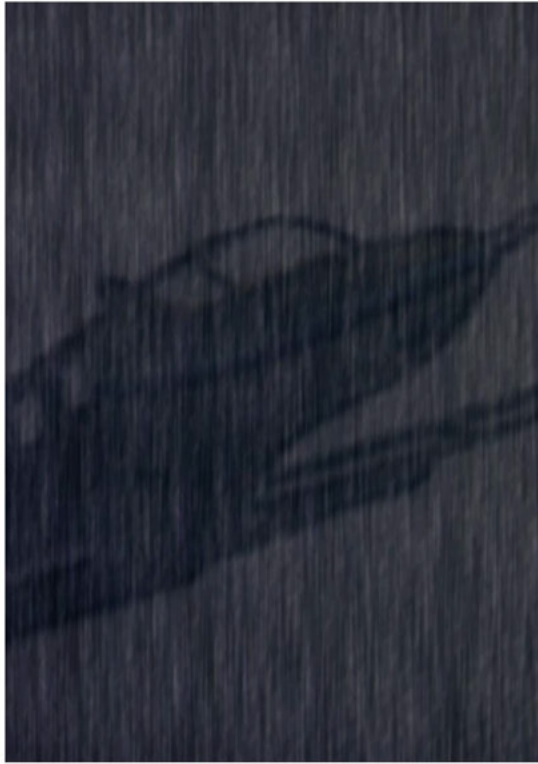


Honda R&D

Technical Review Vol.16 No.1

April 2004



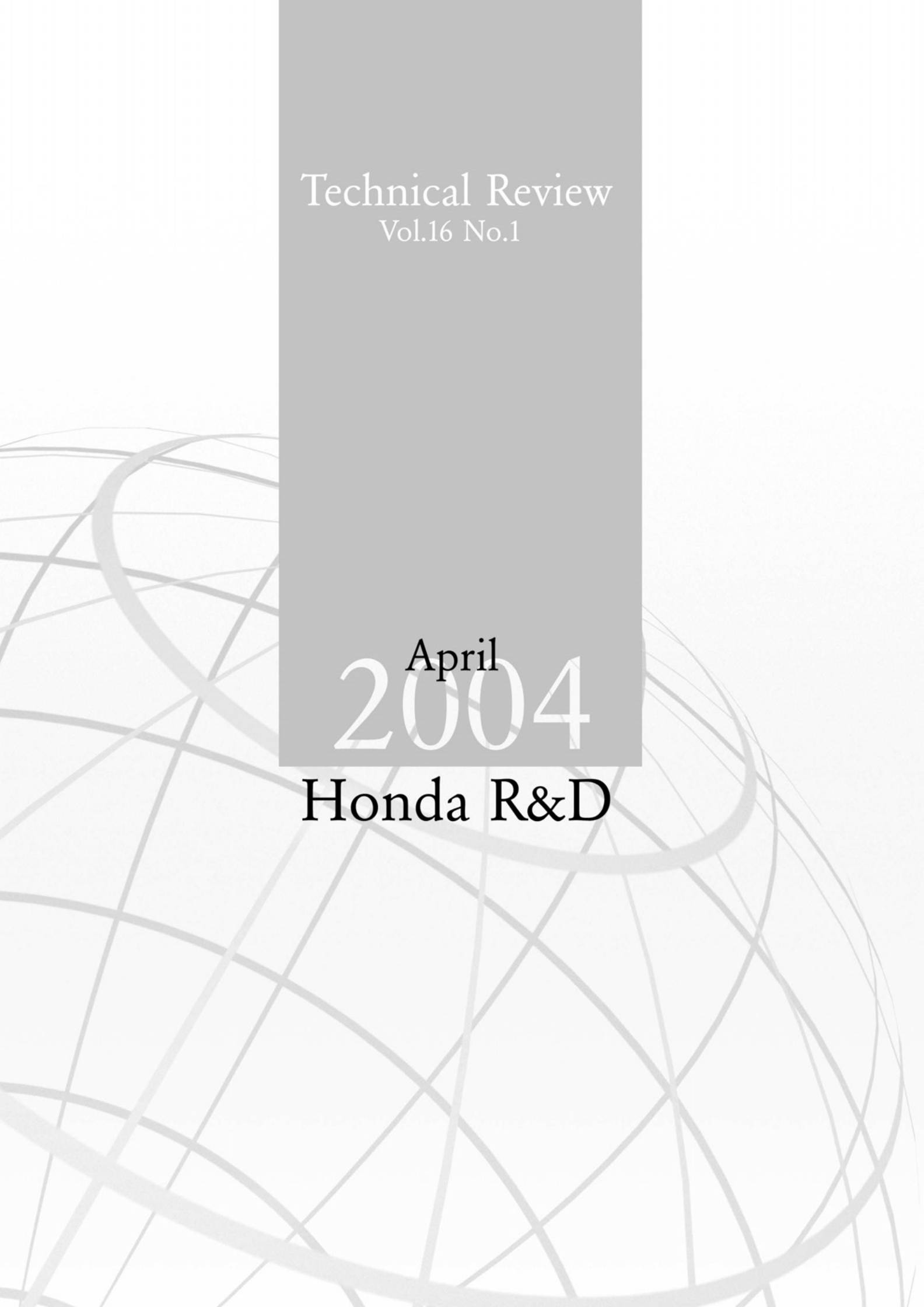
—— 表紙の言葉 ——

小学生の頃ホンダマークをつけたF1マシンが活躍するのを夢中で応援していました。自分の家の車と同じマークをつけた車が世界で活躍するのが妙に誇らしかった記憶があります。
それから十数年、同じホンダの今度は飛行機が空という全く新しい世界へ挑戦していくのを見ていると幼少の頃のあの誇らしく思った記憶とだぶるのを感じました。

ホンダジェットがよみがえらせてくれたあの頃の誇らしい気持ち、そしてこれからもそんな気持ちを大切にしたい、そう思いながら描いてみました。



朝霞東研究所
藤原将人



Technical Review
Vol.16 No.1

April
2004

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇「ニューインテリジェントツアラー」新型インスパイアの開発 安木茂宏・浅木泰昭・田代 浩
松岡英樹・河野 拓 1
- ◇「ハートフル・テクノロジー」コンセプト新型ライフの開発 五十嵐則夫・青木琢也・内田代志春
菅原隆浩・金杉克己・上村知行 11
- ◇下肢障害者用自動二輪車「スーパーエアラ」 橋本邦彦・村田 裕・上田幸也
工藤隆志・綱島功祐・高橋 恭 21
- ◇高出力、低燃費船外機[BF150]の開発 米沢 道・松田佳之・田和寛基
設案貞文・豊後圭一朗・鈴木幸夫 29
- ◇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 甲田 豊・菅波友二
小林裕幸・小川 賢 39
- ◇直噴ガソリンエンジン用高圧燃料システムの開発 後藤博之・広瀬研二・齋藤正美
松本誠司・飯高 智・高芝和弘 47
- ◇二輪車用電子制御式油圧ステアリングダンパの開発 若林 威・坂井清孝
山田慎一・南里武彦 55
- ◇小型ハイブリッド除雪機における電気制御システムの開発 脇谷 勉・山岸善彦
川上俊明・御菩薩池勉 63
- ◇金型を用いた油圧バルブボデー試作品の短期製造システムの構築 島田宏美・石濱陽一郎・早川善寿
河田茂美・内田孝尚 71
- ◇Data Proto Modelのシステム開発 上田 宏・中里正明・加賀谷昭夫
中村 忠・師 鉄平・田中秀幸 77

論文

- ◇V6 i-VTEC可変シリンダシステムエンジンの開発 野口勝三・藤原幹夫・瀬川 誠
澤村和同・鈴木 茂 85
- ◇新型LIFE用i-DSI 2プラグエンジンの開発 和田裕介・大津啓司
成田研之助・篠原利光 93
- ◇新型コモンレールターボディーゼルの開発 阿部智也・長弘憲一・辻 義仁
月村 清・大崎浩一・小沢一則 103
- ◇ディーゼルエンジン用アルミニウムシリンダブロックの開発 山崎雅和・高井 淳・村上 修
川畑光彦・伊藤 理・黒木孝一 111
- ◇船外機直接冷却システムの2系統化によるノック限界の向上 福田芳彦・田和寛基・牧瀬篤生 121
- ◇ミニバン用4WDシステムの開発 新井健太郎・山岡崇樹 127

◇ 自動変速機のセレクトレバー操作荷重予測	山岡崇樹・野上俊一・小林 章	133
◇ MT車歯打ち音予測技術の研究	花井英二・三谷眞一・中村博政	139
◇ 小型二輪車用空冷エンジンの電子制御燃料噴射の制御システム	玉木健二・國府志朗・赤松俊二	145
◇ 脱PVCマスチックシーラーの開発	石本卓士・川下廣一・奥井一之	153
◇ デジタルヒューマンモデルによるドライビングポジション開発システム構築 片桐康成・森安光二・黒澤文信 阿部善博・橋本泰一		159
◇ 樹脂材料の常温での非線形・ひずみ速度依存性挙動について：実験結果の考察	前 博行・高田賢治 高橋順一・山本敏治	165
◇ 振動騒音用トリムボデーのモデル化技術の構築	相澤伸夫・井出史彦・鍵山恭彦	173
◇ ビームフォーミングアレイによる車外騒音に対する音源探査技術の適用 ..	半沢幸彦・北原 純・西村伸一	179
◇ 吸気系放射音解析手法の構築	伊藤秀昭・前田元孝 井出史彦・上田至朗	185
◇ モード配列変更によるボデー振動低減の検証	高橋康一・久世正文・酒井竜英	191
◇ 低周波振動騒音に対するサスペンション・エンジンマウント伝達経路解析の精度向上 久世正文・高橋康一・酒井竜英		197
◇ アクティブマウントシミュレーションモデルの構築	坂本浩介・酒井竜英	201
◇ 自動車の高周波騒音解析のためのハイブリッドSEAモデル化技術	見坐地一人・多田寛子・山下 剛	205
◇ FEモデルによるサスペンション振動解析	神山洋一	213
◇ 二輪車の旋回時における車体垂直平面内の振動特性解析	手塚良孝・国分信一 塩見欣宣・清田 悟	219
◇ ターボディーゼルエンジンのチェーン荷重予測シミュレーション	高岸 広・下山和明・藤木賢治 浅利 大・河村康宏・長久保篤史	225
◇ 二輪車用小型エンジンにおけるCFD燃焼シミュレーションの実用化	村上泰男・黒坂 斉	235
◇ パワープラント制御ソフトの自動生成	箕輪信太郎・廣田俊明・横山浩紀 石黒哲矢・大塚 訓	243
◇ 弾性特性を考慮した機構解析用転がり軸受モデルの開発	齋藤淳也・岩本達也・工藤 修	249
◇ 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	257

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Development of New Intelligent Tourer 2004 Model INSPIRE
..... Shigehiro YASUKI • Yasuaki ASAKI • Hiroshi TASHIRO
Hideki MATSUOKA • Taku KONO 1
- ◇Development of New Model LIFE Incorporating Concept of“ Technology with Heart ”
..... Norio IGARASHI • Takuya AOKI • Yoshiharu UCHIDA
Takahiro SUGAWARA • Katsumi KANASUGI • Tomoyuki UEMURA 11
- ◇Prototype Motorcycle for Lower Limb Physically Disabled“ Super EARA ”
..... Kunihiko HASHIMOTO • Yutaka MURATA • Yukiya UEDA
Takashi KUDO • Kousuke TSUNASHIMA • Kyo TAKAHASHI 21
- ◇Development of High-power, High Fuel Economy BF150 Outboard Motor
..... Makoto YONEZAWA • Yoshiyuki MATSUDA • Hiroki TAWA
Sadafumi SHIDARA • Keiichiro BUNGO • Yukio SUZUKI 29
- ◇Development of High-performance and Low-emission Direct Injection Gasoline Engine
..... Yutaka KOHDA • Tomoji SUGANAMI
Hiroyuki KOBAYASHI • Ken OGAWA 39
- ◇Development of High-pressure Fuel System for Direct Injection Gasoline Engine
..... Hiroyuki GOTO • Kenji HIROSE • Masayoshi SAITOH
Seiji MATSUMOTO • Satoshi IITAKA • Kazuhiro TAKASHIBA 47
- ◇Development of Electronically Controlled Hydraulic Steering Damper for Motorcycles
..... Takeshi WAKABAYASHI • Kiyotaka SAKAI
Shinichi YAMADA • Takehiko NANRI 55
- ◇Development of Electronic Control System for Small Hybrid Snow Thrower
..... Tsutomu WAKITANI • Yoshihiko YAMAGISHI
Toshiaki KAWAKAMI • Tsutomu MIZOROKI 63
- ◇Establishment of Rapid Manufacturing System for Dies to Produce Hydraulic Valve Body Prototype
..... Hiromi SHIMADA • Yoichiro ISHIHAMA • Yoshihisa HAYAKAWA
Shigemi KAWATA • Takanao UCHIDA 71
- ◇Development of Modeling System for Data Proto Model
..... Hiroshi UEDA • Masaaki NAKAZATO • Akio KAGAYA
Tadashi NAKAMURA • Teppei MORO • Hideyuki TANAKA 77

Technical papers

- ◇Development of V6 i-VTEC Engine with Variable Cylinder Management
..... Katsumi NOGUCHI • Mikio FUJIWARA • Makoto SEGAWA
Kazutomo SAWAMURA • Shigeru SUZUKI 85
- ◇Development of i-DSI 2Plug Engine for 2004 Model Year Honda LIFE Yusuke WADA • Keiji OHTSU
..... Kennosuke NARITA • Toshimitsu SHINOHARA 93
- ◇Development of New Turbocharged Common Rail Diesel Engine
..... Tomoya ABE • Kenichi NAGAIHIRO • Yoshihito TSUJI
Kiyoshi TSUKIMURA • Hirokazu OHSAKI • Kazunori OZAWA 103
- ◇Development of Aluminum Cylinder Block for Diesel Engine
..... Masakazu YAMAZAKI • Atsushi TAKAI • Osamu MURAKAMI
Mitsuhiko KAWABATA • Osami ITO • Koichi KUROKI 111
- ◇Increase of Knock Limit in Outboard Motor Through Employment of Dual Control Direct Cooling System
..... Yoshihiko FUKUDA • Hiroki TAWA • Atsuo MAKISE 121
- ◇Development of 4WD System for Minivan Kentaro ARAI • Takaki YAMAOKA 127

◇Operating Force Simulation for Automatic Transmission Select Lever	Takaki YAMAOKA • Shunichi NOGAMI • Akira KOBAYASHI	133
◇Research on Simulation Method for Predicting Rattling Noise in MT Drivetrain	Eiji HANAI • Masakazu MITANI • Hiromasa NAKAMURA	139
◇Control Device of Electronically Controlled Fuel Injection System of Air-cooled Engine for Small Motorcycle	Kenji TAMAKI • Shiro KOKUBU • Shunji AKAMATSU	145
◇Development of PVC-free Mastic Sealer	Takuji ISHIMOTO • Hiroichi KAWASHITA • Kazuyuki OKUI	153
◇Development of Driving Position CAD System Using Digital Human Model	Yasunari KATAGIRI • Kouji MORIYASU • Fuminobu KUROSAWA Yoshihiro ABE • Taiichi HASHIMOTO	159
◇Non-linear, Strain Rate-dependent Behavior of Polymer at Room Temperature: Experimental Findings	Hiroyuki MAE • Kenji TAKADA Junichi TAKAHASHI • Toshiharu YAMAMOTO	165
◇Development of Trimmed Body Model for Noise and Vibration	Nobuo AIZAWA • Fumihiko IDE • Yasuhiko KAGIYAMA	173
◇Locating Source of Vehicle Pass-by Noise Using Beamforming Method	Yukihiko HANZAWA • Jun KITAHARA • Shinichi NISHIMURA	179
◇Establishment of Method for Analyzing Radiation Noise in Intake System	Hideaki ITOH • Mototaka MAEDA Fumihiko IDE • Jiro UEDA	185
◇Verification of Modal Arrangement for Reduction of Body Response	Koichi TAKAHASHI • Masafumi KYUSE • Tatsuhide SAKAI	191
◇Improving Suspension and Engine Mount Transfer Path Analysis Accuracy with Respect to Low Frequency Noise and Vibration	Masafumi KYUSE • Koichi TAKAHASHI • Tatsuhide SAKAI	197
◇Development of Simulation Model for Active Control Engine Mount	Kosuke SAKAMOTO • Tatsuhide SAKAI	201
◇Hybrid SEA Modeling Scheme for Analysis of High-frequency Noise in Passenger Car	Kazuhito MISAJI • Hiroko TADA • Tsuyoshi YAMASHITA	205
◇Analysis of Vibration in Suspension System Using Finite Element Model	Youichi KAMIYAMA	213
◇Vibration Characteristics Analysis in Vehicle Body Vertical Plane of Motorcycle during Turning	Yoshitaka TEZUKA • Shinichi KOKUBU Yoshinobu SHIOMI • Satoru KIYOTA	219
◇Chain Load Simulation for Turbo Diesel Engine	Hiroshi TAKAGISHI • Kazuaki SHIMOYAMA • Kenji FUJIKI Masaru ASARI • Yasuhiro KAWAMURA • Atsushi NAGAKUBO	225
◇Practical Application of Combustion Simulation Using CFD for Two-wheeled Vehicle Small Engine	Yasuo MURAKAMI • Hitoshi KUROSAKA	235
◇Autocoding of Power Plant Control Software ..	Shintaro MINOWA • Toshiaki HIROTA • Hiroki YOKOYAMA Tetsuya ISHIGURO • Satoru OHTSUKA	243
◇Development of Rolling Bearing Model for Mechanical Dynamic Analysis Considering Elastic Properties	Junya SAITO • Tatsuya IWAMOTO • Osamu KUDO	249
◇Estimation of Durability of Nickel-Metal Hydride Batteries for Hybrid Electric Vehicles	Tatsuo MINAMI	257

「ニューインテリジェントツアラー」 新型インスパイアの開発

Development of New Intelligent Tourer 2004 Model INSPIRE

安 木 茂 宏*
Shigehiro YASUKI
松 岡 英 樹*
Hideki MATSUOKA

浅 木 泰 昭*
Yasuaki ASAKI
河 野 拓**
Taku KONO

田 代 浩*
Hiroshi TASHIRO

要 旨

上級セダンに求められる基本性能を高次元で達成しながら、「先進性」と「スポーツ性」という Honda らしさを最大限発揮することで、お客様に高い満足感を与えられる新しい上級セダンを目指し、新型インスパイアのコンセプトを「ニューインテリジェントツアラー」と定め開発した。

洗練されたデザインによる存在感と個性、高い質感と静粛性はもとより、数多くの新機構・新技術の採用によりコンセプトの具現化をおこなった。

「可変シリンダーシステム」搭載 V6 3.0L i-VTEC エンジンによる圧倒的な走りや燃費の高次元バランス。さらにこのパワーを受け止める懐の深い乗り心地を達成したボデーとサスペンション。ストレスフリーの高速クルージングをもたらす「HiDS」に加え、先進の安全支援システム「追突軽減ブレーキ(世界初)&E-プリテンショナー」の採用により、Honda ならではの「先進性」と「スポーツ性」を実現した。

この結果、人を「インスパイア」(感銘・感動を与える)する、他社にはない魅力を持った新しい上級セダンが開発できた。

ABSTRACT

The new model Inspire has been developed on the basis of the concept of a “New Intelligent Tourer.” The aim of development was to produce a new luxury sedan which would offer users a high degree of satisfaction through the achievement of superior performance in the basic requirements of luxury sedans while maximizing the advancement and sportiness for which Honda is noted.

Refined design gives the vehicle a tremendous sense of presence, individuality and quality, and offers a superbly quiet ride. The employment of numerous new technologies has enabled the complete realization of the development concept.

The followings have given the vehicle a level of advancement and sportiness that is unique to Honda: (1) the balance of incredible driving performance with high fuel economy by the V6 3.0L i-VTEC variable cylinder system engine; (2) the body and suspension which have been designed to provide a superbly comfortable ride that belies the power of the vehicle; and (3) the employment of HiDS to offer stress-free high-speed cruising and an advanced safety support system including collision mitigation braking (in a world first) and E-pretensioners.

This new luxury sedan is aptly named “Inspire,” offering as it does a level of driving appeal that competitors’ vehicles cannot match.

1. まえがき

インスパイアは 1989 年の初代発売以来、Honda ならではのスペシャルティ 4 ドアモデルとしての地位を獲得し、2 代目、3 代目と好評のうちに進化してきた。ところが近年、日本ではセダン市場そのものが縮小してしまい、インスパイア含め上級小型セダンにとって厳しい販売状況が続いている。

今回 4 代目インスパイアを開発するに当たり、ホンダらしい先進性とスポーツ性、そして質感は上級セダンとして必須項目と考え、これらを人間を軸にまとも上げることを目標とした。そしてターゲットユーザを「Young At Heart」な気持ちを持つ 30 代後半から 50 代までの幅広い知的先行層と定め、数多くのグループインタビューとディーラーサーベイを繰り返し「本当にほしいセダンとは何か」に焦点をあてコンセプトを構築した。

* 栃木研究所

** 和光研究所

2. コンセプトと開発の目標

相当数のユーザ調査の結果、ターゲットユーザの車の使い方と特性が明確になった。その特性とは、日常はもちろんビジネスシーンにおいても車で高速道路を利用して中長距離を移動する機会が多いという事であった。そこで、街乗り性能はクラストップ、ハイウエイではクラスを越えた基本性能に加えて、最先端の先進技術を採用することにより圧倒的な魅力を提供したいと考え、「ニューインテリジェントツアラー」とコンセプトを定めた。

そのために下記の3項目を目標とした。

(1) クラストップの基本性能の達成

- ・高級感と存在感のあるデザイン
- ・クリーンで緻密な上質感
- ・上級セダントップクラスのしなやかな乗り心地と静粛性
- ・最高水準の衝突安全性能

を目標とした。

(2) Honda ならではの「先進性」の具現化

エンジンは、2.5L 直噴エンジン同等の 11.6km/l の燃費と、★★★「超一低排出ガス」認定取得による、グリーン税制適合を目標とし、そのために「可変シリンダシステム」を採用した。さらにアクティブNV制御技術を適用することで、従来 V6 同等のNV性能を目標とした。

また、安全・快適な先進クルージングのために、万一の追突事故の回避および被害軽減を支援する先進の安全支援システム「追突軽減ブレーキ(以下CMS)&E-プリテンショナー」の開発・実用化を推進した。

(3) Honda ならではの「スポーツ性」の具現化

エンジン出力目標を 250ps と設定し、このパワーを受け止める懐の深い乗り心地と、操安・高速安定性能との両立をめざした上級セダンの枠を越えた高い目標値設定とした。

3. デザイン

3.1. パッケージ

パッケージングは北米向けアコードをベースとしており、人間の乗り降りを3次元的な動線としてとらえて解析し、センターピラー角度やリアピラー廻りのドア開口を拡大するなど、広さ感や乗降性の良さを追求した。またリアウィンドウを後方に引き、ルーフを長くすることでゆとりのあるロングキャビン表現しながら、直射日光がリア席の乗員へ当たりにくいよう配慮した。このように寸法だけでなく「空間の質」を上げることで、使い勝手やクラス感を向上させたもてなしの空間を作ることと、エクステリアデザインの動的な塊感との両立を図った。

3.2. スタイリング

エクステリアデザインも北米向けアコードをベースとし

ており、エクステリアスタイリングコンセプトを「クラッシー&アグレッシブ」とした(Fig. 1, 2)。フロントは、先進技術のミリ波レーダ内蔵のHマークからフードまで流れるキャラクタラインでV6のパワー感を主張。また、サイドビューではゆとりのあるロングキャビンとスポーティーなハイデッキとし、リア廻りでは空力にも貢献するクリスタル感のあるハイマウントストップランプ、インテグレートされたデュアルエキゾーストフィニッシャーなどで「上品で速そう」と連想させる演出をおこない、クラッシーさとアグレッシブさを全ての部分において高い次元でバランスさせ造形した。その結果として、このクラスのセダンにふさわしい上質さや高級感と共に、数あるセダンの中でも埋没しない存在感のある個性的なスタイリングを具現化できた。



Fig. 1 Exterior styling image



Fig. 2 Exterior styling

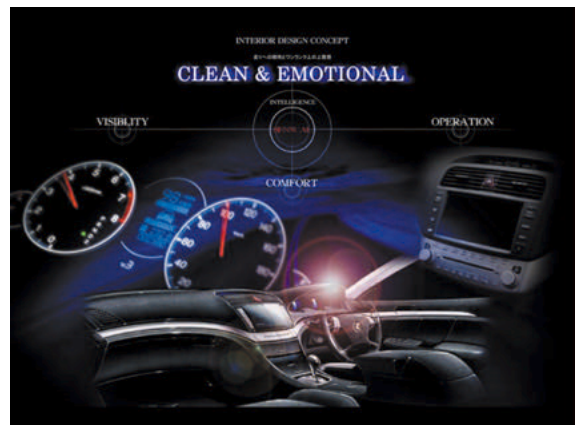


Fig. 3 Interior image

インテリアについてはクラス感を表現するために北米向けアコードを刷新し、「クリーン&エモーショナル」をスタイリングコンセプトとした(Fig. 3)。セダンならではのパーソナルで上質な包まれ感を演出するために、インパネとドアライニングをなだらかな曲面でつなぎ、メタル調オーナメントを配したラップラウンドインテリアとした。また、ライニングの線を極力少なくすることやドライビングを盛り上げる自発光メータ、ブルーイルミネーションなどで空間全体をクリーンながらもエモーショナルな雰囲気表現した。

4. エンジン

4.1. エンジン開発のねらい

新型インスパイアのパワープラントコンセプトである、「クラスを超越した燃費性能/環境性能」を実現するために、パワートレインは北米向けアコードをベースに可変シリンダシステム(気筒休止機構)⁽¹⁾を採用し、直噴エンジンでは達成困難な以下の基本性能目標を設定した。

- (1)他社直噴同等の燃費性能(平成12年度規制+10%)
- (2)低エミッション性能(超一低排出ガス認定取得)
- (3)クラストップの走り性能



Fig. 4 View of V6 i-VTEC Engine

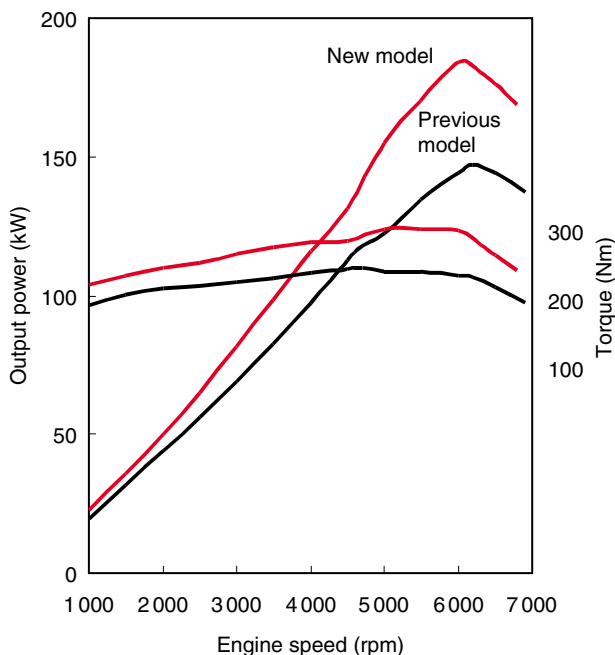


Fig. 5 Output performance

Table 1 Main engine specifications

	Previous model	New model
Engine type	60°V-6 SOHC VTEC	60°V-6 SOHC I-VTEC
Displacement	2495cc	2997cc
Compression ratio	10.5	10.5
Fuel	Premium	Regular
Max.power (kw/rpm)	147/6200	184/6000
Max.torque (N-m/rpm)	240/5000	296/5000
Transmission	5AT	5AT
Fuel economy (10-15 Mode)	10.2	11.6
Emissions level	J-LEV ★★	J-ULEV ★★★

4.2. エンジンの概要と主要諸元

新型インスパイアのV6 i-VTECエンジン概観をFig. 4に、出力特性をFig. 5に、主要諸元をTable 1に示す。

V型エンジンの片側(リアバンク)3気筒の吸気/排気バルブ作動を必要に応じて停止し、実質的な排気量を可変とすることで、高い動力性能と燃費性能を両立した。

4.3. 低燃費化

低燃費化を推進するにあたり、エンジン、AT、車体それぞれに、Fig. 6に示す燃費向上目標を設定した。

その結果Fig. 7に示すように、3.0Lの排気量でありながら、従来型インスパイア 25Vの排気量 2.5Lエンジンに対し、14%の燃費向上を達成し10・15モード燃費 11.6km/lと排気量 2.5L直噴エンジン同等の低燃費を達成した。

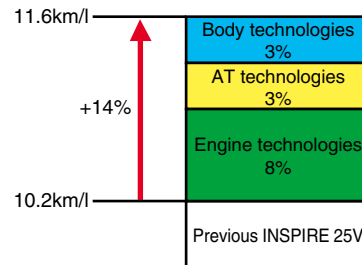


Fig. 6 Ratio of contribution to improvement of 10-15 mode fuel economy

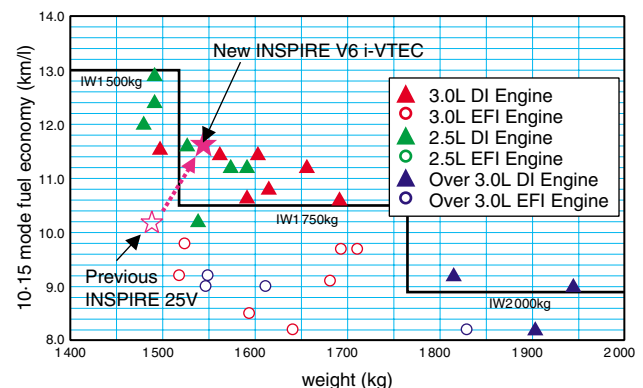


Fig. 7 10-15 mode fuel economy

4.4. 環境性能

本エンジンにおける、低排出ガス実現のためのシステム図を Fig. 8 に示す。V6 i-VTEC エンジンの方はバンクそれぞれに独立した排出ガス低減システムを備えている。

上記の排出ガス低減システムに加え、高精度 A/F 制御適用により、Fig. 9 に示すように 10・15 モード燃費 11.6km/l の低燃費と★★★「超一低排出ガス」基準適合という高い環境性能を達成した。なおこのシステムは、平成17年基準排出ガス 75%低減(★★★★)も達成している。

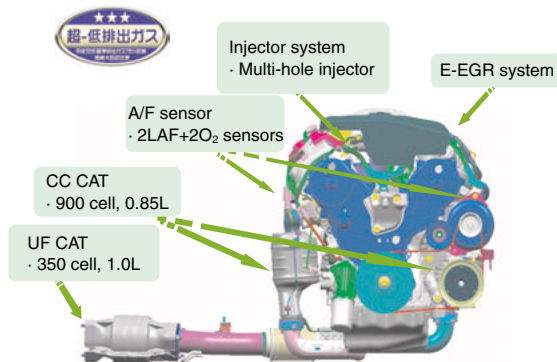


Fig. 8 Emission control system

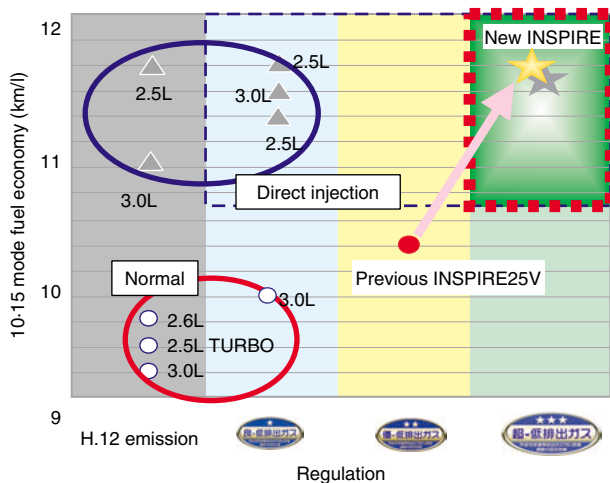


Fig. 9 Achievement of clean emissions and compliance with 2010 fuel economy standards

5. トランスミッション

オートマチックトランスミッションは可変シリンダエンジンの燃費向上を目的とした AT の気筒休止協調制御を採用すると同時に、3 気筒運転時の NV 商品性向上のため、ロックアップクラッチに Fig. 10 に示すようなロングトーションダンパを採用した。

Fig. 11に示すように3気筒運転時に発生する最大トルクまで、ばね定数の低い1次スプリングで減衰させるダンパ特性とすることで、メインシャフト回転変動は6気筒運転

状態と同等となり、駆動系振動で 5 dB、全席室内騒音で 3 dB の低減効果が得られた。

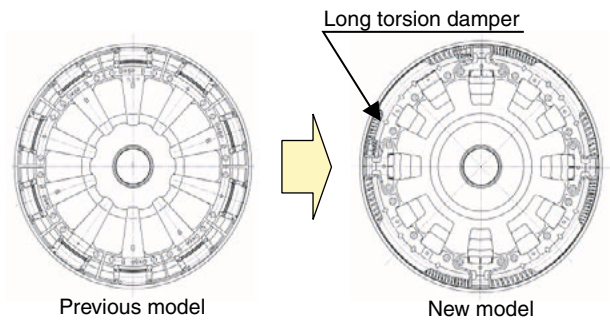


Fig. 10 Optimization of torsion damper characteristic for lock-up clutch

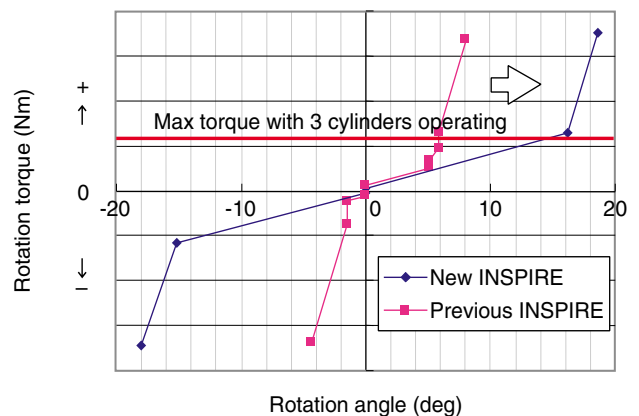


Fig. 11 Damper characteristics

6. 振動騒音

新型インスパイアには走り性能と燃費性能の両立を目的として可変シリンダエンジンが採用されている。このエンジンは気筒休止時に爆発気筒の減少による周波数の低下と1気筒あたりの燃焼圧力の上昇にともない、振動振幅や吸排気音、トルク変動が大幅に増大することから、NV商品性の悪化が大きな懸念のひとつとなっていた。その対策として二つの新技術を採用した。アクティブコントロールエンジンマウント(以下ACM)技術⁽²⁾とアクティブノイズコントロール(以下ANC)技術⁽³⁾である。いずれのシステムも従来技術では高コストであるため、新たな制御ロジックの開発や車両の既存システムを活用することで低コスト化をはかり、標準搭載を可能とした。また今回のインスパイアは、北米向けアコードをベースとしているが、国内上級セダンに相応しい性能を達成するために、防音材について追加または材料変更をおこないロードノイズ性能の向上を図った。

6.1. アクティブコントロールエンジンマウント技術

気筒休止時に増大するエンジン振動に対応するために ACMを採用した(Fig. 12)。ACMはエンジンに対し、前後2箇所に配置した。ACM ECU は室内に配置し、エンジン

ECU と結線されている。

このシステムは、既存のエンジン制御用クランクパルス信号からエンジン燃焼時に発生するクランクの回転偏差を検出すること、およびシリンダパルスを制御における位相基準として用いることにより、エンジン振動の大きさおよび位相を推定し、液封マウント内部の加振板をアクチュエータで駆動するシステムとしている。本制御システムにより、専用の荷重センサなどが不要となるため、他社従来品に対し大幅なコスト低減を達成した。アクチュエータは低発熱のリニアソレノイド方式とし、専用開発をおこなった。パッケージングについては、大気開放ダイヤフラムを置きとし耐熱性能の向上と低全高化を図り従来マウントとのコモンリティを確保した。本システムにより気筒休止時のエンジン振動伝達力を約10dB低減することができ、こもり音や車体振動などを大幅に低減している。

6.2. アクティブノイズコントロール技術

Fig. 13にシステム構成を示す。本システムのコントロールユニットはオーディオユニットの上部に設置され、前席補償用のマイクを内蔵している。後席補償用のマイクはリアトレイ中央部に設置しており、二つのマイクロホンからの騒音信号の二乗値が最小になるように動作する適応フィードフォワード制御を採用している。本システムにおいては、従来の高価なDSPに代わり安価なマイコンチップ

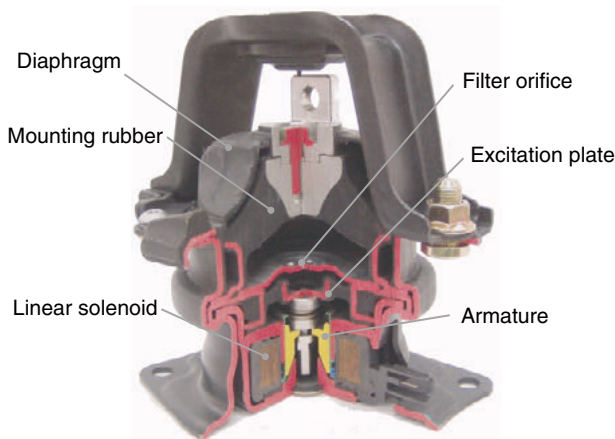


Fig. 12 Cutaway view of ACM

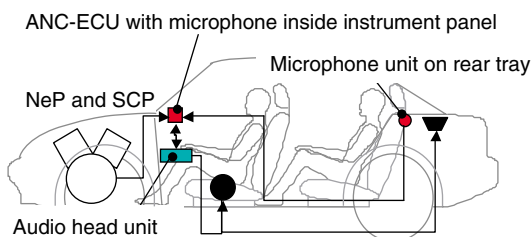


Fig. 13 On-board system configuration of ANC

で成立させるためにFiltered-reference SANアルゴリズムを開発し、大幅な演算量削減を図った。出力には既存のオーディオシステムを用い、打消し音の出力とオーディオ機能を統合化することで、高性能と低コストを両立させている。本システムにより排気系や駆動系に起因する前後席のこもり音を約10dB低減し、ACMとの併用により気筒休止を感じさせない NV 性能を達成した。

6.3. ロードノイズ性能の向上

北米向けアコードの高剛性ボデー骨格とサスペンションを基本に、防音材の追加または高性能材料への変更をおこなっている。具体的には、ミドルフロアへの防音材新規適用やフェルト材のシンサレート TM 材への置換、フロアカーペット基材の密度を増加させ、上級小型セダンでトップレベルのロードノイズ性能を達成している (Fig. 14)。

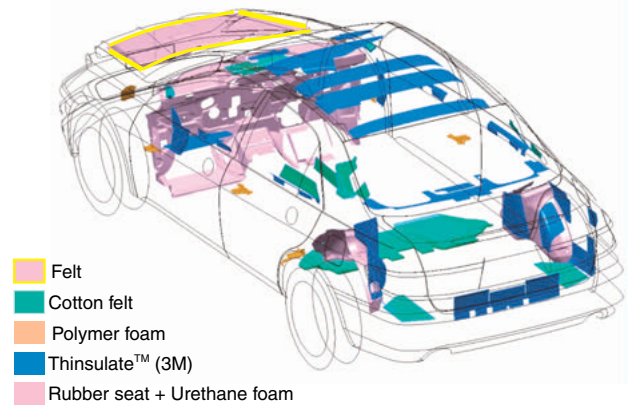


Fig. 14 Placement of soundproofing/sound absorbing materials

7. シャシー

新型インスパイアの走り味については、気持ち良いハンドリングや高速道路を中心とした安定感のあるしっかりと走りとした走りや上級セダンにふさわしい快適な乗り心地の両立を目指した。また、ブレーキシステムについてはホンダブリクラッシュセーフティテクノロジーとして世界初の追突軽減ブレーキ (CMS)⁽⁴⁾を採用した。

7.1. サスペンション

操縦安定性と乗り心地の両立のため、市場で好評な北米向けアコードを基本としダブルウィッシュボーンサスペンションをさらに進化・熟成した (Table 2)。

北米向けアコードのフロントサスペンションは、A型ロアアームと大容量コンプライアンスブッシュを採用し、取り付けポイント及びジオメトリを最適化している。新型イ

Table 2 Suspension dimensions

		New INSPIRE	US Accord
Front	Spring	5.5	5.6
	Stabilizer	$\phi 25.4 \times 4.5t$	$\phi 25.4 \times 4.5t$
	Damper Mt.	77.5kgf/mm	100kgf/mm
Rear	Spring	2.9	3.1
	Stabilizer	$\phi 15$	$\phi 13$
	Damper Mt.	100kgf/mm	100kgf/mm

ンスパイアでは、スプリングやダンパマウントをより乗り心地方向へセッティングし、一方ダンパやボデー剛性の向上も含め前後バランスを最適化することにより操縦安定性を確保した。

北米向けアコードのリアサスペンションは5リンクダブルウィッシュボーンでジオメトリの最適化やブッシュ類の大容量化・最適化によって安定性と乗り心地を向上させている。新型インスパイアではこれをベースにスプリングやダンパを柔らかくして乗り心地を向上するとともに、スタビライザ径を太くしボデーの剛性も向上させる事でさらに高い安定性を確保することができた(Fig. 15)。

タイヤについては205/60R16サイズとし、快適な乗り心地としっかりしたグリップ力のバランスを目指し、ビードフィラー部の高さや硬度を調整した。

以上によりただ柔らかいだけではない収斂性の良い乗り心地と安心して走れる操縦安定性を達成した。

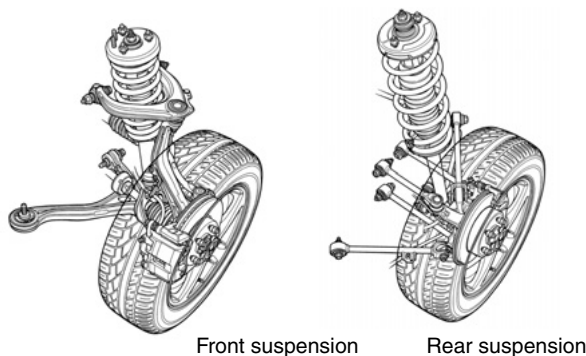


Fig. 15 View of suspension

7.2. ステアリング

低速の扱いやすさと高速のしっかり感、低燃費、及びHiDS⁽⁵⁾に対応するためEPS(電動パワーステアリング)を採用した。

V6エンジンに合わせたモータの高出力化や慣性マスの低減、取り付け部剛性向上により安定感があり正確なステアリング特性とした。特にオンセンタ付近を重点としたチューニングによりスムーズな操舵フィーリングとしかりとした手応えを実現した(Fig. 16)。

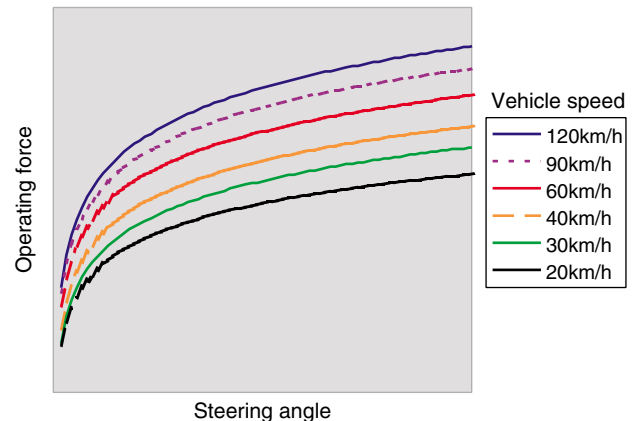
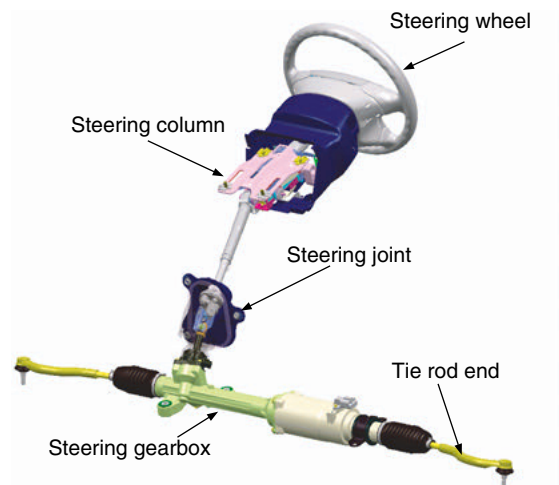


Fig. 16 View of steering system

7.3. ブレーキ

燃費性能向上に対し、転がり抵抗低減の観点でブレーキの引き摺り抵抗を低減させると同時に、ブレーキ性能及びフィーリングとの両立を計るため、キャリパに対し以下の改良をおこなった。

- (1)ピストンシール溝形状変更によるディスクとパッドのクリアランス確保。
- (2)リテーナ形状変更によるパッドのスライド荷重低減。

上記の改良により引き摺り抵抗を1/4に低減させ、燃費向上に寄与した(Fig. 17)。

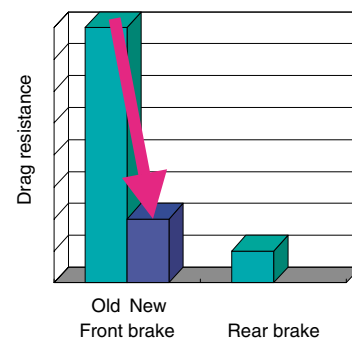


Fig. 17 Brake drag resistance

7.4. 空力向上

一般的に高速域の実用燃費を向上するためには空気抵抗低減が有効であるが、可変シリンダシステムにおいては3気筒走行領域が拡大するため、より効果的に作用する。そこで空気抵抗を低減するために、デジタル風洞を活用したシミュレーションや風洞テストにて下記の対応をおこなった。

- (1) 3次元ラウンドキャビン(Fig. 18)
- (2) フラッシュサーフェス化
- (3) 車体下面への空力処理(Fig. 19)
- (4) 空力トランク一体ハイマウントストップランプ
- (5) 空力ドアミラー

以上により $CD = 0.29$ を達成。3気筒走行領域を拡大し燃費向上に貢献した。

8. ボデー

上級セダンにふさわしいボデーを開発するにあたり、コンセプトを「BODY with Confidence」—自信あふれる安心ボデーとした。

8.1. 高剛性ボデー

新型インスパイアの開発にあたり、街乗りから高速まですべての状況ですぐれた安定感を与えるために、特に動剛性に着目した。構造解析と走り込みをおこない改良を加えていった結果、高い動剛性と同時に静剛性も大幅に向上し、競争力の高いボデーを実現する事ができた。

コーナリング時の「軽快でダイレクトに曲がる」という応答性の向上をねらって、フロント動剛性の「左右モード」の強化を図った。フロントバルクヘッドを連続する閉断面構造としながら、効率の良い連結構造をとることによりボ

デー前端の変位を押さえた。また、走行時の「安定性」と「懐の深い乗り心地」の達成のため、リア動剛性の「上下モード」の強化を図った。リアピラー内部には大型スティフナーを適用し、ルーフからリアパネルまでをスムーズに補強した。さらに衝突対策で補強されたフロント側に比較して、リア側が相対的に弱く感じることを無いうよう、主要な結合部を効果的に補強することにより前から後ろまで全体バランスに優れた剛性感を達成した(Fig. 20)。

8.2. 衝突性能

JNCAP 衝突安全性能評価において最高位である両席6スター(★★★★★★)を Honda として初めて達成した。6スターを獲得するためには、64km/h オフセット衝突、55km/h フラットバリア、55km/h 側面衝突すべてのテストに高得点を得る必要がある。そのため、サイドフレームの折れモードコントロール、ステアリングコラムのストローク荷重コントロール、フロア足下の補強により車体変形量低減を図った。また、ボデー骨格の多くの部分にハイテン材を使用し、軽量でありながら強度を確保し、前面衝突性能、側面衝突性能を向上させた。ハイテン材は骨格部品の48%に適用しており、その約2/5はより効果の高い590MPa級ハイテン材を使用している(Fig. 21)。

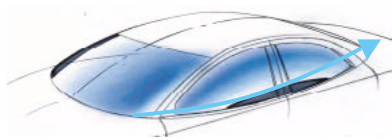


Fig. 18 3D round cabin

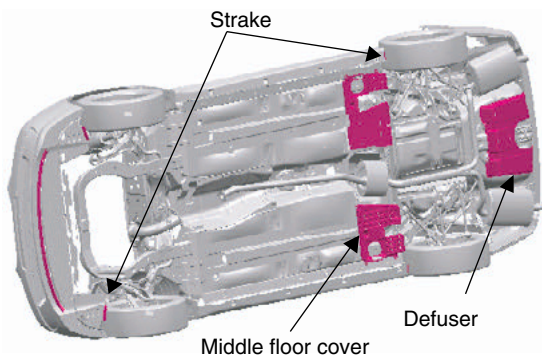


Fig. 19 Under floor aerodynamic styling

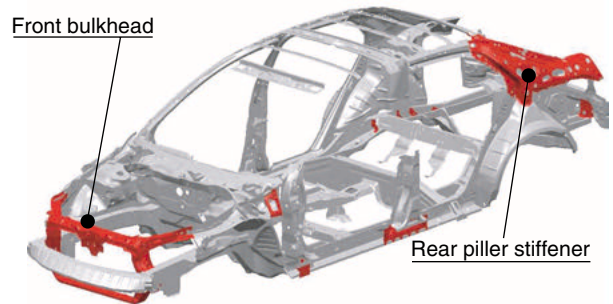


Fig. 20 Body construction

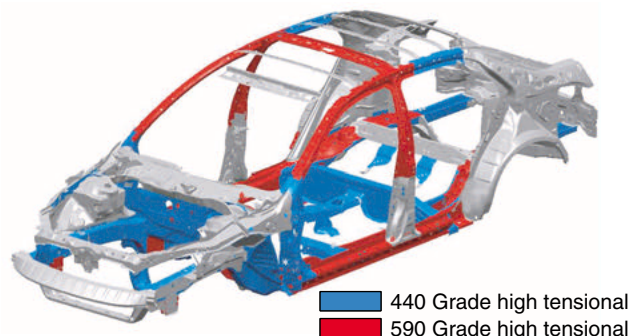


Fig. 21 High tensile strength

9. インテリア

インテリアは「Smart, Emotion, Clean」をコンセプトにセンタモジュールを中心としたドライバインターフェースの向上とインパネ、ドアトリムがラップラウンドした上質でエモーショナルなスタイリングを実現した。さらにロングドライブでの疲労を抑える設計の新骨格シートやリア電動サンシェード等を採用し、上級車のクラス感を演出している。

シートベルトについてはホンダブリクラッシュセーフティテクノロジーとして E-プリテンショナーを採用した。

インパネ、ドアトリムの上面のソフトパッドには環境負荷低減を目的として従来のPVC表皮からスプレーウレタン表皮に変更した(Fig. 22)。これは従来のスラッシュ製法がパウダー材料を金型内で加熱溶融した後に急冷して表皮を成形するのに対し、スプレー製法は金型に液体のウレタンを吹き付け、化学反応で成形することから、型温は一定のままで良く、生産エネルギーの低減にも繋がっている。

設計面では上品な外観に仕立てるためスプレー製法の成形自由度を活かし、部品見切り線を徹底的に排除し、メータバイザ、ドアインナーハンドル部等の表皮一体形成をおこなった。さらに助手席エアバッグリッドの開裂ラインをインパネ裏面よりレーザ加工で形成することにより、リッド見切り線のインビジブル化をおこなった。そのためさまざまな環境条件でのエアバッグ作動を想定し、レーザ加工の最適化をおこない、従来リッド仕様と同様に高い信頼性を保証している。

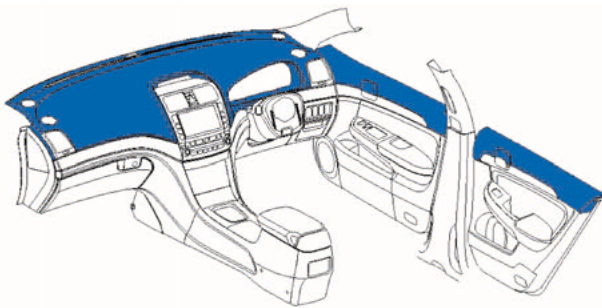


Fig. 22 Area of spray urethane application

10. 電装

新型インスパイアの電装コンセプトである「Cruising Smart」を実現するため、

- (1) Highway Cruising での運転負荷低減
 - (2) 快適装備のさらなるスマート化
- を目標として開発を進めた。

夜間運転での負荷低減を実現するため、新構造リフレクタを採用したラインビームヘッドライトを適用した。また

高速道路での運転負荷軽減を目的とした HiDS に加え、ブリクラッシュセーフティテクノロジーとして CMS & E-プリテンショナーの採用により、安全性能をさらに進化させた。クルーズコントロールには気筒休止協調制御を追加し、クルーズ時の燃費性能と商品性の両立を達成した。インパネには、操作部と表示部を接近させたセンタモジュールや多彩な情報をわかりやすく表示する大径自発光メータを採用した。

10.1. ラインビームヘッドライト

通常使用していない上方の光を前方へ導光できる様にリフレクタを追加した LOW ビーム「ラインビームヘッドライト」を採用した。前方への光束数を約 50% 増加させ、手前の明るさを含む配光範囲の広がりをも損なうことなく遠方到達距離を伸ばすことが可能となった。その結果、夜間視認性が向上し運転負荷低減に寄与している(Fig. 23, 24)。

10.2. CMS 対応 HiDS システム

CMS に対応するため、ミリ波レーダに高分解能メカスキャン方式を採用し、ターゲット(前走車)認識性能を向上させた(Fig. 25)。

また、緊急自動ブレーキ対応と IHCC 車間制御での減速フィーリングを両立させるため、VSA 油圧ユニットによる減速制御ロジックを開発し、安全快適装備のさらなるスマート化を図った。



Fig. 23 Line beam

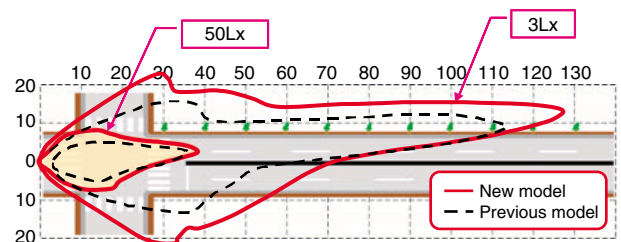


Fig. 24 Area of line beam illumination

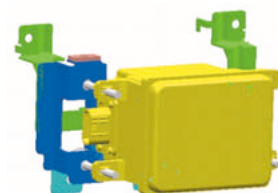


Fig. 25 Milli wave radar

10.3. クルーズコントローラー・気筒休止協調制御

クルーズコントロール中、車速変動を感じない範囲でスロットル開度変化を制限することにより気筒休止頻度を拡大し、協調制御無しに対し燃費を約3%向上させた。

10.4. メータ

視認性の良い大径自発光メータ(Fig. 26)を採用した。メータ内にマルチインフォメーション液晶パネルを適用し、車両・走行状況などの情報を集約、的確にドライバへ提供している。燃費やワーニングメッセージ、さらにHiDSやCMSの機能をよりビジュアルに表現することでその商品力を向上させている。Fig. 27 にその表示例を示す。



Fig. 26 Meter panel display

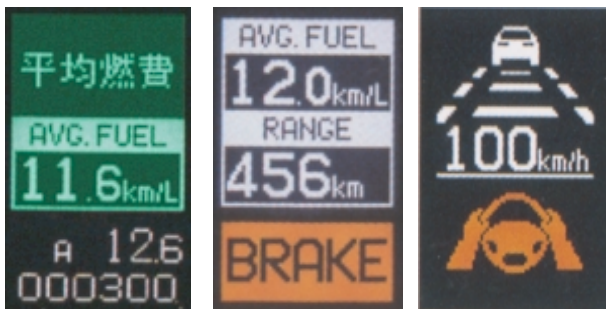


Fig. 27 Multi-information display

11. むすび

新型インスパイアには数多くの新機構・新技術を適用した。しかしどんなに素晴らしい技術を開発しても、それはその存在を主張することなく、あくまでも「人」のために機能しなくてはならない。よって技術は最大限の効果、恩恵を人に提供するが、決して人のじゃまにならず、さりげなく人を支援すべきとの基本的な考え方のもとで開発を進めてきた。今回新型インスパイアは、数多くの新技術を「ニュー・インテリジェント・ツアラー」という商品として融合、昇華し、その結果クルマが人を「インスパイア」(感銘・感動を与える)する、他社にはない新しい魅力と価値観を提案する上級セダンとして具現化できたと確信している。

本開発は社内外からの多くの方々から多大なご協力を頂いて完成したものである。ここにあらためて心より感謝の意を表したい。

参考文献

- (1) 野口勝三ほか：Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.85-92(2004)「可変シリンダシステムの開発」
- (2) 松岡英樹ほか：アクティブエンジンマウントの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.209-214 (2003)
- (3) 井上敏郎ほか：エンジンこもり音低減のためのアクティブ騒音制御システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.201-208(2003)
- (4) Kodaka,k., Otabe,M., Urai,Y., Koike,H.: Rear-end Collision Velocity Reduction System, SAE paper 2003-01-0503
- (5) Ishida,S., Tanaka,J., Kondo,S., Shingyoji,M.: Development of a Driver Assistance System, SAE paper 2003-01-0279

■ 著 者 ■



安木 茂宏



浅木 泰昭



田代 浩



松岡 英樹



河野 拓

「ハートフル・テクノロジー」コンセプト 新型ライフの開発

Development of New Model LIFE Incorporating Concept of “Technology with Heart”

五十嵐 則 夫*

Norio IGARASHI

菅 原 隆 浩*

Takahiro SUGAWARA

青 木 琢 也*

Takuya AOKI

金 杉 克 己*

Katsumi KANASUGI

内 田 代志春*

Yoshiharu UCHIDA

上 村 知 行*

Tomoyuki UEMURA

要 旨

「ハートフル・テクノロジー」をコンセプトに、「Safety」「Design」「Packaging」「Utility」「Driving」の各性能に高い目標を設定し、新型ライフを開発した。エンジン、トランスミッション、プラットフォームを全て一新し、コンパクト化することで、室内有効長を 95mm 拡大すると共に、衝突安全性を向上。10・15 モード 19.8km/l の低燃費と全タイプ「超一低排出ガス」認定を取得。空力特性にすぐれたフォルムと合わせ、高い走行安定性、NV 性能を達成した。また前後ウォークスルー可能なシートアレンジ、マルチインフォメーション等、高い実用性と楽しさあふれる次世代ニューズモールカーを開発した。

ABSTRACT

The new model Honda Life was developed on the basis of the concept of “Technology with Heart,” with a focus on the achievement of a high level of performance in the areas of safety, design, packaging, utility and driving. The engine, transmission and platform have been entirely redesigned to make the vehicle more compact, resulting in an increase of 95 mm in effective cabin area and enhanced collision safety performance. The vehicle has a high fuel economy of 19.8 km/l in Japanese 10-15 mode, and has received Ultra Low Emission Vehicle (ULEV) certification. The superior aerodynamic characteristics of the vehicle’s exterior provide a high level of driving stability and NV performance. With a front-to-rear walk-through seating arrangement, a multi-information display and a variety of other distinctive features, the new Life is a next-generation small car offering a high degree of utility and driving pleasure.

1. はじめに

Honda の軽乗用車の歴史は、1966 年に誕生した N360 から始まる。軽乗用車は Honda の車作りの原点であり、その哲学は小さい車だからこそ、安全を第一に考え、小さな車でも人間にとって快適な空間であることと、そして何より誰もが運転して楽しいことを目指している。このような人間中心の考えは、脈々と受け継がれ、現在の車作りにも息づいている。私達の生活を豊かなものにして来た 20 世紀のテクノロジーはとかく高効率であることを競ってきた。開発チームは 21 世紀のテクノロジーを、もっと人にやさしく、もっと人の感覚に近づくことで、誰もが温もりを感じられるものにしていきたいと考えた。新しいライフの開発にあたり、もともとスモールカーが持っている高い経済性や環

境性などの価値を追求しながら、さらに使う人へのやさしさと楽しさ、あたたかさにあふれた、お客様に夢と誇りを持って乗っていただけるスモールカー作りを目指した。Fig. 1 に新型ライフの外観を示す。



Fig. 1 Exterior view of LIFE

2. コンセプトと開発のねらい

開発コンセプトはハートフル・テクノロジーである。機能や性能を高めるために物理的な効率を追求するだけでなく、使う人の心を満たすために人を思いやる心で発想し、技術を使うこと。このような視点で車を開発することで、人々の心に響き、誰からも親しまれ、愛されるこれからの時代にふさわしいスモールカーができると考えた。

そのために取り組んだテーマとねらいは、

- (1) Safety: 乗る人に大きな安心感をもたらす、車相互の衝突にも対応した安全対応
- (2) Design: 人の感性に響きドキメキを生む、機能を美しく表現したデザイン
- (3) Packaging: 効率とともに、人へのやさしさを追求したパッケージング
- (4) Utility: 使う人の立場になって隅々にまで心を配ったユーティリティー
- (5) Driving: パワートレインを一新し、環境へのやさしさと走る楽しさを両立した走行性能

3. パッケージレイアウト

3.1. ロングルームパッケージ

空間の広さがもたらす居心地の良さや快適性のみならず、見た目の美しさや、運転のしやすさ、使いやすさなどを含めた、トータルな快適空間の実現をねらいとして、ロングルームパッケージを採用した。ロングルームパッケージでは、走りの安定性を確保するために全高を低く押さえた。これは、空気抵抗の軽減にもつながり、燃費の向上にも寄与している。次に、規格で制限された寸法の中で、機械のための空間を縮小し、人のための空間を拡大するために、60mm短くしたエンジンを新開発するなど、トータルでエンジンルームを95mm短縮し、アクセルペダルからテールゲートライニングまでの長さを従来型に比較し95mm拡大した。荷室は、ショートノーズ化により、前後方向で15mm拡大した。また、新開発リアサスペンションの採用により、荷室地上高525mmの低床フロアを実現すると共に、容量200L(VDA方式)を確保し、収納力の向上を図った。

3.2. ドライビングポジション

さまざまな体格の人が長時間運転しても快適なドライビングポジションを実現するため、ステアリング角度を立て、シャフト位置を高くすることにより、膝周りのスペースを拡大した。また、ステアリングの上端をドライバーに近づけて、操作性と上体のゆとりを確保した。さらに、アクセルペダルをフロアに近づけることにより、運転中の足首への負担の軽減を図った。乗降性と視界の良さを両立す

るために、ヒップポイントを地上高580mmに設定し、さらに、サイドのベルトライン前端をなだらかに下がる形状とした。加えて、ハイト量30mmのシートハイトアジャスターにより、体格に合わせたアイポイントの設定を可能とした。また、フロントピラーの死角を解消するために、三角窓を採用し、前後左右、斜めと全方位でトップクラスの視界を実現した。

4. エンジン

4.1. エンジン開発のねらい

新型エンジンを開発するにあたり、エネルギー消費が少なく人と環境に優しい小さなクルマを具現化すべく、開発目標を以下の4項目に設定した。

- (1) 環境性能の向上(燃費改善と超一低排出ガス基準適合)
- (2) 実用域トルク的大幅向上
- (3) 軽量コンパクト化
- (4) 振動、騒音の低減

4.2. エンジン概要と諸元

4.2.1. 概要

高負荷の実用頻度が高い軽自動車用エンジンであることから、新型エンジンでは下記の特徴を有する。

- (1) ショートストロークによる高回転フリクション低減
- (2) ビッグボアによる大径バルブ化とポンプロス低減
- (3) 2バルブ、2点点火による高圧縮比

Table 1 に主要諸元表を、また、Fig. 2 にエンジン外観を示す。ボア・ストローク比は0.78で、最高出力発生回転数における平均ピストンスピードは12.4m/secという低速であり、高回転におけるフリクション低減と、2バルブ仕様ながら大径バルブの採用により、ポンピングロス増加を抑制している。圧縮比はレギュラガソリン仕様で最高レベルの11.2(NA車)を設定した。

Table 1 Engine specifications

Engine	NA model	Turbo model
Cylinder configuration	In-line 3-cylinder	In-line 3-cylinder
Bore × stroke (mm)	71 × 55.4	71 × 55.4
Displacement (cm ³)	658	658
Compression ratio	11.2	8.5
Valve train	SOHC 2valves	SOHC 2valves
Number of valves	2 per cylinder	2 per cylinder
Valve diam. Inlet (mm)	35	35
Exhaust (mm)	30	30
Fuel supply system	Programmed fuel injection	Programmed fuel injection
Ignition system	Dual point sequential ignition	Dual point sequential ignition
Max. power (kW/rpm)	38/6700	47/6700
Max. torque (N·m/rpm)	61/3800	93/3800

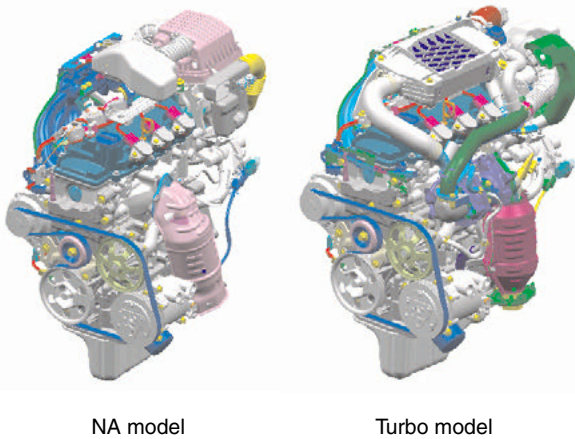


Fig. 2 Engine models

4.2.2. 軽量コンパクト化

エンジンルームを従来型に対し 95mm 短縮するために、エンジンは搭載角を従来の前傾 60° から前傾 5° に変更し、補機のシリンダブロック直付け、エキゾーストマニホールド一体型シリンダヘッドへの直下キャタライザ直付け(NA車)、ターボチャージャー直付け(ターボ車)を採用し、コンパクト化を達成した。エンジン質量は、クランクシャフトやシリンダブロック廻りの形状やレイアウトの最適化、インタークマニホールド、シリンダヘッドカバー、オイルストレーナ、オイルレベルゲージの樹脂化により 9%の軽量化を達成した。

4.3. エンジン性能

4.3.1. 燃費

新型エンジンの理論空燃比におけるBSFCは7%低減した。ショートストロークによる高回転フリクション低減を含めたフリクション低減のため、ローラフォロア、クランクジャーナル径の縮小、0W-20 低粘度エンジンオイル、及びシビック・ハイブリット用エンジンで採用したプラトーホニング、オフセットシリンダ構造、イオンプレーティングピストンリング、メインメタル、およびコンロッドメタルの条痕化、ピストンスカートへの二硫化モリブデンショットピーニングを採用した。

4.3.2. 出力

Fig. 3 にエンジンの性能曲線を示す。最大トルク値は従来型エンジンと同等ながら、4000rpmまでの回転域で平均7%トルクを向上した。また、同一最高出力値を500rpm低回転で発生させ実用的な出力特性とした。ターボエンジンではノッキングタフネスの優位性を生かし、より低回転から過給をおこないスムーズな加速性能が実現できた。

4.3.3. 低エミッション技術

新型エンジンに適用した主要な低エミッション技術を以下に示す。また、ターボ車では初めて超一低排出ガス基準に適合している。

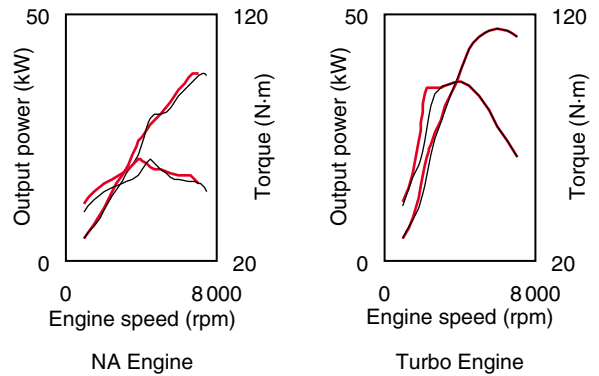


Fig. 3 Engine performance

(1)高精度空燃比制御

- ・キャタライザ前の A/F センサとキャタライザ下流の O_2 センサによる高精度空燃比制御
- ・シリンダヘッドポートにレイアウトされた多孔インジェクタによる燃料輸送遅れの軽減

(2)キャタライザの早期昇温化

- ・エキゾーストマニホールド一体型シリンダヘッド
- ・エンジン直下レイアウトのキャタライザ
- ・エキゾーストマニホールド一体型シリンダヘッドへのターボチャージャー直付け(ターボ車)

(3)燃焼安定化による冷間始動直後からの理論空燃比制御

(4)触媒早期活性化のための大量点火時期遅角制御

4.3.4. エンジン振動，騒音改善技術

静粛性の向上と、急速燃焼による振動，騒音の低減のために、シリンダブロックにはロアブロック構造を採用した。このロアブロックは、各ジャーナルとロアブロック外壁面

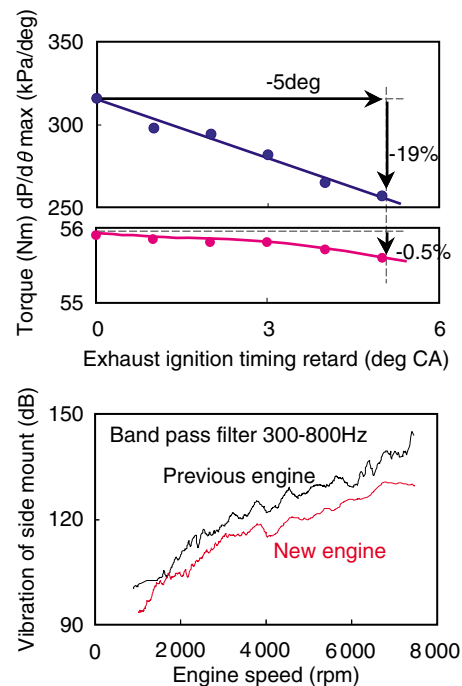


Fig. 4 Vibration level of new engine

を一体化し曲面形状とリブ配置を最適化することで、ジャーナル倒れ剛性を38%向上している。また、エンジンとトランスミッション締結剛性に対しても補強部品を必要としない構造である。ショートストローク仕様の結果として、クランクシャフトは、ジャーナル径とピン径からなるオーバーラップが拡大でき剛性が高まりクランク打音の低減に有利な構造となり、さらにフルバランスウエイト化により振動を抑えた。クランク打音低減には、2本のスパークプラグの位相差点火制御も有効であり、同時点火に対してエキゾースト側点火時期を5 deg 遅角化することでエンジントルクをほぼ同等のまま、 $(dP/d\theta)_{max}$ を19%低減、エンジン外郭騒音で17%低減した。以上の高剛性エンジン骨格と位相差点火制御により、Fig. 4に示す中周波マウント点振動を5-10dB 低減した。

5. トランスミッション

トランスミッションは新型ライフの開発コンセプトを実現するため、「コンパクト」「燃費向上」「クラスを超えた商品性」をねらいに、従来の油圧制御3速ATに対して、ロックアップ機構付き電子制御4速ATを新規に開発した。

5.1. コンパクト構造

衝突安全性とキャビンスペースの拡大を両立させるため、新4ATはFig. 5に示すように、平行3軸式レイアウトとし、3速ギヤ列とアイドルギヤ列を共用化する構造により、全長及び車両前後方向でのコンパクト化を図った。トルク

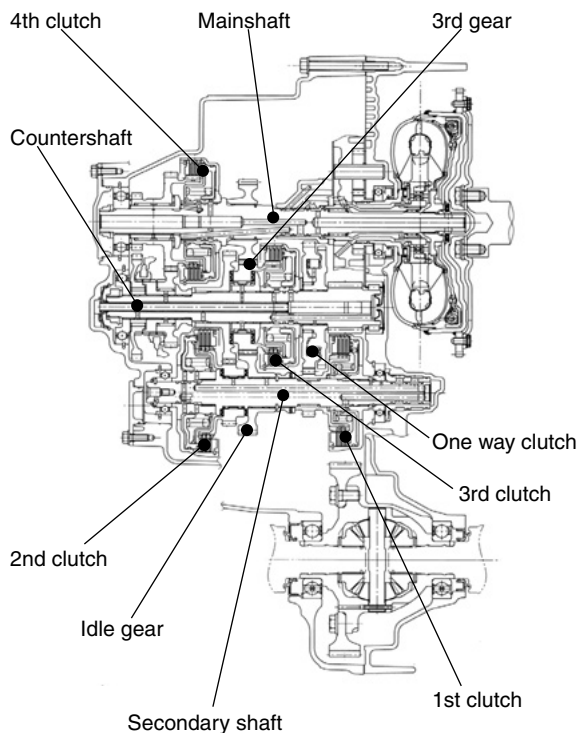


Fig. 5 Cross-section view of new 4AT

コンバータは、ロックアップクラッチを追加しながら、全長の拡大を抑えるため、従来3AT同等の高トルク比を維持しつつ、流路(トーラス断面)の偏平率を81%とした高効率なものを新開発した。この結果、全長においては4AT化・ロックアップクラッチを追加しながら、従来3AT比-13mmを達成し、前後方向においても、Fig. 6に示すようにデフ軸をエンジン下側へ潜り込ませるレイアウトとし、コンパクト化を達成している。

5.2. 燃費向上技術

軽自動車クラスでは、エンジントルクの絶対値が小さいため、燃費悪化要因に占めるフリクションロスの割合が相対的に大きくなる。このため新4ATでは、フリクションロス低減を徹底的におこなっている。クラッチについては、引き摺りトルクの低減をねらい、低ドラッグトルクタイプのクラッチバックを全段で採用しており、フリクションプレートは、摩擦材の溝形状を見直し、さらに潤滑油の排出性を高めたものを新開発した。このほか、オイルポンプ駆動ロス・デフ攪拌抵抗の低減、潤滑仕様の最適化等をおこない、変速段を追加しながら、従来3ATと同等のフリクション値を達成できた。また、燃費向上とドライバビリティの両立を

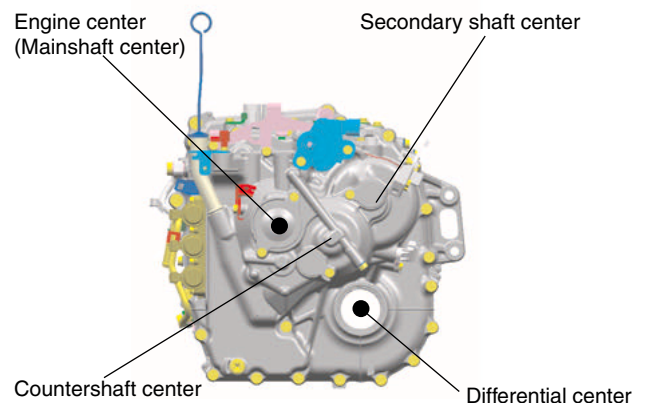


Fig. 6 Side view of new 4AT

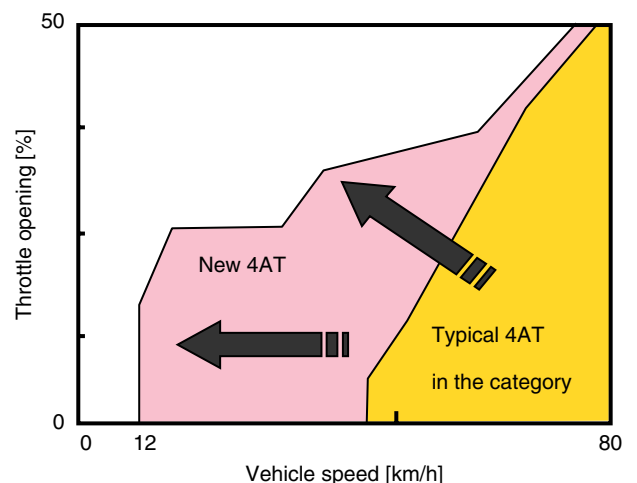


Fig. 7 Comparison of lock-up control area

ねらい、ロックアップクラッチを追加し、全バリエーションでリニアソレノイドでの制御により、変速過渡領域を含めた2速から4速でのロックアップを可能とする「アクティブロックアップII」を採用した。本システムは、ロックアップクラッチにロングトーションダンパを採用し、エンジンからのトルク変動を減衰させ、リニアソレノイドによる高精度の油圧制御により、変速過渡領域でより精密なフィードバック制御が可能となった事で、Fig. 7に示すように、2速12km/hからのロックアップを可能とし、クルーズ領域と加速中のロックアップ可能領域を大幅に拡大した。

5.3. クラスを超えた商品性

5.3.1. 変速商品性

変速商品性に関しては、制御システムとしてスムーズで高レスポンスな変速フィーリングをねらい、リニアソレノイドによるクラッチ圧直接制御を採用し、制御ロジックには上級車種にて採用されているものを流用した。また、2速から4速のクラッチの遠心油圧キャンセル機構により、クラッチ油圧制御の精度が向上し、品質安定性にも優れた滑らかな変速フィーリングが実現した。

5.3.2. 登降坂

また、登降坂路の負荷に応じ、最適変速段を2速から4速から選択するプロスマテック(PROSMATEC: PROgressive Shift schedule MAnagement TEChnology)を全バリエーションで採用し、登坂路での不要な変速を抑え、降坂路ではエンジンブレーキの最適制御をおこない、ドライバビリティの向上を図っている。

5.3.3. NV 性能

アイドルギヤ列を各軸中央に配置し、入力負荷の変化に伴うギヤ噛合いのミスアライメントに対する影響を抑え、各ギヤの諸元の噛合い率設定により、車両の静粛性に貢献している。

6. サスペンション

開発にあたっては、基本性能に裏付けられた街乗り性能に加えて、日本より厳しい環境のヨーロッパでの実走テストの繰り返しから高速走行も楽にこなす性能が大切と考え、下記の性能向上をおこなった。

- (1) 高速直進性とステアリングのニュートラル付近のしっかり感
- (2) 高速までのリニアで安心感のある応答性
- (3) 大きなうねり路を走行したときの突き上げを吸収する懐の深いサスペンションとそれを受け止めるボデーにより乗員を大きく揺すらない、大きなGを与えないフラットでスムーズな乗り心地
- (4) 切り増ししたときの、操舵力のスムーズなつながりと路面インフォメーションの確保

フロントサスペンションは、取り付け部剛性と精度を確保するため、サブフレームを介した高剛性のL型ロアアームを持つマクファーソンストラット式とした。2WDのリヤサスペンションは、スカッフ変化・ジャッキUP左右差ゼロ化を実現できるコンパクトな新Hビーム式と一新した。ホイールベースは60mm拡大したが、切れ角増大をおこない、回転半径は従来型同一の4.5mとした(Fig. 8)。ステアリングシステムは、より自然なステアフィールをめざし、約3倍の能力のコントローラ CPU によるきめ細やかなアシストセッティングのEPSシステムを開発した(Fig. 9)。

6.1. ブレーキ

安定感のあるブレーキフィーリングとするため、ペダルレシオ及びブレーキマスターパワー特性の最適化をはかり、踏力に応じた期待に応える減速度の立ち上がりとし、しっかりしたペダルフィールを確保した。旋回中のブレーキング時に、フロントのTOEを内外輪共に旋回外側に向くジオメトリーを採用することで、巻き込みを低減し、安定して止まれるようにした。また、ブレーキアシストにより、より強い制動力を発生できるよう補助すると同時に、タイヤのロックを防ぎ、車両の安定性と操縦性を確保するABSは全車標準装備とし、EBD(電子制御制動力配分システム)付き

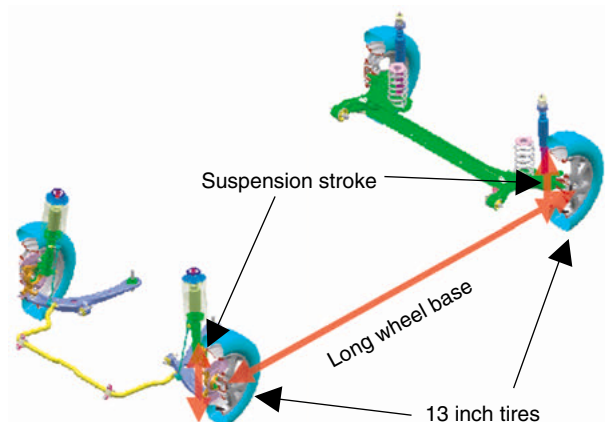


Fig. 8 New suspension system

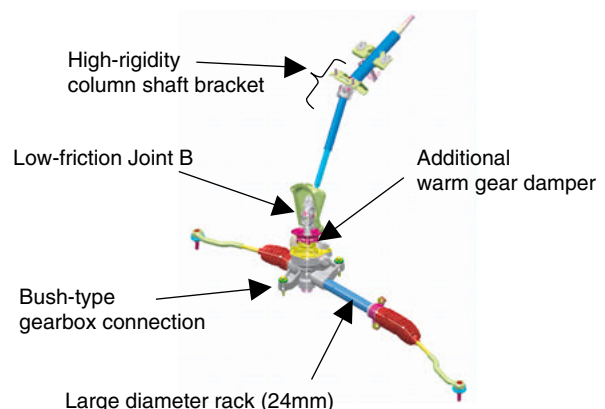


Fig. 9 New EPS system

で、前後のブレーキ制動力を最適な配分に制御し、ブレーキの能力を最大限利用できるようにした。また、ABSはフルシステム化をおこない、不快な作動音や振動を極力減らし、作動頻度の高い状況においても快適なシステムとした。パーキングブレーキでは、前後/サイドウオークスルーを考慮し、旧型のハンド式に対してフット式を採用した。ペダル踏面の高さや位置を最適化し、女性にも好ましい踏力とストロークに設定した。また、ラチェット作動音やリリース時の解除音も改善した。

7. ボデー・内装・電装

7.1. ボデー骨格

ロングルームパッケージと優れた安全性能、燃費、走行性能を具現化するために、プラットフォームから新開発とした。Fig. 10に示すように、より高強度の780/980MPa級高張力鋼板を採用した。従来より使用している440/590MPa級も含め、高張力鋼板適用率は、全ホワイトボデー中重量比で32%、骨格部品に限れば71%に達する。これらの高張力鋼板と軟鋼を、各々の部品の目的に合わせた適材適所の使い分けにより、高い衝突安全性を確保しつつ、軽量化を達成した。

7.2. ボデー剛性

優れた操安性能とNVH性能を得るために、主にテールゲート開口部及びサスペンション取付け部に、バルクヘッド、スティフナー等を追加し補強した。その結果、旧モデルに比較して、静剛性では、曲げ55%、振り16%向上した。また動剛性でも、フロント首振り、リア振り共に、11Hzと大幅に向上した。

7.3. ドア

さまざまな使用状況を考慮し、フロント・リアドア共に、開度の拡大及び、3段階のホールド位置を設定した。特に、

- 980 Mpa grade
- 780 Mpa grade
- 590 Mpa grade
- 440 Mpa grade

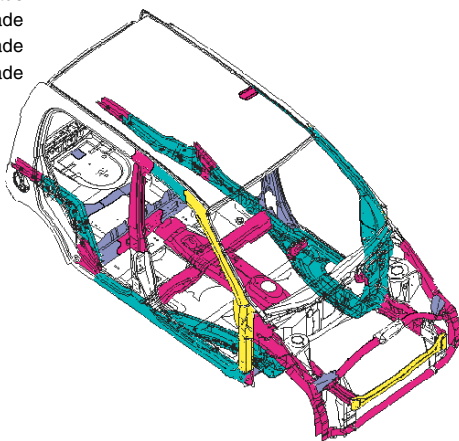


Fig. 10 Area of application of high tensile strength steel

大きな荷物を積むことが多いリアドアは、全開角度を79°と大幅に増やした。さらに、デザイン上のアクセントにもなっている、マルチアングル・アウトドアハンドルの採用により、どの角度から手をかけても引くことを可能とし、使い勝手を向上した。また、ドア閉まり音の改善のためにドアロックを新作し、高周波を低減し高級感、重厚感の有る閉まり音とした。

7.4. 衝突安全性能

Car to Carの衝突研究⁽¹⁾の結果から開発されたコンパティビリティ対応技術⁽²⁾を、ボデー骨格に採用した(Fig. 11)。車体側の性能向上と合わせて、乗員の拘束性能向上のために、運転席には、ショルダー側のプリテンショナーに加え、腰部ベルト外側にもプリテンショナーを採用した。これらにより「相手が重量2tonクラスまでの乗用車、双方50km/h、50%オフセット衝突対応」という目標をクリアし、前面フルラップ55km/h、前面オフセット64km/hにも対応。側面55km/h、後面50km/hへの対応と合わせて軽乗用車クラストップレベルの衝突安全性能を達成した。また、このコンパティビリティ対応ボデーは、衝撃を分散して衝突エネルギー吸収をおこなうため、自己保護性能のみならず相手車両への攻撃性低減も実現している。さらに、室内のルーフサイドやピラーに頭部保護インテリアを用いて、乗員への傷害軽減

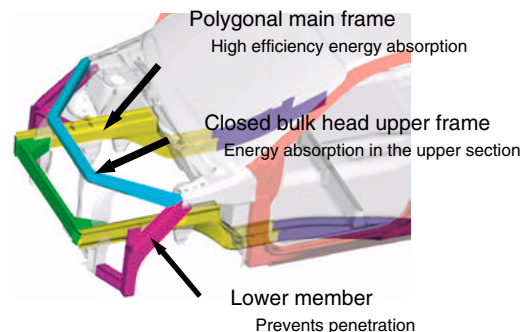


Fig. 11 Layout of new body structure

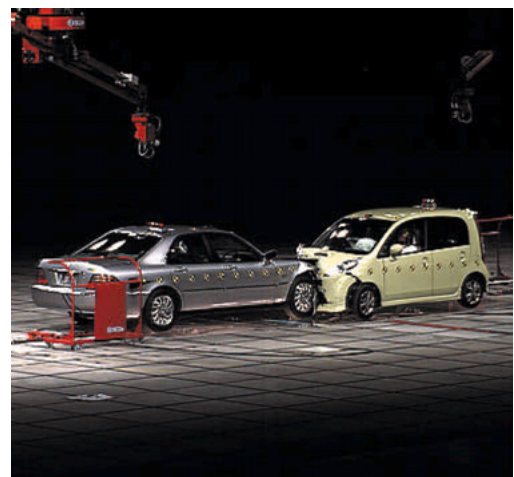


Fig. 12 Car-to-car crash test

を図っている。また、歩行者へも安全を考慮した「歩行者傷害軽減ボデー」を採用。ボデー前部に衝撃をやわらげる構造を採用し、歩行者の頭部および脚部の傷害軽減に取り組んでいる。Car to Carの衝突テストの様子を(Fig. 12)に示す。

7.5. 振動・騒音性能の向上

「軽自動車を超える快適なスモールカーを」という開発コンセプトとして、走行時の静かな室内を実現することは不可欠な要素である。前述したように新設計エンジン・ミッションにより源流より音・振動を低減し、ボデーは Car to Car 衝突対応と同期して振動・騒音の商品性向上にも改良を加えた。また、サスペンション形式はリヤにHビーム式を新規採用しサスペンションからの振動入力に対するロードノイズ性能も高めた。軽自動車として確立した本新プラットフォームによって、入力・応答系に対するよりバランスのとれた振動・騒音のレベルを実現でき、軽カテゴリーからスモールカテゴリーへの静粛性向上を達成することができた。

振動・騒音の観点からの仕様として、マウントシステムを3点で支える慣性主軸形式とし、パワープラント重心を包み込むように配置することによって、前モデルより小さくなったエンジンルーム内に対してもエンジン支持剛性を高め、揺動低減をおこなった。また、サイドエンジンマウントには液体封入タイプを用い乗心地にも配慮するとともに、ボデーへの振動伝達低減のために、軽量化も考慮し、サイド、及びミッションマウントブラケットは高剛性アルミ材とした。さらにはパワープラントや足廻りの取り付け部を含めたボデーやサブフレームの剛性を高め、ボデー側での入力低減も徹底しておこなった(Fig. 13)。防音では、フロアパネル面に制振性能に優れた軽量型のアスファルト系制

振材を採用し、重量面でも 40% の低減を図った。加えて、ダッシュボードには遮音性能に優れたウレタン型の遮音材を適用、ルーフライニングには吸音タイプを装着など、制振、遮音、吸音という防音機能材料を適材適所に配置し室内の高周波領域における静粛性をより高めている。(Fig. 14)

7.6. 内装

7.6.1. インテリア

内装色は、明るく・上質・ユニークなカラーコーディネートとした。インパネは塗装、ドアは表皮の貼り込みによってシートと同色の明るいベージュ色にコーディネートされた2トーンとし、操作部分はメタリック加飾として明るく上質なイメージを表現した。また無表面処理樹脂で構成される内装材全てを同じ色・艶に統一することで質感を高めた。艶は上質感のあるグロス为目标に樹脂材料と樹脂表面絞を新規に開発し、金型表面の絞加工方法、メンテナンス手法等を開発した。

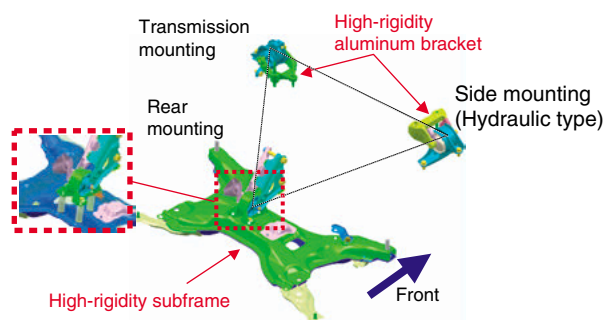


Fig. 13 Engine mounting system

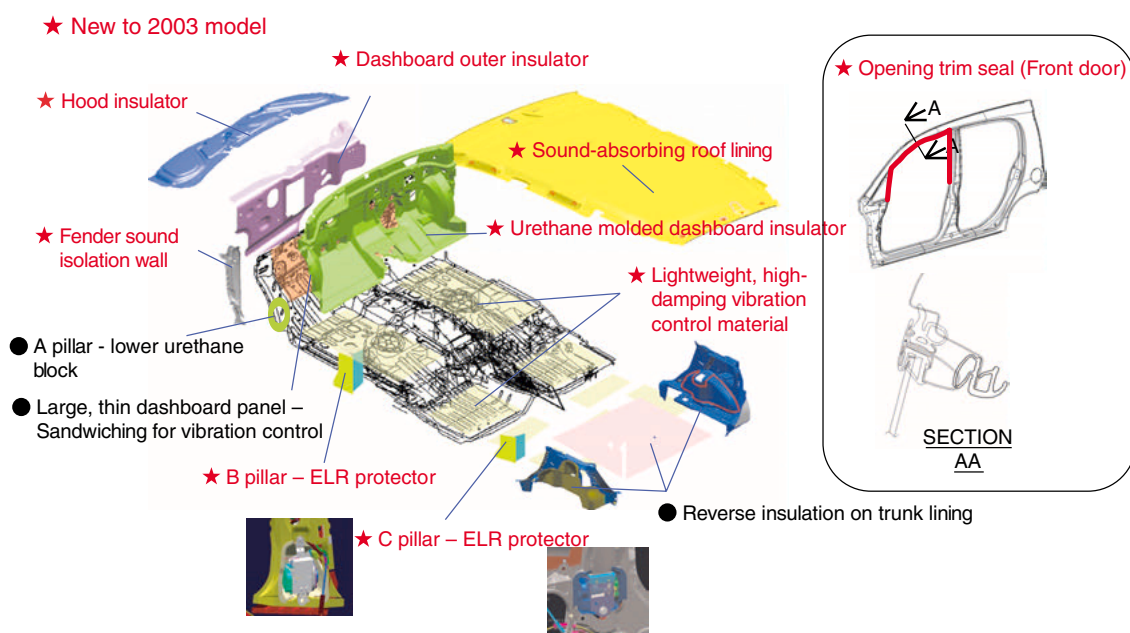


Fig. 14 Packaging employs high-efficiency soundproofing (Sound- and vibration-absorbing)

7.6.2. インパネ・助手席エアバッグ

インパネは車格を越えた上質感と使い勝手の両立を目的に部品見切り線を排除し部品間の段差・隙間を詰めた。助手席エアバッグのリッドはインパネと一体化し開裂ラインを裏面からのレーザー加工で形成しインビジブル・シームレス・エアバッグリッドとして色・艶の統一と建て付けの良いインパネを実現した。使い勝手に優れた大型トレイ式の構造を採用しアップボックス、トレイ内の間仕切り、専用チケットホルダー等収納物に合せた容量・場所を確保した。

7.6.3. シート

シートは、ゆったり感とホールド性を両立させ、さらに安全性を向上した、ユーザへ新しい使い勝手を提案することをねらい新開発した。シートサイズを従来よりも大型化し、ゆったり感を持たせ表皮・ウレタンの適正化によって柔らかいシート表面で体圧を分散させつつホールド性の向上を両立させた。Fグレードの助手席には軽自動車でありながらサイドウオークスルーや前後ウオークスルーを可能にするためにチップアップ・ロングスライドシート(Fig. 15)を採用し新しい使い勝手提案をおこなった。

7.7. エアコン

エアコンは、相反するエアコン性能向上、静かな作動音、消費動力低減の両立と使い勝手に優れた操作パネルを目的とした。性能向上と静かさの達成のために機器性能は従来並ながら各機器の通気抵抗を徹底的に削減し風量を10%増加しながら作動音を10%低減した。消費動力の低減のためにコンプレッサーを新規開発しエアコンサイクルの効率を20%向上させることで燃費向上に寄与した。操作パネル使いやすさ向上のためにノーマルエアコン時は3連ダイヤル式パネル、FAN SWの4段化等よりキメ細やかな調整を可能にした。またオプションながらフルオートエアコン時には大型ダイヤル式温度調整機構、大型液晶表示とし、より簡単操作を実現した。

7.8. マルチインフォメーションディスプレイ

ユーザの安心と信頼のためには、運転時の不安感を払拭する必要があると考え、マルチインフォメーションディスプレイ

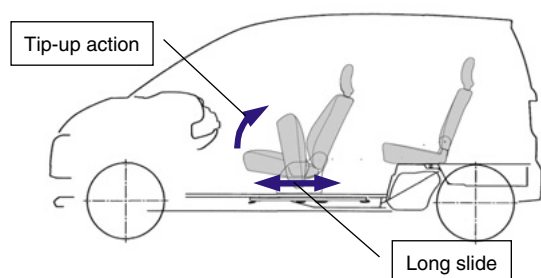


Fig. 15 Seat mechanism for walk-through

プレーを新たに採用した。またより多くの車の情報をドライバに提供できるように、フルドット液晶画面を用い、表示内容に自由度を持たせた(Fig. 16)。本仕様は、エンジン・ミッション用 ECU、電動パワーステアリング用 ECU、統合ユニット等新規開発となる事から、各ユニットのポート出力、アナログ出力等について、当初からメータへの情報提供を考慮して開発をおこなった。Fig. 17に画面表示を示す。

(1) 通常表示画面

通常走行時表示画面は、オドメータ・トリップメータ・外気温、瞬間燃費・平均燃費、タコメータの3画面とし、ユーザが画面をボタンにより任意に選択できるようにした。また、

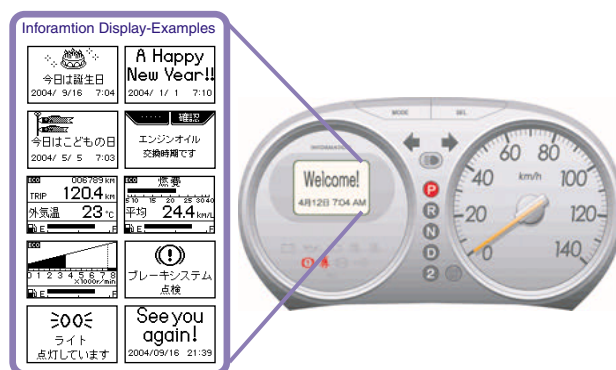


Fig. 16 Information display in instrument panel

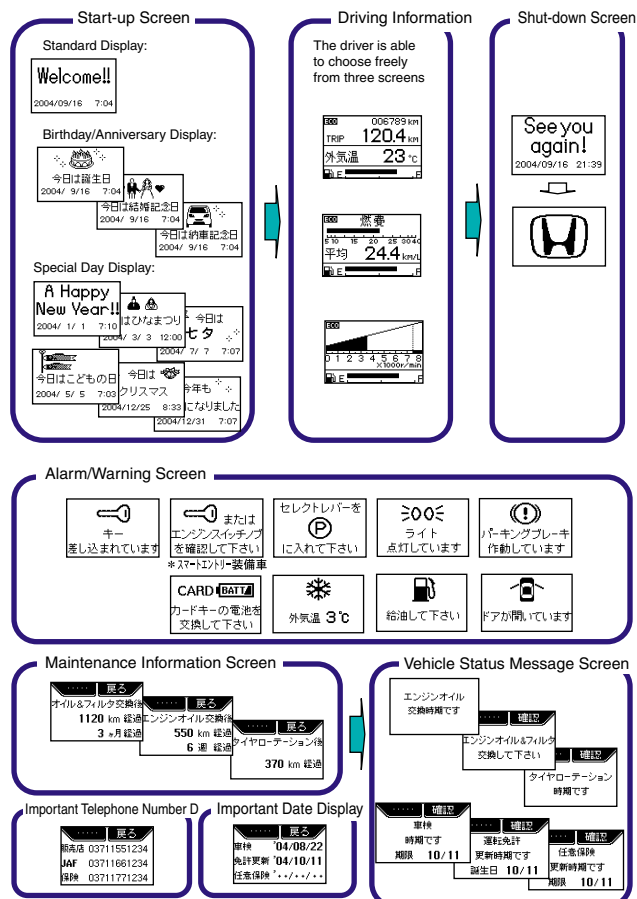


Fig. 17 Functional display

フューエルメータについては、安全性からどの画面でも確認できるようにした。燃費画面では、瞬間燃費についてドライバが走行条件による燃費の変化を理解しやすく、走行時の視認性の点からバーグラフによる表示とした。

平均燃費についてはトリップメータを用いた満タン法と相関が取りやすいよう、利便性を考えトリップメータ連動方式とし、数値表記とした。外気温は冬季の路面凍結等、外界の安全性に直結するため、専用外気温センサを設定(マニュアルエアコン車)し、外気温が3度以下となると、雪マークの絵と共にワーニング画面を表示する仕様とした。

(2)ワーニング画面(アラーム音連動)

走行中に異常が発生した場合、ピッというアラーム音と共に通常表示画面から5秒間ワーニング画面に切り替り、その異常箇所について、ドライバにわかりやすく絵と文字を用いて表現する仕様とした(Fig. 17)。半ドア走行、シートベルト未着用時もワーニング画面を表示。

パーキングブレーキはフット式とし、さらにパーキングブレーキを引いたまま車速7 km/h 以上になった場合は警告音と共にワーニング画面を表示するようにした。また、キーを抜いた時にライトが点灯している時も、アラーム音と共に通常表示画面が出るよう、イグニッションが Off の状態でも表示でき、かつ暗電流の増加とならないよう考慮した。

(3)メンテナンス情報

ユーザに安心して長く乗っていただくため、オイル交換・タイヤローテーションのメンテ時期に近づくと、メンテ依頼画面を表示するようにした。オイル交換については、経過時間と走行距離から、タイヤについては走行距離から算出する様にした。また、前回メンテ後の経過日数、走行距離を表示する画面を用意し、必要に応じ、ユーザが確認できるようにした。

(4)ユーザ情報・自動車関連情報

ユーザが任意に設定できる情報として、ディーラ・JAF・保険会社の電話番号画面を作り、必要に応じ、確認できるようにした。また、ユーザの誕生日・免許更新日・車検期限などを設定できるようにし、各設定日または、間近になると、インフォメーション画面が出るようにした。

7.9. Honda スマートカードキーシステム

ユーザの利便性向上を追求すべく、薄型のカードキーを所持するだけでドアの施錠と解錠、エンジンスタートもメカキーフリーで可能とした。また、イモビライザ機能も持たせ防盜性に配慮した。カードキーを持ったユーザが車両に近づく(約 80cm)だけでドアロックを解除し、エンジンスタートはカードキーが車内にあれば、キーノブを回すだけでおこなえ、降車しドア閉め後車から離れればドアロックできるシステムとした。カードキーを検知するエリアは、特に荷物を持っていたり子供を抱えたりしている女性の使い勝手を考慮し、全てのドアとテールゲートで可能とした。従

来と比較し少ないアンテナ数で検知エリアが確保できるよう新しい通信方式を採用し、4箇所(ドアミラー左右と RR バンパ内左右)のアンテナで、検知エリアの拡大と低消費電力を実現した。車内アンテナは前後2箇所とし、運転席上以外のシート上にカードがある場合(女性が用いるバックやポーチにカードキーを入れ、助手席やリアシート上に置いた場合等)でもエンジンスタートできる仕様とした。

8. 環境性能

8.1. 内装部品 PVC 削減

リサイクル困難と言われているポリ塩化ビニル(以下PVC)を手に触れる主要な内装部品から削減しゼロ化を達成した(Fig. 18)。

(1)サンバイザー、ランチャンネル、ウェザーストリップについては材料をオレフィン系熱可塑樹脂(以下TPO)に変更するとともに、シフトノブは材料を熱可塑性ウレタン樹脂(以下TPU)に、シートは布地化、フロアカーパーットはインシュレータをフェルト化することにより、脱PVCを達成した。特にシフトノブは耐磨耗性が要求されるため、オレフィン系ではなく磨耗に強いウレタン系の材料を適用した。

8.2. 外装部品 PVC

外装部品では、ドアモール、ウィンドーモール、ルーフモールとすべてのモール部品、およびクォーターシールの部品の材質を置き換えることで脱PVCを達成した(Fig. 19)。外装部品にもTPOを多用しているが、外装のモールやシールは傷つきやすい特性があり、TPOの様々な種類からコストとのバランスを見ながら傷つきにくいTPOを選定するとともに、さらに傷つきにくくするため、異なる材料を重ね、押し出し成型で溶着させて多層構造とした。

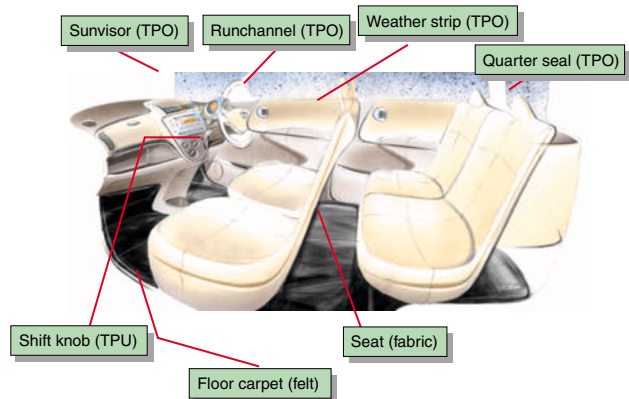


Fig. 18 Interior non-PVC parts

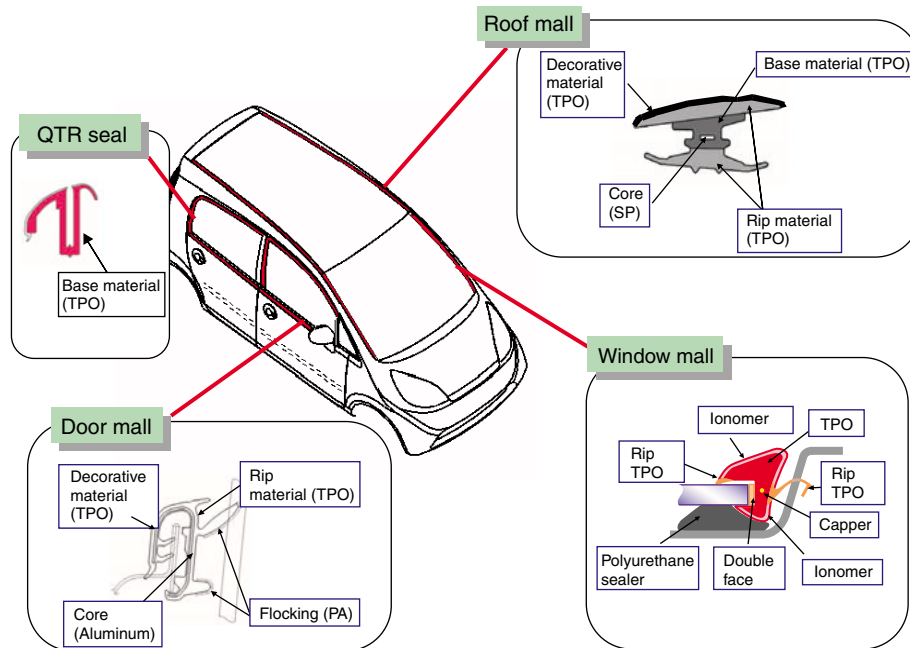


Fig. 19 Exterior non-PVC parts

8.3. 鉛使用量削減

環境負荷物質の一つである鉛の使用量を 1996 年基準の 10 分の 1 に大幅に削減し、自動車工業会指針の 2006 年目標を前倒し対応をおこなった。具体的には鉛の使用量が多いバランスウェイト、塗料を中心に代替え技術を開発し、多くの部品で鉛を削減した。

9. むすび

「ハートフル・テクノロジー」をコンセプトに新型ライフの開発を進めてきた。毎日使われることが多い軽乗用車ならばこそ、走る・曲がる・止まるの基本性能はもとより、使う人の立場になってやさしい・楽しい・あたたかい「ハートフル・テクノロジー」を随所に盛り込んだニュースモールカーが完成したと自負している。

参考文献

- (1) Takizawa,S., Sugimoto,T., Suzuki,H.: A STUDY OF COMPATIBILITY TEST PROCEDURE IN FRONTAL IMPACT, Proceedings 18th International Technical Conference on the Enhanced safety of vehicles Paper Number 437(2003)
- (2) Saito,M., Gomi,T., Taguchi,Y., Yoshimoto,T., Sugimoto,T.: INNOVATIVE BODY STRUCTURE FOR THE SELF-PROTECTION OF A SMALL CAR IN A FRONTAL VEHICLE-TO-VEHICLE CRASH, Proceedings 18th International Technical Conference on the Enhanced safety of vehicles Paper Number 239(2003)

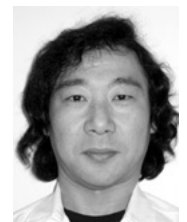
■ 著 者 ■



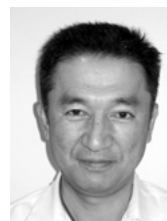
五十嵐則夫



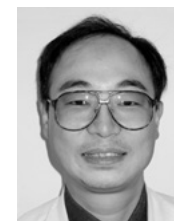
青木 琢也



内田代志春



菅原 隆浩



金杉 克己



上村 知行

下肢障害者用自動二輪車“スーパーエアラ”

Prototype Motorcycle for Lower Limb Physically Disabled “Super EARA”

橋 本 邦 彦*
Kunihiko HASHIMOTO
工 藤 隆 志*
Takashi KUDO

村 田 裕*
Yutaka MURATA
綱 島 功 祐*
Kousuke TSUNASHIMA

上 田 幸 也*
Yukiya UEDA
高 橋 恭*
Kyo TAKAHASHI

要 旨

車いすを利用している下肢障害者が独自で、乗降・走行・停止が可能なプロトタイプの自動二輪車“スーパーエアラ”を開発した。車両が装備すべき機能として、介助なしで車いすから二輪車への乗車・降車ができること、足をまったく使わずに発進・操縦・停車が可能なること、介助なしで車いすを車両に積載できることなどを考慮した。さらに、乗り降りに用いる車高調整機構、転倒防止のためのアウトリガーやガス圧式エマージェンシースタンドを備えている。鈴鹿および茂木のサーキットで実走行した結果、装備機能の動作は許容レベルであることが確認された。

ABSTRACT

A prototype motorcycle "Super EARA", wheelchair users are able to ride on and off, drive and stop by themselves, has been developed. Function that the motorcycle should be equipped was considered in development. The function is starting, driving and stopping without using their lower limbs. A vehicle height adjusting system for riding on and off, outrigger and gas pressure type emergency stand to prevent stack are also equipped. It was confirmed that operation of equipment function is allowable by actual driving tests at Suzuka and Motegi circuits.

1. はじめに

本田技術研究所朝霞研究所で 2000 年にスタートした夢コンテストは、従業員の創造性の喚起を目的に、能力開発委員会が創造的なアイデアを募集審査し、選抜されたテーマを会社がその実現に向けてプロジェクトの推進をサポートするというものである。これは何にでもチャレンジするという Honda の DNA を継承するための場でもある。2001 年の夢コンテストにおいて、「車いす利用者にも二輪車でツーリングを」という「夢」が選抜され「スーパーエアラ」の開発がスタートした。

この夢を実現するために実際に車いすを利用して生活(受傷前は二輪車に乗っていたことのあった人)している人々(ホンダ R&D 太陽(株)の従業員)との議論を手始めに、彼らの望みが「できるだけ健常者と同じバイクに乗りたい」であり、また「自分で操作したい」との強い意思があることを確認した。その意思を尊重するには、これから開発するシステムが二輪車の操縦感や二輪車としての外観を妨げることがあってはならない。したがって、当初検討に含まれていた特殊な車輪構成やジャイロによる強制的な自立走行装置は不

適当と判断し、あくまでも二輪車としての操作、操縦感覚、外観を追求した。

2. スーパーエアラ開発経緯

今回開発した「スーパーエアラ」の外観を Fig. 1 に示す。その仕様諸元を Table 1 に示す。



Fig. 1 Super EARA

*朝霞研究所

Table 1 Specifications

Items	Specification	
Overall length (m)	2.265	
Overall width (m)	0.880	
Overall height (m)	1.080	
Ground clearance (m)	Upper	0.120
	Lower	0.075
Seat height (m)	0.630	
Vehicle mass (kg)	220	
Engine type	Liquid-cooled V-type two-cylinder	
Displacement (cm ³)	249	
Fuel tank capacity (l)	7.0	
Starting system	Electric starter	
Clutch type	Wet-type multiple disk clutch, coil spring	
Transmission type	Motor-driven shifting, constant-mesh	
Caster angle (degree)	31.5	
Trail (mm)	130	

2.1. 開発コンセプト

「スーパーエアラ」の開発は、下肢障害を持つライダーが単独の力で乗降・走行・停止がおこなえ、二輪車らしいそう快感や、二輪車を自在に操る楽しさを満喫できることを目標とした。対象とするライダーは下肢障害により車いすを利用している二輪車運転経験者とした。さらに、下記の要件を設定した。

- (1) 介助なしで車いすから二輪車への乗車・降車ができること。
- (2) 足をまったく使わずに発進・操縦・停止が可能なこと。
- (3) 介助なしで車いすを車両に積載できること。

2.2. 完成車イメージの検討

上記要件を具現化するようなイメージスケッチ3案を作成した。

Fig. 2 はリヤエントリー方式アメリカンで、ライダーが専用車いすに乗車したまま、車体後方からリヤフェンダ上のレールに沿い、乗車位置まで移動できる装備を備えた仕様である。降車時は乗車時の逆に移動できる。専用車いすは小

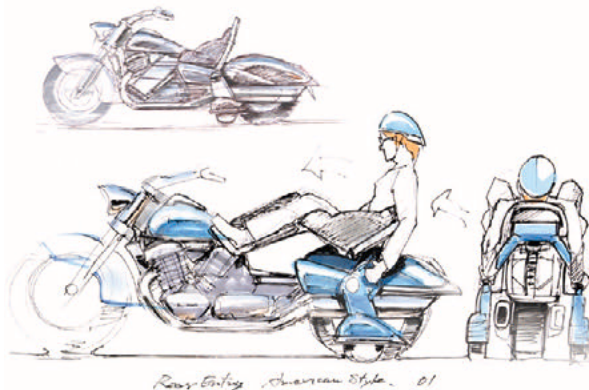


Fig. 2 Rear entry American type

径のタイヤが装備されており、電動で移動できるタイプである。Fig. 3は基本的には前者と同じだが、より人車が合体した形で車を造形した仕様である。Fig. 4は後二輪の三輪車でありながら、走行時は後輪を除く車体全体が左右にバンクでき、二輪車的な操縦感覚が得られるスイングタイプ三輪車である。これはバネ下にスイング機構があり、大排気量車に対応する。車体は足元のフロアが平坦なステップスルータイプであり、乗降が容易におこなえる利点がある。

以上のイメージスケッチを用いて車いす利用の人々とのディスカッションを進めるうち、Fig. 2, 3で提案されているような特殊な専用車いすではなく、日常に使用している車いすを載せる必要があること。また、大掛かりな装置は好まないことなどが判明した。Fig. 4については、二輪車的と言ってもタイヤは三つあり、「バイクに乗りたい」という夢の実現に対し、十分な満足度が得られないとの意見が上がった。

次に、アメリカン/スクータ/スーパースポーツ/ツアラーの各車両をホンダR&D太陽(株)に持込み、車いす利用の人々が実際に乗る(これは走行するわけではなく、止めてある二輪車に乗って頂くだけのことであるが。)機会を提供した。そこで、かれらの下肢障害の程度はさまざまで、あるせきつい損傷の方の場合、わき下数 cm より下の感覚がなく、腹筋もほとんどない状態にあることを知った。一般的に二輪車は腰で乗る乗り物だと言われ、腕だけで身体と車体のバランスを保ちバンクさせ車両をコントロールすることが下肢障害者にどこまで可能であるかの確認が課題であった。

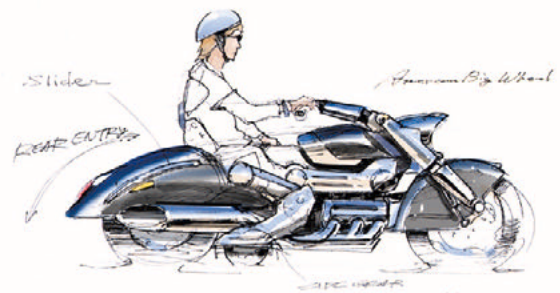


Fig. 3 New American type

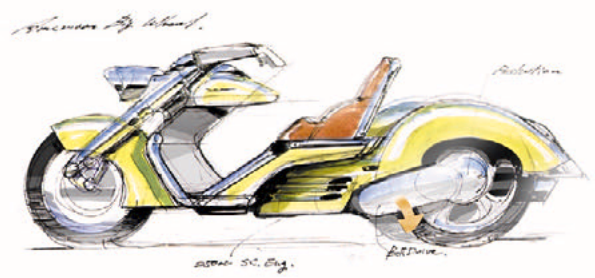


Fig. 4 Swing-type tricycle

2.3. 先行実験車を用いた問題点の抽出

実際に車いす利用の方々が何とか操縦可能な(我々の想定で)二輪車を先行実験車として仕立て、問題点の抽出と確認をおこなった。ベース車には車高の低いHONDAマグナ250を選び次の改造を施した。

- (1) リヤサスペンションを全屈位置で固定。
- (2) 幅、高さを調節できる固定式アウトリガーを装着。車体直立状態で左右共地面との適度なすきまを設け、低速で二輪走行ができるようにセッティングした。
- (3) ハンドル右レバーのみで前後ブレーキが連動するように改造(リヤディスクブレーキに換装)。
- (4) 肩甲骨下までの高いバックレスト、腰固定のサイドサポートを備え、座面がソフトなスペシャルシートを製作。

ホンダR&D太陽(株)で2人のライダー経験者に先行実験車の試乗を依頼した。1人のライダーはわき下数 cm より下に感覚がないため、シートバックレストの肩甲骨部当たりを強くし、そこで車体の動きをセンシングできるよう工夫した。アウトリガーは、車体直立状態で左右共地面との適度なすきまを設け、低速で二輪走行ができるようセッティングした(走行はローギア固定でおこなう)。まず、車体を我々が両側から垂直に支え発進をおこなったが、わずか数メートルでアウトリガーが接地し、試乗車が傾き停車してしまう。2人目のライダーは過去に二輪車レース経験者であった。彼は1回でバランスをとり走行することに成功した。

2.4. コンセプトの決定

さまざまな検討を経て、実現すべき二輪車像が徐々に明確化されてきた。車いす利用の人々が楽しめるべき夢の二輪車は、決して電気仕掛けや特異な外観を有する安楽な専用車ではない。サポートに必要な機構は最小限に抑え、ライダー自身の力により二輪車をコントロールする喜びを味わえることが必要である。また、車いす利用の人々が乗れる二輪車であると同時に、「バイクとしての魅力」を誰に対してもアピールできる外観が望ましい。さらに、二輪車でツーリングするという夢の実現にはライダー自身の力で乗降・操縦が自己完結することが必要である。

2.5. エンジンの選択

二輪車の乗車フィーリング(バンクしながらの旋回など)を十分に体感できる排気量であることおよび、加減速を楽しめるという意味からも 250cc レベルの動力性能が望ましいと判断した。加えて以下のことも考慮した。

ライダーの乗降性を確保するためには、通常の二輪車の燃料タンクに該当する部分を極力低くして乗り易くする必要がある。そのため、吸気系が前方に位置するエンジン全高の

小さいVT250(市販車のエンジンをベースにすることを基本としていたため。)のエンジンを選択した。V型2気筒のエンジン選択は車体幅、車体重量をそれぞれ小さく、軽量にする上でも有効であった。

2.6. 技術課題の抽出

下肢障害を持つライダーが二輪車を独力で運転するために、下記の付加機能が必要である。

- (1) 「介助なしで車いすから乗車・降車ができること」を実現するには、乗降時・発車時・停車時に二輪車が安定して自立していること。
- (2) 足で操作する機能を手で代替させる機能が装備されていること。
- (3) 乗車した後、ライダーの前後保持性を確保すること。
- (4) ライダ乗降時に障害となる車体構造物を極力なくすること。
- (5) 車いすは健常者の足に等しく、車いすおよび車いす付属のクッションはライダー乗車時、車体に搭載すること。

実際のレイアウトを Fig. 5 に、最終仕様のイラストを Fig. 6 に示す。

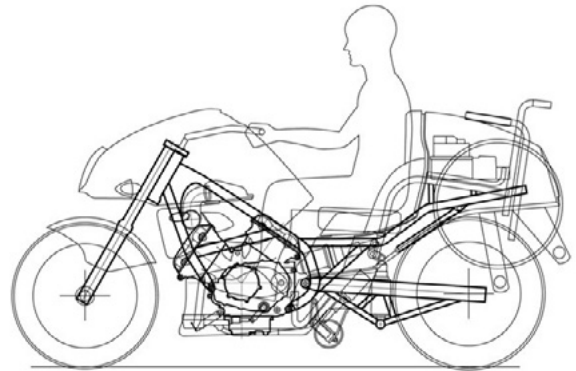


Fig. 5 Layout of Super EARA



Fig. 6 Illustration of Super EARA

3. 「スーパーエアラ」に搭載した技術

3.1. 車体自立システム

下肢障害を持つライダーが二輪車に乗るためには、乗降時・停車時に車体が安定して自立していなくてはならない。例えば、停車時に車体を支える機構として、収納式のアウトリガーが考えられる。しかし、必要な車体の自立安定性を得るには、アウトリガーの十分な張り出しスパンと強度が必要となり、かなりの大きさ、重量となることが予想される。反面、走行時は二輪車として十分な運動性や外観を確保するため、アウトリガーを迅速に小さく車体収納できなくてはならない。この相反する課題に対し、「スーパーエアラ」では、停車時に車高を下げる車高調整機構とコンパクトなアウトリガーを組み合わせる独自の自立システムを採用し解決を図った。また、自立システムの作動の確実性と安全性を考慮し、それを補完する種々の機構を考案した。以下にそれらの詳細を説明する。

3.1.1. 車高調整機構

ライダーの乗降性を向上させるために停車時に自動車高調整機構を後輪サスペンションに搭載した。車高調整機構を Fig. 7 に示す。ハンドル右側にあるスイッチを下に押し下げ

ることにより、二個のアクチュエータが作動し、リンクを介してサスペンションのアップピボットが回転し車高が約 50mm 下がる。さらにスイッチを押し上げると上記の逆方向へ作動し、走行状態の車高に戻る。

3.1.2. アウトリガー

車体下部に設置されたアウトリガーは車高調整機構と連動し、右ハンドルのスイッチにより二個のアクチュエータが作動し、リンクを介してアウトリガーが車輪と地面の距離が約 25mm 点まで開く。スイッチを押し上げると上記の逆方向へ作動し、スイングアーム横のフットレスト後方カバー内に収納される。アウトリガーを Fig. 8 に示す。

ライダーが乗車する際、車体は右あるいは左に傾斜して駐車している。ライダーはハンドルの先端に手をかけ乗り込むことになる。発進は三点接地の状態からクラッチをつなぎ、ライダーの意思で二輪走行に移行した後アウトリガーを格納する。アウトリガーの作動は、自動(車速応答タイプ)および手動とに切替えられるようになっている。現時点ではライダーにとって最も良いと思われるアウトリガーの格納開始車速が状況によって異なる。あらゆる状況に応じた制御は不要であるため、今回のプロトタイプでは手動タイプで走行した。

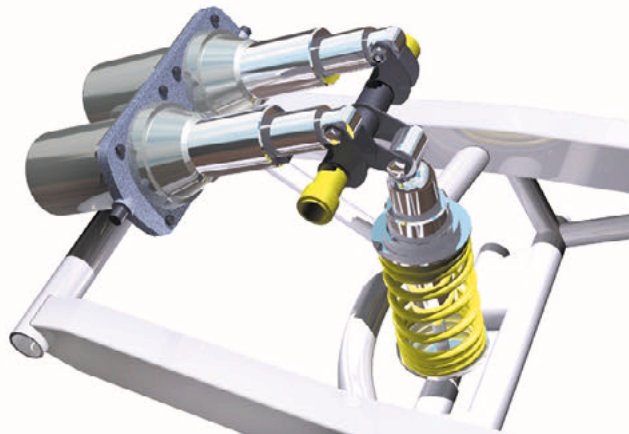


Fig. 7 Vehicle height adjusting system

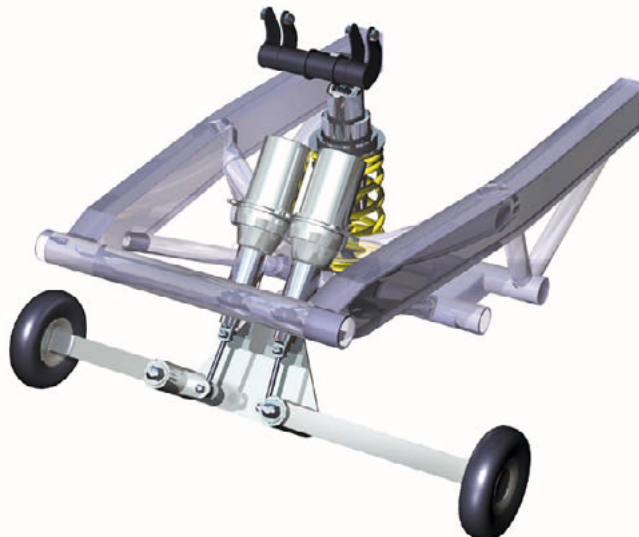


Fig. 8 Outrigger

3.2. アクチュエータ制御システム

「スーパーエアラ」に新たに装備した電装品は、アクチュエータコントロールユニット、アウトリガーモニタディスプレイ、各アクチュエータである。アクチュエータは車高調整用、アウトリガー駆動用、シフトペダル操作用があり、いずれもアクチュエータコントロールユニットでコントロールしている。電装品構成ブロック図を Fig. 9 に示す。

コントロールユニットは車体のリヤシートカウル内に搭載されている。アクチュエータは 24V 電源で駆動される。

3.3. アウトリガー動作確認用ビジュアルモニタ

ビジュアルモニタを Fig.10 に示す。停車時にアウトリガーが何らかのトラブルで下がっていない場合、二輪車は

転倒する。したがって、アウトリガーの動作状況を示すインジケータを装備したが、ライダーの不安は解消できていない。それらの問題を解決するため、アウトリガーリンクピボット部に、一個で左右同時に撮影可能なカメラを設置し、タンク型シェルタ上に設置されているモニタにアウトリガーが常時映し出されている。アウトリガーが開いたとき、車輪がモニタの中央に映し出され、確認性の向上およびライダーの不安要素の軽減を図っている。

3.4. ガス圧式エマージェンシースタンド

ガス圧式エマージェンシースタンドを Fig. 11, 12 に示す。走行中、エンジン停止/再始動不可能とアウトリガー不作為が同時に起こった場合の対応としてガス圧式エマ-

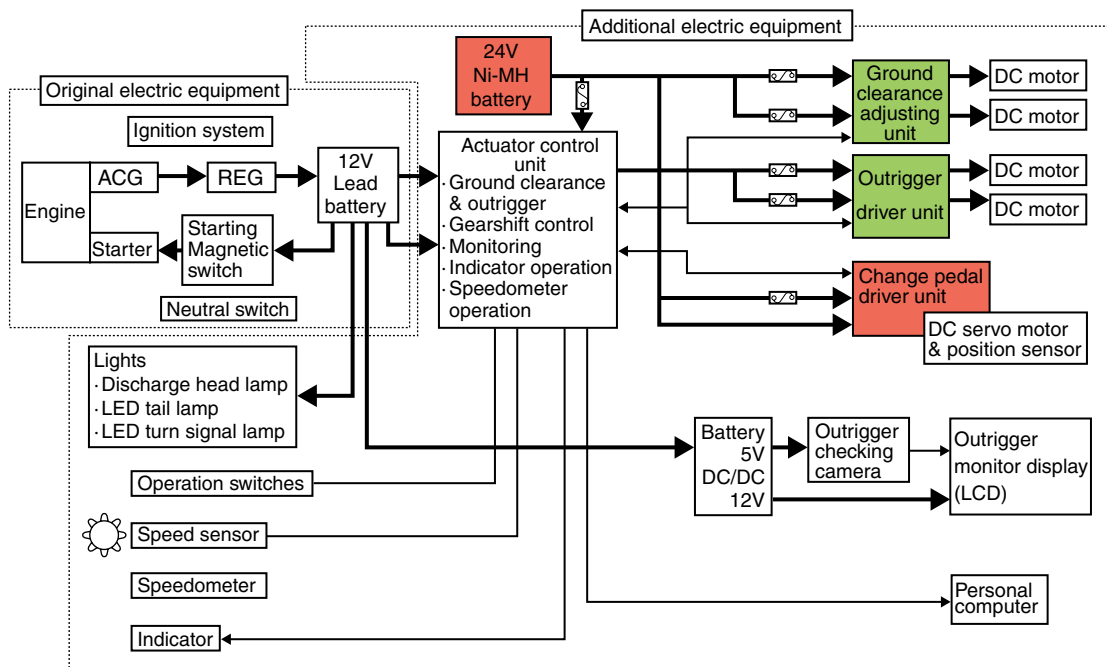


Fig. 9 Illustration of electric circuit



Fig. 10 Monitor of outrigger position

ージェンシースタンドを備えた。システム自体をできる限りコンパクトにするためインフレイタブルマット構造とした。作動時はライダーを含めた車重を支える強度が必要になるので、マットに伸びの少ない丈夫なポリエステル基布の素材を採用し耐圧性を高めた。さらにポリエステル糸と外周のナイロンベルトなどを付加することで剛性を確保した。また、右手でひもを引っ張るという物理的でシンプルな手法でポンベに穴を開けることで作動は瞬時におこなわれる。穴の大きさやエアチューブ、ジョイントなどの抵抗を最適化することでエマージェンシースタンドの展開速度を確保した。左右のフットレスト下に設置されたマット(左右計10リッター)は100kPaまで加圧し地面に接地させることで転倒を防止することができる。

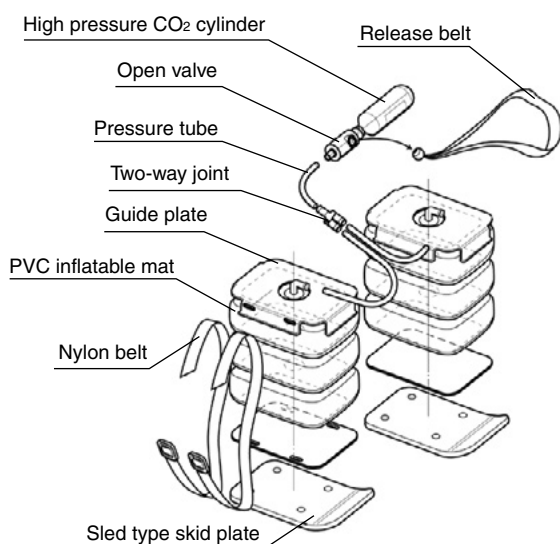


Fig. 11 Structure of gas pressure type emergency stand

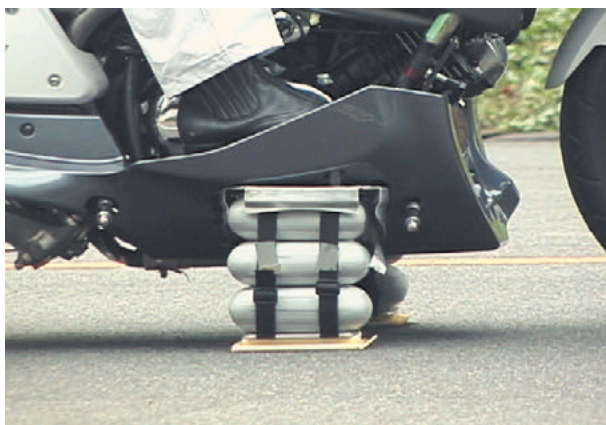


Fig. 12 Side view of gas pressure type emergency stand

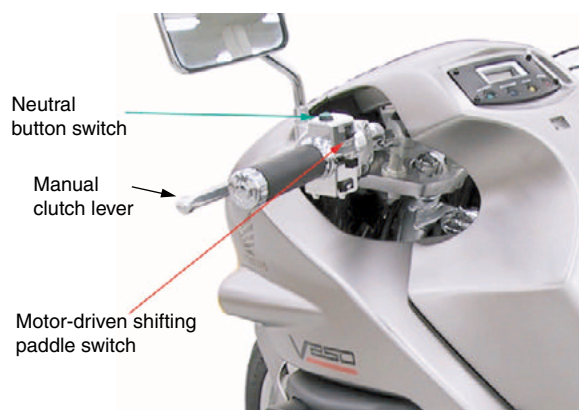


Fig. 13 Manual control gearshift system

3.6. 乗降支援用の可動式タンク型シェルタ

可動式タンク型シェルタを Fig. 14, 15 に示す。車いすから二輪車に乗降する際に、高い位置に大きな燃料タンクがあると乗降の障害になる。そこで、燃料タンクをシェルタの下方に移動させ、タンク型シェルタを設けた。このタンク型シェルタは、乗降時にシェルタ全体を跳ね上げることが

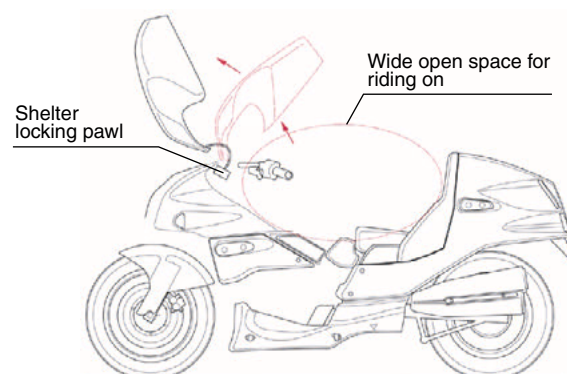


Fig. 14 Layout of movable shelter

3.5. 手動ギヤシフト機構

手動ギヤシフト機構を Fig. 13 に示す。ハンドル左側にあるスイッチを下に押し下げることにより、24V 電源を持つ一個のアクチュエータが作動し、リンクを介してシフトスピンドルが回転し、ローギヤ又は一段低いギヤに変速される(スイッチを押し上げると上記の逆方向へ作動し、一段高いギヤに変速される)。また、ローギヤの位置のときハンドル上部にあるボタンを押すと、ニュートラル位置にシフトできる。クラッチレバー操作はベース車マグナ 250 と同じものを使用した。

ライダーの操作ミスをできるだけ少なくするために、操作系=ブレーキ(前後連動)は右手操作に、シフト操作は左手ボタンシフト(電動シフト)に配置した。

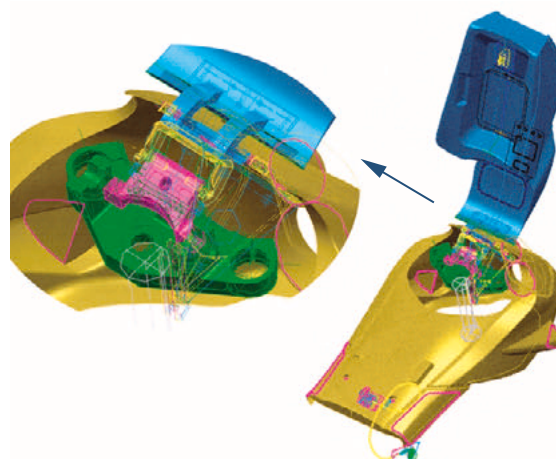


Fig. 15 3D drawing of movable shelter

できる。跳ね上げた状態でヒンジ部の突起がハンドルバーをくわえ込み、ハンドルが動かぬよう固定される。その結果、シート前方に大きな空間が生まれ、ライダーは足を持ち上げて容易にまたぐことができるようになる。また、車いすから乗り移る際には、固定されたハンドルを支えにすることができる。さらにシェルタを下げることによって、ライダーの前後方向の移動を制限しシートポジションを安定させることに役立っている。その他、ステップボードや左側のハーフステップ、特殊なシート形状などもライダーの操縦をサポートするとともに、乗降時の支援をおこなうよう考慮されている。

3.7. 車いす搭載装置

車いす搭載装置を Fig. 16 に示す。ライダーにとって、車いすは健常者の足に等しく、自由に行動するために手放せないものである。したがって、車いすは常にライダーとともにある必要があり、二輪車に積載できることはもちろん、積み下ろしもライダー自身が容易にスピーディーにおこなえなくてはならない。以下にその手順を示す。

- (1) ライダーは乗車した状態で車いすをたたむ。次に右手で車いすをガイドレールAに内側車輪が当たるまで引き寄せる。
 - (2) ガイドレールA上を車いすの内側車輪の回転を利用し、右手で持ち上げる。
 - (3) 車いすが持ち上がるとガイドレールBに当たり、傾きが補正されガイドレールC上に乗る。ガイドレールC上面は滑りやすくなっており、車いすは自重で後方に移動し、エンドプレートに当たりロックされる。
- 以上の全ての動作は数秒で完了することができる。

4. 実車走行結果

実車走行テストは、鈴鹿および茂木のサーキットにおいて、最高速130km/hまで実施した。下肢障害をもつ車いす

利用者が単独で乗降・操縦ができ、二輪車らしいそう快感や二輪車を自在に操る楽しさを満喫できるという目標を許容しているとの評価であった。

そのときの走行状況を Fig. 17 に示す。静止状態を Fig. 18 に示す。



Fig. 17 Running view of Super EARA



Fig. 18 Stopping view of Super EARA

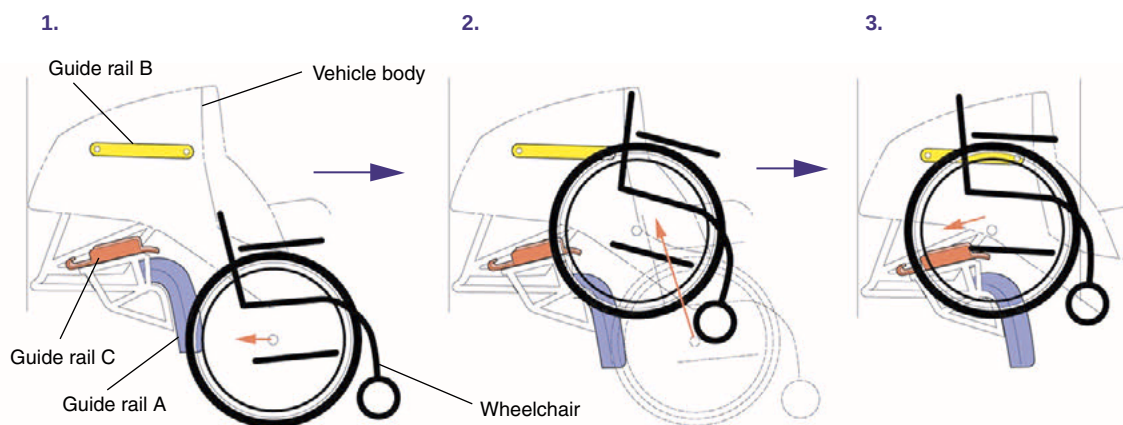


Fig. 16 Wheelchair carrying equipment

車体自立システムの動作も、限定されたコースではあるが、期待する動作の確認ができた。ライダーは習熟するに従い、発進停車時のアウトリガー収納、車高調整をより早いタイミングでおこなうようになり、スムーズな走行を披露した。また、その際のビジュアルモニタでの動作確認も容易におこなえた。

5. まとめ

今回達成した技術は、現在のところサーキット等の限定されたコースでのみ走行可能なレベルである。Moto-GP(鈴鹿、茂木)と鈴鹿8時間耐久レースという大イベントでデモ走行し、展示という機会を通じて、多くの二輪車ファンや車いす生活の人々から賛同を得ることができた。

6. あとがき

四輪車の場合においては障害を持つ人であっても公道を走行することができるまでに至っている。将来、この技術を発展させることによって二輪車でであっても同様な状況を具現化できればと考える。

■ 著 者 ■



橋本 邦彦



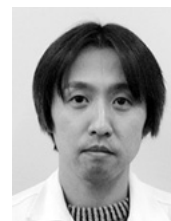
村田 裕



上田 幸也



工藤 隆志



綱島 功祐



高橋 恭

高出力，低燃費船外機[BF150]の開発

Development of High-power, High Fuel Economy BF150 Outboard Motor

米 沢 道*
Makoto YONEZAWA
設 楽 貞 文*
Sadafumi SHIDARA

松 田 佳 之*
Yoshiyuki MATSUDA
豊 後 圭一朗*
Keiichiro BUNGO

田 和 寛 基*
Hiroki TAWA
鈴 木 幸 夫*
Yukio SUZUKI

要 旨

Honda 4ストロークエンジン(以下, 4st)大型船外機シリーズの中で中核をなす, 110kW(150 馬力)クラスの船外機を開発した。2ストロークエンジン(以下, 2st)が主流のこの馬力帯に本格参入するにあたり, 他社 2st 機と同等の走行性能を持たせるためのエンジン出力向上技術と軽量化技術を投入した。

エンジン出力向上のためには, DOHC-VTECをはじめとした自動車エンジン技術の活用と共に, 船外機独自の二系統独立制御冷却システムやバタフライ式可変管長吸気機構を採用した。

走行性能の向上のためには, 新製法の樹脂製エンジンアンダカバーやオイルケース構造等の軽量化技術や, 大型のプロペラに対応するための, ギヤ比をローレシオ化したギヤケースを採用した。

燃費性能の追求では, 船外機初となるLAF(Linear air fuel ratio)センサ制御によるリーンバーンを採用した。

その結果, 比出力(kW/L)で, 自社既販機に対し, 15%の向上に成功した。燃費性能においても, 2008年のCARBエミッション規制に適合しながら, 同20%減というレベルで性能向上を図ることに成功し, 走りと燃費の高い次元での両立を達成した。また, 実走行性能においてもオフショアボートで他社 2st と遜色ない最高速と加速性能を得た。

ABSTRACT

Honda has developed a 110kW (150hp) class outboard motor as the flagship model of its large, 4-stroke engine (4st) outboard series. A variety of technologies have been employed to increase power and reduce weight to produce a 4st engine in a horsepower class normally associated with 2-stroke engines (2st) and equal the performance of competitors' 2st engines.

