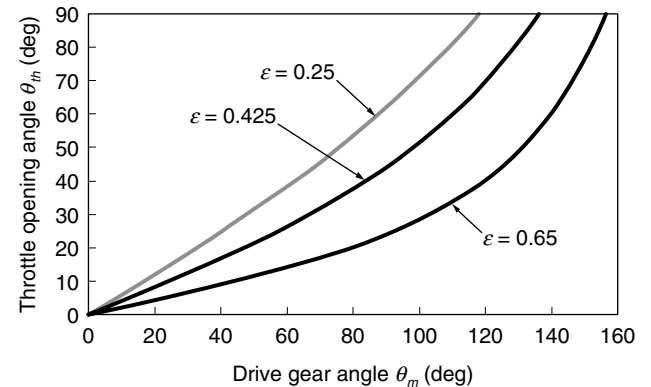


Fig. 8 Characteristics of angle with difference in elliptical gear eccentricity

変化量は敏感になる。この特性は楕円の離心率 ε により定まる。 $\varepsilon = 0.25, 0.425, 0.65$ とした時の $d\theta_{th}/d\theta_m$ の関係を Fig. 9 に示す。 ε の値を大きくすれば、低開度領域の分解能が向上することがわかる。

ε をレイアウト上許容される最大値とした時の、スロットル開度に対する分解能を算出すると、Fig. 10 となる。このような非線形分解能機構において、モータステップと空気質量流量 G_a の関係は、Fig. 11 のように線形化される。非線形な関係を機構的に補正することで、制御系での線形化処理をおこなう必要はなくなる。

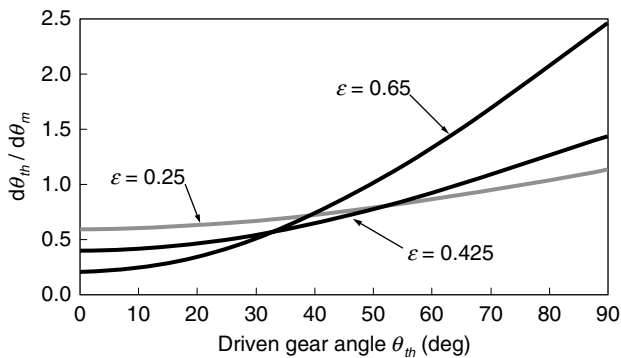


Fig. 9 Characteristics of angular velocity with difference in elliptical gear eccentricity

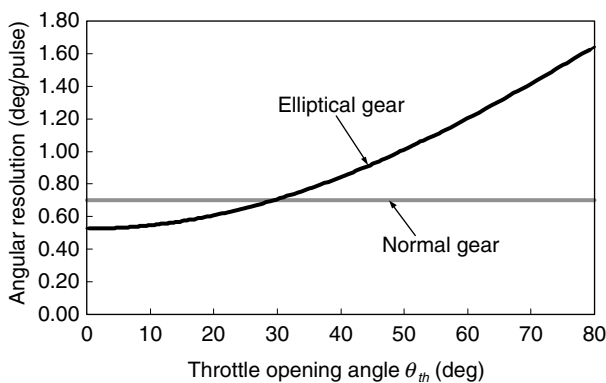


Fig. 10 Characteristics of angular resolution

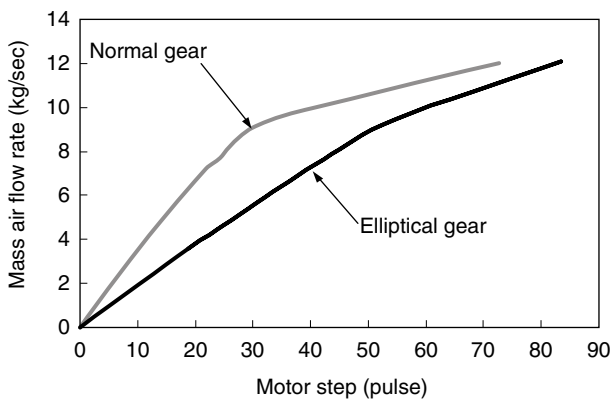


Fig. 11 Relationship between motor step and mass air flow rate (Engine speed = 3600rpm)

Fig. 10に示す分解能曲線と同等の最小分解能をもつ通常ギヤ減速とスロットル全閉から全開までの所要ステップ数の比較を Fig. 12 に示す。楕円ギヤ機構は通常ギヤ機構に対して 35%所要ステップ数を短縮できる。

楕円ギヤ機構におけるスロットル駆動要求トルクとスロットル駆動トルクとの関係を Fig. 13 に示す。スロットル駆動トルクは分解能と逆比例の関係にあるため、楕円ギヤ機構のスロットル駆動トルクは全閉領域が大きく、全開領域は小さくなる。スロットル駆動要求トルクの最大値に対して、スロットル駆動トルクをその約 1.5 倍程度となるようにした。急激な加減速時など、全開から全閉までスロットルが急激に動作する時、スロットルバルブには通常よりも大きな負圧がかかり、スロットルシャフト動作に渋りが生じる。トルク最大値が全閉時に発生する本機構ではスロットルシャフト動作の渋りタフネス向上にも寄与している。

3.2. コンパクト・レイアウト

汎用エンジンとして、ECUおよびスロットル制御機構等の電子部品を採用する上で全体寸法を大きくすることなく配置することが必要となる。キャブレタ上にギヤケースを兼ねたモータケースを配置し、その中にモータおよび減速ギヤをキャブレタのシルエット内に配置した。モータケース上ECU基板上的大型部品を集中的に配置することで、均

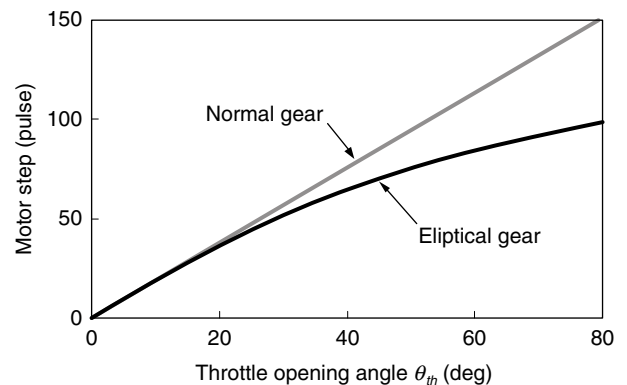


Fig. 12 Relationship between throttle opening angle and motor step

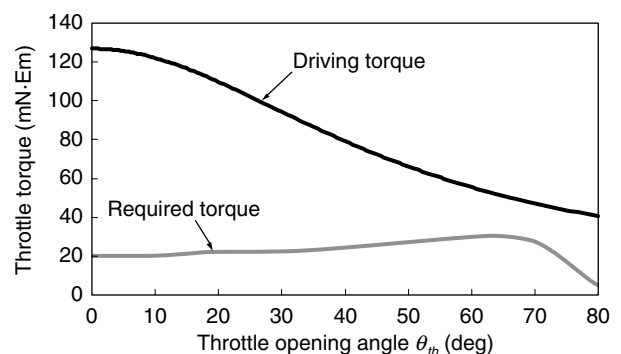


Fig. 13 Characteristics of throttle torque

一深さのケースに ECU をモールドリングする従来の製法に比べて、全体の高さを 16mm 低く抑えることができた。

また、ECUとモータをつなぐコネクタも同一のケース内に配置されるので、コネクタの小型化、配線の簡略化も可能となり、コンパクト・レイアウトに寄与している。

3.3. 耐水および耐塵性能

Fig. 4に示すように、アルミ製のモータケースとキャブレタの間はOリング、ECUとモータケースの間はグロメットによりシールし密閉空間とした。この内部に電子部品を配置することで、個々の電子部品に対する防水・耐塵機能が不要となり、部品の小型化、低コスト化も可能となった。

4. 実機搭載結果

供試エンジン GXV160 (Table 2) を搭載した芝刈り機において、従来の機械式ガバナと適応制御型電子ガバナを用いた場合のガバナ特性比較を Fig. 14 に示す。従来の機械式のガバナでは、負荷によりエンジン回転数が変化し定常偏差をもっている。それに対して、適応制御型電子ガバナを用いた場合は、負荷によらずエンジン回転数が一定となっていることがわかる。

また、供試エンジン GX160 (Table 2) を搭載した円筒型発電機に、Fig. 10で示した楕円ギヤと通常の円形ギヤを装着し、アイドルの安定性の比較をおこなった。ここで、同一の STR 制御を用い電子ガバナを構成し、電力負荷は無負荷とし、目標エンジン回転数は1400rpmとした。楕円ギヤ機構を用いた結果を Fig. 15 に、通常の円形ギヤの用いた結果を Fig. 16 に示す。楕円ギヤ機構を用いることで、通常の円形ギヤ機構を用いた場合に比べ、アイドルの安定性が向上している。

適応制御型電子ガバナシステムを採用した iGX440 を Fig. 17 に示す。本エンジンを円筒型発電機に搭載した場合の、

Table 2 Test engine specifications

Model	GX160	GXV160
Type	Air-cooled, 4-stroke, single-cylinder gasoline (OHV)	Air-cooled, 4-stroke, single-cylinder gasoline (OHV)
Displacement (cm ³)	163	163
Dimensions L × W × H (mm)	304 × 362 × 335	415 × 359 × 354
Dry weight (kg)	15	14.6
Bore × Stroke (mm)	68 × 45	68 × 45
Max. power (kW / rpm)	4.1 / 3600	4.1 / 3600

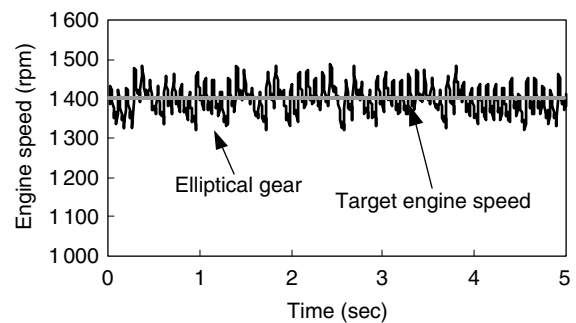


Fig. 15 Idle characteristic with elliptical gear

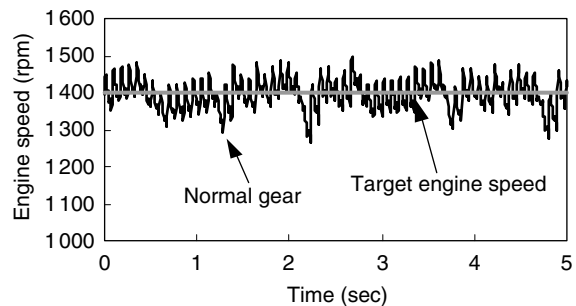


Fig. 16 Idle characteristic with normal gear

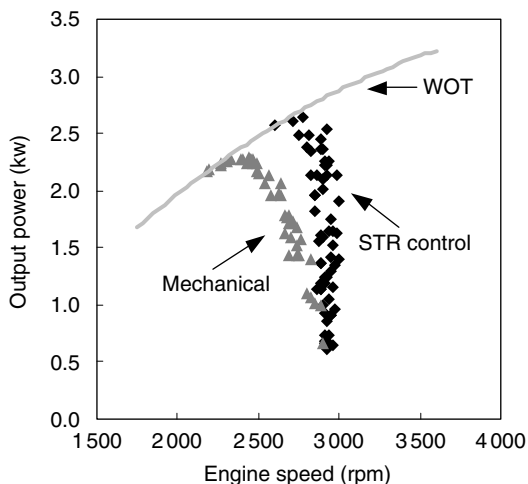


Fig. 14 Dynamic characteristic of governor



Fig. 17 External view of iGX440

回転数に対する出力特性を Fig. 18 に、定格負荷断続運転(100%から0%, 0%から100%)時の回転変動の収束性を Fig. 19 に示す。

Fig. 18に示すように、任意の回転設定におけるアイドルから全開出力までの回転変動は2%以内に収まっており、電子ガバナの特徴である高い回転安定性が得られた。更に Fig. 19に示すように、負荷断続運転時において設定回転に対する回転変動は、目標10%以下に対して8%であり良好な収束特性が得られ、無負荷時の回転安定性と負荷変動時の回転変動の収束性を両立することができた。

また、適応制御型電子ガバナシステムを用いて、完成機商品(芝刈り機、除雪機、高圧洗浄機など)で搭載確認の使い込み実用耐久をおこなった。完成機ごとにチューニングをおこなうことなく、初期から耐久後まで良好な運転特性が得られており、本システムの有効性が確認された。

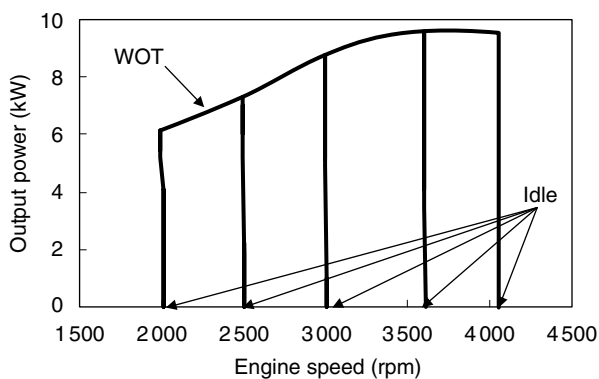


Fig. 18 Static performance of governor

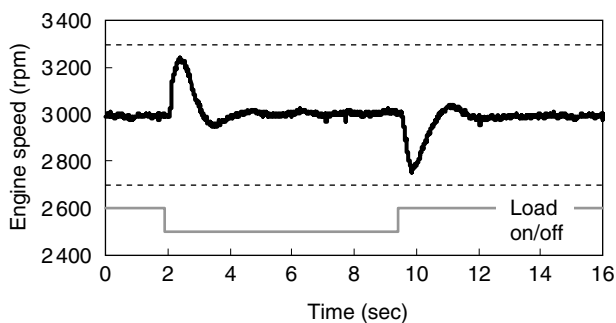


Fig. 19 Dynamic performance of governor
(Target engine speed = 3000rpm)

5. まとめ

適応制御および非線形ギヤ機構を、汎用単体エンジンのガバナに適用することにより、以下のことを実現した。

(1)用途が限定できない汎用単体エンジンに対し、制御対象であるエンジンの動特性の変化に対してロバストなガバナシステムを実現した。

- (2)スロットル全閉全開のレスポンスを維持しつつ、全開近傍の分解能を確保することで、アイドルから急激な負荷変動まで制御可能とした。
- (3)空気質量流量とモータステップの関係を線形化することにより、制御演算内での入力信号に対する線形化を不要とし、簡潔な制御システムを構築した。

参考文献

- (1)五味努：内燃機関，p.214-215(1985)
- (2)寺尾満，金井喜美雄：ロバスト適応制御入門，p.109-113(1993)
- (3)大松繁，山本透：セルフチューニングコントロール，p.3-4(1996)
- (4)足立修一：制御のためのシステム同定，p.55-64(1996)
- (5)Goodwin,G.C., Long,R.S.: Generalization of Results on Multivariable Adaptive Control, IEEE Trans., AC-24-6, p.1241-1245(1980)
- (6)伊藤慶太，本田宗平，斉藤輝幸，倉田真秀，直江学：電子制御汎用エンジン i GX440 の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.44-51
- (7)香取英男：非円形歯車の設計・製作と応用，p.7-34(2001)

■ 著 者 ■



福嶋 友樹



松田 迅人



新萩 義久



谷口 洋一

DPF 搭載低排出ガスディーゼルエンジンの開発

Development of Low Emission Diesel Engine with DPF System

千葉 勲*

Isao CHIBA

石原 佳敬*

Yoshinori ISHIHARA

金子 功*

Isao KANEKO

松門 龍司*

Ryuuji MATSUKADO

松井 竜太*

Ryuuta MATSUI

要 旨

Honda は欧州向けスポーツ・ユーティリティ・ビークル (Sport Utility Vehicle: SUV), CR-Vに搭載するターボチャージドコモンレールディーゼルエンジンを開発した。走行抵抗の大きいSUV系車体に対応するため、本エンジンは燃焼室の浅皿化および燃料噴射ノズル噴孔径の小径化によって混合気の均質化を促進することにより燃焼改善をおこない、エンジンアウトの粒子状物質 (Particulate Matter: PM) 排出量を低減した。加えて、高効率 EGR クーラによる EGR 増量と EGR クーラバイパスシステム採用によるエンジンの運転条件に応じた EGR ガス温度制御により NO_x 排出量を低減した。

その結果、SUV カテゴリーで初めて欧州 2005 年排出ガス規制 (EURO-IV) に適合した。

さらに Diesel Particulate Filter (DPF) を新たに採用した。多段燃料噴射の最適化および可変ジオメトリ式ターボチャージャ (VGT) とスロットルバルブによる吸気量制御をおこない、広いエンジン運転領域での DPF 温度制御を可能とし DPF 再生性能向上を実現した。

以上の排出ガス低減技術により、PM 排出量は EURO-IV 規制値の 1/10 以下を達成した。

ABSTRACT

Honda has developed a turbo-charged common rail diesel engine for the European version of its CR-V Sports Utility Vehicle (SUV). During this development measures have been implemented to address the issue of the SUV body having high running resistance. The promotion of homogeneity in the air-fuel mixture through the employment of a shallow dish combustion chamber and the reduction of the diameter of the fuel injection nozzle holes has enhanced combustion and reduced engine-out Particulate Matter (PM). In addition, the use of a highly efficient EGR cooler has increased the volume of EGR. Combined with the achievement of optimal EGR gas temperature control by means of an EGR cooler bypass system, these factors together have enabled the achievement of a reduction in NO_x emissions.

The enhancement in exhaust emission performance resulting from these innovations has made the CR-V the first SUV which is compliant with the 2005 European diesel exhaust emissions standards (EURO-IV).

A diesel particulate filter (DPF) is also employed in the CR-V. Optimization of the multi-fuel injection system, which is able to inject up to four times per cycle, control of the DPF temperature via the use of a variable geometry turbocharger (VGT), and intake control by means of the throttle valve have all resulted in reliable DPF regeneration performance.

These various emission reduction technologies have resulted in the achievement of PM emissions less than one-tenth of those stipulated by EURO-IV.

1. まえがき

世界的規模で環境問題への関心が高まる中で、CO₂削減効果が大きく、かつ高い動力性能を有するディーゼルエンジンの需要が年々増加している。いっぽうで排出ガス規制

強化がおこなわれ、一部の地域では現行規制を不十分とし PM を大幅に除去可能な DPF を装着した車両を優遇する動きも出ており、DPF 装着車の需要も急速に高まっている。

Honda は 2003 年に初の自社製ディーゼルエンジンをアコード用に開発・発売し^{(1), (2)}、市場において高い評価を得

ている。今回アコード用ディーゼルエンジンをベースに SUV カテゴリーの CR-V 用エンジンを開発した⁽³⁾。本機は SUV カテゴリー初となる EURO-IV 規制に適合しつつ、高出力、低燃費を両立させた。さらに新開発のDPFシステムを組み合わせることでPMの排出を極限まで低減することを可能とした。本稿では、本エンジンのEURO-IV達成技術とDPFシステムについて報告する。

2. 開発の狙い

本エンジンを開発するにあたっては、SUVカテゴリー用エンジンとして下記項目を目標においた。

- (1) SUV 初の EURO-IV 規制適合
- (2) SUVディーゼル車でトップレベルの燃費性能、動力性能の確保
- (3) DPF システム構築(PM 排出量の低減)

3. システム概要

3.1. システム紹介

CR-V に搭載された DPF 付 i-CTDi エンジンシステムを Fig. 1 に示す。

DPFの採用にあたり、DPF再生性能向上のためにスロットルバルブ、排気温度センサ、差圧センサを新たに追加している。

Table 1にエンジン主要諸元を示す。燃料噴射系はアコードと同様に BOSCH 社製第2世代コモンレールシステムを採用している。EGR システムは EGR ガス量の増量のため EGR クーラの冷却性能を向上させた。さらに、低水温時の EGR ガスの過冷却により排出される HC, CO 低減のため EGR クーラバイパスシステムを装備している。

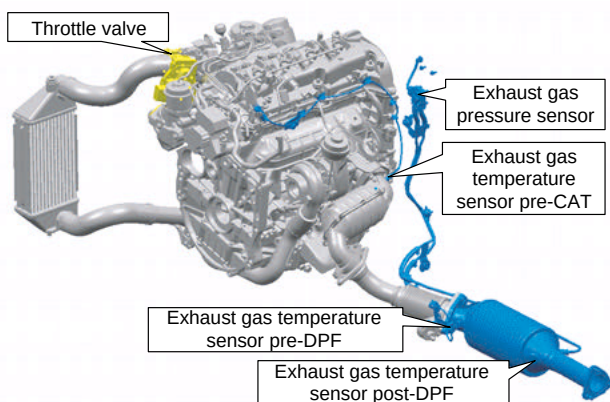


Fig. 1 Schematic diagram of i-CTDi engine with DPF system

Table 1 Main specifications of engine

Engine type	DOHC-4VLV
Displacement (cm ³)	2 204
Bore × Stroke (mm)	85 × 97.1
Compression ratio	16.7
Piston (Bowl diameter) (mm)	52.8
Bowl shape type	Shallow dish
Injector (mm)	φ 0.134 × 6holes
Fuel injection system	Common rail system
Maximum Power (kW/rpm)	103 / 4 000
Maximum Torque (Nm/rpm)	340 / 4 000
After treatment	DOC + DPF
EGR system	EGR cooler with bypass system

4. エンジン単体

4.1. 燃焼改善

走行抵抗の大きい SUV 系車体ではエンジン負荷の増加により燃料噴射量は増加し、燃焼室内の局所的空燃比が小さい領域が拡大して燃焼が悪化することにより PM 排出量が増加する。同時に燃焼温度が上昇するため NOx の排出量も増加する。よってEURO-IV規制適合に向けて、燃焼改善による PM 排出量低減と EGR システム進化による NOx の低減を同時におこなう必要がある^{(4), (5)}。

4.1.1. PM 排出量の低減

PM 排出は、燃焼室内における局所的空燃比が小さい混合気の領域が偏在、拡大することが要因として考えられるため、燃料噴霧の均質化およびボール壁面近傍噴霧の拡散を狙い下記の改善をおこなった。

- (1) 燃料噴霧の微粒化促進のため、インジェクターノズル（マイクロサック型6孔ノズル）噴孔径小径化
- (2) 燃料噴霧の拡散促進のため、ピストンボール径拡大および浅皿化

上記インジェクタ仕様および燃焼室形状変更によるCFDシミュレーション混合気分布の解析結果を Fig. 2 に示す。インジェクタノズル噴孔径の小径化により燃料噴霧の微粒

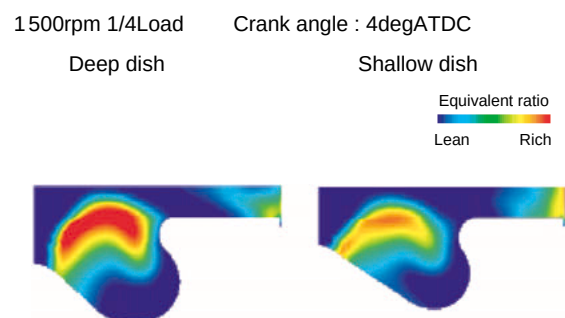


Fig. 2 Effect of combustion system modifications for mixture distribution

化が促進され、ボール内での混合気の均質化が図られている。また、ボール径拡大によりボール壁面近傍の燃料噴霧拡散が促進され偏在が緩和されている。

以上の結果、選定した燃焼室形状を Fig. 3 に示す。

これらにより混合気の均質化が促進され、リニア可変スワールコントロールバルブ(SCV)によるエンジン回転、負荷に応じたスワール制御と合わせ NOx 一定下での PM および排出量を大幅に低減できた。排出ガス性能の比較を Fig. 4 に示す。

4.1.2. NOx 排出量の低減

エンジン要求負荷の増加に伴う NOx 排出量増加にたいして、NOx 排出量を低減しなおかつ PM 排出量を抑えるために、本エンジンでは EGR クーラの冷却性能を向上させることにより EGR ガスの増量をおこない NOx 排出量を低減させた。しかし冷機時に EGR ガス温度の低下により、燃焼温度が過度に低下し HC, CO の排出量が増加するという課題がある。この課題に対して新たに EGR クーラをバイパスする構造を採用した。EGR システムを Fig. 5 に示す。

低水温時は燃焼温度低下による HC, CO の排出量増加を抑えるために EGR クーラバイパスバルブはバイパス側に切り換えることにより、EGR ガス温度の低下を防ぐ。そして水温の上昇後にクーラ側に切り換えることにより、HC, CO の排出量を増加させることなく NOx 排出量を低減することが可能となる。

Fig. 6 に示すように EGR バイパスなしの状態に比べ、燃焼温度が低い低水温低負荷領域で HC 排出量が大幅に低減していることがわかる。水温の上昇とともに EGR クーラバ

イパスによる効果は徐々に減少し、水温が所定の値となった時点からは EGR 増量のために EGR クーラ側へと切り換えをおこなっている。

4.2. 出力性能

Fig. 7 に本エンジンの出力性能を示す。最高出力は同等

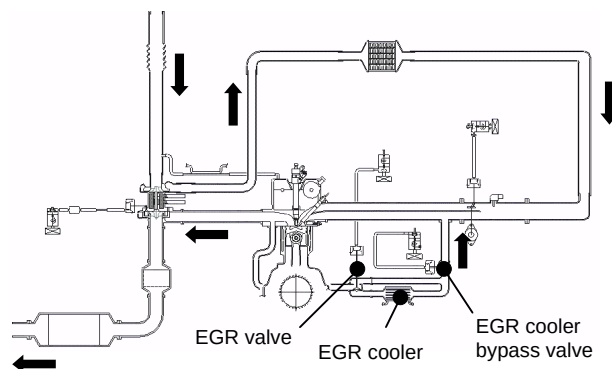


Fig. 5 Schematic diagram of EGR control system

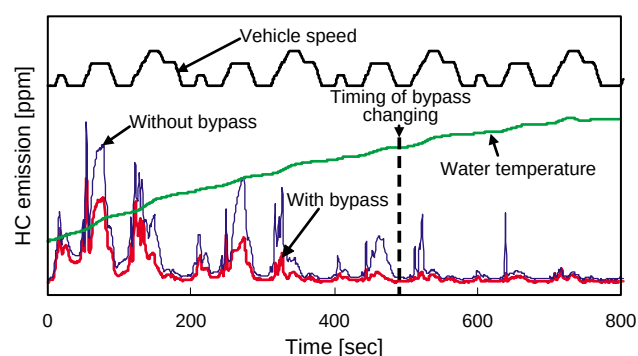


Fig. 6 Effect of EGR bypass system

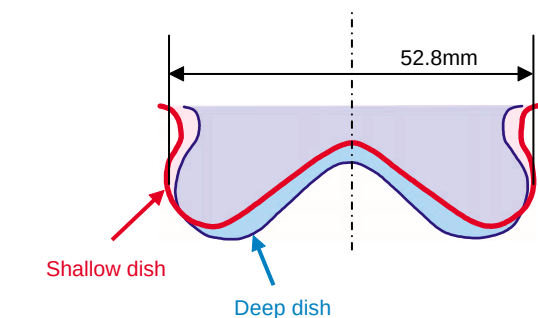


Fig. 3 Shape of combustion chamber

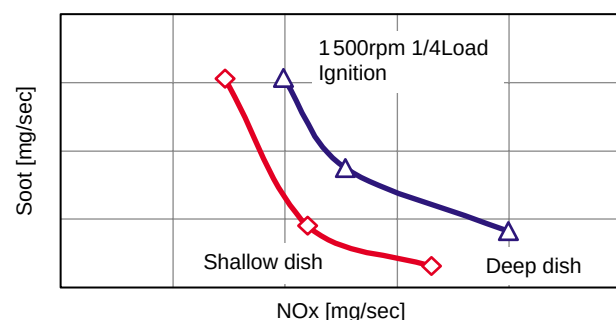


Fig. 4 Effect of combustion system refinement

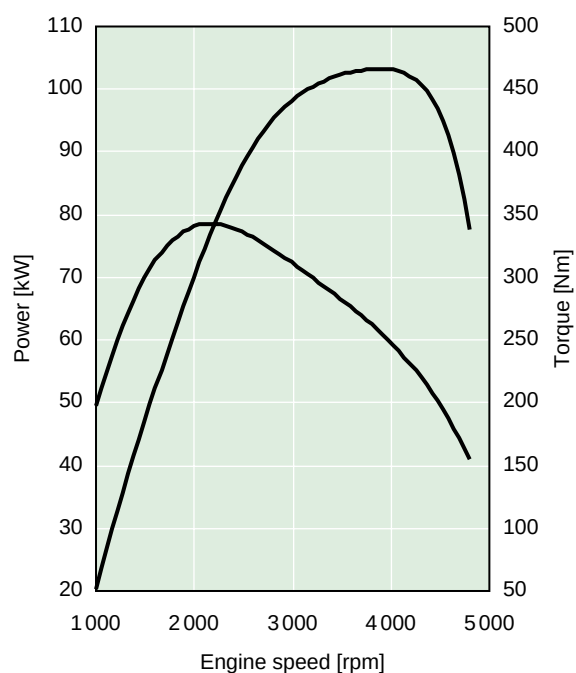


Fig. 7 Power curve of i-CTDi engine

排気量エンジンの中でトップクラスの性能である。過給システムは、VGTを採用し、コンプレッサタービンの最適設定をおこなうことで、全域で最適な過給を図った。過給圧の制御はElectric Vacuum Regulating Valve(EVRV)によって電子制御される負圧により、インテークマニフォールド内で検出される過給圧に対しバーンを開閉することにより、目標過給圧となるようにおこなう。センタハウジングは水冷方式とし、高熱にさらされるベアリングやエンジンオイルを保護している。また、空冷式インタークーラを備え、最高過給圧 130kPa を得ている。

5. DPF システム

5.1. システム概要

DPF の基本構造を Fig. 8 に示す。排気ガスが DPF 壁 (9-13 μm の気孔) を通過する過程で、PM を捕集する。

DPF システムの PM 捕集と DPF 再生の動作概念は Fig. 9 に示すように、エンジンより排出された PM を DPF に捕集し所定の量堆積したら、排気温度を上げる事により PM を燃焼除去し DPF を再生させる。

DPF の基本諸元を Table 2 に示す。PM 捕集能力より、DPF 気孔径を、再生性能より気孔率を、DPF 保証距離より径と容量を設定した。

上記 DPF の性能を最大限に発揮し、燃費および排気ガス性能を損なうことのないシステムとするためには、下記項目が課題となる。

- (a) 低負荷運転時の DPF 再生性能向上
- (b) エンジンオイルへの燃料希釈時の信頼性保証

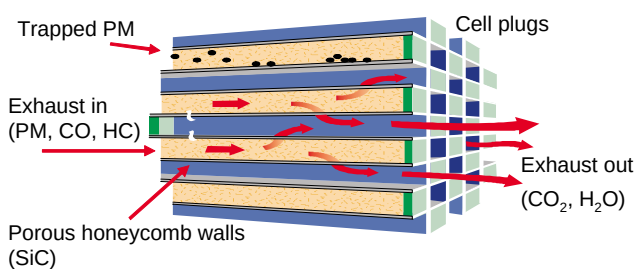


Fig. 8 Structure of DPF

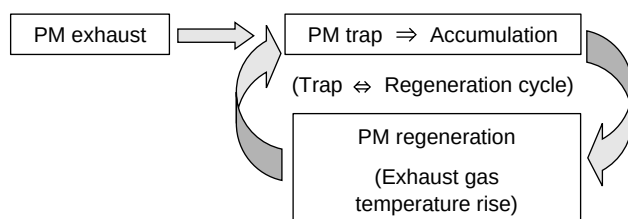


Fig. 9 Outline of PM regeneration

Table 2 DPF Specifications

DPF Size (mm)	$\phi 132 \times 228.6$
DPF Volume (liter)	3.1
Cell number (cells/in ²)	300
Pore diameter (μm)	11
Porosity (%)	42

5.2. DPF 再生制御

DPF 再生制御により DPF 温度を強制的に 550°C以上にするすることで、堆積した PM の燃焼速度を急激に上昇させ、PM を短時間で燃焼させる。

Fig. 10 に DPF 再生制御の構成を示す。エンジン回転数、燃料噴射量および吸入空気量から算出される PM 排出量と DPF 温度から算出される PM 燃焼量より PM 堆積量を算出し、PM 堆積量が所定値以上になった場合、DPF 再生を開始する。DPF 再生により DPF 温度が上昇し PM の燃焼温度に達すると PM 堆積量が減少し、ゼロになると DPF 再生が終了する。

広範囲な運転条件で DPF 再生を可能とするためには DPF を 550°C以上にする必要がある、そのための手法は運転領域で異なり運転条件に応じて制御をおこなう。Fig. 11 に、各運転領域における再生手法を示す。

全負荷域においては、再生制御を実施しなくても DPF 再生可能温度に達し自然再生が可能である。

高負荷域においては、VGT のバーンを開き側に制御し、吸入空気量を減少させることで排気温度を上昇させ、DPF 再生可能温度にしている。

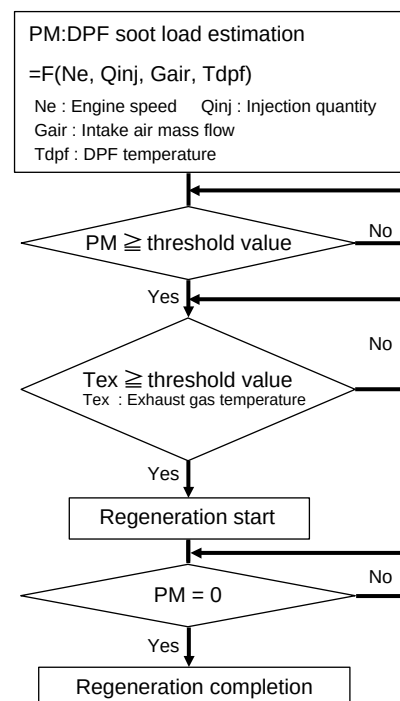


Fig. 10 DPF control software architecture

中負荷域においては、さらにスロットリングで吸入空気量を低減することによる排気温度上昇と、膨張工程におけるポスト噴射によって未燃燃料を供給し、DPF前段に配置した酸化触媒の発熱を利用することで排気温度をDPF再生可能温度にしている。

軽負荷域においては、排気温度が酸化触媒の反応温度に達しないため、さらにメイン噴射の直後に燃料噴射（アフタ噴射）をおこなうことで排気温度を上昇させ、酸化触媒の反応温度に到達させることにより DPF 再生を可能としている。

Fig. 12 に欧州市街地における実走行時の DPF 再生時の温度推移を示す。渋滞走行においては、排気温度が低いためそれを検知しDPF再生を中止する。郊外走行になると排気温度が上昇しDPF再生を開始し、いったんDPF温度がPM

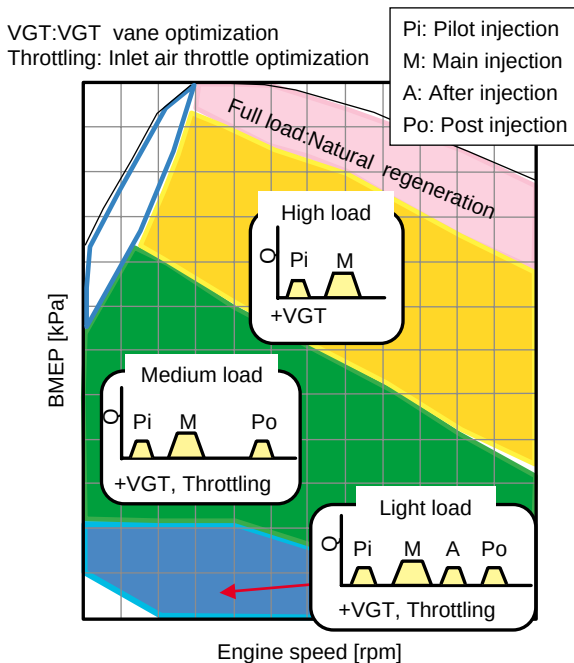


Fig. 11 Engine management strategy for DPF regeneration

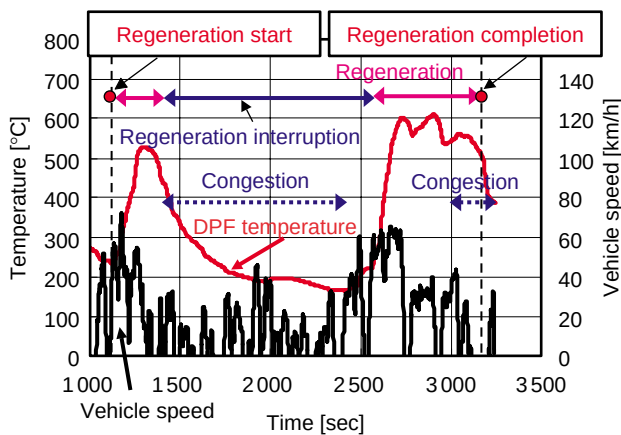


Fig. 12 DPF temperature in European city mode

燃焼温度に達すると渋滞走行においてもDPF温度を保持することを可能にしている。

恒常的な渋滞走行においては、DPF再生が不可能な場合があり、インジケータランプによりドライバにDPF再生を促す。ドライバは60km/h以上で10分走行することでDPF再生を完了できる。

5.3. 信頼性への影響(ポスト噴射による燃料希釈)

DPF再生時 ポスト噴射を使用した場合、スリーブ壁面に付着した未燃燃料がエンジンオイル中に混入し、粘度低下等の劣化が懸念される。よって、Fig. 13に示すようにポスト噴射量の制限を設けた。

PM が所定の量堆積し、ポスト噴射を用いた DPF 再生をおこなっているとき、総ポスト噴射量が所定のリミットに達した場合、DPF 再生中のポスト噴射を中断する。

その後、所定の距離以上走行後 DPF 再生中のポスト噴射を再開する。DPF 再生完了したらポスト噴射量リミットをリセットする。

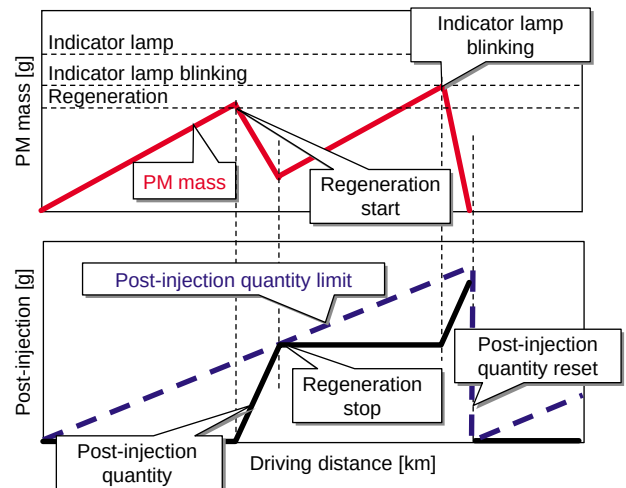


Fig. 13 Outline of post-injection limit control

6. 車両性能

6.1. 排出ガス性能

Fig. 14に排出ガス達成値を示す。前述の改良によりPM, NOx を大幅に低減でき、SUV カテゴリーで初めてEURO-IVに適合した。また、DPFを採用することでPMをEURO-IV 規制値の 1/10 以下まで低減した。その結果 PM 排出量基準値として現在最も厳しいオーストリアインセンティブ基準値に適合する事ができた。

6.2. 動力性能

出力特性は、低中速の加速性を重視したものとしており、

市街地走行から高速走行まで、幅広い運転領域で高い性能を発揮できるものとしている。

また最適化したギアレシオとの組み合わせでNEDCモード燃費6.7L/100kmを達成しており、この燃費はSUVディーゼルカテゴリでトップレベルである。

燃費および動力性能を Fig. 15 に示す。

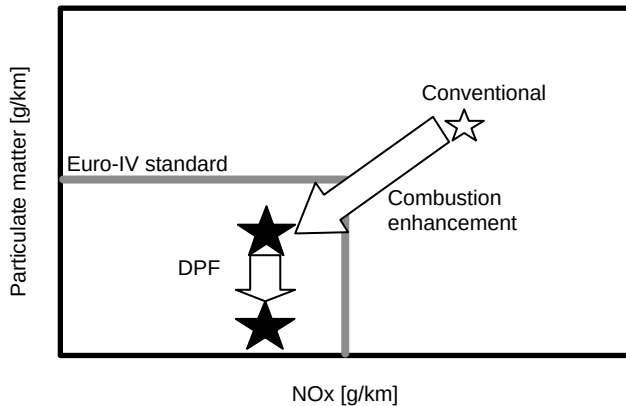


Fig. 14 Effect of combustion enhancement and DPF for exhaust gas emission

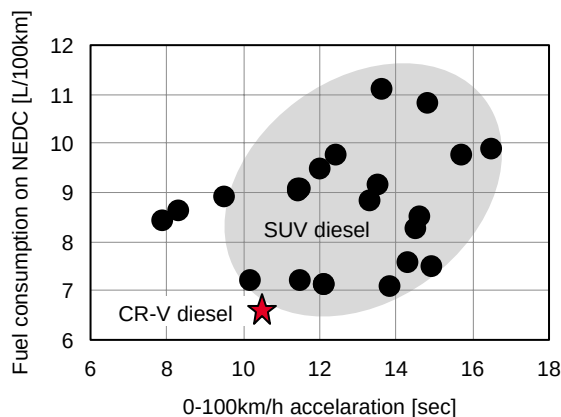


Fig. 15 Fuel consumption and acceleration performance of CR-V diesel

7. まとめ

SUV用カテゴリトップレベルの総合性能を有するディーゼルエンジンを開発した。本エンジンの開発を通じて以下の成果を得た。

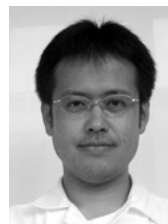
- (1) 浅皿燃焼室形状、燃料噴射ノズルの改良及び、高効率EGRシステムによりSUVカテゴリで初めてEURO-IVに適合した。
- (2) 動力性能、静粛性、燃費においてSUVトップクラスの性能を確保できた。
- (3) DPFを採用する事により、PM排出量をEURO-IV規制値の1/10以下まで低減した。

- (4) DPFシステムの課題である低負荷運転時のDPF再生性能の向上とエンジンオイルへの燃料希釈を解決することにより、Honda初のDPFシステムを従来にない高性能かつ信頼性の高いものとする事ができた。

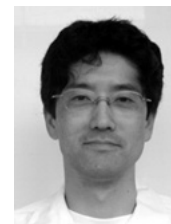
参考文献

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

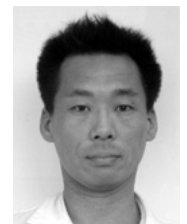
■ 著 者 ■



千葉 勲



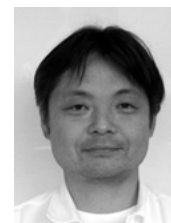
金子 功



松井 竜太



石原 佳敬



松門 龍司

アイドリングストップシステム用 ISG ベルトシステムに関する研究

Research on ISG Belt Drive System for Idling Stop System

奥田 一真*
Kazuma OKUDA
藤原 正*
Tadashi FUJIWARA

小松 康幸*
Yasuyuki KOMATSU
中原 洋一*
Youichi NAKAHARA

青木 滋*
Shigeru AOKI

要 旨

ベルト駆動Integrated Starter Generator(ISG)によるアイドリングストップシステムを成立させるためにはエンジン補機駆動とエンジン始動を両立するベルトシステムが必要とされる。従来のベルトシステムでは摩擦損失の要因となる張力を高める必要があり、燃費低減の目的に沿わないものであった。

張力増加による摩擦損失への影響を実験で明らかにするとともに、張力増加を伴わない優れたベルトシステムを実現するために、オートテンショナ機構に着目した。液体の非圧縮性を利用した収縮抑制機能を持たせたオートテンショナとそれを適切に配置したベルトレイアウトにより張力を低減した。さらに ISG の逆方向トルク制御を加えることにより、ベルトの設定張力を一層低減する方法を考案し、効果を実証した。これらを総合してアイドルストップシステムの目的にかなう、優れたベルトシステムを創り上げることができた。

ABSTRACT

To enable a belt-drive Integrated Starter Generator (ISG) to be used in an idle stop system, the belt system must be capable of both driving the accessories and starting the engine. Accomplishing this with a conventional belt system required an increase in the tension of the belt, which also increased friction losses and is thus incompatible with the intention of increasing fuel economy.

Testing quantified the effect of the increased belt tension on increasing friction losses. With this knowledge the research team focused on the auto-tensioner mechanism and the design of a superior belt system without the requirement for an increase in tension. Belt tension was reduced through the employment of an auto-tensioner in which contraction can be controlled by exploiting the incompressibility of fluid and by modifying the belt layout to enable optimal positioning of the new auto-tensioner. The use of reverse torque was tested and proven to be an effective method of further reducing the tension of the belt. The combination of these innovations has resulted in the development of a superior belt system well matched to the requirements of an idle stop system.

1. まえがき

気候変動枠組み条約の京都議定書が 2005 年 2 月に発効し、締約国の二酸化炭素排出量削減義務が現実のものとなった。Fig. 1 に示すように日本においては 2004 年の排出量が 2008 年時点の排出量目標を 14% 上回っており、排出量の相当部分を占める自動車についてもさらなる燃費向上が求められる状況にある。そのような背景から、アイドリングの停止により即効的に燃費向上を実現できるアイドルストップシステムへの要求も必然的に高まっている。

ベルト駆動 ISG によるアイドル停止システムを成立させるためには、ISG を含めたエンジン補機駆動とエンジン始

*栃木研究所

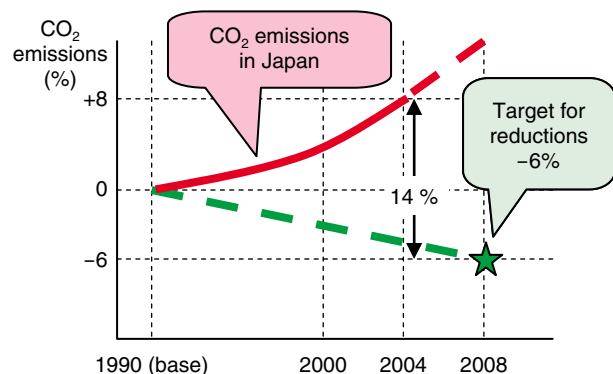


Fig. 1 Status of CO₂ emissions and target for reductions in Japan

動を両立するベルトシステムが必要とされる。1本のベルトで複数の補機を駆動する従来のオートテンショナ式張力調整ベルトシステムでは、エンジン始動時にオートテンショナが押し戻されてベルトが緩む、高い張力設定を必要とするなどの課題があり、改良の余地を残していた。

新たなオートテンショナ構造とそれを最適に配置したベルトレイアウトとに加えてエンジン始動時の ISG 制御方法を研究し、これらの課題を解決することができたので、システムの構成と作動、エンジン始動実験結果について報告する。

2. ISG ベルト駆動とオートテンショナの課題

2.1. オートテンショナの設置位置について

補機駆動のみを想定したオートテンショナの最適な設置位置は、設定張力を最小化できる点でベルトの走行方向に沿ってクランクプーリの直後の弦である。また ISG によりエンジン始動をおこなう際にはベルトの走行方向に沿って、クランクプーリから ISG までのベルトに通常の補機駆動時より大幅に高い張力が作用して伸びが生じ、その反対側では逆の現象が起こる。高い張力が作用するベルト長を全長に対して短くし、伸びと縮みが発生する長さの差を取ることで ISG はベルトの走行方向でクランクプーリの直後の補機

として配置するのが最良である⁽¹⁾。Fig. 2 はオートテンショナと ISG それぞれに最適な配置を一つのレイアウトに取り込んで表現した模式図である。

これはエンジンによる補機駆動には最適な配置であるが、ISG によるエンジン始動時に ISG が発生する張力によりオートテンショナが押し戻されてベルト全体の張力が落ち、十分な摩擦力が得られないため、スリップが発生する可能性がある^{(2), (3)}。この現象を回避するには、オートテンショナの張力設定を発生する張力以上に高めておく必要があるが、通常の補機駆動時のベルト張力が増大し、ベルト並びに補機等の各軸受けの耐久性に課題が残る。

2.2. 従来の解決手段での張力設定レベル

この課題に対する一つの解決策となる ISG 並びにオートテンショナの配置の実用化例を Fig. 3 に示す^{(4), (5)}。エンジン始動時に張力が下がる、ベルトの走行方向に沿って ISG の直後の弦をオートテンショナで張り上げることで、張力を確保する。摩擦伝動上重要な緩み側の張力が保証されるので、エンジン駆動に最適化された配置である⁽²⁾。

一方、補機駆動に最適な位置からオートテンショナを移動したことにより、張力の設定を高める必要が発生する。発電時の ISG を駆動するのに要する最大有効張力分をオートテンショナの設定張力に上乘せする必要がある^{(2), (3)}、大幅に張力が高められている。この解決策でも高い張力が課題である。

3. 補機ベルト駆動に伴う摩擦損失と張力

3.1. 摩擦損失試験装置

ベルトの張力は伝動に必要な最小限度で設定されるべきであり、必要以上の張力はそれが作用する各部分の摩擦抵抗を増大させることが予想される。しかし、エンジン全体の摩擦損失に対するベルト駆動に関わる損失の比率、ベルト張力の増加と摩擦損失の関係について具体的な知見、情報が過去の文献からは得られなかった。

ベルトの張力低減が課題となるため、張力とその影響性について、正確に把握することが必要と考え、Fig. 4に示す

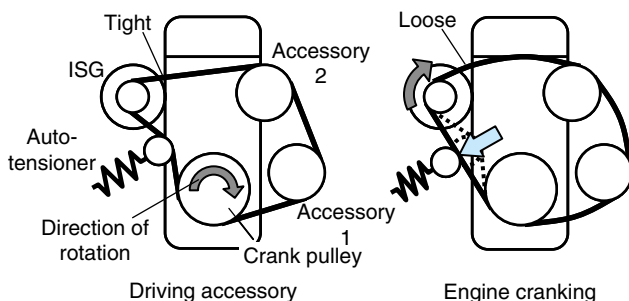


Fig. 2 Issue of auto-tensioner

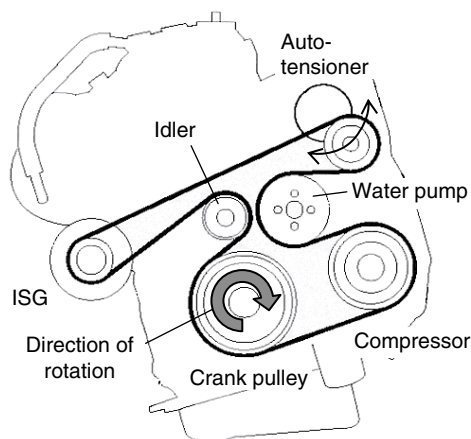


Fig. 3 Example of previous ISG system configuration

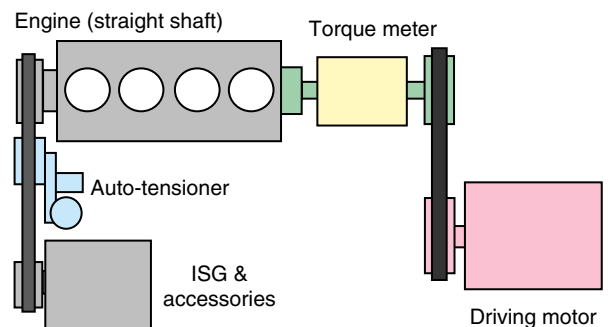


Fig. 4 Equipment for belt friction measurement

試験装置により、実験をおこなった。

供試エンジンの補機及びベルトの構成は次章の Fig. 8 とし、エンジンのクランクシャフトをクランクジャーナルのみの丸棒とし、コンロッド、ピストンを取り外した。カムシャフトを駆動するチェーンを外して、クランクシャフトはクランクプーリによりベルトを掛けた補機のみを駆動する形とした。クランクシャフトのフライホイール側にトルクメータを取付け、その入力端を駆動用モータによりベルトで駆動する構成とした。このトルクメータによりクランクジャーナルを含めて、ベルト駆動により発生する摩擦損失トルクの計測をおこなった。また、このトルクと回転数の積で摩擦損失馬力を算出した。

3.2. 摩擦損失試験条件と結果

エンジン本体と補機各軸受けの温度条件を暖機状態のエンジンと同等にするため、計測前にモータリングによりエンジン油温を昇温させた。

張力による摩擦損失トルクへの影響を把握するため、従来の補機駆動に必要な張力とその40%増しの二水準で張力を設定し、エンジン全回転域で計測をおこなった。あわせて、ベルト張力が掛からない状態でのクランクジャーナルの摩擦損失トルクを計測するため、ベルトを取り外した状

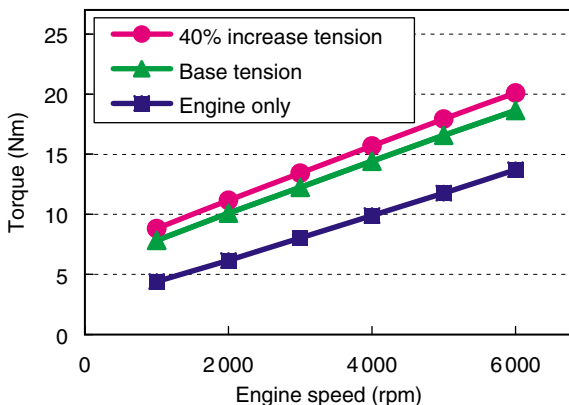


Fig. 5 Increase in friction torque due to increased tension

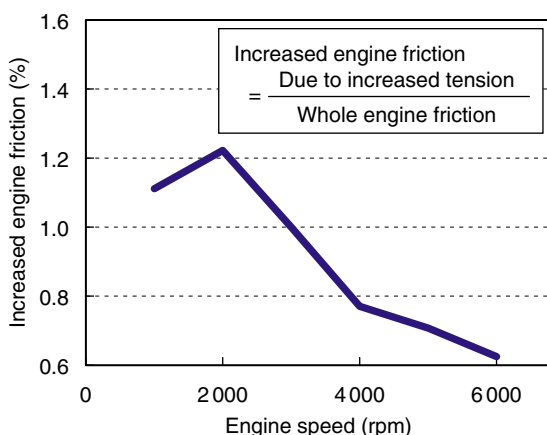


Fig. 6 Influence of increased tension

態で計測をおこなった。その結果を Fig. 5 に示す。

またすでに計測されていた供試エンジンの全装フリクションに対する、張力増加による摩擦損失増加分の比率を算出した結果を Fig. 6 に示す。

計測結果によれば、高張力側のベルト駆動に関わる摩擦損失トルクは1000rpmで全体の約半分を占め、回転数が増えるに従って直線的に増加するが、クランクジャーナルの摩擦損失の増加の方が大きく、6000rpmでは約30%となる。

張力の増加によるベルト駆動の摩擦損失トルクの増加は低回転側で最大12.5%となり、高回転側では8%である。エンジン全装フリクションに対する、張力増加による摩擦損失の割合は1.2%から0.6%となり、常用回転域である低回転側では1%を超える。

張力の増加による摩擦損失はエンジン運転中、運転条件に関わらず不可避免的に発生し、その分燃料消費量を増やす。

またクランクの軸受けは一般にオイルポンプによる強制潤滑式のすべり軸受けであるため、潤滑油圧ゼロの静止状態から起動するトルクはベルト張力の影響を直接的に受けて増加する。エンジン起動面でも、張力の増加は不利な要素である。

エンジン運転中の燃料消費、エンジン起動性の両面で、ベルト張力の増加は悪影響をもたらすため、張力の低減はアイドリングストップシステムとして極めて重要であることが改めて認識できる。

4. Hydraulic Locking Tensioner (HLT) を用いたベルト駆動システム

4.1. HLT の構造と補機レイアウト

運転時間のほとんどである補機駆動で最も低い張力が可能な Fig. 2 のレイアウトの課題解決を新たな視点から模索する。オートテンショナは張力調整をおこなうために伸縮自由である一方、エンジン始動時には張力の増加に抗して収縮を抑止する手段が必要である。これら相反する特性を満足するために、シリンダとピストンの相互伸縮に伴う液体の流動により減衰力を発生し、随時に流路を閉じてシリンダに閉じ込めた液体の非圧縮性を利用して、収縮を抑止する機構に着目した。具体的には作動油のせん断により減衰力を持たせるオートテンショナにソレノイドバルブを取り付けてその油路を開閉する構造である。

油圧ロック式オートテンショナ (HLT: Hydraulic Locking Tensioner) の構造を Fig. 7 に、それを含めた補機レイアウトを Fig. 8 に示す。HLT の構造はテンショナプーリ側にシリンダ、エンジン本体側にピストンが設けられており、コイルスプリングにより収縮に対する反発力を与える。伸長時にはシリンダ底部のチェックバルブを通じてオイルを引き込み、収縮時にはピストンに設けたオリフィスを通じてオイルが流出することにより減衰力を発生する。ソレノイド

への通電によりピストンに設けたバルブを閉止して、オイルをシリンダ内に閉じ込め、収縮を抑制することができる。一方、この状態でもシリンダへのオイル流入が可能で、スプリングの反発力による伸長は可能であるため、ベルトに張力を加える機能を失わない。本HLTの機能により、従来システムの課題である補機駆動とエンジン始動時のベルト張力の最適化の両立が可能となる。

4.2. HLT 適用効果検証

4.2.1. ベルト挙動試験装置

ISG システムにおいてベルトによるエンジン始動を成立させるためには、摩擦伝動に関わる諸要素の挙動を詳細に把握することが必要である。ベルトの張力計測はプーリの支持軸部の歪みを張力に変換する方法を採用した。エンジン始動時の張り側張力をアイドラで、緩み側をクランクプーリとコンプレッサ間に計測用アイドラを追加設置しておこなった。

ベルトとプーリの摩擦伝動状態はISGとクランクのプーリとベルトの走行速度で把握することとし、ベルト背面とISG、クランクプーリ外周のベルト背面と同一周速となるべき点の走行速度を非接触で高精度の速度計測が可能なレー

ザドップラー振動計により計測した。HLTの伸縮は固定端とアーム側の自由端の間にストロークセンサを設置して計測した。また騒音計をベルト近傍に設置し、音響により、ベルトのスリップを観測した。

これらの信号すべてを一つの装置で記録し、時間的相関性を把握できるようにした。計測装置の構成を Fig. 9 に示す。クランクプーリ、ISG プーリとベルトの周速の計測に用いたレーザドップラー振動計と騒音計の設置状態を Fig. 10, 11 に示す。

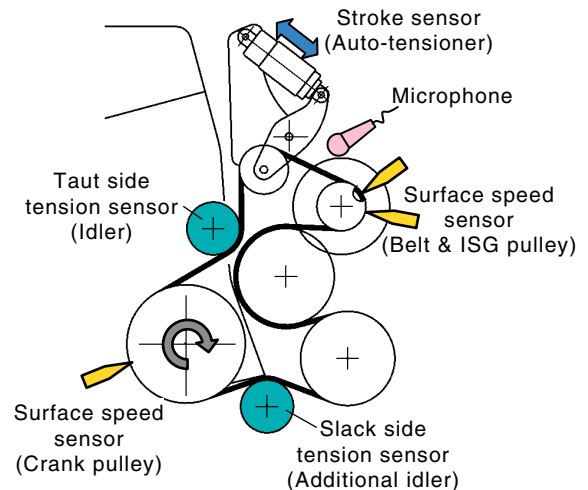


Fig. 9 Measuring instrument layout

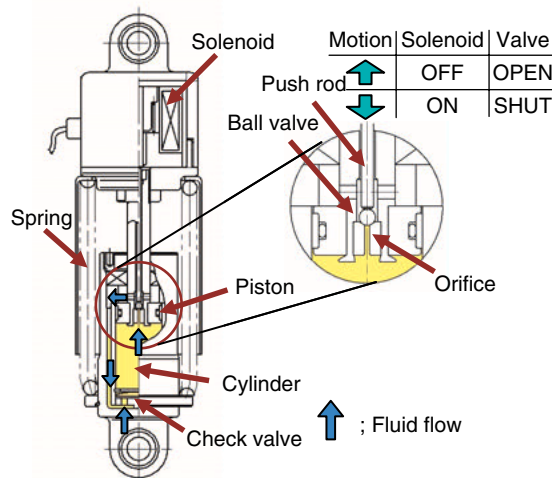


Fig. 7 Mechanism of HLT

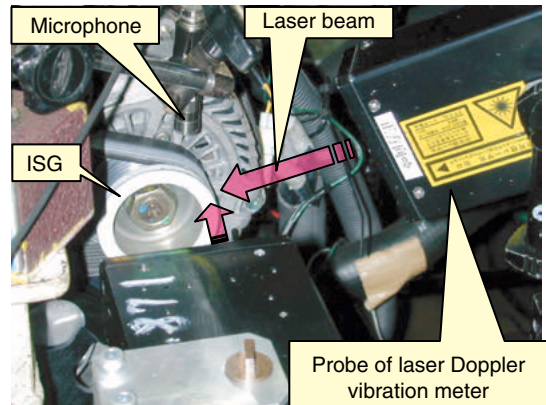


Fig. 10 Surface speed sensor for ISG

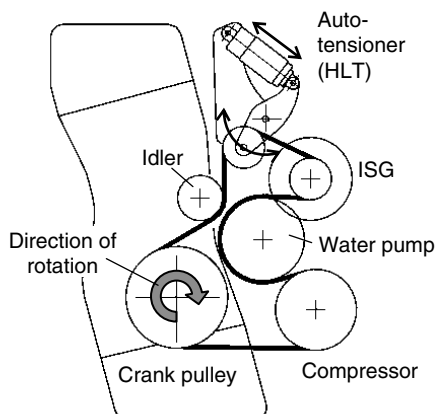


Fig. 8 Accessory drive layout with HLT

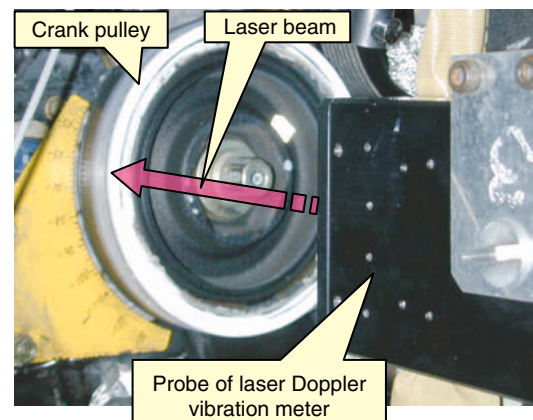


Fig. 11 Surface speed sensor for crank pulley

4.2.2. HLT の効果とエンジン始動結果

実際に HLT を用いて、エンジン始動をおこなった結果を Fig. 12 に示す。HLT の効果を明確にするため、意図的に HLT の収縮を抑制せずに始動した結果を Fig. 13 に示し、対比している。ISG には始動初期から最大トルクを発生させてクランキングをおこなった。収縮抑制しない場合は HLT が張り側ベルト張力により収縮し、張り側張力が急激に低下し、緩み側張力はほぼ 0 となる。張力低下によりプーリとベルト間の摩擦力が減少した結果、ISG、クランクプーリとベルトで周速差、即ちスリップを生じる。周速差が大きくなるタイミングでスリップ音も高まり、この現象を裏付けている。過回転を防ぐ目的で、ISG は高回転側で駆動トルクを制限しているため、ISG の周速は正弦波状の挙動を示しているが、駆動トルク制限をおこなわなければ過回転状態となったと推測される。このスリップのために ISG からクランクへの動力伝達はほとんどおこなわれず、エンジン始動が失敗した。