To increase the power of the engine, automotive engine technologies including DOHC-VTEC were employed, together with a dual control cooling system (unique to outboard motors) and a variable intake port system employing butterfly valves.

Improved performance was achieved through the application of weight saving technologies including a resin engine undercover manufactured using a new production process and a new oil case structure and the employment of a gear case that lowers the gear ratio to cope with the demands of the large propeller.

Increased fuel efficiency has been achieved through the employment of lean-burn using linear air/fuel ratio (LAF) sensor control in a world first for an outboard motor.

As a result of the technologies outlined above, a 15% increase in specific power (kW/L) has been achieved in the new outboard against previous Honda models. The motor satisfies the emission requirements stipulated in the 2008 CARB regulations while increasing fuel efficiency by 20% against the previous model in the same output range, and offers an excellent balance between running performance and fuel economy. In actual offshore use the top speed and acceleration of the new outboard match those of competitors' 2st engines.

1. はじめに

世界の船外機市場において, いわゆる, 大型クラスと呼ばれる 74kW(100 馬力)以上の船外機が占める割合は, 約 22%(2000 年度, Honda 調べ)であり, 台数にして約 144 千

台となる。

Honda は, 1998 年に BF130/115⁽¹⁾によって, 初めてこのクラスに参入し, 続いて 2001 年に BF225/200⁽²⁾, 翌年には BF200 をデチューンした BF175 を市場投入してきた。

このクラスは, 全体市場の拡大と共に堅調に推移してお

*朝霞東研究所

り、中でも 110 から 147kW(150 から 200 馬力)までの出力帯は、燃費や快適性、環境意識の高まりから、大型船外機市場の中でも急進している市場である。しかしながら現状では、燃費性能を訴求した一部の 2 ストローク直噴エンジン搭載機(以下、2stDI)のみで、半数近いシェアを独占している状態である。Honda としてこのクラスに本格参入するにあたっては、経済性と環境適合性を、既販機以上のレベルで実現することは勿論、従来の 4st 船外機の高信頼性を維持しながら、更なる優位性を持たせるための低燃費化技術と、競合 2st 機と遜色ない動力性能を持たせるための高出力化及び軽量化技術の採用が必要であった。

2. 開発のねらい

商品開発にあたり、目標として掲げたものは、

“走り”と燃費の“高い次元での両立”であり、具体的には、4st 船外機 No.1 の比出力(kW/L)と、船外機 No.1 の低燃費の達成である。

目標達成に向け、

エンジン出力の向上手段としては、

- ・DOHC-VTEC
- ・可変管長樹脂インテークマニホールド
- ・二系統独立制御冷却機構(船外機初)

船外機としての走行性能向上手段としては、

- ・船外機重量の低減(目標、既販機 BF130 以下)
- ・大型プロペラに対応したギヤケースの採用

燃費の向上手段としては、

- ・LAF センサ制御によるリーンバーン(船外機初)
- をそれぞれ採用した。

その上で、Honda 船外機のフラッグシップである BF225 で採用された、数々のアラート制御機構を同等に装備させるとともに、懸架系部品へのステンレス材の採用拡大等、クラスを超えた信頼性を持たせることや、操作性やメンテナンス性に対する配慮を徹底し、更なる商品力の強化を図った。

このように BF150 は、運動性能、経済性、信頼性、取扱い性、すべての面でクラス最良を得られる船外機を目指して開発された。

また、外観デザインは、市場投入後に大変好評価をいただいた、BF225 で採用のインテグレートッドラインを踏襲した Wing Form を採用し、Honda 船外機の先進性を強くアピールした。Fig. 1 に BF150 の外観写真を示す。

3. 主要諸元および概要

BF150 の主要諸元を Table 1 に示す。

エンジンは、2003 年モデルの US アコード用 2.4L 直列 4 気筒エンジンから、クランクシャフト、コンロッドなど主運動系部品を流用し、動弁系には吸気側にのみ 3 ロッカーアームタイプの VTEC 機構を組み込んだ、DOHC 4バルブ形式を選択した。船外機搭載にあたり、エンジン本体を縦置きとするために、BF130 開発からの経験を生かして、潤滑、冷却システムを自動車エンジンから大幅に見直した。また、BF225 で採用した、自動車用部品との加工設備の共用化については、シリンダヘッドにおいて、船外機の専用加工部位をなくした完全共用化を実現し、生産コストを抑えた。エンジンカバー寸法は、他社 2st 機との搭載互換性を配慮した寸法とし、2 機掛け搭載時の取り付けピッチも、既販機同一の 26 インチ(660mm)に対応できるような全幅にした。

さらに、高速艇との適合性をにらんで、トランサムハイトの短縮化(対 BF130 比 -29mm)や、ウォータスクリーンの取り付け位置を下げて、トリムアップ滑走状態でもエンジン冷却水の吸水性能を充分確保できるようにした。

また、取扱い性を重視してサイズを決めた小型のエンジンカバー、軽整備に対応したリアグロメットの設置、メンテナンス部位の右舷側への集約等、メンテナンス性への配慮をした。アンダカバーは、軽量化のためにポリプロピレン製のインジェクション成型品としながら、剛性確保と部品点数の削減を目的とした新構造を採用した。シフト機構については、従来構造からリンク部品を減らして、操作フィーリングを向上させた。

リーンバーンのための LAF センサは、自動車用部品をベースに、エキゾーストマニホールドへの直付けの対応や、



Fig. 1 External view of BF150

Table 1 BF150 L-type Specifications

Overall length (mm)	845
Overall width (mm)	580
Overall height (mm)	1665
Transom height (mm)	508
Dry weight (kg)	217
Engine type	4stroke L-type 4 cylinder
Displacement (cm ³)	2 354
Bore (mm) × stroke (mm)	87 × 99
Compression ratio	9.6 : 1
Valve train	DOHC-VTEC 16 valves
Valve number	4/cylinder
Maximum power (kW/rpm)	110 / 5500 (150 PS / 5500 rpm)
Maximum torque (N·m)	202
Recommended engine rpm range	5000 - 6000
Fuel supply system	Programmed Fuel Injection
Ignition system	Programmed Ignition (with Plug Hole Coil)
Charge output (A)	40
Cooling system	Water cooling (with 2 thermostats)
Exhaust system	Through propeller hub

排気管からの被水タフネスを上げるための変更をした。制御系は、BF225 に採用した各種アラート機構を踏襲し、自動車用のプログラムをベースにしながら、船外機の使い勝手に合わせた専用セッティングの ECU を開発した。

4. コンポーネント技術

4.1. エンジン出力向上技術

4.1.1. 二系統独立制御冷却システム

BF150では、船外機エンジンとしては初のヘッド・ブロックの独立制御冷却システムを採用し、ノック限界を向上させ、出力向上を図った。

一般的なエンジンにおいては、シリンダヘッドとシリンダブロックのウォータージャケットはガスケット面で連結されており、一つのサーモスタットで水温制御をおこなっている。

しかしこの従来のシステムの場合、海水等を直接吸い上げて冷却をおこなう船外機においては、シリンダブロック側の過冷却によるオイルダレーションを防止するために、水温の制御温度を一定レベル以下に下げることが出来ない。そのため、シリンダヘッド側へのより効果的な冷却が出来ず、出力向上の妨げになっていた。

そこでBF150では、シリンダヘッドとシリンダブロックの冷却水経路をヘッドガスケットによって、完全に分離・独立させ、二つのサーモスタットにより経路ごとに水温制御をおこなった。これにより、シリンダヘッド側のサーモスタット制御温度(50℃)をブロック側制御温度(60℃)より低く

設定することが出来、ノック限界を約8°向上させ、約2.5%の出力向上を達成した。

また、エキゾーストマニホールドとオイルギャラリーは上記二経路とは独立した冷却経路により冷却をおこない、排気系冷却とオイル冷却をおこなった。Fig. 2 に BF150 における冷却水経路図を示す。

4.1.2. 可変管長樹脂インテークマニホールド

BF150では、中低速域の高トルクと高回転域での高出力を両立させると同時に、軽量化と耐食性向上を目的として、可変管長機構付きオール樹脂インテークマニホールドを採用した。

BF150 で採用した可変管長吸気機構は、バタフライバルブにより吸気管長を二段階変化させる構造で、VTEC との相乗効果により、低速域から高速域にかけてのフラットなトルクと高出力の両立を実現した。Fig. 3に可変管長吸気機構の略図を、Fig. 4 に BF150 の出力特性グラフを示す。

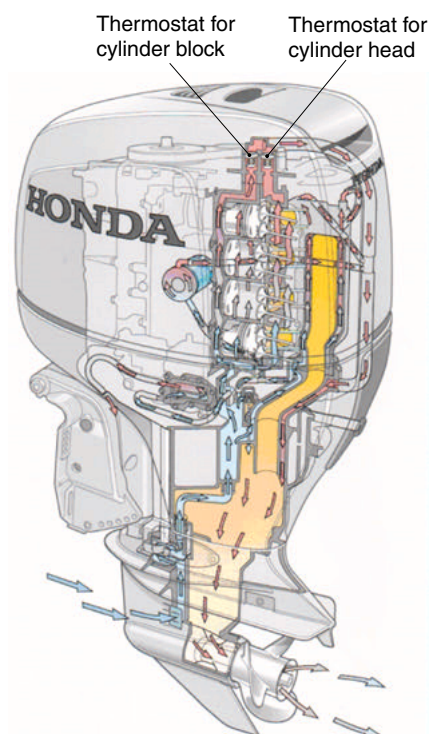


Fig. 2 Dual control cooling system

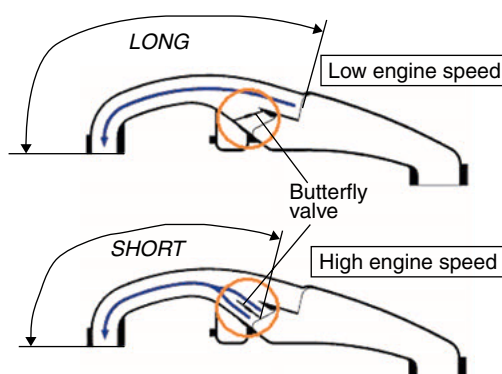


Fig. 3 Variable air intake port system

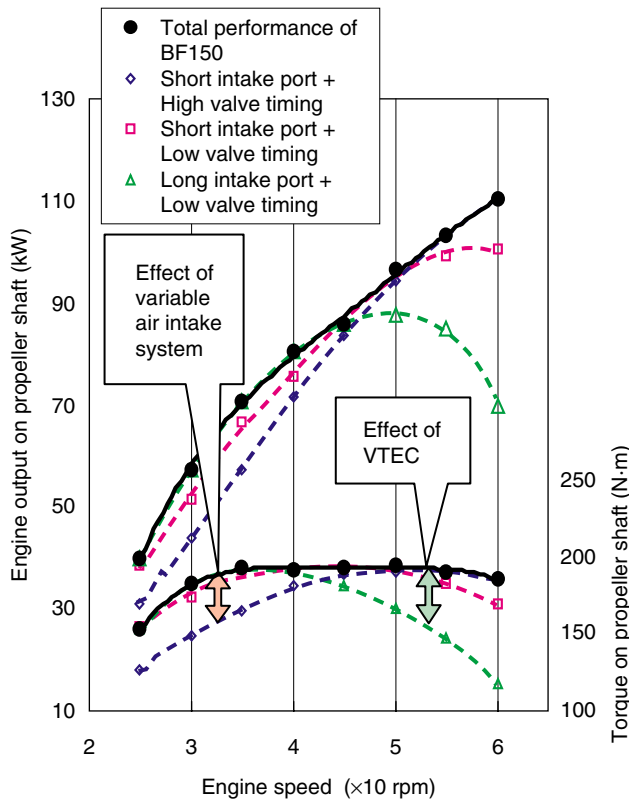


Fig. 4 Power curve of BF150

また構成部品については、メインボデーにバルブ作動用のバキュームタンクやダイヤフラムボデー、チェックバルブを一体化して部品点数を削減するとともに、樹脂材料を採用する事により軽量化と耐食性向上を図った。また、吸気管長切り換え用のバタフライバルブについても、バルブ本体はもとより、軸受け部にも樹脂材料を適用しオール樹脂化を実現した。これにより、アルミダイキャストで作った場合に比べ、2.7kgの軽量化を達成した。Fig. 5に可変管長部の透視図を示す。

以上の出力向上技術により、比出力(kW/L)で自社既販機に対し15%向上し、4st 船外機で最大値を達成した。Fig. 6に比出力の比較グラフを示す。

4.2. 走行性能向上技術

4.2.1. 軽量化技術

軽量化技術としては、可変管長樹脂インテークマニホールド以外に新製法軽量樹脂エンジンアンダカバーと、エクステンションケース上部と一体化したオイルケース構造を採用した。

(1) 新製法軽量樹脂エンジンアンダカバー 従来機種ではエンジンアンダカバーを樹脂化する際、横置き運搬時のカバー変形防止のため、金属部品を使用して内側より補強する構造を採用している。BF150では、軽量化および支持構造の部品点数削減のため、インジェクション成型の外観カバーに内側からブロー成型の内部フレームを溶着結合す

る構造とした。本構造の採用により1kgの軽量化を達成した。Fig. 7にエンジンアンダカバーの構造図を示す。

(2) オイルケース構造 従来オイルパン廻りの構造としては、オイルパンにエキゾーストパイプを取り付け、その外周をエクステンションケースで覆い、その間に冷却に使用した水をシャワー状に流すことで排気透過音の低減を図っていた。BF150では大幅な軽量化を図るため、オイルパン及びエキゾーストパイプを一体成型し、エクステンションケース上部と一体化したオイルケース構造とした。エキゾーストパイプ部は、オイルケースのほぼ中央に設定して排気口を外壁から遠ざけるとともに、オイルケース内側をオイルパン部で分離して共鳴する内側面積の最小化を図り

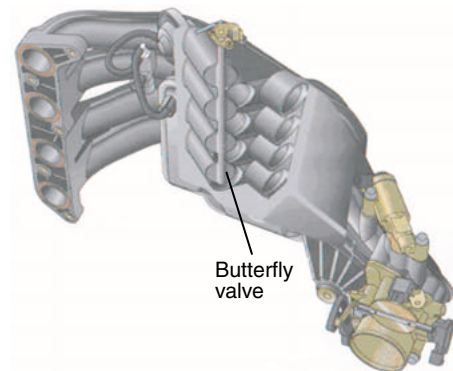


Fig. 5 Cutaway view of intake manifold

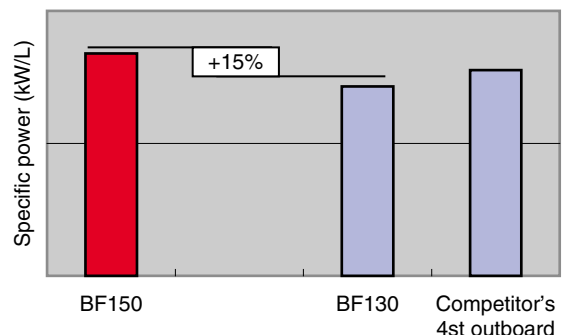


Fig. 6 Comparison of specific power

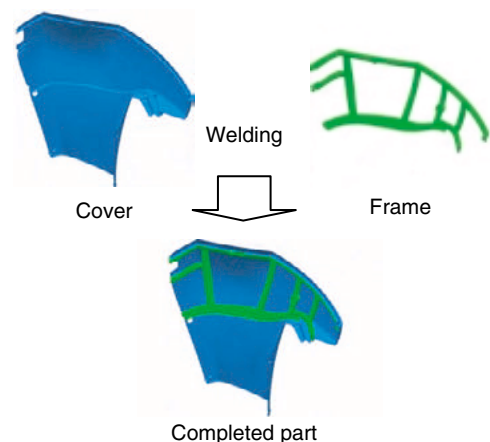


Fig. 7 New product engine undercover

排気透過音を抑えた。本構造の採用により2kgの軽量化を達成した。Fig. 8 にオイルケース構造の断面図を示す。

4.2.2. 駆動系の専用設計

BF225 用の大径プロペラに対応したハウジング径の大型化と軽量化の両立を図るため、ギヤケースを専用化した。

大径プロペラとのマッチングを図るためギヤ比を下げ、またハウジング径の大型化に合わせギヤも大径化して、耐久性の向上を図った。これにより、他社同クラス 2st DI 機に対し最高速度及び 0-200m の発進加速タイムで同等値を達成した。

他社 2st DI と比較した、Fig. 9 に最高速度、Fig. 10 に発進加速性能のグラフを示す。

4.3. 燃費低減技術

4.3.1. リーンバーンによる低燃費の実現

各国の排出ガス規制をクリアし、燃費においても他社船

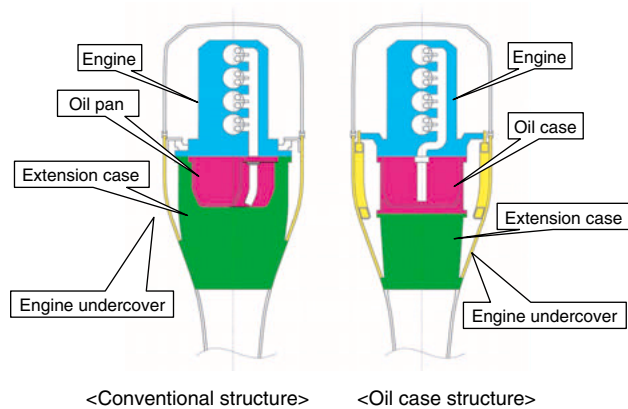


Fig. 8 Cutaway view of oil case

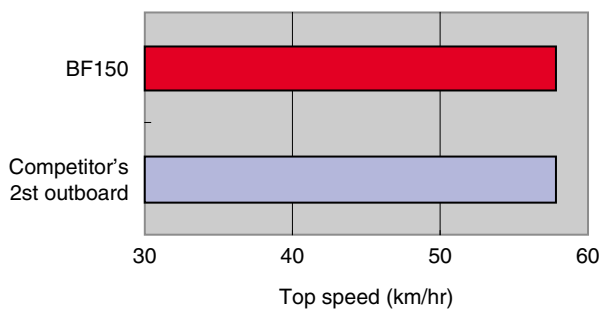


Fig. 9 Top speed

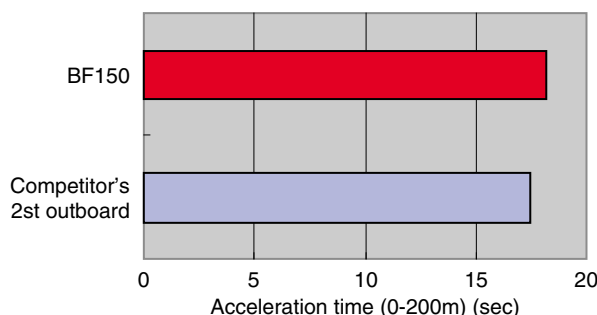


Fig. 10 Acceleration performance

外機を大幅に上回る性能とするため、吸気、燃料系システムは PGM-FI とし、さらに船外機では初めて LAF センサを用いたリーンバーン制御を採用した。これにより、燃費ではエミッション測定モードにおいて自社既販機比20%、他社同出力 2st DI 船外機に対し 15%のアドバンテージを達成した。Fig. 11 に燃費の達成値を示す。

船外機において、お客様にはっきりと燃費の良さを感じ取って頂くためには、使用頻度の高いクルージング速度領域で燃費が良い事が条件となる。BF150 では、エンジン回転数4700rpmまでリーンバーン領域とし、あらゆる船体で燃費の良さを実感出来る様にした。

リーンバーン領域の空燃比は、低燃費とドライバビリティとの両立より A/F=18 に設定し、さらにリーン領域からリッチ領域に遷移する際の急激な出力の立ち上がりに対応するべく、非線形開度特性としたスロットルカムを装備し、良好な出力コントロール性を得た。

Fig. 12 に一般的な船体における実用燃費低減効果を、Fig. 13 にリーンバーン領域設定を、Fig. 14 にスロットルボデーを示す。

また、排出ガスエミッションについては CARB マリンエミッション規制の最終年度(2008 年)規制値をクリアし、ULTRA-LOW エミッションのレベルを達成した。さらに2006年より施行される欧州の排出ガス規制に対しても施行を先取りした性能とした。Fig. 15 および Fig. 16 に排出ガスエミッションの達成値を示す。

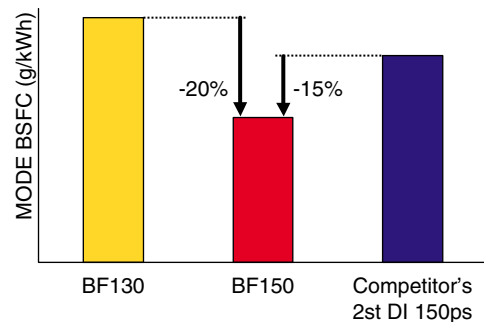


Fig. 11 BSFC in emission measurement mode

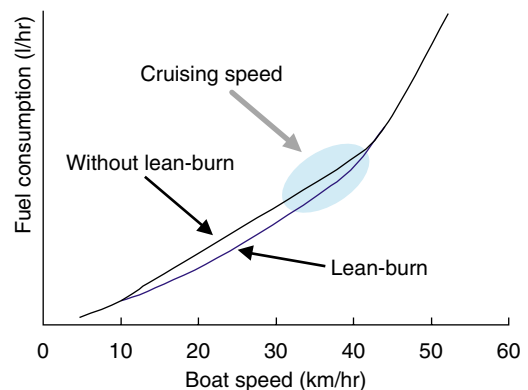


Fig. 12 Effect of lean-burn

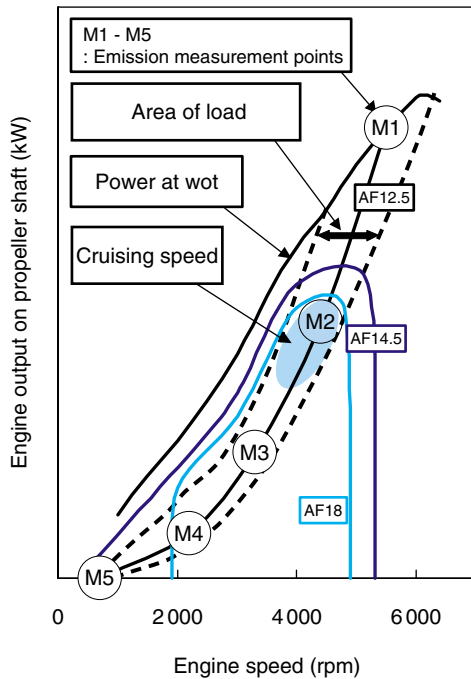


Fig. 13 BF150 lean-burn area

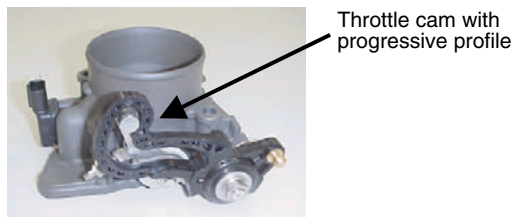


Fig. 14 Throttle body

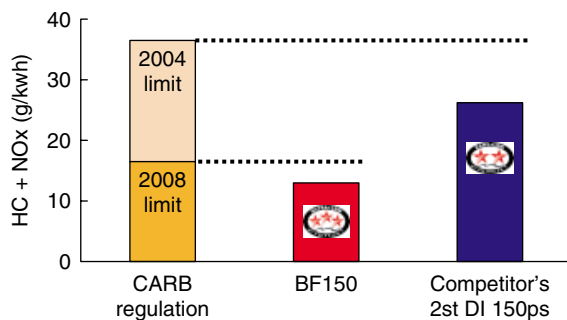


Fig. 15 Level of exhaust emissions (CARB)

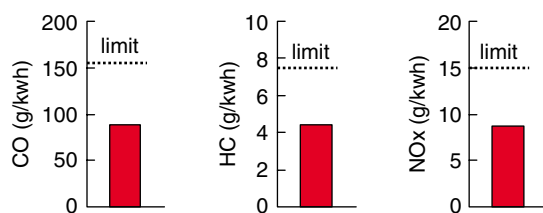


Fig. 16 Level of exhaust emissions (EC)

4.3.2. LAF センサの船外機対応

LAF センサは、自動車用部品をベースとし、本機特有の使われ方である下記 2 点の対応をおこなった。

1) エキゾーストマニホールド直付けへの対応

2) 排気管からの被水タフネス向上

エキゾーストマニホールド直付けにより発生する、自動車と異なる振動に対応するため、センサ内部の構造を一部変更した。

また、海水と排気通路が直接接しているため、排気側に設置する LAF センサに、海水による被水が発生する可能性がある。そこでその被水タフネス向上策として、Fig. 17 の通り、排気通路の最上流部にあたる上端側にセンサを配置するとともに、センサのプロテクタ形状も専用設計することで、センサ素子への被水量を最小となる設定とした。

4.4. その他の商品力向上要素

4.4.1. チェーンシステムのマリナイズ化

BF150 では、Honda 船外機としては初めてカムシャフト、バルンシャフトの駆動にチェーンを採用した。

これは、ベースとした自動車エンジンのレイアウトを踏襲し、船外機搭載時のエンジン全高を短縮すると同時に、オートテンショナを採用してメンテナンスフリーとする事を目的としたものである。

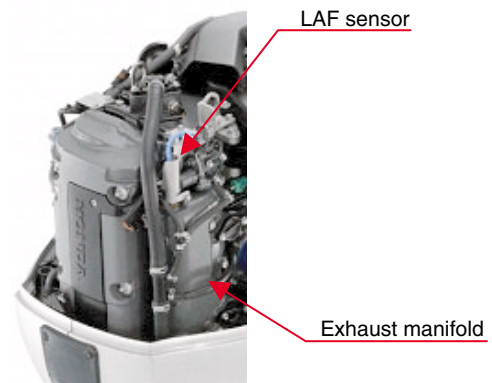


Fig. 17 LAF sensor layout

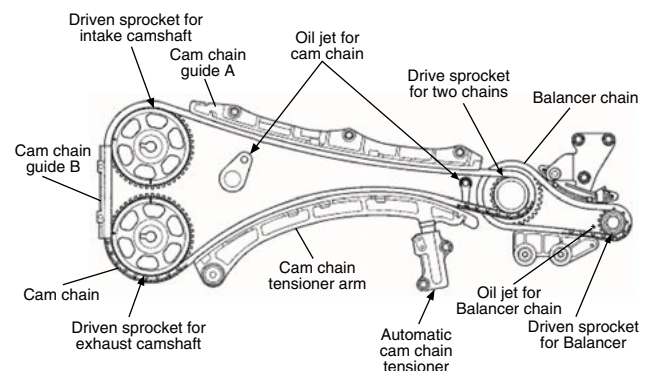


Fig. 18 Camshaft and balancer driving system

システム構成部品は、自動車エンジンのものを流用しているが、船外機に採用するにあたっては潤滑方法に変更を加えている。

BF150においては、クランクシャフトを直立させ、フライホイールをエンジンの下側に配置しているので、チェーンはエンジンの最上部に配置される事となる。そのため、自動車エンジンのシステムのままでは、シリンダヘッド潤滑後のオイルがチェーン潤滑にも活用される自動車エンジンと比較すると、チェーン潤滑のためのオイル量が極端に少なくなってしまう。

その問題を解消するために、新たに三箇所のオイルジェットを設置し潤滑オイルの供給をおこなうと同時に、スプロケット周辺にオイル保持形状を設定し、チェーンライン上に積極的にオイルを供給し潤滑をおこなった。これにより、十分な潤滑オイル量を確保し、チェーンの伸びを抑え、自動車エンジンと同等の高い耐久信頼性を得た。Fig. 18にチェーンシステム略図を示す。

4.4.2. シフトフィーリングの向上

シフト機構においては、従来構造に対しリンク数を減らすことで、結合部の機械ロスを減少させて伝達効率を上げシフト荷重の低減と節度感の向上を図った。Fig. 19にシフト構造の略図を、Fig. 20に操作荷重の伝達効率の比較図を示す。

4.4.3. メンテナンス性向上

メンテナンス性向上を目的とし、下記構造を採用した。

1) オイルレベルゲージ、オイルキャップ、オイルフィルタ、及びギヤケースのオイルドレインとチェックボルトを、す

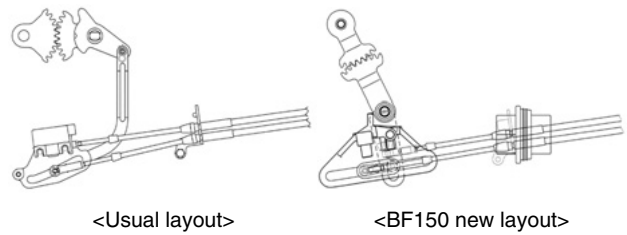


Fig. 19 Comparison of shift change system

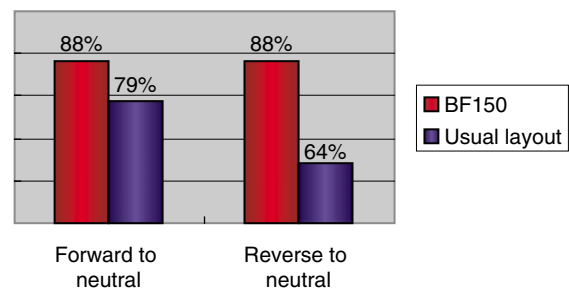


Fig. 20 Power efficiency of newly designed shift change system

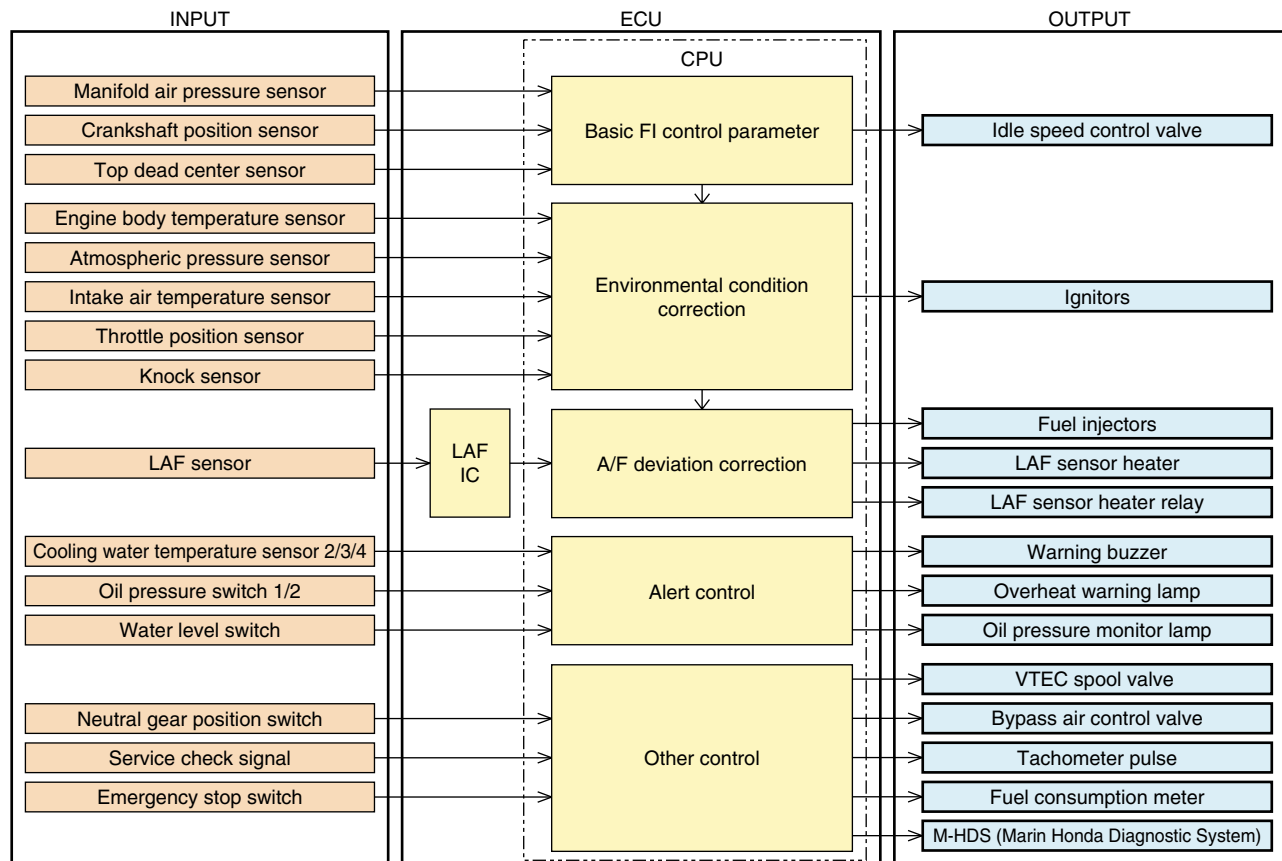


Fig. 21 BF150 engine control system

べて右舷側に集約して、メンテナンス時のアクセスを楽にした。

2) エンジンアンダカバーに、ワンタッチで脱着が出来る、エンジンオイル交換時の受け皿としても使用出来るドレインプラグカバーを設定した。

3) 4番シリンダのスパークプラグの点検・清掃を、エンジンアンダカバーを外さずに出来るようにするため、エンジンアンダカバー後部にアンダーカバーグロメットを設定した。

4) 2分割エンジンアンダカバーの採用により分解/組み付け性向上を図った。

4.4.4. エンジン制御システム

(1) 全体システム概要 エンジン制御システムは自動車の制御システムを基本としたうえで、燃費向上を目的とした LAF センサによるリーンバーンシステム、BF130 以来培ってきた船外機特有の使われ方を考慮したアラートシステムを搭載した。さらにデジタルメータ対応および診断機対応によりユーティリティの充実を図った。Fig. 21 に制御システム図を示す。

(2) アラート制御システム フラッグシップモデルである BF225 と同等の信頼性を確保するために、以下のアラート制御システムを搭載した。

1) オーバヒートアラート

船外機の冷却系は、海水などを直接エンジンに吸入し冷却するため、水面の浮遊物などにより吸水口や冷却水通路が遮断されると、冷却性能にばらつきが生じる可能性がある。BF150では新構造による冷却システムの採用に伴い、各冷却経路の閉塞を的確に検知するために、オーバヒート検出センサをシリンダヘッド、シリンダブロック、エキゾーストマニホールドの3箇所配し、検出箇所毎に適した温度でオーバヒートアラート制御を動作させるシステムとした。アルゴリズムはオーバヒート検出後に燃料、点火カットによりエンジン回転数を段階的に低下させ、その間にオーバヒート解消しない場合は最終的にエンジン停止させる。この間、ブザーとランプによる警告をおこなう制御とした。

2) その他のアラート

オイル補給忘れによる油圧低下保護のために、BF225/200 を踏襲した高低2種類の油圧スイッチを装備して監視をおこない、エンジン回転数と油圧に応じたアラート動作をおこなうシステムおよび、オルタネータ異常時の警告や、燃料タンクに溜まった水の燃料ラインへの浸入を未然に防止する警告を、ブザーやランプでおこなうシステムを装備した。

(3) 逆転検出制御システム ブレーキ機構の無い船外機システムにおいては、危険回避のために船外機特有の操作モードとして、高速走行時にシフトレバーを前進から後進に急激に入れることがある。この際、舟艇の慣性によりプロペラを經由してエンジンが逆回転の力を受ける。BF150 ではクランク軸の角速度変化を監視することで逆

回転へ遷移する瞬間を検出し、エンジンをスムーズに停止させる制御とした。

4.4.5. ユーティリティ

(1) デジタルメータ対応 視認性の向上や、操船者に対しより正確で多くの情報を与えられることから、近年船外機のオプションパーツとして要望の高いデジタルメータを、Honda 船外機で初めて設定した。表示内容としては、速度やエンジン回転数の他に、インジェクタからの燃料噴射量を、正確に噴射時間から換算して燃費表示するシステムを装備した。Fig. 22 にデジタルメータを示す。

(2) 診断機対応 サービスメンテナンス機能として、従来機種同様、センサ故障等によるフェール検出時にはブザーおよびランプによる警告とランプの点滅回数による異常個所の表示をおこなう。これに加え、フェール発生時のエンジン制御状態を記憶し、診断機通信ポートから M-HDS (Marine Honda diagnostic system) を用いて読み出すことで故障箇所の発見を容易にした。Fig. 23 に M-HDS を示す。

5. まとめ

4章にあるコンポーネント技術により達成した成果は、自社既販機(BF130)に対し、

- (1) 比出力(kW/L) 15%向上(4st 船外機 No.1)
- (2) モード燃費 20%低減(船外機 No.1)
(他社 2stDI に対して 15%低減)
- (3) 完成機重量 5 kg 低減
(パワーウエイトレシオで 15%低減)



Fig. 22 Digital meter with fuel consumption gauge



Fig. 23 M-HDS

(4) 2stDI に対する走行性能(オフショアボート)

最高速度, 0-200m の加速タイムで同等
という効果を得ることができた。

6. おわりに

BF150 は, Honda 船外機の OEM ビジネス展開の拡大に向けて, 大型クラスの商品ラインナップ充実化のために, 大変重要な役割を担う機種である。

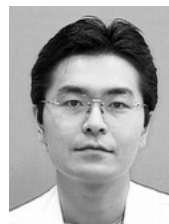
商品化にあたっては, 自動車の既存技術と構造を応用適用しながら, 船外機独自の新機構と新構造も積極的に取り入れることで, 既存機にない魅力を訴求した高い商品力を備えるものに仕上げることができた。これは, Honda の商品開発の根幹である Challenging spirit を忘れることなく, 商品目標要件の立案時点から攻めの姿勢で望み, 目標達成の手段を初期構想段階から変えることなく, 粘り強い努力のもと具現化して得られたものであり, 開発担当者は大変貴重な経験をすることができた。

本開発にあたり, 各製作所の方々をはじめ, 社内外の多くの方々から多大なるご協力をいただいた。特に, 自動車エンジンの構造応用化においては, ベースエンジン⁽³⁾の開発を担当された方々と, 顔を合わせながら直にアドバイスを頂く等, 多大なるご支援をいただいた。ここにあらためて感謝の意を表する。

7. 参考文献

- (1) 角田 正樹, 設楽 貞文, 島崎 弥, 林崎 正一: 大型4ストローク船外機「BF115/130」の開発, HONDA R&D Technical Review Vol.11, No.1, p.15-22(1999)
- (2) 角田 正樹, 古谷 健太郎, 大角 雅之, 設楽 貞文, 米沢 道, 木全 隆一: ホンダ船外機のフラッグシップ「BF225/200」の開発, Honda R&D Technical Review Vol.14, No.1, p.11-20(2002)
- (3) 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(2000)

■ 著 者 ■



米 沢 道



松 田 佳 之



田 和 寛 基



設 楽 貞 文



豊 後 圭 一 朗



鈴 木 幸 夫

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

Development of High-performance and Low-emission Direct Injection Gasoline Engine

甲 田 豊*

Yutaka KOHDA

小 林 裕 幸*

Hiroyuki KOBAYASHI

菅 波 友 二*

Tomoji SUGANAMI

小 川 賢*

Ken OGAWA

要 旨

Honda は燃焼室の中心に高圧インジェクターを配置したセンターインジェクション方式を特徴とする初の 2.0L 直噴ガソリンエンジンを開発した。本エンジンは直噴エンジンの特徴である直噴層状吸気(以下 DISC: Direct Injection Stratified Charge)領域での燃費, エミッション性能を大幅に向上した。また, ピストン形状, 高圧インジェクタ噴霧特性, ならびに VTEC による筒内流動の最適化により, DISC 領域超希薄混合気状態での安定燃焼を可能とした。出力は VTEC 機構および VTC によるカムシャフト位相連続可変機構の採用により低燃費エンジンとしてはトップクラスの出力を達成した。本エンジン搭載の 2004 年モデルストリームは CVT との組み合わせにより 10・15 モード燃費 15.0km/l の低燃費を達成した。低エミッション化では, 大量 EGR および高性能リーノ NOx 触媒の採用により超希薄成層燃焼エンジンとしては国内初となる平成 12 年度排ガス規制値の 75% 低減排ガスレベル(「超一低排出ガス」認定)適合を実現した。

ABSTRACT

Honda has developed the first-ever 2.0L i-VTEC I direct injection gasoline engine employing a center injection system in which a high-pressure fuel injector is located in the center of the combustion chamber. This engine significantly improved fuel economy and emissions performance. Optimization of in-chamber fuel flow through redesign of piston shape and the spray characteristics of the high-pressure fuel injector and the application of VTEC has enabled the achievement of stable combustion of a stratified ultra-lean air-fuel mixture. Due to VTEC mechanism and the continuous variation of camshaft phase enabled by VTC, the engine has achieved top-class power for a high fuel economy engine. The new engine is fitted in the 2004 model Stream, and in combination with the CVT employed in the vehicle has enabled the Stream to achieve a low fuel consumption figure of 15.0 km/l in Japanese 10-15 mode. A large amount of EGR and a high-performance lean NOx catalyst to reduce emissions has further enabled the Stream to become the first vehicle with an engine employing ultra-lean stratified charge combustion to achieve an emissions level of only 25% of the level stipulated by the Japanese 2000 emissions regulations and obtain Ultra Low Emission Vehicle (ULEV) certification.

1. まえがき

自動車業界では近年の地球環境問題の高まりに対し, 低燃費・低エミッション化を主眼としたパワープラントの開発を進めている。特に筒内直噴ガソリンエンジンは火花点火内燃機関の燃費改善技術として様々な形式の直噴エンジンが研究, 開発されてきている^{(1), (2)}。Honda においても, 新世代パワープラント「i-シリーズ」^{(3), (4)}を商品化してきたが, 今回 2000 年モデルストリーム用に開発された 2.0L i-VTEC リーンバーンエンジン⁽³⁾をベースとし, 初の 2.0L

*栃木研究所

i-VTEC I 直噴ガソリンエンジンを開発した。独自のセンター噴射コンセプトを採用し, 直噴ガソリンエンジンでは困難と考えられていた, 超希薄成層燃焼による燃費改善と排ガスエミッション低減の両立を達成した 2.0L i-VTEC I 直噴ガソリンエンジンの超希薄燃焼技術について報告する。

2. 開発のねらい

本エンジンを搭載する新型ストリームの開発コンセプトは, 「環境とスポーツ性の高次元バランス」である。直噴エン

ジンの大幅な低燃費効果を中心に、CVTの採用による更なる低燃費化を狙った。実車動力性能についても直噴エンジンの出力改善とCVTによるレシオの最適化により、環境性と高次元での両立を狙った。開発の具体的目標は下記の通りである。

- (1) 低燃費(10・15 モード燃費：15.0km/l)
- (2) 低エミッション(平成 12 年度排ガス規制値の 75% 低減排ガスレベル「超一低排出ガス」)
- (3) スポーティーな走りを実現するための高出力性能

3. エンジンの概要と主要諸元

Fig. 1 にエンジンの概要図を、Table 1 に新開発 K20B エンジンと従来モデル K20A エンジンとの主要諸元比較を示す。筒内への直接燃料噴射による吸入空気充填効率向上とノッキング抑制効果は一般的に知られている^{(5), (6)}。本エンジンの最大の特徴はこれら直噴の特徴を活かし、超希薄成層燃焼による大幅な燃費の改善と低エミッション、また出力向上を両立させるためのセンターインジェクション方式を採用したことである。Fig. 2(a), (b) に示すように高圧インジェクタを燃焼室のセンタにレイアウトし、点火プラグをエキゾーストバルブ間に配置した。限られたスペースにレイアウトをおこなうため、インレットバルブ径とエキゾーストバルブ径は従来エンジンに対してそれぞれ1mm, 2mm 小径化しているが、インレット、エキゾーストポートの形状、およびバルブリフトプロファイルの最適化により、吸排気効率は従来エンジン同等以上を確保した。

また動弁系には、超希薄成層燃焼と高出力両立のために VTEC 機構とカムシャフト連続位相可変機構(以下 VTC)を採用している。K20Bエンジンは従来エンジンに対して高圧縮比化および吸排気系レイアウトの見直しを合わせておこない、従来エンジン K20A 対し中・高速域でのトルク向上させ燃費性能と走りのバランスを高次元で両立させた。Fig. 3 に全開出力特性を示す。



Fig. 1 K20B direct injection gasoline engine

Table 1 Engine specifications

Engine Code	K20B	K20A
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)	86 × 86	86 × 86
Displacement (cm ³)	1 998	1 998
Compression ratio	10:1	9.8:1
Valve train	DOHC VTEC	DOHC VTEC
Number of valves	4 per cylinder	4 per cylinder
Valve diameter (mm)	In.	34
	Ex.	28
Valve diameter (mm)	In.	35
	Ex.	30
Fuel supply system	Programmed fuel injection	Programmed fuel injection
Fuel injection pressure (MPa)	8 - 10.5	0.34
Ignition system	Programmed ignition	Programmed ignition
Max.power (kW/rpm)	115 / 6300	113 / 6500
Max.torque (N·m/rpm)	188 / 4600	186 / 4000

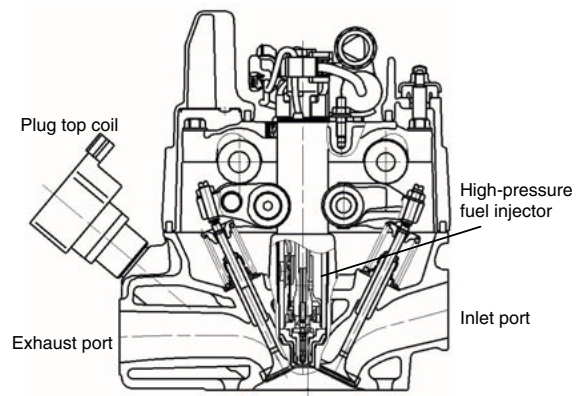


Fig.2(a) Section view of cylinder head

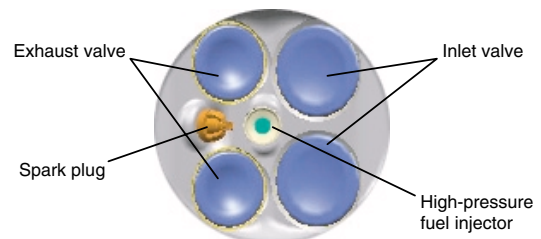


Fig.2(b) Configuration of cylinder head

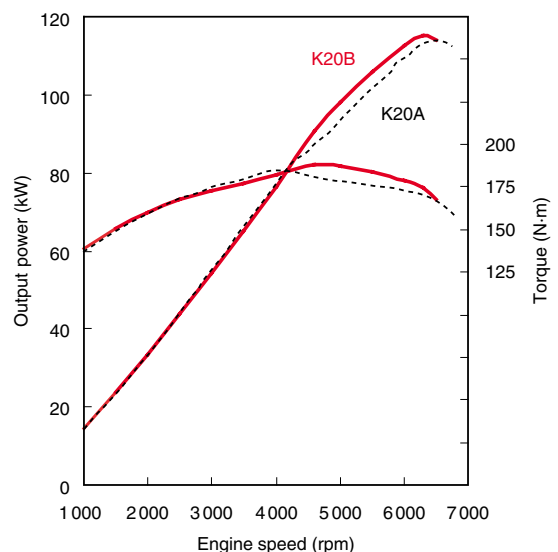


Fig. 3 Engine performance

Fig. 4 に高圧インジェクタとエキゾーストカムで駆動される単プランジャー式の高圧ポンプを、Fig. 5に高圧直噴インジェクタの噴霧特性を示す。燃料圧力は運転条件に応じて 8-10.5MPa の高燃圧に制御される。高圧の燃料はインジェクタ内部のスワールガイド溝により微粒化され、筒内に噴射される。噴霧粒径は SMD12 μm 以下の微粒化レベルを達成した。混合気の保持性を高めるために、噴霧特性は狭角で高ペネトレーションの設定としている。

4. 燃焼コンセプト

超希薄成層燃焼を実現するためには可燃混合気の形成と保持ならびに、いかに着火後の急速燃焼を実現するかが課題となる。混合気の形成、保持のためには筒内の吸気流動は極力押えた方が有利である。一方熱効率向上には着火後混合気の急速燃焼をおこなうために、筒内の流動や乱流強度は強い方が望ましい。これら相反する要求を満足するため、高ペネトレーションインジェクタのセンターレイアウトと深皿キャビティピストンによる噴霧流動を利用した混合気形成と保持、1バルブ休止 VTEC 機構によるスワールを利用した急速燃焼をコンセプトとした(Fig. 6)。

また高出力運転時には、吸気2バルブ運転に切替え体積効率を高め、吸気行程に燃料供給をおこない理論空燃比で均質燃焼をおこない、高出力・ハイレスポンスの出力性能を実現する。本方式では従来のサイドインジェクション方式に対し、燃焼室シリンダー壁面への燃料付着がなく未燃HCの低減が可能である。Fig. 7にK20Bエンジンの各燃焼モード毎の領域を示す。燃料噴射タイミングの自由度が大きく、広い成層燃焼領域を実現できていることがわかる。

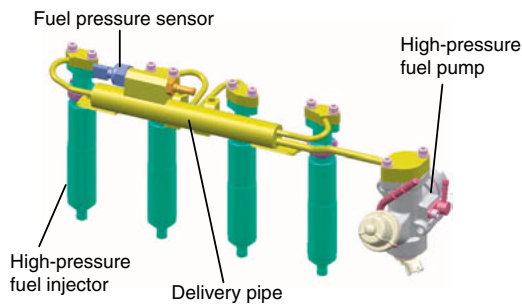


Fig. 4 High pressure fuel system

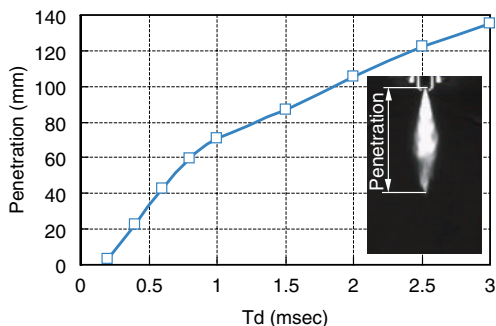


Fig. 5 High-pressure injector spray characteristics

4.1. ピストンキャビティ形状

Fig. 8(a), (b)にピストンの外観形状を示す。深皿キャビティは、点火プラグ方向にキャビティ底面の傾斜角を持たせ、点火プラグ側を深く設定している。またキャビティ底面の最深部をスワール上流側へ偏向して設定している。これによりインジェクタから噴射された高速の噴霧でキャビ

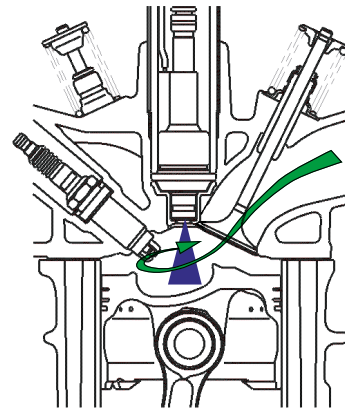


Fig. 6 Combustion chamber configuration

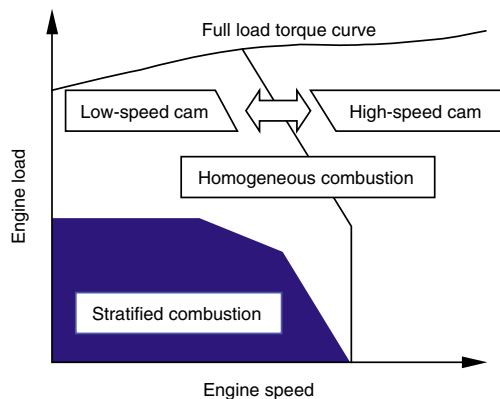


Fig. 7 Map of combustion mode

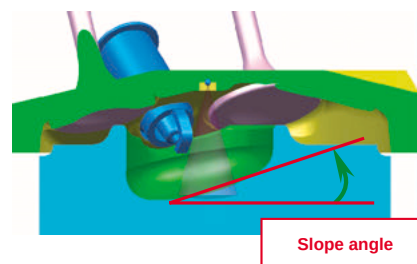


Fig.8 (a) Section view of piston

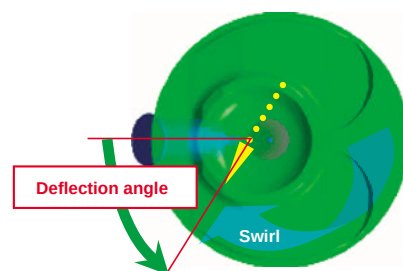


Fig.8 (b) Top view of piston

ティ内に混合気の渦を生成、保持し、気化した混合気をスワールの流れにより点火プラグ廻りに到達させる形状としている。キャビティの容積、傾斜角度、偏向角度は実機テスト、可視化、ならびに混合気分布シミュレーションにより最適化している。

4.1.1. キャビティ仕様設定

Fig. 9にキャビティボリューム比(総燃焼室容積に対するキャビティ容積の比)を変化させたときの成層燃焼時の図示燃料消費率 ISFC 特性を示す。キャビティボリューム比が小さいほど軽負荷の ISFC が改善され、成層化を高めることが可能であるが、逆に高負荷域ではキャビティ内の空燃比が過濃状態となり ISFC が悪化する傾向となる。本エンジンでは成層燃焼の負荷方向バランスの最適化を図り、キャビティボリューム比を 26%に設定した。

またキャビティ底面傾斜角度によるISFCへの影響をFig. 10に、キャビティ底面傾斜偏向角度による ISFC への影響を Fig. 11 にそれぞれ示す。

キャビティ底面傾斜角度が小さいと、点火プラグ方向への混合気の指向性が弱まり、噴射量の少ない軽負荷ではISFCが悪化する傾向を示す。キャビティ偏向角度は筒内スワール強度に応じて最適値が変化するものと考えられる。K20B エンジンでは傾斜角度 15deg, 偏向角度 45deg に設定している。

4.1.2. 混合気分布

Fig. 12 に成層燃焼時の混合気分布と空気流動のシミュレーション結果を示す。圧縮行程中に筒内に噴射された噴霧は、ピストンキャビティ底面の傾斜に沿ってスワールの上流方向に偏向した最深部に導かれる。高燃圧で噴射された噴霧のペネトレーションにより、ピストンキャビティ内の壁面から中心方向に縦渦が発生する。この高ペネトレー

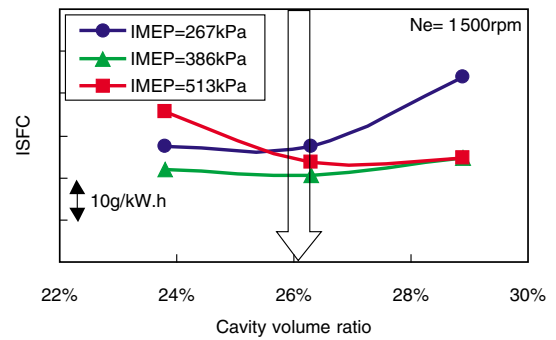


Fig. 9 Influence of cavity volume ratio on ISFC

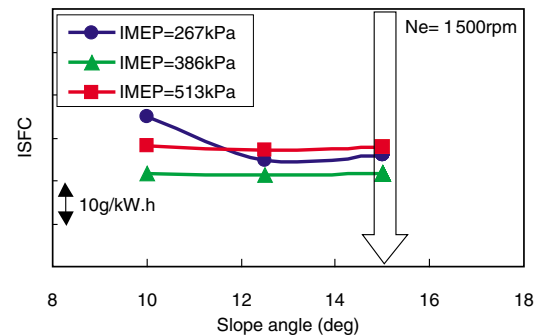


Fig. 10 Influence of slope angle on ISFC

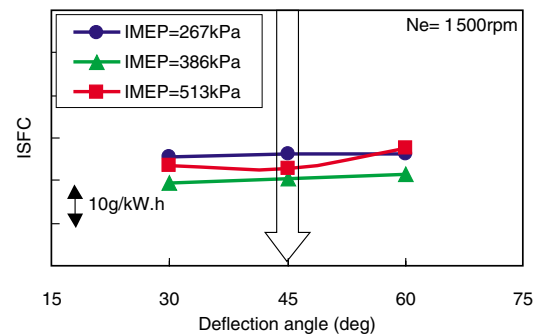


Fig. 11 Influence of deflection angle on ISFC

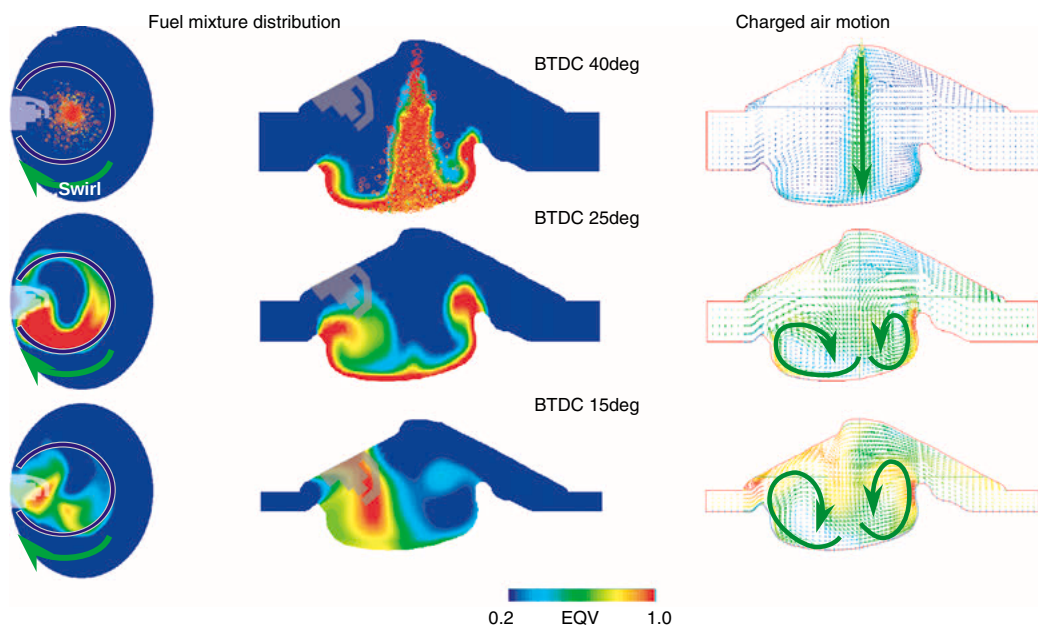


Fig. 12 Simulation of fuel mixing process and air motion in stratified charge combustion

ション噴霧が発生する縦渦により、混合気の分散を防ぎ保持性を高め、コンパクトな混合気の塊を形成している。

またピストンキャビティに衝突後、気化が促進した混合気は、筒内スワールの流れにより点火プラグ方向に導かれる。点火時期 BTDC 15deg において点火プラグ近傍には安定した可燃混合気が存在しており、その結果超希薄成層燃焼においても確実に安定した燃焼が可能であることがわかる。

4.2. 燃焼特性

Fig. 13 にエンジン回転数 1500rpm, DISC 運転時の噴射タイミングに対する ISFC, HC・NOx 排出量および指圧解析結果のデータを示す。

保持性の高いピストンキャビティ形状とセンターインジェクション方式の採用により噴射タイミング BTDC 20deg から 50deg にかけて幅広く安定した燃焼を実現している。この負荷における最適噴射タイミングは、燃費・エミッション・燃焼安定性より BTDC 40deg となる。噴射タイミングを BTDC 60deg 付近までアドバンスすると混合気が拡散し成層化が弱まり燃焼変動が悪化する。一方、噴射タイミング BTDC 20deg のリタードした付近では、燃費が悪化する傾向となる。HC排出量が増加していることから、後燃え燃焼が増えて燃焼期間が遅延し ISFC が悪化したものと考えられる。このように DISC 領域では、ISFC がボトムとなる噴射タイミングが存在する。噴射時期の設定は、エンジン回転数と負荷で ISFC およびエミッションのバランスの良い最適値に設定している。

Fig. 14 にエンジン回転数 1500rpm, 超希薄成層燃焼時の EGR 還流率に対する正味燃料消費率 BSFC, NOx 排出

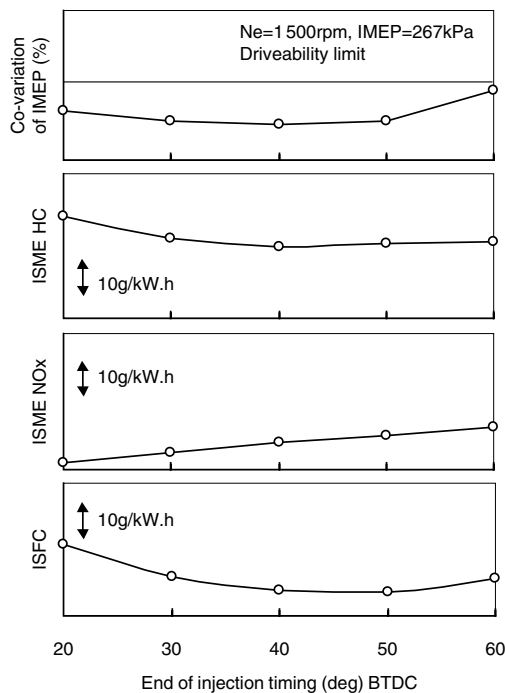


Fig. 13 Influence of injection timing on combustion characteristics

量, 空燃比, 指圧データを示す。BSFC最小ポイントである EGR 還流率 40%においても安定した燃焼を実現している。またエミッションにおいても、大量 EGR によりフィード NOx の約 80%低減を可能とした。

Ne=1500rpm BMEP=118kPa の DISC 燃焼とストイキ燃焼の指圧解析結果を示す(Fig. 15)。DISC燃焼時は、理論空燃比での均質燃焼に比べ、ピストンキャビティ内に混合気を成層化しているために、着火遅れが短い。また着火後の初期燃焼の立上がりも早く急速燃焼していることがわかる。微粒化した高ペネトレーション噴霧と保持性に優れたピストンキャビティを用いた混合気形成およびスワールの筒内流動によりこの急速燃焼を実現している。

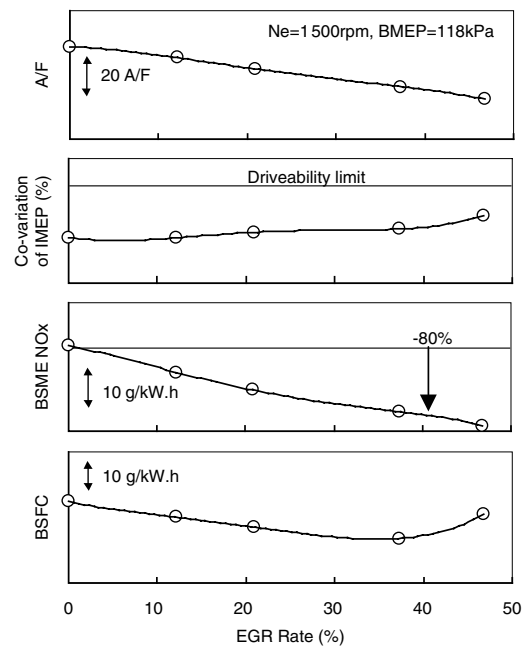


Fig. 14 BSFC, NOx combustion characteristics

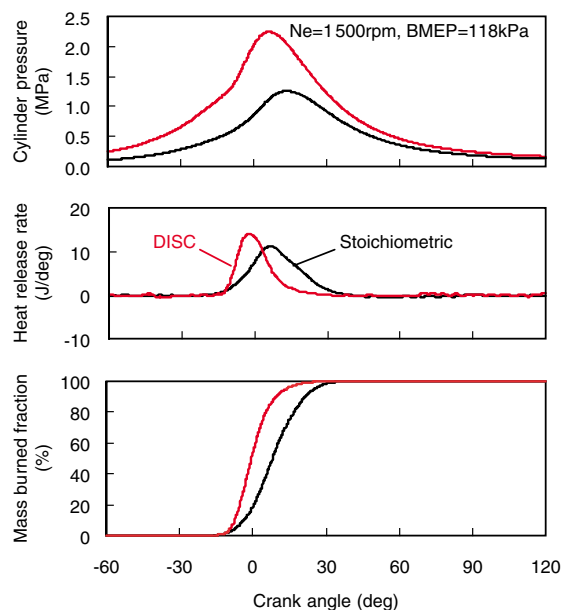


Fig. 15 Comparison of combustion characteristics

5. エンジン単体燃費と車両燃費

5.1. エンジン単体燃費

Fig. 16 にエンジン総排気量と BSFC の関係を示す。直噴エンジンは、今まで述べてきた超希薄成層燃焼による熱損失の低減、比熱比の増加およびポンピングロス低減で、従来の理論空燃比燃焼エンジンに対し 20% の BSFC 低減を達成した。

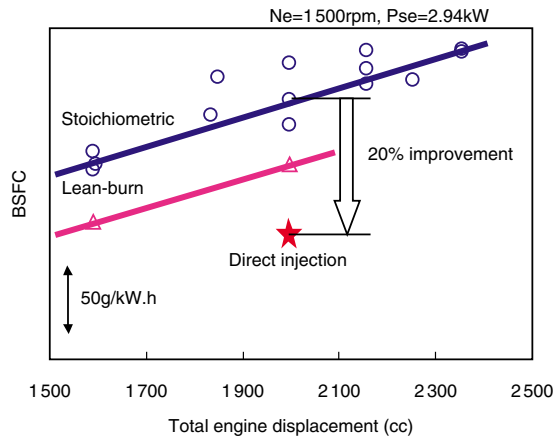


Fig. 16 Improvement of BSFC

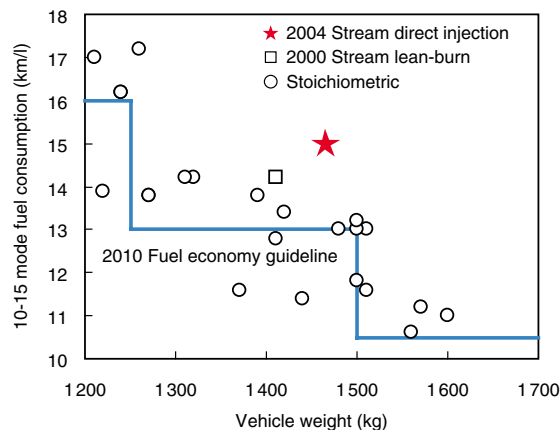


Fig. 17 Relationship between vehicle weight and 10-15 mode fuel economy in production gasoline vehicles

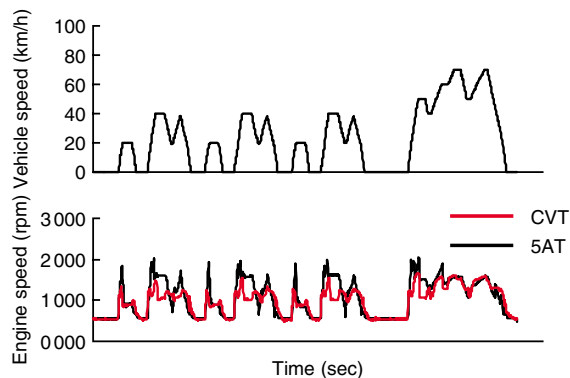


Fig. 18 Comparison of 10-15 mode engine speed between CVT and 5AT

5.2. 車両燃費

Fig. 17 に車両重量と国内 10・15 モード燃費の関係を示す。また Fig. 18 に 10・15 モード中のエンジン回転数を CVT と 5AT 搭載車両の比較で示す。エンジンと CVT の協調制御によりエンジン運転領域を低回転に保ち、BSFC の低い領域で運転するように設定している。CVT 搭載車両は、5AT に対しモード中のクルーズおよび加速域で低いエンジン回転域で運転できていることがわかる。

直噴エンジン搭載車両は、超希薄成層燃焼による低燃費化および CVT との協調制御による低燃費技術により、ストイキエンジン搭載車両に対して、10・15 モードでの約 15 % 燃費低減を図り 15.0km/l の低燃費を達成した。この値は 2010 年燃費基準を大幅に上回り、本車両の燃費性能が優れていることを示す。

6. 低エミッション技術

従来にない超希薄成層燃焼を用いた直噴エンジンで、平成 12 年度排ガス規制値の 75% 低減排ガスレベル「超一低排出ガス」を達成することを目標にし、本エミッションシステムを検討するにあたり、リーン域でのフィードガス低減、NOx 浄化率向上を重点項目として各仕様の検討をおこなった。

6.1. エキゾーストシステム

本エンジンのエキゾーストシステムを Fig. 19 に示す。出力性能との両立を可能にするため後方排気で 4-1 排気系を採用した。理論空燃比領域、コールド始動時の浄化性能、およびリーン運転時の HC 浄化を三元触媒(以下 TWC)上流に UEGO センサ(Universal Exhaust Gas Oxygen Sensor),

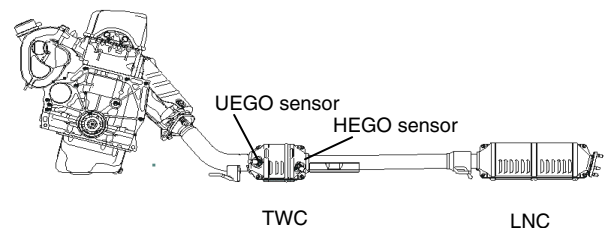


Fig. 19 Configuration of exhaust system

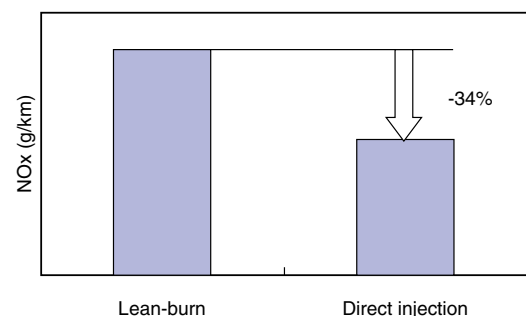


Fig. 20 Comparison of feed NOx emission in 10-15 mode between lean-burn engine and direct injection engine

下流に HEGO センサ(Heated Exhaust Gas Oxygen Sensor)を配置し、高精度空燃比制御をおこなうことで確保した。またリーン領域での NOx 浄化のため NOx 吸着反応型三元触媒を床下に配置した。

6.2. エミッション達成値

Fig. 20 にリーン域でのフィード NOx レベルを従来の予混合成層燃焼と超希薄成層燃焼を対比して示す。本エンジンは超希薄成層燃焼での大量 EGR 導入が可能であり、モード中のフィードガスを 34%低減した。

Fig. 21 に NOx 排出ガス濃度違いでのリーン NOx 触媒の浄化率特性を示す。フィードガスの NOx 濃度が低いほどリーン NOx 触媒の浄化率は高くなる。また直噴エンジンの超希薄成層燃焼での大量 EGR によりフィードガスの NOx 濃度が低減できること、リーン NOx 触媒自体の改良により 2000 年モデルのリーンバーンに採用したリーン NOx 触媒に対し低容量に抑えることが可能となった(Table 2)。

また、超希薄成層燃焼から理論空燃比への切替え時の制御の最適化を図り、国内 10・15 モード燃費 15.0km/l の低燃費と平成 12 年度排ガス規制値の 75%低減排ガスレベル「超一低排出ガス」という低エミッションレベルを両立することが出来た。

7. まとめ

以下の技術的な特徴を有する i-VTEC I 直噴ガソリンエンジンを開発した。

- (1) センターインジェクション方式を採用し、独自の深皿キャピティ付きピストンと VTEC によるスワールで混合気形成をおこない、超希薄成層燃焼を可能とした。
- (2) 10・15 モードの燃費でクラストップの 15.0km/l の低燃費を達成した。
- (3) 成層燃焼と均質燃焼を切替える方式のエンジンで、大量 EGR を用いた成層燃焼制御システムおよび高性能

Table 2 Catalytic converter specifications

	2004 Model direct injection	2000 Model lean-burn
TWC	1.0L 600cell	0.7L 400cell
LNC	1.4L 400cell Improved	2.4L 400cell Adsorption type

リーン NOx 触媒の採用により、平成 12 年度排ガス規制値の 75%低減排ガスレベル(「超一低排出ガス」認定)を実現した。

参考文献

- (1) 芦沢剛, 斎藤勝夫, 田村善春, 酒井太朗: 直列 4 気筒直噴ガソリンエンジンの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.71-98, JSAE9838237
- (2) 野呂田一彦, 原田淳, 安部静生, 吉岡幸生, 青山克彦: 新型 L4 直噴ガソリンエンジンの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No78-00, JSAE20005525
- (3) 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 No2, p45-54(2000)
- (4) 中山幸夫, 鈴木誠, 岩田洋一, 山野順司: 2002 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 No2, p43-52(2001)
- (5) Kuma, T., Iwamoto, Y., Iida, K., Murakami, M., Akishino, K. and Ando, H.: Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine, SAE Paper 960600
- (6) 岡本憲一, 市川徳市, 斎藤健一郎, 尾山宏次, 平谷康治, 漆原友則: 筒内直噴ガソリンエンジンにおけるオクタン価と耐ノッキング性能に関する検討, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.73-02, JSAE20025175

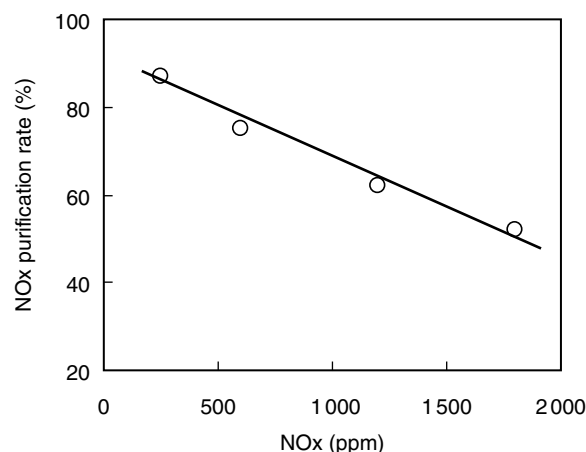


Fig. 21 NOx purification characteristics

■ 著 者 ■



甲田 豊



菅波 友二



小林 裕幸



小川 賢

直噴ガソリンエンジン用高圧燃料システムの開発

Development of High-pressure Fuel System for Direct Injection Gasoline Engine

後 藤 博 之*
Hiroyuki GOTO
松 本 誠 司*
Seiji MATSUMOTO

広 瀬 研 二*
Kenji HIROSE
飯 高 智*
Satoshi IITAKA

齋 藤 正 美*
Masayoshi SAITOH
高 芝 和 弘*
Kazuhiro TAKASHIBA

要 旨

新開発の直噴ガソリンエンジンでは、エンジン燃焼室センターに高圧フューエルインジェクタを配した、センターインジェクション方式が採用されている。高圧フューエルインジェクタは最小噴射時間 0.7msec の高応答性と、平均粒径 12 μm 以下の超微粒化噴霧を特徴とする。独自のセンターインジェクション方式に対する高圧フューエルインジェクタ取付け構造は、アーム押さえ込みレイアウトを採用し、耐久信頼性を確保した。高圧燃料供給ラインは、シミュレーションによる最適設計をおこない、応力を低減すると共に、燃料脈動に対する減衰構造を採用し、高い信頼性を持たせた。高圧燃料ポンプは単プランジャー・スピルソレノイド方式を採用することで、小型・低駆動力と、高精度な燃料圧力コントロールを達成した。

ABSTRACT

A center injection system in which a high-pressure fuel injector is located in the center of the combustion chamber has been employed in a newly developed direct injection gasoline engine. The high-pressure fuel injector is highly responsive, with a minimum injection timing of 0.7 msec, and injects an ultra-atomization spray with an average droplet diameter of less than 12 μm . To ensure durability and reliability in this original center injection system, the high-pressure fuel injector mounting employs a layout in which the unit is secured by arms. The design of the high-pressure fuel supply lines was optimized using simulations, and the reduction of stress and the adoption of a structure to damp fuel pulsation have resulted in the achievement of high reliability. A simple plunger and spill solenoid system has been employed in the high-pressure fuel pump, enabling the required driving force to be reduced, the component to be reduced in size, and the achievement of high-accuracy fuel pressure control.

1. まえがき

近年ますます高まりつつある燃費向上への要望に応えるべく、Hondaは2.0L直噴ガソリンエンジンを開発した。これまでの量産直噴ガソリンエンジンでは、エンジン燃焼室サイド部にインジェクタを配した、サイドインジェクション方式が主流だった。

本エンジンは、直噴ガソリンエンジンにおける超希薄成層燃焼における燃費向上効果を最大限に得ると共に、排気エミッションと出力性能を両立させるために、センターインジェクション方式を採用している。その結果、高精度燃料噴射制御システム及び、高性能リーン NO_x 触媒等との組合せにより、同カテゴリートップの燃費を達成すると共に、国内最高水準の排出ガス規制をクリアする事が出来た。

本稿では、難易度の高いセンターインジェクションシステム構築のために、新規に開発した直噴エンジン用高圧燃料系コンポーネント及び、システムについて報告する。

2. システム概要

新開発の直噴ガソリンエンジンに採用している、燃料供給システムを Fig. 1 に示す。燃料タンクから低圧燃料ポンプにて、ポート噴射燃料供給システムと同様の 343kPa で送られた燃料を、エンジンに設置された高圧燃料ポンプにて昇圧し、デリバリパイプを経て高圧フューエルインジェクタ(以下インジェクタ)に供給する。燃料圧力は通常時 10MPa、アイドル時 8 MPa、全負荷時 10.5MPa のコントロールをおこなっている。直噴ガソリンエンジン用高圧燃

*栃木研究所

料システムの主な特徴を以下に示す。

- (1) センターインジェクション方式に合致した、高応答・超微粒化噴霧インジェクタの採用
- (2) 燃焼ガスシール信頼性とインジェクタ耐久信頼性を両立させた、アーム押さえ込みインジェクタ取付け構造の採用
- (3) 大容量チャンバ、燃料フィードパイプ部オリフィス構造を有した、燃料脈動安定化デリバリエイブ及び、万一の異常燃圧上昇に備えた、高圧燃料リリーフリターンシステムの採用
- (4) 小型・低駆動力のカム駆動単プランジャ・スプリング・ソレノイド制御方式高圧燃料ポンプの採用

以下詳細について記述する。

3. 高圧フューエルインジェクタ

3.1. インジェクタ構造概略

インジェクタ構造を Fig. 2 に示す。基本構造はポート燃料噴射ガソリンエンジンで用いられる電磁ソレノイド方式

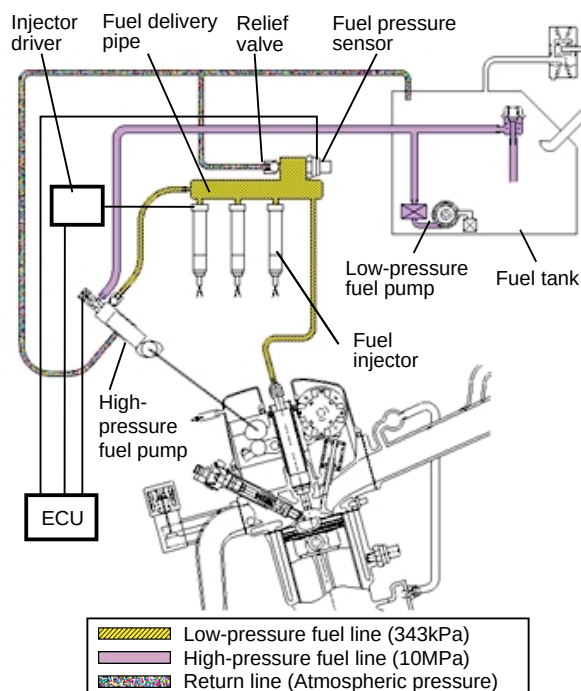


Fig. 1 High pressure fuel supply system

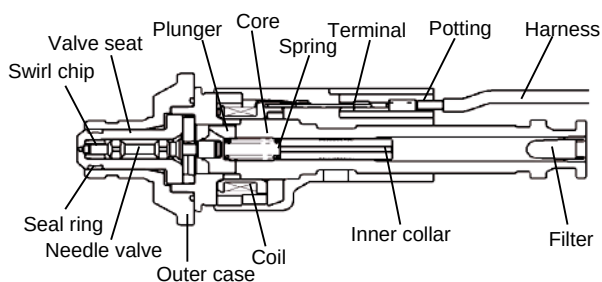


Fig. 2 Cutaway view of high-pressure fuel injector

インジェクタに準じている。直噴ガソリンエンジン用インジェクタの特徴を以下に示す。

- (1) 高応答・ワイドレンジの要求を満足する、高効率磁気回路の採用
- (2) インジェクタ内部に発生する脈動を低減する、燃料通路小径化インナーカラーの採用
- (3) 超微粒化した狭角・高貫通力噴霧を形成する、スワールチップの採用
- (4) インジェクタ先端部に、エンジンヘッドとインジェクタ間の燃焼ガスシールガスケット面を構成する、アウターケースを設置
- (5) アウターケースとバルブシート間に、燃焼ガスのシールをおこなう四フック化エチレン樹脂(以下 PTFE 樹脂)を用いたシールリングを設置
- (6) ダイレクトコネクタを廃した、結線部ポッティング封止ハーネス引出し構造の採用

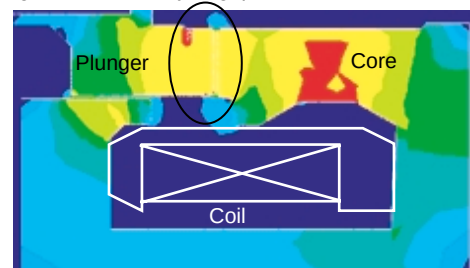
3.2. 高応答, ワイドレンジ化

直噴ガソリンエンジン用インジェクタの超希薄成層燃焼領域では、上昇するピストンキャビティに向けて短い時間で燃料を吐出し、成層混合気を形成する必要がある。全負荷運転領域では吸入工程から圧縮工程中に、必要な燃料の噴射を完了することにより、高応答性を有し、かつ大流量の特性が要求される。

この要求を満足し、アイドル領域から全負荷運転領域まで直線性を持った流量特性を確保するため、インジェクタは Fig. 3 に示す磁気シミュレーションを用い、磁気回路中に損失が無く、プランジャとコア間の吸引空隙部が最も磁

【Inappropriate example】

Magnetic flux density of gap section is low.



【Appropriate example】

Magnetic flux density of gap section is high.

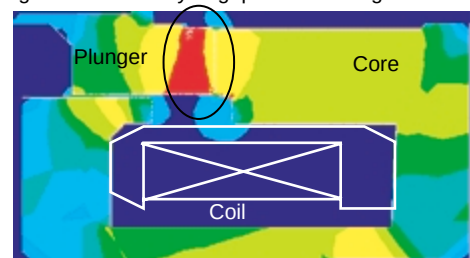


Fig. 3 Results of simulation of magnetism

束密度高くなる様な、高効率磁気回路設計をおこなっている。またニードルバルブのバウンスによる閉弁ばらつきを低減するため、インナーカラー燃料通路を小径化($\phi 1\text{ mm}$)し、インジェクタ内部で発生する燃料脈動を減衰させ、低噴射領域での流量安定化を計っている。

駆動ドライバは 150V の昇圧回路を持った、Fig. 4 に示す駆動電流波形のピークホールド式ドライバを採用し、応答性を向上させている。Fig. 5 に示す様に、ピーク電流値は

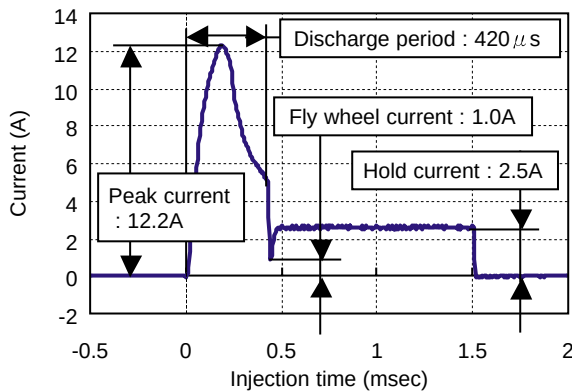


Fig. 4 Injector current wave

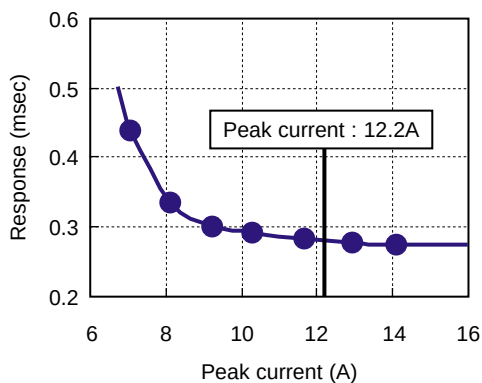


Fig. 5 Needle valve response and peak current

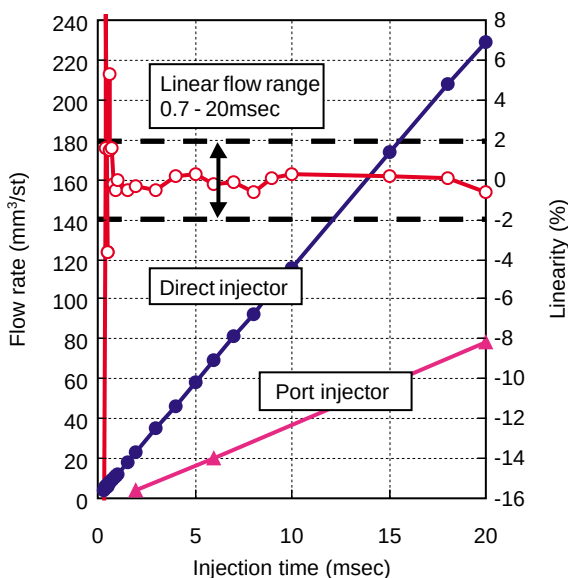


Fig. 6 Injector flow rate

開弁レスポンスが最良かつ、電流値が低いポイントに設定されている。

これらの対応の結果、Fig. 6 に示す様に、最小噴射時間 0.7msec まで直線性を持つ高応答、ワイドレンジ流量特性を達成すると共に、ポート噴射インジェクタに対し 2 倍以上の噴射流量を得ることが出来た。

3.3. 噴霧特性

直噴ガソリンエンジンはインジェクタが燃焼室に直接燃料を噴射し、混合気を燃焼する事より、インジェクタには微粒化した噴霧が要求される。また、Fig. 7 に示す独自のセンターインジェクション燃焼コンセプトによる成層混合気形成のため、インジェクタには噴霧角 25deg と角度が狭く、貫通力の高い噴霧が要求される。Fig. 8 はインジェクタ全量噴射時の噴霧の角度を、Fig. 9 はインジェクタ噴射終了一定

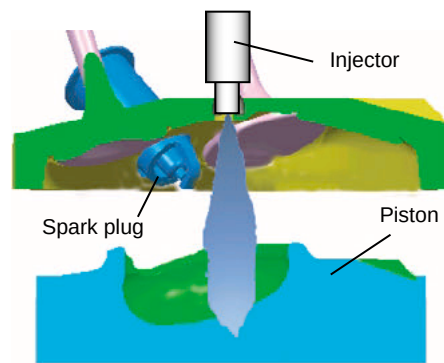


Fig. 7 Concept of combustion in direct injection gasoline engine

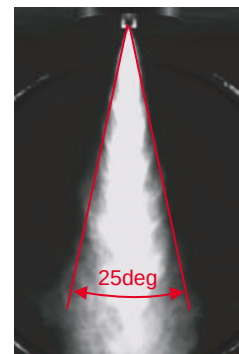


Fig. 8 Spray angle of newly developed injector

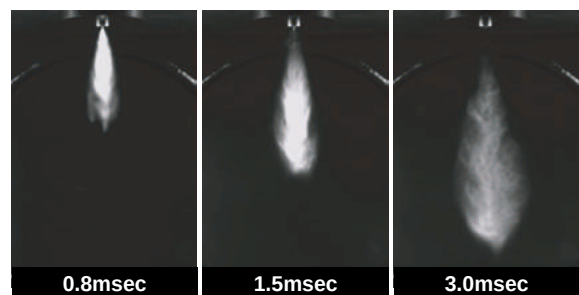


Fig. 9 Spray penetration of newly developed injector

時間後の噴霧の貫通力を示す。

超微粒化噴霧を得るため、燃料圧力は通常時 10MPa を採用することにより、Fig. 10 に示す様に Sauter & Mean diameter(以下 SMD)12 μm 以下の粒径が得られた。粒径は燃料圧力が高くなるほど微粒化が促進されることが知られており⁽¹⁾、Fig. 11に示す様に、本インジェクタは10MPaにて粒径が最良になる様に設定されている。

噴霧形成はインジェクタ内部通路の最終部に設置される、Fig. 12に示すスワールチップの溝設定にて直線流と旋回流の割合を最適化しており、その結果、噴霧角度、貫通力及び、粒径のバランスに優れた噴霧を得ることが出来た。

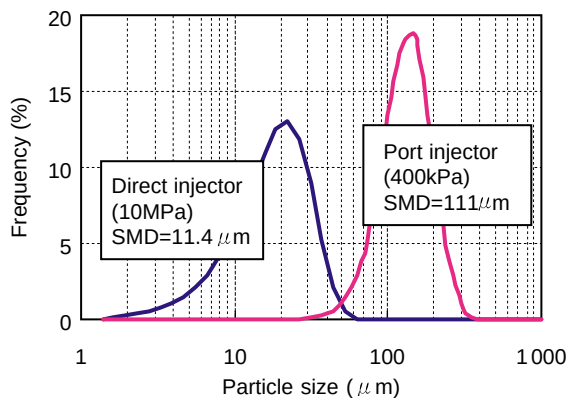


Fig. 10 Comparison of SMD between conventional port injector and high-pressure direct injector

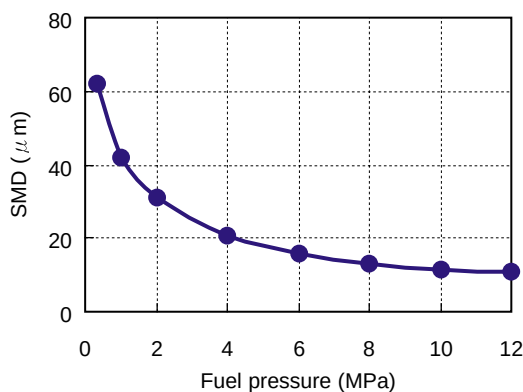


Fig. 11 Relationship of SMD and fuel pressure

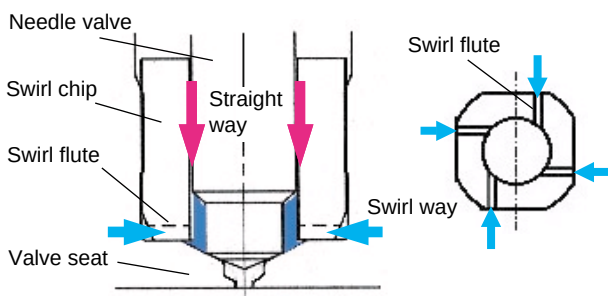


Fig. 12 Configuration of injector swirl guide

3.4. センターインジェクタ取付け構造

独自のセンターインジェクションレイアウトを成立させるためには、下記の課題を両立させる必要があった。

- (1) 燃焼ガスの信頼性の高い確実なシール
- (2) インジェクタノズル詰まりデポジット対策として、インジェクタバルブシート先端温度の低減

これらを達成するため、Fig. 13に示すアーム押さえ込み構造を採用している。本構造はディーゼルエンジン用燃料噴射ノズルの取付けに多く見られ、本直噴ガソリンエンジンにも応用した。

Fig. 14に示すインジェクタ外周部燃焼ガスシールにはメタルガスケットを採用し、シリンダヘッド側にインジェクタシートを設置することでガスケットのシール面を形成している。燃焼室側のインジェクタ先端ガスケットにはラバーコーティングレスのガスケットをファイヤウォールとして設置し、バルブシート先端温度を下けている。インジェクタ上段にラバーコーティング付きのガスケットを用いて、完全シール構造としている。これらのガスケットのシールをおこなうため、インジェクタ外周にホルダー、インジェク

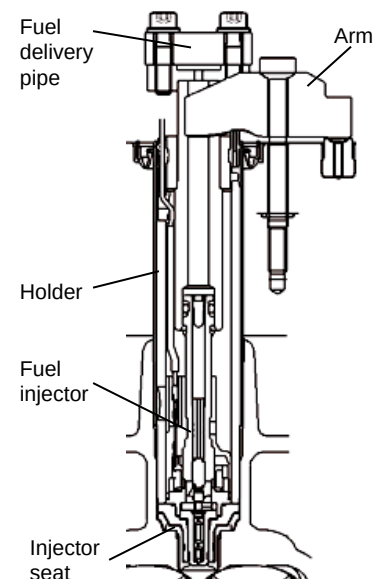


Fig. 13 Installation of injector

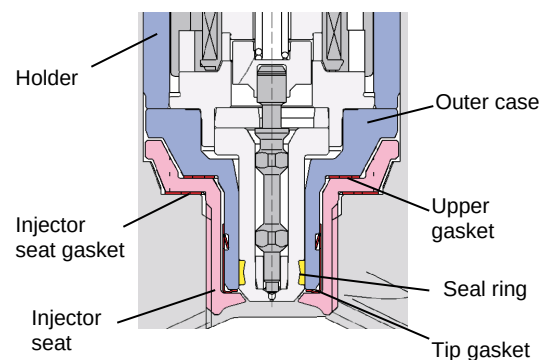


Fig. 14 Cutaway view of seal mechanism

タ先端部にアウターケースを配置し、シリンダヘッド上方よりアームを介して軸力を与えている。

またアウターケースとパルプシートの間には PTFE 樹脂を用いたシールリングを設置し、燃焼ガスの流入によるパルプシート温度の上昇を防止している。このシールリングの PTFE 樹脂は低温になると体積が減少し、シール性が低下する特性を持っているが、Fig. 15に示す様に、パルプシートに設けたシール溝体積に対するシールリング体積を 100 %以上の充填率に設定することで、極低温環境での燃焼ガスシールを可能とした。

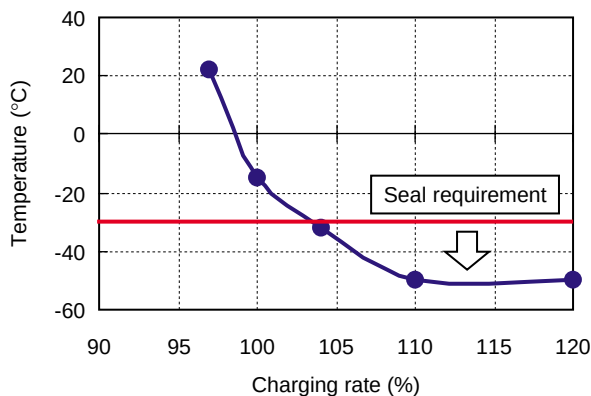


Fig. 15 Low temperature seal ability of seal ring

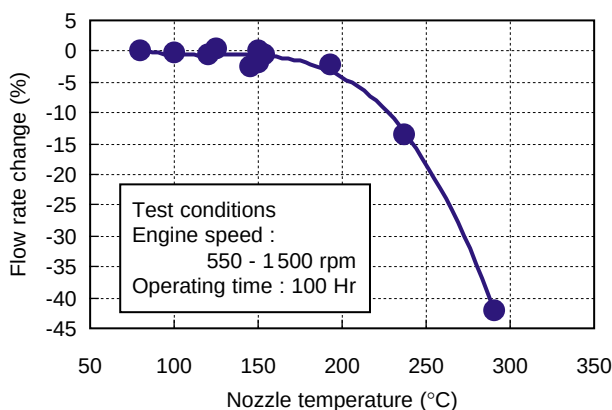


Fig. 16 Influence of nozzle temperature on flow rate

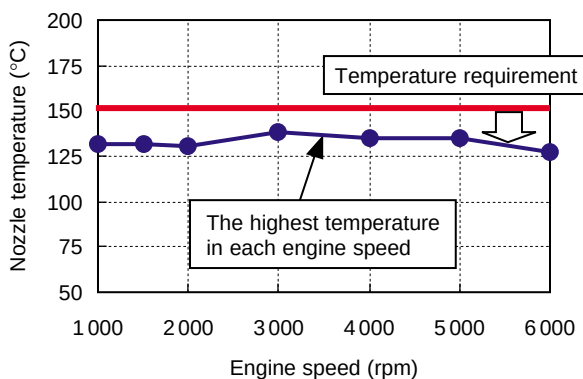


Fig. 17 Relationship of nozzle temperature and engine speed

直噴エンジン用インジェクタのパルプシート温度は、160 °Cを越えるとノズル部へのデポジットの付着により流量劣化が増加する傾向があることが知られている^{(2), (3)}。本エンジンでの試験結果を Fig. 16 に示す。前述の燃焼ガスシール構成を用いることで、本インジェクタパルプシート温度は Fig. 17 に示す様に、各回転数において開発目標とした 150°Cを下回り、実車耐久走行後におけるインジェクタ流量低下を防止している。

またインジェクタ先端部を燃焼室に沿った形状にし、燃焼ガス流動を絶えずノズル部に干渉する構造にすることにより、インジェクタ端面へのデポジット堆積を防止している。

4. 高圧燃料供給ライン

4.1. フューエルデリバリパイプ信頼性

フューエルデリバリパイプを中心とした、高圧燃料供給ライン構造を Fig. 18 に示す。フューエルデリバリパイプの材質は、耐腐食性及びエンジン振動によって発生する応力に対して有利な、ステンレス鋼を採用している。高圧燃料ポンプとチャンバ及び、チャンバ部とインジェクタを結ぶフィードパイプは、シミュレーションを用いて設計している。Fig. 19 に示す様に、デリバリパイプ側締付けフランジと相手側取付けフランジの位置ばらつきを考慮した静的応力シミュレーション及び、エンジン振動を考慮した動的応力シミュレーションをおこない、応力の集中するポイントが無いことを確認している。シミュレーション設計で信頼性を確保した上で、実機耐久試験にて確認をおこなうことで、信頼性の高い高圧燃料供給を可能にした。

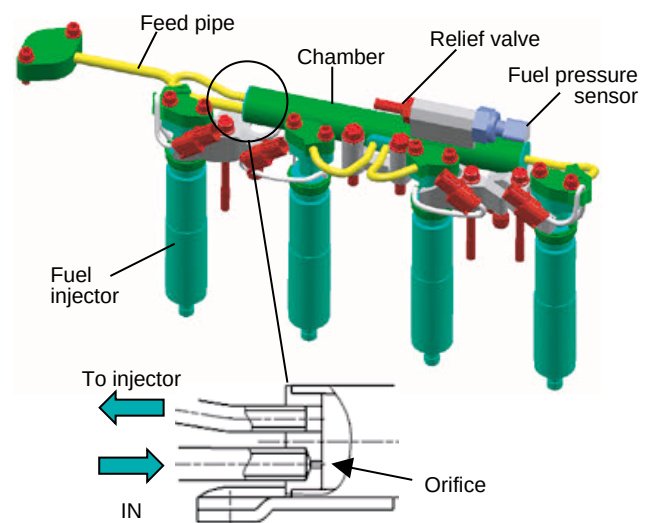


Fig. 18 Fuel delivery pipe

4.2. 高圧燃料脈動対策

デリバリパイプチャンバ部は約80cm³の容量を有し、高圧燃料ポンプの吐出やインジェクタの作動によって発生する脈動を減衰して、圧力の安定化を計っている。高圧燃料ポンプとチャンバ部を結ぶフィードパイプにはチャンバの入口部にオリフィスを設けている。このオリフィスは高圧燃料ポンプの吐出脈動によって発生するフィードパイプ内の共鳴を減衰する効果があり、配管燃料シール用Oリングの耐久信頼性を高めている。Fig. 20 はフィードパイプオリフィス有り、無しでの高圧燃料ポンプ吐出部の脈動波形を示しており、オリフィスにより大幅に脈動が低減されたことがわかる。

4.3. 高圧燃料リリーフシステム

高圧燃料リリーフシステムを Fig. 21 に示す。リリーフバルブはボールバルブをスプリングでバルブシートにシートさせるシンプルな構造となっている。リリーフバルブの

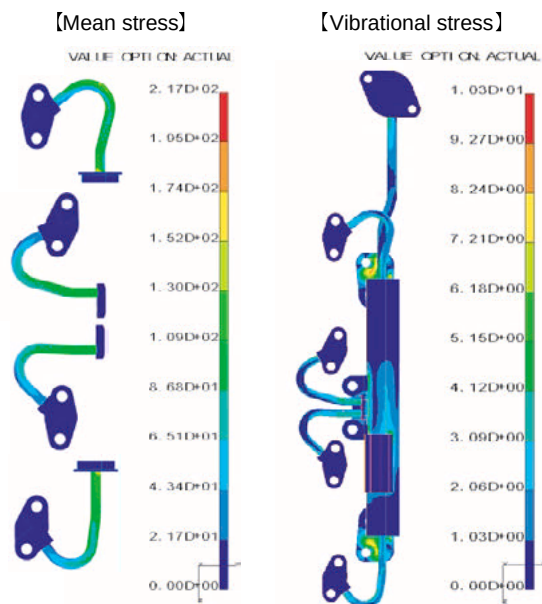


Fig. 19 Simulation results for mean stress and vibrational stress

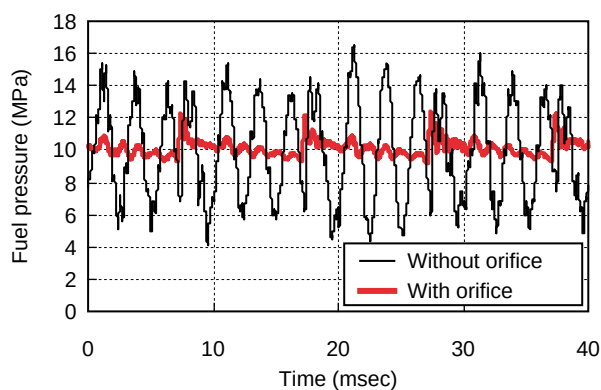


Fig. 20 Pulsation of high-pressure fuel pump

開弁圧力は12MPaに設定され、万一の異常燃料圧力上昇時の圧力開放に備えている。異常燃料圧力上昇時リリーフバルブから吐出された燃料は、エンジンルーム内で高圧燃料ポンプのプランジャからのリーク燃料のリターンラインと合流した後、車両床下に設置されたリターンパイプを経由し、燃料タンクへ開放される構造となっている。

5. 高圧燃料圧力制御システム

Fig. 22に高圧燃料ポンプ構造を示す。エキゾーストカムシャフトを延長してポンプ駆動用二山カムを設け、単プランジャピストンを上下させて、燃料の吸入、吐出をおこなっている。燃料の調量にはスピルソレノイドを用い、吸入チェックバルブ開/閉タイミングをコントロールして、余剰燃料は低圧燃料ライン側へ排出し、必要燃料を高圧燃料ライン側へ吐出している。このスピルソレノイド燃料調量方式を用いることにより、必要最小限の仕事量にてポンプ駆動をすることが出来ると共に、小型化が達成出来た。

この高圧燃料ポンプの燃料入口部には、大容量パルセーションダンパが設置され、余剰燃料排出時に発生する脈動を吸収し、低圧燃料ラインの耐久信頼性を高めている。

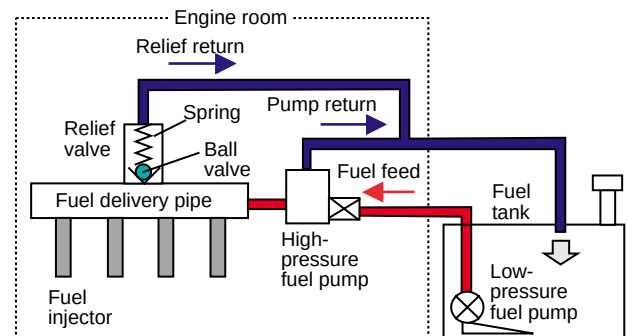


Fig. 21 High-pressure fuel relief system

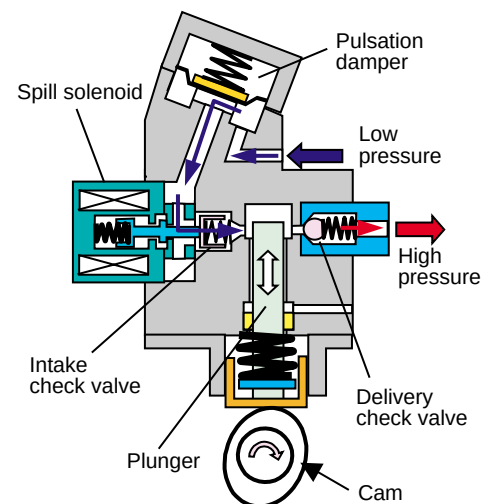


Fig. 22 Cutaway view of high-pressure fuel pump

6. まとめ

高圧燃料ポンプの流量特性はFig. 23に示されており、車両の全負荷要求流量に対し、余裕を持った流量特性が得られていることがわかる。

燃料圧力制御手法を Fig. 24 に示す。高圧燃料ポンプの吐出量は、エンジン回転数とインジェクタ吐出量より求めるスピルソレノイド作動マップにて基本制御量を決定している。さらに、フューエルデリバリパイプ部に設置された燃料圧力センサにて計測した圧力値と、目標燃料圧力値との偏差をPID制御にて補正する、フィードバック制御を実施することにより、目標燃料圧力値にコントロールしている。この燃料圧力制御手法を採用することにより、精度の高い燃料圧力コントロールが可能となった。

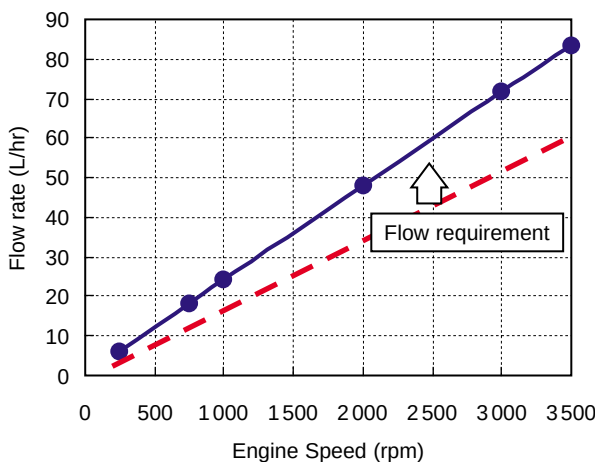


Fig. 23 Flow rate of high-pressure fuel pump

ガソリン直噴エンジン用高圧燃料供給システムの開発にて、以下の成果を得た。

- (1) 高圧インジェクタは、高効率磁気回路設計、インナーカラーの小径化及び専用設計の駆動ドライバにより、無負荷アイドルから全負荷運転まで直線性を持った流量特性を得ることが出来た。また噴霧特性は高燃料圧力とスワールガイド設定の最適化にて、センターインジェクション燃焼コンセプトに合致する、粒径・噴霧角度・貫通力を得ることが出来た。
- (2) センターインジェクションシステムのインジェクタ取付け構造は、アーム押さえ込み構造を採用することで、燃焼ガスシール性及び、インジェクタ先端温度目標値を満足し、耐久信頼性を確保することが出来た。
- (3) 高圧デリバリパイプは、各フィードパイプの応力シミュレーション設計と大容量チャンバ設定及び、燃料フィードパイプへのオリフィス設置にて、信頼性の高い高圧燃料供給を可能にした。またリリーフリターンシステムの設定にて、万一の異常燃圧上昇時の安全性を確保出来た。
- (4) 高圧燃料ポンプはカム駆動単プランジャ・スピルソレノイド制御方式を採用することで、小型・低駆動力を達成した。高圧燃料圧力制御システムは、マップを用いた基本制御量に、燃料圧力センサを用いたフィードバック制御を加えてコントロールすることにより、高精度な制御を可能とした。

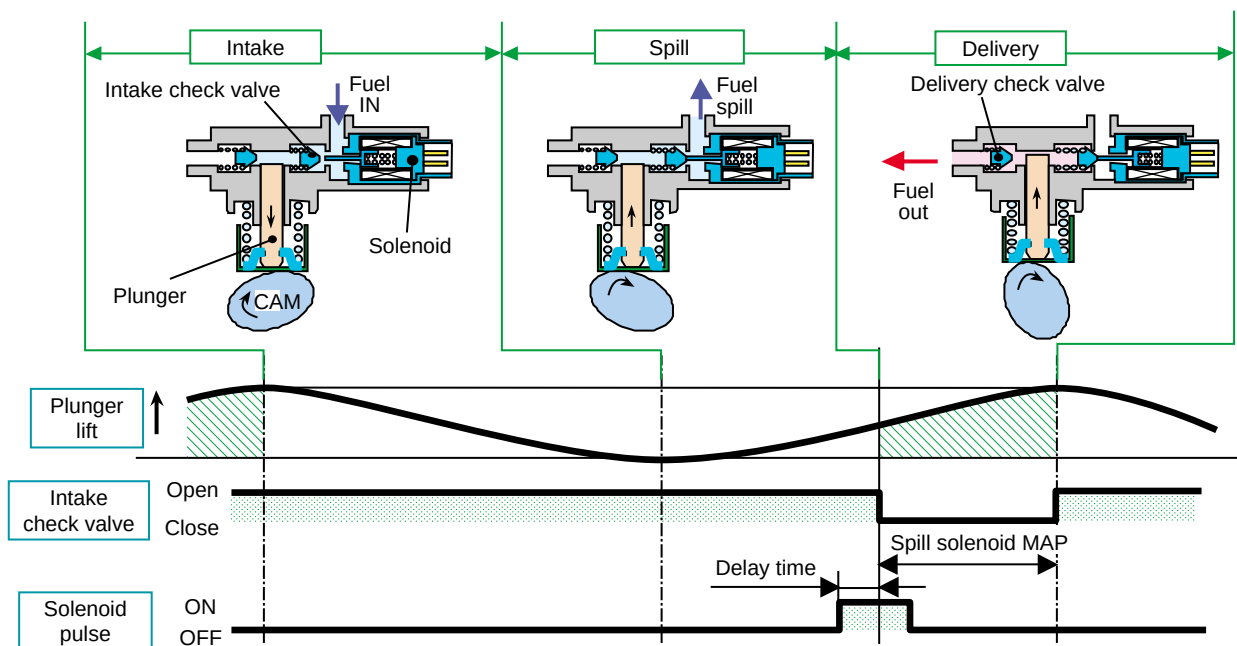


Fig. 24 Diagram of spill solenoid control

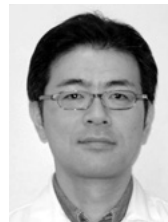
謝 辞

最後に本開発を推進するにあたり、ご協力頂きました、
(株)ケーヒン、三桜工業(株)、(株)日立製作所の関係者の
方々に、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 松下 宗一, 中西 清, 郷野 武, 沢田 大作: 筒内噴射ガ
ソリンエンジンの燃焼特性, 自動車技術会学術講演会
前刷集 No.965, p.102(1996)
- (2) 木下 雅夫, 齋藤 昭則, 松下 宗一, 柴田 仁, 丹羽 豊:
直噴ガソリンエンジン用ノズルのデポジット生成解析,
自動車技術会学術講演会前刷集 No.976, p.23-24(1997)
- (3) 芦田 健: エンジンデポジット生成に及ぼす燃料の影響,
自動車技術会学術講演会前刷集 No.08-00, p.25-26(2000)

■ 著 者 ■



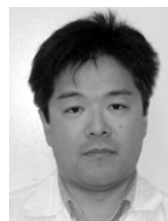
後 藤 博 之



広 瀬 研 二



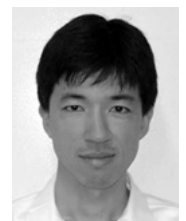
齋 藤 正 美



松 本 誠 司



飯 高 智



高 芝 和 弘

二輪車用電子制御式油圧ステアリングダンパの開発

Development of Electronically Controlled Hydraulic Steering Damper for Motorcycles

若 林 威*
Takeshi WAKABAYASHI
山 田 慎 一*
Shinichi YAMADA

坂 井 清 孝*
Kiyotaka SAKAI
南 里 武 彦*
Takehiko NANRI

要 旨

走行中、常に最適な減衰特性を持つ世界初の二輪車用電子制御式油圧ステアリングダンパ、HESD (Honda Electronic Steering Damper)を開発した。ハンドリング特性およびキックバック現象の特徴を解析した結果、車体の速度・加速度に対して最適な減衰特性を持つステアリングダンパが必要であることが判明し、これを実現するために電子制御のリニアソレノイドを使用してダンパ内部の流動抵抗を変化させた。本システムにより、低速走行時の軽快なハンドリングを損なうことなく、キックバックを低減する技術が確立できた。

ABSTRACT

The world's first electronically controlled hydraulic steering damper for motorcycles, HESD (Honda Electronic Steering Damper), has been developed. That always gives optimum damping characteristics during running. Handling characteristics and "Kickback" phenomenon was analyzed using a motorcycle with or without a steering damper. The steering damper with optimum damping characteristics according to the speed and acceleration of vehicle is needed to reduce "Kickback" phenomenon. An electronically controlled linear solenoid is applied to alter flow resistance of the damper. The HESD reduced kickbacks maintaining sporty handling at the low speed running.

1. はじめに

二輪車の高速走行時の振動現象(車体挙動)の一つにキックバックがある。キックバックは路面の凹凸を通過する際に発生する操舵角の急激な変化であり、ライダーは不快に感じるとともに疲労の原因にもなっている。

キックバックを低減する手法としてはタイヤ特性、サスペンション特性やアライメントの設定などが一般的におこなわれているが、より積極的に低減させるデバイスとして、ステアリングダンパがある。ステアリングダンパは、操舵軸まわりに減衰力を付加しハンドルの急激な動きを抑制する装置である。減衰の方式としては油圧式が主流であるが、キックバックを低減させるために必要とされる減衰力を付加した場合、低速走行時の軽快なハンドリングを損なってしまう問題があり、これまではレース専用車や一部の市販モデルにしか採用されていない。

本稿では、ハンドリング特性およびキックバック現象の特徴を解析することで両者に要求されるステアリングダン



Fig. 1 Appearance of the HESD

パの減衰力特性を見出し、電子制御を用いた減衰力可変式ロータリダンパにより、低速走行時の軽快なハンドリングを損なうことなく、キックバックを低減する技術を確立したのでその内容を報告する。

なお、HESD : Honda Electronic Steering Damper 技術 (Fig. 1)は 2004 年型 CBR1000RR (Fig. 2)に適用した。



Fig. 2 Appearance of the CBR1000RR

2. 開発のねらい

本開発は量産車に適用することを前提とし、そのねらいを下記のように定めた。

- (1) 低速走行時の軽快なハンドリングを損なうことなく、キックバックを低減させること
- (2) 軽量・コンパクトであること

3. キックバック現象について

二輪自動車の操縦性および安定性の用語については JASO で定義されているが、その一つにキックバックがある。JASOではキックバックを、路面の凹凸により引き起こされる操だ角の急激な変化と定義している⁽¹⁾。

Fig. 3 にキックバック発生時の操だ角とフロントサスペンション挙動を示す。二輪車の前輪が路面の凹凸を通過する際、車体進行方向の荷重を受けるが、前輪の向きが荷重方向と同一でなかった場合、その角度および凹凸の大きさ、前輪の接地荷重などに応じて、操だ軸まわりにトルクが発生する。操だ系が回転すると、ライダーの保力やタイヤのセルフアライニングトルクにより、荷重を受ける前のポジションに戻ろうとするが、そのトルクが大きすぎると反対側にハンドルが切れてしまう。この繰り返して操だ角振幅は大きくなる。このとき、操だ角の作動周波数は5-10Hzであり、車重やアライメントなどによって決定されと考えられる。また、キックバック発生時のフロントサスペンションの作

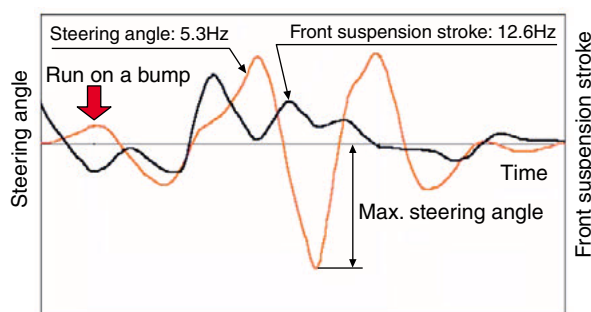


Fig. 3 Explanation for "Kickback" phenomenon

動周波数は操だ角の作動周波数の約2倍である。

凹凸が大きかったり、車速が高かったりすると、操だ系へ入力される車体進行方向の荷重が大きくなるので、大きいキックバックが発生しやすい状況となる。また加速時など前輪の接地荷重が小さくなる場合でも、入力される荷重に対して操だ系の回転角が大きくなり、大きいキックバックが発生しやすい。過大なキックバックが発生すると、腕に伝わる力が大きいので、ライダーは不快に感じたり、疲労しやすかったりする。

4. 実走テスト評価方法

本開発の全ての実走テストは大型スーパースポーツ車を用いておこなった。テスト車の諸元を Table 1 に示す。軽快なハンドリング(操だ重さ)や、キックバックを定量評価するための確立された一般的手法は未だ存在しないため、次に示すようなテスト手法を用いて評価することとした。

4.1. 低速操だ重さ評価方法

Fig. 4 のように 30km/h 等速直進状態でテスト路面に進入し、A地点から2m横方向にレーンチェンジして直進状態に戻る。このモードにおける切返し時の操だトルク変動幅を“低速切返し操だトルク変動”と定義して評価することとした(Fig. 5)。また、同時にライダーによる官能評価にて、操だ重さを評価する。官能評価の尺度は Fig. 6 のように定

Table 1 Major specifications

Item	Specifications	
Engine type	Liquid cooled 4-stroke DOHC 4-cylinder	
Engine displacement (cm ³)	998	
Transmission	6 speed constant mesh	
Vehicle dimension (mm)	2025 × 720 × 1120	
Wheel base (mm)	1410	
Vehicle mass (kg)	179	
Tire size	Front	120/70-17
	Rear	190/50-17
Suspension	Front	Telescopic
	Rear	Swing arm

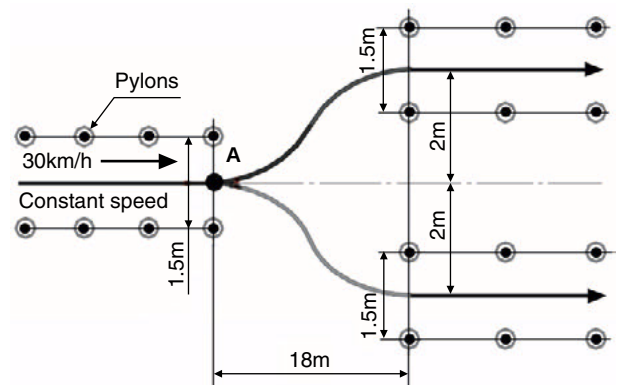


Fig. 4 Test condition of lane change at low speed

めた。以上のテスト手法を“低速レーンチェンジテスト”と定義した。

4.2. キックバック評価方法

Fig. 7 のように6速 120km/h 等速直進状態でコースに侵入，A地点からスロットルを全開にした状態で突起のある路面に侵入する。このとき発生する最大操だ角を“キックバック最大操だ角”と定義して評価することとした(Fig. 3)。同時にライダーによる官能評価もおこなう。低速レーンチェンジテスト同様，官能評価の尺度はFig. 6のように定めた。以上のテスト手法を“キックバックテスト”と定義した。なお，このテストはキックバック現象を再現させるために過酷な条件を用いた。

5. 目標減衰特性

目標とする減衰特性を決めるために実走テストを実施した。テストは手動操作により減衰特性を変更できるステアリングダンパを製作しておこなった。

5.1. 目標最小減衰特性

軽快なハンドリングは，油圧ステアリングダンパの発生減衰力を小さくすることで得られる。ステアリングダンパの減衰力を段階的に高めながら低速レーンチェンジテスト

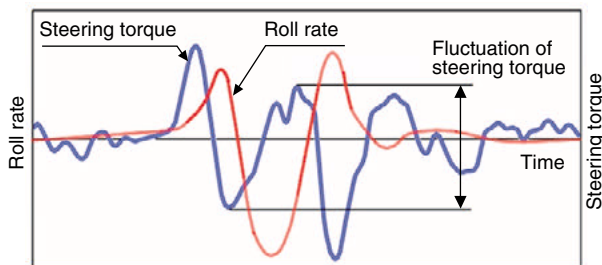


Fig. 5 Definition of steering torque fluctuation at low speed

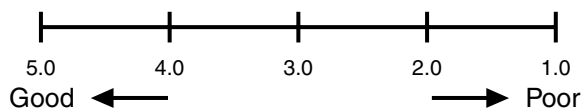


Fig. 6 Rating scale

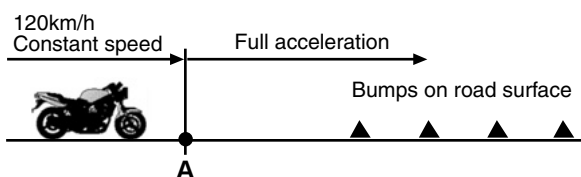


Fig. 7 Condition of Kickback test

を繰り返し，官能評価をおこなった。ステアリングダンパなしに対する低速切返し操だトルク変動の増加が，10%以内であれば，低速操だ重さについてライダーの官能評価が変化しないことが確認できた(Fig. 8)。また本テストにおいて，最大操だ角度付近での減衰力に対し，低速切返し操だトルク変動は比例的に増加することが確認できた(Fig. 9)。これらの解析結果により低速切返し操だトルク変動の目標値を非装着車の+10%以内とした。同時に目標を達成するための減衰特性が，Fig. 10 に示す線1であることが確認でき，これを目標最小減衰特性とした。

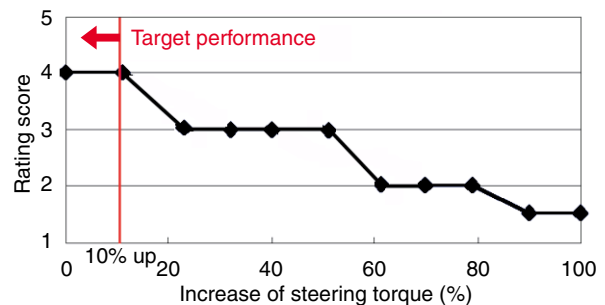


Fig. 8 Rating of handling heaviness

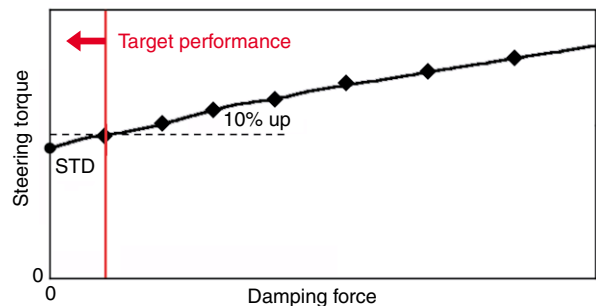


Fig. 9 Relationship between steering torque and damping force

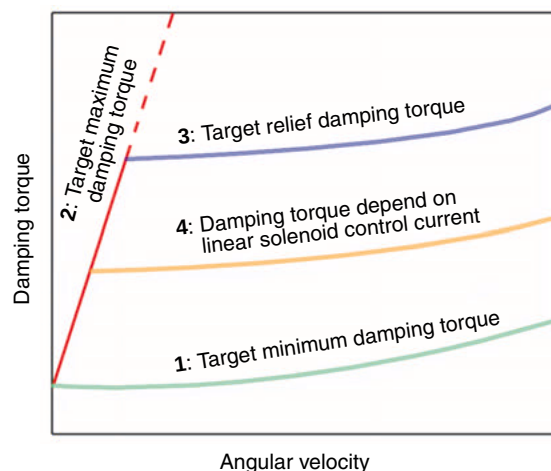


Fig. 10 Target characteristics on relationship between damping torque and angular velocity

5.2. 目標最大減衰特性

キックバックを低減するためには、大きな減衰力を発生させるステアリングダンパが必要である。ステアリングダンパの減衰力を段階的に高めながらキックバックテストを繰り返し、キックバックについての官能評価をおこなった結果、ステアリングダンパなしに対するキックバック最大操だ角の減少量を75%以上にする事で官能評価が4点以上に向上することがわかり、これを目標性能とした。(Fig. 11)また、減衰力を増加させると、キックバック最大操だ角が収束していくことが確認できた。(Fig. 12)

また、操だ角と操だ角速度が小さい領域から大きな減衰力を発生させた方が、キックバックをより効果的に低減できることがわかった。

しかし、低い操だ角速度領域の減衰力を大きくし過ぎると、直進安定性に悪影響を及ぼすことがテストからわかった。二輪車には車体がロールしたとき、その方向に前輪が回頭して車体を起こそうとする機能があるが、減衰力を大きくし過ぎた結果、ロールしたときの前輪の回頭を遅らせたことが原因と考えられる。

以上から、直進安定性に悪影響を与えない最大の減衰特性を実走テストにより求め、Fig. 10に示す線2を目標最大減衰特性とした。

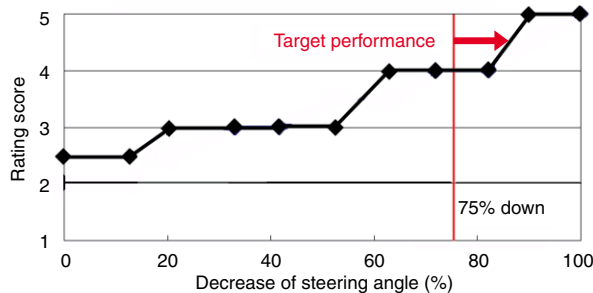


Fig. 11 Rating of kickback performance

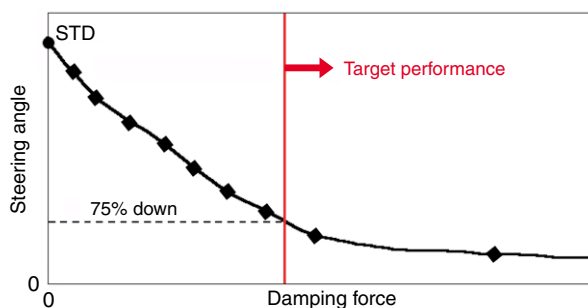


Fig. 12 Relationship between steering angle at kickback test and damping force

5.3. リリーフバルブ機構

5.2. 節で目標とした最大減衰特性で、操だ角速度の上昇に合わせて減衰力を上げてしまうと、ダンパ内圧が高まり過ぎてダンパ本体に高い強度が要求されるので本体が大きく重くなってしまう。しかし、低い操だ角速度領域で適正な減衰力を与えることができれば、小さい減衰力であっても十分にキックバックを低減できる。よって、開放圧力を調整可能なリリーフバルブを設け、一定以上の圧力を逃がし、減衰力の上昇を抑えることにした。

リリーフバルブ作動圧は、キックバック低減の目標を満足できる値をテストより求めた。その特性は Fig. 10 に示す線3であり、これを目標リリーフ特性とした。また、この要求特性からダンパ本体のサイズ・仕様を最適化した。

6. 車体速度・加速度による減衰制御

6.1. 制御機構の必要性

上記テスト結果より、ステアリングダンパの減衰力は、求める性能に応じて変化させなければならないことがわかった。市販のステアリングダンパにも、手動操作により減衰特性変更可能なものはあるが、本システムでは各走行状態に最適な減衰特性を発生させるため、電子制御による自動制御機構を設けることにした。

6.2. 制御パラメータ

ステアリングダンパにより操だが重くなる事象は低速走行において顕著である。これは、走行速度が低くなるほど、ライダーが自発的に操だ角を大きく変化させて操縦するためである。その結果、操だ角速度が大きくなる(Fig. 13)。一方、キックバックは、操だ系に入力される車体進行方向荷重が大きい高速走行時および、フロントタイヤの接地荷重が減少する加速時に発生しやすい。

そこで、減衰特性の制御パラメータとして車体の速度・加速度を採用した。制御マップの考え方は以下のとおりである。

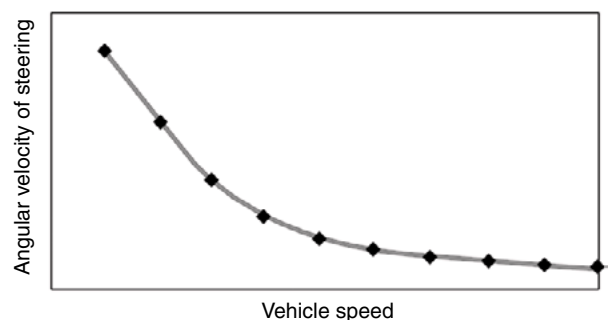


Fig. 13 Characteristics of angular velocity of steering

- ・低速走行時には、軽快なハンドリングとするため減衰特性を低くする。
- ・高速走行時および加速時には、キックバックを低減するために減衰特性を高める。

7. システムと制御

7.1. ダンパ方式

ステアリングダンパの減衰方式として、フリクション式・油圧式・電磁式が考えられる。本開発においては、各方式の特徴・特性を検討した結果、油圧式を採用した(Table 2)。油圧式ステアリングダンパは、作動油の流動抵抗による減衰機構を持ち、作動速度に応じた減衰力を得ることができる。

油圧式ステアリングダンパの構造は直動型と回転型に大別される。下記に本開発で採用した回転型の利点を示す。

- ・通常の作動においては作動油中と外部を往復する部位がないので、かき出しによる作動油消費が少ない。

- ・操だ軸とダンパ回転軸とを同軸に配置することで、操だ角に比例したダンパ作動角を得ることができる。

7.2. システムとダンパ構成

今回開発した HESD のシステム構成を Fig. 14 に示す。制御部の ECU は、車速センサからの情報を基に、ダンパに内蔵されるリニアソレノイドへの制御電流値を決定する。リニアソレノイドはメインバルブに取り付けられており、ECUにて決定された制御電流値に応じて押し付け力を変化させている。リニアソレノイドの採用理由は、車両の急加速や急減速時の作動応答性と、電流値変化に対してリニアな減衰特性変化を実現させるためである。

Fig. 15 に HESD の内部構造を示す。ダンパボデーは、ベーンで左右にしきられる油室と制御油路から構成され、内部に作動油を充填している。ダンパボデーは車体フレーム上に固定され、油室に配置されるベーンはリンクを介して操だ系に結合されている。操だ系とベーンは同一の回転軸を持ち、1:1で回転する。ベーンが回転すると、左右の

Table 2 Investigation of types

Types Items	Friction Type Use of mechanical friction	Hydraulic Type Use of fluid resistance	Electromagnetic Type Use of magnets and coils
Damping characteristics	Unsuitable	Suitable	Suitable
Generated damping force	Small	Large	Medium
Controllability	Low	Medium	High
Size	Small	Small	Large
Cost	Low	Medium	High

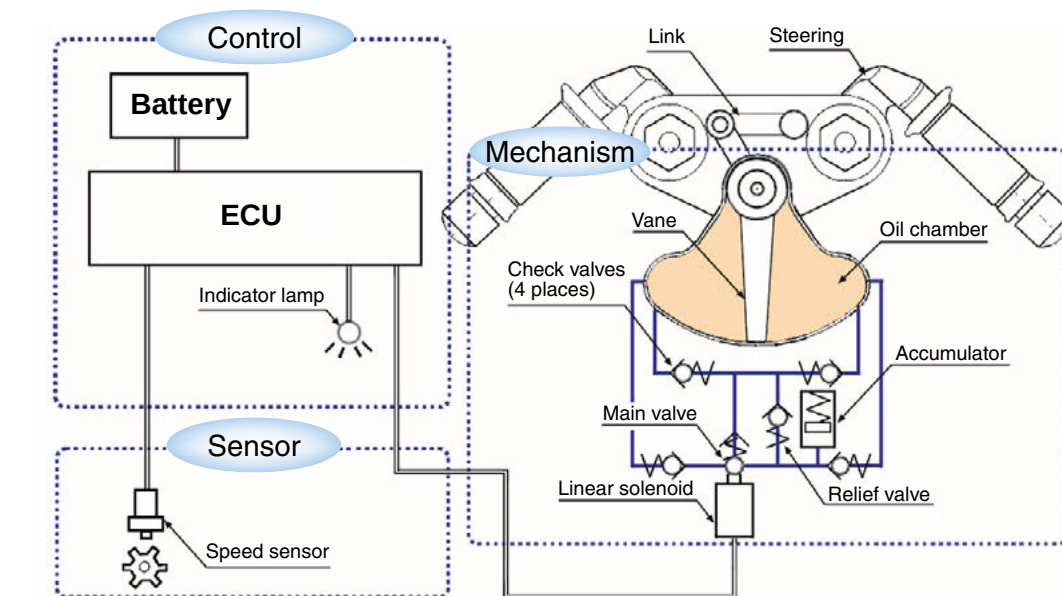


Fig. 14 System diagram of the HESD

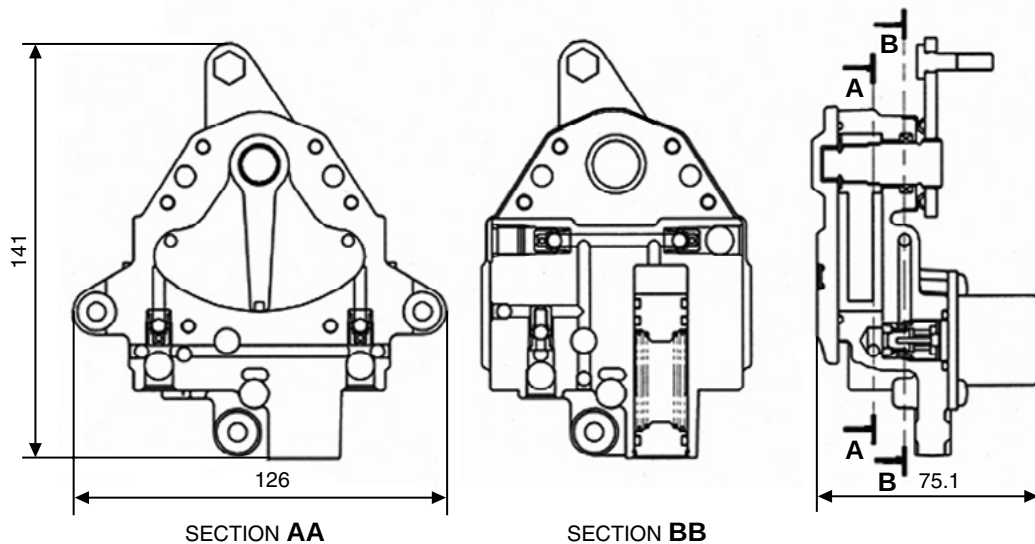


Fig. 15 Inner structure of the HESD

油室間を移動する作動油の流れが生じ、その際の流動抵抗とダンパ内部のフリクションが回転軸まわりの減衰トルクとして操だ系に伝達される。制御油路は軽量化・コンパクト化をねらい、スペース効率の良い立体配管とした。制御油路にはメインバルブ・チェックバルブ・リリーフバルブ・アキュムレータが配置されている。各部位の機能を説明する。メインバルブは、バルブ開口状態に応じて流動抵抗の大きさを変化させる。チェックバルブは、メインバルブへの作動油流入を一方に規制する。リリーフバルブはメインバルブと平行の油路に配置され、発生最大減衰力を制限する。アキュムレータは、温度による作動油の体積変化が生じても、ダンパの内圧を安定させるためのものである。

7.3. 減衰特性の制御

流動抵抗の大きさは、ペーンの角速度とメインバルブの開口面積によって変化する。メインバルブの開口面積は、リニアソレノイドからの押し力とメインバルブでの発生圧力による戻し力の釣り合いによって決定する。

7.3.1. 無通電減衰特性

無通電時は、バルブ内のスプリングによりメインバルブを全開放状態にすることで Fig. 10 の線1の特性を実現した。作動油の流動抵抗は主にメインバルブ部で生じ、操だ角速度に応じて増大する。

7.3.2. 通電時減衰特性

低い操だ角速度域では、リニアソレノイドの押し付け力に対して発生圧力による戻し力が小さいので、メインバルブは閉鎖状態を維持する。このとき、作動油は制御油路側に流れず、油室とペーン間の設定された隙間へと流入し、Fig. 10 の線2の特性を実現した。操だ角速度が増し、リニアソレノイドの押し付け力に対して発生圧力による戻し力が上回ると、メインバルブは開放され、

減衰特性は Fig. 10 の線2から制御電流値によって決定される線4へと変化する。

7.4. 電子制御

きめ細やかでかつ作動応答性に優れたダンパの制御性能を構築するために、電子制御システムを採用した。ECUは車速センサ信号から車体速度と車体加速度を演算し、3次元制御マップによりリニアソレノイド制御電流値を決定する。制御電流値の増加に応じてダンパ特性は Fig. 10 の線1から線3へと無段階に変化していく。Fig. 16に制御マップを示す。低車速時にはリニアソレノイド制御電流値を下げ、車速の上昇に応じて制御電流値を上げる。加速時には、その加速度に応じて制御電流値を上げ、減速時には等速時と同じ制御電流値とした。

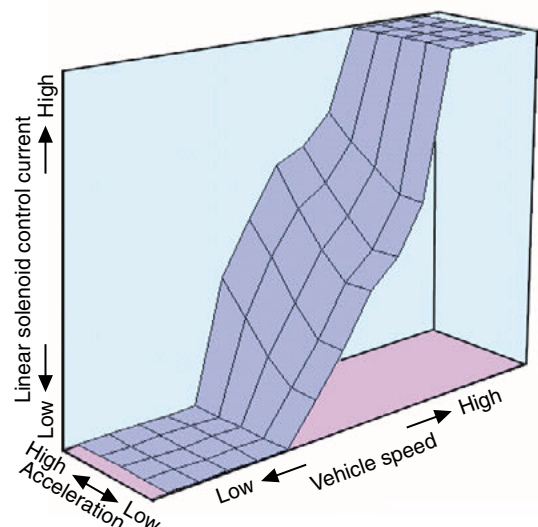


Fig. 16 Control mapping

8. 効果確認結果

これまでに述べた基本構造・制御仕様により得られた効果を検証するため、HESD 付車両にて以下のテストをおこなった。比較として、ステアリングダンパなしの車両と従来のステアリングダンパ付きの車両を計測した。従来のステアリングダンパは、開発の目標である低速切返し操だトルク変動を約 10%増やした(従来ダンパ仕様1)と、キックバック最大操だ角を約75%減らした(従来ダンパ仕様2)の二種類を使用した。

8.1. 低速レーンチェンジテスト

HESD 付車両が低速走行時に操だを重くしないことを検証した。Fig. 17は低速レーンチェンジテスト時の操だトルク分布を示している。横軸は切返し時の最大操だ角速度とした。各仕様における10回の平均値を横線で示す。HESD 付き車両の低速切返し操だトルク変動は、ステアリングダンパなしの車両と比較して8%増であった。これは、目標である従来ダンパ仕様1と比べても良い結果であった。これに対し、従来ダンパ仕様2付き車両の低速切返し操だトルク変動は52%増であった。官能評価結果をTable 3に示す。HESD 付き車両は、ステアリングダンパなしの車両と同じ評点を得ることができ、低速走行時に操だを重くしないことが検証できた。

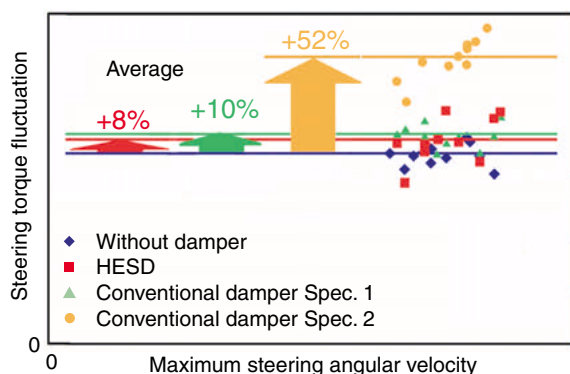


Fig. 17 Low speed lane change test results

Table 3 Steering heaviness evaluation result

	Rider A	Rider B	Rider C
Without damper	4.0	4.0	4.0
HESD	4.0	4.0	4.0
Conventional damper Spec. 1	4.0	4.0	4.0
Conventional damper Spec. 2	3.0	2.0	3.0

8.2. キックバックテスト

Fig. 18は試験車両が評価路面を通過したときの操だ角を時間軸で示したものである。HESDを装着することにより、評価路面におけるキックバック発生時の最大操だ角は約85%減少した。これは、目標である従来ダンパ仕様2と比べても良い結果であった。これに対し、従来ダンパ仕様1は19%の減少に留まった。官能評価結果をTable 4に示す。HESD 付き車両は、ステアリングダンパなしの車両に比べて、非常に高い評価を得ることができた。

上記の結果より、HESD は、常に走行条件に最適な減衰特性を持つことにより、従来のステアリングダンパではできなかった低速走行時の軽快なハンドリングと、高速走行時のキックバックの低減を両立できたと判断できる。

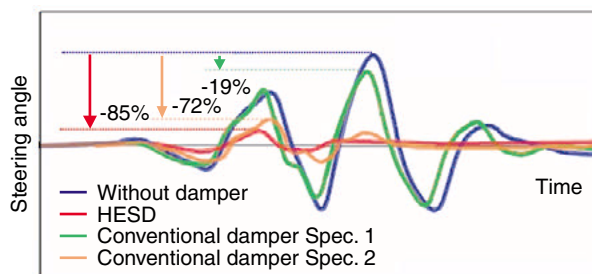


Fig. 18 Kickback test results

Table 4 Kickback performance evaluation result

	Rider A	Rider B	Rider C
Without damper	3.0	2.5	2.5
HESD	5.0	4.0	4.0
Conventional damper Spec. 1	3.0	2.5	3.0
Conventional damper Spec. 2	4.0	4.0	4.0

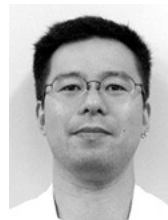
9. まとめ

- (1)ハンドリング特性およびキックバック現象の特徴を解析し、車体の速度・加速度に対する最適なステアリングダンパの減衰力特性を見出した。
- (2)電子制御のリニアソレノイドを使用してダンパ内部の流動抵抗を変化させることにより、低速走行時の軽快なハンドリングを損なうことなく、キックバックを低減させた。
- (3)最大減衰特性や油路のレイアウトを最適にし、軽量・コンパクトな二輪車用電子制御式ステアリングダンパを実現した。

参考文献

- (1) 社団法人 自動車技術会：JASO T803-96 二輪自動車の
操縦性及び安定性用語，p.22(1996)

■ 著 者 ■



若林 威



坂井 清孝



山田 慎一



南里 武彦

小型ハイブリッド除雪機における 電気制御システムの開発

Development of Electronic Control System for Small Hybrid Snow Thrower

脇 谷 勉*

Tsutomu WAKITANI

川 上 俊 明*

Toshiaki KAWAKAMI

山 岸 善 彦*

Yoshihiko YAMAGISHI

御 菩 薩 池 勉*

Tsutomu MIZOROKE

要 旨

ABSTRACT

一般家庭向け小型除雪機の操作性向上を目標として、走行電気制御システムの開発をおこなった。除雪機には、負荷変動および路面抵抗差異に対する安定挙動が必要であり、かつオペレータの入力に対して状況に応じたレスポンスをおこなわなければならない。本開発では、左右に独立したモータを配置、これらを個別制御とし、さらに作業者の指令に対して走行条件にあわせた目標速度の補正を自動でおこない、路面や負荷の状態に限らずこの目標速度に俊敏に追従することによって、安定した走行挙動を実現、わずらわしい走行速度調整の低減とともにボタンスイッチ操作によるスムーズな旋回を可能とした。また12Vバッテリーを電源とした走行モータに対して、求められる作業時の高トルクと移動時の高回転を両立するために、ブラシレスモータを採用し進角制御を用いた。これらの制御を適用し良好な走行性能を得ると同時にデバイスの一体化により従来の中型ハイブリッド除雪機の制御デバイスに対して10%の体積削減をおこない、小型除雪機への搭載を実現した。

An electronic control system has been developed for a small snow thrower for general home use. The new system provides stable propulsion and smooth turning. Development focused on the major requirements of snow thrower stable behavior in changing conditions and responsiveness to operator input. The new system has eliminated the need for troublesome speed control, and even complicated turning maneuvers can be conducted more easily. Both high torque and high speed are required from the drive motor, which employs a 12V battery power supply. A brushless DC motor was utilized and flux-weakening control was adopted to enable these requirements to be balanced. The new control system has enabled the achievement of good performance, and integration of components has resulted in a 10% reduction in the volume of components for the former medium hybrid snow thrower.

1. まえがき

近年の技術トレンドであるハイブリッドシステムにおいて、Honda では Integrated Motor Assist (IMA) システム⁽¹⁾としてパラレルハイブリッド方式を導入し、既に自動車でも市販化がおこなわれている。一方、作業機においてもハイブリッドシステムを導入した除雪機を中型クラスで2000年に市販化⁽²⁾している。

除雪機をハイブリッド化することにより、高い取り扱い性をはじめ作業者の負担軽減が出来る。これらのメリットは小型クラスにおいても求められている。

除雪機におけるハイブリッドシステムの特徴としては、エンジン出力で作業及び発電をおこない走行部のみモータ駆動としたシリーズハイブリッド方式の採用、車載用鉛バッテリーを電源とするモータ駆動、シンプルで安価なシステムを構成するための最小限のセンサ情報、低速域での連続高トルク走行、路面状況も含めた走行負荷変動に対する安定性、作業負荷に応じた走行速度の制御、また、スムーズな旋回を実現するための左右に独立したモータを配置しての個別制御、直進用同期制御が挙げられる。

本稿では、小型ハイブリッド除雪機の開発に用いた制御手法ならびにデバイス技術を紹介する。

*朝霞東研究所

2. 開発のねらい

本開発では、従来の中型ハイブリッド除雪機の電気制御システムに対し、さらに簡単操作による操作性の向上ならびに安定したレスポンスを実現させ、かつ高効率モータドライブ、コンパクト、低コストとし、小型除雪機に搭載することを目標とした。

電気制御システムコンセプトを Fig. 1 に示す。

2.1. 小型除雪機への適用

従来の一般的なエンジン式小型除雪機は、同方式の中型除雪機に対し約60%の重量、ボディーサイズとなっており、オペレータによりとりまわし性が中型除雪機にくらべ容易である反面、作業条件をはじめとする外乱変化に対して挙動変化が顕著にあらわれる。すなわち走行時、作業時を問わず直進および旋回の安定を確保するのにオペレータによる頻繁な軌道修正操作を必要としている。

本開発ではこれらの不確定要素を定量的にとらえた上で良好なレスポンスと安定した挙動を得ることを目標とした。

2.2. イージーオペレート

旋回機能を有するハイブリッド除雪機では、左右モータの旋回(減速)制御をおこなうに当り、それぞれのモータに独立した速度指令値を与えている。その減速量を得るために、中型ハイブリッド除雪機では Fig. 2 の通りレバー入力によるアナログ指令を用いていた。作業者の操作量によって任意に旋回速度をコントロール出来るが、安定した旋回のための調整を作業者に頼る面があった。

これに対し、イージーオペレートとするために、Fig. 3の通りレバーによる減速量指示を削除し、押しボタンスイッチによるオン、オフでの旋回指令に対する自動減速および加速制御の実現を目標とした。

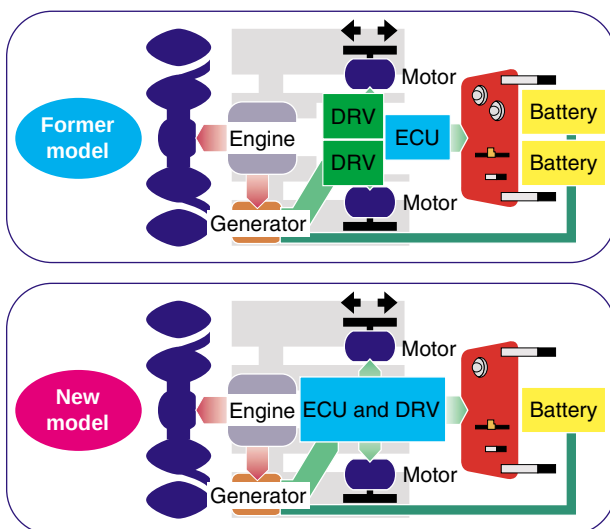


Fig. 1 Electrical system concept for hybrid snow thrower

2.3. モータドライブ

中型ハイブリッド除雪機の場合、求められる作業時の走行トルクおよび採用したブラシモータの特性から、モータドライブ電源を 24V とし、これにともないシステム電源も 24V とした。このため 12V バッテリーを二つ搭載している。小型除雪機への搭載を考慮すると、バッテリーの搭載は一つが望ましい。12V 単電源システムの実現により小型除雪機という限られたスペースへのバッテリー実装が可能となると同時に、他の電装品においても一般車載電装品が採用可能となりトータルコストメリットが得られる。

一方、モータドライブにおいては12Vという低電圧により必要モータ回転数不足およびトルク不足の懸念がある。除雪機において、低中速域での作業、高速域での移動という無段変速による停止から最高速は必須であり、作業時の必要トルクにギア比を合わせるとモータ軸回転は2500rpmが求められる。

低電圧での高効率、可変速運転を実現するために、Fig. 4 に示すブラシレスモータを採用することとした。これにより高効率ドライブ、ワイドレンジ回転を実現することを目標とした。

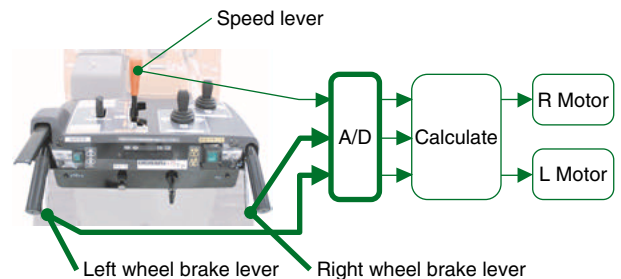


Fig. 2 Control panel of former model

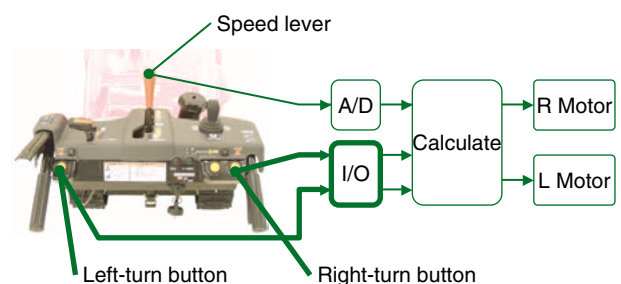


Fig. 3 Control panel for new model

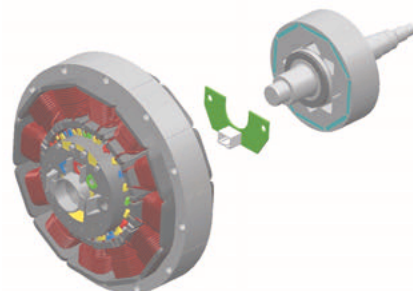


Fig. 4 Brushless DC motor

2.4. コンパクト化

左右独立モータ駆動のハイブリッドシステムを構成するためには、マンマシンインターフェイス、システムの管理、リレーをはじめとするデバイスの駆動、モータ駆動といった複数の制御デバイスが必要となるが、これらを一体化することにより既存デバイスに対する容積率10%ダウンを目標とした。またこれによりデバイス間の結線が削減可能となり、ハーネス不具合等に対しての信頼性の向上かつシステムの低コスト化が可能となる。

3. システム制御

複数デバイスを一体化させるにあたり、中型ハイブリッド除雪機に採用されていたデバイスである Electronic Control Unit(ECU)とモータ Driver(以下 DRV)に求められていた主な機能を整理すると、

- ・ ECU システム統合制御、インターフェイス
- ・ DRV 作業負荷追従モータドライブ

であり、マイコン(以下CPU)での処理方式を決定するにあたり、

- ・ 高ビット CPU 1個による集中処理
- ・ 低ビット CPU 複数による個別処理

といった選択肢がある。

本システムにおいては後者を採用し、マスタ・スレーブ方式とした。各マイコン間の信号インターフェイスはバス接続によるデジタルインターフェイスをメインとしたが、アナログインターフェイスも持たせている。この構成によりCPUの処理内容を分散化出来るためデバッグ工数の短縮がおこなえると同時に、CPUフェール発生時の信頼性を確保出来た。ブロック図は Fig. 5 の通りである。

3.1. 自動旋回制御

イージーオペレートを達成するためには、作業者の押しボタンスイッチによる旋回入力操作に対して、自動減速および加速を違和感なく良好なレスポンスでおこなわなければならない。実際の走行においては、舗装路、雪上の移動走行(特にクローラ駆動の場合、接地面積が大きいので影響を受けやすい)や除雪作業をともなった走行といった様々な状況を想定する必要がある。これらの不確定要素をパラメータ化し、目標速度 SPm 、 SPm' を式(1)および式(2)からなるモデル式とした。これらは左右の足軸それぞれに対する目標速度であり、マスタCPUにて演算をおこなっている。

車速設定レバーによりインプットされる直進速度指示量 ACC から直進目標速度を求め、二つのスレーブ CPU には同じ値の目標速度を指示し、直進走行をおこなう。

R側もしくはL側の押しボタンスイッチによって旋回指令が入力されると、減速側目標速度 SPm および反減速側目標速度 SPm' を求め、時系列による自動減速をおこなう。

$$SPm = (a1 \times DECm \times ACC) - (a2 \times DECm' \times ACC) \quad (1)$$

$$SPm' = a1 \times DECm' \times ACC \quad (2)$$

SPm : 減速側目標速度

SPm' : 反減速側目標速度

ACC : 直進速度指示量

$DECm$: 減速側減速量(パラメータ)

$DECm'$: 反減速側減速量(パラメータ)

$a1$: 減速寄与率1(パラメータ)

$a2$: 減速寄与率2(パラメータ)

$DECm$ で押しボタンスイッチ入力後の自動減速パターンに必要な時系列と減速度を決定する。このパターンの決定

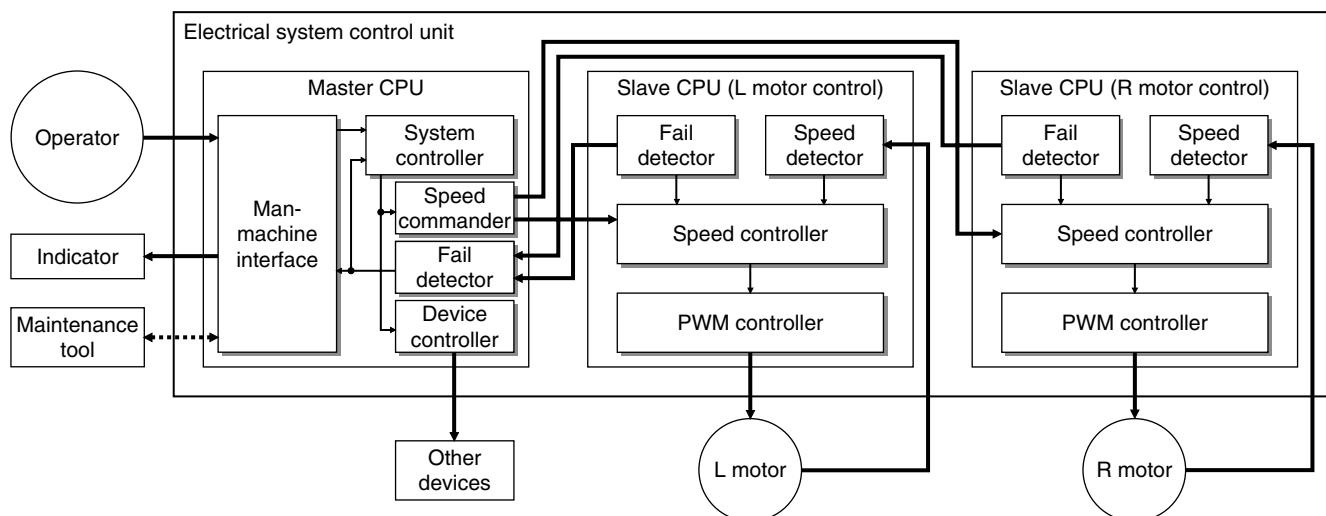


Fig. 5 System block diagram

には、車両重心位置に影響し、走行の挙動ならびに減速度の差異となつてあらわれる、

- ・押しボタンスイッチ入力時点の走行速度
- ・走行荷荷

に対して、各条件で作業者が違和感を持たない挙動変化となるよう、実車両テストから最適値を求めこれを Fig. 6 に示すマップデータとした。

$a1$, $a2$ は除雪機左右モータ駆動システムにおける独自のパラメータである。除雪機においての旋回は、片側車輪を減速停止させることによりおこなわれるが、この際に減速側のみでなく反減速側にも若干の減速をおこなわせるとスムーズな旋回感が得られる。DECm 同様にマップデータ化をおこなった。

なお、実際の除雪機における ACC 入力は、直線上に配置されたアクセルレバーで操作され、この操作量全域内は、前進側可変レンジ、停止(ニュートラル)レンジ、後進側可変レンジで構成されている。これをアナログ信号化してモデル式に入力しているが、アナログポテンショメータの機械取り付け公差等により個体差が発生する。これら不確定要素に対しての量産性を持たせるため、ACC 算出もモデル式とし、か

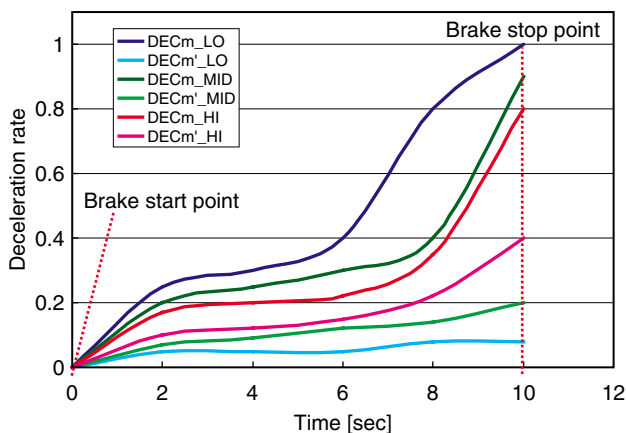


Fig. 6 DECm MAP data

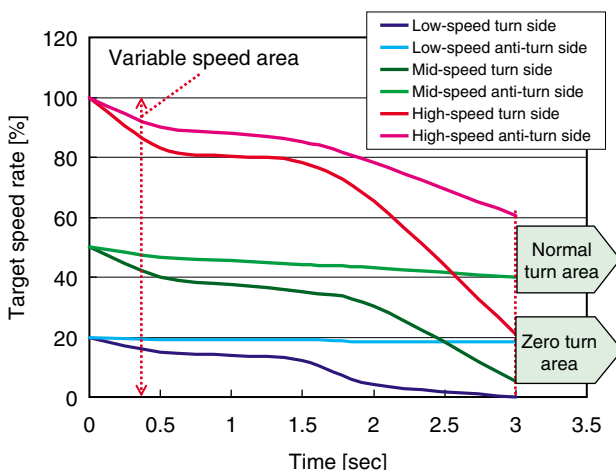


Fig. 7 Brake timing chart

つイニシャル操作による偏差吸収をおこなわせている。

各パラメータを固定とした場合の、式(1)、式(2)により求められる減速カーブを Fig. 7 に示す。これにより各走行条件にあわせたアウトプットが得られた。

これらの結果をもとにした実機での自動旋回イメージを Fig. 8 に示す。

3.2. モータドライブ制御

本小型除雪機に要求される走行モータの最大トルクは $4.5\text{N}\cdot\text{m}$ であり最高回転数は 2500rpm である。Fig. 9 に走行モータに必要とされるモータ回転数とトルクの関係を示す。イーゾオペレートに対して違和感の無いよう、マスター CPU で求めた目標速度へとすばやく追従し、かつ 12V 電源に対して低速での作業時においても安定した速度制御をおこなわなければならない。

これら課題を解決するために、

- ・モータ速度制御
- ・ハイサイド・ローサイドスイッチング制御
- ・強制転流制御
- ・起動同期キャンセル

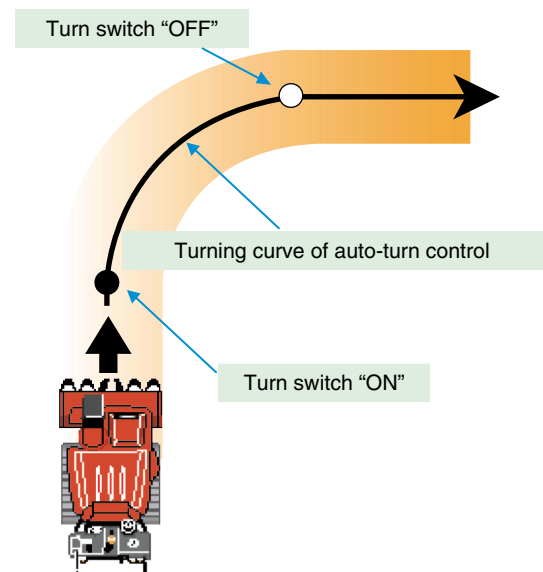


Fig. 8 Turning curve line of auto-turn control

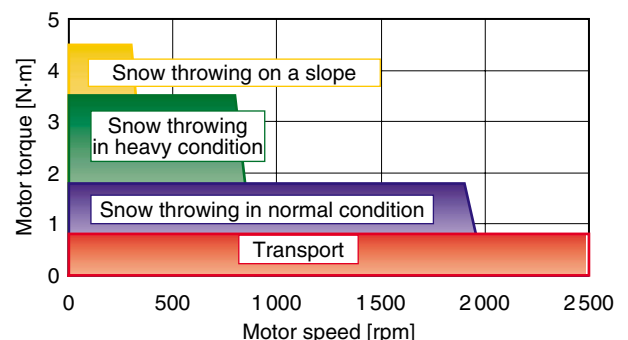


Fig. 9 T-N curve of brushless DC motor

をおこなうことにより小型除雪機に求められる要求をクリアすることが出来た。

3.2.1. モータ速度制御

本システムは先記の通り 3 CPU 構成であり、作業者の操作に対する車速に応じた目標速度算出はマスタ CPU でおこない、R、Lそれぞれに対する SPm 、 SPm' を決定する。左右モータをそれぞれ制御する二つのスレーブCPUは、この値に対し速度フィードバックをおこない、路面や作業負荷による車速変化に対して追従をおこなう。それぞれのスレーブCPUは他方に干渉せず、単独で制御をおこなっている。これは車速変化に対するレスポンスを最優先させるためであり、これによって生じる左右の車速アンバランスについては、各スレーブCPUからリアルタイムでモータ回転数を受けているマスタ CPU でシンクロ制御をおこなう。

スレーブ CPU では、車速変化、目標速度の変化に対する素早いレスポンスとオーバーシュートの防止を両立するために、PI制御によるフィードバック制御に加え、目標速度に応じたフィードフォワード制御を用いている。スレーブ CPU の制御ブロック図を Fig. 10、目標速度とフィードフォワード制御速度マップデータを Fig. 11 に示す。

フィードバック制御積分係数は、Fig. 12に示すとおり減速、加速に分けてマップデータ化をおこない様々な車速に対して安定したレスポンスを得ている。

3.2.2. ハイサイド・ローサイドスイッチング制御

12V 電源でのドライブにおいて要求走行トルクを得るために電流を増加しなければならない。よってスイッチング

素子(以下 FET)はスイッチングロスによる発熱や耐電流の観点から大容量化が望ましいが、パッケージの大型化、高コストにつながる。本開発では、スイッチング効率の良いドライブによる発熱ロスの低減、確実な保護により小容量の FET が採用可能となった。

モータドライブは三相ブリッジハイサイド、ローサイドの両サイドスイッチング方式としFET損失バランスの均等化をおこなっている。実用モードにおける発熱についても、Fig. 13 に示すとおりハイサイドとローサイドの温度差 $\Delta t = 20^\circ\text{C}$ 以内を達成することが出来た。

3.2.3. 強制転流制御

走行中もしくは作業中に必要となる走行モータの最大トルクは $4.5\text{N}\cdot\text{m}$ である。しかしながら実走行においてクローラのロックが発生した場合、最大トルクが発生してもロック状態を解消出来ない場合がある。この場合はマスタCPUによるロック検出もしくはスレーブ CPU による過電流検出による保護処理となるが、作業機においてはロック状態でも極力走破したいという要求もある。従来の過電流検出時リトライ処理では電力が必要とされるため、12V 電源では実現が困難であった。またロック状態では同一相への通電が継続するため大電流が流れ、さらに過電流となってしまう。そこで、強制的に転流処理をおこない、ロック状態を解除させて新たな相への通電をおこなう方法とした。これにより Fig. 14 に示す通りのロック時トルクを得ることが出来た。

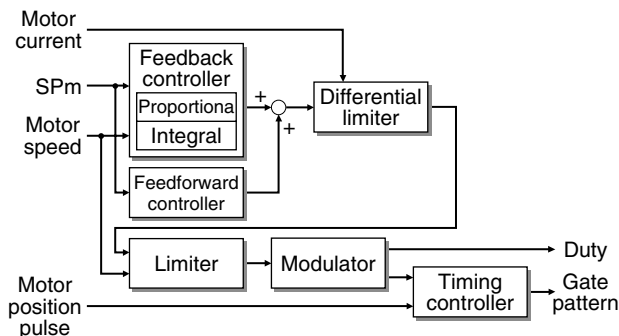


Fig. 10 DRV control block diagram

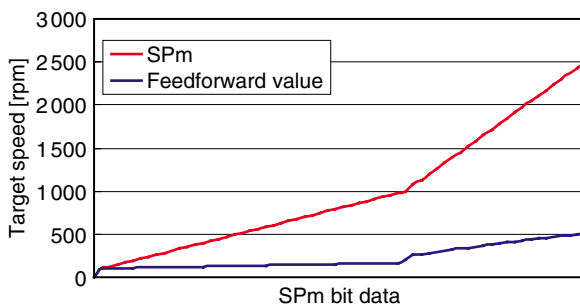


Fig. 11 Feedforward value

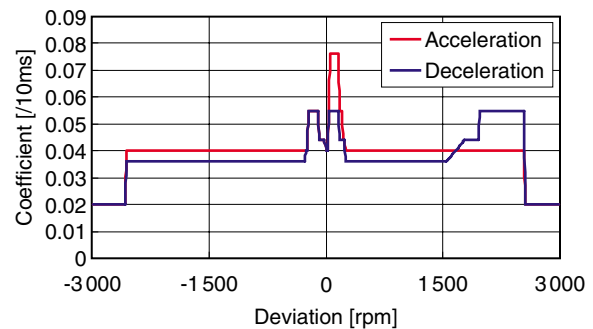


Fig. 12 Integral coefficient MAP

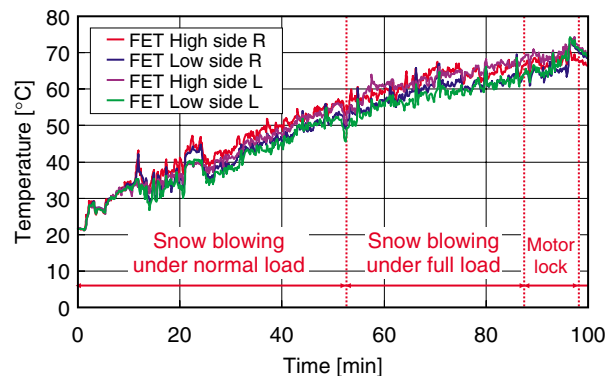


Fig. 13 Result of measurements temperature of drive FET

3.2.4. 起動同期キャンセル

12V単電源化にともない、低速度走行時にはモータ印加電圧3Vという場合がある。このような目標速度の印加電圧が低い時には、左右のモータ速度差を吸収するための直進同期制御により起動レスポンス悪化という状況が発生する。

起動時には左右のモータ間での同期をおこなわない方が良好な立ち上がりレスポンスを得られるということが判明したため、直進性を損なう規定回転数に達するまでは左右同期制御をキャンセルさせる事とした。この処理は初速発生後ただちに解除とするが、実機走行で同期制御への悪影響についても確認をおこない、問題が無いことを確認した。なお、この処理は速度ゼロからの立ち上がり時のみ適用し、直進減速時や旋回時には通常の処理方法を適用している。

なお、本項での結果はクローラという走行抵抗の高い駆動方法を持つ作業機に有効である。

4. ハードウェア構成

前項では、ソフトウェア側での対応策について記載したが、ここではハードウェア側について説明する。

12V 単電源システムによるハードウェア上の特徴としてモータ回生電圧の印加による過電圧の影響があげられる。本開発では、回路部耐圧スペックを制御部とドライブ部に分けそれぞれに印加される最高電圧より決定し、かつ過電圧保護により信頼性を確保している。ユニットの実装基板を Fig. 15 に示す。

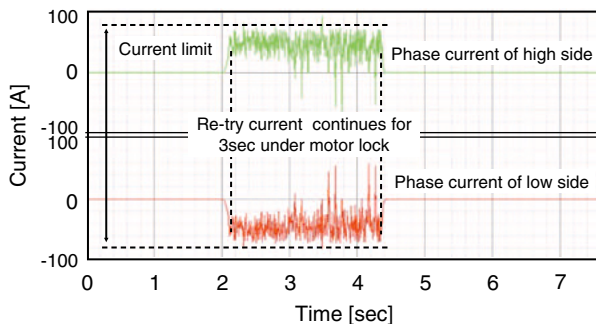


Fig. 14 Results of lock current measurements

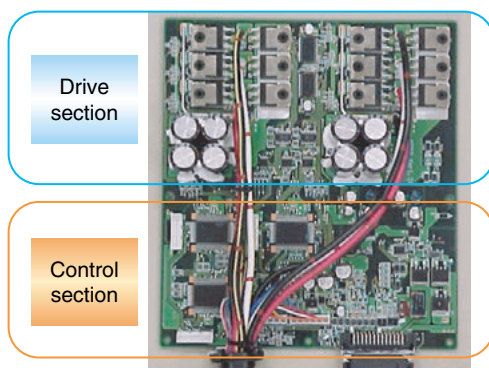


Fig. 15 Circuit board of ECU/DRV unit

4.1. 一体化基板

ガラスエポキシ4層基板による高集積実装レイアウトとし、モータドライブ部の大電流スイッチングによるコントロール部への影響が無いよう電源グランド(以下 GND)パターンを考慮して設計をおこなった。各 GND はパターン面積最小とするため共通化をおこなっているが、CPU の GND は独立させコネクタパターン近傍で共通コンデンサ、サージキラー素子と共に GND レベルを合致させ、GND ノイズに対する信頼性を確保した。

4.2. 制御電源構成

デバイス一体化にともない、複数の電源が同一基板上に混在することとなるが、

- ・モータドライブ用電源と DRV 制御電源共通化
- ・システム制御電源のみ単独化

とすることにより、最小の電源構成を実現した。

なお、各電源用レギュレータの立ち上がり時間差を設け、電源投入時、マスタ CPU がスレーブ CPU より先に立ち上がるハードウェア構成としている。

4.3. 入出力ライン

Figure 16に示すとおり、信号およびデバイス作動用インターフェイスは基板ダイレクトカップラにておこない、ユニット内のハーネスを削減、信頼性の向上と低コスト化をおこなっている。バッテリー電源入力およびモータドライブ出力用パワーラインについては基板に直接ケーブルを接合する構成としている。大電流を流すパワーラインの基板パターンが削減され、基板パターン引き廻し効率の向上と配線長のミニマム化によって、基板面積が削減し、既存デバイスに対し 10%の容積削減が実現出来た。

5. 実機テスト結果

起動から最高回転数速度までの走行速度レスポンスや実作業モードにおける作業フィーリング確認には、Fig. 17および Table 1 に示す小型ハイブリッド除雪機を用いた。この除雪機は電気制御システムのみならず、従来の機械式小

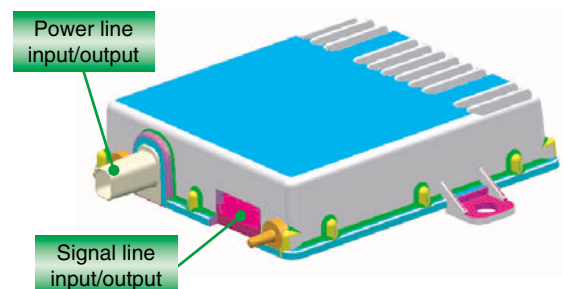


Fig. 16 Overview of ECU/DRV unit

Table 1 Major specification of hybrid snow thrower

Items	Former hybrid model	New hybrid model
Type	Medium	Small
L × W × H [mm]	1650 × 920 × 1340	1500 × 725 × 1155
Outfitted weight [kg]	265	163
Snow-clearing width [mm]	920	710
Snow-clearing height [mm]	580	510
Maximum snow-clearing volume [ton/h]	80	60
Drive system	Dual drive for DC motor	Dual drive for brushless DC motor
Speed control	Pulse Width Modulation (PWM) control with unipolar drive	Pulse Width Modulation (PWM) control with bipolar drive
Motor reduction gear ratio	61 : 1	36.4 : 1
Maximum speed [m/sec]	0.78	0.8
Maximum motor speed [rpm]	3000	2500
Maximum motor output [N·m]	4.5	4.5
Turning	Manual operation with analog switches	Automatic control with digital switches
Power source	12V battery ×2	12V battery
Control device	Electronic Control Unit (ECU) Motor Driver (DRV) ×2	Unified controller

型除雪機に対し30%の除雪性能向上やフルカバー化による低騒音、低振動化をおこない、より一層の商品力向上となった新モデルである。この小型ハイブリッド除雪機による実機テスト結果、除雪機に求められる走行要求条件を満足する性能を得ていることが証明出来た。

5.1. 除雪機の走行速度レスポンス

除雪機の駆動用モータ速度制御への影響は、1) 作業からの速度操作量の変化、2) 低摩擦係数(以下 μ)を持つタイル路面上から高 μ を持つ半融雪路面までの路面変化、3) 除雪負荷の増減による変化、といった様々なものがある。モータの実回転数と内部変数 SPm (マスタ CPU 内部で計算している目標回転数)に対するモータ回転数の時間変化を Fig. 18 に示す。この図は、作業からの速度操作を低速から最高速度まで変化をさせる際の、その条件下においての最適な目標回転数 SPm に対するモータ実回転数の追従性を示した。

上記変化に対しても、リニアな追従が可能でありイージョオペレート操作に対しても、十分なレスポンスを得ることが出来た。



Fig. 17 Overview of hybrid small snow thrower

5.2. 12V 単電源化による挙動

12V 単電源化によって、高負荷走行時の電圧ドロップおよび負荷変動による一次電圧変動がおよぼすドライブ回転数変動に対し実機実用テストにおいて、

- ・ 走行時電圧ドロップによる最低電圧 11.4V
- ・ 電圧変動による定格回転数誤差 $\pm 6\%$

という結果となり制御および応答性に影響をおよぼさない電圧レベルであり、かつ定格回転数許容範囲であることが確認出来た。

5.3. 旋回時の安定性

除雪作業時の様々な要因変化に対して、旋回時の安定性を確保する必要がある。Fig. 19 に示すヨーレートによる解析をおこなった。この結果、旋回に対し安定したヨーレートが得られ、体感として現れる実機挙動違和感は発生せず、トータルとして良好なレスポンスを得られることが確認出来た。

6. まとめ

本小型ハイブリッド除雪機における電気制御システムの開発により次の成果を得た。

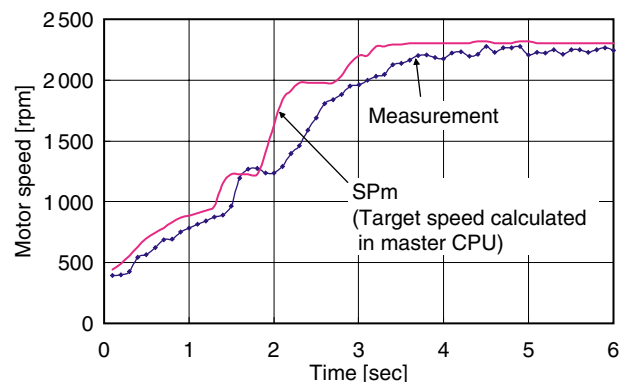


Fig. 18 Response time graph for different load characteristics

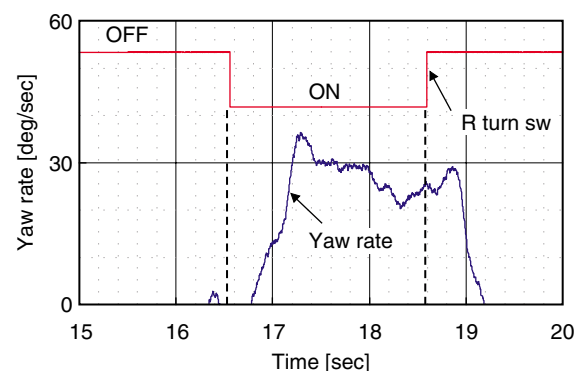


Fig. 19 Response time graph of vector curve

- (1)自動旋回制御により、押しボタンスイッチのイージーオペレートによる自動減速および加速の安定した旋回を得られた。
- (2)モータ速度制御により、負荷や電圧変動などの不確定要素に対して安定した制御を得られた。また、ハイサイド・ローサイドスイッチング制御、強制転流制御、起動同期キャンセルによって、12V ドライブ電源で、要求される走行トルクと回転数を達成し、12V 単電源でのシステムが可能となった。
- (3)一体基板化や制御電源構成最小化、入出力ラインのダイレクトコプラと基板へのケーブル接続併用により中型ハイブリッド除雪機の制御用デバイスに対し10%の体積削減が出来た。

参考文献

- (1)松木 正人, 若城 輝男, 神山 敏宏, 佐藤 利行, 賀来 嘉昭, 神田 正浩: ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.39-48(2002)
- (2)花房 実美, 脇谷 勉, 山本 隆弘, 乾 勉: ハイブリッド除雪機「HS1390i」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.31-38(2002)

■ 著 者 ■



脇谷 勉



山岸 善彦



川上 俊明



御菩薩池 勉

金型を用いた油圧バルブボデー試作品の 短期製造システムの構築

Establishment of Rapid Manufacturing System for Dies to Produce Hydraulic Valve Body Prototype

島田 宏美*
Hiromi SHIMADA
河田 茂美*
Shigemi KAWATA

石濱 陽一郎*
Yoichiro ISHIHAMA
内田 孝尚*
Takanao UCHIDA

早川 善寿*
Yoshihisa HAYAKAWA

要 旨

オートマチックトランスミッションの変速制御用油圧回路を構成する油圧バルブボデーは、量産品と試作品では製造方法の違いから詳細形状に違いが発生する。この違いから変速制御仕様は、試作品で設定後に再度量産品で設定する必要があった。この課題は試作品の鑄造に砂型ではなく量産同様の金型を用いれば解決できるが、製造の期間が長いため実現できなかった。この期間を短縮するため、金型を短期で製造する技術の構築と業務フローを見直した。この結果、油圧バルブボデーの試作品は、従来の砂型を用いた製造の期間以下で、金型を用いて製造することが可能になった。

ABSTRACT

The use of different casting methods causes differences in the detailed shapes of mass-production and prototype models of the hydraulic valve bodies which make up the hydraulic circuits employed for shift control in automatic transmissions. These differences make it necessary to reset the shift control specifications in mass-production models after their initial setting in the prototypes. This issue could be resolved by replacing the sand molds currently used to cast prototypes with the dies used in mass production, but the length of time required to produce prototypes with the dies renders this method impractical. New production techniques were therefore proposed and the production workflow was studied to reduce the period required to produce dies. As a result, prototype hydraulic valve bodies can now be produced using dies in a shorter period than previously required when using sand molds.

1. まえがき

オートマチックトランスミッションの油圧制御装置は、ショックの無いスムーズな変速を制御するためのものである。油圧制御の仕様設定は、アルミダイカスト(ダイカスト)部品である油圧バルブボデーで形成する油圧回路を用いておこなう。油圧バルブボデーは量産品と試作品では Fig. 1 に示すような抜き勾配や、油路底部隅 R 等の詳細形状に違いが発生する。近年の緻密なオートマチックトランスミッション制御では、これらの詳細形状の違いが油圧特性に影響を与えるため、油圧制御の仕様は、試作品で設定した後に量産品で再設定する必要があった。

油圧バルブボデーの量産品と試作品で詳細形状に違いを生じる原因は、量産品と試作品で製造方法が違うことである。Fig. 2 は量産品と試作品の製造工程を示した図である。Fig. 2 に示す 3D 詳細形状モデルは、製品設計者が 3D CAD

を用いてパーティングラインや抜き勾配、フィレット R 等の製造側の仕様要望を反映し作成する。この 3D 詳細形状モデルは量産と試作で同等に活用される。量産品の製造工

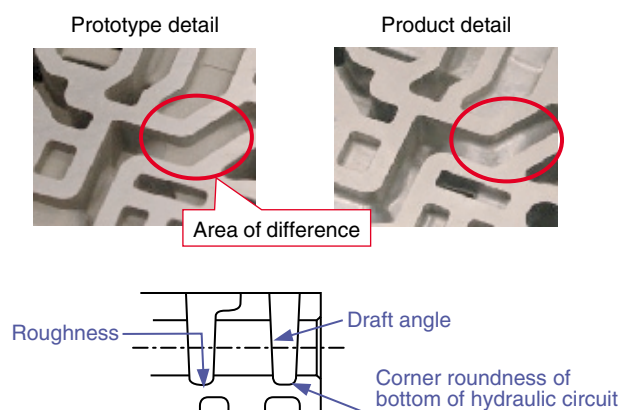


Fig. 1 Comparison of detailed shape in prototype, and product

程では 3D 詳細形状モデルを CAM モデルへ転用し、NC で金型を彫り鑄造成形する。試作品の製造工程でも 3D 詳細形状モデルを CAM モデルへ転用し、NC で木型を彫り砂型を造型し鑄造成形する。試作品の製造工程には人手を用いた砂型造型があり、この工程の中に試作品と量産品の詳細形状に違いが生じる、以下の要因がある。

- (1) スライス木型(Fig. 2)間の砂混入による型合わせ不良
- (2) スライス木型の磨耗
- (3) 油路形状部の砂型を砂型本体へ接着する時の位置不良
- (4) 上下砂型を合わせる時の位置不良
- (5) 砂型先端形状のつぶれ

これらの要因を対策し、試作品の詳細形状を量産品と同等にする検討をしたが、人手の作業バラツキを取り除くことができず解決には至らなかった。

以上から、油圧パルプボデーの試作品の詳細形状を量産品と同等にするため、金型を用いて試作品を製造することが必要になった。

2. 短期製造システム構築のねらい

一般にダイカスト用の金型は部品の種類ごと専用に製造される。金型を用いた試作も同様であり、従来の砂型を用いた試作の製造に対して、Fig. 3に示すように期間が2倍を要した。この場合の金型製造期間は Fig. 4 に示すように、製品設計部門が 3D 詳細形状モデルを出図してから、試作品が完成するまでの全製造期間の 3/4 を要した。さらに金型製造期間の中で主型製造工程が一番期間を要し、全製造期間の 1/2 であった。

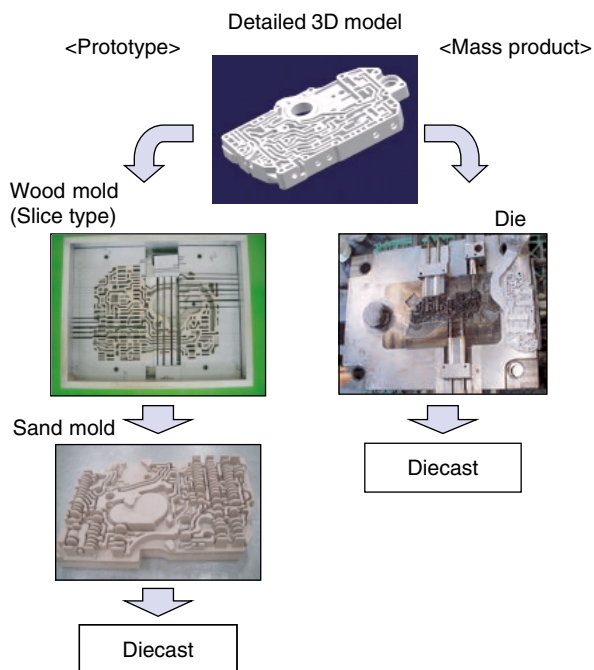


Fig. 2 Manufacturing process

ダイカスト製造仕様は、鑄巣(Fig. 5)、湯境、湯じわ等の鑄造欠陥を取り除くための鑄造トライ(Fig. 4)をおこない決定する。鑄造トライの各工程を以下に説明する。

- (1) 鑄造：鑄造工場で金型をダイカストマシンに載せ、ダイカスト時の溶湯速度等、湯のコントロールを設定し鑄造成形する。
- (2) 機械加工：機械加工工場で鑄造素材を機械加工し、加工面の鑄造欠陥を検査する。
- (3) 鑄造方案修正：鑄造欠陥が発生した場合、金型工場で溶湯の流れを改良するため Fig. 11 に示すような湯口、湯道、バックアップ、ガス抜き等の鑄造方案(Casting plan)と言われる金型形状を見直し修正加工する。

一回の鑄造トライは上記(1)(2)(3)の工程をおこなう。またこれら(1)(2)(3)の工程はそれぞれ別の工場でおこなわれ、工程移行には金型と鑄造トライ品を各工場へ輸送

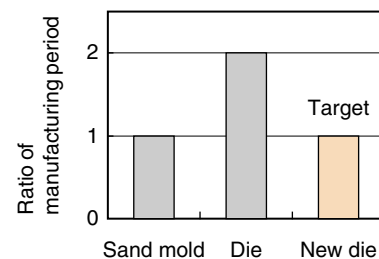


Fig. 3 Comparison of manufacturing periods

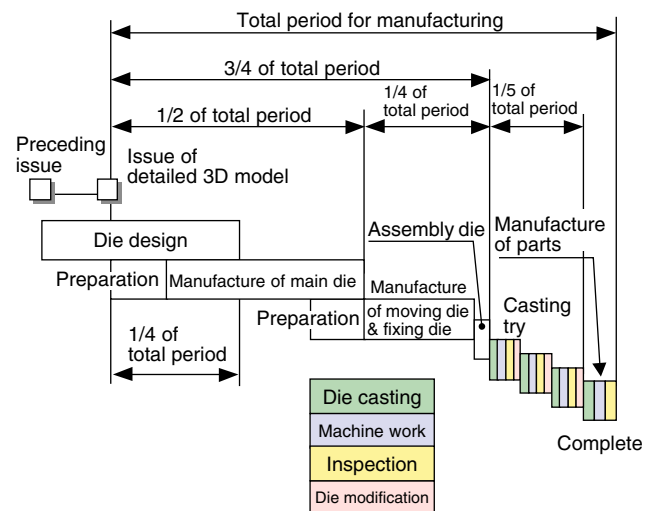


Fig. 4 Workflow of manufacture by die

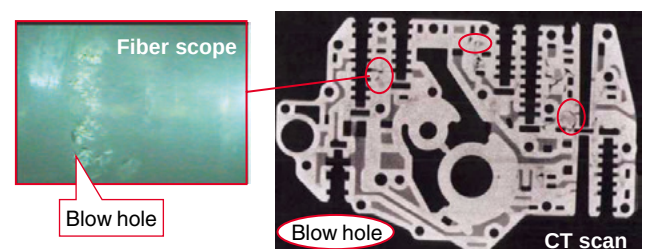


Fig. 5 Casting cavity

する期間が必要である。鑄造トライは鑄造欠陥がなくなるまで通常三回程度おこなわれる。以上から鑄造トライの期間は全製造期間の約 1/5 (Fig. 4) を要した。

金型設計は製品設計部門から先行図を受け取り開始する。その後 3D 詳細形状モデルの正式図を受け取り詳細を設計する。このため Fig. 4 の金型設計工程は製造期間に含まれることになり、全製造期間の 1/4 を要した。

以上より金型を用いた製造期間を、砂型を用いた製造期間まで短縮する課題として、以下を挙げた。

- (1) 金型製造期間の短縮
- (2) 鑄造トライ回数の削減
- (3) 金型設計の前倒し

3. 短期製造システムの構築

3.1. 金型製造期間の短縮

3.1.1. 油圧バルブボデー用金型形状の特徴

油圧バルブボデー形状の特徴を以下に挙げる。

- (1) 表面と裏面に油路があること (Fig. 6)
- (2) 左右に油圧バルブが挿入される穴があること (Fig. 6)
- (3) オートマチックトランスミッションの種類ごとに専用であるがどの形状も相似していること

上記の油圧バルブボデー形状の特徴に対応するため、金型は Fig. 7 に示すように主型へ製品形状型を組み込んだ可動型と固定型及び、可動型の左右にスライドピンを配置する構造を持ち、どの金型も形状が相似していることである。こ

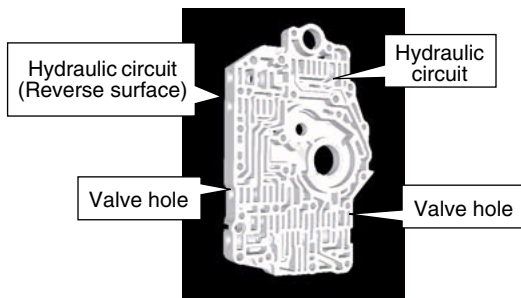


Fig. 6 Shape of hydraulic valve body

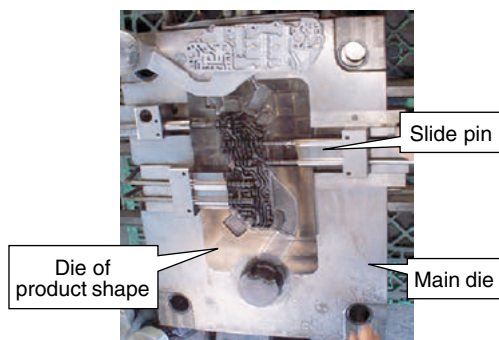


Fig. 7 Moving die

の相似する金型形状の特徴を生かし、主型とスライドベースの標準ユニット化を検討した。

3.1.2. 主型の標準ユニット化

主型の標準ユニット化は、Fig. 8 に示すように可動型と固定型の主型へ製品形状型を組み込む部分の寸法と、可動型のスライドベースを組み込む部分の幅寸法を標準化することである。この標準化を検討するため、当社の全種類の油圧バルブボデーについて、油圧バルブボデー外形の最大の投影面積と、油圧バルブ穴の最大の設置幅寸法を調査した。この結果より、油圧バルブボデーの最大の投影面積に対応する、主型の標準ユニット化を検討したが、油圧バルブボデーが最小の投影面積の場合に以下の課題がわかった。

- (1) 製品形状型 (Fig. 8) に無駄な材料面積が大きくなり、余分な材料費がかかる。
 - (2) 必要以上に大きなダイカストマシンが必要になり、余分な設備費がかかる。
 - (3) 金型の大きさに対し、溶湯が接する製品形状部 (Fig. 8) が小さくなり、ダイカスト時に金型が設定温度まで上がり難くなるため、湯じわ等の鑄造欠陥が出易くなる。
- 以上の課題に対応するため、製品形状型の標準寸法を油圧バルブボデーの投影面積の大きい物と小さい物に分け、主型の標準ユニットは大型用と小型用の二種類を設定した。またスライドベースの幅寸法は、主型の小型用と大型用に対応させ、油圧バルブ穴の最大の設置幅寸法を設定した。

3.1.3. スライドベースの標準ユニット化

スライドベースの標準ユニットも、主型標準ユニットのスライドベース幅寸法に対応させ二種類を設定した。またバルブ穴の挿入方向には、水平以外に Fig. 8 に示すように斜めが存在する。このためスライドベースとスライドピンの間に、アダプタを設定した。

3.1.4. 金型の専用部品

主型とスライドベースの標準ユニットを流用し、油圧バルブボデー用試作金型を製造する場合、油圧バルブボデーの種類ごとに専用になる以下の金型部品のみ、新規製造または追加加工が必要である。

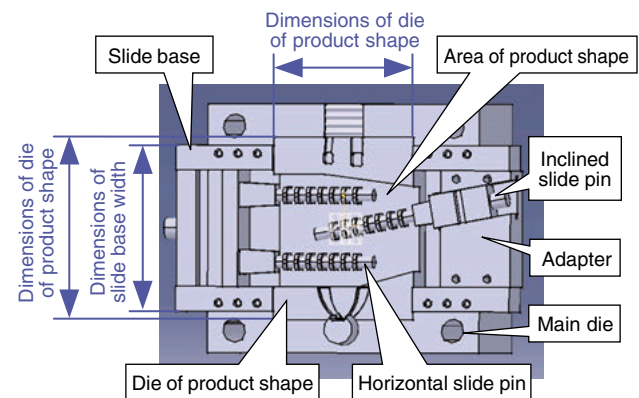


Fig. 8 Standard main die unit

- (1) 製品形状型の新規製造 (Fig. 9)
- (2) スライドピンの新規製造 (Fig. 8)
- (3) 必要に応じてバックブロックの冷却ホース用穴の追加工 (Fig. 9)
- (4) 必要に応じてアダプタの新規製造 (Fig. 8)

主型とスライドベースを標準ユニット化し専用金型部品を削減した結果、金型製造期間は 1/3 に短縮できた。この結果、全製造期間の 1/2 が削減された。Fig. 10 に主型とスライドベースの標準ユニットを用いて、油圧バルブボディ用試作金型を製造した例を示す。

3.2. 鋳造トライ回数の削減

3.2.1. 油圧バルブ穴の鋳巣

油圧バルブボディの鋳造欠陥で一番の課題は、油圧バルブが挿入される機械加工穴の内径面に生じる鋳巣 (Fig. 5) である。鋳巣の発生する要因は、この部位が金型の外形から深い位置にあるため、ダイカスト時に冷却が遅くなることである。また、この部位は油圧バルブの摺動面にあたるため、鋳巣の品質基準が厳しくなっている。以上の要因を解決し鋳造トライ回数を削減するため、バルブ穴周辺の冷却性能の向上と機械加工取代の低減を検討した。

3.2.2. 鋳造トライの1回化

鋳造トライ回数の削減のため、以下の手法を検討した。

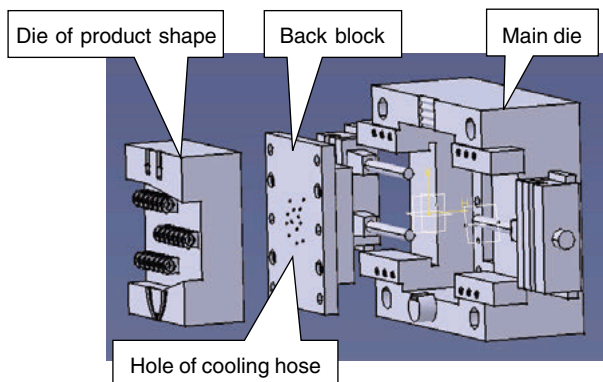


Fig. 9 Configuration of main die unit

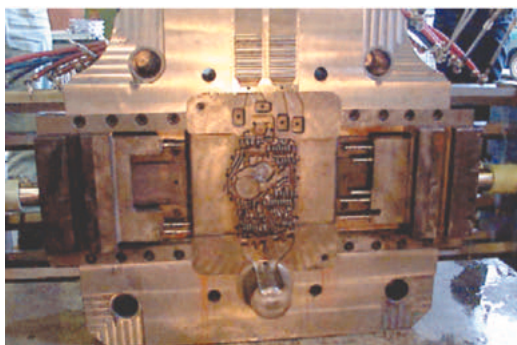


Fig. 10 New prototype die produced by standard main die unit

(1) 鋳造欠陥を防ぐ仕様の金型への適用 鋳造トライ時の鋳造欠陥、特に油圧バルブ穴の鋳巣の発生を防ぐため、量産と試作の金型で実績がある鋳造方案と、下記に挙げた新たな仕様を新試作金型へ適用した。

a. バルブ穴周辺の冷却性能の向上 Fig. 11 に示すようなスライドピン内冷却とライン冷却及び、スポット冷却を追加した。

b. 機械加工取代の低減 鋳肌面から鋳巣が発生する深さを分析した結果、鋳巣が発生する深さに傾向があり、冷却面近傍には発生しづらいことがわかった。またスライドピンの抜き勾配は、Fig. 12 に示すように鋳抜きが可能な勾配まで低減化を検討した。これらにより機械加工取代を低減した。

以上の結果、鋳造トライにおけるバルブ穴機械加工面の鋳巣は発生しづらくなった。

(2) 鋳造トライ工程の鋳造工場への集約化 鋳造欠陥を防ぐ仕様を金型へ適用した結果、従来、金型工場でおこなわれていた大幅な金型方案の修正が不要になった。これにより、下記に示す機械加工工場及び金型工場でおこなわれていた工程を、鋳造工場に集約することができた (Fig. 13)。

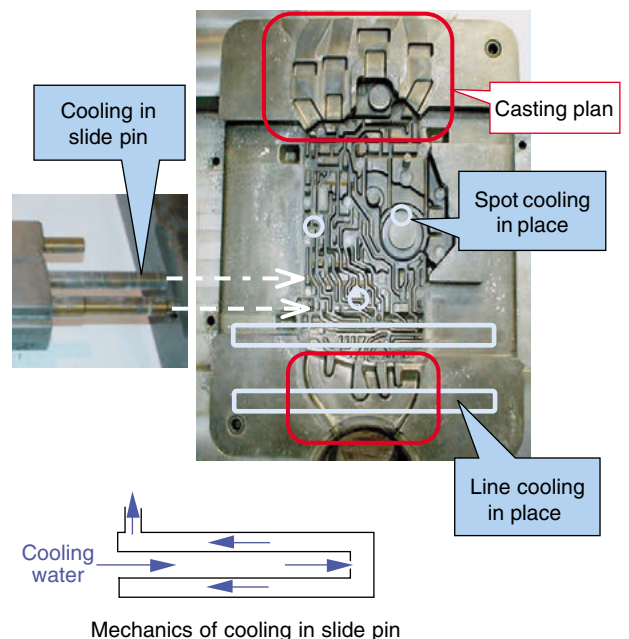


Fig. 11 Improvement of cooling capability of die

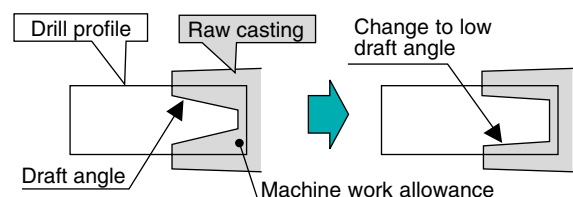


Fig. 12 Low draft angle slide pin

- (a) バルブ穴等の検査用機械加工
- (b) バルブ穴等の機械加工面の鑄造欠陥検査
- (c) 鑄造方案の修正加工

この結果、工程移行のため金型と鑄造トライ品を各工場へ輸送することが不要になった。

鑄造欠陥を防ぐ仕様を金型へ適用したこと、鑄造トライを鑄造工場に集約したことにより、鑄造トライを三回から一回に削減できた。この結果、全製造期間の 1/8 が削減された。

3.3. 金型設計の前倒し

3.3.1. 製品形状レイアウト図の活用

Fig. 4 の業務フローで示す金型設計を開始する時期の前倒しを検討した。金型設計が初期におこなうことは、金型構想の検討と Fig. 4 に示す材料手配等の準備工程の設計である。この工程は可動型と固定型及び、スライドピン等の製造 (Fig. 4 の可動型と固定型の製造) の準備である。これらの金型設計を始めるには、油圧バルブボデーのプロフィール及び、バルブの本数と位置が表された製品形状のレイアウト図が必要である。このため、Fig. 14 に示す新しい業務フローでは、先行図の前にレイアウト図を製品設計部門から金型設計部門へ送る工程を追加した。

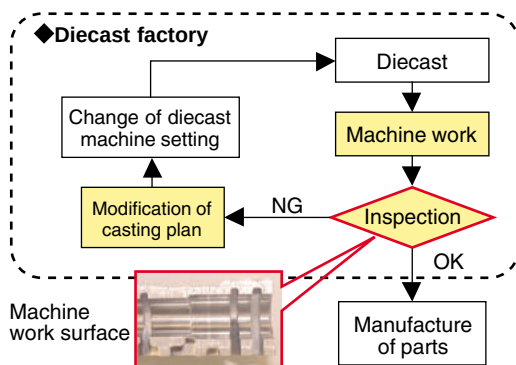


Fig. 13 Flow of casting try for one time

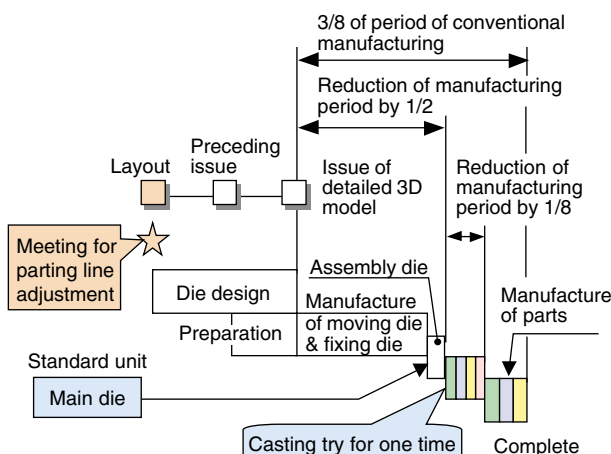


Fig. 14 Workflow of manufacture by new die

3.3.2. パーティンライン整合ミーティングの設定

金型を詳細設計するには、パーティンラインの設定が必要である。このため、Fig. 14 に示す新しい業務フローでは、製品設計部門から金型設計部門へレイアウト図を送ると同時に、製品設計者と金型設計者が整合するミーティングを設定した。また、このミーティングに量産の金型設計者も同席させ、量産の金型品と試作の金型品のパーティンラインが同等になるようにした。

以上の結果、Fig. 14 に示すように金型設計工程は製造工程より前へ移動したため、金型設計期間は製造期間として考慮する必要がなくなった。

4. 短期製造システムの効果

4.1. 製造期間の短縮

金型を用いた試作品の製造期間は、金型製造期間の短縮と金型設計期間の削減から、Fig. 14 に示すように製造期間の 1/2 が短縮できた。さらに鑄造トライ回数の削減から、製造期間の 1/8 が削減できた結果、従来の金型を用いた試作品の製造に対して、Fig. 15 に示すように期間が 3/8 になった。また従来の砂型を用いた試作品の製造に対して、期間が 3/4 になった。

4.2. 量産品と試作品の詳細形状の同等化

油圧バルブボデーの量産品と試作品で違っていた油路抜き勾配、油路底部隅 R、面粗度は、試作品を金型を用いて製造することで詳細形状が同等になった。またパーティンラインは、試作の金型設計者と量産の金型設計者を整合させた結果、量産品と試作品で詳細形状が同等になった。

5. まとめ

油圧バルブボデーの試作品を金型を用いて製造するため、以下の技術の構築と業務フローの見直しをおこなった。

- (1) 主型とスライドベースの標準ユニット化
- (2) 鑄造トライの一回化
- (3) 金型設計の前倒し

以上の結果、油圧バルブボデーの試作品を、従来の砂型を用いた製造期間の 3/4 で、金型を用いて製造するシステムを

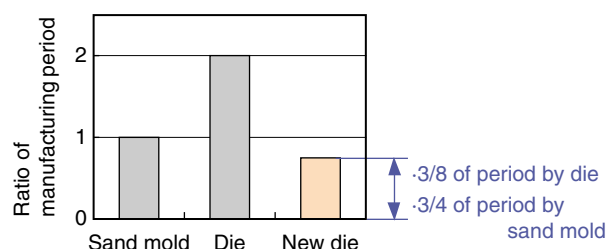


Fig. 15 Period required for manufacture by new die

構築した。また油圧バルブボデーの試作品が、量産品と同等の詳細形状を持てるようになり、オートマチックトランスミッション開発における油圧制御の仕様設定精度を上げる一助になった。

本報告の製造システムは、製品形状を忠実に具現する3D設計技術と、高速金型製造技術及びダイカストの鑄造欠陥防止技術、さらに業務フロー設計技術を組み合わせ構築された総合技術である。このような技術の構築は、まだダイカストやプラスチック等の射出成形の分野に留まっている。今後は機械加工等の他の製造分野でも、3D設計技術と製造技術の組み合わさった総合技術が構築され、製造業における業務改革が広がって行くと思われる。

謝 辞

金型を短期間で製造する技術と、鑄造欠陥を短期間で解消する技術の構築に協力をいただいた、株式会社松岡金型製作所の関係者の方々に対し心から感謝いたします。

参考文献

- (1) 内田孝尚, 永井滋, 小山重:自動車用トランスミッション開発における設計者の行なう CAE 解析例と今後の方向性, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.109-114(2003)
- (2) 島田宏美, 石濱陽一郎, 久保田和, 内田孝尚:3Dメディアを用いたトランスミッション設計手法の構築, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.107-114 (2002)
- (3) 内田孝尚, 永井滋:自動車用トランスミッションにおけるバーチャル開発へのアプローチ例, 自動車技術, Vol.56, No.6, p.71-76(2002)

■ 著 者 ■



島田 宏美



石濱陽一郎



早川 善寿



河田 茂美



内田 孝尚

Data Proto Model のシステム開発

Development of Modeling System for Data Proto Model

上 田 宏*

Hiroshi UEDA

中 村 忠*

Tadashi NAKAMURA

中 里 正 明*

Masaaki NAKAZATO

師 鉄 平*

Teppei MORO

加賀谷 昭 夫*

Akio KAGAYA

田 中 秀 幸*

Hideyuki TANAKA

要 旨

ABSTRACT

Data Proto Model(以下DPM)とは、車全体の三次元データを作成し集約したコンピュータ上の試作車とHondaでは定義している。今回、DPMの一部である車体ボデーの三次元形状モデリングのシステムを開発した。一つは設計出図前の二国間の時差を利用したモデリングで、常に最新のボデー面を見ることができるシステムであり、二つ目はボデー設計出図後の部品表に基づくモデリングのシステムである。効果として、他設計、製造部門が、日々、最新のボデー形状の面を参照可能となり、設計初期段階でDPMを活用した仕様検討が常時おこなえるようになった。また、DPM検証会(DPMを用いた部品同士の干渉チェック確認会や設計レイアウト確認会等)に使用するシステムの開発をした。効果として、設計者の誰でもDPM検証ができるようになり、設計現場での定着化が図られた。

Honda's Data Proto Model (DPM) is a digitally-modeled prototype vehicle generated through the formulation of three-dimensional data for a complete vehicle and the input of the collected data into a computer. This paper discusses the development of two three-dimensional modeling systems for the vehicle body, which forms part of the DPM. One of these systems makes use of global time differences to enable modeling before the issue of design drawings, making an image of the latest body constantly available to designers. The other is a modeling system based on the BOM (Bill of material) established after the issue of design drawings. These systems enable other designers and members of the manufacturing division to refer on a daily basis to the latest form of the body. The DPM also enables constant review of specifications in the initial stages of design. A system was developed to facilitate DPM verification meetings; these bring together specialists to run checks on interference between components, review the design layout, etc., using DPM. As a result, any designer is able to use DPM for verification of the appropriateness of design, and the system is now in use in Honda's design departments.

1. はじめに

世界的に製造業の開発において、90年代初頭から全ての部品の三次元データをコンピュータに入力し、設計検討、製造プロセス検討、仮想実験をおこなう新しい製品開発が航空業界や自動車業界に始った(Fig. 1)⁽¹⁾⁻⁽¹¹⁾。

最初に製品全ての部品の三次元データをコンピュータに入力し開発に応用したのは、ボーイング社であった。B777の開発では、開発途中の25万点におよぶ部品の実物大の模型がデジタルデータに置き換えられた。それをボーイングではDigital Pre-Assembly(DPA)と呼んでいる。DPAを使

用し、図面出図前に組立シミュレーションの活用が始まった。システム開発に5000億円がかかったが、(1)開発コスト削減(2)初期品質向上(3)開発期間短縮(4)顧客満足度向上の大きな成果が得られたと述べられている^{(1), (2)}。

車の開発としては、クライスラー社が、LHカーの開発において1995年に世界で初めて車全体の三次元データをコンピュータに入力した。これをDigital Model Assembly(DMA)と呼び、車の組立てシミュレーションの活用を始めた⁽⁴⁾。最近では、実機の試作車無しで開発できる自動車会社も出てきている^{(10), (11)}。

Hondaの四輪車開発においては、1996年8月からDPM

による車の開発を始めた。しかし、全てのボデーの三次元面データが完成せず、DPM が揃わない場合があった。また、ボデー以外の設計部門から日々の設計レイアウト段階でのボデー面作成の要求が高かった。これに対し、CADのモデリングに対する改善要望が、CADベンダーに対し提起されているが^{(12), (13)}、なかなか革新的な面モデリング技術を持った CAD は現れなかった。

そこでグローバルネットワークを使用し、二国間の時差を使ったモデリングプロセスと設計出図後のモデリングプロセスのシステムを開発することによって問題解決をした。また、DPM検証用のシステム開発をおこなうことによってスムーズな DPM 検証会が開催できるようになった。

本稿では、DPMの概念、ボデー面作成のシステム開発及び DPM 検証のシステム開発について紹介する。

2. DPM の概念

Honda には、三現主義の考えがある⁽¹⁴⁾。開発現場においては、現場にあって現物にふれ、現実を観察することにより事実や情報を確実に掴んで、お客様に喜ばれる商品を開発していく行動指針である。この三現主義の考えは、コンピュータを車の開発に使用するときにも必要である。コンピュータ上に車の現実(事実、情報 = Data)が再現 (Simulate)している現象のみ、実機と同等の開発がおこなえる⁽¹⁵⁾。つまり現実の世界には、物による実験や経験則に基づく現実の Data があり。コンピュータ上の Simulation world にも三次元 Data やコンピュータ解析結果の Data がある。この二つの世界の Data を開発者が、両方、把握しながら商品開発していく必要があり、Hondaとしては、

Year	90	95	96	97	98	99	2000
Boeing	Digital Product Definition, Digital Pre- Assembly						
Chrysler	Digital Model Assembly						
Ford	C3P (Digital Buck, Digital Factory)						
GM	Synchronous Math-Based Process						
Toyota	V-comm (Digital Assembly)						
Mitsubishi	New Merit						
Mazda	Mazda Digital Innovation						
Honda	Data Proto Model						
Nissan	Digital Mockup Design Review						

Fig. 1 History of employment of digital modeling in vehicle and airplane development

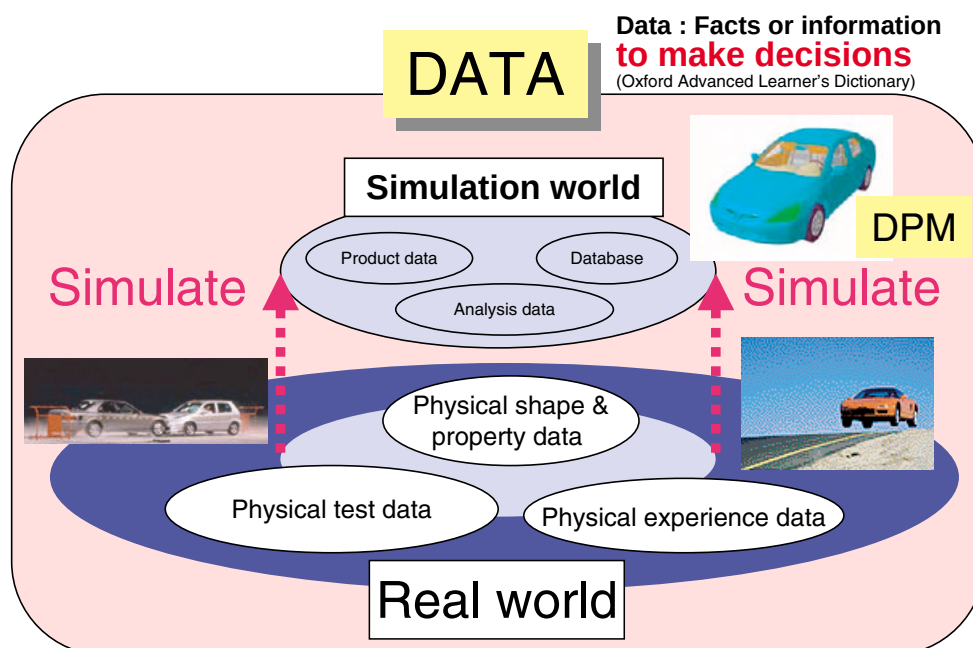


Fig. 2 Image of DPM

最初の文字として Data という表現をとった(Fig. 2)。物の「実機試作車」(Physical Proto Model)に対して、データ上の試作車を Data Proto Model と名付けた。なお、試作という言葉は、正確には英語で Prototype であるが、短く簡略化して Proto とした。

3. ボデーの面形状作成

DPM を作成する上でのボデー面形状作成の問題点と解決策を述べる。

3.1. 従来の Honda におけるボデーの面形状モデリングの問題点

1996 年から DPM を活用した車の開発をしてきた中で、以下の問題が生じていた。

- (1) CAD の内部では形状要素が複雑な階層構造(Fig. 3)で表現・管理されているため、ボデー設計者にとって面データの作成・修正は手間のかかる作業である(Fig. 4)。
- (2) ボデー設計レイアウトが主にワイヤーフレームのためにボデー設計以外の設計や製造部門でボデー形状の把握に時間がかかったり、ボデー形状の SECTION 切りに時間がかかっていた。結果として日々の設計レイアウト段階でのボデー面作成の要求は高かった。

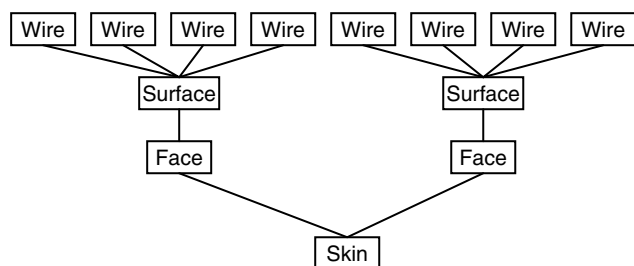


Fig. 3 Structure of elements in CAD

- (3) 開発段階の初期において、エンジン、シャシー等のコンポーネント部品の三次元モデルは揃うものの、全てのボデーの三次元形状データが揃わないケースが発生し、車全体の DPM が揃わない場合があった。

3.2. 二国間時差活用モデリング

日々のボデー面作成の要求に対して、グローバルネットワークを応用したモデリングを筆者は考案した(Fig. 5)。1997年からグローバルネットワークを用いたモデリング支援体制をしいており、時差を利用したモデリングの基盤ができていたので、以下のプロセスを適用することによって日々のボデー面作成の課題解決ができた(Fig. 6)。

(1) 研究所での準備

- ・ ボデー設計者が最新のワイヤーフレームのモデルを登録
- ・ 海外のモデリング部門にグローバルネットワークでデータを毎日送信

(2) 海外モデリング部門の作業

- ・ 送られてきたワイヤーモデルを参考にしてボデー面を張る
- ・ 翌朝、決められた時間に作成したボデー面を研究所へ送信

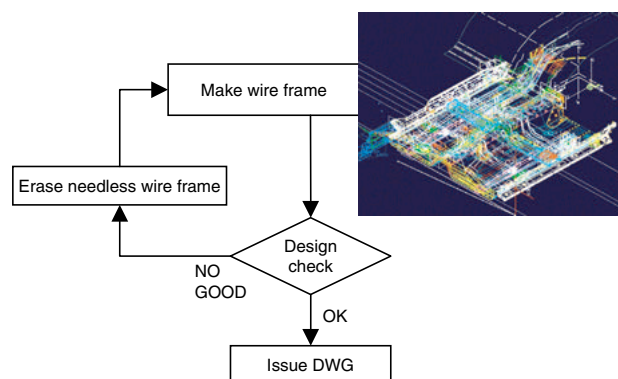


Fig. 4 Former body modeling process

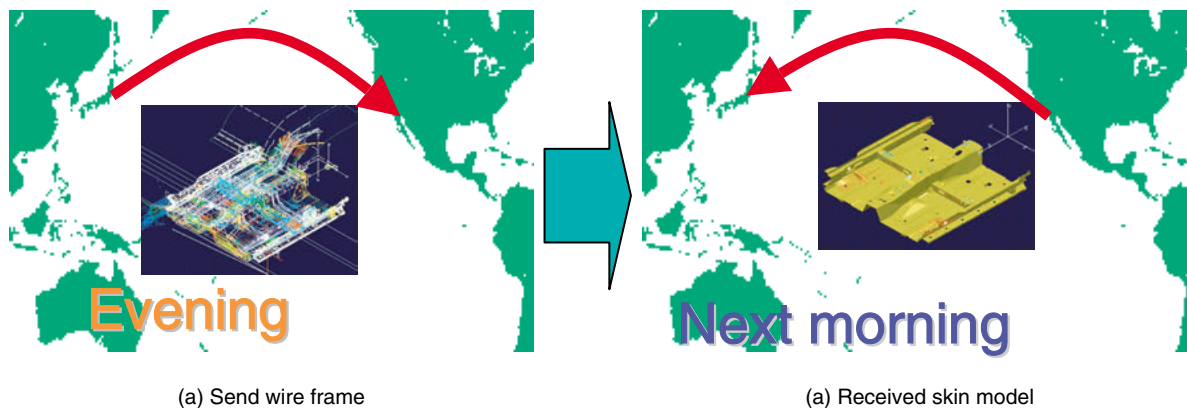


Fig. 5 Modeling of body using time difference

(3) 研究所での公開作業

- ・ 公開 FILE にボデー面モデルを登録
- ・ 各部門で参照し、検証をおこなう

このプロセスを繰り返すことによって少しずつボデー面ができてくる。

この面は設計者以外の人が予想して面を作成するため、仮に設定した面であり、面に注意の意味で黄色(信号の黄色)をつけてYellow Body(YB)とよぶことにした。最終的には、設計者同士が確認しボデー設計形状を決定していくことになる。

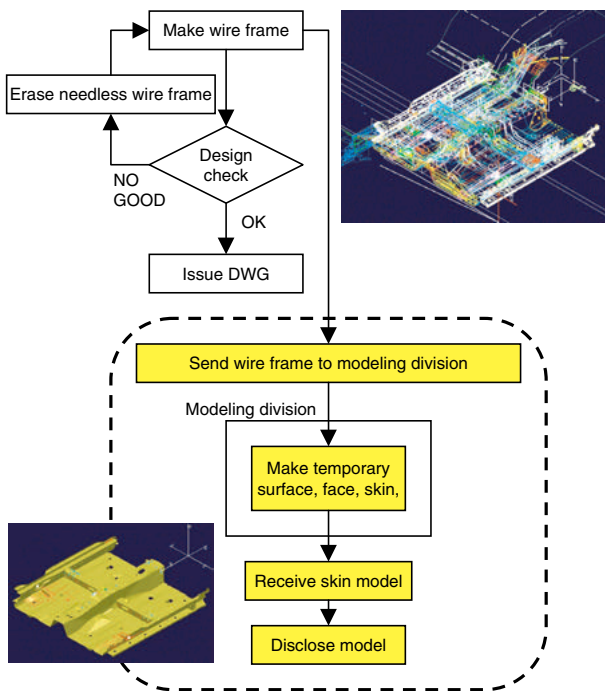


Fig. 6 New modeling of body using time difference

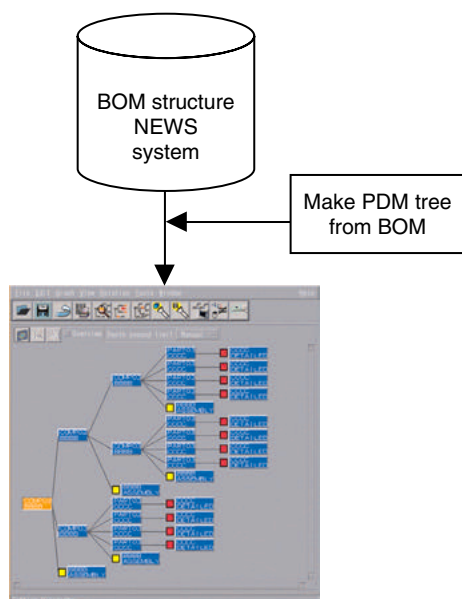


Fig. 7 PDM tree

3.3. ボデー設計出図後のモデリング

開発段階の初期において、ワイヤーフレームのボデー出図が多く、正式出図後、ボデー面作成を効率よく作成する必要がある。そのシステムを開発したので以下に述べる。このボデーデータは、より詳細な干渉チェックを要するDPM検証や解析で使用される。

3.3.1. ボデー部品構成データの抽出

ボデー設計出図後、ボデーデータのモデリング依頼、格納を効率良く管理するために部品表システム(BOM:Bill Of Material)から部品構成(部品同士のツリー構造)を抜き出し(Fig. 7)、ボデーデータの Product Data Management(以下PDM)登録をおこなう機能を開発した。

処理フローは以下になる。

- (1) 部品表システムは、機種名、派生等の情報の指示により、その部品構成を出力する。
- (2) 不要な部品構成(参照図、組立て図、仕様書等)の削除をおこないボデー面の必要な図面の部品構成のみにする。
- (3) PDMへボデーの部品構成の登録をおこなう。
- (4) 出図されたボデー図面をPDMへ自動で紐付けをおこなう。

ボデーのPDMによるデータ管理では、部品間の関係を派生情報と、日付で管理をおこなっている。

これにより、完全な派生管理、日々の変更管理が可能となっている。

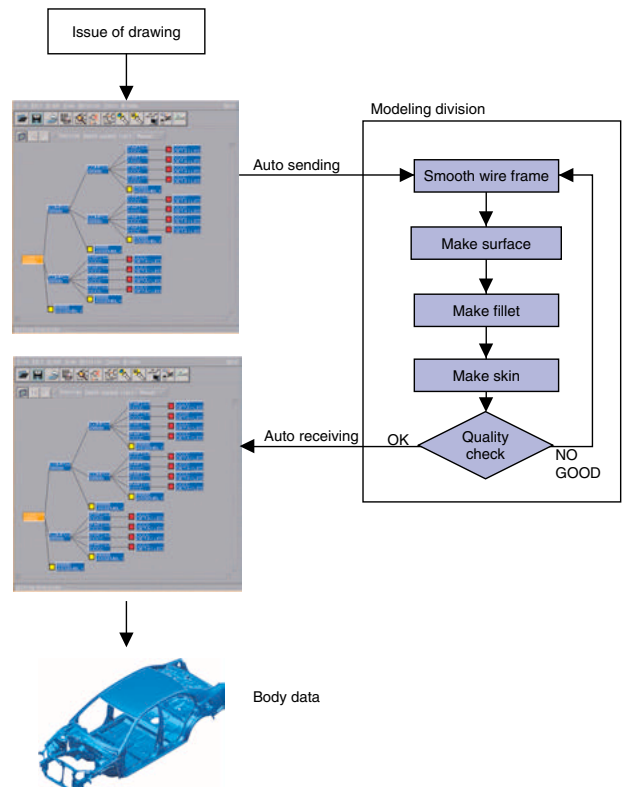


Fig. 8 Body modeling using PDM

3.3.2. 正式出図後のボデーモデリングフロー

PDM を用いたボデーモデリングフローは以下になる (Fig. 8)

- (1) 研究所は、モデリング部門へボデーの部品構成と図面を同時に送信
- (2) モデリング部門はフィレットを含むフルデータ化をおこない、そのデータを研究所に送信
- (3) 研究所は、受信したフルデータを PDM へ登録。

ボデーの部品構成をやり取りするために、STEP (STandard for the Exchange of Product model data) を使用している。このボデーデータは、正式出図によって作成しているので、安全であるという意味の青色 (信号の青) をつけて Blue Body と呼んでいる。

4. DPM 検証用システムの開発

DPM を使用し効率よく検証をおこなうため、大型画面の DPM ルーム設置からノート型 Mobile PC までのラインナップをおこない、DPM 検証ができるシステム開発をおこなった (Fig. 9)。

(1) DPM ルーム

同時に大人数で DPM 検証をおこなうための DPM ルームの整備をおこなった。70-110 インチクラスの多画面のシ

ステムにおいては、切替の操作は煩雑になりやすい。よって操作を設計者の誰が見てもわかるインターフェースにすることにより使いやすくした。70 インチクラスでは、プロジェクターや EWS 内蔵の操作卓を可動できるように設計した。

(2) Mobile PC

ネットワークの無い検定場 (実車の横) で、実機と DPM の両方を見られるように低コストで最適なパフォーマンスの Mobile PC ツールを導入した。

5. DPM 活用例

これらの DPM のシステム開発により、種々の検討、応用ができるようになった。

一部のみ簡単にイラストで活用例を紹介する。

- ・ DPM から必要な部品モデルを取出し、解析モデルで活用 (Fig. 10)⁽¹⁶⁾
- ・ 配線、配管の干渉チェック (Fig. 11)
- ・ ボデーの板厚干渉チェック (Fig. 12)
- ・ エンジンルーム定例会 (Fig. 13)
- ・ 製造部門の組付け検討 (Fig. 14)
- ・ TV おけるコマーシャルフィルムへの応用 (Fig. 15)

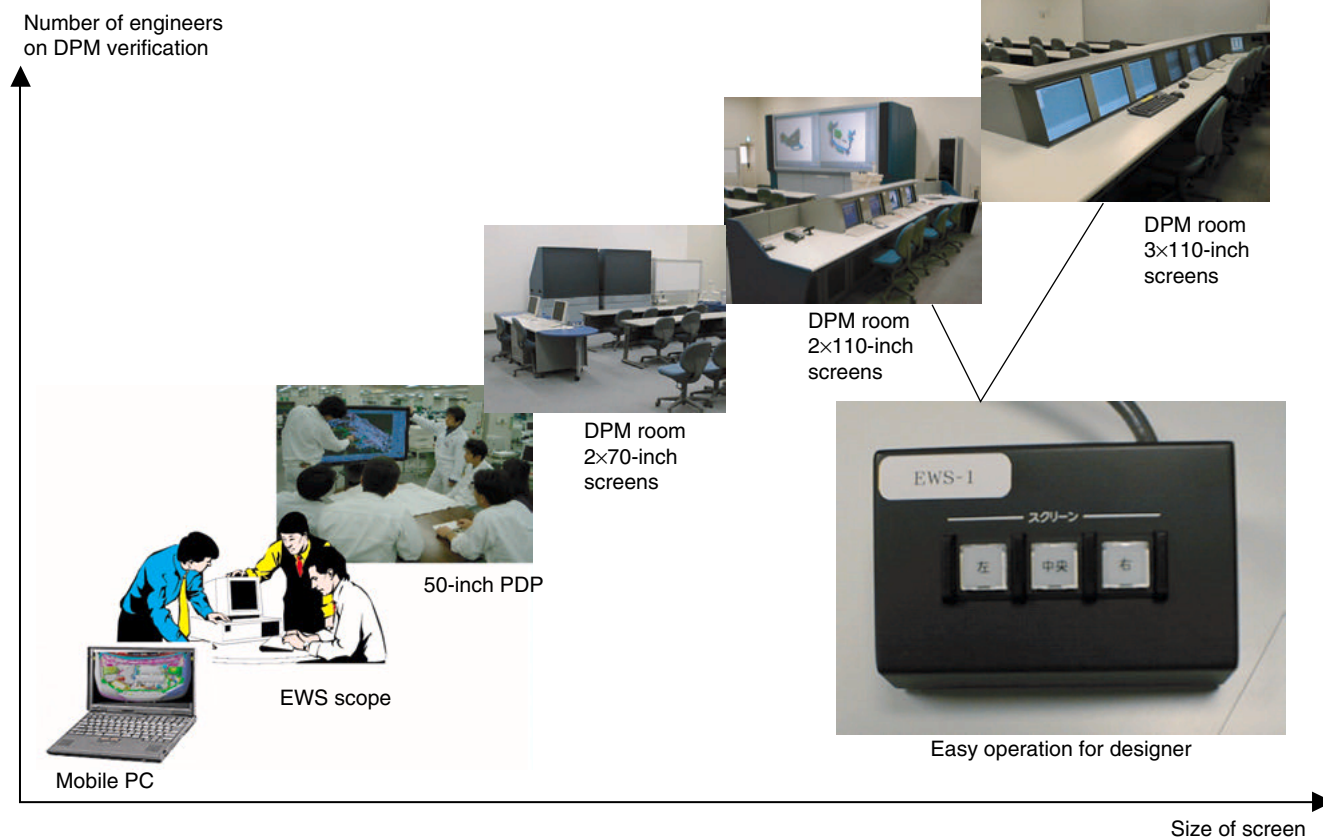


Fig. 9 DPM verification facility

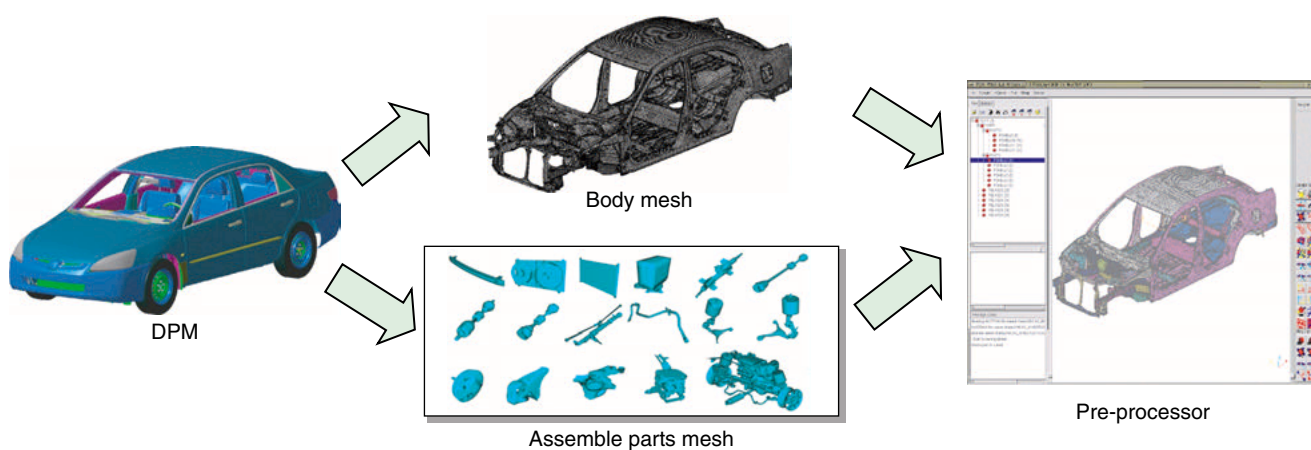


Fig. 10 CAE using DPM

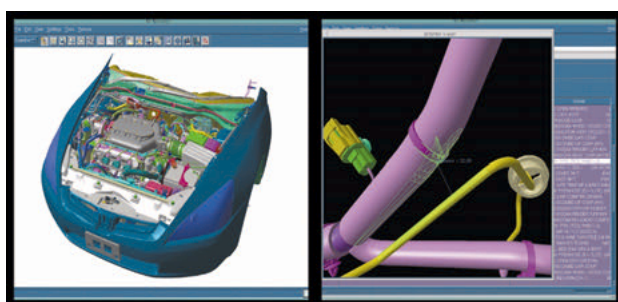


Fig. 11 Verification of wiring using DPM



Fig. 14 Manufacture division stuff using DPM

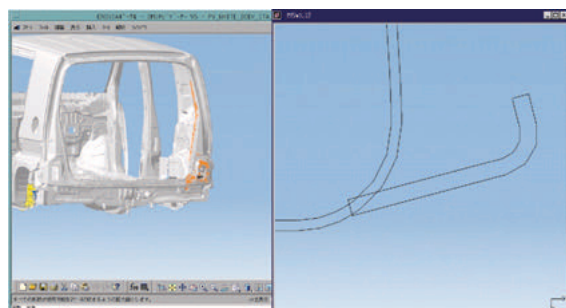


Fig. 12 Thickness interference check using DPM



Fig. 15 TV commercial using DPM

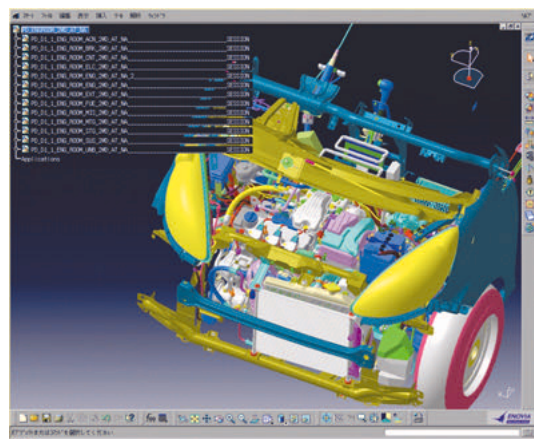


Fig. 13 Engine room layout meeting using DPM

6. おわりに

- (1) 車体ボデー形状の面作成のシステムを開発したことにより、
 - ・ 初期の設計段階からでもコンピュータ上に最新のボデー面を見ることができるようになった。
 - ・ 車全体のDPMを描えることができるようになった。
- (2) DPM 検証用のシステム開発により、DPM 検証がやり易くなった。

これらの結果として DPM は各方面(設計部門全体, 解析部門, 製造部門等)で活用されるようになった。今後, 地球環境に配慮した更なる軽量化, 各種法規の対応により, DPM活用が確実に進む方向であり, さらに技術革新を推進したい。

参考文献

- (1) 吉村 弘: B777 開発におけるコンカレントエンジニアリングおよびこれを支えるコンピューターコミュニケーションシステム, 第 11 巻, 第 3 号—第 8 号, 型技術(1996)
- (2) 新木 廣海: 製品開発プロセス変革のための協調作業環境に関する研究, p.96-104, 2001 年 3 月 15 日東京大学授与博士論文(2001)
- (3) Brooke, L: Creating the Best CAD/CAM System, Automotive Industries, p.66-69, December(1996)
- (4) Kobe, G.: The Paperless Car, Automotive Industries, p43, May(1997)
- (5) 根岸 孝年: デジタルエンジニアリングを活用した車づくり, 自動車技術, Vol.56, No12, p.43-47(2002)
- (6) 安保 秀雄: トヨタ自動車生産技術部門のデジタルアセンブリ戦略, 日経 Computer Graphics, p.140-145, October(1999)
- (7) 岡田 吉誼: MDI 支援システムの紹介, 自動車技術, Vol.56, No.6, p.65-69(2002)
- (8) 沖 信一: 自動車開発におけるコンピュータ利用, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.11, p.8-15(1999)
- (9) 下村 大介, 山本 泰司, 江藤 豊, 河野 茂, データを軸とした開発のしくみの構築, NISSAN Technical Review, No.47, p.5-9(2000)
- (10) 中島 完治: 3D-CAD を軸とした開発・生産準備プロセスの改革, 日産車体, 第 12 回設計・製造ソリューション展セミナーテキスト, p.45, July(2001)
- (11) トヨタ完全仮想試作を本格導入へ, 日本工業新聞 2003/10/7(2003)
- (12) Ueda, H.: User proposals for future CAD, Daratech CAD/CAM/CAE, Product Process Management Strategy Workshops 1999, Chicago, March(1999)
- (13) Ueda, H.: CAD in the 21st century ?, Daratech CAD/CAM/CAE Product Process Management Strategy Workshops 2000, Boston, March(2000)
- (14) 坂崎 善之: Honda の遺伝子, 大和出版, p.80-81(2003)
- (15) Ueda, H.: The Concept of making a product and CAD, Daratech CAD/CAM/CAE, PDM Summit 2001, Boston, February(2001)
- (16) 高田 賢治, 松浦 範和, 中野 文雄, 岩本 淳: 自動車車体解析用プロセッサの開発, 計算工学講演会論文集, Vol.7, p.263-266(2002)

■ 著 者 ■



上 田 宏



中 里 正 明



加賀谷昭夫



中 村 忠



師 鉄 平



田 中 秀 幸

V6 i-VTEC 可変シリンダシステムエンジンの開発

Development of V6 i-VTEC Engine with Variable Cylinder Management

野口 勝三*

Katsumi NOGUCHI

澤村 和同*

Kazutomo SAWAMURA

藤原 幹夫*

Mikio FUJIWARA

鈴木 茂*

Shigeru SUZUKI

瀬川 誠*

Makoto SEGAWA

要 旨

高出力、低燃費、低排出ガスを狙いとして V6 i-VTEC 可変シリンダシステムエンジンを開発した。本エンジンは、吸気弁と排気弁の作動と停止を VTEC 機構にて切り換え、片側バンク 3 気筒を休止できる構造を採用している。切り替えを確実にするためには、低回転の低油圧領域での切り替え応答性が重要で、シンクロピンの切り換え方式とスプールバルブを工夫することで高い応答性を実現した。また制御精度の向上は、切り替え時のバルブ停止と燃料カットの同期化を可能とし、その結果エンジン運転状況の変化に応じ、ドライバビリティを損なわずに、3 気筒運転と 6 気筒運転を瞬時に切替えられるようになった。本エンジンは、新型モデル INSPIRE に搭載されレギュラガソリン仕様ながら 184kW(250ps)、296Nm(30.2kgm)の高出力、高トルク、超低排出ガス基準適合を達成し、10・15 モード 11.6km/l とクラストップレベルの低燃費(平成22年燃費基準適合)を実現した。

ABSTRACT

A V6 i-VTEC engine provided with a variable cylinder system has been developed to achieve high output, high fuel economy and low emissions. The variable cylinder system uses the VTEC mechanism to close the rear bank of three cylinders. To increase the accuracy of switching control, it is essential to increase the responsiveness of switching when oil pressure is low at low engine speeds. High responsiveness has been ensured in this engine by contriving the way of switching synchro pin and spool valves. The increased accuracy of control has enabled valve close timing to be synchronized with the stopping of fuel supply to the deactivated cylinder bank. As a result, the system is able to switch instantaneously between three- and six-cylinder operation to enable engine output to respond to the different driving conditions with no loss of drivability. The new engine has been employed in the new model INSPIRE. It is a high-power (184 kW [250 ps]) and high-torque (296 Nm [30.2 kgm]) engine, and achieves a fuel consumption of 11.6 km/l in Japanese 10-15 mode and meets ultra-low emissions standards while maintaining regular gasoline specifications.

1. まえがき

近年の地球環境保護、省エネルギーの要求に対し、環境・燃費・走りなどを向上させた、パワートレーン「i-シリーズ」新世代エンジンを開発している。今回の V6 可変シリンダシステムエンジンは、Honda 独自の VTEC 機構に可変シリンダシステムを付加して開発された、V6 i-VTEC エンジンである。

V6 エンジンをいわば 2 基の 3 気筒エンジンと考え、ECU が最適と判断した場合に、V 字型に並んだ六つのシリンダのうち、片側バンク 3 気筒のバルブ駆動を瞬時に停止、残る 3 気筒のみで走行する可変シリンダシステムである。

*栃木研究所

アクセルを踏みこむなど、状況の変化に応じて瞬時に 6 気筒状態に復帰し、大排気量のパワーと小排気量の低燃費、低排出ガス性能を高い次元で実現させることに成功した。

本稿では、新型モデル INSPIRE に搭載された新開発 V6 3.0L i-VTEC 可変シリンダシステムエンジン(Fig. 1)の低燃費技術と低エミッション技術および高出力化技術について報告する。

2. 開発のねらい

今回の V6 i-VTEC 可変シリンダシステムエンジン開発の狙いは、地球環境保護や燃費の課題が厳しくなるなかで、大



Fig. 1 View of V6 3.0L i-VTEC engine

排気量上級エンジンにとって、今後どのような技術が必要か、それも低コストにて、世界に通用する技術を追求するという狙いで、環境時代の上級車エンジンを開発した。

具体的目標は、以下の通りである。

- (1) 2.0L エンジンなみのエンジン単体燃費
- (2) 環境保護、国内超・低排出ガス基準適合
- (3) 上級 V6 エンジンにふさわしい高出力
- (4) 電子制御スロットルによる切り替え時出力制御

3. エンジン

3.1. エンジン諸元

新型モデル INSPIRE に搭載された V6 3.0L i-VTEC 可変シリンダシステムエンジン J30A の主要諸元を Table 1 に示す。

3.2. 可変シリンダシステムの構造

Fig. 2 (a) にリヤバンク 3 気筒の可変シリンダシステムの動弁系構成と油路回路を全体構成外観を Fig. 2 (b) に示す。通常作動時は、バルブリフト用ロッカアームとバルブ停止用ロッカアームがシンクロピストンによって Fig. 3 (a) のように連結されて揺動し、吸排気弁を作動する。車両がクルーズ走行に入ると ECU が判断すると、シンクロピストンが油圧によって停止用ロッカアームの中に格納され、Fig. 3 (b) のようにバルブリフト用ロッカアームとの連結が解除され、駆動カムは、バルブリフト用ロッカアームを押すだけの空押し状態となり停止用ロッカアームおよび吸排気弁は、作動休止状態となる。その結果、吸排気弁全てが作動休止状態となったシリンダ内は密閉状態となり、エンジンのポンピングロスを大幅に低減する。

従来の VTEC 機構は、油圧によりシンクロピンを押し連結、スプリングの反力でシンクロピンを戻し分離する機構であった。そのため連結解除を短時間かつ確実にこなうためスプリングには、ある程度の反力が要求されシンク

Table 1 Engine main specifications

Cylinder configuration	60° V-6 Variable Cylinder Management (VCM)	
Bore × Stroke (mm)	86 × 86	
Displacement (cm ³)	2997	
Compression ratio	10.5 : 1	
Valve train	SOHC i-VTEC	
Number of valves	4 per cylinder	
Valve diameter (mm)	Inlet	35
	Exhaust	30
Exhaust manifold	Includes cylinder head	
Fuel	Regular	
Max. power (kW[PS]/rpm)	184[250]/6 000	
Max. torque (N·m[kgm]/rpm)	296[30.2]/5 000	

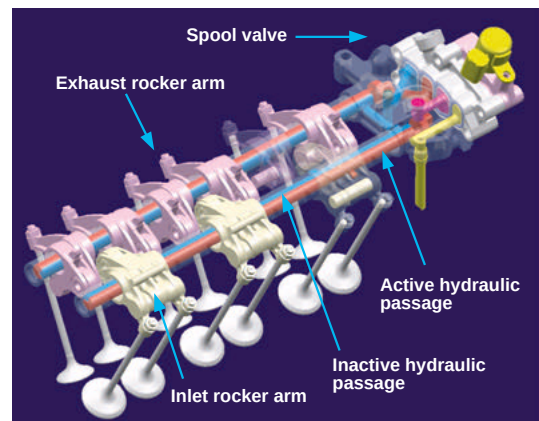


Fig. 2 (a)

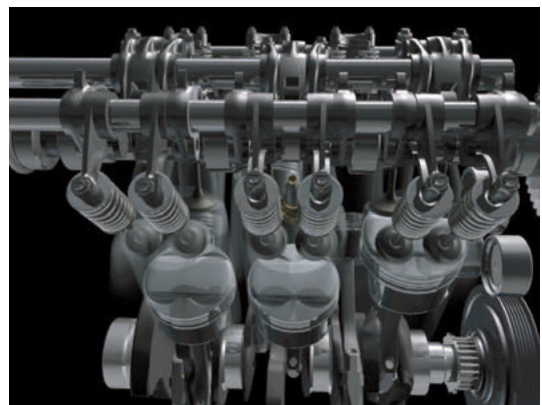


Fig. 2 (b) View of valve train

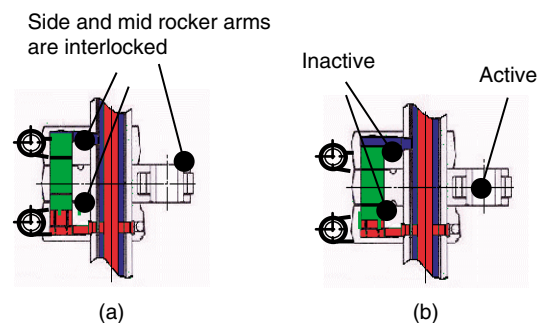


Fig. 3 Valve active and inactive condition

ロビンを押し連結するには、それに打ち勝つ油圧が必要となる。

可変シリンダシステムは、バルブ作動と停止の切り替えを油圧の低い低回転領域から高い応答性でおこなうことを必要とする。そこで新たに開発した技術が、2系統油路⁽¹⁾を採用した新 VTEC 油圧 - 油圧切り換え方式である。Fig. 4 に従来 VTEC と新 VTEC の構造を示す。

この新 VTEC の開発により Fig. 5 に示すように従来の約 1/5 の油圧で VTEC の切り替えが可能になった。その結果、新たなオイルポンプ等の付加の必要無しに、アイドリングレベルの低回転低油圧領域からの切り替えが可能となり、可変シリンダシステムによる燃費改善効果を最大限に引き出せるシステムとすることができた。

可変シリンダシステムにとってもう一つの重要な技術は、切り替えの応答性向上である。ドライバが、クルーズ状態からアクセルを踏んだ瞬間に、3気筒から6気筒に瞬時に切り替わり、加速をおこなうことが可能な応答性を可変シリンダシステムには要求される。この応答性を確保するため今回新技術として Fig. 6 に示す3方弁ソレノイドスプールバルブを採用している。この3方弁ソレノイドバルブにより、休止側油路にドレインとつながりが無くなり、シンクロ

ピストンをすばやく移動させロッカアームの連結を解除する事が可能になった。通常作動状態にする場合、休止時にかかっていた油圧をドレインを通して下げ、作動側の油圧を瞬時に上げる。これにより切り替えの応答性を Fig. 7 に示すように従来の約 1/3 に短縮することを可能とした。

3.3. 可変シリンダシステム作動領域と制御

可変シリンダシステムは、主にスロットル開度の情報をもとに、車速とエンジン回転、ギア段などからクルーズ状態や減速であることを判断し Fig. 8 に示すように気筒を休止し3気筒運転に切り替えている。また的確な切り替えをおこなうために、油温および触媒温度等が切り替えに適切であるかの判断を同時におこなっている。

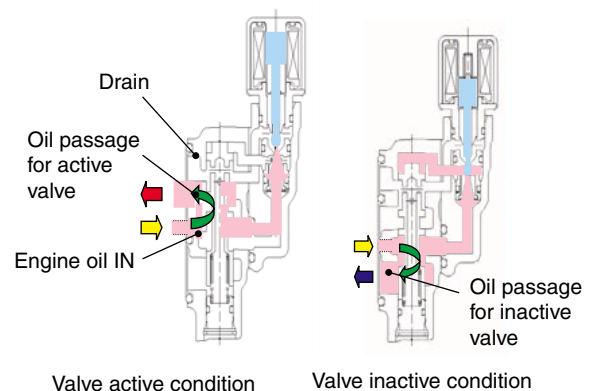


Fig. 6 Spool valve and hydraulic passage

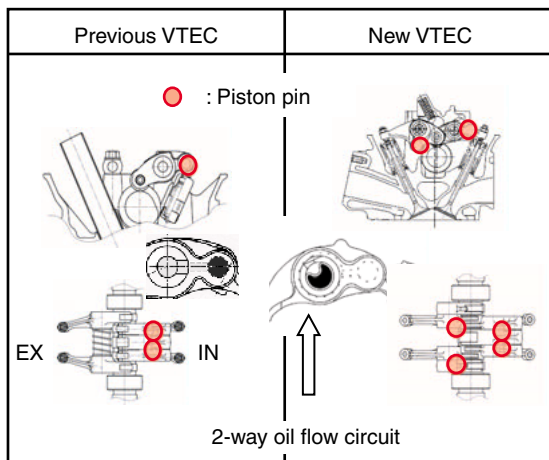


Fig. 4 Previous VTEC and new VTEC

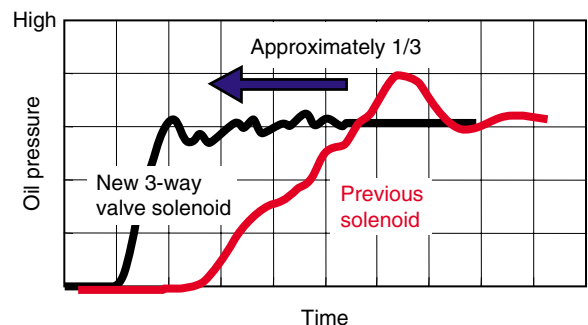


Fig. 7 Spool valve response

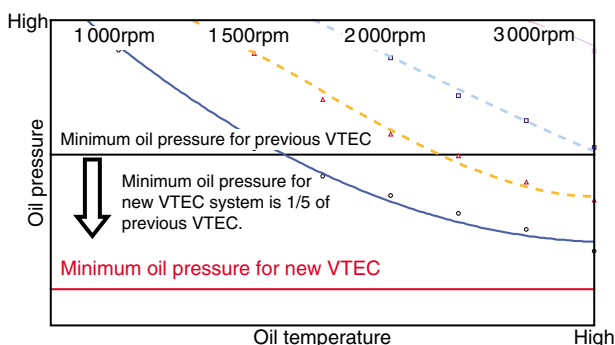


Fig. 5 Minimum oil pressure for VTEC

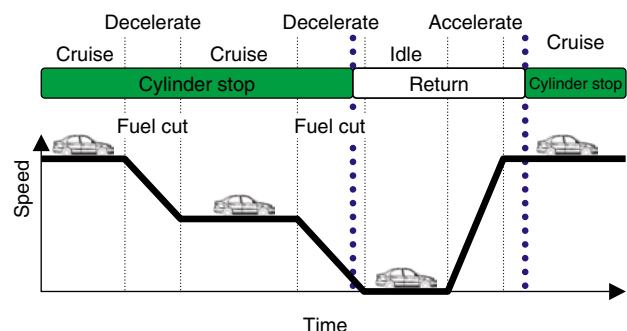


Fig. 8 Operation of cylinder stop system

その具体例を Fig. 9 に示す。例えば燃料復帰に対してバルブ復帰が遅って早く作動した場合、空気の吸入、排出が燃料噴射無しにおこなわれるポンピングサイクルの発生後に、正常な全筒運転状態に復帰する。また逆に燃料復帰に対してバルブ復帰が遅って遅れて作動した場合、吸気弁が閉じ

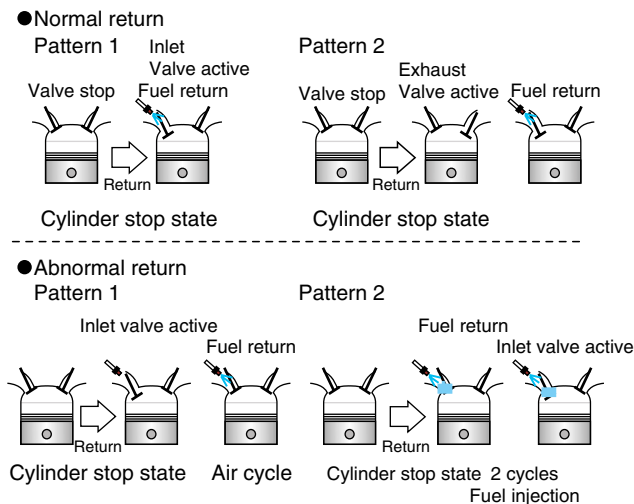


Fig. 9 Pattern at time of fuel return

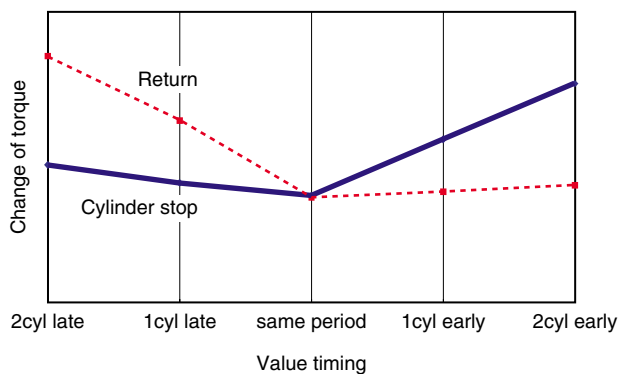


Fig. 10 Effect of change in timing on torque

たまの状態で燃料を噴射し、次サイクルで2サイクル分の燃料を吸入することになる。これらの誤作動により空燃比のずれが発生し、結果として Fig. 10 に示す切り替え時のトルク段差によるドライバビリティ悪化が発生する。このような不具合事象を克服するため、今回新 VTEC 機構を採用し、切り替え応答性の精度向上をおこなった。その結果吸排気弁の停止、作動のタイミングに合わせた燃料カット、燃料噴射の同期化が可能となりトルク段差の無いスムーズな切り替えを実現している。

さらに可変シリンダ切り替え時は、油圧によるシンクロピストンの切り替えのほか、場合により点火時期制御、電子制御スロットルによるスロットル制御、AT のロックアップ制御などをおこなっており、これらの協調制御 Fig. 11 によりトルク段差の無いスムーズな切り替えを達成している。

3.4. エンジン出力性能

J30A 型 V6 3.0L i-VTEC エンジンの出力特性を Fig. 12 に示す。レギュラガソリンでありながら 184kW[250ps]/6 000rpm, 296Nm[30.2kgm]/5 000rpm とクラストップの高性能を達成している。

この出力値は、共鳴効果を利用した切り替え機構付きインテークマニホールドの採用、バルブ径の拡大などによる吸入効率の向上によるものと、両バンクのシリンダヘッド直下に触媒を配置することで、触媒活性のために排気ガスを高温に保つための対応が不要となり、高出力化に適した排気管構造が可能となったことによる、排気効率の向上で達成された。

3.5. 燃費性能

V6可変シリンダシステムエンジンは、片側バンク3気筒のバルブ駆動を瞬時に停止、残る3気筒のみで走行することにより、停止側バンクのポンピングロス低減、バルブ駆動

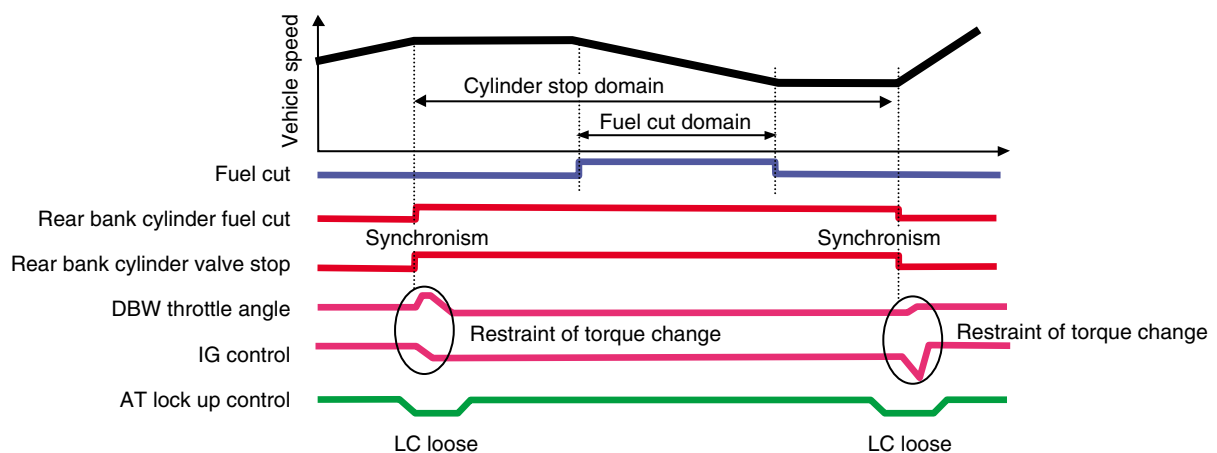


Fig. 11 Pattern of VCM operation

ロスの低減によるエンジンフリクションの低減を実現している。またスロットル開度増大により作動側バンクのポンピングロス低減、燃焼状態の良好な負荷領域を使うことによる熱効率の向上、燃料カット時間の拡大により燃費の向上をおこなっている。

6気筒状態から3気筒状態に切り替えた時のエンジン単体燃費向上率を Fig. 13 に示す。またエンジン回転数 1500rpm, 出力 2.94kW 状態でのエンジン総排気量と BSFC の関係を、Fig. 14 に示す。6気筒状態から3気筒状態に切り替わることで、約 30% のエンジン単体燃費向上効果があり、総排気量 3.0L でありながら、総排気量 1.7L エンジンと同等の BSFC を達成した。

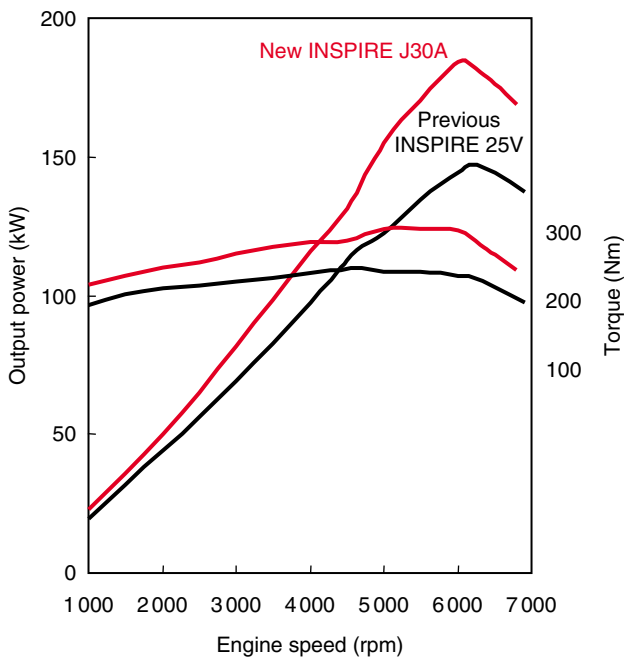


Fig. 12 Output performance

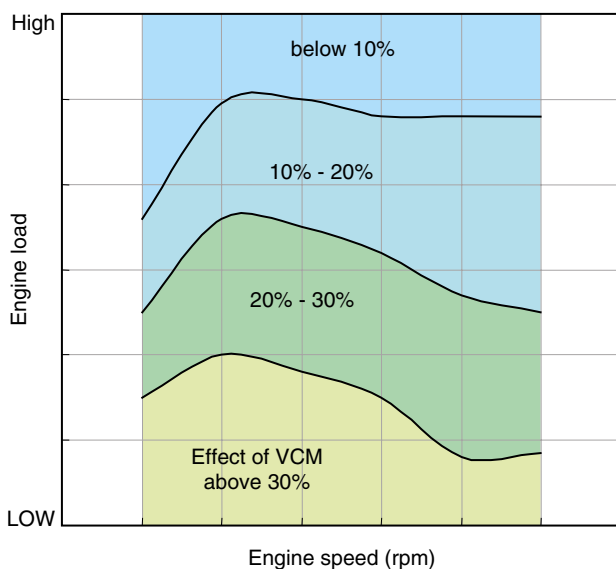


Fig. 13 Effect of VCM on fuel economy

新型 INSPIRE は、本可変シリンダシステムを核技術とし、フリクション低減、EPS(電動パワーステアリング)、オートマチックミッションにおけるアクティブブロックアップの高精度制御を燃費向上技術として採用している。Fig. 15 に示すように、3.0L の排気量でありながら、従来型 INSPIRE 25V の排気量 2.5L エンジンに対し、14% の燃費向上を達成し 10・15 モード燃費 11.6km/l と排気量 2.5L 直噴エンジン同等の低燃費を達成した。

3.6. 環境性能

本システムは、燃費向上の手法として希薄燃焼を用いないため、 NO_x 対応の吸着反応型触媒のような特別な追加システムを必要としない。従って低コストでありながら同時に CO_2 削減を可能にし、燃費性能と環境性能の両立を実現したシステムである。

本エンジンにおける、低排出ガス実現のためのシステム図を Fig. 16 に示す。V6 可変シリンダシステムエンジンは、V 型の両バンクにそれぞれ独立した排気浄化システムを装備しており、各バンクのシリンダヘッドにエキゾーストマニホールドを排除したかたちで直下に高密度 900 セル三元触媒を配置した。これにより熱容量の低減がはかられ、コー

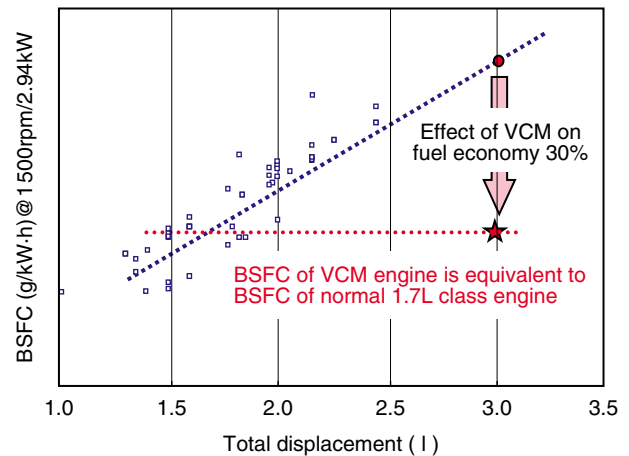


Fig. 14 VCM effect on BSFC

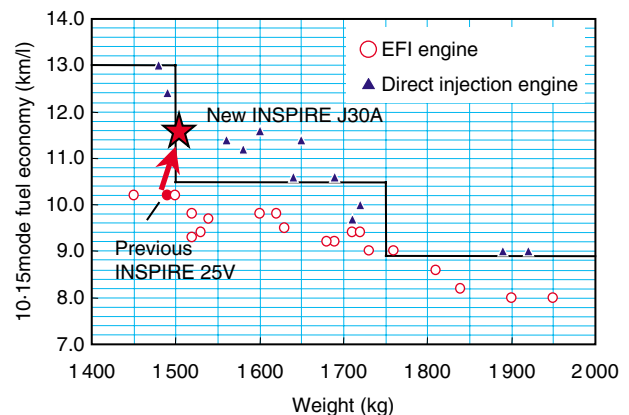


Fig. 15 10-15mode fuel economy

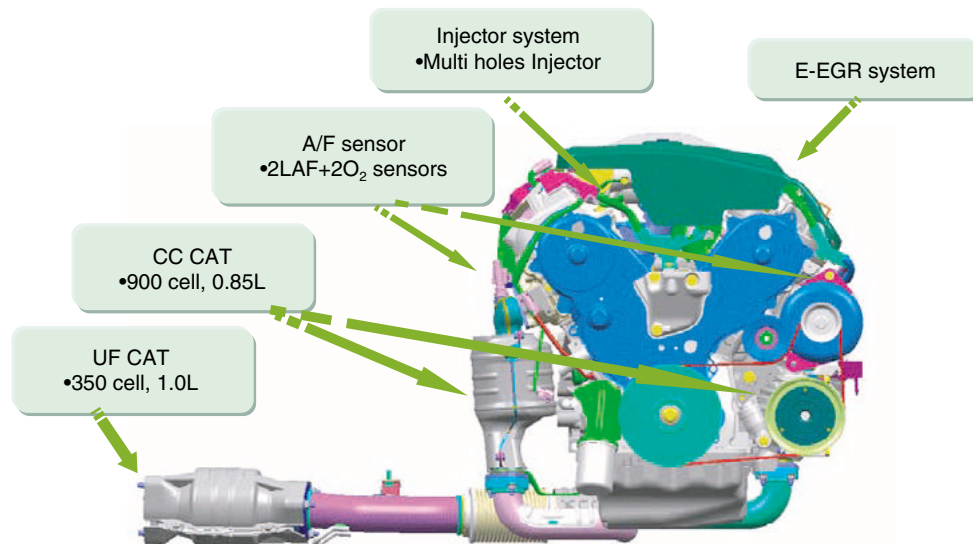


Fig. 16 Engine configuration and control system enable three-stars clean emission rating

ルド領域などでの昇温特性が向上し、優れた浄化性能を実現している。片バンク休止運転をおこなう事により、各バンクに温度差が生じる。そのような状況下においても最適な高精度空燃比制御をおこなうために、各バンクにLAF(リニア A/F)センサと O₂ センサを配置し応答性に優れ他方のバンクに影響を受けない V6 可変シリンダシステムエンジンに最適な空燃比制御を実現した。また休止側バンクの触媒温度低減時などでも、確実に排出ガスを浄化する目的と、高い浄化性能を確保するため O₂ センサ下流の床下に 350 セルの触媒を配置している。

上記の低排出ガス技術に加え、燃料の霧化を向上した12穴インジェクタの採用、電動EGRバルブの高精度制御の適用により、Fig. 17に示すように、10・15モード燃費11.6km/lの低燃費と超・低排出ガス基準適合という高い環境性能の両立を達成した。

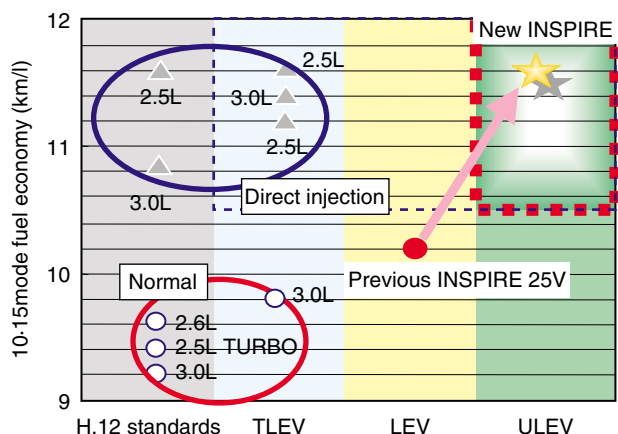


Fig. 17 Achievement of both ULEV emissions rating and conformity with 2010 fuel economy standard

4. 快適性

上級車としての快適性を提供するために NV(Noise, vibration)性能は、大切な要素の一つである。V6 i-VTECエンジンは、3気筒運転時に従来のV6エンジンには無い振動が発生するため、この振動をいかに押さえるかが、課題となった。その対応として、3気筒運転時の駆動系振動低減のためトランスミッションのロックアップダンパにロングトーションスプリングを採用している。これにより前席で-3dBの騒音低減と-5dBの駆動系振動低減効果を得た。またエンジンの振動を推定して振動をアクティブに低減するACM(アクティブ・コントロール・エンジンマウント)を開発し⁽²⁾、さらに室内騒音を低減し車体重量増加の少ないANC(アクティブ・ノイズ・コントロール)⁽³⁾を共に適応することで、上級車にふさわしい商品性と燃費の両立を実現した。

5. まとめ

可変シリンダシステムを核技術としたフリクション低減・燃焼改善効果を活用することで、高出力・低燃費・高い環境性能を軽量・低コストで達成した。本 V6 i-VTEC 可変シリンダシステムエンジンを開発し、以下の結果を得た。

- (1) 新 VTEC の開発により、従来の約 1/5 の油圧で VTEC の切り替えが可能になり、また応答時間を従来の約 1/3 に短縮することを可能とした。エンジン回転数 1500rpm、出力 2.94kW 時、可変シリンダシステムにより、約 30% の燃費向上し、総排気量 3.0L でありながら総排気量 1.7L エンジンと同等の BSFC を達成した。
- (2) 従来型 INSPIRE 25V 排気量 2.5L に対し、14% の燃費

向上を達成し 10・15 モード燃費にて 11.6km/l を達成した。

- (3) 各バンク別の LAF センサと O₂ センサによる V6 可変シリンダシステムエンジンに最適な空燃比制御を実現し、上記燃費と国土交通省超-低排出ガス認定取得、平成 22 年燃費基準に適合し、高い環境性能を達成した。
- (4) 上記燃費性能、環境性能を達成しながら、レギュラガソリン仕様にて 184kW[250ps]/6 000rpm, 296Nm [30.2kgm]/5 000rpm とクラストップの高出力性能を達成した。

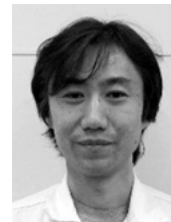
参考文献

- (1) Matsuki M., et al.: Development of a Lean Burn Engine with a Variable Valve Timing Mechanism, SAE Paper 960583
- (2) 松岡英樹, 三笠哲雄, 根本浩臣: アクティブエンジンマウントの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No. 2, p.209-214(2003)
- (3) 井上敏郎, 高橋彰, 箕輪聡, 佐野久: エンジンこもり音低減のためのアクティブ騒音制御システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No. 2, p.201-208 (2003)

■ 著 者 ■



野口 勝三



藤原 幹夫



瀬川 誠



澤村 和同



鈴木 茂

新型 LIFE 用 i-DSI 2プラグエンジンの開発

Development of i-DSI 2Plug Engine for 2004 Model Year Honda LIFE

和田 裕 介*

Yusuke WADA

成 田 研之助*

Kennosuke NARITA

大 津 啓 司*

Keiji OHTSU

篠 原 利 光*

Toshimitsu SHINOHARA

要 旨

新型ライフ用に開発した660cm³ 3気筒エンジンは、環境性能、軽量コンパクト性および静粛性を追求するためエンジン基本骨格を刷新した。

開発コンセプトは、実用運転域で優れたエンジンとすることであった。したがって、軽自動車運転頻度の高い、高負荷・高回転に対応するため、ショートストローク骨格としフリクションを低減した。また、2点点火i-DSI急速燃焼により高圧縮比を可能とし、燃費、出力の改善をおこなった。

以上の改良により、実用域のトルクを7%向上させ、モード燃費ではトップクラスの値を達成した。さらに、燃焼改善によるアイドル時の燃費向上、エミッション、振動、騒音の低減を図り、高品位なエンジンとした。

ABSTRACT

A 660cm³ 3-cylinder engine has been developed for the new model of the Honda Life. The basic structure of the engine has been redesigned to achieve improved environmental performance, increased compactness and weight savings, and a higher level of quietness.

The development concept was to produce an engine that excelled under normal driving conditions. To respond to the high frequency of high engine loads and engine speeds in minicars, the i-DSI engine employs a short stroke to reduce friction. The use of i-DSI twin plug ensures rapid combustion, enabling fuel economy and output to be increased through the use of a high compression ratio.

The innovations outlined above have increased torque by 7% under normal driving conditions, and enabled the achievement of a class-topping fuel economy of 19.8 km/L in Japanese 10-15 mode. The increased idling fuel economy achieved by improved combustion and reduced emissions and NV make the new engine an extremely high-quality unit.