一方、収縮抑制をおこなった場合は HLT に小幅な収縮が発生するものの、張り側、緩み側の張力が初期張力水準に対して対称形になり、始動に十分な有効張力が維持される。結果として ISG とクランクの周速の乖離がほとんど無く、

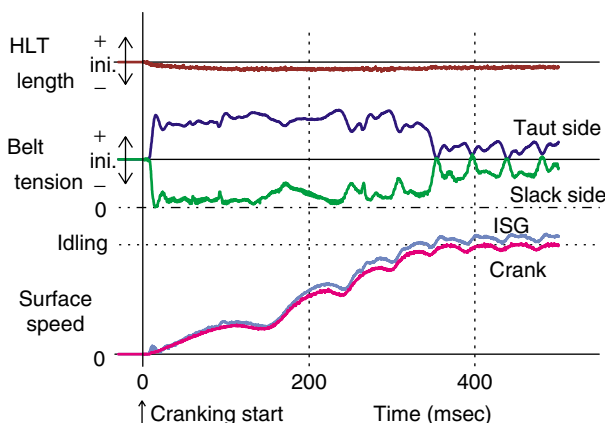


Fig. 12 Engine start with HLT locking

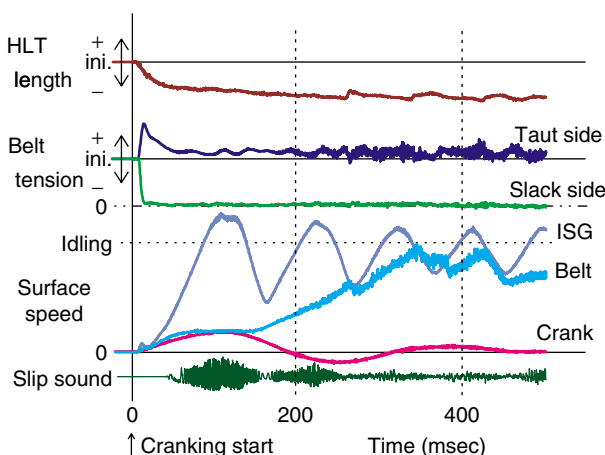


Fig. 13 Engine start without HLT locking

エンジン始動がおこなわれた。

この二つの結果からエンジン始動に関わる諸要素の挙動が把握され、併せて HLT の機能と効果が明確に確認できる。

5. エンジン始動時の ISG 駆動制御

5.1. 逆方向トルク制御のねらい

エンジン始動は全補機の最大負荷駆動を上回るベルト駆動力を必要とする。供試エンジンにおける HLT を含む補機レイアウトでは、張り側、緩み側張力は初期張力に ISG が発生する有効張力の半分を加算、減算したものになることが実験を通じて確認できた。ベルトの摩擦伝動を維持するためには緩み側の張力を確保する必要があるため、初期張力は有効張力の半分以上の水準が必要になる。これは補機を駆動するための最小張力に対しては、必要以上に高い。ベルトへの負担、各補機とエンジンの軸受けへの負担と摩擦抵抗を考えると、より低い初期張力の設定が望まれる。

初期張力を極力低く設定し、エンジン始動の直前に張力を高める方法を模索する中で、HLT の特性と ISG の駆動制御により解決策を見出した。

HLT はソレノイド通電により収縮を抑止する一方、伸長は自由である。弦に緩みを生じた場合には常時張り上げ可能である。この状態でエンジン始動時と逆方向のトルクを ISG が発生すると、HLT 側の弦が緩み、反対側の弦が張られる。HLT が伸長を完了し、エンジンの逆回転が微少にとどまる最小限の時間、逆トルクを発生した後は HLT の伸長分ベルト全体の張力が増加した状態となる。その後 ISG に正方向のトルクを発生させれば、高めた張力に助けられてベルトが十分な摩擦伝達力を発生し、エンジンの始動を確実にこなうことができると考える。

5.2. 逆方向トルク制御の効果確認

HLT と ISG の制御を組み合わせ、エンジン始動をおこなった結果について説明する。逆方向トルク制御による張力増加を確認するため、逆方向トルクから正方向トルクへ移行する間にトルクゼロで時間間隔を置いた実験も併せておこなった。Fig. 14, 16 に ISG へのトルク指令を、Fig. 15, 17 にエンジン始動結果を示す。HLT を収縮抑制した後、Fig. 14 に示す T_r の時間 ISG が逆方向にトルクを発生すると、HLT が緩んだ弦を張り上げるために伸長する。

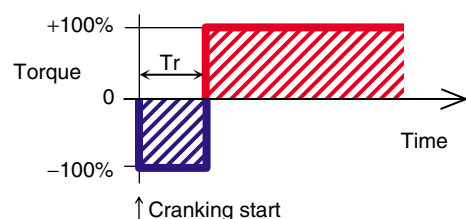


Fig. 14 Torque command for ISG

全体の張力水準を示す張り側と緩み側張力の平均値は初期値に対して有効張力の半分程度増加する。続いて正方向のトルクによりエンジンの始動が始まり、HLTは小幅ながら収縮するが、その直前の張力を維持されたまま推移する。高い張力により十分な摩擦伝動力を得てISGとクランクの周速差がHLT収縮抑制のみの場合よりさらに小さい状態でエンジン始動がおこなわれた。

Fig. 16に示すトルク指令でおこなった始動結果(Fig. 17)では、逆方向トルクを T_r の時間掛けた後、トルクゼロの時間 T_i を置いて正方向のトルクを加えた。

逆方向トルク解除による張力の変動が収束した後、張り側、緩み側とも初期値に対して前実験と同等レベルの張力の増加を確認でき、この制御の効果が明確に裏付けられた。

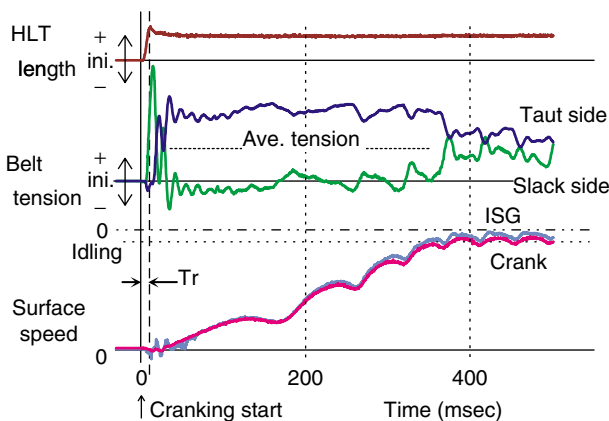


Fig. 15 Engine start with reverse torque

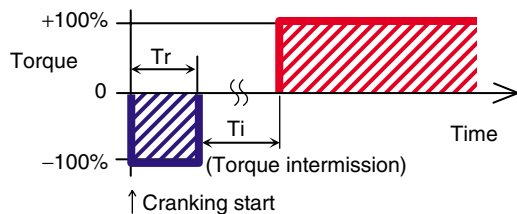


Fig. 16 Torque command with intermission

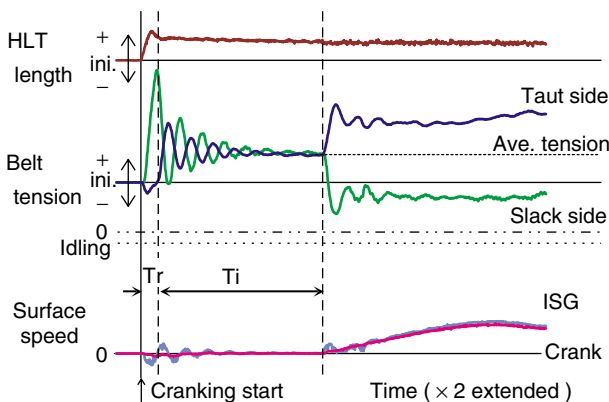


Fig. 17 Engine start with reverse torque and intermission

以上のようにISGの逆方向トルク制御を加えることが緩み側も含めて張力を増加、維持することを可能にし、初期の張力設定を低減する有効な手段になることを確認できた。

6. まとめ

- (1) HLTを含むベルト駆動システムを研究し、補機駆動とエンジン始動の異なる要求を高水準で両立、具現化した。
- (2) HLTの特性とISGの制御を組み合わせて初期設定張力を大幅に低減することを可能にした。
- (3) エンジン始動に関わる諸要素の挙動を詳細に計測把握し、HLTとISG制御の効果を裏付けた。
- (4) ベルトの張力による摩擦損失を実験により明らかにし、張力を低減する必要性を明確にした。

本研究により、ISGベルト駆動システムの張力に伴う課題が解決され、ベルト駆動ISGによるアイドルストップシステムは燃料消費面でより高い性能を発揮できるものとする。

参考文献

- (1) 特開 2001-107827
- (2) 特開平 11-190223
- (3) Arnold, M., El-Mahmoud, M.: A Belt-Driven Starter-Generator Concept for a 4-Cylinder Gasoline Engine, Auto Technology, Vol. 3, p.64-67(2003)
- (4) トヨタ自動車：電子技術マニュアル、エスティマハイブリッド(2001)
- (5) 種井克敏, 大堀正衛, 矢野裕一, 江副友尋：ベルト駆動によるエンジン起動システムの開発, 自動車技術会 2002 年春季学術講演会前刷集, No.1-02, p.9-12(2002)

■ 著 者 ■



奥田 一真



小松 康幸



青木 滋



藤原 正



中原 洋一

排気脈動流れシミュレーションによる 排気吐出音発生メカニズムの解明

Clarification of Mechanism of Exhaust Orifice Noise via Exhaust Pulsating Flow Simulation

桜井 雅人*
Masato SAKURAI

田中 健一**
Kenichi TANAKA

笠島 祐也**
Yuuya KASAJIMA

要 旨

近年、車の環境騒音に対する規制は厳しくなりつつある。そこで排気騒音の低減を実現すべくシミュレーション技術の構築が必要である。筆者らは、実験解析技術として内燃機関から生成される排気脈動の吐出噴流についてシュリーレン法による吐出噴流の可視化と音響ホログラフィ法による吐出音源の可視化実験をおこなった。次に可視化データから得られた現象把握をもとに、排気脈動流れのシミュレーション技術を構築し、吐出音の定量的な予測が可能となり、圧縮波と渦輪による二つの主音源で構成している吐出音発生メカニズムが解明できた。

ABSTRACT

Regulations relating to environmental noise generated by automobiles are becoming increasingly stringent, making it essential to develop simulation technologies to contribute to the reduction of exhaust noise. The authors attempted to make the pulsing exhaust flow produced by an internal combustion engine visible using Schlieren photography and to visualize the source of exhaust orifice noise using noise holography. The knowledge obtained from these experiments was used to develop an exhaust pulsating flow simulation technology for exhaust orifice noise that enables quantitative prediction of levels. The major components of exhaust orifice noise are compression waves and ring vortices; the new simulation technology enabled further clarification of the mechanism of production of this noise.

1. まえがき

排気騒音は放射音と吐出音に大きく分類される。放射音の発生メカニズムは排気脈動中の圧力変動が加振力となり排気系構造体を加振させ放射音源となることを既に明らかにした⁽¹⁾。本研究では吐出音の発生メカニズムについて解明をおこなう。吐出音は環境騒音に与える影響が大きいにもかかわらず、発生メカニズムの解明やシミュレーション技術に対し十分な研究開発がなされていないのが現状である。発生メカニズムの解明には排気管端部で発生する吐出音についての現象把握が必要である。筆者らは排気吐出噴流のシュリーレン可視化実験をおこない、さらに音響ホログラフィ法による吐出音源の可視化実験を試みた。その現象把握の結果、渦輪を詳細に解析可能な条件を満足する数値流体解析を選定し計算をおこない吐出噴流音源を得た。

さらに吐出噴流音源の音響パワーを算出することによって、音場への音波伝播を実用的な手法で精度よく求める手法を構築した。これら可視化実験と排気脈動流れシミュレーション技術を使い、排気吐出音の発生メカニズムの解明を試みたので報告する。

2. 吐出音の生成メカニズム

まず最初に排気脈動が排気音として空間に伝播されるメカニズムを考える。排気脈動流れの圧力や流速にもとづく内部エネルギーの一部は排気管内及び消音器の構造加振力となり放射音として空気伝播する。

これまで筆者らがおこなった実験と計算結果から、吐出音は排気吐出口から放出される音源により音波として伝播するという仮説を考えた(Fig. 1)。

* 栃木研究所

** 東京電機大学

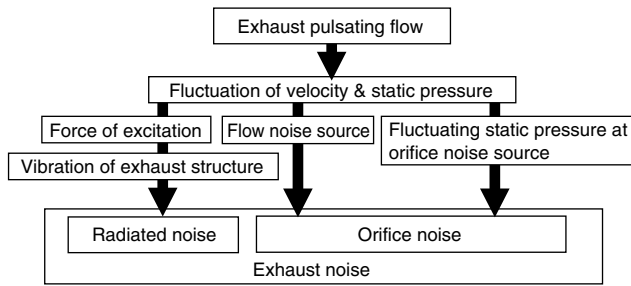


Fig. 1 Mechanism of generation of exhaust noise

吐出音については主音源が吐出口端音源と噴流音源の二つに分かれる。この仮説を証明するために吐出噴流の可視化実験による現象把握をおこなった。次に数値流体計算をおこなって吐出音源を求め、吐出噴流の音響パワーを算出し音場での吐出音の実測値と計算値を定量的に比較した。

3. 実験解析技術

排気管内から吐出口に到達した排気脈動が吐出口端で吐出噴流として放出される。吐出音源を可視化するために、シュリーレン法による流れの可視化をおこなった。次に吐出音源の広範囲の領域を可視化するため、時系列で測定可能な非定常音響ホログラフィ法による排気吐出音の可視化計測をおこなった。

3.1. シュリーレン法による可視化実験方法

キセノンランプを光源とし放物面鏡を用いた光学系により平行光束とし測定領域を通過後に光束をナイフエッジへ集束させる。平行光束がナイフエッジの刃に近づく方向に屈折された測定領域は暗く、遠ざかる方向に屈折された領域は明るくなる。これにより測定領域の密度分布が明暗のコントラストとして可視化される。可視化撮影方法はエンジン回転数と発光タイミングを同期させ、デジタルリター

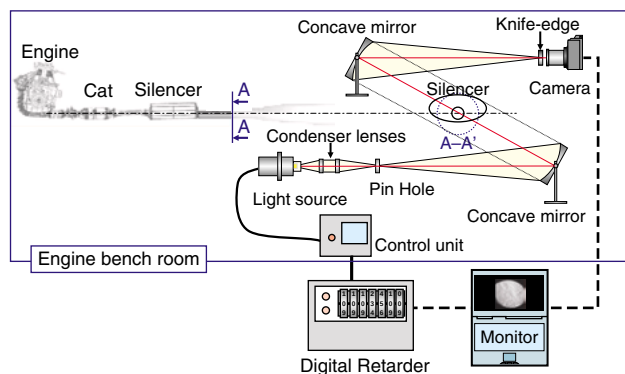


Fig. 2 Schematic of experimental apparatus

ダの指定した遅延時間により光源を閃光させコマ撮り撮影をおこなった。これらの実験装置概要を Fig. 2 に示す。

3.2. シュリーレン法による実験結果

シュリーレン法による 3000 rpm でのファイアリング状態(燃焼有り)とモータリング状態(燃焼無し)における排気吐出噴流の可視化写真を示す(Fig. 3)。

吐出噴流の可視化実験により以下の現象が確認された。

- (1) 吐出噴流中に無数の渦の存在が確認された。渦の密度分布はモータリング時よりも排気温度の高いファイアリング時に大きいことがわかった。
- (2) 大規模な渦輪の発生が確認された。吐出噴流の密度変化の比較的小さいモータリング時にその存在が明瞭に確認された(Fig. 3 青線)。ファイアリング時には無数の渦のため明瞭ではない。
- (3) 排気管内で発生する衝撃波⁽²⁾は排気吐出口近傍においてはみられなかった。

3.3. 非定常音響ホログラフィ法による可視化実験方法

消音器端面から 100mm に配置されたマイクアレイ(6×11 本)による 240 μ s 毎の音響インテンシティを測定する(Fig. 4)。

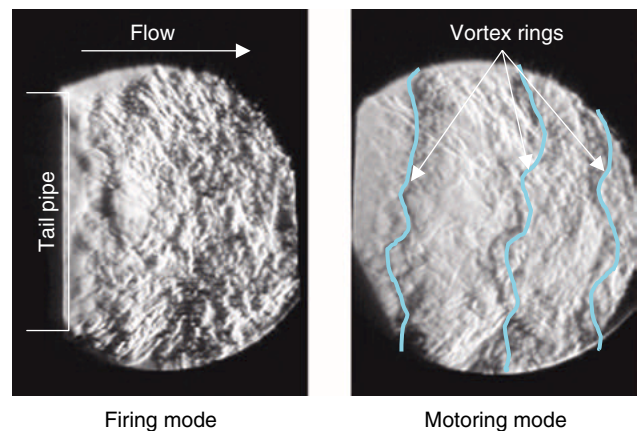


Fig. 3 Schlieren photograph of exhaust orifice flow (3000 rpm, Th15%)

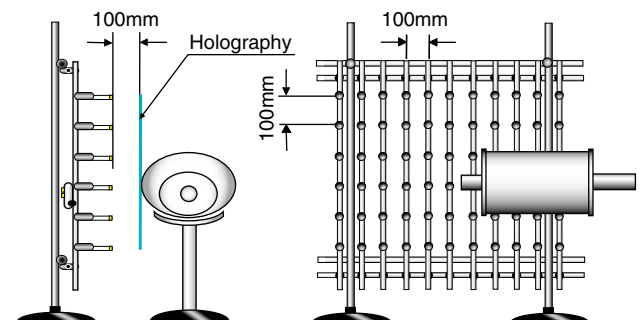


Fig. 4 Schematic of nonsteady acoustical holography

3.4. 非定常音響ホログラフィ法による実験結果

非定常音響ホログラフィによる吐出音源の可視化により、以下の現象が確認された。

- (1) 吐出口から放出された音源は球面状に音速で伝播し拡散する。
- (2) 一部の吐出音源は、音源の中心部が吐出口から遠ざかりながら移動する現象が見られた(Fig. 5 図中白点)。

この音源移動は吐出噴流中の脈動による流速と一致しており、流れに影響されて移動すると考えられる。

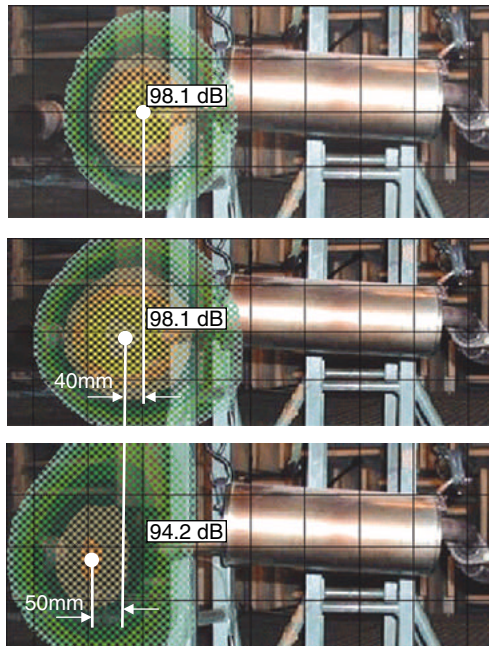


Fig. 5 Nonsteady acoustical holography of exhaust orifice noise (5 000 rpm WOT:Wide Open Throttle)

4. シミュレーション技術

実際の内燃機関において、シリンダ内部の燃焼行程を経たのち排気行程により排気脈動が生成される。したがって燃焼ばらつき等の要因が排気吐出音に影響を与える。本研究では、燃焼ばらつき等の要因を含まない高速脈動発生装置をモデル化した吐出音のシミュレーションとの比較検証をおこなった。

4.1. 検証実験装置

内燃機関を模擬した燃焼行程を含まない高速脈動発生装置⁽³⁾により得られた実験値と数値解析との比較検証をおこなった。高速脈動発生装置はFig. 6に示すようなロータリーバルブを有しており、その回転により右側供試管内に脈動を誘起させる。管内を伝播した脈動流れは管端部から防音室内へと噴出する。可視化手法はシュリーレン法を用いて吐出噴流を可視化する。なお供試管は全長 1 m、バルブ下

流 100 mm(Point A)、吐出口端上流 100 mm(Point B)の位置に圧力半導体センサを取り付け、管内を伝播する圧力波による静圧の変化を測定した⁽³⁾。左側高压タンク内圧力と大気圧との比は1.5(Pressure ratio=1.5)とした。また吐出音圧測定は右端排気管出口からマイク位置 1 000 mm45 度後方の音場で音圧測定した。

4.2. 数値解法

実験における現象確認結果、管内の排気脈動流れおよび吐出噴流の数値解析をするためには、以下の数値解法の条件が必要である。

- (1) 圧縮波膨張波、衝撃波など管内流れを解く圧縮性流体解法
- (2) 流れ場の詳細構造(乱流、渦輪など)を解くための非定常解法
- (3) 流れ場の圧力変動から音場までの音響伝搬解法

本研究では(1)-(2)に関して支配方程式にNavier-Stokes方程式と質量保存則、エネルギー則を用い上記解法条件を満たした市販 CFD ソルバ⁽⁴⁾を使用し、(3)に関しては実用的な手法として吐出噴流の音響パワーレベルの算出法を用い、距離減衰による観測点の音圧レベルを予測した。

4.3. 圧縮性計算モデル

数値解析モデルは Fig. 7 モデルA部に示すような 0.25 mm ピッチの 2D-軸対象モデルである。高压タンク内初期圧 150 kPa に流入条件を設定し、ALE 法⁽⁵⁾による移動メッシュを用いたバルブ部にて排気脈動を生成させる(Fig. 8)。排気管内では前節 3.1 で述べた衝撃波などの圧縮性流体を解く必要があるため、排気管内外の熱の授受を等エントロピーと仮定した圧縮性解法による計算モデルを用いた。

4.4. LES 計算モデル

吐出噴流部では噴流構造の詳細を解くため、乱流モデルにLES法(Large Eddy Simulation)⁽⁶⁾を使った擬似圧縮性解法による計算モデルを用いた(Fig. 7モデルB部)。また、モデルA部の管吐出口端から 100 mm 上流断面(Point B)での

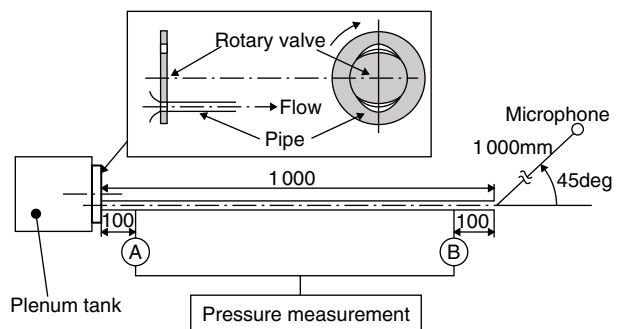


Fig. 6 Schematic of experimental apparatus

計算結果をモデルB部の入り口側(Point C)の境界条件としている。噴流モデルの境界は無反射境界を設定した。

モデルA, B部ともメッシュピッチは0.25 mmの正方形メッシュとし、全要素数は合わせて約50万メッシュである。

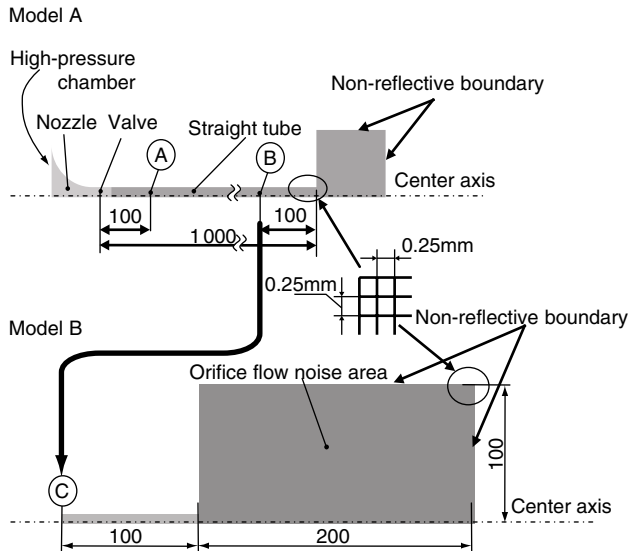


Fig. 7 Calculation model

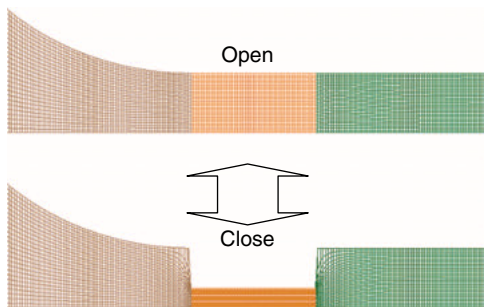


Fig. 8 Valve ALE model

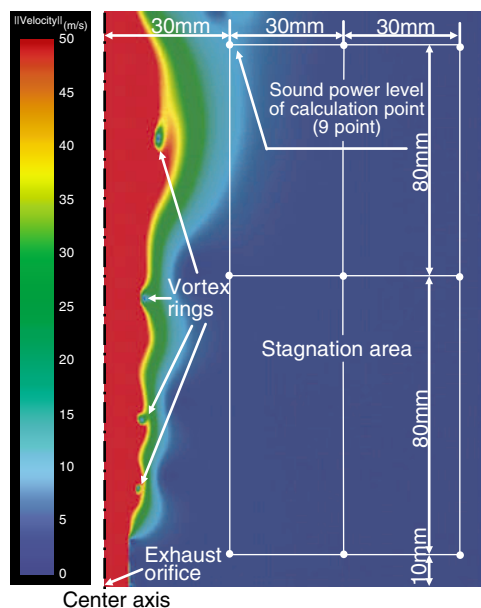


Fig. 9 Calculation model of sound power level

4.5. 音響パワー計算モデル

吐出噴流の影響を受けた近接音場は擬似音波⁽⁷⁾を含んでいる。擬似音波とは流れ場の近傍の噴流の影響を受けた圧力変動である。擬似音波の影響を受けない音場での音圧レベルを求める手法として Lighthill 理論^{(8), (9)}に基づく音源を用いた音響数値解析を使う方法があるが、本研究では吐出噴流の音響パワーの算出をおこない、距離減衰による観測点の音圧レベルを予測した。この手法は流れ場の影響を受けないよどみ領域の音響パワー計算モデルを同定する必要がある。流体計算結果から噴流の影響を受けない、流速分布のよどみ領域に音響パワー測定点9箇所を設定した(Fig. 9)。

4.6. 管内脈動計算結果

管内の圧力分布の計算結果を Fig. 10 に示す。次にバルブ下流 100 mm 位置(Point A)での管内圧力履歴、管吐出口端から 100 mm 上流(Point B)を Fig. 11, Fig. 12 に示す。

管内での数値計算結果、圧縮波と膨張波の分布が見られ、特に圧縮波領域内においては開口端部及びバルブ部からの反射波の影響による複雑な分布となっている(Fig. 10)。

また Fig. 11 と Fig. 12 において、実験値と計算値との比較では概ね良好な一致が見られ、管端部において圧縮波形の立ち上りが鋭くなり衝撃波へと成長する経過が再現できた。

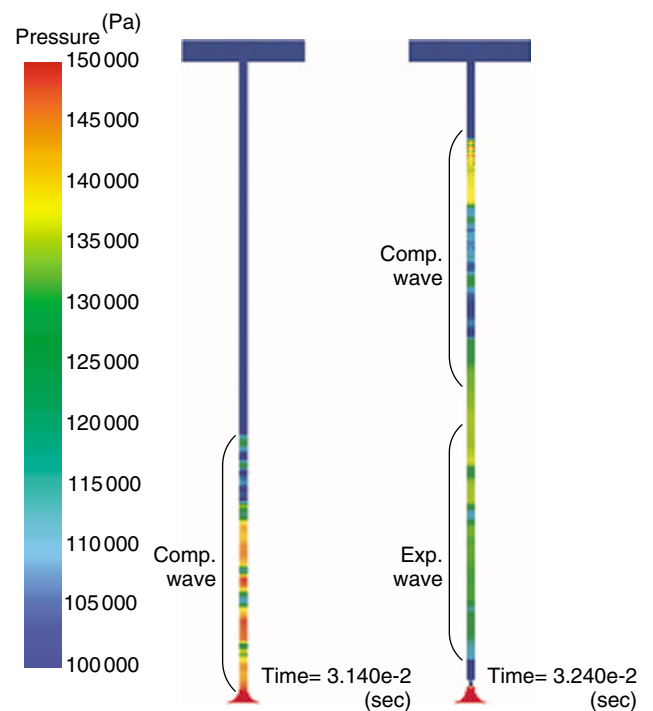


Fig. 10 Pressure distribution (contour map)

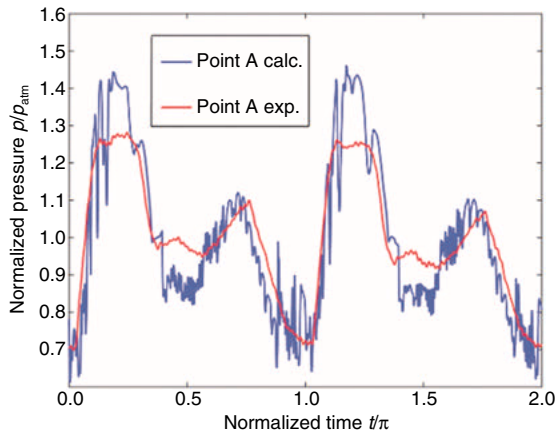


Fig. 11 Pressure history at Point A

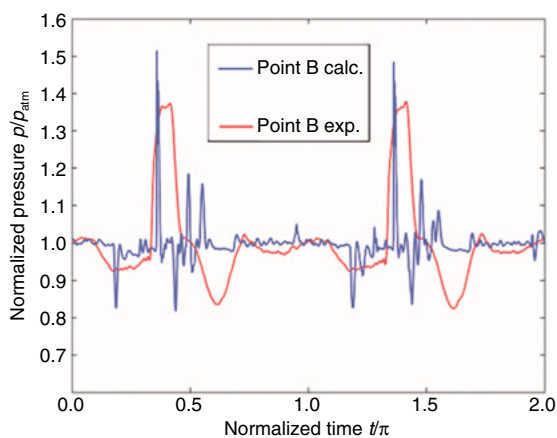


Fig. 12 Pressure history at Point B

4.7. 吐出口近傍及び吐出噴流計算結果

管吐出口近傍の計算結果を Fig. 13 に示す。管吐出口に到達した圧縮波は吐出口を中心とした球面状の広がりとなり、その後複数の渦輪を伴った噴流が続く様子が確認された。またこの現象はシュリーレン法による可視化実験においても確認された(Fig. 14)。

なお、内燃機関の排気系においてはこのような圧縮波を多段膨張型構造の消音器を用いて減衰させるのが一般的である⁽¹⁰⁾。

次に吐出噴流空間の計算結果を Fig. 15 に示す。渦輪を中心とした圧力変動の分布が連続して見られ、渦輪が発達するにつれて圧力変動も上昇する。このことから渦輪は吐出噴流音源の主要因のひとつであると考えられる⁽¹¹⁾。

4.8. 吐出音計算結果

音響パワーモデルの測定面(軸対象)を構成する幾つかのCFD計算格子点から周波数スペクトルの音圧平均をもとめ音響パワーレベルを計算し、音場での吐出音を計算する。

一般的に音響エネルギー密度 $E [W \cdot \text{sec}/m^3]$ と音源の出力 $W [W]$ との関係は式(1)が成り立つ。

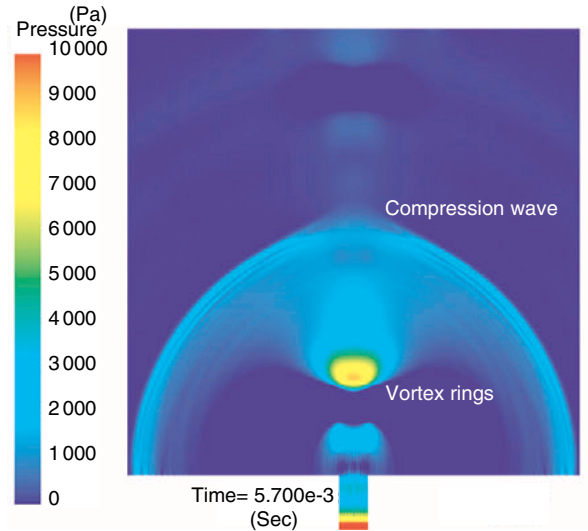


Fig. 13 Pressure distribution at exhaust orifice

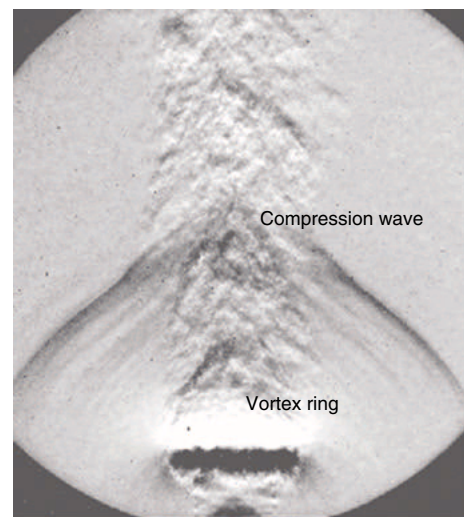


Fig. 14 Schlieren photograph at pressure ratio 4.0

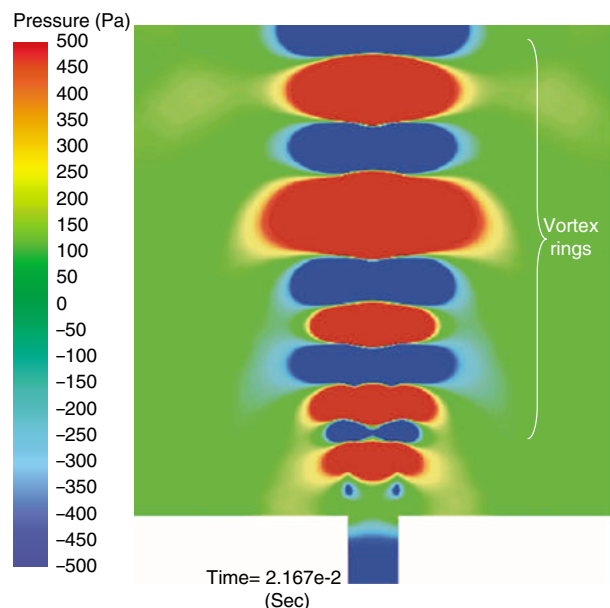


Fig. 15 Pressure distribution of vortex rings

$$E = \frac{W}{4\pi r^2 c} \quad (1)$$

r : 音源からの距離 [m], c 音速[m/sec]

音圧測定点の音圧レベルを L_{mic} [dB], 音源のパワーレベル L_w [dB], $10E-12$ [w]=0dB 基準とすると,

$$L_{mic} = L_w - 11 - 20\log_{10}r \quad (2)$$

となる。

音響パワーレベル L_w と音響パワー測定点の平均音圧 L_p [dB] との関係は

$$L_w = L_p + 10\log_{10}(S) \quad (3)$$

S : 音響パワー測定面積[m²]

であるため、音圧測定点の吐出音圧レベル L_{mic} [dB] が得られる。

吐出口から 1 m 音場における吐出音圧測定点と実測値の周波数スペクトルの比較を Fig. 16 に示す。およそ 4000 Hz までピーク誤差がおおむね 10 dB 以内であり実験値との比較的良い一致が見られるが、4000 Hz 以上では実測値の音圧レベルが高い傾向が見られる。これは本計算における渦輪近傍の高周波の音響パワーレベルが不足しているためであり、音響パワー測定点の設定が高周波の気流音の予測精度に影響を及ぼしていると考えられる。

4.9. 数値解析結果における吐出音発生メカニズム

数値解析において以下の吐出音発生メカニズムが明確になった。

- (1) 管内の圧縮波、膨張波の圧力分布が見られ、管内を助走するにつれて圧縮波の立ち上がりが鋭くなる様子が見られた。また吐出口に到達した圧縮波を中心とした球面状の圧力伝播が見られた。これらの現象は検証装置における管内圧力測定及び吐出噴流可視化実験で確認された。

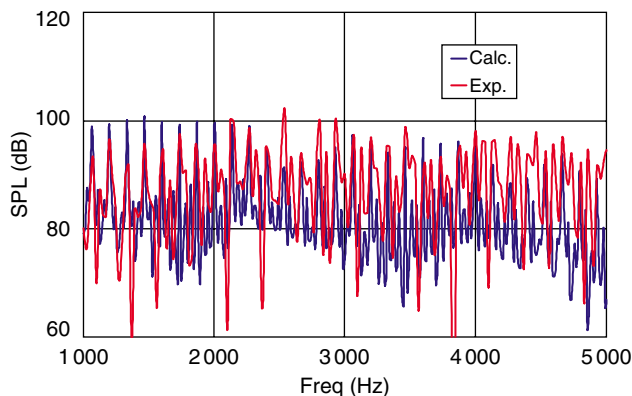


Fig. 16 Comparison of orifice noise at microphone (1 m)

- (2) 吐出噴流空間において複数の渦輪の形成が見られ、渦輪の移動とともにその周囲に広がる圧力分布がみられた。この現象はシュリーレン法による吐出噴流可視化実験においても渦輪の存在が確認された。

- (3) 噴流場の音響パワーレベルから求めた音場(1 m)での音圧スペクトルは、脈動周期に同期した複数の圧縮波による鋭いピークを持つ脈動音と、渦輪近傍の音源からもとめた音響パワーを算出することで、気流音の主成分である高周波領域の幅広い音圧分布を有している。このスペクトル分布は観測点の実測値においてもほぼ同様の傾向であることが確認された。

5. まとめ

排気騒音の主要因となっている排気吐出音について、以下の生成メカニズムが、実験と数値解析をおこなうことによって明らかになった。

- (1) 排気吐出音の発生主要因は、管内の排気脈動中の圧縮波および噴流が吐出口から放出する際に生ずる圧力変動であり、吐出音源については、吐出口を中心とした圧縮波による音波の伝播と、噴流中の渦輪を中心とした圧力変動の二つに大きく分類される。
- (2) 圧縮波による圧力変動は音響空間上を球面状に伝播し脈動周期に同期した脈動音となる。

複数の渦輪音源は吐出噴流とともに移動し、成長、拡散し、高周波領域におよぶ幅広い周波数スペクトルの音圧分布を有する気流音となる。

これらの現象を解明する排気脈動流れシミュレーション技術として、本研究で構築した数値解法による手法が有効である事が確認できた。また計算リソースに関しては、2次元軸対象流れに限定した流体計算および音響パワー算出法を用いる事により PC リソースでの計算が可能となり、排気吐出音の実用的な現象メカニズム解析ツールを構築できた。

謝 辞

本研究の排気吐出音可視化実験において東京電機大機械工学科岩本順二郎教授に高速脈動のシュリーレン可視化写真を、三恵技研工業(株)技術センター小野技師に非定常音響ホログラフィ可視化写真をご提供を戴きました。ここに謝意を表します。

参考文献

- (1) 桜井雅人ほか：排気脈動による排気系放射音予測技術の開発，自動車技術会論文集，Vol.36, No.2, p.71-76 (2005)

- (2) Endo,M.,et al.: Relation between the flow pattern downstream of duct and the noise, JSAE Review 21, p.125-132(2000)
- (3) Higashiyama,J.,et al.: Experimental study of exhaust noise generated by pulsating flow downstream of pipe end, JSAE Review 20, p.73-79(1999)
- (4) RADIOSS-CFD ユーザーマニュアル
- (5) Donea,J.: Arbitrary Lagrangian-Eulerian Finite Elements Methods,Computational Methods in Transient Analysis, Vol.1, No.10(1983)
- (6) 小林敏雄ほか：LES の工業的問題への適用について, ENGINE TECHNOLOGY, Vol.2, No.5(2000)
- (7) 飯田明由：空力騒音の物理, 日本機械学会空力騒音セミナー, p.1-8(2005)
- (8) Lighthill,M.J.: Proc.R.Soc.Lond., A211(1952)
- (9) Goldstein,M.E.: 流体力学, p.311(1991)
- (10) 中川博史, 吉本秀之, 遠藤正樹, 白髭優重, 藤代正道, 桜井雅人：排気ガス脈動流れによる排気放射音予測技術の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.195-202(2002)
- (11) 木村敦典ほか：高速脈動噴流から生じる騒音に関する研究, 日本機械学会論文集B編, Vol.67-664, p.57-64 (2001)

■著 者■



桜井雅人



田中健一



笠島祐也

低ヒートマス 4 in 1 集合エキゾーストマニホールドの騒音低減手法の研究

Research of Low Heat-mass 4 in 1 Exhaust Manifold Noise Reduction Technology

大内 斎*
Hitoshi OOUCHI

阿黒雅樹*
Masaki AGURO

久永 徹**
Toru HISANAGA

要 旨

薄肉二重構造の 4 in 1 集合エキゾーストマニホールド(4 in 1 exhaust manifold : 以下 4-1 エキマニ)から発生する減速時の高周波断続音, 負荷時の高周波音に対し, 数値流体力学(Computational Fluid Dynamics : 以下 CFD)と実機エキマニ管内の圧力変動解析より音が発生するメカニズムの概略を解明した。CFDでエキマニ管内の流れを改善することで放射音の加振力である実機のエキマニ管内における圧力変動が抑制され, 放射音が低減できることがわかった。

ABSTRACT

A noise generation mechanism of intermittent high-frequency noise during deceleration and high-frequency noise under load in a dual-thin-wall 4-in-1 exhaust manifold (hereinafter referred to as 4-1 manifold) have been investigated by using Computational Fluid Dynamics (CFD) and actual measurement of exhaust gas pressure fluctuation in the exhaust manifold. Modified gas flow in the exhaust manifold by CFD enabled a reduction actual exhaust gas pressure fluctuation, which is the excitation force, and actual radiated noise has been reduced.

1. はじめに

自動車のエミッション性能向上⁽¹⁾の要求はますます高くなり, キャタライザの昇温性能向上^{(2), (3)}のための一手法としてエキマニの 4-1 集合化および低ヒートマス構造化⁽⁴⁾が進められてきた。

しかしながらエキマニの 4-1 集合化及び低ヒートマス構造化(薄肉化)は従来構造の 4 in 2 in 1 集合エキマニ(以下 4-2-1 エキマニ)に対し, 高周波音が増大し, 完成車における室内音を悪化させる一因となっていた。既存のエキマニ放射音を低減させる手法は, 板厚増等により構造応答の低減を狙ったものと, 集合部のセパレータ追加(簡易 4-2-1 化)等の加振力側低減の手法が挙げられるが, どちらの場合もヒートマス増に直結し, エミッション性能との両立が困難であった。本研究の目的は, 異音の発生メカニズムの概略を明らかにし, 低ヒートマス構造を維持した上で, 加振力側で音を低減させる技術を確立し, 4-2-1 エキマニ同等の放射音レベルとすることである。

なお, 本研究で確立したエキマニ放射音の低減手法は, 次期大衆車に技術適用し, 負荷時の高周波音の大幅低減を可能にした。

* 栃木研究所

** (株)ユタカ技研

2. 減速時発生高周波断続音

2.1. 減速時における高周波断続音の特徴

Fig. 1 は, エンジン減速時に発生する高周波断続音とエキマニポート出口で測定した管内圧力, エキマニ近接音(9k-12k [Hz] B.P.F.), TDC パルス(2 [Pls./Rev.])を時系列で表示したものである。

高周波断続音はエンジン 2 回転当たり 4 回発生し, 同じタイミングで No.1-4 番エキマニポート内部に負圧の圧力波(以下負圧波)が発生していることがわかった。またポート内で発生している負圧波の発生タイミングは, 本供試エンジンの点火タイミングと一致していることがわかった。

Fig. 3 は Fig. 2 に示すエンジン各部の圧力を実機稼動状態にて測定し, クランク角度で表記したものである。

Fig. 3(a) に示した, 加速運転時は, 排気バルブの開弁タイミングで, 燃焼室圧力がポート圧力より高圧であり, エキマニポート出口圧力に, Fig. 1 に示した負圧波は確認できなかった。しかしながら, Fig. 3(b) に示した, 減速運転時は燃料カット制御により, 燃焼休止状態であるため, 排気バルブが開弁するタイミングで, 燃焼室圧力がエキマニポート出口圧力よりも低圧なために逆流現象が発生し, エキマニ

ポート出口圧力が急激に下がり、Fig. 1に示す負圧波が発生していることがわかった。

この圧力変化が、減速時の高周波断続音の加振力であると考え、CFDをもちいて逆流状態におけるガス流れの解析をおこなう。

2.2. CFD解析による発生メカニズム推定

集合部からポート内部へのガスの逆流現象を解析するため、Fig. 4に示す解析モデルをもちいて定常流のCFDをおこなう。

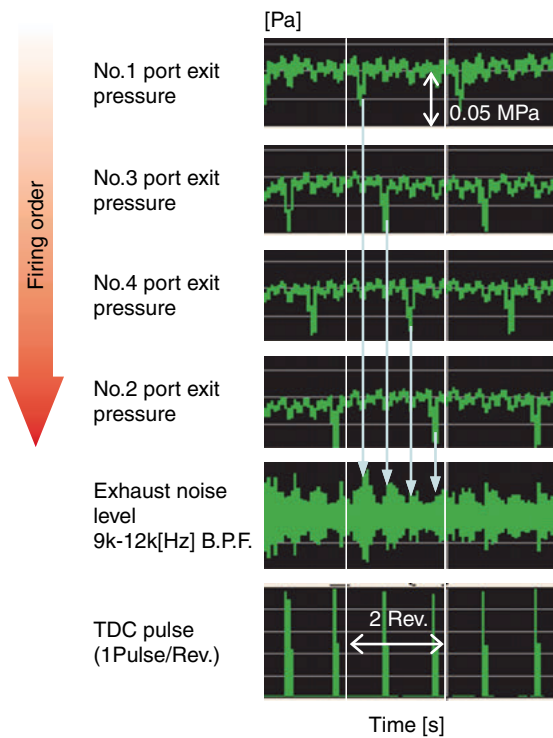


Fig. 1 Generating timing of high-frequency intermittent noises at deceleration

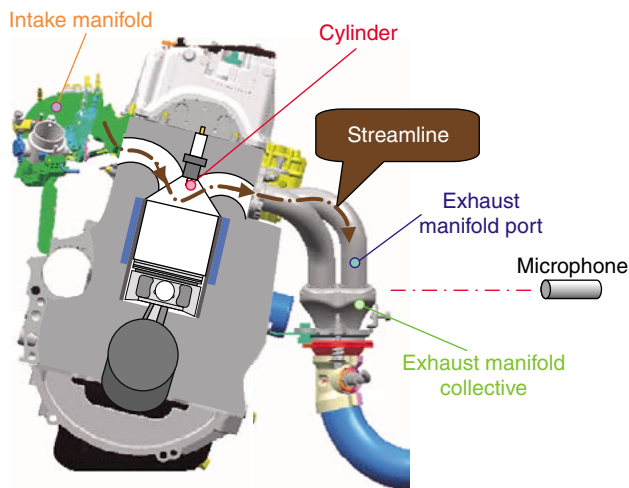


Fig. 2 Measurement position of engine and exhaust manifold pressure

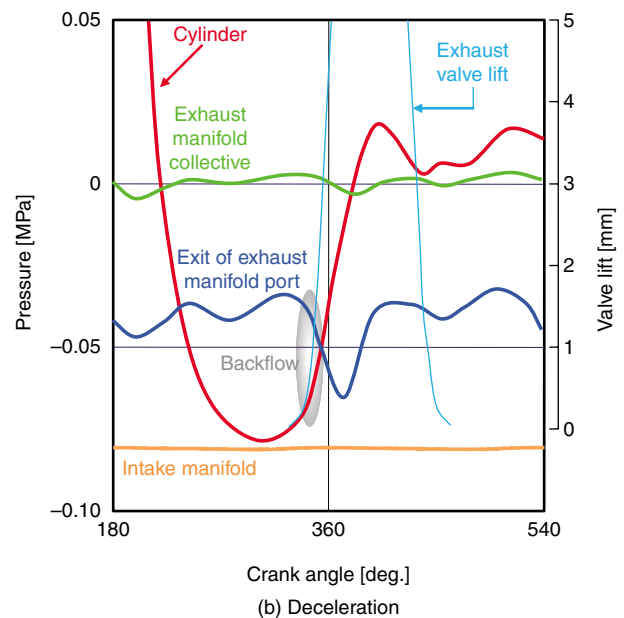
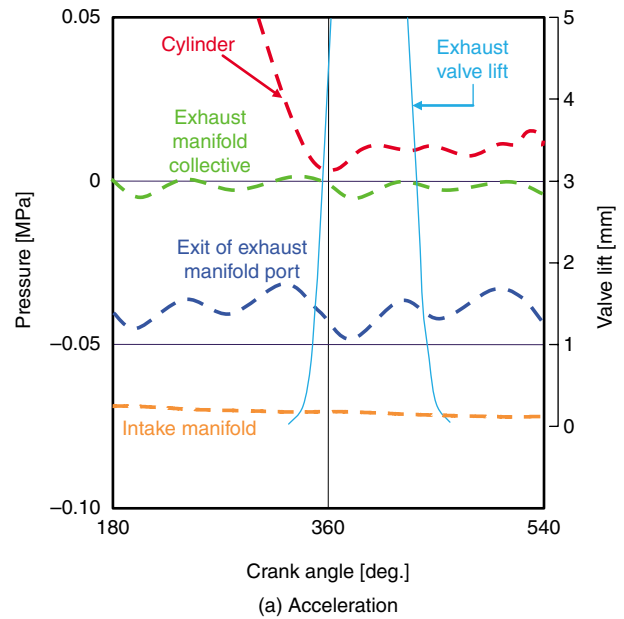


Fig. 3 Pressure relationships of engine and exhaust manifold

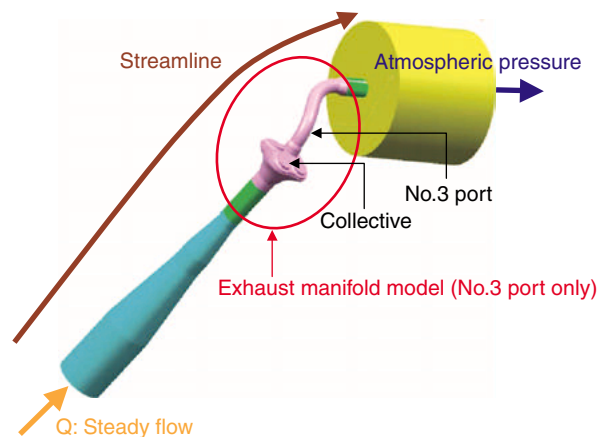


Fig. 4 CFD model for reversed flow analysis

Fig. 5 に CFD で解析したポート集合部付近の流線を示す。Fig. 6に示すように、従来の薄肉二重管のポート端部はバルジ拡管によるスライド構造となっており、端部に隙間が存在している。排気ガスが逆流する際、隙間が逆流を妨げていることがわかり、これが加振力となり負圧波の増大に繋がっていると考えられる。隙間を埋めた計算結果では、集合部内部の逆流が改善される。

2.3. ポート端部形状の変更による効果

Fig. 7 は 2.2 節に記した CFD 結果をもとに、エキマニ

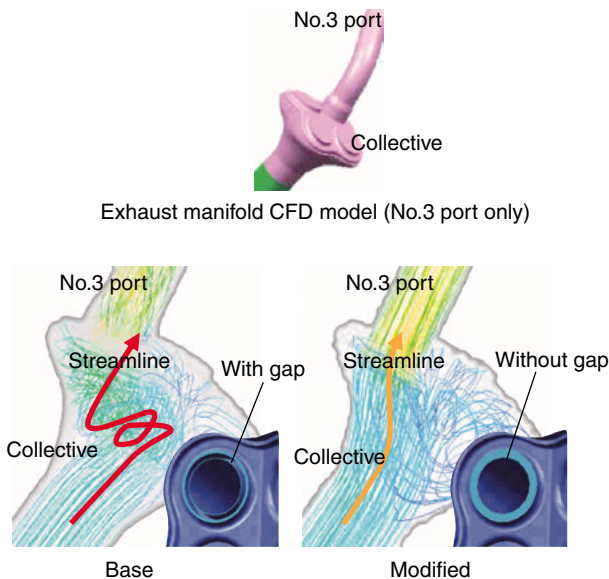


Fig. 5 Result of reversed flow streamline analysis by CFD

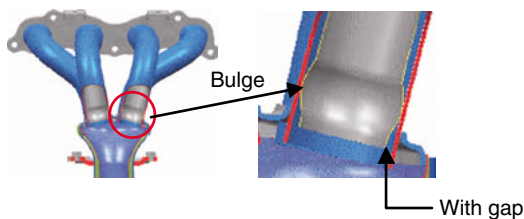


Fig. 6 Edge shape of exhaust manifold port

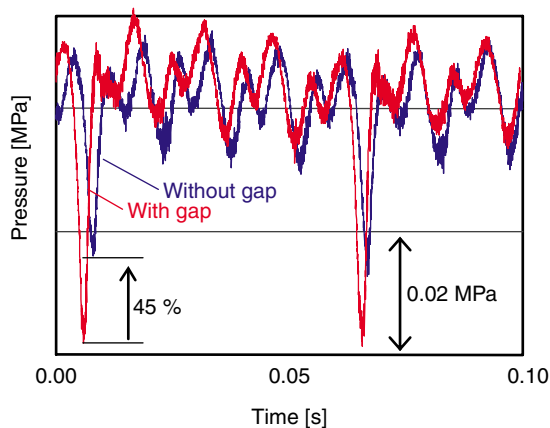


Fig. 7 Port exit pressure of effective edge shape

ポート出口の端部に存在する隙間有無について、ポート内の負圧波を実機にて測定した結果を示す。隙間が無いものは隙間があるものに対し負圧波のレベルが約45%低いことが確認された。

Fig. 8 はポート出口の端部に存在する隙間をなくすことによって、減速時の高周波断続音に与える影響を確認したものである。断続音として認識される 9k-12k Hz の周波数帯域で最大 8 dB の低減効果を得ることができた。

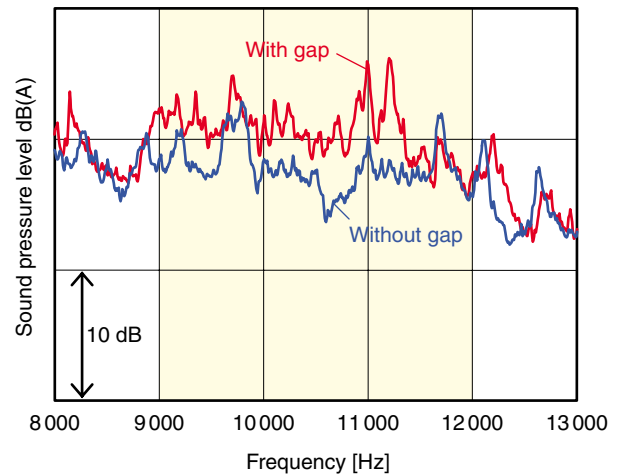


Fig. 8 Level of high-frequency intermittent radiation noises of exhaust manifold

3. エンジン負荷時高周波騒音

3.1. エンジン負荷時における高周波騒音の特徴

Fig. 9 にエキマニ近接で測定した負荷時における高周波騒音のレベルを示す。4-1低ヒートマス構造のエキマニは従来構造の4-2-1集合エキマニに対し、4k Hz 以上の帯域が約 8 dB 高いことがわかる。

さらに、Fig. 10 に示すように、4-1 低ヒートマス構造のエキマニは、ポート集合部の圧力が従来構造4-2-1エキマニと比べ 4k Hz 以上の帯域で約 7 dB 高い。

3.2. 排圧高周波成分の発生メカニズム推定

ポート集合部の圧力に違いが生じる要因を特定するため、CFD により流線ベクトルと圧力分布の計算をおこなう。

Fig. 11については、4-1低ヒートマス構造のエキマニポート出口の端部について拡大したものである。バルジ拡管によって断面積が変化する箇所、ガスの流速が変化し、圧力が高くなっていることがわかる。

Fig. 12 は定常流で CFD をもちいて、(a) エキマニ管内壁面の圧力分布と、(b) 流線ベクトルについて、計算した結果である。

Fig. 12(a)に示した、ポート集合部の壁面圧力を比較すると、4-1 集合エキマニの方が高く、さらに Fig. 12(b) に示

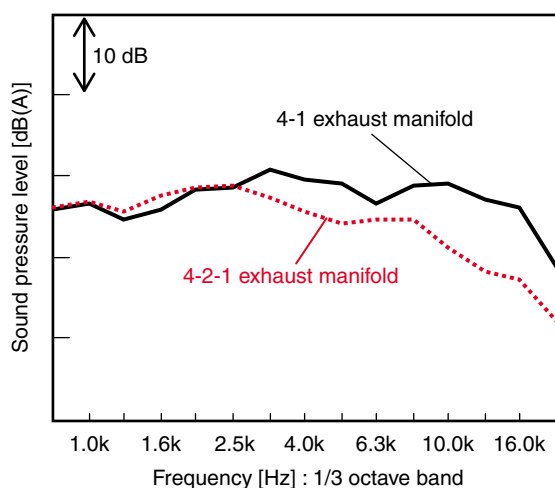


Fig. 9 Sound pressure level close to exhaust manifold

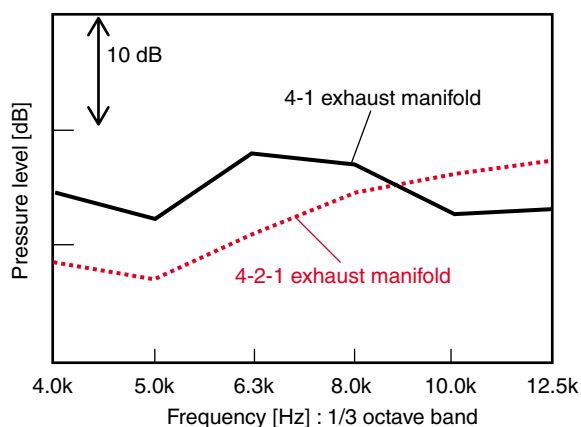


Fig. 10 Pressure at collective of exhaust manifold

した流線ベクトルについて注目すると、ポートから集合部へガスが流れ込む際に、集合部壁面に衝突し流路が絞られていることがわかる。

41低ヒートマス構造のエキマニにおいて高周波圧力が高い要因は、ポート端部の断面積変化による集合部流入ガスの流速増加と集合部壁面へのガスの衝突が考えられる。

3.3. 負荷時高周波音改善検討

高周波排圧を低減するため、ガス流れを改善するエキマニ形状の検討をおこなう。

(1) ポート出口端部での流速変化対応

Fig. 13に示すように、ポート出口形状について、バルジ拡管を廃止しストレート形状とした。

またアウトパイプとインナパイプの支持方法はSUSメッシュ支持とした。

(2) 集合部壁面へのガス当たり対応

ポートパイプ入射角を20°に設定し、集合部もこれに合わせ形状変更した(Fig. 14)。

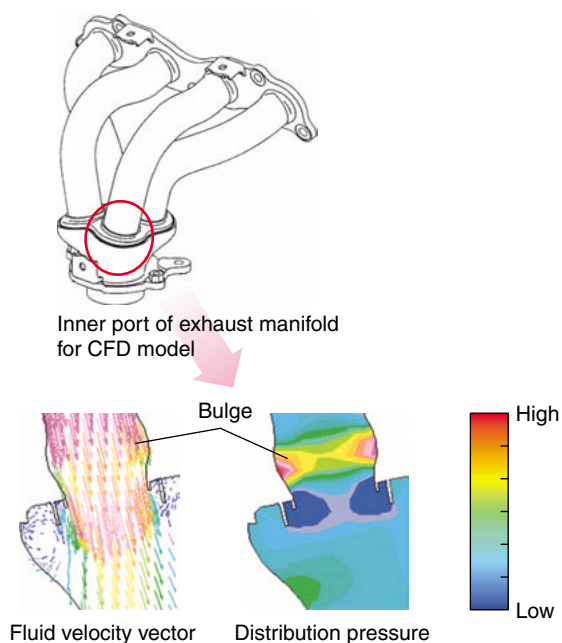
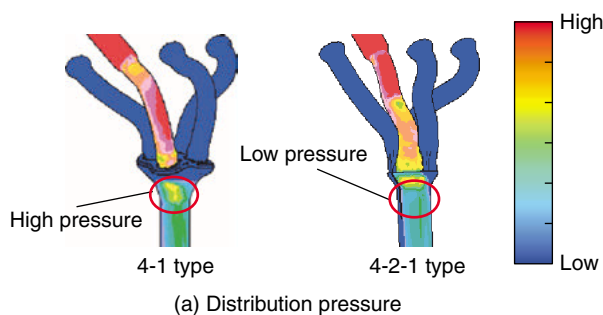
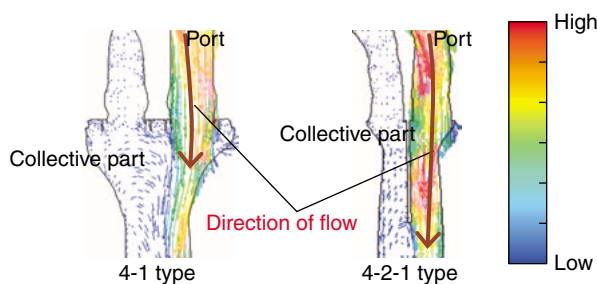


Fig. 11 CFD result for bulge effects



(a) Distribution pressure



(b) Fluid velocity vector

Fig. 12 CFD result for steady flow

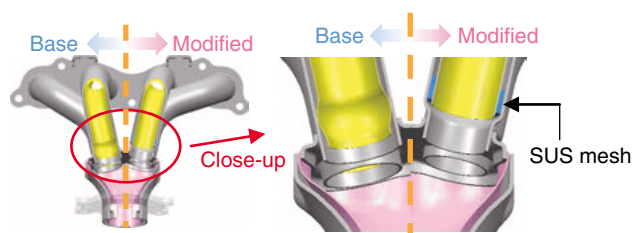


Fig. 13 Enhancement of edge shape of exhaust manifold port

Fig. 15 に、Fig. 13, 14 で示した二つのエキマニについて CFD の結果を示す。

ガス流れを改善したエキマニは、バルジ拡管部をストレート形状としたことでポート出口部の圧力が低減し、かつポート入射角と集合部形状の変更により、集合部壁面のガス当りにより発生していた昇圧が低減している。

3.4. ガス流れ改善エキマニの実機検証結果

流れ改善前後のエキマニについて Fig. 16 はポート端部圧力、Fig. 17 はポート集合部圧力について比較する。

ガス流れの改善によって負荷時の高周波音の加振力である高周波排圧が約 6 dB 低減することが確認された。

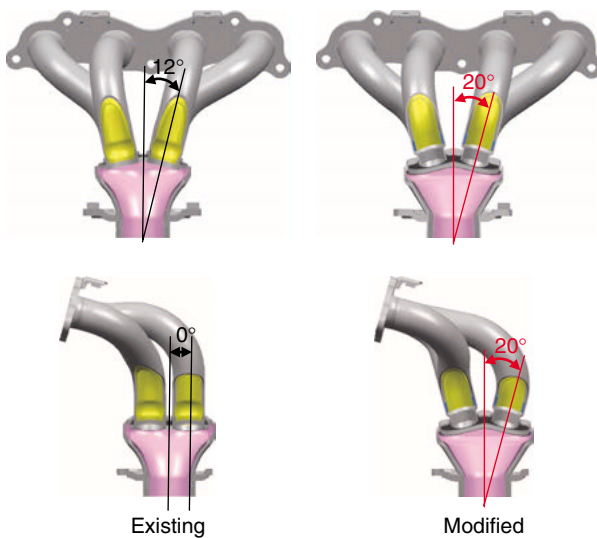


Fig. 14 Enhancement of angle of incidence of exhaust manifold port

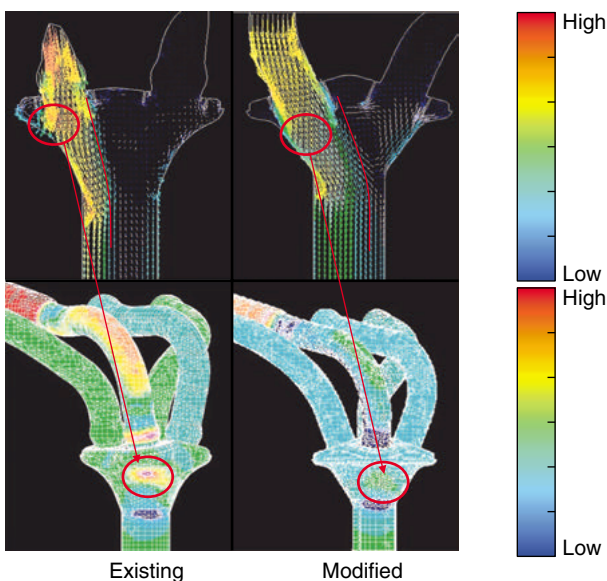


Fig. 15 CFD result for fluid velocity vector and pressure

3.5. インナポート支持構造変更による効果

Fig. 13に示す流れ改善エキマニについてインナポートの支持構造をSUSメッシュ支持に変更したことによる効果検証をおこなう。Fig. 18はアウトポートの振動レベルを、加振力である管内排圧で除し、単位加振力に対するアウトポート振動の比で表したものである。SUSメッシュ支持とした方が、高周波帯域の感度が6 dB 低いことがわかった。

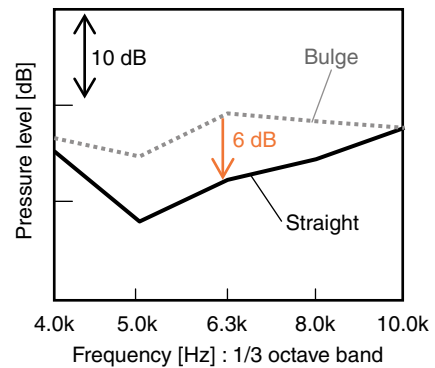


Fig. 16 Effect of edge shape on pressure level

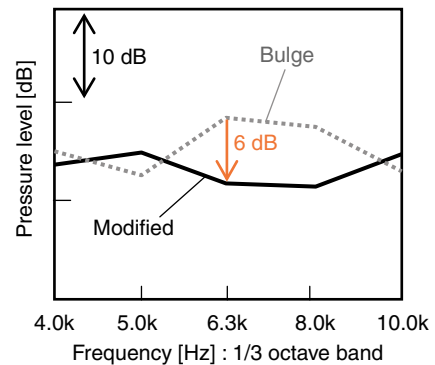


Fig. 17 Effect of enhancement of angle of port

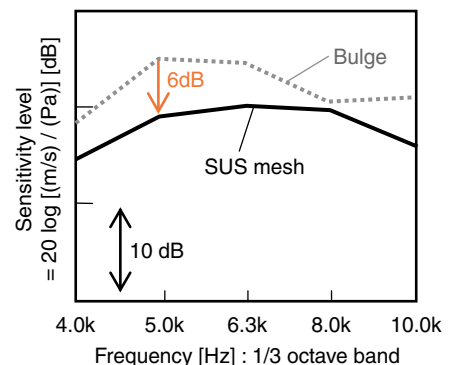


Fig. 18 Estimate of sensitivity to vibration/pressure of exhaust manifold

3.6. 実機放射音低減効果

Fig. 19は、低ヒートマス構造である従来エキマニと流れ改善品、さらに目標とした4-2-1エキマニのレベルを比較したものである。

エキマニ管内の流れを改善することにより、負荷時の高周波音は当初の目標である4-2-1エキマニのレベルを達成することができた。

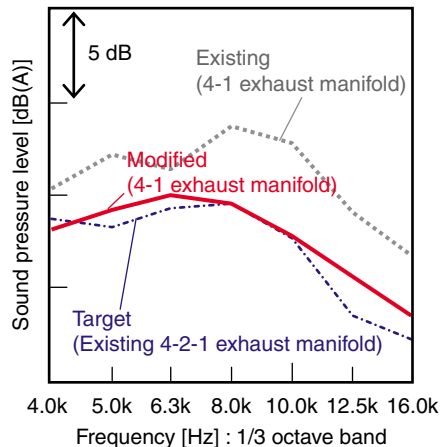


Fig. 19 Radiation exhaust manifold noise

4. まとめ

薄肉二重構造の 4-1 集合エキマニから発生する減速時の高周波断続音、負荷時の高周波音について発生メカニズムの概略を明らかにした。また低ヒートマス構造を維持し加振力側の対策により4-2-1集合のエキマニと同等の音レベルとするための低減手法を確立した。

- (1) 減速時の高周波断続音は、エキマニ管内の逆流現象で発生しており、エキマニポートパイプの二重管端部の隙間を廃止することで加振力である負圧波が低減し音を抑制できることがわかった。
- (2) 負荷時の高周波音は、エキマニポート集合部の壁面に衝突するガス流れと相関があることがわかり、ポート出口の形状と集合部の形状(ポート入射角)変更によって、ガスの流れを改善することにより、排圧の高周波成分を低減できることがわかった。
- (3) 薄肉二重構造のインナパイプとアウトパイプ間を SUS メッシュによりフローティングする構造がエキマニの表面振動を低減するために、極めて有効であることがわかった。

5. 参考文献

- (1) 北川浩, 三部敏宏, 岡松和則, 安井裕司:「ACCORD SULEV」用極超低エミッションシステム, HONDA

R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.37-44

- (2) Kishi, N., et al: Development of the Ultra Low Heat Capacity and Highly Insulating (ULOC) Exhaust Manifold for ULEV, SAE Paper, SAE980937(1998)
- (3) 橋本宏, 石井和夫, 三部敏宏: 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
- (4) 石井和夫, 宗村岳, 吉田信行: SULEV 用低熱容量エキゾーストマニホールドの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.69-76

■ 著 者 ■



大内 斎



阿黒 雅樹



久永 徹

大衆車用エンジンマウントシステムの 振動騒音低減技術

Reduction of Noise and Vibration in Compact Car Engine Mount System

柳 瀬 浩*
Hiroshi YANAGASE

高 林 宏 幸*
Hiroyuki TAKABAYASHI

田 村 勉*
Tsutomu TAMURA

池 畑 澄 人*
Sumito IKEBATA

要 旨

次期大衆車の開発において、振動騒音および乗り心地性能を大幅に向上し高い競争力を得るために、新たなエンジンマウントシステムを開発した。基本形式として防振性能に優れるトルクロッド式慣性主軸型を採用し、さらに性能を最大限引き出すためのシステム特性として、(1)こもり音・エンジンノイズ低減のための防振性能を向上するロッド伝達特性、(2)アクセルペダル操作にともなうギクシャク振動を改善するロッド取付け方向、(3)乗り心地向上のためのエンジン剛体振動モードのコントロール、(4)エンジンノイズ低減のためのマウント点動剛性のそれぞれに対し指針を与える。これらのシステム特性を満足することにより、高い競争力を持つ大衆車プラットフォーム用エンジンマウントシステムとする事ができた。

ABSTRACT

A new engine mount system has been developed to enhance noise and vibration performance and driving comfort, and thus increase competitiveness, in the next generation compact car. The basic system configuration is a principal axis of inertia type mounting system with torque rods that display excellent vibration isolation performance. In addition, the following were employed as guidelines for system characteristics in order to maximize performance. (1) Rod transmission characteristic that increases vibration isolation, to reduce booming noise and engine noise. (2) Rod mounting direction that reduces body shaking when the accelerator pedal is employed. (3) Control of engine rigid body vibration modes to increase driving comfort. (4) Dynamic stiffness of mounting points to reduce engine noise. The achievement of these characteristics has enabled the development of an engine mount system for a highly competitive compact car platform.