1. まえがき

環境保護、省資源に対しHondaは排出ガス、燃費、走り性能を向上させる軽量コンパクトなパワートレイン「i-シリーズ」を開発した。ストリーム用にリーンバーンのi-VTEC、フィット用に2点点火による急速燃焼のi-DSI (Dual & Sequential ignition)⁽¹⁾、またインスパイア用に気筒休止のi-VTECを採用し、燃焼制御に優れた新世代エンジンを世に送り出した。

軽自動車用エンジンの開発にあたり、軽自動車の使われ方から、軽自動車用エンジンのあるべき姿についてさらなる検討をおこない、シンプルな構造と高性能を目指し開発を進めた。本稿では、エンジンコンセプト、ならびに投入技術、達成性能について報告する。

*栃木研究所

2. 開発のねらい

新型エンジンを搭載する新型ライフは、“Pride and Dream”の志をもとに開発された。これに呼応して、エネルギー消費が少なく環境と人に優しい小さなクルマを具現化すべくエンジン仕様を検討した。特に、スモールカーのエンジンに求められる環境性能を、以下の4項目とし、これを目標に設定した。

- (1)環境性能すなわち、燃費向上と超一低排出ガス基準適合
- (2)実用域トルクの大幅向上
- (3)エンジンの軽量コンパクト化
- (4)エンジン振動、騒音の低減

3. エンジン概要と諸元

3.1. 概要

エンジン骨格の検討にあたり、軽自動車の走行負荷について整理をした。Fig. 1 は、10・15 モード走行時の運転頻度を排気量別に比較した結果である。660cm³は、相対的に高負荷、高回転の使用頻度が高くなっている。

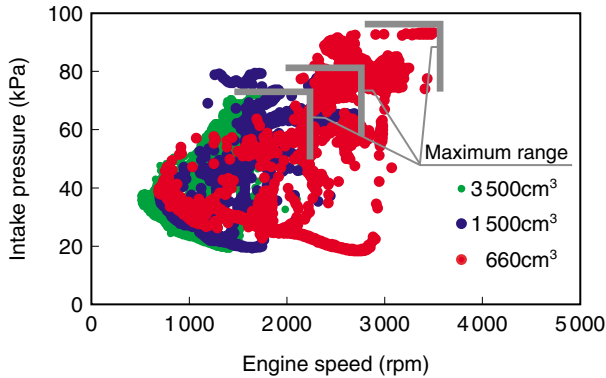


Fig. 1 Comparison of range of operating loads for engines of different displacement in 10-15 mode

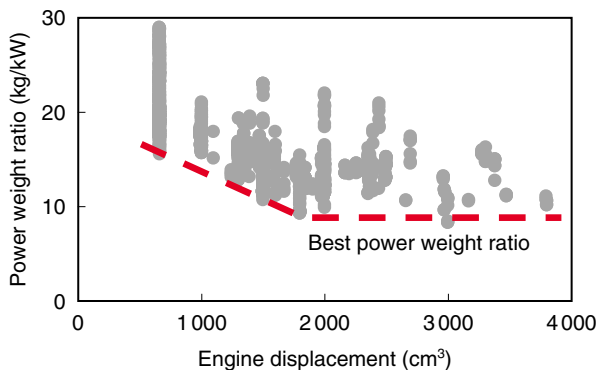


Fig. 2 Best power weight ratio for engines of different displacements

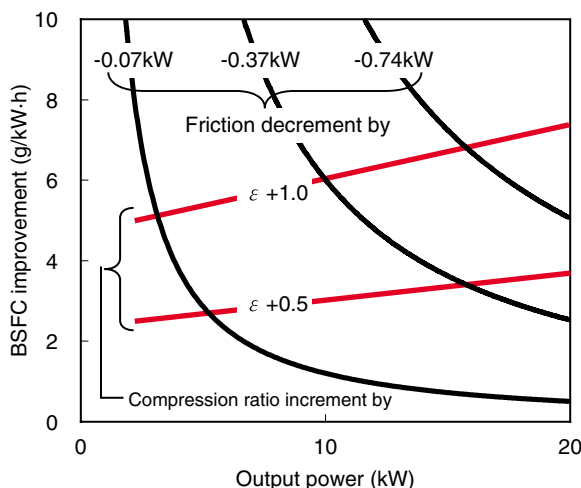


Fig. 3 Improvement of BSFC by friction decrease and compression ratio increase

Table 1 Engine specifications

Engine	Developed model	Previous model
Cylinder configuration	In-line 3-cylinder	In-line 3-cylinder
Bore × stroke (mm)	71 × 55.4	66 × 64
Displacement (cm ³)	658	656
Compression ratio	11.2	10.5
Valve train	SOHC 2 valves	SOHC 4 valves
Number of valves	2 per cylinder	4 per cylinder
Valve diam. Inlet (mm)	35	24.5
Exhaust (mm)	30	21
Fuel supply system	Programmed fuel injection	Programmed fuel injection
Ignition system	Dual point sequential ignition	Single point ignition
Max. power (kW/rpm)	38/6 700	38/7 200
Max. torque (N·m/rpm)	61/3 800	61/4 500

Fig. 2 は、無過給エンジンのパワーウェイトレシオと排気量の関係で、軽自動車の最小パワーウェイトレシオは、15kg/kW と 1800cm³ 以上の車両の 1.5 倍に相当する。これが軽自動車の高負荷、高回転使用頻度増加の理由である。

ここで環境性能、特にエンジン単体燃費の改善に焦点を絞ると、排気量レンジによらず急速燃焼化や安定燃焼化は共通の要望である。一方、軽自動車に特定すると、高負荷の実用頻度が高いため、大量EGRなどポンピングロス低減手法の有効性が薄いと言える。そこで、要求出力に対する、燃費改善手法の効果を確認した。

Fig. 3 は、従来型 660cm³ エンジンによる BSFC (Brake specific fuel consumption) 改善効果についての実験結果である。フリクション低減による BSFC 改善効果は、要求出力の増加に伴い効果が減少する。一方、高圧縮比化による BSFC 低減効果は、要求出力の増加に伴い効果向上が見られ有効な手法であることがわかった。

ゆえに、軽自動車用エンジンは、ノッキングを回避しつつ高圧縮比を設定し、かつ、高回転で大幅なフリクション低減ができる下記手法が有効であることが明確になった。

- (1) ショートストロークによる高回転フリクション低減
- (2) ビッグボアによる大径バルブ化とポンピングロス低減
- (3) 2バルブ、2点点火による高圧縮比

これより、ショートストローク骨格と i-DSI 採用をエンジン基本コンセプトに決定した。Table 1 に主要諸元表を、また、Fig. 4 にエンジン外観を示す。

エンジン燃焼室廻りの特徴をFig. 5に示した。まず、ビッグボア・ショートストローク骨格である。ボア・ストローク比 0.78, 最高出力発生回転数における平均ピストンスピードは 12.4m/sec という低速で、高回転におけるフリクション低減と、2バルブ仕様ながら大径バルブの採用により、ポンピングロス増加を抑制している。

また、既にフィットに採用した気筒当り 2 本のスパーク

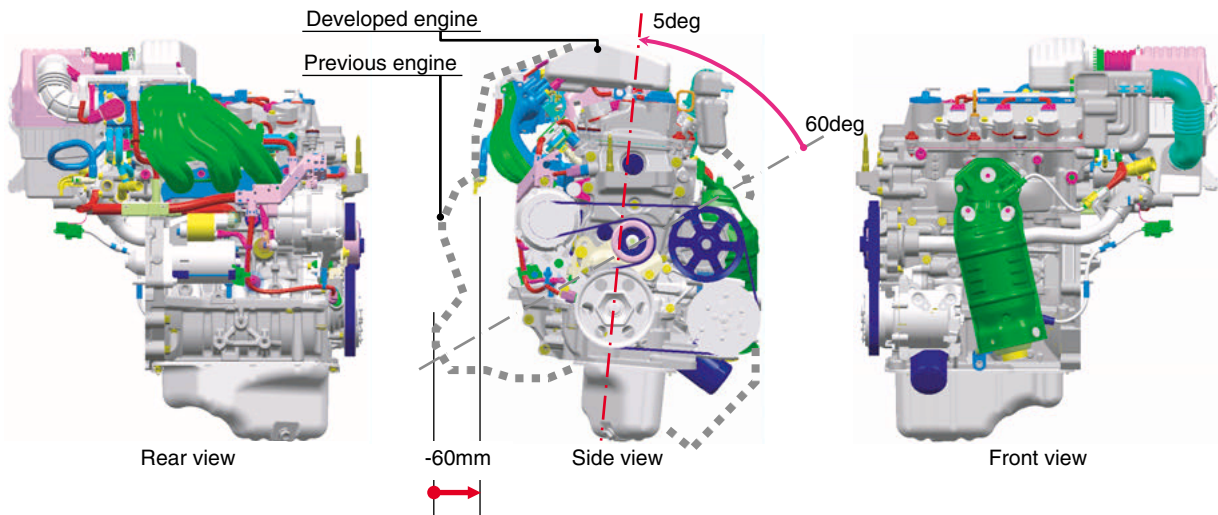


Fig. 4 View of new engine

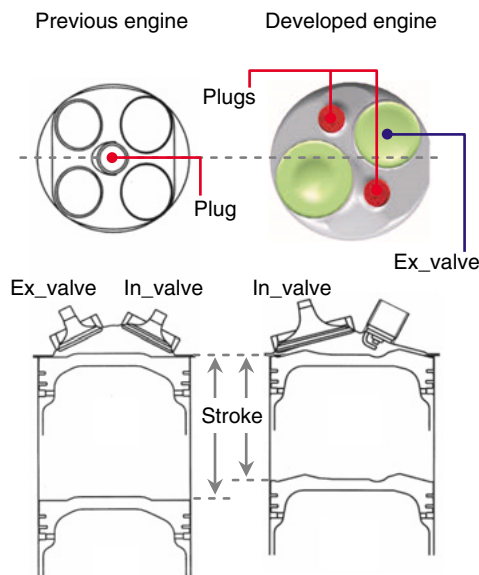


Fig. 5 Comparison of combustion chambers configuration of previous and new engines

プラグを対角に配置した i-DSI は、2 点点火の急速燃焼特性による高圧縮比化を主要な目的に採用した。

結果的に、圧縮比はレギュラガソリン仕様で最高レベルの 11.2 を設定した。また、出力は、従来型に対して最大トルク値と最高出力値は同等ながら、実用頻度の高い中高回転のトルクを向上させた。

3.2. 軽量コンパクト化

軽自動車にとって、車室の広さを確保するためのエンジンコンパクト化は重要である。レイアウトの工夫には、補機のシリンダブロック直付け、エキゾーストマニホルダー一体型シリンダヘッドとキャタライザの直付けレイアウトがあり、これらによりコンパクト化を図った。そして、エンジン搭載角を前傾 60° から前傾 5° に変更することで搭載前

後長を 60mm 短縮した。

また、レゾネータ集約型エアクリーナはトランスミッション上に配置することでパワートレイン全体のコンパクト化に寄与している。

くわえて、クランクシャフトやシリンダブロック廻りの形状やレイアウトの最適化、インテークマニホルド、シリンダヘッドカバー、オイルストレーナ、オイルレベルゲージの樹脂化によりエンジン重量の 9% 軽量化を達成した。

4. 達成性能

4.1. 燃費改善

軽負荷におけるエンジン単体燃費と燃焼安定性を Fig. 6 に示す。理論空燃比の BSFC 低減は 7% 低減、燃焼限界空燃比は 3A/F (Air fuel ratio) のリーン化が達成された。また、理論空燃比の燃焼期間は 13° 短縮できた。これは、燃焼急速化の効果であり、要素技術の詳細を以下に述べる。

4.1.1. i-DSI 適用効果

i-DSI をショートストローク骨格に適用するにあたり、Fig. 5 に代表される 4 バルブシリンダヘッド仕様に対する i-DSI シリンダヘッド仕様の燃費効果を検定した。

ここで用いた供試エンジンは、従来型エンジンの改良によるもので可能な限りショートストローク仕様に変更した。具体的には、ボア径 68mm、ストローク 60.4mm、圧縮比 11.5、バルブ挟み角 30° で、インレットおよびエキゾーストバルブは、それぞれ 4 バルブ仕様で径 25mm、径 21mm また、i-DSI 仕様で径 33mm、径 28mm を設定した。

これに対して、燃費効果の評価には、軽自動車の実用運転域を含む 3 モードを設定した。

- | | |
|-------------|----------------------|
| (1) 燃焼評価モード | 1500rpm, BMEP=358kPa |
| (2) 軽負荷モード | 2650rpm, BMEP=171kPa |
| (3) 高負荷モード | 4000rpm, BMEP=838kPa |

Fig. 7のとおりi-DSI仕様は、ISFC(Indicated specific fuel consumption)で2-6%低減、HC排出量は、20-50%低減した。これはインレットバルブ1弁によるポート流速の向上と、これによる筒内流動の強化、2点点火による急速燃焼の効果であり、この燃焼急速化の詳細をFig. 8に示した。

燃焼評価モードによると、全体として燃焼期間は8%短縮され、MBT(Minimum spark advance for best torque)点火時期の遅角化や最大筒内圧力発生角度の進角により燃焼急速化が把握できる。結果的に、最大筒内圧力の上昇による平均有効圧力の向上で燃費改善に至ったと考える。

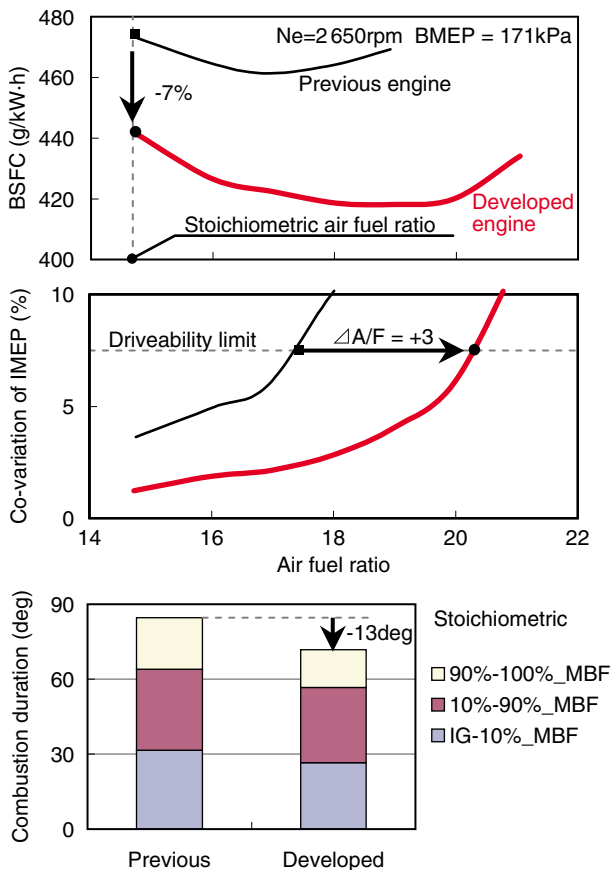


Fig. 6 BSFC and combustion characteristics

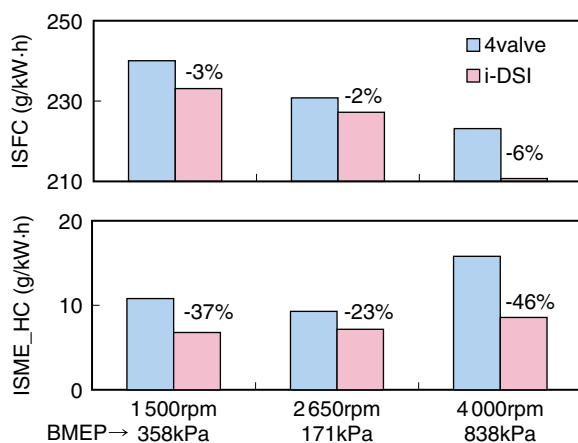


Fig. 7 Effect of i-DSI on ISFC and ISME_HC

以上の結果から、i-DSIの急速燃焼効果が明確になったので、さらに低フリクションを目指して量産仕様は、シリンダボア中心軸間距離80mm、ボア間距離を9mmとしたシリンダボア径71mmと、これに対するストローク長さ55.4mmから成る、ショートストローク仕様を決定した。

次に、インレットポートの改良による燃費改善を目的にスワール比、タンブル比の検討をおこなった。

- (1) aポート：タンブルポート(ベース仕様)
- (2) bポート：aポートに対してスワール比を4倍に強化
- (3) cポート：さらにタンブル比25%、スワール比12%向上

Fig. 9は、吸入行程におけるインレットバルブシート廻りの吸入空気流速分布シミュレーション結果である。ポー

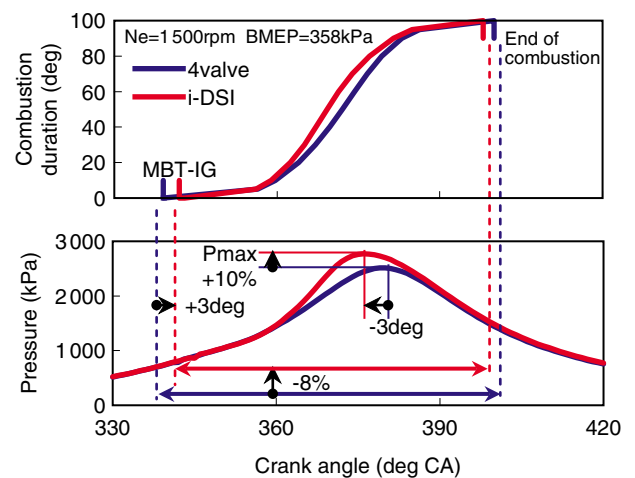
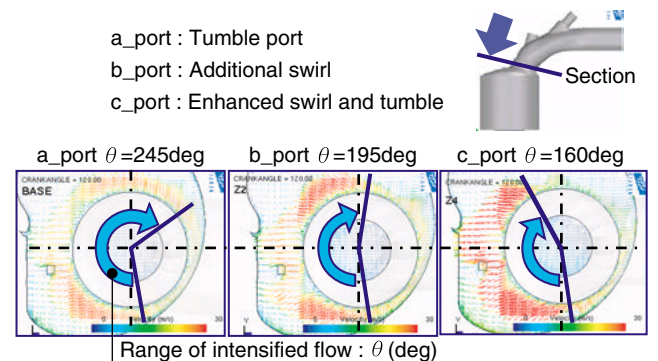
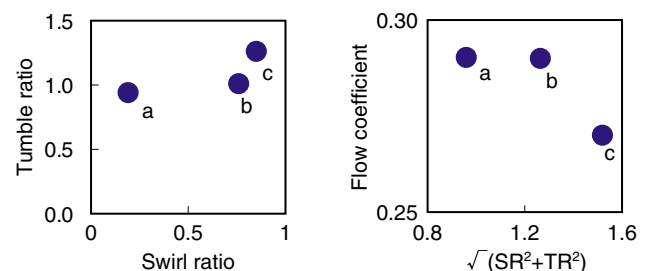


Fig. 8 Effect of i-DSI on combustion characteristics



(a) Velocity simulation : 1500rpm Intake manifold pressure=57kPa



(b) Steady flow test : Valve pressure 5kPa

Fig. 9 Inlet port flow characteristics

ト案 a, b, c の順で流れの指向性が強化されていることがわかる。流れの特性を、平均流量係数と渦強度⁽²⁾と比較すると、相対的に c ポートが渦強度の向上に対して、平均流量係数の低下があり出力低下が予測された。ここで用いた渦強度は、スワール比=SR とタンブル比=TR の合成値= $\sqrt{(SR^2+TR^2)}$ で定義している。

Fig. 10 に ISFC の実機測定結果を示した。a ポートに対する ISFC 低減割合は、b ポートで 0.5%、c ポートでは 1.0 % であり、渦強度の向上によって ISFC が改善される結果が得られた。最終的にポート仕様は、c ポートが最高出力値 2.5% 低下となったので、b ポートを量産適用した。

4.1.2. フリクション低減

軽自動車において実用頻度の高い中高回転のフリクション低減を目的に、ショートストローク骨格の採用とクランクジャーナル径の縮小をおこなった。

ショートストローク化によるピストンスピードの低減効果として、ピストン摺動面とシリンダスリーブ壁面間の油膜せん断抵抗低減やポンピングロス軽減が知られている。

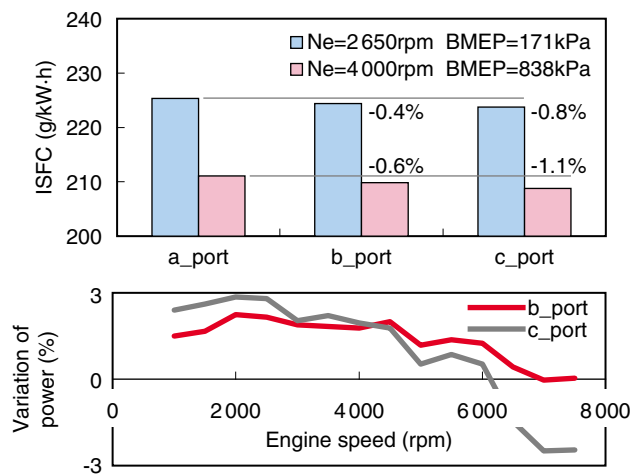


Fig. 10 Comparison of ISFC and power by inlet port

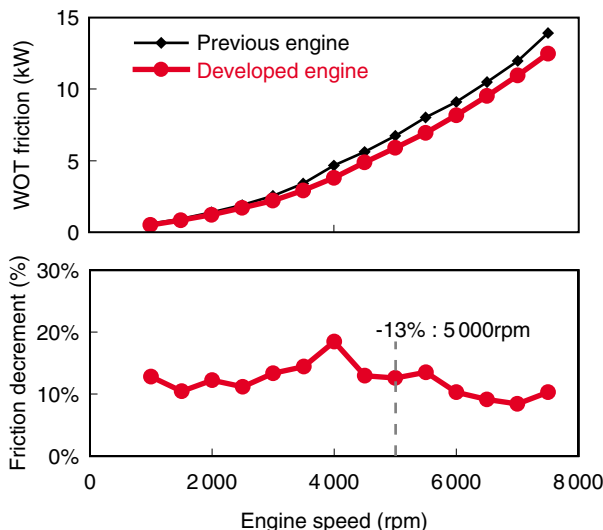


Fig. 11 Decrement of WOT friction

また、クランクシャフトは、ショートストローク仕様により、ジャーナル径とピン径からなるオーバラップが拡大できるのでクランクシャフトの剛性が高まりクランク打音について有利となる。新型エンジンは、クランクジャーナル部のフリクション低減、クランクシャフトの高剛性化、およびメタル焼付き性を検討した結果、クランクジャーナルを径 40mm から径 38mm へ縮小した。

その他のフリクション低減技術では、従来型エンジンに適用していたローラフォロア、0W-20 低粘度エンジンオイルは継続採用しつつ、新たにシビック・ハイブリット用エンジン⁽³⁾で採用したプラトーホニング、オフセットシリンダ構造、イオンプレーティングピストンリング、メインメタル、およびコンロッドメタルの条痕化、ピストンスカートへの二硫化モリブデンショットピーニングを採用した⁽⁴⁾。

フリクション低減効果を Fig. 11 に示した。これは、ポンピングロスを含む、スロットル全開時のモータリングフリクション比較結果である。エンジン回転のほぼ全域で 10 % 以上のフリクションを低減した。Fig. 12 に、フリクション低減内訳を示した。5000rpm におけるフリクションは従来型エンジンに対して 13% 低減された。この内訳は、ピストン廻り 55% 低減、クランクシャフト廻り 11% 低減、動弁系駆動 34% 低減であった。

4.1.3. アイドル安定性改善

アイドル回転数の低減は燃料消費量低減に重要である。新型エンジンは従来型に対してアイドル回転数を 50rpm 低減し 750rpm とした。これは i-DSI による急速燃焼、安定燃焼の効果である。

Fig. 13 に目標アイドル回転数毎の、回転数変動とその頻度を示した。測定条件は、エンジンオートマチックトランス

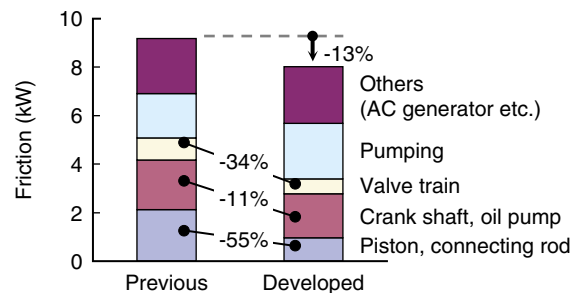


Fig. 12 Comparison of friction distribution

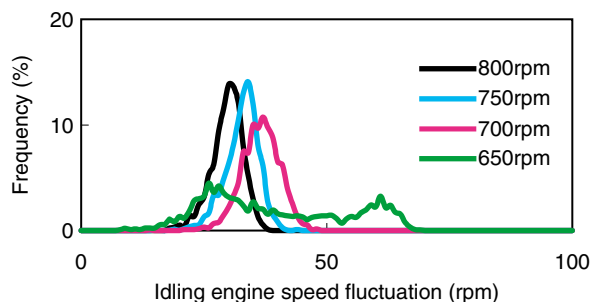


Fig. 13 Stability of idling engine speed

ミッション締結状態における台上試験で、シフト位置は D レンジ、完全暖機後の理論空燃比制御である。ここで、アイドル目標回転数を低速にすることで回転変動幅が増える傾向が示された。アイドル回転 650rpm では、回転数変動幅の広がりや頻度の散逸から、アイドル安定性が悪化していることがわかる。

これに対して、Fig. 14 は、目標アイドル回転数に対する最高筒内圧力 (Pmax) の標準偏差である。650rpm において Pmax 標準偏差値の上昇があり、燃焼不安定領域に入ったことを示している。この結果は、前述した回転数頻度特性の傾向と良く一致しており、燃焼安定性がアイドル回転数安定性に大きく影響していることを表現している。

量産仕様は、電気負荷変化などトランジェントにおけるアイドル制御性も含め、設定回転数を 750rpm とした。

4.2. 出力

Fig. 15 にエンジン性能曲線を示す。出力特性は、吸入系仕様による共鳴同調回転数の調整をおこない、最大トルク値は従来型エンジンと同等ながら、4000rpm までの回転域で平均 7% トルクを向上した。また、同一最高出力値を

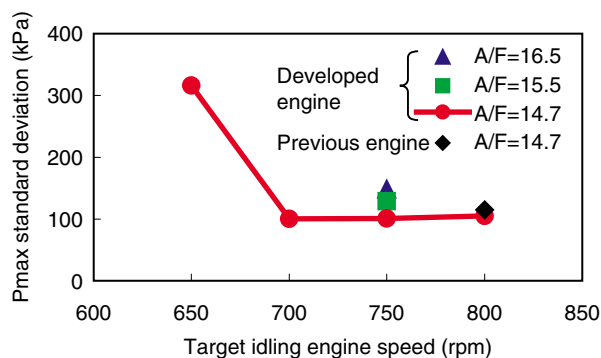


Fig. 14 Stability of idling Pmax

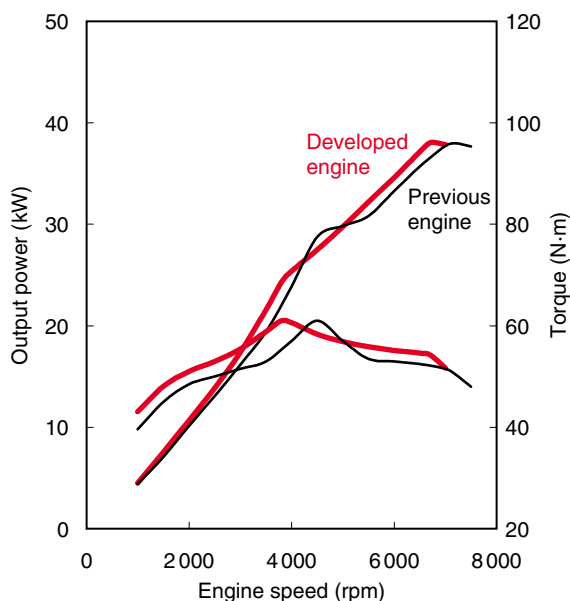


Fig. 15 Engine performance

500rpm 低回転で発生させ実用的な出力特性とした。

さらに、新型エンジンの出力特性の改良には、各種ノッキング抑制技術の適用が寄与している。i-DSI による燃焼急速化、スワールタンブルポート、新冷却水回路の適用が、具体的項目としてあげられる。

燃費改善検討と同様に、従来型エンジンの改造型ショートストローク仕様による i-DSI シリンダヘッド仕様の出力効果を確認した。Fig. 16 は、エンジン回転数に対する体積効率特性の比較である。i-DSI は 2 バルブ仕様のため 5000rpm 近傍までの回転域で体積効率の優位性がある。Fig. 17 に 3500rpm における MBT トルク特性と設定点火時期を表した。これによると i-DSI 仕様は、高 MBT トルクが遅角側の点火時期で発生し、かつ、ノッキング余裕度が同等であることから、設定トルクは 3% 向上した。

以上から、i-DSI は、体積効率向上とノッキング抑制効果により、低回転から高回転において、従来型 4 バルブエンジン同等以上の出力特性となった。

冷却水回路についても、ノッキング抑制を目標に改良をおこなった。Fig. 18 に冷却水回路の変更を示す。ラジエタからの循環冷却水をシリンダブロックに先行して流す従来型回路に対し、新型回路では、シリンダヘッドに先行して流す回路とした。これにより、比較的低温の循環冷却水を高い流

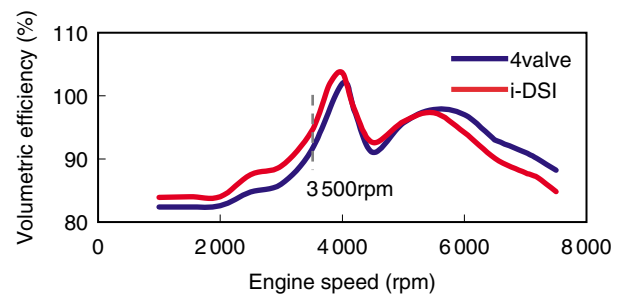


Fig. 16 i-DSI volumetric efficiency

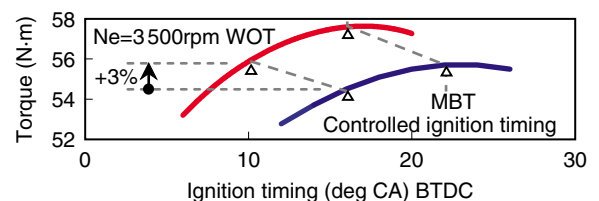


Fig. 17 Effect of i-DSI on torque

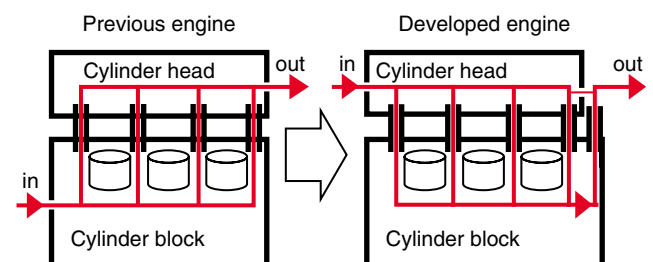


Fig. 18 Comparison of coolant circuit

速のまま燃焼室廻りに供給することで、エンジン回転数の全域で1-2°のノッキング改善ができ、高圧縮比による、燃費と出力の向上に寄与できた。

また、エキゾーストマニホールド一体型シリンダヘッドの採用に伴い、キャタライザフランジからシリンダヘッドへの熱流束についても、十分な冷却性能を保持できるようにシリンダヘッド内ウォータジャケット全体の冷却水流速分布を最適化した。具体的には、Fig. 19に示す冷却水流速シミュレーション、可視化、および実機ファイアリングの多点温度計測によって、冷却水のだよみや局所的な温度上昇を改良し形状を決定した。

4.3. 低エミッション技術

新型エンジンに適用した低エミッション技術は大きく以下に示す4項目である。

(1) 高精度空燃比制御

- 1-1 キャタライザ前のA/Fセンサとキャタライザ下流O₂センサによる高精度空燃比制御
- 1-2 シリンダヘッドポートにレイアウトされた多孔インジェクタによる燃料輸送遅れの軽減

(2) 排気系廻りの低ヒートマス構造

- 2-1 エキゾーストマニホールド一体シリンダヘッド
- 2-2 エンジン直下レイアウトのキャタライザ

(3) 燃焼安定化による冷間始動直後からの理論空燃比制御

(4) 触媒早期活性化のための大量点火時期遅角制御

ここで、(4)に該当する冷間始動直後の HC 排出ガス低減を目指した触媒早期活性化技術の適用結果を紹介する⁽⁵⁾。

触媒早期活性化には、点火時期の大量遅角による排気温度上昇が有効である。しかし、大量遅角の適用には、安定燃焼の確保が前提となる。

新型エンジンの低水温における、燃焼安定性のエンジン単体試験結果を Fig. 20, Fig. 21 に示した。水温 35℃の条件で、BMEP(Brake mean effective pressure)が一定になるように点火時期遅角と吸気量を調整した。結果は、MBT点火時期から 25°の遅角でも燃焼変動率は5%未満で安定燃

焼が確保されており、排気温度上昇は約200℃に達することがわかった。

この制御の車両適用結果を以下に示す。Fig. 22は、点火遅角量に対する、エンジン冷間始動後 54sec における触媒温度と 11mode の HC 排出量を示している。点火時期遅角制御無しに対して、最大 15°遅角にしても HC 排出量の低減傾向は維持されていた。結局、量産仕様は、燃費と触媒早

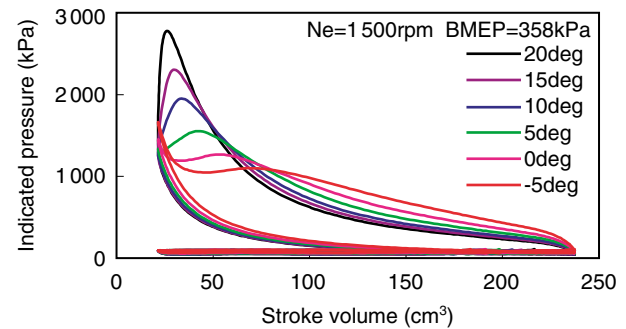


Fig. 20 Relationship between indicated pressure and ignition timing retard at constant BMEP

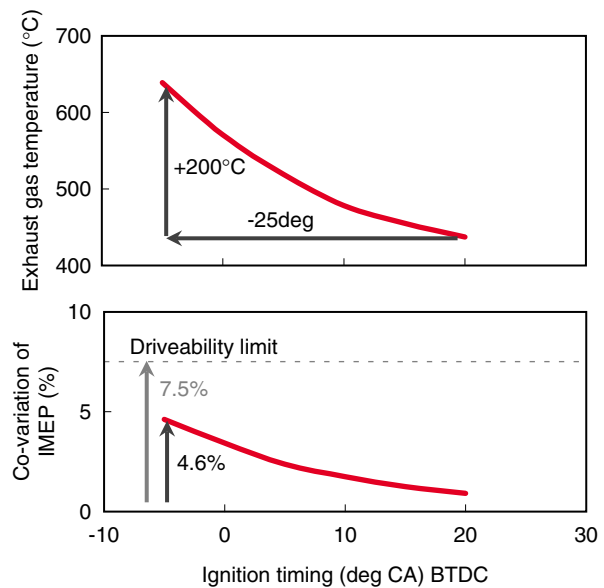


Fig. 21 Influence of ignition timing retard on exhaust temperature and combustion stability

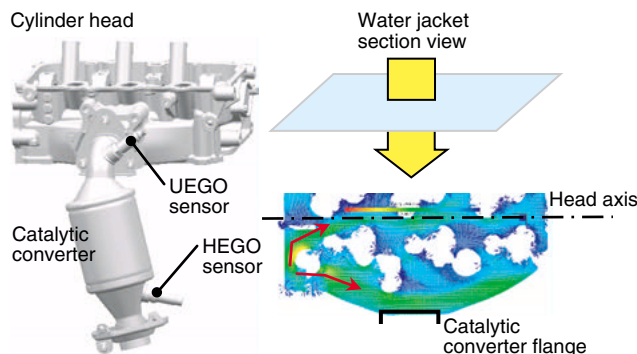


Fig. 19 Result of simulation of coolant flow to siamese exhaust port

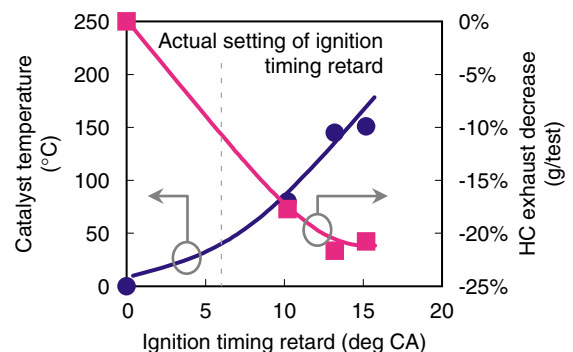


Fig. 22 Catalyst temperature rise and HC decrease

期活性化のバランスで点火遅角量 6° を設定した。また、Fig. 23に示すように排気系廻りの低ヒートマス構造の効果とあわせて 220°C の触媒温度上昇を達成し、超一低排出ガス基準に適合した。

4.4. エンジン振動、騒音改善技術

将来に渡りエンジン振動、騒音について、競争力のあるエンジン骨格を実現するため、第一に主運動系廻りの高剛性化と低振動化を進めた。まず、ショートストローク骨格

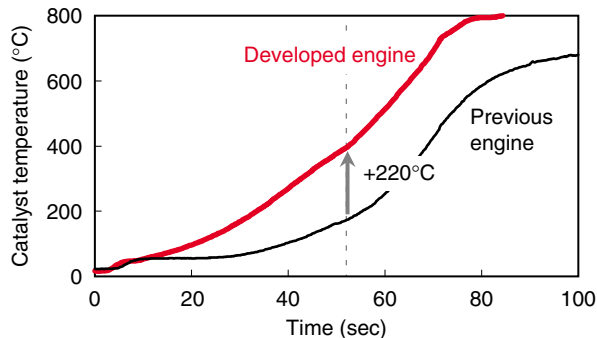


Fig. 23 Effect of siamese exhaust port and ignition timing retard on catalytic converter warm-up characteristics

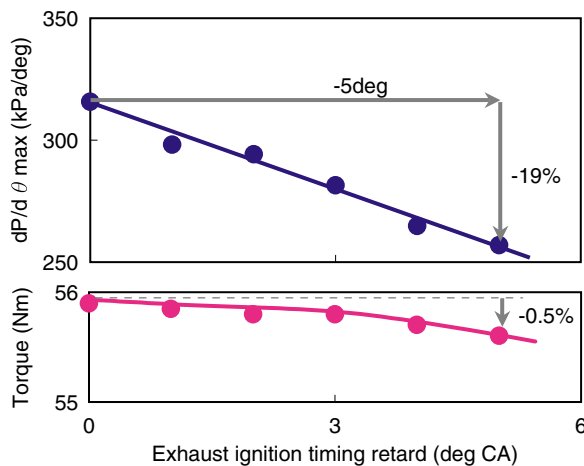


Fig. 24 $(dP/d\theta)_{\max}$ decrease and torque

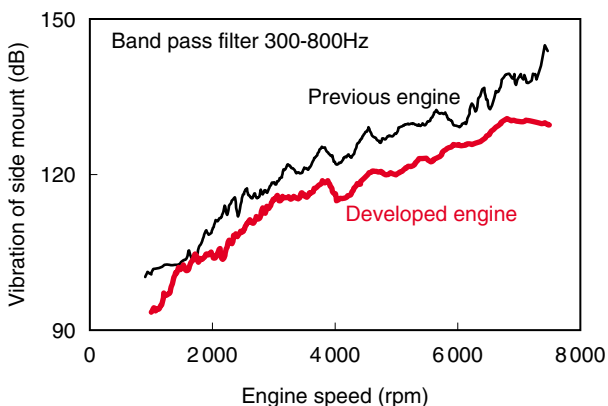


Fig. 25 Effect of i-DSI sequential ignition timing on improvement of engine noise

によってクランクシャフトの高剛性を確保しつつ、フルバランスウェイト化により振動を抑えた。クランクシャフト鍛造加工にツイスト行程を追加することで、フルバランスながら軽量化も達成した。CAEによる1スロー剛性評価では、クランクシャフト曲げ剛性が従来型に対して、26%向上した。

一方、シリンダブロック構造では、ロアブロック採用がエンジン骨格剛性向上に大きく寄与している。このロアブロックは、各ジャーナルとロアブロック外壁面を一体化し曲面形状とリップ配置を最適化することで、ジャーナル倒れ剛性を38%向上している。また、CAEの検討により、補強部品を必要とすることなく、エンジントランスミッション締結剛性を確保できた。

第二のエンジン振動、騒音改善技術は、i-DSIの位相差点火制御である。Fig. 24は、5500rpm, WOTにおける気筒当たり2本のスパークプラグの同時点火と、エキゾースト側単独の遅角制御による $(dP/d\theta)_{\max}$ 低減効果を示している。量産仕様は、同時点火に対してエキゾースト側点火時期を 5° 遅角化することで、エンジントルクをほぼ同等のまま、 $(dP/d\theta)_{\max}$ を19%低減、エンジン外郭騒音で17%低減した。

以上の高剛性エンジン骨格と i-DSI 技術により、Fig. 25に示す中周波マウント点振動を 5-10dB 低減した。

5. まとめ

軽自動車用エンジンの開発にあたり以下の知見が得られ、これらを具現化することでトップクラスの環境性能と出力、燃費、静粛性などの高い商品性を達成することができた。

- (1) ショートストローク化によりピストンスピードを低減することで10%のフリクション低減が可能である。また、燃焼面では、2点点火を用いた急速燃焼により耐ノック性を向上させ、11.2の高圧縮比化と合わせてBSFCを7%向上させることができ、モード燃費で19.8km/Lを達成することができる。
- (2) 全開出力では、上記急速燃焼、高圧縮比に加え、2バルブ化による体積効率と冷却水回路変更による耐ノック性向上により、最大トルク回転数を500rpm下げながら7%のトルク向上を図ることが可能である。
- (3) 環境性能では、直下キャタライザ、低ヒートマス排気系および点火時期遅角による触媒の早期活性化をおこない、さらに、高精度空燃比制御により空燃比の安定化を図ることで超一低排出ガス基準に適合させることができる。
- (4) エンジン搭載角の前傾 60° から 5° への変更により前後長を60mm短縮し、シリンダヘッドカバーや吸入系部品を樹脂化することで9%の軽量化が達成できる。
- (5) 振動騒音性能では、クランクシャフトの高剛性化と

CAE解析に基づくトランスミッションとの締結剛性の向上を図り、また、点火時期の遅角制御により(dP/dθ)max 低減をおこなうことでマウント振動を 5-10dB 低減することが可能である。

参考文献

- (1) 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(2001)
- (2) 林有登, 櫻原一雄, 高林徹, 遠藤太郎: アコード／トルネオ用 1.8L リーンバーンエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.10, p.52(1998)
- (3) 松木正人, 若城輝男, 神山敏宏, 佐藤利行, 賀来嘉昭, 神田正浩: ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.43(2002)
- (4) 荻原秀実: 内燃機関用ピストンスカート部への個体潤滑剤付与技術とその効果, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.85-92(2002)
- (5) 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(2000)

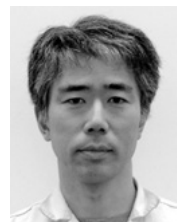
■ 著 者 ■



和田 裕 介



大 津 啓 司



成田研之助



篠 原 利 光

新型コモンレールターボディーゼルの開発

Development of New Turbocharged Common Rail Diesel Engine

阿部 智也*

Tomoya ABE

月村 清*

Kiyoshi TSUKIMURA

長 弘 憲 一*

Kenichi NAGAIHIRO

大 崎 浩 一*

Hirokazu OHSAKI

辻 義 仁*

Yoshihito TSUJI

小 沢 一 則*

Kazunori OZAWA

要 旨

Hondaは、2.2L 4気筒ディーゼルエンジンを初めて自社開発し、2004年欧州向けアコードに搭載した。

開発したエンジンの特徴は、最新の1600 bar コモンレール制御システム、EGRクーラシステム及び後処理技術の採用により EURO-IV 規制にいち早く適合したこと、新鋳造法によるシリンダブロックなどの軽量コンパクト化技術の適用、燃焼技術と低フリクション技術によるトップクラスの出力特性と低燃費及び静粛性の両立などである。

これらの独自技術により、開発コンセプトであるパワフルかつ高品位なディーゼルエンジンを実現することができ、欧州で高い評価を得ている。

ABSTRACT

Honda has developed its first 2.2L 4-cylinder diesel engine for the 2004 model Accord to be marketed in Europe.

The newly developed engine has a number of distinctive features. The employment of the latest 1600 bar common rail control system, an EGR cooler and an after-treatment system has enabled the engine to comply with the EURO-IV regulations. The application of a variety of technologies to make the engine both lighter and more compact, including the employment of a cylinder block manufactured using a new casting process, and the use of advanced combustion and friction reduction technologies have resulted in a balance of power output, fuel efficiency and quietness at the top of this engine class. The employment of these original technologies has enabled the full realization of the development concept, which stressed power and refinement, and the Accord has been well received in the European market.

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、特に欧州においては地球温暖化への危機感が強く、CO₂を削減しつつ、高いパフォーマンスが得られるディーゼルエンジンが昨今注目され、一大市場を築いている。Hondaは、これまでも Compound Vortex Controlled Combustion (CVCC)⁽¹⁾を初めとし、Variable timing and lift control Technology (VTEC)⁽²⁾シリーズ、Compressed Natural Gas engine (CNG)⁽³⁾、Electric Vehicle (EV)⁽⁴⁾、ハイブリッド⁽⁵⁾、燃料電池自動車⁽⁶⁾等の先進的な環境、燃費技術に取り組んできた。そして今回、Hondaとしては初の自社設計となるターボチャージドディーゼルエンジン、intelligent - Common Rail Turbocharged Direct injection

(i-CTDi)を開発した。エンジン外観図を Fig. 1 に、主要諸元を Table 1 に示す。



Fig. 1 External view of i-CTDi diesel engine

Table 1 Main specification of i-CTDi diesel engine

Engine type	DOHC-4VLV
Displacement (cm ³)	2204
Bore × Stroke (mm)	85 × 97.1
Compression ratio	16.7
Fuel injection system	Common rail
Maximum power (kW/rpm)	103/4 000
Maximum torque (Nm/rpm)	340/2 000

2. 開発コンセプト

我々が開発にあたり考えたことは、ディーゼルエンジンの長所である低燃費を最大限に生かし、短所である騒音や振動が大きい点を最小限にとどめることである。

最新のディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンと比較しても遜色ないほどに高い出力性能が得られ、場合によってはむしろディーゼルの方が勝る場合も少なくない。これをディーゼルの長所ととらえる考え方もあるが、従来のガソリンエンジンでは到達し得ない低燃費性こそ、ディーゼルエンジンが持つ最大の長所であると考えた。

同時にガソリンエンジンに比べて魅力を低下させているのが振動、騒音である。出力と同様に近年大きな進歩を遂げているが、独特の燃焼音をはじめとした騒音は、品位に欠けることはいめない。これを克服し、ガソリンエンジンと同等レベルにまで低減できれば、広く受け入れられるエンジンになると考えた。

また、コンセプトのベースとして当然のことながら環境への配慮がある。2005 年より始まる EURO-IV 規制に適合する性能を上記 2 項目と合せ持つことで、バランスの取れたエンジンとすることができると考えた。

これらを総称して“ファーストクラス ディーゼルエンジン”と定義付け、開発の方向性として定め、コンセプトを達成するための核技術として以下の 3 項目を追求した。

- (1) 軽量、高剛性骨格
- (2) 燃焼の高精度制御
- (3) 高効率排気処理システム

3. 軽量、高剛性骨格

低燃費、低 NV を実現するためには、軽量かつ高剛性な骨格を用いることが必須である。ディーゼルエンジンを新規開発するにあたり、Honda の得意とするアルミニウム鋳造技術^{(7)・(9)}を進化させ、生産性を兼ね備えたクローズドデッキ アルミニウムシリンダブロックを開発した。

一般にアルミニウムブロックは、高圧鋳造で生産されることが多い。この製法は生産性に優れるが、高圧のため砂中

子が使えないことや、ガスを巻き込むため熱処理が困難等の課題がある。一方ディーゼルエンジンは、筒内圧が高いため、クローズドデッキ方式が望ましい。これらを両立させるため、半凝固状態のアルミニウムを低圧で金型にショットする製法である、Advanced Semi-solid Casting Technology (ASCT)を開発し、クローズドデッキ構造でありながら高い生産性を得ている。Fig. 2にこのシリンダブロック全体図を示す。同時に溶体化熱処理を可能とし、薄肉化を図ることで、同クラスのディーゼルエンジンに多く用いられる鋳鉄製ブロックに対し、約 30%の軽量化に成功した(Fig. 3)。

スリーブは、遠心鋳造法による鋳鉄製のものを鋳込んでおり、外周のスパイニ(密着性を確保するための突起)を除く肉厚は、薄肉化し 3 mm としている。また、スリーブ間のアルミニウム肉厚も同様に 3 mm とし、ガソリンエンジン同等である 9 mm の狭軸間とすることができた。

シリンダブロックのもう一つの特徴は、オフセットシリンダ配置である。ボアセンタに対しクランクセンタをスラスト側に 6.5mm オフセットし、ピストン側圧を約 30%低減した。Fig. 4にシミュレーション結果を示す。これにより低燃費化、低 NV 化を同時に達成している。

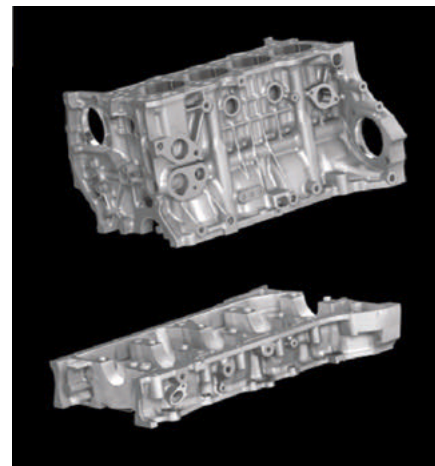


Fig. 2 Photograph of ASCT aluminum cylinder block

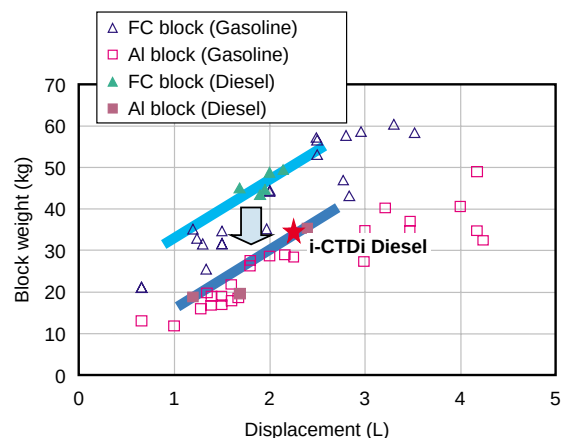


Fig. 3 Effect of ASCT on weight of cylinder block weight

メインベアリング支持は、アルミニウムダイキャスト製ロアブロック構造とし、高剛性化に寄与している。

また、低水温時のフリクション低減のため、鋳鉄製ベアリングホルダ鋳込みをおこなっている。これらの構造により、Fig. 5 に示すようにアルミニウムブロックでありながら、鋳鉄並みの高い剛性を確保することができた。

クランクシャフトは、軽量化のため4ウェイト方式を採用し、高強度化を図るため高周波焼入れ⁽¹⁰⁾をおこなっている。メイン/ピンジャーナル径は、60/50mmである。ベアリングは、昨今のエンジンオイルの低粘度化を考慮した高面圧固体潤滑オーバーレイ付きベアリングとし、境界潤滑特性を向上させ、0W-20 クラスの低粘度エンジンオイルへの対応を可能としている。さらに初期馴染みの改善を狙い、表面に二硫化モリブデンコーティングを施している。

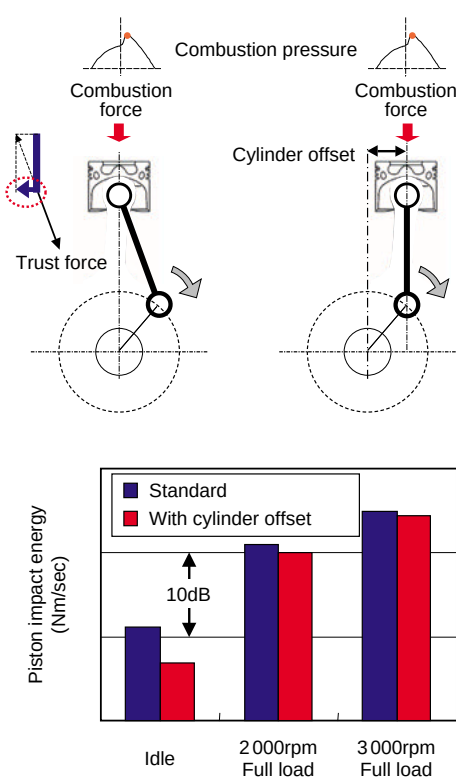


Fig. 4 Effect of offset cylinder on thrust force

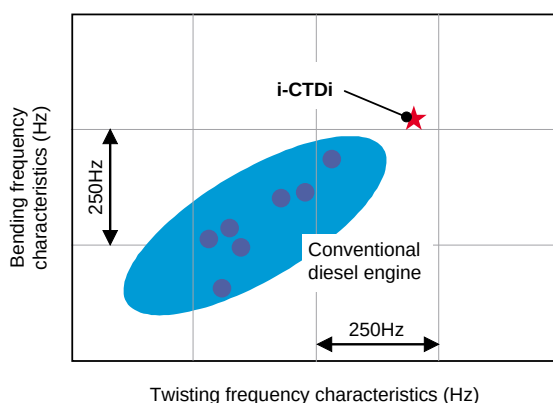


Fig. 5 Dynamic characteristics of cylinder block

シリンダヘッドは、直立バルブ、直噴インジェクタ、グロープラグ等がひしめき合うため、構造が複雑かつ高い熱負荷を受ける。このためラジエータで冷却された冷却水で最初に冷却し、その後シリンダブロックに導かれ各デバイス類を冷却する、ヘッド先行冷却方式を採用した。Fig. 6にシリンダヘッド全体図を、Fig. 7に冷却システム図を示す。この冷却手法を採用することで、一般的なシリンダブロック先行冷却方式に対し、Fig. 8に示すようにヘッド各部の放熱が改善されている。

動弁系は、センタインジェクションを可能とするため、DOHC 4バルブを採用した。ローラロッカアームと組み合わせることで、低フリクション化に寄与している。また、メンテナンスフリー化を図るため油圧式ラッシュアジャスタを採用している。

動弁系の駆動は、シングルローラチェーンとしている。ディーゼルエンジンは、回転変動が大きく駆動チェーンに対する荷重が高いため、サイレントチェーンでは幅広と

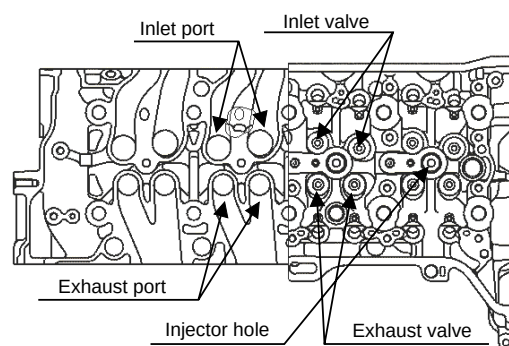


Fig. 6 Detail of cylinder head

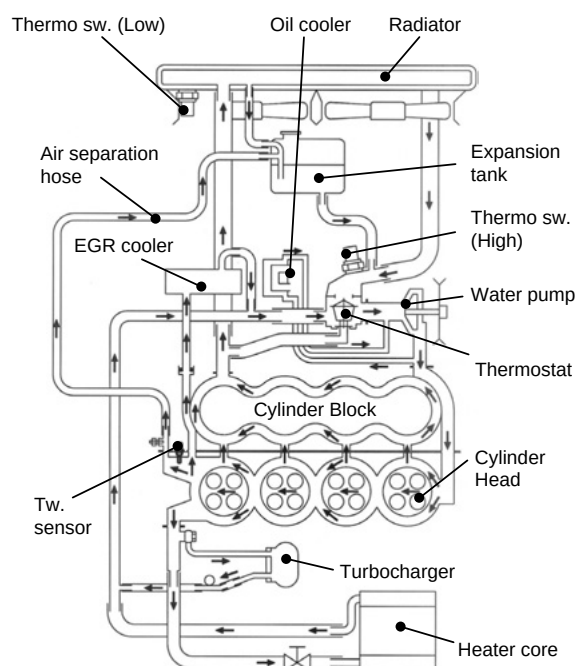


Fig. 7 Schematic diagram of cooling system

なってしまう。また、エンジンオイル中にすすが存在するため、ブッシュチェーンではピッチング磨耗が激しくなる。このため、耐磨耗性に優れたVC(Vanadium Carbide)処理をおこなったローラチェーンを採用した。吸気/排気カムシャフト間の駆動伝達は、せらしギヤ付のヘリカルギヤで起こない、NV 低減と同時にコンパクト化している。

また、低 NV 化のため、2次バランサシステムを採用した。コンパクト化を狙いとし、カムシャフトと同様にシングルローラチェーンで駆動し、オイルパン内にバランサユニットを収納した。Fig. 9 に動弁駆動系全体図を示す。

バランサユニットは、低フリクション化とオイルエアレーションの低減を両立するため、ケース構造を最適化している。なお、バランサユニットは、同軸上でオイルポンプを駆動し、合理化している。

補機システムは、エンジンフロント側に集結させ、サーペンタイン補機ベルトで駆動することで、コンパクト化を

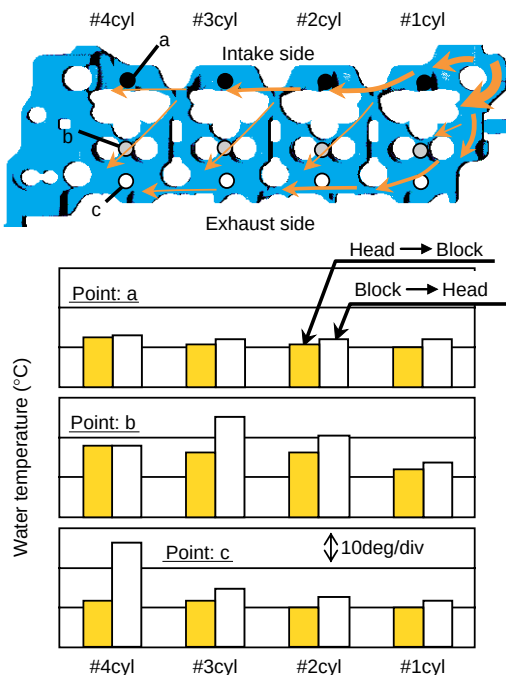


Fig. 8 Effect of top feed cooling system

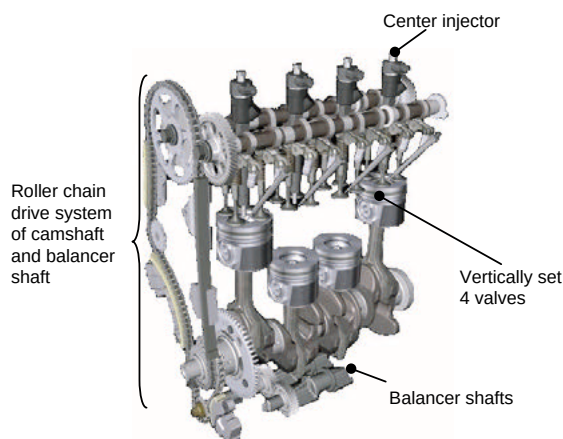


Fig. 9 Schematic diagram of drive train system

図った。また、リサイクルタイプのオイルフィルタのアルミニウムケーシングボディを活用し、これを補機ブラケットとして合理化することで合せて軽量化効果も得ている。Fig. 10 に補機システムを示す。

また、i-CTDi は、NV 低減のためのデュアルマスフライホイールと補機ベルト張力低減のため、トルク変動吸収クランクプーリーを用いているが、始動時に共振領域を通過するため、補機の中でもっとも慣性マスの大きい発電機に、ワンウェイクラッチ付プーリーを適用している。

4. 燃焼の高精度制御

燃焼室は、4弁式のリエントラント型中央燃料噴射である。コンセプトである低燃費、低騒音、クリーンを達成する燃焼として、均質かつ緩慢な燃焼に近づけるべく、Fig. 11 に示すような多くの燃焼室選定をおこない、形状を最適化した。同時に圧縮比を 16.7 に設定して低フリクション化した。この時課題となる低水温時の燃焼改善として、始動後もグロープラグを通电し続けるアフタグロー制御を導入し、安定した燃焼を確保している。バルブは垂直配置とし、ピストン頂面のバルブポケットを廃止することで S/V 比 (Surface/Volume 比) を 0.643(1/mm) と低く設定し、クリーン化に対応した。燃焼室形状の詳細を Fig. 12 に示す。

燃焼のポテンシャルを最大限に引き出すには、制御システムの高精度、高自由度化が不可欠であり、i-CTDi では、多くのデバイスを電子制御している。コントロールシステム図を Fig. 13 に示す。

燃料噴射系は、BOSCH 社製コモンレールシステムを採用した。最高燃圧 1600bar を得る高圧ポンプは、排気カムシャフト端に配置したサブシャフトで駆動される。減速比は最適効率を得られるよう、エンジン回転に対して 5/6 回転で設定した。カムシャフトーサブシャフト間は、低 NV

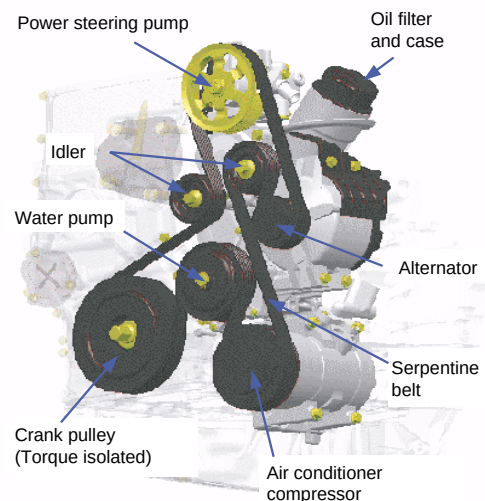


Fig. 10 Schematic diagram of auxiliary device drive system

(Noise and Vibration, 以下NV)を狙いとし、せらし機構付ヘリカルギヤで、サブシャフトー高圧ポンプ間は、オルダムカップリングで駆動伝達している。システム全体図をFig. 14

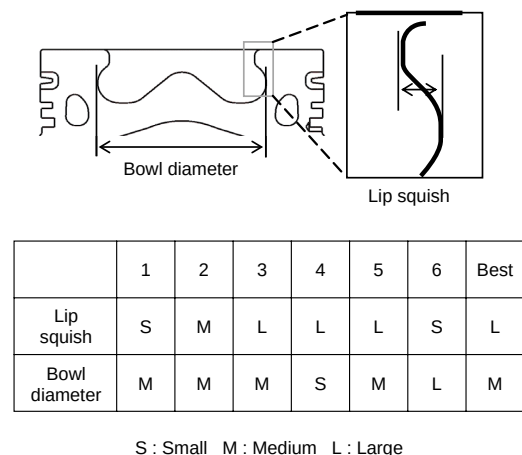


Fig. 11 Test result of various type of combustion chamber

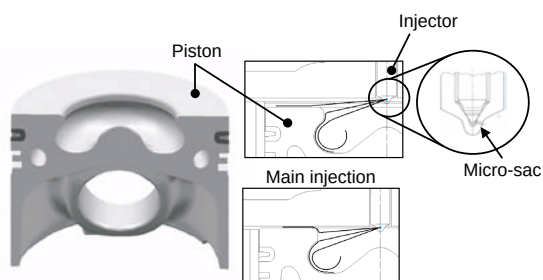


Fig. 12 Detail of the combustion chamber

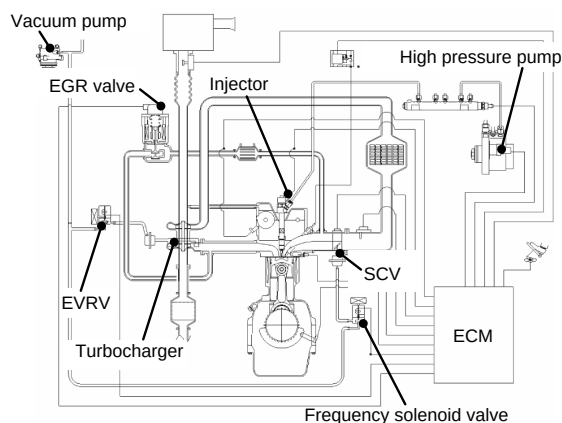


Fig. 13 Schematic diagram of total control system

に示す。また、噴射ノズルに関しては、PM (Particulate Matter) 抑制効果が高く、噴霧形状バラツキの小さいマイクロサック型6孔とした。

i-CTDiでは、リニア可変スワールコントロールバルブ(以下 SCV)を用い、全運転領域にわたり最適かつ高精度なスワール制御をおこない、燃焼を最適化している。Fig. 15に示すように、SCVは独立した2つのポートに対し、それぞれにチャンバを持つタンデム型のインテークマニフォールド上流に、EGRガスの直撃を避けて配置し、シンプルで信頼性の高いシステムとしている。2つのポートは、プライマリー側をスワールポート、セカンダリー側を燃焼室接線方向に配置したストレートポートとし、Fig. 16に示すように1.2 から 4.0 間のスワール比を、低吸入抵抗で実現している。バルブ本体は開度センサを備え、フリーケンシーソレノ

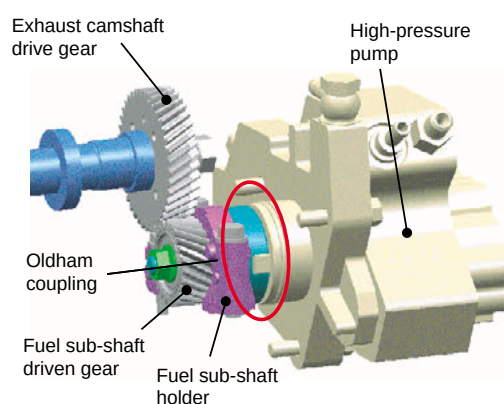


Fig. 14 Schematic diagram of drive system of high-pressure pump

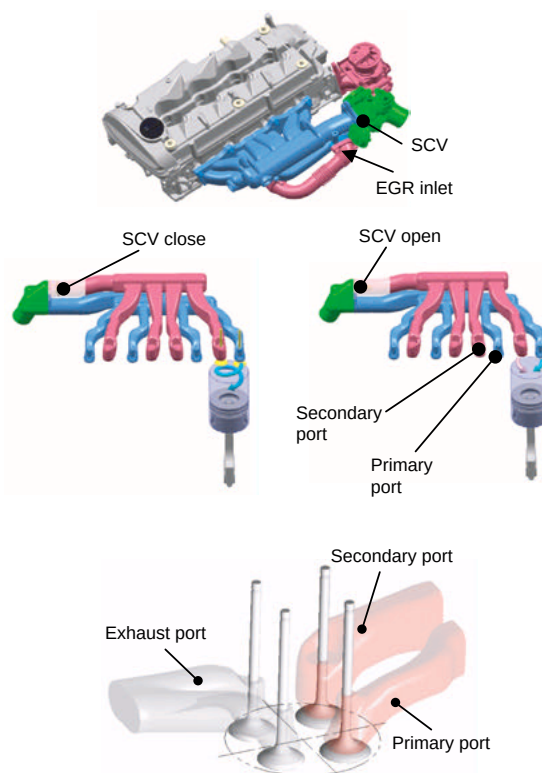


Fig. 15 Schematic diagram of intake system

イドバルブを用いて電子制御される負圧により駆動される。
Fig. 17 に SCV の開度設定マップを示す。

NO_x 低減を図るための EGR は、燃焼状態に大きな影響を与えるため、制御をつかさどる EGR バルブをリニアソレノイド駆動の電子制御方式とし、高精度、高応答化した。リニアソレノイドは、負圧駆動方式に対して駆動力が小さいため、ダブルポペットタイプを採用し、過給エンジン特有の背圧をキャンセルする構造とした (Fig. 18)。

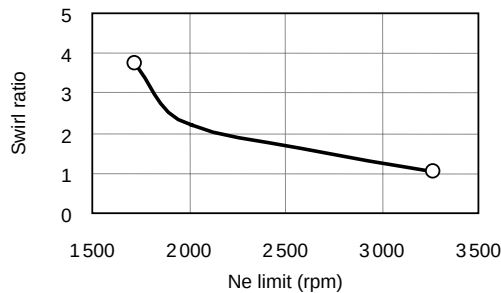


Fig. 16 Relationship between Ne limit and swirl ratio

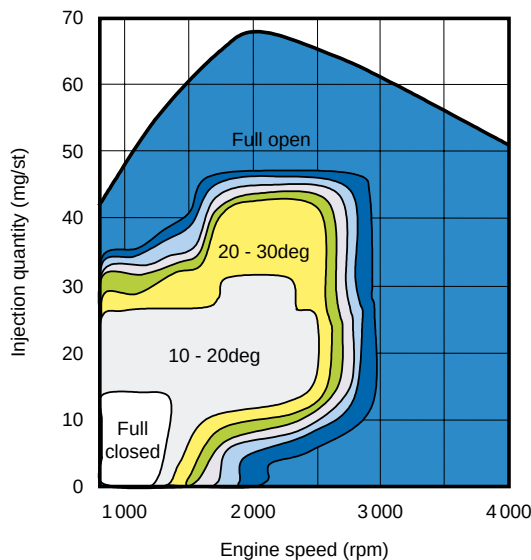


Fig. 17 Control map of SCV

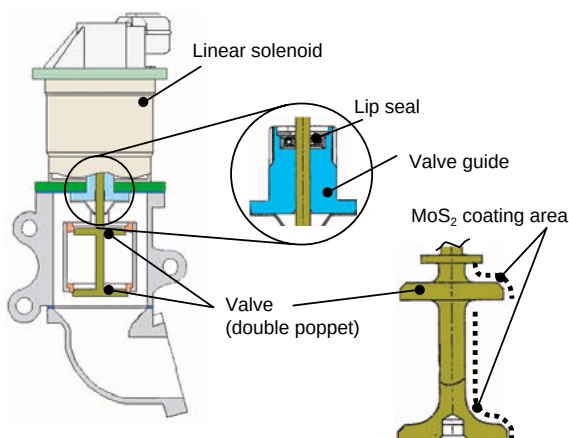


Fig. 18 Cross-section of electrically controlled EGR valve

同時に、バルブガイドへの排ガス侵入を抑えるシールド構造や、未燃燃料等に含まれるガム分による、バルブシート貼り付きを防止する MoS₂ コーティング等を採用し、高い信頼性を確保している。また、水冷式 EGR クーラを EGR バルブ下流に配置し、EGR 密度を上げることで、より効率の良い NO_x 低減を図っている。

過給システムは、可変ジオメトリ式ターボチャージャを採用し、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。ジオメトリの制御は、EVRV (Electric Vacuum Regulating Valve) 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目標過給圧に対し、ベーンを開閉することによりおこなう。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、空冷式インタクーラを備え、最高過給圧 130kPa を得ている。

5. 高効率後処理システム

EURO-IV の排ガス規制を達成させるために、エンジンフィードガスの低減に加え、排気後処理システムの高効率化が必須であり、i-CTDi では、ディーゼル用の排気後処理システムを新たに開発した。Fig. 19 に排気後処理システム全体図を示す。

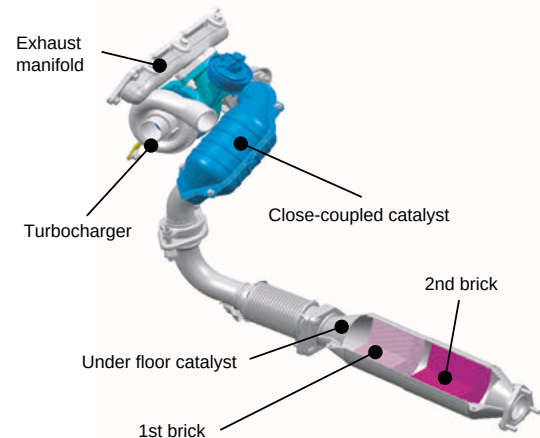


Fig. 19 Schematic diagram of exhaust system

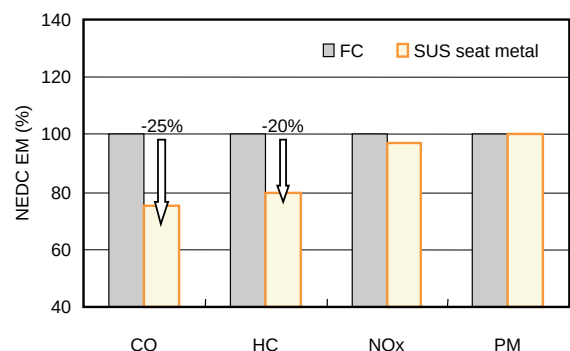


Fig. 20 Effect of seat metal exhaust manifold

Table 2 Main specification of catalyst

	Close-coupled catalyst	Under floor-catalyst	
		1st brick	2nd brick
Type	Oxidation	De-NOx	De-NOx
Volume (L)	0.7	1.0	1.3
Substrate	Metal foil	Metal foil	Metal foil
Foil thickness (mm)	0.03	0.03	0.03
Cell density (cpsi)	400	400	400
Coating	Pt base	Pt base	Pt base
Zeolite	A	A	B

エキゾーストマニフォールドには、極めてコンパクトなステンレス製のプレスタップを用いることでヒートマスを低減し、触媒の昇温特性を向上させている。これにより鋳鉄製のものに対し、Fig. 20 に示すように CO, HC 成分を 20 - 25% 低減することができた。

触媒の諸元を Table 2 に示す。触媒システムは、直下に酸化触媒、床下には Fig. 21 に示すような NOx の浄化温度特性の異なる 2 種類の NOx 選択還元型触媒を組み合わせて 2 ベッド構成とし、NOx 浄化温度ウィンドウを拡大、最適化させている。また、担体にはセラミックスよりも熱の伝導、拡散性に優れている箔厚 0.03mm のメタルフォイルを用いることで、低温域の酸化ライトオフ性能を向上させ、酸化力と NOx 浄化性能の確保を高次元でバランスさせた設計としている。

6. 主な性能

Fig. 22 に i-CTDi の出力性能を示す。最高出力は、いずれも同等排気量エンジンの中でトップクラスの性能である。出力特性のセッティングは、低中速の加速性を重視したものとしており、町乗りから高速走行まで、幅広い運転領域で高い性能を発揮できるものと考えている。

この i-CTDi を搭載したアコードは、5MT との組合せで、EUDC モード燃費 5.4L/100km のカテゴリートップの燃費と、EURO-IV エミッションを同時に達成している。

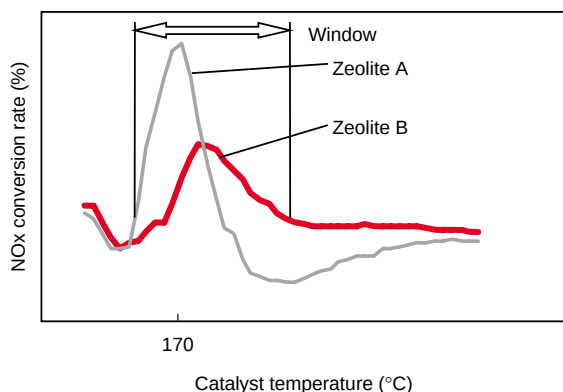


Fig. 21 Thermal characteristics of De-NOx catalyst

またこのアコードの NV レベルは、Fig. 23 に示すように同クラスディーゼルエンジン中トップレベルとなっており、これらのことから基本コンセプトが達成できたと考えている。

7. まとめ

“ファーストクラスディーゼルエンジン”を基本コンセプトに、低燃費、低 NV を目指した i-CTDi ターボチャージドディーゼルエンジンを開発した。

- (1) 1600bar コモンレールシステムを採用し燃焼を最適化、連続可変スワールコントロールバルブ、水冷EGRクーラ、De-NOx 触媒等と組み合わせることで、いち早く EURO-IV 規制に適合することができた。
- (2) 新製法軽量アルミニウムシリンダブロック、ローラチェーンをはじめとする骨格技術により大幅な軽量、コンパクト化を達成した。

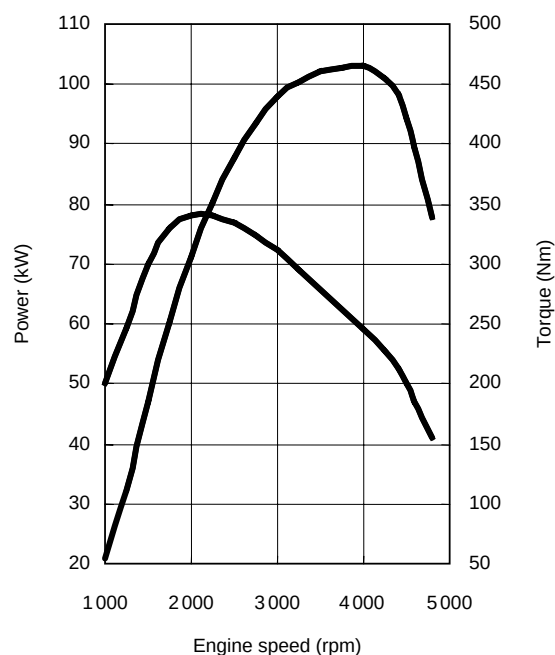


Fig. 22 Power curve of i-CTDi diesel engine

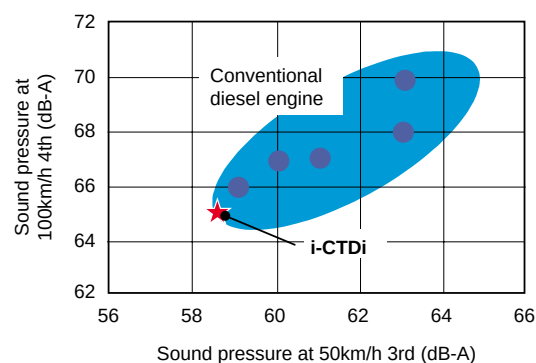


Fig. 23 NV level of i-CTDi diesel engine

- (3) 燃焼技術と可変ターボチャージャ、およびオフセットクランクをはじめとする低フリクション技術により、トップクラスの出力特性と低燃費を高い次元で両立した。
- (4) 燃焼制御と骨格の高剛性化により、ガソリンエンジンに匹敵する静粛性を達成した。

参考文献

- (1) 八木静夫, 藤井功, 畑中徹: CVCC エンジンの諸特性について, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.741, p.285-289
- (2) 大浦秀二, 三浦啓二: 可変機構を用いたガソリンエンジンの高効率化について, 自動車技術, Vol.45, No.8, P93-98(1991)
- (3) 戸田琢士, 松木正人, 大森忠信, 山本裕: Civic GX 1.7L CNG エンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.49-56(2002)
- (4) 小椋正巳, 鈴木茂, 松本謙次: 電気自動車「HONDA EV PLUS」の紹介, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.1-10(1997)
- (5) 堀尾幸一, 藤村章, 斉藤政昭, 角田和彦, 瀧口士郎: 超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.1-8(1999)
- (6) 川崎聡志, 小椋正巳, 小野徹, 加美陽三: 世界初の燃料電池乗用車 Honda FCX の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.1-6(2003)
- (7) 水戸部啓一, 板倉清之: 新型アコード・ビガーの紹介, 自動車技術, Vol.40, No.5, p.611-618(1986)
- (8) 林直義, 牛尾英明, 藤沢義和, 畑恒久, 柴田一雄, 海老沢賜寿雄: ハイブリッド繊維複合材の諸特性とエンジンブロックへの応用, HONDA R&D Technical Review, Vol.1, p.55-65(1989)
- (9) 篠原道雄, 畑恒久, 加藤久: 新構造アルミシリンダブロックの開発 4連鋳鉄ライナ鋳込みアルミダイキャストシリンダブロック, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.954, p.257-260(1995)
- (10) 恩田勇人, 浅井鉄也, 藤木賢治, 工藤洋嗣, 室伏和昌: 高強度高周波焼入れクランクシャフトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.175-182(2003)

■ 著 者 ■



阿部 智也



長 弘憲一



辻 義仁



月村 清



大崎 浩一



小沢 一則

ディーゼルエンジン用アルミニウムシリンダ ブロックの開発

Development of Aluminum Cylinder Block for Diesel Engine

山 崎 雅 和*

Masakazu YAMAZAKI

川 畑 光 彦*

Mitsuhiko KAWABATA

高 井 淳*

Atsushi TAKAI

伊 藤 理**

Osami ITO

村 上 修*

Osamu MURAKAMI

黒 木 孝 一**

Koichi KUROKI

要 旨

欧州向け新型アコードに搭載した新開発 2.2L 4気筒 i-CTDi(Intelligent Common rail Turbo Diesel Injection)ディーゼルエンジンに、新に開発した ASCT(Advanced Semisolid Casting Technorogy)製法の高強度アルミニウム合金製シリンダブロックを採用した。この製法は、半凝固アルミニウムを高圧鋳造において鋳造する。合わせて開発した耐圧砂中子を用いることでクローズドデッキの成形を可能とし、さらに、熱処理を施すことで高い材料強度も確保した。

また、高いクランクシャフトジャーナル荷重に対しては、鋳鉄製のベアリングキャップを鋳込んだアルミニウムダイキャスト製のロアブロック構造を採用した。ボア変形を低減させるダミーヘッドホーニングやオフセットシリンダの採用により、高い静粛性を有しながら最新ディーゼルエンジンの高燃焼圧に対応した軽量、コンパクトなシリンダ構造を成立させた。

以上により、従来の同排気量クラスの鋳鉄製ディーゼルエンジンのシリンダブロックに対して、約30%の軽量化を達成することができた。

ABSTRACT

A high-strength aluminum cylinder block manufactured using a new production process, ASCT (Advanced Semisolid Casting Technorogy) has been adopted for the newly developed 2.2L 4-cylinder i-CTDi (Intelligent Common rail Turbo Diesel Injection) diesel engine fitted in the new Accord to be marketed in Europe. In the production process, the semi-solid aluminum is used during high pressure die-casting. In addition, newly developed pressure-proof sand core are used to mold the closed deck, and heat treatment is conducted to ensure the high level of materials strength.

To respond to the high load on the crankshaft journal, die-cast aluminum lower blocks, in which the cast iron bearing caps are included, are employed. Adopting the dummy head honing and offset cylinders to reduce bore deformation have enabled the achievement a lightweight and compact cylinder configuration matched to the high combustion pressure of the latest diesel engines, while maintaining a high level of quietness.

Thanks to these measurements, 30% of weight reduction in the new cylinder block has been achieved compared to that of the conventional cast iron diesel engines of the same displacement.

1. まえがき

近年ディーゼルエンジンの性能は、コモンレールを始めとした燃料噴射系の進歩とともに飛躍的に向上している。それに伴い燃焼圧も増加し、シリンダブロックを始めとするエンジンの構造部品は、より堅牢さを求められている。一方、CO₂低減の観点から軽量化コンパクト化の必要性があり、エンジンの最重量部品であるシリンダブロックの軽量

化は重要である^{(1), (2)}。そのことからディーゼルエンジンにおいてもアルミニウム合金製シリンダブロックが採用されつつある⁽³⁾。

ガソリンエンジンでは、すでに一般的になっているアルミニウム合金製シリンダブロックの多くは、その生産性の点より高圧鋳造(High Pressure Die-Casting以下、HPDC)製法にて作られているものが多い。しかしながら、このHPDC製法では、アンダカット形状が造形できないことからシリ

* 栃木研究所

**ホンダエンジニアリング(株)

ンダヘッドとの合わせ面を形成するデッキ部分は、オープンデッキ構造とする必要がある。また、素材品質の問題から溶体化熱処理による強度向上も難しい。一方、クローズドデッキや熱処理の実現のために低圧鋳造(Low Pressure Die-Casting以下, LPDC)製法を採用すると、薄肉化が難しくなりシリンダボア間の寸法の増大、ひいては、シリンダブロック全体の重量増加と生産性の低下を強いられるという問題がある⁽⁴⁾。

性能と生産性を低下させることなく高性能ディーゼルエンジンのシリンダブロックをアルミニウム合金にて成立させるためには、その構造の検討とともに新たな製造技術の革新が必要だった。そこで本開発では、半凝固ダイキャストと耐圧砂中子の採用によりそれらの課題を解決し、高生産性を維持しつつ軽量化を達成した。

2. ディーゼルエンジン用シリンダブロックの開発コンセプトと要求性能

初代シビック開発以来、基幹部品であるシリンダブロックをアルミニウム化することにより、軽量かつコンパクトなエンジンを作ってきた。今回新たに開発した i-CTDi ディーゼルエンジン(Fig. 1)のシリンダブロックは、2.0Lから 2.4L クラスのガソリンエンジン i-VTEC(Intelligent Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System)シリーズ(K24A型)と同一のパッケージング性および加工設備への適用を達成させるために、同シリーズのシリンダブロックをベースに設計をおこなった。コンセプトとして、ベースのガソリンエンジンのシリンダブロックに対して最小限の重量増加で他社の高出力ディーゼルエンジンに使われている鋳鉄製シリンダブロックに対して機能、性能的に劣らない高性能のシリンダブロックとすることを目標とした。ディーゼル化に伴う基本諸元の比較を Table 1 に示し、Fig. 2 に、シリンダブロック外観を示す。



Fig. 1 External view of i-CTDi engine

Table 1 Specifications of engines and cylinder blocks

	i-CTDi Diesel	i-VTEC Petrol
Total displacement (cc)	2204	2354
Bore (mm)	85	87
Stroke (mm)	97.1	99
Bore pitch (mm)	94	94
Compression ratio	16.7	10.5
Maximum output /engine speed	103kW (140PS)/ 4 000rpm	147kW (200PS)/ 6 800rpm
Maximum torque /engine speed	340Nm/2 000rpm	225Nm/4 500rpm
Configuration	Closed deck/ Lower block configuration	Open deck/ Lower block configuration
Block height (mm)	247.1	231.5
Cylinder offset (mm)	6.5	0
Upper block material	Aluminum alloy	Aluminum alloy
Liner material	FC (Centrifugal casting)	FC (Centrifugal casting)
Liner thickness (mm)	3	2
Lower block material	Aluminum alloy	Aluminum alloy
Lower block height (mm)	75	60
Bearing cap material	FCD450	FC250
Bearing cap bolt size	M11 × 102	M11 × 95
Weight (kg)	34.0	28.6

2.1. ガソリンエンジンからディーゼルエンジンの変化点および課題とその対応策

ガソリンエンジンと比較してディーゼルエンジンでは、シリンダブロック仕様を設定する上の大きな変化点として以下の変化点があげられる。

- (1) 燃焼圧の増大
- (2) 全負荷時のエンジン発熱量の増大
- (3) 潤滑油中煤濃度および燃料中の硫黄含有量増加の影響
次に、それぞれに対する課題と対応策について述べる。

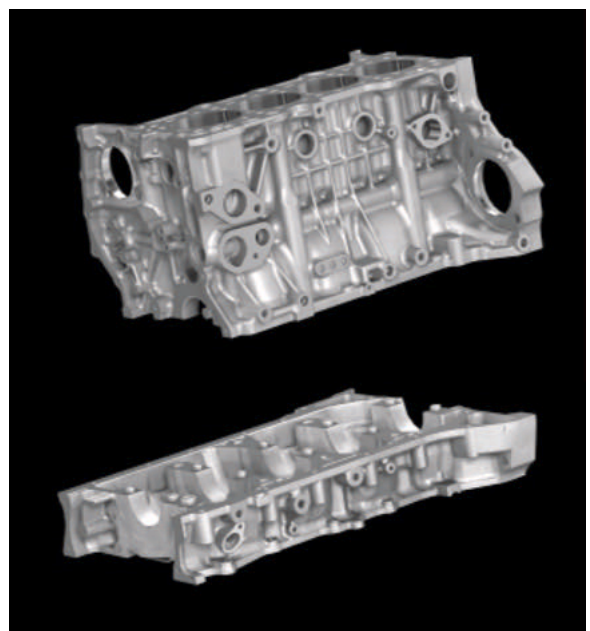


Fig. 2 External view of cylinder block

2.1.1. 燃焼圧の増大への対応

最大燃焼圧は、ガソリンエンジンの8-10MPaに対して、i-CTDi エンジンでは、ばらつきを含めて16MPaを考慮する必要があった。Fig. 3に、ガソリンとの燃焼圧力線図の比較を示す。この燃焼の違いに起因する課題に対する解決策と考え方を以下に示す。

(1) クローズドデッキ構造の採用 高燃焼圧に耐えられるシリンダボア部剛性の確保、およびヘッドガスケットガスシール性の確保をするため、クローズドデッキ構造を採用した。FEMによる解析と単体での油圧加圧による応力測定試験により、ライナとアルミニウムの肉厚配分、ライナ外

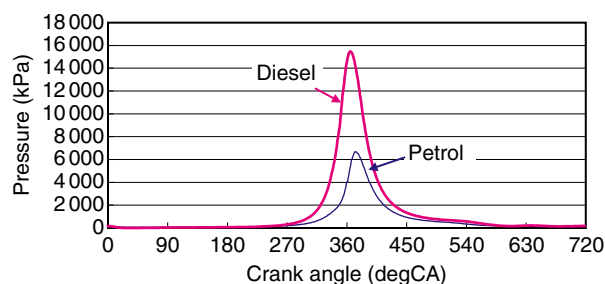


Fig. 3 Comparison of diesel and Petrol engine combustion pressure

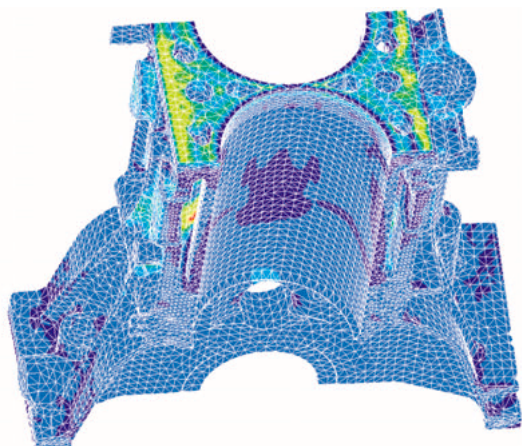


Fig. 4 FEM analysis of deck and surrounding sections

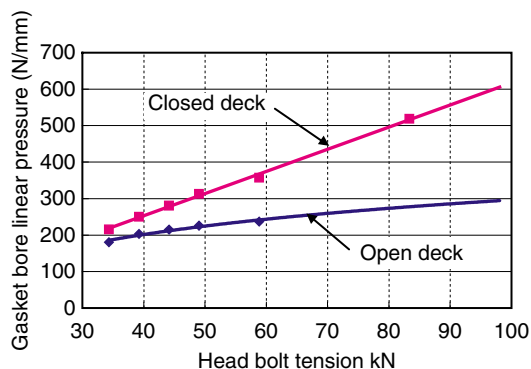


Fig. 5 Comparison of line pressure of head gasket bore

周形状、デッキ肉厚、水孔形状の最適化をおこなった。Fig. 4 に、デッキ廻りの FEM 解析例を示す。また Fig. 5 に、クローズドデッキとオープンデッキでの、ヘッドガスケットのピードにかかる線圧の比較を示す。ヘッドボルト軸力に対して、大幅に線圧が得られることがわかる。

(2) 高品質アルミニウム素材と熱処理 軽量化の追求と (1)のクローズドデッキ構造実現のためアップブロックには、後述する新製法(Advanced Semisolid Casting Technology以下、ASCT)製法を採用した。HPDC 製法なみの薄肉のまま高品質を得ることができ、熱処理による強度向上を可能とした。これを前提とし FEM 解析をおこない、肉厚や構造の最適化を図った。シリンダヘッド締結時の FEM 解析例を示す。

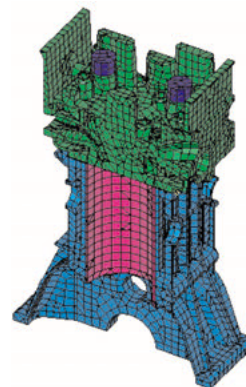


Fig. 6 FEM analysis of tightening cylinder head

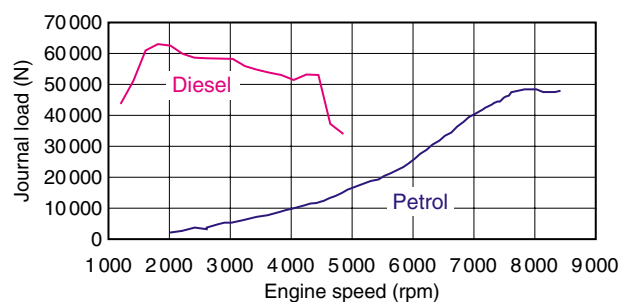


Fig. 7 Comparison of journal load

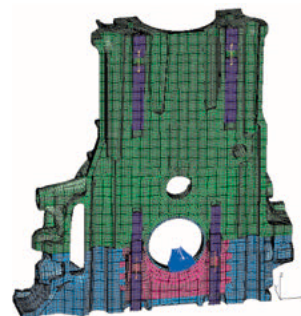


Fig. 8 Analysis of lower block load

(3) 高剛性アルミニウムブロック クランクジャーナルの荷重は、ガソリンエンジンでは、燃焼圧よりもむしろ高回転時の慣性荷重と、クランクシャフトおよびそれを支

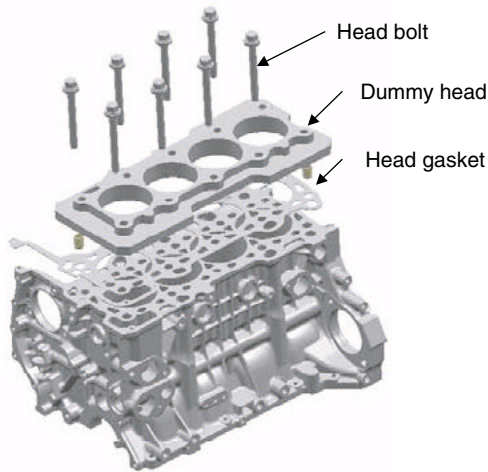


Fig. 9 Dummy head honing method

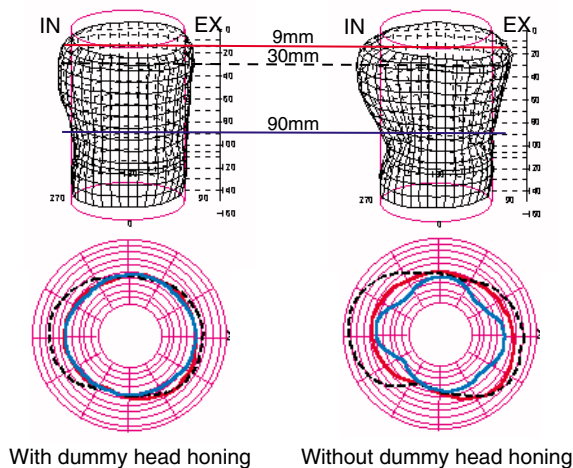


Fig. 10 Effects of dummy head honing

えるシリンダブロックの剛性から決まる挙動により、最大値が3番ジャーナルで発生する。それに対し、ディーゼルエンジンでは、爆発荷重支配で2番、4番の下向きの荷重が最大となる。Fig. 7に、ガソリンとジャーナル荷重の比較を示す。この荷重に対し、Fig. 8に、例を示すようにFEM解析にてベアリングキャップの基本寸法、材質の選定、ベアリングキャップボルト仕様の設定と周辺の構造の最適化を図った。また、シリンダブロック全体の曲げ、ねじりの剛性を上げるためロアブロック高さやベアリングキャップの鑄込み形状、および外壁との連結構造の最適化を図り全体の構造を定めた。

(4) ダミーヘッドホーニング ヘッドボルトは、ヘッドガスケットの十分な面圧を与えるため、ガソリンエンジンでは採用の例のない M13 × 1.25 大型の塑性域ボルトを採用した。シリンダヘッド剛性とヘッドボルトの配置および、メネジ部の深さと周辺の構造の最適化を図った。また高軸力のヘッドボルトの採用により、懸念されるシリンダボアの変形に対しては、シリンダボア部の剛性の確保と合わせてホーニングの際、ダミーのシリンダヘッド締結した状態でホーニングをおこなうダミーヘッドホーニングを採用することでシリンダヘッド締付け時のボアの変形を大幅に低減させた。Fig. 9 - 11 に、ダミーヘッドホーニング手法とボア変形低減効果を示す。これによりオイル消費、ピストン打音の抑制とピストン挙動の安定化によるピストンの摺動摩擦の低減を狙った。

(5) オフセットシリンダ 高燃焼圧と高燃焼圧力変動に起因するピストンのスラップ音の抑制と側圧上昇に伴うフリクション増加を抑制する目的から、シリンダをクランクセンタから反スラスト方向にオフセットしたオフセットシリンダ構造を採用した。また、シミュレーションによるピストンの挙動予測と側圧によるフリクションの予測からそのオフセット量を最適化した。Fig. 12に、オフセットシリンダによるピストンの側圧低減効果を示す。

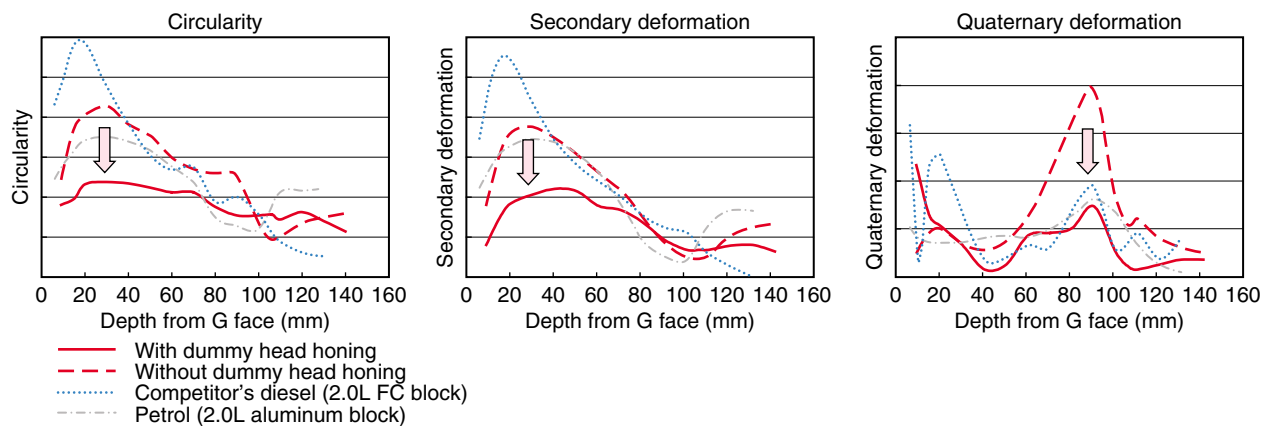


Fig. 11 Effects of dummy head honing

2.1.2. 全負荷時のエンジン発熱量の増大

ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンに対して出力当たりの要求冷却能力が大きいという特徴がある。

Fig. 13 に、その要求冷却性能の比較を示す。

シリンダブロックに対する懸念としては、シリンダボア間のアルミニウム部の温度が上昇し、強度が低下することでヘッドガスケットシール性の低下やデッキ部分のシリンダボアの異常変形などを誘引する可能性がある。これに対しては、シリンダヘッドも含めたウォータージャケット全体の水流れシミュレーションと測温により、よどみが起きぬように、流れのチューニングを図った。

シリンダヘッドの冷却を損なうことなく、アルミニウム材の強度低下が始まる 190℃以下に抑えた。

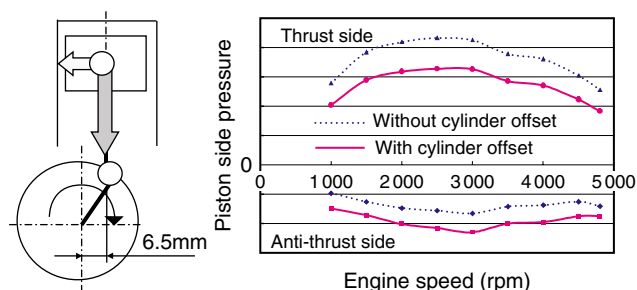


Fig. 12 Reduction of piston impact load due to offset cylinders

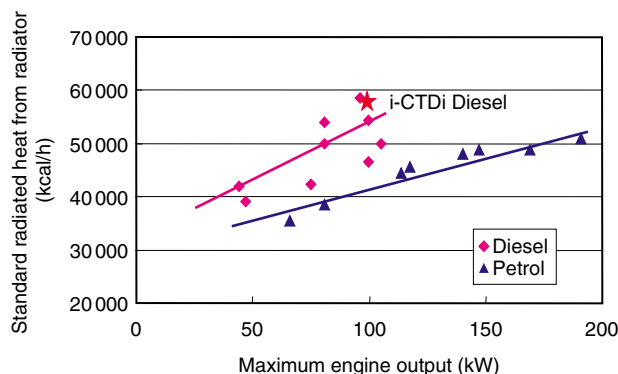


Fig. 13 Comparison of required cooling performance by output

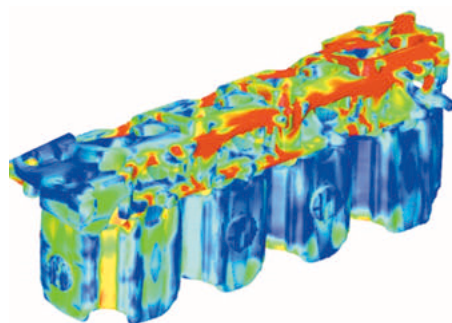


Fig. 14 Example of simulation of flow of water through water jacket

Fig. 14 に、ウォータージャケットの水流れシミュレーションの例を、Fig. 15に、デッキ面ボア間部の温度特性を示す。

2.1.3. 潤滑油中煤濃度および燃料中の硫黄含有量増加の影響

シリンダライナは、遠心鑄造による鑄鉄製を採用。従来ガソリンで採用している材料に対して P, Cu, Mo の合金添加量を最適化し、加工性を維持しつつ燃料中の硫黄成分による腐食に耐えうるとともに、高荷重およびエンジンオイル中の煤による摩耗にも耐える設定とした。基本肉厚は 3mm とし、遠心鑄造で作られた大型の外周スパイニ(円柱状の突起)形状を採用した。外周のアルミニウム部分の残留応力分散を図るとともに外周への機械的結合により、シリンダボア廻りの破損に対する信頼性を確保できた。Fig. 16 に、ライナ外周のスパイニ形状を示す。

3. 新製法の特徴と概要

3.1. 新製法開発の狙い

アップブロックについて、以下4点のコンセプトを具現化するための製法検討をおこなった。

- (1) 高剛性を実現するクローズドデッキ構造
- (2) 軽量コンパクト化を実現する軸間肉厚 3mm, 標準肉厚 4 mm
- (3) 高強度を実現する高品質素材と熱処理
- (4) 高生産性の実現

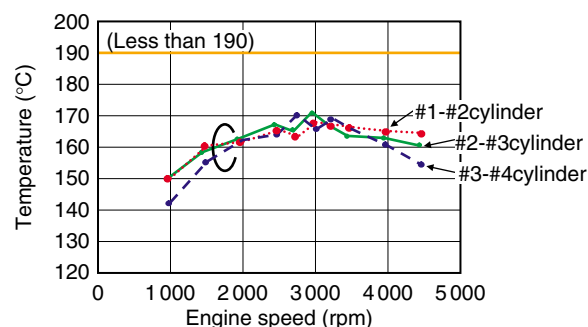


Fig. 15 Aluminum temperature characteristics between deck bores

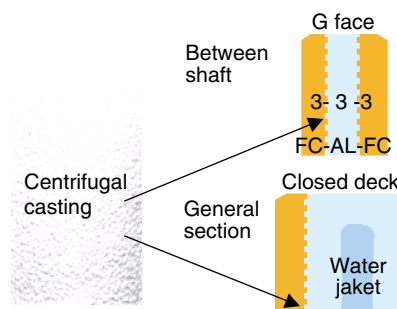


Fig. 16 Spiny exterior of liner

Table 2 Production targets and production methods

	Flexibility of shape			Function		Cost	
	Closed deck	Reduction of thickness	Reduction of machining	Heat treatments T6 and T7	Strength	Cycle time	Investment
LPDC	Good	Poor	No good	Possible	Excellent	No good	Large
HPDC	No good	Excellent	Good	Impossible	Poor	Excellent	Small
NDC	Good	Good	Good	Poor	Poor	Good	Large
ASCT	Good	Good	Good	Possible	Excellent	Good	Small

Table 2からもわかるように、クローズドデッキ構造や熱処理に適する製法としてLPDC製法が考えられる。しかし、従来のHPDC製法にて対応する素材の薄肉化や、高生産性が求められるため、これらを両立することのできる新しい製法が必要となった。

1980年代中から1990年代にかけて、やはりクローズドデッキ製法として低速・中圧 casting (New die-cast process 以下、NDC) 製法を使用していたが、熱処理に対しては品質向上が必要であった。また、HPDC 製法とは別の専用 casting 機が必要であったため、生産設備上の合理化の観点からも、より高品質で生産性の高い新たな製法の開発が必要となった。

3.2. ASCT 製法の特徴と概要

シリンダブロックには、ジャーナル部分に代表される厚肉部分とシリンダボア廻りや一般部などの薄肉部分が混在している。従来の casting 法では、解決が困難とされていたひけ巣(凝固収縮で発生する欠陥)や、製造工程中のガス巻き込みなどによる内部欠陥を抑えるため、アルミニウムを半凝固で射出成形し、高品質で熱処理可能な強度部品を安定的かつ高効率で生産できるダイキャスト技術を採用した。また、前項のさまざまな製品仕様を満足するために、この

半凝固 casting 技術を核とし、従来からの要素技術をさらに進化統合させパッケージングシステムとして ASCT 製法を開発した。

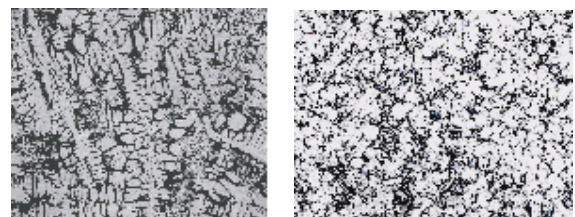
ASCT 製法は以下の要素技術により構成される。

- (1) 鋳造 半固相状態のアルミを低速・高圧で金型内に層流充填
- (2) スラリー製造 機械的攪拌による半凝固スラリー製造プロセス
- (3) 砂中子 シェル中子表面にコーティングを施した耐圧中子

3.3. 要素技術について

3.3.1. 鋳造

半固相状態のアルミニウムを射出成形する手法は、半溶融成形によるチクソキャスト(Thixo-cast)と半凝固成形によるレオキャスト(Rheo-cast)に分類される^{(5), (6)}。いずれの手法も、通常のアルミニウム合金が徐冷された際に成長する樹枝状組織を、攪拌により粉碎し粒状組織した状態で剪断力を加えると低粘性化し流動性が向上する性質(Thixotropy)を利用した射出成形法である(Fig. 17)。



Dendrite

Granular crystal

Fig.17 Comparison of microstructure

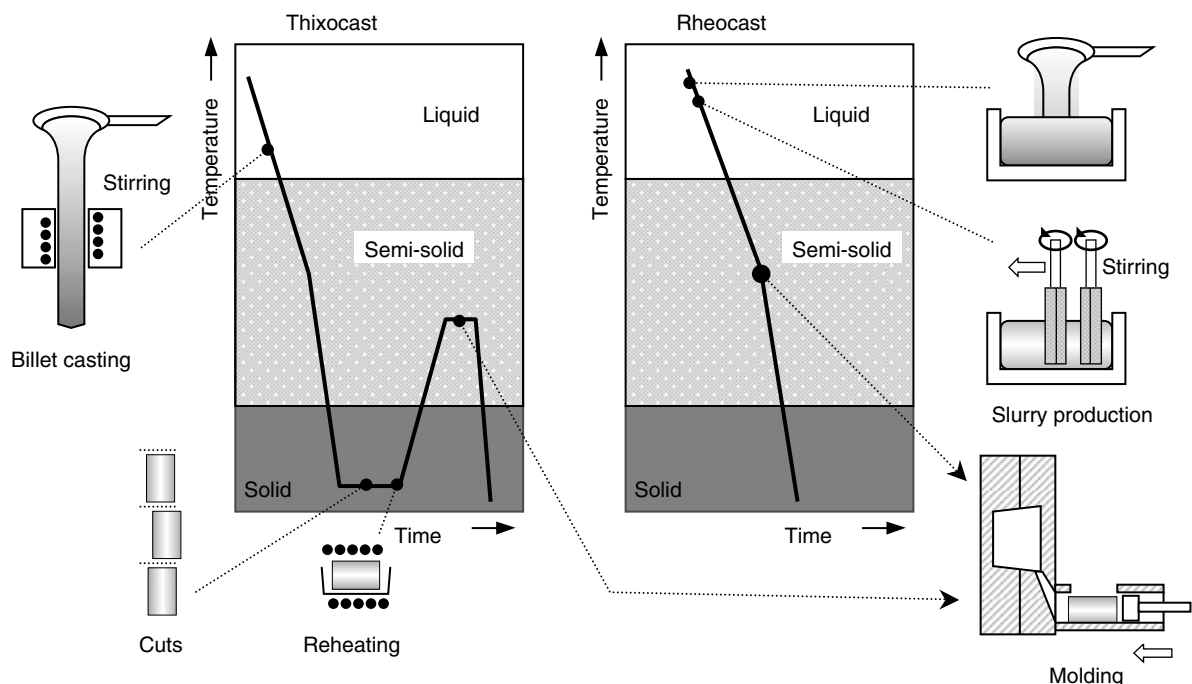


Fig. 18 Production efficiency of thixocast and rheocast methods

今回のシリンダブロックは、工程の簡略化やエネルギー効率の観点からレオキャストを採用することとした⁽⁷⁾。Fig. 18 に、両者のエネルギー効率の比較を示す。

3.3.2. 半凝固スラリー製造

レオキャストプロセスにおいて最も重要であるのが、スラリーと呼ばれる半凝固状態のアルミニウム合金を製造する工程である。ASCT製法においては、手許炉(溶湯を一定の温度に保持し、供給する炉)にて、あらかじめ所定の温度に管理された金属溶湯をヒータにて予熱されたルツボ(溶湯を鑄造に適した状態にするための保温つぼ)に所定量配湯し、金属溶湯内に冷却・攪拌子を挿入し回転させながらスライドさせることにより、均質な半凝固状態を作りだしている。Fig. 19 に、その概念を示す。

ここで課題となったのが、成形に適した半凝固状態スラリーをいかに作りだすかという点である。従来の鑄造法においては、成形直前の溶湯温度を管理することが一般的であったのに対し、半凝固状態のアルミニウム合金は、Mg, Cu, Siなどの合金成分の含有量により同一温度においても固まり具合、すなわち、固相率に差が生じてしまう。Fig. 20 に、同一温度での成分差による固相率の違いを示す。このため成形性を安定させる半凝固スラリーは、溶湯温度のみの管理では製造することが困難であった。

そこで、今回これらの合金成分のばらつきやルツボ温度、

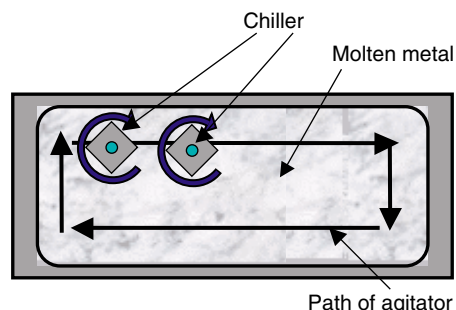


Fig. 19 Diagram of mechanical stirring

配湯温度などのばらつきの要因に影響されことなく、安定した半凝固スラリーを作り出すために採用した手法が、スラリーの動粘度を管理する手法である。

スラリーの動粘度での管理は、前述のルツボ内攪拌工程において、Fig. 21 に、示すような動粘度計測装置によりおこなわれる。

攪拌・冷却しながら動粘度計測をおこない、半凝固スラリーが所定の動粘度になった時点で攪拌・冷却を完了することによって、常に同一粘度の半凝固スラリーを供給することが可能となる。従来の温度管理に比べ本測定方法では、同一の温度帯においても、より正確なスラリー性状管理をおこなうことができる。

これらの手法を適用することにより安定した半凝固スラリーを供給し、良好な成形性を実現することが可能となり、製品の内外観品質を大幅に改善できた。

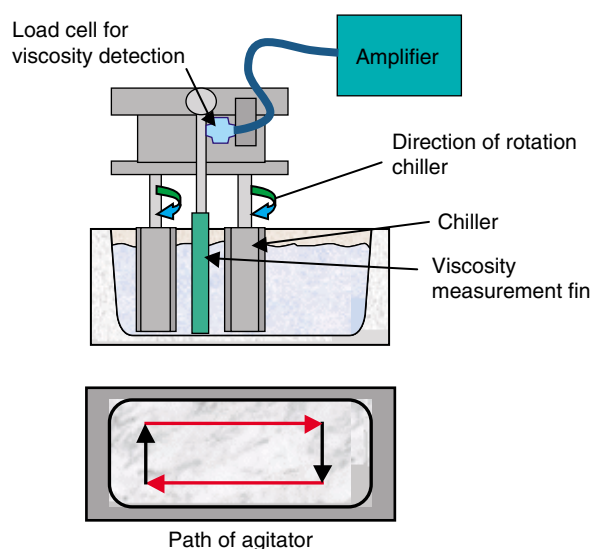


Fig. 21 Diagram of mechanical stirring and viscosity measurement unit

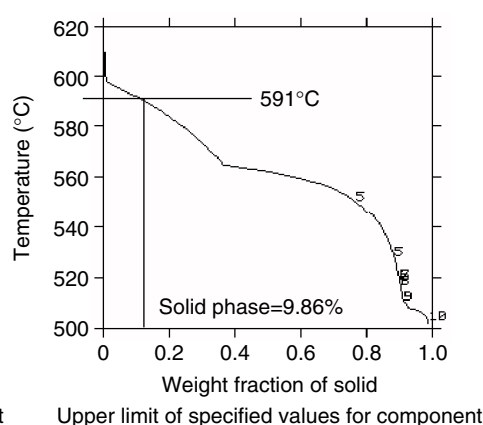
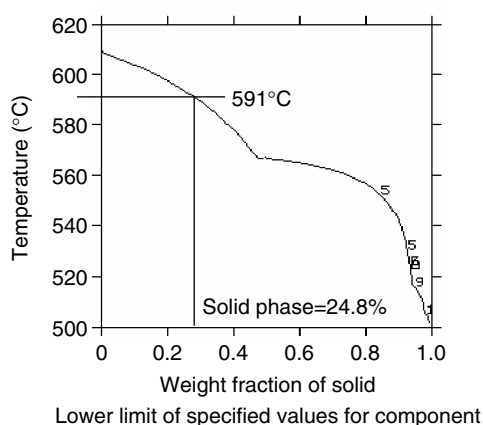


Fig. 20 Thermo calculation graphs: Change in solid phase due to change in components at identical temperature

3.3.3. 砂中子

成形時にアンダカットとなるウォータジャケット部分には砂中子を使用した(Fig. 22)。この砂中子は、半凝固成形に用いるため、従来の溶湯鑄造と比較し強度をはじめとする大幅な改良をおこなった。ASCT 製法における砂中子の要求特性を以下に示す。

- (1) 成形圧力(100Mpa)に耐える強度・耐圧性
- (2) 図面値を満足する寸法精度
- (3) 成形後の後処理工程における高い排砂性

耐圧性については、砂自身の充填密度を高めるとともに、コーティングを施すことによって高い成形圧力による破損や溶湯の差込にも耐える、抗折強度 11 - 12MPa となる砂中子を成立させた。中子砂は、骨材(砂)には砂粒径形状の良く、低熱膨張の人工セラミック鑄物砂(セラビーズ)を選定し、バインダには高強度、低熱膨張のレジンを採用した。また、コーティングは、耐圧性を上げるための超緻密な表皮となる第一層コーティングと、アルミ剥離を目的とした第二層コーティングの二層構造にすることで、耐圧性と剥離性(排砂性)を両立した。これにより、一般珪砂の耐圧中子と比較して充填率は約15%向上、抗折力は、約20%向上という高強度な砂中子を実現した。Fig. 23に、従来の中子との断面比較を示す。

3.3.4. 品質

高い機能要求を満足するため、本シリンダブロックには、シリンダボア軸間 3 mm の薄肉部とジャーナル部等 20mm の厚肉部が存在する。薄肉部はシリンダライナ・ボアピン予熱により流動性を確保することにより、厚肉部は層流充填による巻き込み防止、半凝固スラリーによる収縮量の減少



Fig. 22 External view of pressure-resistant sand cores

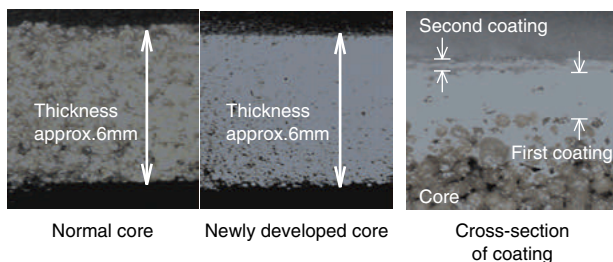


Fig. 23 Comparison of cross-sections of sand cores

により、鑄巣等の欠陥がなく良好な品質を確保できた。

3.3.5. 熱処理

製品強度を満足するため、本シリンダブロックでは、強度と寸法安定性のバランスから T7 処理(溶体化後、過時効安定化処理)を採用した。通常のダイキャストでは、充填時の巻き込みによりガスを製品内に含み、熱処理時にガス圧が増大し、プリスタ(ガスによる表面の膨れ)が発生するため、溶体化処理を経る T6 や T7 処理は不可能である。本製法では、半凝固のスラリーを層流で充填することにより、ガス量を大幅に低減され、プリスタの発生なく溶体化処理を実現させた。引張り強度および耐力を、Fig. 24 に示す。

3.3.6. 生産性

Fig. 25 に、製法別のサイクルタイムから生産性の比較を示す。今回開発した ASCT 製法は、NDC 製法に対して約 20% の向上が図れ、ほぼ HPDC 製法なみのサイクルタイムを達成した。同様に、砂中子を成立させることができる低圧鑄造に対しては約四倍の生産性を有する。また、本製法は、半凝固の比較的低温の湯を使うことから金型の熱疲労も低減され、金型の寿命も従来の HPDC 製法に対して大幅に向上することが期待される。

4. 効果と性能

以上述べた内容により、アルミニウム製でありながら高性能ディーゼルエンジンのシリンダブロックとして機能成立させることができた。その効果としての振動騒音特性と軽量化効果について以下に示す。

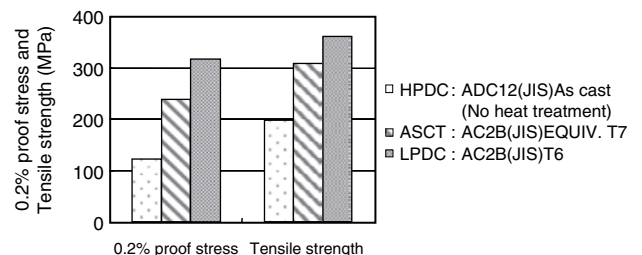


Fig. 24 Comparison of materials strength

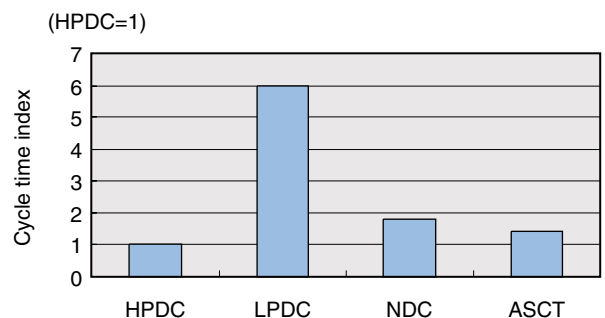


Fig. 25 Cycle time by production process

4.1. 低振動騒音特性

クローズドデッキやロアブロック構造の採用、全体的な肉厚やリブの適正配置により剛性を高めた結果、エンジン放射音を改善できた。Fig. 26に、放射音の出にくさを表す指標となる構造減衰の比較を示す。

最良の減衰特性を示した他社同排気量クラスの鋳鉄製シリンダブロックと同等の特性を得ることができた。

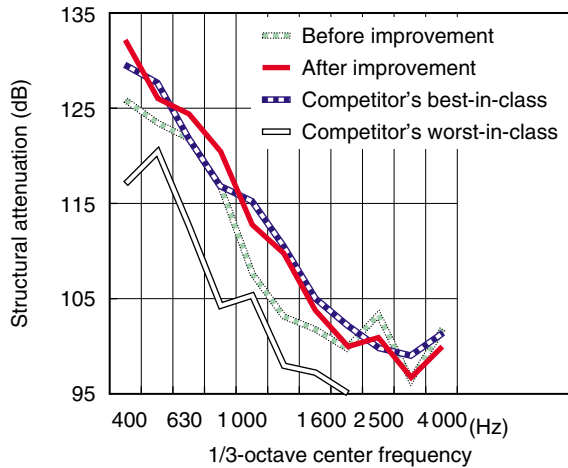


Fig. 26 Structural attenuation

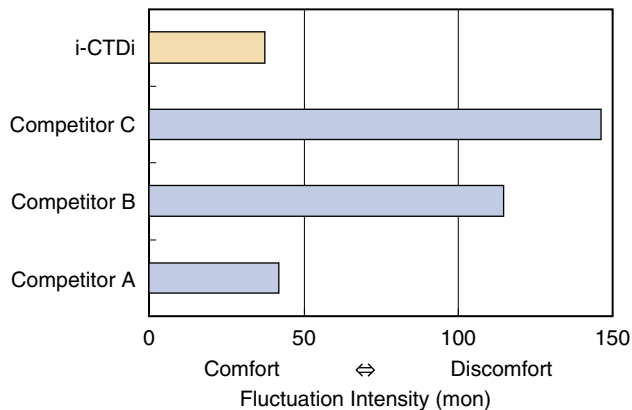


Fig. 27 Quietness at idling (1m, diagonal and upwards)

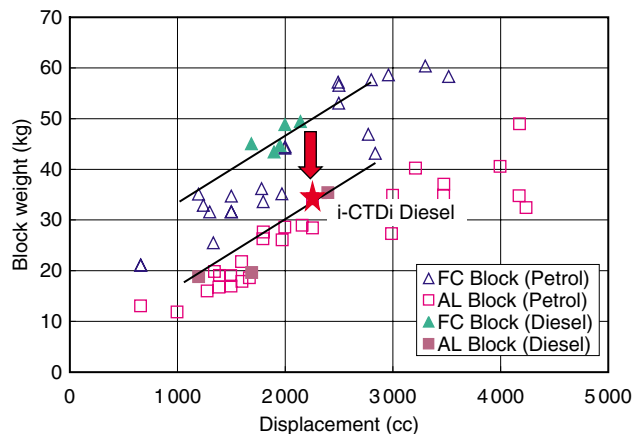


Fig. 28 Comparison of weight of cylinder blocks

また、オフセットシリンダやダミーヘッドホーニングの採用により、燃焼に伴うピストン打音の低減に大きく貢献した。結果として、燃焼の最適化による加振力低減と合わせて、クラストップレベルの静粛性を達成している。Fig. 27に、打音の不快さを表す指標となる音の変動強さを示す^{(8), (9)}。

4.2. 軽量化

Fig. 28 に、排気量とシリンダブロック重量の関係を示す。i-CTDi エンジンのシリンダブロックは、前述したように高性能ディーゼルエンジン用として高い機能と性能を有しているが、同排気量のディーゼルエンジン用鋳鉄製シリンダブロックに対して約 30%、約 15kg の軽量化を達成できていることがわかる。これは機関単体重量の一割近くにおよぶ重量である。

もし、この軽量化が果せなかった場合、搭載する車両の補強の必要から車両全体としては更なる重量増加につながり、その結果運転特性や燃費特性において車両として性能の低下を招くことになる。このことから今回のディーゼル用軽量シリンダブロックの開発は、車両全体の性能の上からも非常に重要な意義を持つことがわかる。

5. まとめ

- (1) 半凝固ダイキャスト技術とコーティング付き耐圧シェル中子を開発することで、HPDC 同等の高生産性を維持したままクローズドデッキ構造と熱処理が可能な新製法を確立した。
- (2) クローズドデッキ構造、ロアブロック構造および高強度材により、最新のディーゼルエンジンの高燃焼圧に耐える軽量アルミニウムシリンダブロック構造を成立させるとともに、低振動騒音の特性上、鋳鉄製トップレベルの構造応答の少ないシリンダブロックを開発できた。
- (3) オフセットシリンダおよびダミーヘッドホーニングにより、燃焼によるピストン打音と摺動フリクションを低減した。
- (4) シリンダブロックとして、同排気量の他社鋳鉄製のものに対して約 30%、15kg の軽量化を達成した。

以上、ホンダの初の独自開発ディーゼルエンジンである i-CTDi エンジンに採用した新製法高強度アルミニウムシリンダブロック構造について、その採用技術と効果について述べた。CO₂ 低減の観点から本稿が今後のディーゼルエンジンの軽量化に貢献できることを期待したい。

参考文献

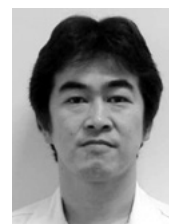
- (1) 宮原 史卓, 大島 久和, 大塚 真: コスワースプロセスの開発, マツダ技報, No.20, p.97-102(2002)

- (2) Hayashi,T., Ushio,H., Ebisawa,M.: The Properties of Hybrid Fiber Reinforced Metal and It's Application for Engine Block, SAE-Paper
- (3) 橋本 浩道, 木部 一哉, 能野 靖, 佐々木 達郎: アルミダイカストブロック新 1.4L 直噴ディーゼルエンジンの開発, トヨタテクニカルレビュー, Vol.52 No.1 Jun.2002
- (4) 植林 秀悟, 門野 英彦: アルミダイカストブロックの生産技術, 自動車技術, Vol.57, No.6, 2003
- (5) Saito,N., Nakamura,T., Ohtani,T., Kuroki,M., Masuda,E., Idegomori,T. : The development of joint parts for automobile body by thixocasting, JSAE20014005(2000-12)
- (6) 井手籠 隆, 広野 久雄, 伊藤 理, 君島 重徳: SSC 製法の自動車部品への適用, Journal of JSTP Vol.41, No.479, p.1201-1205(2000-12)
- (7) 安達 充, 佐藤 智: 攪拌を要しない新レオキャスト成型法, Journal of JSTP Vol.41, No.479, p.1191-1197(2000-12)
- (8) 能村 幸介, 岡田 義裕: 聴覚特性を考慮した自動車音質評価手法, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.131-139(1997)
- (9) 能村 幸介, 吉田 準史: 自動車室内音に対する, 市場の違いを考慮した高級感, スポーティ感の定量化, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.237-246(2002)

■ 著 者 ■



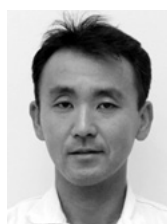
山 崎 雅 和



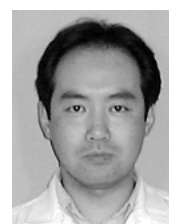
高 井 淳



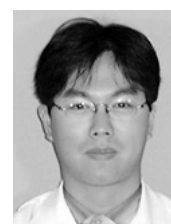
村 上 修



川 畑 光 彦



伊 藤 理



黒 木 孝 一

船外機直接冷却システムの2系統化による ノック限界の向上

Increase of Knock Limit in Outboard Motor Through Employment of Dual Control Direct Cooling System

福田 芳彦*
Yoshihiko FUKUDA

田 和 寛 基*
Hiroki TAWA

牧 瀬 篤 生*
Atsuo MAKISE

要 旨

海や河川の水を吸い上げて直接エンジン冷却に使用し、それを再び海や河川に戻すという形態で冷却を行う船外機エンジンにおいてノック限界向上を目的として、冷却性能を改善する研究をおこなった。

この研究では、従来の冷却形態である1系統方式と、シリンダヘッドとシリンダブロックを独立させそれぞれにサーモスタットを配して温度コントロールする2系統方式の二つの方式について試験した。

試験は全負荷運転でおこない、冷却性能はシリンダヘッドのウォータジャケット内の冷却水温度、ノック限界点火時期については点火プラグに装着するプラグ座型燃焼圧センサーによる指圧波形により測定した。

その結果、2系統方式では従来方式に比べてノック限界が約8 deg 向上することが確認された。

ABSTRACT

Cooling performance of the outboard engines, which pump the ambient water to cool the engine and discharge it to the ocean or rivers, has been improved in a direct-cooled outboard motor without a radiator in order to increase knock limit.

The research project leading to this improvement tested a conventional single control cooling system and a new dual control cooling system in which the cylinder head and cylinder blocks were made independent and each provided with a thermostat to enable temperature to be controlled.

Tests were conducted under full engine load. Measurements of the temperature of cooling water inside the water jacket were taken to evaluate cooling performance. Knock limit was evaluated through measurements of combustion chamber pressure taken using a gasket type combustion pressure sensor positioned at the spark plugs.

These measurements confirmed that the dual control cooling system increased knock limit by 8 deg against the conventional single control cooling system.

1. はじめに

近年、地球環境問題に対する関心が急速に高まる中、船外機市場においては、従来主流であった2ストロークエンジンから4ストロークエンジンへの移行が急速に進んでいる。一方ではエンジンの大きさ、出力に関して2ストロークエンジン並の小型・高出力が要求され、燃費、エミッションについても更なる改善が求められてきている。

これらの課題を克服する一手段としてノック限界向上が考えられる。ノック限界が向上すると、よりMBT(Minimum advance for the best torque：出力、燃料消費率が最良になる点火時期)に近い点火時期設定が可能となり、出力向上とともに高圧縮化による燃費改善が期待できる。ノック限界

を向上させる手法の一つとしては、シリンダヘッドの冷却性を向上し、燃焼室温度を低減させることが挙げられる。

一般的な自動車用エンジンなどの水冷エンジンは、閉塞された冷却水経路にクーラントなどの冷媒を循環させてエンジンを冷却し、その冷媒をラジエータなどの熱交換器を用いて冷却する方式(以降、間接冷却方式)である。その冷却系統は、主にウォータポンプからシリンダブロック、シリンダヘッド、ラジエータ、サーモスタットへ流れる1系統方式である。前述したノック限界向上のために、シリンダヘッドとシリンダブロックを別系統の冷却経路とし、個別に温度コントロールして積極的にシリンダヘッド温度を下げる2系統方式が既に研究されており、その効果についても報告がなされている^{(1)・(3)}。

*朝霞東研究所

自動車用エンジンに対し既存の船外機用水冷エンジンは、航行する海や河川の水を吸い上げてこれを冷媒としてエンジンを冷却し、冷却後その水を再び海や河川に排出する方式(以降、直接冷却方式)が採用されている。その冷却系統も、ウォータポンプからエキゾーストマニホールド、シリンダヘッド、シリンダブロック、サーモスタット、排出口へと流れる1系統方式が一般的である。直接冷却方式の場合、冷却水入り口水温とシリンダヘッドの温度差が間接冷却方式に比べ大きいので、上述の2系統方式を採用すれば間接冷却方式での効果以上に冷却性を向上させ得る可能性がある。

本稿では、船外機用水冷エンジンに2系統方式を適用した場合の特徴及びノック限界向上効果について述べる。

2. 従来システムの課題と狙い

船外機用水冷エンジンに採用されている直接冷却方式では、スロットル全開(Wide Open Throttle, 以下、WOT)運転時のオーバーヒート防止と、アイドル航行運転(以下、トローリング)時の過冷却によるオイルダイリューション抑制の双方を考慮する必要がある。WOT運転時のオーバーヒート防止策としては全体の温度を下げるべくサーモスタット温度を低く設定すべきだが、トローリング運転時のオイルダイリューション抑制にはシリンダブロック温度を上げるべく高く設定すべきである。

オイルダイリューションが発生すると潤滑油の性状劣化による潤滑不良が生じ、エンジン焼き付きに至る可能性がある。よってサーモスタット温度設定はオイルダイリューション抑制を優先に考え、オーバーヒートが発生しない範囲でシリンダブロック温度を高く維持する設定としている。また、冷却水をエキゾーストマニホールド、シリンダヘッド、シリンダブロックの順に流し、シリンダブロック冷却時の冷却水温度をあらかじめ上げる対応も図っている。一方、シリンダヘッド温度を下げる事は耐ノック性向上の手段である。しかし、上述の理由からシリンダヘッド温度が下げられず耐ノック性が低下して点火時期を進角できないため出力向上の妨げとなっている。

そこで、

- (1) シリンダブロック温度は現状を維持する
 - (2) シリンダヘッド温度は下げる
- という相反する要求冷却性能を満足するため、独立した温度制御が可能な2系統方式を検討した。Fig. 1に1系統方式の冷却経路を示す。

3. 2系統方式の構造と特徴

2系統方式では従来の1系統方式に対し二つの変更をおこなった。

一つは、シリンダヘッドとシリンダブロックの冷却水経路をシリンダヘッドガスケットによって、完全に分離・独立させ、二つのサーモスタットにより経路ごとに水温制御をおこなう構造とした。これにより、シリンダヘッド、シリンダブロックのサーモスタット制御温度を個別に設定することができ、それぞれに最適な制御温度設定を可能とした。

もう一つは、エキゾーストマニホールドの冷却経路をシリンダヘッド・シリンダブロックの冷却とは独立させて全

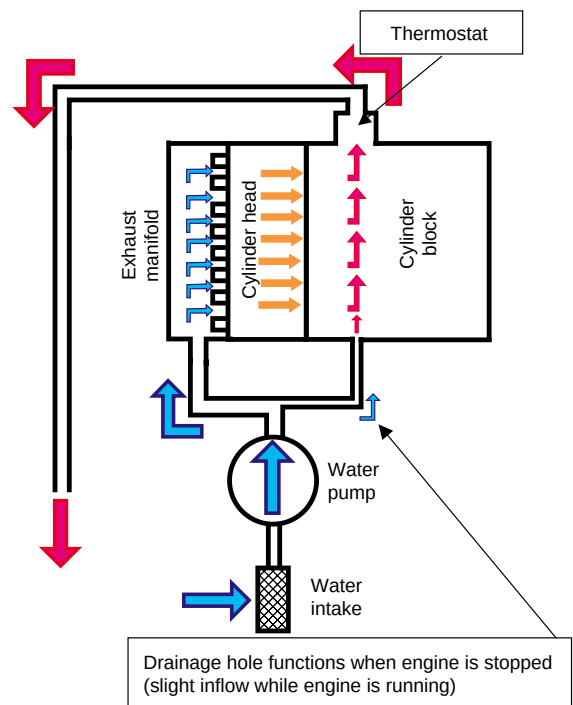


Fig. 1 Cooling water route for single control cooling system

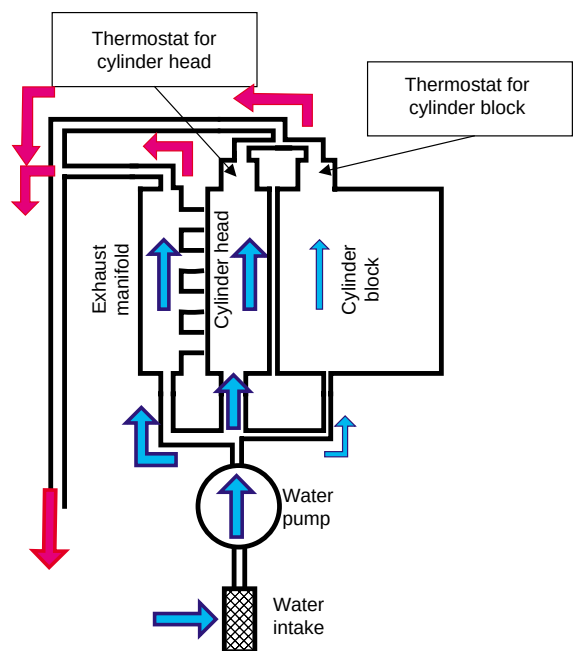


Fig. 2 Cooling water route for dual control cooling system

く別に設けた。またシリンダヘッド・シリンダブロックの最下部から冷却水を導入する経路とした。

これにより、

- (1) シリンダヘッド冷却水がエキゾーストマニホールドを経由しない経路としシリンダヘッド入り口温度を下げた
- (2) 冷却水流れを下から上への一方向として経路を簡素化し冷却水が淀み難い構造とした

なお、エキゾーストマニホールド冷却はサーモスタットによる温度制御をおこなっていない。Fig. 2に2系統方式の経路図を示す。

4. 2系統方式の影響

4.1. 試験条件

4.1.1. 供試エンジン諸元

Table 1にすべての試験に使用した供試エンジンの主要諸元を示す。

4.1.2. 運転環境条件

Table 2 に各試験での運転環境条件を示す。

4.1.3. 温度測定ポイント

Fig. 3 にシリンダヘッドの测温ポイントを示す。

4.2. 冷却性能への影響

本テストでは、1系統冷却エンジンでの試験には 60℃サーモスタットを、2系統冷却エンジンでの試験には、シリンダヘッドに50℃サーモスタット、シリンダブロックに60℃サーモスタットをそれぞれ組み込んだ。

冷却性能を比較するため、シリンダヘッド内ウォータジャケット水温を測定した。

Fig. 4 に水温 15℃、気温 20℃、WOT6 000rpm 運転における1系統方式での気筒ごとのシリンダヘッド冷却水温度、Fig. 5 に同一条件下での2系統方式の場合の温度を示す。

Fig. 4, Fig. 5 の比較結果を Table 3 に示す。

Table 3に示す通り、1系統方式から2系統方式に変更する事により、シリンダヘッドのウォータジャケット水温を8箇所の測定ポイントにおける平均で23℃低下させる事ができた。

また Fig. 6 に、サーモスタット設定温度とオイル希釈率の関係を示す。

1系統方式の供試エンジンにおけるサーモスタット設定温度と、トローリング運転50時間後のダイリューションによるオイル希釈率の関係を青線で示す。2系統方式供試エンジンに対しシリンダヘッド側に50℃設定のサーモスタット、シリンダブロック側に1系統方式と同じ 60℃設定のサーモスタットを組み込み、トローリング運転50時間後のオイル希釈率を☆印で示す。

この結果から、シリンダヘッド用サーモスタットの設定温度を 60℃から 50℃に 10℃下げてもオイル希釈率はほぼ

Table 1 Engine specifications

Engine type	4-stroke vertical L-4 cylinder
Displacement (cm ³)	2354
Bore (mm) × stroke (mm)	87 × 99
Combustion chamber form	Half-globular
Compression ratio	9.6 : 1
Valve train	DOHC VTEC 16 valve
Valve number	4/cylinder
Fuel supply system	Programmed fuel injection
Ignition system	Programmed ignition (with Plug hole coil)

Table 2 Environmental condition for tests

	WOT running	Trolling running
Air temperature	20℃	10℃
Cooling water temp at water intake	15℃	5℃

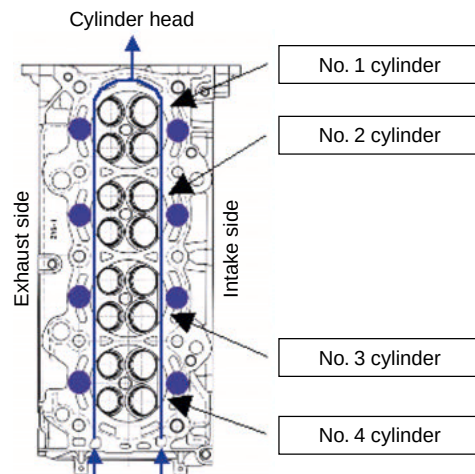


Fig. 3 Temperature measurement points

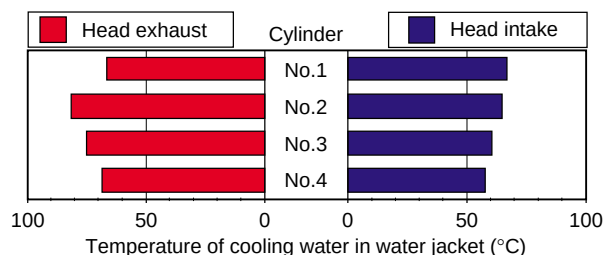


Fig. 4 Single control cooling system

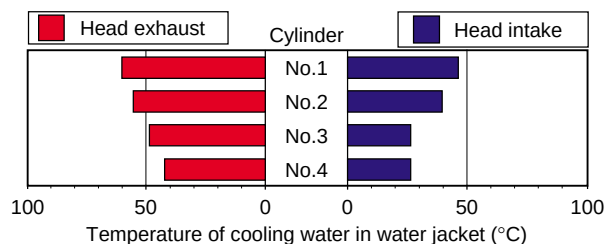


Fig. 5 Dual control cooling system

Table 3 Comparison of temperature in head

	Single control	Dual control	Mean effect
Intake side (4 points avg)	63 °C	37 °C	-26 °C
Exhaust side (4 points avg)	74 °C	54 °C	-20 °C
All 8 points avg	68 °C	45 °C	-23 °C

同等の値を示しており、この設定はダイリューションに対して悪影響を及ぼさない事が確認された。

4.3. 出力性能への影響

4.3.1. 2系統方式によるノック限界の向上

2系統方式によるノック限界の向上について評価した。

Fig. 7 に WOT にてエンジン回転数 4 500 - 6 000rpm までのノック限界を比較した結果を示す。

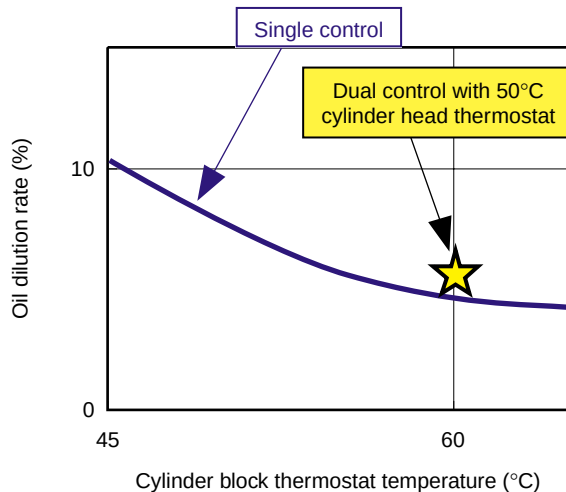


Fig. 6 Thermostat set temperature and oil dilution rate

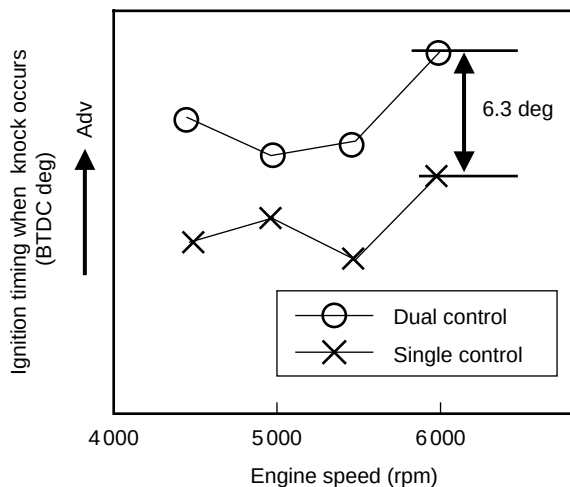


Fig. 7 Comparison of ignition timing when knock occurs single and dual control cooling systems

本テストはギヤケースを含めた完成機状態にて実施し、ノック限界に重要なパラメータである圧縮比・吸気温度・体積効率・空燃比については同一条件となるようにした。

サーモスタットの設定温度は、1系統方式は60°C、2系統方式についてもシリンダヘッド・シリンダブロック各々60°Cとした。

1系統方式から2系統方式にしたことにより、ノック限界はエンジン回転数 6 000rpm にて 6.3deg 向上している。

4.3.2. ヘッド冷却水の低水温化によるノック限界の向上
シリンダヘッド・シリンダブロックの2系統方式についてはこれまでも様々な研究がなされており、シリンダヘッド冷却水の低水温化によって、ノック限界及び体積効率が向上することは一般的に知られている。Fig. 8 に WOT 運転にてエンジン回転数 4 500 - 6 000rpm まで、シリンダブ

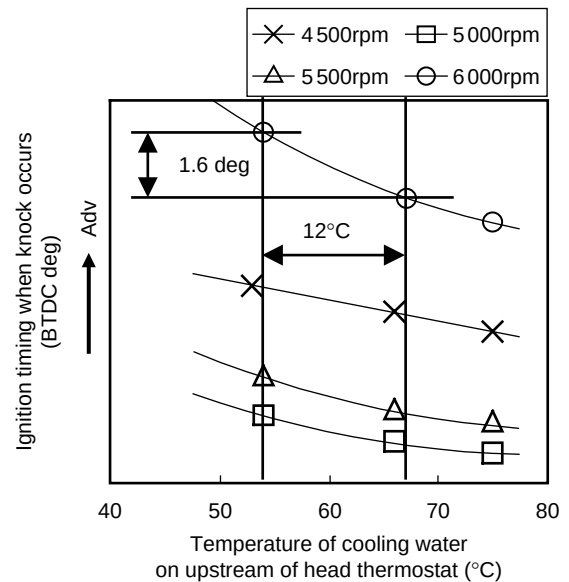


Fig. 8 Effect of cooling water temperature on ignition timing when knock occurs with WOT

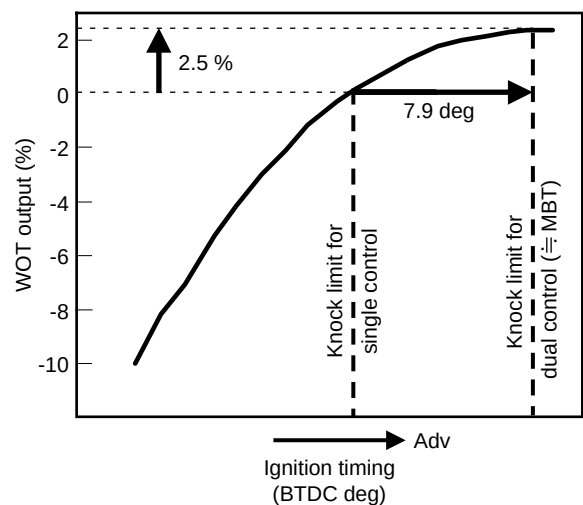


Fig. 9 Correlation between WOT output and ignition timing (6 000rpm)

ロック側サーモスタット設定温度を 60℃一定、シリンダヘッド側サーモスタットの設定温度のみを 50-70℃まで 10℃毎に変化させた場合におけるシリンダヘッド側サーモスタット前冷却水温度と、ノック発生点火時期の変化について示す。Fig. 8に示す通り、シリンダヘッド側サーモスタット設定温度を 10℃下げることによってシリンダヘッド側サーモスタット前冷却水温度は12℃低下し、その結果ノック限界はエンジン回転数 6000rpm WOT 運転時で 1.6deg 向上している。

4.3.3. ノック限界の向上に伴う最高出力の向上

以上のように2系統冷却方式によるノック限界の向上分 6.3 deg に加え、シリンダヘッド側サーモスタット設定温度を 10℃低水温化させることによるノック限界の向上分 1.6 deg をあわせ、点火時期を計 7.9 deg 進角することができた。

その結果、約 2.5 %の出力向上が得られた。

Fig. 9 に点火時期と出力の相関を示す。

5. まとめ

冷却方式を1系統方式から2系統方式に変更したことにより、ノック限界が向上し、結果として出力向上が得られた。

また間接冷却エンジンでは複雑な構造になる可能性のある2系統方式を、小規模な変更で船外機に導入可能であることがわかった。

参考文献

- (1) Kobayashi,H., Yoshimura,K., and Hirayama,T.: A study on dual circuit cooling for higher compression ratio, IMechE/SAE, International Conference on Fuel Efficient Power Trains and Vehicles London, C427/84, p151-158 (1984)
- (2) 山田敏生, 古野志健男, 神田睦美, 岩下義博, 横井豊, 片桐治郎: 冷却系改良によるノック改善, 自動車技術会秋季学術講演会前刷集 902 Vol.1, p.189-192(1990)
- (3) 石田宜之: システム設計とエンジン性能, 高性能エンジンとは何か, 東京, グランプリ出版, 1991, p.210-216

■ 著 者 ■



福田 芳彦



田 和 寛 基



牧 瀬 篤 生

ミニバン用 4WD システムの開発

Development of 4WD System for Minivan

新井 健太郎*
Kentaro ARAI

山岡 崇樹*
Takaki YAMAOKA

要 旨

ミニバンの走破性能や操縦性能と燃費性能を両立させるための、FF 車をベースとしたトルクオンデマンド 4WD システムを開発した。走破性能や操縦性能を確保するために、前後輪差回転速度に対するトルクの応答性に注目した。前輪が滑った時の後輪に伝達するトルクの応答性を上げるために、あらかじめ前後輪をつないでおくプリセットトルクを付加する手法が考えられる。Honda のデュアルポンプシステムを例にとり、雪上での必要駆動力計算値とタイヤの駆動力特性の実測値より最適トルク特性を求めた結果、最大必要トルクの 25% 程度のプリセットトルクを付加すればよいことがわかった。その最適トルク特性とデュアルポンプシステムのトルク特性を、車輛の雪上発進シミュレーションで比較した結果、効果が確認できた。最適トルク特性は、デュアルポンプシステムのリヤファイナルドライブユニットに、ワンウェイ構造のカムとプリセット式のパイロットクラッチを追加するという簡素な機械式の構造で実現した。またリヤファイナルドライブユニットのギヤ比の設定で燃費性能が確保できることがわかった。以上の結果を適用した新開発のミニバン用 4WD は、4WD システム重量 54kg とクラス最軽量を達成し実車の目標性能を満足した。

ABSTRACT

A torque on demand 4WD system has been developed with a front engine front drive vehicle as a base to balance traction performance and handling characteristics with fuel efficiency in a minivan. The response of torque to front-rear wheel rotation speed difference were studied to ensure superior traction performance and handling characteristics. The use of an initial torque between the front and rear wheels was considered as a method of improving the response of torque transmitted to the rear wheels when the front wheels slip. Using the Honda dual pump system as a reference, the results of calculations of the required traction force on snow and actual measurement values for tire traction characteristics were employed to find the optimal torque characteristic. As a result, 25% of maximum necessary torque was established as the ideal initial torque. A comparison of the optimal torque characteristic with the torque characteristic of the dual pump system in a simulation of vehicle starting on snow confirmed the effectiveness of the initial torque. It was possible to achieve the optimal torque characteristic with a simple mechanical structure. A one-way cam and a preset pilot clutch were added to the rear final drive unit of the dual pump system. Good fuel efficiency was ensured through setting an appropriate gear ratio for the rear final drive unit. As a result, the newly developed minivan 4WD system meets vehicle performance requirements while weighing only 54kg, making it the lightest in its class.