1. はじめに

近年の自動車開発の傾向として、同一車格カテゴリーでプラットフォームを共用し、アッパボデー等の変更でセダンやワゴン、SUV等の派生機種を開発するスタイルが主流となっている。プラットフォームを共用することで開発期間短縮や、新規コストの発生を抑制することが可能となるため、基本性能の高いプラットフォームの開発が求められている。一方、従来直列4気筒エンジン搭載車で多く採用されている慣性主軸エンジンマウントシステムにおいては、走行こもり音やエンジンノイズが課題となっており、さらにオートマチックトランスミッションやCVTを搭載した車両においては発進時に大きな駆動力とトルク変動振動が前後のストッパ部に加わることによって発生する振動騒音が

*栃木研究所

課題となっている。

次期大衆車のフルモデルチェンジにおいてダイナミック性能を更に高めたプラットフォームを新規開発するにあたり、振動騒音および乗り心地性能を大幅に向上する新たなエンジンマウントシステムの構築をおこなうこととした。

2. 概要

2.1. システム概要

システム構成を Fig. 1 に示す。パワープラントはシリンダブロック右側およびトランスミッション左側上部を結ぶ慣性主軸上に配置された2点のマウントとシリンダブロック側マウントの上部とダンパベースを結ぶトルクロッド、オイルパン下部とサブフレームを結ぶトルクロッドにより

支持される。パワープラント荷重は2点のマウントにて分担され、駆動反力は2本のトルクロッドにて保持する構造としている。

2.2. トルクロッド方式の利点

従来の慣性主軸エンジンマウントシステムは駆動反力を受けるストッパをパワープラントの前後とサブフレームを結ぶ位置に配し、駆動反力を上下方向に受ける構造である。今回のトルクロッド式慣性主軸エンジンマウントシステムは、Fig. 2に示すように、駆動反力をトルクロッドで前後方向に受ける構造を特徴としている。この構造によって得られる振動騒音のメリットは以下の2点である。

- (1) トルクロッドは単に駆動反力を受けエンジンのロール回転を規制するだけでなく、両端をラバーで弾性支持され、鉄・アルミニウムなどの金属や樹脂等のロッドで構成されているために、それ自身の振動特性により大きな振動遮断効果を得ることができる。
- (2) トルクロッド伝達振動の車体への入力点であるサブフレームの音響感度は、一般に上下方向よりも前後方向が低いため、クランク廻りの回転方向に作用するトルク変動振動を前後に受けることで、アイドル振動や発進時などの低回転時の振動騒音に対し有利な入力形態とすることが可能となる⁽¹⁾。

本システムは上記の基本特性を最大限生かすと共に、さらに以下の技術要素を適用し高い競争力を確保する。トルクロッドは上記(2)の理由から水平に配置することを基本

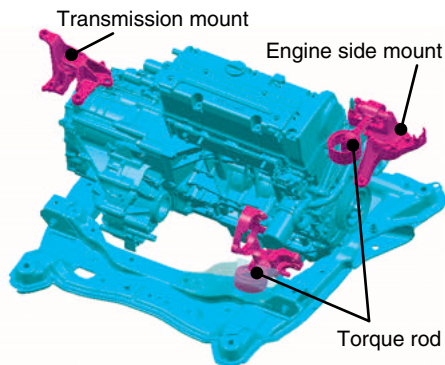


Fig. 1 Torque rod mount system configuration

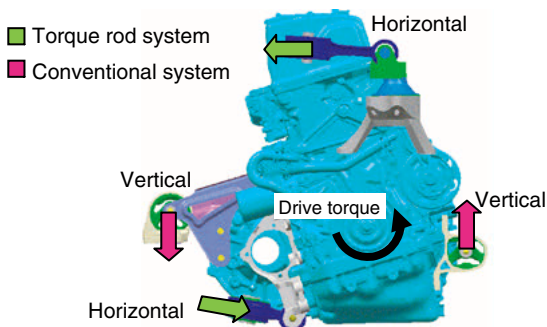


Fig. 2 Direction of principal input force

としながら、駆動反力によるパワープラントの挙動をコントロールする目的で取付け方向を適正化する。乗り心地性能においてはエンジンサイドマウントに液封マウントを採用し、さらにトランスミッションマウントのばね特性とあわせエンジン振動をコントロールし乗り心地性能を高める。各マウント点はエンジン振動伝達に対する音響感度目標を達成する動剛性目標を設定し、構造検討をおこなう。

3. トルクロッドシステムの基本特性

3.1. 二重防振効果によるこもり音の改善

二重防振構造とは、振動伝達経路内に直列に共振系を設け、その共振周波数以降で大きな振動遮断を得るものであり、サブフレームのラバーフローティングはこの原理に基づいてロードノイズやエンジンノイズを低減している。トルクロッドの場合は、ロッド重量や両端のラバーブッシュのばね設定で100Hz以下の周波数領域からその効果を得ることができる。したがって走行こもり音やエンジンノイズに対し振動遮断による改善効果が期待できる。4気筒エンジンの2次慣性力によるこもり音は、従来型慣性主軸マウントシステムの車両ではFig. 3に示すようにサイドマウントおよびリヤマウント上下入力の影響が大きい。これに対しFig. 4に示すようにトルクロッドではロッドの共振周波数より高い回転数域でエンジン振動は減衰し、大きな遮断

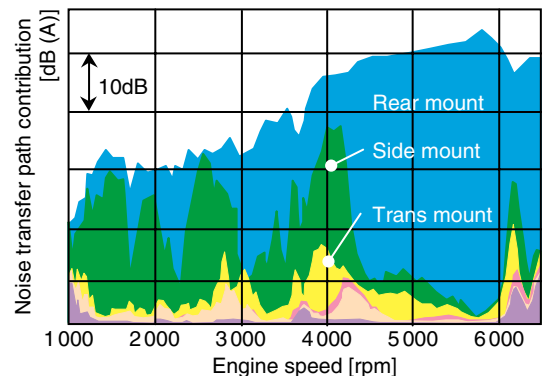


Fig. 3 2nd order booming noise transfer path contribution in conventional system

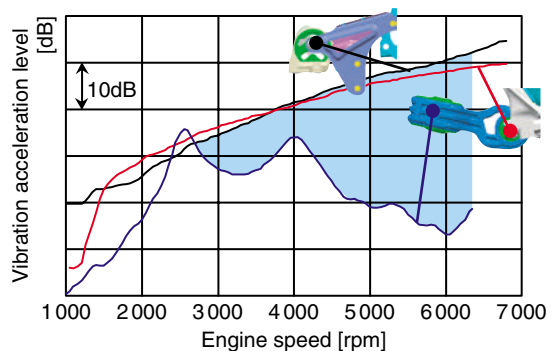


Fig. 4 Torque rod double floating effect in 2nd order vibration

効果を得ている。しかしロッドの共振周波数では振動遮断効果が少なくなるため、車体の感度などを考慮して感度の低い周波数帯域に共振周波数を設定し、走行こもり音を大幅に低減している。試作車での確認結果を Fig. 5 に示す。

3.2. トルク変動入力遮断

オートマチックトランスミッションや CVT を搭載した車両では発進時に大きな駆動力が発生し、トルク変動振動の増大とマウント伝達の悪化によりこもり音や振動が発生することがある。この事象に対するエンジンマウントからの入力影響は Fig. 6(a) に示すように従来型の慣性主軸マウントではリヤマウントからの上下方向の入力成分が支配的である。

これは一般的にサブフレームの音響感度が以下の要因により Fig. 9 に示すように上下方向に不利になるように決定づけられていることによる。

- (1) Fig. 7 に示すせん断曲げなどの音圧に対する影響の大きい骨格モード形態がサブフレーム上下方向入力で励起されやすいこと。
- (2) Fig. 8 に示すように一般にサブフレームはレイアウト上の制約から断面形状において上下に薄いことから上下剛性に対し不利なこと。

したがって、トルクロッド式慣性主軸マウントシステムでは、駆動反力とトルク変動によるエンジン振動を前後方

向に入力することができるため、これらの振動騒音事象に対し極めて有利である。トルクロッド式慣性主軸マウントシステムの音圧寄与分布を Fig. 6(b) に示す。主寄与のトルクロッド前後入力による音圧が低減し、音圧の総和が大幅に低減していることがわかる。試作車での2次こもり音の改善効果を Fig. 10 に示す。

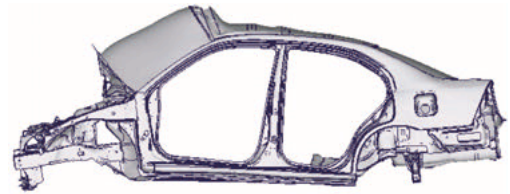


Fig. 7 Body bending mode



Fig. 8 Subframe section

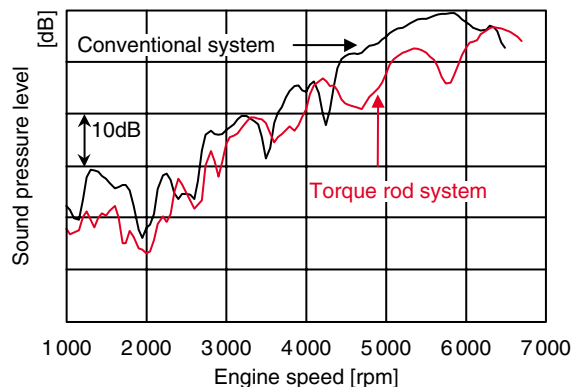


Fig. 5 Enhancement of 2nd order booming noise level

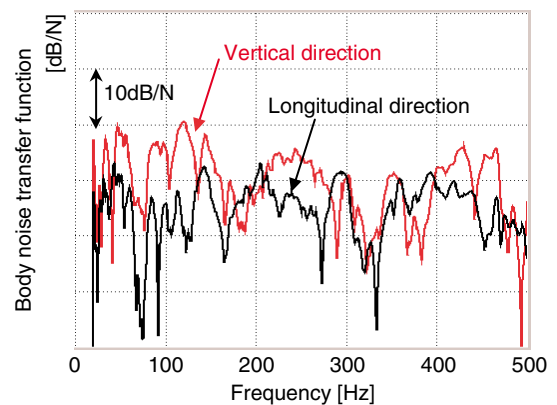


Fig. 9 Body noise transfer function of subframe

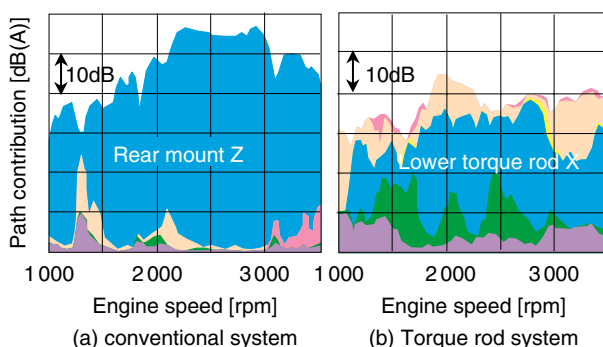


Fig. 6 2nd order booming noise transfer path contribution

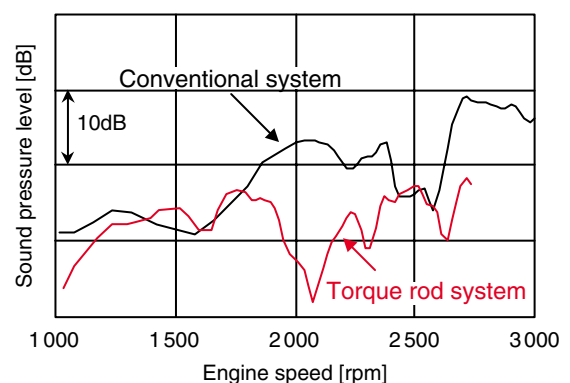


Fig.10 Enhancement of 2nd order booming noise

4. トルクロッド高周波振動伝達特性

走行こもり音と同様に、トルクロッドの振動伝達特性を車体の感度特性などを踏まえてコントロールすることで、マウント伝達影響がある 1 kHz 以上の周波数領域までエンジンノイズの改善が可能である。今回 Fig. 11 に示すようにトルクロッドの二重防振効果をトルクロッド単体の伝達率で定義した。

$$\text{伝達率} = F_1/F_0 = X_1 \times K_1/F_0 = \iint A_1 \times K_1/F_0$$

ロッド及び両端のブッシュを考慮した単体の CAE モデルを使用しトルクロッドの伝達率を定量的に予測し、ロッド形状、ブッシュばねレートを決定した。伝達関数の計算結果を Fig. 12 に示す。一般的にはロッド重量を大きくし、低周波側に共振周波数を設定するほど振動遮断効果が大きくなる傾向があるが、前項のこもり音領域同様にトルクロッド伝達特性のピークを車体感度の低い周波数帯域に規定することで防振性能を満足することができる。

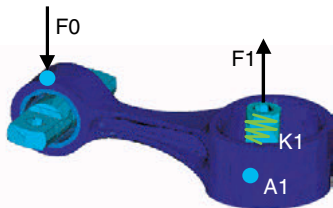


Fig. 11 Transmissibility simulation model of torque rod

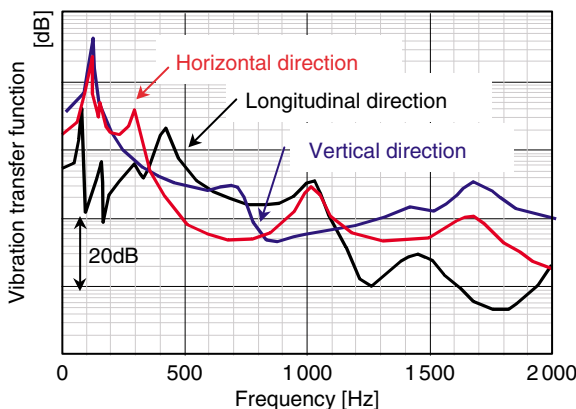


Fig. 12 Vibration transfer function of torque rod

5. トルクロッド取付け方向

パワープラントの回転剛性はエンジンルーム内の部品干渉問題やマニュアルミッション車の駆動力ショックやギクシャク振動に影響するため、ある一定の剛性を確保する必要がある。トルクロッドの場合、ブッシュのばねレートとともに取付け方向が重要となる。トルクロッドはブッシュの

回転方向のばねレートが小さく、ロッドの軸方向以外の変位拘束ができない。したがってロッドのパワープラント締結部の変位方向とロッドの軸方向のずれ角度を小さくすることでロール剛性を高めることができる。一方ギクシャク振動においてパワープラントの並進運動が悪影響を与える場合があり、パワープラントの回転中心と重心点距離を短くすることで改善できる⁽²⁾。加減速時のパワープラントのロール回転中心は Fig. 13 に示すようにトルクロッドの取り付け方向によってコントロールできるため、今回重心点の並進運動が最小となるようにトルクロッドの取り付け方向を Fig. 14 に示すように決定し、ギクシャク振動を約 30 % 低減した。

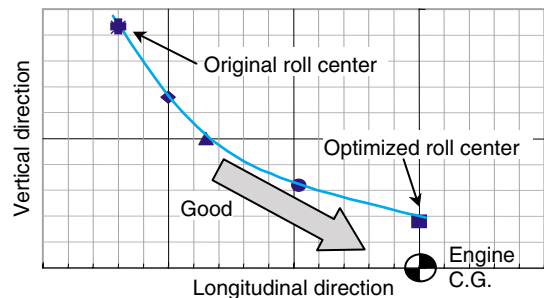


Fig.13 Optimization of engine roll center axis

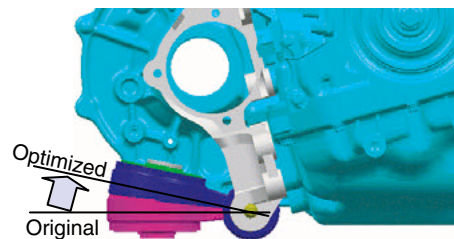


Fig.14 Optimization of torque rod angle

6. 乗り心地の改良

路面入力にともなう低周波(5-20Hz)車体振動に対しては、パワープラント剛体振動モードのコントロールが重要である⁽³⁾。本システムではパワープラント振動のバウンスモードとピッチモード(前後軸廻り)に着目し、モードのコントロールをおこなった。エンジンサイドマウントとトランスミッションマウントの上下ばねの比を大きく取ることで、Fig. 15 に示すようにパワープラント重心点とマウント弾性中心の左右方向の位置をずらし、タイヤ入力に対しバウンスとピッチ振動を励起させることができる。これにより Fig. 16 に示すようにパワープラント左右の上下振動の位相差が生じ、車体への入力を相互干渉させることにより車体振動を低減している。台上加振の結果、Fig. 17 に示すように前モデルに対し約 3dB の低減が確認された。

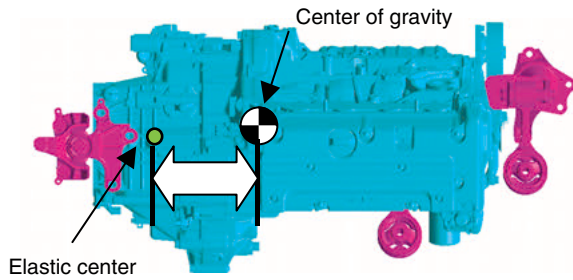


Fig. 15 Horizontal distance between engine center of gravity and elastic center of mount system

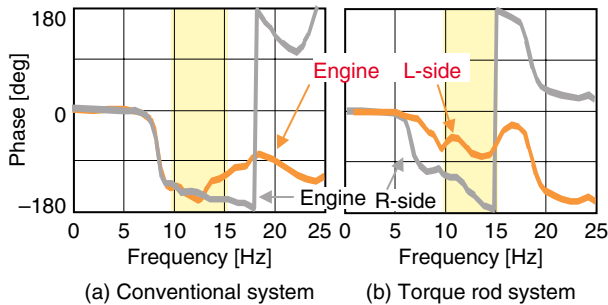


Fig. 16 Comparison of body transmissibility phase

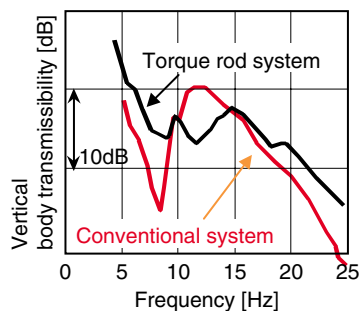


Fig. 17 Comparison of body transmissibility

7. エンジンマウント取付け点剛性

エンジンマウント点の高周波音響感度目標を達成するために、まずマウント点の音響感度と動剛性値の相関を実験から求めた。同一の車体においては音響感度と動剛性値はほぼ比例関係にあるため、システム目標を動剛性値に置き換え、有限要素モデルにて構造検討をおこなった。サイドフレームに締結されるマウントは Fig. 18(a), (b), (c) に示すように、取り付けボルトにカラー構造を採用し、さらに左右剛性を高めるために Fig. 18(d), (e) に示すようにマウント本体とホイールハウスもしくはアッパメンバとの間にステーを取り付けた。またマウント本体やステーはアルミダイキャスト・鉄を使い分け、目標剛性を確保した。Fig. 19 にサイドエンジンマウントの音響感度の達成レベルを示す。動剛性を目標値まで高めることで、100 - 300Hz の音響感度が大幅に低減していることがわかる。

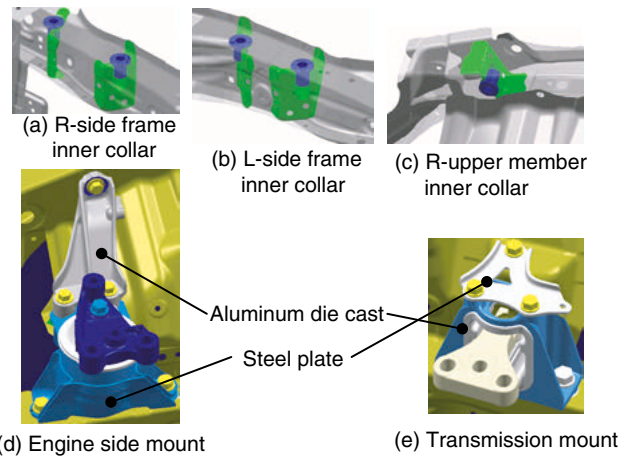


Fig. 18 Body construction in mount area

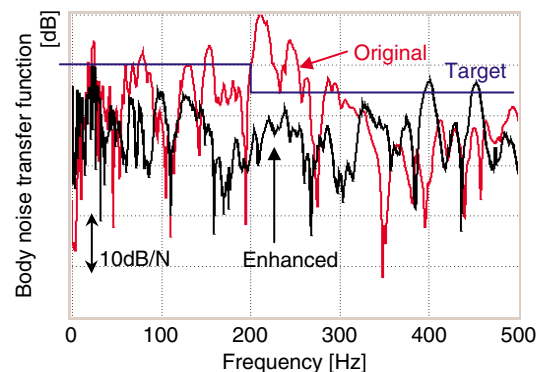


Fig. 19 Enhancement of body noise transfer function at engine side mount

8. まとめ

次期大衆車のモデルチェンジにて開発したトルクロッド式慣性主軸マウントシステムに適用した振動騒音低減技術を以下にまとめる。

(1) トルクロッド高周波防振性能

二重防振効果をトルクロッド単体の伝達特性で定義し、有限要素モデルで最適化することで防振性能と軽量化を両立した。

(2) トルクロッド取付け方向

回転剛性の確保とエンジン回転中心コントロールによりギクシャク振動を低減した。

(3) 乗り心地の向上

両サイドのマウントの上下バネをエンジンバウンス振動とピッチ振動を連成させるように決定することにより車体振動を低減した。

(4) マウント取付け点動剛性の向上

音響感度と相関の高い動剛性目標を定量的に設定し、構造を決定することによりエンジンノイズを低減した。トルクロッドの持つ優れた振動騒音基本特性に加え、さらにこれらの技術要素を適用することで、大衆車プラットフォーム

フォーム用の高い競争力を持つトルクロッド式慣性主軸エンジンマウントシステムの開発ができた。

9. 参考文献

- (1) 比留間政雄, 野中繁治, 加藤裕治, 野口好洋, 伊神肇:
直噴ディーゼルエンジン搭載車の振動騒音低減技術,
Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.121-126
- (2) 久野陽一, 成瀬利孝: FWD 車パワープラント慣性主
軸支持マウントの最適化開発, MAEテクニカルレポー
ト, No.9(2000)
- (3) Ishihama, M., Satoh, S., Seto, K., Nagamatsu, A.: Vehicle
Vibration Reduction by Transfer Function Phase Control
on Hydraulic Engine Mounts, JSME International Journal,
Series C, Vol.37, No.3(1994)
- (4) 片桐好浩, 矢谷浩, 伊神肇, 齋藤浩之, 白木達也, 大
森生雄: MT 車加速時の前後振動の研究, Honda R&D
Technical Review, Vol.15, No.2, p.139-144
- (5) 河辺啓行, 金井良一, 石松喜代司, 本井雅人, 児玉敦:
加減速時の車両前後振動の低減, SUBARU Technical
Review, Vol.30(2003)
- (6) 酒井竜英, 宮原哲也: 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, 自動車技術
会, 学術講演会前刷集, No.86-02

■著 者■



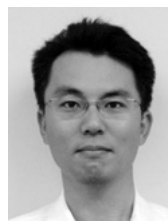
柳瀬 浩



田村 勉



高林 宏幸



池畑 澄人

金属ベルト挙動シミュレーションによる エレメント応力予測技術の開発

Development of Simulation Technique for Element Stress Prediction of Metal Pushing V-belt

斎藤 俊博*
Toshihiro SAITO

宮本 浩二**
Koji MIYAMOTO

要 旨

CVTの骨格部品である金属ベルトの動的強度を予測するためベルト挙動とエレメント応力を同時に解くシミュレーション手法を開発した。本手法ではCVTの高速運転領域のベルト挙動を再現させるため、時系列で大規模接触解析が可能な有限要素法を採用した。本稿では実働時のエレメント強度に着目し、その詳細応力をシミュレートできるよう改良を加えた。エレメント単体の詳細応力を計算する際にイナーシャリリーフと呼ばれる拘束条件を不要とする手法を新たに導入した。その結果、ベルト軌道上の任意の位置でのエレメント詳細応力を求めることが可能になった。さらに、プーリ出入り口近傍でのエレメントネック部応力がベルト動的強度に影響を及ぼしていることを明らかにした。あわせて、この応力を評価する手法も示した。また、エレメントの背面に設けられた段差形状が、ベルト動的強度へ影響を及ぼすことも考察した。

ABSTRACT

A simulation method enabling simultaneous prediction of dynamic behavior and stress distribution on element has been developed for durability evaluation of dynamic strength of metal pushing V-belts. The finite-element-method that enables contact analyses in time history with large-scale model was adopted to reproduce the dynamic behavior of the V-belt in high rotational speed range of CVT. This paper focuses on the element strength in actual operation of CVT, and also discusses modifications made to the previously reported simulation method to enable the prediction of detailed stress. A new technique named inertia-relief is introduced needless of applying the constraint conditions when calculating the detailed stress on element in respectively. This results in allowing the stress distribution on any element to be found at any position on the trajectory of the V-belt. Using this technique, it has been found that the stress on the necks of elements at the entrance and exit of the pulleys affects the dynamic strength of the V-belt. Furthermore, a method of evaluating this stress was also determined. In addition, consideration was given to the effect of the elements tail side concave shape on the dynamic strength of the V-belt.

1. まえがき

近年、自動車のさらなる環境対応の要求が高まるなかで、CVTは走りと低燃費を両立できるトランスミッションとして各社が注目する技術である。その走りにおいてはシフトショックのないスムーズな加速と静粛性を特徴とし、燃費においてはエンジンとの協調制御により燃焼効率の高い回転数を維持することでATをしのぐ低燃費を実現している。そのため、今後ますます CVT の伝達容量を拡大していくニーズが高まっている^{(1), (2)}。伝達容量拡大を検討する上で

最も重要なのが、金属ベルトの動的強度の確保である。その動的強度は単に最大入力トルクだけで決まるのではなく、変速レシオやプーリ側圧及び、最大許容回転数との関係で経験的に決定される。これはCVT実働時の金属ベルト強度を知る上で欠かせないエレメント応力を計測することが一般的に困難であることによる^{(3), (4)}。そのような状況でさらなる高回転対応を目指し、最適なベルト形状を見いだすことは技術的にも工数的にも困難になってきている。そのためベルト形状、とくにエレメント形状の動的強度に及ぼす理論的な探究が求められている⁽⁵⁾。既報⁽³⁾ではベルト実働

* 栃木研究所

**株式会社アイティーオー

時の積層リングに発生する動的応力に着目し、金属ベルト挙動をシミュレートする技術を開発した。また、プーリたおれ剛性がリング応力に及ぼす影響についても報告⁽⁶⁾した。本稿では既報で開発した金属ベルト挙動シミュレーション結果から得られるエレメント接触面圧を用いてエレメント単体の詳細応力を計算する手法を新たに開発した。その結果、従来は知ることのできなかった高速運転領域でのエレメント応力状態をベルト全周にわたって初めて明らかにした。なかでもプーリ出入口近傍でのエレメントネック部応力が金属ベルトの動的強度に影響を及ぼしていることを明らかにできたので報告する。

2. 開発のねらい

CVT の主断面図を Fig. 1 に、自社製金属ベルトを Fig. 2 に示す。駆動トルクは金属ベルトのエレメントとプーリ間に発生する摩擦力によりドライブプーリからドリブンプーリに変速し伝達される。

この摩擦力はプーリ側圧によりベルトを挟み込むことによって発生させている。運転中の金属ベルトのエレメントやリングに発生する応力レベルは変速レシオ、プーリ側圧、回転速度及び、伝達トルクのレベルによって決定される⁽⁷⁾。経験上、プーリやエレメントの疲労荷重はリングのそれに比べて小さいことが知られている⁽⁸⁾。そのため、金属ベルトの動的強度を向上させるため、リング材料の不純物を低減させ疲労強度をあげる対策がとられてきた⁽⁹⁾。

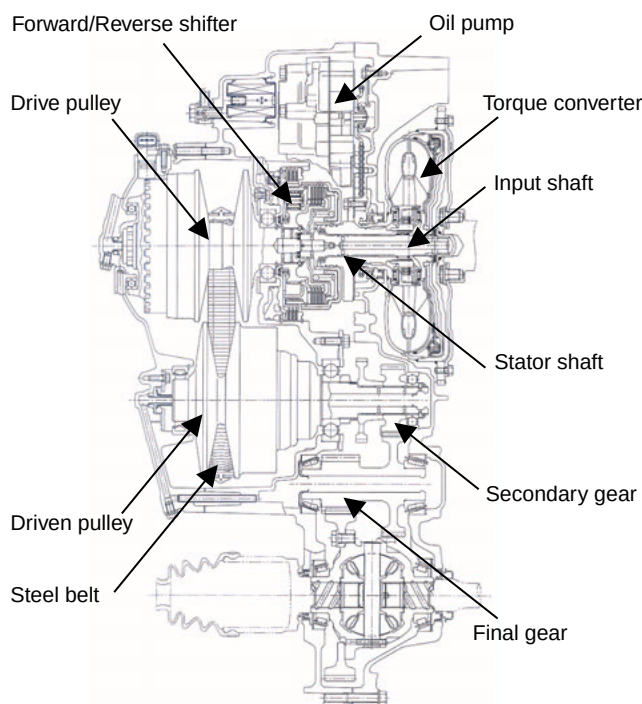


Fig. 1 CVT main section

その一方で、CVTのレシオレンジの拡大や高回転型エンジンとの組み合わせなどのニーズの高まりにより、遠心力を受けるエレメントの疲労強度を把握することも重要となってきた。材料改良によりリング強度が向上してきたため⁽¹⁰⁾、従来より高回転条件の耐久テストでは破損起点がリングからエレメントに移ってきていることにも現れている⁽¹¹⁾(Fig. 3)。これに対応していく上で実働時のエレメント挙動とそれによって発生する応力を知ることが重要である。そこで、本研究では高速回転領域でのエレメント破損メカニズムを明らかにするため、新たにエレメント応力予測技術を開発することをねらいとした。



Fig. 2 Metal pushing V-belt



Fig. 3 Damaged element

3. エレメント応力予測技術

このシミュレーション手法はエレメント応力を求める正攻法であるが、積層リングの動的応力に着目していた時点⁽⁶⁾では計算時間的に成立しなかった。しかしながら、最新の計算領域分割による並列計算技術を採用することで実用的とはいえないまでも耐久テストとほぼ同等の時間で計算可能となった。

3.1. 金属ベルト FEM モデル

Fig. 4 に自社製金属ベルトの FEM モデルを示す。個々のエレメントは曲げ変形を再現させるため板厚方向に二つの弾性体ソリッド要素を用いた。また、応力集中を起こすと考えられるエレメントネック部の R 部分は三つの弾性体ソ

リッド要素で分割した。ただし、ノーズ及び、ホール部分に関しては詳細形状の再現を優先し剛体要素でモデル化した。一方、リングについてはクラウニングを再現するため幅方向に四つの弾性体シェル要素を用いて各層をモデル化した。さらに、リングとエレメント間、エレメントとエレメント間、リングとリング間及び、エレメントとプーリ間には接触面を定義し、それぞれに適切な摩擦特性を与えた。

3.2. プーリ剛表面モデル

プーリ剛性はベルトの動的挙動に多大な影響を及ぼすことからコネクタ要素を用いて、たおれ剛性を再現するようにした。軸方向に移動するプーリと固定側シャフトプーリはそれぞれ異なる剛性値を定義した。剛性値そのものは3次元の FEM プーリモデルに静的なベルト荷重とプーリ側圧を加えた際のたわみ量から逆算した。ただし、プーリ表面は剛表面としている。これはプーリを弾性体ソリッド要素でモデル化すると本来のスムーズな表面を再現できなくなるためである。

3.3. ベルトミスアライメント

ドライブプーリとドリブンプーリに巻き付く金属ベルトの中心は1平面内だけで運動するのではなく、わずかながら面外の挙動も起こす。この面外の金属ベルト変位をミスアライメントと呼んでいる。ミスアライメントが大きくなるとベルト寿命が短くなることが耐久テストなどから知られている。しかも、このミスアライメントは仮にプーリを剛体としてもゼロにはならず、その大きさはプーリ軸間距離と変速レシオによって決定される。そのため、シミュレーションモデルは面対称とはせず、3次元のフルモデルとした。

3.4. マルチ解析ステップ

Fig. 5 にベルト挙動シミュレーションの解析ステップを

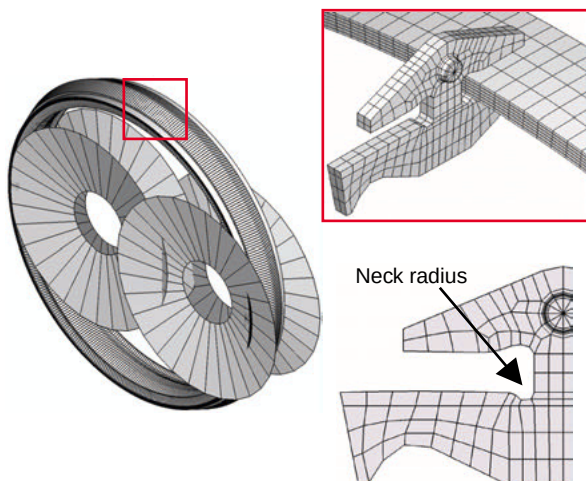


Fig. 4 Belt model defined as deformable bodies

示す。シミュレーションには時系列で大規模接触解析が可能な有限要素コードを採用した。ベルト真円位置を無応力の初期状態とし、両プーリを所定の軸間距離まで移動させてレシオを形成する。次にミスアライメントを片側のプーリに与え、プーリ側圧を加えながらドライブプーリを目標回転数まで徐々に強制回転させる。また、その間にドリブンプーリにエンジン入力トルクに変速レシオを乗じたカウンタトルクを徐々にかけていく。回転数、プーリ側圧及び、トルクがすべて定常状態と判断されるまで継続する。

3.5. シミュレーションシステムとしての精度

実機では運転中に大径巻きつき側のプーリ側圧をフィードバック制御し、目標レシオを維持する⁽¹²⁾。しかし、本シミュレーション手法ではプーリ側圧を一定値として扱うため、変速レシオとドリブンプーリ回転数がシステムとしての応答となる。すなわち、レシオの時刻歴応答をみればシミュレーションシステムとしての精度を判断できる。Fig. 6 に示すように、本シミュレーションは負荷条件が一定となったところで目標レシオを維持していることがわかる。

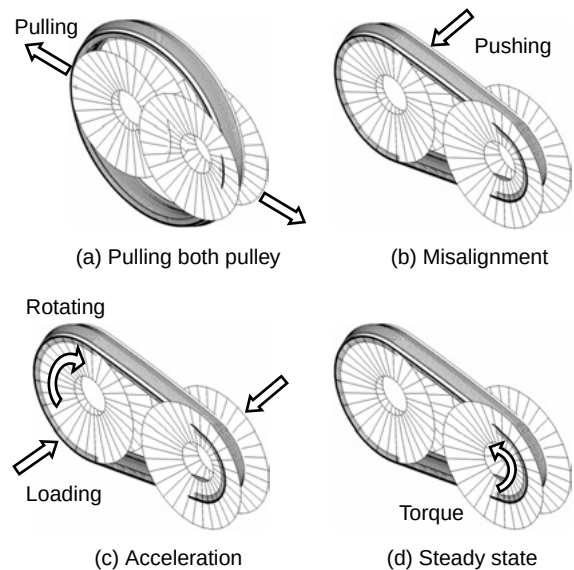


Fig. 5 Analysis procedure

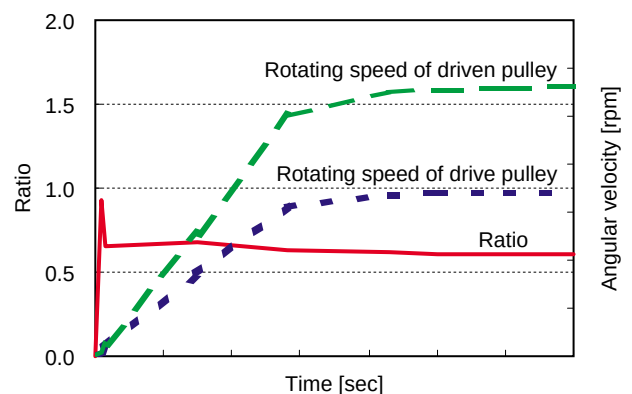


Fig. 6 Time history of ratio

3.6. ベルト実働時のエレメント応力

Fig. 7 にこのシミュレーションにより得られた定常状態でのエレメント応力のコンター図を示す。エレメント間押し力が主要因と考えられるロッキングエッジ付近の圧縮応力がドライブプリー入り口から徐々に立ち上がりドライブプリー出口近傍で最大となり、ドリブンプリー出口で消滅する様子が見られる。一方、エレメント破損起点と推定されているエレメントネック部の応力についてはプリー入出口近傍で高くなっている。特にエレメント間押し力が発生しているドライブプリー出口で最大値が発生している。これはFig. 8に見られるように、エレメントV面衝撃荷重がプリーに出入りする瞬間で発生しているためと考えられる⁽¹³⁾。

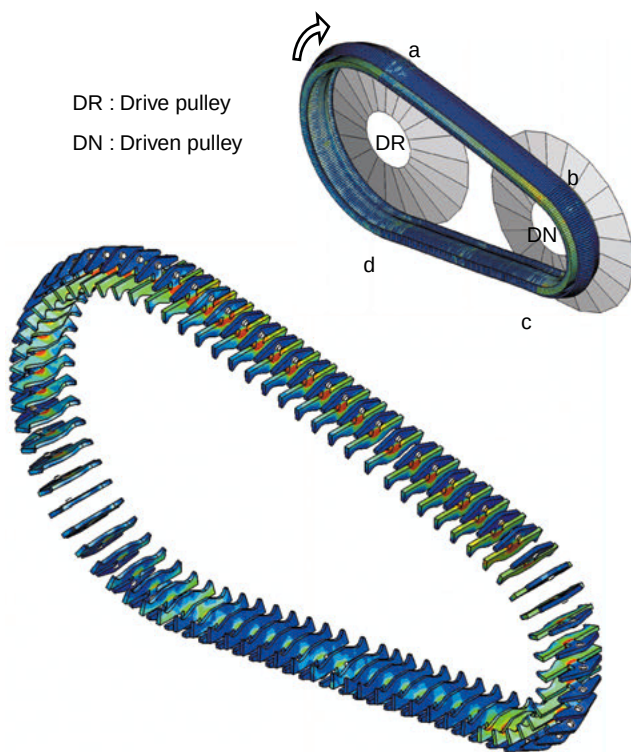


Fig. 7 Element stress distribution

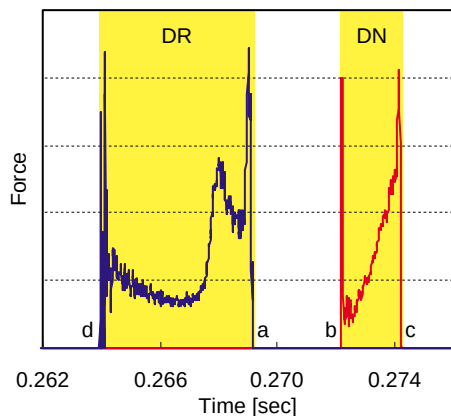


Fig. 8 Reaction force on V-surface

4. エレメント詳細応力予測技術の開発

前章の冒頭で述べたように、すべてのエレメントを弾性体として定義した応力シミュレーションは金属ベルト開発の過程で適用するには計算時間の観点から実用的とはいえない。そこで、既報のエレメントを剛体として定義したベルト挙動シミュレーションの結果を用いてエレメント応力をシミュレートすることを考える。

4.1. イナーシャリリーフ法

剛体エレメントを用いたベルト挙動シミュレーション結果から詳細な応力を求めたいエレメントに作用している接触面圧分布を抽出する。この接触面圧を詳細分割した単体の弾性体エレメントモデルに負荷する。通常はここでエレメントモデルのいくつかの節点に拘束条件を与えて剛体運動を止めなければ静応力解析はできない。しかし、拘束条件を与えてしまうと拘束点まわりに応力集中を起し、本来変形している部分を固定してしまうため正確な応力分布を知ることができない。そこで、新たにイナーシャリリーフと呼ばれる静応力解析手法を採用した。この手法は面圧荷重を与えられたエレメントを空中でバランスさせるため、残差荷重分のイナーシャを重心点に自動的に追加する。その結果、拘束条件を必要としない静応力解析が可能となる。

4.2. エレメント詳細応力分布

Fig. 9 に本手法により得られたエレメントの詳細応力分布を示す。ベルト軌道上のエレメント位置はプリー入出口

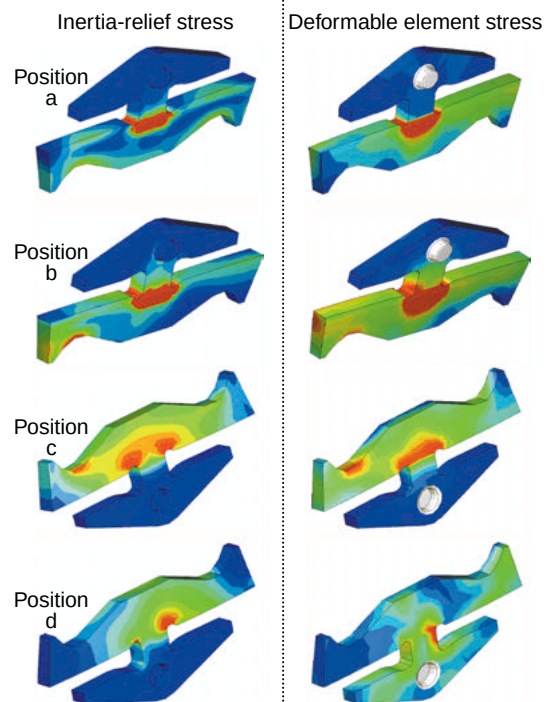


Fig. 9 Stress comparison at each position

口近傍とした(Fig. 7)。また、先の弾性体エレメントで挙動シミュレーションを実行した応力解析結果も合わせて示した。両者に若干の差は認められるが、おおむね応力分布の傾向を再現している。

5. 高速運転領域のエレメント強度

5.1. エンジン回転数とエレメント応力

高速運転領域でのエレメント詳細応力を Fig. 10 に示す。エンジン回転数が増加するに従い、エレメント応力も急激

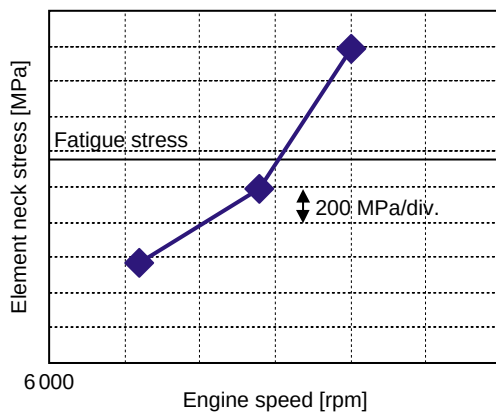


Fig. 10 Element neck stress influenced by engine speed

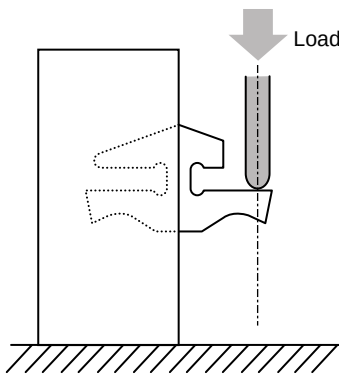


Fig. 11 Schematic of element fatigue test

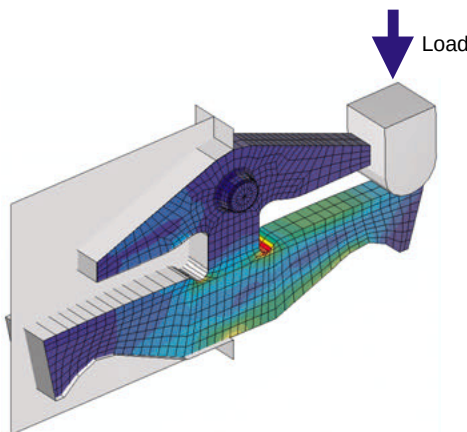


Fig. 12 Element fatigue stress

に増加していることがわかる。ここでプロットしたエレメント応力はプリー出入り口近傍で発生する最大応力値とした。また、着目したエレメント部位はネック部根元Rとした。実際に同じ運転条件で耐久テストをおこなうと回転数の上昇にともないベルト動的強度が厳しくなっており、エレメント応力はテスト結果と傾向が一致した。

5.2. エレメント単体の疲労強度

次に、この実働時のエレメント応力の位置付けを探るため単体の疲労試験をおこなった。Fig. 11にエレメント単体の疲労寿命のテスト装置を示す。このテストではエレメント半分を型に入れて拘束し、エレメントエッジ先端に正弦荷重を加える。このテスト結果からエレメントの疲労限荷重が得られる⁽¹¹⁾。

そこで、Fig. 12に示すエレメント単体解析モデルを用いて疲労限応力を求めた。この解析で用いたエレメントの有限要素モデルはイナーシャリリースによる詳細応力解析で用いたものと同じである。その結果、エレメント単体テストから求めた疲労限応力は耐久テスト結果ともよく一致しており、ベルト実働時のエレメント強度を定量的に判断するものさしとなりうることがわかった。

6. 金属ベルト開発への適用

エレメントの強度を向上させる手段としていくつかの選択肢が考えられる。リング強度の改良と同様にエレメント材料に対する熱処理やショットピーニングなどで表面硬度を改質する方法も有効である。しかし、ここではエレメント形状がベルト動的強度に及ぼす影響を考える。

Fig. 8 に示したように、エレメントV面荷重はプリー出入り口部で衝撃荷重となる。この衝撃荷重はプリーのたおれ剛性と密接な関係があり、たおれ剛性を下げると衝撃荷重も低減し、その結果ベルト動的強度も向上することは既報で明らかにした。そこで、この衝撃荷重を低減するようなエレメント形状について考察する。Fig. 13に示すようにエレメント背面にはエレメント同士の接触面積をコントロールする段差が設けられている。

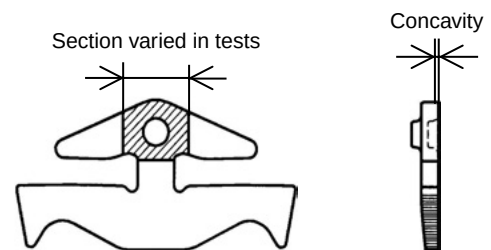


Fig. 13 Concave shape for control of contact area between elements

この段差幅の広い順にX, Y及び, Z仕様とした。Fig. 14にこの段差幅を変更したエレメントを用いてベルト挙動シミュレーションをおこなった結果を示す。V面衝撃荷重が段差幅によって変化している様子がわかる。先述のドライブプリー出口に着目するとその荷重ピークは段差幅によって衝撃荷重が一様に変化するのではなく、最小値が存在することもわかった。実際に段差幅に変更を加えたベルトを耐久テストした結果、V面衝撃荷重ピークの順にベルト寿命が変化した。荷重ピークの最も低いY仕様は最も高回転の運転条件でもベルト動的強度を確保できており、本手法の有効性を確認できた。このことは単にエレメント剛性の観点からだけでは説明がつかず、エレメントの動的挙動や荷重を明らかにして初めて説明が可能となる。

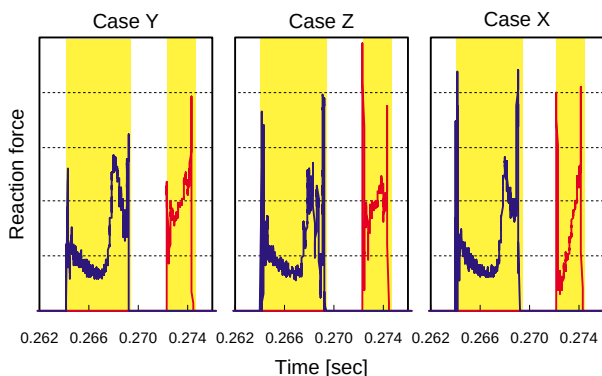


Fig. 14 Reaction forces on V-surface for each case

7. まとめ

金属ベルト実働時の動的強度を明らかにするため、以下の技術を開発した。

- (1) 剛体エレメントによるベルト挙動シミュレーションから抽出した接触面圧とイナーシャリリース法を組み合わせた静解析手法を開発した。
- (2) その結果、ベルト軌道上の任意の位置でのエレメント詳細応力を求めることが可能となった。
- (3) その応力分布は弾性体エレメントによるベルト挙動シミュレーション結果と相関がとれた。

また、このシミュレーション技術を用いて以下の知見が得られた。

- (1) エレメント破損起点と推定されるエレメントネック部の応力はプリー出入口近傍で高くなる。これはエレメントV面衝撃荷重がプリーに出入りする瞬間に発生することによる。
- (2) 高速運転領域ではエレメント応力が急激に増加するためエレメント強度が厳しくなる。エレメント単体テストから得られた疲労限応力は実働時のエレメント強度を判断する指針となりうる。

- (3) エレメント背面の段差幅を適切に設定することによって、高速運転領域でのベルト動的強度を向上させることが可能である。

8. あとがき

金属ベルトの伝達容量拡大が急速に求められている現在、その動的強度の把握が急務である。理論的なアプローチはその複雑な現象ゆえに困難であるが、少しでもこれに貢献できるよう解析技術を高めていきたい。

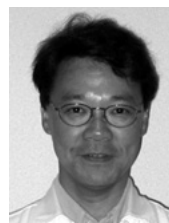
9. 参考文献

- (1) 佐藤 洋一, 浦野 純司, 大橋 章人, 佐久間 信次, 山口 正明: 新型 Odyssey 用 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.87-94
- (2) Kato, Y., et al.: A Study on the Torque Capacity of Belt CVTs for 2.0-liter and 3.5-liter Front-Drive Cars, JSAE Autumn Convention, No.65-03, p.1-4(2003)
- (3) 斎藤 俊博, 岡野 武政: CVT金属ベルト応力シミュレーション技術の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.125-130
- (4) Shimizu, H., et al.: Development of 3-D Simulation for Analyzing the Dynamic Behavior of a Metal Pushing V-Belt for CVTs, JSAE Spring Convention, No.8-99, p.9-12 (1999)
- (5) Fujita, M., et al.: Development of 3-D simulation for power transmitting analysis of CVT driven by dry hybrid V-belt, San Francisco, VDI-Verlag(2004)
- (6) 斎藤 俊博, 岡野 武政: CVT プリー剛性を考慮した金属ベルト応力シミュレーションの適用, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.191-196
- (7) 金原 茂, 藤井 透: 押しブロック式金属ベルトの伝達機構に関する研究, HONDA Technical Review, Vol.7, p.49-67
- (8) Pennings, B., et al.: New Push-Belt Design to Increase Power Density of CVTs Featuring a New Maraging Steel, San Francisco, VDI-Verlag(2004)
- (9) 矢ヶ崎 徹, 青山 英明, 斎藤 俊博, 石井 和夫, 岡田 善成, 有川 守: CVT 用金属ベルトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.181-190
- (10) Sluis, V. D., et al.: Stress reduction in push belt rings using residual stresses, Proceedings of CVT2002 Congress, VDI-Berichte 1709, Munich, p.383-402(2002)
- (11) 矢ヶ崎 徹, 青山 英明, 大貫 基範, 岡田 善成, 片岡 隆平: 2L クラス CVT 用金属ベルトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.95-102
- (12) Saito, T., et al.: Development of a Simulation Technique

for CVT Metal Pushing V-belt with Feedback Control,
SAE Paper, 2004-01-1326

- (13) Sauer, G.: Grundlagen und Betriebsverhalten eines
Zugketten Umschlingungsgetriebees, Nr.293,
Dusseldorf, VDI-Verlag(1996)

■ 著 者 ■



齋藤 俊博



宮本 浩二

Correlation of Subjective and Objective on Centre Steering Feel

Chris Regan*

Blake Siegler*

ABSTRACT

要 旨

Previous studies have described a new analysis technique for objective measurements of passenger car steering systems carried out using the ISO standards. This analysis technique is based on deriving linearised stiffness and damping, which are objective metrics, from the non-linear results typically obtained for vehicles.

In this paper, the previous work is extended by carrying out a more comprehensive study of the correlation between these objective metrics and driver subjective assessments using a wide range of vehicles.

It is concluded that subjective assessments of on centre steering effort level, response level, friction and delay correlate well in many cases with the proposed objective metrics.

これまでの研究では、ISO 国際標準規格に基づいて実施した乗用車の走行試験における、ステアリングシステムの特性に関しての新たな解析手法について述べた。この解析手法は、車両が示す非線形特性を等価な剛性及び減衰に置き換え、客観的評価指標として用いている。

本論文では、さまざまなカテゴリーの車両を用いて、これらの客観的評価指標とドライバーによる主観的評価との間の相関性についての、より広範囲での研究を実行することにより、これまでの研究の有効性を検証した。

オンセンター操舵力レベル、応答レベル、フリクション、及び遅れに関しての主観的評価結果は、多くの場合、提案した客観的評価指標と関連していることが認められた。

1. Introduction

Due to the common use of multi-lane, relatively straight, high speed roads (Autobahns, Motorways, etc.) the response of passenger cars to small angular inputs made by the driver is important. These small angular inputs (up to ± 20 deg at the hand wheel) are known as on centre steering feel.

In the past, on centre steering feel has been judged subjectively using expert drivers and some attempts have been made to objectively quantify the vehicle's response for a given condition of steering input speed and amplitude^{(3), (4)}. However in real situations these conditions vary considerably along with the dynamic response of the vehicle, especially steering torque which is strongly non-linear with changing steering input speed (frequency) and amplitude.

Recently a measurement technique was developed^{(1), (2)} which quantified on centre steering feel objectively and in a concise manner, as steering input frequency and amplitude is varied. These papers^{(1), (2)} detail the use of simple comparison studies with subjective evaluations to show that the objective measurement technique gave a good representation of driver subjective judgement.

This paper details a continuation of the research, where a more comprehensive study of the validity of the technique was undertaken using a wide range of passenger cars. To achieve this, a number of different vehicles were assessed subjectively by an expert driver on public roads and have been measured using the objective technique on a test track. Finally a detailed correlation between the objective and subjective results to ascertain the accuracy of the objective measurement technique in characterising the on centre steering feel of passenger cars is given.

2. Application of the Objective Technique

The objective measurement technique needed to be implemented in an efficient and portable manner to enable rapid testing of multiple vehicles. This involved the development of suitable instrumentation and software algorithms to not only acquire the data, but also to post process and display the results. All the testing and data processing was done to ISO136704-1:2003(E)⁽⁴⁾ standard to help achieve good repeatability of results.

The vehicle was equipped with: an instrumented clamp-on steering wheel to measure angle and torque; a

* Honda R & D Europe (UK) Ltd.

gyro to measure yaw velocity at the centre of gravity and a GPS speed sensor to give an accurate indication of forward velocity. Data acquisition equipment was used in conjunction with a laptop to convert the analogue signals into digital data which was scaled, filtered, displayed and saved to the hard disc as ASCII files. Whilst trying to replicate each sine wave at each required frequency and amplitude, the driver was given audio and visual cues from the data acquisition software to produce accurate steering input.

The post processing stage was split into two halves, the creation of the steering hysteresis loops and then the parameter derivation. To attain the hysteresis loops, the continuous time history data was manually searched for the set of waveforms which matched the required waveform the closest. To allow an average to be made from the results, at least three continuous waveforms were found and then used to give the steering hysteresis loops, see Fig. 1.

The second stage involves using software algorithms which apply the “analytical method of equivalent linear system using the restoring force model of power function type”^{(1), (2)} to derive a set of parameters from these steering hysteresis loops. The exact generation of the parameters is given in detail in⁽²⁾, but can be briefly explained as calculating the equivalent spring stiffness K and damping coefficients C for an equivalent non-linear system. The derived K and C objective metrics are linearised metrics obtained from the non-linear steering hysteresis loop data and hence, they are functions of steering amplitude and steering speed.

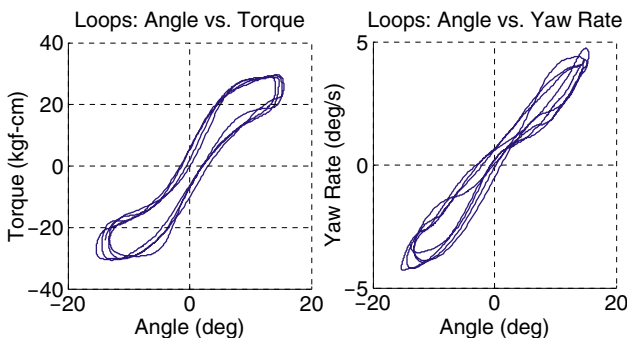


Fig. 1 Data processing stage 1: Steering hysteresis loops

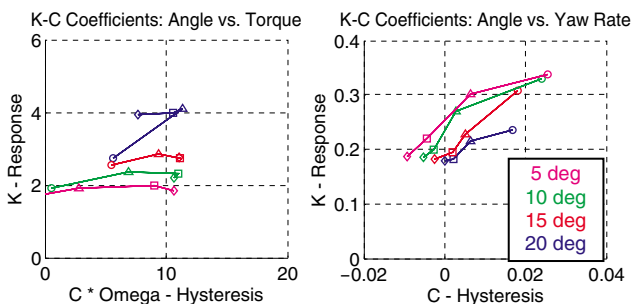


Fig. 2 Data processing stage 2: Steering characteristic parameters at various steering frequencies and amplitudes for a single vehicle

This is done for each waveform in the time history, which are then averaged together to generate four parameters for each steering frequency and amplitude (K_t , C_t – from steer torque versus angle data and K_y , C_y – from yaw rate versus angle data). Figure 2 shows how, for a single vehicle, these parameters vary with steering frequency and amplitude. Each coloured line is at constant steering amplitude and indicates a speed change from 0.25 to 1 Hz.

3. Subjective Evaluation

The vehicles were evaluated for steering feel at motorway speeds whilst driving on public roads, using small steering displacements. This evaluation was also complemented by further assessment on the test track at the test speed (140km/h) to confirm any changes of behaviour with increasing speed. All the assessment was undertaken by an expert driver with six years experience and his results were also checked against the opinion of other industry experts.

The vehicles tested were split into four categories:

- Compact passenger (7 vehicles).
- Larger passenger (6 vehicles).
- SUV (3 vehicles).
- Sports (1 vehicle).

Although different perceived performances were expected from each of the categories of vehicle, an attempt was made to judge all the vehicles on the same scale.

The main subjective assessment criteria were:

Effort Level: Amount of steering effort required for a given steering input. Vehicles with higher steering efforts were given a higher score.

Response Level: Amount the vehicle reacts to a given steering input. Vehicles with a larger response to a given input were awarded a higher score.

Friction Feel: This was evaluated by the difference in torque between applying and removing lock, and the linearity of torque build-up for small inputs.

Delay: The time lag between steering input and torque build-up, and time lag between input and vehicle response.

4. Objective Tests

Objective testing was performed for all vehicles according to the test method proposed by Tokunaga et al.⁽¹⁾, which describes a series of sinusoidal steer tests at 140km/h, with steer amplitudes ranging from $\pm 5^\circ$ to $\pm 20^\circ$ and steer frequencies from 0.25 Hz to 1 Hz.

Analysis of the relationships between steering angle and steering torque, and between steering angle and yaw velocity is performed using the method described above⁽²⁾. For all steering tests K_t , C_t (from steer torque versus angle data) and K_y , C_y (from yaw rate versus angle data) was found. For the Torque versus Angle curves, the damping coefficient C_t is multiplied by the effective rotational velocity ω (referred to as omega), in order to evaluate the actual damping force.

4.1. Correlation between Objective Data and Subjective Assessment

For each of the subjective assessment criteria, an objective metric was selected from the range of tests performed on all the vehicles.

Many of the metrics were selected from the 0.25 Hz tests, as this frequency is the most typical of normal driver inputs⁽³⁾. The $\pm 20^\circ$ tests were chosen for all the metrics because of their lower sensitivity to road input and other outside disturbances.

Correlation studies could be shown between all test frequencies and amplitudes, but these single values are used here not only for the reasons given above but for conciseness.

Figures 3 to 8 show scatter plots between the relationships of the subjective data and objective metrics. In each case a linear least squares fit was made and the residual values calculated $R^{2(5)}$. The R^2 value gives an indication of the accuracy of the linear least squares fit and thus the linearity of the results and therefore correlation between the subjective and objective data. The R^2 value should be above 0.8 (80%) to show a good linear correlation.

4.2. Effort Level

This was correlated with the gain of the Torque vs. Angle K_t relationship at 0.25 Hz. – chosen because the torque gradient can change significantly due to delay characteristics at the higher frequencies.

Figure 3 shows a high level of correlation between the subjective assessment and the objective criteria.

4.3. Response Level

This was correlated with the gain of the Yaw velocity vs. Angle K_y relationship at 0.25 Hz. Again, this frequency was chosen because the response gradient changes due to delay characteristics at the higher frequencies.

Figure 4 shows there is a relationship between the data, although there is one vehicle that falls far from the linear fit (car A). This vehicle was the sole ‘Sports’

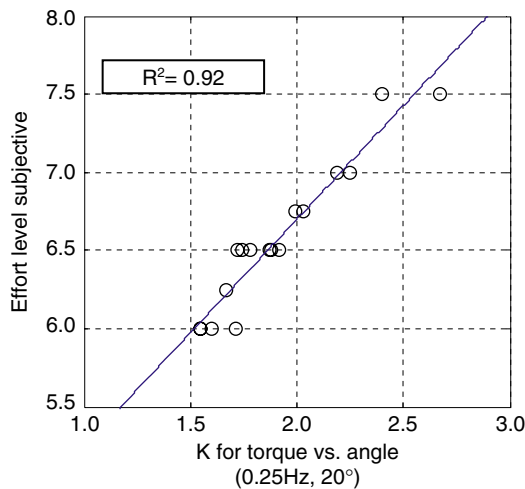


Fig. 3 Effort Level correlation

vehicle with subjectively a low yaw gain compared to its transient lateral acceleration build-up. This may have affected the subjective evaluation of yaw response. Otherwise, a good correlation is seen for non ‘Sports’ vehicles.

4.4. Friction Feel

This was correlated by the $C_t \cdot \omega$ value of the Torque versus Angle relationship at 0.25 Hz. The damping coefficient changes significantly with frequency due to steering delay and steering system damping effects.

In Fig. 5 there is a clear relationship between the subjective and measured data, although there is more scatter when the car is rated highly. It is expected that other effects (damping, delay) become more significant when friction levels are lower.

4.5. Delay

Delay was correlated with two metrics. Firstly, the delay in vehicle response, which is measured by the C_y value of the Yaw Velocity versus Angle relationship at

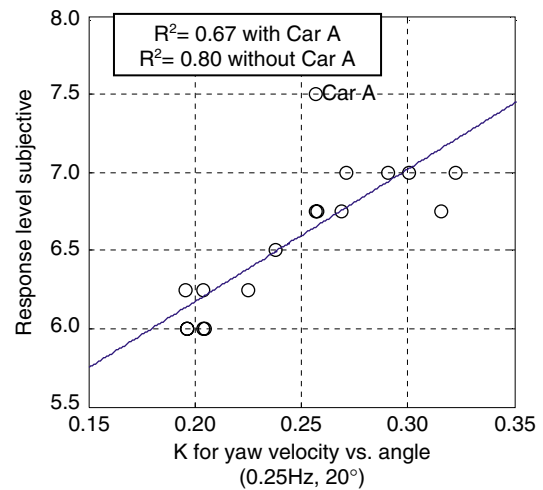


Fig. 4 Response Level correlation

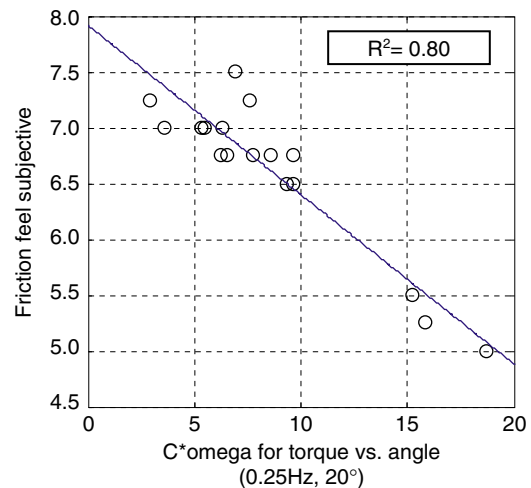


Fig. 5 Friction Feel correlation

1Hz⁽³⁾. This frequency is shown to give the highest value of delay for most vehicles.

Figure 6 shows no strong correlation between the data, although it does show a relationship between the subjective results and the measured data. Further study

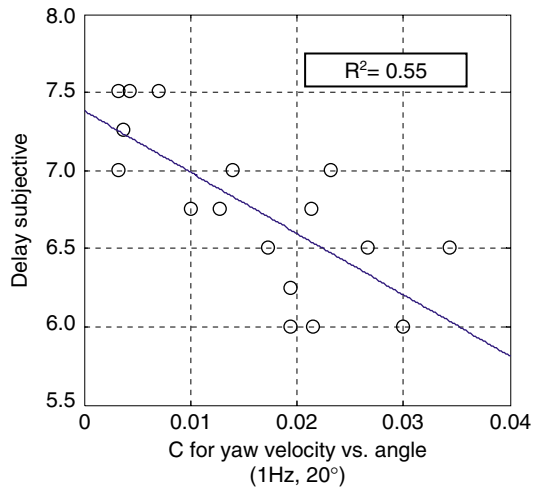


Fig. 6 Response Delay correlation

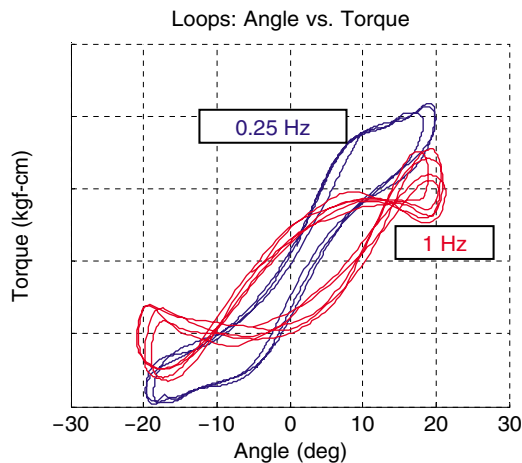


Fig. 7 Effect of increasing frequency on steering torque hysteresis

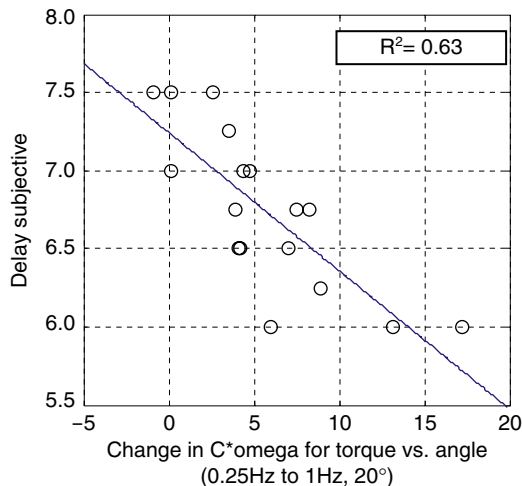


Fig. 8 Torque Delay correlation

did not produce a better correlation.

The second metric for delay was steering torque build-up delay, which is measured by the reduction in $C_y \cdot \omega$ values between 0.25 Hz and 1 Hz. A large reduction in damping values corresponds to a narrowing (or even a reversal) of the hysteresis band around the zero steering angle region due to increasing delay in steering torque build-up, see Fig. 7.

Finally, Fig. 8 shows no strong correlation between the data, although it does show a relationship between the subjective results and the measured data.

5. Conclusion

The paper has given details of an extensive subjective and objective study of vehicle steering feel.

These results have then been used to show that the objective metrics proposed by Tokunaga et al.⁽¹⁾ give significant correlation in several important areas of steering feel, namely Steering Effort and Response Level, Friction Feel and Delay, for a wide range of passenger vehicles.

References

- (1) Tokunaga, H., Misaji, K., Takimoto, S., Shimizu, Y., Shibata, K.: Steer Feel Evaluation Method Based on "Analytical Method of Equivalent Linear System using the Restoring Force Model of Power Function Type", AVEC2002, Hiroshima(2002), pp.849-854
- (2) Misaji, K., Tokunaga, H., Takimoto, S., Shimizu, Y., Shibata, K.: Vehicle Dynamics Evaluation by "Analytical Method of Equivalent Linear System using the Restoring Force Model of Power Function Type", AVEC2002, Hiroshima(2002), pp.843-848
- (3) Norman, K.D.: Objective Evaluation of On-Center Handling Performance, SAE Paper 840069, Society of Automotive Engineers, Detroit MI(1984)
- (4) ISO 136704-1:2003(E) First Edition: Road Vehicles – Test Method for the Qualification of On-Centre Handling – Part 1: Weave Test(2003)
- (5) James, G.: Modern Engineering Mathematics, Published by Addison-Welsey, ISBN = 0-201-18054-5(1994)

■ 著 者 ■



Chris Regan



Blake Siegler

操舵による障害物回避操作の支援手法

Assistance Method of Obstacle Avoidance Maneuver by Steering Operation

藤原 幸 広*

Yukihiro FUJIWARA

照 田 八州志*

Yasushi SHODA

大 島 健 一*

Kenichi OHSHIMA

金 星 光 晴*

Mitsuharu KANABOSHI

要 旨

操舵によって障害物を回避するドライバの運転操作を支援するシステムについて、支援の方式と制御手法を検討した。運転操作の主体はドライバにあるという考えから、支援の方式は、ドライバの回避操作後に支援を始めるドライバリアクティブ方式とした。回避支援制御手法として、等価的に車両ヨー慣性モーメントを低減させる四輪制動力制御と微分ハンドル特性を実現することで、ドライバの回避操作遅れを改善させる操舵反力制御を開発した。実車テストの結果、回避操作時のヨーレートゲインを最大 1.5 倍まで高められ、さらに、操舵遅れを最大 700ms 低減できることから、ドライバの回避操作が改善されることを確認した。

ABSTRACT

Assistance types and control methods were studied, in regard to the system to assist driver maneuvers in avoiding obstacles through steering. From the principle that the driver is the focal point of driving operation, a “driver reactive” type of assistance was selected, wherein assistance begins after the driver initiates an avoidance maneuver. Actualization of a four-wheel brake control that equivalently reduces vehicle yaw inertia moment and derivative steering characteristics has enabled the development of a steering reaction torque control system, which reduces driver avoidance operation delay, as a new avoidance assistance control method. Vehicle test results have confirmed that yaw rate gain during an avoidance maneuver rises a maximum of 1.5 times, and that steering delay can be reduced by a maximum of 700ms; these have led to enhanced driver avoidance maneuvers.

1. まえがき

交通事故への対策として、事故時の安全性を高める衝突安全技術の進歩は目覚ましいものがあり、死亡事故の低減に大きく貢献している。しかし、事故件数が減少する傾向は見えない。この場合、事故防止を支援するシステムが有効と考えられており、自動車メーカー各社において、さまざまな事故未然防止や回避支援システムの開発が進められている^{(1)・(3)}。

このようなシステムを実現するには、レーダやカメラのような外界センサを用いて周囲の状況を認識し、事故が発生しそうな状況において、ドライバの運転操作を支援する機能が必要となる。しかし、現在の外界センサの認識能力の制約により、実用化されているシステムは警報システムの

ような事故未然防止技術が多い。一方、事故シーンを限定することによって、プリクラッシュセーフティとよばれる事故時の被害軽減技術も実用化されたが、外界センサを用いた回避支援技術⁽⁴⁾については、まだ研究段階にある。このような背景において、筆者らはプリクラッシュセーフティシステムである衝突軽減ブレーキ(CMS)⁽⁵⁾と本機能を連携させることによって、操舵による回避操作を支援するシステムを開発した。

本研究では、回避操作の主体はドライバにあるという考え方に基いて、支援方式を検討した。つぎに、ドライバの回避操作遅れを改善するために、等価的に車両ヨー慣性モーメントを低減させる制動力制御と電動パワーステアリング(EPS)を用いることによって微分ハンドル⁽⁶⁾を実現する操舵反力制御を検討した。

回避シーンとして、低 μ 路でのダブルレーンチェンジタスクを設定し、実車テストにおいてドライバの回避操作に対する改善効果を検証した。その結果、回避操舵時のヨーレートゲインを高め、回避操舵後の切り戻し操舵タイミングにおいて操舵反力を高める制御効果によって、ドライバの回避操作が改善されることを示す。

2. 開発の背景

Fig. 1 に、前方障害物に対してドライバが危険と認識した場合に取り得る回避行動の一例を示す⁽⁷⁾。これを見ると、ドライバの約9割以上がブレーキや操舵、あるいはその両方による回避行動をおこなうことがわかる。また、ドライバが危険状態を認知していない状態において、警報によってそれを知らせた場合、1秒後に約7割のドライバが反応するという結果が報告されている⁽⁸⁾。つまり、7割のドライバは不注意などによって危険状態を認識できていなくても、警報によって1秒後に回避操作をとることが可能であるといえる。

一方、圧雪路のように路面 μ が低い場合、上記のように警報によってドライバの回避操作遅れを改善しても、車両自体の応答遅れが大きいため、回避操作が難しくなる。また、操舵による回避操作をおこなった場合、その操作が不適切であると、スピンに至ることもある。

Vehicle Stability Assist system (VSA) などの車両安定化システムは、このような状況において作動するシステムであり、事故低減効果も報告されている⁽⁹⁾。また、常用領域から積極的に車両運動の安定化をおこなうことで、上記の状況に至らないように支援するシステムも実用化されている⁽¹⁰⁾。

しかし、このような従来システムでは、回避性能をさらに向上させるために、ドライバの回避操作を修正する考えはない。この理由として、回避操作を修正するには、回避の状況を把握する外界センサの情報が必要になるからである。したがって、車両運動の安定性を維持しながら、ドライバの回避操作を支援する機能を実現するためには、外界センサ情報を用いた車両運動制御が必要となる。

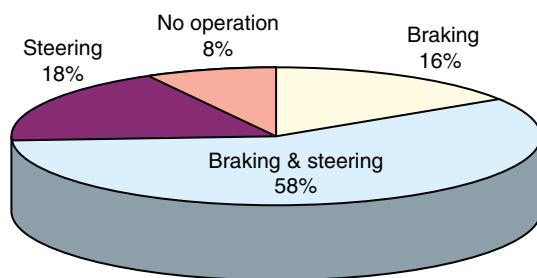


Fig. 1 Driver operation in an emergency avoidance (V=80km/h)

3. 回避操作支援の考え方

ドライバの回避操作遅れの補償方法について二つの考え方がある。一つは、回避操作の遅れが許容範囲を超えた場合、ドライバの操作に先んじてシステムが操作介入する方法である。この場合、操作遅れは確実に補償できるが、その前提として、外界認識能力は少なくともドライバの能力と同等のレベルが必要とされる。また、システムの操作介入が強いほど、ドライバとの操作干渉が大きくなるため、介入量には限界がある。CMSは、ドライバの回避操作遅れへの対応として自動ブレーキを用いているが、システムの作動範囲を衝突が避けられないというシーンに限定している。したがって、システムの作動範囲を回避可能領域まで広げることが、上記の点への技術的な見通しが得られない限り困難である。

もう一方は、ドライバの回避操作を検知し、その操作に対応した支援をおこなう考え方である(これを、ドライバリアクティブ方式とよぶ)。この場合、回避操作の主体を100%ドライバにおいた支援方法となるため、ドライバの操作遅れを確実に補償できるわけではない。しかし、外界センシングに対する要求性能は限定されるので、他方の考え方に比較して実用化しやすい。そして、このような考え方に基づいた実用化例もある⁽¹¹⁾。

本システムでは、運転操作の主体はドライバにあるという立場をとるため、後者の考え方であるドライバリアクティブ方式によって、システム構築をおこなう。そして、ドライバの操作遅れや低 μ 路における車両運動の応答性低下などに起因する遅れを改善することによって、障害物への衝突の可能性を低減させることを目的とする。

4. 回避操作支援システムの概要

4.1. システム構成

Fig. 2 にシステム構成図を示す。システム構成として、CMS, EPS, VSA の既存システムを用いて構築した。そして、これらの ECU を Control Area Network (CAN) を介して接続し、データ通信がおこなえるようにした。

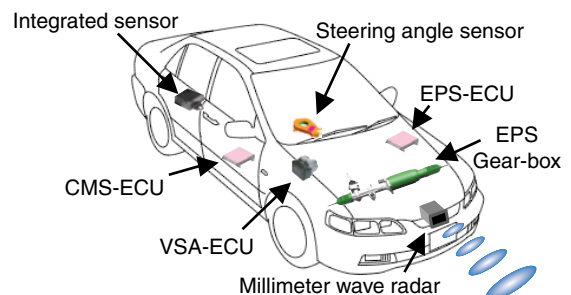


Fig. 2 System structure of obstacle avoidance operation assist system

4.2. 作動シーケンス

Fig. 3 に示すようにシステム機能は、回避ターゲット検知、回避操作判定、回避操作支援制御ブロックから成る。

回避操作判定ブロックは、衝突の可能性が高い場合において、ドライバの操舵による回避操作を判定する。判定値は、次式のように操舵角と操舵速度の線形2乗和を用いた。

$$O_t = m \cdot \theta_H^2 + n \cdot \dot{\theta}_H^2 \quad (1)$$

ここで、 m 、 n はチューニングパラメータ、 θ_H は操舵角である。

つづいて O_t が所定以上となった場合、回避操作がおこなわれたと判定し、回避操作支援制御ブロックにて回避に必要な回避ヨーレートが計算される。このとき、回避操作の完

了が判定されると、回避ヨーレートをゼロに収束させ、回避操作支援制御が終了する。

4.3. CMS との協調

本システムは、CMSの作動領域と重なるため、双方のシステムが干渉しないようにする必要がある。Fig. 4に機能連携例を示す。CMSの作動を優先するため、ドライバが制動のみによる回避行動をとる場合、本システムは作動しない。しかし、CMSの警報ブレーキ(Pre-braking)が作動する状態において、操舵による回避動作が判定された場合は、CMSから本システムへ移行し、回避操作支援制御が開始される。

一方、CMSの衝突軽減ブレーキが作動する状態では、操舵による回避によっても衝突が避けられないことから、仮

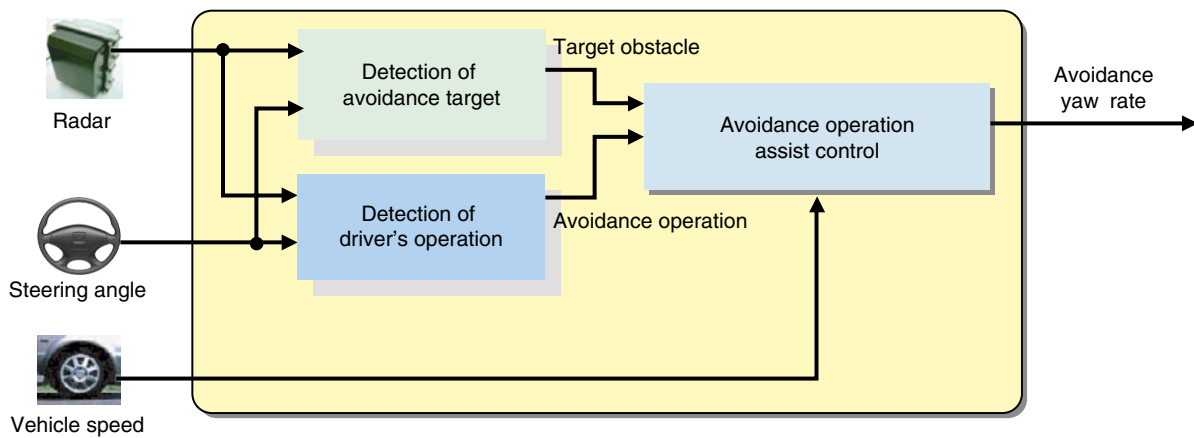


Fig. 3 Structure of obstacle avoidance operation assist function

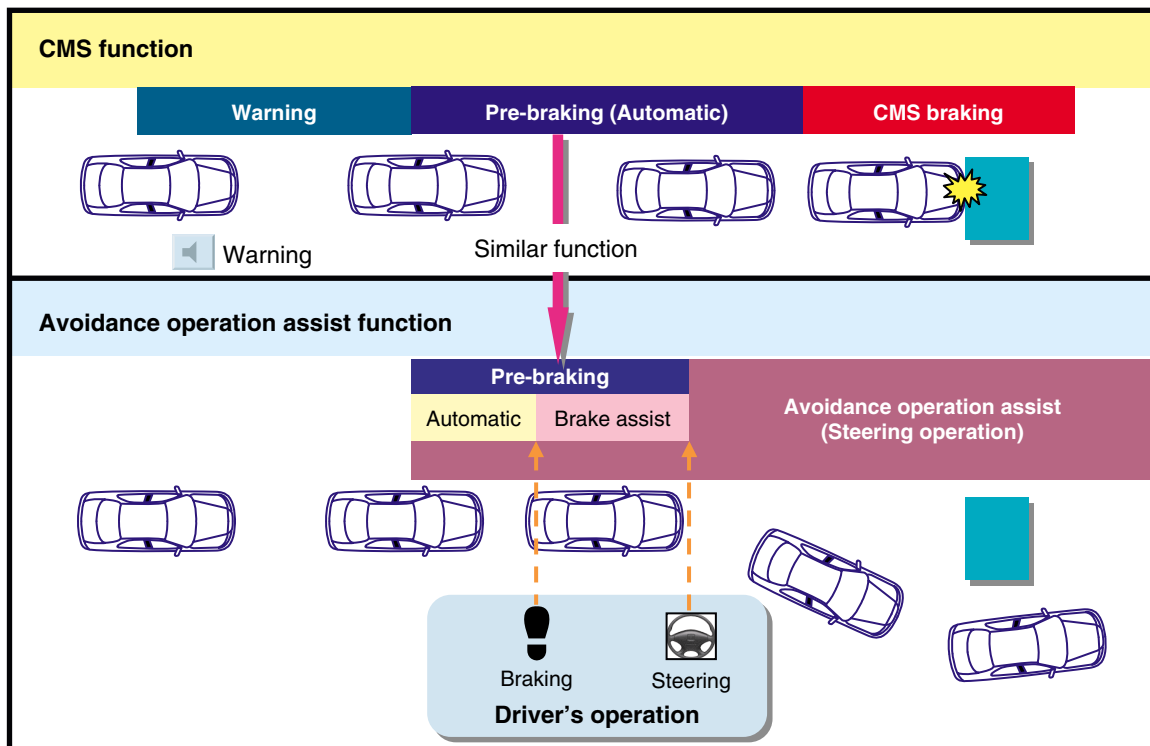


Fig. 4 Assist function comparison with CMS

にこの状態でドライバの操舵による回避がおこなわれても、本システムは作動しない。

5. 回避操作支援制御系の設計

回避操作の遅れを改善する方法として、操舵速度によるヨーモーメント制御が報告されている⁽¹²⁾。本研究では、この方法の実現手段として、制動力配分制御によるヨーモーメント制御を検討する。

一方、操舵入力に着目すると、ドライバの操作量である操舵角とシステムの操作量である操舵速度が車両への入力として加えられる。結果として、操舵入力は位相進み操舵(微分ハンドルとよぶ)となる。そこで、この微分ハンドルを実現する操舵反力制御についても検討していく。

5.1. 等価ヨー慣性モーメント低減手法

ここでは制動力配分制御によって、等価的にヨー慣性が低減できることを示す。

まず、ヨーモーメント T_m からヨー角加速度 $\gamma \cdot s$ までの関係は次のようになる。

$$J_V \gamma \cdot s = T_m \quad (2)$$

ここで、 J_V はヨー慣性モーメント、 s はラプラス演算子である。次に、操舵速度から補助的なヨーモーメントを発生させる制御 $J_V K \theta_H \cdot s$ を考え、式(2)に加える。すると、

$$\gamma \cdot s = \frac{1}{J_V} (T_m + J_V K \theta_H \cdot s) = \frac{1}{J_V} T_m + K \theta_H \cdot s \quad (3)$$

また、操舵角からヨーレートまでの伝達特性を次のように定義する。

$$\gamma = F(s) \theta_H \quad (4)$$

ここで、式(3)、(4)から次式が求まる。

$$\gamma = \frac{F(s)}{J_V(F(s) - K)s} T_m \quad (5)$$

つまり、式(5)は、次式のようにヨー慣性モーメントを変化させていることを意味する。

$$\tilde{J}_V = J_V \frac{F(s) - K}{F(s)} \quad (6)$$

したがって、操舵速度ゲイン K を適切に設定することによって、ヨー慣性モーメントを等価的に小さくすることができる。

5.2. 操舵反力による微分ハンドル効果

一般的な車両ではドライバの操舵角と独立して前輪操舵角を変えることができないため、ステア-バイ-ワイヤのよ

うなアクチュエータシステムでなければ微分ハンドルは実現できない。

そこで、操舵反力を与えることによって、ドライバの操舵自体の位相を進めることで微分ハンドル効果を実現する。

まず、ドライバの操舵角から次式を定義する。

$$S_{rto} = \alpha \cdot \theta_H + \beta \cdot \dot{\theta}_H \quad (7)$$

これを微分ハンドルレシオとよび、取り得る値の範囲をつぎのように定義する。

$$-1 < S_{rto} < 1 \quad (8)$$

ここで、パラメータ α 、 β はセッティングパラメータである。

つぎに、回避しようとする障害物の大きさ $d_{\max}$ を考慮して、以下のように回避目標横移動量を求める。

$$dist_{ref} = d_{\max} \times S_{rto} \quad (9)$$

さらに、ドライバの操舵回避を許容する最小の衝突余裕時間 TTC を $TTC_{\min}$ とすれば、式(9)で示される目標横移動量は、次のように回避に必要な横加速度として表すことができる。

$$G_a = \frac{dist_{ref}}{TTC_{\min}^2} \quad (10)$$

一方、ヨーレートと横加速度は次式の関係をもつことが知られている⁽¹³⁾。

$$G_l = V(\gamma + \dot{\beta}) \quad (11)$$

ここで、 G_l は横加速度、 V は車速、 γ はヨーレート、 β は横すべり角である。このとき、横すべり角の発生が十分小さいと仮定すると、回避に必要な横加速度を得るために必要なヨーレートは、式(11)より次のようになる。

$$\gamma = \frac{1}{V} G_l \quad (12)$$

したがって、回避に必要な横加速度 G_a をヨーレートで表すと、次のようになる。

$$\gamma_a = \frac{1}{V} G_a \quad (13)$$

このようにして求めた回避ヨーレート γ_a と実ヨーレートの偏差を用いることによって、ドライバの操舵量が微分ハンドル特性に近づくように操舵反力を発生させる。

5.3. 回避操作での車両安定化補正

低 μ 路における回避操作時では、一般的に車両の横すべりが発生しやすく、ヨーレートと横加速度の関係が式(12)の近似を満たさなくなる。したがって、この式に基づいて

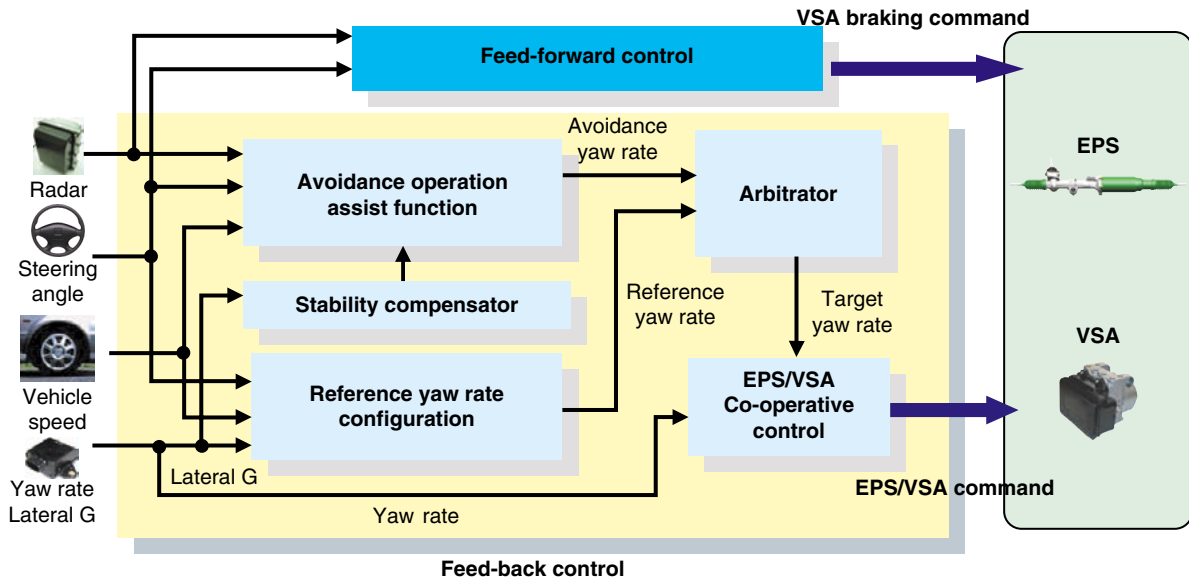


Fig. 5 Control system structure of obstacle avoidance operation assist system

ヨーレートを発生させる制御をおこなうと、大きな横すべり角が発生し、車両安定性が損なわれる。

そこで、車両の運動状態やレーダ情報から回避支援制御を中断し、ヨーレートを減衰させるための安定化補正を追加した。なお、実車を用いた予備実験の結果から、安定化補正をおこなうために以下の条件を設定した。

- ・横すべりが発生しそうなとき

$$|\gamma| - |G_l| < 0 \quad (14)$$

- ・障害物の回避が確実となったとき

$$|d_{ofs}| > d_c \quad (15)$$

- ・障害物を検知できなくなったとき

$$|d_{ofs}| > L_x \tan^{-1} \theta \quad (16)$$

なお、 d_{ofs} はレーダによって検知されるオフセット距離、 d_c は回避可能判定値、 L_x は障害物までの距離、 θ はレーダの検知角である。以上の考え方に基づいて構成した回避支援制御系を Fig. 5 に示す。

6. 実機テスト結果と考察

6.1. テスト条件

システムの機能／性能確認をおこなうために、Fig. 6 のようなダブルレーンチェンジコースを設定した。また、前方障害物に対して直進走行し、衝突警報によって危険を認識し、ブレーキングによる回避行動をとった後、操舵によって回避を試みるという回避シナリオを設定した。

テストで用いた車両は、3.0L クラスの乗用車であり、スタットレスタイヤを装着した。

車両の走行条件として、路面 μ は 0.3、車速は 60km/h 一定で直進走行し、衝突余裕時間が 3 秒の時点で警報を発生させて、ドライバに衝突危険性を知らせた。

回避行動として、警報後ドライバにブレーキによる回避行動をとらせ、この状態で障害物手前 22m (TTC=1.32 秒) で操舵による回避をおこなわせた。なお、被験者は 20 代から 40 代の一般的な運転スキルを持つ男性 5 人である。

6.2. テスト結果

Fig. 7 の上段に回避操作時のヨーレート応答および下段に操舵角を示す。これらの図は、被験者 5 人分のデータを回避操作支援制御ありと制御なしで示したものである。これを見ると、すべての被験者について、ヨーレート応答は制御なしに比べて、制御ありの方が改善されており、Fig. 7 の上段において、矢印で示すようにヨーレートゲインのピーク

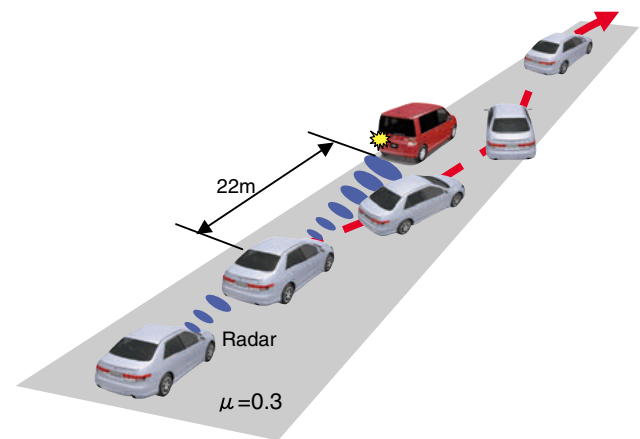


Fig. 6 Control system structure of obstacle avoidance assist system

値の平均が約 1.5 倍大きくなっている。また、操舵遅れも同様にすべての被験者で改善されており、下段の図で示すように回避からステアリングの中立位置を横切るまでの時間が平均で 700ms 早くなっている。

Fig. 8 の上段に横加速度応答、下段に操舵反力トルクを示す。これをみると、矢印で示すように横加速度のピークが平均 0.5m/s^2 増加している。また、操舵反力トルクにおける特徴的な事象は、点線で囲んでるように回避操舵から

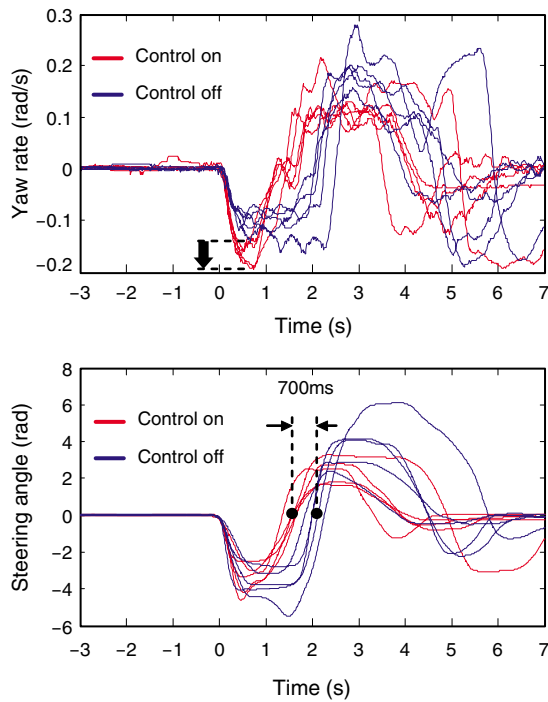


Fig. 7 Test results of total subjects

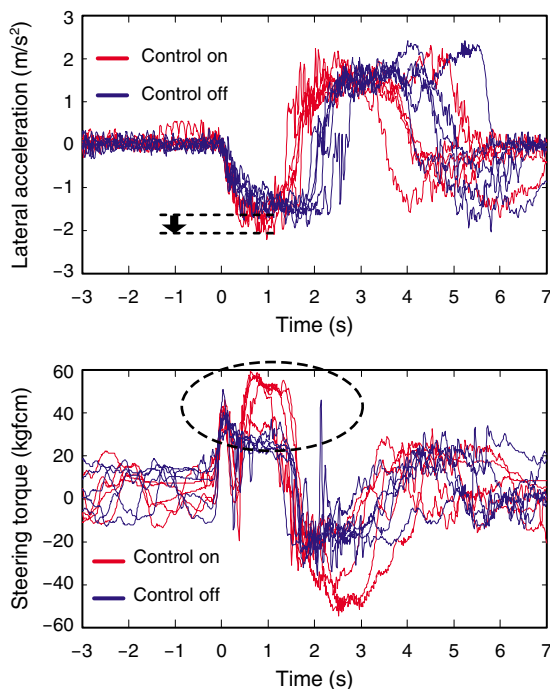


Fig. 8 Test results of total subjects

ステアリングを切り返すところで、反力が大きくなっていることであり、ドライバに対する切り過ぎ抑制効果と戻し操舵の支援効果があらわれている。制御なしの場合は、この操舵反力インフォメーションの発生はないため、操舵力の変化はない。

Fig. 9, Fig. 10 に被験者Aのテスト結果を示す。この図は、制御ありと制御なしで、それぞれ5回づつの回避データをプロットしたものである。被験者Aは制御なしにおいて、

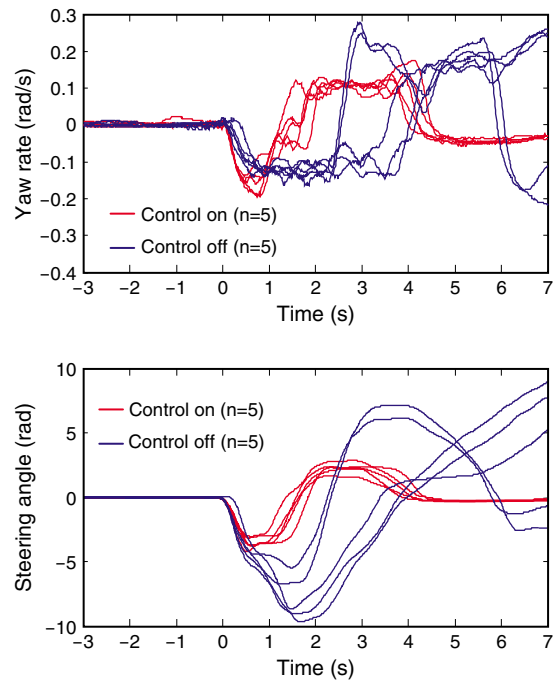


Fig. 9 Test results of subject A

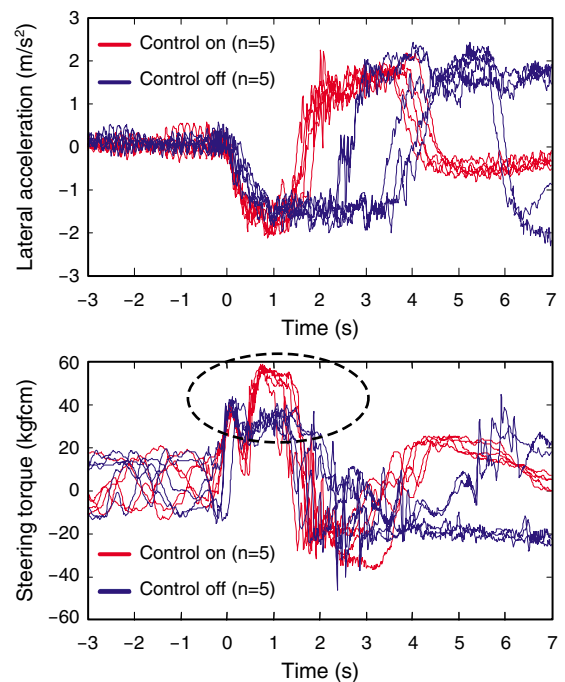


Fig. 10 Test results of subject A

回避操作の遅れがもっとも大きく、ほとんど回避を失敗した。しかし、制御ありではヨーレートの応答性、操舵遅れともに大きく改善され、さらに、Fig. 10の点線で示すように切り戻し操舵時に操舵反力が大きくなり、反力インフォメーションの効果も確認できる。このように、他の被験者とはほぼ同等の回避操作をおこなうことができ、今回のテストにおいては回避の失敗がなくなった。

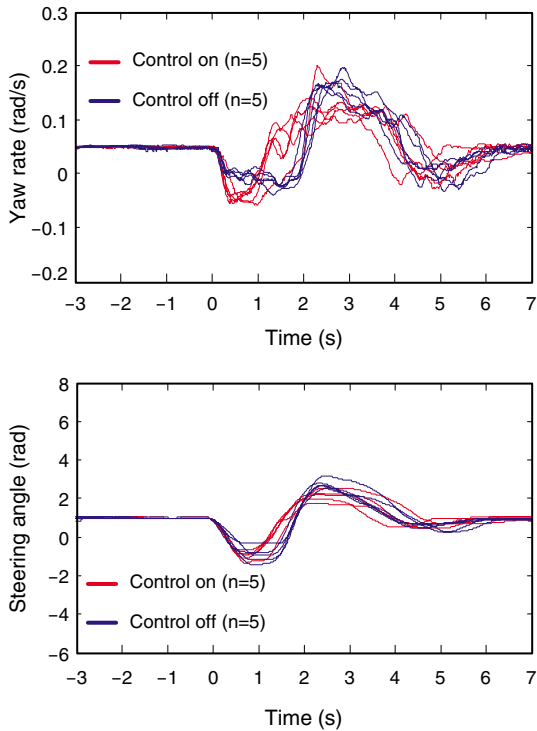


Fig. 11 Test results of subject B

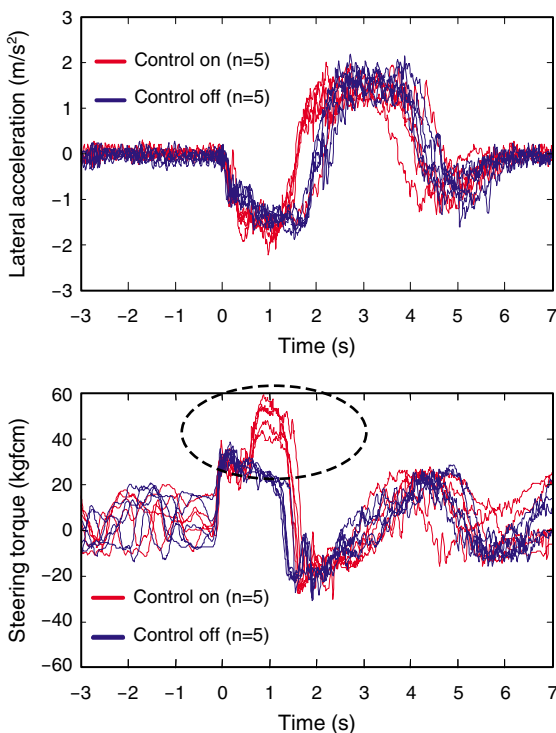


Fig. 12 Test results of subject B

Fig. 11, Fig. 12に被験者Bのテスト結果を示す。この場合、制御なしにおいても障害物をうまく回避できており、結果として、制御ありの場合に比較して違いが少なかった。しかし、テスト後の聞き取り調査において、制御ありの場合、回避時の操作性の改善効果がはっきりわかるという評価を得た。

6.3. 考察

テスト結果から、以下の効果を確認した。

(1) ヨーレートゲインの向上

(2) 回避操舵遅れの改善

(3) ドライバ操作に対する操舵反力インフォメーション

(1)については、制御なしに比較して、操舵角が小さくなっているにもかかわらずヨーレートゲインが大きくなっている。さらに、テスト後の聞き取り結果でも、全被験者から、アンダーステア感の解消によって回避がしやすくなっているという評価が得られた。一般的に車両のヨー慣性モーメントを小さくしても同様の効果が得られることから、等価ヨー慣性モーメント低減手法の妥当性が実証されたといえる。

一方、(2)、(3)についてはドライバの操舵遅れに対する改善効果を示している。この点について、制御なしで回避に失敗した被験者においても、制御ありの場合、回避に成功している。したがって、熟練したスキルをもつドライバより、操舵遅れが大きい一般的なスキルをもつドライバに対して改善効果が高いといえる。

以上の点から、本システムは、ドライバ・車両系における回避操作の支援について十分な効果を持っていることがわかる。しかし、衝突回避成功率については、制御ありと制御なしについての差が小さく、衝突を回避するという性能を向上させるためには、外界センシングや車両制御デバイス(例えばステア-バイ-ワイヤなど)の進化がさらに必要である。

7. まとめ

前方回避物の回避操作を支援するシステムを検討し、実車実験によって、その回避操作支援機能の効果を確認した。その結果をまとめると次のようになる。

(1) 操舵速度に応じた制動力左右配分制御によってヨーモーメントを発生させることで、車両のヨー慣性モーメントを等価的に低減でき、障害物回避時における車両のヨーレート応答性が向上した。

(2) 微分ハンドル入力を仮定した回避目標ヨーレートを設定し、EPSの反力制御によって、ドライバの操作遅れを低減する支援効果を確認した。

(3) ダブルレーンチェンジタスクを用いて回避テストをおこなった結果、操作遅れが大きくなる一般的なス

キルをもつドライバほど改善効果が高くなることを確認した。

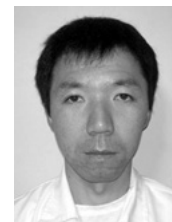
参考文献

- (1) 間下 博, 古川 修, 浅沼信吉, 福丸智之, 加世山秀樹:
Honda ASV-2 インフラ連携実験車の紹介(乗用車),
Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.1-6
- (2) 野中正勝, 井垣宗良, 堀 義人:先進安全自動車トヨタ
ASV-2, TOYOTA Technical Review, Vol.51, No.1, p.42-
47(2001)
- (3) 安田 徹, 小原英郎, 松本真次:日産 ASV-2 について,
NISSAN TECHNICAL REVIEW, No.48, p.57-60(2001)
- (4) 鈴木達也, 高浜 琢, 木村 健, 松本真次, 内藤原平:ブ
レーキ制御による衝突事故回避システムに関する研究,
自動車技術会 学術講演会前刷集, No.114-02, p.13-16
(2002)
- (5) 小高賢二, 杉本洋一, 小田部 誠, 市川章二, 浦井芳洋:
追突速度低減システムの開発, Honda R&D Technical
Review, Vol.13, No.1, p.159-166
- (6) 高橋 淳, 佐藤 睦, 堀内伸一郎:ドライビングシミュ
レータを用いた微分ハンドル操舵車の評価, 自動車技
術会関東支部学術研究講演会前刷集(2003)
- (7) 山本 敦:マンーマシン系を考慮した事故回避性能の向
上, 自動車技術, Vol.49, No.12, p.10-15(1995)
- (8) 上地幸一, 小高賢二, 赤羽 博:ホンダブリクラッシュ
セーフティテクノロジーの開発, Honda R&D
Technical Review, Vol.16, No.2, p.115-120
- (9) 稲垣匠二:トヨタ VSC による予防安全性能向上, 日
本機械学会誌, Vol.106, No.1012, p.154-155(2003)
- (10) 服部義和, 鯉渕 健, 横山竜昭:4 輪制駆動力の非線形
最適制御による車両運動性能の向上, 自動車技術会
学術講演会前刷集, No.10-02(2002)
- (11) 市川勝文, 松浦宗徳, 富岡勝巳:VDCのプレビュー制
御開発, SUBARU Technical Review, Vol.28, p.115-120
(2001)
- (12) 土居俊一, 名切末晴, 天野也寸志:ドライバの緊急操
作挙動に基づく車両の予防安全性能解析, 豊田中央研
究所 R&D レビュー, Vol.33, No.1, p.31-38(1998)
- (13) 安部正人:自動車の運動と制御, 第二版, p.55(2003)

■ 著 者 ■



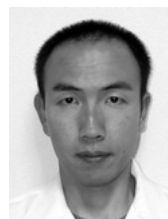
藤原 幸広



大島 健一



照田 八州志



金星 光晴

軽量コネクティングロッドの開発

Development of Light Weight Connecting Rod

飯田 善次*
Zenji IIDA
鈴木 茂*
Shigeru SUZUKI

高田 健太郎*
Kentaro TAKADA
佐藤 史*
Chikashi SATO

要 旨

従来の中炭素非調質鋼をベースに、亀裂起点となりやすいフェライトを強化することにより高疲労強度化を達成し、一方Ti添加による靱性低下効果を最適にコントロールすることで大端部の破断分割も可能とする材料を開発した。

本開発鋼を適用したコネクティングロッドは、従来の非調質鋼を適用したコネクティングロッドに対して疲労強度が30%向上し、安定した破断分割特性も有している。従来の非調質鋼を適用した場合に比較して同等強度で13%の軽量化が可能となった。

ABSTRACT

The conventional middle carbon non-heat-treated steel used in connecting rods has been used as a base in the development of a new material. High fatigue strength has been achieved by increasing the toughness of the ferrite, which tends to act as a crack origin, while optimal control of the reduction of toughness achieved through addition of Ti has been effective in enabling fracture splitting of the material.

Connecting rods produced using the new steel demonstrate 30% higher fatigue strength than connecting rods produced from conventional non-heat treated steel, and possess stable fracture splitting characteristics. In addition, the new connecting rods show identical strength to connecting rods made of the conventional material, but are 13% lighter.

1. まえがき

近年、自動車の省燃費化、高出力化により部品の軽量化要求は高まっている。特にコネクティングロッド(以下コンロッド)は、回転運動するため、その大きさや重量がエンジンレイアウトや性能に影響を及ぼすため軽量化と小型化が要求される。また、それ自体を軽量化することにより、他部品への軽量波及効果も期待できる。

コンロッドの軽量化に関しては、軽量化材料であるチタン合金材、アルミ合金材が一部のスポーツカー等で実用化されている。しかし、これらの軽量化材料は、コストが高くなるため⁽¹⁾一般の乗用車用エンジンでは、主に非調質鋼が使用されており、軽量化に対しては、非調質鋼の高強度化がおこなわれている⁽²⁾。

近年、特に欧米においてコンロッドの大端部を破断分割する製法が採用されている。Fig. 1に従来の構造と破断分割の構造を、Fig. 2にその製造工程を示す。破断分割製法は、製造工程の短縮化が可能であり、ロッド・キャップの位置決め用部品が不要となる。また、これによりボルト締結ピッチ

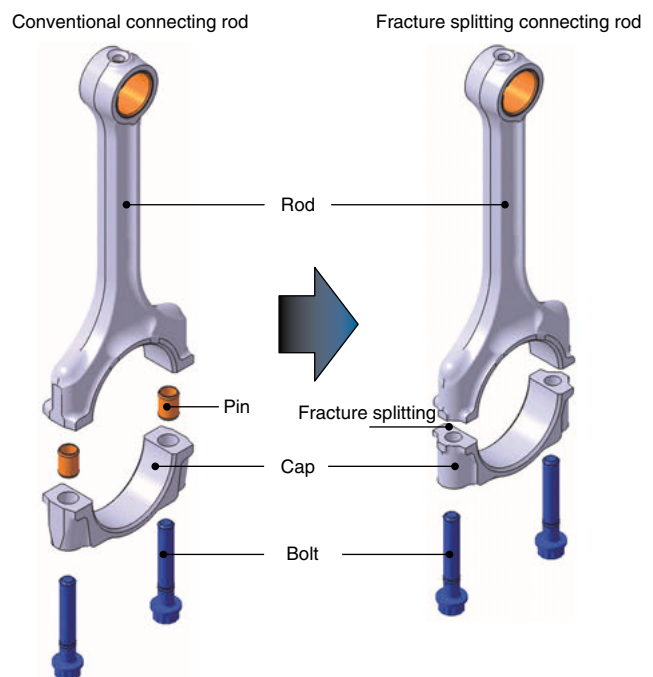


Fig. 1 Comparison of conventional connecting rods and fracture splitting connecting rods

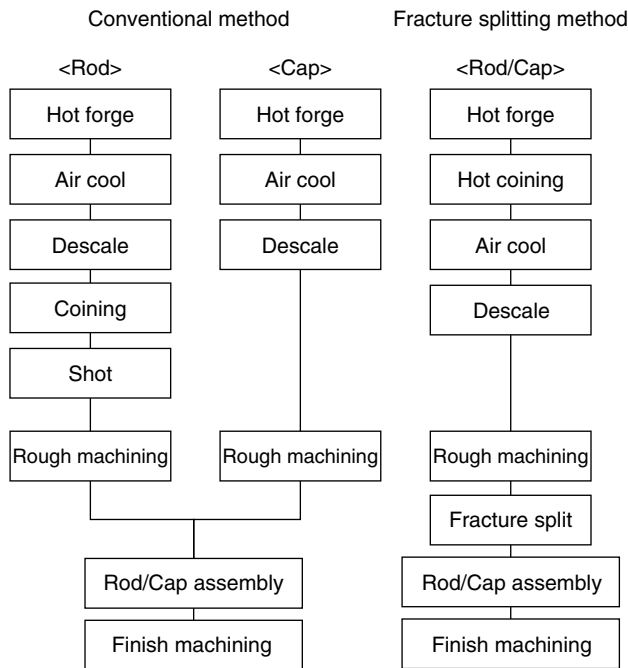


Fig. 2 Production process of connecting rod

の短縮ができ、従来構造に対して小型・軽量化が可能となる。しかしながら、破断分割に用いられる C70S6 鋼(DIN 規格)では、従来の中炭素非調質鋼と疲労強度が同等であり、さらなる軽量化は困難であった。そこで、材料強度を向上した破断分割用鋼を開発し、小型・軽量の破断分割コンロッドを実現した。

2. 開発のねらい

2.1. 破断分割

破断分割において安定した品質を得るためには、以下が必要と考えられる。

(1) 安定した破断面性状

(2) 安定した荷重で破断

これらを従来の破断分割鋼である C70S6 鋼より向上させることを目標とした。

2.2. 高強度

高強度化による軽量化は、クランク軸受の耐焼付限界向上、クランクへの負荷低下に伴う強度余裕度向上、エンジン振動低下、フリクション低減への寄与等が期待できる。過去の知見より、この効果を明確に得たい場合は、10%以上の軽量化が望ましい⁽²⁾。

よって、現用非調質鋼適用時に対して10%の軽量化を図ることを目標とした。

尚、高強度化には疲労強度向上と降伏強度向上が考えられるが、適用予定のエンジンにおいては疲労強度向上が軽量化に対して有利であるので疲労強度の向上に主眼を置いた。

Table 1 Chemical composition for impact test

(mass %)							
C	Si	Mn	P	S	Cr	Ti	V
0.30	0.70	0.80	0.004 ~0.072	0.055	0.20	—	0.200
0.30	0.70	0.80	0.060	0.060	0.20	0 0.190	—

3. 材料成分

3.1. 開発鋼のコンセプト

機械加工性の観点から、硬度上昇を考慮し従来の中炭素非調質鋼をベースとして以下のコンセプトで成分設計をおこなった。

(1) 低靱性化

- ・フェライト・パーライト組織においてはフェライトの靱性が高いため、フェライトの靱性を低下させる元素を添加

(2) 疲労強度向上

- ・破壊起点となりやすいフェライトの固溶強化および析出強化

3.2. 低靱性化の成分設計

フェライト・パーライト非調質鋼のフェライトの靱性を低下させるには、フェライトを強化し硬さを上げることが有効と考えられる。フェライト強化については、V添加鋼が既に広く実用化されており⁽³⁾、近年 Ti を添加することによりフェライトを強化するとともに最適な靱性値が得られることも報告されている⁽⁴⁾。また、不純物元素としての P は粒界を脆くさせ、靱性が低化することも知られている。そこで、V添加鋼をベースに P を 0.004 - 0.072% に変えた場合と Ti を 0.10 - 0.19% に変えたもので各々の添加量と靱性の関係を確認した。供試鋼は、Table 1 に示す。これらの材料を熱間鍛造条件である 1250℃ に加熱放冷した後、JIS Z 2202 V ノッチ衝撃試験片に加工し室温で衝撃試験をおこなった。P 添加の影響を Fig. 3 に、Ti 添加の影響を Fig. 4 に示す。

P、Ti 添加量の増加とともに衝撃値が低下しており、特に Ti 添加による靱性低下効果は大きい。これは、フェライト中に析出する V 炭窒化物と Ti 炭窒化物の析出形態が違いためと推定される。Fig. 5 に V 添加鋼および Ti 添加鋼のフェライト相薄膜 Transmission Electron Microscope (TEM) 組織を示す⁽⁴⁾。V 添加鋼では微細な V 炭窒化物がフェライト中に析出しているのに対し、Ti 添加鋼では析出している炭窒化物は V 添加鋼に比べて数も少なく大きいもので、Ti 炭窒化物の周りに転位ループが形成され、変形時においては転位が蓄積しやすくなり、これが靱性を低下させている要因と渡里は報告している^{(4), (5)}。

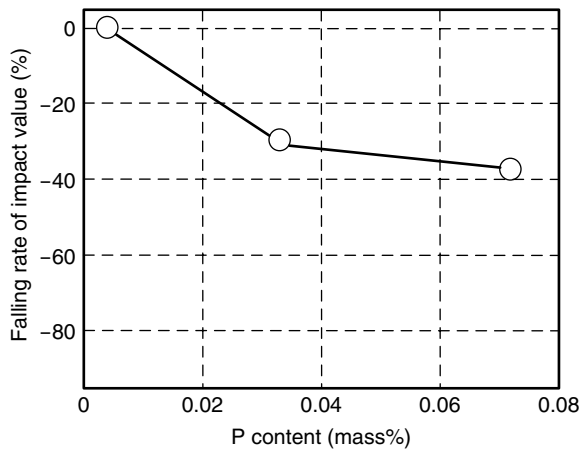


Fig. 3 Relationship between P content and impact value

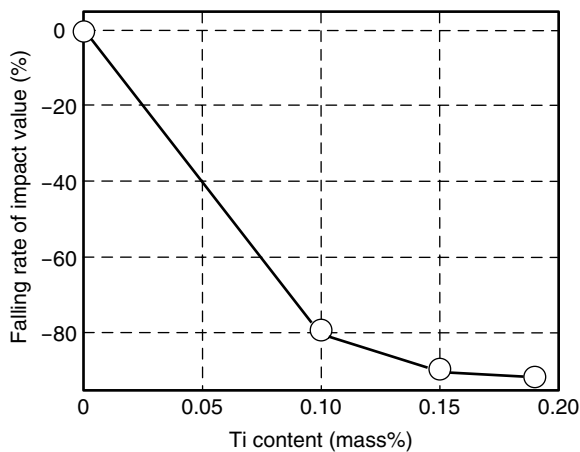


Fig. 4 Relationship between Ti content and impact value

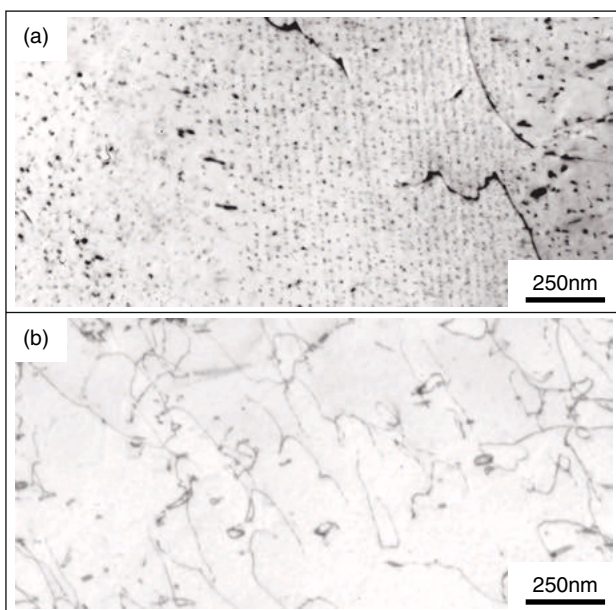


Fig. 5 TEM micrographs of (a) V added steel and (b) Ti added steel

なお、破壊形態は、ともに粒内破壊であり、P添加鋼には粒界破壊は認められなかった。したがって、P添加による韌性低下は、固溶強化の効果によるものと考えられる。

安定した破断分割をねらうためには、十分に低韌性化させることが必要と考え、Pを0.04%以上、Tiを0.15%以上とし、複合添加とした。

3.3. 高疲労強度化の成分設計

機械加工性を考慮すると、疲労強度を向上させても硬度が高くないことが望ましい。したがって、引張強度と疲労強度の比である耐久比を上げるための材料設計が必要である。

Fig. 6 にC量のみを0.1 - 0.6%に変えた構造用炭素鋼のC量と耐久比の関係を示す⁽⁶⁾。この組織はフェライト・パーライトであり、引張強度はフェライトとパーライトの体積比で決まり、疲労強度は亀裂起点部であるフェライト強度によって決まる。したがって、耐久比を向上させるには、C量を低くし、フェライトを強化することが有効であると考えられる。Fig. 6 上に実用化されている従来非調質鋼とC70S6鋼の耐久比をプロットすると良い相関が認められることから、C量は従来非調質鋼以下とした。