1. まえがき

近年、国内では、日常やレジャでの使い勝手の良さから、乗車定員の多いミニバンが人気を集めている。ミニバンのベース車輛には、乗り心地や室内の広さから、FF 乗用車を用いることが多い。また 4WD システムには、軽量かつコンパクトで燃費性能にすぐれたシステムが求められ、その上、乗車人数の変化に対応した駆動力特性が必要とされる。本稿では、こうしたニーズに対応したミニバン用 4WD システムの開発について記述する。

2. 開発のねらい

ミニバンは一般乗用車に対し乗車人数の変化が大きく、また重心高が高い車輛であるため、走行状況により前輪の接地荷重変化が大きい⁽¹⁾。そのため滑りやすい路面において、前輪が空転しやすく、発進時の駆動力や旋回加速時の操縦性を確保するのが困難である。駆動力を確保するためには、後輪に伝達するトルクの応答性向上が考えられる。電子制御を使えば応答性の確保は容易であるが、センサーや ECU 等を持つことにより、システムが複雑になるというデ

*栃木研究所

メリットがある。またフルタイム 4WD なら常に後輪にトルク伝達しているため応答性に問題ないが、センタデフアレナシ機構を持つことや、常時前後輪にトルク伝達しているに伴い耐久性を確保するためなどにより、システム全体の小型化ならびに軽量化が困難であり燃費性能が悪化するというデメリットがある。そこで本開発では、ミニバンに適用する軽量かつコンパクトでシンプルな 4WD システムとして、前後輪差回転速度に応じて後輪にトルクを伝達するパッシブ型トルクオンデマンド 4WD システム(以下パッシブ型 4WD システム)を前提に、シミュレーションにて最適トルク特性を求め下記項目を両立することをねらいとした。

- (1) 雪上において、電子制御 4WD 同等の走破性能、操縦性能を確保する。
- (2) 乗用車用 4WD 同等の燃費性能を確保する。

3. 最適 4WD トルク特性の検討

今回ベースとなるパッシブ型 4WD システムとして、Honda のデュアルポンプシステム⁽²⁾(以下 DPS)を用いて説明する。パッシブ型 4WD システムにおいて、後輪に伝達するトルクの応答性を上げる手段として、あらかじめ前後輪をつないでおくプリセットトルクが考えられる。必要なプリセットトルクの値を求めるため、2400cc クラスのミニバンの雪上登坂発進を例にとり、Fig. 1 に示すモデルで必要駆動力の検討をおこなった。

Fig. 2 に示すように、雪上での必要駆動力計算と、フロントタイヤの駆動力特性の実測値から、リヤタイヤの必要駆動力領域が求まる。これを DPS の前後輪差回転速度—トルク特性(以下トルク特性)上に換算し、重ね合わせたグラフを Fig. 3 に示す。DPS のトルク特性で不足した領域を、DPS の最大必要伝達トルクの 25% 程度のプリセットトルクを付加することでカバーできることがわかった。そしてそのプリセットトルクがタイトコーナブレーキング現象の起こる引きずりトルク領域や、軽量化のために不必要なトル

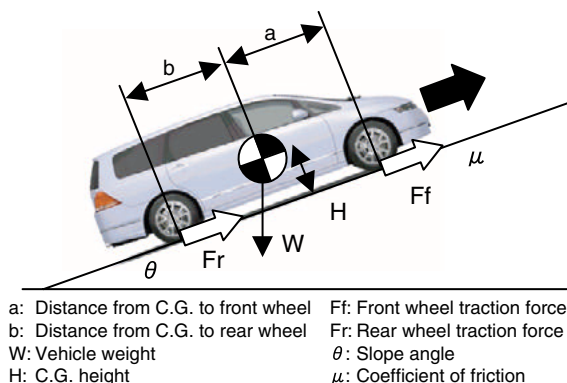


Fig. 1 Study model

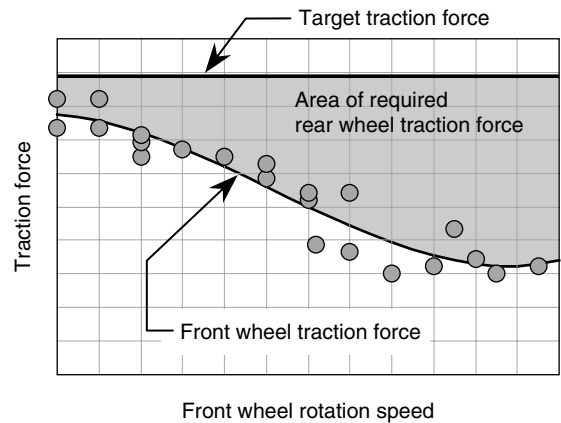


Fig. 2 Tire traction force characteristic on snow

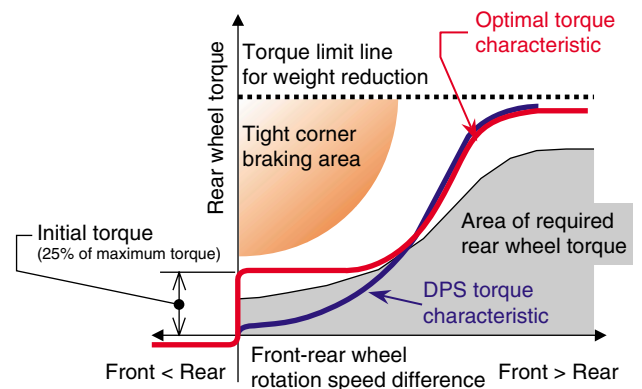


Fig. 3 Torque characteristic

クをカットしたトルクリミット機能⁽³⁾に干渉しない領域で設定できた。以上より最適トルク特性が求められた。

次に、DPS のトルク特性と最適トルク特性の雪上発進性能に及ぼす影響を、Fig. 4 に示すようなカップリングで前後輪をつなぐ 4WD 車輻モデルと、Fig. 5 に示すカップリングの特性でトルク特性を決める 4WD システムモデルにて、シミュレーションをおこない確認した。結果は Fig. 6, Fig. 7 に示すように、DPS のトルク特性では、後輪トルクの遅れにより、発進加速度に落ち込みができるのに対し、最適トルク特性では後輪トルクの立上りが早く、発進加速度が滑らかにつながっているのがわかる。

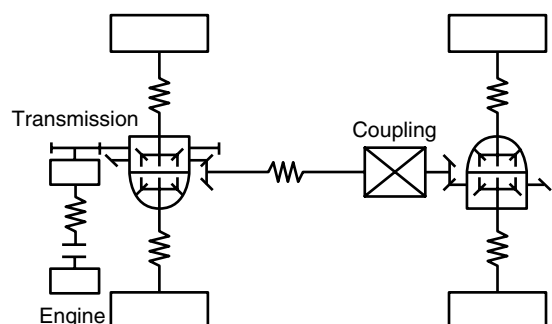


Fig. 4 Vehicle model

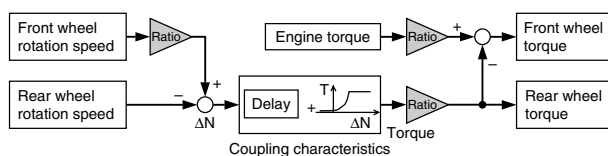


Fig. 5 4WD system model

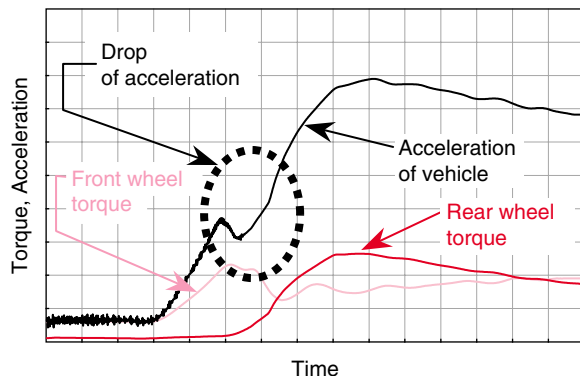


Fig. 6 Simulation data for DPS torque characteristic when starting on snow

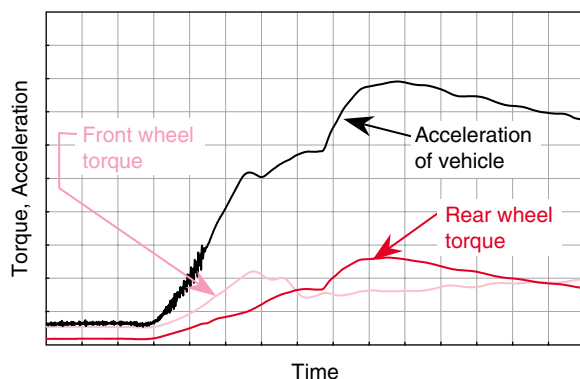


Fig. 7 Simulation data for optimal torque characteristic when starting on snow

4. 4WD システム

本開発の、システム構成図を Fig. 8 に示す。

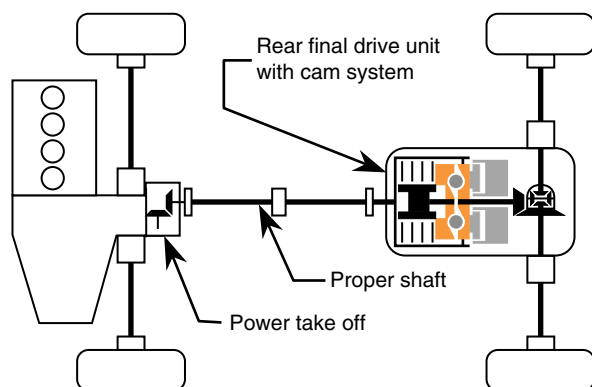


Fig. 8 4WD system

4.1. リヤファイナルドライブユニット

パッシブ型 4WD システムのリヤファイナルドライブユニットにはDPSタイプの他に、ビスカスカップリングや直接油圧でトルク伝達するカップリングがある⁽⁴⁾。ビスカスカップリングは制御自由度のなさ、油圧トルク伝達方式はトルク容量を確保するためには大型化するというそれぞれ課題がある。そこで今回の開発は、前後輪差回転速度感応型の油圧機構で多板クラッチを押し付けトルクを伝達するDPSにプリセットトルクを付加する方式を採用し、簡素な機械式の構造で最適トルク特性を実現した。プリセットトルクを付加する機構は、Fig. 9に示すように、一定トルクを発生するパイロットクラッチと、加速時のみクラッチを押し付けるワンウェイ構造のカムからなる。Fig. 10に示すように、このワンウェイ構造のカムは、加速時は前後輪に締結されているカムのわずかな角度差で反応し、ボールがカム面を転がり、瞬時にクラッチを押し付けプリセットトルクを発生する。またブレーキ時はカムに角度差がつこうとしても、ボールが直立の壁に当り押し付け力を発生させずにABS適合性を確保している。本開発のリヤファイナルドライブユニットとDPSの単体特性の実測値をFig. 11に示す。

リヤファイナルドライブユニットの大きさは、DPSのリヤファイナルドライブユニットに対し、追加部品をスペース効率よく配置し、BRG.サイズの最適化やポンプ部分及び油圧制御部分の全長短縮により、同等にできた。

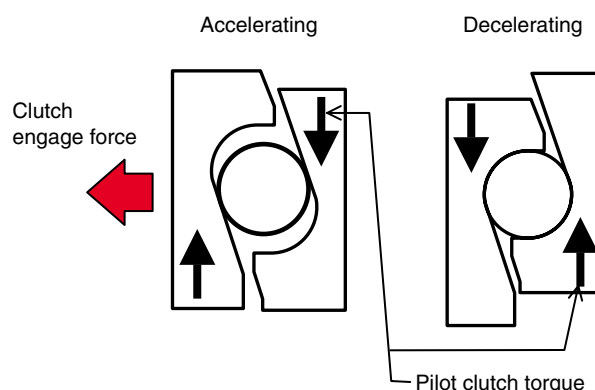


Fig. 9 Working of cam

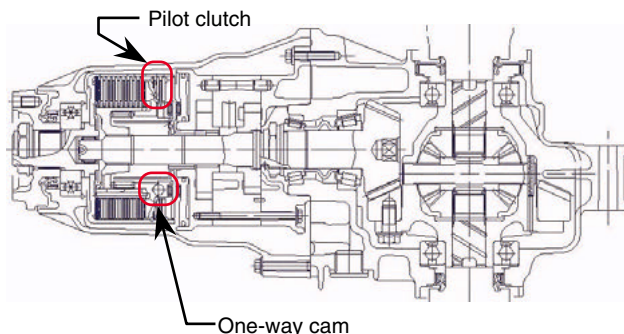


Fig. 10 Sectional view of rear final drive unit

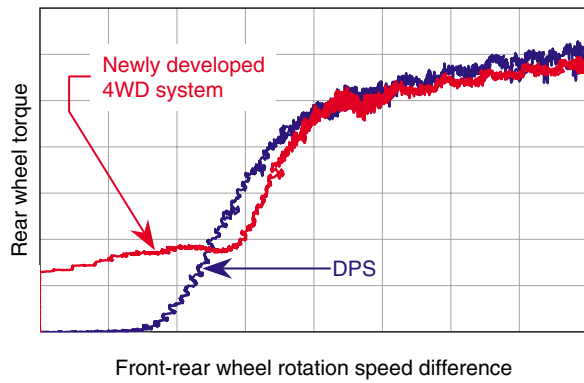


Fig. 11 Torque characteristic

4.2. 燃費対応

DPSは、通常走行時後輪へのトルク配分を低減して軽量化や低燃費化をおこなっていて、通常走行時の前後輪回転速度の比率が1%程度違いがあっても、引きずりトルクの大きさは変化しない。後輪伝達トルクの応答性を向上した場合、Fig. 12 の Modified 1 に示すように、前後輪回転速度の比率がわずかに違っても後輪へのトルク配分が増加することにより、フリクショントルクが増し、燃費悪化する問題がある。これを解決するために、前輪からプロペラシャフトまでのギヤレシオとリヤファイナルドライブユニットのギヤレシオの比率を見直した。通常走行時は、カム機構への前輪側からの入力回転速度が、後輪側に対し0.5%程度低くなるようレシオ設定し、カムがクラッチの押し付け力を発生しないよう Fig. 12 の Modified 2 に示す特性にした。これにより後輪のフリクショントルクの絶対値を、DPSと同等に低減することができた。このギヤレシオの設定は、雪上での4WDの必要な前輪のスリップ率ではカム機構が作動する側に入れ替る設定としているため、応答性には影響がない。

4.3. システム重量

今回開発した4WDシステムを2004年モデルのオデッセイに適用した場合の重量と、他機種の4WDシステム重

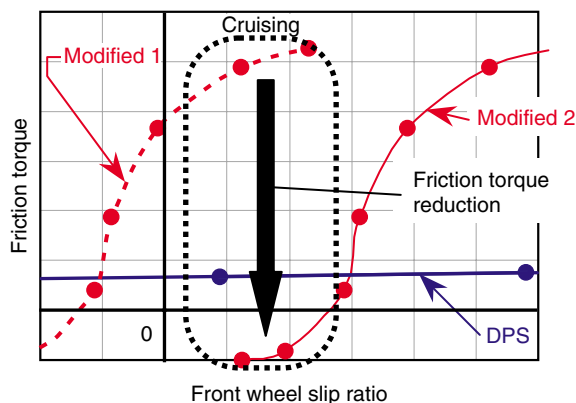


Fig. 12 Friction torque when cruising

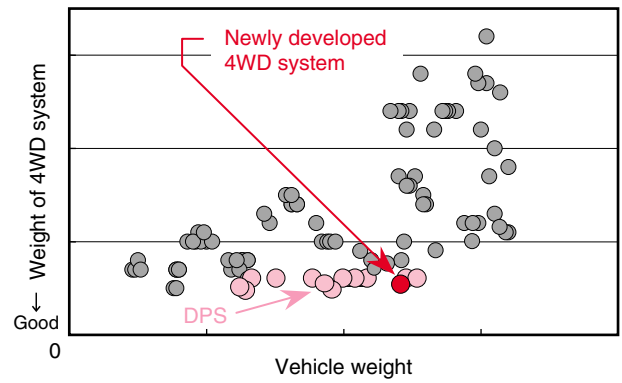


Fig. 13 Weight of 4WD system

量との比較を Fig. 13 に示す。DPS の特徴である軽量を維持し、4WD システム重量は54kg と、クラス最軽量レベルを達成することができた。

5. 実車性能

5.1. 雪上走破性

Fig. 14 の雪上での発進の加速度データと、Fig. 15 の登坂可能勾配データが示すように、本システムはDPSに対し、走破性が向上しているのはもちろんのこと、電子制御4WDと同等の走破性能が得られた。

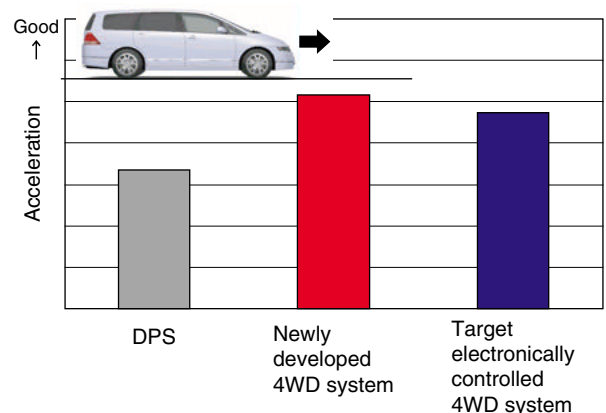


Fig. 14 Starting performance on snow

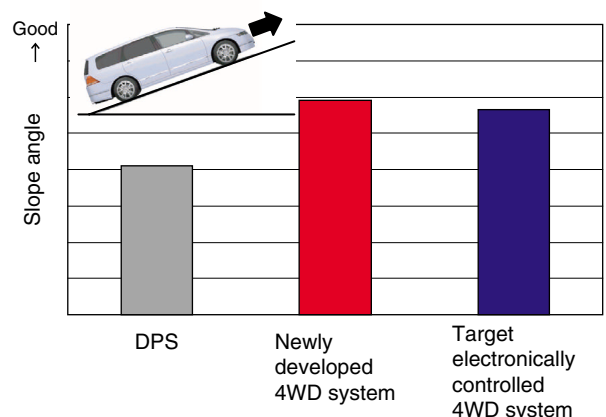


Fig. 15 Slope starting performance on snow

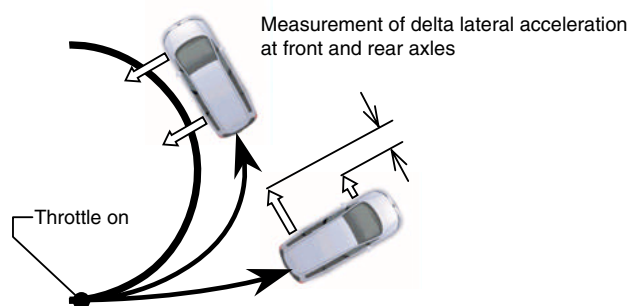


Fig. 16 Cornering test mode

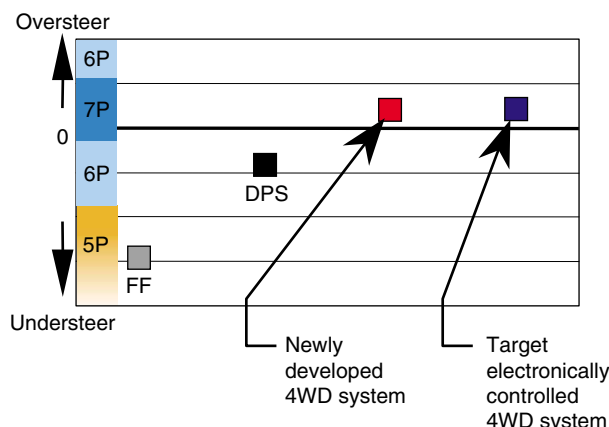


Fig. 17 Cornering performance on snow

5.2. 雪上操縦性

Fig. 16に示すテストモードにて、雪上での旋回性能評価をおこなった結果、Fig. 17に示すように本システムは、電子制御 4WD と同等を確保できた。

5.3. 走行抵抗

燃費に影響するパラメータとして、惰性走行時の走行抵抗がある。Fig. 18 に示すように、本システムは DPS と同等の走行抵抗に抑えられていることがわかる。

カタログ燃費は Fig. 19 に示すように、DPS と同等の燃費性能を達成した。

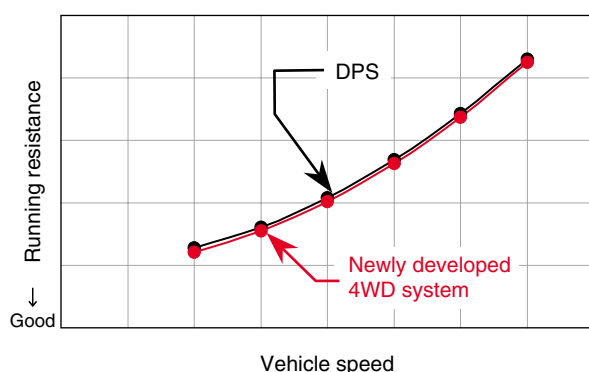


Fig. 18 Running resistance

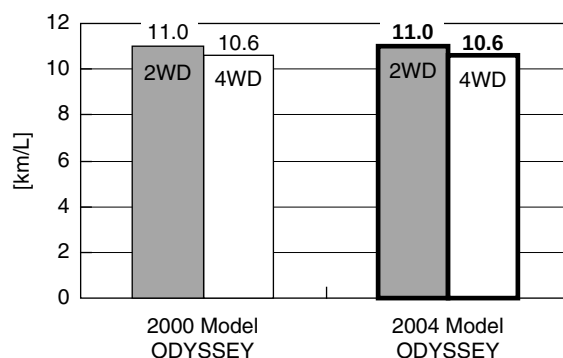


Fig. 19 Fuel efficiency

6. まとめ

ミニバン用 4WD に要求される走破性や操縦性を確保するため、パッシブ型 4WD システムのトルク特性の応答性に注目して、雪上での必要駆動力計算と、タイヤの駆動力特性の実測値より最適トルク特性を求め、実際に開発した結果、次の成果を得た。

- (1) DPSのトルク特性と、最大必要トルクの25%程度のプリセットトルクを組み合わせることで、最適トルク特性を達成し、車輪の雪上発進シミュレーションでの効果を示した。
 - (2) 最適トルク特性を達成する構造の実施例を紹介し、実際のミニバンに適用して、雪上で電子制御 4WD 同等の走破性能と操縦性能を確保できることを示した。
 - (3) 本システムは、通常走行時の引きずりトルクをDPS同等にすることにより、同等の燃費性能を達成した。
 - (4) 走破性能や操縦性能と燃費性能の両立を4WDシステムウェイト 54kg というクラス最軽量レベルで達成した。
- 本システムは、2004年モデルオデッセイに適用され、2003年10月より日本国内で販売され、お客様から好評を頂いている。

7. 参考文献

- (1) 鈴木浩一 他：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)
- (2) 新井健太郎 他：デュアルポンプシステム(4WD 駆動力配分機構)について，油空圧技術，401, Vol.33, NO.7, p.70-76(1994, 7)
- (3) 浜田哲郎 他：前後駆動力配分の最適化による4WD軽量化について，自動車技術会論文集，Vol.24, NO.4, p.99-103(October 1993)
- (4) 松野浩二 他：4WD 技術の現状と将来，自動車技術，Vol.57, NO.1, p.70-74(2003)

■ 著 者 ■



新井健太郎



山岡崇樹

自動変速機のセレクトレバー操作荷重予測

Operating Force Simulation for Automatic Transmission Select Lever

山岡 崇樹*
Takaki YAMAOKA

野上 俊一*
Shunichi NOGAMI

小林 章*
Akira KOBAYASHI

要 旨

自動車用自動変速機のセレクトレバー操作荷重を、内部リンク機構、部品間の接触、ワイヤの荷重損失等を考慮し、高い精度で予測する手法を開発した。予測精度向上のため、機構の構成要素であるねじりコイルスプリングのヒステリシス特性予測に、スプリング巻角をパラメータとした実験式を導入した。また、予測工数を削減するため、機構解析ツールを用いる手法を構築した。これらにより、特性に影響を与える主要な要因を考慮しながら、従来の半分の工数で、操作荷重特性線図を実測値との差異5%以内の精度にて予測できるようになった。この結果、操作荷重の過大や中間とまり発生等を、仕様検討の段階において検証できるようになった。

ABSTRACT

A highly accurate method was developed for simulating the operating force for the select lever of an automobile automatic transmission by considering the internal link mechanism, the contact between parts, the load loss in the wire, and other factors. In order to improve accuracy, an experimental formula was introduced that takes the spring coil angle as a parameter to simulate the hysteresis characteristics of the twisted coil spring that is an essential factor in the mechanism. A method was also created to use mechanical system analysis tools in order to reduce the labor involved in simulation. The use of these means made it possible to simulate the operating force characteristic curve with an accuracy diverging by no more than 5% from measurement values, with half the labor previously required, and with consideration for the main factors influencing the characteristics. As a result, it has become possible to verify issues including excessive operating force and intermediate stopping at the specification study stage.

1. まえがき

近年、自動車用自動変速機のポジション切り替え装置であるセレクトレバーには、商品性向上のために低い操作荷重が求められる。一方、P-R-N-D等の正規位置以外のポジション中間部において、セレクトレバーが止ってしまう事象である中間とまりを抑制する機能として、操作荷重をある程度高く設定する必要がある。また、操作荷重の最大値のみではなく、各ポジション間の操作量に対する操作荷重の立ち上がり方も、節度感に影響を及ぼすため適切な設定が必要とされる。

このようなセレクトレバーに関する商品性と機能の両立には、開発において多大な検討時間とテスト工数が必要であった。このため、セレクトレバー操作荷重を仕様差の判断可能な精度で、操作量と荷重の特性線図として予測する事

が求められていた。しかし、手動変速機のシフトレバー操作荷重に関する予測技術の報告例⁽¹⁾はあるが、内部機構の全く異なる自動変速機のセレクトレバー操作荷重については、予測技術の報告は無い。

今回、自動変速機のセレクトレバー操作荷重の予測手法を開発したので、その内容を報告する。

2. 機構と特性

2.1. 機構の説明

自動変速機のポジション切り替え装置をFig. 1に示す。運転席側のセレクトレバー、変速機側のコントロールシャフト、および両者をつなぐワイヤから構成される。レバー操作により、ワイヤを介してコントロールシャフトが回転する。シャフトに勘合されるマニュアルバルブにより、各ポジ

ションへの制御系油圧の切り替えがおこなわれる。さらにコントロールシャフト上には、ポジション位置決め用のディテント機構と、パーキングポジション(以下Pポジション)時駆動系をロックする機構が配置されている。

このメカロック機構の構成を Fig. 2 に示す。パーキングボールを作動させるパーキングブレーキレバーは、ねじりコイルスプリングによってコントロールシャフトに押し付けられている。これにより、停車時にパーキングギヤ位相によらず、Pポジションへのレバー操作が可能となっている。また、走行時に誤操作でPポジションへレバー操作をおこなった場合には、パーキングギヤがパーキングボールを弾く事により、駆動系のロックを防いでいる。

2.2. セレクトレバー操作荷重特性

予測の対象とするセレクトレバー操作量と操作荷重の関係を Fig. 3 に示す。この荷重特性はディテントとメカロック機構による荷重、ワイヤとセレクトレバー側のリンクによる荷重損失、およびワイヤのがたとたわみによる変位等により形成され、大きなヒステリシスを持つ。特性線図の見方を Fig. 4 に示す。操作の前半は反力に対するため操作荷重、後半は吸い込み力に対するため保持荷重が発生し、正規ポジション位置以外でのレバー停止を防いでいる。操作方

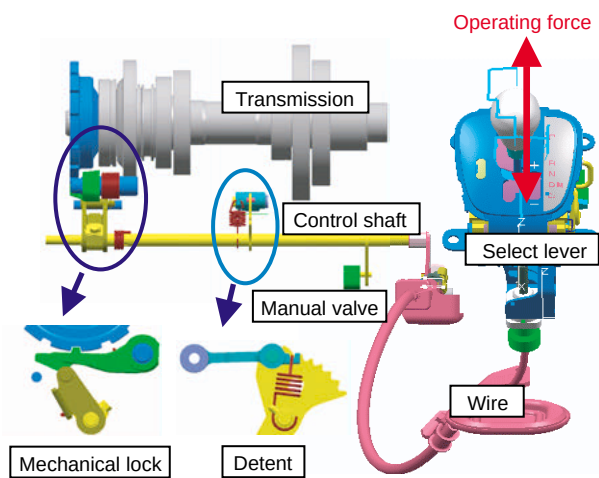


Fig. 1 Position selector

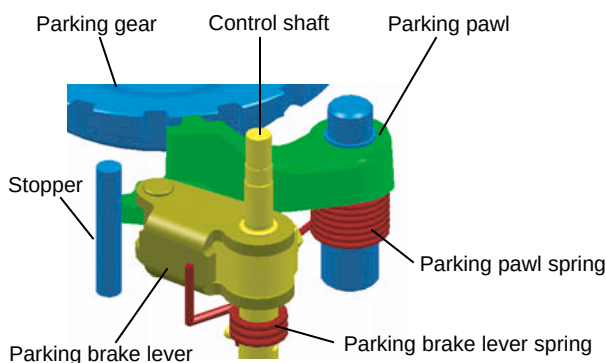


Fig. 2 Components of mechanical locking device

向により荷重の発生方向は逆転する。

P-R 間の二つの特性はメカロック機構の作動状態の違いによる。停車時にPポジションへの操作をおこなった場合、Fig. 5 に示すようにパーキングボールに対するパーキングギヤの位相により、パーキングギヤへ噛み込んでいる Lock と乗り上げている Unlock のどちらかの状態となる。乗り上げの場合には、パーキングブレーキレバースプリング荷重が操作荷重に加算される。このため、P-R間において噛み込み時と乗り上げ時で異なる荷重特性となっている。

商品性および機能上で開発時に課題となるのは、操作荷重の大きさと吸い込み荷重の有無である。メカロック機構によりPポジション付近の荷重が高いため、特に重要となるのは以下の2項目である。特性線図上で Fig. 6 に示す。

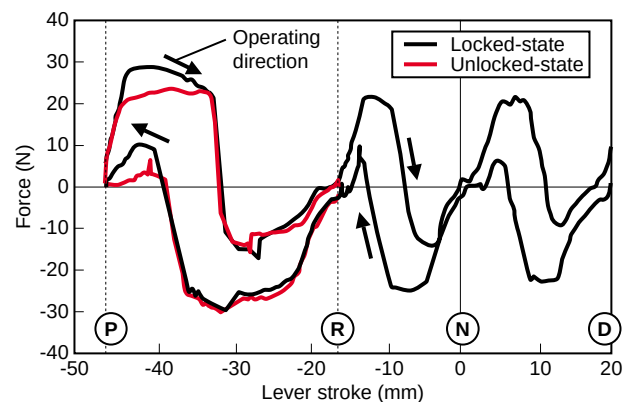


Fig. 3 Operating force characteristic

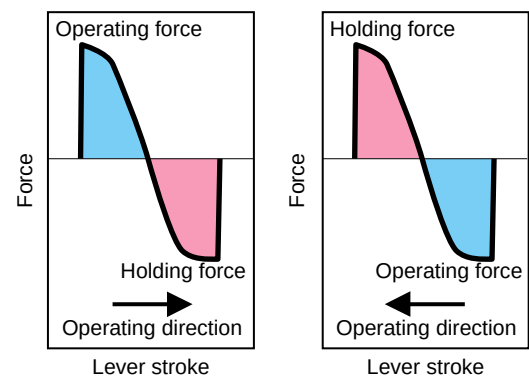


Fig. 4 Explanation of characteristic curve

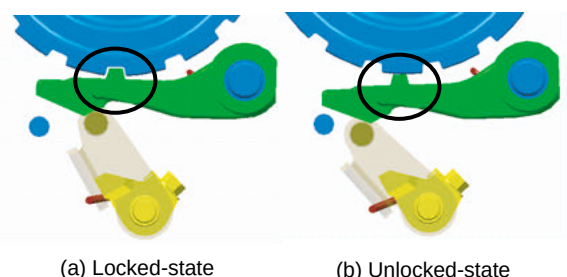


Fig. 5 Position of parking pawl and parking gear

(1) 操作荷重の軽減の観点より、噛み込み時PからRへの最大操作荷重の大きさ

(2) 中間とまり抑止の観点より、乗り上げ時RからPへ操作による吸い込み荷重の有無

中間とまりは、ディテント部で発生する吸い込み荷重と、その他の部位で摩擦等の要因によって発生する荷重が、釣り合う事により発生する。

最大操作荷重を低下するためにディテント荷重を低くすると、吸い込み荷重も低下して中間とまりが発生しやすくなり、(1)と(2)は相反する関係にある。仕様検討段階で最大操作荷重低減と中間とまり抑止を両立させるために、操作荷重特性の予測が必要となる。

3. 予測手法

3.1. 従来予測手法

従来の操作荷重予測は、レイアウト毎の作図によるリンク部引き出し角と接触部接触角の確認、荷重伝達効率と接触力の数式化による計算、および各要素に対する計算結果の集計によりおこなっていた。

しかし、複数のリンク機構と荷重要素が有り、予測に多大な工数を要するため、各ポジション位置とP-R間数点に対しておこなうポイント予測であった。さらに予測精度も低いため、予測値から定量的な判断をおこなう事はできなかった。また、操作方向の変位の予測は、たわみを考慮して各部に発生する力の釣り合いまで予測しなければならないため、実質的に不可能であった。

このように従来手法では、予測精度と予測工数の両面で課題があった。

3.2. 予測精度向上と予測工数削減

そこで今回レバー操作荷重特性の予測工数削減をおこな

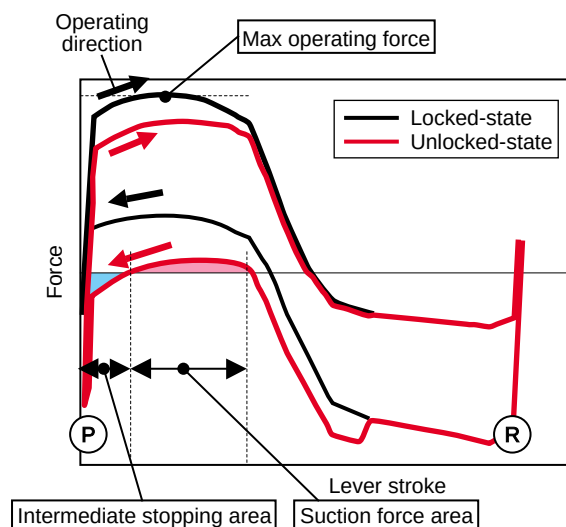


Fig. 6 Max operating force and intermediate stopping

いながら、予測精度の向上を図るため、以下の手法をおこなった。

(1) 予測精度向上のため、構成要素の特性を精度良く予測する手法を構築する。

(2) 予測工数削減のため、特性の線図を機構解析ツールにより予測する。

各項目について詳細を以下に述べる。

3.2.1. ヒステリシス特性の予測精度向上

予測精度に影響を与えている構成要素を調査した結果、トランスミッション内部で発生する荷重の予測に差異が大きい事がわかった。このコントロールシャフトの回転角に対する作動トルク特性を、予測値と合わせてFig. 7に示す。この特性はディテントとメカロック機構の荷重のみで形成されている。実測値と予測値の差異は、Pポジション付近で乗り上げ時に大きい。そこで、この付近の荷重特性のみに影響を与えるパーキングブレーキスプリング特性に注目した。

計測の結果、このパーキングブレーキスプリング単体の特性は、大きなヒステリシスを有している事が判明した。また、スプリング線間の密着の有無や、スプリング端面の接触の有無、およびスプリング倒れの有無にて特性に差が生じる事も、計測により判明した。計測によって得られたヒステリシス特性を計算に使用する事により、レバー荷重特性の予測精度は向上し、荷重の定量的な判断に必要な精度を得られる事がわかった。そこでこのヒステリシス特性の予測を試みた。

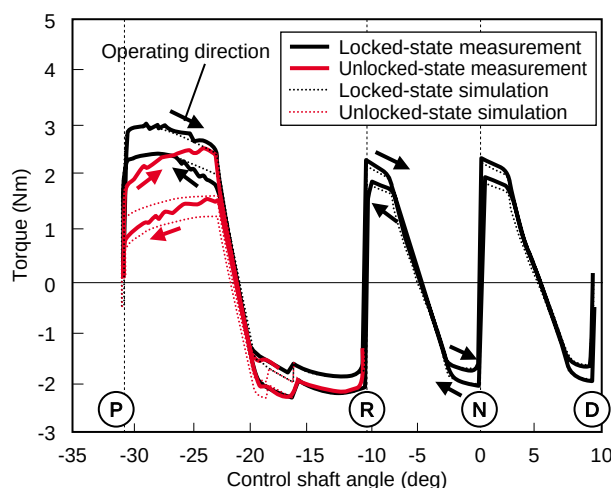


Fig. 7 Operating torque characteristic in transmission

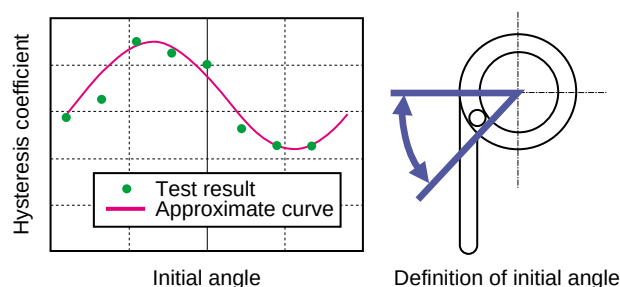


Fig. 8 Result of spring test

ヒステリシス特性とスプリング諸元の関係を調査するため、パーキングブレーキレバースプリングの巻き線間の密着状態や巻き数等を変更した特性の計測をおこなった。ヒステリシスの幅はトルクの絶対値に影響されるので、ある計測点でのヒステリシス幅を、そのトルク平均値で割った無次元係数に整理した。その結果、この無次元係数と、Fig. 8に示すスプリングアーム間の巻角である初期位相角に、ある一定の相関が判明した。そこで、初期位相角をパラメータとしたヒステリシス特性予測の実験式を導出した。

その実験式の妥当性を検証するために、様々な諸元のパーキングブレーキレバースプリングで確認をおこなった。Fig. 9にその特性の実測値と、従来の計算式での予測値、および導出した実験式による予測値の比較の一例を示す。これらの検証により、実験式によるスプリングヒステリシス特性の予測精度向上が確認された。

3.2.2. 予測工数の削減

本予測で考慮する要素を Fig. 10 に示す。各要素の選出は荷重特性への影響度を考慮しおこなった。

これらの要素を考慮し、かつ特性線図として得るために

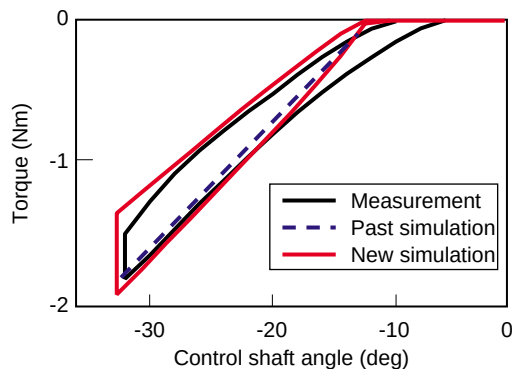


Fig. 9 Parking brake spring characteristic

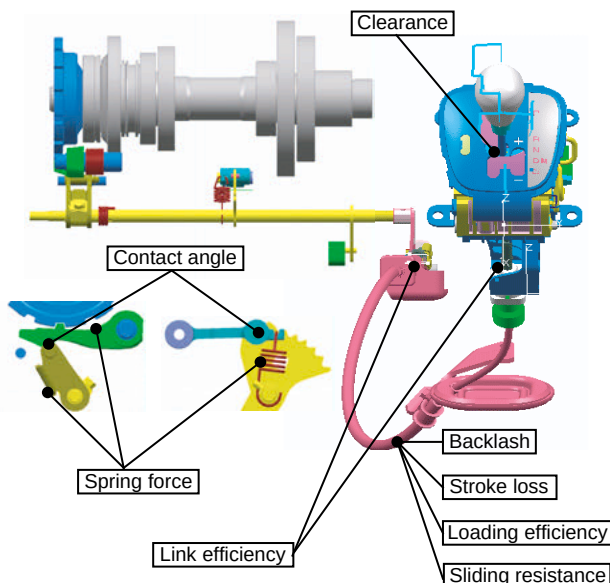


Fig. 10 Factors in select lever operating force

予測点を増加させると、予測工数の増加が懸念された。そのため、機構解析によりセレクトレバー周りの CAD の 3次元レイアウトを直接使用して予測をおこなった。従来おこなっていた手計算は排除し工数増加を抑えた。また、荷重に加えて変位の予測も可能とした。機構解析ツールを用いて構築した予測手法を以下に述べる。

(1) 荷重伝達効率 荷重伝達効率はワイヤの引き出し角やリンクの位置関係により変化する。従来はレバー作動量毎の荷重伝達効率を作図と手計算により求めていた。また、3次元に複雑にレイアウトされたリンク機構の場合には、手計算では数式化を誤る恐れがあった。

今回は 3次元レイアウトのリンク機構部に、直接回転および直線拘束定義をおこない、荷重伝達効率を自動計算させた。

(2) 接触角 ディテントとディテントアームローラ、およびパーキングボールとブレーキレバーローラの接触角により、コントロールシャフトへの反力が変化する。従来は、コントロールシャフト回転角毎のディテントおよびパーキングボールの接触角を、計算式や作図により求めていた。

今回この接触角は拘束定義により自動計算をおこなった。接触部の摩擦による荷重も考慮した。ディテントとローラ、およびパーキングボールとブレーキレバーの関係を実際に則して定義するには、接触要素が用いられるべきであるが、計算時間を要し、かつ解析が不安定となる。このため、通常の操作では各部の接触は保たれると仮定して、ローラ中心の軌跡にて、点と曲線の拘束定義を用いた。

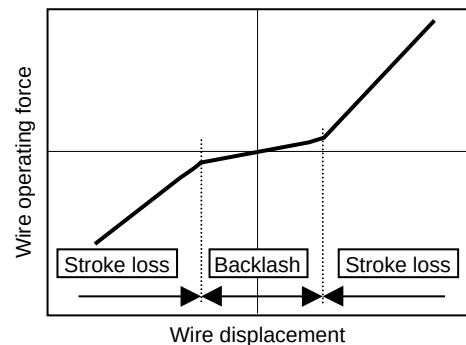


Fig. 11 Non-linear spring for wire displacement

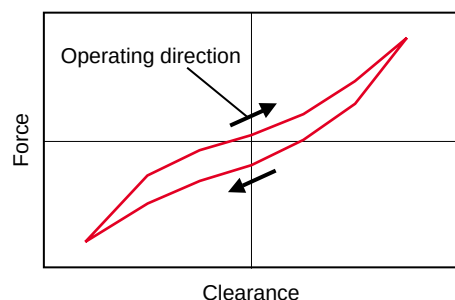


Fig. 12 Non-linear spring for lever stiffness and clearance

(3) ワイヤ特性 ワイヤ特性には、荷重に影響を与える荷重効率と摺動抵抗、変位量に影響を与えるバックラッシュとストロークロスの四つの要素がある。荷重効率は、セレクトレバー側リンク回転軸の摩擦を設定し荷重損失を発生させて再現した。従来考慮できなかった変位要素であるバックラッシュとストロークロスについては、ワイヤをモデル上で二分割し、その間を Fig. 11 に示す荷重に対し非線形な変位量を示す非線形バネで結合し設定した。

(4) セレクトレバー特性 セレクトレバーのがたと剛性は変位に影響を与えるので、Fig. 12に示すヒステリシスを持つ非線形バネを設定した。

(5) スプリング荷重 3.2.1 で得られたヒステリシス特性を含むパーキングブレーキレバースプリングの荷重を考慮するため、操作方向に依存して異なる荷重特性を設定した。また、パーキングブレーキレバーがコントロールシャフトに押し付けられている状態を再現するため、回転方向を規制する非線形スプリングを設定した。

(6) ツール化 この操作荷重予測手法を、設計者が容易に使用できるように、モデル作成を支援する手法を構築した。設計者は解析準備として、CADの3次元レイアウト上での基本的な拘束定義と、各種諸元を入力した解析のための定義ファイル作成をおこなう。定義ファイルを実行すると、解析は自動で実行され、予測結果がグラフ出力される。

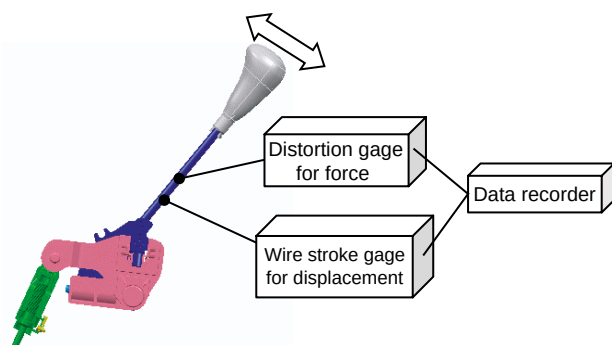


Fig. 13 Operating force test apparatus

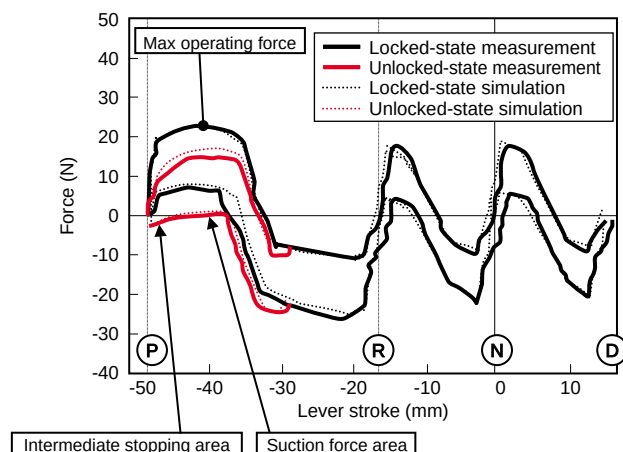


Fig. 14 Comparison of test result and simulation

以上により、ポイントでの予測であった従来手法に対し、荷重特性を線図として予測が可能となった。また、従来考慮不可能であった要素を追加した上で、ツール化により予測工数を半減する事が可能となった。

4. 予測精度の検証

全ストロークで実測値と予測値を詳細に比較するため、実機のレバー操作荷重と操作量の計測を、Fig. 13に示すひずみゲージとワイヤストローク計を用いておこない、デジタルでデータを取得した。

実測値と、本手法を用いて得られた予測値の比較を、Fig. 14に示す。乗り上げ時の中間とまり発生の有無、および噛み込み時の最大操作荷重については、精度良く予測できている。また、荷重および変位量とも、全ストローク域に渡り差異±5%以内の精度で予測されている。

5. まとめ

自動変速機のセレクトレバー操作荷重特性を、精度良く差異±5%以内で予測する手法を開発した。構築した技術を以下にまとめる。

- (1) セレクトレバー操作荷重特性に大きく影響を与えるねじりコイルスプリングのヒステリシス特性を、実験式により予測可能とした。
- (2) 機構解析ツールを用いて、セレクトレバー操作荷重特性に影響を与える主要な要因を考慮しながら、従来の半分の工数で、荷重特性線図を予測可能とした。

本手法の導入により、仕様検討段階で操作荷重の過大や中間とまりの発生が検証可能となった。

6. 参考文献

- (1) 市川信繁：機構解析による農業用トラクタの変速操作フィーリング評価, KUBOTA TECHNICAL REPORT, NO.31, p.87-92(1996)

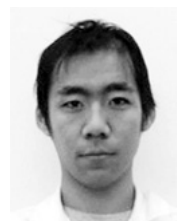
■著 者■



山岡 崇樹



野上 俊一



小林 章

MT 車歯打ち音予測技術の研究

Research on Simulation Method for Predicting Rattling Noise in MT Drivetrain

花井 英 二*
Eiji HANAI

三 谷 眞 一*
Masakazu MITANI

中 村 博 政*
Hiromasa NAKAMURA

要 旨

MT 車の駆動系騒音の一つである走行中の遊動ギヤの歯打ち音は、トランスミッションのインプットシャフト回転速度変動に大きく関係している。本研究では、この回転速度変動によって発生する歯打ち力に比例する騒がしさと、駆動系ねじり共振による目立ち易さによって歯打ち音を判定できることを明確にした。また、回転速度変動を予測するために、クラッチの作動時における動ねじり特性を、動バネ定数と等価減衰量により定義し、シミュレーションに反映した。その結果、実車での事象を精度良く再現することができ、構築したシミュレーションを用いることにより、歯打ち音を低減するためのクラッチの仕様、駆動系の慣性モーメント、ねじり剛性等の最適仕様を開発の初期段階で検討することが可能となった。

ABSTRACT

The level of rattling noise in the MT drivetrain system is closely related to the state of transmission input shaft rotational speed fluctuation. In this research, the loudness of the noise, which is proportional to the impact of the rattling idle gears caused by the rotational speed fluctuation, and the conspicuousness of the noise, which is caused by the existence of drivetrain resonance, was clearly identified. Furthermore, a drivetrain simulation method for predicting the state of rotational speed fluctuation was developed. In this simulation method, a clutch torsional characteristic defined by the dynamic torsion constant and equivalent damping force coefficient is used as the parameter to improve the accuracy. Consequently, it is now possible to obtain the optimum specification of clutch, the amount of moment inertia and the rigidity of drivetrain torsional characteristic to reduce the rattling noise level at an early stage of the development program.

1. まえがき

MT 車におけるガラ音やジャラ音と呼ばれるギヤの歯打ち音は、快適性や静粛性といった商品性に影響を与える重要な課題である。これらの歯打ち音は、エンジン燃焼によるトルク変動を起振源とし、このトルク変動がクラッチを介してトランスミッションに入力され、遊動ギヤが衝突することにより発生する。ギヤの歯打ち音を低下させるには、エンジンからのトルク変動が駆動系に伝達するのを抑制する必要がある。そのためには、実用車速域における駆動系ねじり振動を減衰させ、歯打ちを引き起こすトランスミッションのインプットシャフト回転速度変動を減少させる対策が必要である。

インプットシャフト回転速度変動はクラッチのねじり特性に大きく関係しており^{(1), (2)}、この回転速度変動を減少させるために、クラッチのねじり特性の低バネ定数化や変動角変位によってヒステリシスを変化させるなどの対策が実施されている。これらの対策にはスプリング応力の増加や

作動角度の広角化、可変ヒステリシストルク機構の追加などクラッチの構造的制約がある。そのため十分な対策を施すには、開発の初期段階でインプットシャフト回転速度変動を抑制させるクラッチのねじり特性を検討し、設定することが必要である。インプットシャフト回転速度変動の検討には、シミュレーション^{(3)・(5)}が実施されているが、実測値と一致せず、狙った効果が得られないケースが見うけられる。そのため、数多くの仕様を実車によりテストし、仕様を決定しているのが実状である。

今回、クラッチが作動している状態の動ねじり特性を定義し、反映したインプットシャフト回転速度変動を精度よく予測するシミュレーション手法を構築したので報告する。

2. 歯打ち現象

問題となる歯打ち音は、高速段の全開加速時あるいは低速段の自然減速時に顕在化する。Fig. 1(a), (b)に5速全開加速、3速自然減速時のトランスミッションケース近接で

の歯打ち音とエンジン燃焼一次回転速度変動ならびにトランスミッションのインプットシャフト回転速度変動の実測値を示す。

歯打ち音は、インプットシャフト回転速度変動に連動して変化していることが確認される。この歯打ち音の騒がしさの指標を、遊動ギヤが衝突するときの力の総和と考え、各遊動ギヤの角速度変動と慣性モーメントから歯打ち力 F とし、式(1)のように定義した。

$$F = \sum_{i=a}^b I_i \frac{d\omega_{Gi}}{dt} = \sum_{i=a}^b I_i \frac{d\left(\frac{\Delta N_{IS}}{60} \times 2\pi \times \frac{1}{r_i}\right)}{dt} \quad (1)$$

ここで、

I : 遊動ギヤ慣性モーメント

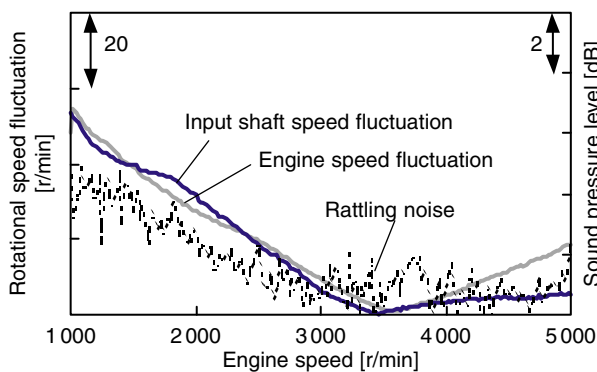
$\Delta\omega_G$: 遊動ギヤ角速度変動

ΔN_{IS} : インプットシャフト回転速度変動

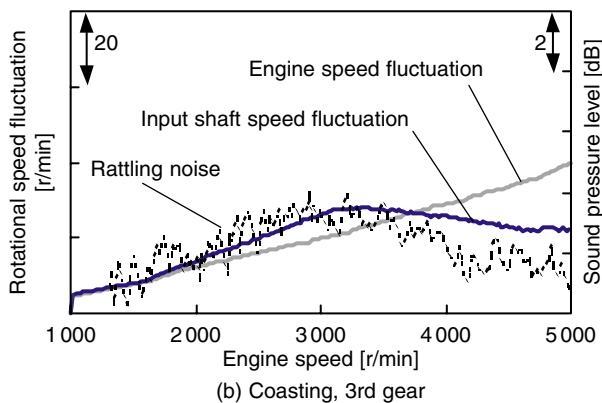
r : レシオ

$a \sim b$: 走行時の各遊動ギヤ段

駆動系ねじり共振時の回転速度変動の実測値から式(1)により求めた歯打ち力に対すると官能評価との関係を Fig. 2に示す。近接騒音レベルは歯打ち力と比例関係にあり、良い相関を示す。また官能評価は、逆に悪くなる傾向が確認できる。しかし、歯打ち力が小さく、近接騒音レベルも低いに



(a) WOT acceleration, 5th gear



(b) Coasting, 3rd gear

Fig. 1 Rotational speed fluctuation and sound pressure level

もかわらず、官能評価が悪い例がいくつか存在する。

そこで、歯打ち音の目立ち易さの指標を、駆動系ねじり共振時のインプットシャフト回転速度変動とエンジン回転速度変動との比を回転速度変動伝達率 r_{amp} として、式(2)のように定義した。

$$r_{amp} = \Delta N_{IS} / \Delta N_E \quad (2)$$

ここで、

ΔN_E : エンジン回転速度変動

この回転速度変動伝達率と官能評価は、Fig. 3 に示すように、回転速度変動伝達率が増加すると、官能評価は悪くなる傾向が確認され、良い相関を示した。これは、回転速度変動伝達率が増加すると駆動系ねじり共振領域の内外で歯打ち音の差が拡大し、目立ち易くなるため評価が悪くなるものと推定できる。歯打ち音が弱くても評価が悪い原因は、この歯打ち音の目立ち易さによるものと考えられる。

以上のことから歯打ち音は、音圧の絶対値による騒がしさと駆動系ねじり共振時の目立ち易さにより評価することができ、これらはともにインプットシャフト回転速度変動の値を得ることにより、判定することができる。

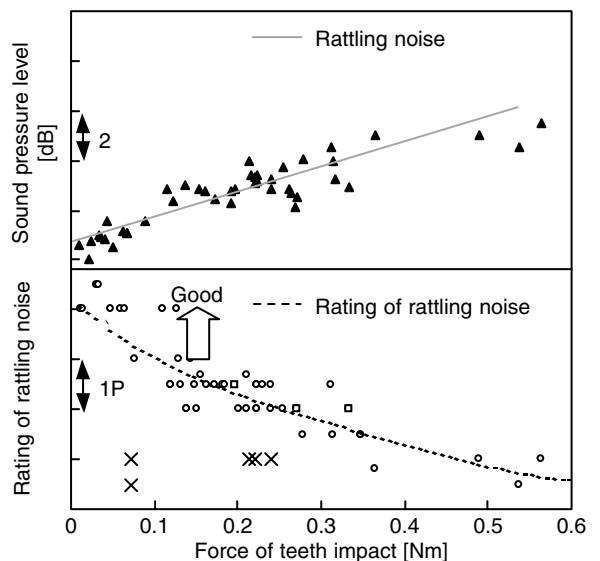


Fig. 2 Relation between rating of rattling noise and force of teeth impact

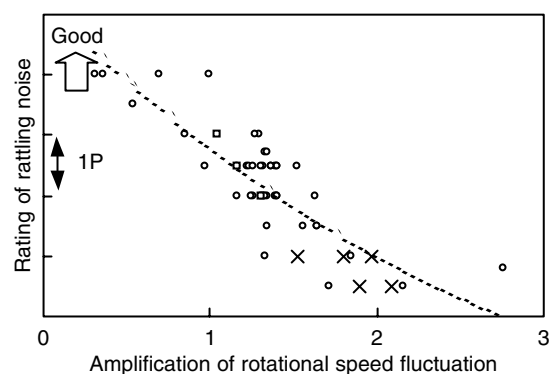


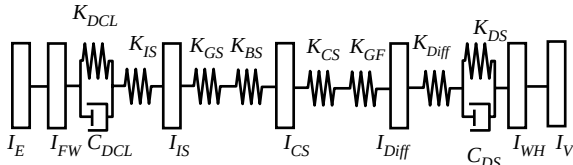
Fig. 3 Relation between rating of rattling noise and amplification of rotational speed fluctuation

3. 駆動系回転伝達機構のモデル化

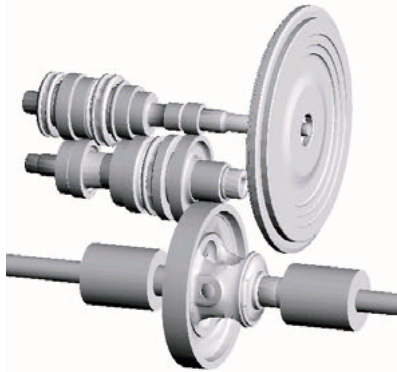
3.1. シミュレーションモデル

トランスミッションのインプットシャフト回転速度変動を予測するシミュレーションモデルの概略を Fig. 4(a), (b) に示す。モデリングの構成範囲はクランクシャフトからフライホイール、クラッチ、トランスミッション、ドライブシャフト、タイヤ、ボディとした。式(3)～(7)にシミュレーションモデルの駆動系ねじり振動運動方程式を示す。

トランスミッションのねじり剛性として、インプットシャフト、カウンタシャフト、デファレンシャルは実測値、駆動ギヤおよびシャフトのたわみは計算値を用いた。

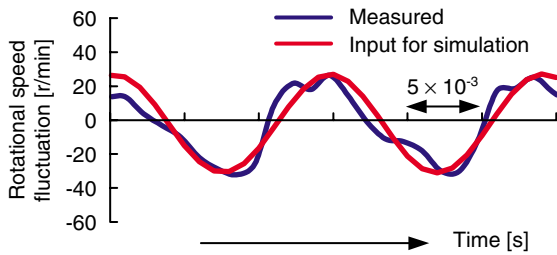


(a) Forced torsional vibration model

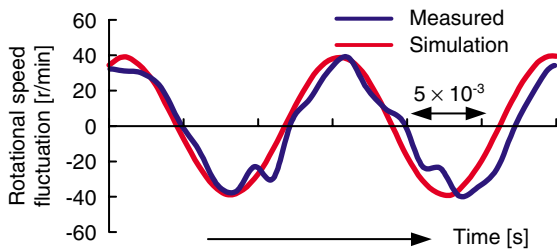


(b) Drivetrain model for simulation

Fig. 4 Simulation model for rotational speed fluctuation



(a) Engine rotational speed fluctuation



(b) Simulation result of input shaft rotational speed fluctuation

Fig. 5 Input wave and simulation result

ドライブシャフトの特性として、実測したねじり剛性と、実験式から算出した減衰量を用いた。

クラッチのねじり特性は、作動している状態の動ねじり特性を反映した。詳細は 3.2. で述べる。

入力として、Fig. 5(a) に示すようなエンジン回転速度変動の実測値を振幅としたエンジン燃焼一次の周波数で変動する正弦波により加振する。その結果、Fig. 5(b) に示すようなインプットシャフト回転速度変動が再現される。

$$I_1 \ddot{\theta}_{FW} + C_{DCL} (\dot{\theta}_{FW} - \dot{\theta}_{IS}) + K_1 (\theta_{FW} - \theta_{IS}) = 0 \quad (3)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_{IS} + C_{DCL} (\dot{\theta}_{IS} - \dot{\theta}_{FW}) + K_1 (\theta_{IS} - \theta_{FW}) + K_2 (\theta_{IS} - \theta_{CS}) = 0 \quad (4)$$

$$I_3 \ddot{\theta}_{CS} + K_2 (\theta_{CS} - \theta_{IS}) + K_3 (\theta_{CS} - \theta_{Diff}) = 0 \quad (5)$$

$$I_4 \ddot{\theta}_{Diff} + K_3 (\theta_{Diff} - \theta_{CS}) + C_{DS} (\dot{\theta}_{Diff} - \dot{\theta}_{WH}) + K_4 (\theta_{Diff} - \theta_{WH}) = 0 \quad (6)$$

$$I_5 \ddot{\theta}_{WH} + K_4 (\theta_{WH} - \theta_{Diff}) + C_{DS} (\dot{\theta}_{WH} - \dot{\theta}_{Diff}) = 0 \quad (7)$$

$$I_1 = I_E + I_{FW}$$

$$I_2 = I_{IS}$$

$$I_3 = I_{CS} / i^2$$

$$I_4 = I_{Diff} / i^2 / i_f^2$$

$$I_5 = (I_{WH} + I_V) / i^2 / i_f^2$$

$$1/K_1 = 1/K_{DCL} + 1/K_{IS}$$

$$1/K_2 = 1/K_{GS} + 1/K_{BS}$$

$$1/K_3 = 1/(K_{CS}/i^2) + 1/(K_{GF}/i^2)$$

$$1/K_4 = 1/(K_{Diff}/i^2 / i_f^2) + 1/(K_{DS}/i^2 / i_f^2)$$

ここで、

I_E : エンジン慣性モーメント

I_{FW} : フライホイール慣性モーメント

I_{IS} : インプットシャフト慣性モーメント

I_{CS} : カウンタシャフト慣性モーメント

I_{Diff} : デファレンシャル慣性モーメント

I_{WH} : タイヤホイール慣性モーメント

I_V : 車体等価慣性モーメント

K_{DCL} : クラッチ動バネ定数

K_{IS} : インプットシャフトねじり剛性

K_{GS} : ギヤかみ合い剛性

K_{BS} : シャフトたわみ剛性

K_{CS} : カウンタシャフトねじり剛性

K_{GF} : ファイナルギヤかみ合い剛性

K_{Diff} : デファレンシャルねじり剛性

C_{DCL} : クラッチ等価減衰量

C_{DS} : ドライブシャフト減衰量

i : 走行ギヤレシオ

i_f : ファイナルギヤレシオ

3.2. クラッチ動ねじり特性

シミュレーションでは、クラッチのねじり特性を作動している状態の動ねじり特性をとして反映した。クラッチ単体が回転している時の動ねじり特性と、回転していない静ねじり特性の例を Fig. 6 に示す。

動ねじり特性のヒステリシストルクは、遠心力によりトーションスプリングが外周側へ押しつけられることにより摩擦力が増大し、静ねじり特性よりも大きくなる。走行中のクラッチはヒステリシストルクの増加に加え、微小振幅角度かつエンジン燃焼一次の周期で振動しており、Fig. 7 のようなループ状で作動しているものと仮定できる。

Fig. 7 に示すループにおける走行状態のクラッチのバネ定数は、静バネ定数よりも高い動バネ定数 K_d により作動しているものと考え、式(8)のように定義した。静バネ定数はどのような状況においても一定の値であるのに対し、動バネ定数は、ヒステリシストルクと変動振幅角度により決定され、これらはそれぞれの回転速度、回転速度変動により変化するため、走行状態により連続的に変化する。

各回転速度におけるクラッチ単体の動ねじり特性を用いて、式(8)により算出した動バネ定数の特性例を Fig. 8 に示す。

ヒステリシストルクによる減衰量は、Fig. 7 のループに囲まれた面積から等価減衰量 C_{eq} として定義し⁽⁶⁾、式(9)のように算出した。この等価減衰量はヒステリシストルク、変動振幅角度およびエンジン燃焼による変動周波数により

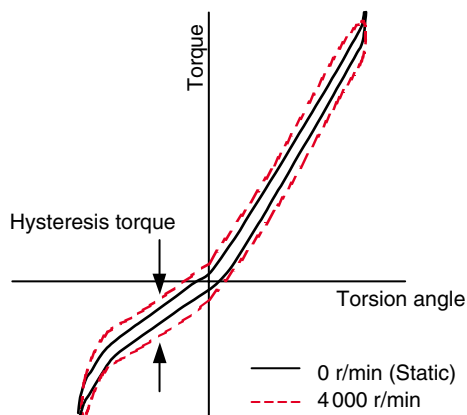


Fig. 6 Rotational characteristics of clutch at 4000 r/min

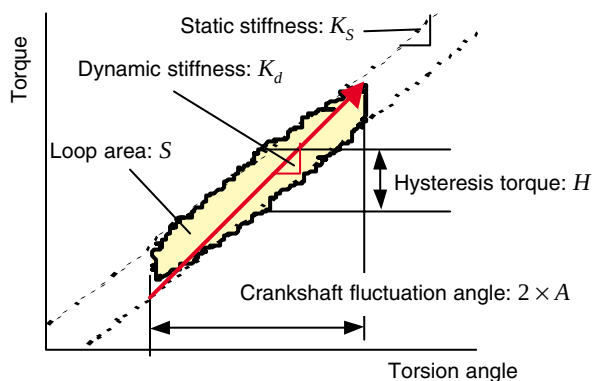


Fig. 7 Dynamic characteristics of clutch

決定されるため、動バネ定数と同様に、走行状態により連続して変動する。

動バネ定数と同様に、各回転速度におけるクラッチ単体の動ねじり特性を用いて、式(9)により算出した各回転速度における等価減衰量の特性例を Fig. 9 に示す。

Fig. 8, Fig. 9に示した動バネ定数および等価減衰量の特性を各エンジン回転速度、回転速度変動ならびに作動トルク領域毎に算出し、シミュレーション上にデータベース化した。シミュレーションでは、計算している各状態からこのデータベースより動バネ定数と等価減衰量を求め、Fig. 4(a)に示すシミュレーションモデルのクラッチ特性に値を代入し、連続的に特性が変化するようにした。

$$K_d = \frac{H + K_s \times 2 \times A}{2 \times A} \quad (8)$$

$$C_{eq} = \frac{S}{\pi \times \omega \times A^2} = \frac{H \times 2 \times A}{\pi \times 2\pi f \times A^2} \quad (9)$$

ここで、

- K_s : 静バネ定数
- H : ヒステリシストルク
- A : クランク変動角度
- f : 変動周波数
- S : ループ面積

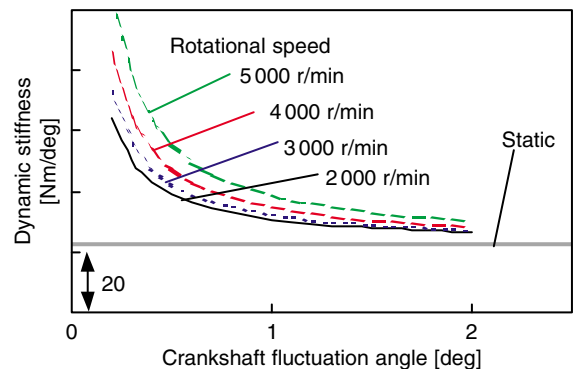


Fig. 8 Calculated results of dynamic stiffness of clutch

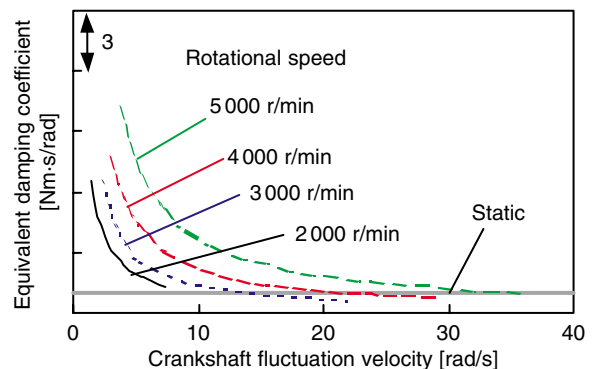


Fig. 9 Calculated results of dynamic damping of clutch

4. 解析事例

4.1. 実測値とシミュレーション結果の相関

1.4L 5速マニュアルトランスミッションの駆動系に対して本シミュレーションを実施し、インプットシャフト回転速度変動の実測値との比較をおこなった。

Fig. 10(a), (b) に、5速全開加速時と3速自然減速時のシミュレーション結果と実測値を示す。

5速全開加速時の場合、実測値でのインプットシャフト回転速度変動は、エンジン回転速度が2300r/min付近で駆動系ねじり共振によりエンジン回転速度変動に対して増幅しており、そのピーク値は40r/minである。シミュレーション結果では、駆動系ねじり共振によるピークが発生するエンジン回転速度および、そのピーク値ともに実測値と一致しており、相関が確認できる。

3速自然減速時の場合、実測値でのインプットシャフト回転速度変動は、エンジン回転速度が4000r/min付近で駆動系ねじり共振により増幅しており、この場合のシミュレーション結果も、実測値と同様の事象を再現していることが確認できる。

この結果から、構築したシミュレーションモデルにより、インプットシャフト回転速度変動が加速時、および減速時ともに実測した現象を精度良く再現できることが確認できる。

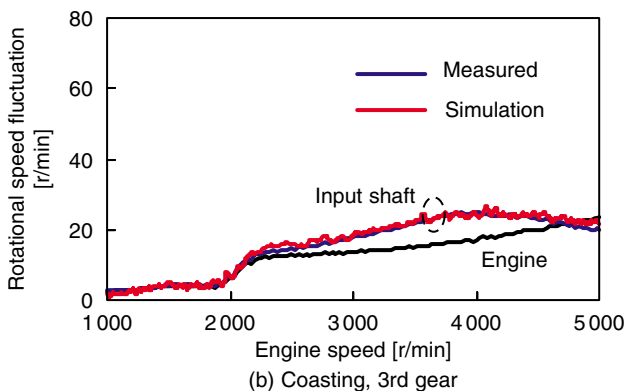
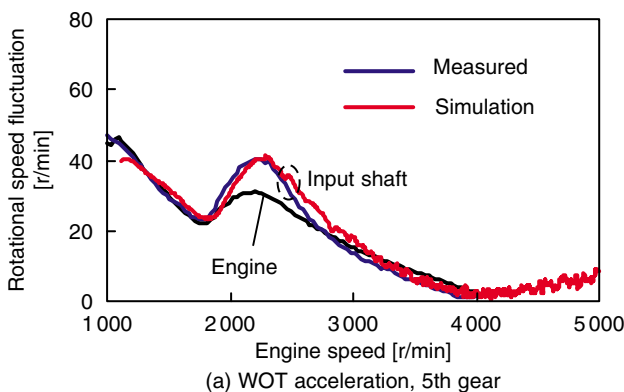


Fig. 10 Comparison of rotational speed fluctuation between measured results and simulation results at 1.4L 5MT

4.2. クラッチねじり特性の仕様検討

2.4L 6速マニュアルトランスミッションの駆動系開発において、クラッチのねじり特性の仕様検討をシミュレーションによっておこない、実車による確認結果と比較した。

Fig. 11に検討した二種類のクラッチの回転時ねじり特性を示す。加速側は2000r/min時、減速側は4000r/min時の特性をそれぞれ示している。加速側の静バネ定数はType1およびType2とも同じ特性で、回転時のヒステリシストルクはType1よりType2の方が大きい設定である。減速側の静バネ定数はType1が加速側と同じ、Type2はその半分であり、回転時のヒステリシストルクは、Type1よりType2の方が小さい設定である。

これらのクラッチねじり特性における5速全開加速時、および3速自然減速時のインプットシャフト回転速度変動のシミュレーション結果を Fig. 12(a), (b) に示す。

5速全開加速時の場合、Type1でのインプットシャフト回転速度変動は、エンジンの回転速度が1850r/min付近で駆動系ねじり共振によりピークが発生していることが確認でき、その時のピーク値は55r/minある。Type2ではType1に対し回転速度変動が抑制されており、ピークが確認されない。そのためType2の方が、歯打ち音に対して良好な特性であることが確認できる。

3速自然減速時の場合、Type1でのインプットシャフト回転速度変動は、エンジンの回転速度が4000r/min付近で駆動系ねじり共振によるピークが発生し、その時のピーク値は40r/minである。Type2では、Type1に対し回転速度変動が抑制されており、ピークが確認されない。そのため、5速全開加速時と同様に、Type2の方が歯打ち音に対して良好な特性である結果が得られた。

この二種類のクラッチを実車に搭載し、インプットシャフト回転速度変動の測定をおこなった結果を Fig. 13 に示す。

実測値とシミュレーション結果は、ほぼ同じ特性を示しており、Type2は実車でも回転速度変動および変動の抑制効果が得られていることを確認した。

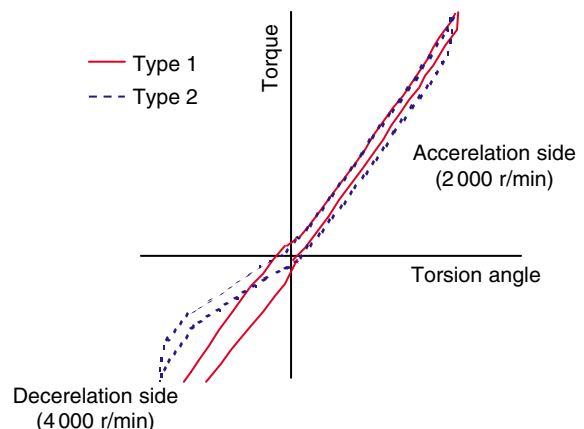


Fig. 11 Rotational speed characteristics of clutch for 2.4L 6MT

以上の結果から、構築したシミュレーションはクラッチねじり特性および駆動系の仕様を決定する際に必要な、インプットシャフト回転速度変動を精度良く予測できる有効な手段である事が確認された。

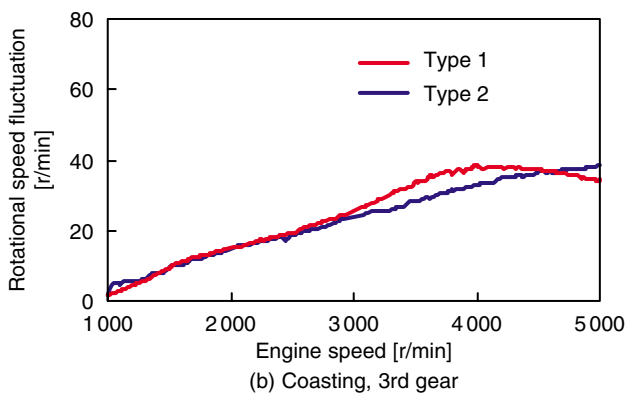
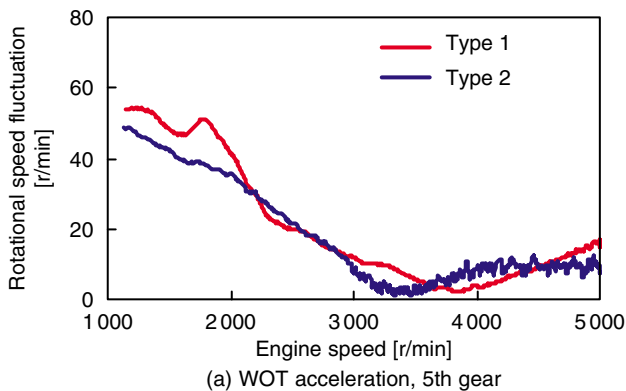


Fig. 12 Simulation results of input shaft rotational speed fluctuation at 2.4L 6MT

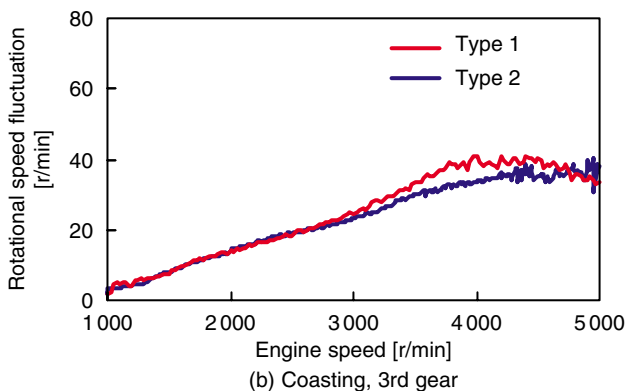
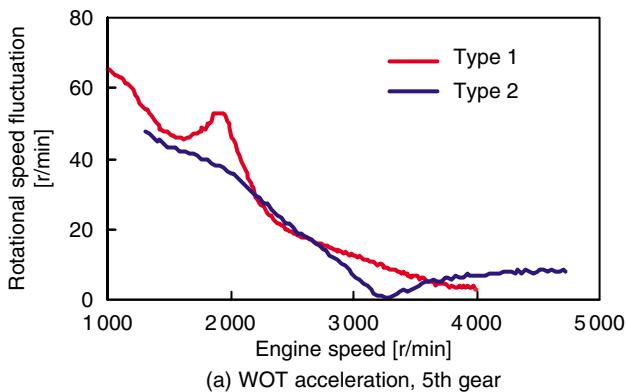


Fig. 13 Measurement results of input shaft rotational speed fluctuation at 2.4L 6MT

5. まとめ

MT車歯打ち音予測技術の研究により、以下の結果を得た。

- (1) 歯打ち音は、音圧の絶対値による騒がしさと、駆動系ねじり共振による目立ち易さにより評価することができ、これらはインプットシャフト回転速度変動により判定できることを明確にした。
- (2) 作動時のクラッチ動ねじり特性を動バネ定数と減衰量とで定義し、エンジン回転速度、回転速度変動ならびに作動トルク領域毎の特性を推定し、シミュレーションモデルに反映することにより、実測値のインプットシャフト回転速度変動を再現できることを可能とした。
- (3) 構築したシミュレーションを用いることにより、それぞれの駆動系において、インプットシャフト回転速度変動を抑制するクラッチねじり特性、駆動系の最適な仕様が検討できるようになった。

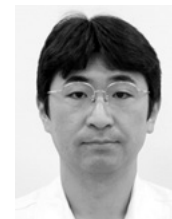
参考文献

- (1) 水谷一樹, 畑秀明: 剛性のがたとヒステリシスを有する軸系の非線形ねじり振動の解析, 機械力学・計測制御講演論文集, Vol.B, p497-500 (1995)
- (2) 道満泰典, 西川清也: 静粛化を支えるクラッチ周辺のNV対応技術, 自動車技術, Vol.54, No.4, p.34-40 (2000)
- (3) 八幡重太郎, 木塚智昭, 梅本修: 手動変速機のアイドル騒音の計算予測(第1報), 自動車技術会論文集, Vol.34, No.1, p.95-100 (2003)
- (4) 橋本博文, 山田勉, 高月清昭, 梅澤清彦: 大型トラックの駆動系ねじり振動に起因するこもり音改善, 自動車技術, Vol.47, No.6, p.50-54 (1993)
- (5) 澤津橋辰郎, 鈴木猛: 駆動系におけるギヤ歯打ちの解析, SUZUKI TECHNICAL REVIEW, Vol.18, p20-25 (1992)
- (6) 田中基八郎, 三枝省三: 減衰の特性と取扱い, 振動モデルとシミュレーション, 東京, 応用技術出版, 1984, p.130-142

■ 著 者 ■



花井 英二



三谷 眞一



中村 博政

小型二輪車用空冷エンジンの電子制御燃料噴射の制御システム

Control Device of Electronically Controlled Fuel Injection System of Air-cooled Engine for Small Motorcycle

玉 木 健 二*
Kenji TAMAKI

國 府 志 朗*
Shiro KOKUBU

赤 松 俊 二*
Shunji AKAMATSU

要 旨

ABSTRACT

従来の電子制御燃料噴射システムではバッテリー充電量が低いときは、キックスタータの作動で発電された電力がバッテリーを含むほかの電気負荷に流れて電圧降下を起こし制御システムが動作しないことがある。これを解決するために、リレー回路を用いて制御システム以外の電気負荷を切り離し、キック作動で発生するすべての電力を効率よく利用できる電源制御システムを ECU に組み込んだ。これによりバッテリーが完全放電でもキックスタータでエンジンの始動が可能になった。また空冷エンジンにおいてもエンジンオイル温度感知の最適設定により燃料噴射量、点火時期の補正精度が向上した制御システムを実現した。

In general, when an on board battery is low power, the electric power generated from an alternator by a kick-starter operation is consumed by all electrical loads including the battery. This causes a voltage drop. To eliminate the power shortage, an installed relay circuit opens all electric loads other than the fuel injection system. This allows the fuel injection system to use all electric power generated by the kick-starter. An electric power control system was incorporated into the ECU. The control system was realized that permits starting of an engine by using the kick-starter even when the battery is completely discharged. Also, by suitable sensing of engine oil temperature, the control system permits an efficient compensation of fuel injection quantity and ignition timing even in an air-cooled engine.

1. まえがき

近年、地球環境問題から世界各国で小型二輪車のエミッション規制が年々厳しくなっている。ヨーロッパでは、現在 Euro-2 規制が発効しており、2006 年にはさらに厳しい Euro-3 規制が予定されている。小型二輪車の主な市場であるアジアにおいても、中国では 2004 年に Euro-2 相当の規制の導入が予定され、さらに 2006 年に Euro-3 相当の規

制の導入が検討されている。タイにおいても、2004 年からさらに厳しい 5 次規制が予定されている。主要地域の二輪車エミッション規制値を Table 1 に示す。小型二輪車においても大型二輪車と同様のエミッション規制対応が求められるようになってきている。エミッションの低減手法として大型二輪車では、燃料噴射システムに O₂ センサを用いたフィードバック制御と触媒を組合せたシステムが広く用いられている。一方、小型二輪車ではキャブレタにエアインダ

Table 1 Motorcycle emission control in various countries

Country	Regulations	Period	Exhaust Emission (g/km)		
			CO	THC	NOx
Europe	Euro-2	2003 —	5.5	1.2	0.30
	Euro-3	2006 —	2.0	0.8	0.15
China	Current	— 2004	13.0	3.0	0.30
	Future	2004 —	5.5	1.2	0.30
Thailand	4th level	— 2003	4.5	3.0	
	5th level	2004 —	3.5	2.0	
Japan	Current	— 2006	13.0	2.0	0.30
	Future	2007 —	2.0	0.5	0.15

125cm³ - class motorcycles

クションおよび、触媒を組合せたシステムが主に用いられてきた。今後のさらに厳しいエミッション規制に小型二輪車を適応させるためには、空燃比をさらに高い精度で制御することができるシステムが必要であり、それには燃料噴射システムが現時点で最適である⁽¹⁾。そこで、排気量125cm³クラスの4ストローク単気筒の自然空冷エンジンを搭載した小型二輪車に電子制御燃料噴射システムを適用するための研究をおこなった。

本稿では、空冷エンジンを搭載した小型二輪車のキックスタータによる始動制御と、空燃比制御に適用した手法及びその成果について述べる。

2. 供試エンジンの概要

供試エンジンとして東南アジア地域で小型二輪車に数多く搭載されている125cm³クラスの4ストローク自然空冷単気筒エンジンを使用した。その主要諸元をTable 2、供試エンジンを搭載する小型二輪車の外観をFig. 1に示す。

3. 小型二輪車に燃料噴射システムを適用するための課題

二輪車に燃料噴射システムを用いることは四輪車のコンポーネントを大型二輪車に流用することから始まった⁽²⁾。

Table 2 Major specifications of test engine

Item	Specifications
Engine type	Air cooled 4-stroke single-cylinder
Bore × Stroke	52.4 × 57.9 mm
Displacement	124.8 cm ³
Compression ratio	9.3
Valve train	SOHC 2 valves
Valve diameter	IN 24, EX 21 mm
Clutch type	Automatic centrifugal
Transmission	4-speed constant mesh
Max. output	6.75kW/7 500 r/min.
Max. torque	9.74Nm/5 500 r/min.



Fig. 1 Overview of small motorcycle with test engine mounted

小型二輪車にそのシステムを導入するためにはコストの大幅な低減が課題であった。近年、ECUをスロットルボデーに取り付けたモジュール化技術を用いることで低コスト化した燃料噴射システムがヨーロッパ向けスクータに採用された⁽³⁾。しかし、空冷エンジンを搭載した小型二輪車にこの技術を採用するためには、次に述べる大きな二つの課題がある。

(1) セルスタータとキックスタータの併用使用対応

通常、セルスタータのみを装備した二輪車の場合、バッテリーが完全放電状態のとき、セルモータが回らないだけでなく燃料噴射システムの燃料ポンプも作動しないため、燃料供給ができず始動できない。しかし、キックスタータを装備したキャブレタシステムの場合、バッテリーが完全放電状態のときでも、キックスタータの作動で燃料供給は自動的におこなわれ、ACGにて発生する電力で点火システムが起動するので始動可能である。したがって、小型二輪車の場合、キャブレタシステムから燃料噴射システムに変更した場合でも、バッテリーが上がった状態でキックスタータで始動可能なシステムにする必要がある。

(2) システム制御に必要なエンジン油温の測定場所選定

燃料噴射を採用している二輪車の多くは水冷エンジンを搭載しており、燃料噴射の制御は冷却水温度を基におこなっている。自然空冷エンジンの場合、エンジン冷却後の空気温度は不安定であり測定することが難しいので、エンジンオイルの温度を測定することとした。しかし、潤滑を目的とするエンジンオイルはトランスミッションを含むエンジン全体を循環し、場所により温度が異なる。燃料噴射制御に適した温度測定場所を選定する必要がある。

4. 空冷エンジン用燃料噴射システムの概要

4.1. 燃料噴射量制御

採用した燃料噴射量コントロールシステムの構成図をFig. 2に示す。今回採用したモジュールは、吸入空気量を制御するスロットルボデーと、エンジンの運転状態を制御するECUを一体化している。このモジュールは、従来のキャブレタと同等のサイズになっている。Fig. 3にその外観と構成を示す。このモジュールにはスロットル開度、吸入負圧、吸入空気温度のセンサを内蔵し、外部からの入力としてオイル温度センサを装備している。エンジンオイル温度センサはシリンダのオイル戻り通路に設けた。ECUは燃料噴射量、噴射タイミング、点火時期の制御をおこなう。燃料供給は、燃料タンク内に省電力型燃料ポンプを設置し、インジェクタに燃料を圧送することでおこなう。燃料供給圧力は、250kPaに設定した。燃料供給システムの配置をFig. 4に示す。

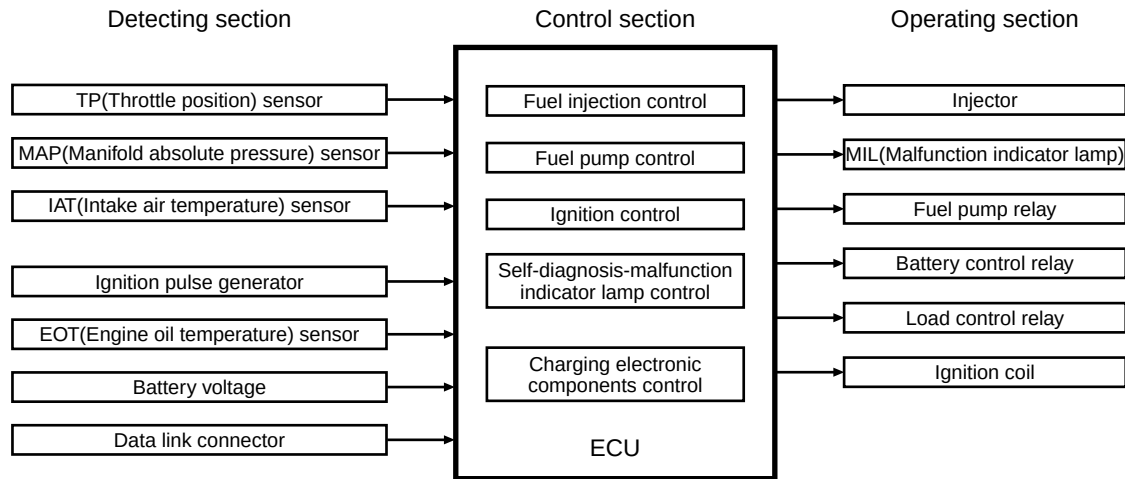


Fig. 2 Configuration diagram of fuel injection volume control system

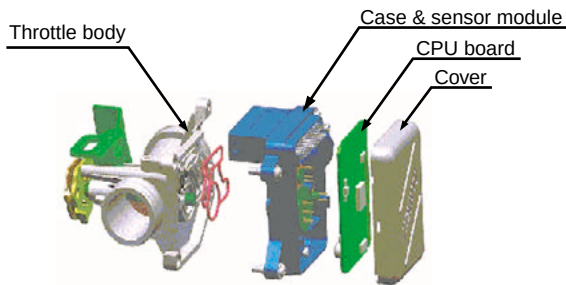


Fig. 3 Overview of module and components

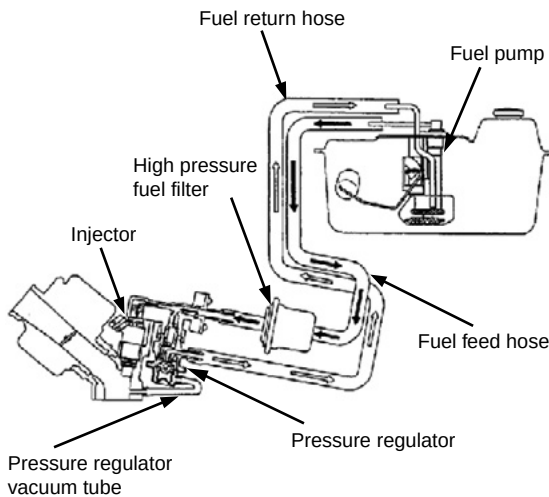


Fig. 4 Layout of fuel supply system

4.2. 電源供給回路

電源供給用に燃料噴射システムの電気負荷に最適な出力増加を施した交流発電機(以下、ACG という)を搭載した。電源供給回路には、Fig. 5に示すようにレギュレータ内部に ACG 出力を蓄えられるコンデンサを追加した。ECU で制御されるリレー(バッテリーコントロールリレー・ロードコントロールリレー)はバッテリーと電気負荷を ACG から切り離す役割を果たす。

5. 燃料噴射システム

5.1. キック始動時の電源制御

通常、燃料噴射システムを用いたエンジンの始動には、バッテリーに蓄えられた電力によって ECU、燃料ポンプ、インジェクタを駆動して燃料を供給するとともに、イグニッションコイルに通電して点火をおこなう。バッテリーが放電状態、又は寿命により電力を供給できなくなり燃料噴射システムを起動させることができない場合にエンジンを始動させるためには、キックスタータにより ACG で発電された電力を ECU、燃料ポンプ、インジェクタ、イグニッションコイルに供給する必要がある。しかし、Fig. 6に示すように、従来の回路ではキック始動時に発電された電力がバッテリーの充電に使用されたり、他の電気負荷に使用されるため、電圧が低下し ECU を起動することができない。

したがって、本システムではイグニッション SW を ON にしたときバッテリー電圧で ECU が起動したときは、起動した ECU でバッテリーの電圧を検出し、バッテリー電圧が 6-9V の場合に、ECU は起動できるが燃料供給と点火性能を満足できないと判断しバッテリー及び燃料噴射システム以外の電気負荷を Fig. 7 に示すように ACG からリレーによって切り離すこととした。そのときのフローチャートを Fig. 8 に示す。

また、ACG の発電電力によって ECU が起動したときはバッテリー電圧が 6V 以下と判断できるため、前述と同じくリレーによってバッテリー及び電気負荷を切り離すこととした。また燃料噴射システム起動中にイグニッションコイルやインジェクタに一時的に多くの電流が流れると一時的に ACG 出力電圧が低下し ECU が起動を停止してしまうため、レギュレータに内蔵したコンデンサに蓄えた電力によって電圧低下を防止する。以上のような電源制御システムとすることで、Fig. 9に示すように、バッテリーが機能しないときでもキャブレタ装着エンジンと変わらないキックスタータ

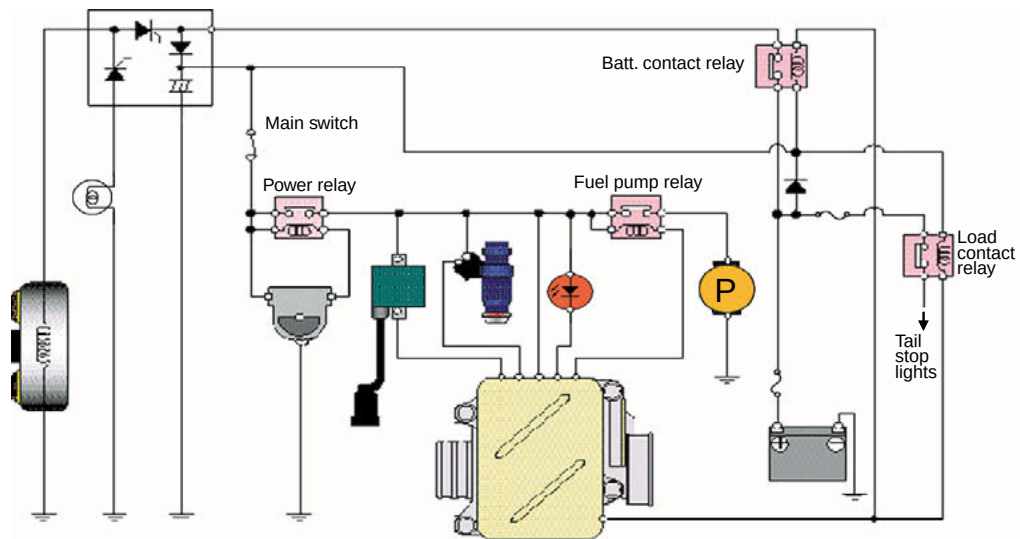


Fig. 5 Power source circuit at normal operation with full charged battery

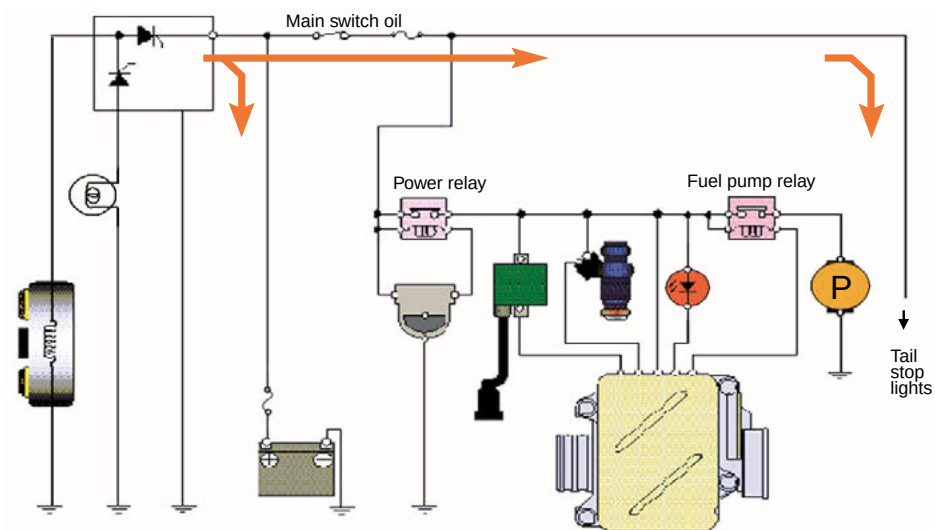


Fig. 6 Usual circuit

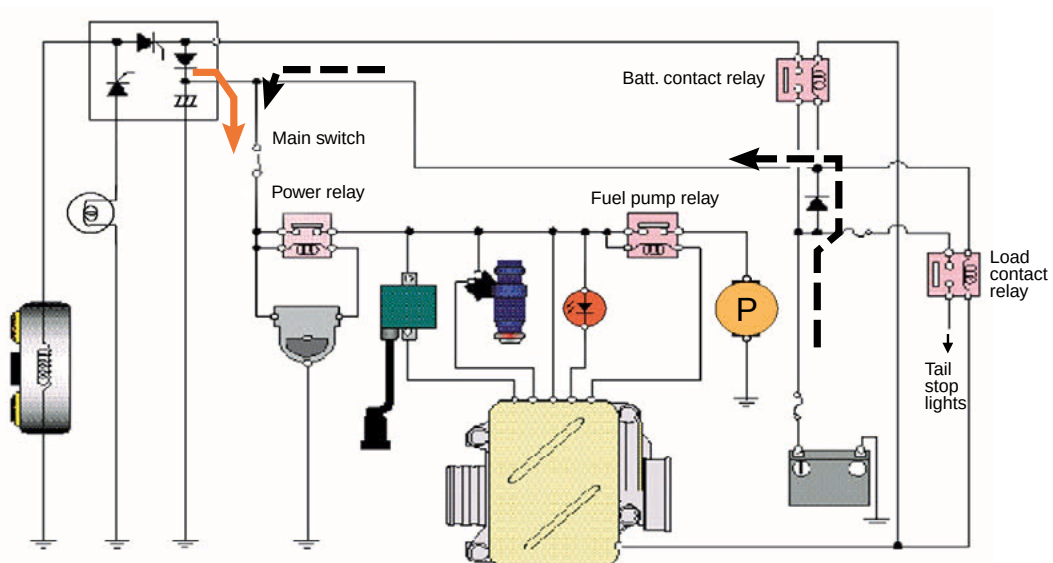


Fig. 7 Cut off of electrical load at kick starting under battery down

による始動性を確保することができた。なお、エンジン始動後及びバッテリーが正常状態のときにはリレーを接続し、バッテリー及び電気負荷に ACG の発電電力が供給されるように制御している。

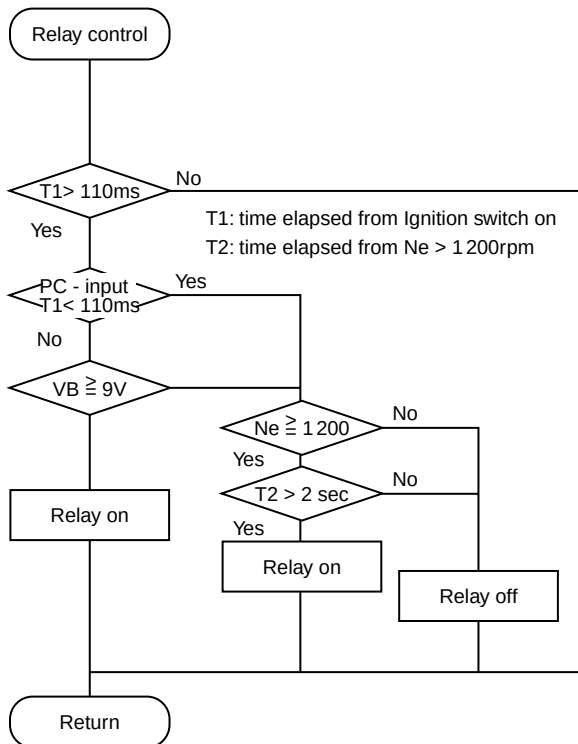


Fig. 8 Flow chart

5.2. 油温制御

ECUが空燃比と点火時期を適切に制御するためにはエンジンの暖機状態を把握できるセンサ出力が必要である。水冷エンジンの場合、ウォータージャケットを流れる冷却水の温度が制御に用いられる。サーモスタットが循環流量を調整し温度を一定条件に安定させる役割を担う。水冷エンジンのセンサ配置の例を Fig. 10 に示す。自然空冷エンジンの場合、冷却媒体は空気であり、エンジン冷却後の空気温度を測定することは難しい。そこで、エンジンオイルの温度を使用することとした。供試エンジンのオイル経路を Fig. 11 に示す。オイルポンプによって送り出されたオイルは、クランクとシリンダヘッドの2方向へ分かれる。シリンダヘッドに向かうオイルは、シリンダを経てカムシャフトとバルブを潤滑したのちヘッドに接触し、シリンダに設けられた通路に集められオイルパンに到達する。シリンダと燃焼室近傍の熱を吸収しながら循環するという観点で空冷エンジンのオイルは水冷エンジンの冷却水と同様の経路を持っている。したがって、オイルパンへの戻り通路のオイル温度は、水冷エンジンの冷却水と同様にエンジン暖機状態を代表すると考えた。実測によって、オイル温度がエンジンの暖機状態と相関しているかを確認した。タイの排気エミッション測定モード走行におけるオイル温度の上昇特性を Fig. 12 に示す。

室温25℃からの冷機始動では、エンジンの暖機には、約200秒かかる。オイルパンのオイル温度の上昇開始は遅く、エンジン始動直後は変化しない。また、200秒後で約10℃

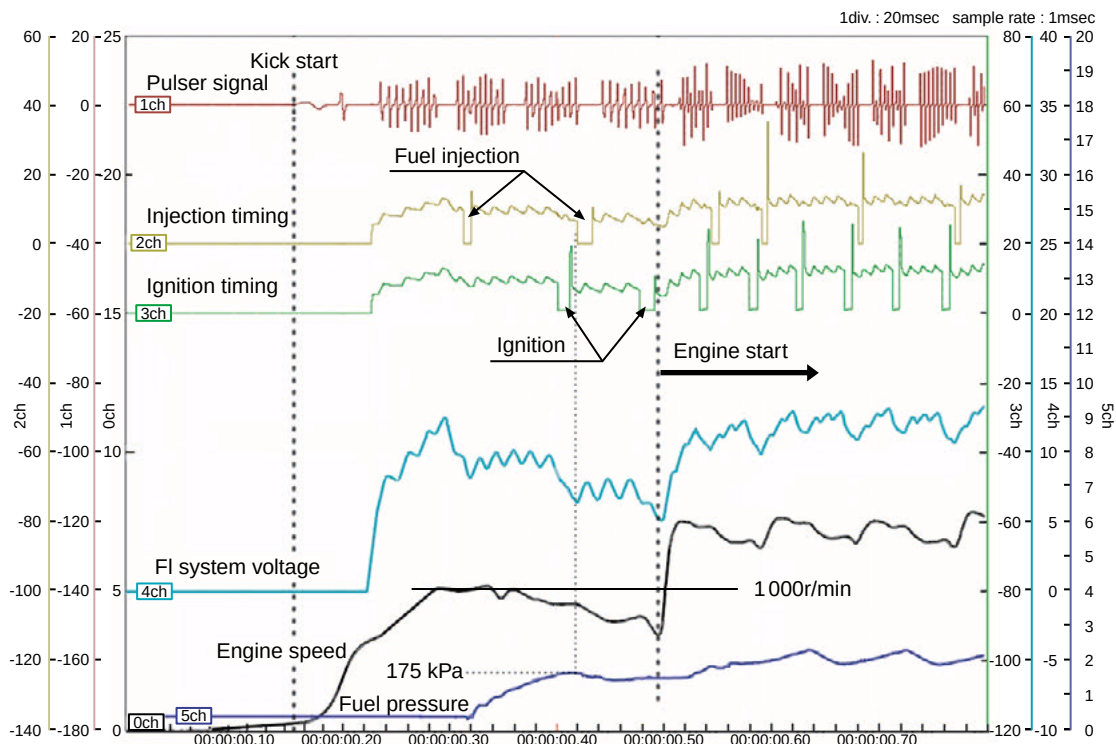


Fig. 9 Measurement data at engine start

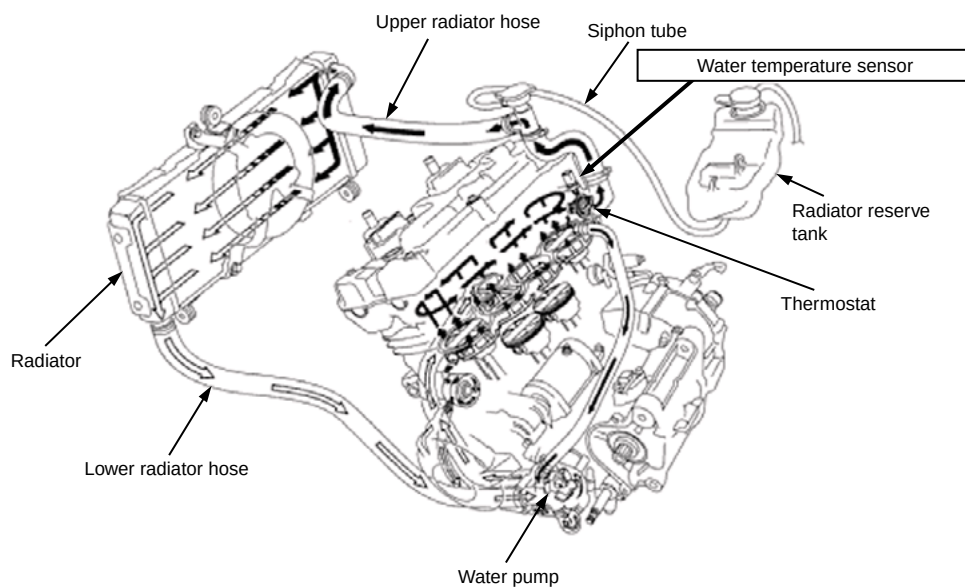


Fig. 10 Water temperature sensor of water cooled engine

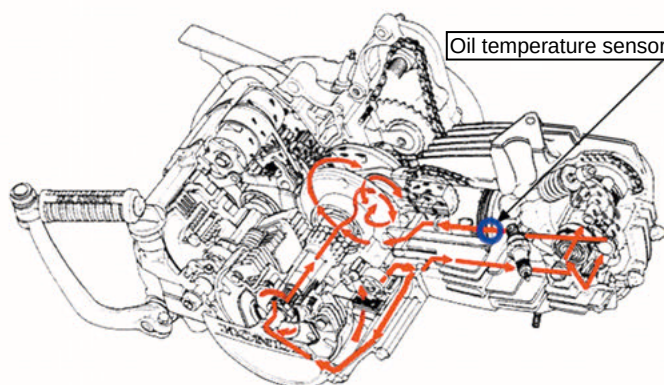


Fig. 11 Layout of oil supply system

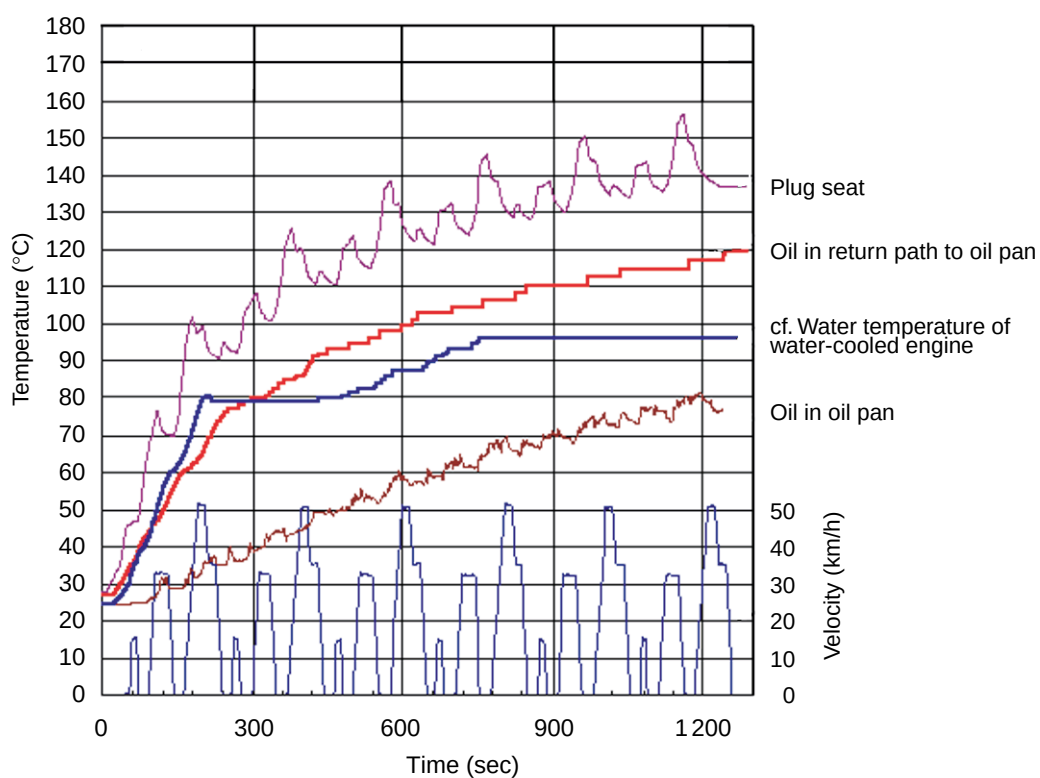


Fig. 12 Rise of temperature in exhaust emission measurement mode of Thailand

の上昇しかない。したがって、ほとんど変化しない温度で暖機状態を判定することは難しい。200秒後には暖機完了状態にあるため燃焼室近傍の温度と相関性が低い。それに対して、オイルパンへの戻り通路のオイル温度は上昇開始が速く、その上昇幅も大きい。200秒後で約35℃上昇する。シリンダとシリンダヘッドを通過する間に、熱を直接受けて温度が上昇するからである。したがって、燃焼室近傍の温度と相関性が高いといえる。そこで、シリンダのオイルの戻り通路にオイル温度センサを設置し、エンジンオイル温度のセンサ出力を制御に用いることとした。このエンジンオイル温度のセンサ出力により暖機状態に適応した燃料噴射の制御が可能となった。

5.2.1. 油温制御の実態

供試車両はフロントタイヤの後方にシリンダヘッドが水平状態で搭載されている。したがって、雨天や水溜りなどを走行する場合、前輪の巻上げた水がエンジンに直接かかり、エンジンを冷却する。水の温度は外気温度に近く、その温度はエンジンにとって低温であり、水の熱伝導性は空気に比べ大きいので、エンジン全体の温度は大幅に低下する。水冷エンジンのサーモスタットのような温度調整機能を持たない自然空冷エンジンでは、一度暖機が完了してもウェットコンディションで再び暖機前の状態に戻ってしまうことがある。その結果、燃焼室まわりの温度も低下し、燃料噴射量の補正が必要となる。開発した制御システムはこのように効果を発揮する燃料噴射補正機能を有する。

6. 燃料噴射システムの効果

燃料噴射システムを搭載した供試車両は、空燃比制御の精度向上により、排ガスエミッションをタイの4次規制の40%レベルまで低減した。Fig. 13に排ガスエミッションの結果を示す。エアインダクションのみを用いた結果であり、O₂フィードバック制御と触媒は使用していない。バッテリーが完全放電状態でも、キックスタータによりエンジン始動が可能である。Fig. 14に始動性のテスト結果を示す。

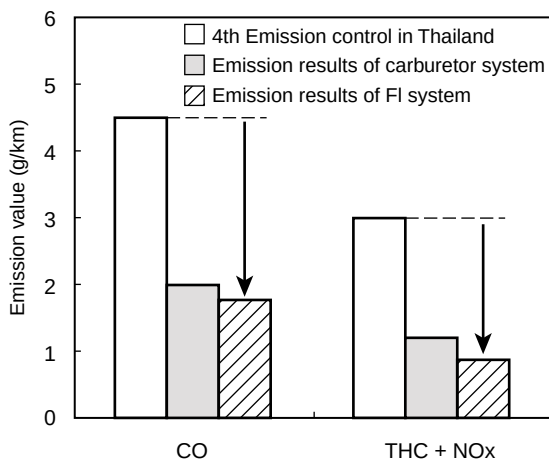


Fig. 13 Results of exhaust gas emission

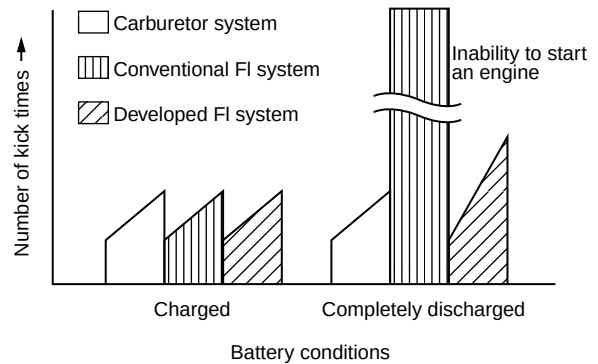


Fig. 14 Startability

7. まとめ

- (1) バッテリーが完全放電でもキックスタータでエンジンを始動できる電子式燃料噴射制御システムを実現した。
- (2) エンジンオイル温度感知により空冷エンジンにおいても燃料噴射量、点火時期補正が可能な制御システムを実現した。
- (3) 本電子制御システムを採用することで、従来の小型空冷エンジンの構成をほとんど変更することなく燃料噴射システムを適用することを可能とした。

本技術を採用することにより、アジア市場で多数を占める小型二輪車の排ガスエミッションの更なる低減への寄与が期待される。

参考文献

- (1) Akamatsu S., et al.: Research for Reducing Exhaust Emission of 4-Stroke Engines for Small Motorcycles, Safety Environment Future - International Motorcycle Conference (Organized by Institute for Motorcycle Safety), Munich, Germany(2000)
- (2) Abe M., et al.: Exhaust Emission Reduction for the VFR800FI, Safety Environment Future - International Motorcycle Conference (Organized by Institute for Motorcycle Safety), Munich, Germany(1997)
- (3) Shimada N., et al.: Development of an ECU Integrated Throttle Body System Module for Compact Fuel Injection System Used in Small Motorcycles and Scooters, the 12th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bangkok, Thailand(2003)

■著 者■



玉木 健二



國府 志朗



赤松 俊二

脱 PVC マスチックシーラーの開発

Development of PVC-free Mastic Sealer

石 本 卓 士*
Takuji ISHIMOTO

川 下 廣 一*
Hiroichi KAWASHITA

奥 井 一 之*
Kazuyuki OKUI

要 旨

ABSTRACT

環境リサイクル対応材料として、PVC を含まないマスチックシーラーを開発した。PVC 樹脂の代替にあたり、可塑剤との適合性からコアシェル構造アクリル樹脂を適用した。PVC 樹脂からアクリル樹脂への等量での代替では十分な力学的特性が得られないため、合成ゴム成分の変更による強度向上を試みた。その結果、引き裂き強度の高い SBR 系合成ゴムを添加することにより、マスチックシーラーの高強度化ができる事がわかった。また、流動性、液汚染性の向上のために、炭酸カルシウム中の 42% を表面処理炭酸カルシウムへ変更、及び無機系加硫助剤の配合の検討をおこない、現行マスチックシーラーと同等性能が得られる事がわかった。将来、ボデー鋼板のアルミ化が進むなかで、マスチックシーラーにはアルミ材料に対する接着性が求められている。本開発にあたっては、プレス油への適応性に注目し、分子量 170 の希釈剤を用いることにより、アルミへの接着性を向上させることができた。これらの配合検討の結果、従来の PVC 系マスチックシーラーに対して約 30% の低コスト化を達成した、鉄／アルミ両用の低コストシーラーを開発することができた。

A PVC-free mastic sealer has been developed as a recyclable, environmental friendly material. Core-shell structure type acrylic resin was selected to replace PVC resin for its compatibility with the plasticizer in the formulation. The required mechanical properties could not be achieved by simple replacement of the PVC resin with the equivalent amount of acrylic resin. Therefore, we investigated a change in the synthetic rubber component of the sealer to increase strength. As a result, we found that the addition of an SBR rubber with high tearing strength provided the mastic sealer with high strength and high elasticity properties. The fluidity and contamination properties were improved by changing 42% of the calcium carbonate to a surface-treated calcium carbonate and using an inorganic vulcanization catalyst. This provided the PVC-free mastic sealer with the same performance properties as the conventional mastic sealer. Improving the adhesion to aluminum was required due to the increasing application of aluminum for automobile body panels. We focused on the adhesion performance of the sealer to the aluminum stamping oil in the development. Improved adhesion properties to the aluminum was achieved with a solvent that had a low molecular weight of 170. As a result of the formulation study, we achieved a PVC free mastic sealer of approximately 30% lower in cost than the conventional PVC sealer, which can be used on both aluminum and steel body panels.

1. まえがき

日本国内においては自動車リサイクル法が制定され、各自動車メーカーでも、環境負荷を低減する技術開発や、リサイクル時の負担の少ない材料を用いた自動車設計が要求されており、自動車リサイクルに対する取り組みがより一層必要となってきた⁽¹⁾。従来、自動車のリサイクルにおいては、廃車工程において可能な限りの部品を分解し、各部品のリユースや、金属・樹脂等の素材を再生することにより原材料に戻すマテリアルリサイクルが中心に展開されており⁽²⁾、

その実行率は 85%程度である。しかし、2015 年での EU/日本での規制であるリサイクル実行率を 95%まで上げていくためには、シュレッターダスト(以下 ASR)の焼却によるエネルギーリサイクルが必要となってくる。ASRには金属、樹脂、ゴム等が主成分として含まれ、ボデー用の接着剤、シーラー類もこの中に含まれる。ボデー用シーラーであるマスチックシーラーには、従来ポリ塩化ビニル(以下 PVC)が使われてきた。しかし、ASR を焼却する際に、ASR 中に含まれる PVC によるダイオキシンの発生や塩素ガスによる焼却設備の腐食が問題となる⁽³⁾。そこで、ASR 中の塩素濃

*栃木研究所

度をできる限り低減するために、PVCの削減が求められている。

マスチックシーラーには低強度タイプと高強度タイプがあり、部位によって外板剛性と外板ひずみの要件から使い分けられている。低強度タイプは NBR 系ゴム材のスポットシーラーで代替が可能である。しかし、高強度タイプは新たに開発が必要である。

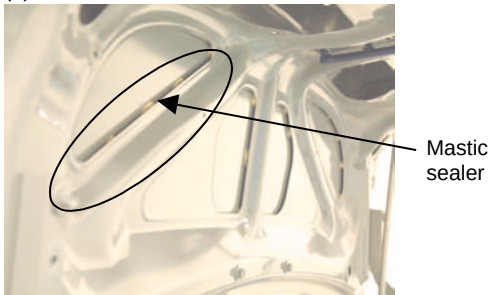
2. 開発のねらい

マスチックシーラーは主にドア、トランク、フード、ルーフ等のスキン材とスチフナの間に塗布され、化成区のオープンで焼き付けることにより硬化し、スキンとスチフナの干渉の防止、スキンパネルの外板剛性(面剛性)の確保のために適用されている。高強度タイプのマスチックシーラーは特に外板剛性が必要とされる場合に用いられている(Fig. 1)。従来の高強度タイプマスチックシーラーのせん断強度はおよそ0.7・0.8MPa程度であり、その強度をPVC成分により発現している。脱PVC材の開発にあたり、マスチックシーラーの高強度化にポイントを置き、せん断強

(a) Applied parts



(b) Trunk



(c) Door

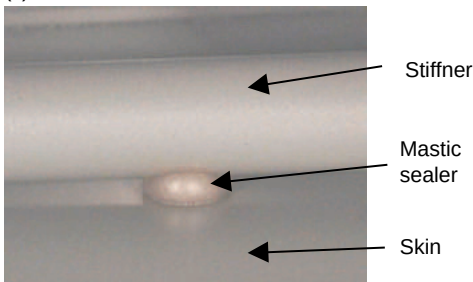


Fig. 1 Examples of application of mastic sealer

Table 1 Main ingredients of mastic sealer

Main ingredients	Form	Role
Rubber	SBR/NBR	Elongation; Modulus
Vulcanization aid	Organic	Vulcanization for rubber
Resin	PVC	Strength
Filler	CaCo3	Workability
Plasticizer	DINP	PVC plasticizer; Viscosity adjustment
Solvent	High molecular weight	Viscosity adjustment

度の目標値を 0.8MPa とした。

また、軽量化のためにフードなどにアルミ部品の適用が広がっている。アルミは難接着性のため、従来の廉価な鉄用マスチックシーラーが適用できなかった。そこで脱PVCマスチックシーラーの開発においては低コストでアルミへの接着性を確保した鉄/アルミ両用シーラーとすることを目標とした。

PVC樹脂は低コストであり、強度、接着性等の物性に優れている。PVC樹脂の代替をおこなうにあたり、これらの物性を維持するために、樹脂以外の成分も同時に変更し、現行PVC材料同等性能で同等以下のコストを目標とした。

高強度、高弾性脱PVCマスチックシーラーの開発にあたり、下記の点にポイントをおいた。

- (1) 脱PVC化高強度配合技術
- (2) アルミへの適合性
- (3) 低コスト化

3. 材料配合

3.1. PVCの置換と高物性化

Table 1に現行のマスチックシーラーの主成分とその役割を示す。

従来、マスチックシーラー用可塑性材としてジ・イソノニルフタレート(以下DINP)が使われている。DINPは汎用可塑性材であり配合量も多く、低コストであることから、開発シーラーにおいても、可塑性材はDINPを用いる事とした。

マスチックシーラーの脱PVC化にあたり、マスチックシーラーの性能要件を満たすように以下の配合検討をおこなった。

3.1.1. PVC代替樹脂の選定

樹脂選定にあたり、アクリル樹脂を選定した。アクリル樹脂は、汎用可塑性剤であるDINPとの親和性が良好であるため、PVC樹脂の代替樹脂としては適当である。高強度タイプのマスチックシーラー中のPVC樹脂配合量はおよそ10%であるため、アクリル樹脂配合量を等量での代替を試みた。Fig. 2に、汎用的なアクリル樹脂であるポリブチルメタクリレート(以下PBUtMA)を、PVCの代替として等量添加

したシーラーの粘度変化率を示す。粘度変化率は、初期の粘度に対する貯蔵放置後(40℃, 168 時間)の粘度の増加率である。この結果より、単純な P BuMA への変更をおこなうと、貯蔵安定性が悪くなる事がわかる。そこで、DINP との安定性に優れたポリメチルメタクリレート(PMMA)をシェルとして外郭に用い、汎用アクリル樹脂である P BuMA をコアとし、コアシェル構造のアクリル樹脂の配合を検討した。Fig. 2 に示すように目標の貯蔵安定性を確保できた。これら結果から、樹脂配合としてはコアシェル構造のアクリル樹脂を用いる事とした。

コアシェル構造アクリル樹脂を PVC 樹脂と等量添加した時のせん断強度を Fig. 3 に示す。コアシェル構造アクリル樹脂への等量での代替をおこなった場合、せん断強度が低下してしまう事がわかる。そこで、コアシェル構造アクリル樹脂の添加量はPVC樹脂と等量の配合量とし、強度を他の配合で調整する事とした。

3.1.2. 合成ゴムの配合

ゴム成分での力学的特性の向上を試みた。

ゴム成分としては、従来 NBR/SBR 系合成ゴムコンパウンドが使われてきた。NBR は極性が高いため、極性の高い PVC 樹脂との組合せに適していたが、極性の低いアクリル樹脂と同時に用いると相分離が起こってしまい、Fig. 3 で示

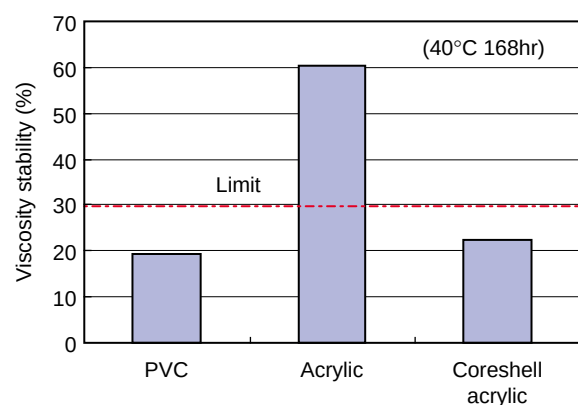


Fig. 2 Influence of different resins on viscosity stability

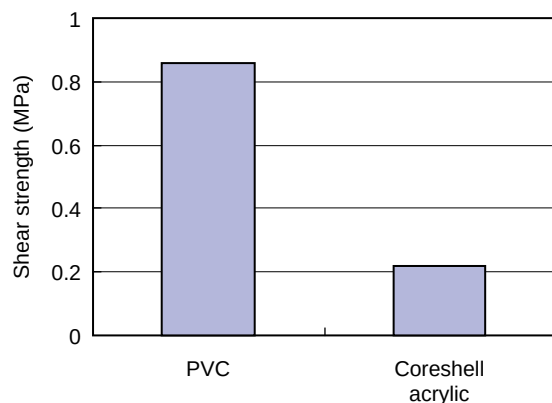


Fig. 3 Influence of different resins on share strength

Table 2 Properties of rubber compound

Grade (strength)	Low	Middle	High
Tearing strength (kN/m)	45	65	75
Hardness (JISA)	65	80	90

すように強度低下が起こってしまう。そこで極性の低いゴムコンパウンドである SBR 系合成ゴムコンパウンドを用いた。SBR 系合成ゴムコンパウンドには強度、硬さ等の力学的特性の違うグレードがあり、合成ゴムコンパウンドの強度グレードを変化させた時にマスチックシーラーのせん断強度がどのように変化するかを調べた。Table 2 に今回検討した合成ゴムコンパウンドの引き裂き強度と硬さを示す。

Fig. 4 に、合成ゴムコンパウンドの引き裂き強度とマスチックシーラーに配合した場合のせん断強度の関係を示す。

SBR 系合成ゴムコンパウンドの引き裂き強度とマスチックシーラーのせん断強度には相関があり、引き裂き強度 75kN/m 以上の SBR 系合成ゴムコンパウンドを配合することにより、目標値のせん断強度が得られることがわかった。また、ゴム配合量も減少させる事が可能となった。SBR 系合成ゴムコンパウンドは低コストなため、せん断強度等の力学的特性を廉価に向上させることができる。

これらの結果より、可塑剤を DINP、PVC 代替樹脂としてコアシェル構造のアクリル樹脂、ゴム成分として高強度タイプの SBR 系合成ゴムコンパウンドの配合を選定した。

3.1.3. 化成ライン液汚染性

SBR 系合成ゴムコンパウンドは、焼付け時にゴムを十分に架橋させる事により高強度を得るため、加硫助剤を増量させる必要があった。加硫助剤を増量する事により、前処理工程でのアルカリ脱脂液の汚染が生じた。

塗装ラインでの前処理工程では、焼付け硬化前のマスチックシーラーが前処理液中を流動するため、抽出物による液汚染性の配慮が必要である。前処理のなかでも、特にア

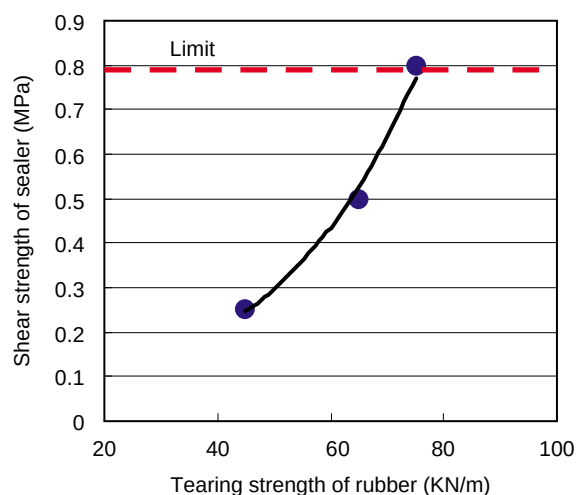


Fig. 4 Relationship of tearing strength of rubber compound and strength of sealer

ルカリ脱脂液については、液汚染性に敏感であり、配合によっては液が黄変する問題があった。そこで各配合成分を45℃の脱脂液に2分間浸漬し、その液変化を調べた。Fig. 5に加硫助剤をアルカリ脱脂液に浸漬した場合の色変化とその加硫助剤を配合したマスチックシーラーをアルカリ脱脂液に浸漬した結果を示す。従来から一般的に使われている加硫助剤は有機系の加硫助剤が用いられていた。加硫助剤成分のみの浸漬テストにより、有機系の加硫助剤がアルカリ脱脂液に溶出し、黄変している事がわかった。そこで、アルカリ脱脂液に溶解してしまう有機系の加硫助剤から、より化学的に安定な無機系の加硫助剤に変更することにより、脱脂液の黄変をなくす配合を見出した。

3.1.4. 表面処理炭酸カルシウムの配合

高強度合成ゴムコンパウンドを用いることにより、合成ゴムコンパウンドの配合量を減少させても十分な強度が得られた。しかし、コンパウンド量の低下によりシーラー全体での液体成分の配合量が増加した。このため、焼付け時に雰囲気温度が高くなると流動性(垂れ性)が大きくなることがわかった。シーラー全体の液体成分の割合が多くなり、温度上昇による粘度の低下に敏感になったため、垂れが発生したと考えられる。そこで粘度調整の目的に配合している炭酸カルシウムの変更による改良を試みた。炭酸カルシウムはマスチックシーラーペースト中に固形分として粒子状態で配合される。液体成分の中に固形分を添加する事により、シーラーとしての粘度を高粘度化することができる。炭酸カルシウムの表面状態、すなわち粒径や表面官能基を変化させることによりシーラー内部での分子間力を上げ、より高粘度化できる事が知られている。本開発においては、従来の炭酸カルシウムの一部を有機酸で表面処理した炭酸カルシウムに置換することにより液体成分との分子間力を向上し高温での粘度を上げることで、シーラーとしての流動性の改良をおこなった。

	Conventional	Newly developed
Vulcanization aid only	Organic vulcanization aid 	Inorganic vulcanization aid 
Mastic sealer	Mastic sealer with organic vulcanization aid 	Mastic sealer with inorganic vulcanization aid 

Fig. 5 Pretreatment test

流動性の評価は ASTM D2202 に従い、その結果を Fig. 6 に示す。

高強度合成ゴムコンパウンドを表面処理していない従来の炭酸カルシウムとの組み合わせで使用すると8 mmの垂れを生じる。全炭酸カルシウム中の表面処理炭酸カルシウムの割合を42%に増やすことにより垂れ量を0 mmにすることができ、従来のマスチックシーラーと同等の作業性が得られることがわかった。

この結果より、表面処理炭酸カルシウムを42%添加した充填剤の配合を決定した。

3.2. 接着性

上記により決定した仕様で配合したマスチックシーラーの鋼板への接着性を確認した。Fig. 7にせん断試験結果を示す。SPCC材、GA材ともに凝集破壊となり十分な接着性が得られた。

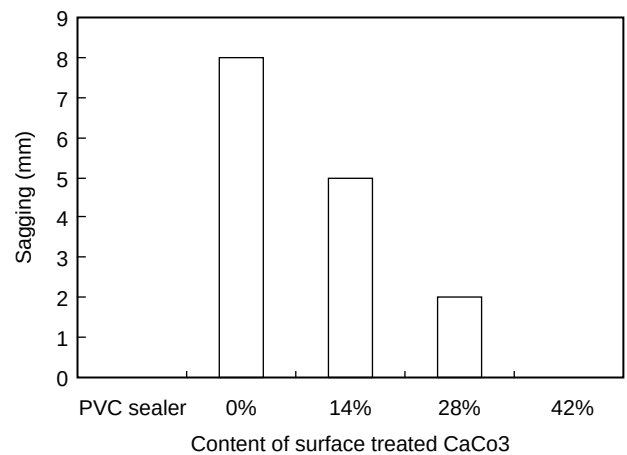


Fig. 6 Influence of surface treatment CaCO₃

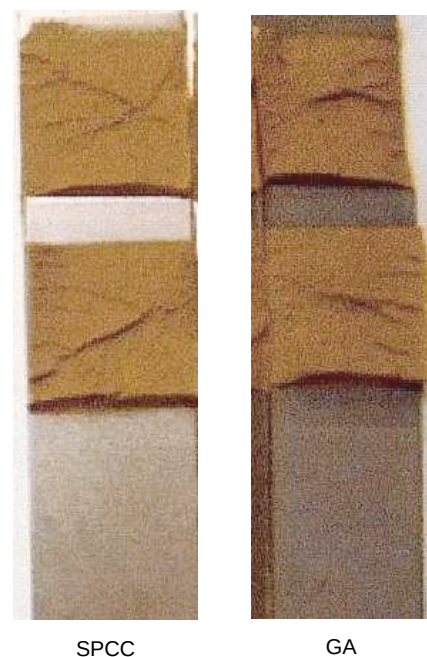
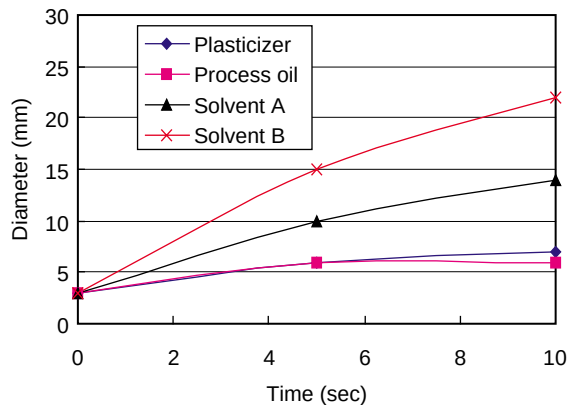


Fig. 7 Shear strength test for steel

4. アルミへの適合性

溶接区で用いられるシーラー類は、油面上で用いられる。従来マスチックシーラーは鋼板表面のプレス油を吸収して内部に取り込む事により、シーラー内の接着成分が素材表面と接触し、十分な接着性が得られるように設計されている。アルミ素地は鋼板とは異なるプレス油が用いられるため、鋼板用で開発されたマスチックシーラーでは、プレス油の吸油が十分におこなわれないため、接着性が得られない。そこで、脱PVCマスチックシーラーの開発においては、アルミ表面に塗布されているプレス油の吸油による接着性の



		Plasticizer	Process oil	Solvent	
Drop diameter (mm)	5sec	6	6	A	B
	10sec	7	6	14	22
Molecular weight		400	500	250	170
Adhesion to Al		No good	No good	No good	OK

Fig. 8 Wettability test



A5000 series A6000 series

Fig. 9 Shear strength test for Al

Table 3 Ingredients

	PVC	PVC-free
Rubber	SBR/NBR	High strength SBR
Resin	PVC	Acrylic
Filler	CaCo3	Surface treated CaCo3
Plasticizer	DINP	DINP
Vulcanization aid	Organic	Inorganic
Solvent	High molecular weight	Low molecular weight

Table 4 Properties

	Conventional	Newly developed
Hardness	27	27
Shear strength (MPa)	0.69	0.8
Elongation (%)	210	160
Density	1.41	1.4
Stability (40°C, 168hr)	○	○
Workability (170°C cure)	○	○
Adhesiveness (Fe)	○	○
Adhesiveness (Al)	×	○

向上を狙いとした。まず、マスチックシーラーの液体配合成分のプレス油との濡れ性を向上する事により、シーラーへの吸収量を多くする検討をおこなった。マスチックシーラーに従来から配合されている一般的な液体成分である可塑材、プロセスオイル、希釈剤の濡れ性を調べた。測定方法は、プレス油を塗布したアルミ板上に各種配合液成分を滴下し、5秒後、10秒後の広がり測定した。結果を Fig. 8 に示す。

分子量の高い可塑材やプロセスオイルに比較して希釈剤の濡れ性が良く、更に分子量の低い希釈剤の濡れ性が良い事がわかる。この結果から、プレス油との濡れ性の良い分子量の低い希釈剤を用いる事により、シーラー内部へのプレス油の吸収量を増加させ、アルミ接着性能を向上できることを示している。そこで、分子量 170 の希釈剤を用いたマスチックシーラーのせん断試験結果を Fig. 9 に示す。各種アルミ素材に対して凝集破壊となった。分子量 170 の希釈剤を用いる事により、アルミ材への密着性を確保する事ができた。

5. 配合仕様

5.1. 配合仕様

これらの配合検討結果より以下の仕様を決定した。これらの配合とする事により、従来の PVC 系マスチックシーラーに対して 30%のコストダウンを達成できた。

5.2. 物性値

開発材のシーラーの諸性能を Table 4 に示す。この結果から、脱PVCマスチックシーラーとして、従来材と同等性能の材料が開発できたことがわかる。

6. まとめ

アクリル樹脂をベースとして、次の配合変更をおこない低コストで高強度な脱PVCマスチックシーラーを開発する事ができた。本開発により以下の結果を得た。

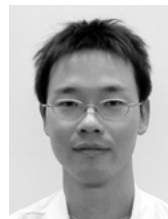
- (1) 高強度マスチックシーラーの脱PVC化には、コアシェル構造のアクリル樹脂が適している事がわかった。
- (2) 引き裂き強度の高いSBR合成ゴムコンパウンドを配合する事により、低コストでシーラー強度を向上する事ができた。
- (3) 脱脂液汚染性に対しては配合物中で加硫助剤が最も影響が大きく、加硫助剤を有機系から無機系に変更する事で液汚染性を改善できる事がわかった。
- (4) 充填剤の炭酸カルシウム中の42%を表面処理炭酸カルシウムに変更することにより系内の分子間力を上げることが可能であり、流動性を改善する事ができた。
- (5) アルミ用プレス油に対する親和性のよい分子量 170 の希釈剤を選択することにより、アルミ材への接着性を確保できた。

本開発の鉄／アルミ両用高強度脱PVCマスチックシーラーは、環境対応、脱PVC化材料技術として他社に先駆け、2003年発売のS2000より量産適用する事ができた。

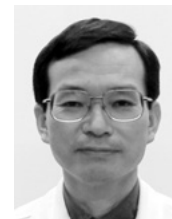
参考文献

- (1) 細田衛士：使用済み自動車のリサイクルの諸問題と法整備に向けての課題，廃棄物学会誌，Vol.12, No.5, p.292-302(2001)
- (2) 和田安彦，三浦浩之，中野加都子：リサイクル効果の定量化とその自動車バンパへの適用，廃棄物学会論文誌，Vol.7, No.2, p.49-57(1996)
- (3) 石橋憲明，岡島重信，葭原福全，西脇一字，平岡正勝：廃棄物焼却非ガス冷却過程におけるダイオキシン類の生成，廃棄物学会論文誌，Vol.14, No.1, p.17-26(2003)

■ 著 者 ■



石本卓士



川下廣一



奥井一之

デジタルヒューマンモデルによる ドライビングポジション開発システム構築

Development of Driving Position CAD System Using Digital Human Model

片 桐 康 成*
Yasunari KATAGIRI
阿 部 善 博*
Yoshihiro ABE

森 安 光 二*
Kouji MORIYASU
橋 本 泰 一*
Taiichi HASHIMOTO

黒 澤 文 信**
Fuminobu KUROSAWA

要 旨

デジタルヒューマンモデル(DHM)を用いたドライビングポジション(D.P.)姿勢の定量評価システムの構築を目指した。D.P. 姿勢決定の主要因であるステアリングとペダル操作に着目し、実走による姿勢の主観評価と関節角度(肘と足首)の相関性を見出し指標化することで、D.P.姿勢による操作性を定量的に評価することが出来た。その結果、DHMを用いてさまざまな体格に適合したD.P.開発が初期段階から取り組めるシステムの基礎が出来た。

ABSTRACT

The design of automobile packages must generate products which accommodate the diverse body types of vehicle users. The use of digital human model (DHM) technology, which enables designers to freely reproduce different body types on a computer, has recently become more widespread as a means of enabling this. Honda also employs DHM, but has attempted to produce more customer-oriented designs by analyzing driving position in terms of angles of joints and using the results of these analyses as the basis for evaluation of the comfort or discomfort of the driving position. As a result, the position of the DHM can be evaluated in terms of the angles of the joints, providing the foundation of a system in which the development of a package appropriate for a variety of body types can proceed simultaneously with design.

1. まえがき

昨今、人体測定技術とコンピュータ技術により人体の形状、動きを忠実に表現できるようになり、従来の被験者による人間工学検証が DHM により、簡単に短時間で且つ客観的にシミュレートすることが可能となった。

DHM 技術は目的により幾つかのアプローチがある。

実験的アプローチ:被験者を使い、動き、姿勢を測定し、そのデータを構築してデータベースをつくる。特徴は姿勢、表面形状を忠実に表現することである。

ロボット工学的アプローチ:インバースキネマティックスやインバースダイナミックスが代表的な手法で、ダイナミックな動きを少ない情報で表現することができる。

生体学的アプローチ:これは内臓や筋肉を忠実にシミュレートし、体の内部をモデル化し精度アップを図っており今後最も期待されるアプローチである。本研究では姿勢を重視したことから実験的アプローチによる手法を用いてい

る。DHMはいくつかのソフトが発表されているが、本研究ではドイツの Human solution 社が開発した RAMSIS を使用している。

実際の開発の過程で、ドライビングポジションの決定は、さまざまな検討が必要であるが、その中で RAMSIS を用いた一例を紹介する。Fig. 1はその例を示しており、膝、肘回りの評価を体格の異なったDHMを使って、膝とロアカバー

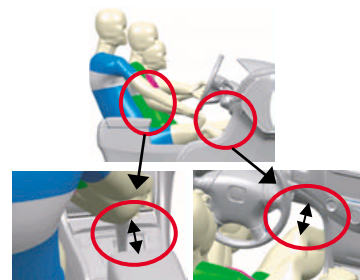


Fig. 1 Driving position evaluation

* 栃木研究所

**和光研究所

や肘とアームレストのクリアランスを計測し、それぞれ操作をおこなう上で充分かどうか検証している。

このように、シフトチェンジやペダルを操作するためのクリアランスは評価出来ているが、課題として、RAMSISの姿勢による操作性の評価が出来ていないことが挙げられる。このため、姿勢を定量的に評価するための指標作成に着手し、RAMSISを用いた顧客本位の評価技術を構築することが必要である。

2. ねらい

本研究のねらいは、ドライビングポジション姿勢と関節角度の分析をおこない、その結果よりRAMSISを用いた定量評価手法(システム)の構築である。

研究を始めるに当たり、Fig. 2 で着座姿勢に関連する要因を抽出した。今回はこの中で操作性に的を絞り、それに関連するステアリングとペダルに着目した。

3. テスト手法

テスト手法の概略を Fig. 3 で示す。最初に被験者による実走テストをおこない、姿勢を決定すると同時にステア

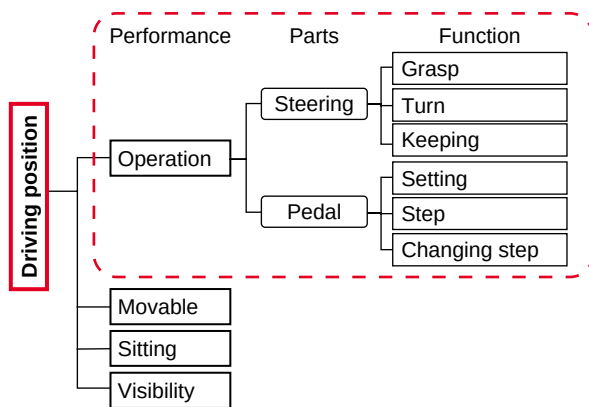


Fig. 2 Factor analysis of driving position

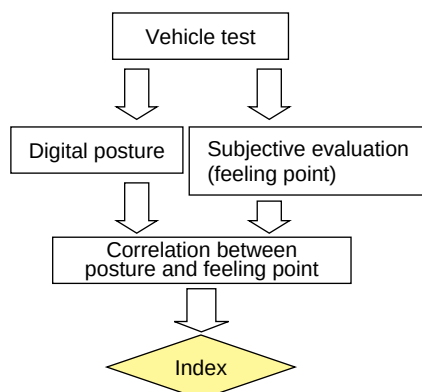


Fig. 3 Test flowchart

Table 1 Definition of 3 style posture

Posture	Definition
Comfort position	Each subject can freely establish driving posture
Forward position	Each subject moves to forward position which represents limit for driving
Rearward position	Each subject moves to rearward position which represents limit for driving

Table 2 Subjective evaluation

Rating	Evaluation
5	Excellent (Extremely comfortable)
4	Good
3	Acceptable
2	Barely acceptable
1	Not acceptable

リングとペダルの操作性の主観評価をおこなった。その後、被験者の実走での着座姿勢を台上で再現し、姿勢の定量化の技術を用いて人体の各関節角度を計測した。最後に、主観評価によるデータと関節角度の相関を検討し、指標を作成した。

3.1. 実走テスト条件

(1)被験者

160 から 190cm まで男性 24 人(30 代を中心に被験者を集めた)

(2)テスト車

4 ドアセダン(AT 車)

(3)評価姿勢

Table 1 に示す三つの各姿勢で実走テストをおこなった。

(4)テストコース

テストコースとして日常の姿勢を再現するため、所内市街地コースを選択した。

3.2. 主観評価の手法

3.1で定義した3姿勢において、ステアリングとペダルに関する主観評価を Table 2 に基づき実施した。又、同時にステアリングやペダル操作時、人体で最も負担になる部位を特定するため被験者にヒアリングをおこなった。

3.3. 姿勢の定量化

前述の実走での着座姿勢を D.P. シミュレータにて再現し、関連関節角度の計測をおこなった。定量化の手法としては、各被験者のドライビングポジション姿勢を正面と側面から2台のカメラにより撮影し、その画像データと専用ソフト⁽¹⁾で被験者の姿勢を定量化した。このデータをCADへ転送し、関節角度(肘、膝、足首)などの人体寸法を計測することが出来る。Fig. 4は側面から撮影した写真を基に定量化したフローを示している。

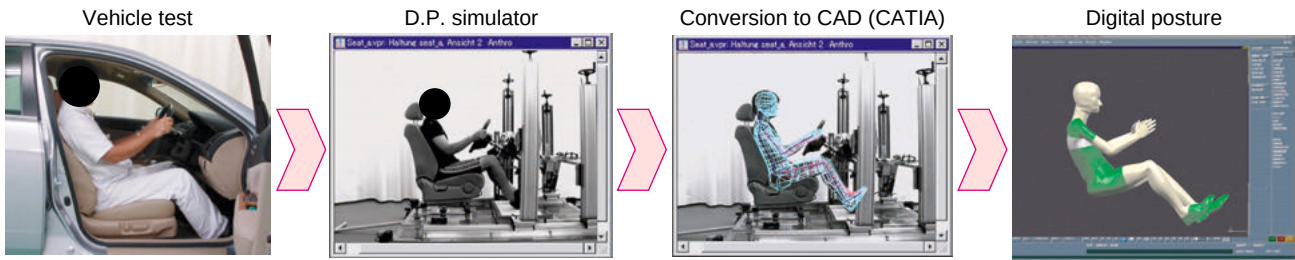


Fig. 4 Flowchart of digital posture simulation

4. 着目部位の特定

操作時の負担部位の主観評価結果から各姿勢で最も影響のある人体部位を抽出した結果、Fig. 5, 6で示すデータが得られた。

(1)ステアリング操作時は肘角度

(2)ペダル操作時は足首角度

以上により、上記部位に着目し、解析をおこなった。

5. 解析結果

各被験者の身長と各ドライビングポジション姿勢の肘角度の関係を、Fig. 7で示すように回帰式を用いてグラフ化した。身長と肘角度の関係は比例関係にあることがわかり、肘角度は低身長でより小さく、逆に高身長でより大きくなる

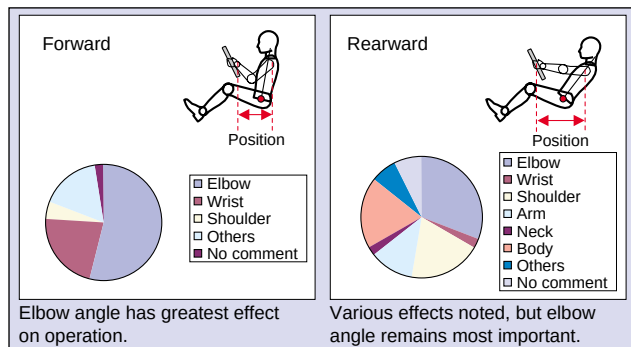


Fig. 5 Steering operation

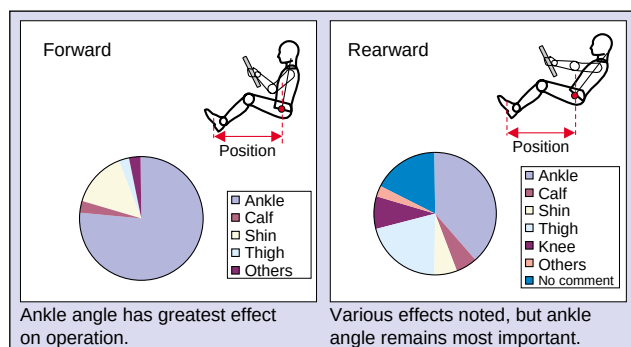


Fig. 6 Accelerator pedal operation

ことが判明した。理由として、身長の小さい被験者は、一般的に筋力が弱い事が原因と考えられる。要因としては小さい被験者の場合、力を発揮しやすいよう前方よりシートスライドを移動する事が予測でき、そのためステアリングと肩の距離は短くなる。この結果、ステアリングに手を握らせると肘角度が小さくなると考えている。

また、同様に足首角度と身長の間を Fig. 8 で示すようにグラフ化した。こちらは、伸び姿勢と窮屈は若干逆の傾向にあるが、快適姿勢ではほぼ一定にある。足首角度については、身長に関係無くほぼ一定であると判断している。

ペダル操作に関しては、足首の動作が小さいため筋肉負担は小さいことが原因と考えている。つまり、筋力の強弱に

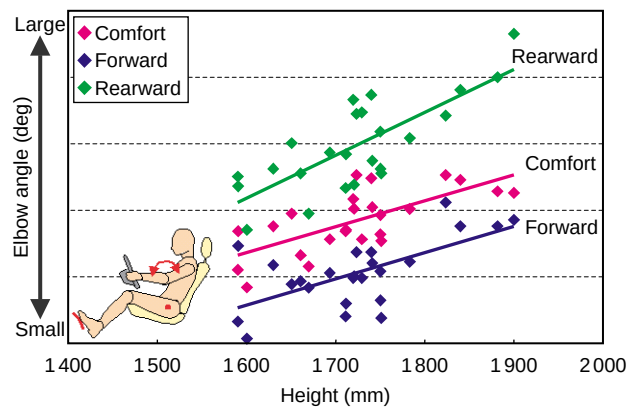


Fig. 7 Relation between elbow angle and height

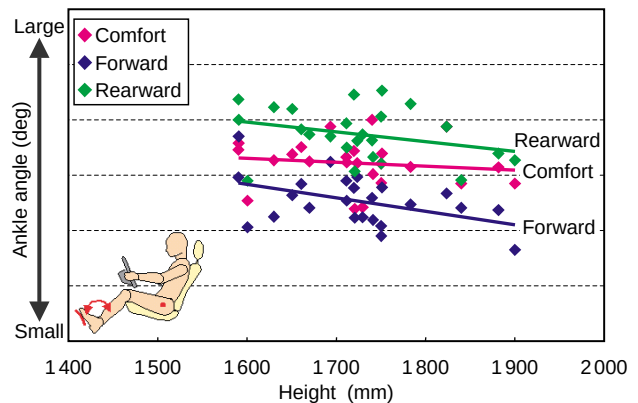


Fig. 8 Relation between right ankle angle and height

影響がほとんどないため、体格が異なっても、操作しやすい足首角度は変わらない。そのため、どのような体格でもほぼ一定と考えている。

なお、今回の窮屈／伸び姿勢におけるペダルとステアリング操作の主観評価の結果は、当初3点予測をしていたが、1、2点レベルの被験者も存在した。このままでは指標として使えないため、次項で検討した。

6. 指標化

6.1. 関節角度(閾値)の推定

関節角度と操作性の主観評価に基づき、ステアリング、ペダル操作を評価するための指標作成をおこなった。指標としては、主観評価の3点が閾値と考え、そのために、1、2点をつけた被験者に対して補正をおこなっている。方法は、各被験者が3つの姿勢を取ったときの主観評価とその時の関節角度を用いてグラフを作成し、そのグラフから窮屈と伸び姿勢の3点レベル(閾値)の関節角度を推定した。Fig. 9はある被験者窮屈3点レベルの肘角度の推定方法を示している。

6.2. 推定関節角度の妥当性検証

実際に被験者6人により肘角度、足首角度の妥当性テストをおこなった。方法は、前述したD.P.シミュレータを用いて、推定した3点レベルの関節角度になるように姿勢を決め、その時のステアリング、ペダル操作性を主観で評価してもらった。その結果、ほぼすべての被験者が、推定した関節角度での操作性は3点レベルと回答している。

6.3. 操作指標

以上のように各3点レベルの各関節角度を求めて、ステアリング、ペダル操作指標であるFig. 10, 11を作成した。

ここでは、ステアリング操作指標のFig. 10を使って説明する。「伸び」(緑)と「窮屈」(青)姿勢の各直線は、それぞれステアリング操作の主観評価3点を示している。

この二つで挟む部分(黄色)が、快適にステアリング操作をするための肘角度の推奨領域を示す。更に、領域のほぼ中

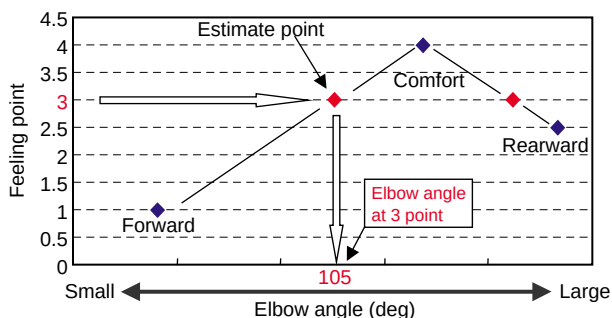


Fig. 9 Relation between elbow angle and feeling point

央に理想的な快適角度を示す直線(赤)があるが、この直線に出来るだけ近いことが望ましい。実際に量産車2台を用いて、RAMSIS シミュレーションをおこない、その肘角度をプロットした結果、JM50%、95%ともに推奨領域の中にあり、市場での評価を考慮すると妥当な結果を得ている。

参考として同様な他の指標⁽²⁾を比較した結果、本研究の指標は下記の特徴がある。

- (1)他の指標より評価ゾーンが絞り込まれた事により適格にステアリング操作の評価が可能となる。
- (2)本研究の指標は、体格ごとに快適性の評価が出来るようになっているため、より幅広い評価が可能と考えている。

又、ペダル操作性についても同様な使い方でも評価が可能である。

7. 開発システム

RAMSIS を用いた開発システムを Fig. 12 で示す。

- (1)シミュレーションに必要な CAD モデルを作成する。
- (2)RAMSIS の体格を選定するため、必要パラメータ(身長、座高等)を入力する。
- (3)(2)で作成した RAMSIS を設定の位置に着座させる。
- (4)指標により姿勢の評価をおこなう。

このように、このシステムを活用することで、CAD上で人間工学的な検証が可能となる。

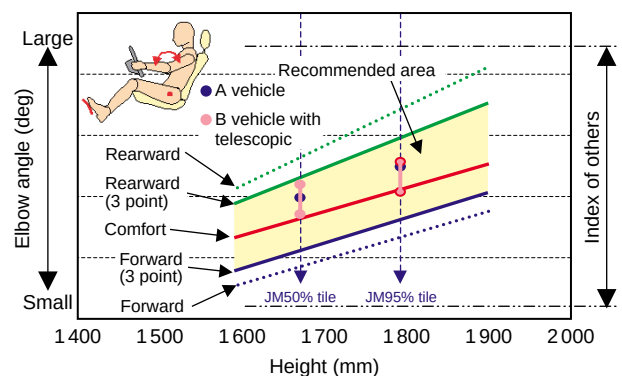


Fig. 10 Index of steering operation

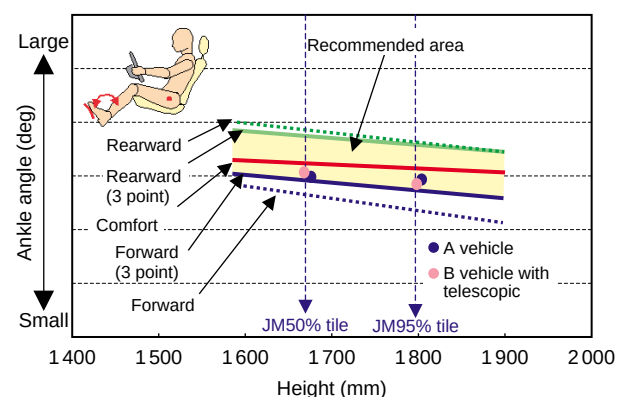


Fig. 11 Index of pedal operation

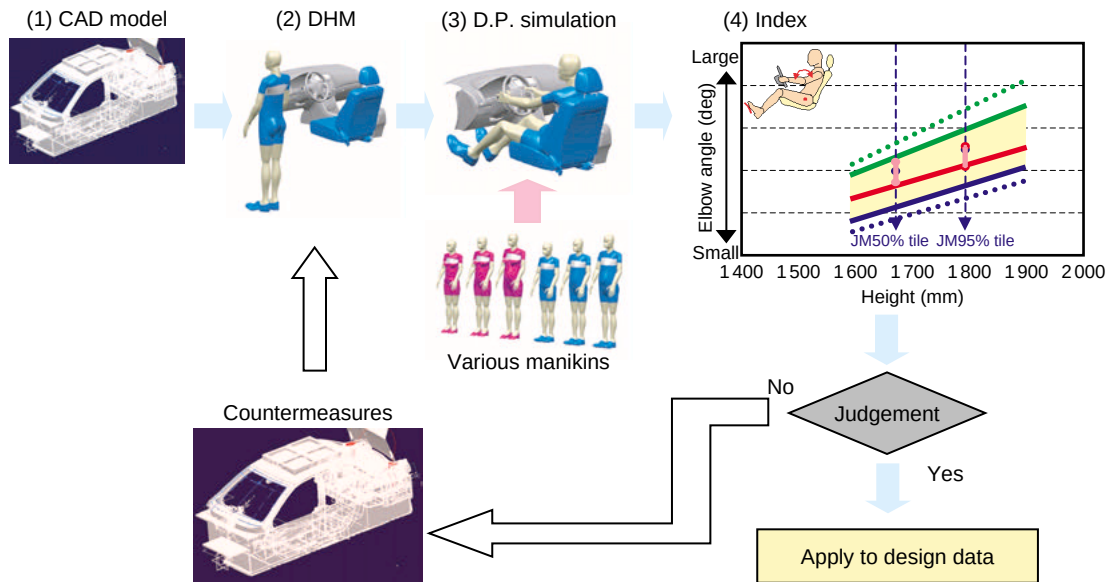


Fig. 12 D.P. evaluation system

8. まとめ

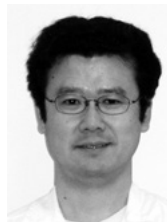
本研究で得た指標を用いて、顧客本位のドライビングポジション評価をおこなうための基礎が出来た。その結果、開発初期段階から CAD 上でこのシステムの活用ができ、デザイン開発と同時に人間工学検討が可能となった。

本研究では、日本人男性を被験者としてテストをおこなっているが、今後の課題として、人種や性別が異なってもこの指標が使えるかどうかといった確認が必要と考えている。

参考文献

- (1) T. Seitz, H. Bubb: Measuring of Human Anthropometry, Posture and Motion, SAE INTERNATIONAL(1999)
- (2) 柳瀬徹夫ほか：評価，計測技術，自動車の人間工学技術，東京，(社)自動車技術会，p.38-41(1998)

■ 著 者 ■



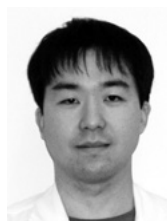
片桐 康成



森 安 光 二



黒澤 文 信



阿 部 善 博



橋 本 泰 一

樹脂材料の常温での非線形・ひずみ速度依存性挙動について： 実験結果の考察

Non-linear, Strain Rate-dependent Behavior of Polymer at Room Temperature: Experimental Findings

前 博 行*

Hiroyuki MAE

高 橋 順 一**

Junichi TAKAHASHI

高 田 賢 治*

Kenji TAKADA

山 本 敏 治**

Toshiharu YAMAMOTO

要 旨

樹脂材料において、顕著な材料非線形性と高ひずみ速度における応力ひずみ挙動の取得の難しさから、準静的な応力ひずみ挙動に基づくシミュレーションのみがおこなわれている。

本研究では、今まで計測困難であった樹脂の高速変形時の応力ひずみ挙動を計測できる手法を構築した。これにより、従来の外挿法からでは推定困難な高ひずみ速度領域における樹脂の応力ひずみ挙動を把握することができた。さらに、実験から得られた応力ひずみ挙動を有限要素モデルに適用することにより、高ひずみ速度でのシミュレーションの再現性向上が確認された。

ABSTRACT

Due to the strong non-linearity and the difficulty of obtaining data on the behavior of polymers at high strain rates, most crash simulations use materials data based on quasi-static testing.

This study therefore attempted to obtain materials data for polymers used in the interior and exterior of automobiles at high strain rates. The material data obtained differs from data obtained through the linear interpolation of stress to model the behavior of polymers at high strain rates. The results of the tests conducted in this project have been compared with results obtained using commercial finite element models.

まえがき

近年、自動車開発において、衝突シミュレーションが車体設計に導入されるようになった。現在、自動車の主材料である鋼材における衝突シミュレーションは、構造部材の軸方向圧壊計算において計算精度向上が示されるなど、十分に実用の域に達している⁽¹⁾。この要因の一つに、高ひずみ速度における鋼材の応力ひずみ挙動が正確に把握された⁽²⁾ことが挙げられる。一方で、樹脂材料でのシミュレーションにおいては材料のより複雑な応力ひずみ挙動のため、研究事例⁽³⁾が少なかった。また、高ひずみ速度での材料データの取得においては、試験片の応力ひずみ挙動そのものの値よりも振動による計測値の乱れの方が大きくなるということが課題となっていた⁽⁴⁾。

そこで、本研究では、樹脂材料では計測困難だった高ひずみ速度における応力ひずみ挙動を計測できる手法を構築

する。また、従来の外挿法からでは推定困難な高ひずみ速度での樹脂の応力ひずみ挙動について考察を加える。最後に、得られた応力ひずみ挙動を有限要素モデルに適用したシミュレーション結果を示す。

1. 樹脂材料の機械的性質

この章では樹脂材料の機械的特性について、概要を述べる。

樹脂材料の機械的性質は粘弾性、ひずみ速度依存性、静水圧依存性、射出成型流れ方向依存性、湿度依存性の6項目があげられ、これらの特性は、樹脂材料の種類ごとに大きく異なることが知られている。衝突計算は、材料の高速変形を計算することが主な目的であり、材料の高速変形時の応力ひずみ挙動が重要なものとなる。そこで本研究では、材料の変形速度に顕著に依存する粘弾性、ひずみ速度依存性に着目する。それらの特徴を Fig. 1 に模式的に示す。

* 栃木研究所

** 旭化成株式会社

本論文では、樹脂材料を衝突シミュレーションへ適用することを考え、各樹脂材料の粘弾性とひずみ速度依存性の測定試験をおこない、樹脂材料の高速変形について考察をおこなう。加えて、有限要素法による計算結果との比較を示す。

2. 引張・曲げ試験について

この章では、本研究でおこなった引張と曲げ試験についての概要を述べる。

今日、高ひずみ速度における材料特性を測定するための試験装置は様々存在するが、各ひずみ速度域で適した試験手法が提案されている⁽⁵⁾。それによると、ひずみ速度 10^3 sec^{-1} から 10^5 sec^{-1} ではスプリット・ホプキンソン・バー法⁽⁶⁾やワン・バー法⁽⁷⁾が適しており、ひずみ速度 10^0 sec^{-1} から 10^3 sec^{-1} では油圧サーボシステムなどが適するとされている。本研究では、試験片形状違いによる影響を考慮し、低速引張から高速引張まで可能な限り、同一の試験片形状で試験をおこなうという目的で、油圧サーボシステムを採用した。これら高ひずみ速度域の試験手法は、大きな質量を加速させ、測定試験片に荷重が負荷される前に、移動部材に衝突させて、チャック部の移動を開始させるものである。したがって、高いひずみ速度ほど荷重計測時間が短くなり、ロードセル中の弾性変形が均一化するのに必要な時間にほぼ等しくなるために、ロードセル中を多重反射した弾性波がノイズとして計測値に大きく影響を与えるという現象が発生し、この解決が計測上の課題であった。

そこで、本研究における高速引張試験においては、チャックとロードセルを小型軽量化することで、測定部の固有振動数を従来の 3.4 倍に高くし、衝撃入力による振動発生を抑えることで、高速側のデータ取得を狙った。

2.1. 引張試験装置及び試験手法

本研究では、静的から準静的(ひずみ速度 10^{-4} sec^{-1} - 10^{-1} sec^{-1})での機械的特性取得のために万能試験機 Type AG (AGS-1000G: 最大引張速度 $1.7 \times 10^2 \text{ m/sec}$)を用い、中高速変形時の機械特性取得のために油圧サーボ式高速衝撃試

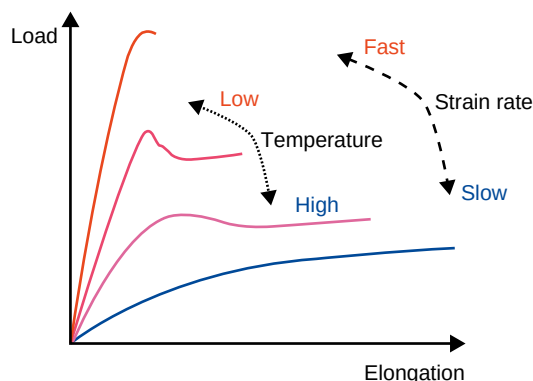


Fig. 1 Dependence of strain rate and temperature in material data

験機 Type A (EHF-U2H-20L: 最大引張速度 $1.5 \times 10^4 \text{ m/sec}$)と Type B (HITS-T10: 最大引張速度 $2.0 \times 10^4 \text{ m/sec}$)を用いた。ここで、Type A, Type B はともに作動原理は同じであるが、Type A では、ロードセルを含む試験機の固有振動数が十分に高くないために、ひずみ速度が 10^2 sec^{-1} で衝撃によるノイズが顕著になってしまい、正確なデータ取得が困難になる問題があった。一方、Type B は Type A よりも軽量かつ高剛性のロードセルを用いている点が異なる。これら高速衝撃試験機作動原理を Fig. 2 に示す。

この試験機は、試験片上部に設置したピストンの助走距離(80mm)の間で、油圧シリンダを所定の速度まで加速した後、引張試験をおこなうものであり、本実験では、ひずみ速度 10^0 sec^{-1} - 10^2 sec^{-1} の範囲で樹脂材料の応力ひずみ挙動測定に使用した。高速衝撃試験装置の写真を Fig. 3 に示す。

なお、引張試験中は、樹脂材料試験片の断面形状変化を測定するために、低速引張時は、ホームビデオカメラ (SONY 製)を用い、中高速引張時は毎秒 20 000 コマ記録可能な高速ビデオカメラ (NAC 製)を用いることで、試験片の断面形状変化を随時記録した。

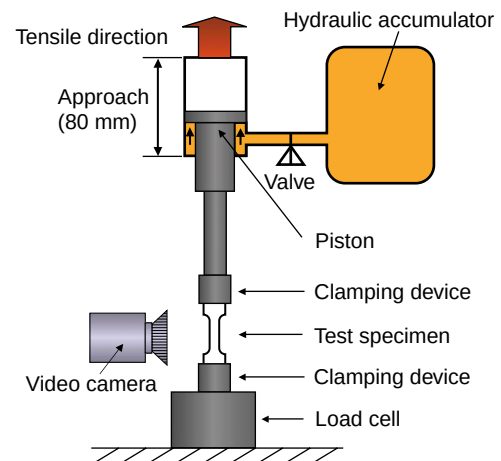


Fig. 2 Schematic illustration of tensile testing apparatus

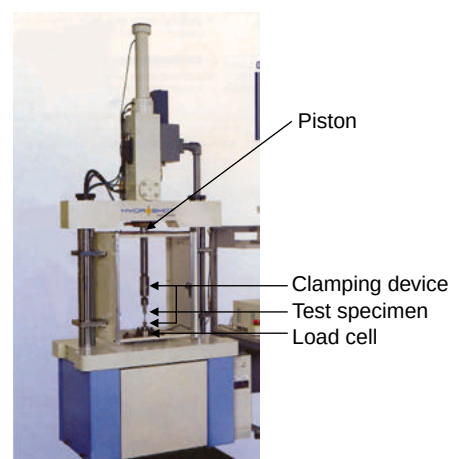


Fig. 3 High-speed tensile testing apparatus

3.2. 引張試験片の材料及び形状

今回使用する試験片材料は、自動車の内・外装部品に広く使用されている樹脂材料の中から、熱可塑性結晶性材料であるポリプロピレン、熱可塑性非晶材料であるポリカーボネート、熱硬化樹脂材料であるエポキシの3種類を選択し、樹脂材料の分類別による比較検討をおこなった。

試験片形状については、静的引張から中速引張（ひずみ速度 10^1 sec^{-1} ）の範囲で、JISK7113 の2号ダンベル型（平行部幅6 mm）試験片を使用し、高速引張（ひずみ速度 10^2 sec^{-1} ）のみ、試験機専用の小型試験片を用いた。それぞれの試験片形状は Fig. 4 と Fig. 5 に示される。

本試験では、形状の異なる2種類の試験片を用いたため、2種類のチャックを使用した。Fig. 6はチャックAの写真であり、Fig. 7はチャックBの写真である。チャックAとチャックBの材料はチタンである。チャックBはチャックAと比べ小型で軽量に設計されており、Type A で 5.0 kHz の固有振動数であったが、Type B の固有振動数は 17 kHz に高められている。

3.3. 曲げ試験装置及び試験手法

低速引張試験と同様の試験機を用いて、曲げ試験をおこなった。Fig. 8 に曲げ試験の模式図を示し、Fig. 9 に曲げ試験装置の写真を示す。支点間距離は40 mmとし、ひずみ速度 $10^{-4} - 10^2 \text{ sec}^{-1}$ で加圧くさびを移動させることで試験した。加圧くさびと接触する試験片裏面にひずみゲージを貼付け、測定可能な最大ひずみ 2.0×10^2 に達するまでの間、測定をおこなった。

3.4. 曲げ試験片の材料および形状

本曲げ試験においては、熱可塑性結晶性材料のポリプロピレンのみを使用し、試験片形状は $100 \times 10 \times 3 \text{ mm}$ の長方形板形状とした。

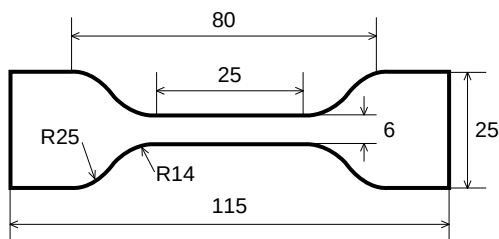


Fig. 4 Schematic illustration of tensile test specimen

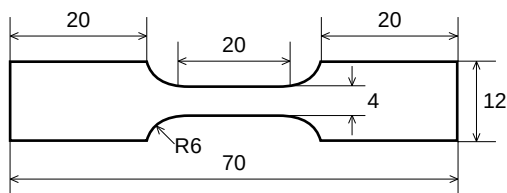


Fig. 5 Schematic illustration of high-speed tensile test specimen



Fig. 6 Clamping device A



Fig. 7 Clamping device B

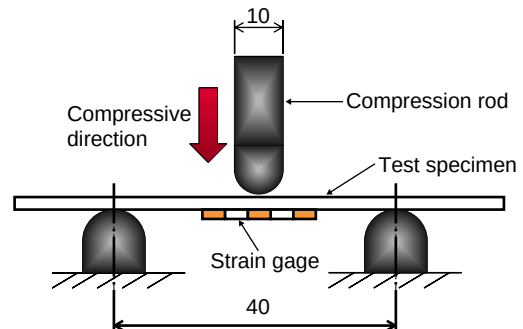


Fig. 8 Schematic illustration of bending test



Fig. 9 Bending test apparatus

Table 1 Tensile test conditions

Crosshead velocity	Strain rate	Testing apparatus
8×10^{-6} m/s	10^{-4}	Type AG: AGS-1000G JIS2 test specimen
8×10^{-5} m/s	10^{-3}	
8×10^{-4} m/s	10^{-2}	
8×10^{-3} m/s	10^{-1}	
8×10^{-2} m/s	10^0	Type A: EHF-U2H-20L JIS2 test specimen
8×10^{-1} m/s	10^1	
4×10^0 m/s	10^2	Type B: HITS-T10 Special test specimen

4. 試験結果及び考察

この章では、まず、準静的、中、高ひずみ速度で、引張試験機の使い分けをおこなったことから、同じひずみ速度において、各試験機における測定値の比較をおこなう。次に、樹脂材料3種類の引張試験と樹脂材料1種類の曲げ試験における結果として、各ひずみ速度ごとの真応力・真ひずみ線図を示し、最後に、本引張試験について、汎用陽解法有限要素法ソルバによる計算をおこない、実測値との比較をおこなう。

4.1. 試験機違いによる結果の差異について

本実験では、試験機の性能や前述した高速側での振動除去のため、Table 1に示すように、ひずみ速度に応じて引張

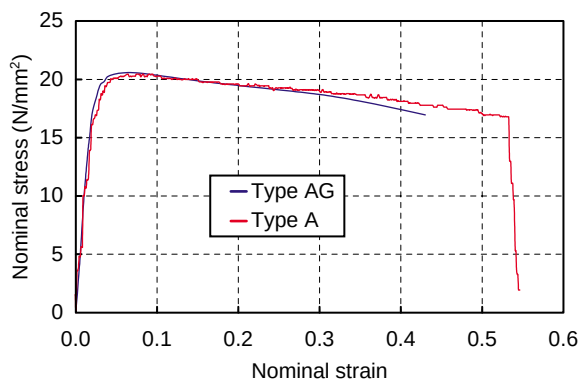


Fig. 10 Stress-strain curves of type AG and A

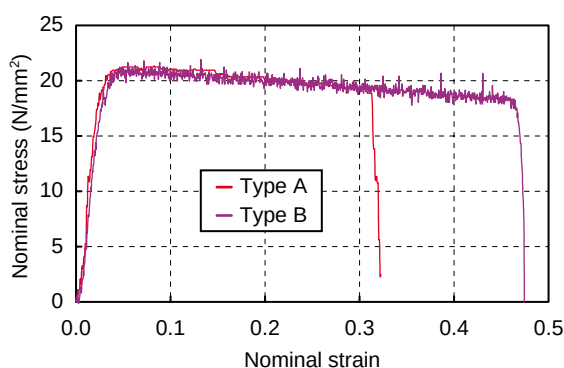


Fig. 11 Stress-strain curves of type A and B

試験機の使い分けをおこなった。

まず、万能試験機(Type AG)と高速衝撃試験機(Type A)との差異検証のため、ポリプロピレンにおいて、ひずみ速度 10^1 sec^{-1} で引張試験をおこなった。Fig. 10 はその際の応力ひずみ線図であり、弾性率と応力値の一致を確認した。

次に、2種類の高速衝撃試験機(Type A, B)の差異検証のため、ポリプロピレンにおいてひずみ速度 10^0 sec^{-1} の引張試験結果を比較した。その結果が Fig. 11 に示されており、Fig. 10 と同様に、弾性率・応力値の一致を確認した。

4.2. 引張試験結果について

本研究では、熱可塑性結晶性樹脂のポリプロピレン、熱可塑性非晶性樹脂のポリカーボネート、熱硬化性樹脂のエポキシの3種類について、Table 1に示されている試験機で準静的から高速域までの引張試験データを取得した。

Fig. 12は、ポリプロピレンの真応力・真ひずみ線図である。

図からもわかるように、引張速度によって弾性率が上昇している粘弾性効果がみられ、破断ひずみもひずみ速度の上昇と共に小さくなる傾向が観察された。

ひずみ速度 10^2 sec^{-1} のデータについて、Fig. 13 に高速衝撃試験機違いによる取得データの違いを示す。

高速衝撃試験機(Type A)の取得データにおいては、前述した様に、衝撃入力によるノイズが試験片を伝わり、弾性率や応力値の正確な取得が困難となっている。一方で、高速衝

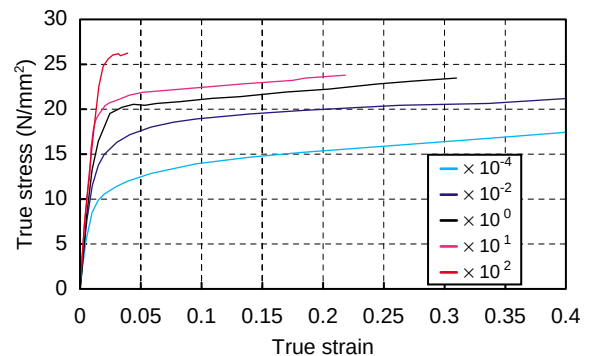
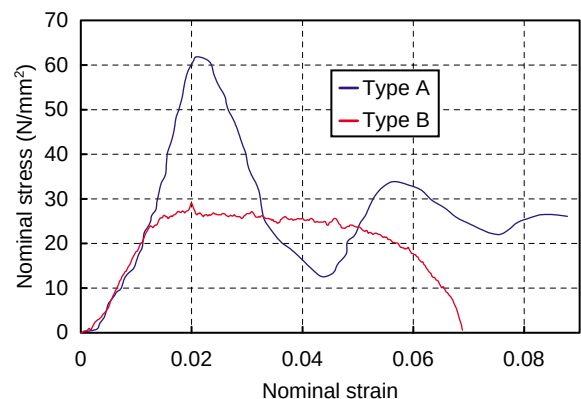


Fig. 12 Stress-strain curves of polypropylene at various strain rates

Fig. 13 Stress-strain curves of polypropylene at strain rate 100 sec^{-1}

撃試験機(Type B)による取得データにおいては、衝撃入力によるノイズのない応力・ひずみ線図を取得することができた。

次に、得られたひずみ速度 10^2 sec^{-1} の応力値についての考察をおこなう。一般に、衝突シミュレーションなどで高速変形を扱う場合、低速・中速域で取得された構成材料の応力ひずみ曲線に基づいて、高速変形時の材料特性を外挿計算によって補間する手法や、低速域のみひずみ速度依存の降伏応力とし、中速・高速域では降伏応力を一定に保つ方法がある。高速域の外挿計算値と本研究で得られた応力増加値との比較をおこなってみると、本研究で得られたひずみ速度 10^1 から 10^2 sec^{-1} への応力増加値は、ひずみ速度 10^0 から 10^1 sec^{-1} への応力増加値に基づく計算値よりも、はるかに大きな値を示した。

ひずみ速度 10^2 sec^{-1} の応力値について、ポリプロピレンの衝撃エネルギー吸収量と温度の関係から考察する。樹脂材料の機械的性質としては、高ひずみ速度における引張応力ひずみ線図と、低温での引張応力ひずみ線図とは同じ応力増加傾向を示すことが知られている⁽⁸⁾。Fig. 14はポリプロピレンの衝撃エネルギー吸収量と温度の関係図であり、温度低下に伴い、衝撃エネルギー吸収量の急激な低下が観察されている⁽⁹⁾。この衝撃エネルギー吸収量を引張応力ひずみ線図でのエネルギー量に置き換えてみると、ひずみ速度 10^2 sec^{-1} で突然エネルギー量が低減することは、温度低

下におけるエネルギー吸収量低減と類似していると推定される。以上の考察から、本実験で、ポリプロピレンにおいては、ひずみ速度 10^1 sec^{-1} から 10^2 sec^{-1} の間で、上述したエネルギー吸収量の急激な変化が存在する可能性が考えられるが、今後さらなる検討を進めていく。また、その際に、ひずみ速度での境界値の把握は、より多くのひずみ速度水準にて引張試験をおこなうことが必要であろう。

次に、熱可塑性非晶樹脂のポリカーボネートにおける真応力・真ひずみ曲線を Fig. 15 に示す。この試験データも同様に、粘弾性、ひずみ速度依存性が顕著に表れた。また、ポリカーボネートでは、ポリプロピレンとは異なり、破断ひずみにばらつきが見られた。この試験後の試験片全体写真を Fig. 16 に示し、試験片表面に発生したクレーズ変形の写真を Fig. 17, 18 に示す。

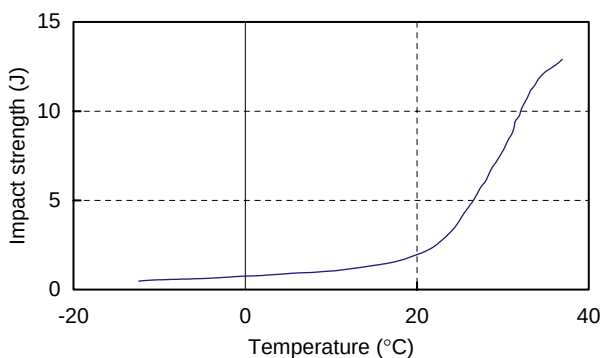


Fig. 14 Temperature dependence at absorption of impact energy in polypropylene

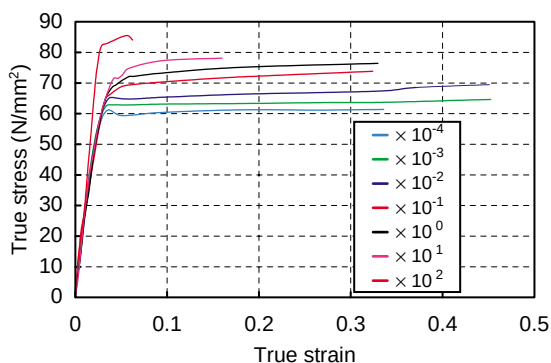


Fig. 15 Stress-strain curves of polycarbonate at various strain rates

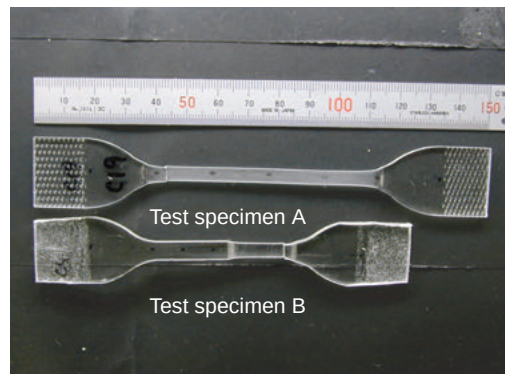


Fig. 16 Photograph of test specimens



Fig. 17 Magnified photograph of test specimen A

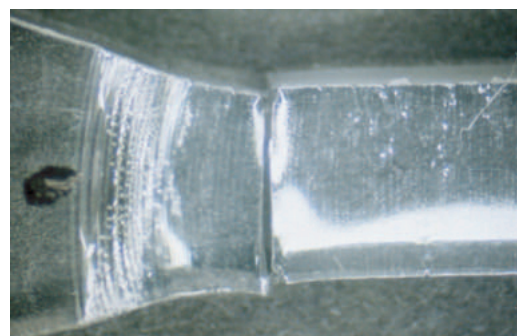


Fig. 18 Magnified photograph of test specimen B

Fig. 16 において、試験片Aはひずみ速度 10^3 sec^{-1} の試験片で、試験片Bはひずみ速度 10^1 sec^{-1} の試験片である。図からも明らかであるように、試験片Aの平行部が、全域に渡りネッキング(くびれ)を起こしている。一方で、試験片Bでは、ネッキングは局所的にのみ現れている。これらのネッキングの発生形態はひずみ速度 10^2 sec^{-1} 以下の領域では、試験片Aと同様に現れ、ひずみ速度 10^1 sec^{-1} を超える領域では、試験片Bと同様のネッキングが観察された。

また、Fig. 17において、試験片Aの表面には高密度にクレーズ変形が観察されたが、Fig. 18の試験片B表面にはクレーズが所々に発生した。各試験片表面に1.0 cm 間隔で付した印を参照して、ネッキング部の局所的な破断ひずみを測定した。その結果、ひずみ速度 10^1 sec^{-1} を超える領域では、ひずみ速度が大きいほど破断ひずみが小さい傾向が認められたが、ひずみ速度 10^2 sec^{-1} 以下の領域では、局所的な破断ひずみとひずみ速度との明瞭な相関は観察されなかった。これらの観察結果から、高密度にクレーズが発生する臨界ひずみ速度が存在し、この速度以下の速度域においては、ひずみ速度と破断ひずみの相関が現れ難いということが推測されるが、今後さらなる検証を進めていく。また、ポリカーボネートにおいて、低ひずみ速度領域では、ポリプロピレンと異なり、破断ひずみが小さかった。この破断ひずみの違いは、結晶性か非晶性かに大きく依存することが知られている。結晶性樹脂の場合、物質内の高分子鎖の配向が荷重負荷方向を向き、破断までのひずみ量を大きくしている。しかしながら、非晶性樹脂では、無定形分子がランダムに配置された構造をなしており、結晶組織を有していないために、結晶性樹脂よりも小さいひずみで破断したと考えられる。

最後に、熱硬化樹脂であるエポキシの真応力真ひずみ線図を Fig. 19 に示す。この結果からもポリプロピレンとポリカーボネート同様に、ひずみ速度依存の弾性率変化が観察された。一方で、破断は弾性域内で起きたのが大部分であった。

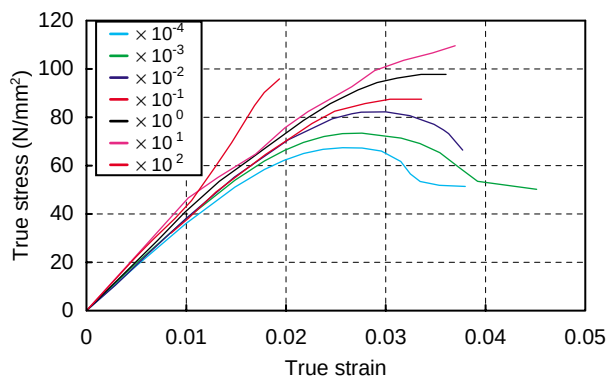


Fig. 19 Stress-strain curves of epoxy at various strain rates

4.3. 曲げ試験結果

本研究では、引張試験に加えて熱可塑性樹脂のポリプロピレンにおいて、曲げ試験をおこなった。ひずみ速度 10^4 , 10^3 , 10^2 sec^{-1} の3試験水準において、ひずみゲージを用いた曲げ試験をおこない、曲げ応力ひずみ線図を Fig. 20 に示す。曲げ試験についても粘弾性効果が観察され、ひずみ速度上昇に伴い、曲げ弾性率も大きくなることが観察された。

4.4. 有限要素モデルへの適用

ポリプロピレンにおいて、ひずみ速度 10^2 sec^{-1} の本引張試験のシミュレーションによる検証を、汎用陽解法有限要素法ソルバにておこなった。計算条件は、ひずみ速度 10^2 sec^{-1} を含む応力ひずみ挙動に基づいた場合(Case A)とひずみ速度 10^1 sec^{-1} を超える速度域の応力ひずみ挙動を外挿により求めた場合(Case B)の2条件とし、引張試験時の最大荷重値との比較をおこなった。最大荷重値はCase Aで460(N), Case Bで347(N), 実測値で445(N)であった。Fig. 21, Fig. 22 は引張変位2 mm 時の Von Mises 応力分布を伴う試験片の変形図であり、応力値の高い領域は赤色、低い領域は青色で表示されている。

Fig. 21, 22 から明らかなように、Case A の計算結果は、Case Bの結果よりも応力値が高くなっている。これは、Case B において、ひずみ速度 10^0 sec^{-1} と 10^1 sec^{-1} の実験データから線形補間された応力値が、実験値に比べて小さいためである。以上の結果から、高ひずみ速度の試験データを用いることで、外装法による計算結果と比較し、高ひずみ速度領域のシミュレーション再現性向上が確認された。

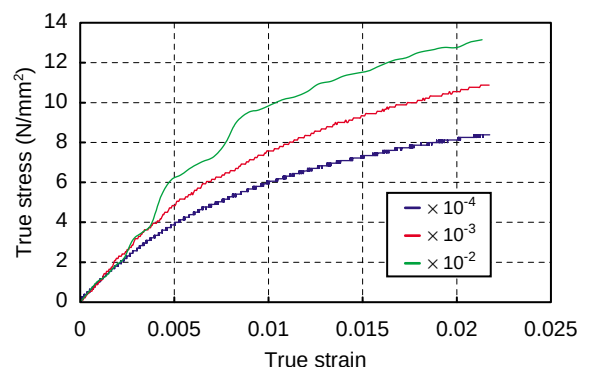


Fig. 20 Stress-strain curves of polypropylene at various strain rates



Fig. 21 Deformation of tensile test piece (Case A)



Fig. 22 Deformation of tensile test piece (Case B)

5. まとめ

自動車内・外装部品に用いられる樹脂材料について、引張試験・曲げ試験をおこない、樹脂材料の非線形性・ひずみ速度依存性、破断に関して考察した。さらに汎用有限要素法ソルバにより引張試験のシミュレーションをおこなった。今後の展開としては、本樹脂試験の破断界面解析と樹脂材料の新たな定式化を進めていく。

以下に、本研究を通じて得られた結論を示す。

- (1) 今まで計測困難であった樹脂の高速変形の方法挙動を計測できる手法を構築した。
- (2) 従来の外挿法からでは推定困難な高ひずみ速度領域における樹脂の応力ひずみ挙動を把握した。
- (3) 実験から得られた応力ひずみ挙動を有限要素モデルに適用することにより、高ひずみ速度でのシミュレーションの再現性向上が確認された。

参考文献

- (1) 向井陽一ほか：高強度鋼板の衝突特性と評価方法，神戸製鋼技報，Vol.52, No.3, p.32-34(2002)
- (2) 谷村眞治：日本機械学会第2回機械材料・材料加工技術講演会講演論文集，p.17(1994)
- (3) 藤井昌浩ほか：リブ構造を持つ樹脂部品に対する衝突解析技術の研究，自動車技術会春季学術講演会前刷集(2000)
- (4) Keuerleber, M., Eyerer, P.: High-speed tensile testing of polymers - and its application to an instrument panel-, Roell Amsler Symposium(2002)
- (5) Mayers, M.: Dynamic Behavior of Materials, John Wiley & Sons Inc.(1994)
- (6) Hopkinson, B.: Collected Scientific Papers, Cambridge University Press(1921)
- (7) Kawata, K., et al.: Mechanical properties at high rates of strain, Conference series, Institute of physics(1979)
- (8) 社団法人日本塑性加工学会：最新塑性加工便覧，東京，コロナ社，p.278(1986)
- (9) 宮坂啓象：プラスチック事典，東京，朝倉書店，p.356(1992)

■ 著 者 ■



前 博行



高田 賢治



高橋 順一



山本 敏治

振動騒音用トリムボデーのモデル化技術の構築

Development of Trimmed Body Model for Noise and Vibration

相澤 伸 夫*
Nobuo AIZAWA

井出 史 彦*
Fumihiko IDE

鍵山 恭 彦*
Yasuhiko KAGIYAMA

要 旨

トリムボデーの振動騒音性能を予測するために計算時間が短く、かつ精度の高いモデル化技術を開発した。本開発ではモデル自由度を削減するために、音響特性に影響を及ぼす部品を実験により明確にし、影響の小さい部品をシェル要素から集中質量モデルに簡素化した。さらに、計算上で自由度を削減し計算を高速化させる手法として新たに提案されたAutomated Multi-Level Substructuring(AMLS)を適用した。その結果、計算時間を大幅に短縮しながら、計算結果が実験と良く一致することを検証することができた。

ABSTRACT

Modeling Technology for a trimmed body that can predict noise and vibration with short computation time and high accuracy was developed. In order to reduce the total degrees of freedom, parts that exert only a small influence on the acoustic characteristics were simplified from shell elements to concentrated mass models. The acoustic significance of trim parts was determined both experimentally and computationally. Also, Automated Multi-Level Substructuring (AMLS) was applied resulting in significant reduction in computation time. Finally, the trimmed body prediction results agreed closely with experimental data.

1. まえがき

近年、自動車の振動騒音開発において、CAE予測精度の向上が求められている。そのために詳細なモデル化が必要であることから、FEモデルの自由度は大幅に増加している。あわせて、解析周波数も拡大しており、計算時間は増加する一方である。本開発は、モデル精度を保ちながら増大する計算時間を削減することを目的とした。

計算時間を削減するには、代表的な三つの手法がある。第一の方法は、実験とFE解析を組み合わせる手法である⁽¹⁾。これは、自由度の少ないモデルを用い、その精度不足を補うために実験とFEモデルの相関からFEモデルの剛性や質量などを調整する手法である。しかし、実験を必要とするため、試作車の存在しない開発段階での適用は困難である。第二の方法としては、FEモデルをモーダルモデルに変換するComponent Mode Synthesis(CMS)により解析不要な部分のモデル自由度を削減する手法が挙げられる⁽²⁾。この場合、モーダルモデルに変換するFEモデルを詳細に作成する必要があるため、モデル化に時間が必要である。また、モーダルモデルへの変換やモデル分割には、高度な知識と技術が

必要である。本開発では、第三の方法であるトリムボデーの精度に影響を及ぼさないトリム部品に集中質量要素を使用することで自由度を削減する手法を採用し、計算時間の短縮を図った。さらに、新しく提案された計算手法であるAMLSによる計算時間の短縮効果とその精度を検証した。

2. AMLSの自由度削減による計算時間の短縮

AMLS⁽³⁾はBennighofらによって開発された固有値計算手法である。以下にAMLSの基本概念である拘束

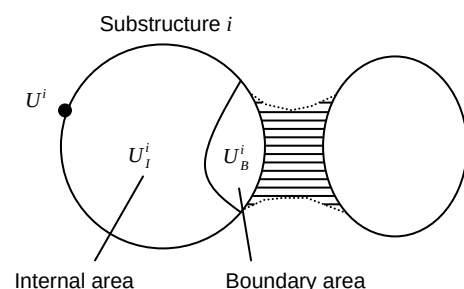


Fig. 1 Definition of substructure

モード法⁽⁴⁾について述べる。Fig. 1に示すように全体構造をいくつかの部分構造に分割し、それぞれの部分構造を境界部と内部領域に分類すると部分構造*i*の変位 U^i は、内部領域の変位 U_I^i と境界部の変位 U_B^i に分類される。内部領域の変位は、境界領域の変位と内部領域のモードマトリクスにより次のように表される。

$$\{U_I^i\} = [T_B^i]\{U_B^i\} + [\Phi_I^i]\{\xi_I^i\} \quad (1)$$

ここで、式(1)の第一項は境界部の変位による内部領域の変形を表し Guyan の静縮約によるマトリクスである。第二項は境界部を拘束した時の内部構造のモード形状からなる変形であり、第一項の静縮約の精度を改善するために定義され、次の式(2)から求められる。

$$([K_I^i] - \omega^2 [M_I^i])\{\Phi_I^i\} = 0 \quad (2)$$

式(1)(2)から部分構造*i*の変位は次のように表される。

$$\{U^i\} = \begin{Bmatrix} U_B^i \\ U_I^i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ T_B^i & \Phi_I^i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_B^i \\ \xi_I^i \end{Bmatrix} = [A^i] \begin{Bmatrix} U_B^i \\ \xi_I^i \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$[A^i]$ はモード合成法変換マトリクスを表し、式(3)から $[A^i]$ を求め、全体構造の固有方程式に前後から乗じること、モード全系の固有方程式が得られる。

$$([\hat{K}] - \omega^2 [\hat{M}])\{\hat{\Phi}\} = 0 \quad (4)$$

AMLS では、数千から数万の階層化された部分構造剛性マトリクスが自動的に生成される。式(2)に示すように、部分構造マトリクスは固有値解析によりモード自由度に変換される。その結果、モデル全体の自由度を縮退することが可能であり、計算の高速化を実現している。また、多数の部分構造を用いるため並列計算による高速処理が可能である。

Fig. 2にAMLSによる計算の流れを示す。ユーザがAMLSを実行する場合には、一行の記述を NASTRAN 実行カードに加えるだけで特別な設定を必要としない。また、計算結果

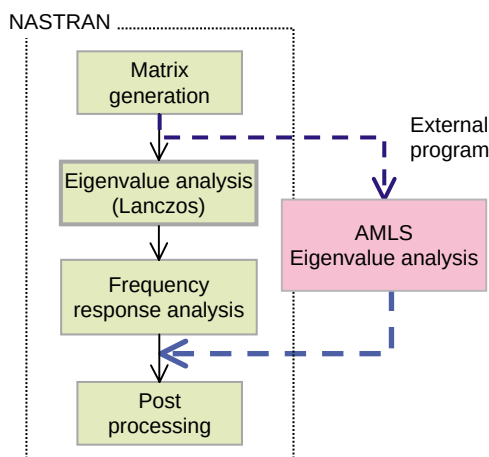


Fig. 2 AMLS process

も NASTRAN の書式で出力するため、新たな技術習得を必要としない。

3. モデル化手法における自由度削減と精度

Fig. 3 にトリムモデルを構成する部品と自由度の比率を示す。計算時間を短縮するためにはモデルの自由度を削減しなければならないが、一方で精度を向上するために詳細なモデル化をおこなうと自由度は増大してしまう。

Body In White(以下 BIW)やドアパネルなどの鉄製部品は、モデルの簡素化により自由度を削減すると精度を保てなくなってしまうことから図面に対し忠実にモデル化する必要がある。よって、BIWなどの鉄製部品においては、要素数をできるだけ増やさずに形状をモデル化するために要素サイズを最大でも 15 ミリ程度とし、半径5ミリ以上のフィレットについても形状を表現した(Fig. 4)。また、各部

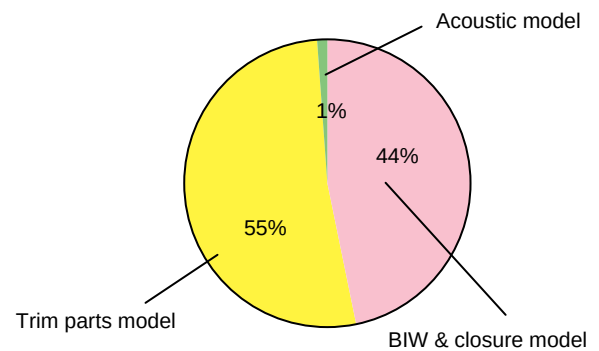


Fig. 3 Degree-of-freedom ratio

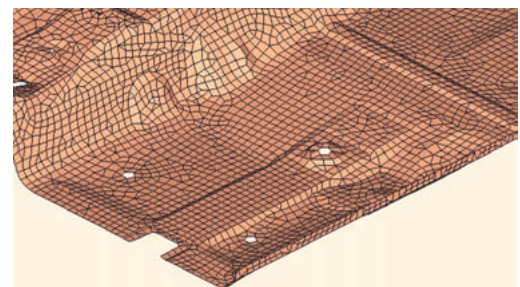


Fig. 4 Floor panel model

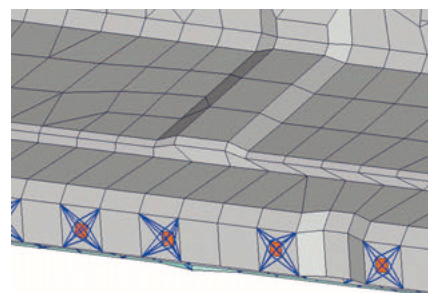


Fig. 5 FE model for Spot welding

品の結合を正確に表現することが必要と考え NASTRAN の HEXA 要素と RBE3 要素を用いて溶接径を忠実に表現した⁽⁵⁾(Fig. 5)。

車室内音響空間のモデル化については、車室内の詳細な形状を再現したとしても音響モードの振動数はあまり変化

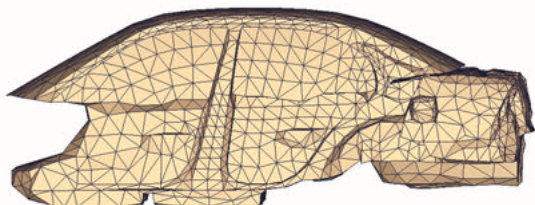
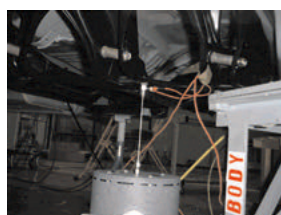


Fig. 6 Acoustic model for cavity



Rear subframe



Member front cross

Fig. 7 Excitation points

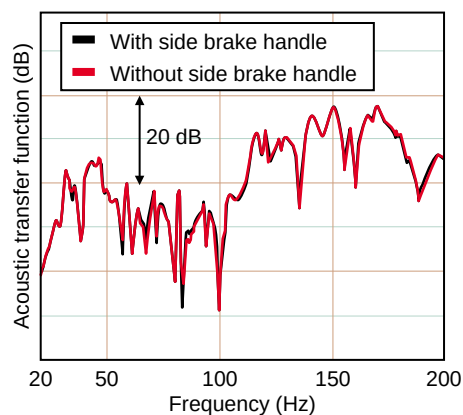
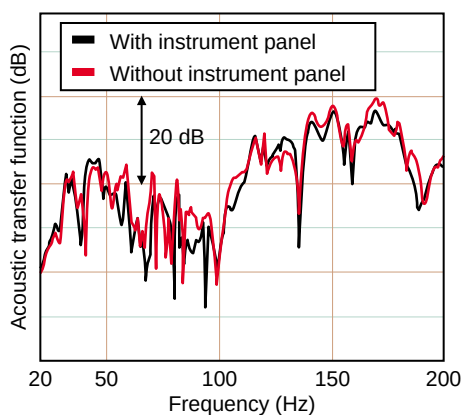
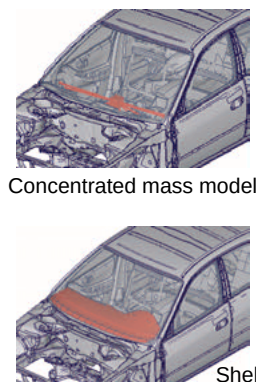


Fig. 8 Influence of trim parts



Concentrated mass model

Shell model

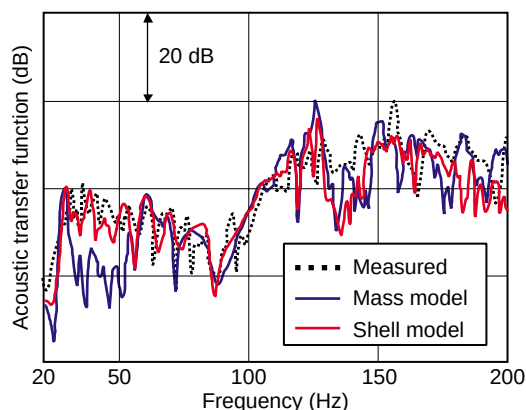


Fig. 9 Influence of instrument panel model

しないことが確認できた。そこで、音響モデルの要素サイズは、音響モードを十分に再現できるよう解析最大周波数の $1/8$ 波長以内とし、トリムボデー全体自由度に対し十分小さいモデルとなっている (Fig. 6)。

トリム部品については、各部品が計算精度に対し構造体として影響を及ぼすのか、単に質量として影響を及ぼすのかが不明である。これらを明確にし、構造体として影響の無い部品を質量モデルに置き換えることで自由度の削減をおこなった。

3.1. 自由度削減のためのトリム部品モデル化手法

全てのトリム部品を安易に集中質量で表現すると計算精度が悪化し、 unnecessaryな部品を詳細にモデル化すると、モデル自由度が増えることで計算時間が増加してしまう。そこで、各トリム部品の音響特性に対する影響度を調査し、単に質量によってモデル化できる部品と、構造をモデル化しなければならない部品とに分類し、前者を質量モデルに置き換えることで自由度を削減した。以下にその手順を示す。

(1) 実験において、各トリム部品を個々に取り外し、音響周波数応答関数に変化する部品についてはシェル要素で詳細なモデル化をおこない、それ以外の部品は集中質量でモデル化した。

(2)さらに FE モデルにおいて、(1)で詳細なモデル化が必要だと判断した部品個々に対し、シェル要素で詳細なモデル化をした場合と集中質量でモデル化した場合を比較計算し、両者の音響特性の差が小さい場合には集中質量でのモデル化とした。

3.2. トリム部品取り外し実験

実験では、各トリム部品の振動を励起するため、フロントサブフレーム、リアサブフレームの上下方向、メンバフロントクロスの前後方向に加振入力をおこない、前席、後席、トランク内の音圧を測定した(Fig. 7)。

各トリム部品を個々に取り外し、その前後での音響応答関数の変化を比較し、その度合いに応じて優先順位を決めた。Fig. 8は、もっとも音響特性に変化のあったインストルメントパネルと変化の小さいサイドブレーキの周波数応答関数を示す。

3.3. トリム部品モデルの簡易化

実験で音響特性への影響が大きいことが判明したトリム部品については、シェル要素による詳細なモデル化をおこなった。さらに、作成したシェル要素モデルを集中質量に置換し、モデルの簡易化による影響を確認した。Fig. 9にもっとも影響が大きかったインストルメントパネルの結果を示す。シェル要素モデルを集中質量モデルに置き換えることで、30 – 60Hz において実験との相関が悪くなることが確認できた。すなわち、このような周波数帯において計算精度を確保するためには、詳細なモデルを作成する必要があることがわかる。次に、ルーフライニングをシェル要素モデルから集中質量に置換した場合について検証をおこなった。その結果を Fig. 10 に示す。音響特性に大きな変化はなく、集中質量モデルで十分表現可能であると考えられる。以上のような過程を経て、音響特性への影響が小さい部品を簡素化することで、トリムモデル全体の自由度を23%削減することができた。

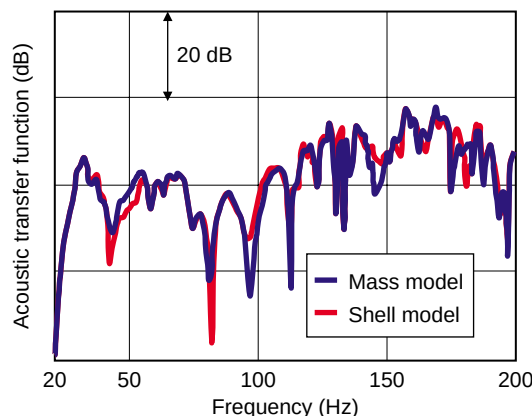
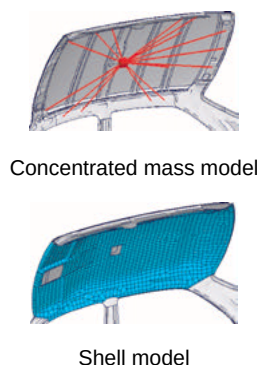


Fig. 10 Influence of roof lining model

3.4. トリムボデーモデル精度検証

精度が検証された各部品で構成されたトリムモデルを Fig. 11 に示す。前述したとおり、このトリムボデーのトリム部品は、シェル要素でモデル化された部品と集中質量でモデル化された部品とが混在している。精度検証は、フロントサブフレームに上下振動入力した場合の周波数応答関数を実験と比較することでおこなった。Fig. 12 にその結果を示す。FE モデルは、実験とのレベル差が 200Hz まで±5 dB以内に収まっており、振動騒音開発において実用的な精度を有するトリムボデーモデルであることが確認できた。

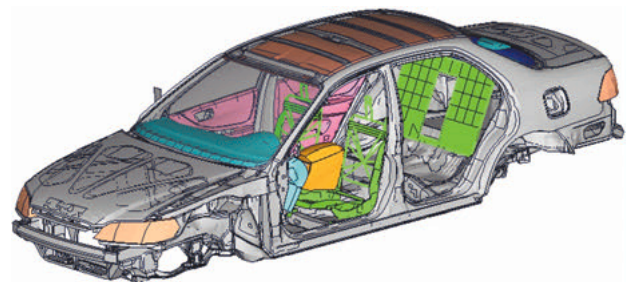


Fig. 11 Trimmed body model

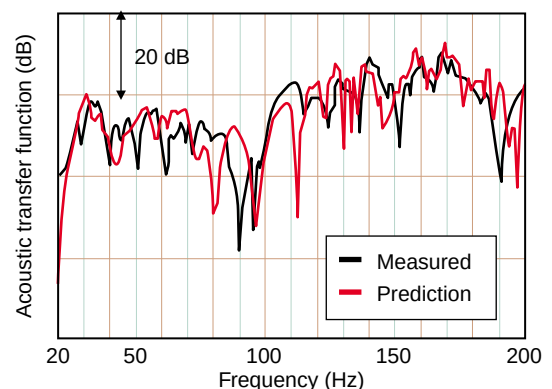


Fig. 12 Verification for trimmed body

4. 計算速度検証

計算速度の検証のために、300Hz までの周波数応答解析を実行した。計算時間の比較は、トリム部品の自由度を削減しない場合と削減した場合、さらに AMLS を使用した場合とでおこなった。Fig. 13 にそれぞれの計算時間を示す。トリム部品の自由度を削減した場合には 20% 短縮され、AMLS を使用した場合には、さらに 66% 短縮することが可能であることが確認でき、トリムボデーの自由度削減と AMLS と効果を実証することができた。

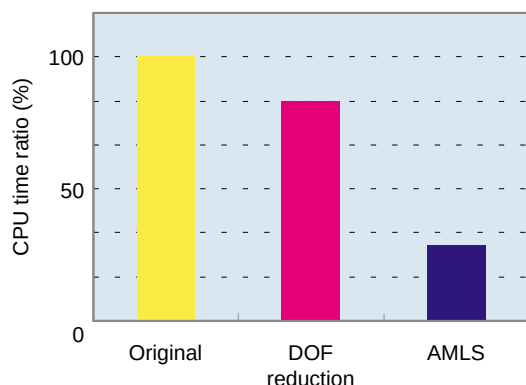


Fig. 13 CPU time ratio

5. まとめ

トリム部品の自由度削減と新たな計算手法を検討した結果、次の結論を得た。

- (1) 計算時間が短く精度の高い実用的なトリムボデーのモデル化技術として、一部のトリム部品を集中質量要素で取り扱うことが有効であることがわかった。
- (2) 自由度削減のためのトリム部品に対するこのモデル化手法と AMLS による固有値解析手法の計算時間短縮への有効性を示すことができた。

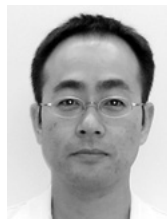
以上のモデル化技術を適用することによって、CAE による振動騒音開発を精度及び時間という観点からより効率的におこなうことが可能となった。

参考文献

- (1) 木村文彦, 清水宏: 実験とのコリレーション・パラメータスタディ. デジタルエンジニアリング, 朝倉書店, 2002, p.25
- (2) 社団法人自動車技術会: 自動車技術ハンドブック基礎・理論編, 1991, p.247
- (3) Bennighof, J.K., Kaplan, M.F., Muller, M.B.: EXTENDING THE FREQUENCY RESPONSE CAPABILITIES OF AUTOMATED MULTI-LEVEL SUBSTRUCTURING, SDM Paper AIAA-2000-1574

- (4) 長松昭男, 大熊政明: 拘束モード合成法, 部分構造合成法, 培風館, 1991, p.103-104
- (5) Heiserer, D., Sielaff, J., Chargin, M.: High performance, process oriented, weld spot approach, 1st MSC Worldwide Automotive User Conference(1999)

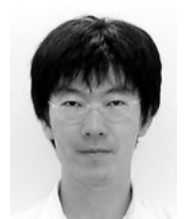
■ 著 者 ■



相澤 伸夫



井出 史彦



鍵山 恭彦

ビームフォーミングアレイによる車外騒音に対する音源探査技術の適用

Locating Source of Vehicle Pass-by Noise Using Beamforming Method

半 沢 幸 彦*
Yukihiko HANZAWA

北 原 純*
Jun KITAHARA

西 村 伸 一*
Shinichi NISHIMURA

要 旨

車外騒音低減のために、高指向性遠距離音源探査技術（ビームフォーミング法）による解析手法に着目した。ビームフォーミング法は多チャンネルセンサー技術と信号処理技術の組み合わせによる計測手法であり、特徴は音源全体を短時間に計測し、その音源分布を視覚的に得ることである。車外騒音解析を目的としたビームフォーミングアレイの形状、配置等の検討を行い、それを用いて模擬音源と車両両方で音源探査試験を実施した。その結果、（１）目標として設定した探査精度、ダイナミックレンジを達成する音源探査装置を実現できた。（２）車外騒音の音源解析に適用した結果、騒音を低減する上で有効な手法であることが確認できた。

ABSTRACT

Aiming at reducing vehicle pass-by noise, attention was focused on an analysis method employing high-directivity remote noise source locating technology (beamforming method). The beamforming method is a measurement method that uses a combination of multi-channel sensor technology and signal processing technology. It features the ability to measure the overall noise source in a short time and also the ability to provide a visual indication of the noise source distribution. A study of the shape, arrangement and other specifications of the beamforming array for analyzing vehicle pass-by noise was carried out. Based on the results a noise source locating test was performed using both a dummy noise source and an actual vehicle. As a result (1) a noise source locating instrument that had the required locating accuracy and dynamic range was realized, and (2) it was confirmed by using this instrument to analyze vehicle pass-by noise that this method was effective for reducing noise.

1. まえがき

近年、道路交通騒音低減への要請は各国において強く、その音源である自動車の車外騒音低減に対する社会的要求も高まっている。自動車の車外騒音を構成する音源としては、エンジン騒音、吸気系騒音、排気系騒音、タイヤ騒音などがあげられ、音源の対象となる部品が多く、また広く分布している特徴がある。さらに、各音源に対する騒音の低減手法は他性能と相反する関係になることが多く、車両開発の早い段階において効率的な低減を実施しておくことが重要であり、そのために必要な様々な解析手法が試みられている。

その代表的な手法として、マスキング法による寄与解析⁽¹⁾、インテンシティ法⁽²⁾、ホログラフィ法⁽³⁾、体積速度音源と相反定理による寄与解析⁽⁴⁾などが知られている。これらの手法は試験及び解析に多くの時間と労力を要するため、

短期開発を要求される開発スピードに応えられる技術としては不向きな場合もある。

一方、航空機⁽⁵⁾及び高速鉄道^{(6), (7)}の分野で高指向性遠距離音源探査技術（ビームフォーミング法）が、多チャンネルセンサー技術と信号処理技術の組み合わせによる直接的な音源探査方法として研究報告がされ始めてきた。この方法は、二次元配列マイクロホンアレイを利用して広い音源対象領域を一度に測定し、短時間で音源同定することが可能である。

本研究では、車外加速騒音の台上解析としてビームフォーミング法による音源探査手法を適用、その中で車外騒音解析に適したマイクロホンアレイを検討し、それを用いた音源探査を試みた。この結果に基づいて音源対策を実施したところ、有効な手法であることが確認できたので報告する。

2. ビームフォーミング技術の理論と特長

2.1. 理論

ビームフォーミング技術は、対象となる音源の音源分布情報を知るために、二次元平面上に幾何的に配置されたセンサー群(マルチマイクロホン)とその幾何配置に対応した信号処理によって、高指向(ビーム)特性を得る技術である。以下にその原理を紹介する。

特定方向から音波が到来する状況において XY 平面上に M 個のマイクロホンを位置 r_m ($m=1, 2, \dots, M$) に配置するものとする (Fig. 1)。この図において各マイクロホンが検出する信号 p_m は信号の到来方向と位置によって決定される遅延時間 Δ_m を想定することができる。Fig. 2 に示すように、個々のマイクロホンの信号についてこの遅延時間を補正して加算することによって、特定方向から到来する信号だけを強調することが可能である。このような時間遅延と加算処理によって高い指向特性を得る技術をビームフォーミング(遅延和ビームフォーミング)と呼ぶ。特定方向 K に注目した時間波形は、次式で表すことができる。

$$b(K, t) = \sum_{m=1}^M p_m(t - \Delta_m(K)) \quad (1)$$

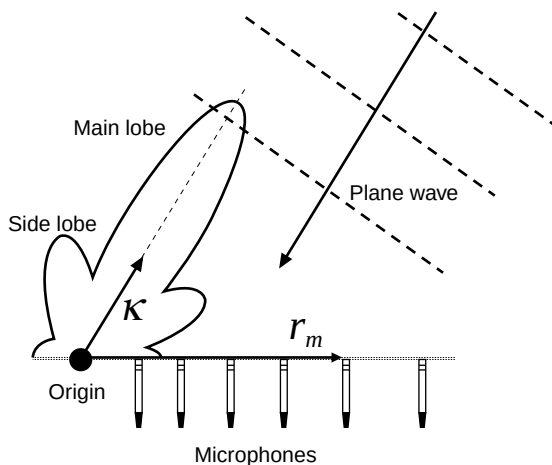


Fig. 1 Beamforming array and directional sensitivity on XY plane

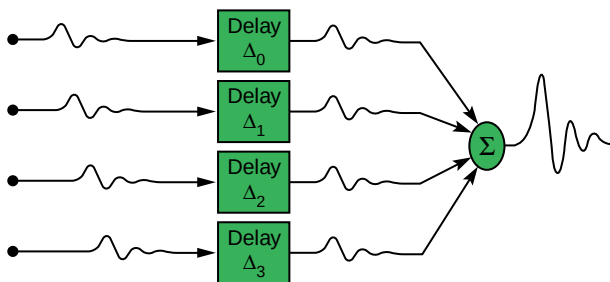


Fig. 2 Principle of beamforming

ただし、各マイクロホンに適用すべき時間遅延 Δ_m は、特定方向に選択的指向性を与えるため、方向に対する単位ベクトル K の関数である。その目的は、方向 K から入射する平面波に対する時間遅延を与えることで、加算する前に時間的に整列させることになる。マイクロホンアレイの位置を考慮すれば、その時間遅延 Δ_m は次式で表現できる。

$$\Delta_m = \kappa \cdot r_m / c \quad (2)$$

ただし、 c は音の伝搬速度である。Fig. 2 に示すように、注目する方向以外から到来する信号は、コヒーレントに加算されずにランダムに加算されるため、互いに打ち消しあうことになる。その結果、注目する方向の信号に対して主要な指向性が得られこれをメインローブと呼び、他の方向に対する感度であるサイドローブと区別する。

2.2. 特長

ビームフォーミング技術では、直径が比較的小さいマイクロホンアレイであっても離れた位置から一回の測定で大型対象物を測定、いわゆるワンショット測定が可能である。例えば、マイクロホンアレイ中心軸から30度の立体角に対して有効な計算結果が期待できる。

また、理想的にはサイドローブ特性は存在しないことが望まれ、それが実際の適用時に音源のない領域に音源があるかのようなゴーストを発生する要因となる。現実的な対応策として、メインローブと相対レベル差が大きくなるように、マイクロホンアレイ設計方針として最大サイドローブレベル(ダイナミックレンジ)が対象周波数範囲において低くなるように設計する技術が知られており⁽⁸⁾、本手法においても適用した。

3. 探査技術開発の目標設定

車外騒音の音源解析手法には前述したように様々なものが試みられているが、試験及び解析に多くの時間と労力を要するものが多く、この課題を解決する実用的な音源探査技術としてビームフォーミングを用いた手法の適用を試みた。

本技術を適用するにあたって実際の車両開発での実用性を考慮して以下の目標を設定した。

- (1) 音源探査の精度として 1 kHz の音源に対して 25cm 以内であること。
- (2) 上記を実現するために、少なくとも 50cm 離れた二つの 1 kHz 音源を分離して探査が可能であること。
- (3) 車両全体をワンショット計測(一回の計測)にて探査が可能であること。
- (4) 計測から探査結果の出力まで 30 分以内であること。
- (5) 探査結果のダイナミックレンジを解析対象周波数の 400Hz から 2.5 kHz まで 10dB 以上確保すること。

以上の目標を設定し検討を実施した。

4. マイクロホンアレイの検討

次に、車両全体に対して音源探査解析を実施するためのマイクロホンアレイについて直径、配置、形状、及びマイクロホン数の検討をおこなった。アレイの直径、及び音源に対する配置については、解析下限周波数(400Hz)、全長 5m の車両全体をカバーするための測定エリア確保、及び空間分解能から決定した。さらに、アレイ形状、及びマイクロホン数については、測定環境での床面完全反射性を利用し、アレイ形状を半円形状(ハーフホイールアレイ形状)とし実質的にマイクロホン数を半分に抑制、その上で空間情報を確保する観点とシステム構成上から 42ch とした。決定したマイクロホンアレイの主要な仕様を以下に、Fig. 3 に上記検討結果によるビームフォーミングアレイの概要図を示す。

- (1)アレイの直径、及び形状:直径 3m の半円形状(ハーフホイール形状)
- (2)マイクロホン数: 42ch
- (3)アレイと音源間の距離: 4m

5. ハーフホイールアレイ特性の検証

前章で示したマイクロホンアレイの性能を確認するため、その主要性能である分解能と最大サイドローブ特性によって決まるダイナミックレンジの二項目について計算をおこなった。

5.1. 音源の分離性能

ハーフホイールアレイの基本性能はその指向特性によって決定される。したがって指向特性によって、2 音源がどの程度までに分離可能であるかをシミュレーションによって検討した。

目標である 0.5m 間隔に配置された 2 個の 1 kHz 音源の分離性能を、このアレイで解析した場合の音源分布計算結果によって検討した。その計算結果をコンター図で Fig. 4 に示す。この結果から微小であるが 2 音源の位置が分離されて表示可能であることがわかる。

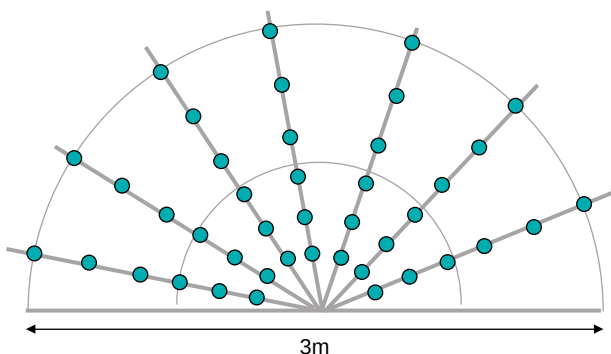


Fig. 3 Typical half-wheel array (42 microphones)

5.2. 最大サイドローブ特性

すでに 2 章で述べたように、マイクロホンアレイの空間配置が指向特性を決定する。指向特性は主軸に対する主ローブが鋭いビームとなり、結果として軸外方向におけるサイドローブの感度が十分に(10dB以上)に抑制されていることが望まれる。サイドローブの抑制が不十分であると音源分布図にゴースト像が発生するため、実用上主要な音源位置を正確に把握することが困難になる。マイクロホンアレイの各マイクロホンの位置は波長に依存して影響を受けるため、メインローブから最大サイドローブまでのレベル差(ダイナミックレンジ)は周波数の関数によって表現されることになる。ハーフホイールアレイのダイナミックレンジを Fig. 5 に示す。この結果から、目標である 400Hz から 2.5 kHz まで 10dB のダイナミックレンジ確保を実現できていることがわかる。

6. スピーカ模擬音源による本手法の測定精度

これまで検討してきた、42chマイクロホンアレイの実際の装置を使ってスピーカ模擬音源による基本性能検証を実施した。

6.1. 1 音源における音源探査精度

実音源位置に対する推定音源位置の誤差を検討するために、スピーカ模擬音源位置に対するビームフォーミングで

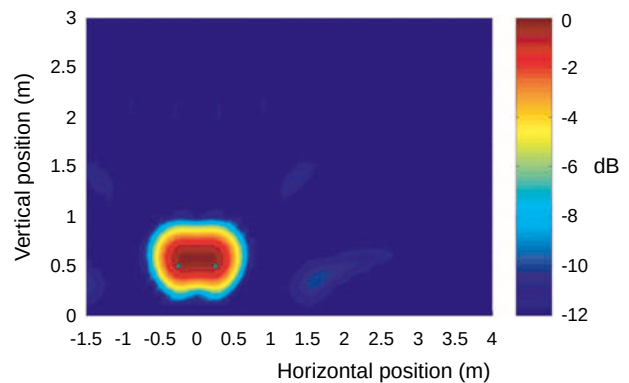


Fig. 4 Result of simulation (42 microphones)

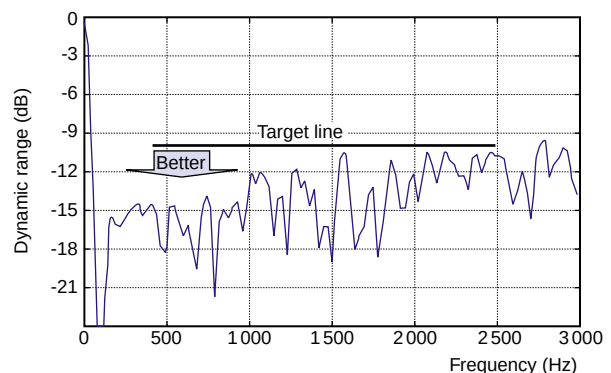


Fig. 5 Maximum side lobe response (42 microphones)

の音源探査による推定位置の誤差を調べる。代表的な結果を Fig. 6 に示す。音源は半無響室の床面から 5 cm の高さに配置し、音源信号は定常 1 kHz ピンクノイズ、音源とマイクロホンアレイ間距離は 4 m で実施している。音源探査結果を 1/3 オクターブバンド、中心周波数 1 kHz での等高線図で示す。計算対象領域は横 5 m × 縦 2.5 m である。この結果から、目標性能である音源位置精度 25 cm を達成できていることが確認できた。また、等高線図は最大値から 10 dB のレンジで表示しているが、音源位置以外のゴースト発生はなく、探査結果のダイナミックレンジが 10 dB 確保されていることが確認できた。

6.2. 2 音源における分離性能

次に、2 音源の分離性能を検証するために、50 cm 間隔で配置された二つのスピーカ模擬音源から放射される音源 (1 kHz 無相関ピンクノイズ信号) をビームフォーミングによって測定した。音源とマイクロホンアレイ間距離は 4 m で実施している。その音源探査結果を 1/3 オクターブバンド、中心周波数 1 kHz での等高線図で Fig. 7 に示す。この結果から目標性能である 50 cm 離れた二つの 1 kHz 音源を分離して探査が可能であることがわかった。

6.3. 過渡現象における性能確認

実際の車両に対する音源探査解析においては、車両が加速運転中の任意エンジン回転数における探査を実施する必要がある。そのため、音源探査解析を過渡現象に対して適用する

必要があり、定常現象の解析結果に対する差異が課題となる。そこで、定常信号と過渡信号の二種の模擬音源スピーカに対する探査結果比較を実施し、その差異を検討した。

定常信号、2 音源に対する探査結果を 1/3 オクターブバンド、中心周波数 1 kHz での等高線図で表したものを Fig. 8 に示す。二個の音源信号は定常 1 kHz 無相関ピンクノイズ、音源とマイクロホンアレイ間距離は 2 m で実施している。

一方、過渡信号、2 音源に対する探査結果を 1/3 オクターブバンド、中心周波数 1 kHz での等高線図で表したものを Fig. 9 に示す。音源信号は、車両の加速運転時における発生騒音周波数の上昇率を上回るように、100 Hz から 5.1 kHz までは 5 秒間で上昇させたものであり、探査解析はその中での 1 kHz 過渡信号に対して実施している。また、音源とマイクロホンアレイ間距離、及びスピーカ模擬音源の配置は定常信号解析の時と同等である。これら Fig. 8, 9 より、過渡現象に対する結果は定常現象における結果と同様の結果が得られ、本解析が過渡現象においても有効であることが確認できた。

7. 台上車両試験における適用

本研究にて提案する探査システムを実際の車両に対して適用した事例を示す。

1.5L 直列 4 気筒エンジンのオートマチックミッションを搭載した車両を用いた。

車両は半無響室内のシャシダイナモ上に配置され実走行

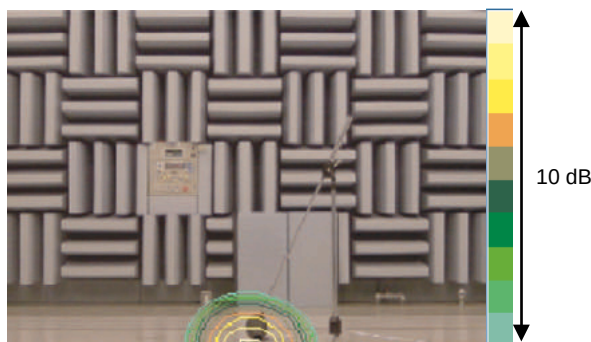


Fig. 6 Result of single source test (loudspeaker, 1 kHz)

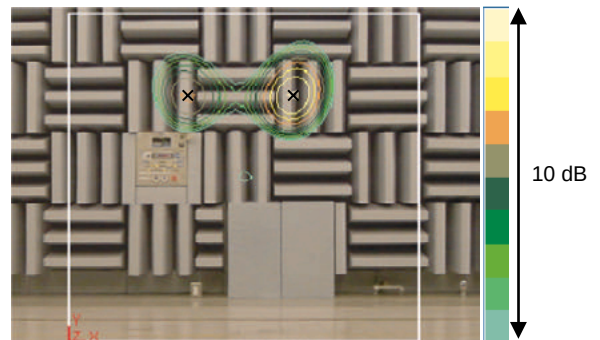


Fig. 8 Result of stationary tone test (x: Noise source)

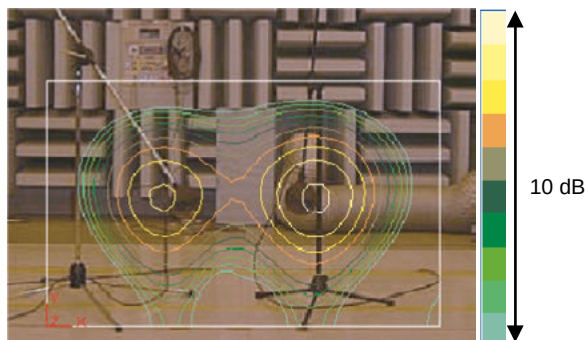


Fig. 7 Result of two-source test (loudspeaker, 1 kHz)

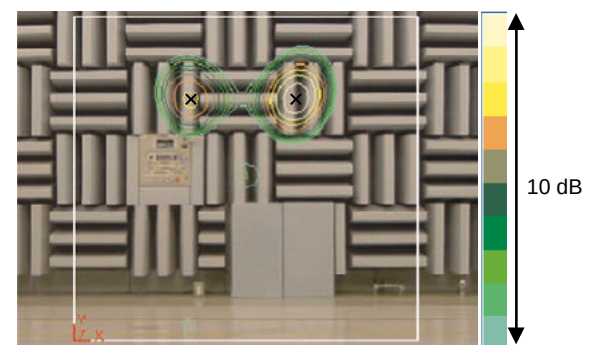


Fig. 9 Result of sweep tone test (x: Noise source)

状態を模擬した走行抵抗制御運転によりダイナモを稼動した。探査用マイクロホンアレイは車両全体を一度で計測するために、車両の外側から4 mの位置に配置し、同時に遠音場を評価点としたマイクロホンを車両の中心から7.5m、高さ1.2mの位置とした(Fig. 10)。エンジン回転数をセンサーにより採集しマイクロホン信号と同時に解析装置に収録した。

車両は、ISO362加速試験のモード走行と同様にドライブレンジにて50km/h一定走行状態から全開加速を実施し、約1.5秒間の計測エリア相当(20m + 全長)を走行している間の時間信号収録をおこなった。

音源探査解析及び評価点の分析は収録された時間信号の中で加速走行騒音の最大値を示すエンジン回転数(3600rpm)において実行した。

Fig. 11にオリジナル車両での評価点における周波数分析結果を示す。各周波数成分の中で特にレベルが高いものは1184 Hzであり、この周波数に着目することとした。同時に計測をおこなったマイクロホンアレイ信号から1184 Hzにおける音源探査解析を実施したものをFig. 12に示す。この結果から、主な音源としてはフロントタイヤの後方から放出されているものであることがわかる。

この探査結果にもとづいて、当該音源に対する対処として遮音板をフロントタイヤ後方に配置した状態で同様の運転をおこない、収録をおこなった。このとき音源探査解析結果を同様の周波数で実施したものをFig. 13に示す。オリジナル状態に対して、主たる音源部位からの放射が弱められていることがわかる。また同時に計測した評価点にお

ける周波数分析結果をオリジナル状態と比較したものをFig. 14に示す。着目した周波数1184 Hzにおいて約12dBの低減が確認できた。

次に車両の状態を変えて排気管後部から排気放射音を発生させた状態において同様の運転を行い騒音の収録を実施した。その時の評価点での周波数分析結果をFig. 15に示すが、1760 Hz及び1880 Hzにおいて周波数成分が突出していることがわかり、これを着目周波数とした。この周波数での音源探査結果をFig. 16に示すが、排気放射音を発生させた部位からの音源放射がよくわかるものといえる。

この排気放射音の発生を除去した状態での音源探査結果と評価点スペクトルを排気放射音発生時と比較したものをそれぞれFig. 17, 18に示すが、探査結果の変化と評価点の変化に相関が得られるものであった。以上、車両に対して探査解析を適用した結果、評価点の音圧レベルを低減する上で探査結果が有効であることがわかった。また、これら計測から音源探査解析まで一連の作業に要する時間は、目標とする30分を下回ることを確認できた。



Fig. 12 Result of beamforming analysis

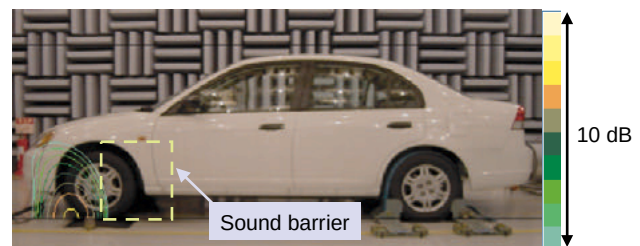


Fig. 13 Result of beamforming analysis (with sound barrier)

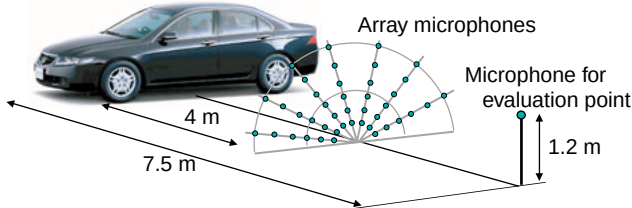


Fig.10 Measurement condition

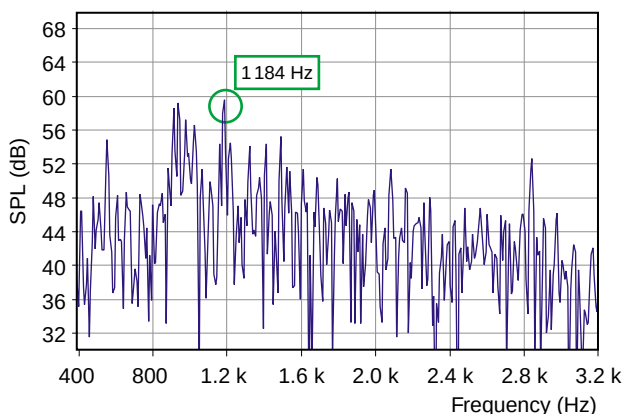


Fig. 11 Sound pressure spectrum at evaluation point

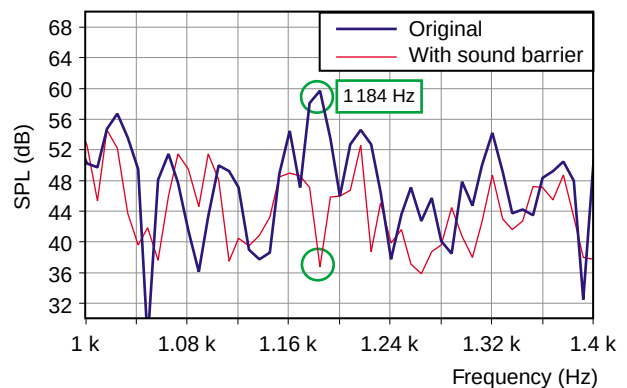


Fig. 14 Sound pressure spectra at evaluation point

8. まとめ

車外加速騒音の台上解析の一手法としてビームフォーミング法音源探査の適用結果を報告した。その中で車外騒音解析に適したマイクロホンアレイを検討し、その手法を用

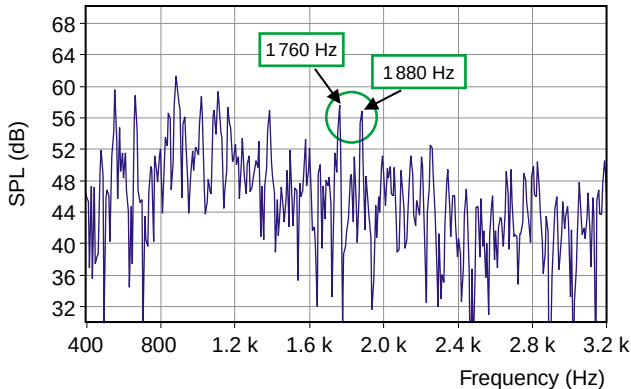


Fig. 15 Sound pressure spectrum at evaluation point

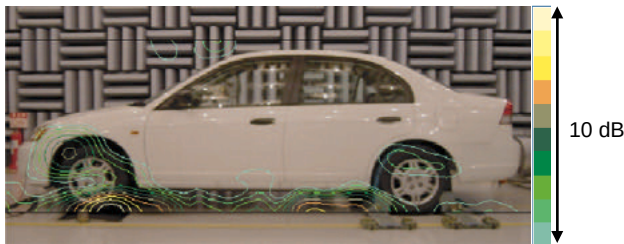


Fig. 16 Result of beamforming analysis (with exhaust noise radiation)



Fig. 17 Result of beamforming (without exhaust noise radiation)

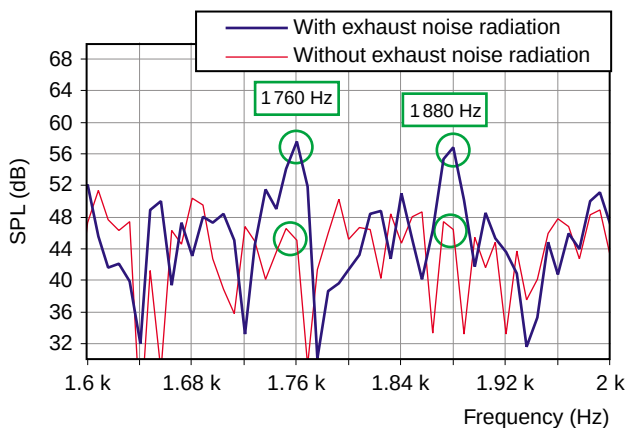


Fig. 18 Sound pressure spectra at evaluation point

いてスピーカ模擬音源と台上車両両方での音源探査を試みた。その結果、

- (1) 目標として設定した探査精度、ワンショット計測、解析時間、及びダイナミックレンジを達成できる、マイクロホンアレイを含めた音源探査装置を実現できた。
- (2) 本装置を車外騒音の音源解析に適用した結果、騒音を低減する上で有効な手法であることが確認できた。

謝 辞

本研究を推進するにあたり、ご協力を頂きました B&K ジャパン(スペクトリス(株)ブリュエル・ケア事業部)、B&K 社の方々に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 沢井ほか：自動車騒音の音源別寄与率の計測法について，自動車技術 Vol.35, No.12, p.1428-1432(1981)
- (2) 柏木ほか：マイクロホンアレイを用いた台上騒音計測システムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集 No. 936, p.281-284(1993)
- (3) 坂本ほか：音響ホログラフィを用いた自動車の走行中における騒音源探索について，自動車技術会学術講演会前刷集 No. 953, p.145-148(1995)
- (4) A. R. Fleszar: "Combining Vehicle and Test-Bed Diagnosis Information to Guide Vehicle Development for Pass-By Noise", SAE 2001-01-1565(2001)
- (5) R. W. Stoker, et al.: "Investigations of Airframe Noise in Pressurized Wind Tunnels", AIAA/CEAS 2001- 2107 (2001)
- (6) 高野：高速車両の音源を可視化する，日本機械学会誌 Vol.99, No.931, p.433-436(1996)
- (7) Y. Takano: "Development of Visualization System for High-Speed Noise Source with a Microphon Array and a Visual Sensor", Inter Noise2003 Seogwipo, Korea, August 25-28(2003)
- (8) Hald J: "A class of optimal broadband phased array geometries designed for easy construction", InterNoise2002 Dearborn, MI, USA. August 19-21(2002)

■ 著 者 ■



半沢 幸彦



北原 純



西村 伸一

吸気系放射音解析手法の構築

Establishment of Method for Analyzing Radiation Noise in Intake System

伊藤 秀昭*
Hideaki ITOH
井出 史彦*
Fumihiko IDE

前田 元孝*
Mototaka MAEDA
上田 至朗**
Jiro UEDA

要 旨

エアクリーナの放射音は、内部音圧による音響加振と構造共振特性によって決定されるが、音響、構造連成解析により放射音を予測し、最も軽量な構造に最適化する計算手法を開発した。本手法を新規エアクリーナの開発に適用したところ、放射音予測精度は300Hz以下で充分あることが検証され、12%の軽量化が実現でき、本手法の有効性が証明できた。

ABSTRACT

Radiation noise in an air cleaner is determined by acoustic excitation due to internal pressure and also by the structural resonance characteristics. A calculation method was developed for predicting radiation noise by acoustic and structural coupling calculation analysis, and also for designing the structure of the air cleaner to be as light as possible. This method was applied to the development of a new air cleaner. As a result, it was verified that the prediction accuracy of the radiation noise was within 300 Hz, which was adequate, and also it was possible to reduce the weight of the air cleaner by 12%, thus proving the effectiveness of this method.

1. まえがき

車両の軽量化要求の高まる中でエンジン吸気系の軽量化要求も高まっている。エンジン吸気系の中では特にエアクリーナは、容積、質量が大きいため、軽量化が必要な部品である。一方、車両のNV商品性向上の要求も高く、エアクリーナは放射音を抑制できる構造を満たす必要性も高まっている。従来、エアクリーナの放射音を低減するために、板厚増や補強リブなどを設定しエアクリーナ表面の剛性を確保する手法が一般的におこなわれており、質量が増加する傾向にある。よって、吸気システムにおいても軽量化と放射音低減は相反する要素となっている。

そこで、吸気システムの中でもエアクリーナに対して、その内部音響特性と構造特性を用いて音響構造連成解析によりエアクリーナからの放射音を予測できるシミュレーション手法を開発した。加えて予め設定した目標とする放射音に対して、最も軽量な構造に最適化する手法を構築したので報告する。

2. 放射音特性の要因

エアクリーナの放射音は、一般的にエンジンの吸気管内に発生する吸気脈動による圧力変動が吸気管内を伝播し、エアクリーナ内部で音響入力として発生する。放射音特性に影響するエアクリーナの特性を解析するため、単体音響加振試験に置換し、振動特性と放射音特性の相関を明確にした。

2.1. 単体音響加振試験への置換

エアクリーナにおける放射音の特性要因を特定するため、まず完成車試験よりもより単純かつ他の騒音源からの影響が小さい単体音響加振試験に置換し、完成車試験との相関を検証した。

完成車試験におけるエンジンファイアリング時のエアクリーナ放射音の音圧レベルと単体音響加振試験におけるエアクリーナ近傍音の比較を Fig. 1 に示す。その結果、完成車試験における放射音と単体音響加振試験における放射音

* 栃木研究所

** 日本CDH株式会社

の周波数特性はほぼ一致しており、単体音響加振試験により完成車のエアクリナ放射音特性を評価できることが確認できた。

2.2. エアクリナ表面振動と放射音の相関

エアクリナ表面振動と放射音の特性の関係を明らかにするため、単体試験により比較をおこなった。エアクリナ表面の振動特性は、振動加振による手法(イナータンス)と音響加振による手法(音響イナータンス)により評価した。

2.2.1. 振動加振による振動と放射音特性

振動加振によるイナータンスと放射音の周波数特性を比較すると、イナータンスの共振ピークと放射音ピークは近い周波数であるものの必ずしも一致せず、イナータンスは放射音の特性を表しているとはいえない(Fig. 2)。すなわちエアクリナへの振動入力による表面振動との関係は低いことがわかる。

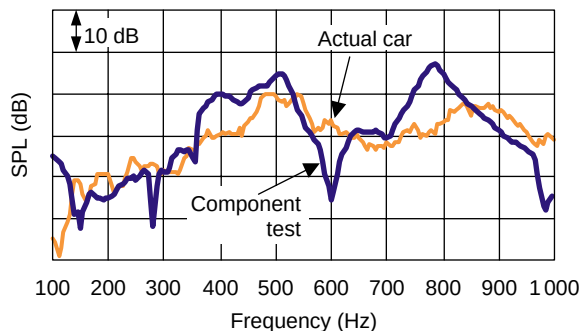


Fig. 1 Comparison of results between specification test and acoustic excitation test

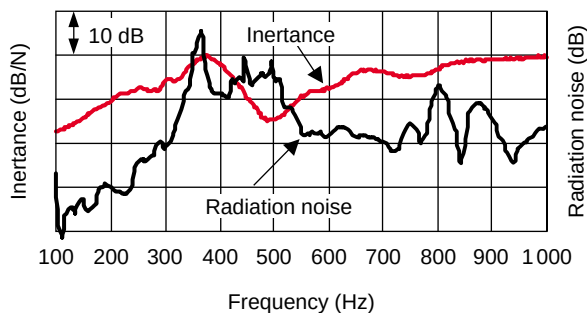


Fig. 2 Comparison of inertance and radiation noise

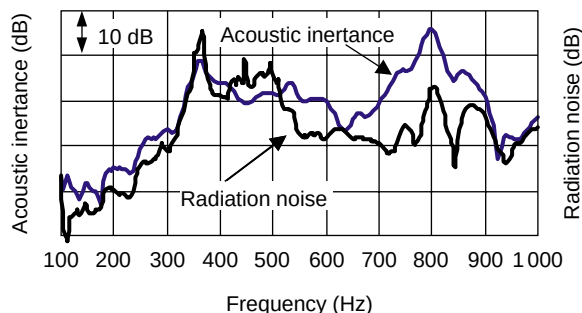


Fig. 3 Comparison of acoustic inertance and radiation noise

2.2.2. 音響加振による表面振動(音響イナータンス)と放射音特性

音響加振による振動(音響イナータンス)と、放射音の特性を比較した結果をFig. 3に示す。この結果より二つのデータのピーク周波数が一致しており、音響加振による振動と放射音の周波数特性の相関が高く、エアクリナの放射音解析は、内部音響入力と振動応答の連成解析が必要と考えられる。

2.3. エアクリナ放射音発生事例

エアクリナ放射音の発生事例を Fig. 4-7 に示す。この事例では、エンジンファイアリング時のエアクリナ放射音は Fig. 4 に示すように 300 - 400Hz, 500Hz 以上が主要

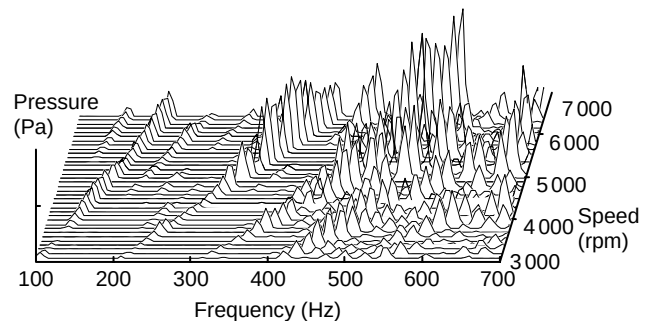


Fig. 4 Radiation noise spectrum

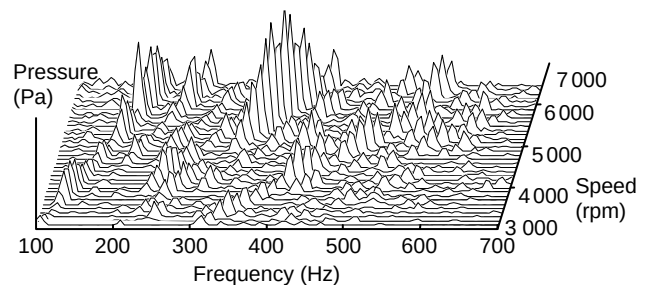


Fig. 5 Cabin noise spectrum including radiation noise

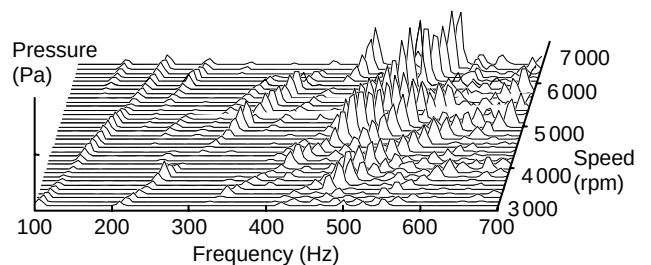


Fig. 6 Spectrum of reduced radiation noise spectrum

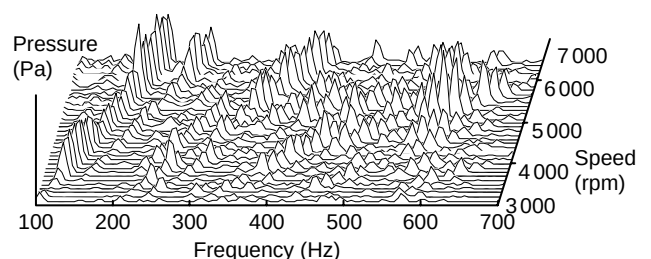


Fig. 7 Cabin noise spectrum including reduced radiation noise

成分となっている。このとき、車両室内では Fig. 5 のような騒音が発生している。エアクリーナの放射音を分離するためにエンジンルーム内のエアクリーナを遮音材で覆い、十分に放射音を低減すると Fig. 6 のように放射音スペクトルが変化し、車両室内における騒音は 300 - 400Hz の成分が Fig. 7 のとおり大幅に低減する。このことから、本事例におけるエアクリーナの放射音の車両室内騒音に対する影響は 300 - 400Hz であることが確認された。

よって、本報告では 400Hz 以下に着目し、放射音の解析をおこなうこととした。

3. 解析手法の構築

吸気管内の音響特性とエアクリーナの振動特性の音響、構造の連成解析を以下に示す手順でおこない、エアクリーナの放射音を算出した。

3.1. 吸気管内音響特性

Fig. 8 のようにエンジン側の加振点から吸入口までの吸気系全体の音響モデルをソリッド要素にてモデル化する。音響入力相当の加速度を与える加振パネルは、Fig. 9 に示すようにエンジン側に接続される吸気系のスロットル部断面にシェル要素にて作成する。加振パネルは管路系と平行に移動するように定義し、他の方向の自由度を拘束する。

この加振パネルに音響入力 P_{in} を与え、吸気管路伝達関数 $H_{ac(n)}$ より、エアクリーナの壁面にかかる音圧に相当する力 $P_{(n)}$ は次の式で表される。

$$P_{(n)} = H_{ac(n)} P_{in} \quad (1)$$

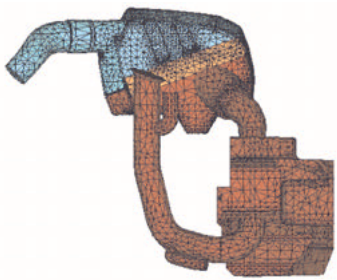
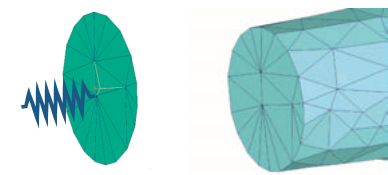


Fig. 8 Acoustic model



(A) Excited panel (B) Acoustic model

Fig. 9 Model of excited panel and acoustic model

3.2. エアクリーナ振動特性

エアクリーナの構造モデルを有限要素シェルモデルにて作成する。計算精度を高めるため、エアクリーナモデルは、ケース、カバーの外壁構造以外に、シールラバー、フィルター、カバー締め付け部の全ての部品に対し詳細にシェルモデル化する。

3.3. 音響、構造境界モデルの作成

音響、構造境界モデルを作成するためには、二つのモデルの境界部分の要素が 1 対 1 で一致する必要がある。しかし、一般的に構造モデルは音響モデルに対し、メッシュが非常に細かく、境界部の要素は一致しない。したがって、式(2)に定義される音響モデルと構造側振動モデルの接している部分の近似補完をおこなうマトリクス(連成マトリクス)が多く用いられている。本報告においてもこの連成マトリクスを用い、音響、構造境界モデルを作成した。すなわち Fig. 10 に示すように、この連成マトリクス $M_{(m,n)}$ と $P_{(n)}$ により構造モデルの各要素に作用する力 $V_{(m,n)}$ は次の式で表される。

$$V_{(m,n)} = M_{(m,n)} P_{(n)} \quad (2)$$

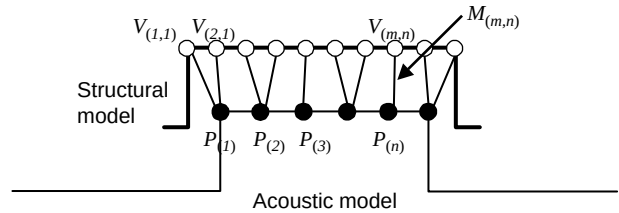


Fig. 10 Coupling matrix

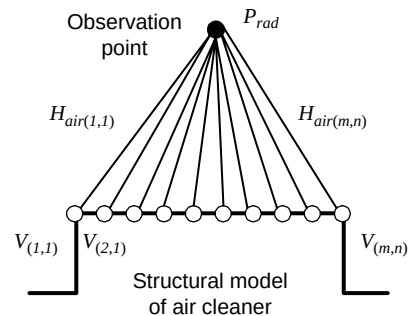


Fig. 11 Acoustic transfer function

Observation point ●

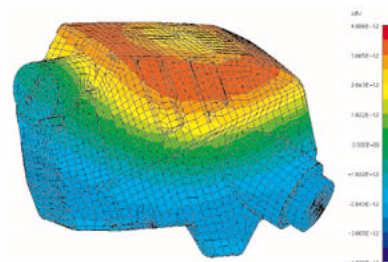


Fig. 12 Example of calculation of acoustic transfer function

3.4. 音響伝達関数計算

Fig. 11のように観測点におけるエアクリーナ表面から放射される放射音 P_{rad} をもとめるために、構造モデル表面の各要素から観測点までの音響伝達関数 $H_{air(m,n)}$ を計算する。

実際のエアクリーナの計算結果として、Fig. 12に音響伝達関数の結果を示す。寄与の高い部分を赤色で示しており、この例では上面から側面部の寄与が高いことがわかった。

3.5. 放射音計算

前述の吸気管路伝達関数 H_{ac} 、連成マトリクス $M_{(m,n)}$ 、音響伝達関数 $H_{air(m,n)}$ により、観測点における放射音が式(3)でもとめられる。

$$\begin{aligned} P_{rad} &= \sum H_{air(m,n)} V_{(m,n)} \\ &= \sum [H_{air(m,n)} M_{(m,n)} H_{ac(n)} P_{in}] \end{aligned} \quad (3)$$

4. 最適化計算

前項よりエアクリーナの放射音は、吸気系の管路内の音響伝達関数とエアクリーナの構造特性により決まることがわかった。したがって、目標放射音の達成とエアクリーナの軽量化を実現できるエアクリーナの最適化は吸気系の音響特性改善と構造特性改善の二つの手法が考えられる。その中でも本報告では現状の吸気系の音響特性に対し構造特性を最適化し放射音の低減と軽量化を図ることとした。

本手法は、音響共鳴との連成を避け振動固有値をチューニングすることで、放射音の低減が可能な最適構造が存在すると仮定し、放射音を目的関数とした最適化計算と軽量化を目的関数とした最適化計算をおこなう。

最適化計算の変数にはエアクリーナの外壁および補強部材の板厚を用い、第一段階ではエアクリーナの質量を数%の範囲で拘束し対象周波数範囲における放射音の目標音圧を達成する構造を求める。次に第二段階では、放射音レベルを拘束し、最も軽量化を求める。最適化アルゴリズムはβメソッドを用い、対象周波数範囲における音圧ピークレベルを低減する手法とした。

パラメータに用いる板厚は、外壁および補強(リブ)部分を数セクションに分割して作成した。一例を Fig. 13 に示

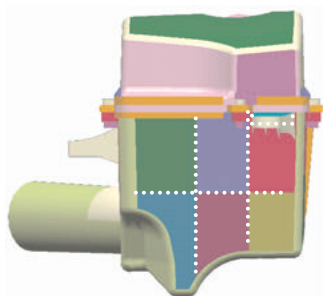


Fig. 13 Example of divided sections

す。このセクションは、前項の Fig. 11 に示した音響伝達関数および、構造モデルの振動モードを参考に分割する。

5. 適用結果

本解析手法と最適化計算を適用し新規吸気系の開発におけるエアクリーナの放射音低減と軽量化を検討した事例を紹介する。

5.6. 放射音レベル計算精度の検証

Fig. 14に示すように放射音計算結果と音響加振実験による実験結果を比較すると、300Hz 以下では、特性を良く再現できており本解析手法により放射音計算予測が可能であることが確認できた。

5.7. 最適化計算の適用

エアクリーナの振動モードを基に、構造モデルを数セクションに分割し、放射音性能を達成する最も軽量化構造に最適化した。

第一段階は Fig. 15 に示すように初期の応答レベルに関して、放射音の目標値を目的関数に設定し、各セクションの板厚を最適化し目標値を達成する構造を求める。この例では9回目の計算により、放射音目標の達成が可能となった。第一段階で最適化で得られた構造を第二段階の初期構造と

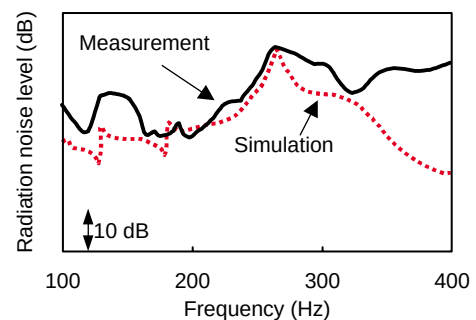


Fig. 14 Correlation of experimental and simulation results

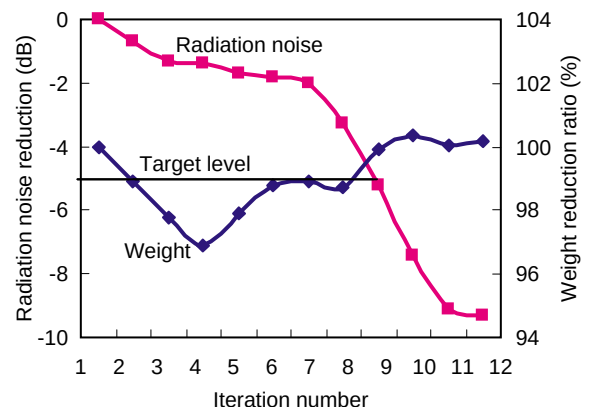


Fig. 15 First step of optimization

参考文献

- (1) 尼子龍幸: FOAにおける応答曲面法による寸法最適化, 豊田中央研究所 R&D レビュー Vol.37, No.1, p.31-36 (2002)
- (2) 田口, 実験計画法, 第3版, 上下, 丸善(1976)
- (3) M.Alex: Air Intake Development-Effects of Coupled Fluid/Structure Modes, SAE paper n. 20011919
- (4) Mladen Chargin: β 法定式化による周波数応答の最適化について, CDH 社ホームページ www.cdh.co.jp/technical/beta.pdf

し、放射音のレベルを拘束し、Fig. 16のようにより軽量となる構造を決定した。この適用例では、約85%の質量に収束した。

5.8. 最適化結果の検証

前項の最適化をおこない、その他搭載用のブラケット等を追加し試作品を作成し、エアクリーナ質量および放射音レベルを検証した。その結果、Fig. 17のように完成車における放射音を8dB低減し、かつ12%の軽量化を達成した。

6. まとめ

エアクリーナの内部音響特性とその構造特性から放射音を音響構造連成解析により予測し、構造を最適化する手法を構築し、以下の結果を得た。

- (1) 本計算手法により、300Hz 以下において、放射音計算予測を可能とした。
- (2) 本手法は、目標放射音の達成と軽量化との両立に効果的な方法であることが確認された。

なお、本手法を新規エアクリーナの開発に適用し、放射音の目標を達成し、12%の軽量化を図ることができた。

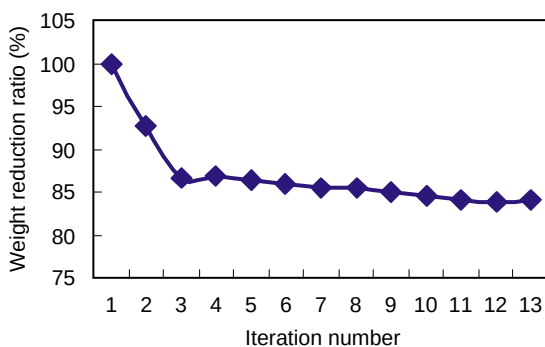


Fig. 16 Second step of optimization

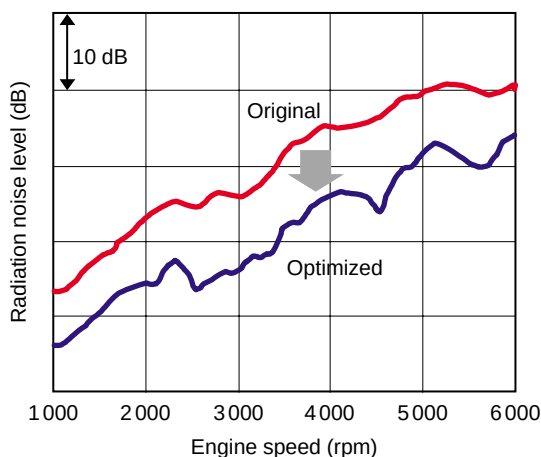
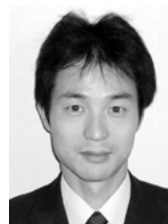


Fig. 17 Radiation noise reduction effect in the vicinity of actual car

■ 著 者 ■



伊藤秀昭



前田元孝



井出史彦



上田至朗

モード配列変更によるボデー振動低減の検証

Verification of Modal Arrangement for Reduction of Body Response

高 橋 康 一*
Koichi TAKAHASHI

久 世 正 文*
Masafumi KYUSE

酒 井 竜 英*
Tatsuhide SAKAI

要 旨

本報告はミディアムクラスセダンの 2000rpm 以下の室内こもり音に対するボデー振動低減について検討したものである。モード周波数とモードシェイプをモード配列と定義し、ボデー振動を大幅に低減できる目標配列を設定した。目標配列を実現するために、前後ガラス付ホワイトボデーの構造を FE モデル上で変更し実機改修をおこなったところ、ボデー全体の振動低減とキャビン上部と下部の位相関係を狙い通り改善することができた。これによりモード配列がボデー振動低減に有効であることが実証された。

ABSTRACT

This report describes a verification of cabin noise reduction for a medium class sedan at engine speeds lower than 2 000 rpm. Mode frequencies and mode shapes are defined as a modal arrangement, and a target arrangement is established to achieve significant body response reduction. In order to realize the target arrangement, a FE model of a semi-white body is modified, and an actual vehicle is modified as well. As a result, overall body response is reduced, and a relationship between phases in upper and lower parts of the cabin is improved as aimed. Thus, the modal arrangement is proved to be effective to reduce body noise and vibration.