フェライトを強化するためには、析出強化、固溶強化が考えられる。Fig. 7に中炭素非調質鋼において各種合金元素

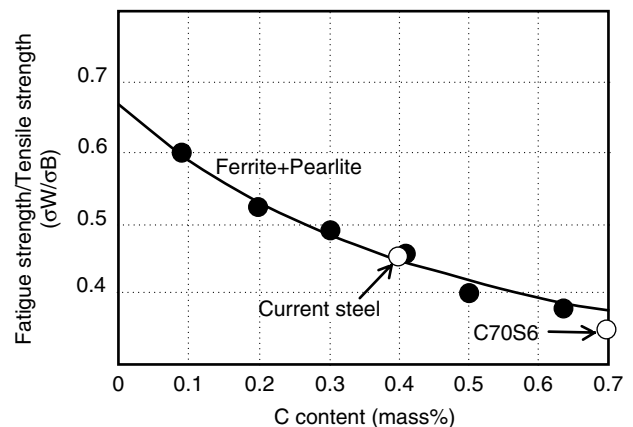


Fig. 6 Relationship between C content and $\bar{E}-W/\bar{E}-B$

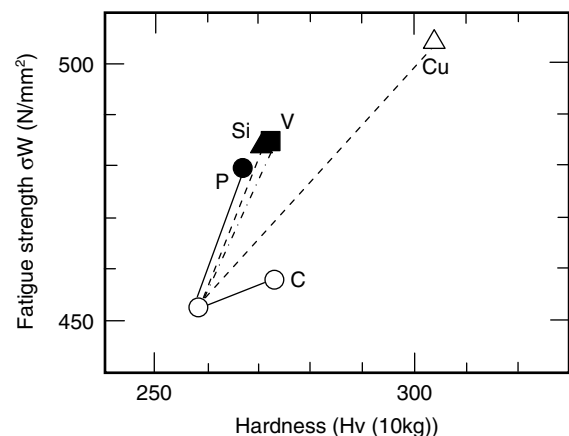


Fig. 7 Relationship between hardness and fatigue strength

添加量を変えた場合の、硬度上昇と疲労強度上昇の相関を示す⁽⁷⁾。硬度を上げずに疲労限度を向上させるためには、P、Si による固溶強化とVによる析出強化が効果的であることがわかる。また、前述のTiは析出強化元素としても知られている⁽⁸⁾。

PとTiについては、既に添加量を決定しているので、Si、Vの添加による疲労強度の向上を検討した。Table 2に示す供試鋼で小野式回転曲げ疲労試験をおこなった。供試材は、熱間鍛造を模して1250℃加熱放冷してからJIS Z 2274 1号試験片に加工した。

Fig. 8 に Si およびVの添加量と疲労強度の関係を示す。

V添加による疲労強度向上効果は大きい、Si添加による疲労強度向上効果は小さかった。この理由を考察するためにフェライト硬度を確認した。Fig. 9 に Si およびVの添加量とフェライト硬度の関係を示す。V添加によるフェライト強化効果は顕著に認められるが、Si添加によるフェライト強化は認められなかった。これは、既にフェライトがTi、V炭窒化物にて析出強化されているため、Si添加による固溶強化の効果が現れ難いためと考えられる。一方、V添

Table 2 Chemical composition for fatigue strength

(mass %)

No.	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ti	V
1	0.28	0.53	0.72	0.045	0.100	0.14	0.154	0.159
2	0.28	0.56	0.73	0.054	0.090	0.17	0.173	0.168
3	0.31	0.68	0.74	0.058	0.066	0.15	0.184	0.199
4	0.32	0.19	0.60	0.035	0.063	0.15	0.179	0.199
Current steel	0.39	0.45	1.05	0.010	0.110	0.09	—	0.110
C70S6	0.70	0.20	0.53	0.008	0.060	0.12	—	0.029

加による析出強化は、前述しているようにTi炭窒化物とV炭窒化物の析出形態が異なるため、それぞれの析出強化効果が得られていると考えられる。以上より、Ti添加鋼におけるフェライト強化にはVによる析出強化が有効である。

Fig. 10 には供試鋼、従来非調質鋼およびC70S6鋼の全硬度と疲労強度の関係を示す。フェライトが強化された供試鋼は硬度に対する疲労強度が高いことがわかる。

Si添加量については、従来非調質鋼と同等に設定し、V添加量については硬度と強度のバランスを考慮し設定した。

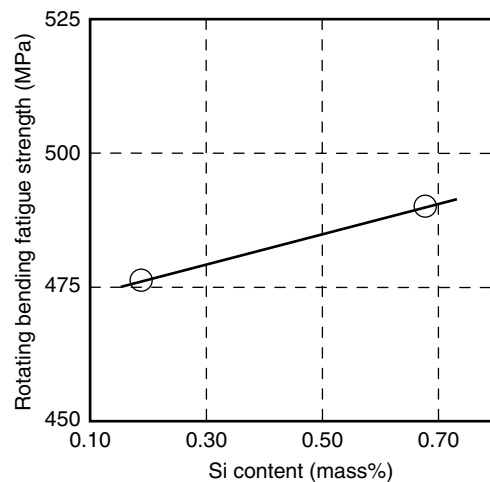
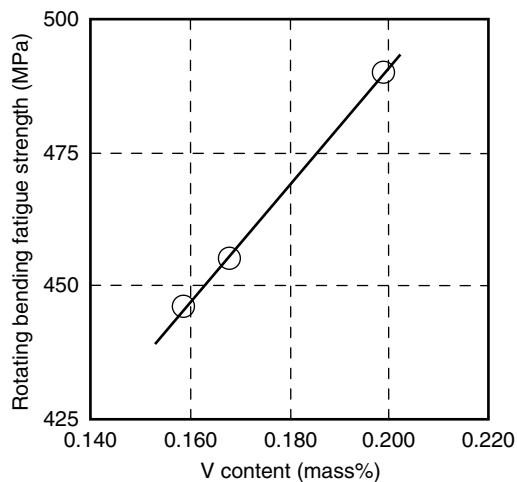


Fig. 8 Relationship between V/Si content and fatigue strength

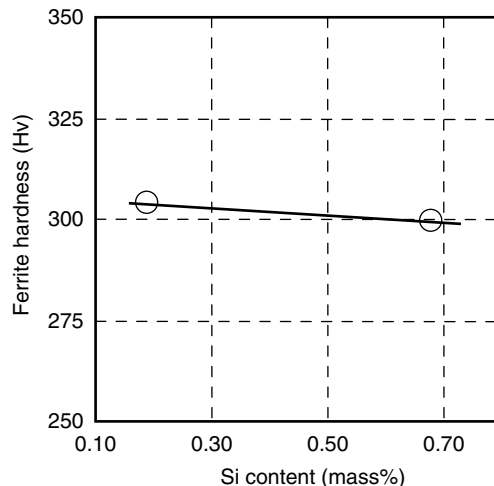
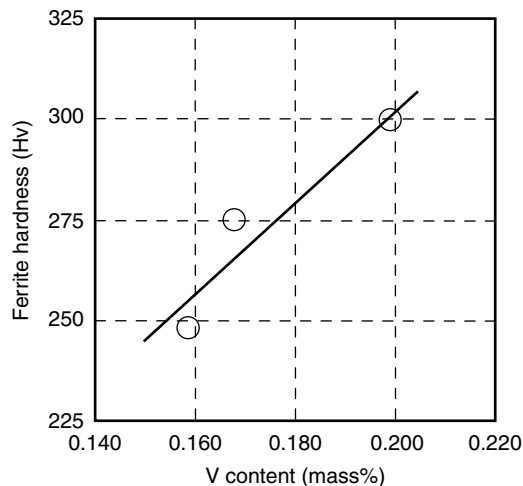


Fig. 9 Relationship between V/Si content and ferrite hardness

3.4. 材料成分の設定

以上の検討結果から破断分割性の確保及びフェライト強化による疲労強度向上、機械加工性確保のための硬度設定を基本とした成分設計をおこなった。その内容をTable 3に示す。また、Fig. 11 に開発鋼の組織を C70S6 鋼と比較して示す。開発鋼の組織は、フェライト・パーライト組織となっている。

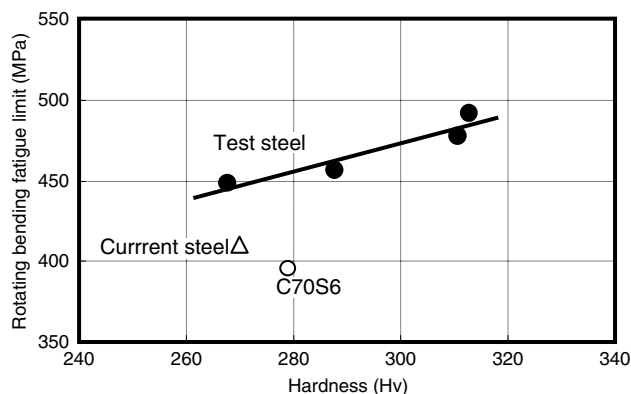


Fig. 10 Relationship between hardness and fatigue strength

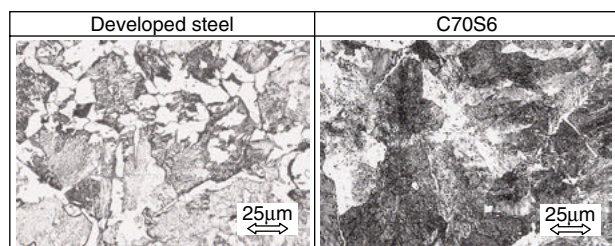


Fig. 11 Micro structure of actual connecting rod

4. 開発コンロッドの破断分割特性

大端部を破断分割する際に求められる機能と特性は下記のようになる。

(1) 要求機能

- a : 破断面の一致
- b : ボルト軸力の安定
- c : 組立時にロッド・キャップがずれなく組み付く

(2) 要求特性

- a : 破断面が脆性破面
 - b : 破断面の粗さ安定
 - c : 部品間公差以内で破面整合
- a については、破断面に延性破面が生じた場合、塑性変形した部分が破面密着の妨げになる。
- b については破面粗さが大きい場合、表面積が増加し破断面密着にボルト軸力が消費され、また破断面粗さが小さい場合は、破断面密着のボルト軸力が小さくなり、ボルト軸

Table 3 Chemical composition of developed steel

(mass %)							
C	Si	Mn	P	S	Cr	Ti	V
0.30	0.50	0.70	0.050	0.100	0.10	0.180	0.180

力の安定性が低下することが懸念される。

c についてはクランクシャフトとコンロッドを組付ける時にロッド・キャップがずれてしまうと正常な組付け状態とならないため機能障害に至る。

4.1. 破断面粗さの安定化

ロッド・キャップ一体コンロッドを熱間鍛造で作製し、所望の寸法・形状に機械加工を施し、破断分割の起点となる切り欠きを機械加工により大端内径に入れ、Fig. 12に示した破断分割装置を用い試験をおこなった。

装置は、コンロッドを固定した後、クサビを引き込むことで大端部に挿入されている半割り治具が拡張され、破断分割する構造となっている。

破断面の粗さを定量化するため、3次元粗さ測定機にて破面を測定し、その粗さを表面面積率 AR として下式にて定義した。測定部位は Fig.13 に示す。

$$AR = \frac{SA}{PA}$$

AR : 表面面積率

SA : 実測面積

PA : 投影面積

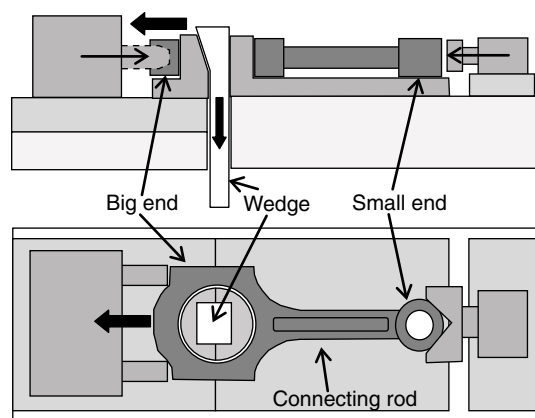


Fig. 12 Fracture splitting device

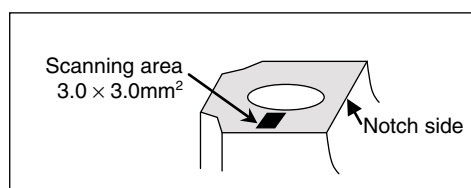


Fig. 13 Measuring area

破断面粗さをコントロールするために大端部内径に入れる切り欠き深さの影響を確認した。切り欠きについては、機械加工によるものとレーザによるものの双方について実施した。また、C70S6 鋼についても機械加工切り欠きのみではあるが試験をおこない比較した。

Fig. 14に示すように切り欠き深さが深くなるにしたがい表面面積率が低下し、切り欠き深さが1 mm 以上で安定した表面面積率が得られた。機械加工切り欠きとレーザ切り欠きの比較では、同等の表面面積率であった。

切り欠き深さが浅い場合は、切り欠き先端での応力集中度合いが低くなり、亀裂発生部位や亀裂の進行方向のばらつきが大きくなるため、相対的に表面面積率が大きくなるとともにばらつきも大きくなると考えられる。それに対し

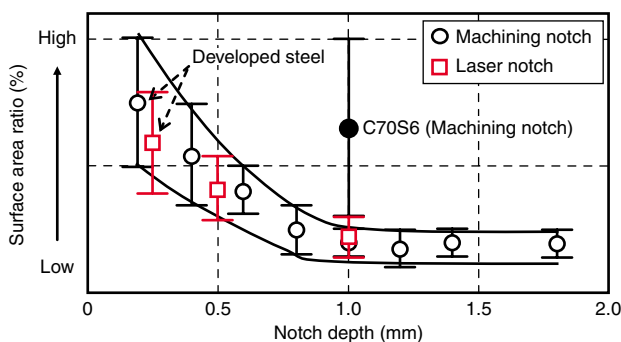


Fig. 14 Relationship between notch depth and surface area ratio

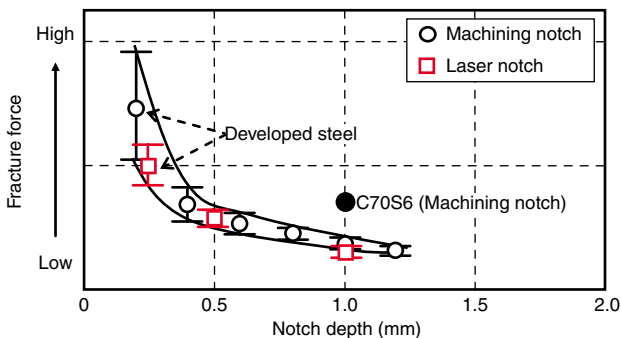


Fig. 15 Relationship between notch depth and fracture force

て切り欠き深さが深い場合は、応力集中度合いが大きくなり、亀裂発生部位や亀裂の進行方向範囲が狭められ、表面面積率が小さくなるとともにばらつきも小さくなると考えられる。開発鋼においては、1 mm 以上の切り欠き深さで安定した破断面を得ることができる。

Fig. 15には、切り欠き深さと破断荷重の関係を示す。なお、破断荷重は、装置のクサビ引き抜き用油圧シリンダーから油圧変動をモニターし検出した。

ノッチ深さと表面面積率の関係と同様にノッチ深さが大きくなるにしたがい破断荷重の低下とともにばらつきも小さくなり、1 mm 以上の切り欠き深さで安定した破断荷重となった。機械加工切り欠きとレーザ切り欠きの比較では、同等の破断荷重であった。

開発鋼とC70S6鋼を比較すると、開発鋼の方が破断面粗さのばらつきが小さく、低い荷重で破断分割が可能なのがわかる。以上より、開発鋼はC70S6鋼に対して、より破断分割性が良好な材料であると言える。また、開発鋼は機械加工、レーザ双方の切り欠きに対応可能である。

Fig. 16 に破断分割面の Scanning Electron Microscope (SEM) 像を示す。破断開始の切り欠き底部から破断終部まで脆性破面(へき開)である。

4.2. 破断面のセルフフィット

破断分割コンロッドは組付けた時にロッド・キャップがずれることなく組みつけられることが要求される。

セルフフィットは、破断面の凹凸がガイドとなり組み付く事象と考えられるので、破断面粗さコントロールは、セルフフィットの観点からも重要と考えられる。

5. 開発コンロッドの疲労強度

コンロッドは鍛造肌のままで使用される部品であるので、実際のコンロッドにおいてI断面部の引張-圧縮疲労強度を検証した。結果を Fig. 17 に示す。なお、同様工程で作製したC70S6鋼を用いたコンロッドも比較して示す。開発鋼は、現用非調質鋼、C70S6鋼に対し、同等硬度で30%の疲労強度向上を達成した。

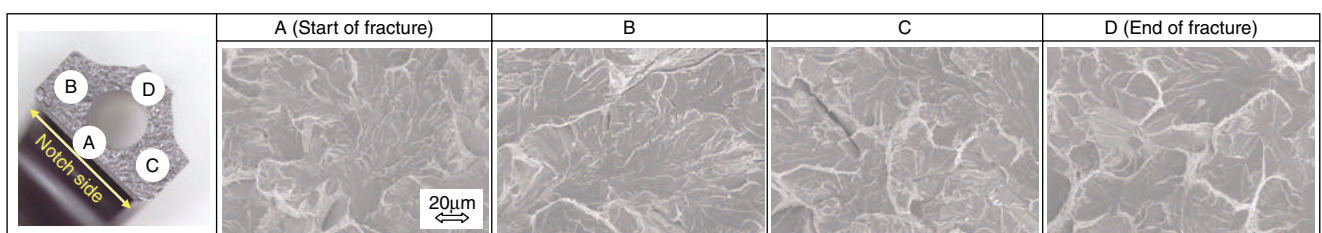


Fig. 16 SEM micrographs of fracture surface

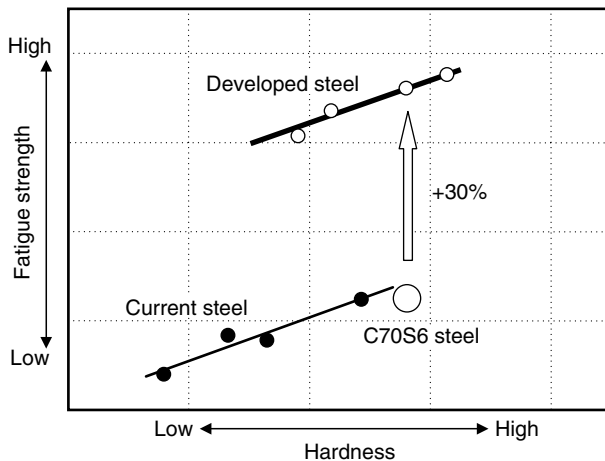


Fig. 17 Comparison of tension and compression fatigue strength between developed connecting rods and C70S6 connecting rods

6. 軽量化効果

本開発鋼を用いることにより、I断面形状の小断面積化、破断分割による位置決めピンの廃止と小型化により、13%の軽量化が達成でき、コンロッドの軽量化により波及したクランクシャフトの軽量化も含めると2005年にフルモデルチェンジした「CIVIC」のエンジン1台あたり約450gの軽量化を達成した。

7. まとめ

疲労強度向上と大端部破断分割化を両立する材料でコンロッドの軽量化が達成できた。その内容を以下にまとめる。

- (1) 破断分割にはフェライト強化が有効であり、特にTi添加による炭窒化物の析出強化を活用することによって、従来鋼に対し破断分割特性が向上した。
- (2) 耐久比向上のためには従来非調質鋼に対しC量を下げることとV及びTi炭窒化物の析出強化を活用することが有効であった。
- (3) 本開発鋼を適用することにより、疲労強度が30%向上し、13%の軽量化が可能となった。

参考文献

- (1) 松原俊彦, 佐藤泰紀, 木村健二, 川瀬直和, 伊藤茂: 快削チタン合金コネクティングロッドの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.3, p.12-26
- (2) 松原俊彦, 佐藤泰紀, 飯田善次, 田口隆: コネクティングロッド用高疲労強度快削非調質鋼の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.4, p.73-85
- (3) 佐藤武史, 栗田真人: 最近の非調質鋼について, 鍛造

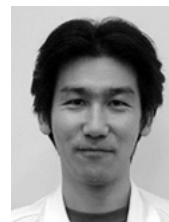
技報, 第83号, p.16-25(2000)

- (4) 渡里宏二: 非調質鋼の靱性に及ぼす析出物形態の影響, CAMP-ISIJ, Vol.11, p.551(1998)
- (5) 渡里宏二: 非調質鋼の靱性に及ぼす析出物形態の影響, 第46回(平成10年度春季)日本熱処理技術協会講演大会, p.83-84
- (6) 西岡邦夫, 平川賢爾, 外山和男: 実物部材の疲労破壊, 住友金属, Vol.32, p.68-88(1980)
- (7) 柿崎哲, 鎌田芳彦, 西田和彦, 栗田真人: 高強度非調質鋼の疲労強度に及ぼす合金元素の影響, CAMP-ISIJ, Vol.7, p.774(1994)
- (8) 渡里宏二, 相原賢治: Vレス-Ti添加熱鍛非調質鋼の機械的性質, CAMP-ISIJ, Vol.9, p.506(1996)

■著者■



飯田 善次



高田健太郎



鈴木 茂



佐藤 史

高強度ダイカストピストン材の開発

Development of High-strength Piston Material with Die Casting

谷 畑 昭 人*
Akito TANIHATA

佐 藤 謙 次*
Kenji SATO

古 川 和 也*
Kazunari FURUKAWA

要 旨

自動車の燃費、出力向上が求められる中で、エンジン高効率化の要であるピストンの熱的、機械的負荷上昇対応、及び軽量化対応を目的に、ピストン材料の高強度化技術を開発した。

本技術の特徴は、冷却速度の速いダイカスト製法を用いてアルミ合金の Ni 添加限界を 5.5mass% まで高めることと、晶出物の粗大化を抑制するために Fe 添加量を 0.4mass% 以下、Mn/Fe 比を 0.6 以下に制御することにより、これによって高温疲労強度を従来ピストン材の 1.5 倍以上に向上することができた。また、ピストンの内部品質については、金型内の真空化と二次加圧を用いることにより、従来ピストン以上の高品質化を実現した。

本開発材を用いたピストンは、材料特性に合わせた形状最適化をおこなうことで、エンジン単体フリクション 4.4% 低減、エンジン単体台上燃費 2.2% 向上の効果が得られた。

ABSTRACT

The pistons are an essential element in the achievement of greater engine efficiency. A method of increasing the strength of the material employed in pistons to respond to increased thermal and mechanical loads and reducing weight has been developed to contribute to the quest for enhancements in power and fuel economy.

This method is used in the die cast production process, which has a rapid rate of cooling. The limit for addition of Ni to the aluminum alloy employed has been increased to 5.5mass%. At the same time, less than 0.4mass% of Fe is added and the Mn/Fe ratio is controlled to less than 0.6 in order to limit the coarsening of the crystals. This technique has increased the high-temperature fatigue strength of the material by more than 1.5 times against the material conventionally employed. In addition, the uses of die vacuum and additional pressure have enabled quality exceeding that of conventional GDC pistons.

Optimization of the piston shape to match the characteristics of the new material has resulted in decreasing engine friction by 4.4% and increasing fuel efficiency by 2.2% in engine bench testing.

1. ま え が き

近年、地球環境保護に対する社会要求がますます高まっており、Hondaにおいても新世代パワープラント「i-シリーズ」の商品化⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾など、燃費向上、エミッション低減を主眼にエンジンの更なる高効率化に向けて開発を進めている。その中で、ピストンの熱的、機械的負荷上昇への対応や軽量化への要求は高まっており、ピストン材料としては更なる高温強度向上が求められている。

ピストン材料の高温強度向上技術としては、AC8A 系アルミ合金をベースに Cu, Ni, Fe, Mn などの耐熱性向上元素を増量する手法がとられてきたが、ピストンの大半が重

力鑄造(Gravity Die Casting: GDC)で製造されていることから、鑄造時の冷却速度が遅く、晶出する金属間化合物が粗大化するため、これらの添加元素の増量には限界がある。そこで、冷却速度を速める手法として粉末鍛造法を用い、添加元素の増量によって高強度化する例が 2 サイクルエンジン用ピストンなど、一部で実用化⁽⁵⁾されている。しかし、本手法は粉末の酸化皮膜や不純物の混入、鍛造成形時のメタルフローによる強度異方性、品質管理を含めた製造工程の複雑さなど、信頼性やコストへの課題が大きく、自動車用ピストンとして普及していない。

一方、アルミ部品の鑄造技術については、自動車用シャーシ部品を中心にダイカスト製法を用いた実用例^{(6), (7)}がヨー

*栃木研究所

ロッパや日本で増加しており、中でもサブフレームにおいては、真空ダイカスト技術を用いて溶接を可能としていることから、近年のダイカスト高品質化技術は高いレベルに達している。ダイカストは GDC に対し冷却速度が速いため、急冷効果による添加元素の増量が可能と考えられるが、ピストンにおけるダイカストの適用例は、GDC に対する生産性向上を目的とした汎用エンジン用⁽⁸⁾にとどまり、高強度化を目的とした適用例は現在まで報告がない。

今回、大幅なコストアップを伴うことなく高温強度を向上させた高強度ダイカストピストン材を開発し、自動車用ピストンとして量産化を実現した。本論文では、開発材の組織制御と強度向上効果、開発ピストンの高品質化、エンジンへの適用効果について述べる。

2. 開発目標と達成手法

2.1. 開発目標

ピストンの主な機能は、燃焼圧力容器の一部形成、燃焼圧力の伝達、燃焼時に発生する熱の伝達であり、必要な材料特性として、高温強度、耐摩耗性、破壊靱性、ヤング率、熱伝導、熱膨張があげられる。本開発では、ピストン材料として特に重要な 523 K 以上の高温域での疲労強度を、Honda 従来高強度材(GDC 製法)に対し 1.5 倍以上向上することを目標とした。また、ピストンとしての強度信頼性を確保するため、鑄造品質については従来 GDC ピストン同等以上の高品質化を目指した。

2.2. 達成手法

ピストン材料は Cu, Mg などを固溶したアルミマトリックス相(以下、 α 相と示す)と Si 粒及び Ni, Fe, Mn などによる金属間化合物が晶出した複合組織を呈している。523 K 以上の高温環境下では α 相の軟化が大きく、応力負荷による亀裂は α 相から生じる傾向があるため、高温強度の向上には、晶出物の増量と微細分散により α 相を保護することが必要である。Fig. 1 に本開発で目指すマイクロ組織の模式図を示す。

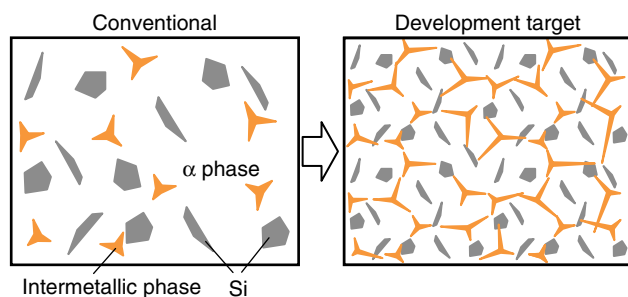


Fig. 1 Schematic microstructures of conventional material and developmental target

増量する元素としては、微細分散の指標である急冷時固溶限増加率⁽⁹⁾、耐熱性の指標であるアルミ中の拡散係数⁽¹⁰⁾、熱伝導の指標である比抵抗増加率⁽¹¹⁾から Ni が有効と考えられる。Fig. 2 に各製法における Ni 増量時の強度向上効果、Fig. 3 に Ni 増量時のマイクロ組織比較を示す。GDC では Ni 増量により晶出物が粗大化し強度向上効果がわずかであるのに対し、ダイカストでは微細な晶出物分散組織が得られ、強度向上効果が大きい。以上のことから、ダイカスト製法による Ni 増量を高温強度向上のコンセプトとし、詳細仕様の設定をおこなう。

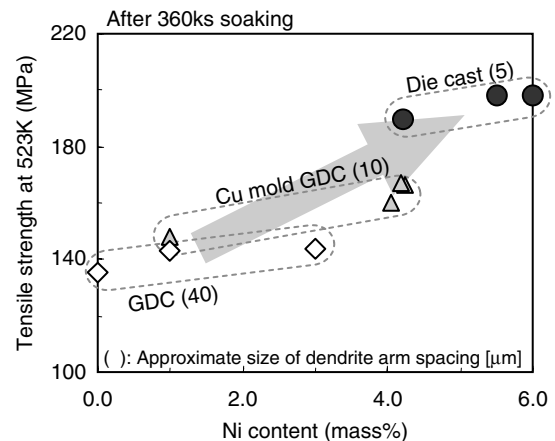


Fig. 2 Effect of Ni on tensile strength in various manufacturing processes

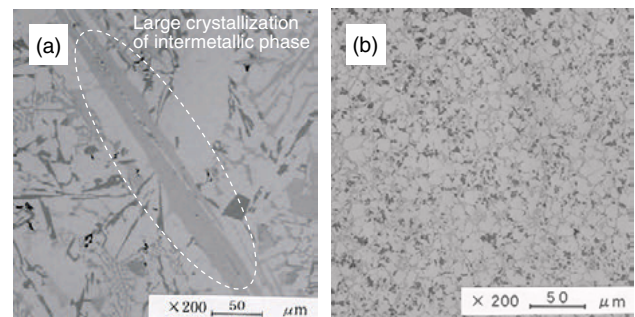


Fig. 3 Microstructures of (a) GDC-Ni 4mass% added and (b) Die cast-Ni 6mass% added

3. 実験方法

ダイカストは方案設定、金型製作、鑄造条件設定に時間を要することから、詳細仕様の設定にあたっては下記手順で進めた。

- (1) くさび形状試験片を GDC にて作製し、急冷時の組織と添加元素量の相関を確認し、基本成分を設定
- (2) 簡易的なピストン形状試験片(以下、簡易ピストンと示す)をダイカストにて作製し、材料特性を確認
- (3) 実際のピストン形状(以下、実ピストンと示す)をダイカストにて作製し、品質を確認

3.1. くさび形状試験片による基本成分設定

急冷時における Ni の添加限界を確認するため、実験用合金成分はベース合金を Al-12%Si-4%Cu -1%Mg(いずれも mass%)とし、Ni を 4.5-6.0mass% の間で変化させた。また、Ni 系晶出物との親和性が高いと考えられる Fe は 0.2-0.5mass% の間で変化させて晶出形態への影響性を確認した。さらに、Mn は Al-(SiFe)系板状晶の改良効果が知られている⁽¹²⁾ため、その量比 Mn/Fe を 0.2 から 1.0 の間で変化させて改良効果有無を確認した。

くさび形状試験片は、溶湯温度 993 K、金型温度 343 K の条件で製造し、ダイカストピストンの冷却速度に相当する肉厚部位を金属顕微鏡にて組織観察した。また、組織形態の強度に及ぼす影響を検証するため、ピッカースで同部位の硬さを測定した。Fig. 4 にくさび形状試験片を示す。

3.2. 簡易ピストンによる材料特性確認

Table 1 に実験用合金及び比較用従来合金の成分を示す。実験用合金は 350 ton ダイカストマシンを用い、溶湯温度 973 K、 casting 圧 80 MPa、ゲート速度 80 m/s で簡易ピストン型に casting し、熱処理 T5 を実施した後、簡易ピストンの天井部(肉厚 10 mm)から試験片を採取した。また、従来合金は溶湯温度 1023 K、金型温度 593 K で JIS4 号舟型に casting し、熱処理 T7 を実施した後、型底より 10 mm 部位から試験片を採取した。材料特性は、抗張力、疲労強度、叩

Table 1 Chemical composition of experimental alloy for die cast and conventional alloy for GDC

	(mass%)					
	Si	Cu	Ni	Mg	Fe	Mn
Experimental alloy	12.4	3.9	5.4	1.0	0.4	0.2
Conventional alloy	12.6	4.8	1.0	1.0	0.1	—

Table 2 Test methods and temperature conditions

	Method	Temperature (K)					Soaking time
		R.T.	473	523	548	573	
Tensile strength	JIS Z2241		○	○		○	360ks
Fatigue strength	Push-Pull servo pulser		○	○		○	
Abrasiveness	Abrasion tester			○	○	○	360ks
Young's modulus	JIS Z2280	○					
Thermal conductivity	JIS R1611			○			
Thermal expansion	TMA			○			
Notch fatigue strength	Push-Pull servo pulser			○			

かれ磨耗、ヤング率、熱伝導率、熱膨張率、切欠き疲労強度の試験を実施し、各温度での平均値を求めた。簡易ピストンの形状を Fig. 5、それぞれの試験方法と温度条件を Table 2 に示す。

3.3. 実ピストンによる品質確認

実ピストンは 1.3L エンジンのピストン形状をもとに、ダイカスト製法を考慮して各部肉厚を調整した。Fig. 6 に概略形状を示す。実験用合金は Table 1 で示した成分とし、250 ton ダイカストマシンを用いて、溶湯温度 1003 K、 casting 圧 95 MPa、ゲート速度 80 m/s で casting し、高品質化の施策として、金型内の真空化と二次加圧を実施した。

内部品質は浸透探傷と気孔率測定で評価した。気孔率 χ (%) は、合金の理論密度 ρ_r (g/cm³)、ピストンの実密度 ρ_a (g/cm³) とすると、ピストン内部の空間割合を示す指標として、(1) 式にて算出できる。

$$\chi = \frac{(\rho_r - \rho_a)}{\rho_r} \times 100 \quad (1)$$

理論密度は計算が困難なため、今回は鑄巣が発生しにくいとされるランズレー法で採取した試験片の密度を測定し、理論密度に代えて用いた。

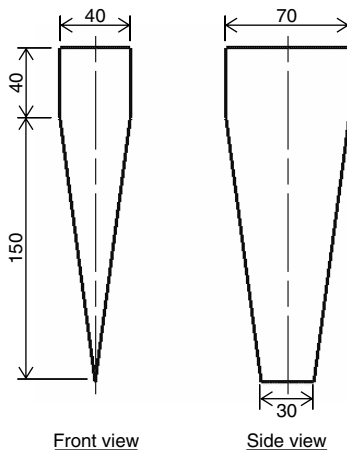


Fig. 4 Schematic diagram of wedge specimen

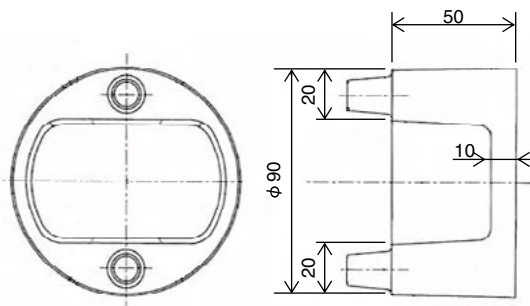


Fig. 5 Schematic diagram of temporary piston

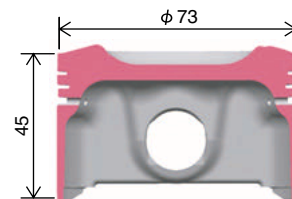


Fig. 6 Schematic diagram of piston

4. 結果と考察

4.1. 組織形態

4.1.1. 組織形態に及ぼす Ni, Fe 添加量の影響

Fig. 7 にミクロ組織中の 100 μm 以上の粗大晶の有無と Ni, Fe 添加量の関係を示す。Ni 4.5mass% では Fe 0.5mass% まで粗大晶が見られずねらいとする組織を示すが、Ni 添加量の増加に伴い粗大晶が発生する。Fe 添加量が低下し、Ni 6.0mass% では Fe 0.2mass% まで低下させてもわずかに粗大晶が認められた。

Fe が粗大化に影響を及ぼす現象は、Al-Ni 系晶出物内で Fe が置換され、Al-(NiFe)系晶出物になることにより、粗大化が促進されたためと考えられる。Al-Ni 二元系状態図から Al-Ni 共晶点は 5.7mass% 付近であり、初晶の晶出危険性や Fe 置換による粗大化を考慮すると、Ni は 5.5mass% 以下、Fe は 0.4mass% 以下の設定が必要と言える。

4.1.2. 組織形態に及ぼす Mn 添加量の影響

Mn については 3.1. 節で示した改良効果が Al-(NiFe)系晶出物にも発現することを期待し、Mn/Fe 比を変化させてミクロ組織と硬さを確認した。Fig. 8 にその結果を示す。期待に反して Mn/Fe 比の高い方が粗大化を起こし、ビッカース硬度も低下した。

Mn の分布を確認するため、粗大晶の構成元素を Electroprobe X-ray microanalyzer (EPMA) により分析した結果を Fig. 9 に示す。Mn の置換が認められる晶出物は Al-(SiFe)系、Al-Fe 系及び Al-(NiFe)系であり、そのうち Al-(SiFe)系は Al-Fe 系と一体化して Mn による塊状化が認められたが、Al-(NiFe)系は Mn の置換により板状粗大化していることがわかった。

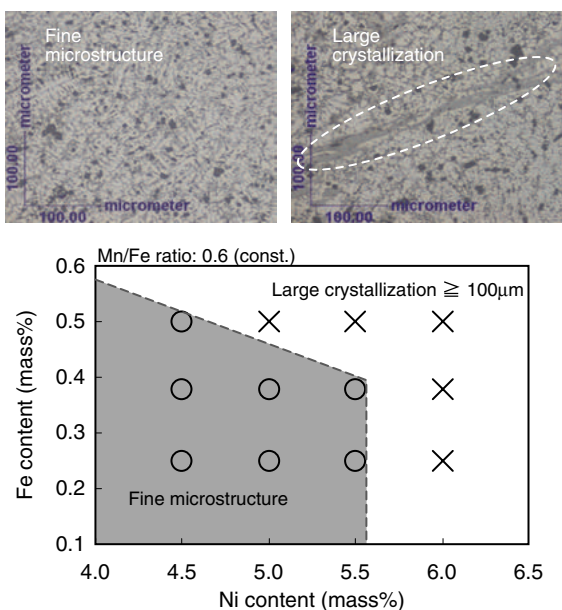


Fig. 7 Effect of Ni and Fe content on microstructure

Table 3 Chemical composition of developed alloy

	Si	Cu	Ni	Mg	Fe	Mn
Developed alloy	13	4	5	0.8	0.4	≤ 0.2

以上より、Mn の増加による硬度低下は、Fe を含有する高 Ni 添加合金において、Mn が Al-(NiFe)系晶出物の板状粗大化を促進して微細分散する晶出物を減少させたためと考えられる。各晶出物への Mn 作用メカニズムの解明は更なる研究を要するが、本実験結果から Mn/Fe 比 0.6 以下の設定が必要と言える。

4.2. 基本成分設定

4.1. 節の結果から、開発合金の Ni 添加量を 5.0mass%、Fe 添加量を 0.4mass%、Mn 添加量を 0.2mass% 以下と設定した。Table 3 に成分表を示す。

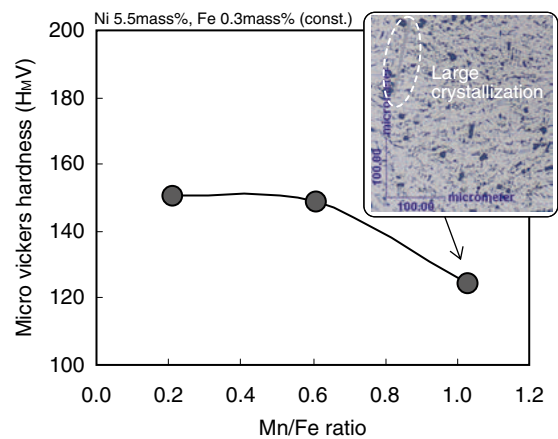


Fig. 8 Effect of various Mn/Fe ratios on microstructure and hardness

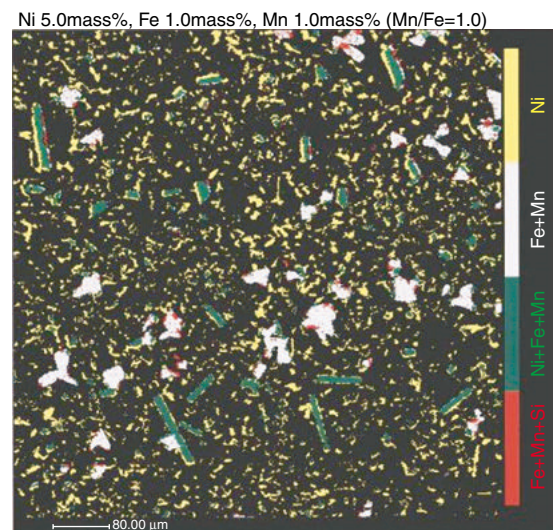


Fig. 9 Photograph of EPMA element mapping

4.3. 材料特性

4.3.1. 高温強度

抗張力及び疲労強度の試験結果をFig. 10に示す。523 K, 573 Kの疲労強度向上率は従来材に対しそれぞれ1.5倍, 1.8倍と目標強度を達成することができた。

4.3.2. リング溝磨耗特性

単体叩かれ磨耗試験の結果を Fig. 11 に示す。従来材に対し、523K での磨耗量は 1/6 と耐磨耗性向上効果が得られた。これは、Ni増量によりアルミ母材面積率が従来材に対し低減するため、凝着発生までの時間が延びることと、高温による材料軟化の影響が低減するためと考えられる。Fig. 12に凝着発生までの時間と硬度劣化特性の従来材との比較を示す。

4.3.3. 靱性・物性

切欠き疲労強度、ヤング率、熱膨張率、熱伝導度の試験結果を Fig. 13 に示す。切欠き疲労強度は、従来材に対し1.2倍と平滑試験片に比べ強度向上率は低減するものの、必要な靱性を確保できた。ヤング率は16%向上、熱膨張率は6%低減の効果が得られた。Niは従来からこれらの特性改善効果が高いことが知られており^{(13), (14)}、本開発材においてもNi増量による効果が得られたと考えられる。熱伝導度については、従来材に対し11%低下となったが、Computer Aided Engineering(CAE)による温度上昇予測は従来材に対し5 K程度であり、また実機でのノッキング特性に悪化が見られなかったことから、ピストンへ適用可能な特性を有すると考えられる。

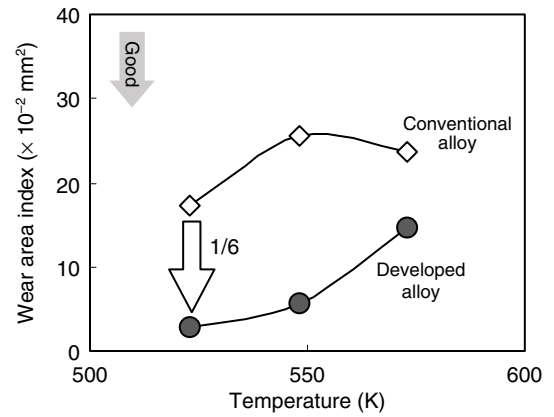


Fig. 11 Abrasiveness

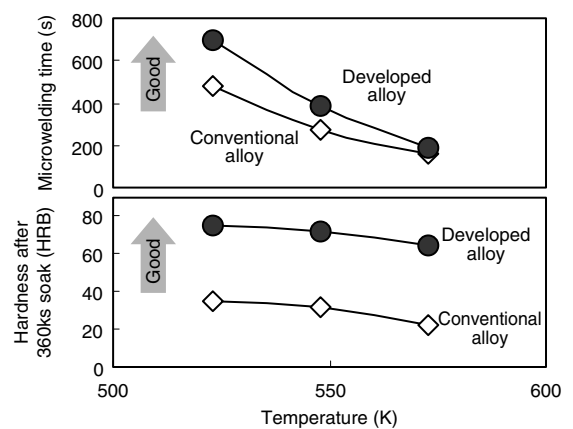


Fig. 12 Comparison of microwelding time and hardness

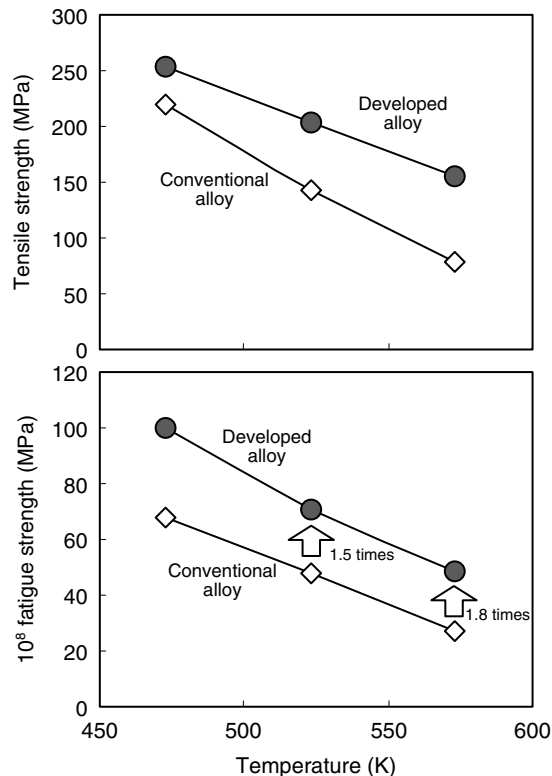


Fig. 10 Tensile and fatigue strength

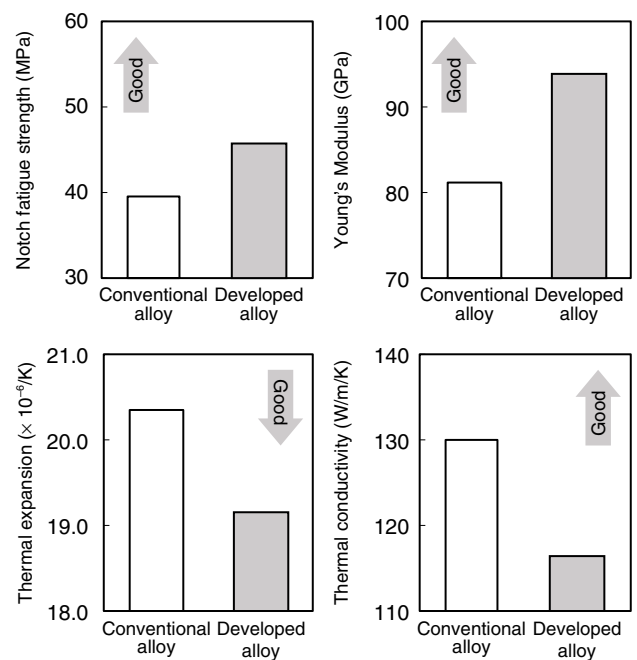


Fig. 13 Notch fatigue strength and physical properties

4.4. 鑄造品質

Fig. 14に真空化及び二次加圧による品質の向上効果を示す。ダイカストは空気の巻込みによって発生する内部鑄巣がしばしば問題となるが、真空化と二次加圧により、GDCピストン以下の気孔率を達成することができた。おのこの効果をみると、真空化より二次加圧の方が気孔率低減効果が高く、これはダイカストにおいても凝固収縮を補うことの重要性を示唆している。

また、溶湯中や注湯時に発生するスラッジや酸化膜、破断チルについても、鑄造方案、溶湯処理、プランジャースリーブ材質、離型剤、潤滑剤量などを最適化し高品質化を実現した。

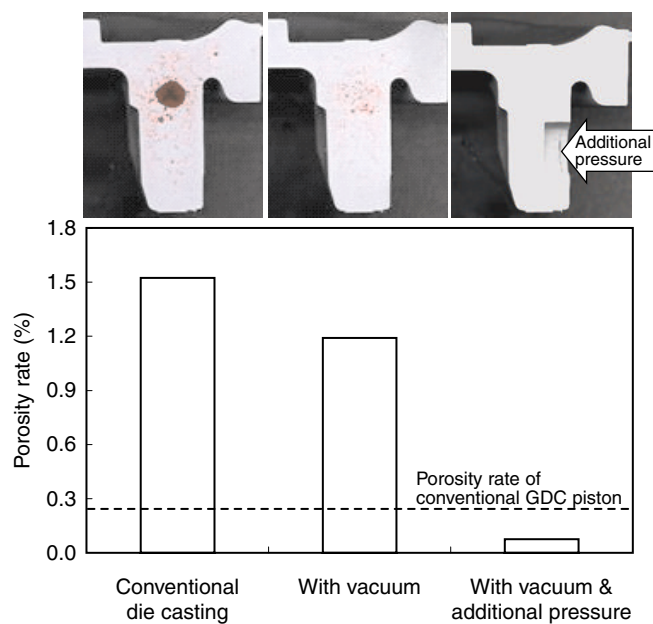


Fig. 14 Effect of vacuum and additional pressure on casting quality

5. ピストン適用事例と効果

5.1. ピストン基本諸元

Table 4 に本開発材を用いたピストンの基本諸元を示す。適用にあたっては、燃費向上をねらいとするエンジンを選定し、ピストン各部の形状はCAEを用いて耐久信頼性を確保しながらフリクション低減効果が最大となるよう最適化した。Fig. 15に三次元挙動計算により最適化したピストンスカート面圧分布の例を示す。

5.2. 適用効果

5.1. 節で示したピストンのフリクションと燃費の測定結果を Fig. 16 に示す。エンジン単体フリクションで 4.4% 低減、エンジン単体台上燃費で 2.2% 向上の効果が得られた。

Table 4 Specifications of developed piston

	Conventional piston	Developed piston
Diameter (mm)	73	73
Compression height (mm)	26.2	26.2
Crown thickness (mm)	5.2	4.5
Land height [top/2nd/3rd] (mm)	5.55/3.0/2.5	5.55/3.0/2.5
Skirt width x height (mm)	34 x 29.5	38 x 29.5
Skirt thickness [skirt/side wall] (mm)	2.0/3.5	2.5/3.45
Piston weight (g)	207	205
Piston shape		
Specific power of applied engine (kW/L)	47.1	52.3
Top ring material/Outer surface treatment	Carbon steel/Hard chromium plating	Carbon steel/Ion plating

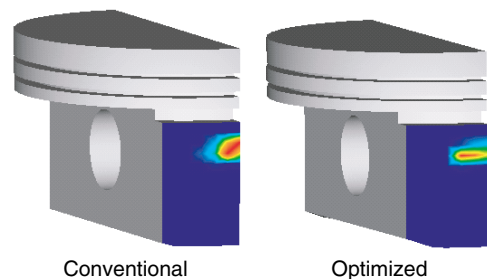


Fig. 15 Three-dimensional piston dynamics calculation

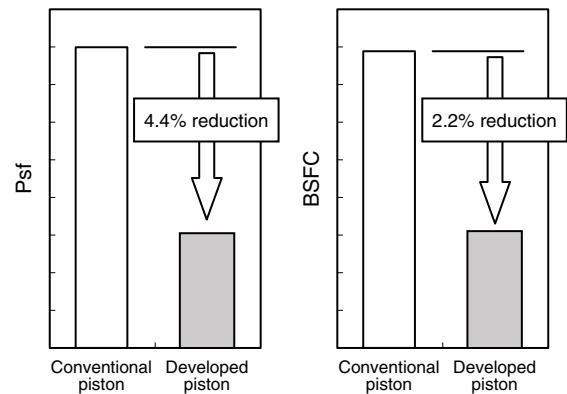


Fig. 16 Effect of developed piston on brake specific fuel consumption (BSFC) and friction loss (Psf)

6. まとめ

ダイカスト製法を用いてアルミ合金の Ni 添加限界を高めることをコンセプトに、ピストン材の高強度化技術を開発した。本開発で得られた知見や結果を以下に示す。

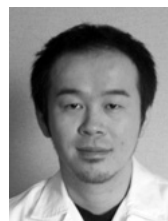
- (1)ダイカスト製法により Ni 添加量を 5.5mass% まで増量することが可能となり、523 K 以上の疲労強度を従来 GDC 材比 1.5 倍以上向上できた。

- (2) 晶出物の粗大化を防止するためには、Fe, Mn 添加量の制御が重要であり、Fe添加量を0.4mass%以下、Mn/Fe 比を 0.6 以下に規制する必要がある。
- (3) 金型内の真空化と二次加圧により、従来 GDC ピストン以上の高品質化が達成できた。
- (4) 本開発材を用いたピストンにより、エンジンフリクション 4.4%低減、台上燃費 2.2%向上の効果が得られた。

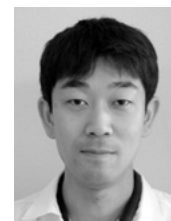
参考文献

- (1) 新里智則, 林有登: 新型 2.0L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.45-54
- (2) 中山幸夫, 鈴木誠, 岩田洋一, 山野順司: 2002 年モデル「Fit」用 1.3L 2 プラグエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.43-52
- (3) 松木正人, 岩城輝男, 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
- (4) 和田祐介, 大津啓司, 成田研之助, 篠原利光: 新型LIFE 用 i-DSI 2 プラグエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.93-102
- (5) 小池俊勝, 山縣裕, 金武直幸: 高性能鍛造ピストン用アルミニウム合金の機械的性質: 軽金属, 第 51 巻, 第 5 号, p.267-272(2001)
- (6) 福地文亮, 矢羽々隆憲, 秋山浩, 小川努, 岩崎晴之, 堀出: 熱間バルジと高真空ダイカストを用いたアルミサブフレームの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.23-30
- (7) 宇都秀之: 自動車軽量化の最新動向と新しい技術, アルトピア, Vol.35, No.1, p.9-14(2005)
- (8) 高崎憲政, 吉村裕子, 佐藤和義, 杉本幸男, 佐藤貴紀: 高圧金型鑄造用ピストン合金の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.175-184
- (9) Polmear, I.J.: LIGHT ALLOYS Metallurgy of the light metals, p.330-331(1995)
- (10) 藤川辰一郎, 馬場義雄ら: アルミニウム中での各種金属元素の拡散データ, 軽金属協会編アルミニウム技術便覧, p.1275(1996)
- (11) 村上陽太郎ら: 工業用材料, アルミニウム材料の基礎と工業技術, 軽金属協会, p.344(1985)
- (12) 馬場義雄ら: 鑄造用アルミニウム合金, 軽金属協会編アルミニウム技術便覧, p.131-132(1996)
- (13) Polmear, I.J.: LIGHT ALLOYS Metallurgy of the light metals, p.126-127(1995)
- (14) 河村敏孝ら: アルミニウムおよびその合金の性質, アルミニウム技術便覧, p.65-66(1985)

■ 著 者 ■



谷畑 昭人



佐藤 謙次



古川 和也

触媒表層の貴金属高濃度化と薄層化

Research for High Concentration of Precious Metal and Thin Layer of Catalyst Top Layer

猪瀬 昇 志*
Syouji INOSE

岡山 竜 也*
Tatsuya OKAYAMA

要 旨

一般的には、触媒の貴金属量を低減すると、ライトオフ性能が低下する。

低温状態の反応メカニズムの検討から、触媒反応は触媒の表層が重要と考え、表層の反応性向上を狙った。表層の貴金属を高濃度化し、薄層化するとともに、ライトオフ性能への寄与度が小さい内層の貴金属量を80%低減した。一方で、貴金属の高濃度化は貴金属の凝集による性能低下が課題となるため、高耐熱性のサポート材(アルミナ)の開発をおこなった。

これらの技術により、低貴金属で従来触媒と同等の浄化性能を有する三元触媒が開発できた。

ABSTRACT

Reduction of the precious metal loading of a catalyst generally causes a decline in light-off performance.

Study of the low temperature reaction mechanism of catalysts indicated the importance of the top layer in the reaction, thus increasing reactivity in the top layer was established as an objective. The concentration of precious metals in the top layer was increased, and the thickness of the layers was reduced. At the same time, the precious metal loading of the subjacent layer, which contributes little to light-off performance, was reduced by 80%. However, increasing the concentration of precious metals in the top layer caused a reduction in performance due to a sintering effect between the metals. Research was therefore conducted on the employment of a high-thermostability support material (alumina) to control the sintering.

This research has enabled the development of a three-way catalyst with significantly reduced precious metal loading while retaining conversion performance equivalent to that of conventional catalysts.

1. まえがき

近年、世界的に自動車エミッションの規制強化が進められている。US では Tier-2 や LEV2, EU では EURO4, 日本では、平成 17 年規制が施行されている。

このような規制強化に対応するためのエミッション低減方法には、触媒の浄化性能が重要な役割をもっており、その性能は貴金属量に大きく依存する。したがって、エミッションの規制強化に伴い自動車一台当たりの貴金属の使用量は増加傾向にある。

自動車からのエミッションは、エンジンの始動直後で、触媒が温まっていない時に最も多く排出される。したがって、エミッションの低減には触媒のライトオフ性能の向上が重

要である。しかしながら、一般的には触媒の貴金属量を低減するとライトオフ性能が低下する。

本研究では、貴金属量とライトオフ性能の関係を反応メカニズムの観点で理論的に考察し、その考察に基づき、触媒の貴金属の有効活用を図り、従来触媒に対し、同等性能を維持しながら、貴金属の低減が可能な技術の研究をおこなった。

2. 開発のねらい

2.1. エミッションの排出特性

US で最も厳しい PZEV 規制をクリアした 2003 年モデル ACCORD(直列4気筒 2.4L エンジン)の FTP LA-4 モー

ド試験法⁽¹⁾での HC(炭化水素)測定結果を Fig. 1 に示す。

エミッション成分であるCO(一酸化炭素), HC, NO_x(窒素酸化物)において, HCがもっとも目標値をクリアするのが難しい。HCはエンジン始動時を含むコールドサイクル(Bag-1)とエンジン暖気後のホットサイクル(Bag-2, 3)において, Bag-1 が全体の排出量の約 80%を占める。これは, 近年の自動車エミッション浄化システムにおいて, 排ガスの空燃比制御システムの高度化⁽²⁾と触媒特性の向上により, エンジン暖気後触媒が活性化した状態である Bag-2, 3 のエミッションが, 大幅に低減した結果によるものである。

したがって, 今後の一層の自動車のエミッション低減のためには, エンジン始動時のエミッションを低減する必要がある, 触媒の早期活性化が重要である。

2.2. エミッション低減技術

従来触媒の早期活性化の方法として, エンジンマネジメントにより触媒を急速に暖気する方法⁽³⁾や, 触媒をエンジン直下にレイアウトする方法が実施されている。また, 触媒研究としてライトオフ性能の向上や HC 排出量の低減のために, 以下の方法が実施されている。

- (1) 触媒の排ガス入口部分の貴金属量を増加するゾーンコート触媒⁽⁴⁾
- (2) ペロブスカイト構造に代表される複合酸化物触媒により貴金属を補完する触媒^{(5), (6)}
- (3) 触媒が活性化する前に排出される HC を一時的に吸着する HC トラップ触媒⁽⁷⁾

しかしながら, 今後のエミッション規制強化への対応と低コスト化の両立のためには, 触媒の貴金属を最大限に有効活用する触媒研究が必要と考えられる。

2.3. 従来触媒の課題

触媒が活性化するためには一定以上の温度(活性化温度)が必要である。触媒の温度は排ガスとの熱交換により上昇する。エンジンの停止状態では, 触媒の温度は外気温と等しく, エンジン始動後, 排ガス温度により触媒の温度も上昇し, 活性化温度に到達する。しかし, 活性化温度に到達するまで排ガスは未浄化のまま排出される。したがって, 触媒として高いライトオフ性能が重要である。

従来触媒の, 貴金属量に対するライトオフ性能の関係を Fig. 2に示す。従来触媒は, 貴金属量を低減するとライトオフ性能が低下するという課題がある。

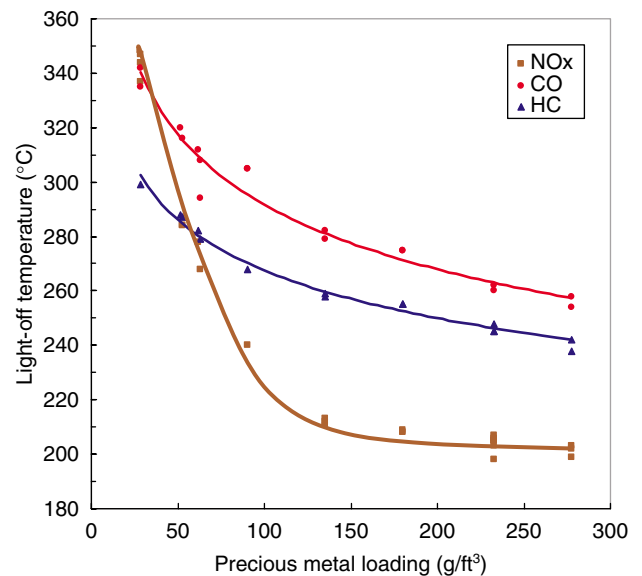


Fig. 2 Relationship between loading of precious metal and light-off temperature

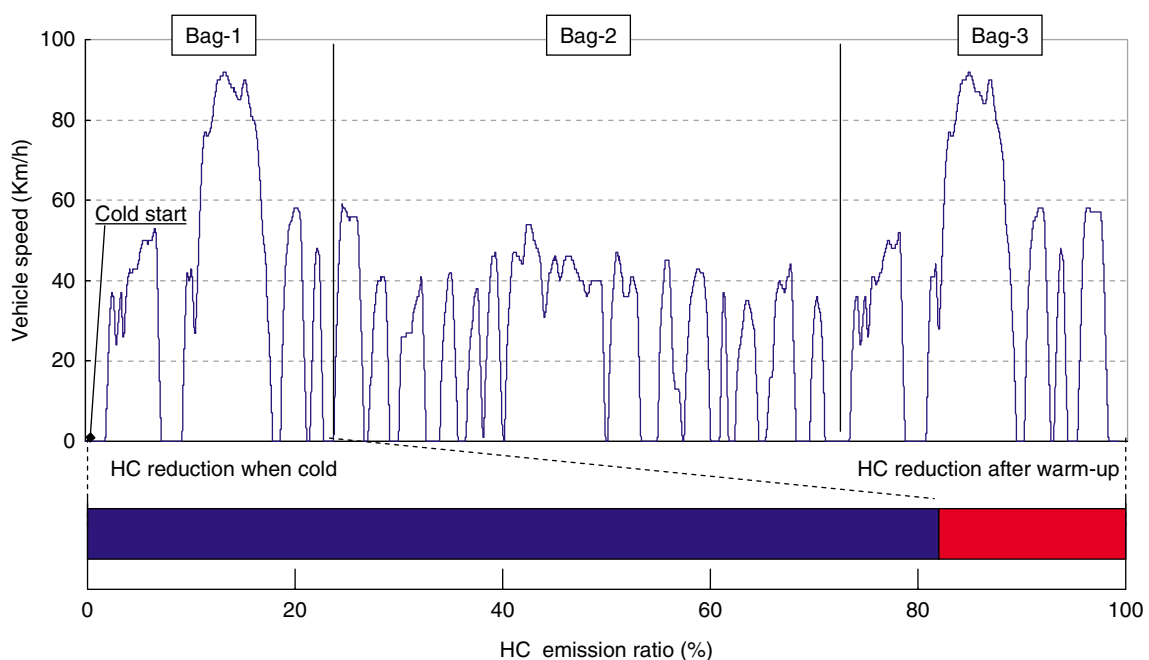


Fig. 1 HC emission in the cold condition and after warm-up (US LA-4 test cycle)

したがって、本研究は貴金属量とライトオフ性能の関係を反応メカニズムの観点から理論的な考察をおこない、それに基づき、従来触媒と同等のライトオフ性能を半分の貴金属量で達成する事を目標として研究をおこなった。

3. 理論

3.1. 触媒の反応論

触媒表面の貴金属を有効に活用し、ライトオフ性能を向上させる手法を検討するため、固体表面上の触媒反応について簡易的な理論検討をおこなう。

化学反応では、以下の二つの関係が重要である。

- (1) 反応障壁である活性化エネルギー
- (2) 反応障壁を越えて反応を起こすための分子のエネルギー

一般的な工業用の触媒開発は、(1)の観点から活性化エネルギーを低下させるために、主に活性種の変更をおこなう。しかしながら、現状の自動車用三元触媒は、Pt(プラチナ).Pd(パラジウム).Rh(ロジウム)の貴金属が使用されており、耐久性と浄化性能の観点から貴金属に代替できる他の活性種は見出されていない。したがって、(2)の観点で検討を進める。ライトオフ性能の向上を目的として、常温の触媒に高温の排ガスが導入された状態を想定し、原子・分子レベルのミクロな状態に対し、量子効果を含まない古典的な分子衝突論を用いて検討をおこなった。

3.2. 固体表面での分子衝突論

気相中の反応に対し、分子衝突論を用いることは有効であり、この古典的な考え方を、固体触媒表面を含む系に当てはめて、系のエネルギーを有効に利用するための手法を検討する。

分子衝突論では、分子の衝突によって得られる並進エネルギーが活性化エネルギーを超えていることが反応の必要条件となる。次に、固体触媒表面での反応を考える。排ガス成分の分子が、固体触媒の表面に吸着すると、並進のエネルギーが表面自由度に変換される。この時変換されたエネルギーと固体表面系上のエネルギーの和が、触媒上での活性化エネルギー(E_a)より大きいことが、反応の必要条件となる。以上の考えに基づき、分子衝突論を固体触媒表面に適用し、触媒のライトオフ性能の向上に関する検討をおこなう。

3.3. ライトオフ温度における触媒改良

3.3.1. 固体表面の分子衝突理論の適用

自動車触媒のライトオフ時について検討するため、触媒温度が排ガス温度に対し十分に低いと仮定すると、反応を起こすためのエネルギーは、主に気相側分子の並進のエネルギーから与えられることになる。よって、反応は、気相側分子の並進の運動エネルギーの大きさでほぼ決まっ

たため、以下のように仮定する。気体分子は、衝突により表面自由度に対しエネルギーを与えるが、触媒上で反応を起こすためには、反応に関与する部位に必要な E_a に、反応に関与しない部位の表面自由度に与えるエネルギーを加えた E_a' 以上の並進のエネルギーを持つことが必要条件となる。

気相での分子の速度分布は、温度に依存し、次のマックスウェルボルツマン分布にしたがう。

$$\frac{dN}{N} = 4\pi \left(\frac{m}{2\pi kT} \right)^{\frac{3}{2}} \exp \left(-\frac{mv^2}{2kT} \right) v^2 dv \quad (1)$$

N: 全分子数

v: 分子の速度

m: 分子の質量

k: ボルツマン定数

T: 温度

dN: 速度が $v+dv$ の間にある分子の数

この関係から、分子の速度分布が求まり、さらに気体分子のエネルギー分布が求められる。触媒固体表面の化学反応を起こす事ができる気体分子の並進エネルギー E_a' と気体分子の並進エネルギー分布の関係の模式図を Fig. 3 に示す。この Fig. 3 に示すように、分子の平均エネルギーが低くても、反応が可能な分子は存在する。反応の必要条件を満たす E_a' 以上のエネルギーを持つ分子が、固体表面に衝突すると、先の仮定に基づき、並進エネルギーを表面自由度に変換する。この後、反応の十分条件を満たせば、反応は進行する。触媒反応を低温で進行させるには、これら反応可能な少数の分子を有効に活用する事が重要となるため

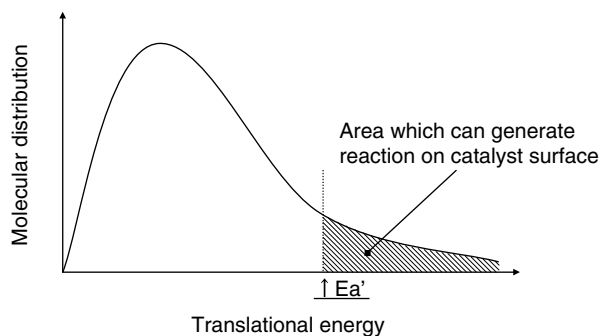
(1) 衝突により反応が進行する場合

(2) 衝突しても反応が進行しない場合

の二つの状況にわけて、 E_a' 以上のエネルギーを持つ分子の効果的な利用法について検討をおこなう。

3.3.2. 反応が進行する場合の検討

初めに(1)の E_a' 以上の並進のエネルギーを持つ分子の



E_a' : Translational energy distribution of gas molecules which can provide energy for reaction on catalyst surface

Fig. 3 Translational energy distribution of molecules

衝突が反応の十分条件を満たし反応が進行する場合について検討する。

排ガスの浄化反応は、主に発熱反応であるため、反応が進行すると反応エネルギーが表面自由度に与えられる。この表面自由度の一部は、生成分子の脱離と並進のエネルギーとして表面自由度から失われるものの、反応が発生した部分では周囲に対しては、エネルギーの高い状態となっている。固体触媒の表面自由度の持つエネルギーが高くなると、この部分については E_a より低い並進のエネルギーしか持たない分子でも反応の必要条件を満たすことができ、進行を進めることが可能になる。つまり、反応が起こった部分の表面自由度のエネルギーを保持することがライトオフ性能向上において重要となる。

表面自由度に与えられたエネルギーは、時間の経過とともに表面から固体内部に緩和されるが、これは、固体内部の熱伝導の問題に帰結される。よって、原子・分子レベルからマクロレベルでの熱伝導の問題に置き換えて考えると、表面付近で与えられた熱の拡散を抑えることが重要であるといえる。孤立した活性点では、反応後の熱の拡散が早くなるため、結果として活性点の密集化、すなわち貴金属の高濃度化が重要であるといえる。

3.3.3. 反応が進行しない場合の検討

次に(2)の反応が起こらない場合を考え、エネルギーの有効利用を検討する。必要条件を満たす分子は、衝突によってそのエネルギーの一部を表面自由度に与え、結果としてエネルギーを失う。固体触媒表面における、マクロレベルの現象として考えると、Fig. 4に示すように、触媒表層で E_a ’

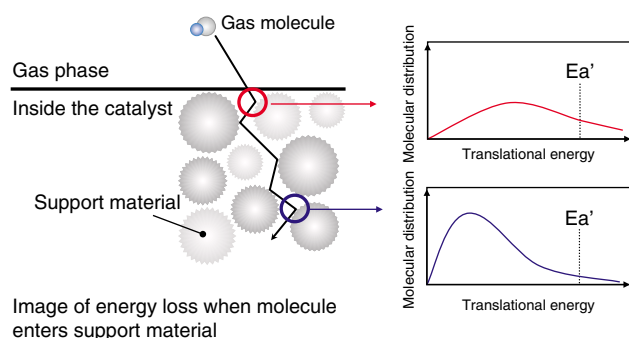


Fig. 4 Conceptual diagram of efficient usage for translational energy

以上の高いエネルギーを持った分子が、反応せず触媒の内層に進入し、細孔壁との衝突により、エネルギーを失っていくことになる。その結果、反応の必要条件を満たす E_a 以上のエネルギーを持った分子数が減少していくことになる。これらを防ぐためには、触媒活性点をできるだけ気相に近い触媒表層に配置する必要がある。

3.4. 触媒改良の検討結果

以上の考察より、反応障壁を越えて反応を進行させるために分子のエネルギーを有効に活用する手法として、(1) 活性点密度の増加、すなわち貴金属の高濃度化(2) 貴金属の表層配置の二つの手法が重要となる。したがって、それらの手法について、実験をおこない効果の検証と触媒仕様の検討をおこなう。

4. 結果と考察

4.1. 触媒設計

4.1.1. 表層貴金属の高濃度化

触媒が活性化していないエンジン始動時は、排ガスを低減するために、排ガスの空燃比はリーン(理論空燃比において空気量が燃料に対し過剰な状態)の状態に制御されている。リーン雰囲気では、HC の浄化に対し Pd が優れた性能を有する事が知られている⁽⁸⁾。したがって、表層の貴金属に Pd を用いた。

表層の Pd 濃度に対するライトオフ性能を確認した。触媒サンプルとして Pd のみを使用した四層コート触媒を作製した。触媒構成を Fig. 5 に示す。触媒一個当りの Pd 量を一定にして表層の Pd 濃度を变化させた。

Fig. 6 に示すように、触媒のライトオフ性能は、表層の Pd 濃度に比例し、表層 Pd 濃度が最も高いサンプルが優れたライトオフ性能を示した。

この結果より、触媒のライトオフ性能には触媒表層の Pd 濃度が大きく寄与している事がわかった。

また、触媒が活性化している 350°C 以上の温度では、Pd の分布状態による性能への影響がない事がわかった。

4.1.2. 内層貴金属の低濃度化

触媒の活性化状態において、運転条件の変化(加速や減

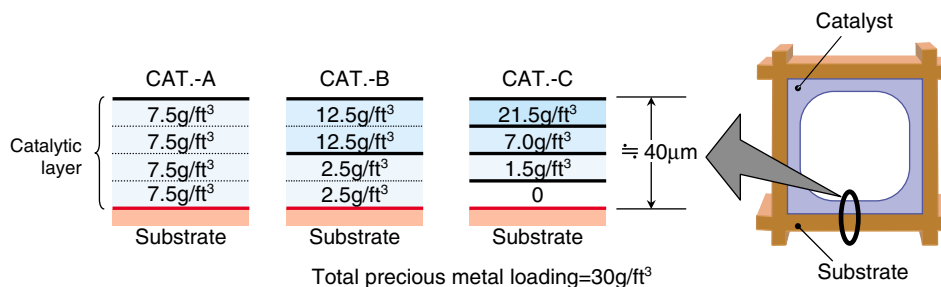


Fig. 5 Pd distribution of test piece

速)により、NO_x エミッションが増加する傾向にある。したがって、NO_xの浄化性能に優れる貴金属としてPt/Rh⁽⁹⁾・⁽¹¹⁾を内層に配置することにより、貴金属量は従来触媒に対し80%低減しても、触媒の活性化状態において、従来触媒と同等の浄化性能を維持することができた。

4.2. 表層貴金属高濃度化の課題と対応

既存のサポート材を用いて、貴金属を高濃度化した触媒は、900℃での耐熱試験後、期待されるライトオフ性能が得られなかった。その要因を、以下のように推定した。

自動車用触媒には、貴金属のサポート材としてアルミナを用いている。アルミナにはガスの接触確率を高めるために、高い比表面積を持つγアルミナを使用している。しかし、高温にさらされると、アルミナの結晶構造はγ相からα相に相転移し、比表面積が低下するため、貴金属の粒子間の距離が短くなり、貴金属の凝集が生じる。その結果、活性点が減少しライトオフ性能が低下したと推定した。

この課題に対して、アルミナの高耐熱化のために結晶構造の安定化の検討をすることとし、アルミナに他の金属元

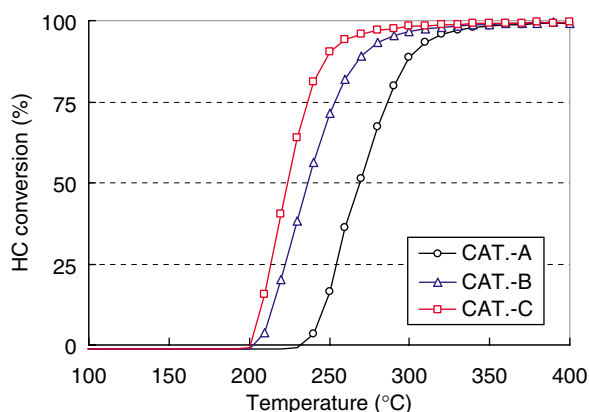


Fig. 6 Relationship between Pd concentration in top layer and HC light-off temperature

素を添加した。添加元素は一部のアルミナと複合化し、高温で安定な結晶構造を形成する。また、添加元素と複合化した改良アルミナとγアルミナの結晶構造の間には結合しやすい共通層があり、その界面で強い結晶構造の安定化効果が生じ、αアルミナの生成を抑制する。以上の手法をもちいることで、アルミナの高温での結晶構造の安定化が図れると考えた。

アルミナの結晶構造の安定化手法の検証として、1100℃の耐熱試験後の結晶構造の変化を、XRD(X線回折装置)により確認した結果を Fig. 7 に示す。従来アルミナにはα相の回折ピークが多数見られ、γ相からα相への相転移が見られた。一方、改良アルミナにはα相の回折ピークは認められず、γ相からα相への相転移の抑制が認められ、金属元素の添加によるアルミナの結晶構造の安定化手法は有効であることがわかった。

Fig. 8 には高温に一定時間保持した耐熱試験後のアルミ

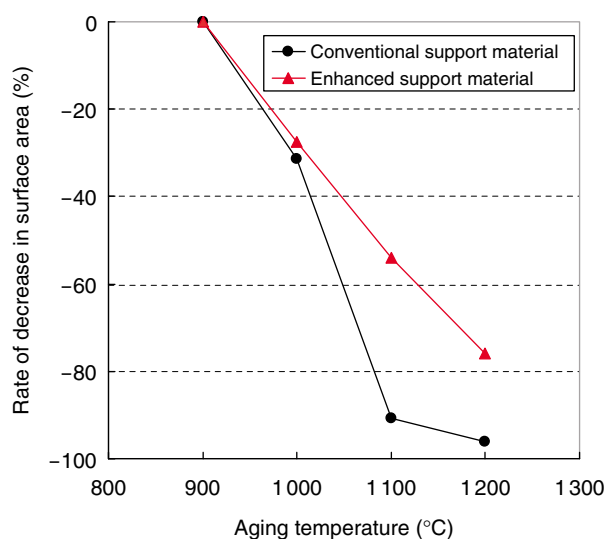


Fig. 8 Effect of enhancing support materials on specific surface area

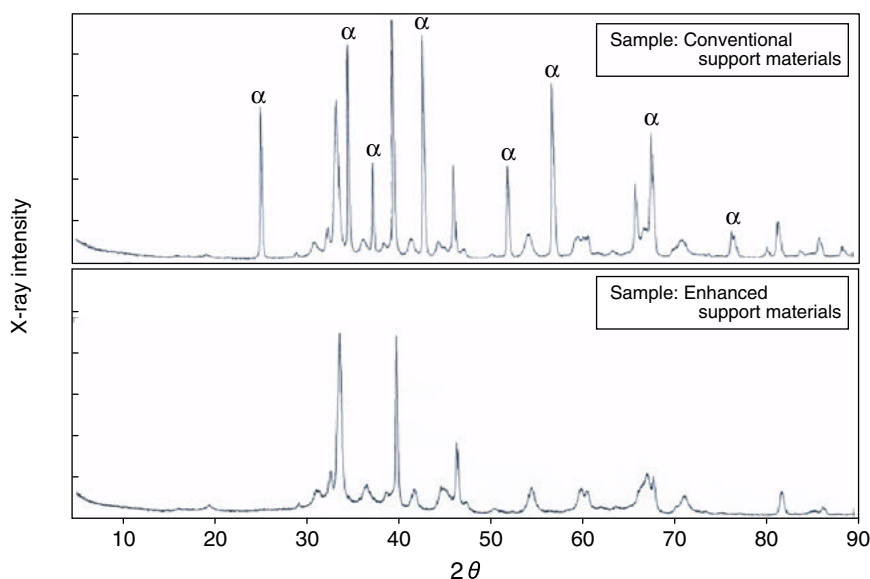


Fig. 7 XRD pattern of support materials (Aging condition:1100°C)

ナの比表面積の変化を示す。従来アルミナの比表面積は、1100℃以上で急激に変化し、1000℃から1100℃の間で約60%低下した。一方、改良アルミナは1000℃から1100℃の間の低下は約25%であり、1100℃以上で従来アルミナに対し比表面積の変化は緩やかで、比表面積の低下の抑制が認められた。

改良アルミナによるPdの凝集抑制効果について確認するために、それぞれのアルミナに同量のPdを担持した触媒を試作し、1100℃の耐熱試験をおこなった。TEM(透過電子顕微鏡)によりPd粒子径を観察した結果を、Fig. 9に示す。従来アルミナを用いたPd触媒のPd粒子径は30～300nmであり凝集が認められた。一方、改良アルミナをもちいたPd触媒のPd粒子径は約20nmであり、粒子が均一に分散し凝集の抑制が認められた。

4.3. 表層Pd濃度の耐熱性への影響

表層Pd濃度が12%の触媒(12%-Pd)と18%の触媒(18%-Pd)を用い、900℃から1100℃で耐熱試験後、モデルガス試験によりライトオフ性能を確認した。Fig. 10に示すように、900℃耐熱試験後のライトオフ性能は18%-Pdの方が12%-Pdに対し優れている。しかし、1000℃以上の耐熱試験後では12%-Pdの方が18%-Pdに対し優れる性能であり、耐熱試験温度によって性能の優劣が逆転した。耐熱試験温度の900℃と1000℃における、HCライトオフ性能の低下は、12%-Pdでは15℃、18%-Pdでは33℃であり、Pdを高濃度にし

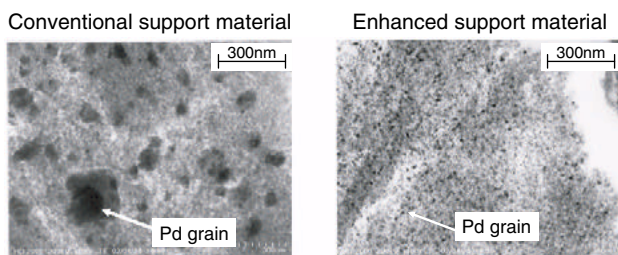


Fig. 9 TEM image of Pd grain (Aging condition:1 000℃)

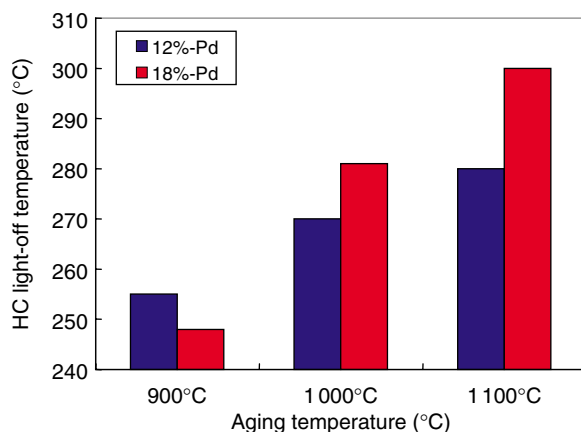


Fig. 10 Relationship between Pd concentration and HC light-off temperature

た触媒は大きな劣化を示した。これは、Pd濃度が1.5倍になったため、Pd粒子の距離がさらに近接したことにより、改良アルミナを用いてもPdの凝集が促進したことが要因と考えられる。

以上により、表層のPd濃度は搭載する自動車の排ガス温度に合わせて最適な濃度が存在する事がわかった。

4.4. PZEV 量産触媒と開発触媒の比較

PZEV 量産触媒に対し、これまでの試験結果を基に、触媒仕様を設定し、貴金属量はPZEV 量産触媒に対して半減した触媒を作製した。結果をFig. 11に示す。開発触媒は、PZEV 量産触媒と同等のHCライトオフ性能と暖気後の浄化性能を示した。

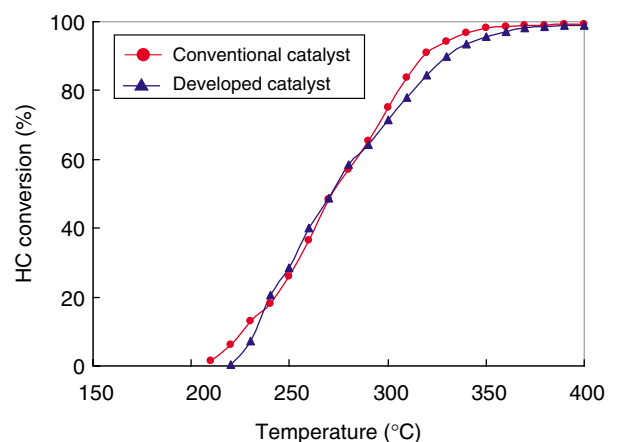


Fig. 11 Comparison of HC light-off temperature in conventional catalyst and developed catalyst

5. まとめ

以上の研究から、以下のことがわかった。

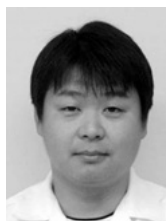
- (1) 反応メカニズムの検討から表層貴金属を高濃度化することがライトオフ特性に重要である事を見出し実証した。
 - (2) 触媒表層を、貴金属の高濃度化と薄層化し、内層の貴金属を低濃度化する事により、触媒一個当りの貴金属の低減が可能である。
 - (3) 貴金属の高濃度化と高耐熱サポート材を組合せる事により貴金属の凝集を抑制できる。
 - (4) 耐熱温度に応じた最適な貴金属濃度が存在する。
- 本研究で得られた知見を用いて、従来触媒に対し貴金属を低減しながら同等性能を維持する触媒が開発できた。2006年モデル以降の量産触媒に適用を検討している。

参考文献

- (1) 自動車排出ガスの計測と試験法，自動車と環境，自動車工学全書，自動車工学全書編集委員会，p.37-54(1980)

- (2) 安井裕司, 上野将樹, 赤崎修介, 岩城喜久: 触媒後 O₂ 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二報, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.51-56
- (3) 上野将樹, 赤崎修介, 安井裕司, 岩城喜久: 吸入空気量と点火時期の適応制御による始動後急速暖気システム, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.73-78
- (4) 公開特許公報 昭 61-46252
- (5) Golden,S.J., Polli,A.D., Hawthorne,R., Hatfield,R., Cotton,M.G., Flynn, K.,Truex,T.:Advanced Low PGM Three-Way-Catalyst for LEV-II and ULEV-II Compliance, SAE Paper, 2002-01-0344
- (6) 高谷真弘, 山本伸司, 一瀬浄, 松下健次郎: HC 吸着触媒を用いたコールド HC 低減技術(1), 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 102(1998)
- (7) Tanaka,H., Uenishi,M., Tan,I., Kimura,M., Mizuki,J., Nishihata,Y.: An Intelligent Catalyst, SAE Paper, 2001-01-1301
- (8) Yamada,T.: TWC Impact of Revised FTP on Emission and New Modifications Required for catalysts, SAE Paper, 960793
- (9) Yamada,T.: Development of Zr Containing TWC Catalyst, SAE Paper, 970466
- (10) Kobayashi,T.: Improvement of NOx Performance and Thermal Stability in Pd Based Catalyst, SAE Paper, 2000-01-2927
- (11) Omoto,H.: Catalyst Design for Meeting Stringent LEV-2 NOx Regulation, SAE Paper, 2002-01-0348

■ 著 者 ■



猪瀬昇志



岡山竜也

ダイカストシミュレーション技術の開発と 二輪車部品での検証

Development of High-Pressure Die-Casting Simulation and Verification in Motorcycle Parts

中 川 昌 彦*
Masahiko NAKAGAWA

千 葉 幸 一*
Koichi CHIBA

小 屋 栄太郎*
Eitaro KOYA

要 旨

ダイカスト鋳物において、空気巻き込み量の定量化と凝固完了時の実体強度を材料試験およびシミュレーションにて検討した。その結果、新たに背圧を考慮することで空気巻き込み解析の予測精度は向上した。また、流動完了時の空気巻き込みを凝固過程に連成させることにより、実体強度の解析が可能となった。

ABSTRACT

The quantitative evaluation of trapped air and strength of cast products at the completion of solidification in high pressure die-cast has been studied using material test and simulation. As a result, the prediction accuracy of trapped air analysis was enhanced by considering back pressure. In addition, by coupling the trapped air defect at the completion of flow with the solidification process, the analysis of mechanical characteristics of cast products has become possible.

1. まえがき

二輪車のフレーム部品は、軽量化を目的としてアルミニウム化が進められている。従来、展伸材と接合されるフレーム部品は、溶接性の観点から重力金型鋳造法により製造されていた。更なるフレーム部品の軽量化のためには、薄肉、高精度、高生産性の観点より、ダイカスト製法が適している。しかし、従来のダイカスト製法は、溶接に適さないものとされてきた。

この課題を解決するために、遷移域充てん法ダイカストによるフレーム部品のダイカスト化が図られている⁽¹⁾。さらに近年、軽量化要求の高まりに伴い、溶接可能かつ高強度、高剛性が得られる中空構造鋳物が遷移域充てん法ダイカストで作られ、製品化されている⁽²⁾。また他の手法とし

て、金型キャビティ内の真空度を高めて、ダイカスト製品内への空気の巻き込みを抑えることにより、フレーム部品へのダイカスト製法の適用を実現化する例が見られるようになってきた⁽³⁾。

これらの鋳物を短期間で開発するためには成型性、溶接性、強度、品質などを開発の早期段階で予測する技術が必要であるが、従来の鋳造シミュレーションでは、空気巻き込み量を定量的に解析することが困難であった。一方、ダイカスト鋳物は製品部位により内部品質が均一でないため強度が異なり、更なる軽量化をおこなうためには、実体強度予測手法の開発が望まれていた。

本稿では、新たに開発したダイカスト製法における空気巻き込み、実体強度の解析手法の概要および、実鋳造品とシミュレーション結果の相関について報告する。

*朝霞研究所

2. 従来技術との比較

近年、鋳物の品質向上を目的として鋳造シミュレーションをおこなうことが多い。従来の鋳造シミュレーションは、流動過程における溶湯の挙動、物性の変化および凝固過程での凝固巣の発生を個別に解析し、それぞれ必要に応じて使い分けてきた。これらの手法でも一般の鋳造における欠陥予測や鋳造方案を定性的に検討することは可能であった。しかしながら、従来の鋳造シミュレーションの多くは、金型キャビティ内の背圧の影響が考慮されていないため、金型キャビティ内の圧力は一定として解いていた。したがって、空気巻き込み量の予測精度は充分ではなく、定性的な評価に留まっていた。そこで今回、従来の解析手法に加えて背圧を考慮し、気相と液相の二相流を扱うことにより、金型キャビティ内の空気圧力勾配までも解析を可能とした。これにより、空気巻き込み量の定量的予測精度の向上を図った。

また、より正確に流動シミュレーションをおこなうために、境界条件の設定によりビスケットから溶湯を注入して解くのではなく、スリーブ内の溶湯の挙動も解いている。

一方、溶湯流動時に発生した空気巻き込みが、凝固のひけ巣を伴って最終的な鋳物中のポロシティとなるが、従来の凝固解析では凝固の初期段階で充てん完了時の空気巻き込みを考慮することができず、正確なポロシティのサイズ、量を解析することができなかった。特に充てん過程で空気を巻き込むダイカスト製品においては、これらを考慮する必要がある。今回、新たに流動完了時の空気巻き込みを凝固過程に連成させることにより、凝固完了時のポロシティのサイズ、量を定量的に解析できるようになった。さらに Dendrite Arm Spacing(DAS)、偏析を考慮することにより強度、伸びの予測を可能とした。

3. 鋳造シミュレーション

3.1. 流動シミュレーション

流動シミュレーションでは、Fig. 1 に模式的に示すように空気巻き込みをモデル化することにより、解析を可能にした。まず、自由表面をVOF(Volume of Fluid)法⁽⁴⁾で解くことにより、ボイドの発生を予測する。この場合、ボイドとは数個以上のメッシュ要素の集合として表されるマクロ的な空洞である。流動解析の途中でボイドが発生するとボイドの保存方程式を解く。さらに溶湯が充てんされることにより、ボイドが1要素以下のサイズになって消滅する。このマクロ的な空洞が消滅した時点で1要素以下のサイズの空気巻き込みが発生したとして、空気巻き込みのサイズ、ガス圧、個数を計算する。その後、溶湯の流動に伴い空気巻き込みはサイズ、ガス圧を変化させて移動する⁽⁵⁾。

3.2. 凝固シミュレーション

一方、従来の凝固シミュレーションの欠陥予測手法としては、等温度法、凝固時間法、温度勾配法、修正温度勾配法($G/\sqrt{R}$ 法)などがある⁽⁶⁾。しかしながら、これらの方法ではポロシティ発生メカニズムを充分考慮していないため、どの位置にどの程度のポロシティが発生するのかを定量的に予測することは困難であった。そこで、Fig. 2に模式的に示すように凝固ポロシティ発生原理をモデル化して、シミュレーションをおこなうこととした。まず、ガス気泡としてデンドライトの根元で核生成し、凝固の進行とともにガス気泡が大きくなりデンドライトの根元から分離する。さらに凝固が進行し、デンドライト同士がぶつかった場合は、デンドライト間に移動したガス気泡は凝固収縮を補うために成長し、ポロシティ欠陥となる。これらのシミュレーションの基礎式は式(1)-(4)に示すとおりである⁽⁷⁾。また、Fig. 3に欠陥予測のフローチャートを示す。

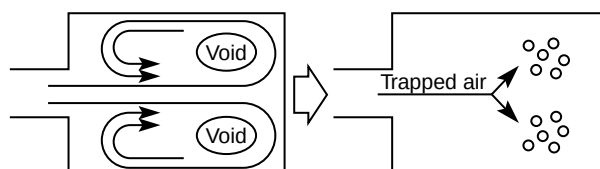


Fig. 1 Mechanism of trapped air evolution

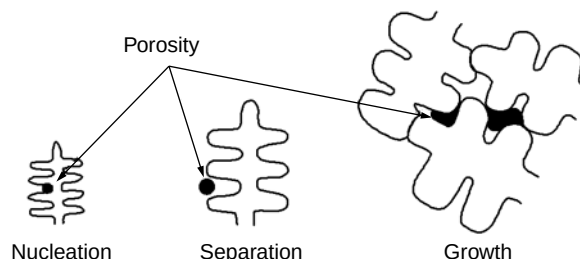


Fig. 2 Principle of porosity creation

(1)熱移動方程式

$$C\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \rho L \frac{\partial f_L}{\partial t} \quad (1)$$

C :比熱 ρ :密度 T :温度 t :時間

λ :熱伝導率 L :潜熱 f_L :液相率

(2)連続の式

$$\left(\frac{\rho_s}{\rho_L} - 1 \right) \frac{\partial f_L}{\partial t} - \frac{\partial f_L u}{\partial x} - \frac{\partial f_L v}{\partial y} - \frac{\partial f_L w}{\partial z} + \frac{\partial f_v}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

ρ_s, ρ_L :固相と液相の密度

u, v, w :デンドライト間流動の流速

f_v :ポロシティの体積率

(3)運動方程式

$$u = -\frac{k}{\mu f_L} \frac{\partial P}{\partial x} \quad v = -\frac{k}{\mu f_L} \frac{\partial P}{\partial y} \quad w = -\frac{k}{\mu f_L} \frac{\partial P}{\partial z} \quad (3)$$

$$k: \text{透過率} = \frac{f_L^3 d^2}{180(1-f_L)^2} \quad \mu: \text{粘性係数}$$

d : デンドライトセルサイズ

(4) ガス量保存

$$[H_0] = (1-f_L)[H_S] + f_L[H_L] + \alpha_H \frac{P_g f_v}{T} \quad (4)$$

$[H_0]$: 全ガス量 $[H_S]$: 固相内ガス量 $[H_L]$: 液相内ガス量

α_H : 係数 P_g : ポロシティ内ガス圧

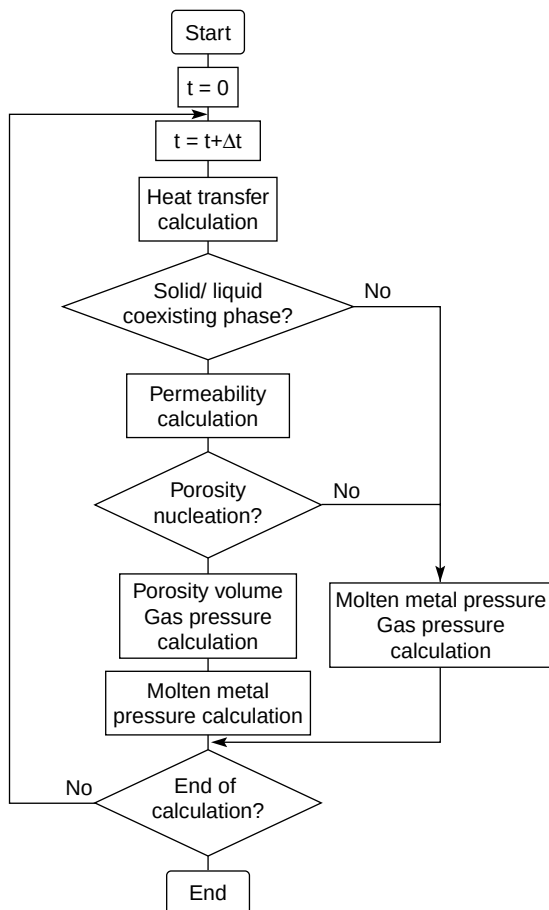


Fig. 3 Flow chart for predicting of defects

4. シミュレーションと実測の比較

4.1. 遷移域充てん法ダイカスト

まず初めに、一般ダイカストより溶湯の流入速度が遅く、溶接性の判断も必要となる遷移域充てん法ダイカストについて比較をおこなった。流動および凝固シミュレーション結果の比較には、Fig. 4に示す二輪車フレーム部品のピボットプレートを用いた。プランジャ速度は 1.8 m/s である。オーバフローは 5ヶ所に設定してあり、そのうち 3ヶ所は減圧されている。各特性の測定には、一般面より試験片を採取し、実験に供した。また、シミュレーションには要素数 137 285 のメッシュを使用し、溶湯の物性値は Al-5%Mg-0.7%Mn-0.8%Ni 材を用いた。

4.1.1. 空気巻き込み量

空気巻き込み量の解析結果を Fig. 5 に示す。(a),(b) では方案が異なり、空気巻き込み量の実測値はそれぞれ 3.6, 2.0 cm³/100g Al である。背圧を考慮しない従来の解析では、それぞれ 1.7, 2.4 cm³/100g Al であり、空気巻き込み量の傾向および絶対値の精度が劣っていた。それに対し、今回背圧を考慮した解析とすることで、それぞれ 3.1, 1.9 cm³/100g Al が得られ、傾向および絶対値とも精度が向上している。これは、背圧を考慮したことにより溶湯の充てんパターンが実際に近くなったためであると考えられる。また、この部位は溶湯の最終充てん部であるにも関わらず、溶接可能レベルにあることがわかる。

4.1.2. ポロシティ量、ポロシティサイズ

Fig. 6 (a), (b) にポロシティ量とポロシティサイズの解析結果を示す。また、Fig. 7, 8 にポロシティ量、ポロシティサイズの解析値と実測値の比較を示す。横軸は解析値、縦軸は実測値を示す。ポロシティ量、ポロシティサイズとも実測値の方が若干大きい値を示すものの全体的な傾向は一致している。製品内のポロシティ量は 0 - 0.02%，ポロシティサイズは 10 - 80 μm であり、部位により差がある。空気巻き込みが多い部位や凝固速度の遅い部位ではポロシティ量、ポロシティサイズとも大きくなる傾向にある。



Fig. 4 Pivot Plate

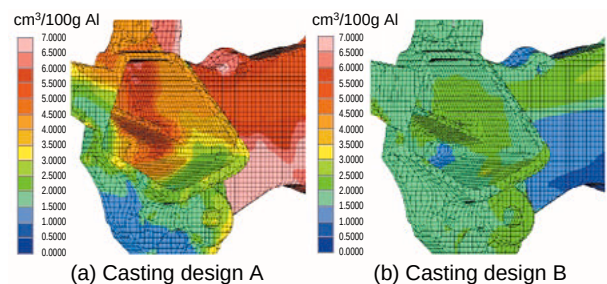


Fig. 5 Example of trapped air simulation with consideration to back pressure

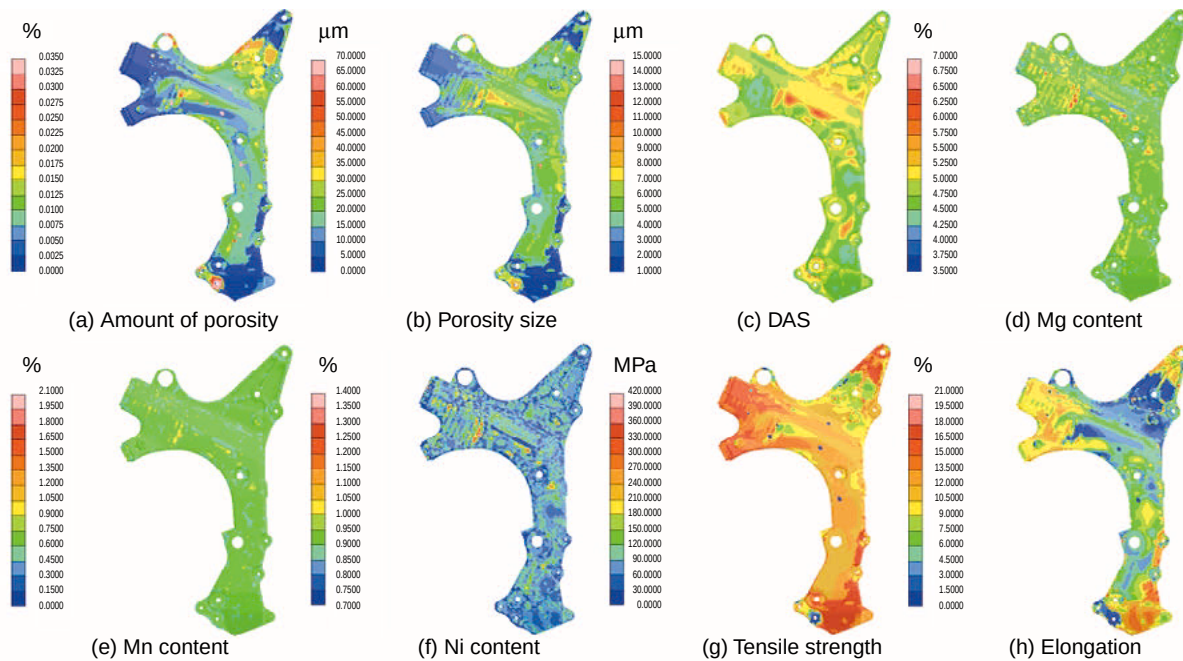


Fig. 6 Simulation results of pivot plate

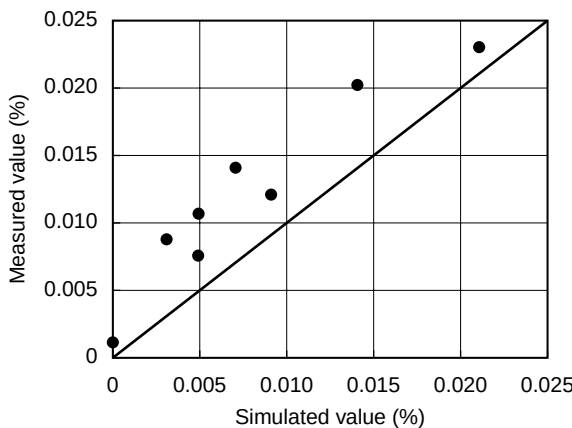


Fig. 7 Comparison of amount of porosity

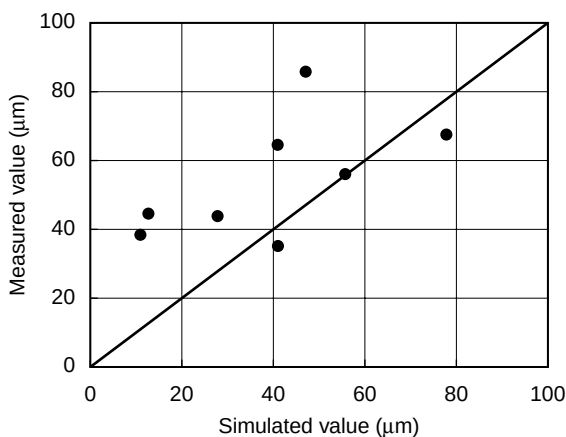


Fig. 8 Comparison of porosity size

4.1.3. DAS

DAS の解析結果を Fig.6 (c) に、解析値と実測値の比較を Fig. 9 に示す。実測値と解析値は良い一致を示している。各部位の DAS は 6.5-9 μm であり、部位による DAS の差は少なく、一般ダイカストと比較してほぼ同等である。遷移域充てん法ダイカストにおいても一般ダイカストと同等の冷却速度が得られていることがわかる。

4.1.4. 成分

Fig. 6 (d), (e), (f) に成分の解析値を示す。また、Fig. 10 に成分の解析値と実測値の比較を示す。各元素とも実測値と解析値は比較的良好一致を示す。これらの Mg, Ni, Mn の濃度分布より鋳物全体にマクロ偏析が存在していることがわかる。このようなマクロ偏析は、ダイカスト鋳物の機械的、化学的、物理的特性の不均一性をもたらす、ミクロポロシティと同じ場所に発生すること多い⁽⁸⁾。

4.1.5. 抗張力、伸び

抗張力と伸びの解析結果を Fig. 6 (g), (h) に、解析値と実測値の比較を Fig. 11, 12 に示す。抗張力、伸びとも比較的良好一致を示している。抗張力、伸びはそれぞれ 195-285 MPa, 2-10.6% である。局部的にポロシティの多い部位は、抗張力と伸びの低下がみられる。これは、Al-Mg 系の合金を用いていることに起因している。すなわち、Al-Si 系合金が表皮生成型の凝固形態をとるのに対し、Al-Mg 系合金は粥状型の凝固形態をとる。そのため、凝固初期に鋳物全体に初晶 α -Al デンドライトが晶出してその間隙が圧力伝達経路となり、溶湯圧力が早期に損失される。したがって、ゲートから離れた部位では圧力が十分に伝達されず、ポロシティのサイズが他の部位より大きく抗張力、伸びが低い値となっており、これは Al-Si 系合金よりも顕著である。

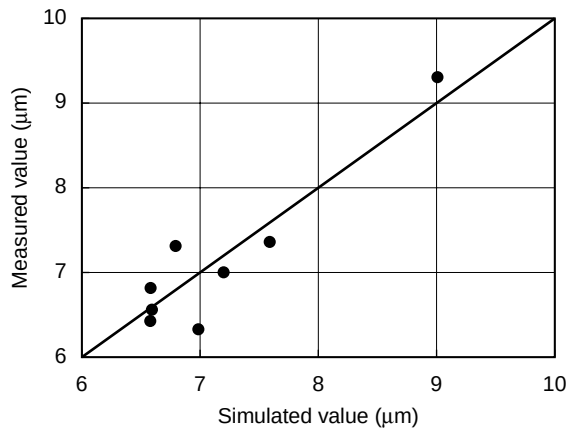


Fig. 9 Comparison of DAS

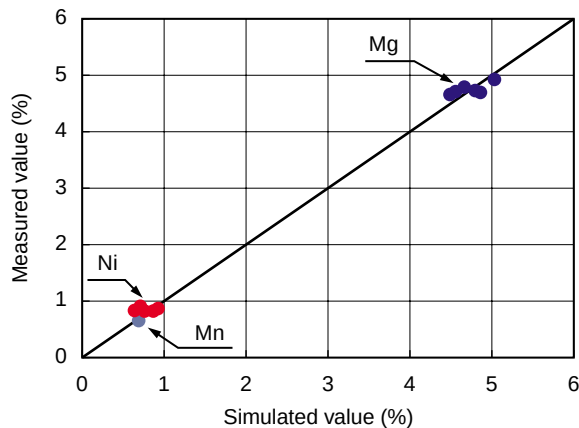


Fig. 10 Comparison of chemical composition

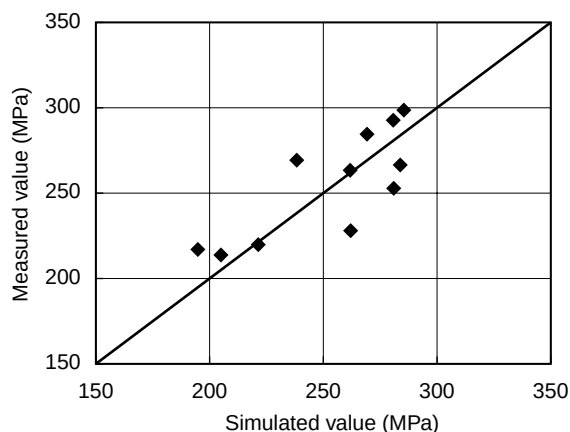


Fig. 11 Comparison of tensile strength

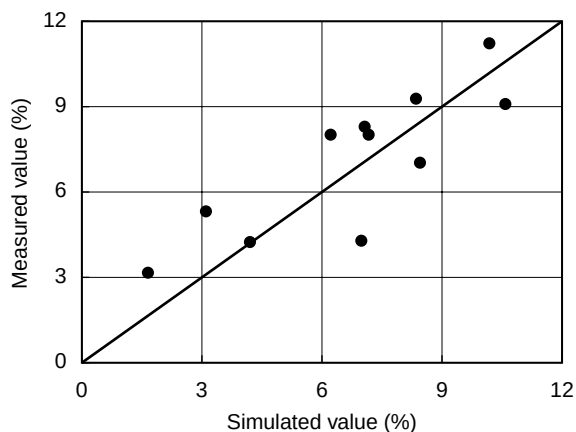


Fig. 12 Comparison of elongation

4.2. 一般ダイカスト

遷移域充てん法ダイカストでの検証において相関性が得られていることが確認できたため、次に一般ダイカストにおいて検証した。一般ダイカストの流動シミュレーション結果の比較には、Fig. 13 に示すクラッチアウトを用いた。プランジャ速度は 2 m/s である。オーバーフローは 7ヶ所に設定しており、そのうち 5ヶ所はベントに繋がっている。各特性の測定にはフィン部より試験片を採取し、実験に供した。また、シミュレーションには要素数 51 723 のメッシュを使用し、溶湯の物性値は JIS ADC12 相当材を用いた。

4.2.1. 空気巻き込み量

空気巻き込み量の解析結果を Fig.14 (a) に、解析値と実測値の比較を Fig. 15 に示す。横軸は解析値、縦軸は実測値を示す。背圧を考慮しない解析では、キャビティ内の空気の圧力が上がった場合、その部位で巻き込まれる空気は実際より低くなる。また、充てんパターンや最終充てん部位も異なってくるため、空気巻き込み量も異なる。しかしながら、今回背圧を考慮したことにより、各部位とも良い一致を示している。製品内の空気巻き込み量は 2 - 10 cm³/100 g Al 程度である。この空気巻き込み量の差は主に流動長に起因しており、流動長が長いほど空気の巻き込みが多くなっている。

4.2.2. ポロシティ量、ポロシティサイズ

Fig. 14 (b), (c) にポロシティ量とポロシティサイズの解析結果を示す。また、Fig. 16, 17 に解析値と実測値の比較を示す。今回のシミュレーションでは流動完了時の空気巻き込みのサイズ、量などを凝固解析に連成させていることにより、両者とも比較的良好一致を示している。製品内のポロシティ量は 0 - 0.047%，ポロシティサイズは 20 - 330 μm であり、部位で異なる。空気巻き込み量が多い部位や凝固速度の遅い部位ではポロシティ量、ポロシティサイズとも大きくなる傾向にある。

4.2.3. DAS

DAS の解析結果を Fig. 14 (d) に、解析値と実測値の比較を Fig. 18 に示す。Al-Mg 系合金を用いた遷移域充てん法ダイカストの結果とは異なり、実測値の方が大きな結果となっている。これは、鑄造方法によるものではなく、合金系の違いによるものである。一般的に Al-Mg 系のように金

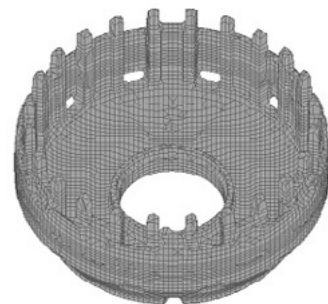


Fig. 13 Clutch outer

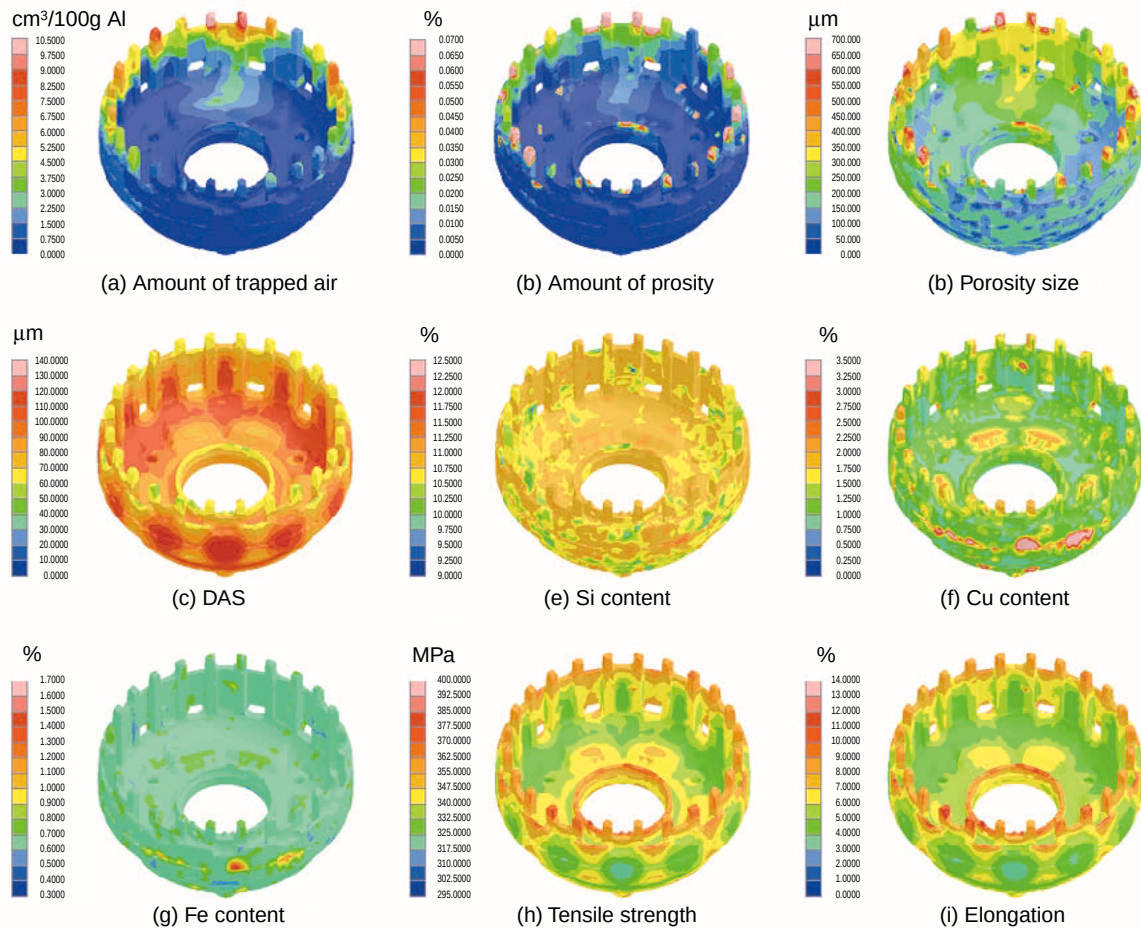


Fig. 14 Simulation results of Clutch outer

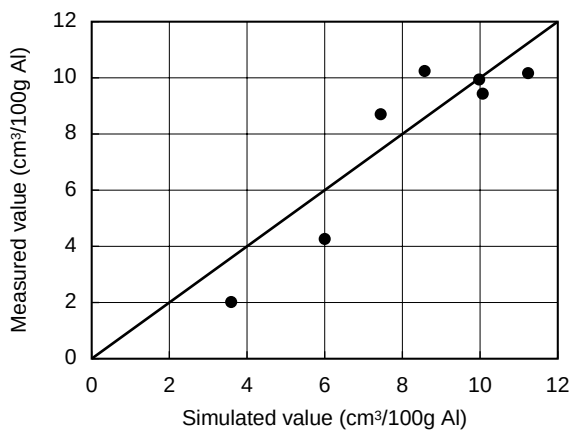


Fig. 15 Comparison of trapped air

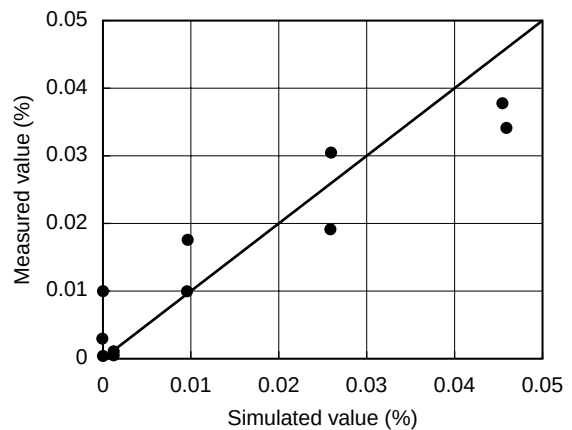


Fig. 16 Comparison of amount of porosity

属元素同士の合金では、固液界面で平衡が成り立っているとして問題がない。しかし、Al-Si 系のように金属-半金属元素の合金は、ファセット-ノンファセット共晶凝固をおこなうために固液界面で比較的大きな過冷が生じる。この過冷が凝固パターンやミクロ組織に大きな影響を与える。今回用いたプログラムでは平衡凝固解析をおこなっているが、非平衡凝固解析をおこなうことにより予測精度が向上するものと考えられる。

4.2.4. 成分

Fig. 14 (e), (f), (g) に成分の解析値を示す。また、Fig. 19 に解析値と実測値の比較を示す。これらの Si, Cu, Fe の濃度分布より鋳物全体にマクロ偏析が存在していることがわかり、実測値と解析値は良い一致を示す。これは、マクロ偏析のしやすさが、凝固速度よりも透過率に起因しているためであると考えられる。

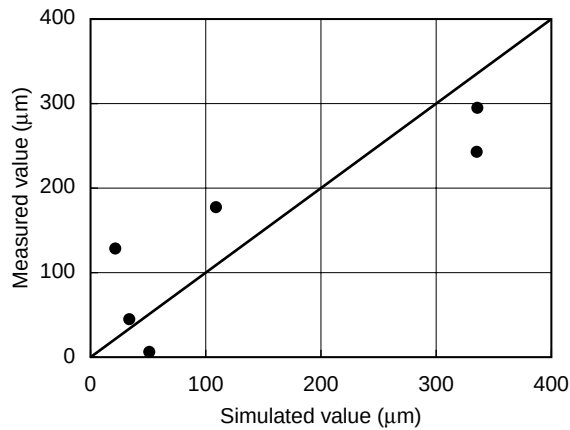


Fig. 17 Comparison of porosity size

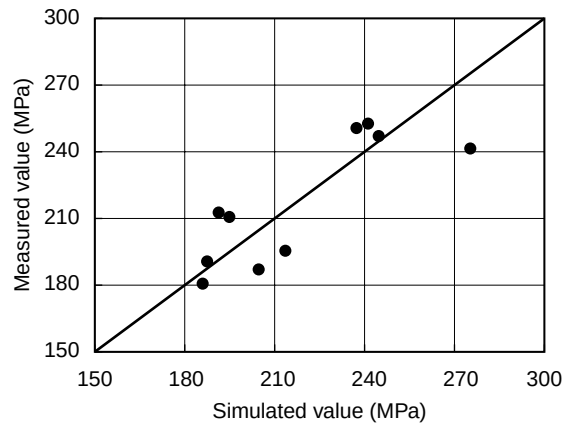


Fig. 20 Comparison of tensile strength

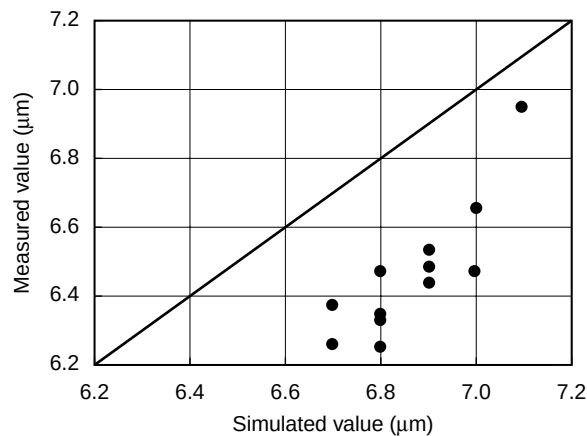


Fig. 18 Comparison of DAS

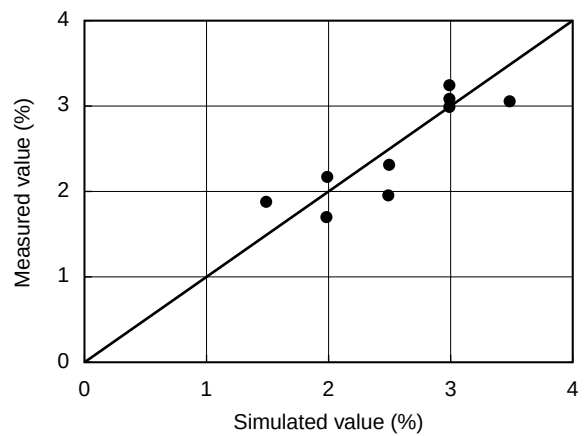


Fig. 21 Comparison of elongation

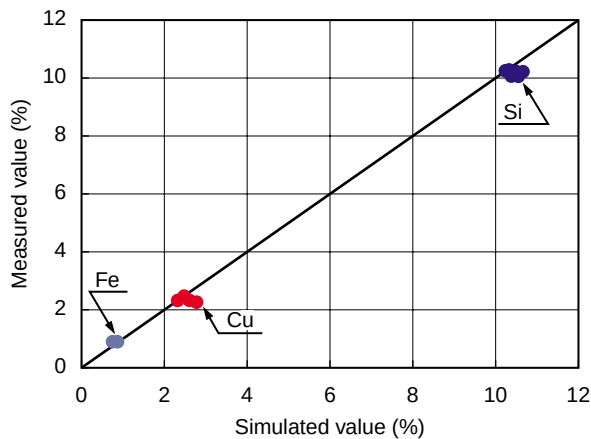


Fig. 19 Comparison of chemical composition

4.2.5. 抗張力, 伸び

抗張力と伸びの解析結果を Fig. 14 (h), (i) に、解析値と実測値の比較を Fig. 20, 21 に示す。4.2.3. 項で述べたように DAS の相関性が低いにも関わらず、抗張力、伸びとも良い一致を示している。これは、ダイカストのように急冷された 10 μm 以下の組織では、DAS により機械的性質がほとんど変化しないためであると考えられる。

5. まとめ

鋳造シミュレーションにおいて、溶湯流動時の空気巻き込みを凝固過程に連成させるシステムを開発し、以下の結果を得た。

- (1) 流動解析から凝固解析までを連成させた解析が可能となった。
- (2) 流動解析において背圧を考慮することにより、製品内空気巻き込み量の定量予測の精度が向上した。
- (3) 凝固解析においてポロシティの量、サイズの定量的な解析が可能となった。
- (4) DAS、偏析の解析結果にポロシティ量、サイズを考慮することで抗張力、伸びの解析も可能となった。

鋳造シミュレーションにおいては、現在さまざまな方法が検討されているが、本研究にて開発されたシステムは、鋳造シミュレーションの新たな方向性を示していると思われる。今後、更なる精度向上および、適用拡大が期待される。

6. 謝辞

本システムを開発するにあたり、多大な協力をいただいた(株)イーケーケー日本の関係者の方々に對し、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) Nakagawa, M., et al.: Development of Die-Cast Parts for Welded Structure Manufactured by the Transition Flow Filling, SAE, 1999-01-3297(1999)
- (2) 小屋栄太郎ほか：二輪車アルミフレーム用中空ダイカスト部品の開発，自動車技術会学術講演前刷集 20035030(2003)
- (3) 山縣裕：アルミニウム軽量車体における高品質ダイカスト部品の利用，軽金属，第53巻，第7号，p.309-313 (2003)
- (4) Hirt, C. W., Nichols, B. D.: Journal of Computational Physics 39, p.201-225(1981)
- (5) 久保公雄：鑄造シミュレーションの最新動向，鑄造工学，第 76 巻，第 12 号，p.1022-1030(2004)
- (6) 高橋勇：汎用鑄造 CAE システム入門，鑄造工学，第 73 巻，第 7 号，p.482-488(2001)
- (7) 久保公雄：最近の凝固シミュレーション技術，鑄造工学，第 73 巻，第 9 号，p.634-642(2001)
- (8) 久保公雄：「鑄造 CAE システム CAPCAST」のベンダー報告，素形材，第 44 巻，第 3 号，p.39-42(2003)

■著 者■



中川昌彦



千葉幸一



小屋栄太郎

大型二輪車用エアバッグの基礎研究： 実現可能性の検証

Exploratory Study of an Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle: Feasibility Verification

黒 江 毅*
Takeshi KUROE

並 木 秀 夫*
Hideo NAMIKI

飯 島 聡*
Satoshi IJIMA

要 旨

未確立であった首部を含めた負傷評価法が ISO/CD 13232 で確立された。この評価法に基づいた7形態の実車衝突テスト、及びダミーが路面に落下するまでの計算を含むコンピュータシミュレーションを用いて、200形態について評価を実施した。本研究では、以前の研究で使用した大型ツーリング二輪車 GL1500 の後継モデルである GL1800 を用いた。ISO/CD 13232に規定の評価に加え、他の衝突形態、他の乗員条件でのテストもおこなった。これらの結果から、大型ツーリング二輪車用エアバッグは実現の可能性がある と判断できた。

ABSTRACT

Based on the injury assessment method established by ISO/CD 13232 and including neck injury assessment, which had not been established previously, the prototype airbag system was evaluated using full scale impact tests in seven configurations and computer simulation of 200 impact configurations, which calculate the process of dummies contacting the ground. The GL1800 was used for this study; previous studies used the predecessor large touring motorcycle (GL1500). Furthermore, in addition to the assessment specified in ISO/CD 13232, tests using other configurations and other rider conditions were conducted. It was judged from the results obtained that an airbag system for a large touring motorcycle, like the GL1800, is feasible.