1. まえがき

乗用車の室内こもり音に関連したシステム特性は、エンジン振動、エンジンマウント特性、サブフレーム特性、駆動系及びサスペンション伝達特性、ボデー特性、キャビン音場と多岐にわたる。本報告は、直列4気筒エンジン(排気量2.4l 5AT)搭載のミディアムクラスセダンを対象に、ボデー特性に注目し、2000回転以下の室内こもり音に対するボデー骨格について検討した。ボデー振動に対して寄与の高い複数のモードをS級モードと定義し、その選定をおこなった。それぞれのモード周波数とモードシェイプをモード配列と定義し、ボデー振動を大幅に低減する目標配列を設定した。目標配列を実現するためにFEモデルを用いて構造を検討し、実機改修を実施したところ、狙い通りのボデー振動低減とキャビン上部と下部の位相が実現できた。これにより今回検討した配列がボデー振動低減に有効であることが実証できたので報告する。

*栃木研究所

2. 実験モーダル解析

エンジン実稼動状態におけるモードを抽出するために、車両に対して実稼動モーダル解析(operational experimental modal analysis, 以下operational EMA)をおこない、ボデーのモードをより明確に捕らえるために、前後のウィンドウガラス付きホワイトボデー(セミホワイトボデー)に対してモーダル解析をおこなった。

2.1. 実稼動モーダル解析

完成車をシャーシローラ上に載せ、Fig. 1 のように前輪右側のナックルとフロントサブフレームの前側の2点を加振点とし、振動点はボデー、サブフレーム、サスペンション、ドア等の合計で213点に設定した。

Fig. 2 は縦軸が車速、横軸が周波数となっており、緑色の破線がタイヤの回転次数を、黒色の実線は5速走行状態でのエンジン回転の1次成分を表している。赤実線、青実線

と緑破線、黒実線の交点は、それぞれ車速を 90km/h、100km/h 一定とした時のタイヤの回転次数及びエンジン回転 1 次と一致する周波数を示している。

このようにタイヤ及びエンジンの回転次数が測定しようとしている周波数範囲で重ならない二つの速度を任意に選び、それぞれの車速を維持した状態で加振器による加振テストをおこない、213 点の伝達関数を測定した。

Fig. 3 に二つの速度での伝達関数を示す。計測した伝達関数の方には、タイヤの回転次数と重なる周波数にて、鋭利



Fig. 1 Excitation points in operational EMA

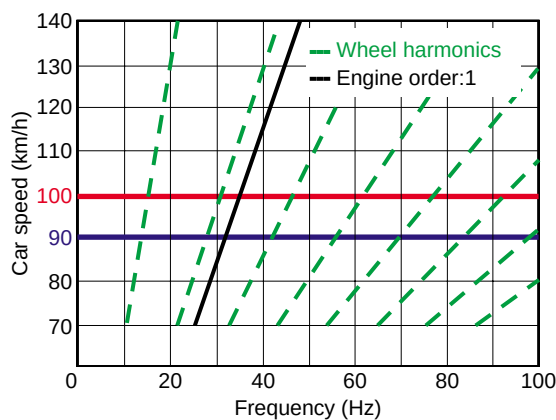


Fig. 2 Condition of operational EMA

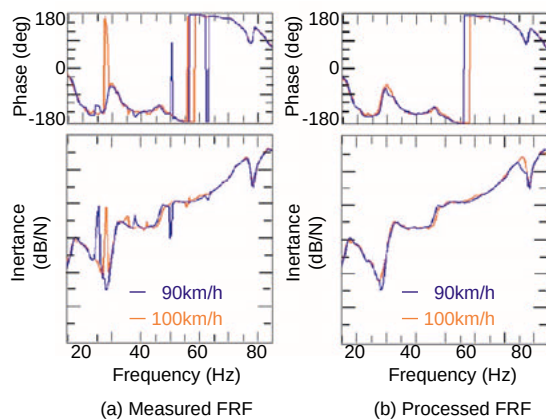


Fig. 3 Post processing of operational EMA

Table 1 S class mode frequency obtained from operational experimental modal analysis

Mode number	Frequency
S1	31.5Hz
S2	45.7Hz
S3	51.7Hz
S4	77.7Hz

なピーク形状になっているノイズが見られるが、互いにデータを補完し合うことにより、ピークの無い伝達関数を得た。

このように処理をおこなった伝達関数に対して、モーダル解析をおこなうことにより、実稼動時のモードを明らかにした。

Fig. 4 にキャビン上部の実測伝達関数とボデーの振動レベルに占める寄与の高いモード(S級モード)ごとに合成した伝達関数を示す。この図より明らかなように、S1, S2, S3, S4 の四つモードの寄与が高いことがわかる。それぞれのモード周波数については Table 1 に示す。

また、参考としてこの四つのS級モード以外にも寄与の高いモードが存在するが、それらはボデー振動モードの影響によるものではなく、サスペンションあるいはドア等のモードである。

代表として Fig. 5 に S1 モードシェイプを載せる。このモードの特徴としては、ボデーの曲げと同時にキャビンの上部と下部が逆位相で動き、キャビンの容積変化に不利なモードシェイプであることが考察される。

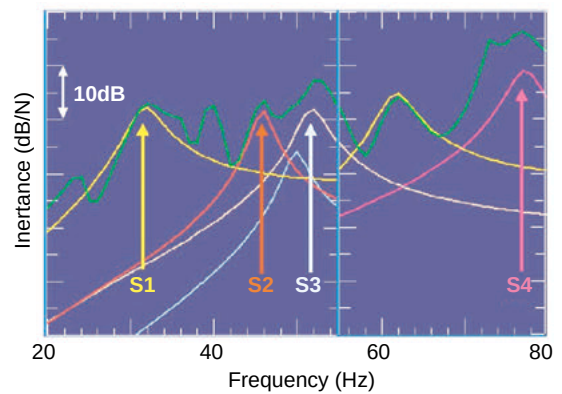


Fig. 4 Contribution of S class modes to measurement frequency response function

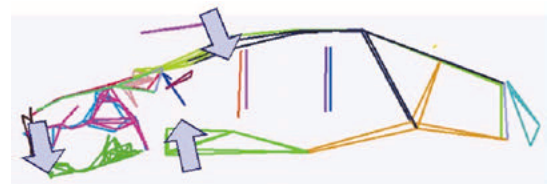


Fig. 5 Mode shape of S1

S2 モードにおいても、キャビン上部と下部において S1 モード同様逆位相で振動するモードシェイプであり、室内音圧レベル低減のためには、モード周波数の変更及びキャビン上部と下部の位相関係を逆位相から同位相へと近づけるモードシェイプの変更が有利であると考察される。

2.2. 実験モーダル解析

ボデーのモードをより明確に捕らえるために、セミホワイトボデーに対してモーダル解析を実施した。エアマウント上に載せ、フロントサブフレームの右前取り付け点と左後取り付け点の2点を加振点に設定し、131点3方向の伝達関数の測定をおこない、モーダル解析よりモードの抽出をおこなった。

Fig. 6 に 40-60Hz におけるキャビン上部の実測伝達関数と、振動レベルに占める寄与の高いモード(W級モード)ごとに合成した伝達関数を示す。この図より明らかなように、W1, W2, W3, W4, W5の五つモードの寄与が高いことがわかる。

Table 2 にW級モードの周波数を載せているが、モードシェイプの特徴から、S1 と W1, S2 と W3, S3 と W4 の相関が高いと判断した。

Fig. 7 に代表として W1 モードのシェイプを示すが、S1 と同様にキャビン上部と下部が逆位相で動いており、キャビンの容積変化に不利なモードシェイプであることが明らかである。W3 モードに関しても W1 の特徴と一致していることを確認した。

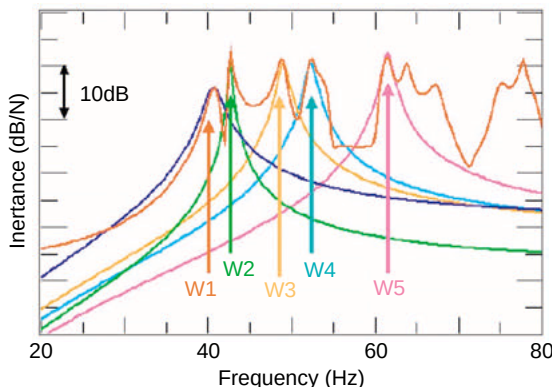


Fig. 6 Contribution of W class modes to measurement frequency response function

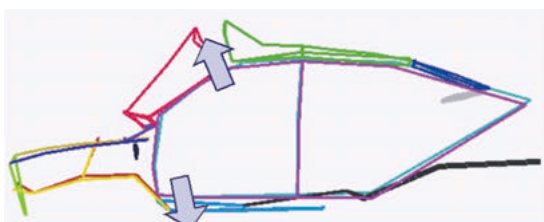


Fig. 7 Mode shape of W1

Table 2 W class mode frequency obtained from experimental modal analysis

Mode number	Mode number	Frequency
S1	W1	40.8Hz
	W2	42.6Hz
S2	W3	48.9Hz
S3	W4	52.8Hz
	W5	60.8Hz

3. モード配列変更

対象物のモード周波数とモードシェイプをモード配列と定義し、モード配列変更によるキャビン上部の振動レベル低減とキャビン上部と下部の位相変更を試みた。

3.1. モード配列変更の目標設定

前項の結果を踏まえて、モード配列の目標を決定した。

W1 モードに関しては、スティフネスラインを引き下げることによるアンダーボデーの振動レベル低減を狙って、20%上昇させた 49Hz を目標とした。

W2 モードに関しては、Fig. 8 に示すようにキャビン上部と下部の位相関係を、現状の逆位相から同位相にモードシェイプを変更する。その上で、W1モードと連成させることを狙い 49Hz とした。

W3モードに関しては、W1モード同じくキャビンの上部と下部が逆位相で動くモードシェイプである。モーダルパラメータの伝達関数合成より 9Hz以上の周波数差であることが望ましいことを確認し、58Hz に設定した。

W4モードについては、W2モードと同様なモードシェイプであるため、W2と同様な周波数上昇とし14%、60Hzと算出した。

W5 モードについては、モーダルパラメータの伝達関数合成より W4 モードと 4 Hz 以上の周波数差であることが望ましいことを確認し、64Hz に設定した。

Table 3 に各W級モードの目標周波数をまとめる。

3.2. 目標配列による伝達関数合成

モード配列を実験モーダル解析の結果から目標配列に変更し伝達関数の合成をおこなった。Fig. 9にボデー先端部であ

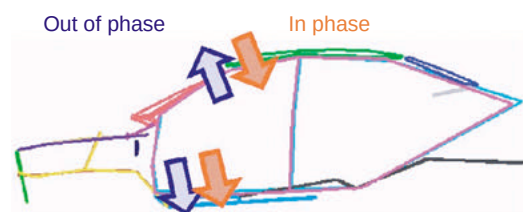


Fig. 8 Concept of mode shape change

Table 3 Target mode frequency determined by refining modal arrangement

Mode number	Base frequency	Target frequency
W1	40.8Hz	49Hz
W2	42.6Hz	49Hz
W3	48.9Hz	58Hz
W4	52.8Hz	60Hz
W5	60.8Hz	64Hz

るサイドフレーム先端の伝達関数と室内こもり音に対して寄与の高いキャビン上部の伝達関数を示す。サイドフレーム先端の振動は、ピーク自体のレベルは変化していないが、ステイフネスラインを引き下げたことにより、エンジンの回転が低い領域でのボデー振動を引き下げられると予測された。また、キャビン上部では位相の異なるモードの連成により約 6 dB の振動レベルを低減できることを確認できた。

また、キャビン上部と下部の位相関係についてはFig. 10に示すように、40 - 50Hz の間において逆位相であったものが、同位相に変化していることが確認できた。

以上の結果からモード配列を目標の通り変更することで狙い通り振動レベルを低減できることを検証できた。

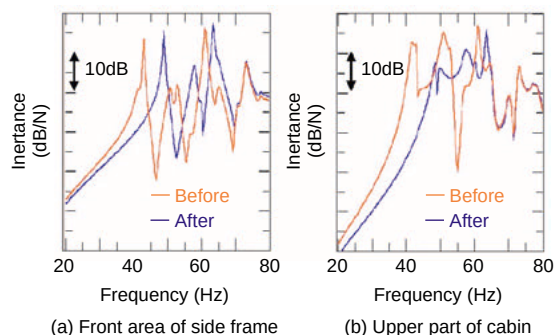


Fig. 9 Estimation of response levels by refining modal arrangement

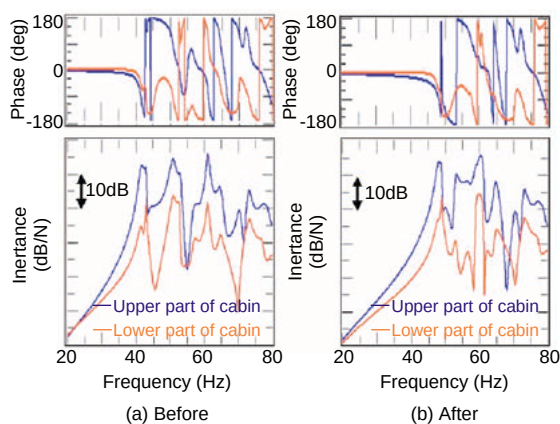


Fig. 10 Estimation of phases in upper and lower parts of cabin by refining modal arrangement

4. FE モデルを用いた構造変更

前項で立てたモード配列目標を実現すべく、セミホワイトボデーの FE モデルを用いて対象モードに対して感度解析を実行した。その結果を踏まえて構造変更を施し、性能予測をおこなった。

4.1. 感度解析と構造変更

対象モードに対して、剛性感度解析及び、質量感度解析、板厚感度解析をおこない、構造変更が必要な箇所を洗い出した。

Fig. 11 に W1 モードの剛性感度解析結果を示す。この図は、黄色や桃色の部分の剛性を上げることで、モード周波数を上げられることを示している。このモードにおいては、フロントウィンドウ廻りの剛性、センターピラーの上下結合部分の剛性増がモード配列変更に有効であることが明らかになった。

Fig. 12 に W2 モードの質量感度解析結果を示す。この図は、青色や茶色の部分の質量を下げることで、モード周波数を上げられることを示している。このモードの場合は、サイドフレームの先端部分、フロントパルクヘッド部分を軽量化がモード配列変更に有効であることが明らかになった。

全てのW級モードに対して剛性・質量の感度解析及びひずみエネルギー分布を確認しながら、FEモデル上で構造変更を施した。構造変更を施した箇所は、各ピラー、サイドシル、ルーフサードレール及びルーフレール等の結合部を中心に約 20 箇所に施した。

4.2. 達成予測

前項で検討した構造変更を施した FE モデルを用いて性能予測をおこなった。

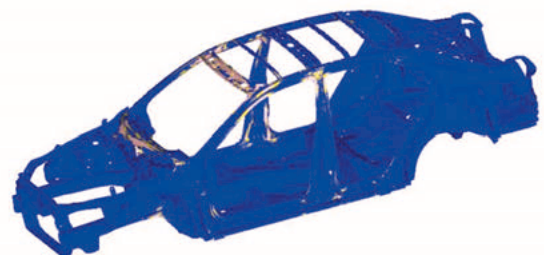


Fig. 11 Stiffness sensitivity analysis



Fig. 12 Mass sensitivity analysis

Table 4 Estimated mode frequencies with refined FE mode

Mode number	Target frequency	Estimated with refined FE model
W1	49Hz	52Hz
W2	49Hz	49Hz
W3	58Hz	57Hz
W4	60Hz	59Hz
W5	64Hz	64Hz

Table 5 Verified mode frequencies with modified semi-white body

Mode number	Estimated with FE model	Verified with modified semi-white body
W1	52Hz	51.9Hz
W2	49Hz	49.2Hz
W3	57Hz	56.3Hz
W4	59Hz	59.1Hz
W5	64Hz	63.5Hz

Table 4 にモード配列変更目標と構造変更を施したFEモデルを用いた予測のモード周波数を示すモード配列については、W1モードが目標よりも3Hz高く、W3モードが2Hz低くなっているが、Fig. 13 に示したFEモデルの構造変更前後のサイドフレーム先端とキャビン上部の合成伝達関数からわかるように、サイドフレーム先端で6dB、キャビン上部で12dBの低減を達成している。

Fig. 14にキャビン上部と下部の位相関係を示す。構造変更前は40-52Hzの間において逆位相であったが、構造変更後は同位相に変化している。

前項にて施した構造変更を実機に対しても施すことで、モード配列を変更し、振動レベル低減が図れる予測が立った。

5. 実機検証

FEモデルと同じ構造変更を施したセミホワイトボデーを製作し、2.2項と同じ条件で実験モーダル解析をおこない、改修によるモード配列変更の検証をおこなった。Table 5にFEモデルを用いた予測と実機改修結果のモード周波数を示す。これより、モード周波数が予測通り変更できていることが確認できた。

Fig. 15に実機改修前後のサイドフレーム先端とキャビン上部の伝達関数を示す。ステイフネスラインを引き下げるにより、サイドフレーム先端の振動レベルを6dB、キャビン上部の振動レベルを60Hz以下ではモードのピーク周波数でも7dB、それ以外の部分では10dB以上の低減ができた。

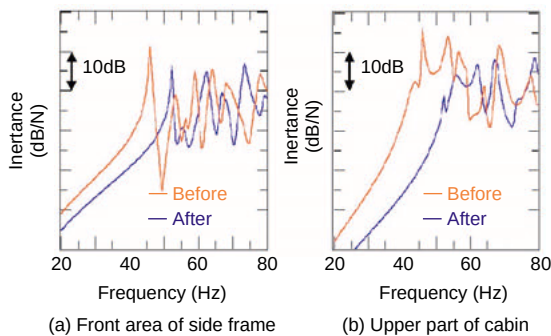


Fig. 13 Estimation of response levels by refining FE model

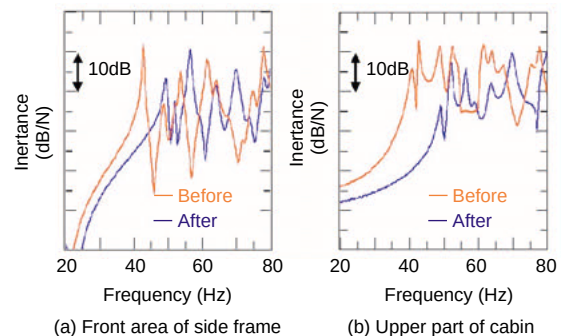


Fig. 15 Verification of response levels by modifying semi-white body

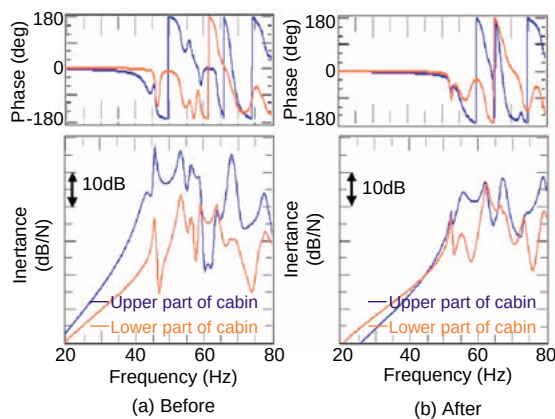


Fig. 14 Estimation of phases in upper and lower parts of cabin by refining FE model

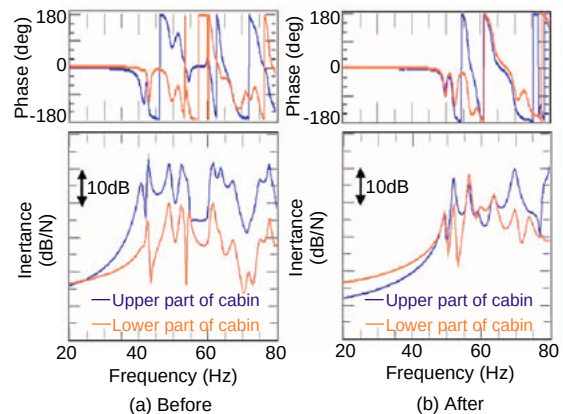


Fig. 16 Verification of phases in upper and lower parts of cabin by modifying semi-white body

Fig. 16にキャビン上部と下部の位相関係を示す。実機改修前はキャビン上部と下部の位相が 42 - 60Hz の広範囲にわたって逆位相であったものが、改修後はモードシェイプを狙い通り変更したことにより、52Hz 以下及び 60Hz 以上の範囲で逆位相から同位相へ変えられていることも確認できた。

6. まとめ

本報告では、直列4気筒エンジンを搭載したミディアムクラスセダンの 2000 回転以下の室内こもり音を低減するために、セミホワイトボデーのモード配列について検討し、下記の成果を得た。

- (1) キャビン上部と下部の位相に着目し、モード配列を変更した。対象部の位相が異なるモードを連成させることで、ボデー振動レベルを低減できることを計算予測した。
- (2) ねらいとするモードシェイプとモード周波数が実現できるような構造変更を計算検討し、実機改修により検証された。

以上よりモード配列を検討することがボデー振動レベルの低減に有効であることが証明された。

今後は、本報告の変更内容をトリムドボデー及び車両に適用し、今回のモード配列が室内こもり音低減に有効であることを実証していく。

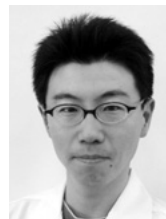
また、衝突性能及び操安性能と振動騒音性能との両立を図りつつ如何に軽量化していくかが課題である。

参考文献

- (1) Banner, A.: Development of the 2002 Buick Rendezvous Body Structure, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1414(2001)
- (2) Deweer, J.: Identification of the Best Modal Parameters and Strategies for FE Model Updating, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1439(2001)
- (3) 桜井 敏明：設計過程における車体構造の軽量化手法の研究(第2報)，自動車技術会，2001年秋季講演会前刷集，20015525(2001)
- (4) Liu, L.: Application of FRF-Based Inverse Substructuring Analysis to Vehicle NVH Problems, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2003-01-1607(2003)
- (5) Akanda, A.: Modal Overlap at Low Frequencies — A Stochastic Approach for Vehicle System Modal Management, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2003-01-1612(2003)
- (6) Sakai, T.: Development Procedure for Interior Noise Performance by Virtual Vehicle Refinement, Proceeding

- SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1538(2001)
- (7) Sakai, T.: Improvement of Engine Noise for the 2003 Accord Using Hybrid CAE Technology, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2003-01-1427(2003)

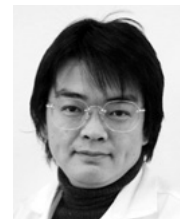
■ 著 者 ■



高橋 康一



久世 正文



酒井 竜英

低周波振動騒音に対するサスペンション・エンジンマウント伝達経路解析の精度向上

Improving Suspension and Engine Mount Transfer Path Analysis Accuracy with Respect to Low Frequency Noise and Vibration

久世正文*
Masafumi KYUSE

高橋康一*
Koichi TAKAHASHI

酒井竜英*
Tatsuhide SAKAI

要 旨

本論文ではエンジン2次振動を起振源とする低周波振動騒音に対する、サスペンションとエンジンマウントの寄与解析手法について述べる。複数の伝達力が影響する結合自由度に対し、主経路以外からの伝達力(剰余力)を除去するResidual手法を考慮に入れた伝達経路解析手法を適用した。動ばね法や逆行列法などの従来手法と比較したところ、より実車と解析結果が一致するようになり、解析精度が向上した。本手法の伝達経路解析の結果から、低周波振動騒音におけるサスペンション経路の寄与する周波数とその占める割合が明確となった。

ABSTRACT

This paper describes a transfer path analysis method used to analyze the low frequency noise and vibration contribution of suspension and engine mounts caused by second order engine vibration. This transfer path analysis method is capable of removing transmitted forces from other paths (residual forces) besides the main path at a particular degree of freedom. Compared to the conventional methods, results from this analysis method had improved accuracy with respect to vehicle measurements. From the results of the transfer path analysis performed by using this method, frequency range and contribution by the suspension paths for low frequency noise and vibration are clarified.

1. まえがき

自動車の振動騒音解析において伝達経路解析, Transfer Path Analysis(TPA)は、伝達経路の寄与とそれぞれの経路を構成する入力や感度が明確になるため、効率的な対策手法を絞り込みやすい。このような特徴を踏まえて、様々な解析に適用されている^{(1), (2)}。

ところが、サブフレームに結合されたエンジンマウントとサスペンションのように、それぞれのシステムが近接した箇所でボデー側と結合されている場合には、一つの結合自由度に複数の伝達力が影響するために伝達経路を分離することが困難であり、TPAをおこなっても実測結果と解析結果が一致せず、精度の高いモデルを構築することができない。そのため、事象における各システムの伝達寄与が明確とならず、室内音、ステアリング振動といった振動騒音目標を達成するための各システムの目標値を過不足なく定めることができない。

*栃木研究所

本報告では、エンジン燃焼力を起因とした低周波振動騒音に従来のTPA手法を適用した実例について述べ、精度上の問題について明確にする。次に、複数の伝達力が影響する経路に対し、その経路以外の伝達力(剰余力)を除去する手法(Residual 手法)について述べ、理論式を示す。本手法を適用する結合自由度についての実用上の判断基準を示す。従来手法からの優位性を明確にするとともに、サスペンションが低周波振動騒音に及ぼす寄与も併せて明確にする。

2. TPA 手法の説明

TPAは式(1)に示すように、解析対象の結合自由度の入力 F_i と、結合自由度からターゲットとする音、又は振動 S_i までの感度 S_i/F_i を乗じ、ベクトル和を求めることで合成音及び振動 S_{All} を得る⁽³⁾。これにより、各結合自由度における入力が、ターゲットに対してどの程度寄与しているかを解析することが可能となる。

$$S_{All} = \sum_i^n F_i \times S_i / F_i \quad (1)$$

この伝達力を得る手法として、従来から、動ばね法や逆行列法があるが、それぞれの手法を適用する際の留意すべき点と実際に適用した解析結果を述べる。

2.1. 動ばね法

動ばね法は式(2)にて示されるように、入力側及び応答側の相対変位 $x_a - x_p$ に、結合しているマウントラバーの動ばね K を乗ずることにより、伝達力を導出する。

$$F_{MS-path} = K \cdot (x_a - x_p) \quad (2)$$

動ばね法は各入力側応答側の結合を既知の動ばね特性によりおこなうため、一結合毎の寄与が明確となるが、サスペンションなどのような遮断のとれない高剛性ばね結合部では、実際の結合自由度における伝達力に対して高く予測計算されてしまい、実車測定結果と一致せず、精度が低くなる。

2.2. 逆行列法

一方、逆行列法は、ボデー側の全ての結合自由度を入力及び応答とした周波数応答 $[\ddot{x}_{Mik} / F_{Mij}]$ と加速度 $[\ddot{x}_{Mik}]$ を計測し、式(3)のような逆行列演算をおこない、伝達力 $[F_{Mij}]$ を導出する。

$$\begin{bmatrix} F_{M11} \\ \vdots \\ F_{Mij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{M11} / F_{M11} & \cdots & \ddot{x}_{M11} / F_{Mij} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{x}_{Mik} / F_{M11} & \cdots & \ddot{x}_{Mik} / F_{Mij} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{M11} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{Mik} \end{bmatrix} \quad (3)$$

逆行列法は高剛性ばね結合が含まれるシステムにおいて精度良い結果を得ることができる。しかし、逆行列演算を安定させるために、少なくとも結合自由度の2倍以上の行列を形成する必要がある。また、サブフレームに結合されたエンジンマウントとサスペンションのように、一つの結合自由度に複数の伝達力が影響する場合には、その経路のみの寄与を抽出することができない。

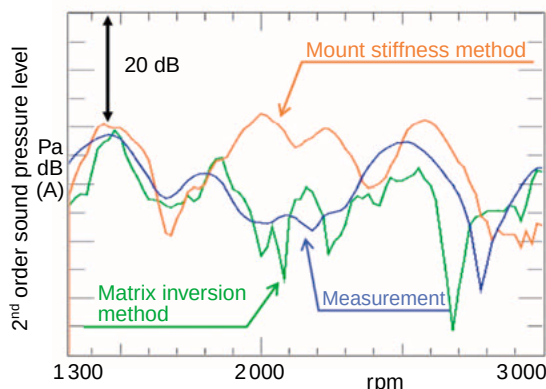


Fig. 1 Comparison of measured response with response calculated using two methods

上記の二手法から導出された合成音圧と実測値との比較をおこなったのが、Fig. 1である。図からわかるように、動ばね法から導出された結果は2000rpm付近で実測結果より10dB以上レベルが高く計算されている。これは、この領域からサスペンション伝達力が増加し、寄与として大きな割合を占めていることが原因である。また、逆行列法から導出された結果は2500rpm付近で実車測定結果より7dB低く計算されている。これは、一つの結合自由度に複数の伝達力が影響するためである。

2.3. 動ばね法と逆行列法による組合せ手法

サスペンションのような高剛性ばねによる結合自由度には逆行列法を適用し、その他の結合自由度には動ばね法を適用する、二手法を組合せた解析をおこなう。この手法は両手法のメリットを活かした手法に見える。動ばね法を使用するエンジンマウント側は遮断もとれており計算精度は良いが、逆行列法を用いるサスペンションにおいて、計算精度を悪化させる。サブフレームにはサスペンションとエンジンマウントが近接して結合されており、サスペンション結合自由度には、サスペンションの伝達力だけでなく、エンジンマウント伝達力が影響を及ぼす。このエンジンマウント伝達力成分が剰余力となって、サスペンション結合部の伝達力を正確に計算することができず、Fig. 2に示すように、実車結果と一致せず計算精度を悪化させる。

3. Residual 手法を用いた TPA の説明

従来の組合せ手法では、逆行列法により計算されるサスペンション結合自由度へのエンジンマウント伝達力(剰余力)影響により計算精度が悪化していたため、以下に示すResidual手法を適用することにより、この剰余力を除去する⁽⁴⁾。

式(4)で示す通り、逆行列法を適用する結合自由度の振動加速度 $[\ddot{x}_{MSm}]$ を得るために、動ばね法を適用する結合自

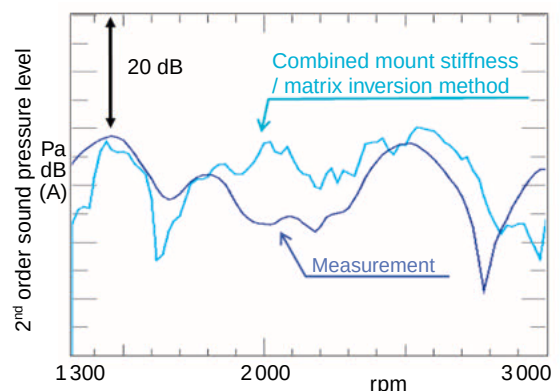


Fig. 2 Comparison of measured response with response calculated using combination of two methods

由度の伝達力 $[F_{MSn}]$ と、逆行列法を適用する結合自由度までの振動感度 $[\ddot{x}_{MSm} / F_{MSn}]$ とを乗じる。

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{MS1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{MSm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{MS1}/F_{MS1} & \cdots & \ddot{x}_{MS1}/F_{MSn} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{x}_{MSm}/F_{MS1} & \cdots & \ddot{x}_{MSm}/F_{MSn} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{MS1} \\ \vdots \\ F_{MSn} \end{bmatrix} \quad (4)$$

次に、式(5)に示す通り、 $[\ddot{x}_{MSm}]$ を、実測値である $[\ddot{x}_{measm}]$ から減ずることで、他の結合自由度からの影響を除去した、振動加速度 $[\ddot{x}_{Mlm}]$ を得る。

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{Ml1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{Mlm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{meas1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{measm} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \ddot{x}_{MS1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{MSm} \end{bmatrix} \quad (5)$$

式(6)に示すように、振動感度との逆行列演算により、剰余力を取り除いた、その経路のみの伝達力 $[F_{Mln}]$ を得ることができる。

$$\begin{bmatrix} F_{Ml1} \\ \vdots \\ F_{Mln} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{Ml1}/F_{Ml1} & \cdots & \ddot{x}_{Ml1}/F_{Mln} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{x}_{Mlm}/F_{Ml1} & \cdots & \ddot{x}_{Mlm}/F_{Mln} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{Ml1} \\ \vdots \\ \ddot{x}_{Mlm} \end{bmatrix} \quad (6)$$

次に、Residual 手法を適用する結合自由度を選定する方法について述べる。サスペンションとボデー及びサブフレームとの結合では、結合する箇所によってエンジンマウント伝達力の影響が異なる。例えばアッパーアームは他の結合自由度から離れたボデーと結合され、ロアアームはエンジンマウントとともにサブフレーム上に近接して結合される。

Fig. 3 ではアッパーアームの実測値、Residual 手法で求めた各経路のみの影響による振動加速度、及びエンジンマウント伝達力により生じた振動加速度を示す。アッパーアームの結合自由度ではエンジンマウント伝達力の影響を受けにくいため、剰余力により生じた振動加速度は20dB以上低い。また、アッパーアーム結合自由度におけるサスペンション側ボデー側の振動加速度の位相は安定している。よって、アッパーアームの結合には、動ばね法を用いることが適切である。

一方、Fig. 4 においてロアアームは、エンジンマウント伝達力の影響が強く、実測とロアアーム経路のみの振動加速度とに大きな差が生じる。このため、ロアアームにはResidual 手法を用いることで、エンジンマウント伝達力による影響を除去し、ロアアームのみの経路による伝達力を得ることができる。

このように、結合自由度毎に適用する手法を選定していくことで、より精度の高いモデルを得ることが可能である。

Fig. 5 に、従来の動ばね法と逆行列法を組合せた結果とResidual 手法を用いた結果の比較を示す。Residual 手法を用いた結果がより実測に近く、精度の良い結果を得られることがわかる。

4. 伝達寄与解析結果

本手法により得た、エンジン2次振動を起振源とする低周波キャビン音圧レベルの伝達寄与解析結果を示す。

Fig. 6 から主となる寄与はエンジンマウント経路であることが確認できるが、1500rpm、2400rpm、2600rpmにはサスペンション経路の寄与が見受けられる。特に1500rpm、50Hz のサスペンション寄与は Fig. 7 に示すダンパーイン

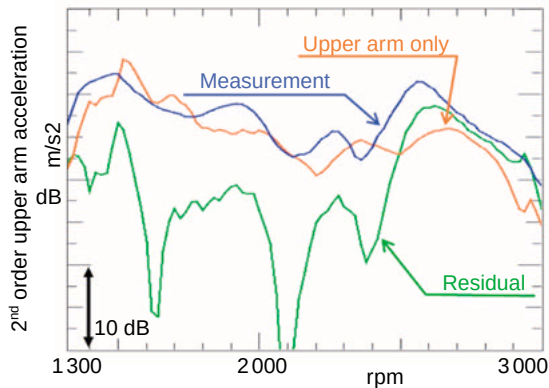


Fig. 3 Residual acceleration on upper arm

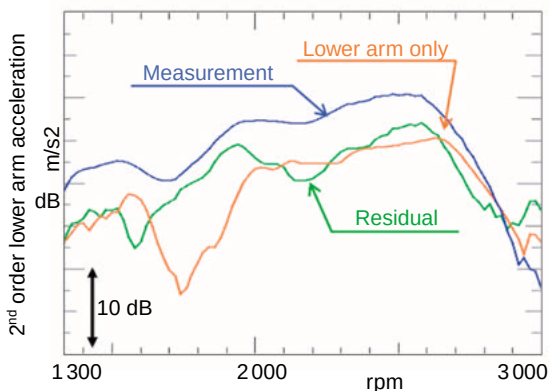


Fig. 4 Residual acceleration on lower arm

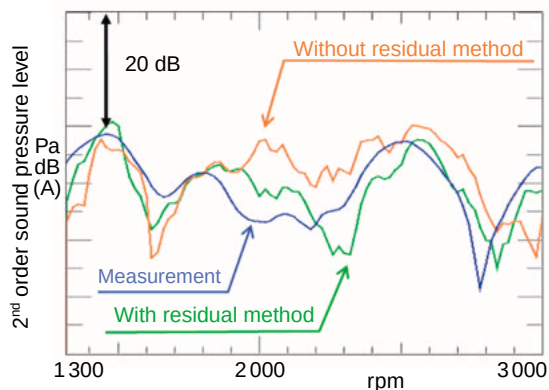


Fig. 5 Improvement of calculated response resulting from use of residual method

ナーシャフトのモードであり、低周波振動騒音に影響が高いことが実験でも確認されている。

5. まとめ

サブフレームに結合されたエンジンマウント及びサスペンションのように、伝達力が影響する経路について伝達寄与解析をおこなうにあたり、

- (1) Residual 手法を適用したところ、従来の手法に比較して、実測結果により一致するようになり、解析精度が向上した。
- (2) Residual 手法を実用する上で、結合自由度毎にどの手法を選択するか判断する方法を明確とした。
- (3) エンジン2次振動を起振源とする、低周波振動騒音に対するサスペンションとエンジンマウントの寄与解析に Residual 手法を適用し、サスペンション経路の寄与する周波数とその占める割合が明確となった。

今後の課題として、低周波の駆動系振動騒音解析をおこなうため、駆動系伝達システムを含めたサスペンション有限要素モデルを作成し、低周波振動騒音における伝達力を半減するサスペンション構造の導出を検討する。

参考文献

- (1) Plunt, J.: Strategy for transfer path analysis (TPA) applied to vibro-acoustic systems at medium and high frequencies, ISMA 23(1998)
- (2) Dubbaka, K.: Application of Noise Path Target Setting Using the Technique of Transfer Path Analysis, SAE Noise & Vibration Conference, 2003-01-1402(2003)
- (3) LMS International, "Transfer Path Analysis": The Qualification and Quantification of Vibro-Acoustic Transfer Paths, LMS International, Application Notes (1995)
- (4) Sakai, T.: Development Procedure for Interior Noise Performance by Virtual Vehicle Refinement, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1538(2001)

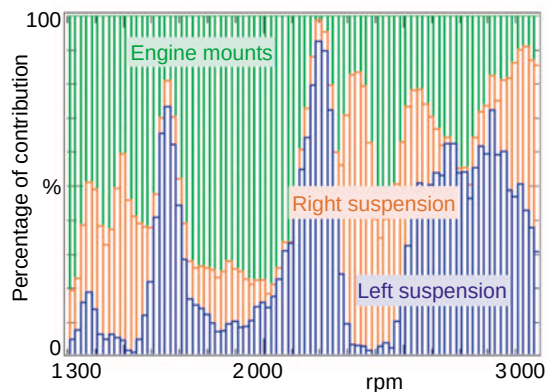


Fig. 6 Percentage path contribution of 2nd order sound pressure

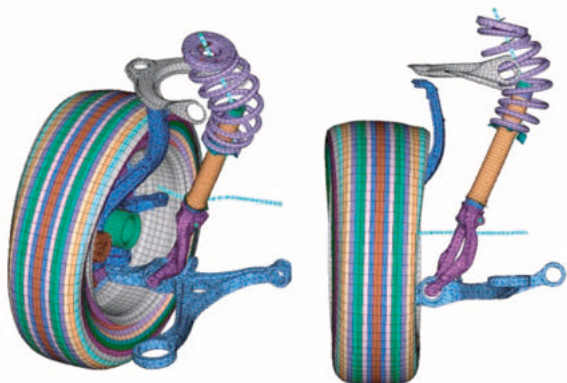
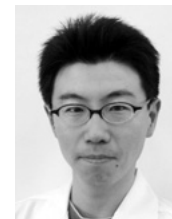


Fig. 7 Damper inner shaft mode

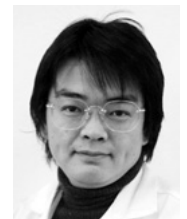
■ 著 者 ■



久世正文



高橋康一



酒井竜英

アクティブマウントシミュレーションモデルの構築

Development of Simulation Model for Active Control Engine Mount

坂 本 浩 介*

Kosuke SAKAMOTO

酒 井 竜 英*

Tatsuhide SAKAI

要 旨

本論文は、V6 エンジン気筒休止に伴う 1.5 次振動増加を吸収するアクティブコントロールエンジンマウント (Active Control engine Mount, 以下 ACM) の、パッシブ特性と制御入力検討に必要な ACM モデルを提案する。従来の液封マウントモデルにアクチュエータ可動部の力学モデルを組み込み、二つの流体オリフィスによる共振を表現した。その結果、パッシブ特性、アクティブ特性ともに、単体特性を高い精度で表現可能な ACM モデルを構築できた。さらに、この ACM モデルを用いて、任意のエンジン振動入力に対し、サブフレーム伝達荷重をキャンセルするのに必要なアクチュエータ推力を求めることが可能となった。

ABSTRACT

This paper presents the development of an active control engine mount (ACM) model required to study passive characteristics and control inputs of an ACM, which absorbs increased 1.5 order vibrations caused by three-cylinder operation in a V6 engine. By integrating a dynamic model of the moving parts of an actuator into a conventional hydraulic engine mount model, resonance due to two fluid orifices are expressed. As a result, the ACM model capable of reproducing passive, active and unit characteristics with high accuracy is established. In addition, this actuator force value is obtained with this model to cancel the sub-frame transfer load generated by engine vibrations.

1. まえがき

2003 年モデル新型インスパイアでは、クルーズ、減速時に片側バンクの気筒の燃焼を停止し、燃費向上を狙った可変シリンダーエンジンを搭載している。気筒休止によって燃費が向上する一方で、エンジン振動の 1.5 次成分は約 10dB 以上増加する。新型インスパイアでは ACM を前後二つのエンジンマウントに採用する事により、エンジン振動の増加分を吸収している⁽¹⁾。この ACM は、エンジンのクランク角変動を検知し、それを元に ACM 制御入力を決定する、フィードフォワード制御を採用している。フィードフォワード制御では、物理現象を簡潔に表現したモデルを元に制御のゲイン、制御波形等の基本仕様を検討するため、モデルの精度は重要である。また、現在はヒューリスティックな方法で対処しているが、ACM 駆動周波数の高次成分が実車適合上、問題となっている。一方、ACM に関する過去の文献を見渡しても、ACM のモデル化に関する研究はほとんど

おこなわれていない^{(2)・(5)}。本研究の目的は二つの流体オリフィス構造を力学モデルで表現し、駆動周波数高次成分も表現可能な ACM モデルを構築することと、その ACM モデルを用いて、伝達荷重を最小とするのに必要なアクチュエータ推力を求めることである。

2. 計算モデルの構築

Fig. 1 に ACM カットモデルを示す。乗心地性能向上を目的とした、流体オリフィスを持つ従来液封マウント構造に、電磁ソレノイドアクチュエータを付加した構造をとっている。中央に主液室、マウント上部に副液室を設けることで、下部にアクチュエータを配置可能としている。アクチュエータは主液室内の液体を介してエンジン取付点の変位をコントロールする。エンジン振動に対し、エンジン取付点変位を同位相で作動することにより、サブフレーム伝達荷重を低減している。

*栃木研究所

Fig. 2 に本研究が提案する形状力学モデルを示す。従来の ACM モデルは、アクチュエータ推力の項を液封マウントモデルに追加した単純なモデルとなっていた⁽⁶⁾。それに対し本モデルでは、エンジンを単純質量として表現し、その下に本体パネ、流体オリフィス構造を配置した従来の液封マウントモデルを基本としながら、下部にアクチュエータ可動部の質量、パネ、減衰、推力の項を新たに追加する。なお、アクチュエータ可動部質量と、その上部のフィルタオリフィスを通過する流体質量はあわせてアクチュエータ可動部質量としている。

式(1a), (1b), (1c), (1d), (2)は、このモデルから導出される方程式である。それぞれ、式(1a)はエンジンの慣性質量に対する運動方程式、式(1b)は乗心地オリフィスの流体質量に対する運動方程式、式(1c)はアクチュエータ慣性質量に対する運動方程式、式(1d)は主液室内の圧力一定条件、流体の質量保存則から導出される拘束条件である。また、式(2)はこれらの式を単純化するために置きかえた係数である。さらに、サブフレームへの伝達荷重は式(3)のように表現される。

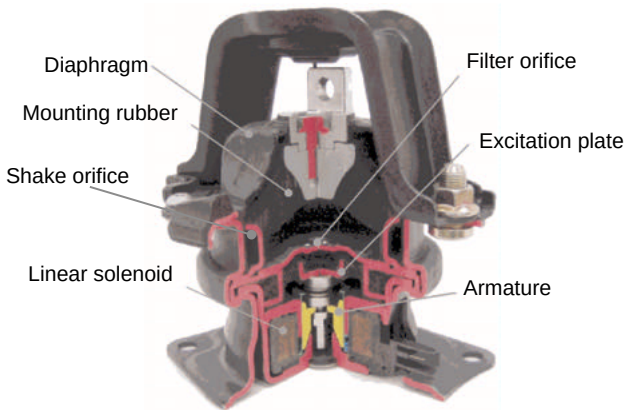


Fig. 1 Cutaway view of ACM

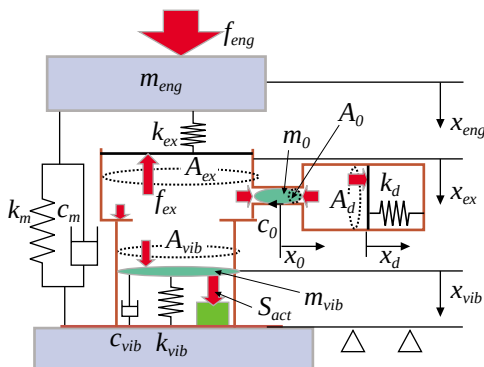


Fig. 2 ACM model

$$\ddot{x}_{eng} + 2\xi_{eng}\omega_{eng}\dot{x}_{eng} + \omega_{eng}^2 x_{eng} = \frac{1}{m_{eng}} \{f_{eng} - f_{ex}\} \quad (1a)$$

$$\ddot{x}_0 + 2\xi_0\omega_0\dot{x}_0 + \omega_0^2 x_0 = \frac{1}{m_0} \left(\frac{A_0}{A_{ex}}\right) f_{ex} \quad (1b)$$

$$\ddot{x}_{vib} + 2\xi_{vib}\omega_{vib}\dot{x}_{vib} + \omega_{vib}^2 x_{vib} = \frac{1}{m_{vib}} \left\{S_{act} + \left(\frac{A_{vib}}{A_{ex}}\right) f_{ex}\right\} \quad (1c)$$

$$f_{ex} = k_{ex} \left\{ -\left(\frac{A_0}{A_{ex}}\right) x_0 - \left(\frac{A_{vib}}{A_{ex}}\right) x_{vib} + x_{eng} \right\} \quad (1d)$$

ただし、

$$\left\{ \begin{aligned} \omega_{eng} &= \sqrt{\frac{k_{ex}}{m_{eng}}}, \quad \xi_{eng} = \frac{c_m}{2\sqrt{m_{eng}k_{ex}}} \\ \omega_0 &= \left(\frac{A_0}{A_{ex}}\right) \sqrt{\frac{k_d}{m_0}}, \quad \xi_0 = \frac{c_0}{2\left(\frac{A_0}{A_{ex}}\right)\sqrt{m_0k_d}} \\ \omega_{vib} &= \sqrt{\frac{k_{vib}}{m_{vib}}}, \quad \xi_{vib} = \frac{c_{vib}}{2\sqrt{m_{vib}k_{vib}}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$LOAD = f_{ex} + k_m x_{eng} + c_m \dot{x}_{eng} \quad (3)$$

x_{eng} : エンジン質量位置 (m)

x_0 : シェイクオリフィス液体代表質量位置 (m)

x_{vib} : アクチュエータ可動部位置 (m)

m_{eng} : エンジン質量 (kg)

m_0 : シェイクオリフィス液体代表質量 (kg)

m_{vib} : アクチュエータ可動部質量 (kg)

k_m : 主パネ定数 (N/m)

k_d : ダイアフラムパネ定数 (N/m)

k_{vib} : アクチュエータ可動部パネ値 (N/m)

k_{ex} : 本体パネ拡張係数 (N/m)

A_{ex} : 本体パネ有効面積 (m²)

A_0 : シェイクオリフィス流路断面積 (m²)

A_{vib} : アクチュエータ可動部有効面積 (m²)

A_d : ダイアフラム有効面積 (m²)

$LOAD$: サブフレーム伝達荷重 (N)

3. 計算モデルの検証

2章にて構築したモデルについて、パッシブ特性を動バネ定数にて、アクティブ特性をアクチュエータ作動時の可動部変位にて精度検証をおこなう。

3.1. パッシブ特性

式(1a)–(1d)を式(4)のように周波数応答表現に置きかえる。さらに x_{eng} , x_0 , x_{vib} に関して解き、式(3)を用いて式(5), (6)を求める。式(5), (6)は動バネ定数である。

$$\begin{aligned} x_{eng} &= X_{eng} e^{j\omega t}, \quad x_0 = X_0 e^{j\omega t}, \quad x_{vib} = X_{vib} e^{j\omega t} \\ f_{eng} &= S_{act} = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} |K_*| &= \text{abs} \left[k_{ex} \left\{ -\left(\frac{A_0}{A_{ex}}\right) \left(\frac{AH_{11}-BH_{11}}{H_{11}H_{22}-H_{12}H_{21}} \right) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \left(\frac{A_{vib}}{A_{ex}}\right) \left(\frac{BH_{11}-AH_{11}}{H_{11}H_{22}-H_{12}H_{21}} \right) \right\} + 1 + k_m + j\omega c_m \right] \end{aligned} \quad (5)$$

ただし,

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{11} = -\omega^2 + 2j\omega\xi_0\omega_{n_0} + \omega_{n_0}^2 + \frac{k_{\omega}}{m_0} \left(\frac{A_0}{A_{\omega}} \right)^2 \\ H_{12} = \frac{k_{\omega}}{m_0} \left(\frac{A_0}{A_{\omega}} \right) \left(\frac{A_{\omega}}{A_{\omega}} \right) \\ H_{21} = \frac{k_{\omega}}{m_{\omega}} \left(\frac{A_{\omega}}{A_{\omega}} \right) \left(\frac{A_0}{A_{\omega}} \right) \\ H_{22} = -\omega^2 + 2j\omega\xi_{vib}\omega_{vib} + \omega_{vib}^2 + \frac{k_{\omega}}{m_{\omega}} \left(\frac{k_{\omega}}{m_{\omega}} \right)^2 \\ A = \frac{k_{\omega}}{m_0} \left(\frac{A_0}{A_{\omega}} \right) \\ B = \frac{k_{\omega}}{m_{\omega}} \left(\frac{A_{\omega}}{A_{\omega}} \right) \end{array} \right. \quad (6)$$

Fig. 3 に, 式(5)を用いて計算された動バネ定数と, 実験で求められた測定値を示す. パラメータとしては設計値をもとにしており, 実験値と十分な相関がとれていることがわかる. 数 Hz の領域のピークは流体オリフィスの共振によるもので, 百数 Hz 領域のピークは, アクチュエータ可動部と, それに付随して動く, フィルタオリフィスを通過する流体の共振による影響が表れている.

3.2. アクティブ特性

式(1)を元に時系列シミュレーションをおこない, 実験によって得られた測定結果と比較をおこなった. なお, アクチュエータ推力は, Fig. 4に示すように電流に対する推力特性の非線形性を多項式近似したものと Fig. 5 に示される実測電流から求めている. Fig. 6 にその推力値を示す.

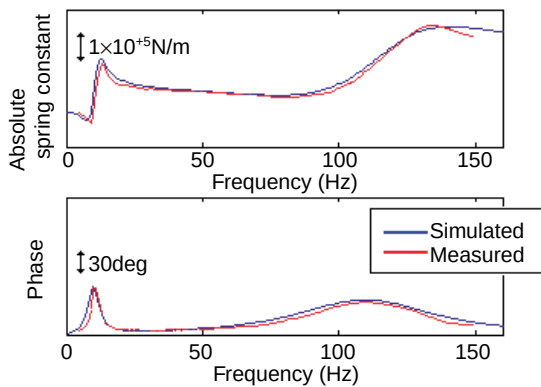


Fig. 3 Passive characteristic

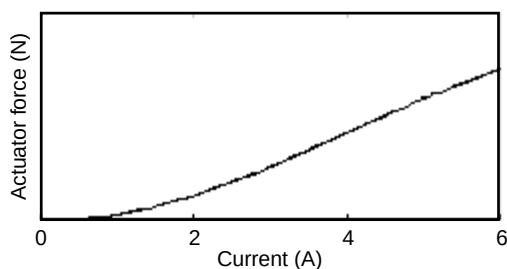


Fig. 4 Force characteristic of solenoid actuator

Fig. 7 に, アクチュエータ可動部変位の時系列データ, Fig. 8にその周波数特性のシミュレーション結果と実測値との比較を示す. 駆動周波数1次成分について0.4%, 2次成分については9.4%の差異で実験値を表現できおり, 十分な精度を確保したモデルであると判断できる. 駆動周波数3次成分についての差異は大きく119%となっているが, これはアクチュエータ可動部の摩擦減衰特性及び, アクチュエータ推力特性を多項式近似で単純化していることによる差異が現れていると考えられる.

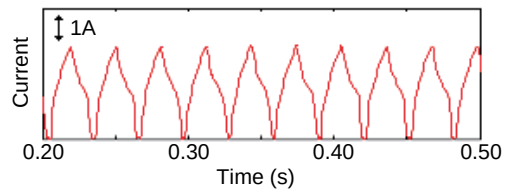


Fig. 5 Measured current

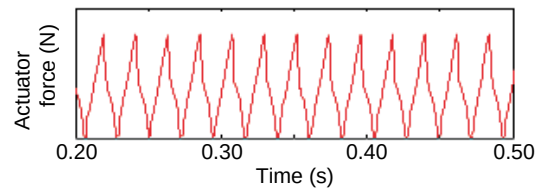


Fig. 6 Calculated force

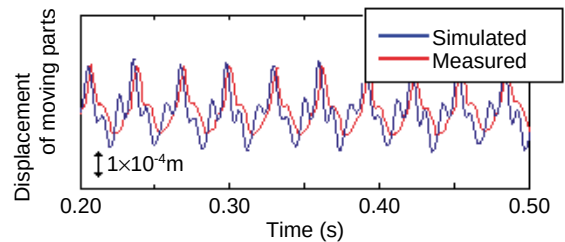


Fig. 7 Displacement of moving parts

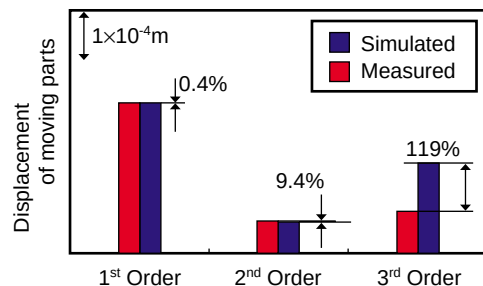


Fig. 8 Frequency characteristic of moving parts

4. ACM 必要推力特性

このモデルを用いて、任意のエンジン振動に対するアクチュエータの必要推力を求めることができる。式(1a)－(1d)に式(7)を代入し、サブフレーム伝達荷重が最小($LOAD \rightarrow$ 最小)となるアクチュエータ推力 s_{act} を求める。それにより、式(8)、(9)が求められる。

$$\begin{aligned} x_{eng} &= X_{eng} e^{j\omega t}, x_0 = X_0 e^{j\omega t}, x_{vib} = X_{vib} e^{j\omega t} \\ f_{eng} &= 0, s_{act} = S_{act} e^{j\omega t}, LOAD \rightarrow 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} S_{act} &= \{RFA + RFB(RFC + RFD)\} X_{eng} \\ &= RF(\omega) X_{eng} \end{aligned} \quad (8)$$

ただし、

$$\left\{ \begin{aligned} RFA &= \left(\frac{A_u}{A_m} \right) (k_m + j\omega c_m) \\ RFB &= -m_{vib} (\omega^2 - 2j\omega \xi_{vib} \omega_{vib} - \omega_{vib}^2) \\ RFC &= \left(\frac{A_u}{A_m} \right) \frac{k_u + k_v + j\omega c_u}{k_u} \\ RFD &= -\frac{1}{m_0} \frac{k_u + j\omega c_u}{\omega^2 - 2j\omega \xi_0 \omega_0 - \omega_0^2} \left(\frac{A_u}{A_m} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Fig. 9に(8)、(9)式で求められる必要推力関数を示す。任意のエンジン振動が与えられれば、サブフレーム伝達荷重を最小とするのに必要な、アクチュエータの推力を求められる。この結果、アクチュエータの仕様検討及び、ACMへの制御電流の検討が可能となった。

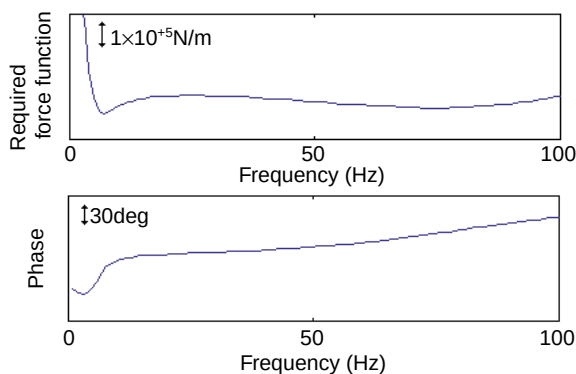


Fig. 9 Required force function

5. まとめ

本研究では詳細な ACM モデルの構築をおこなった。以下にその成果をまとめる。

- (1) 従来液封マウントモデルにアクチュエータ可動部の力学モデルを組み込み、二つの流体オリフィスの共振を表現することにより、パッシブ特性である動バネ特性を高い精度で表現可能な ACM モデルを構築した。
- (2) この ACM モデルは、実車適合上、問題となる駆動周波数の高次成分を高い精度で表現可能である。
- (3) この ACM モデルを用いて、伝達荷重をキャンセルするのに必要なアクチュエータの推力を求めることが可能となった。

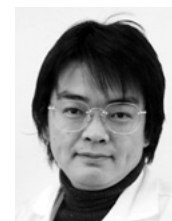
参考文献

- (1) 松岡英樹ほか：アクティブエンジンマウントの開発，Honda R&D Technical Review Vol.15, No.2, p.209-213 (2003)
- (2) C. R. Fuller ほか：Active Control of Vibration, ACADEMIC PRESS(1996)
- (3) 酒井竜英ほか：エンジンマウントシステム開発におけるCAE展開，Japan Modal Analysis Conference, 8th Conf. (1994)
- (4) 尾崎宏ほか：アクティブコントロールエンジンマウントの開発，自動車技術会，学術講演会前刷集983, p.141-144 JSAE 9833269(1998)
- (5) 青木和重ほか：アクティブコントロールエンジンマウント(ACM)を用いたディーゼルエンジン搭載車の静粛性向上，自動車技術会，学術講演会前刷集983, p.133-136 JSAE 9833241(1998)
- (6) Y.W. Lee: Dynamic analysis and control of an active engine mount system, J Automobile Engineering, Vol.216, Part D(2002)

■ 著 者 ■



坂本 浩介



酒井 竜英

自動車の高周波騒音解析のための ハイブリッド SEA モデル化技術

Hybrid SEA Modeling Scheme for Analysis of High-frequency Noise in Passenger Car

見坐地 一人*
Kazuhito MISAJI

多田 寛子*
Hiroko TADA

山下 剛*
Tsuyoshi YAMASHITA

要 旨

自動車に関する SEA モデルの解析精度向上を目的としたハイブリッド SEA モデル化手法を提案し、その手法により精度の高い SEA モデルを構築することができた。本稿では、提案した手法の詳細と、モデルを作成するにあたって考案したモデルの精度検証の方法、加えてその検証方法の妥当性について述べる。また、この手法を用いることにより構築した完成車 SEA モデルを自動車室内騒音であるロードノイズの解析に適用し、解析精度の高い結果を得ることができた。

ABSTRACT

A hybrid SEA modeling method has been developed and applied to increase the accuracy of SEA model for a passenger car. This paper will discuss the detailed workflow of the modeling method and the method employed to verify the accuracy of the model during development. In addition, to provide an example of the high level of accuracy of results, the paper will discuss a road noise (interior cavity sound pressure level.) analysis conducted with a complete vehicle SEA model constructed using the method.

1. はじめに

自動車の車室内における静粛性向上は自動車の商品性能の魅力を上昇する上で重要な項目の一つである。自動車の開発初期段階に騒音振動現象を考慮した設計をおこなうには、さまざまな音や振動の入力源から車室内までの正確な主要パワー伝達経路が表現できる解析モデルを作成し、それを用いることによって得られたロードノイズに関する室内騒音低減の対応仕様を盛り込むことが必要である。しかし、振動の入力源が多いことや伝達経路が数多くある事が、騒音振動問題を複雑にしている。今日では、統計的エネルギー解析手法(SEA)を用いて、周波数域 400-5kHz の自動車における音響系及び構造系伝播音を解析可能になってきている^{(1)・(3)}。さらに、周波数域 200-400Hz における振動問題を解決するためにSEAが効果的に用いられている事例⁽¹⁾もあるが、空気及び固体伝播音の両方に対し入力源から車室内までの正確な主要パワー伝達経路が表現できていない。そこで本稿では、200-5kHz のロードノイズに関する室内騒音を精度良く解析する上で重要な、空気及び固体伝播音の主要伝達経路が正確に表現できる車体系ハイブリッド SEA モデル化手法を考案したので、その詳細と検証結果について報告する。

2. ハイブリッド SEA モデル化手法

本稿で提案するハイブリッドSEAモデルとは、モデル内のエネルギーフローを実車同様に正確に再現するために従来の解析 SEA モデルと実験 SEA モデルを組合せたモデルである。本章では、そのハイブリッドSEAモデル化技術は次に示す6ステップに分けたモデル作成フローより構成されている。

- (1)解析 SEA モデルを作成する。
- (2)パワーを入力する要素を定義する。
- (3)主要パワー伝達経路ネットワーク図を作成する。
- (4)SEA パラメータを実験的に測定する。
- (5)測定で得られたSEAパラメータを(1)で作成した解析 SEA モデルへ置換する。
- (6)ハイブリッド SEA モデル化。

本章では、このフローに従い、その概要について述べる。

2.1. 解析 SEA モデルの作成

解析対象周波数において、各要素内に十分なモードの数が存在するよう各々の要素を定義する。実際の完成車では、100 個程度の構造系要素と 20 個程度の音響系要素に分割できる。SEA パラメータの測定ができない箇所でも要素定義

できるため、要素数は実験SEAモデルの要素数より多くできる。

定義した要素に対しSEAパラメータを理論的に求めSEAモデルを作成する。なお、ここでは市販ソフト AutoSEA-2を用いた。

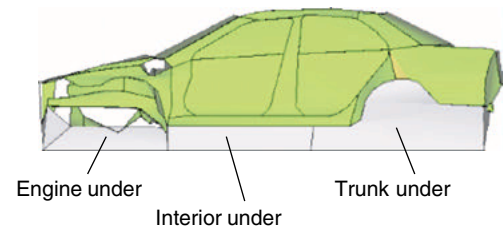


Fig. 1 Power injected acoustic subsystems (under car body)

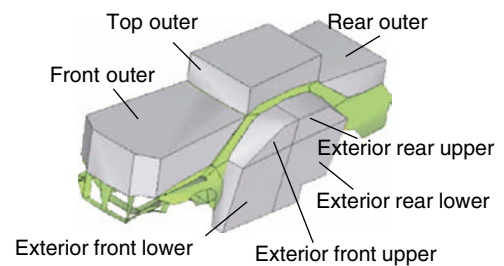


Fig. 2 Power injected acoustic subsystems (around car body)

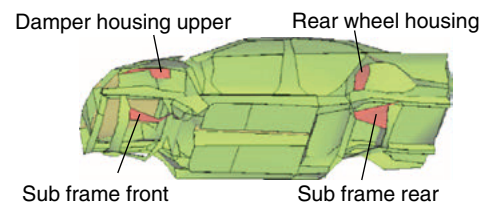


Fig. 3 Power injected structural subsystems

2.2. パワーを入力する要素の定義

要素の中からパワーを入力する要素を選定する。実際の完成車では、音響系要素(Fig. 1, 2)と構造系要素(Fig. 3)を含めて14個程度の要素にパワーを入力する。但し、全体の要素数や入力する要素の数は車の形(セダン車, 1BOX 車, 2BOX 車)やサスペンション形式により異なる。

2.3. 主要パワー伝達経路ネットワーク図の作成

2.2. で定義した各々のパワーが入力する要素毎に、主要パワー伝達経路を選定する。主要パワー伝達経路を選定した後、解析 SEA モデルから主要パワー伝達経路毎のネットワーク図を作成する。一例として Fig. 4 に、フロントのダンパーハウジング(Dpr housing up)にパワーを入力した時のネットワーク図を示す。

2.4. SEA パラメータ測定

作成したネットワーク図中の、各要素間のエネルギー比を測定する。測定したエネルギー比から要素間の Coupling loss factor (CLF) を求める。各要素のエネルギー比の測定と同時に Total damping loss factor (TDLF) を Decay rate 法^{(3), (4)}で測定する。

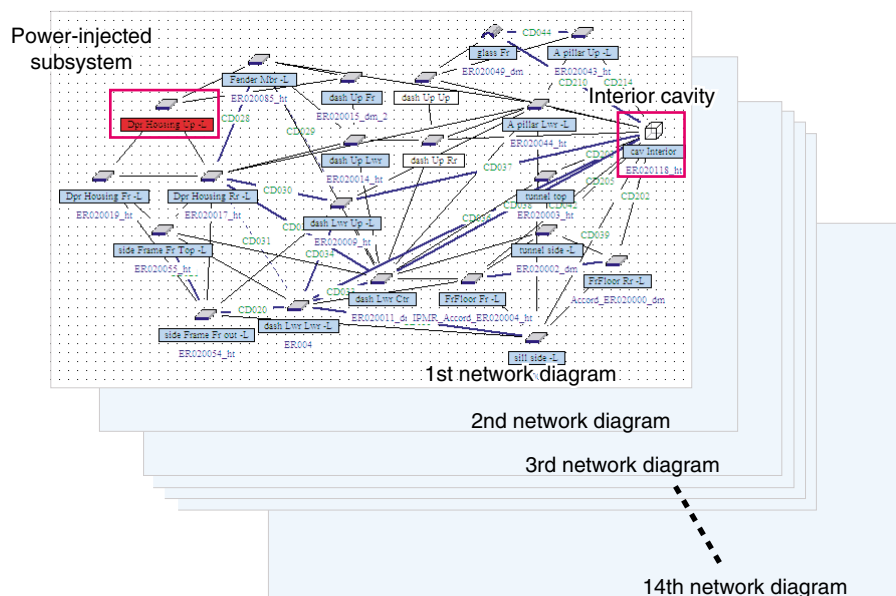


Fig. 4 14 Network diagrams (“Dpr housing up- left” is power injected subsystem)

2.5. 実測 SEA パラメータの解析 SEA モデルへの置換
作成した解析 SEA モデルの SEA パラメータを、実験で求めた SEA パラメータ(TDLF, CLF)に変換する。

2.6. ハイブリッド SEA モデル化

パワーが入力する各要素とその他の要素との間のエネルギー比を、2.5. で作成した SEA モデルから求める。そして2.4.で測定したエネルギー比の実測値と比較する。Fig. 5のネットワーク図中の各要素名の下に表示されている最初の数字は実験で求めたエネルギーがデシベル表示されており2番目にエネルギー比の実験値と計算値の差分がデシベル表示されている。

この差分を小さくするよう要素間のCLFを調整する。このCLFを調整する過程をハイブリッドプロセスと呼ぶ。全てのエネルギー比の差分が±3dB以内に収まるまでハイブリッドプロセスをおこなう。これによりエネルギー比の差分が十分小さくなったネットワーク図を Fig. 6 に示す。これら 2.1. から 2.6. のステップが完了するとハイブリッド SEA モデルが完成する。

3. 精度検証

ハイブリッドプロセスにより作成したSEAモデルの精度検証として、まず各要素間のエネルギー比の予測値と実測

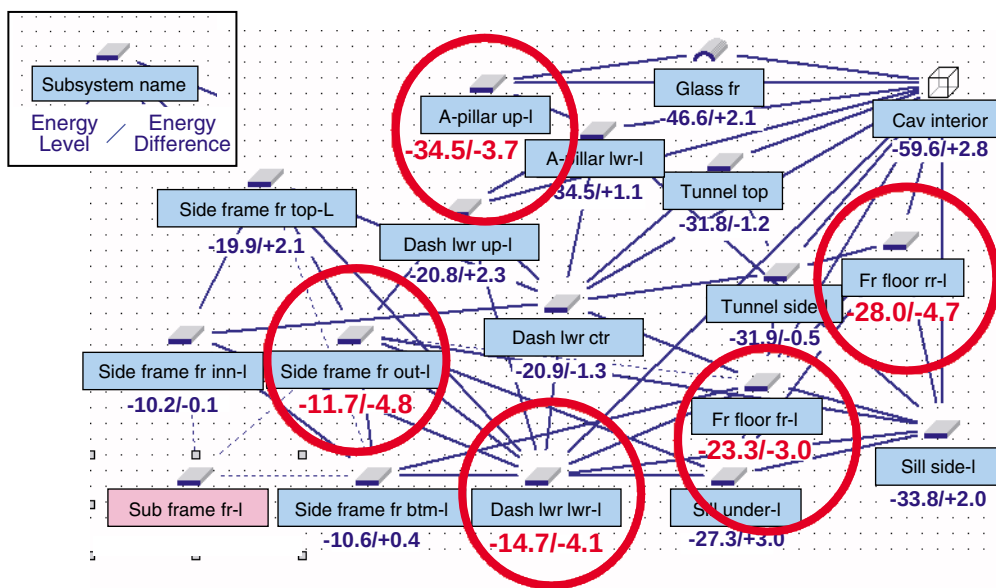


Fig. 5 Network diagram with difference of energy ratio (before hybrid process)

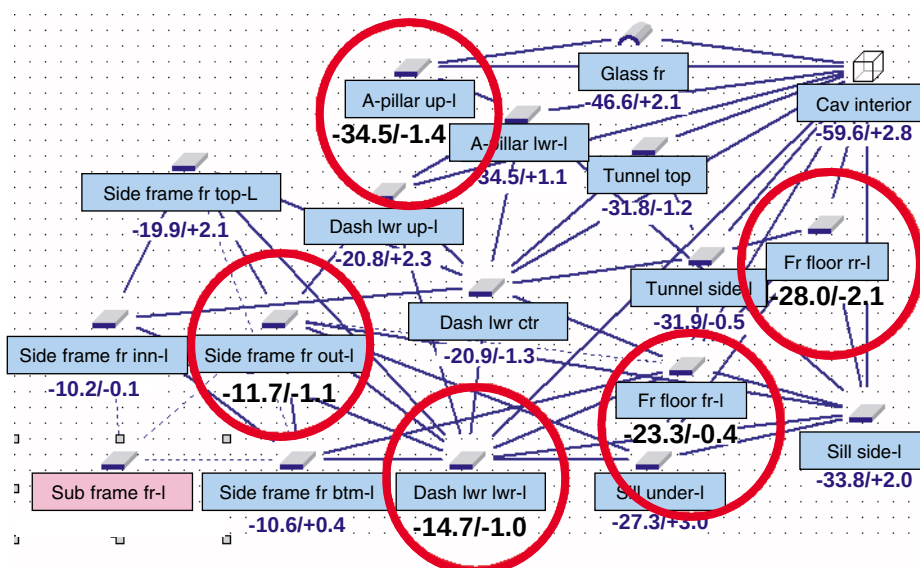


Fig. 6 Network diagram with correct energy flow (after hybrid process)

値と比較した。次に時速 80km で走行した時の入力に基づく車室内ロードノイズの予測値と実測値の比較をおこなった。それぞれの比較結果について以下に示す。

3.1. 各要素間のエネルギー比比較

ここでは一例として、“Front sub-frame”を加振した時の構造系要素(Floor front)及び音響系要素(Interior cavity)でのエネルギー比を比較したものを示す(Fig. 7-a, b)。

これらのエネルギー比の比較から構造系間及び、構造系と音響系間を伝播するエネルギーの流れがそれぞれ、200Hz 以上で±3 dB の精度で再現されていることがわかる。次に、音響系間を伝達するエネルギー流れの一例として、フロア下音場(Interior-under cavity)から車室内音場(Interior cavity)間についての結果を示す(Fig. 9)。この結果から音響系の伝播についても 200Hz 以上において±3 dB の精度で再現されていることがわかる。

3.2. 車室内音予測値と実測値の比較

ハイブリッドプロセスを用いて構築された SEA モデルの精度をさらに検証するために、時速 80km で走行したときの入力に基づくロードノイズを解析した計算結果と実測値による車室内音比較をおこなった。その比較結果を、Fig. 9 に示す。

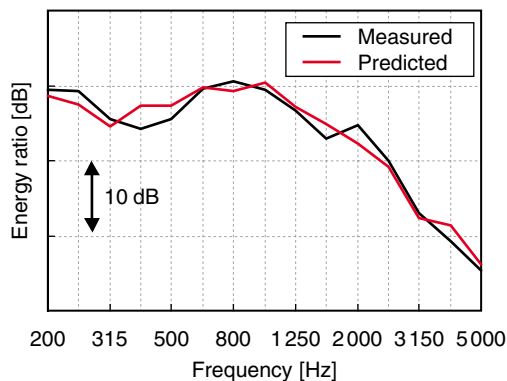


Fig. 7-a Energy ratio (Floor front/Front sub frame)

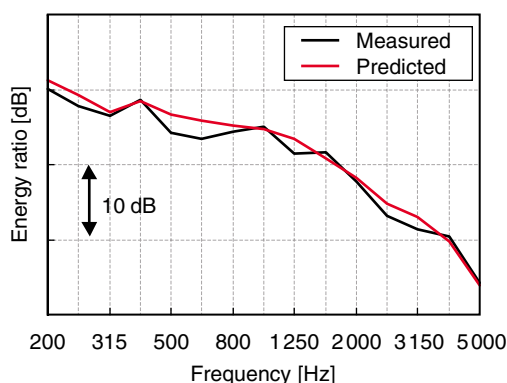


Fig. 7-b Energy ratio (Interior cavity/Front sub frame)

この結果より、その差は±3 dB 以内に収まっていることが確認できた。

4. 解の唯一性について

今回提案した手法によりロードノイズにおける車室内音を精度良く求めることができた。しかし我々は、作成したハイブリッドSEAモデルにより、ロードノイズ入力時において実車の振動と音響特性状態を主要なパワー伝達経路を含めて再現できているかをモデルの唯一性と定義した。そして、その立証ができているかが、モデル精度の高さを決める重要な要素と考えた⁽⁶⁾。各要素間のパワーフローの解析精度を検証する指標として、支配的なパワーフローの相関係数 r_1 (dominant power flow correlation coefficient) とその値を用いた総合相関係数 R (total correlation coefficient) を(1)、(2)式のように定義した⁽⁶⁾。

$$r_1 = \frac{n_1}{N_1} W_1 \quad (1)$$

$$R = \sum_{i=1}^M r_i \quad (2)$$

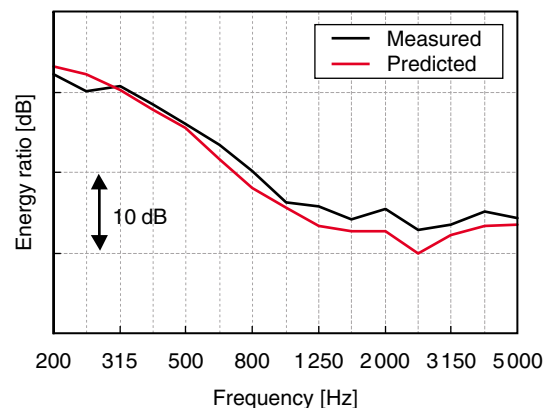


Fig. 8 Energy ratio (Interior cavity/Interior under cavity)

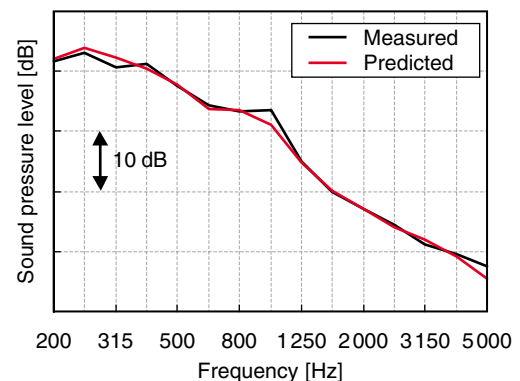


Fig. 9 Interior cavity sound pressure level (road noise analysis 80km/h)

ここで、 n はある周波数において Test Model から求めた支配的なパワーフローとハイブリッド SEA で求めた支配的なパワーフローにおいて重複する要素の数を示す。 N はパワーが入力する要素を除く全ての要素の数を示す。 W_i は i 番目に支配的なパワーフローで生じる車室内音の、トータル音に対する寄与比を示す。 M は寄与順位の数を示している。例として、Fig. 10 に示したパワー伝達経路においては、 $n=2$ (SS2, Interior cavity), $N=6$ (SS1からSS5, Interior cavity) となる。1 番支配的なパワーフローの寄与比が 9 割とすると、(1) 式から支配的なパワーフローの相関係数 r_1 は 0.3 になる。(Fig. 10 において実線はハイブリッド SEA で求めた 1 番支配的なパワーフロー、点線は Test Model から求めた 1 番支配的なパワーフローを示す。) これら指標を用いて検証をおこなうために、段階的にパワー伝達経路の精度を上げた実験 SEA モデルと、提案した手法で作成したハイブリッド SEA モデルでの比較検討を実施した。まず実験 SEA モデルを下記の如く 3 段階のエネルギー比誤差を設定して作成したモデルで比較した。

- Test Model 1: 車室内に隣接する全てのパネルからの音響放射 CLF 特性のみを本手法で作成したモデルの特性と一致させたモデル
- Test Model 2: 車室内への入力の約 9 割をカバーする主要なパワー伝達経路において車室内音場要素から 4 番目まで上流の各要素において、要素間のエネルギー比の誤差が実測に対し $\pm 0.5\text{dB}$ 以内にしたモデル
- Test Model 3: Test Model 2 に対し、もう一つ上流の 5 番目までの各要素において、要素間のエネルギー比の誤差を $\pm 0.5\text{dB}$ 以内にしたモデル

次に、Test Model 1 とハイブリッド SEA モデルから求めた車室内のロードノイズと実測値を比較した(Fig. 11)。どちらの結果とも実測値に対し $\pm 3\text{dB}$ の精度で予測できている。しかし、車室内の空間と隣接するパネルの寄与(200Hz の寄与解析結果)を比較すると(Fig. 12)異なっていることがわかる。これは、車室内音が良く一致しても、それが実車状態を再現する唯一のモデルではないことを示している。す

なわち、これは作成したハイブリッド SEA モデルが実車の状態を主要なパワー伝達経路を含めて再現できているモデルであることが立証されていることが必要であることを示している。

その立証として、先に定義した総合相関係数 R を用いてエネルギー伝達経路の解析精度を検証した結果を以下に示す。ロードノイズ評価路面を時速 80km で走行した時の固体伝播音に対し、ハイブリッド SEA モデルに対する Test Model 1, 2, 3 の総合相関係数 R を Fig. 13, Fig. 14 に示す。Fig. 13 は Front sub frame 前側の左側から入力した個体伝播音、Fig. 15 は Front dpr housing の左側からの固体伝播音に対する総合相関係数 R をそれぞれ示す。

これらの結果から Test Model 3 の総合相関係数 R が 1 kHz 以上で 1 に近づき、1 kHz 以下でも 0.8 以上にあることがわかる。この Test Model 3 とハイブリッド SEA モデルの車室内空間に隣接するパネルの寄与を比較したものを Fig. 15 に示す。

Fig. 12 の結果に対し、良く一致していることがわかる。即ち、これは、提案した手法で作成したハイブリッド SEA モデルによって、車室内音を精度良く予想できるだけでなく、実際のパワーフロー状態も精度良く再現していると言え、本モデルがロードノイズを再現する適正なモデルであると言える。

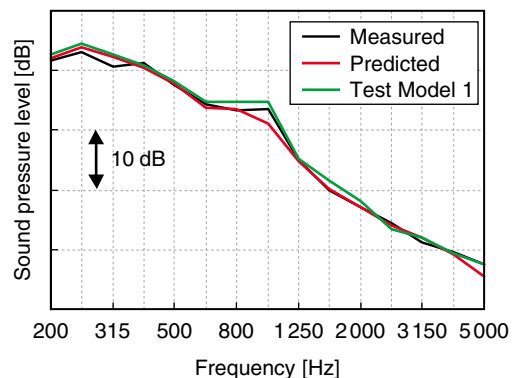


Fig. 11 Interior cavity sound pressure level for investing dominant power path (road noise analysis 80km/h)

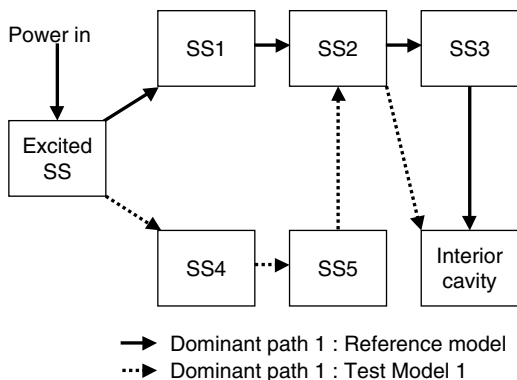


Fig. 10 Simple model for dominant power path investigation

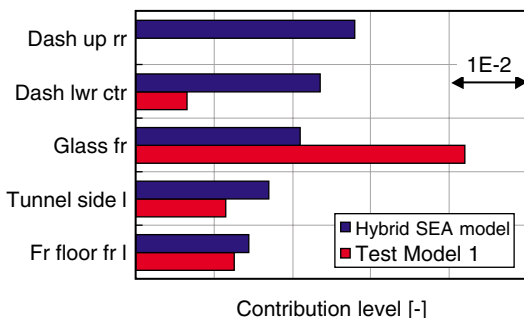


Fig. 12 Power contribution to interior cavity (before hybrid process)

5. 解析応用例

5.1. 車室内に対する構造系入力パワーと音響系入力パワーの寄与分離

上述した唯一の解を導くハイブリッドSEAモデルを用いて、ロードノイズに対し構造系入力と音響系入力の寄与分離を試みた。まず、固体伝播のみによる車室内音を予測し、次に空気伝播のみによる車室内音を予測した。その結果をFig. 16 に示す。

この結果から、周波数500Hzまでは構造系入力の寄与が高いのに対し、それ以降の周波数域では音響系入力の寄与が支配的となっていることが確認できる。これは、自動車のロードノイズの定性的な性質をよく表している。

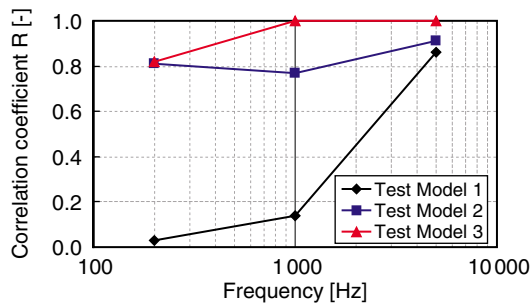


Fig. 13 Correlation coefficient (from Sub frame fr-l to Interior cavity)

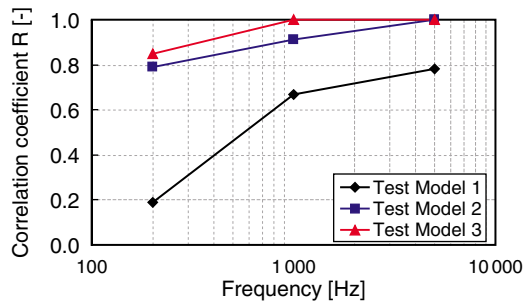


Fig. 14 Correlation coefficient (from Dpr housing to Interior cavity)

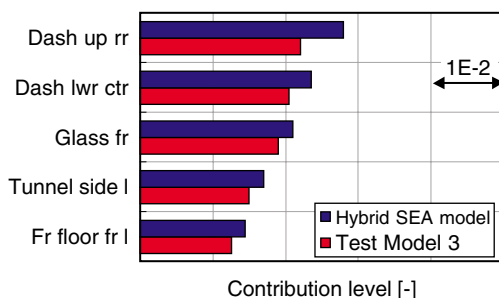


Fig. 15 Power contribution to interior cavity (after hybrid process)

5.2. 車室内に隣接するサブシステムから車室内へのパワー寄与

Fig. 17 に、ハイブリッド SEA モデルから求めた車室内空間に隣接するサブシステムから車室内へのパワー寄与を示す。

この結果から、周波数域 200-500Hz では“Rear wheel house”, “Floor”, “Dashboard”, “Tunnel” などの構造系サブシステムからの寄与が支配的であることが確認できる。また、2 kHz 以上では、ドア、ドアガラス廻りからの漏れや“Front wind shield”からの音響放射の寄与が高いことも確認できた。従って、このようにして得られた解析結果を用いることによって、効率の良いロードノイズの低減仕様の決定が可能となる。

6. まとめ

固体伝播音を含む 200Hz から 5 kHz のロードノイズを ± 3 dB の精度で予測でき、かつ各サブシステム間のパワーフローも再現できるハイブリッド SEA モデル化手法を提案

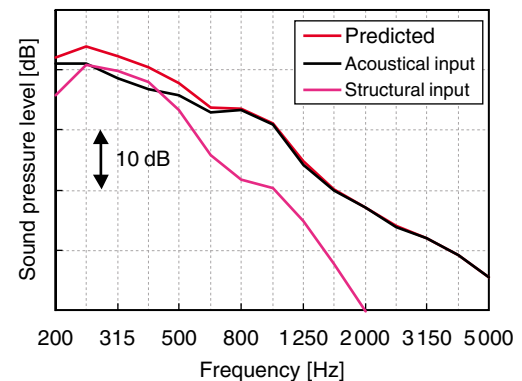


Fig. 16 Contribution to interior cavity sound pressure level

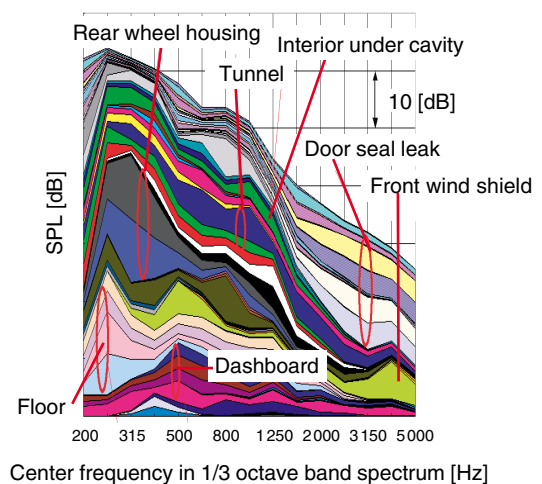


Fig. 17 Power contribution to interior cavity sound pressure level

した。本提案の手法により作成したハイブリッドSEAモデルを用いることによって、固体伝播音と空気伝播音の分離ができ、加えて車室内音に対する音響透過と音響放射それぞれの寄与が求められることから効果効率に優れたロードノイズなどの対策が可能になる。

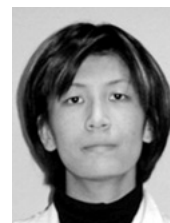
参考文献

- (1) Onsay, T., et al.: Transmission of structure-borne road noise in a mid-size car: statistical energy analysis (SEA), NOISE-CON 98, Ypsilanti, Michigan(1998)
- (2) Dong, B., et al.: Road noise modeling using statistical energy analysis, Proc. SAE N&V Conf(1995)
- (3) 見坐地, 斎藤, 来原, 山下: 統計的エネルギー解析手法 (SEA)を用いた自動車のロードノイズ解析, 1999年自動車技術会秋季学術講演会前刷集, No.71-99, 9939730, p.9-12
- (4) Lyon R. H., Dejong R. G.: Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Butterworth-Heinemann (1995)
- (5) Misaji, K., et al.: Development of a Hybrid SEA Modeling Scheme for a Passenger Car, 2003 SAE World Congress
- (6) Misaji, K., et al.: Testing Uniqueness of Hybrid SEA Modeling Solution for a Passenger Car, 2003 SAE Noise & Vibration Conference & Exhibition

■ 著 者 ■



見坐地一人



多田 寛子



山下 剛

FE モデルによるサスペンション振動解析

Analysis of Vibration in Suspension System Using Finite Element Model

神 山 洋 一*

Youichi KAMIYAMA

要 旨

ロードノイズ性能向上を目的としたサスペンション振動予測技術の開発をおこなった。本技術は中周波領域におけるサスペンション振動を予測するために、単体パーツの形状や部品構成を忠実に再現するためのモデル化定義をおこない、次にパーツモデルのアセンブリーに関する技術を構築した。また実験状態のサスペンション振動を予測するために、路面からサスペンションに与えられる起振力を実験的に同定する手法も構築した。そして上記予測技術と実測値の相関を確認するため、実測値との比較検証をおこなった。更に本技術を用いて現有サスペンションの振動入力低減検討をおこない、実機検証することで本技術の性能向上検討に対する有効性を確認した。

ABSTRACT

A technique enabling the level of vibration in a suspension to be predicted has been developed to improve road noise performance. Individual parts were defined and modeled to faithfully reproduce their shape and structure, and a method of assembling the parts models was then formulated to enable mid-frequency vibrations to be predicted. In addition, to enable the prediction of vibration in a running suspension, a method of experimental identifying the force transmitted to the suspension by the road surface to initiate vibration was developed. Measured values and predicted values were compared to verify the accuracy of the prediction technique. In addition, the technique was employed to study the reduction of vibration in an actual suspension, confirming its effectiveness in predicting the effects of structural change.

1. まえがき

近年、開発期間の短縮要求により、試作車を製作する以前の図面段階で完成車性能を予測し、対策検討を実施する事により、図面精度を向上させる技術が求められている。衝突性能及び車体の振動騒音領域における動特性解析については、実用段階にあり実施事例⁽¹⁾、⁽²⁾も報告されているが、ロードノイズを対象としたサスペンション全体システムに対する FEM による振動解析に関しては、まだ実施事例が少ない⁽³⁾。

特に中周波(200 - 300Hz)の領域に関してタイヤの気柱共鳴とサスペンション全体系の共振が一致して問題となる場合が多いにも関わらず、解析としては部品単体パーツでの検討⁽⁴⁾が主体となっており、サスペンション全体システムを対象とした解析事例を殆ど見ることがない。

本研究では中周波領域におけるサスペンションを構成する部品の FE モデル化技術を構築し、その技術を使ってサ

スペンションからの車体入力を予測し、サスペンション全体システムを対象とした振動入力低減対策に結びつける技術構築をおこなう。

2. サスペンション振動予測技術の概要

2.1. モデリングの考え方

サスペンション系のモデルを効率良く作成するために考慮すべき内容としては、ターゲットとする周波数領域での各構成部品や結合法のモデル化定義を定めることである。例えば低周波のドラミング領域を解析する場合は比較的小規模の FE モデルで解析が可能であることが確認されている (Fig. 1)。しかし中周波領域の解析には、質量や剛性分布を忠実にモデル化することが精度向上の観点から不可欠である。本研究では全サスペンション部品の 3 次元図面形状を忠実に再現した大規模弾性体 FE モデル (Fig. 2) とすることで、中周波領域でのサスペンション振動予測を可能にする。

2.2. パーツモデリング技術

各部品別のモデリング手法としては、形状と質量と剛性の忠実な再現を第一に考えて、各パーツに対して以下のようなモデル定義をおこなう (Table 1)。

Table 1 Elements list of FE model

Component	Parts	FE model	Component	Parts	FE model
Damper	Rod	CBAR, CSHELL, CONM, CELAS, CDAMP	Arm	Arm Collar Bracket	CBAR, CSHELL, CTETRA, CONM
	Outer pipe		Spring	Coil spring	CBEND, CELAS
	Inner pipe		Bush	Rubber	CONM, CELAS
	Rod guide		Outer collar	Inner collar	CONM, CELAS
	Valve		Ball joint	Stud	CBAR, CTETRA, CONM, CELAS
Drum brake	Oil	CSHELL, CTETRA, CONM, CELAS	Ball	Rink ball	CBAR, CSHELL, CTETRA, CONM, CELAS
	Gas		Holder	Holder bush	CONM, CELAS
	Drum		Subframe	Body Bracket Collar	CSHELL, CTETRA, CONM
	Pad				
Hub & bearing & spindle	Base plate	CBAR, CSHELL, CTETRA, CELAS			
	Other parts				
Wheel	Spring	CSHELL, CTETRA			
	Contact area				

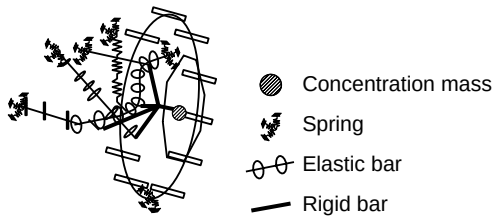


Fig. 1 Low frequency FE model

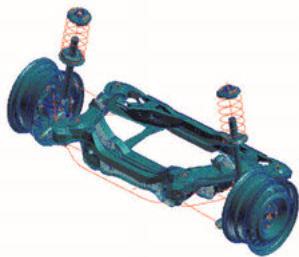


Fig. 2 Mid frequency FE model

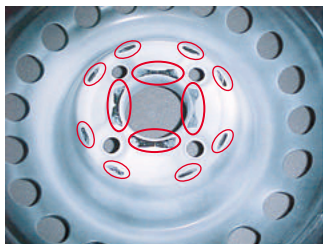


Fig. 3 Contact area of wheel disk and hub

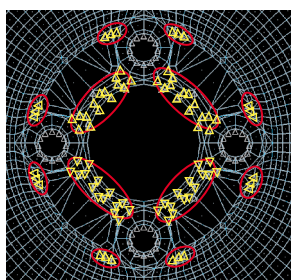


Fig. 4 Connection area of wheel disk and hub in model

2.3. パーツアッセンブリー技術

各部材の結合に関しては、ブッシュやジョイントについては実験的に求めた動バネ特性を6自由度のスカラーバネ要素で表現し、それ以外の直接特性を把握しにくい結合部や締結/接触部などの部位については、モデルに仮定のパネ要素を与え、計算と実験モーダルより求めた固有値及びモードシェイプが一致するように、そのバネ要素についてモデルアップデートをおこなうことで結合特性を同定する。

締結/接触部については、Fig. 3 のホイール締結の事例に示すように、実機の静的な接触境界面の位置や寸法を正確に把握し、Fig. 4に示すようにモデル上での結合境界面をその接触境界面と同一となるよう忠実に再現させ、そこをバネ要素で結合することによりモデル精度を向上させる。

2.4. 起振力同定技術

路面からサスペンションに与えられる起振力について、着地点を何処に定めるかが実験状態のサスペンション振動予測の精度を向上させる上で非常に重要である。

路面変位や起振力をタイヤ接地面に与えた事例^{(5), (6)}が既に発表されているが、高精度なタイヤモデルを必要としたり、あるいは複雑な解析処理を必要とすることから、上記手法を車両開発にそのまま適用するのは、あまり実用的であるとは言い難い。そこで本稿ではタイヤモデルを必要としないホイールを着力点として、実験的に同定した起振力を与える手法を用いる。ロードノイズ路面走行時の実験動状態におけるサスペンション振動を測定し、同一参照点でのホイール加振時における伝達関数を用いることにより、式(1)に示す最小二乗法による逆マトリクス法で路面からサスペンションに与えられる起振力を同定する。

$$\{F_j\} = [H_{ij}]^{-1} \{x_i\} \quad (1)$$

F_j : 設定した着力点にて同定された起振力ベクトル

H_{ij} : 着力点から参照点までの伝達関数行列

x_i : 参照点での実験動振動応答ベクトル

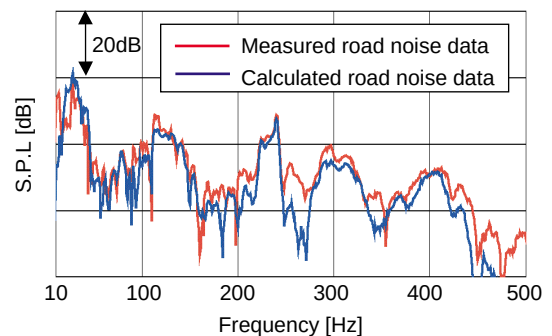


Fig. 5 Precision verification of force identification

なお着力点の設定は3並進力と仮定し、タイヤ転動方向を除く2方向のモーメント成分まで表現できるようオフセットを与える。

同定した起振力の精度を確認するため、ロードノイズ室内音の実測音圧と同定した起振力から演算した合成音圧の検証結果を Fig. 5 に示す。450Hz 位までは精度良く同定されていることがわかる。

2.5. 実機とのコリレーション結果

計算と実機のホイールを加振した時のサスペンションの伝達関数比較を Fig. 6 に、モードシェイプの相関性を示す MAC (Mode Assurance Criteria) 値の比較を Fig. 7 に示す。約 300Hz まで伝達関数がほぼ一致し、MAC 値も良好な値を示すことが確認され、本予測技術がタイヤ気柱共鳴領域 (200 - 300Hz) の解析に適用可能であることがわかる。

3. サスペンション振動予測解析の適用事例

量産車のリヤサスペンションを題材に本技術を適用し、性能向上の検討を実施した事例について報告する。

3.1. 注目モード解析結果

タイヤ気柱共鳴領域のサスペンション伝達特性を FE モデルで解析した結果、気柱共鳴入力と連成するモードは

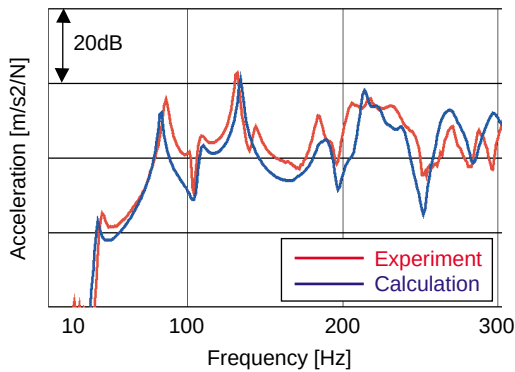


Fig. 6 Precision verification of FRF

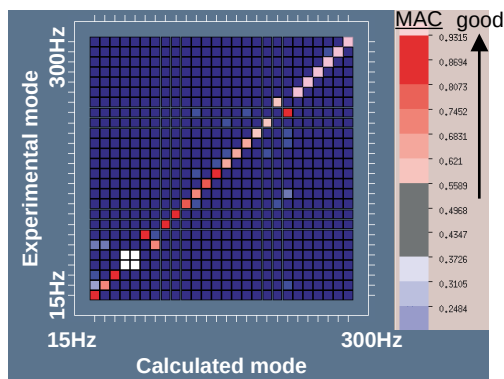


Fig. 7 Precision verification of MAC

Fig. 8, 9 に示すようにホイールのディスク部が曲げ変形を起して倒れ、それに伴いハブ&ナックルが逆位相で倒れを起すモード (以下キャンバーモード) が主要因であることがわかる。

3.2. 部品単体パーツによる性能向上

キャンバーモードの固有値に対して、サスペンションを構成する部品単体パーツでの性能向上検討をおこなう。キャンバーモード時のひずみエネルギーが最大であるホイールのディスク部に着目して、タイヤ気柱共鳴入力との非連成化を狙い、ディスク剛性を向上させた場合のサスペンション伝達特性の変化を予測する (Fig. 10)。

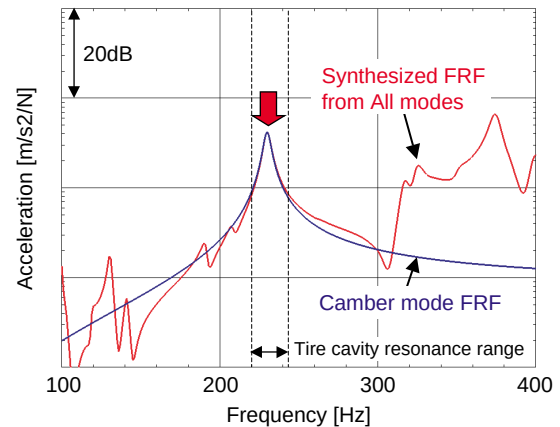


Fig. 8 Mode contribution of target point FRF

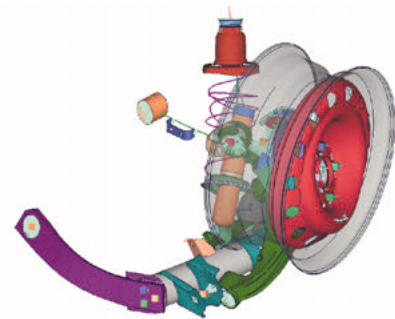


Fig. 9 Mode shape of Camber mode

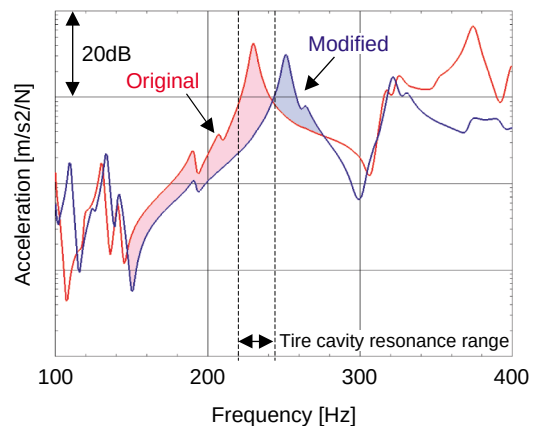


Fig. 10 Improvement of camber mode by increased wheel disk stiffness

その結果、タイヤ気柱共鳴領域での低減効果は十分認められるものの、少し高い周波数に移動したキャンバーモードによる伝達特性のピークは依然として残るため、中周波領域トータルで見た場合の抜本的な対策にはなっていないことがわかる。

3.3. サスペンション全体システムによる性能向上

キャンバーモードピークの抜本的な対策を狙い、モード振幅の低減を目的としたサスペンション全コンポーネントに対する、剛性とマスについての寄与解析をおこなう。その結果、ナックル剛性とトレーリングアーム後端部マスの寄与が非常に高いことがわかる (Fig. 11)。

そこでサスペンション重量増を伴わない制約下での改善として、ナックルのジオメトリー及び形状の変更とトレー

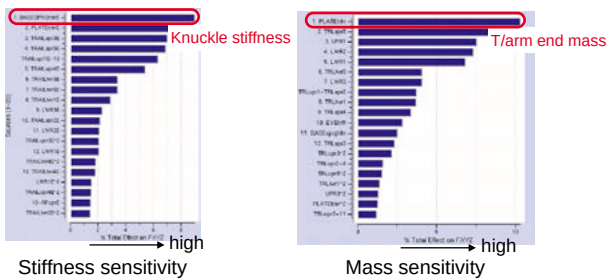


Fig. 11 Sensitivity of suspension components to changes in stiffness and mass

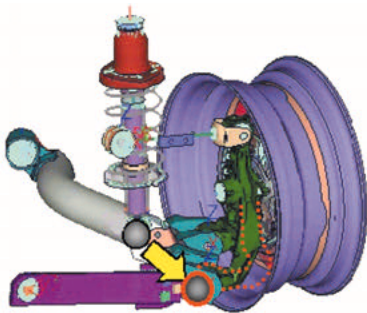


Fig. 12 Case of structure change for improvement of road noise

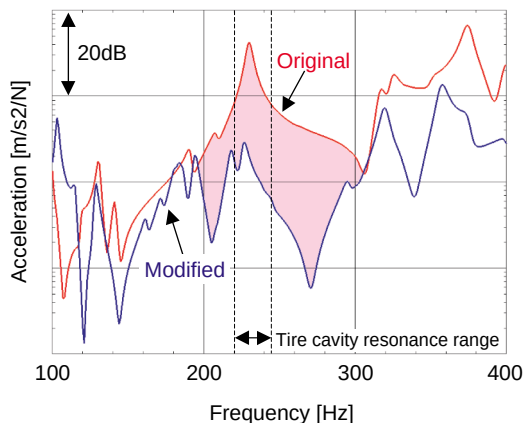


Fig. 13 Improvement of camber mode by optimization of stiffness and modal mass

リングアーム後端のマスを増加させるために、ショックアブソーバの配置をトレーリングアーム中央から後端に変更する構造変更を試みる (Fig. 12)。

その時のサスペンション伝達特性の変化を予測した結果、マス効率が向上するモードシェイプへの変換とモーダルマスの増加に伴い、キャンバーモードの振幅が大幅に低減し、振動入力が大幅に低減できる可能性が期待できる (Fig. 13)。

3.4. 実機検証結果

予測した性能向上案の有効性を証明するため、ナックルのジオメトリー及び形状変更とショックアブソーバ相当のマスをトレーリングアーム後端に付加した試作車にて実機検証をおこなった。その結果 Fig. 14 の予測結果に対し、予測通り Fig. 15 の実験結果を得ることができ、本技術の有効性が証明された。またそれによりロードノイズ室内騒音が低減することが確認できた (Fig. 16)。

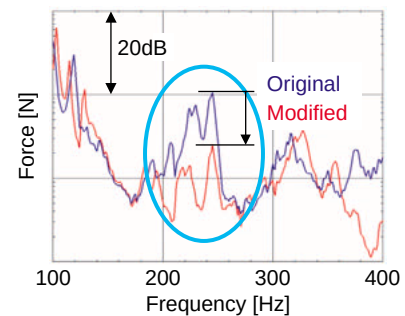


Fig. 14 Estimate of improvement using FE model

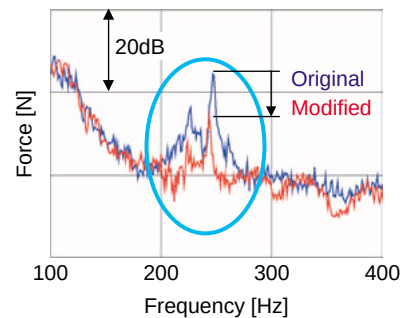


Fig. 15 Verification of improvement by experiment

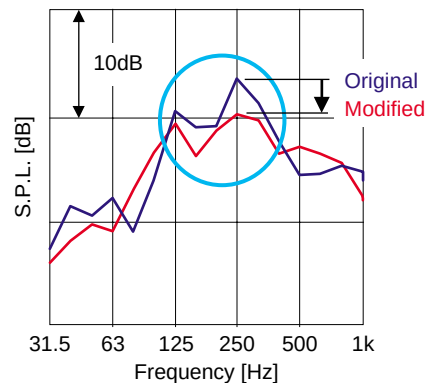


Fig. 16 Improvement of road noise by optimization of modal mass

4. モーダルマスについての考察

マス分布を変更することにより、注目モードにおけるモーダルマスを増加させ、ロードノイズに寄与の高い入力点での振動入力を低減させることが有効であることが確認された。そこでサスペンション形式違いによる振動伝達特性差について、モーダルマスの観点から考察する。

4.1. サスペンション形式とモーダルマス

サスペンション形式違いによるサスペンション振動入力の総和について、本解析技術を用いて比較すると、Fig. 17に示すようにトーションビーム形式はマルチリンク形式に対し、中周波領域における振動入力のスペクトルラインの絶対値が極めて低く、振動伝達上有利であることがわかる。

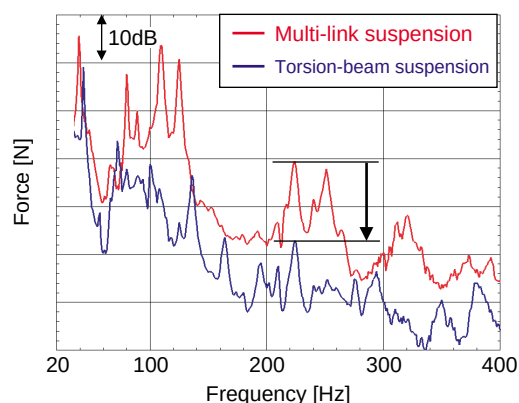


Fig. 17 Comparison of different suspension systems as calculated by FE model

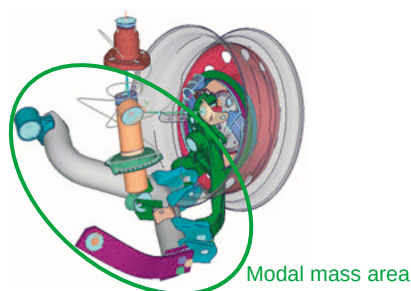


Fig. 18 Modal mass area of multi-link suspension in camber mode

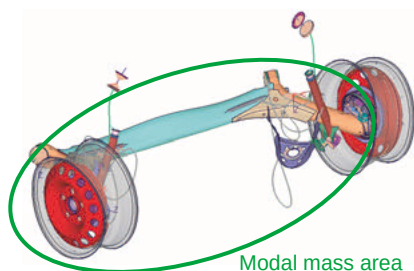


Fig. 19 Modal mass area of torsion-beam suspension in camber mode

タイヤ気柱共鳴領域の寄与モードは両形式ともキャンバーモードであり、そのモードシェイプを比較すると、Fig. 18に示すようにリヤマルチリンク形式の場合は、片輪サスペンションの一部の領域しか振動していないので、モーダルマスが小さくモード振幅が大きい。それに対して、Fig. 19に示すリヤトーションビーム形式の場合は、左右両輪の広い領域で振動しており、両輪分をマスとして活かせるので、結果的に大きなモーダルマスとなりモード振幅が小さくなっていることがわかる。

4.2. マルチリンク形式でのモーダルマス増加

モーダルマス上不利なマルチリンク形式サスペンションの場合、モーダルマスを増加させるには、前述の片輪サスペンション内でのマス分布の最適化が重要である。しかし、それのみでは両輪をマスに活用できるトーションビーム形式の性能には絶対値としてかなわない。そこでマルチリンクでも両輪マスとサブフレームを含めたパネ下マスを活かせるサブフレームフローティング化について、本解析技術を使って効果を予測する。その結果、Fig. 20に示すようにほぼトーションビーム並のサスペンション振動伝達性能が得られることがわかる。

5. まとめ

サスペンション振動予測解析技術として、下記の結果を得た。

- (1) FEMサスペンションモデル化とサスペンション起振力を実験的に同定する技術開発により、実走相当のサスペンション振動を再現できる手法を確立した。
- (2) サスペンション振動予測解析技術により、サスペンション全体系に対する解析と性能向上を予測し、実機検証により本技術の有効性を確認した。
- (3) サスペンション振動低減手法として、サスペンションシステムのモーダルマス分布を最適化することで、サ

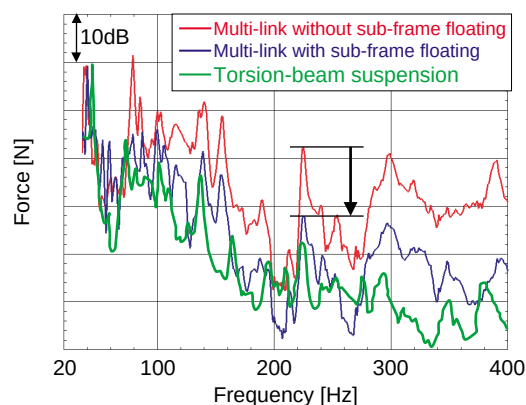


Fig. 20 Comparison between sub-frame floating and torsion-beam suspension as calculated by FE model

スペンション取付点の振動入力低減が可能であることを予測及び実機検証により示した。

- (4) サスペンション形式による振動伝達特性差をモーダルマスの観点から考察し、リヤマルチリンク形式に対するリヤトーションビーム形式の優位性を示した。

参考文献

- (1) 安木, 渡辺: 安全 自動車開発での衝突計算の応用, Toyota Technical Review, Vol.51, No.1, p.54-59(2001)
- (2) 松本, 鈴木ほか: フルビークルモデルを用いたアイドル振動解析, 自技会学術講演会前刷集, No.39-03, 182 (2003)
- (3) Kido, I., Nakamura, A., et al.: Suspension Vibration Analysis for Road Noise Using Finite Element Model, SAE, No.99-01-A1788, p.1053-1060(1999)
- (4) 山内, 秋好: タイヤ空洞共鳴音に関する理論解析と走行中の改良手法の提案, 自技会論文集, Vol.32, No.2, April 研究論文(13) p.79-84(2001)
- (5) 山田, 石山ほか: ロードノイズ予測手法の開発, 自技会学術講演会前刷, No.65-00, 292, p.1-4(2000)
- (6) 中川, 杉浦, 鶴見, 森, 浅井, 城戸: ロードノイズに関わるタイヤ入力解析法の開発, 自技会学術講演会前刷集, No.78-98, 79, p.13-16(1998)

■ 著 者 ■



神 山 洋 一

二輪車の旋回時における 車体垂直平面内の振動特性解析

Vibration Characteristics Analysis in Vehicle Body Vertical Plane of Motorcycle during Turning

手塚 良孝*

Yoshitaka TEZUKA

塩見 欣宣*

Yoshinobu SHIOMI

国分 信一*

Shinichi KOKUBU

清田 悟*

Satoru KIYOTA

要 旨

二輪車の高速走行において旋回中に発生する車体垂直平面内の振動現象を走行試験およびシミュレーション解析で検討した。その結果、この振動現象は車体バネ上共振と後輪バネ下共振が、タイヤ接地点の摩擦力変化により連成する自励振動であることがわかった。シミュレーションモデルでも同様な振動現象を再現することができた。

ABSTRACT

A vibration phenomenon generated in the vertical plane of a motorcycle during high-speed turning has been analyzed using actual running tests and simulation. As a result, it was found that the phenomenon is self-excited vibration caused by the sprung part resonance and the unsprung part resonance of the rear wheel coupled with a frictional force variation in a contact patch of the tire. The simulation model developed reproduced the same vibration phenomenon.

1. はじめに

二輪車の高速走行における旋回中に、車体垂直平面内の上下方向を主成分とする振動現象が発生することがある。この振動現象が発生すると、ライダーの多くは不快感を感じるとともに、旋回速度の低下など、運動性能を阻害する要因ともなる。この振動現象に関する研究例は少なく、多くの経験とライダーの嗜好に依存した車体のアライメント調整、サスペンションの特性変更、タイヤの選択などで対応しているのが現実である。

筆者らは、実際に振動現象が発生する条件下での実走行試験をおこない、その結果から発生メカニズムの検討と、同様の振動現象を再現することができるシミュレーションモデルの作成をおこなった。

2. 実走行計測手法

試験車両はFig. 1に示すようにバネ上、バネ下の7ヶ所、計14チャンネルに加速度計を配置し、車体の剛体的な振動挙動とエンジン回転数、スロットル開度、前後輪回転数、車体ロール角、ラップマークによる走行位置のデータをリン

クさせて振動現象を計測し、その状態を観察する。

また、振動現象は、タイヤの横すべりが発生する限界近くで旋回しなければ顕在化しない。計測装置は車両の重量の増加、前後輪接地荷重配分の変化などによる車体条件、およびライダー居住空間を考慮し、燃料タンク内に格納した。

3. 走行試験結果および分析

3.1. 時刻歴データの分析

走行試験の結果から振動現象の発生した区間での時刻歴波形をフロントアクスル上下加速度、エンジン回転数、前後輪速度差、スロットル開度をそれぞれ Fig. 2 に示す。

振動現象は図に示す時間帯(約2秒間)顕著に発生しており、フロントアクスル上下加速度の振幅が前後の時間帯と比較して大きくなっていることがわかる。発生直前にスロットルを開け始めることで発生し、スロットルを戻すことで現象は収れんする。その後、再度スロットルを開けることで発生し、前後輪の速度差もスロットル開度に連動し後輪のスリップが観測されている。この間の車体ロール角は概ね一定である。

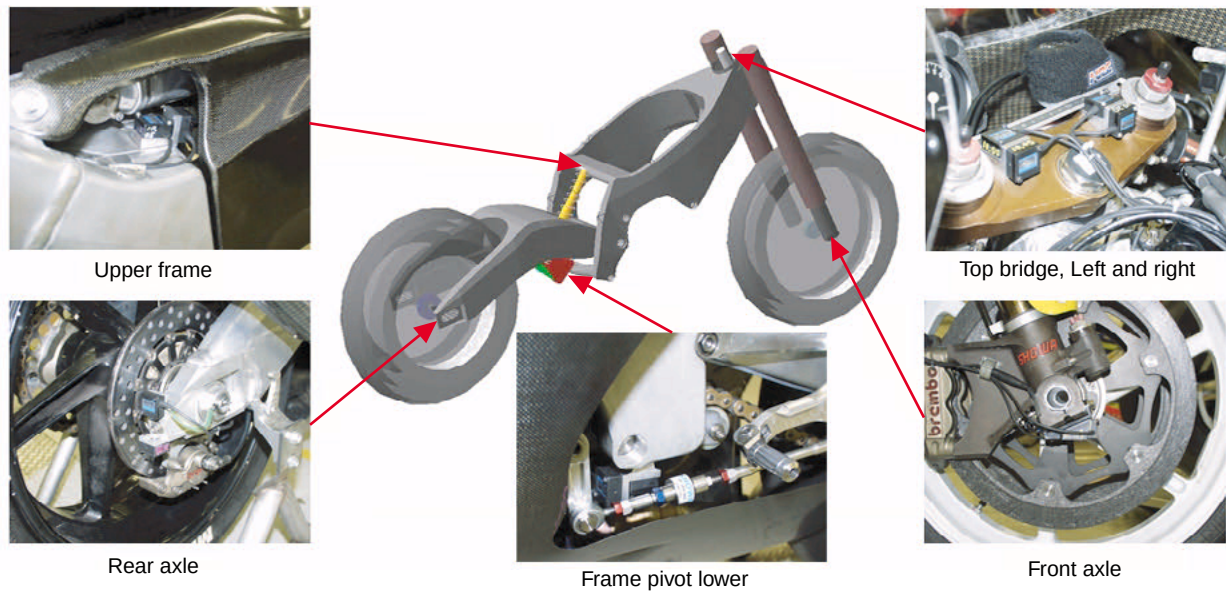


Fig. 1 Locations for acceleration meter

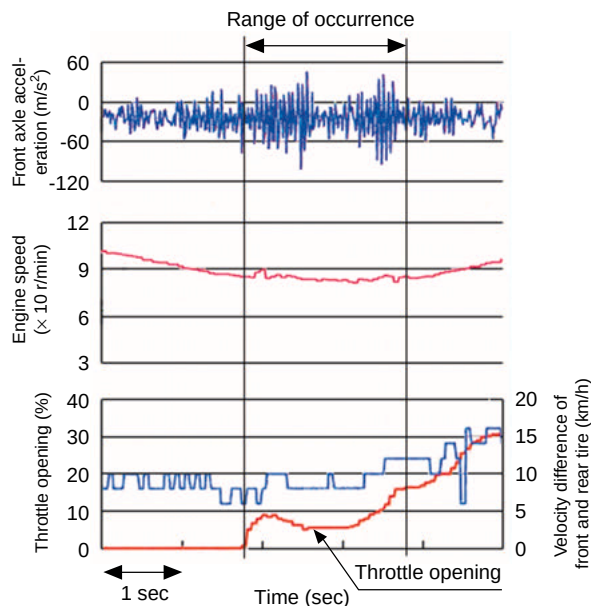


Fig. 2 Time domain data

3.2. 実振動モーションの分析

走行試験の計測データの周波数分析をおこなった結果、Fig. 3に示すように前後輪アクスルの上下方向加速度パワースペクトル密度(PSD)線図には、17.7Hzに顕著なピークが観測され振動現象はこの周波数を中心に発生することがわかった。次に、Fig. 4に示すように後輪アクスル上下方向の加速度をリファレンスとした伝達関数をもとに17.7Hzの実振動モーションのアニメーションを作成した。

実振動モーションを観察すると、モーション1：車体が前方に動く中で前輪が路面に押付けられる、モーション2：車体が後方に押され後輪が路面に押付けられる、モーション3：次に前輪が上に戻る動きから遅れて後輪も上に戻る、これらの車体の動き、モーション1からモーション3が繰り返される動きとなっていることより、前輪の上下運

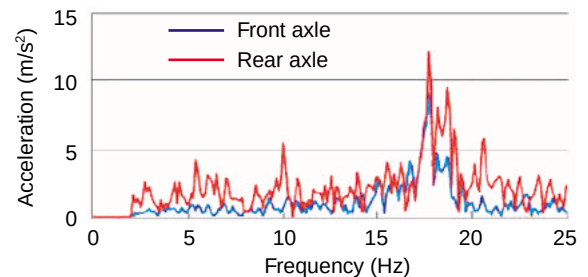


Fig. 3 Front and rear axle acceleration

動を伴う車体のバネ上共振と後輪の上下運動を伴う共振が交互に励起され、エネルギー流入を伴う自励振動系を構成しているものと推定される。

実走行試験の時刻歴データ、振動モードの分析結果を整理すると、振動現象は車体の最大ロール角付近で、後輪に駆動力が作用した状態で発生し、車体を持つモードを相互に挙動を助長しあう自励振動と推定できる。

4. シミュレーションモデル

4.1. 車体モデル

実際に振動が発生している周波数から想定し、車体、フロントフォーク、スイングアームは弾性的な挙動を伴わないと推定されるので、合計9自由度の剛体バネ・マスモデルを作成した。

シミュレーションに用いた車体モデルを Fig. 5 に示す。モデルはバネ上操だ系、バネ下操だ系、フロントタイヤ、エンジン、フレームボデー、ライダー、リヤサスペンションおよびリンク機構、スイングアーム、リヤタイヤの10要素から構成される。運動の9自由度は、それぞれ車体6自由度、ステアリング1自由度、前後サスペンション2自由度である。本来、サスペンションのバネ・減衰特性は非線形であるが、

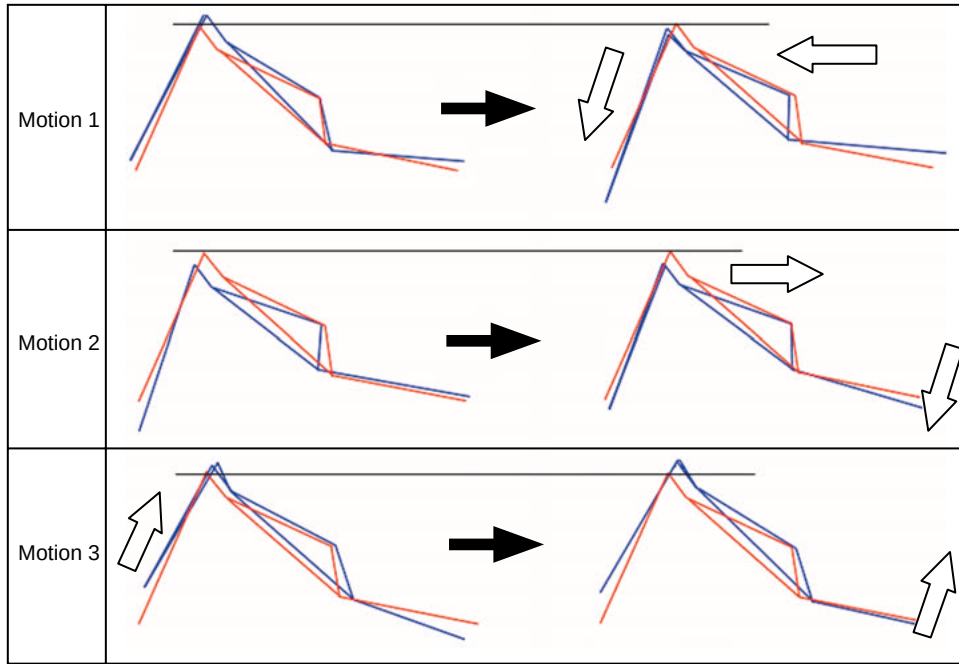


Fig. 4 Sample of modes animation

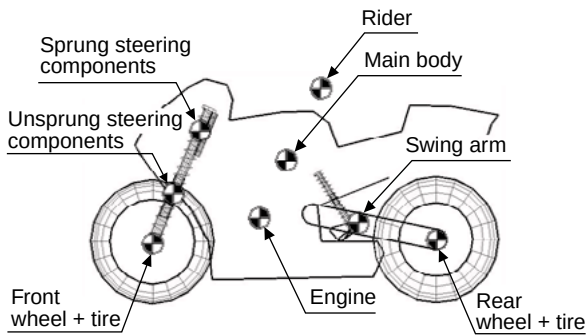


Fig. 5 Motorcycle model

車両姿勢が安定した状態で発生している現象であることから、その姿勢位置での線形パラメータで線形近似とした。ライダーは質量のみを考慮し車体に剛結とした。

4.2. タイヤモデル

この振動現象がタイヤと路面間の摩擦に起因することから、タイヤのモデル化が非常に重要な要素である。しかし、本シミュレーションモデルは、線形近似モデルとするためタイヤ特性もコーナリング特性などの動的な挙動を表現するのではなく、タイヤ単体計測データをもとにタイヤのバネ定数、減衰定数を定義する。シミュレーションモデルには、ロール角が大きく、コーナリング途中であることから、求心力の方向にタイヤ接地面間の摩擦力が作用する。時刻歴データの分析より、振動現象が発生している状況下では、求心力に加えリヤタイヤに駆動力が作用していることが推定できるため Fig. 6 に示すような摩擦力 F_μ を定義する⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

$$F_\mu = \mu * F_z \quad (1)$$

$$F_z = K_g * u_z \quad (2)$$

ここで、

μ : 摩擦係数

u_z : 鉛直方向のタイヤ変位

Fig. 7 に示すように鉛直方向バネ定数 K_g は、タイヤの車両基準座標系 Y および Z 方向のバネ定数 K_y , K_z およびキャンバ角 θ から式(3)が得られる。

$$K_g = K_z \cos \theta + K_y \sin \theta \quad (3)$$

4.3. 車体モデルの運動方程式

実走行試験の分析結果から振動現象が自励振動と推定できるため、複素固有値解析を用いた安定判別解析をおこない、どの程度実際の現象が再現可能かの検討をおこなう^{(4), (5)}。

モーダル複素固有値解析を用いると、第1段階として減衰及び外部作用荷重がないと仮定した実固有値解析を実施し、第2段階で、その固有モードを用い物理座標系の非対称な運動方程式をモーダル座標系に変換し、複素固有値解析を実施する。この結果から得られる複素固有モードは、各実固有モードがどの程度励起されるかを表しており、この複素固有モード変位成分をベクトル表示することで、不安定モードに対する、実固有モードの寄与を把握することができる⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾。車体モデルの運動方程式を式(4)とする。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} + \{F_\mu\} \quad (4)$$

ここで、

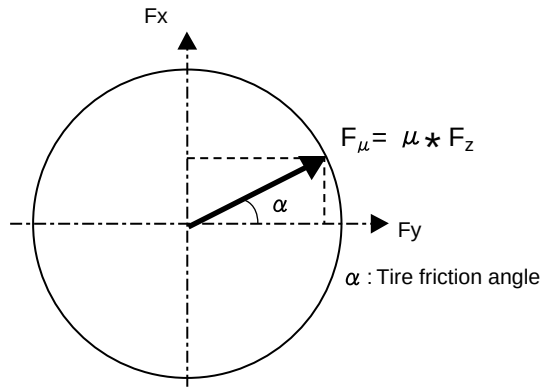


Fig. 6 Tire friction circle concept

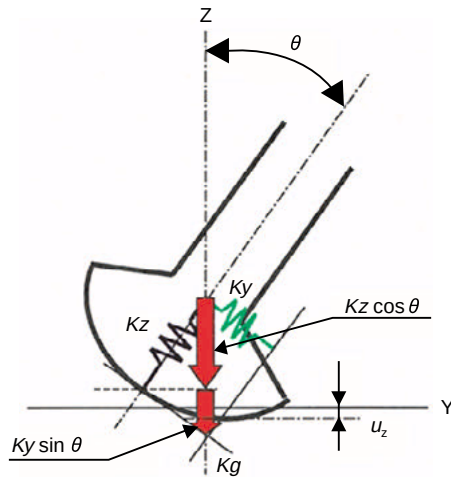


Fig. 7 Tire condition

$\{F\}$: 外力

$[M]$: 質量マトリックス

$[K]$: 剛性マトリックス

$\{x\}$: 変位

摩擦による外力 $\{F_\mu\}$ を式(5)で表わす。

$$\{F_\mu\} = [\Delta K] \{x\} \quad (5)$$

$[\Delta K]$ は、タイヤ摩擦力を表わす $\mu * k_g$ が Y 方向成分の行、Z 方向成分の列のみをもつため非対称な行列である。

$$[\Delta K] = \begin{bmatrix} & \mu * k_g \\ & \end{bmatrix} \quad (6)$$

式(5)を式(4)に代入し、変位の関数である荷重項を左辺に移すことで、非対称な運動方程式(7)が得られる。

$$[M] \{\ddot{x}\} + [K - \Delta K] \{x\} = \{F\} \quad (7)$$

式(7)から、非対称剛性項 $[\Delta K]$ を削除した対称な運動方程式で実固有モードを解析すると、物理自由度とモーダル自由度の関係式(8)が得られる。

$$\{x\} = [\phi] \{\lambda\} \quad (8)$$

ここで、

$[\phi]$: 固有モードマトリックス

$\{\lambda\}$: モーダル自由度

式(7)に式(8)を代入して、両辺に左から転置行列 $[\phi]^T$ をかけることで、式(9)となる。

$$[m] \{\ddot{\lambda}\} + [k - \Delta k] \{\lambda\} = \{f\} \quad (9)$$

ここで、

$[m]$: モーダル質量マトリックス

$[k]$: モーダル剛性マトリックス

$[\Delta k]$: 非対称モーダル剛性マトリックス

$\{f\}$: モーダルフォース

として、それぞれ、

$$[m] = [\phi]^T [M] [\phi] \quad (10)$$

$$[k] = [\phi]^T [K] [\phi] \quad (11)$$

$$[\Delta k] = [\phi]^T [\Delta K] [\phi] \quad (12)$$

$$\{f\} = [\phi]^T \{F\} \quad (13)$$

式(9)について、複素固有モード解析を実施すると、複素固有値と実固有モードのモーダル自由度を成分とする複素固有モードを求めることができ、結果として、不安定モードの要因となる実固有モードを特定することが可能となる。

5. シミュレーション結果および考察

モデルの妥当性を評価するため、この振動現象と相関があると考えられるものを変数としたパラメータスタディをおこなう。振動現象が発生する状況は、車体の最大ロール角付近で、後輪に駆動力が作用している状態で、スロットル開度が10%前後と微小であることから、シミュレーションモデルでのパラメータを車体ロール角と駆動力が発生したときの摩擦力 F_μ を作用させる角度 α (以下、タイヤ摩擦力角という)とする。各パラメータは、車体ロール角を30°から60°で5°刻みとし、それぞれの車体ロール角ごとにタイヤ摩擦力角を0°から10°に変化させて解析をおこなう。

パラメータスタディの結果を根軌跡としてFig. 8に示す。車体ロール角が45°を超え、タイヤ摩擦力角が8°近傍で複素固有値の実部は不安定となり、この領域で自励振動が発生することがわかった。共振周波数もこの領域で19Hz前後の値となり、おおむね実走行試験結果に近い値が得られた。また、車体ロール角が小さい領域ではタイヤ摩擦力角の有無に関わらず、複素固有値解析結果の実部は安定状態を示しこの振動現象は発生しない。以上の結果から、このモデルはこの振動現象を表現していると考えられる。

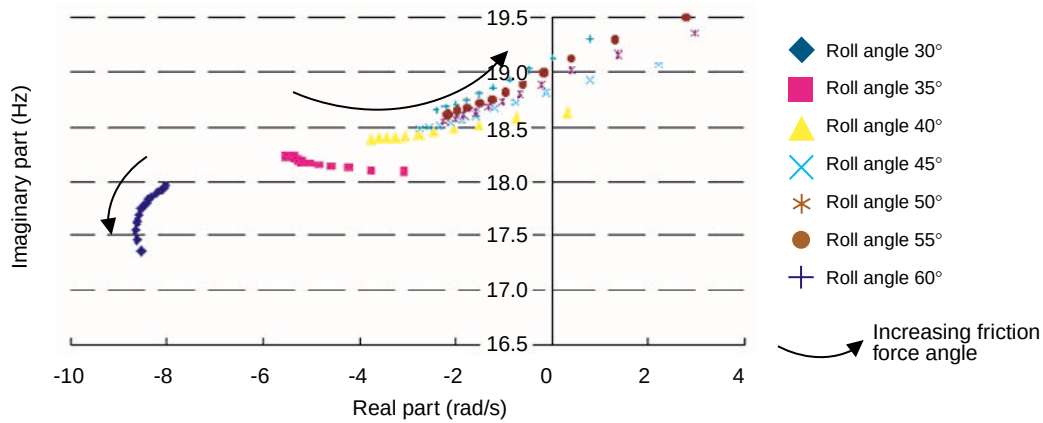


Fig. 8 Simulation result

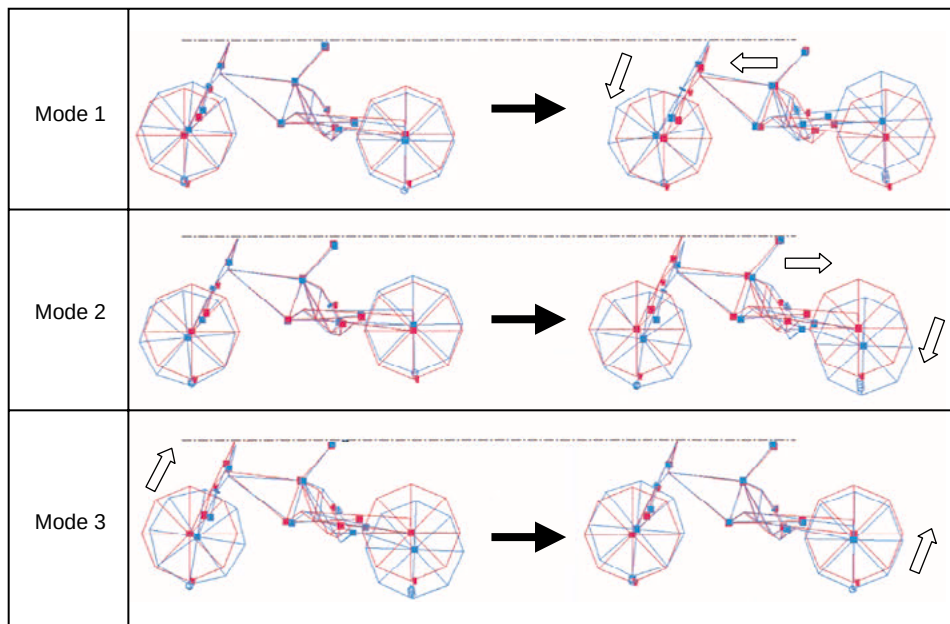


Fig. 9 Sample of simulation result animation

次に、この振動現象が発生する要因について分析する。

解析手法としてモーダル複素固有値解析をおこなうと、結果として得られる不安定固有値の要因となる実固有モードの寄与率を定量的に求めることができる。Fig. 9 に車体ロール角 50° タイヤ摩擦力角 8° のシミュレーション結果を示す。走行試験の振動モードとほぼ同様のモードとなっており、共振周波数は 19Hz である。次に、複素固有値解析結果である複素固有モード変位成分から、この振動現象は主に実固有モード A, B, C の 3 つのモードが Fig. 10 に示すベクトルの関係で合成されていることがわかる。

各実固有モードとひずみエネルギー率を Table 1 に示す。実固有モード A は、前後輪のバネ上逆相モードで、ひずみエネルギーをみるとフロントサスペンションの寄与が高い、実固有モード B は、前後輪のバネ下逆相モードでひずみエネルギーをみると、リヤタイヤの寄与が高く、実固有モード C は、前後輪のバネ下同相モードでひずみエネルギーは、フ

ロントタイヤの寄与が高いことがそれぞれわかる。Fig. 10 に示すベクトルの関係から、モード B と C の 2 つのモードは、ほぼ同じ大きさで混在するため、互いに逆相で動く前輪の動きが打ち消され、後輪のタイヤバネを主体とするバネ

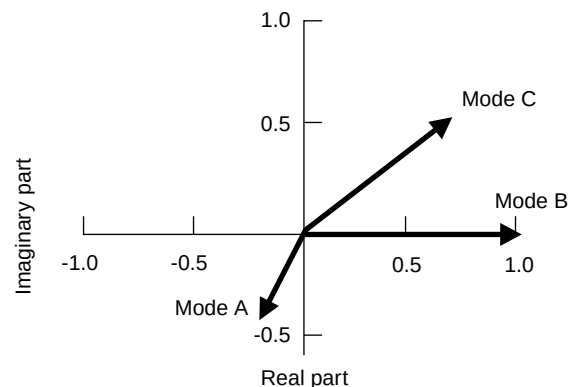
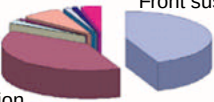
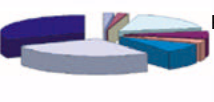
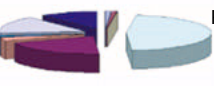


Fig. 10 Mode vector

Table 1 Real inference mode of simulation model

	Modes	Percent of strain energy
A	 Opposite phase mode of sprung	 Front suspension 44% Rear suspension 39%
B	 Opposite phase mode of unsprung	 Rear tire 68% Front tire 28%
C	 Inphase mode of unsprung	 Rear tire 28% Front tire 70%

下モードが合成されると考えられる。したがって、これらの結果から、振動現象はタイヤの摩擦により、前輪のパネ上モードAと、パネ下モードBとCが合成されたモードが連成し発生するものと考えられる。

6. まとめ

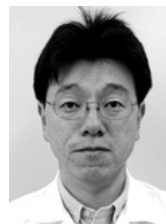
- (1) 二輪車の旋回時における車体垂直平面内の振動現象は、車体パネ上逆相モードと後輪パネ下モードがタイヤ接地地点の摩擦により、互いのモードを励起しあう自励振動であることがわかった。
- (2) 実走行試験とシミュレーションの結果から、振動現象のメカニズムを説明し、シミュレーションによる再現を可能とした。

参考文献

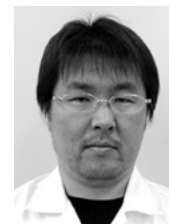
- (1) 景山克三：第2章操縦性・安定性にかかわるタイヤの特性，自動車の操縦性・安定性，東京，山海堂，1992，p.7-44
- (2) 景山克三：第3章操縦性・安定性の基本的事項(5)加速・減速と操縦性・安定性，自動車の操縦性・安定性，東京，山海堂，1992，p.70-71
- (3) 横浜ゴム株式会社：4.2タイヤのコーナリング特性(7)駆動力・制動力の影響，自動車用タイヤの研究，東京，山海堂，1995，p.140-142
- (4) 永井正夫，景山一郎，田川泰敬：第6章自励振動と非線形振動 6.2 安定判別，振動工学通論，東京，産業図書，1995，p.107-112
- (5) 井上喜雄ほか：5章自励振動とはどういうことか，振動の考え方・とらえ方，東京，オーム社，1998，p.71-94
- (6) 長松昭男：3多自由度系，モード解析，東京，培風館，1991，p.53-60

- (7) 鈴木賢一郎ほか：複素固有値解析によるブレーキ鳴きシミュレーション，第11回MSCユーザ会議，MSC-11-031，1993
- (8) 中田博之，小林清志，梶田昌史：二輪車のブレーキ鳴き新解析手法と適用事例，Honda R&D Technical Review Vol.13 No.2，2001，p.159-166
- (9) MSC/NASTRAN ユーザーガイド基礎動解析V68，MSC ソフトウェア，3.2 章

■ 著 者 ■



手塚良孝



国分信一



塩見欣宣



清田 悟

ターボディーゼルエンジンの チェーン荷重予測シミュレーション

Chain Load Simulation for Turbo Diesel Engine

高 岸 広*
Hiroshi TAKAGISHI
浅 利 大*
Masaru ASARI

下 山 和 明*
Kazuaki SHIMOYAMA
河 村 康 宏*
Yasuhiro KAWAMURA

藤 木 賢 治*
Kenji FUJIKI
長久保 篤 史*
Atsushi NAGAKUBO

要 旨

ターボ過給直噴ディーゼル(以下i-CTDi)エンジンは、クランクシャフトの回転変動が大きくチェーン荷重の増大を招いている。

そこでクランクシャフトの回転変動を考慮したチェーン荷重を予測できるシミュレーション手法を構築した。このシミュレーションでは、クランクシャフトを中心に被動部品全てを連成させ、実働状態のエンジンを計算機上に忠実に構築した。モデル構築にあたって精度の確保と計算時間の短縮という相反する課題を各部品の周波数応答に着目し、シンプルなモデル化で解決した。

これによりi-CTDiエンジン内部でのチェーン荷重が同時に高い精度でしかも短時間で予測できた。また、このバーチャルエンジンは実際のエンジン内部の伝達系チェーン最適設計に貢献することができた。

ABSTRACT

Fluctuation of crankshaft speed in a turbo charged direct-injection diesel (i-CTDi) engine significantly increases the load on the transmission chain.

A simulation method which enables the load on the chain caused by these fluctuations to be predicted was therefore developed. All moving parts, centering on the crankshaft, have been connected in the simulation, which is therefore able to faithfully reproduce a working engine on computer. The model was simplified by focusing on the frequency response of each component when it was being constructed, enabling accuracy to be reconciled with a reduction in calculation time.

This has enabled the load on the chain in an i-CTDi engine to be both accurately and rapidly predicted. The virtual engine contributed significantly to the optimization of the design of the transmission chain in an actual engine.