1. まえがき

Hondaは、1960年代から二輪車ライダーの保護向上の研究に取り組んできている⁽¹⁾。近年は、以下の内容で二輪車用エアバッグの研究に取り組んできた。

大型ツーリング車 GL1500 をベース車として、センサシステムを含む二輪車用プロトエアバッグシステムを搭載し、ISO13232⁽²⁾に準拠してライダー保護性能の評価をおこなった。一連の実車衝突テストとコンピュータシミュレーションによる評価の結果、一部の衝突形態において負傷増大の可能性に気づかされたが、全体的にはライダー負傷低減の効果があると認識した⁽³⁾。

負傷増大が懸念された事象、すなわちエアバッグによる影響でダミーが頭部から路面に落下し、首部の負傷が懸念される計測値であったという事象は、エアバッグの大型化

によって解決された⁽⁴⁾。

エアバッグ有無による負傷の変化の多くがダミーの着地時に発生したので、その領域もカバーできるコンピュータシミュレーション技術に取り組んだ。その結果、ダミー挙動を高い精度で路面に落下するまで再現できるシミュレーション技術を開発した⁽⁵⁾。二輪車用エアバッグ研究の一環として、プロトタイプエアバッグシステムを搭載した大型スクータタイプ二輪車(大型ツーリング車と異なるフレームデザインである)で、ISO 13232の一部を用いて実車衝突テストをおこなった。そして、大型ツーリング二輪車と同じコンセプトのエアバッグは大型スクータタイプ二輪車においても成立の可能性がある と認識した⁽⁶⁾。

これらの二輪車用エアバッグの可能性研究をおこなっていた間に、未確立であった首部負傷評価がISO/CD 13232で確立された。また、Hondaは、ダミーが路面に落下するま

での負傷を評価できるコンピュータシミュレーション技術を構築した。これらの進歩により、ライダー保護デバイスのさらなる総合的な評価ができるようになった。

本稿では、これらの確立された評価手法に基づいて実施した二輪車用エアバッグシステムの一連の評価結果を報告する。

2. 大型二輪車用エアバッグのコンセプト

日本の二輪車ライダーの死亡事故統計データ⁽⁷⁾を Fig. 1 に示す。

- ・死亡事故の多くが前面衝突で発生している (64%)。
- ・ライダーのほとんどの致命傷は、二輪車でなく衝突相手や路面との打撃による (87%)。
- ・致命傷の多くは、上半身にみられる (87%)。

この事故統計データに基づくと、ライダーは二輪車前面の衝突で二輪車から離脱後に相手車や路面に上半身を打撃して致命傷を負っているというのが死亡事故の典型的なシナリオと考えられる。このことから、Honda の二輪車用エアバッグのコンセプトを、「前面衝突時に、ライダーの運動エネルギーを吸収することにより、二輪車からのライダーの前方離脱速度を低下させ、相手車や路面との打撃によるライダー負傷を低減させる」とした。さらに以前の研究に基づき、以下のことを考慮した。

- ・ライダーによる水平方向の荷重が作用するエアバッグを、二輪車の車体内で支持する (ボンネットタイプの乗用車の前面への衝突時にも、エアバッグは相手車による支えを必要とせずに機能する)。
- ・ピッチやヨー、ロールという衝突時の二輪車の車体挙動に対して、できるだけエアバッグの有効性を維持する。

3. 試作エアバッグシステム搭載テスト車

Fig. 2 は、プロトタイプエアバッグシステムが搭載されたテスト二輪車を示す。ベース車は、以前の研究で使用した大型ツーリング二輪車 GL1500 の後継モデルの GL1800 である。GL1800 の主要諸元を Table 1 に示す。

Table 2 は、エアバッグとインフレーター諸元を示す。エアバッグとリテーナボックスは、GL1800 用として再設計された

ものである。本試作エアバッグの設計には、大きな容量、工夫された全体形状、ライダーを受け止めるバッグ後面の形状、そしてバッグ後面から二輪車の車体への連結支持ベルトなどのこれまでの研究結果を反映した。本エアバッグの展開所要時間は、約 45 msec である。センサシステムは、前輪軸の近くの減速度 (以下、前輪系減速度という) をもとに Fig. 3 に示されるロジックによって展開と非展開を判断する。

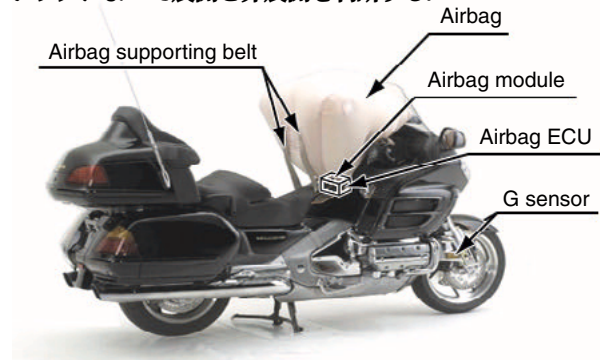


Fig. 2 Prototype airbag system installed on the GL 1800 motorcycle

Table 1 Specifications of test motorcycle

Manufacturer	Honda
Model	GL1800
Year	2000-2003
Mass (average) (empty, as tested no airbag) (kg)	367
Mass (average) (empty, as tested with airbag) (kg)	375
Overall length (mm)	2635
Overall width (mm)	945
Overall height (mm)	1455
Wheelbase (mm)	1690
Type	Touring

Table 2 Specifications of prototype airbag

Volume (Net, inflated) (Liters)	157
Height × Width × Length (mm)	750 × 720 × 640
Diameter of vent holes (mm)	45 (× 2 holes)
Rear shape	Foams a concave "V"
Airbag mounting	To module box To motorcycle frame under the seat, via two connecting belts
Inflator type	Pyrotechnic; Passenger car type
Inflating pressure (kPa)	495

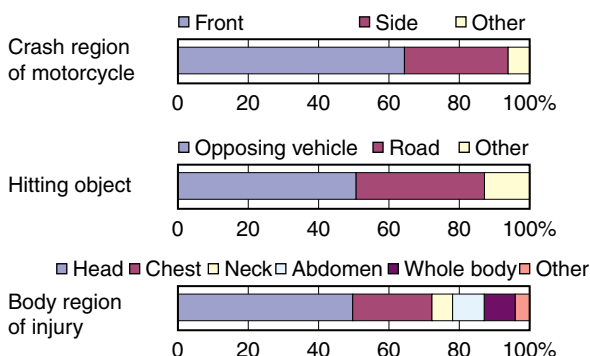


Fig. 1 Fatalities of motorcycle accidents in Japan

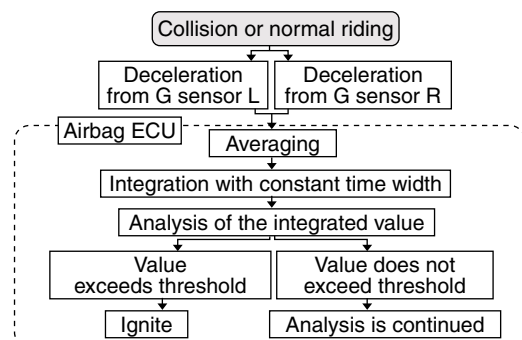


Fig. 3 Decision flow for airbag deployment

4. センサシステムの設定

4.1. エアバッグ展開の衝突条件把握

ライダーが二輪車前方に離脱するような前面衝突でエアバッグが展開することとし、その条件を把握するために、ベース車による実車衝突テストをおこなった。衝突テストの相手車には、Table 3に示す1998-2001年の日本仕様Honda Accord 4ドアを使用した。ライダーダミーには、ISO/CD 13232 に規定の Motorcyclist Anthropometric Test Device (MATD)を使用した。衝突条件、及びテスト結果をTable 4に示す。ライダーダミーの二輪車からの前方離脱は、衝突速度25, 30 km/h では発生せず、35 km/h で発生した。これらの結果から、本衝突形態では、衝突速度35 km/h 以上でエアバッグが展開すべきとした。後述の判断ロジックと閾値の設定のベースデータとして使用するために、これらの衝突におけるセンサ部の減速度を計測した。

4.2. エアバッグ非展開条件下のセンサ部減速度の把握

エアバッグは、事故の場合を除き、悪路なども含む走行や通常の取扱いにおいて展開すべきでない。それらのテストとして、段差乗越し走行、陥没路走行、悪路走行、ウイリー走行からの前輪着地、トラック荷台からの降車作業時の前輪落下、フロントフォークへのハンマによる打撃などを実施した。これらの種々の走行や取扱いにおいて発生するセンサ部の減速度を計測し、判断ロジックと閾値の設定のベースデータとして使用した。

4.3. 衝突判断ロジックと閾値の設定

展開すべき衝突条件と展開すべきでない走行・取扱いの条件におけるセンサ部の減速度のデータを検討したのちに、

Table 3 Specifications of opposing vehicle

Manufacturer	Honda
Model	Accord, Japan
Year	1998-201
Mass (average) (kg)	1300
Overall length (mm)	4635
Overall width (mm)	1695
Overall height (mm)	1420
Wheelbase (mm)	2665
Engine displacement (cm ³)	1997

Table 4 Tests and results of airbag deployment impact conditions

Collision conditions	Dummy motion	Deploy or not
To Accord front	25 km/h No separation from MC	Not necessary
	30 km/h Just before separation from MC	Not necessary
	35 km/h Separated from MC	Necessary
To Accord side	25 km/h No separation from MC	Not necessary
	30 km/h Just before separation from MC	Not necessary
	35 km/h Separated from MC	Necessary

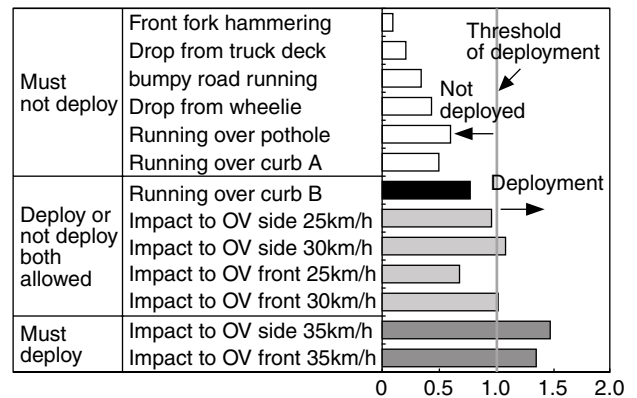


Fig. 4 Decision of deployment by integrated impact deceleration

Fig. 3に示す展開判断のロジックと閾値を決定した。Fig. 4に展開と非展開の判断性能を示す。本図は、「展開と判定させる所定の演算値であるところの閾値」に対する「展開と非展開の各ケースにおける最大演算値」の比率を示す。本図が示すように、走行や取扱いで発生する衝撃に対して展開させず、エアバッグの作用が必要な衝突に対して展開させる判断システムを得た。

5. ISO/CD 13232 に基づく実車衝突テスト

5.1. テスト方法

ISO/CD 13232 に基づいて本エアバッグシステムを評価した。エアバッグ搭載車とエアバッグ非搭載車の比較評価を Fig. 5 に示す7形態の実車衝突テストでおこなった。

衝突相手車には、ISO/CD 13232 の規定に適合している1998-2001 年の日本仕様 Honda Accord 4ドアを使用した (Table 3 参照)。

本研究では、やや厳しい条件で評価するために図中のカッコ内に示す ISO/CD 13232 規定の衝突速度よりも約4%高く設定した。

ライダーダミーには、MATD を使用し、ISO/CD 13232 に規定の負傷解析手法に基づき、頭部、首部、胸部、腹部、脚部の各部位の負傷評価をおこなった。

5.2. テスト結果

5.2.1. システムの展開／非展開、および展開判断タイミング
エアバッグシステム搭載車の各衝突テスト結果をそろえて、解析した。7形態の衝突テスト中、5形態で展開し、2形態で非展開であった。

413-0/50, 413-25/50, 414-25/50, 114-25/50の4衝突形態においては、エアバッグにダミーが到達する前に、エアバッグ展開は完了した。これは、センサシステムのじん速な展開判断により達成された。4形態におけるセンサシステムの判断タイミングとエアバッグへのダミーの到達時間をFig. 6に示す。エアバッグの展開と効果の例としてFig. 7に、413-25/

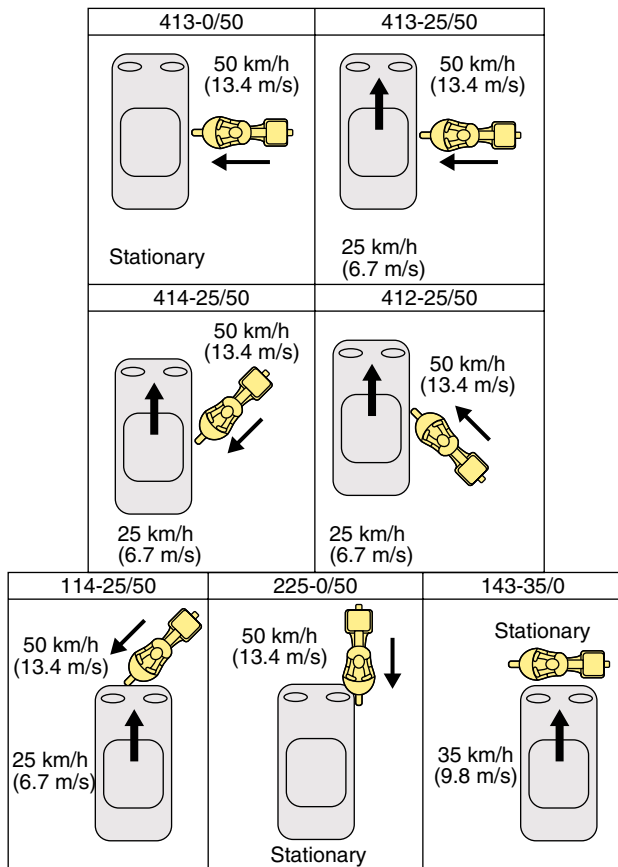


Fig. 5 Configurations of full-scale impact tests

50のケースにおける衝突開始($t=0$ msec), エアバッグ展開開始($t=20$ msec), 展開完了($t=60$ msec), ダミーの運動エネルギー吸収をほぼ終了($t=120$ msec)の各状況を示す。

225-0/50 の場合, 展開完了するまえのエアバッグにダミーが侵入したが, エアバッグとの干渉による負傷値は計測されなかった(5.2.2.項負傷解析結果を参照)。412-25/50, 143-35/0 の2形態においては, センサシステムの非展開判断によりエアバッグは展開しなかった。412-25/50 の場合, 二輪車は相手車に衝突しても大きな減速をせず, 四輪車の側面に沿うように方向を変えた。また, ライダ頭部は相手車と干渉(AIS 0, HIC 373)したが, 負傷の発生はなく, エアバッグの展開される対象から外した。143-35/0 は, 本エア

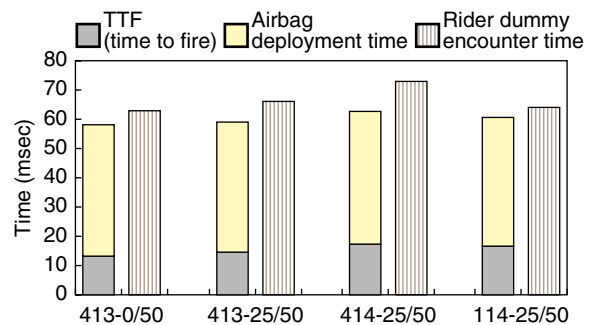


Fig. 6 Decision time of airbag deployment from full-scale impact tests

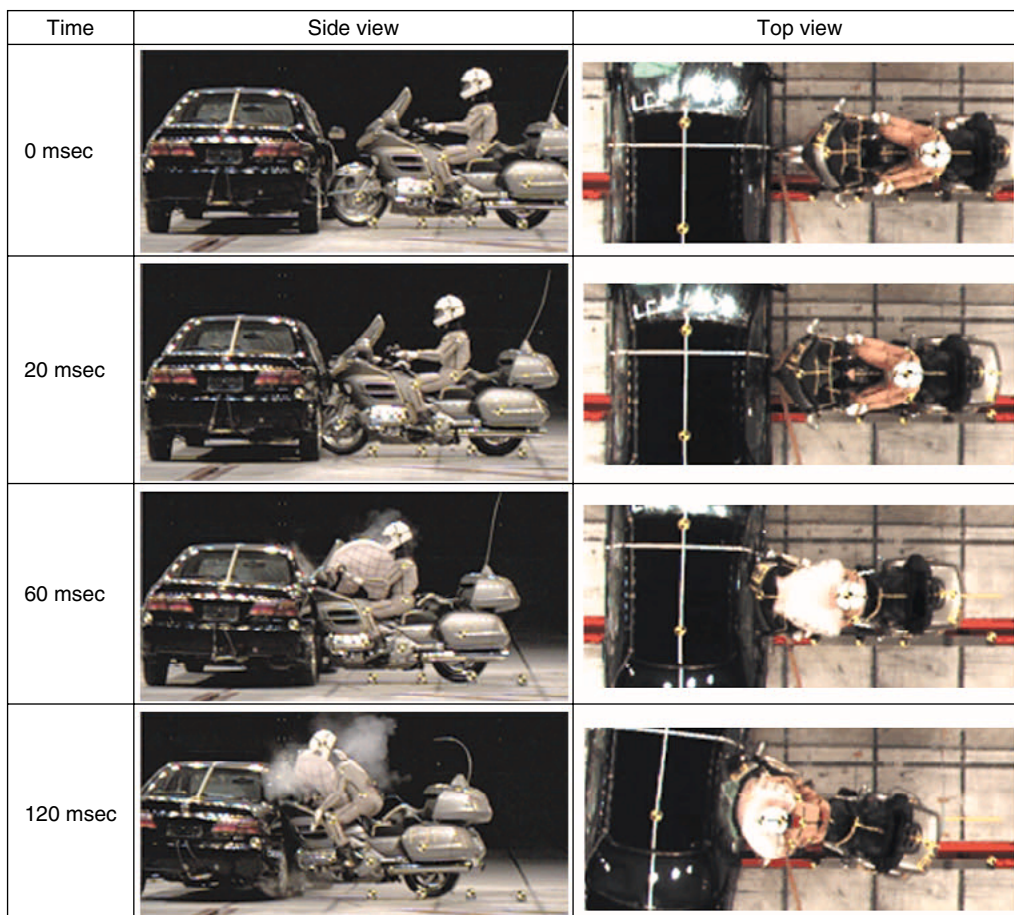


Fig. 7 Example of airbag deployment and effectiveness

バッグシステムが対象とする前面衝突でなく、エアバッグは展開の必要がない。

5.2.2. 負傷解析結果

7 衝突形態におけるエアバッグ有無による負傷値の変化を ISO/CD 13232 に基づき解析した。結果を身体部位別の Abbreviated Injury Scale(AIS)の変化, および全身総合の Normalized Injury Cost(NIC)の変化で Table 5 に示す。AIS=1 が軽傷, AIS=6 が死亡相当である。また, NIC=0 は負傷無し, NIC=1は死亡に相当する。正の値はベネフィット, 負の値はリスクを示す。エアバッグが展開しなかった 412-25/50, 143-35/0の2形態では, 当然ながらエアバッグによるライダー負傷への影響はない。

6. コンピュータシミュレーションによるライダー負傷低減効果の評価

6.1. コンピュータシミュレーション手法

ISO/CD 13232にもとづき, コンピュータシミュレーションによる負傷低減効果の評価した。ただし, ISO/CD 13232で規定の評価領域は, ダミーが相手車に打撃する領域までの0.5秒まで(以下, プライマリインパクト域という)だが, 本コンピュータシミュレーションでは, さらにその後のダミーが路面に落下するまで(以下, セカンダリインパクト域という)の評価もおこなった。各モデルの作成や実車衝突テストの結果との整合検証を ISO/CD 13232 に基づきおこなった。検証結果として, 主要な値についての実車衝突テスト結果とコンピュータシミュレーション結果の比較を Fig. 8 - 10 に示す。プライマリインパクト域における頭部合成加速度の最大値を Fig. 8 に, セカンダリインパクト域における同値を Fig. 9にそれぞれ示す。プライマリインパクト域における胸部の最大圧迫率について Fig. 10 に示す。プライマリインパクト域とセカンダリインパクト域における大腿骨, 膝, 下肢の骨折発生を Table 6 に示す。これらの整合検証結果から, ISO/CD 13232 に規定の 200 衝突形態について, ライダー負傷に対するベネフィットとリスクの評価が可能なコンピュータシミュレーションであると判断した。

6.2. コンピュータシミュレーション結果

200 衝突形態について, 本エアバッグシステムのライダー

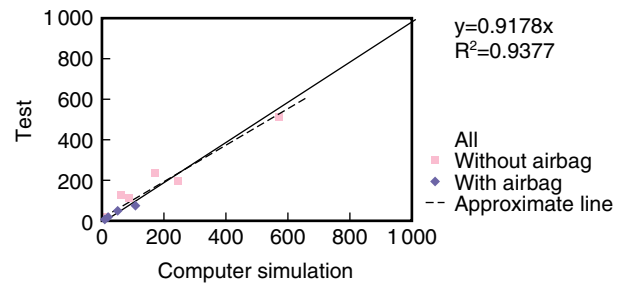


Fig. 8 Correlation of head HIC for primary impact sequence

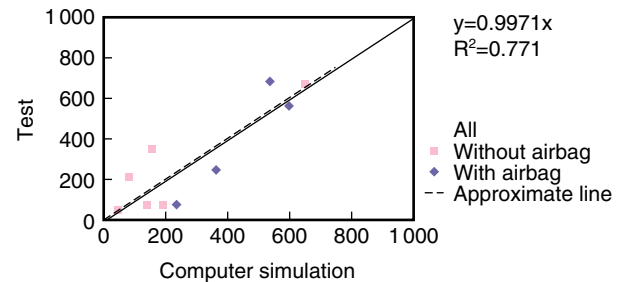


Fig. 9 Correlation of head HIC for secondary impact sequence

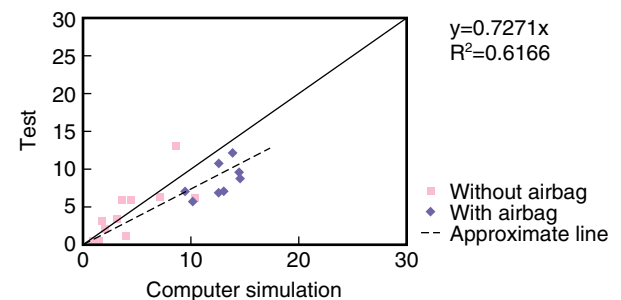


Fig. 10 Correlation of chest compression (Cmax%) for primary impact

負傷に対するベネフィットとリスクの評価をおこなった。エアバッグが展開しないと判断される79衝突形態については, エアバッグによる負傷の変化への影響がないのでコンピュータシミュレーションをおこなわなかった。エアバッグ付きと無しに対し, 121 形態 242 ケースのコンピュータシミュレーションをおこなった。

結果を Fig. 11 に示す。総合平均ベネフィットは 0.048, 同リスクは 0.004 であった。リスク/ベネフィットの比率は 0.083, 実ベネフィットは 0.044 である。これらの結果から, 本エアバッグシステムは, 適切なライダー負傷低減効果を有すると判断される。

Table 5 Airbag injury benefits and risks by impact configuration and body region

Collision configuration	AIS change					NIC change
	Head	Neck	Chest	Abdomen	Leg	
413 - 0/50	0	0	0	0	0	0
413 - 25/50	0	0	0	0	0	0
414 - 25/50	-1	0	0	0	0	-0.07
412 - 25/50	-	-	-	-	-	-
114 - 25/50	-1	0	0	0	3	0.11
225 - 0/50	0	0	0	0	3	0.16
143 - 35/0	-	-	-	-	-	-

Table 6 Correlation of leg fracture for entire impact sequence

Femurs		Full scale tests		Corrected percentage
		Fracture	No fracture	
Simulations	Fracture	0	1	96%
	No fracture	0	23	

Knees		Full scale tests		Corrected percentage
		Fracture	No fracture	
Simulations	Fracture	0	0	100%
	No fracture	0	24	

Tibias		Full scale tests		Corrected percentage
		Fracture	No fracture	
Simulations	Fracture	1	0	100%
	No fracture	0	23	

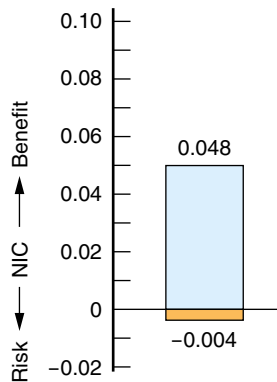


Fig. 11 Total average benefits and risks; 200 impact configurations

7. 種々条件でのテスト及び結果

典型的な衝突におけるベネフィットとリスクの評価である ISO/CD 13232 の 7 形態の実車衝突テストに加えて、他の衝突条件や他のライダー条件を取り込んだテストをおこなった。

7.1. ライダの体格の影響

ライダーの体格が変化した場合の基本的な変化を確認するため、3種類の体格のダミーを用いて、スレッドテストをおこなった。標準の体格のダミーをAM50(H-III)とし、小柄な体格の代表として、AF05(H-III)、大柄な体格の代表としてAM95(H-III)ダミーを使用した。頭部、首部、胸部について、

FMVSS208の規定と情報^{(8), (9)}に基づいて負傷値の計測と傷害基準による評価をおこなった。AM50のダミーの首部については、ISO/CD 13232の規定に基づき、MATDの首に交換して計測をおこない、NIIの指標を用いて評価した。本首部の傷害基準については、中傷(AIS2)に至らないようにNII 4を超えないこととした。スレッドテストにおける加速度波形は、二輪車が 50 km/h の速度で静止状態の四輪車に衝突するときに発生する減速度波形をベースにした。スレッドテストの加速度波形を Fig. 12 に示す。スレッド装置への二輪車およびダミーのセット状態を Fig. 13 に示す。

テスト結果におけるダミーの上半身の変位を Fig. 14 に示す。3タイプのいずれのダミーの場合も二輪車の前方へ離脱することがなかった。Fig. 15 に、エアバッグによるダミーの運動エネルギー吸収の状況を示す。ダミーの負傷計測結果と傷害基準を Table 7 に示す。使用された3タイプのいずれのダミーにおいても、頭部、首部、胸部に傷害基準を超える負傷値の発生はなかった。

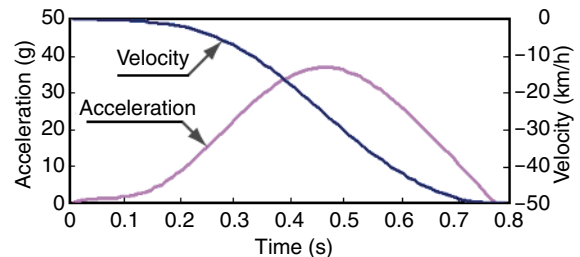


Fig. 12 Acceleration and velocity change of motorcycle in sled tests

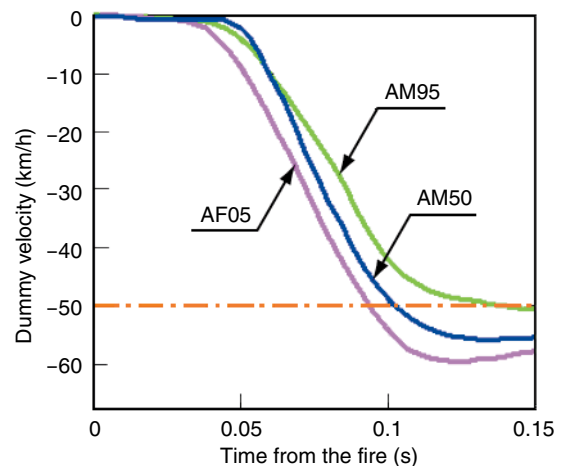


Fig. 14 Velocity change of dummy's upper body

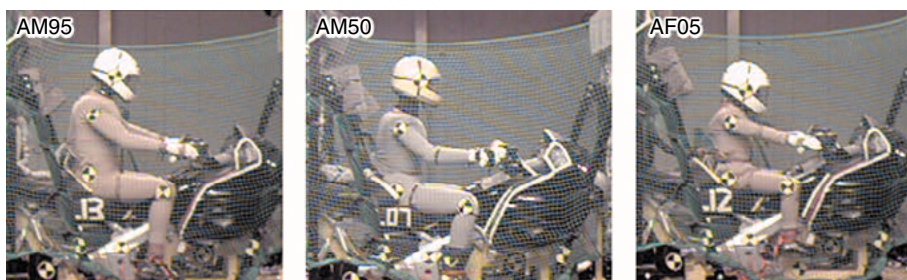


Fig. 13 Initial dummy posture in sled tests

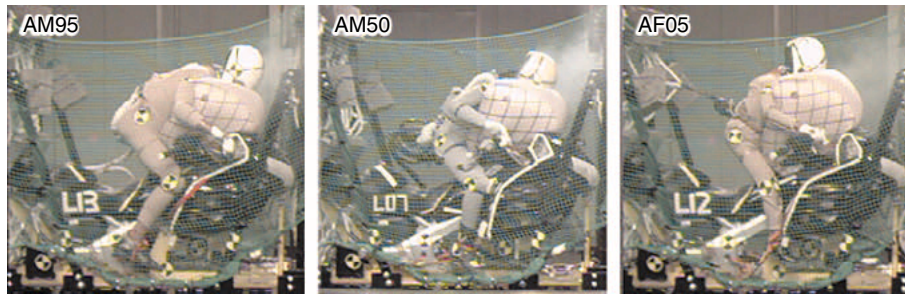


Fig. 15 Dummy posture at the moment when airbag absorbs kinetic energy

Table 7 Dummy injury indices in sled test results

Dummy size	Head HIC	Neck Nij (or NII)	Chest D max.
AM95	52 (not over 700)	0.56 (not over 1)	32 (not over 70mm)
AM50	134 (not over 700)	2.0 (not over 4)	26 (not over 63mm)
AF05	134 (not over 700)	0.73 (not over 1)	17 (not over 52mm)

Criteria are shown in parentheses.

7.2. 前傾姿勢ライダーに対するエアバッグ展開の影響

二輪車のライダーが走行中に姿勢を変化させることを考慮する必要がある。特に、エアバッグの展開領域にライダーが位置するような前傾姿勢であっても、展開するエアバッグがライダーに重大な負傷を与えてはいけない。このエアバッグの展開による加害性がないことを静展開テストにて確認した。本確認テストにおけるライダーの姿勢は、「ライダーが前方視界を確保できる限界の前傾角度」とした。標準体格のAM50(H-III)、小柄な体格の代表としてAF05(H-III)のダミーを使用した。それぞれのダミーにおける負傷値の計測と評価は、前述 7.1. 節と同じである。

エアバッグ展開前とエアバッグ展開中のダミーの状況として、Fig. 16 に AM50 のケース、Fig. 17 に AF05 のケースをそれぞれ示す。いずれのケースでも、エアバッグは、最初にダミーの胸部と首部付近で展開し、その後、頭部と干渉

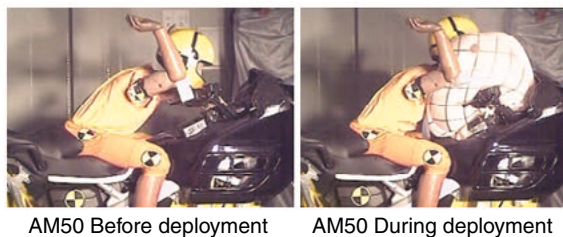


Fig. 16 Static inflation test with forward leaning AM50-dummy

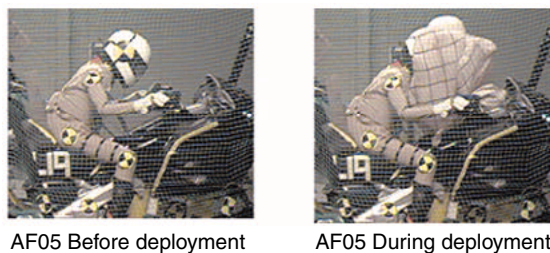


Fig. 17 Static inflation test with forward leaning AF05-dummy

しライダーの首部を後方へ屈曲させた。ダミーの負傷計測結果と傷害基準を Table 8 に示す。AF05, AM50 ともに傷害基準を超える負傷値は計測されなかった。

7.3. 二人乗り高速衝突におけるライダーへのエアバッグの影響

より高い衝突速度と二人乗りの複合条件の衝突テストを設定した。本テストでは、エアバッグで前方から抑えられるライダーをパッセンジャが後方から押すという現象に対する解析を主眼とした。

静止させたエアバッグ搭載車に、衝突相手四輪車である Honda Accord を 75 km/h の速度で衝突させた。相手四輪車側を走行させての衝突は二輪車体へのビッチングが抑制されるので本テストのねらいに対して適切な条件である。ライダーダミーにはMATD(AM50)を用い、ISO/CD 13232に基づいて負傷評価をおこなった。パッセンジャダミーには、ライダーダミーへの衝撃が大きい AM95(H-III)を用いた。

衝突テストにおいて、ライダーダミーは、Fig. 18 に示されるようにエアバッグとパッセンジャの間に挟まれる状況を呈した。その後、パッセンジャダミーは、二輪車前方へ離脱したが、ライダーダミーは、運動エネルギーを吸収されて二輪車上にとどまった。本テストにおいて、エアバッグは破損することがなかった。ライダーダミーの負傷計測結果を Table 9 に示す。エアバッグの影響として着眼すべき上半身の負傷値において、胸部の AIS 1 以外、他の頭部、首部、腹部に AIS でカウントされる負傷値の発生はなかった。

7.4. 前輪非打撃衝突

トラック荷台への衝突事故のように、二輪車の前輪が相手車や相手物への最初の打撃点でない衝突形態(以下、前輪非打撃衝突という)がある。エアバッグの展開とそのタイミングが前輪系の減速度をもとに判断される本エアバッグシ

Table 8 Measured dummy injury in static inflation test with forward leaning dummy

Dummy size	Head HIC	Neck Nij (or NII)	Chest D max.
AM50	168 (not over 700)	1.55 (not over 4)	5.5 (not over 63 mm)
AF05	37 (not over 700)	0.53 (not over 1)	0.4 (not over 52 mm)

Criteria are shown in parentheses.

システムの作動と作用を確認するため、前輪非打撃衝突テストをおこなった。

ブレーキを作動させた状態の Fig. 19 に示す衝突台車に、エアバッグ搭載二輪車を 50 km/h で衝突させた。衝突台車には、トラックの荷台を想定した衝突面を取り付けた。衝突台車の主要諸元を Table 10 に示す。ライダーダミーに MATD を使用し、ISO/CD 13232 に基づいて負傷値を計測し、評価をおこなった。

前輪非打撃衝突テストの結果、センサシステムの衝突判断タイミングは、衝突開始後 30 msec であった。ダミーは展開途中のエアバッグと接触したが衝突相手面と直接打撃することなく、ダミーの運動エネルギーはエアバッグに吸収された。Fig. 20 は、ダミーとエアバッグの状況を示す。負傷計測結果を Table 11 に示す。AIS でカウントされる負傷値の発生はなかった。



Fig. 20 Under-ride impact test

Table 11 Measured injury in under-ride impact test

Rider dummy	Injury by body region (AIS)			
	Head	Neck	Chest	Abdomen
MATD	0	0	0	0

8. まとめ

プロトタイプエアバッグシステムを搭載した GL1800 エアバッグ車を ISO/CD 13232 に基づく実車衝突テストやコンピュータシミュレーション、及び Honda 独自に設定したテストによって評価した。

その結果、以下のことがわかった。

- (1) 前輪系の減速度を検知演算して判断させるセンサシステムは、衝突と非衝突の状況に対して、適切に展開と非展開の判断ができた。
- (2) ISO/CD 13232 に基づく評価の結果、本エアバッグは有効であることが示された。
- (3) 考慮されるべき種々条件として、二人乗り 75 km/h 衝突、ライダー体格大小、ライダー姿勢前傾、さらに前輪非打撃衝突について確認した結果、許容されない現象は発生しなかった。

以上から、大型ツーリング二輪車用の本エアバッグシステムは実現の可能性があると判断する。二輪車用エアバッグシステムにおける今後の目標は、耐久性、耐候性、信頼性、商品性、生産性などを考慮しての実用化をめざした開発である。

参考文献

- (1) Inoue, T., Miura, K., et al.: A Experimental Collision Test on Motorcycles with Passenger Cars, Paper No. 15 of the Safety Research Tour in the USA from the Viewpoint of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers of Japan(1969)
- (2) International Standard ISO 13232:1996, Motorcycles - Test and analysis procedures for research evaluation of rider crash protective devices fitted to motorcycles, Parts 1 to

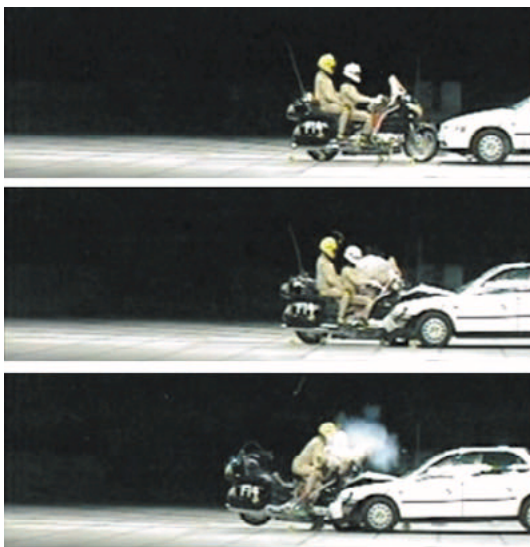


Fig. 18 75 km/h impact test with a passenger

Table 9 Measured injury of rider dummy in 75 km/h full-scale impact test

Rider dummy	Injury by body region (AIS)			
	Head	Neck	Chest	Abdomen
MATD	0	0	1	0

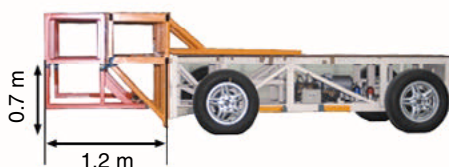


Fig. 19 Opposing trolley used in under-ride impact test

Table 10 Specifications of opposing trolley

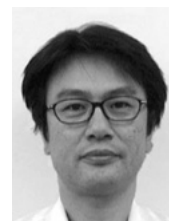
Mass	1 750 kg
Overall length	4 250 mm
Overall width	2 080 mm
Overall height	1 300 mm

- 8, International Standards Organization, Geneva(1996)
- (3) Iijima, S., et al.: Exploratory Study of an Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle, Sixteenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Paper No. 98-S10-O-14(1998)
- (4) Yamazaki, T., et al.: Exploratory Study of an Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle: Further research, Seventeenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Paper No. 01-S9-O-240 (2001)
- (5) Namiki, H., et al.: A Computer Simulation for Motorcycle Rider-Motion in Collision, Small Engine Technology Conference & Exhibition, Paper No.2003-32-0044(2003)
- (6) Kuroe, T., et al.: Exploratory Study of an Airbag for a Large Scooter-Type Motorcycle, 5th International Motorcycle Conference(2004)
- (7) Traffic Accident Data, 2002, Institute for Traffic Accident Research and Data Analysis, Japan(2004)
- (8) Federal Motor Vehicle Safety Standard 208, United States Code of Federal Regulations Part 572-208(2000)
- (9) Eppinger, R., Sun, E., Kuppa, S., Saul, R.: Supplement; Development of Improved Injury Criteria for the Assessment of Advanced Automotive Restraint Systems - II, National Highway Traffic Safety Administration(2000)

■ 著 者 ■



黒江 毅



並木 秀夫



飯島 聡

二輪車衝突時の乗員負傷評価シミュレーション

A Computer Simulation for Motorcycle Rider Injury Evaluation in Collision

並木 秀夫*
Hideo NAMIKI

中村 豊一* 飯島 聡*
Toyokazu NAKAMURA Satoshi IJIMA

要 旨

Hondaは、衝突開始からダミーが路面に落下するまでのテストにおける負傷レベルの予測が可能なコンピュータシミュレーション技術を開発している。その中で、ISO/CD13232に規定されている実車衝突テストとコンピュータシミュレーションの相関性を検証した。その結果、コンピュータシミュレーションは衝突開始からダミー路面落下までの負傷レベルの予測が可能であると判断した。GL1800用エアバッグシステムの性能と効果は、ISO/CD13232に規定されている200形態400ケースのコンピュータシミュレーション結果により評価した。その結果、総合平均ベネフィットは0.048、総合平均リスクは0.004であった。最も高い効果が現れる相対衝突速度域は20-25 m/sであった。

ABSTRACT

Honda has been developing computer simulation technology, capable to predict the injury levels, in tests from the start of a collision until the point where the dummy strikes the ground. This research shows the correlation between the computer simulations and full scale impact tests as specified in ISO/CD 13232. The results validate that computer simulation can predict the injury levels, from the start of collision until the point where the dummy strikes the ground. The performance and effectiveness of the airbag system for the GL1800 were evaluated in 200 impact configurations using the computer simulation specified in ISO/CD 13232. The results showed that the total average benefit was 0.048 and the total average risk was 0.004. The relative impact speed which demonstrated the highest effectiveness was 20-25 m/s.

1. はじめに

Hondaは、1960年代から二輪車衝突時の乗員保護を研究している⁽¹⁾。近年、乗員保護手法として二輪車用エアバッグの可能性研究がおこなわれている。この研究の中で、エアバッグ展開センサを含むエアバッグシステムが試作され、Hondaの大型ツーリングモデルであるGL1500に搭載された。衝突テストはその二輪車を用いておこなわれた。その結果を1998年、2001年ESV(Enhanced Safety of Vehicles)会議^{(2),(3)}に報告した。この中でわかったことの一つは、エアバッグの影響によるダミーの負傷計測値の変化が路面落下時に発生するケースが多いことである。

二輪車に安全デバイスを搭載した場合の評価手法にISO13232⁽⁴⁾がある。この規定には、乗員保護デバイスの性

能評価は、実二輪車を使った衝突テスト(以下、実車衝突テストという)に加えてコンピュータシミュレーションによりおこなうこととされている。その際のコンピュータシミュレーションの計算時間は、衝突開始からダミーが相手車に打撃する0.5秒まで(以下、プライマリインパクトという)計算することが規定されている。しかし、我々は実車衝突テスト結果から、コンピュータシミュレーションによりエアバッグのライダー保護性能を評価する場合、ダミーの路面落下時までの負傷評価が必要であると考えた。

そこで、衝突開始から、ダミーが路面に落下するまで(以下、エンタライインパクトという)の負傷評価予測が可能なコンピュータシミュレーション技術を構築することを目指した。解析に用いるソフトは、形状表現が簡単にでき、変形が再現しやすい、陽解法FEMソフトを選択した。

FEMソフトでは、計算時間と計算精度に大きな影響を及ぼすメッシュサイズを検討し、決定した。決定したメッシュサイズで、二輪車、エアバッグ、ダミー、衝突相手車のモデルを作成し、コンピュータシミュレーションの計算を実行した。これらの計算結果により、路面落下までのダミー挙動の整合度合を、ダミー頭部速度と胴体角度で評価した。その結果、高い精度でテスト結果を再現できるコンピュータシミュレーション手法が構築できた。同時に非常に有効な解析時間短縮手法を考案できた。この内容を 2003 年 SETC (Small Engine Technology Conference)⁽⁵⁾で報告した。

本研究では、前述のコンピュータシミュレーション手法を用い、ダミーの路面落下時までの負傷評価の可能化をめざして取り組んだ。実車衝突テストとコンピュータシミュレーションの相関性は、ISO/CD13232で規定されている 7 形態、12 ケースを対象におこなった。その結果、衝突開始からダミー路面落下までの負傷評価が可能なコンピュータシミュレーション手法であることが確認できた。

2. ダミー路面落下までの負傷評価

路面落下時までのダミー挙動を良好な精度で再現できるコンピュータシミュレーション手法をさらに発展させ、ダミーの路面落下時までの負傷評価に使用できるコンピュータシミュレーション手法の構築に取り組んだ。本取り組み、及び精度検証の対象としたテストは、ISO/CD13232で規定されている基本 7 衝突形態とした。これらの衝突形態を Fig. 1 に示す。

基本的には、エアバッグ有り/Aエアバッグ無しの両方のシミュレーションをおこなうものである。しかし、Fig. 1 に示す No.1 と No.4 のエアバッグ有りのケースは、実車衝突テストでエアバッグが展開しなかったため相関対象から外した。したがって、コンピュータシミュレーションの相関対象としたのは、7 形態、12 ケースである。

実車衝突テストの衝突速度は、ISO/CD13232に規定されている速度よりやや高めの設定でおこない、より厳しい条件で評価した。コンピュータシミュレーションの衝突速度もテストと同じ速度でおこなった。

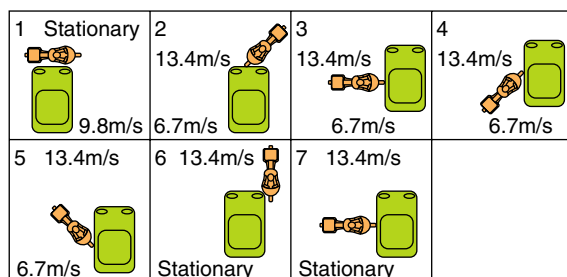


Fig. 1 Full scale impact test configurations

3. モデル作成手法

3.1. 二輪車モデル

ダミー路面落下挙動確認に使用した二輪車モデルは、大型ツーリング二輪車 GL1500 であった。その後のエアバッグの研究において、二輪車モデルは GL1500 から GL1800 に変更した。したがって、コンピュータシミュレーションにおいても GL1800 の二輪車モデルを作成した。モデルの作成手法は、2003 年 SETC に発表した手法⁽⁵⁾を用いて作成した。二輪車モデルは、計算精度を高めるためにモデル全体を変形体として作成した。二輪車モデルを Fig. 2 に示す。

3.2. 衝突相手車モデル

衝突相手車モデルは、衝突形態の多様化にともない追加作成した。衝突相手車モデルの部分的剛体化は計算時間短縮効果が大きいので、二輪車やダミーと接触せず変形も発生しない部分に剛体化を取り入れた。その結果、剛体部分を変えた 4 種類の衝突相手車モデルを作成した。それらのモデルは、衝突形態によって使いわけた。Fig. 3 - 6 に作成した衝突相手車モデルを示す。衝突相手車モデルは、1998-2001年の日本仕様Honda Accord 4ドアサルーンを使用し、その仕様を Table 1 に示す。

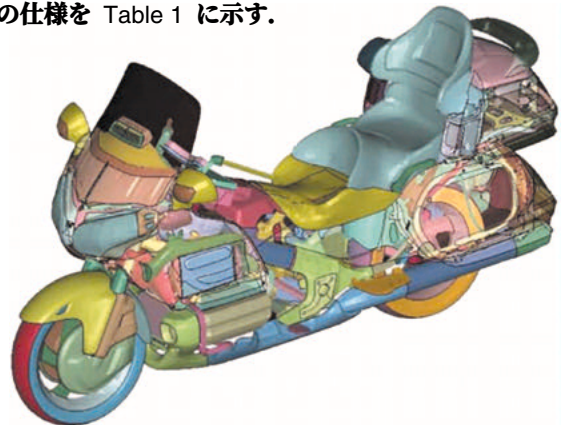


Fig. 2 Motorcycle model

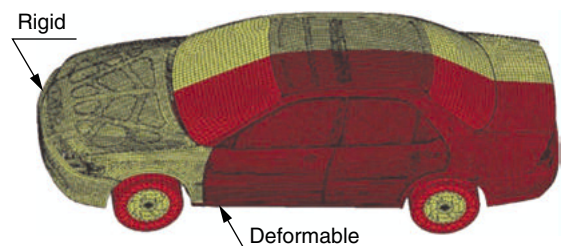


Fig. 3 Opposing vehicle model for side impact case

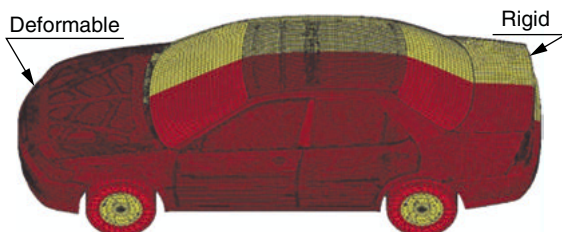


Fig. 4 Opposing vehicle model for front-side impact case

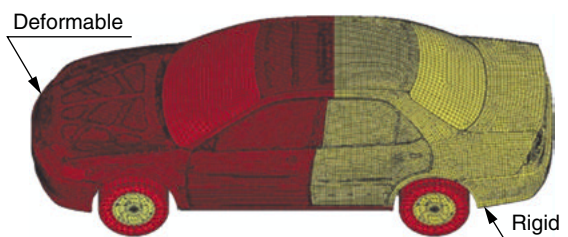


Fig. 5 Opposing vehicle model for front impact case

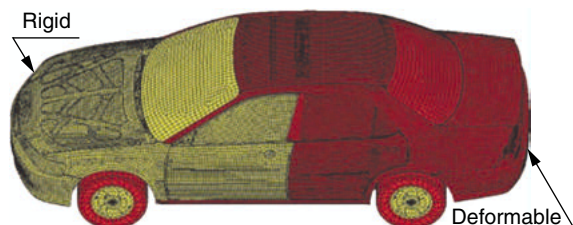


Fig. 6 Opposing vehicle model for rear impact case

Table 1 Specifications of opposing vehicle

Manufacturer	Honda
Model	Accord, Japan
Year	1998-2001
Mass (average)	(kg) 1300
Overall length	(mm) 4635
Overall width	(mm) 1695
Overall height	(mm) 1420
Wheelbase	(mm) 2665
Engine displacement	(cm ³) 1997

3.3. ダミーモデル

ダミーモデルは、LS-DYNA⁽⁶⁾用ハイブリッド III 50 パーセンタイルモデルをベースとし、ISO 13232 に規定される MATD ダミーと合致させた。ISO 13232 では規定されなかった頸部の負傷評価手法が ISO/CD13232 で規定されたため、ISO/CD13232 に準拠してモデル化した。作成したモデルを Fig. 7 に示す。首モデルの曲げ特性は、ISO/CD13232 に規定されている静的と動的の両特性に合致させた。静的相関結果を Table 2 に示す。動的特性である、Extension, Flexion, Lateral, Torsion のそれぞれの相関結果を Fig. 8 - 18 に示す。これらの結果から、今回作成したコンピュータシミュレーション用首モデルはダミーの路面落下時までの負傷評価に使用可能であると判断した。

3.4. エアバッグモデル

エアバッグについては、GL1800 用に再設計されたものをモデル化した。ライダを受け止めるエアバッグ後面の V 字形状や、エアバッグ後面から二輪車体への連結支持ベルトなどを忠実にモデル化した。エアバッグを GL1800 に搭載した状態のコンピュータシミュレーションモデルを Fig. 19 に示す。

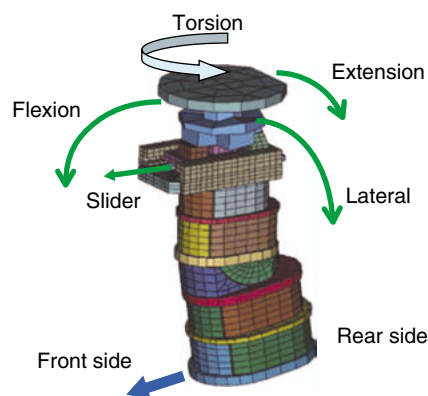


Fig. 7 Neck model of MATD (ISO/CD13232)

Table 2 Neck static characteristics of MATD model

Characteristics	Load	Required value	CAE model
Flexion angle	20 kgf	17.6 ± 2.6 deg	15.9 deg
Slider displacement	20 kgf	14.0 ± 3.0 mm	13.8 deg
Extension angle	20 kgf	30.9 ± 4.6 deg	27.7 deg
Lateral angle	20 kgf	28.7 ± 4.3 deg	25.8 deg
Torsion angle	3.2 kgf	41.5 ± 6.2 deg	43.6 deg

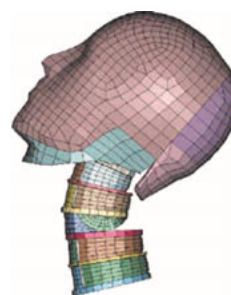


Fig. 8 Dynamic extension position

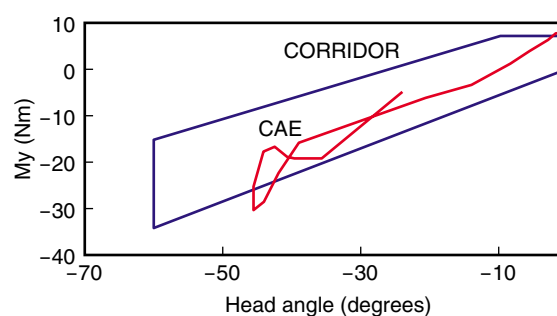


Fig. 9 Dynamic extension moment vs. head angle

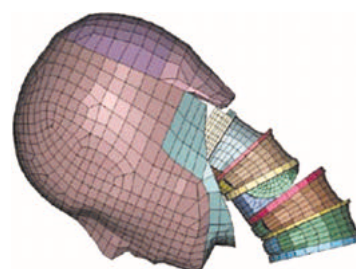


Fig. 10 Dynamic flexion position

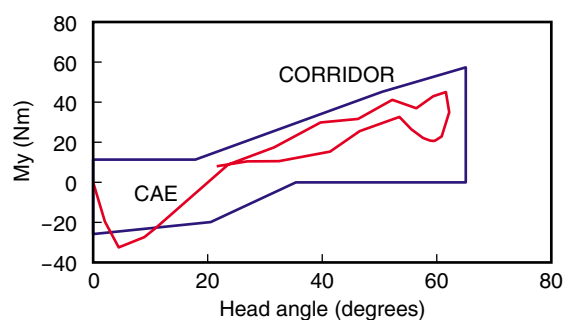


Fig. 11 Dynamic flexion bending moment vs. head angle

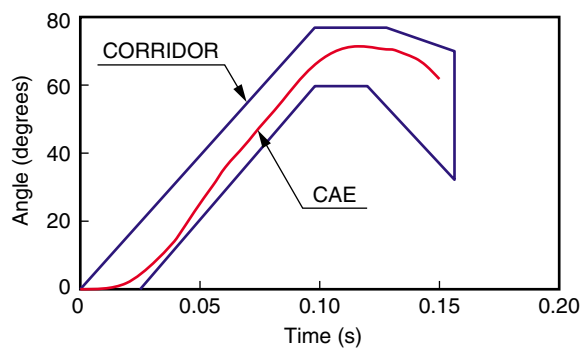


Fig. 15 Dynamic lateral head angle vs. time

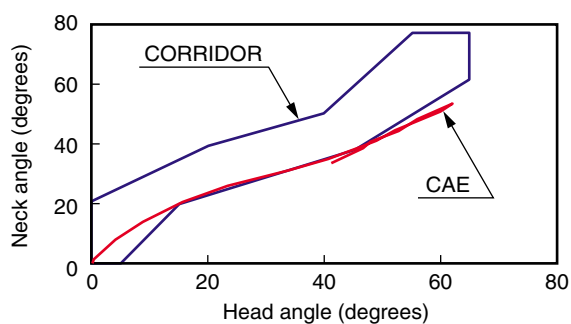


Fig. 12 Dynamic flexion neck angle vs. head angle

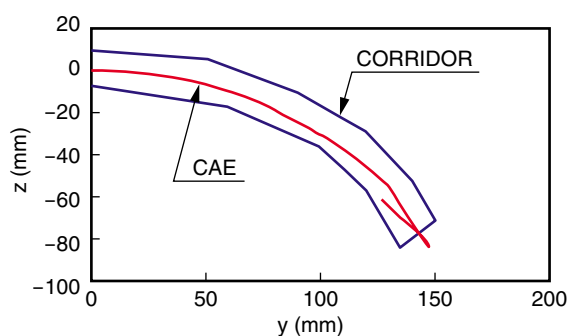


Fig. 16 Dynamic lateral head center of gravity position

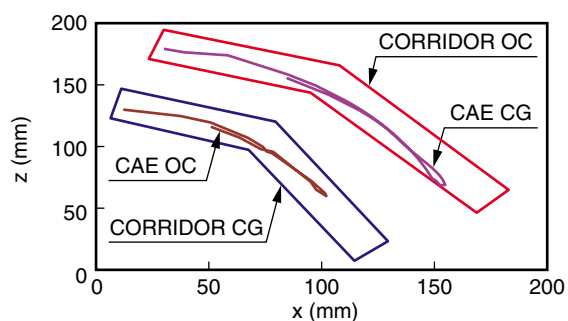


Fig. 13 Dynamic flexion occipital condyle and head center of gravity position



Fig. 17 Dynamic torsion position

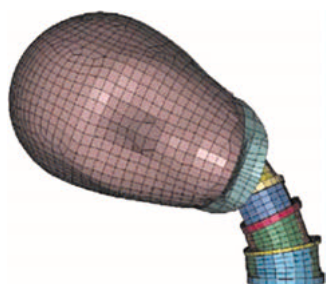


Fig. 14 Dynamic lateral position

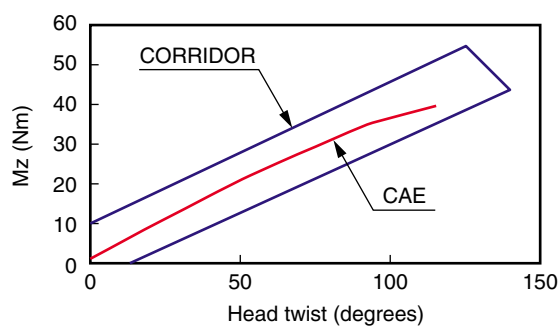


Fig. 18 Dynamic torsion stiffness

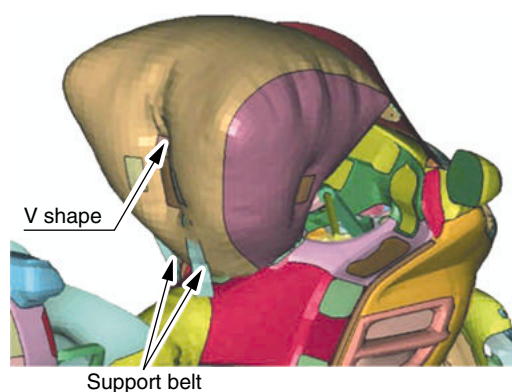


Fig. 19 Airbag model

4. モデル精度向上手法

今回作成した各モデルは、ダミーが路面に落下するまでの負傷評価が可能な、高い精度が要求される。モデル精度向上のための最初の段階として、衝突時に変形が予想できるパーツは、できる限り忠実にモデル化した。第二段階として、ISO/CD13232に規定されている単体テストや二輪車と四輪車の壁衝突テストなどのシンプルな条件の特性把握テストがおこなわれ、モデルやいくつかの計算因子を調整し、シミュレーションが高い精度でテスト結果と合致するようにした。最終段階では、ISO/CD13232に規定されている7形態、12ケースのテスト結果に対する相関性確認の中でモデルの精度といくつかの計算因子を改良した。複雑な衝突挙動を示す実車衝突現象においては、単体テストや壁衝突などのシンプルな現象に含まれない要素が加わってくる。それらの要素は、摩擦や計算所要時間の短縮考慮のために省略してあった二輪車や相手四輪車のパーツなどである。これらの要素について、7衝突形態への相関性確認の中で精度向上をおこなった。

四輪車の側面及び二輪車の正面周りのパーツの精度向上は、Fig. 1 の No.3, 5, 7 に示す二輪車が四輪車の側面に衝突する衝突形態でおこなった。次に、四輪車の正面に二輪車が衝突する Fig. 1 の No.2 形態をおこない、四輪車の正面周りの精度向上をおこなった。さらに、Fig. 1 の No.4, 6 で二輪車、四輪車の前側面周り、Fig. 1 の No.1 で二輪車の側面の精度向上をおこなった。

5. 負傷評価の相関性

相関性は、7形態 12 ケースの実車衝突テストのダミーの傷害値を用いて検証した。頭の傷害値について、Fig. 20 にプライマリインパクトにおける HIC の値、Fig. 21 に衝突開始後 0.5s 以降よりダミーが路面に落下するまで(以下、セカンダリインパクトという)における HIC の値を示す。プライマリインパクトにおける相関係数は $r^2=0.94$ であり、セカンダリインパクトにおける相関係数は $r^2=0.77$ であった。

Fig. 22 にプライマリインパクトにおける胸部最大圧迫率を示す。なぜなら、エアバッグはプライマリインパクトを受けとめるので重要な要素である。相関係数は $r^2=0.62$ であった。

脚の骨折についてテスト結果とシミュレーション結果の比較を Table 3 に示す。テスト結果とシミュレーション結果の合致率は、Femur が 96%, Knee と Tibia が 100% であった。

以上の結果から、本コンピュータシミュレーション手法は、衝突開始から路面落下までのダミーの負傷評価が可能であると判断した。そこで我々は、ISO/CD13232に規定されている200衝突形態について、本コンピュータシミュレーション手法によるエアバッグシステムのベネフィットとリスクの評価が可能であると考えた。

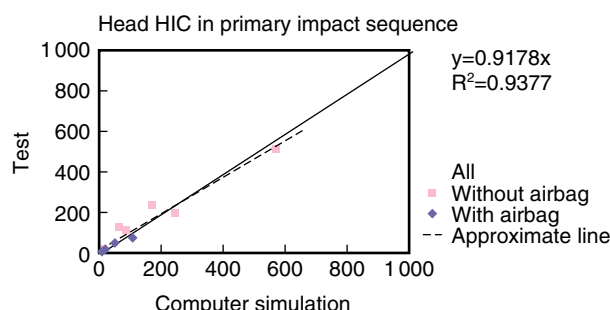


Fig. 20 Correlation of HIC at primary impact sequence

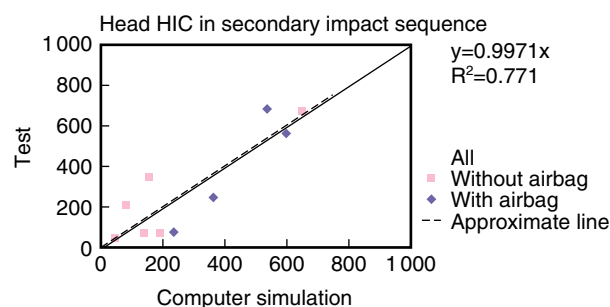


Fig. 21 Correlation of HIC at secondary impact sequence

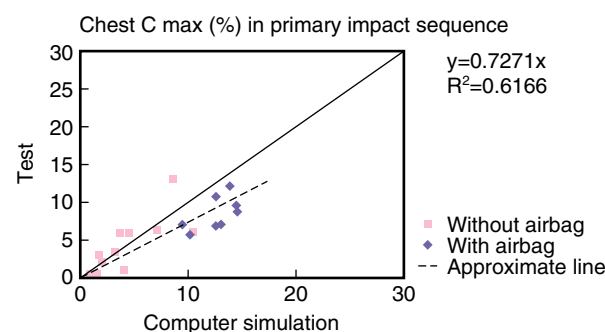


Fig. 22 Correlation of chest sternum compression at primary impact sequence

Table 3 Correlation of leg injury for entire impact sequence

Femurs		Full scale tests		Corrected percentage
		Fracture	No fracture	
Simulations	Fracture	0	1	96%
	No fracture	0	23	

Knees		Full scale tests		Corrected percentage
		Fracture	No fracture	
Simulations	Fracture	0	0	100%
	No fracture	0	24	

Tibias		Full scale tests		Corrected percentage
		Fracture	No fracture	
Simulations	Fracture	1	0	100%
	No fracture	0	23	

6. GL1800 用エアバッグの負傷低減性能評価

ISO/CD13232では、コンピュータシミュレーションにより、ライダープロテクションの効果とリスクの判断をおこなうように規定されている。コンピュータシミュレーションの計算は 200 形態について、ライダープロテクションの有無で 400 ケースの計算をおこなうことになっている。

衝突角度と衝突部位の組み合わせによる 25 衝突形態を Fig. 23 に示す。さらに衝突速度違いが規定されている。こ

の組み合わせにより衝突形態は 200 になる。

これらの 25 形態において、X を記した形態は、エアバッグが作動しない、あるいは作動してもライダーの挙動や負傷に影響を与えないので計算対象から外した。△ を記した形態は、衝突速度によりエアバッグが作動しないと判断されたので、それらを計算対象から外した。これらの計算対象から外した形態では、エアバッグ有無によるライダーの負傷値変化をゼロとした。以上の結果、最終的な計算対象は、121 形態 242 ケースであった。

7. コンピュータシミュレーションによるエアバッグシステムの評価結果

121 形態 242 ケースのコンピュータシミュレーションを計算して、ISO/CD13232の規定に基づきエアバッグによる負傷低減効果を評価した。その結果、種々の衝突形態に対する本エアバッグシステムのライダー負傷低減性能と、その特徴が把握できた。

7.1. ライダー負傷の低減性能

Fig. 24 に相手車に衝突するプライマリインパクトとセカンダリインパクトのエアバッグによる負傷の影響を示す。

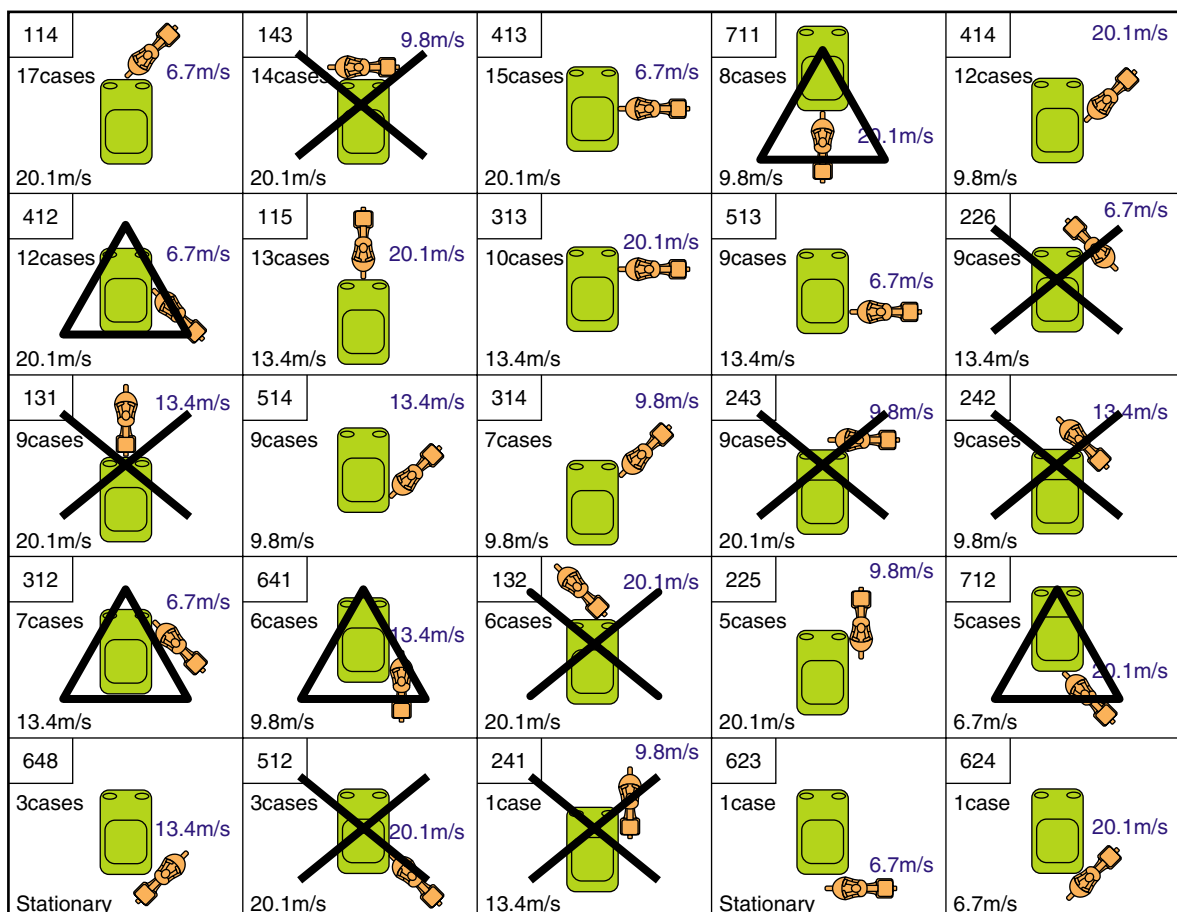


Fig. 23 Impact configurations for computer simulation

縦軸はNIC値であり、NIC=0は負傷無しレベル、NIC=1は1名死亡相当を表す。

Fig. 24 にプライマリインパクトの総合平均ベネフィットと総合平均リスクを示す。総合平均ベネフィットは0.038で総合平均リスクは0.001である。リスク／ベネフィットの比率は 0.026 である。ネットベネフィット値は 0.037 である。

Fig. 24 にセカンダリインパクトの総合平均ベネフィットと総合平均リスクを示す。総合平均ベネフィットは0.022で総合平均リスクは0.011である。リスク／ベネフィットの比率は 0.500 である。ネットベネフィット値は 0.011 である。

したがって、本エアバッグシステムのベネフィットは、ダミーの路面落下における負傷よりも、相手車への打撃負傷に対する低減効果大きい。

Fig. 25にプライマリインパクトとセカンダリインパクトを総合したエンタライインパクト(衝突開始からダミー路面落下まで全て)の総合平均ベネフィットと総合平均リスクを示す。総合平均ベネフィットは 0.048 で総合平均リスクは 0.004 である。リスク／ベネフィットの比率は 0.083 である。ネットベネフィット値は 0.044 である。

これらの結果から、本エアバッグシステムは、適切なライダー負傷低減性能を有すると判断される。

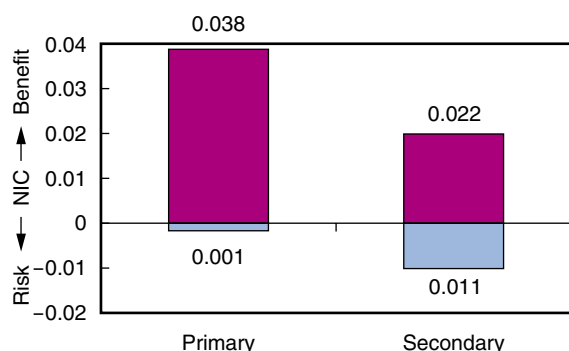


Fig. 24 Total average benefits and risks, primary and secondary impact sequence

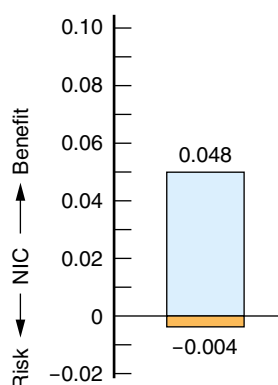


Fig. 25 Total average benefits and risks in the entire impact sequence

7.2. 衝突速度の影響

ネットベネフィット値を衝突速度によって比較したものを Fig. 26 に示す。この場合の衝突速度は、相対速度を表している。相対速度は、四輪車の側面に衝突している場合は二輪車の使用速度、四輪車の正面に衝突している場合は、両車の速度を足し相対速度として用いている。四輪車後面に衝突している場合は四輪車の速度を二輪車の速度から引き相対速度として用いている。四輪車正面及び後面に衝突している場合で衝突に角度がついている場合は、四輪車の衝突速度を衝突角度分減らしている。一例を挙げると Fig. 1 の No.2 の衝突形態では、四輪車の正面に二輪車が45度の角度で衝突している。この場合の相対衝突速度は、二輪車の 13.4 m/s と四輪車の $6.7 \text{ m/s} \cdot \cos 45^\circ$ を足した速度とした。

Fig. 26 から、GL1800 用エアバッグは低速域から高速域まで幅広くベネフィットが確認でき非常に効果的であることがわかる。その中でも最も多くのベネフィットが現れているのは 20-25 m/s 付近で、高速域での効果が大きいことがわかる。

上記の結果から、高速域でのエアバッグの効果がはっきりと現れる衝突形態の一例を Fig. 27 に示す。衝突時のベース車のダミー挙動を Fig. 28 にエアバッグ搭載車のダミー挙動を Fig. 29 に示す。ベース車ではダミーが頭部を四輪車のルーフに強打している。対照的に、エアバッグ搭載車はダミー頭部の四輪車への打撃は、軽打ですんでいる。このときの傷害値を Table 4 に示す。AIS はダミーの傷害値を表すもので、AIS1 は軽傷レベル、AIS6 は死亡レベルを表す6段階の負傷指標値である。頭において、ベース車はAIS6で死亡しているがエアバッグ車は負傷していない。また首においても、ベース車では AIS4 に対してエアバッグ車では負傷なしを表わしている。

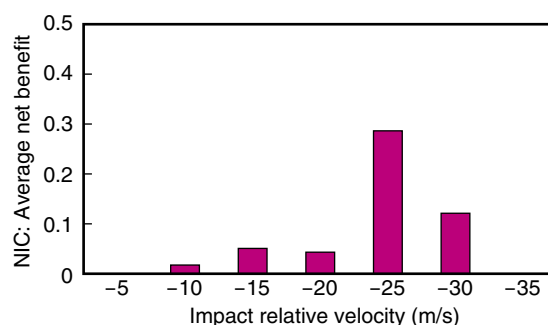


Fig. 26 Total average net benefits, by relative impact speed

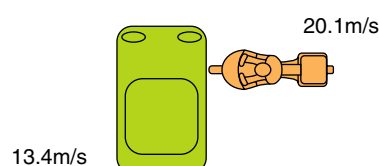


Fig. 27 Benefit impact configuration

参考文献

- (1) Inoue, T., Miura, K., et al.: Experimental Collision Test on Motorcycles with Passenger Car, Paper No.15 of the Safety Research Tour in the USA from the Viewpoint of the Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers of Japan(1969)
- (2) Iijima, S., et al.: Exploratory Study of an Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle, Paper No. 98-S10-O-14, Sixteenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Windsor, Canada(1998)
- (3) Yamazaki, T., et al.: Exploratory Study of an Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle, further research, Paper No. 01-S9-O-240, Seventeenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Amsterdam, Netherlands(2001)
- (4) ISO 13232 Motorcycles Test and Analysis Procedures for Research Evaluation of Rider Crash Protective Devices Fitted to Motorcycles, 1996-12-15
- (5) Namiki, H., et al.: A Computer Simulation for Motorcycle Rider-Motion in Collision, Paper No.2003-32-0044, Small Engine Technology Conference & Exhibition, Madison, Wisconsin, USA(2003)
- (6) LS-DYNA User's Manual: Livermore Software Technology Corporation

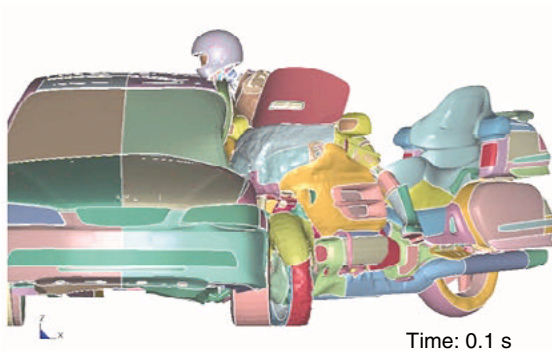


Fig. 28 Baseline impact case

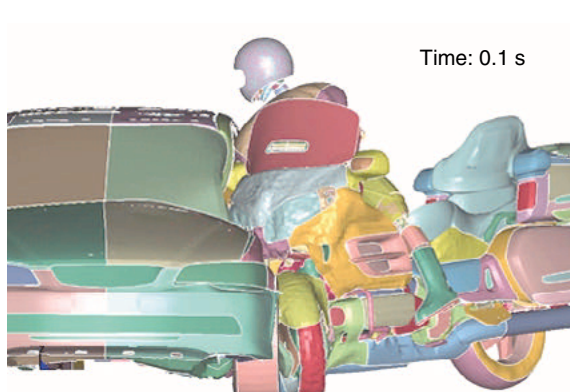


Fig. 29 With airbag impact case

Table 4 Comparison of AIS between baseline and with airbag

	Base line	Airbag
Head	6	0
Neck	4	0
Chest	1	1
Abdomen	0	0
Leg	3	3

8. 結論

(1) 二輪車衝突時の乗員路面落下までの負傷評価が、陽解法 FEM ソフトを使ったコンピュータシミュレーションで可能になった。

(2) このコンピュータシミュレーション手法を用いて、GL1800 用エアバッグの負傷低減効果を ISO/CD13232 に基づいて評価した。

この研究により負傷低減に関して以下のことがわかった。

- ・ エンタラインパクトの総合平均ベネフィットは0.048であり、総合平均リスクは 0.004 である。
- ・ 最も効果のあった相対衝突速度域は 20-25 m/s(72-90 km/h)であった。
- ・ 負傷低減効果は、路面落下時より、衝突相手車打撃時の方が大きかった。

■ 著 者 ■



並木 秀夫



中村 豊一



飯島 聡

顔パターンに誘発される脳活動を利用した 二輪車の被視認性向上の研究

Enhancement of Motorcycle Conspicuity Using Brain Activities Induced by the Facial Image Stimuli

菅原 卓*
Takashi SUGAWARA
櫛田 和光***
Kazumitsu KUSHIDA

松本 善行* 木村 真弘**
Yoshiyuki MATSUMOTO Masahiro KIMURA
村田 裕***
Yutaka MURATA

要 旨

人間は顔に対し特異的な認識能力を有し、複雑な環境からも瞬時に顔を探索し得る。この能力を活かして、灯体の形状、配置から有機的な顔を造形し、二輪車の被視認性を向上させるデザイン手法を提案した。

fMRIによる脳計測実験の結果、側頭葉顔認識領域に選択的な活動が見られ、本デザインがヒトの顔と同様に、脳の顔パターン処理部を強く刺激することを確認した。

ABSTRACT

Humans have a special ability for recognizing the face. We have proposed a new motorcycle design technique to enhance search performance using this ability. This technique uses shape recognition and light positioning.

Some experiments were carried out to measure brain activity while showing facial image stimuli. Results showed significant activity in the lateral fusiform gyrus (FFA). This implies that the brain analyzes our facial image stimuli as a human face.

1. まえがき

平成10年度の交通事故統計⁽¹⁾から二輪車死亡事故(四輪車が第一当事者のもの)を抽出し分析した結果、四輪車ドライバの二輪車見落としが、接近速度の誤認識とともに事故の主たる要因であることがわかった(Fig. 1)。

見落としを防止するためには二輪車の昼間点灯が被視認性を高めることに効果的である。しかし、昼間点灯がトラックやバスへ拡大したことにより、二輪車の被視認性が相対的に低下する事態が懸念されており、その対応として、昼間点灯のルール策定が各国で進められている。

一方、近年の脳研究の結果、特定のパターンに敏感に反応する脳部位(ニューロン)の存在が報告されており、サルにおいては1968年の「手ニューロン」⁽²⁾に続き、1981年には「顔ニューロン」が報告されている⁽³⁾。

本研究では、ヒトが持つ顔パターンの処理能力を活かして、二輪車の被視認性を向上させる手段を提案すると共に、

ヒトが心理的に感じ取る顔らしさの定量的比較が可能であることを脳計測実験より示す。

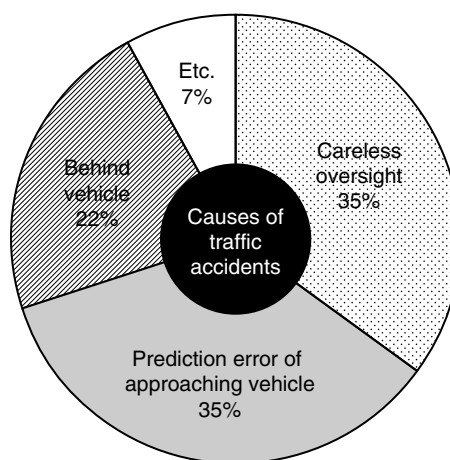


Fig. 1 Analysis of traffic accidents

* 和光基礎技術研究センター

** Honda Research Institute Japan

***朝霞研究所

2. 提案

2.1. ヒトの顔パターン処理能力

functional Magnetic Resonance Imaging (fMRI)による非侵襲脳計測技術の進歩から、ヒトを傷つけることなく脳活動を見ることが可能となり、サルと同様ヒトも顔パターン処理をおこなう脳部位を持つことが明らかになってきた。最新の研究では、側頭葉にある紡錘状回の顔領域(Fusiform Face Area : FFA)や下後頭回の顔領域(Occipital Face Area : OFA)が顔パターンに対して高い感受性を持つことが確認されている^{(4)・(6)}。

この脳部位は顔パターンの探索においても能力を発揮し、たとえばヒトは Fig. 2 のようなシーンから容易に顔を探し得る。またLewisらは、ヒトの顔パターンは異なるパターンのグループからポップアウトして探索されるとの報告をおこなっている⁽⁷⁾。

特筆すべきは、ヒトのこれらの能力はすべてのヒトが特に訓練無しに身につける能力で、その行使にも特段の心的負荷を必要としない点である。

2.2. 二輪車デザインの提案

Bruce らは、顔および顔から目や口などの各種顔パーツを取り去った画像をサルに見せ、その際の下側頭葉のニューロン活動を記録した⁽³⁾。その結果、目や口を隠した画像では、ニューロン活動に有意な低下が見られた。また、fMRI によるヒトの脳計測では、提示した顔画像に感情(喜怒哀楽など)が含まれると FFA 領域の活動が活発化することが報告されている⁽⁸⁾。表情の違いによる顔探索効率の違いを測定した Fox らの実験⁽⁹⁾によれば、「怒り顔」の探索は、そうでない表情の探索よりも高速であった。これらの知



Fig. 2 Hidden face images

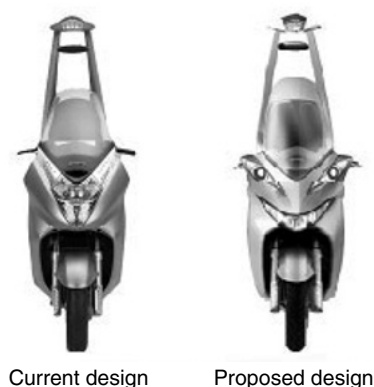


Fig. 3 Design proposal

見から、今回我々は脳をより効率良く刺激するためのデザインとして、Fig. 3のような二輪車デザインを提案する。本デザインでは、ホンダASV実験車の前面カウルに、灯体形状を工夫して顔を強調した造形を取り入れ、口部が主灯体、目部が方向指示器とポジションランプの構成とした。

このようにデザインされた二輪車は、ヒトの高度な顔パターン処理能力により複雑な交通環境の中でも容易に発見可能となり、被視認性も四輪車に対して相対的に向上することが期待できる。

3. 実験

3.1. 実験の目的

fMRI を使った脳計測実験において、

- (1) 脳活動部位の比較により、提案したデザインが、ヒトの顔と同様に脳の顔パターン処理部位を刺激していることの確認
- (2) 脳活動量の測定により、提案したデザインと、ヒトの顔や通常の二輪車デザインの顔らしさの定量的な比較をおこなう。

3.2. fMRI

fMRI(functional(機能的)MRI)は、生体構造を測定する解剖 MRI とは異なり、脳活動・機能を測定するものである。非侵襲的に測定がおこなえるため、繰り返し実験においても被験者にかかる負担が少ない。

3.3. 被験者

本実験は社内から被験者を募り、健康者の男女6名で測定をおこなった(男性：5名、女性1名；年齢層は20代から40代)。

なお、被験者に対して実験の目的や倫理・安全面の説明を十分にした上で、インフォームドコンセントを得て実験協力の同意文書に署名をもらい、実験をおこなった。

3.4. 実験概要

本実験では、被験者はMRI装置(Fig. 4)の中で応答用押しボタンを持った状態で仰向けになる。画像による刺激は



Fig. 4 MRI apparatus

鏡を通して装置内に設置されたスクリーンに提示される。被験者のタスクは提示された一連の画像を見ながら、直前の画像との一致／不一致をボタンによって答えることとした(1-Back task)。

刺激画像の画角は Fig. 5 のように水平 13° 、垂直 10° (650 x 500 pixel)とした。

3.5. 実験に使用した画像

実験には6種類のカテゴリを使用し(Fig. 6)、各カテゴリは異なる20枚のグレースケール画像(256階調)を用意した。

1. FBK(顔らしい二輪車)
2. BK(従来の二輪車)
3. NFBK(顔らしくない二輪車)
4. HF(ヒトの顔)
5. NHF(輪郭だけの顔)
6. OBJ(顔と無関係のオブジェクト)

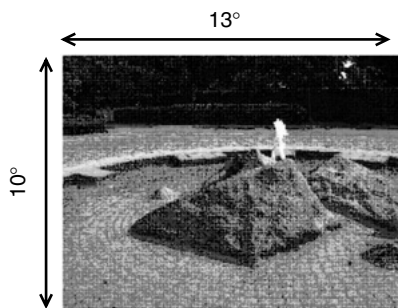


Fig. 5 Stimulation size



Fig. 6 Examples of stimuli

3.6. 実験デザイン

今回の実験デザインは、fMRIで脳活動状態を測定する基本的実験プロトコルであり、比較的少人数の被験者でも信頼性の高い結果が出やすいとされている、ブロック型の課題デザインを用いた。

課題は6セッションに分け、各セッションは約4分間で、刺激の順序効果を考え、6種類のカテゴリをランダムな順番で提示した。各セッションの最初と最後および、カテゴリ間には画面中央に固視対象(黒地に白の十字パターン)を提示した(Fig. 7)。

セッション内の刺激は1秒間の基本刺激画像(725msのカテゴリ画像と 275msの固視点)(Fig. 8)で構成されている。

各カテゴリの刺激は、16枚の基本刺激画像で構成され、被験者の意識、刺激画像への注意を一定に保つため、ランダムに同一画像の刺激を連続して与え、一致／不一致をボタンで答えさせるタスクを与えた(1-Back task)(Fig. 9)。

各被験者について、6セッションの実験を2回おこなった。1回(6セッション)の正味時間は約23分で(Fig. 10)、準備を含め約40分とした。

3.7. fMRI 撮像と解析方法

ATR脳活動イメージングセンター所有の島津 Marconi 社製、MAGNEX ECLIPSE 1.5T Power Drive250を使用した。

今回の実験では、まず与えた刺激画像で脳のどの部位が

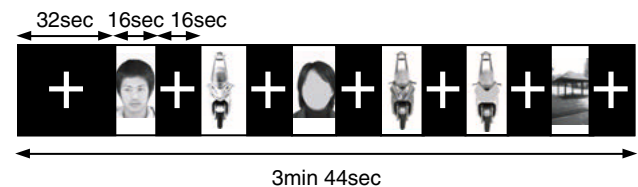


Fig. 7 Session of stimuli

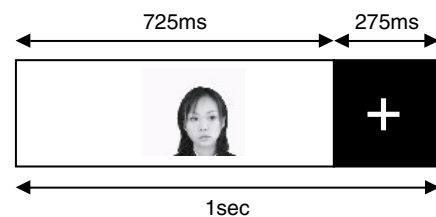


Fig. 8 Element of stimulus

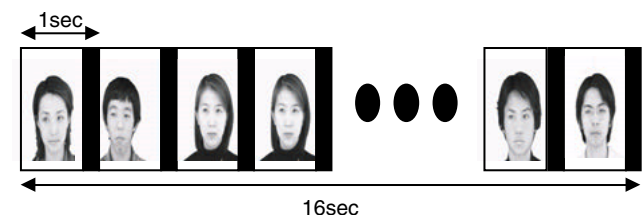


Fig. 9 Category of stimuli

活動しているかを見る必要から、ヒトの全脳の活動を捉えられる撮像パラメータを設定した(Table 1)。

今回、被験者トータルの傾向を解析するには6名では十分なので、個人毎の解析をおこなった。

解析には、fMRI データの標準的な統計処理解析ソフトウェアである SPM2(Statistical Parametric Mapping, Wellcome Institute of Cognitive Neurology, London, UK)⁽¹⁰⁾を用いた。解析処理は、fMRI データの一連の前処理部と、有意な脳活動であるか否かの統計的な仮説検定部から構成される。

前処理としては、Realignment: 頭の動きによる位置変化の補正, Normalization: 標準脳への線形, 非線形変換, Smoothing: 半値幅 10mm の Gaussian フィルター処理をおこなった。

統計的な仮説検定部における T 検定の危険度率は $P < 0.05$ (FWE 補正)とした。活動部位の確認は Voxel 座標(X, Y, Z)をタライラッハ座標(Talairach coordinates: X', Y', Z')に変換し, atlas of Talairach and Tournoux⁽¹¹⁾にておこなった。変換式は以下に示す。

$Z \geq 0$ の場合

$$X' = 0.9900 X$$

$$Y' = 0.9688 Y + 0.0460 Z$$

$$Z' = -0.0485 Y + 0.9189 Z$$

$Z < 0$ の場合

$$X' = 0.9900 X$$

$$Y' = 0.9688 Y + 0.0420 Z$$

$$Z' = -0.0485 Y + 0.8390 Z$$

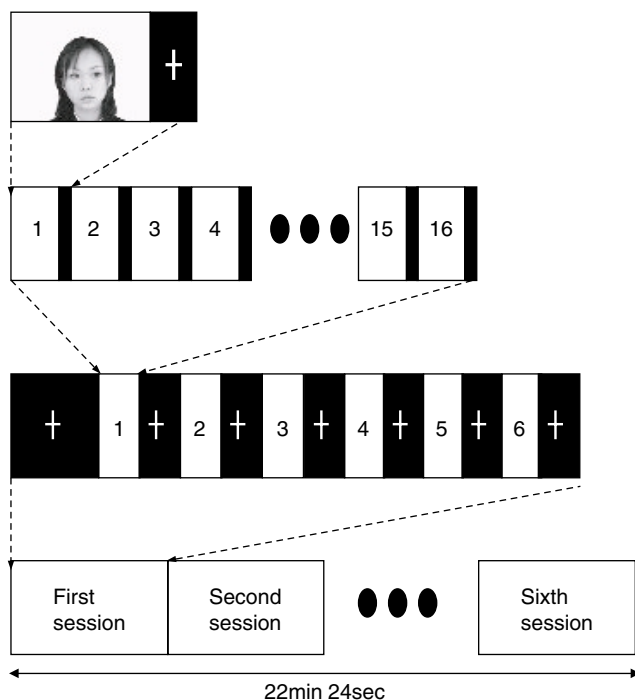


Fig. 10 Experimental design

Table 1 Parameters of fMRI

TR	4 000 ms
TE	50 ms
Flip angle	90°
FOV	192 mm
Slice thickness	3 mm (1 mm gap)
MATRIX size	64 × 64
Slice number	30

確認する脳部位は顔パターン処理部位である FFA, OFA であり、以下にその場所を示す。

Fusiform Face Area(FFA): 紡錘状回の顔領域

- The middle lateral fusiform gyrus
- ブロードマン 37 野(BA 37)

Occipital Face Area(OFA): 下後頭回の顔領域

- The inferior occipital gyrus
- ブロードマン 19 野(BA 19)

活動量の解析には、Blood Oxygen Level Dependent (BOLD) signal change に準ずる値を使用した(SPM2, Contrast estimates and 90% C.I.の値をもとに算出)。BOLD signal change は脳活動に伴う神経代謝や脳血流量の変化を間接的に捕らえている値であり、血液中の酸素消費量の変化率である⁽¹²⁾。

4. 結果と考察

4.1. 脳活動部位の確認

個人解析の代表例として、解析で得られる脳機能画像(以下コントラスト)を Fig. 11, Fig. 12 に示す。Fig. 11 が HF と OBJ のコントラスト, Fig. 12 が FBK と OBJ のコントラストであり、黒丸の場所に FFA の賦活を確認した。

Table 2に、賦活した FFA の座標(Talairach coordinates), 検定の危険度率(Voxel-level), 領域の大きさ(Cluster-level)を示す。

さらに、3名の被験者(Subject B, Subject C, Subject D)では、右側の OFA の賦活が FBK と OBJ のコントラストにおいて確認できた(Table 3)。

これらの結果から、被験者6名中4名で、FBK と HF がほぼ同じ脳活動によって処理されていることを示唆するデータを得た。残りの2名の被験者については、統計的な有意差を伴う賦活を確認することはできなかった。

なお、BK と OBJ, NFBK と OBJ のコントラストについては、すべての被験者において、FFA, OFA に統計的に有意な賦活を確認できなかった。

4.2. 活動量の解析

4.1. 節で FFA, OFA 領域に賦活を確認できた4名の被験者について、6種類のカテゴリ間の活動量解析をおこなった。

Table 2 Right fusiform face area activated (SubjectA) activated (SubjectA)

Contrast	Subject	Talairach coordinates			Voxel-level	Cluster-level
		X'	Y'	Z'	P _{FWE-CONT}	K _E
HF-OBJ	A	48	-57	-11	0.000	25
FBK-OBJ	A	50	-57	-11	0.001	15

Table 3 Right occipital face area activated (SubjectB, SubjectC, Subject D)

Contrast	Subject	Talairach coordinates			Voxel-level	Cluster-level
		X'	Y'	Z'	P _{FWE-CONT}	K _E
FBK-OBJ	B	42	-72	-11	0.023	3
	C	55	-67	-13	0.031	3
	D	44	-66	-7	0.013	6

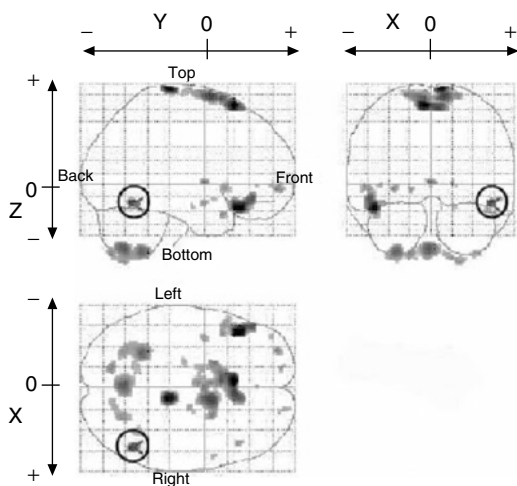


Fig. 11 Contrast image (Subject A: HF - OBJ)

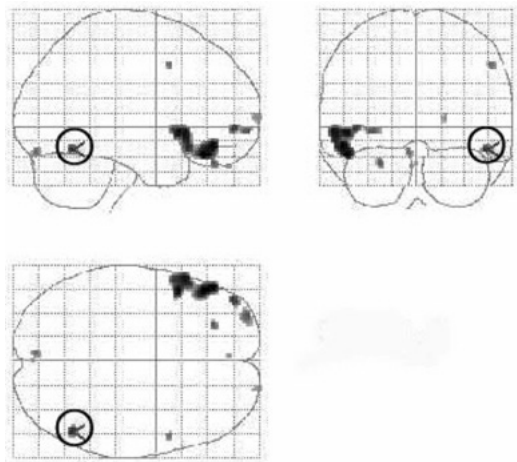


Fig. 12 Contrast image (Subject A: FBK-OBJ)

た結果を示す(Fig. 13, Fig. 14, Fig. 15, Fig. 16). 各グラフのエラーバーは標準誤差(SE)を表す。

4名ともに、FBK が HF と同程度のレベルの活動を示し、BK や NFBK は FBK に比べて活動レベルが低い傾向にあった。また、4名の被験者すべてで、カテゴリ

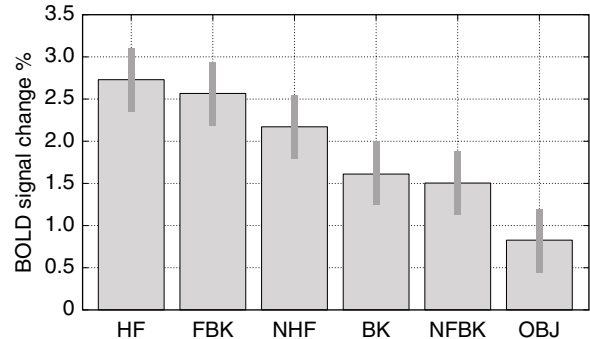


Fig. 13 BOLD signal change (Subject A)

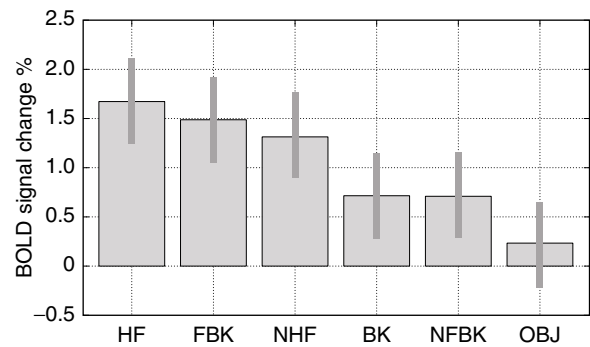


Fig. 14 BOLD signal change (Subject B)

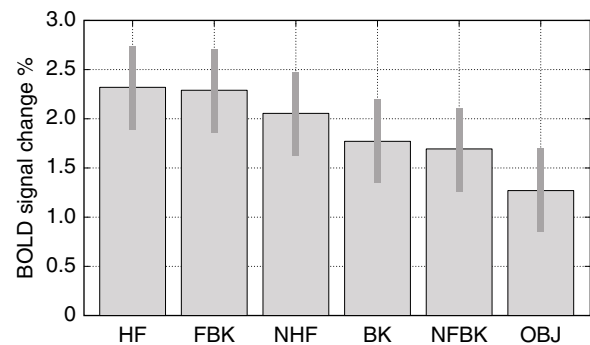


Fig. 15 BOLD signal change (Subject C)

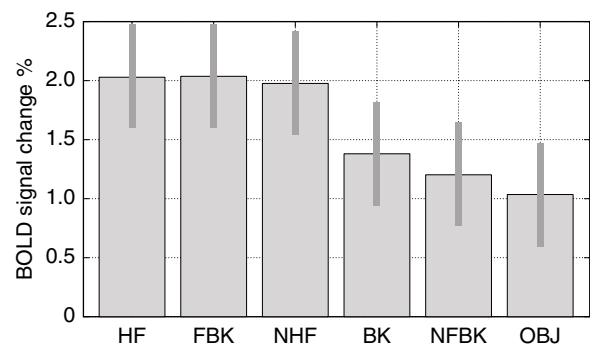


Fig. 16 BOLD signal change (Subject D)

活動量が HF > FBK > NHF > BK > NFBK > OBJ の順となった。

以上の結果から、今回我々が提示した FBK のデザインがヒトの顔と同等の脳活動を引き起こすことが、実験的に明らかになった。また、今回脳活動の定量的指標として用いた FFA, OFA 部の BOLD signal change 値が、顔らしさの評価指標としての可能性を持つことを示した。

5. まとめ

ヒトの顔パターン処理能力を活かした二輪車の被視認性向上デザイン技術を提案し、その効果を評価するため fMRI による脳活動計測をおこなった。その結果、我々の提案したデザインはヒトの顔と同様に、脳の顔パターン処理部を刺激することを確認した。これにより、新しい被視認性向上の可能性を実験的に示すことができた。さらには、ヒトが心理的に感じ取る顔らしさの定量的比較が可能であることを示すことができた。今後はさらに多くの被験者による測定に取り組み本提案の妥当性を検証していくとともに、実車、実環境による効果確認を進めていきたい。

なお、本論文で使用した顔画像データは、財団法人ソフトピアジャパン研究開発グループ地域結集型共同研究推進室から使用許諾を受けたものである。権利者に無断で複写、利用、配布等をおこなうことは禁じられている。

最後に、本研究をおこなうにあたり、適切な助言を頂いた鹿児島大学教育学部川畑秀明助教授に感謝する。

参考文献

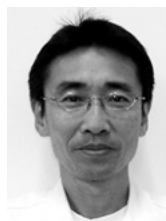
- (1) (財)交通事故分析センター：交通事故統計年報 平成10 年度版(1998)
- (2) Gross,C.G., et al.: Visual properties of neurons in inferotemporal cortex of the macaque, Journal Neurophysiology, Vol.35, p.96-111(1972)
- (3) Bruce,C., et al.: Visual properties of neurons in a polysensory area in superior temporal sulcus of the macaque, Journal Neurophysiology, Vol.46, p.369-384 (1981)
- (4) Kanwisher,N., et al.: The fusiform face area : A module in human extrastriate cortex specialized for face perception, Journal Neuroscience, Vol.17, p.4302-4311(1997)
- (5) Halgren,E., et al.: Location of human face-selective cortex with respect to retinotopic areas, Hum. Brain Mapp. Vol.7, p.29-37(1999)
- (6) Haxby,J.V., et al.: The distributed human neural system for face perception, Trends in Cognitive Science, Vol.4, p.223-233(2000)
- (7) Michael,B.L., et al.: Localisation and detection of faces in

naturalistic scenes.,

<http://www.cardiff.ac.uk/psych/home/lewismb/projects/posterEVCP2.pdf>

- (8) Geday,J., et al.: Emotional valence modulates activity in the posterior fusiform gyrus and inferior medial prefrontalcortex in social perception, Neuroimage, Vol.18, p.675-684(2003)
- (9) Fox,E., et al.: Facial Expressions of Emotion: Are Angry Faces Detected More Efficiently?, Cognition & Emotion, Vol.14, p.61-92(2000)
- (10) SPM home page: <http://www.fil.ion.ucl.ac.uk/spm/>
- (11) Talairach , Tournoux : Co-Planar Stereotaxic, Atlas of the Human Brain, Stuttgart, Thieme, p.122(1998)
- (12) ATR BAIC (Brain Activity Imaging center): fMRI について, http://www.baic.jp/fmri_j.html/

■ 著 者 ■



菅原 卓



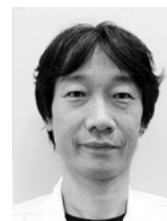
松本 善行



木村 真弘



櫛田 和光



村田 裕

社外発表(2005. 1～2005. 6)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 1. 1	株式会社ライフ・サイエンス/ Geriatric Medicine 2005年 1 月号(Vol.43 No.1)	ヒト型ロボットの制御システム	竹中 透	和光基礎技術研究センター
	自動車技術会/自動車技術 Vol.59, No.1	可変バルブタイミング機構(VTEC)の歴史と 将来	熊谷 和英 小林 重実 田代 雅彦	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		ルーフレール一体大型サイドパネルアウタ 構造ボデー	佐々木 威	栃木研究所
2005. 1.15	自動車技術会/論文集 Vol.36 No.1	急ぎ運転の特徴とその検出の考察	堀田 佳彦 谷田 公二	栃木研究所 栃木研究所
		台上試験による制動距離の温度依存性予測	川上 恵夫 長谷 裕之 溝根 哲也 平井 秀樹 水野 洋一 鈴木 晴之 堀之内健二	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 住友ゴム工業(株) 住友ゴム工業(株) ファルケンタイヤ(株)
		ハイブリッド電気自動車用ニッケル水素 電池の寿命推定	南 達郎	栃木研究所
2005. 1.19 ～ 22	ARAI&SAE INDIA/ Symposium on International Automotive Technology SIAT 2005 (Pune, INDIA)	Research into In-line Fuel Feed Pump Module for Fuel Injection System of Two-wheel Small Vehicle	引地東一郎 中川 光雄	朝霞研究所 朝霞研究所
2005. 1.21	電気学会/自動車研究会 (那覇)	自動車用電源システムのロードマップ (その 1 : 車両電源システム)	藤原 正 寺谷 達夫 坂元 哲朗 斉藤 雅之	栃木研究所 トヨタ自動車(株) 日産自動車(株) 矢崎部品(株)
		アイドルストップシステム用ISGベルト 駆動システム	奥田 一真 小松 康幸 藤原 正 青木 滋 中原 洋一	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
	電子情報通信学会 電子部品・材料研究会/ 電子部品・材料(CPM) 電子通信エネルギー技術 研究会(EE)合同研究会(東京)	電気二重層キャパシタシステムの燃料電池 自動車への応用	佐藤 健児	和光基礎技術研究センター
2005. 1.22 ～ 23	日本機械学会/機械学会 第17回バイオエンジニアリング 講演会(名古屋)	車椅子転倒事故予防に関する基礎的研究	本澤 養樹 木戸 雅人 横山 朋子 一杉 正仁 丹羽 宗弘 徳留 省吾	栃木研究所 獨協医科大学 獨協医科大学 獨協医科大学 千葉商科大学 獨協医科大学
2005. 1.27 ～ 28	日本ガスタービン学会/ GTSJ ガスタービンセミナー (第33回)(東京)	HF118ターボファンエンジンの開発	野田 悦生 園田 豊隆	和光西研究所 和光西研究所
2005. 1.30	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.26 No.1	Development of flywheel battery and ANG storage system	阿部 昇栄 小笠 博司 板井 幸彦	栃木研究所 栃木研究所 和光基礎技術研究センター

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2005. 1.30	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.26 No.1	Study of Hydro Bush for Reduction of Harshness and Road Noise	宮本 康生 中村 聡	栃木研究所 栃木研究所
2005. 2. 2 } 4	MAGNA STEYR/6th All-Wheel Drive Congress Graz (Graz, Austria)	Development of SH-AWD (Super Handling-All Wheel Drive) System	渥美 淑弘	栃木研究所
2005. 2. 9 } 10	SAE/SAE Hybrid Vehicle Technologies Symposium - Today and Tomorrow (Costa Mesa, USA)	ACCORD HYBRID Provide superior dynamic performance while achieving adequate fuel economy enhancement	樋口 成智	栃木研究所
2005. 2.14	自動車技術会/音質評価技術部門委員会(東京)	スポーティサウンド開発支援ツールとその適用例	石井 康夫 岩井 正志 伊藤 浩二	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2005. 2.16 } 18	日本トライボロジー学会/ The 2005 International Symposium on Tribology of Vehicle Transmissions (つくば)	Development of Highly Efficient CVT for Upper Class Compact Vehicle	大橋 章人 佐藤 洋一 梶川 薫 左久間信次 浦野 純司 山口 正明 柴原 章宏	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 栃木研究所
2005. 3. 2	日本鍛造協会 アルミ鍛造技術会/第39回 技術講座 (秩父)	レジェンド適用アルミ軽量化技術 ～ピーリングレスアルミ鍛造FR LWR ARM～	村裡 良一	栃木研究所
2005. 3. 9	自動車技術会 中部支部燃焼計測モデリング研究委員会/2005年度第3回燃焼計測モデリング委員会 (名古屋)	イオン電流計測を用いたオンボードエンジン制御	島崎 勇一	栃木研究所
2005. 3.13 } 17	American Chemical Society/ 2005 ACS National Meeting (San Diego, USA)	First-Principles and Tight Binding quantum chemical Molecular Dynamics Approach to Vibrationally Excited States Dynamics of Water	廣田 雅洋 阿久津和由 北田 正吉 平田 肇 Ewa Broclawik 久保 百司 宮本 明 千葉 景子 佐々木由美子 Abdul Rajjak Shaikh Qiang Pei 坪井 秀行 古山 通久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学
		TIGHT-BINDING QUANTUM CHEMICAL MOLECULAR DYNAMICS APPROACH TO THE FORMATION DYNAMICS OF HYDROGEN BY THE CHEMICAL REACTIONS OF VIBRATIONALLY EXCITED WATER ON SI SURFACES	廣田 雅洋 阿久津和由 北田 正吉 平田 肇 久保 百司 Ewa Broclawik 宮本 明 千葉 景子 佐々木由美子 Abdul Rajjak Shaikh Qiang Pei 坪井 秀行 古山 通久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 3.15	自動車技術会/論文集 Vol.36, No.2	排気脈動による排気系放射音予測技術の 開発	桜井 雅人 中川 博史 吉本 秀之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	中部科学技術センター 「表面ナノ結晶化材料」研究 分科会(豊橋)	MD処理, MoS ₂ ショット処理による 表面改質の効果	荻原 秀実	栃木研究所
2005. 3.16	SAE/2005 SAE Colloquia/ Fuel & Lubes Asia Conference (中国)	Mobility 2030	椎名 孝則	栃木研究所
2005. 3.18	精密工学会/2005年度精密 工学会春季大会シンポジウム (横浜)	自動車産業からみた非接触三次元測定	高村 繁	栃木研究所
2005. 3.21 ～ 24	電子情報通信学会/2005年 総合大会(豊中)	リチウム二次電池正極材料 Poly (p-phenylene thiuret)(PPT)のコイン型電池における 電気化学特性	中谷 勝則 松井 弘毅 三谷 忠興 上町 裕史	栃木研究所 北陸先端科学技術大学院大学 北陸先端科学技術大学院大学 (株)センサ
2005. 3.26	山海堂/エンジンテクノロジー 37号	適応制御理論による新エンジンシステムの 誕生	安井 裕司	栃木研究所
2005. 3.28	自動車技術会/新開発エンジン シンポジウム(東京)	高性能・低エミッション2.0L直噴ガソリン エンジンの開発	松浦 浩海 堀江 薫 甲田 豊 後藤 博之 小川 賢	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
2005. 3.29 ～ 31	日本金属学会/2005年 春季大会(横浜)	準結晶粒子分散型軽金属合金	藤田 雅 井上 明久 木村 久道	栃木研究所 東北大学 東北大学
2005. 3.29 ～ 4. 1	応用物理学会/2005年 (第52回応用物理学関係連合 講演会)春季応用物理学会 学術講演会(ポスターセッション) (さいたま)	SiC基板上への極薄膜AlN結晶の 2次元ヘテロエピタキシャル成長 ～TEM観察～	堀内 明彦 橋本 英喜 川西 英雄	工学院大学 和光基礎技術研究センター 工学院大学
2005. 4. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.59, No.4	新型コモンレールターボディーゼル シリーズの開発	菊池 正弘 大河原謙一 三宅 哲也 後藤 新三 松井 一博 小出 創平	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
2005. 4. 2 ～ 6	European Electric Road Vehicle Association (AVERE) /EVS21 (The 21st International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicles Symposium & Exposition) (Montecarlo, MONACO)	Development of 2005 ACCORD Hybrid System	貝塚 正明	栃木研究所
2005. 4. 4 ～ 8	電気学会/IPEC (International Power Electronics Conference) (新潟)	High Speed Analysis of 3-phase High Frequency Voltage Input Sensorless Control Fed by PWM Inverters with Magnetic Saturation	今井 信幸 森本 茂雄 真田 雅之 武田 洋次	栃木研究所 大阪府立大学 大阪府立大学 大阪府立大学
		Development of an Electric Motor for EV/ HEV/FCV	山本 恵一	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 4. 6 ～ 12	日本鍛造協会/アルミニウム鍛造技術会/第18回国際鍛造会議(名古屋)	日本でのアルミニウム鍛造の技術動向 —軽量ネットシェイプ鍛造ピストンの開発—	岡 知生 宮本 尚明	朝霞研究所 宮本工業(株)
2005. 4.11 ～ 14	SAE/SAE 2005 World Congress (Detroit, USA)	Introduction of Direct Injection System to 4-Stroke Spark Ignition Engine for Motorcycle Application	鈴木 正剛 堀 薫 鈴木純一郎	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of Fuel Injector and Fuel Pump for a Fuel Injection System to Use in Small Motorcycles	氏家 達也 斉藤 英俊 上田 稔 赤松 俊二 林 徹 仲野 是克	(株)ケーヒン (株)ケーヒン 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 東北大学
		Rapid Engine Speed Control for AMT Using Two-Degree-of-Freedom Sliding Mode Algorithm	安井 裕司 下城孝名子 齋藤 光宣 玉川 裕	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Research into Surface Improvement for Low Friction Pistons	荻原 秀実	栃木研究所
		New Concept Sliding Mode Control for AMT	下城孝名子 安井 裕司 島袋栄二郎 岩城 喜久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		PCCI Operation With Early Injection of Conventional Diesel Fuel	神田 智博 箱崎 隆三 内本 達也 畑野 潤一 北山 由人 園 比呂志	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 the Intelligent Power Unit for the V6 Hybrid Midsize Sedan	遊作 昇裕 小坂 裕	栃木研究所 栃木研究所
		Development of a Hybrid System for the V6 Midsize Sedan	花田 晃平 貝塚 正明 今井 利隆 石川 享 松岡 英樹 安達 浩光	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 the IMA Motor for the V6 Hybrid Midsize Sedan	梶澤 明 高橋 一成	栃木研究所 栃木研究所
		Development of Hexavalent Chromium-free Surface Treatment	宮寺 勉 滝川 和則	栃木研究所 栃木研究所
		Development of Topology Optimization Method for Reduction of Transmission Housing Weight	緒方 友治 鈴木 覚 平岡 昌巳	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of High-Efficiency CVT for Luxury Compact Vehicle	大橋 章人 佐藤 洋一 梶川 薫 左久間信次 浦野 純司 山口 正明 柴原 章宏	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 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 4.11 ～ 14	SAE/SAE 2005 World Congress (Detroit, USA)	Development of Direct Electromagnetic Clutch System	國井 力也 岩崎 明裕 関谷 重信 菅野 裕 北村 克弘 芝端 康二	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
2005. 4.30	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.26, No.2	Accurate Engine Speed Control Using Adaptive Disturbance Observer	安井 裕司 下城孝名子 齋藤 光宣 玉川 裕	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Predictions of the Temperature Dependency of Braking Distance Using Bench Tests	川上 恵夫 長谷 裕之 溝根 哲也 平井 秀樹 堀之内健二 水野 洋一 鈴木 晴之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 ファルケンタイヤ(株) 住友ゴム工業(株) 住友ゴム工業(株)
		Effects of Vehicle Motion on Cabin Thermal Environment	藤田 明浩 斎藤 恒洋 高林 徹	栃木研究所 旭硝子(株) 旭硝子(株)
		Engine Evolution of the 4-Stroke Road Racer RC211V	南 浩二 山口 芳久	朝霞研究所 朝霞研究所
2005. 5.12	熱流体フォーラム/第20回熱流体先端技術講演会/熱流体フォーラム(東京)	イオン電流計測を用いたF-1エンジンの燃焼モニタリングシステム	島崎 勇一	栃木研究所
2005. 5.14 ～ 15	軽金属学会/春季大会(豊橋)	ハイスサイクルブロー成形用Al-Mg系合金板の開発	風間 仁 高田 健 中尾敬一郎 野口 修 鈴木 義和	栃木研究所 新日本製鐵(株) ホンダエンジニアリング(株) 古河スカイ(株) 古河スカイ(株)
2005. 5.18 ～ 20	システム制御情報学会/第49回システム制御情報学会研究発表講演会(京都)	適応制御理論を用いた新エンジンシステム	安井 裕司	栃木研究所
	自動車技術会/2005年学術講演会 春季大会(横浜)	顔パターンに誘発される脳活動を利用した二輪車の被視認性向上の研究	菅原 卓 松本 善行 木村 真弘 櫛田 和光 村田 裕	和光基礎技術研究センター 栃木研究所 ホンダリサーチインスティテュートジャパン 朝霞研究所 朝霞研究所
		ダイキャストシミュレーション技術の開発と二輪車フレーム部品での検証	中川 昌彦 千葉 幸一 小屋栄太郎	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		キャストホイール用低温硬化型塗料の開発	政谷 忠寿 田中 明子 望月 信介 小笠原盛仁 深田 修也	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 エンケイ(株) イサム塗料(株)
		小型二輪車用電子制御燃料噴射ユニットの開発	荒木 和己 秋山 裕茂 大内 勝博 赤松 俊二 仲野 是克	(株)ケーヒン (株)ケーヒン 朝霞研究所 朝霞研究所 東北大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 5.18 ～ 20	自動車技術会/2005年 学術講演会 春季大会(横浜)	二輪車の運転操作練習における 簡易シミュレータの効果確認	山本 武 渡辺 栄翔 関根 太郎 岡野 道治 森 和夫	日本大学 日本大学 日本大学 日本大学 朝霞研究所
		車室内空調熱負荷の検討	藤田 明浩	栃木研究所
		フォーミュラ1エンジンの燃焼状態検出 システムの研究 第2報	島崎 勇一 坂口 純子 牧 秀隆 鈴木 宏章	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		路面入力シミュレーションの精度検証手法	芳賀 斉	栃木研究所
		自動車のSEAモデル解析における 外部音響パワーに関する実験的考察	見坐地一人 多田 寛子 古株 慎一 腰越 昭三	栃木研究所 栃木研究所 California State University California State University
		剛性マトリクスの固有値解析を利用した 車体構造に対するFRF感度解析	古屋 耕平 吉村 卓也 須藤 晶	東京都立大学 東京都立大学 栃木研究所
		サーフェスマイクロホンによる車体表面の 空力騒音の測定	土屋 雅輝 山下 剛 木村 正輝 佐藤 利和 Niels V. Bogholm	栃木研究所 栃木研究所 Brüel & Kjær division of Spectris Co.Ltd.,Japan Brüel & Kjær division of Spectris Co.Ltd.,Japan Brüel & Kjær division of Spectris Co.Ltd.,Japan
		フューエルタンク燃料揺動音予測技術の研究	若生 徹	栃木研究所
		排気脈動流れと排気吐出音の シミュレーション技術	桜井 雅人 田中 健一	栃木研究所 東京電機大学
		ダイレクト電磁クラッチの要素技術	岩崎 明裕 國井 力也	栃木研究所 栃木研究所
		四輪駆動力自在制御システムの開発	森 淳 芝端 康二	栃木研究所 栃木研究所
		夜間の歩行者認知支援システムの開発	辻 孝之 長岡 伸治 橋本 英樹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		アイドルストップシステム用ISGベルト駆動 システムの研究	奥田 一真 藤原 正 中原 洋一 小松 康幸 青木 滋	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
		HEV用小型高出力DC-DCコンバータの開発	嶋根 岩夫 小栗 浩輔	栃木研究所 栃木研究所
		V6パワートレイン用IMAシステムの開発	高橋 一成 貝塚 正明 梶沢 明	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		6価クロムフリー表面処理技術の開発	滝川 和則 宮寺 勉	栃木研究所 栃木研究所
		新しい操舵系の提案とその評価(第一報)	大山 泰晴 佐野 彰一	栃木研究所 東京電機大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 5.18 ～ 20	自動車技術会/2005年 学術講演会 春季大会(横浜)	新しい操舵系の提案とその評価(第二報)	大山 泰晴 佐野 彰一 根本 章雄 関 篤史	栃木研究所 東京電機大学 東京電機大学 東京電機大学
		筋の協調制御理論に基づいた次世代操舵 システムの研究(第2報)	田島 孝光 大島 徹	栃木研究所 富山県立大学
		エアバッグ展開車両における交通事故死剖 検例の検討	本澤 養樹 一杉 正仁 徳留 省吾 横山 朋子	栃木研究所 獨協医科大学 獨協医科大学 獨協医科大学
	日本生理学会/第82回 日本生理学会大会(仙台)	皮膚温、局所的温冷感・快適感の多点計測と データ可視化システム	江崎 秀範 中村真由美 彼末 一之 永島 計 大澤 直樹 小林 章子 小西 あき 安原 祥	栃木研究所 早稲田大学大学院 早稲田大学 早稲田大学 栃木研究所 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学
2005. 5.24 ～ 25	Massachusetts Institute of Technology/MIT Consortium Program Review Meeting SEOUL (Seoul, Korea)	NV Countermeasure Technology for a Cylinder-On-Demand Engine — Development of Active Control Engine Mount	根本 浩臣 松岡 英樹 三笠 哲雄	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		ROADMAP OF AUTOMOTIVE ELECTRIC POWER SYSTEMS, PART1: AUTOMOTIVE	藤原 正 寺谷 達夫 坂元 哲朗 斉藤 雅之	栃木研究所 トヨタ自動車(株) 日産自動車(株) 矢崎部品(株)
2005. 5.26 ～ 27	廃棄物学会/平成17年度 研究討論会(川崎)	自動車リサイクル法対応—自動車開発の 視点から	井田 誠	栃木研究所
2005. 5.29 ～ 6. 2	日本トライボロジー学会/ ITC KOBE 2005 (International Tribology Conference)(神戸)	Technology for Applying Solid Lubricant to the Piston Skirt of Internal Combustion Engine and Its Effects	荻原 秀実	栃木研究所
2005. 5.31	自動車技術会/自動車技術 ハンドブック/自動車技術 ハンドブック	自動車技術ハンドブック 改訂版 設計(エンジン)編 制御機構	池羽 宏 秋山 貴弘	栃木研究所 栃木研究所
2005. 5.31 ～ 6. 2	UK & International Press Events/VEHICLE DYNAMICS EXPO 2005 (Stuttgart, Germany)	Development of SH-AWD System	渥美 淑弘	栃木研究所
	日本計算工学会/第10回 日本計算工学会講演会(東京)	MOM-FDTDハイブリッド法のアンテナと 散乱体の解析への適用	春松 正敏	和光基礎技術研究センター
2005. 6. 1	日本機械学会誌/2005年 6月号 Vol.108 No.1039	小型ビジネスジェット用HF118ターボファン エンジン	野田 悦生 園田 豊隆	和光西研究所 和光西研究所
	映像情報メディア学会/ 映像情報メディア学会誌 Vol.59, No.6 2005	ITSにおける先進安全と知能化自動車の 車載画像処理	川合 誠 辻 孝之 石田真之助 峯田 憲一	和光研究所 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
2005. 6. 1	電気学会/電気学会論文誌D (産業応用部門誌) Vol.125, No.6	三相高周波電圧印加によるIPMSMの センサレス制御における磁気飽和の影響	今井 信幸 森本 茂雄 真田 雅之 武田 洋次	栃木研究所 大阪府立大学 大阪府立大学 大阪府立大学
	日本機械学会/日本機械学会 論文集(B編)71巻706号	直線直交格子を用いたパーシャルセル法に よる筒内定常流の計算とPIV計測による検証	高橋 易資 野村 友和 石間 経章 小保方富夫	朝霞研究所 朝霞研究所 群馬大学 群馬大学
2005. 6. 6 ～ 9	NHTSA/DOT/19th. ESV Conference (19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles) (Washington DC, USA)	Exploratory Study of an Airbag Concept for a Large Touring Motorcycle: Further Research Second Report	黒江 毅 並木 秀夫 飯島 聡	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		A Computer Simulation for Motorcycle Rider Injury Evaluation in Collision	並木 秀夫 中村 豊一 飯島 聡	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development and Full-Scale Dummy Tests of a Pop-Up Hood System for Pedestrian Protection	永富 薫 華山 賢 石崎 達也 佐々木 栄 松田 一男	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 a finite element model for Flex-PLI	菊池 裕二 高橋 裕公 森 史江	栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER (株)ピーエスジー
		Biofidelity Evaluation for the Knee and Leg of the POLAR Pedestrian Dummy	高橋 裕公 菊池 裕二 秋山 明彦 岡元 雅義 Johan Lvarsson Dipan Bose Jeff Crandall Damien Subit JaeHo Shin	HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 University of Virginia Center University of Virginia Center University of Virginia Center University of Virginia Center University of Virginia Center
		Development of Performance Specifications for a Pedestrian Research Dummy	秋山 朗彦 Jeff Crandall Douglas Longhitano Ken Wiley	栃木研究所 University of Virginia Center HONDA R&D AMERICAS, INC. OHIO CENTER Dynamic Research Inc.
		Effectiveness Estimation Method for Advanced Driver Assistance System and its Application to Collision Mitigation Brake System	杉本 洋一 Craig W. Sauer	栃木研究所 Dynamic Research Inc.
		Study of load cell MDB crash tests for evaluation of frontal impact compatibility	滝澤 敏 樋口 英生 岩部 竜男 木済 貴之 鈴木 孝之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 (株)ピーエスジー (株)ピーエスジー
		Determining Accurate Contact Definitions in Multi-body Simulations for DOE-type Reconstructions of Head Impacts in Pedestrian Accidents	独古 泰裕 Robert Anderson Alexandra Long Jack McLean	栃木研究所 The University of Adelaide The University of Adelaide The University of Adelaide

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 6. 6 ～ 9	NHTSA/DOT/19th. ESV Conference (19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles) (Washington DC, USA)	ANALYSIS OF SUDDEN NATURAL DEATHS WHILE DRIVING WITH FORENSIC AUTOPSY FINDINGS	本澤 養樹 横山 朋子 一杉 正仁 徳留 省吾	栃木研究所 獨協医科大学 獨協医科大学 獨協医科大学
		First Results from the JAMA Human Body Model Project	杉本 富史 山崎 邦夫	栃木研究所 (財)日本自動車研究所
2005. 6. 6 ～ 7	日本自動車研究所/ EVSフォーラム2005(横浜)	2005アコードハイブリッドシステムの開発	貝塚 正明	栃木研究所
2005. 6. 7	Proceedings of GT2005/ ASME Turbo Expo 2005/ ASME (Reno-Tahoe, Nevada, USA)	Three Dimensional Aerodynamic Optimization for an Ultra-Low Aspect Ratio Transonic Turbine Stator Blade	Martina Hasenjager Bernhard Sendhoff 園田 豊隆 有馬 敏幸	Honda Research Institute Europe GmbH Honda Research Institute Europe GmbH 和光西研究所 和光基礎技術研究センター
2005. 6. 7 ～ 9	Society for Experimental Mechanics/2005 SEM Annual Conference & Exposition on Experimental and Applied Mechanics (Portland, Oregon, USA)	Application of Elastoviscoplastic Constitutive Equation with Craze to Three-Dimensional Issue	前 博行	栃木研究所
2005. 6. 8 ～ 10	画像センシング技術研究会/ 画像センシングシンポジウム 05(東京)	ナイトビジョンによる歩行者検知	辻 孝之 長岡 伸治	栃木研究所 栃木研究所
2005. 6.11 ～ 12	日本繊維製品消費科学会/ 2005年年次大会(名古屋)	快適性評価のための個人別補聴器型鼓膜温 センサーの開発	田中 香利 平田 耕造 江崎 秀範	神戸女子大学 神戸女子大学 栃木研究所
2005. 6.27 ～ 30	International Conference on Computational and Mathematical Methods in Science and Engineering/ CMMSE-2005 Alicante/ American Institute of Mathematics & University of Alicante (Spain)	Computation of Air Flows and Motion of Environmental Pollutants over Complex Geographical Topographies	有馬 敏幸 松浦 義則 大春慎之介	和光基礎技術研究センター 海上保安大学校 中央大学

本田技術研究所 論文委員会

委員長	杉山 智之	栃木研究所
副委員長	山川 和男	朝霞研究所
委員	山下 剛	栃木研究所
	片野 博樹	栃木研究所
	漆山 雄太	栃木研究所
	加藤 幹夫	朝霞研究所
	馬場 雅之	朝霞研究所
	塩見 和之	朝霞東研究所
	乾 勉	朝霞東研究所
	西川 正恭	和光基礎技術研究センター
	野中 賢一	和光基礎技術研究センター
	園田 豊隆	和光西研究所
事務局	郷土 健二	栃木研究所
	白木 晶子	栃木研究所
	小泉 伸一	朝霞研究所
	杉本 康弘	朝霞東研究所
	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／和光西研究所論文委員会

編集後記

テクニカルレビューには私自身も何度か投稿したことがあるが、最近では査読を通して接する機会のほうが多くなった。さらに編集にも携わるようになった。そして今回は編集後記だ。ますます身近な存在になってきた。

そこでここでは、私の最近の査読スタイルをご紹介します。①要旨と結論のみを徹底的に読み、疑問点を明確にする。②著者とFace to Faceで話し合い(2WAY)、要旨をとことん固める。③構成を固める。④細部の検討はこの後とりかかる。このプロセスの中で②の「著者との話し合い」が極めて重要だと思うようになった。ここで「なぜなぜ」を繰り返すことで対象とする技術の根幹が明らかになる。そこを的確に表現することで初めて読者の正しい理解が得られると思うようになった。こうした作業をとおして一人でも多くの技術者の方に技術的、論理的、客観的、普遍的な思考を醸成していただきたいと考えている。

などと、えらそうなことを書いたが、これらの作業の中で一番勉強になっているのは私自身かもしれない。これは、技術的な知識だけではなくHuman Skillとしてでもある。執筆者のみならず査読者も成長するテクニカルレビューである。「書いて喜び」「査読編集して喜び」「読んで喜ぶ」テクニカルレビューの三つの喜びに感謝しているしだいである。

(塩 見)

Honda R&D Technical Review

©2005 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2005年9月1日 Vol.17 No.2

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 白 石 基 厚

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



Honda R&D Technical Reviewは資源有効活用と環境保全の観点から
古紙100%再生紙と植物性大豆インキを使用しています。

印刷所 ☎351-0024 埼玉県朝霞市泉水 2-8-21
協永堂印刷株式会社



Honda R&D Co., Ltd.