1. まえがき

i-CTDiエンジンは、燃焼圧力の高さからエンジン内部の伝達系部品に加わる負荷がガソリンエンジンに比べ大きい。また、燃料噴射ポンプをカムシャフト端に取り付けた場合カムシャフト上のトルク変動が大きく、タイミングおよびオイルポンプチェーン荷重の増加を招いている。そこでエンジン内部に発生する伝達荷重を正確に予測するシミュレーション技術が必要とされていた。

従来のチェーン荷重シミュレーションでは、解析部品を限定しモデリングする手法が一般的であった。例えば、タイミングチェーンの場合はチェーンと動弁系部品といったように主起振力の発生源である部品を限定したモデルでシミュレーションをおこなっていた⁽¹⁾。自然吸気ガソリンエンジンのようにクランクシャフトの速度変動が小さい場合

にはこの手法が有効であった。

しかし、実際のエンジン開発では実働状態のエンジンの事象を正確に捉えることが最優先とされるため、燃焼運転エンジンでの挙動荷重計測がほとんどである。このため、従来の簡易モデルによる解析では計測とシミュレーションの誤差が大きく定量的伝達荷重予測には不十分であった。

シミュレーションも大規模化が進んでいる。Fig. 1 に大規模解析の一例を示す。シリンダブロックやクランクシャフトの FEM 剛性縮約結果からクランクシャフトの挙動を求める計算やチェーンの各駒まで考慮するなど複雑化している。これら大規模解析の連携でチェーン荷重をシミュレーションするには計算時間がかかり開発との連動が難しかった。

そこでこれらの問題を解決しi-CTDiエンジン開発に貢献できるチェーン荷重予測技術を確立したのでここに報告する。

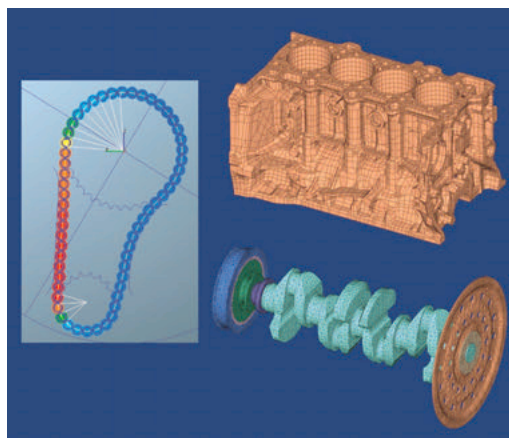


Fig. 1 Large-scale simulation model

Table 1 General specification of i-CTDi engine

Number of cylinders	4 cylinders
Flywheel	Dual mass flywheel
Crank pulley	Isolation pulley
Balancer	Balancer driven by roller chain
Cam drive	Roller chain and gear
Number of cams	2 camshafts
Number of valves	Intake: 2 valves / Exhaust: 2 valves
Valve train	Roller rocker arm with hydraulic adjuster
Fuel injection pump	Common rail injection pump
Auxiliary belt	Serpentine poly-V belt

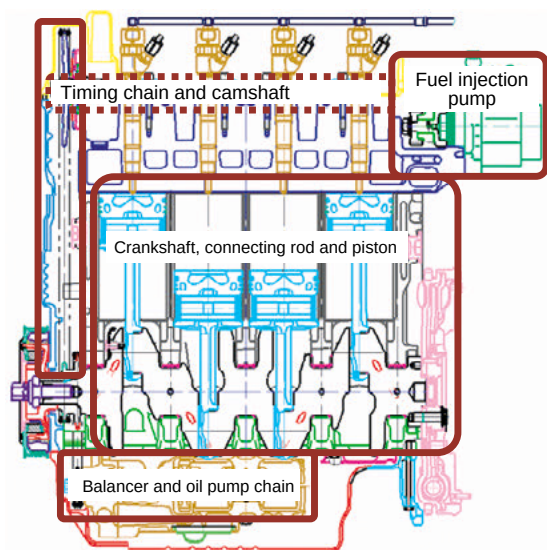


Fig. 2 i-CTDi engine

開発にあたっては、クランクシャフトを中心とした全運動部品の同時連成シミュレーション技術に着目した。また、課題として伝達系チェーン荷重の高い予測精度と実用的な計算時間について検討した。

2. シミュレーションモデル

2.1. バーチャル i-CTDi エンジンの構成

Table 1 に i-CTDi エンジンの主要諸元を、Fig. 2 に断面図を示す。また、Fig. 3 に今回開発した全シミュレーションモデルを示す。このモデルでは運動系部品全てを連成させ、実働状態のエンジンを計算機上に忠実に構築した。燃焼圧力がピストンに作用しコンロッドを介してクランクシャフト

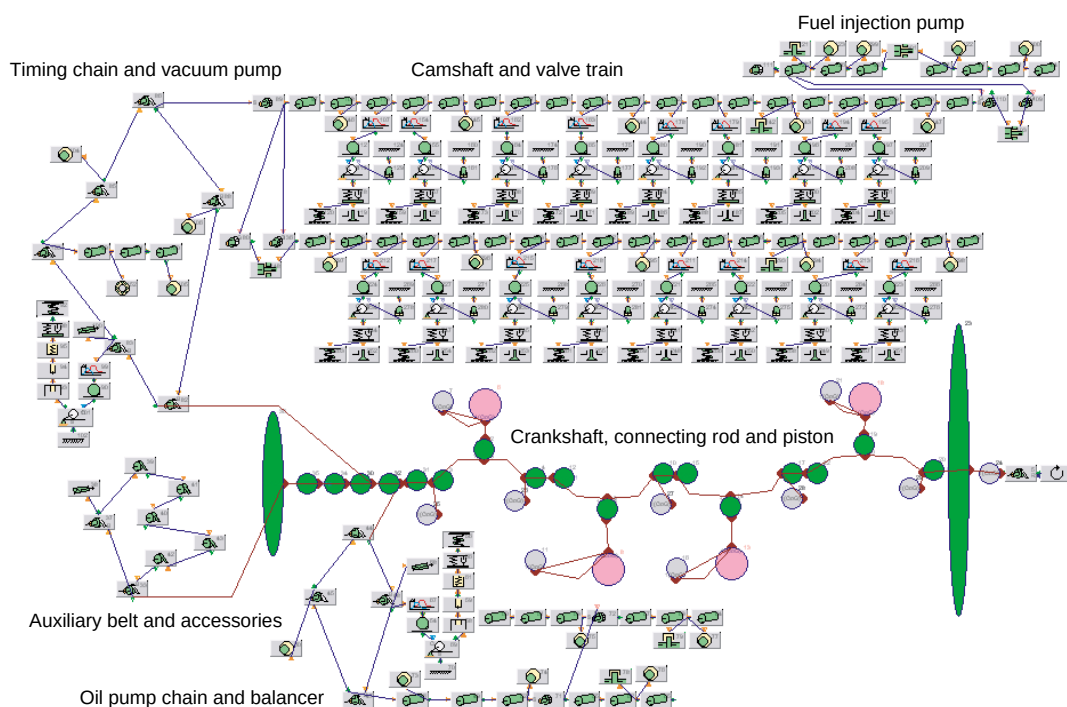


Fig. 3 Virtual i-CTDi engine

トを駆動し、クランクシャフトに連結されたチェーン、ギヤ、ベルトがカム、バルブ、燃料噴射ポンプ、バキュームポンプ、バルンサ、補機等全部品を同時に駆動するシミュレーションモデルを作成した。

開発にあたっては、本テーマの狙いに最も合致しているAVL社製ソフトTYCONをベースに精度の高い独自モデルを構築した。以下にそのモデリング技法の詳細を述べる。

2.2. クランクシャフト

i-CTDiエンジンではクランクシャフトの回転変動がガソリンエンジンに比べ大きくチェーン荷重に大きな影響を及ぼしている。従来のシミュレーションではクランクシャフトモデルは応力評価まで含める詳細な検討を主目的とした6自由度モデルが用いられていた。しかし、各部品へ影響を及ぼすのは回転変動である。そこで、計算時間短縮のため曲げ変形を無視し回転方向のみの自由度を持つクランクシャフトモデルとした。以下にクランクシャフトモデルの詳細を記述する。

Fig. 4 に、クランクシャフトモデルを示す。クランクピン部にコンロッドを取り付けるリンクポイントを設け、そこにコンロッドを介してピストンを連結した。シリンダはクランクシャフト回転軸よりオフセットしている。ピストンには指圧荷重が負荷されクランクシャフトを駆動している。また、定常運転でのシミュレーションをおこなうためフライホイール側に一定のブレーキトルクを負荷した。

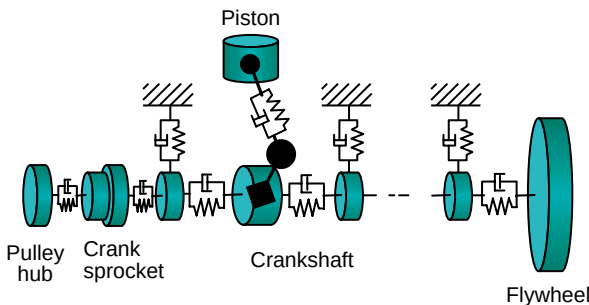


Fig. 4 Crankshaft simulation model

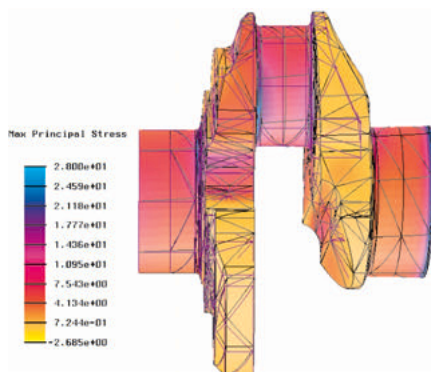


Fig. 5 Crankshaft rotational stiffness analysis

クランクシャフトのねじり剛性は、Fig. 5 に示すようにFEM-P法を使い算出した。

クランクシャフト回転方向の動的挙動はそのねじり振動固有周波数特性が支配する。クランクシャフトのねじり固有振動数の精度を確認することによりシミュレーションモデルの精度を保証した。以下にその方法について述べる。

周波数応答を調べる手法としてインパルス関数でクランクシャフトを加振しその回転速度変動を周波数分析する手法がある。インパルス関数のフーリエ変換式を式(1)に示す。

$$F[\delta(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t)e^{j\omega t} dt = 1 \quad (1)$$

このように理想的インパルス関数は、フーリエ変換をおこなうと全域で1となる。そこで実験ではハンマリングのような擬似的な周波数応答で固有値を確認する。シミュレーションの場合も全域の周波数応答を求めるのが理想と考える。擬似的なインパルス関数はインパルスの幅が小さければ小さいほど理想に近づく。そのため理想的なインパルス関数は式(2)のようにインパルスの加わる時間を極限まで短くする必要がある。

$$\delta(t) = \begin{cases} 0, & t \neq 0 \\ \infty, & t = 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = 1$$

しかし、このシミュレーションは2次の予測子修整子法を用いて計算をおこなっている。極小時間のステップ応答は計算ステップの微細化を招き計算時間が増大する。ここでは新たにステップ関数でクランクシャフトの加振をおこなった。ステップ関数のフーリエ変換を式(3)で示す。

$$F[u(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} u(t)e^{j\omega t} dt = \pi\delta(\omega) + \frac{1}{j\omega} \quad (3)$$

ステップ関数のフーリエ変換は、周波数に逆比例する関数なので低周波領域で入力が大きくなる。しかし検討する周波数域を限定すれば周波数応答を同定する上では問題ないと考えた。また、ステップ関数はインパルス関数のように幅の定義が省略でき定義がより簡単であるうえ計算時間も短いメリットがあった。

直列4気筒エンジンのクランクシャフトねじり固有振動数は300 - 500Hz付近でありこの周波数をシミュレーションが再現することが重要となる。周波数の確認はクランクシャフトダンパの影響を考慮し2段階でおこなった。最初にダンパがない固定プーリーモデルによるクランクシャフトの純粋なねじれ共振確認し、次にダンパモデルによるダンパを装着した時のねじれ共振確認をおこなった。

2.2.1. 固定プーリーモデル

Fig. 6 の緑線がステップ応答結果である。デュアルマス

フライホールの軟いバネの影響で低周波側が高い値となっているが 437Hz に明確なピークが確認できた。

Fig. 7 の緑線は開発時のクランクシャフトプリーハブ部の回転加速度クランクシャフト回転数10次成分の測定結果を示す。シャフトのねじり共振が2600rpmにあることがわかる。つまり $2600/60 \times 10 = 433\text{Hz}$ が固定プリーシャフトのねじり固有振動周波数でありシミュレーションはシャフトねじり共振を正確に再現している。

2.2.2. ダンパモデル

このエンジンではクランクシャフトのねじり共振低減のためダンパラバーが装着してある。これにより主共振が低

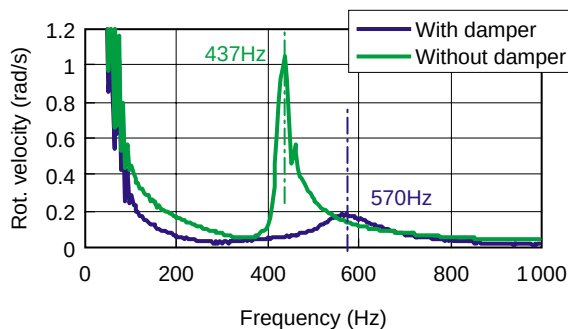


Fig. 6 Response of unit function

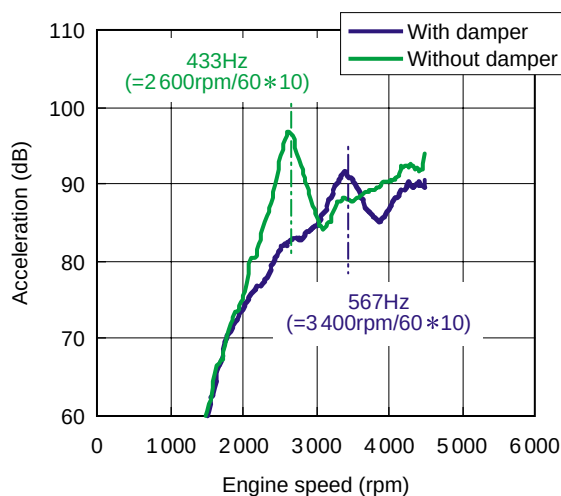


Fig. 7 Crankshaft rotational acceleration (order 10)

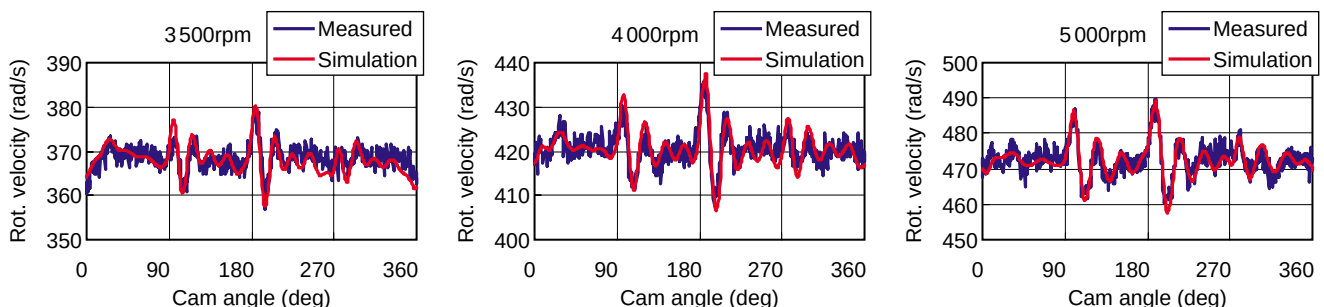


Fig. 8 Crankshaft rotational speed

減される代わりに小さい共振周波数が発生する。このピークがシミュレーションで再現できているか確認した。

Fig. 6 の青線がステップ応答結果を示す。570Hz にピークが移っている。Fig. 7 の青線の測定結果でも共振が3400rpmへ移動しているのがわかる。つまり $3400/60 \times 10 = 567\text{Hz}$ がねじり固有振動周波数でありシミュレーションはダンパ付きシャフトのねじり共振を正確に再現している。

このように周波数応答を再現できる簡潔なクランクシャフトモデルを完成することができた。完成したクランクシャフトモデルで回転変動の検証をおこなった。測定は光学式ロータリエンコーダをクランクシャフトプリーのハブに取り付けおこなった。Fig. 8に3500、4000、4500rpmでの測定結果とシミュレーション結果を示す。爆発力の大きいiCTDiエンジンでは、クランクシャフトプリーに近い気筒が爆発した時の回転変動が大きく現れている。また、この爆発で発生するクランクシャフトのねじり振動がクランクシャフト速度変動を支配している。シミュレーションはこの爆発による最大速度変動のみならずクランクシャフトのねじり振動を精度よく再現している。これはステップ応答周波数によるモデル検証によって達成された。また、回転数の違いにも精度よく追従していることがわかる。

また、このモデルは1000rpmクランクシャフト10回転分の計算時間をCPU処理速度1.5GHzのPCを使い数分で計算がおこなえた。回転方向の自由度のみのモデルであるためこのように短時間で解析がおこなえる精度の高いクランクシャフトシミュレーションモデルを構築することができた。

2.3. バランサ、オイルポンプおよびオイルポンプチェーン

バランサは、クランクシャフトの速度変動によって加振される。加振力であるクランクシャフトの速度変動は前述のように正確にシミュレートできた。次に伝達荷重予測に重要なのはチェーンシステムの共振を正確に予測することである。そこで伝達荷重の予測精度が高くシンプルな縦方向1次元のチェーンモデルでモデリングをおこなった。これにより計算時間の短縮が可能となった。

Fig. 9 に、バランサおよびオイルポンプのレイアウトを示す。ピストン等の往復部質量による2次慣性力を相殺するため、2本のバランサシャフトが装着されている。エンジン全体へ油を供給するトロコイド式オイルポンプがフロントシャフトに装着されリアシャフトからギヤを介して駆動されている。Fig. 10にバランサおよびオイルポンプモデルを示す。2本のバランサはカム同様ジャーナル部で保持されている。また、ポンプ部には一定のポンプ駆動トルクが負荷されている。

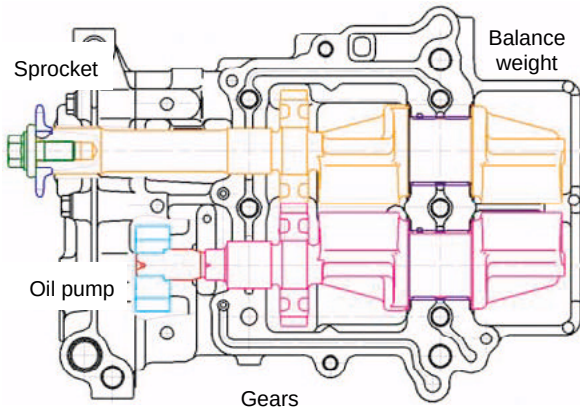


Fig. 9 Balancer shafts and Oil pump

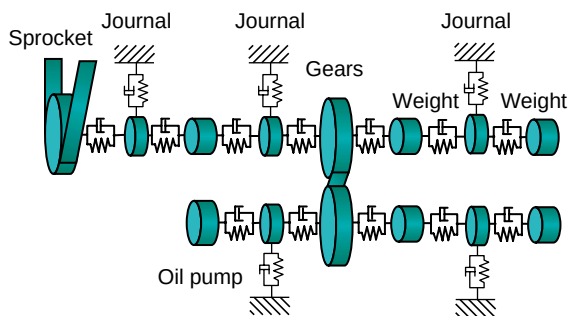


Fig. 10 Balancer shafts and oil pump simulation model

Fig. 11に、オイルポンプチェーンレイアウトを示す。スプロケットは8 mm ピッチのローラチェーンを介してバランサシャフト一体のオイルポンプを2倍の回転数に増速駆動している。Fig. 12にオイルポンプチェーンモデルを示す。テンショナが正常に動作していれば縦振動がチェーン荷重変動の主要因となるのでチェーンは縦方向一次元モデルとした。各部の慣性モーメントをチェーンの剛性と減衰要素

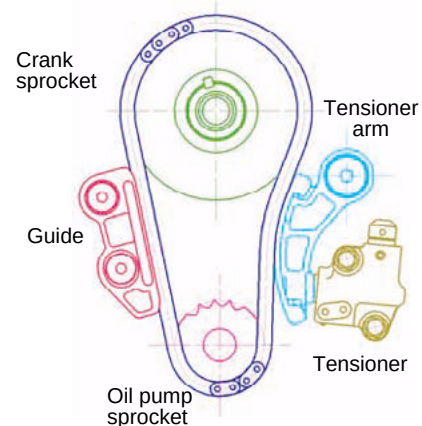


Fig. 11 Oil pump chain

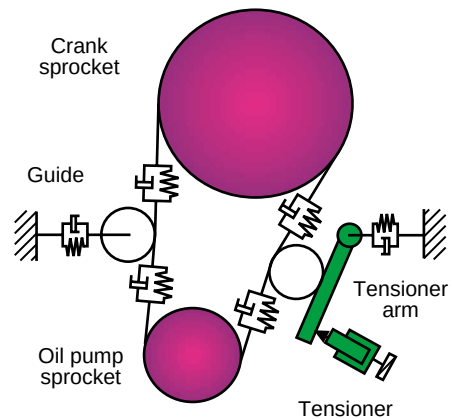


Fig. 12 Oil pump simulation model

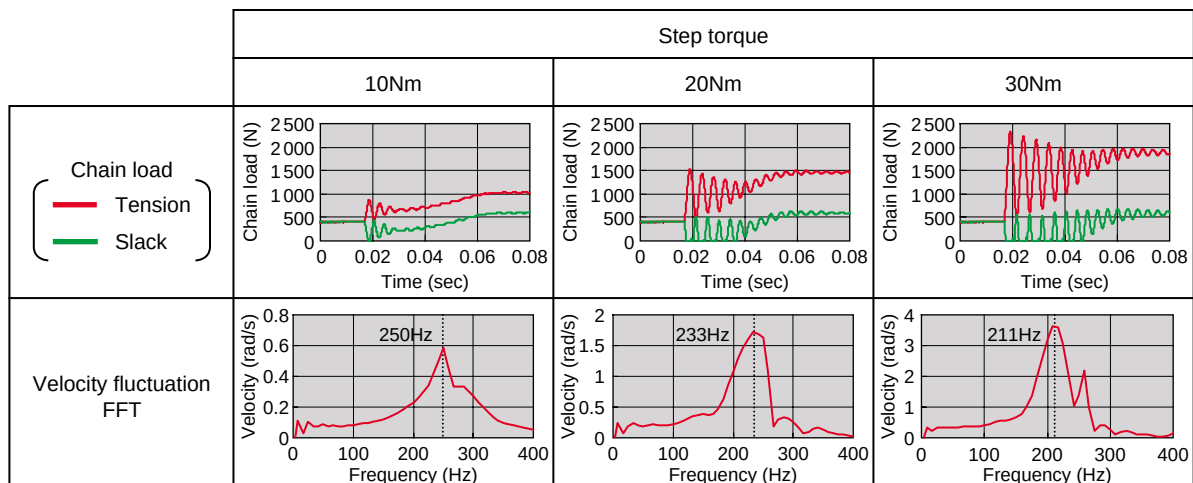


Fig. 13 Influence of step torque on chain resonance

で連結してある。また、リリースバルブ付きテンショナがアームを介してチェーン張力を維持するようモデル化してある。

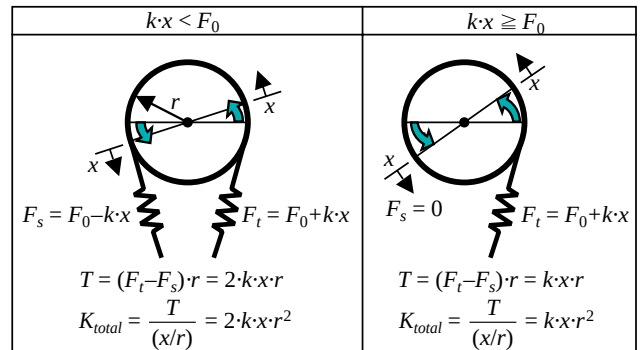
オイルポンプチェーンは、常用回転域に共振周波数がありこれがチェーン荷重に大きく影響を及ぼす。そこでチェーンもクランクシャフト同様にステップ応答の周波数成分を確認した。チェーンの周波数応答を確認する場合にはステップ関数の大きさに注意する必要がある。Fig. 13に示すようにステップトルクの違いで共振点が変わることがシミュレーションで確認された。ステップトルクの大きさに共振周波数が 213 - 250Hz で変化することが予測された。これはチェーンシステムの非線形性に起因する。チェーン荷重がプリロード以内で振動する場合には引き緩み両側でチェーン張力を維持できる。しかしステップ関数が大きすぎると緩み側チェーン荷重が抜けて引き側のチェーンのみで荷重を保持することとなる。この時 Fig. 14 に示すようにチェーン系のバネ定数は低下し共振周波数が低下する。

実際の balanサ側スプロケット回転速度測定で確認をおこなった結果を Fig. 15 に示す。このグラフを見ると高回転域で共振周波数が低周波数側へ移動していることが確認できた。実測では共振周波数は、215 - 250Hz の範囲で変化していシミュレーションと一致していた。このようにチェーンの共振回転数を推定する場合は荷重抜けによるチェーン系の剛性低下を考慮する必要がある。以上のようにシミュレーションモデルの周波数応答は正しいことが確認された。

オイルポンプチェーン荷重の検証をおこなった。測定はクランクシャフトスプロケット部に薄肉部をもうけそこに取り付けたひずみゲージでおこなった。ここで測定したトルクにスプロケット有効半径を掛けチェーン張力に変換した。Fig. 16 に 2000, 3000, 4000 rpm での測定結果とシミュレーション結果を示す。シミュレーションが精度良く測定結果を再現していることがわかった。これによりオイルポンプチェーンおよび balanサへの伝達荷重がシンプルなモデルで精度良く再現できることが検証できた。

さらに、このシミュレーションモデルを使用しチェーン荷重低減を検討した。テンショナのリリース圧を最適化することによりチェーン荷重が低減できることが判明した。

リリース圧のチェーン荷重に対する影響を Fig. 17 に示す。このようにテンショナのリリース圧を最適化することによりオイルポンプチェーン荷重を低減させることができた。



- F_t : Chain load at tension side
- F_s : Chain load at slack side
- F_0 : Pre-load
- x : Displacement of chain
- k : Stiffness of chain
- r : Effective radius of sprocket
- T : Torque
- K_{total} : Equivalent torsional stiffness

Fig. 14 Equivalent torsional stiffness of chain

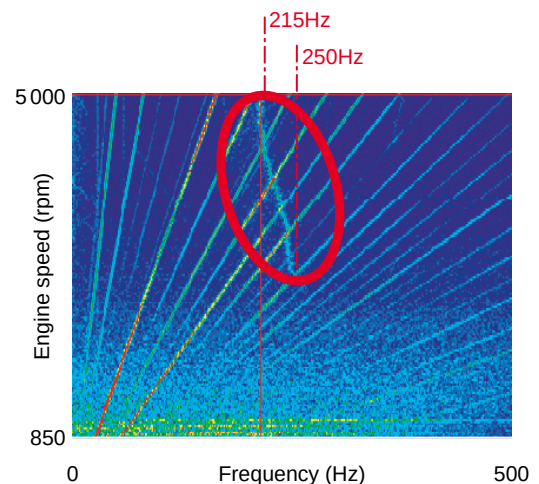


Fig. 15 Rotational velocity fluctuation FFT of balancer sprocket

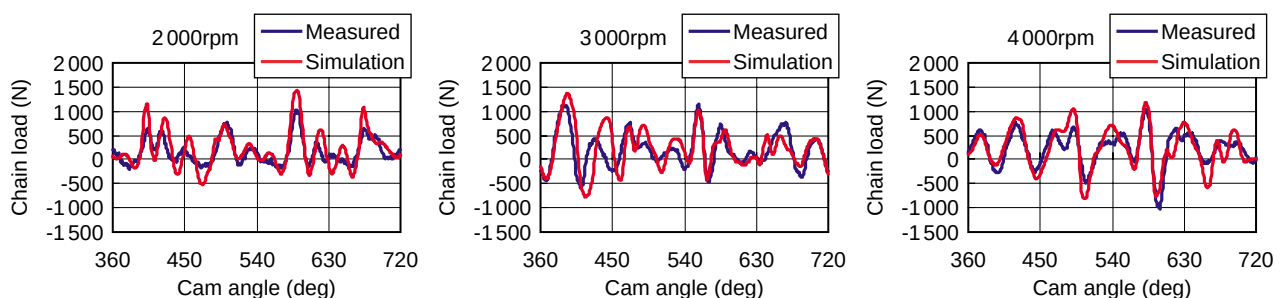


Fig. 16 Oil pump chain load

2.4. 動弁系

クランクシャフトの次に大きな加振力の発生源として考えられるのが動弁系である。特に i-CTDi エンジンの場合、カム端に燃料噴射ポンプが取り付けられておりこれも大きな加振源のひとつである。この加振力はタイミングチェーンの共振と重なり高いチェーン荷重を発生する。以下に動弁系モデルの詳細を記述する。

Fig. 18に、バルブトレインレイアウトを示す。バルブは1気筒あたりインテーク2本エキゾーストが2本ある。カムはローラベアリング付き、ロッカアームを介して各バルブを駆動する。ロッカアームはメンテナンスフリーのため油圧ラッシュアジャスタで保持されている。

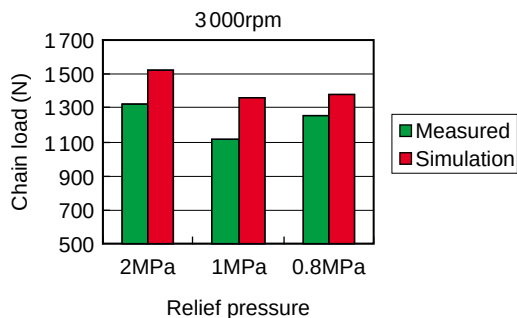


Fig. 17 Oil pump chain load

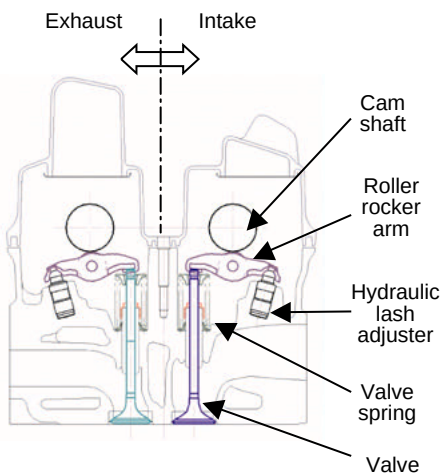


Fig. 18 Valve train

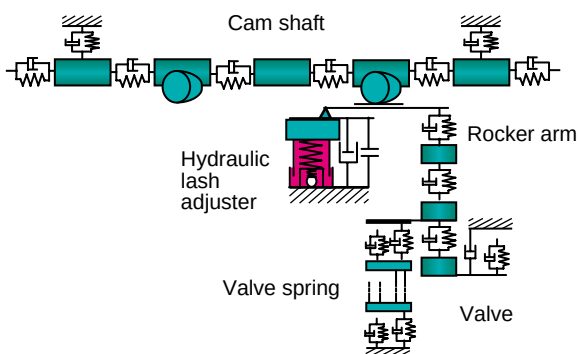


Fig. 19 Valve train simulation model

Fig. 19にバルブトレインモデルを示す。計算モデルは油圧ラッシュアジャスタで保持したロッカアームとバルブおよびバルブスプリングでモデル化した。また、油圧ラッシュアジャスタが動弁系加振力に与える影響が大きいため詳細なモデル化をおこなった。高圧室のオイルはプランジャの動きによりチェックボールを介して供給される。また、負荷時にプランジャとハウジングの隙間からオイルがリークするようにモデル化してある。さらにオイルの剛性は空気混入による圧力依存性も考慮している⁽²⁾。

Fig. 20に、バルブリフトの検証結果を示す。測定は光学式測定機を用いた。シミュレーションはタイミング、最大リフトともに精度良く再現している。

Fig. 21に、カムレイアウトを示す。カムはインテーク用とエキゾースト用の2本からなる。まずエキゾーストカムがカムスプロケットおよびタイミングチェーンを介してクランクシャフトより駆動される。さらにエキゾーストカムはカムスプロケットに隣接するシザースギヤを介してインテークカムを駆動し、同時にスプロケットとカムを挟んで反対の端に取り付けたギヤで中間軸を介し燃料噴射ポンプを駆動している。

Fig. 22に、カムシャフトモデルを示す。カムは複数の質点に分割しビーム要素で結合したモデルを用いた。ギヤは噛み合い反力を3次元で考慮し、カムの3次元変形挙動を正確にシミュレートできる。さらに、ジャーナル部は油膜モデルで保持されており、クリアランスの中でシャフトが変

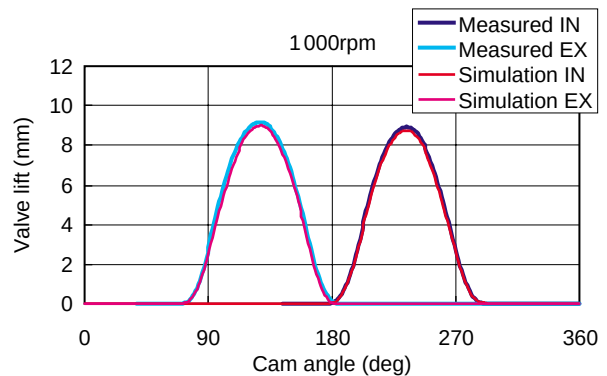


Fig. 20 Valve lift verification

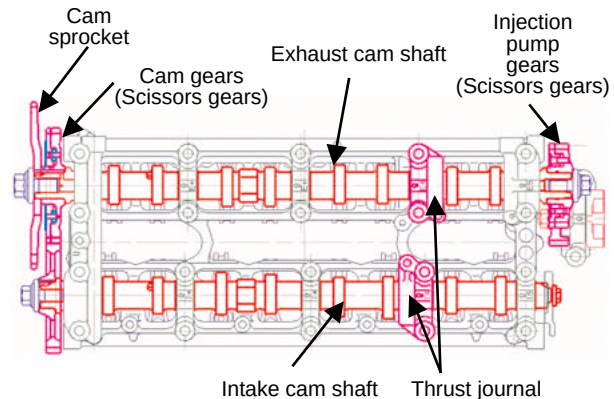


Fig. 21 Cam shafts

動するようになっている。カムシャフトもクランクシャフト同様にステップ応答結果で周波数応答を確認し精度向上を図った。

Fig. 23に、燃料噴射ポンプおよび駆動システムのレイアウトを示す。エキゾーストカム斜め下に取り付けた中間軸にオルダムジョイントを介して燃料噴射ポンプが装着されている。この中間軸がシザースギヤを介してエキゾーストカムシャフトから $5/3$ 倍に増速駆動される。

Fig. 24 に、燃料噴射ポンプ駆動システムモデルを示す。オルダムジョイントはトルクのみを伝達するようモデル化してある。また、オルダムジョイントの回転方向クリアランスも実機相当に与えている。中間軸は実機同様ジャーナルで保持されておりカムシャフトと同様に油膜で保持するモデルとなっている。燃料噴射ポンプシャフトにはポンプの駆動抵抗トルクを負荷した。

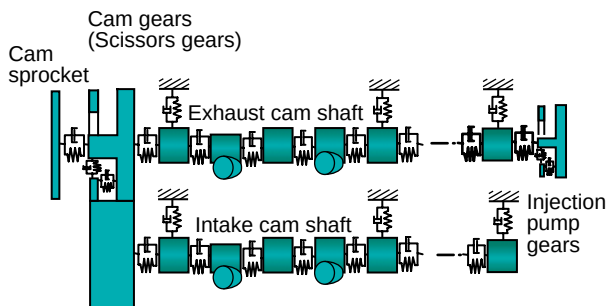


Fig. 22 Cam shafts simulation model

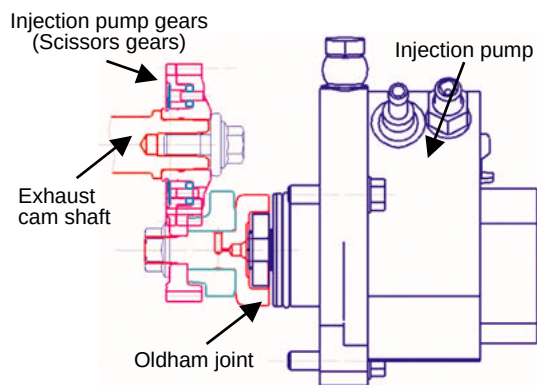


Fig. 23 Fuel injection pump driving system

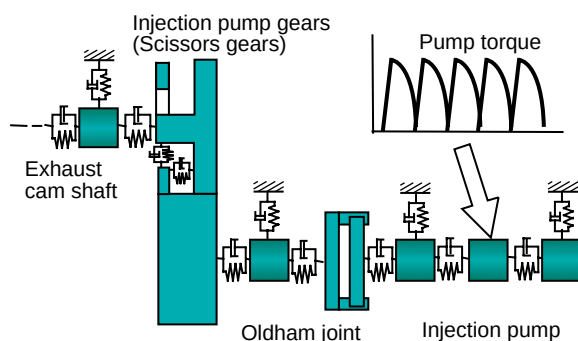


Fig. 24 Fuel injection pump driving system simulation model

これらのモデルでカムシャフトホルダに発生するスラスト荷重を確認した。解析結果をFig. 25に示す。シミュレーションでは衝撃的な高いスラスト反力の発生が確認された。これは高い燃料噴射ポンプギヤ反力がカムをホルダに叩きつけていたことが原因と判明した。カムホルダの応力測定からも同様の測定結果が得られシミュレーションの妥当性が確認できた。測定結果を Fig. 26 に示す。そこで得られた衝撃荷重にもとづきカムホルダ形状を最適に設計し、カムホルダでの発生応力は材料強度の保証範囲内におさまることを確認した。

2.5. タイミングチェーン

Fig. 27に、実際のチェーンレイアウトを示す。チェーンは9.525mmピッチのローラチェーンを使用しエキゾースト

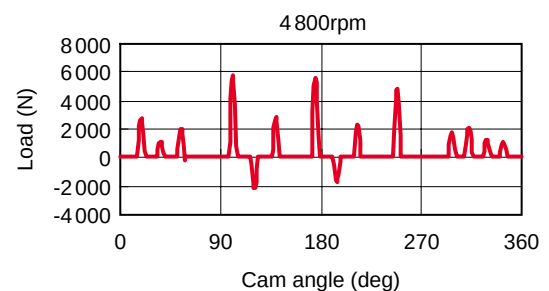


Fig. 25 Simulated camshaft thrust journal load

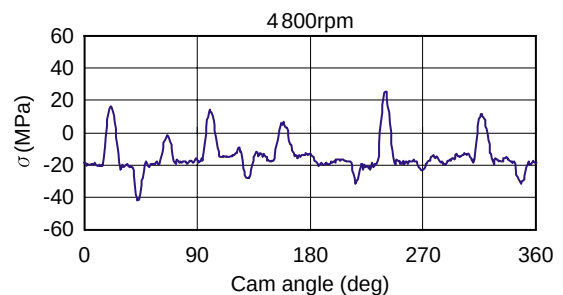


Fig. 26 Measured camshaft thrust journal load

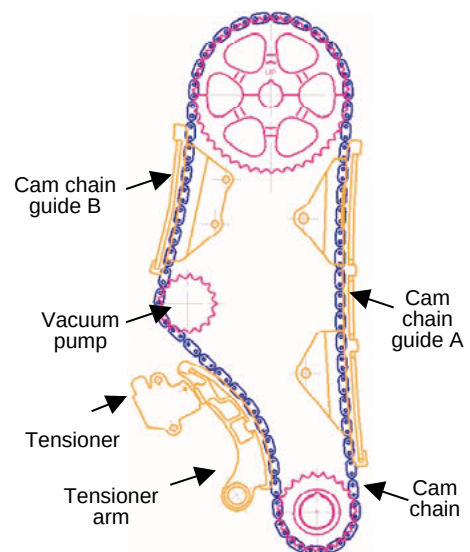


Fig. 27 Timing chain system

カムとバキュームポンプを同時に駆動している。クランクシャフトスプロケットとカムシャフトスプロケットの間およびカムシャフトスプロケットとバキュームポンプ間にはチェーンガイドがある。バキュームポンプとクランクシャフトスプロケット間ではテンショナがアームを介してチェーン張力を保持している。このようにチェーンはガイドとテンショナで保持されていることから、チェーン横振動を無視しチェーン張力方向縦振動のみ考慮した一次元モデルで作成した。

Fig. 28 にチェーンモデルを示す。各部のイナーシャをチェーンの剛性と減衰要素で連結してある。また、リリースバルブ付きテンショナがアームを介してチェーン張力を維持するようモデル化してある^{(2), (3)}。

タイミングチェーンもオイルポンプチェーン同様にステップ応答より周波数応答を確認した。

これらの駆動トルクとクランクシャフト回転変動の影響を同時に受けるタイミングチェーンに着目し検証をおこなった。測定はクランクシャフトスプロケット部に薄肉部をもうけそこに取り付けたひずみゲージでおこなった。ここで測定したトルクにスプロケット有効半径を掛けチェーン張力に変換した。Fig. 29 に 3 000, 4 000 rpm での測定

結果とシミュレーション結果を示す。燃料噴射ポンプトルクの 2.5 次変動とカム駆動トルクおよびクランクシャフト速度変動の 2 次成分がかさなりタイミングチェーン荷重は 0.5 次のうねりを生じている。

さらに、Fig. 30 にチェーン荷重の最大値と最小値のエンジン回転数による変化を示す。シミュレーションはクランクシャフトなしモデルとフルエンジンモデルで比較をおこなった。クランクシャフトモデルがないと低回転域でチェーン荷重精度が不足している。一方、フルエンジンモデルは全域で精度良く測定結果を再現していることがわかりフルエンジンモデルの正確さが証明された。このように短時間で解析がおこなえる精度の高いタイミングチェーンモデルを構築することができた。

また、Table 2 に大規模解析との計算時間の比較を示す。これは CPU 処理速度 1.5GHz の PC を使い 1000rpm クランクシャフト 10 回転分の計算をした例を示す。大規模解析に対し大幅な計算時間短縮を達成している。このように独自のシンプルモデルを採用することにより、従来の複雑化するシミュレーションでは数週間単位と目されたフルエンジンシミュレーションを数時間単位でしかも高い精度の伝達系チェーン荷重予測を可能とした。

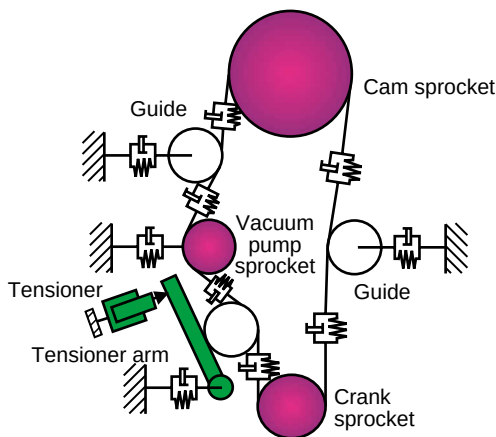


Fig. 28 Timing chain simulation model

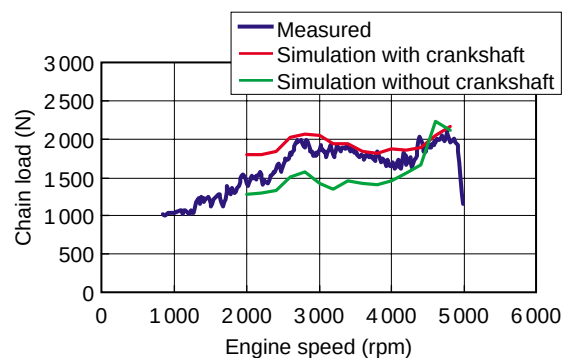


Fig. 30 Maximum and minimum load of timing chain

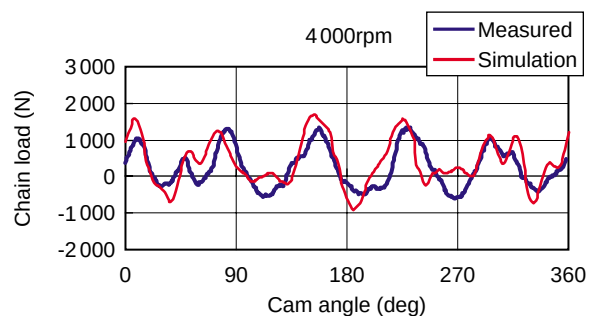
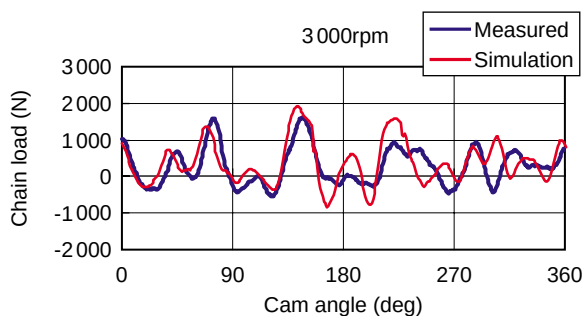


Fig. 29 Time history of timing chain load

Table 2 Calculation time

T: Time (h)

	Crankshaft fluctuation	Timing chain load	Oil pump chain load	Auxiliary belt load	Full engine
Large-scale model	$T > 48$	$T > 48$	$T > 24$	$T > 48$	—
New model	$0.1 > T$	$0.5 > T$	$0.2 > T$	$0.1 > T$	$1 > T$

3. まとめ

i-CTDi エンジン内部の伝達系チェーン荷重予測シミュレーションの確立を通じて以下の知見が得られた。

- (1) クランクシャフトの共振周波数を把握するためステップ関数による衝撃加振シミュレーションをおこなった。これと実測を比較し、クランクシャフトのねじり共振周波数を検証することができた。これによりクランクシャフト回転速度変動の正確な予測ができることを確認した。
- (2) オイルポンプチェーンも共振周波数を正確に把握するためステップ関数による衝撃加振シミュレーションをおこなった。チェーンの場合入力トルクにより共振周波数が変化する事象があり、本シミュレーションはこの事象を予測できることを明確にした。
- (3) タイミングチェーンの大きな加振源である動弁系および燃料噴射ポンプを正確にモデル化をおこなった。これによりカムシャフトの軸方向の運動によるカムホルダへの衝突現象が明らかとなった。
- (4) クランクシャフトおよび全運動部品を連成することにより、クランクシャフト回転変動、カム駆動トルクおよび燃料噴射ポンプ駆動トルクの影響を受けるタイミングチェーン荷重とオイルポンプ荷重の正確な予測が同時に可能となった。
- (5) 計算モデルは精度を維持しつつ簡素化し計算時間の短縮を達成した。これにより伝達系チェーン荷重を実用的な計算時間で予測できた。

4. 謝辞

本シミュレーション技術を確立するにあたりご協力頂いた AVL の Dr. Hellinger, Mr. Sopouch, Mr. Vock に心より感謝致します。

参考文献

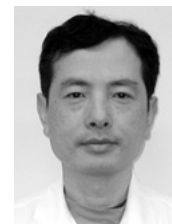
- (1) Takagishi, H., Sugawara, H.: Prediction of Chain Load in Timing Chain System, Honda R&D Technical review Vol.14 No.1

- (2) Sopouch, M., Hellinger, W., Pribsch, H.H.: Simulation of Engines Structure Borne Noise Excitation due to the Timing Chain Drive, SAE paper 2002-01-0451
- (3) Hellinger, W. Pribsch, H. H., Rainer, G.Ph.: Auslegung von Ventiltrieben für Hochleistungsmotoren - Rechnerische und Experimentelle Verfahren. 16. Internationales Wiener Motorensymposium 1995 4

■ 著 者 ■



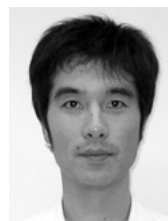
高 岸 広



下 山 和 明



藤 木 賢 治



浅 利 大



河 村 康 宏



長久保篤史

二輪車用小型エンジンにおける CFD 燃焼シミュレーションの実用化

Practical Application of Combustion Simulation Using CFD for Two-wheeled Vehicle Small Engine

村上 泰男*
Yasuo MURAKAMI

黒坂 斉*
Hitoshi KUROSAKA

要 旨

小排気量・高回転型を特徴とする二輪車用4ストロークエンジンの燃焼状態を観察する筒内可視化を目的として、CFD(Computational Fluid Dynamics)を基にした燃焼シミュレーションを試みた。シミュレーションで得られた結果を検証するため、実機の定常筒内流動、燃料噴霧挙動、および火炎伝ば挙動を計測し比較をおこなった。その結果、それぞれの現象において十分な相関性が確認され、CFDが可視化手段となり得ることを明らかにした。

この技術を用いて燃焼系の検討をおこない、燃料消費率の向上、希薄燃焼領域の拡大などの改善効果が得られ、実機開発においても有用であることが確認された。

また、世界初となる4ストローク50cm³ PGM-FI(Programmed Fuel Injection)エンジンの開発に本技術を適用した。

ABSTRACT

The Computational Fluid Dynamics simulation of the flame propagation phenomena in a cylinder is carried out to visualize the combustion condition in small displacement, high-speed 4-stroke motorcycle engine. For verifying the simulation results, steady-state in-cylinder flow, fuel injection behavior, and flame propagation behavior were compared. Each experimental result verify the simulation results well, it is validated that the CFD simulation is one of the effective and useful tools to visualize the inside of the cylinder of the engine. This CFD visualizing technology is applied to study of combustion condition of commercial motorcycle engine, and clarified that the technology is effective to reduce the fuel consumption and expand the lean combustion limit. This technology is applied to development of 4-stroke 50cm³ PGM-FI Engine.

1. はじめに

近年、二輪車への燃費向上・排気エミッション低減要求がますます強まる中、量産車エンジンの4ストローク化やPGM-FIシステムの適用などによる環境対応をおこなう一方で、その根幹であるエンジン筒内の燃焼状態を改善するための研究が盛んにおこなわれている。燃焼改善を図るには、筒内の混合気形成過程や火炎伝ばなどの物理現象を詳細に把握することが重要であり、従来は石英窓を備えた可視化エンジン⁽¹⁾による現象観察が一般的であった。しかし、これらは高温高圧下、特に高回転運転における耐久性に乏しいため、高回転型である二輪車用小型エンジンの筒内観察には必ずしも適していなかった。

一方、近年のコンピュータ性能の進化に伴い CFD (Computational Fluid Dynamics) 技術の活用が広まりをみせている。特に筒内直噴ガソリンエンジンの開発では、混合気形成過程をシミュレーションで可視化し、燃焼室形状の検討がおこなわれるなどの活用事例が数多く報告^{(2), (3)}されており、今日では筒内可視化の重要な手段となっている。しか

し、ポート噴射ガソリンエンジンにおいては、混合気形成過程の解析に要する総クランク変位角度が圧縮行程に燃料噴射が開始される筒内直噴エンジンと比べて2・3倍大きくなり、さらには筒内のガス流動形態によって燃焼速度が大きく左右されることから、これらの計算精度確保などの面で課題も多く、燃焼過程まで含めた CFD 解析と実験による検証をおこなったという報告例^{(4), (5)}は数少ない。

本稿では、小排気量・高回転型を特徴とする二輪車用ポート噴射ガソリンエンジンを対象とし、これらの混合気形成過程、燃焼過程の CFD 解析が筒内可視化の手段となりえることを検証し明らかにした。これらの実績に基づき、実際の量産エンジン開発に適用し、燃焼系諸元最適化の手段としての有用性を確認したので事例を交えて述べる。

2. 計算手法

2.1. ガス流動

エンジンシリンダや吸排気ポートの空気流動形態を計算するには、計算空間を離散化し各要素でガス流動に関わる

*朝霞研究所

連続の式、運動量、エネルギーおよび各反応成分の保存式と状態方程式を解く必要がある。機関運転時は往復運動するピストンや吸排気バルブにより計算空間は時々刻々変化する。そのため、計算空間変化に合わせて解析格子を適合させる移動境界と呼ばれる特殊なしゅう動格子が必要となる。この移動境界格子には幾つかの手法があるが、あらかじめ設定した期間を同一格子の伸縮で形状変化を表現し、ひずみなどにより格子品質が低下する前に別の格子へと切り替える手法を用いた。解析格子の一部を Fig. 1 に示す。このような解析格子を29個用意し、1サイクル間の計算空間変化を表現した。格子には六面体による境界適合格子を用い、吸排気ポート内には二層、シリンダ内には一層の境界層格子を設けた。また、乱流モデルは乱れの運動エネルギー k と、その散逸率 ε に基づく $k-\varepsilon$ モデルを用いた。なお、これらの計算には市販の三次元はん用熱流体解析コードである FIRE(AVL List 社)を用いた。

2.2. 燃料噴霧挙動

噴霧粒子の挙動計算にはDDM(Discrete Droplet Model)法⁽⁶⁾を適用した。DDM法は吸気ポートに供給される数百万個の燃料液滴をパーセルと称する等価な特性(位置、粒径、速度、温度)を持ち、かつ相互作用を持たない数千の液滴グループに分け、ラグランジュ的に追跡することで挙動計算をおこなうものである。噴射弁内部の流動計算はおこなわず、噴口を境界条件として、定容容器中における自由噴霧実験から得られた噴射初速、噴射率、噴霧角、粒径分布などのデータをモデル化して与えた。液滴の分裂にはTAB(Taylor Analogy Breakup)モデル⁽⁷⁾を適用した。噴霧内の液滴の衝突・合体については、同じ計算セル内の液滴のみポアソン分布に基づく衝突頻度を与えた。このサブモデルでは衝突後の形態(合体もしくは運動量交換)を、衝突時の臨界値により決定している。さらに、液滴の壁面衝突による弾性反射や付着、成長した液膜の流動や蒸発についてもサブモデルを組み込み、吸気ポートに付着した液膜の挙動を計算した。

2.3. 燃焼反応

火花点火機関における燃焼は、シリンダ内に形成された

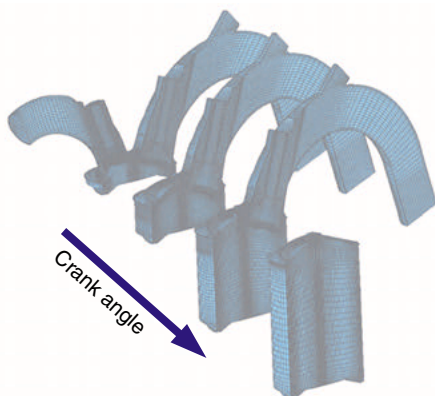


Fig. 1 Computational grids

混合気に点火プラグによる高電圧放電が加わることで燃焼反応が開始する。燃焼シミュレーションをおこなう上では、エネルギー保存式中の化学反応による生成熱量と、化学種保存式中の各種生成量などを算出するために、何らかの化学反応モデルが必要となる。火花点火機関の場合、化学反応は火炎伝ば面で極めて短時間におこなわれるため、燃焼後の化学平衡を考慮することで充分と考え、Magnussenの提唱する渦消散モデル(Eddy Dissipation Model)⁽⁸⁾を適用した。このモデルでは化学種の生成量を律する平均反応率 R_{fu} を式(1)により求めている。

$$R_{fu} = A(\rho\varepsilon/k)\min\{y_{fu}, y_{ox}/S, B\cdot y_{pr}/(1+S)\} \quad (1)$$

ここで、 A 、 B は定数、 y_{fu} 、 y_{ox} 、 y_{pr} はそれぞれ燃料、酸素、燃焼生成物の質量分率、 S は理論酸素量、 ρ は密度である。実際のエンジンでは火花放電後、点火遅れ期間を経て急激な熱発生が開始する。しかし、このモデルは点火遅れ期間に低温下で発生する冷炎などの酸化反応を考慮できないため、シミュレーション上では点火遅れ期間を経験則により見積もり、その分遅らせて点火時期を設定するなどの操作が必要となる。

2.4. 境界条件

計算領域端面となる吸気ポートと排気ポートのフランジ部には、実験により得られた時刻歴ガス圧力と温度データを境界条件として定義した。また、燃焼室やピストン、吸気ポートの壁面にも同様、実験から得られた温度を定義し、より実機運転条件に近似した境界条件設定とした。さらに、計算は排気行程から開始することでバルブオーバーラップ後の残留既燃ガス濃度も考慮した。

3. 実験による相関検証

3.1. 供試エンジン

Fig. 2 に供試エンジン形状を、Table 1 にエンジンの主要諸元を示す。二輪車の小排気量エンジンとしては典型的である2バルブ、サイド点火プラグを採用し、半球型燃焼室の一部分にのみスキッシュを備えている。吸気ポートはU字形状、Ricardo測定法でのタンプル比は1弱である。この供試エンジンを用いて、吸気ポートの定常流動場、燃料噴霧挙動および燃焼シミュレーションをおこない、それぞれ実験結果との相関検証をおこなった。

3.2. 吸気ポート定常流動場における検証

吸気ポートはエンジンの出力性能を左右する重要な部位であり、その評価指標としてバルブ有効開口面積 $Z^{(9)}$ が用いられる。一般的には定常流試験装置にて差圧一定の条件下で計測されるが、最近はこの測定をCFDで代替するケースも増えている。非定常流動計算をおこなう前に、まず定常

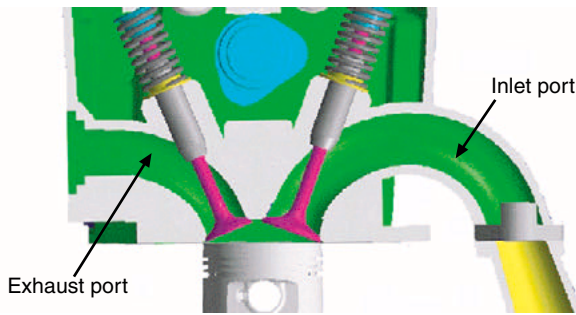


Fig. 2 Sample engine

Table 1 Test engine specifications

Engine type	4-stroke single cylinder, spark ignition
Bore × Stroke (mm)	36 × 49
Displacement (cm ³)	49.8
Valve layout	1 inlet and 1 exhaust valve
Compression ratio	12.0
Combustion chamber	Hemispherical type

状態における吸気ポートの流動計算をおこない、計算値と実験値の相関検証をおこなった。検証項目はZおよび、シリンダ水平断面における流速分布とした。空気流速の測定には Fig. 3 に示す LDV(Laser Doppler Velocimetry)を用い、同一平面上を多点計測し計算値との比較をおこなった。Zの比較を Fig. 4 に、シリンダ断面の流速分布比較を Fig. 5 に示す。シミュレーションで得られたZは実験値と良く一致しており、高バルブリフト域におけるの頭打ち傾向も忠実に再現できていることがわかった。シリンダ水平断面における流速分布比較では、バルブリフト量が増えるにつれ変化するシリンダ内の流速分布を良く再現できていることがわかった。さらに、シリンダ壁沿に発生する強い下降流や、吸気バルブ直下に発生する上昇流、バルブステムにより分断されるフローパターンなど、細部にわたる特徴的な流れについても実験結果と良く一致している。以上のように、定常流動計算については充分な相関が得られた。

3.3. 燃料噴霧モデルの妥当性検証

定容容器中における自由噴霧実験と、この実験から得られた噴射初速、噴射率、噴霧角、粒径分布などのデータを基に設定した噴霧モデルの計算結果との比較をFig. 6に示す。なお、実験条件は燃料噴射圧250kPa、燃料噴射時間10ms、雰囲気圧力は大気圧とした。

計算結果をみると、DDM 法で与えられた噴霧の広がりや先端到達距離、噴射終わりの噴霧形状等、いずれも実験結果と良く一致していることがわかり、噴霧モデルの設定に対する妥当性が確認できた。

3.4. 火炎伝ばの相関検証

3.4.1. 火炎挙動観測装置

火炎挙動の相関検証には AVL List 社製の TCA

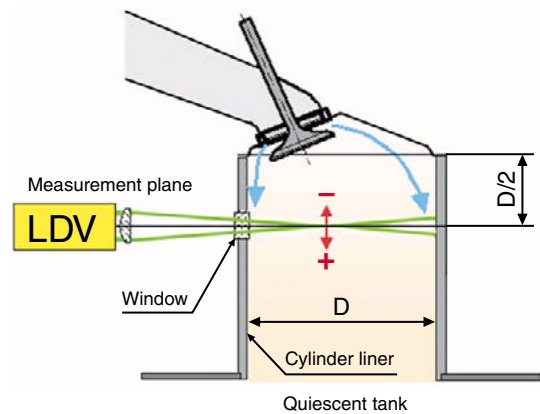


Fig. 3 Schematic diagram of LDV measurement

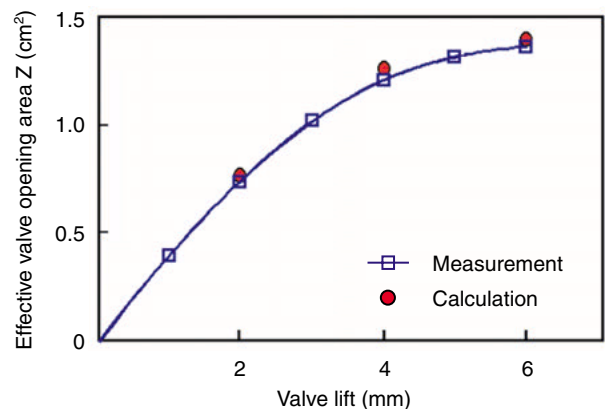


Fig. 4 Comparison of effective valve opening area between measurement and calculation

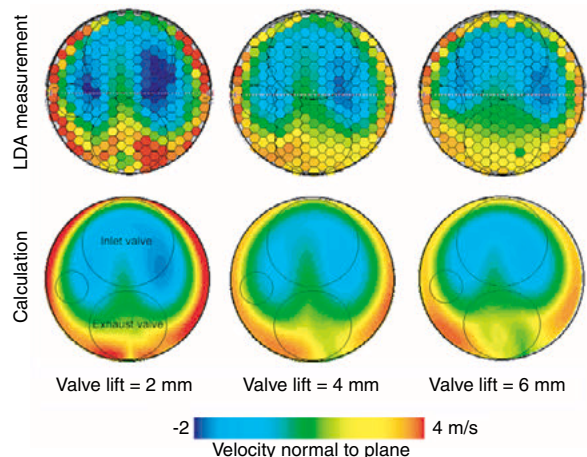


Fig. 5 Comparison of flow field structure on horizontal plane between measurement and calculation

(Tomographic Combustion Analysis)⁽¹⁰⁾を用いた。TCAはエンジンヘッドガスケット内に円周状に配置した百数十本の光ファイバによって燃焼火炎の光量を測定し、得られた光強度信号により火炎挙動を観測するものである。装置の測定概念と構成を Fig. 7, Fig. 8 に、光ファイバを内蔵した特殊ガスケットを Fig. 9 に示す。当装置は以下のような特徴を有する。

(1)実際のエンジンをそのまま使えるため、可視化に起因する燃焼状態変化が生じない。

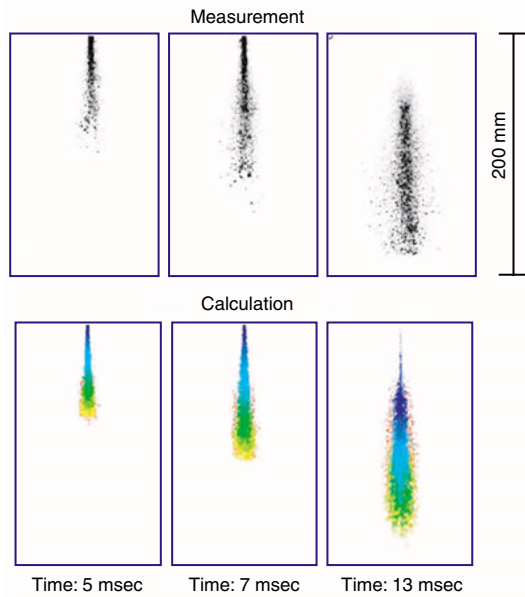


Fig. 6 Comparison of spray form between measurement and calculation (Ambient pressure)

- (2) 強度・耐熱性に優れ、広範囲なエンジン負荷において長時間の火炎観測が可能。
- (3) 定量的な火炎観測とデータ処理が短時間でこなえる。
- (4) 特殊ガスケットはエンジンボア径毎に用意する必要がある。
- (5) ガスケット断面上の2次元火炎伝ば構造のみ観測できる。

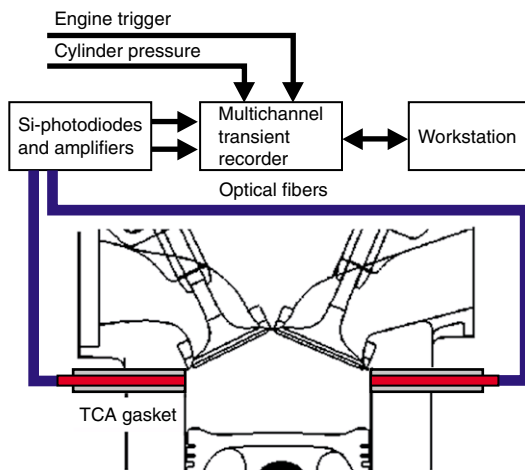


Fig. 7 Schematic diagram of TCA measurement

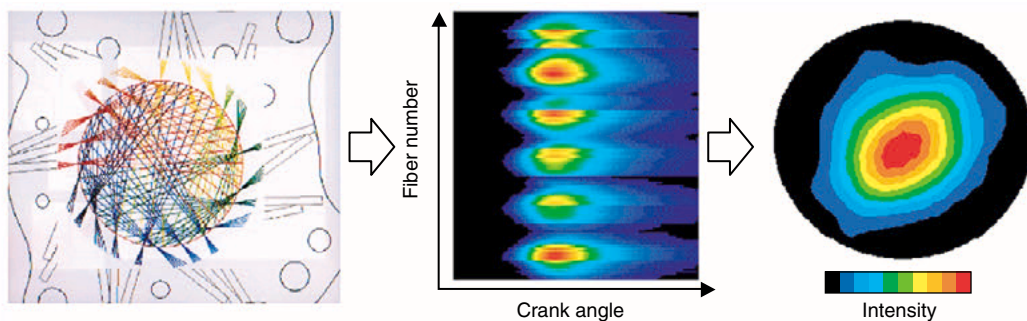


Fig. 8 Schematic flow of TCA measurement

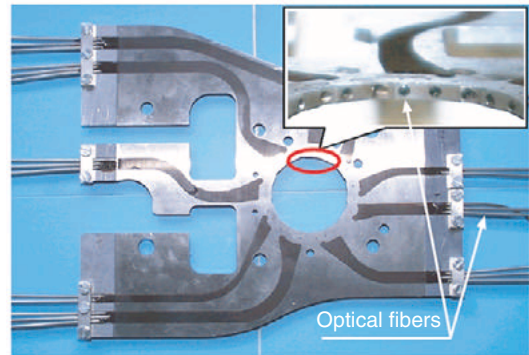


Fig. 9 Photograph of TCA gasket

TCAによる可視化は従来手法に比べれば利点が数多く存在する。しかし、CFDによる可視化との比較では、解析によって得られる情報量の少なさ、解析コストなどの面で不利と考え、本稿では相関検証目的として使用した。

3.4.2. 結果比較

Fig. 10にシミュレーションで得られた火炎面の広がりを出す。運転負荷条件は、回転速度4900r/min、当量比1.13、正味平均有効圧 135kPa の部分負荷、点火タイミングはBTDC20°である。計算結果をみると、上死点后10°の初期の火炎面広がり実験結果と良く一致している。燃焼反応が増す上死点后20°においては、実験結果は吸気バルブ方向への火炎速度が高いのに対し、計算結果はスキッシュ中央方向への火炎速度が高くなっており、不一致な部分も確認できる。点火プラグから最も距離のあるスキッシュ付近へ火炎面が到達する上死点后30°では、スキッシュ中央付近への火炎伝ばが早く、逆にスキッシュ両端部は伝ばが遅れる様子がシミュレーションで再現されている。全体的には、火炎面の巨視的広がりTCAによる実験結果と良く一致することが確認できた。

次に、シリンダ内の圧力履歴(Fig. 11)と質量燃焼割合(Fig. 12)の比較結果を示す。比較条件はエンジン負荷を数パターンに変化させ、異なる燃焼条件下においておこなった。計算結果はどの負荷条件においても初期燃焼期間が短い傾向にあり、特に高回転・高負荷側で顕著であることが確認できた。この原因は点火遅れ時に低温下で進む活性化学種生成や、その後の急激な高温酸化反応などの状態変化が、渦消散モデル内で考慮されていないためである。点火遅れ

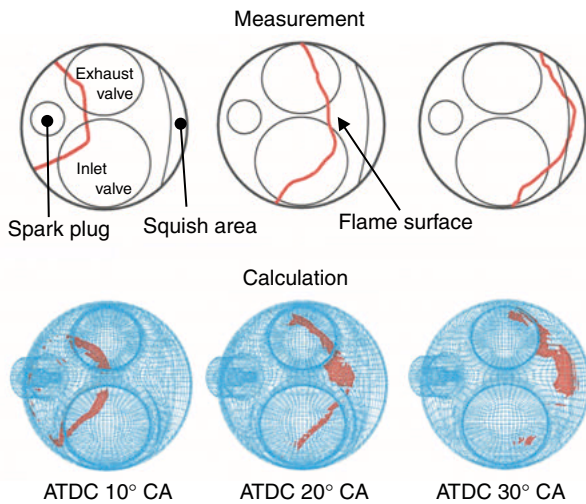


Fig. 10 Comparison of flame propagation between experiment and calculation (4 900r/min, POT, $\phi=1.13$, Ignition timing=20° BTDC)

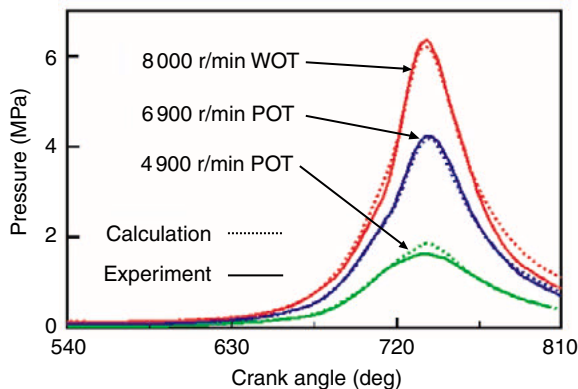


Fig. 11 Comparison of cylinder pressure between experiment and calculation

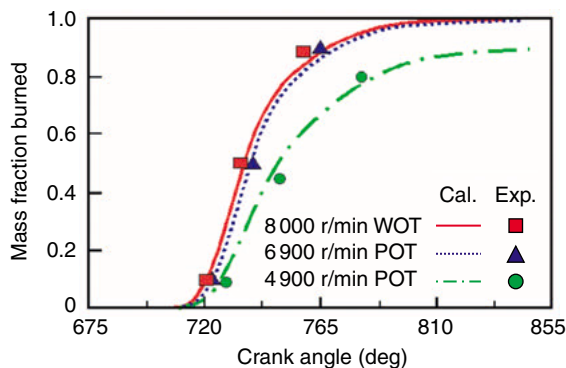


Fig. 12 Comparison of MFB between experiment and calculation

時の反応が主燃焼形態に大きく影響を及ぼすような燃焼においては、燃焼モデルの再選定が必要と考えられる。しかし、火炎伝播の可視化が主な目的であれば、当モデルの選択は妥当と言える。全体的には最大発生圧や発生クランク角などおおむね一致しており、実験結果と計算結果の間に良好な相関が得られている。

以上の検証結果から、二輪車用小排気量エンジンの火炎伝播挙動を、CFDを基にした燃焼シミュレーションで把握可能なことが確認できた。

4. エンジン開発への適用事例

4.1. 希薄運転限界の拡大

一般的に、燃焼圧力のサイクル変動はその偏差で評価する。混合比をリーン化していくと燃焼は不安定となり圧力偏差が大きくなる。これが大きくなると振動や騒音レベルが悪化するため、希薄運転の限界はこの偏差を平均圧力で除した燃焼変動率で制限される。本節では CFD で火炎伝播を可視化し燃焼変動の原因解明と希薄運転限界の拡大に適用した事例を述べる。

供試機関は4弁、ペントルーフ燃焼室、センタプラグ配置の小排気量エンジンである。タンブル流の強化による希薄燃焼をコンセプトとしたが、試作エンジンはFig. 13のごとく当量比0.7以下において燃焼変動率が急激に悪化し、希薄燃焼限界拡大の妨げとなっていた(Fig. 14)。そこで、この原因を調査するため、CFDにて火炎伝播挙動を可視化した。

Fig. 15に部分負荷時と全負荷時の火炎伝播解析結果を示す。全負荷運転時の火炎は、点火プラグを中心としてほぼ同心円上に燃え広がっている。対して部分負荷運転時は、初期火炎が排気バルブ方向へと伸長してから燃え広がり、不均一な火炎伝播構造となっていることがわかった。

この部分負荷運転時の点火タイミング前後における筒内流速ベクトル分布をFig. 16(a)に、当量比分布をFig. 16(b)に示す。タンブル流は点火タイミング(BTDC45°)に至って

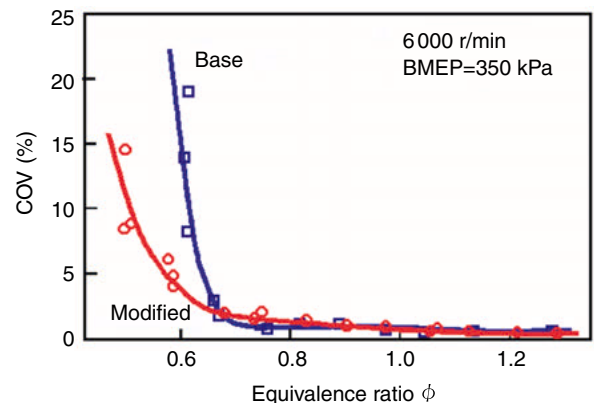


Fig. 13 Comparison of coefficient of variation between base engine and modified

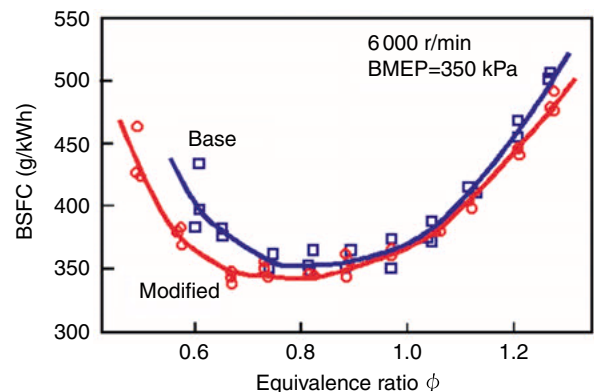


Fig. 14 Comparison of fuel consumption between base engine and modified

も崩壊が進まず、点火プラグは強い渦流にさらされている。また、混合気も渦流に沿ってリッチ帯を形成しているため、火炎は排気バルブ方向へ伸長したものと考えられる。この状況は初期火炎にとって極めて不安定であり、失火につながりやすいことから燃焼変動の主原因と判断した。なお、全負荷時に失火しない理由は、部分負荷時より点火遅れ期間が短く、点火タイミングが 15° 遅いことで、その間にタンプルの崩壊が進み、流速が低下するためと考えられる。

次に CFD で対策案の検討をおこなった。火炎伸長の原因である点火プラグ周囲の流速を抑制する手法として、金子らによってタンプル流の軸心を偏向する方法⁽¹¹⁾が報告されている。しかし、本稿では制御デバイスを使わずに対策を検討した。点火タイミングに残存する縦渦の流速は、壁面沿いでは速い反面、渦中心付近では遅いことに着目し、点火プラグを 2.5mm 突き出させることで流速の低減をねらった。しかし、渦中心に向かうにつれ、混合気はリーン領域となり、そのままでは逆に失火しやすくなるため、燃料噴射の開始時期を早期化し、点火プラグの周囲に点火可能な混合気

帯が形成されるよう調整をおこなった。対策前後における点火プラグ周囲の流速履歴と、当量比履歴を比較計算した結果をそれぞれ Fig. 17, Fig. 18 に示す。点火時期における流速は、対策前の 18m/s から 15m/s まで低減でき、また、燃料噴射の早期化によって、対策前と同等な当量比を得られることがわかった。以上の結果から、意図どおり失火しにくい状態が作り出せることがシミュレーションで事前に確認できた。次にこの対策案仕様にて実機確認をおこなった。その結果、希薄燃焼限界が当量比で約 1 拡大し、燃料消費率は約 3% 向上することができた。

4.2. インジェクタ噴射方向の検討

従来からインジェクタを取り付ける位置や角度により、エミッション値が変化することが知られていた。特に、燃料噴霧をポート壁面に向けて意図的に衝突させることで、HC の低減効果が得られる場合があることが経験的にわかっており、新規開発するエンジン毎にこれらの詳細仕様の検討がおこなわれていた。本節では未燃 HC の低減メカニズム

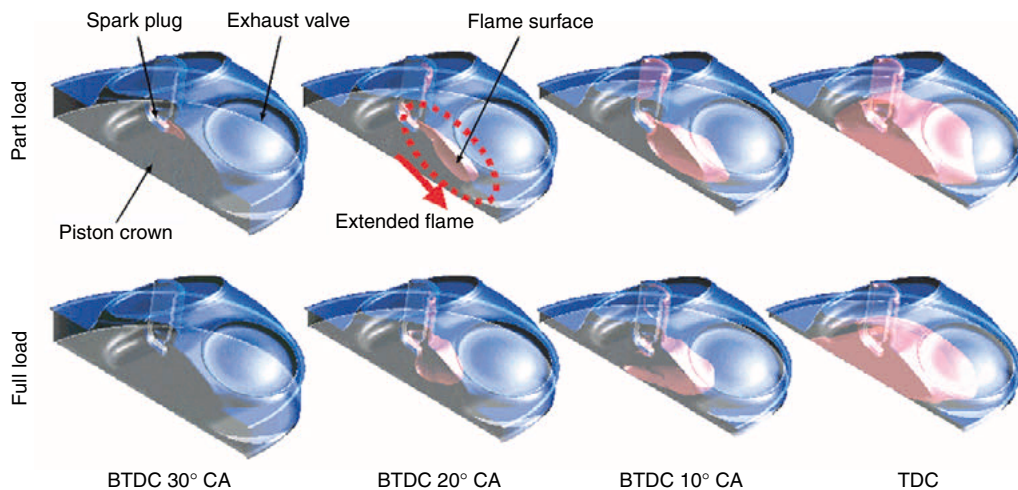


Fig. 15 Calculation results of flame propagation

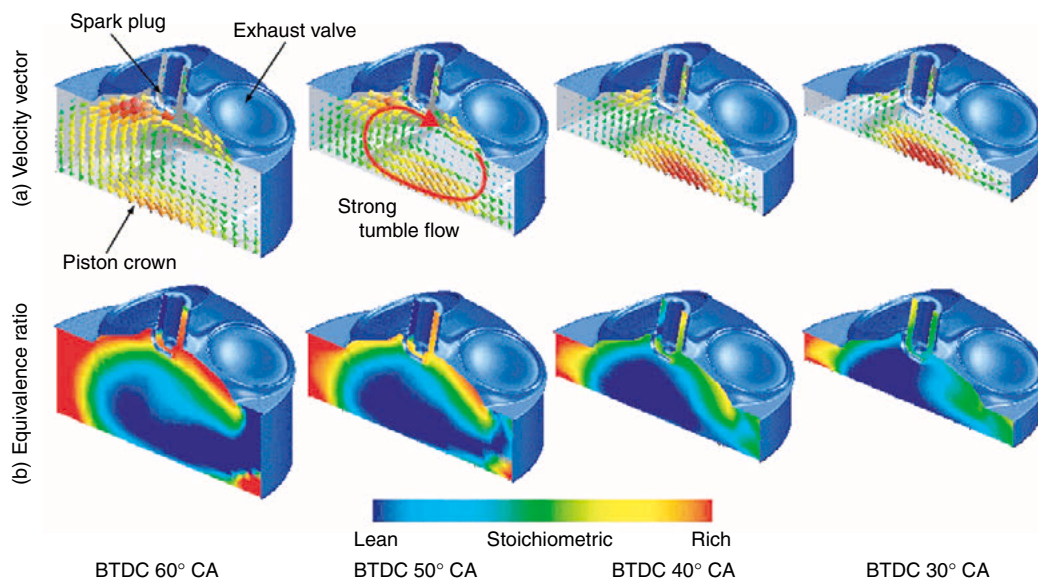


Fig. 16 Calculation results of gas behavior: (a) Gas velocity vector (b) Equivalence ratio distributions

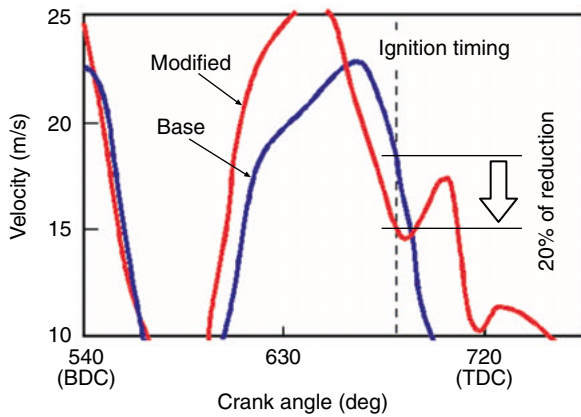


Fig. 17 Time history of mean velocity around spark plug

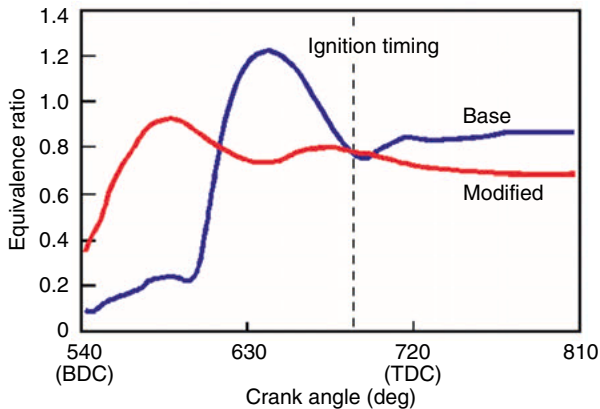


Fig. 18 Time history of equivalence ratio around spark plug

を CFD 可視化によって裏付け、仕様選定を円滑化した事例について述べる。

供試機関は吸気ポートの中間位置にインジェクタを備えた 4 バルブエンジンである。このインジェクタの噴射角度を、ポート壁への噴霧衝突を最小限に抑えつつ、吸気バルブ傘中心をねらった 48° (Type1) をはじめとして、噴射角度を 10° 加えた Type 2 や、 20° 加えた Type 3 など、さまざまな角度に変化させて、それぞれの HC 量について実機で測定をおこなった。測定結果を Fig.19 に示す。

HC は噴射角度の増加に伴い低下し、Type 3 を下限として緩やかに上昇傾向に転じることが確認された。この傾向から、噴射角度の増加に伴って増えるポート下壁の燃料液膜が、燃焼室へ流入することによって引き起こす HC 悪化の影響よりも、バルブオーバーラップ時の混合気吹き抜け挙動の差が支配的であることが確認できた。そこで、この傾向をより定性的に整理するために、CFD にて混合気の吹き抜け挙動を可視化し、現象の詳細把握をおこなった。解析条件は 50km/h 定速走行相当の部分負荷とした。計算で得られた各仕様の当量比分布を Fig. 20 に示す。Type1 は吸気バルブ開弁前(ATDC -26°)に、ポート内のバルブシート近傍がリッチ混合気で満たされており、吸気バルブ開弁後にこの一部が排気ポートへと吹き抜け、未燃 HC のまま既燃ガスと共に排出されている。

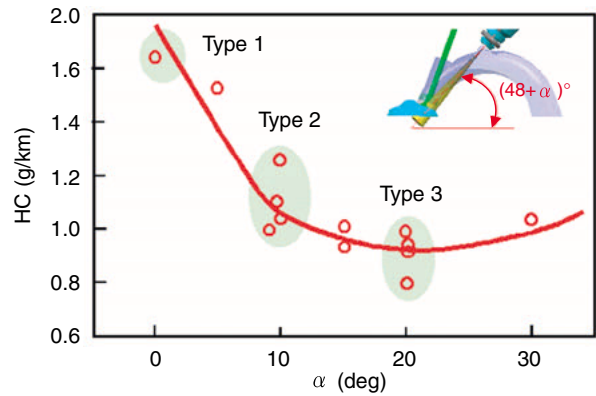


Fig. 19 Effects of injection angle on emission

Type2, Type3では噴射された液滴の全てがポート下壁に衝突し、反射もしくはその場で液膜を形成し、直接バルブシート近傍へ到達する液滴はほとんど無い。液膜化した燃料は吸気ポートの壁温により温められ気化するものの、バルブシート近傍への到達は遅延される。このため、吸気バルブ開弁時にバルブシート近傍にリッチ混合気が存在せず、排気ポートへ吹き抜ける HC 量が少ないことが確認された。以上の解析結果から、インジェクタの噴射方向による HC 特性変化が整理でき、その後の仕様選定が円滑におこなえるようになった。

4.3. 世界初 4 ストローク 50cm³ PGM-FI エンジン開発への適用

本技術を世界初となる 4 ストローク 50cm³ PGM-FI エンジンの開発に適用し、2004 年春、国内向原付スクータとして発売した。新エンジン(Fig. 21)は、ベースとなった 2 弁 / キャブレタ仕様のエンジンを搭載したクレア・スクーパーに対し、最高出力で 8%，実走行モード燃費(実際の使用状況を想定した社内テスト値比較)で 10%の向上を達成した。Table 2 にエンジンの主要諸元を示す。

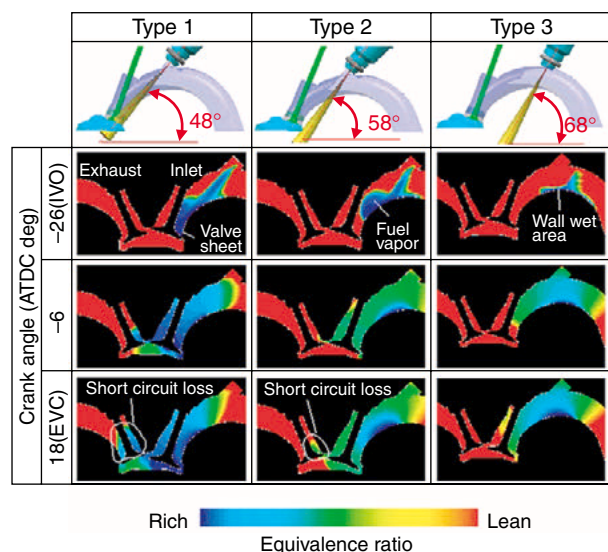


Fig. 20 Calculation results of equivalence ratio distributions

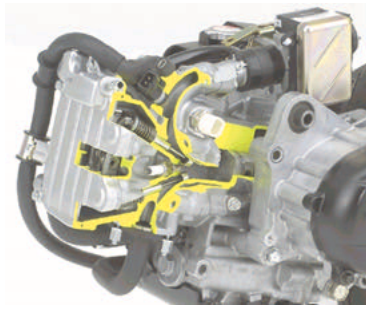


Fig. 21 Cutaway model of 50cm³ four stroke engine with PGM-FI system

Table 2 Developed engine specifications

Engine type	4-stroke single cylinder, spark ignition
Bore × Stroke (mm)	38 × 44
Displacement (cm ³)	49.9
Valve layout	2 inlet and 2 exhaust valve
Compression ratio	12.0
Combustion chamber	Pentroof type

5. まとめ

小排気量・高回転型を特徴とする二輪車用小型エンジンの筒内可視化を目的として、CFD を基にした燃焼シミュレーションに着手し、その有用性を確認するための検証をおこない以下の結論を得た。

- (1) 定常筒内流動、燃料噴霧挙動のシミュレーション結果は実測結果とおおむね良い一致を示す。
- (2) 二輪車用小型4ストロークエンジンの常用運転負荷条件下においては、燃焼モデルに渦消散モデルを用いることで巨視的な火炎伝ば挙動を把握することが可能である。冷炎などの点火遅れ期間におこなわれる微視的燃焼挙動の把握には、現象に適した燃焼モデルの再選定が必要である。
- (3) CFDによる筒内可視化によって燃料消費率の向上、希薄燃焼領域の拡大などの改善効果が得られ、実際の量産エンジン開発においても適用可能、かつ有用であることが示された。

参考文献

- (1) Sasaki,T., Yoshida,K., Urata,Y., Ohno,T., Ishii,K.: Introduction of Optically Access Engine to Investigate in Cylinder Phenomena, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.78-89(1998)
- (2) Yamada,T.: Current Status of Development and Application of CFD, ENGINE TECHNOLOGY, Vol.04, No.05, p.10-11(2002)

- (3) Sadakane,S., Abe,S.: Present and Futur of Direct Injection Gasoline Engine, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol57, p.49-50(2003)
- (4) Naitoh,K., Itoh,T., Takagi,Y., Kuwahara,K.: Large Eddy Simulation of Turbulent Premixed-Flame in Engine by Using the Multi-Level Formation, JSME, B, 59-559, p.289-295(1993)
- (5) Miyagawa,H., Kojima,S., Katsumi,N., Ueda,T., Okumura,T.: Numerical Analysis of the Effects of Squish Geometry on a Newly Developed 4-Valve Gasoline Engine Combustion Process, International Symposium COMODIA 98, p.227-232(1998)
- (6) Dokowicz, J.K.: Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Spray, J.of Computational Physics 35, 229-253(1980)
- (7) O'Rourke, P. J., Amsden, A. A.: The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup, SAE Paper 872089(1987)
- (8) Magnussen, B. F.: On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reactions in Turbulence Flow, 19th AIAA Sc. Meeting (1981)
- (9) Takahashi,Y., Murakami,Y.: Establishment of an Intake Port Design Support Tool Using CFD, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.104(2003)
- (10) Philipp, H., Plimon, A., Femitz, G., Hirsch, A., Fraidl, G., Winklhofer, E: A Tomographic Canera System for Combustion Diagnostics in SI Engines, SAE Paper 950681 (1995)
- (11) Kaneko,M., Kato,S., Saisyu,Y.: Combustion Control Technologies for SI Engines by Controlling Tumble Generation and Dispersion, The 17th Internal Combustion Engine symposium, Japan(2002)

■ 著 者 ■



村上 泰男



黒坂 斉

パワープラント制御ソフトの自動生成

Autocoding of Power Plant Control Software

箕輪 信太郎*
Shintaro MINOWA
石黒 哲矢*
Tetsuya ISHIGURO

廣田 俊明*
Toshiaki HIROTA
大塚 訓*
Satoru OHTSUKA

横山 浩紀*
Hiroki YOKOYAMA

要 旨

制御系設計 CAD 上で ECU 実装時相当の固定小数点演算のシミュレーションをおこない、設計した制御仕様を自動ソフト生成するシステムの構築をおこなった。同システムを用いることにより、ソフト生成時に必要となる変数の精度(LSB)、データ型等の設定を容易におこなえるものとした。生成されるソフトを Honda 書式にすると共に、実車テストにおける変数セッティングやモニタに必要となる変数情報の自動生成をおこなうものとした。その結果、自動生成したソフトに一切変更を加えることなく ECU に実装をおこなうことができた。またカバレッジチェックによる演算の検証により、ECU実装での動作不良を未然に防ぐことができた。これらによる戻り工数の削減、及びソフトの自動生成により、ECU実装期間を約3分の2に短縮し、1回の実装で不具合を発生することなくシミュレーションと同等の動作を実現できた。

ABSTRACT

An autocoding system has been developed for use in CAD of control systems. This system conducts simulations of fixed point calculations equivalent to those used in ECU implementation, and autocodes the designed control specifications. The use of this system enables simple formulation of the data accuracy (LSB) and data type required for software coding. In addition to coding software in a Honda format, the system autocodes the label information required in setting parameters and monitoring for vehicle tests. As a result, the autocoded software can be employed in ECU implementation without alteration. Verification of the accuracy of calculations using a coverage check enables ECU malfunctions to be prevented before implementation. This has reduced the time spent in correcting the software, and autocoding has shortened the period to ECU implementation by one-third. A level of performance equivalent to the simulation has been achieved with no malfunctions in a single implementation.

1. はじめに

パワープラントは、環境適合、燃費向上、自己故障検知等、複雑・大規模かつ高精度な制御を必要としている。しかし一方で開発期間の短縮、開発機種の増加等、開発の効率化が重要な課題となっている。そこでパワートレインECUソフトウェアの品質を確保し、開発効率を向上させるために、ソフトウェアのライブラリ化の適用が開始された。これによりハードウェアに依存する部分とアプリケーション部分は分離され、アプリケーションは既存のソフトを組合わせた開発が可能となった。

アプリケーションはシミュレーションツール(MATLAB, Simulink)により設計し、確立した制御ロジックを制御仕様書にしてハンドコーディングにて Honda 書式としたが、
(1)ハンドコーディングによる設計意図の不整合
(2)シミュレーションと実装時の実演算との不一致

等の問題点があった。これらの不整合を生じない手法の実現方法として、シミュレーションツール上にて実装時の演算を Honda 書式でおこない、その結果を自動ソフト生成するシステムの開発をおこなった。

2. システム開発のねらい

ソフトの自動生成の目的は以下となる。

- (1)ロジック設計者とプログラマ間のロジック解釈不一致の排除
- (2)ソフト記述ミスの低減
- (3)作業の自動化による開発工数の削減

2.1. 開発工程の短縮

ECUでは処理速度、メモリ容量等の観点から、一般に用いられている浮動小数点演算ではなく、固定小数点による

演算をおこなっている。Fig. 1に浮動小数点と固定小数点の波形の比較を示す。固定小数点演算では浮動小数点演算と異なり、変数の大きさとLSBを適正に設定しなければ必要な演算精度を得ることができない。従来の開発工程では浮動小数点での動作確認を終えたモデル図をソフト生成(ハンドコーディング)対象とするため、固定小数点演算は実装後に初めておこなわれ、発見できた動作不整合を改修するためにソフト修正が発生していた。本システムでは制御ロジック設計ツールは、制御系設計CAD(Simulink)⁽¹⁾と、汎用の整数型ソフト自動生成ツール(TargetLink)⁽²⁾を用いた。これはモデル図上で固定小数点演算をおこない、そのロジックのソフトを自動生成するツールである。本システムを適用した場合には、一連の戻り工数がPC上で完結できるため、ECUを開発する上で工数削減が望める。Fig. 2に従来のECU開発工程と本システムを適用した工程との比較を示す。

2.2. 修正工程無しの開発環境

汎用の整数型ソフト自動生成ツールではANSI-C, Target (ECUチップ)に合わせた最適ソフト生成機能を有するが、Honda書式とは異なるため、そのままではソフトの実装に手修正が必要となる。Hondaでは常用されるセンサ出力等の変数はラベル名, LSB, データ型等を共有の情報として独自ライブラリに登録、管理しているため、これとリンクしたシステム、かつロジック構築からソフト生成まで修正工数が発生しない開発環境として以下の機能を作成した。

- (1) ライブラリから変数情報を取得し、モデルに反映する機能
- (2) 固定小数点演算の変数形式を Honda 書式にする機能

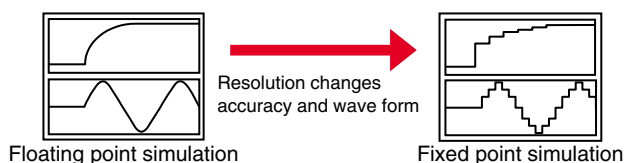


Fig. 1 Comparison of floating point and fixed point wave form

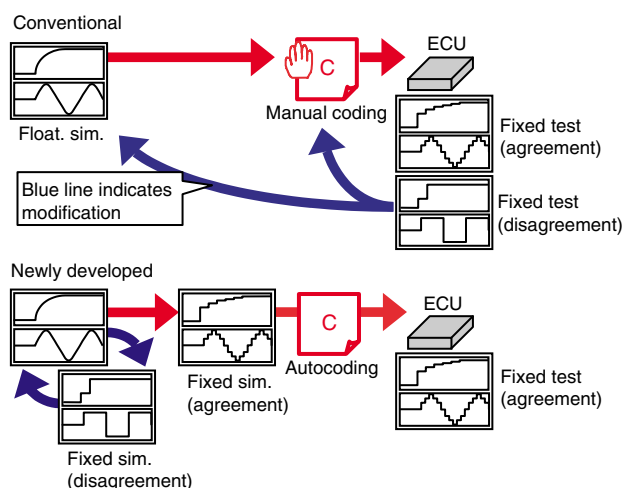


Fig. 2 Comparison of ECU design processes

- (3) カバレッジ検証による動作確認機能
- (4) Honda 書式に適合した自動ソフト生成機能
- (5) 従来仕様書に代わるドキュメント生成機能

Fig. 3 に開発システム概要を示す。これにより固定小数点演算時及び、自動生成ソフトの実装時等に手修正が不要となる。

3. モデル図の Honda 書式化

本システムの機能について以下に述べる。

3.1. 変数情報設定機能

ライブラリは変数情報だけでなく、その変数を使用する制御ロジックの仕様書とそれを基にしたソフトも登録してあるため、新たに制御ロジックを作成する際に、用途に応じて制御ロジック、ソフトとも再利用可能である。ライブラリではロジックに使用する変数情報をCSVファイルとして一元管理、共有化をおこない、異なるロジックであっても同じ情報を扱う変数は同一ラベル名を用いている。これによりロジック毎にラベルの変数情報の設定をおこなうことなく、LSB, データ型等を設定可能となる。また元となるライブラリの変数情報が変更(更新)された場合にも、その変数を用いる全てのロジックに変更の反映がおこなわれることになる。これと本システムによる変数情報の設定を合わせるため、以下の機能を作成した。

- (1) モデル図作成時にライブラリの変数情報を参照する機能
- (2) ライブラリの変数情報更新時にモデルの変数情報を更新するための機能
- (3) 新規に変数情報を作成し、ライブラリに登録する機能

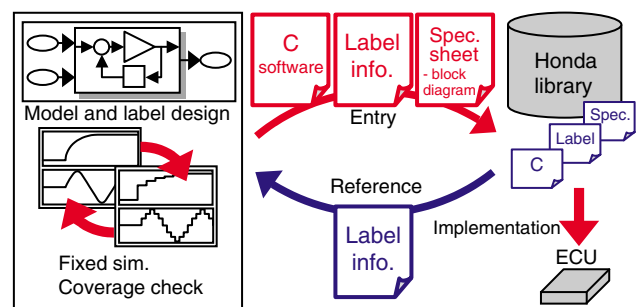


Fig. 3 Newly developed process

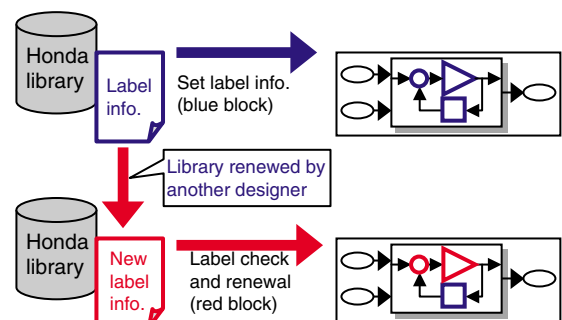


Fig. 4 Label information check and renewal tool

これにより新規モデル作成時においても既存のラベルに対しては、LSB 等の変数情報の自動設定が可能となり、その変数情報をライブラリの最新情報へ自動更新することができる。また変数情報自動更新機能は、モデル中で新規作成したラベルが既存の変数情報と重複する危険性の回避にも利用できる。同機能を Fig. 4 に示す。

3.2. 変数属性自動切替

汎用の整数型ソフト自動生成ツールによる固定小数点演算では、ロジックで用いる変数が必ずロジック内で定義されている必要がある。しかし実際のロジックでは、センサの信号値等が外部変数で与えられる場合があり、その際は演算をおこなう度に変数属性の宣言を変更する必要があった。これをシミュレーション時は定義(Global)変数とし、ソフト自動生成時は参照(Extern)変数とするような、自動生成の設定に合わせて変数属性の宣言を自動で切り替える変数の型を作成し、ソフト生成時の変数属性のまま固定小数点演算をおこなえるものとした。Fig. 5に変数属性自動切り替え機能の概要を示す。

3.3. Map 検索ルーチンの置換

通常 Map, Table を使用する際は汎用の整数型ソフト自動生成ツールに用意されているブロックを使用する。しかし Honda では Map 検索ルーチンに独自のものを規定して用いているため、汎用の整数型ソフト自動生成ツールのブロックをそのまま使用することができない。そこで検索ルーチンを置き換え、ソフト自動生成時に Honda 書式での出力をおこなう機能を作成した。検索ルーチンは独自のものとなるが、モデル作成時に使用するブロックは汎用の整数型ソフト自動生成ツールと同じものを用いているため、制御ロジック設計者は意識することなく置き換えをおこなえるものとしている。ソフト生成時だけでなく、制御ロジック検討演算時より標準の検索ルーチンからの置き換えを図り、実装時との動作の同一性を持たせている。

3.4. データ型の規定

一般的な変数がライブラリとして共有化されているのと同様に、Honda で使用するデータ型も規定している。汎用の整数型ソフト自動生成ツールでは汎用性を持たせるため、非常に多くのデータ型を標準で持っており、型の選択時に人的ミスを生じる可能性がある。そこで本システムに

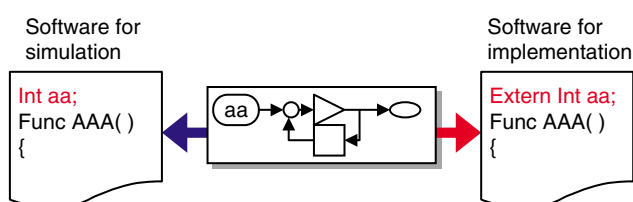


Fig. 5 Auto switch of C software generation

より Honda 独自のデータ型のみ選択する形式とした。また使用しているデータ型がわかるように、変数名に型の情報を付加する。これは従来は手動でおこなう部分であったが、データ型選択時に自動付加することでミス低減と効率化を図っている。

3.5. 初期化宣言

制御ロジックを構築する際に、エンジン始動、停止等の特定の動作モードにおいて、変数の初期化が必要となる場合がある。しかし初期化の方法は各社独自の手法をとっており標準化されていないため、汎用の整数型ソフト自動生成ツールにもその機能は用意されていない。そこで既存の変数定義ブロックを用いて初期化宣言ブロックを作成し、ソース生成時に初期化ロジックをライブラリのルールに従ったCの関数として自動で付加する機能を作成した。

3.6. 既存ソフト取り込み

制御ロジックを構築する際に、既存のソフトの出力値を入力とするロジックの開発をおこなう場合がある。既存のソフトはモデル図が無く、ハンドコーディングによるソフトのみ存在する場合が有り、これをロジック開発に用いるにはソフトの内容を理解し、モデル図に作成し直す必要があった。そこでソフトをそのままモデル図の一ブロックとして取り込む機能を作成した。Fig. 6に同機能の概要を示す。これは対象となるソフトがライブラリで規定したコーディングルールに従っていることを利用して自動でブロックの入出力を生成し、モデル図のブロックとしてソフトを取り込む。またライブラリと連動することにより、取り込んだソフトの各種設定値を変更させて動作することを可能とした。

3.7. モデルライブラリ

カウンタ、スイッチ等、モデル図を構築する上で使用頻度の高いブロック構造が存在するが、これまでは各設計者

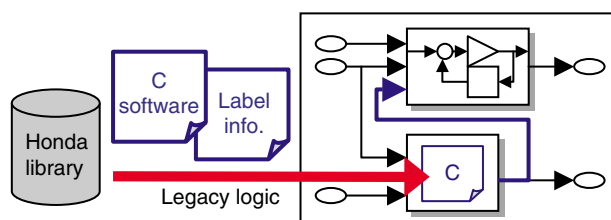


Fig. 6 Embedded function of legacy C software to new system

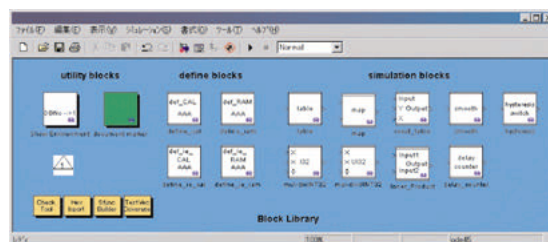


Fig. 7 New system model library

がその都度それらのモデル図を作成していた。そこでこれを予め作成し、サブシステム化してモデルライブラリとした。Fig. 7にモデルライブラリを示す。これによりモデル化工数を削減できるだけでなく、モデルライブラリ化された部分に対しては動作確認をおこなう必要が無く、モデル図記述も統一できる。また、本システムで作成した各機能も同ライブラリから容易に呼び出せる。

4. 動作確認

動作確認は任意入力データを用意することでおこなう。一般的には実テストによる測定データを入力データとする場合が多い。また自動ソフト生成では基本的に人間によるソフトの確認をおこなわず、LSB設定も人による継承をおこなったブロック以外は自動でおこなわれるため、設定をおこなう際に用いた入力データの重要性が必然的に高くなる。つまり実際に使用される際のデータの入出力値がLSB設定時の入出力値を上回る、或いはその値の組み合わせがテストされていない場合、実車テストや市場に製品が出てから初めてオーバーフロー等の検証ができていなかったことによる問題を生じる恐れがある。同様にソフト内に存在するif分岐、フラグによる動作切り替え等による全分岐の確認がおこなわれていなかった場合、その分岐に至るまでのロジックのオーバーフローの確認のみならず、ロジックの正当性やロジックそのものの必要性が検証されない可能性もある。そこでソフトの信頼性を向上するため、以下の機能を作成した。

- (1) 任意上下限値を持つ入力データ(テストベクタ)生成機能
- (2) 分岐のカバレッジ調査機能
- (3) 実行されていない分岐の強制切り替え機能

4.1. テストベクタ生成機能

テストベクタ生成機能はカバレッジ検証機能用の入力生成として作成した。本機能では振幅を任意に設定、変更できる2水準のデータを生成する。波形の形状は2水準データの組み合わせで表す総当たりと実験計画法(図中略:DOE)⁽³⁾の系統と、同データをパルス幅変調(PWM)波形として表す系統の二系統となる。Fig. 8に生成波形を示す。

4.1.1. 波形の種類

総当りは対象となる制御ロジックの入力端子数 n を因子数とした2水準の総当たりで、入力データを2水準と考えた場合の全組み合わせを網羅した入力である。しかしこれ

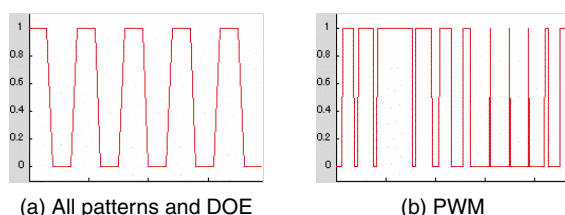


Fig. 8 Shape of test vector

では入力端子数が増えるほど生成される入力データも肥大化することを意味する。そこで入力データ量が少なくとも、総当たり相当の実験量を意味するデータの構築をおこなえる実験計画法を取り入れた。但し直交因子の選定は制御ロジックを構築する設計者に一任され、直交配列表すなわち入力データの基は制御系設計 CAD に用意されている関数を用いて作成する。

PWM 波形は入力端子毎に周波数及び周波数変化を既定値とし、これに基づくパルス幅変調による2水準データを生成する。生成波形は入力端子数分存在する PWM 波形の中で最長周期のデータ量に合わせ、他端子波形の出力周期を繰り返す形とする。

4.1.2. 繰り返し波形の振幅

現代制御で用いられる高次のフィルタや、多段に前回値保持をおこなうロジックでは、いかにデータを工夫してもフィルタ出力段でデータが丸められ、その先のロジック検証には至らない。或いはその次数が高次になるほど、根本的にデータ量が不足する等の問題も存在する。そこで上記入力波形を繰り返して生成する入力データを増幅する機能を作成した。Fig. 9に繰り返し回数5回の場合のテストベクタ波形を示す。繰り返しをおこなう際の振幅は以下の3種類を選択可能とした。

- (1) 任意に設定された各入力端毎の最大、最小値(図中a)
- (2) 繰り返し回数に応じて一定の振幅を維持したまま最大、最小値を変化させる(図中b)
- (3) 繰り返し回数に応じて、設定した最大、最小値を変化させていき、徐々に振幅を減少させる(図中c)

これによりオーバーフロー検出によるLSBのタフネス検証に併せ、実際のロジック動作上重要となる値近傍の動作確認も可能となる。

テストベクタ生成はモデルの入力端子数に合わせて入力データを生成する機能となっているが、モデル構成上ロジックに影響の無い値、フラグ情報で2水準の値等が存在する場合に、これらの入力端を因子の組み合わせから外すことで、更に入力データ量を抑制できる仕様とした。

4.2. カバレッジ検証機能

カバレッジ検証結果はテストベクタによるシミュレーション終了時に制御系設計 CAD により自動的に生成される。このときロジック内の分岐が全分岐を通っていない場合にカバレッジ結果が100%未満で表示される。そこでカバ

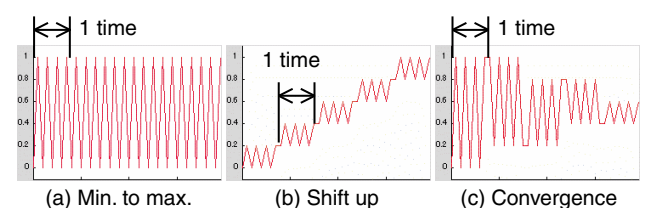


Fig. 9 Shape of test vector (5-time-repeat mode)

レッジ結果よりモデルの該当位置を表示し、分岐ブロックに関しては閾値を任意変更する機能を作成した。Fig. 10にカバレッジ検証フローを示す。これより1回目におこなったシミュレーションで分岐チェックが完了しなかった分岐ブロックを2回目のシミュレーションで分岐条件を変更し、最終的にカバレッジ 100%を得ている。

4.3. テストベクタ カバレッジ検証結果

Table 1 にテストベクタ適用事例を示す。尚、適用対象モデルは分岐以外にもフィルタを持つ現代制御ロジックであり、実測値による LSB 合わせを完了した状態である。またテストベクタの振幅は各入力データの物理的上下限值を用い、分岐切り替えを使用する前の結果である。実測値に対し、入力データ量が10分の1以下となるテストベクタではどれもオーバーフローを検出しており、その有効性が認められる。テストベクタ同士を比較した際には、実験計画法がオーバーフロー検出数では他に比して少ないが、入力データ量が極めて少なく、検出率は向上している。但しその後繰り返し数によりデータ量を増加させても検出数の向上には繋がらなかった。また直交因子の選択により結果には著しい差が生じ、因子選択そのものが効率化の鍵となり、必ずしも効率化の助けとは成り得ない場合も存在する。

テストベクタにより実測値で検証しきれなかったオーバーフローの検出をおこなえ、モデルのタフネス向上を図ることができたが、カバレッジ向上は図れなかった。

5. ソフト生成

ソフト生成をおこなう際にはモデル図の各ブロックに付した変数情報の他に、従来手法では仕様書作成段階で記述する作者、作成日、改訂情報等を別途記述する。これは生成するソフトの Honda 仕様としての情報を含むだけでなく、ドキュメント生成結果を従来の仕様書相当とするためにも重要となる。そこで汎用の整数型ソフト自動生成ツールで用意されている、モデル内に配置した単位にソフトを分割生成する関数定義ブロックに、上記情報を記述する機能を作成した。

ソフトの自動生成は汎用の整数型ソフト自動生成ツールによる標準的書式の生成をおこなった後、本システムで付加した情報を基に、以下の処理をおこなうことでHonda仕様のソフトとする。

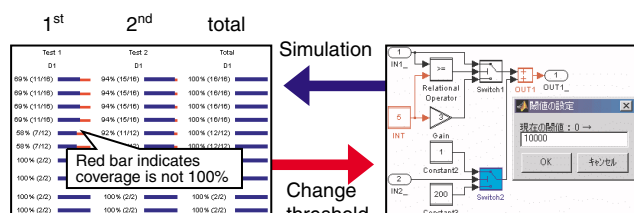


Fig. 10 Verification of coverage

Table 1 Result of coverage tool

Mode	Measurement	Test vector		
		All patterns	DOE	PWM
Number of step times	27 500	1 540	96	2 470
Coverage [%]	95	60	58	60
Number of detected overflows	0	6	5	8
Detected overflows per step time	0	0.39	5.21	0.32

- (1) モデル情報(作者, 作成日等)の記述
- (2) 変数宣言修正
- (3) 初期化関数記述
- (4) ライブラリ登録用変数情報ファイル生成

生成したソフトを実装する場合に問題となる、ハンドコーディングしたソフトに対するサイズと実行速度について比較をおこなった。既存のソフトが存在する仕様をモデル図で作成し自動生成をおこなった結果、ベクトル処理を除いた平均ではサイズで 1.8 倍、実行速度で 1.1 倍となり、そのまま量産 ECU に適用できるレベルにあることが確認できた。

6. ドキュメント生成

従来は仕様書を基にモデル図でロジック検証をおこない、これをハンドコーディングするのが一連の流れであったが、本手法ではモデル図主導となり、仕様書が存在しない形となる。しかし前述の通りライブラリでは仕様書を含めたデータベース化をおこなっているため、登録には仕様書が必要となる。そのためモデル図によるロジック作成においても別途仕様書を作成する必要性が生じるが、これは工数的に現実的ではない。汎用の整数型ソフト自動生成ツールはモデル図を html ファイルにて出力する機能を有している。そこでこれを仕様書相当とする検討をおこなったが、汎用の整数型ソフト自動生成ツールの html ファイル出力機能は、基本的には特定の上位階層と関数定義ブロックが配置された階層のみ出力される。そこでモデル構造の把握を容易にするため、以下の開発をおこなった。

- (1) 配置した任意の階層も出力される出力指示ブロック
- (2) ブロック図の上位階層からモデル図を順次表示
- (3) 作者情報等を関数定義ブロック単位で、モデル図間に記述

Fig. 11 にドキュメント出力例を示す.

モデル図をドキュメント化する際の注意点には、可読性の問題としてモデルの縮尺率、端子線の重なり等が挙げられる。これは J-MAAB(Japan MATLAB Advisory Board)においてブロック図によるモデル記述法に対するガイドラインが検討されているため、汎用の整数型ソフト自動生成

ツールを用いることに対するHonda独自の拡張をおこなったガイドラインを作成し、これに準じて作図、ドキュメント生成をおこなうこととした。

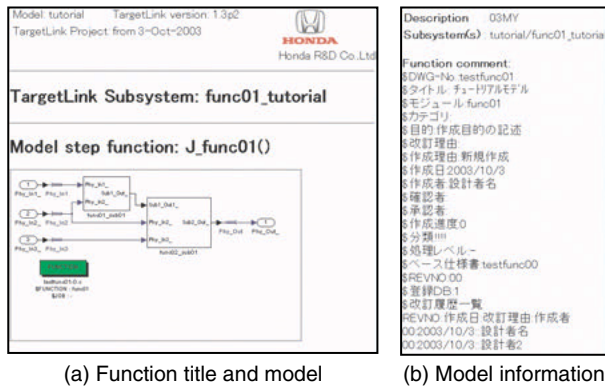


Fig. 11 Spec. sheet produced by auto document generation

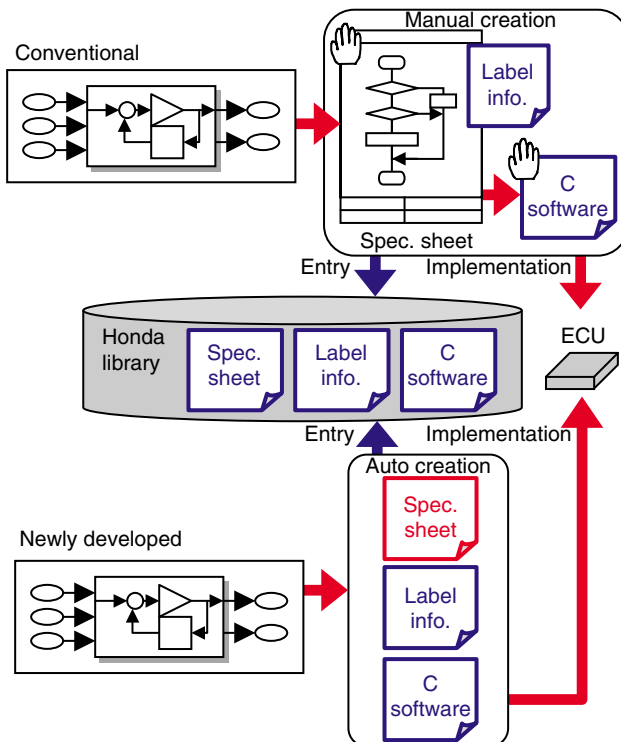


Fig. 12 Comparison of flows of model data up-load

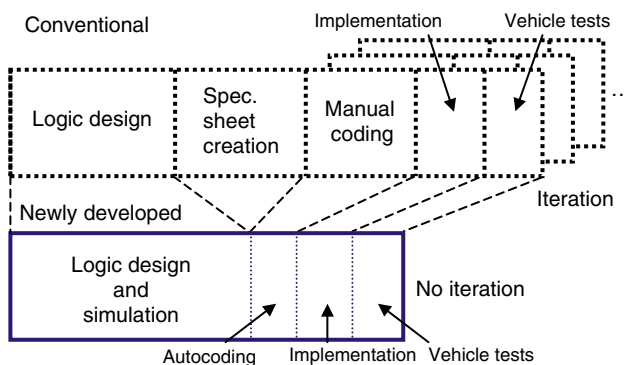


Fig. 13 Reduction of flow of design logic and load to ECU

Fig. 12にライブラリ登録フローの比較を示す。ドキュメントの自動生成化により更なる工数削減を図ることができ、ライブラリに登録する情報を全て自動で出力できた。これによりロジック構築から ECU 実装までの期間は従来に比して3分の2とすることができた。Fig. 13 に ECU 実装期間うちわけの比較を示す。

7. まとめ

本システムの開発の結果、以下の結果を得た。

- (1) モデル図より自動生成したソフトに一切手修正を加えることなく ECU に実装することができた。
- (2) 1 回の実装でシミュレーションと同等の動作を実現することができた。
- (3) 従来は実装後に発生していた戻り工数が無くなったことにより、ロジック開発から ECU 実装までの期間を3分の2に短縮することができた。

参考文献

- (1) The MathWorks, Inc. : Using Simulink Version 5, USA, The MathWorks, Inc. , 476p.(2002)
- (2) dSPACE GmbH: TargetLink Production Code Generation Guide For TargetLink 1.3, Germany, dSPACE GmbH, 748p.(2001)
- (3) 中村 義作: よくわかる実験計画法, 東京, 近代科学社, p.82-108(1997)

■ 著 者 ■



箕輪信太郎



廣田 俊明



横山 浩紀



石黒 哲矢



大塚 訓

弾性特性を考慮した機構解析用 転がり軸受モデルの開発

Development of Rolling Bearing Model for Mechanical Dynamic Analysis
Considering Elastic Properties

齋 藤 淳 也*
Junya SAITO

岩 本 達 也*
Tatsuya IWAMOTO

工 藤 修*
Osamu KUDO

要 旨

単気筒小型エンジンに多用される組立型クランクシャフト系の機構解析において、シミュレーションの計算精度向上のためには、変形や接触、減衰などの物理現象を模擬した転がり軸受の詳細なモデル化が重要である。今回、弾性特性を考慮した三次元接触が表現可能な転がり軸受モデルを開発し、解析精度の向上を実現した。また、これを組立型クランクシャフト系の機構解析に適用し、実機運転時におけるクランクシャフトの変位とひずみの相関を確認した。その結果、転がり軸受モデルは、組立型クランクシャフト系の設計段階における強度評価において実用十分な精度であることが確認された。

ABSTRACT

To enhance the accuracy of simulation for mechanical analysis of an assembled crankshaft often used in single cylinder, small displacement engines, it is important to make a detailed model of rolling bearings simulating physical phenomena such as deformation, contact, and damping. A rolling bearing model that permits simulation of three-dimensional contact considering elastic properties was developed, and the analysis accuracy was increased. By applying the rolling bearing model to the mechanical analysis of the assembled crankshaft, the correlation between the crankshaft displacement and the strain during actual engine operation was confirmed. As a result, it was confirmed that the rolling bearing model is practically accurate enough for strength computation in the design stage of the assembled crankshaft system.

1. はじめに

近年、エンジン開発におけるクランクシャフト系の機構解析は、設計初期段階の仕様熟成をおこなうために非常に重要なツールとなっている。多気筒エンジンに用いられる一体型クランクシャフト系の機構解析⁽¹⁾技術については、当社で構築を完了しており、机上検討ツールとして実機エンジン開発に適用されている。また、各CAEソフトウェア会社からは汎用ソフト等も市販され一般的になっている。しかし、二輪車の単気筒小型エンジンに多く採用されている組立型クランクシャフト系については、メインジャーナル部に転がり軸受を使用していることが前者と大きく異なる特徴となっている。

一体型クランクシャフト系ではすべり軸受が採用されており、軸受のモデル化手法には流体潤滑理論を用いて、解析精度を向上させることが主流となっている。それに対し、転がり軸受のモデル化手法には従来から簡易的に線形および非線形の単純ばね・ダンパモデルを用いてきた。しかし、クランクシャフトのような変動大荷重を受ける機構解析には、解析精度が不十分となっていた。

そこで今回、転動体と軌道輪との弾性特性を考慮し、三次元接触状態を模擬できる転がり軸受モデルを開発した。また、それを組立型クランクシャフト系の機構解析に適用した。

2. 転がり軸受モデル

組立型クランクシャフトを採用している二輪車の単気筒エンジンの構造図をFig. 1に示す。転がり軸受はクランクケースのメインジャーナル部に配置され、クランクシャフトをクランクケースに保持する役割を持つ。転がり軸受はその構造上複数の転動体が保持器によって内外輪の間に配置されているために軸の挙動状態(回転数や回転変動)によって、常に接触状態が変化する非常に複雑な挙動を示す。ベアリングメーカー各社から転がり軸受の挙動に関する論文が発表されている^{(2), (3)}が、これらは軸受そのものの解析が目的であり、そのままではクランクシャフト系全体の機構解析には適さない。そこで、変動大荷重に対し比較的影響が小さいと考えられる転がり軸受自体の挙動は考慮せずにいくつかの仮定を前提として転がり軸受モデルを開発した。

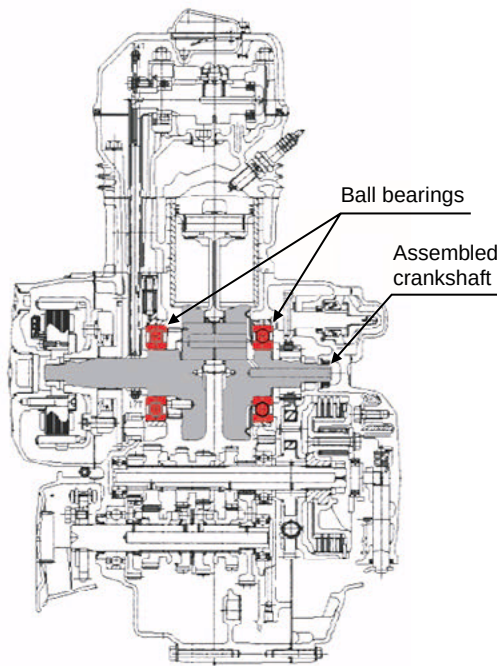


Fig. 1 Structure of single-cylinder engine

2.1. 開発要件

従来、転がり軸受のモデル化手法としては、線形および非線形の単純ばね・ダンパモデルによるものが一般的であることを既に述べたが、これは転動体と内外輪の軌道面とのラジアル方向およびアキシャル方向の接触剛性をばね特性に置換させる方法である。当初、この手法を用いて組立型クランクシャフト系の機構解析に適用を試みたものの、クランクシャフトの挙動結果が精度不十分であった。そのため、解析精度の向上に必要な条件を考慮して開発要件を決定した。以下にその開発要件を示す。

また、今回開発対象とした転がり軸受は、深溝玉軸受(以下、ボールベアリングという)である。

(1) はん用機構解析ソフトを用いたクランクシャフト系の機構解析において使用可能なボールベアリング機構解

析モデル(以下、ボールベアリングモデルという)であり、実機エンジン開発におけるクランクシャフトの強度評価が可能であること。

(2) 転動体(ボール)と内外輪の軌道面との三次元接触が正確に表現されること。

(3) 転動体(ボール)と内外輪の弾性特性(剛性と減衰)が正確に計算されること。

2.2. モデル概要

ボールベアリングモデルを機構解析に適用するモデル化手法は、ボールベアリング特性作成部と主計算部の二つの部分より構成される。また、ボールベアリングモデルを作成するためのシステム全体手順を Fig. 2 に示す。

2.2.1. ボールベアリング特性作成部

ボールベアリングモデルを構成するボール一つ分の三次元接触定義をおこない、特性ファイルを作成する部分である。特性ファイル作成部は、Fig. 2 に示すようにプリプロセッサ部、線形静解析部、コンタクトプロセッサ部の三つの部分で構成される。

・プリプロセッサ部

ボールベアリングの形状諸元を入力し、線形静解析に必要なボールと軌道輪の有限要素法(以下、FEMという)データを作成する部分である。また、FEMデータには形状メッシュ、荷重、境界条件が付加される。

・線形静解析部

プリプロセッサ部で作成されたFEMデータを用いて、はん用構造解析ソフトにて線形静解析をおこなう部分である。線形静解析をおこない、コンタクトプロセッサにて使用するための節点剛性データを作成する。

・コンタクトプロセッサ部

線形静解析で作成された節点剛性データを用いて、ボールベアリングのボールと軌道輪との三次元接触解析をおこなう部分である。Fig. 3に示すように、ボール数から公転配

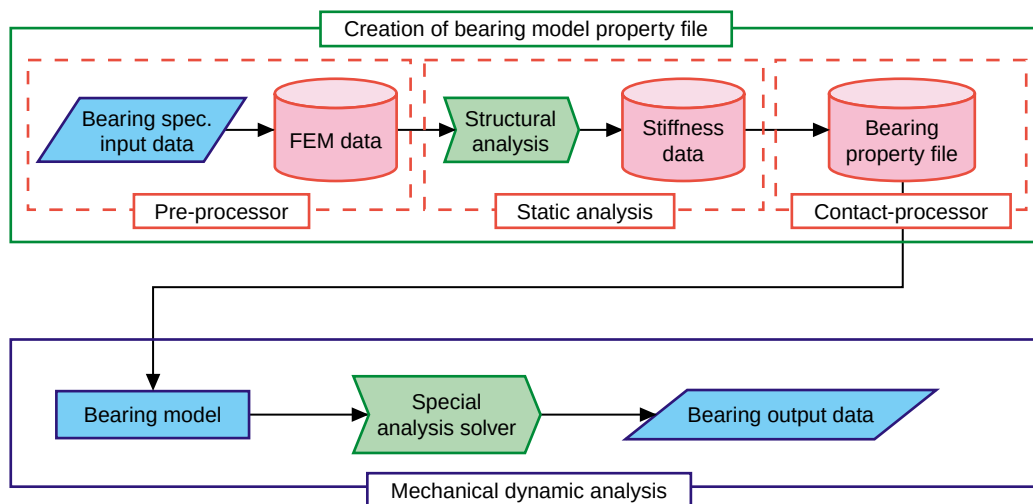


Fig. 2 System flow

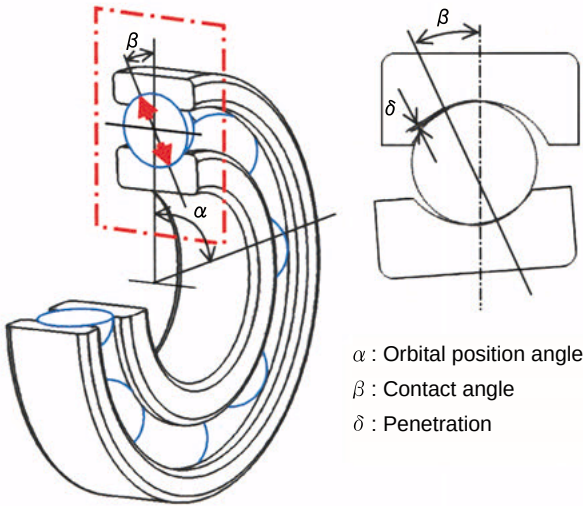


Fig. 3 Figure of contact method

置角 α が決定され、角度 α 上のラジアル平面内での接触を考える⁽⁴⁾。ボールと軌道面との貫通量 δ 、接触角 β とし、節点剛性データを用いて貫通量 δ と接触角 β を関数とした接触荷重 f を求める。これらの貫通量 δ 、接触角 β 、接触荷重 f を用いて内輪、外輪それぞれの三次元接触関数を求め、それをボールベアリングモデル特性ファイルとして出力する。

2.2.2. 主計算部

ボールベアリングモデルを機構解析に適用するためには、時間領域での数値積分法を用いた計算手法に追従可能であることや、クランクシャフトの変形・挙動により発生した軸受荷重を、クランクケースに伝達するための6軸方向荷重を計算する必要がある。さらに、現在使用しているはん用機構解析ソフト上で適用するため、ユーザサブルーチンを用いた専用の組込解析ソルバを開発した。

組込解析ソルバの6軸方向荷重の出力手順を以下に示す。

- (1) ケースジャーナル中心点からシャフトジャーナル中心点の変位、角度、速度、角速度を計算する。
- (2) ボールベアリングモデル特性ファイルからボール一つ分の接触荷重と減衰を求める。
- (3) 全てのボールに対する接触荷重、軸周りトルク、減衰を計算し、ボールベアリングモデルとして6軸方向荷重を出力する。

ボールベアリングモデルの接触荷重ベクトル $\{F\}$ の定義式を式(1)に示す。ここで、 $\{F_i\}$ はボール一つ分の接触荷重ベクトル、 f は特性ファイルから得られた接触荷重、 C は減衰パラメータ、 $\{v_i\}$ は並進速度ベクトルである。

$$\{F\} = \sum_{i=1}^n \{F_i\} = \sum_{i=1}^n \{f(\delta_i, \beta_i) + C(f(\delta_i, \beta_i)) \cdot \{v_i\}\} \quad (1)$$

同様に、ボールベアリングモデルの軸周りトルクベクトル $\{T\}$ の定義式を式(2)に示す。ここで、 $\{T_i\}$ はボール一つ分の軸周りトルクベクトル、 $\{l_i\}$ はケースジャーナル中心点からの接触点距離ベクトルである。

$$\{T\} = \sum_{i=1}^n \{T_i\} = \sum_{i=1}^n \{f(\delta_i, \beta_i) + C(f(\delta_i, \beta_i)) \cdot \{v_i\}\} \cdot \{l_i\} \quad (2)$$

3. モデル検証

作成したボールベアリングモデルの機能検証をおこなった。検証内容は、ボールベアリングモデル自体の単体機能検証とクランクシャフト系の機構解析モデルにボールベアリングモデルを適用したアセンブリ機能検証の二種類である。

3.1. 単体機能検証

事前に実ボールベアリングとFEMにて作成したモデルとの静的剛性検証をおこなった結果、両者の荷重-変位に良い相関が得られることがわかった。機構解析モデルの拘束条件と実機の拘束方法が異なるために、単体機能検証にはFEMとボールベアリングモデルとの静的剛性検証を適用した。

3.1.1. 検証方法

Fig. 4 に示すように、軸方向に対して直角なラジアル方向荷重 F_r と、軸方向と平行なアキシャル方向荷重 F_a の二種類の荷重を与える線形静解析をおこなった。

また、ラジアル方向の線形静解析において、ボールの公転配置角によって初期接触状態のボールの数とラジアルすきまが異なるため、Fig. 5 に示すように配置(a)と配置(b)を考え、それぞれに対し解析をおこなった。

3.1.2. 検証結果

単体機能検証に用いたボールベアリングの諸元をTable 1 に示す。内輪内側に配置したシャフトモデルに対し静的な

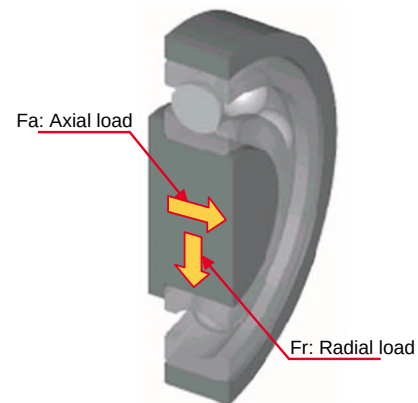


Fig. 4 Figure of component static analysis

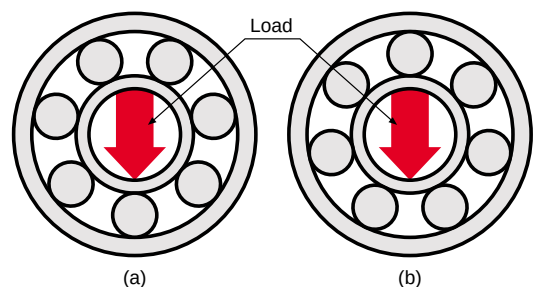


Fig. 5 Figure of balls layout

Table 1 Ball bearing specifications

Outside diameter	72 mm
Inside diameter	35 mm
Width	15 mm
Diameter of ball	7/16 inch
Number of balls	9

荷重を与えると、ボールと軌道面との接触面に弾性変形が生じる。ラジアル方向の弾性変形量 δ_r とラジアルすきま clr の和を変位 dr とし、また、同様にアキシャル方向の弾性変形量 δ_a とアキシャルすきま cla の和を変位 da としたときの荷重—変位結果を Fig. 6 に示す。

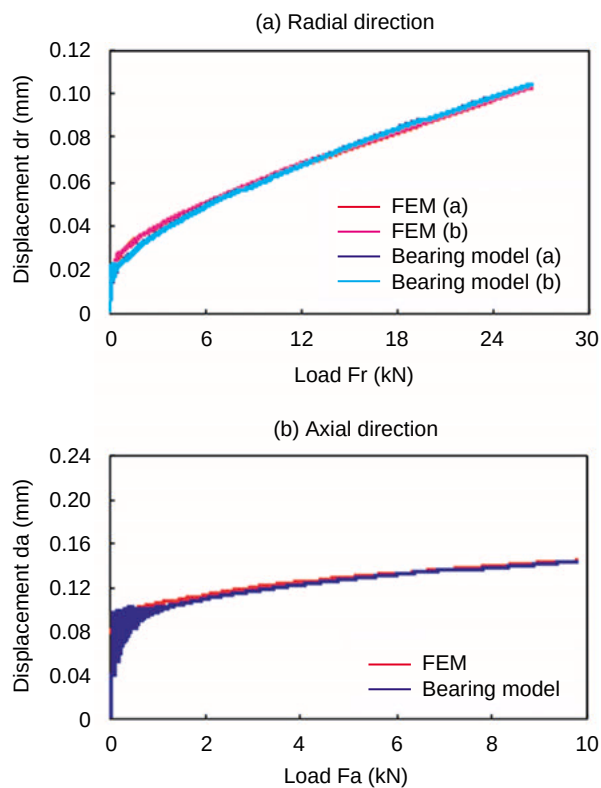


Fig. 6 Results of component static analysis

FEMとボールベアリングモデルの解析結果の荷重—変位には、低荷重から高荷重までボールの三次元接触状態をきちんと捕らえ、非常に良い相関が得られることがわかった。この結果から、ボールベアリングモデルは機構解析におけるボールベアリングの静的な機能を十分満足しているといえる。

3.2. アセンブリ検証

単体機能検証で用いたボールベアリングモデルを、アセンブリ機能検証に適用した。実測用簡易形状のクランクシャフトとケースを作成し、実測と計算結果の相関性検証をおこなった。Fig. 7 に測定装置の全体写真と測定部のモデル図を示す。

測定部の左をL側、右をR側とする。クランクケースの黄色で示した部分は変位測定用のギャップセンサであり、L側とR側の上部と、L側とR側のクランクウェブ横に合計4つ配置している。

3.2.1. 検証方法

クランクシャフトのクランクピン部にボルトを締結し、油圧試験器により引っ張り荷重を与えた。このボルトはあらかじめ設定荷重において破断するように加工しておき、その破断によって生じる衝撃を加振力とする衝撃加振試験をおこなった。ボルトの破断前を静的領域、破断後を動的領域とし、ケースに固定した4つのギャップセンサによりクランクシャフト各部の変位を測定し検証をおこなった。

3.2.2. 静的検証結果

ボルトが破断に至るまでの引っ張り荷重とL側上部センサの変位との、荷重—変位線図を Fig. 8 に示す。

実測と解析結果との相関は、引っ張り荷重の増分に対しきちんと変位が追従し非常に良好である。アセンブリ解析の静解析においてもボールベアリングとしての剛性と三次元接触状態がきちんと計算され、ボールベアリングモデルは機能的に十分満足しているものといえる。

3.2.3. 動的検証結果

設定荷重に達したところでボルトが破断し、破断による衝撃と弾性変形によってクランクシャフトが加振される。クランクシャフトの動挙動状態における時系列変位結果をFig. 9に示す。

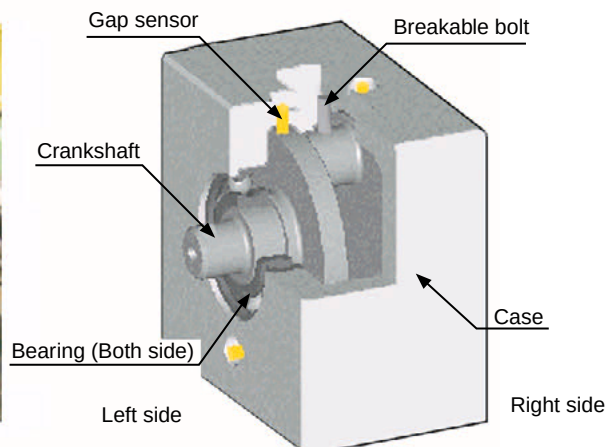
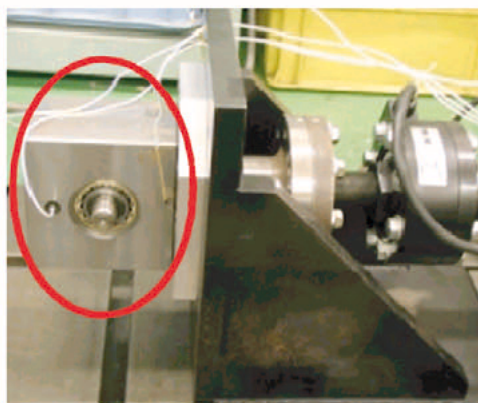


Fig. 7 Figure of test system and measuring device model

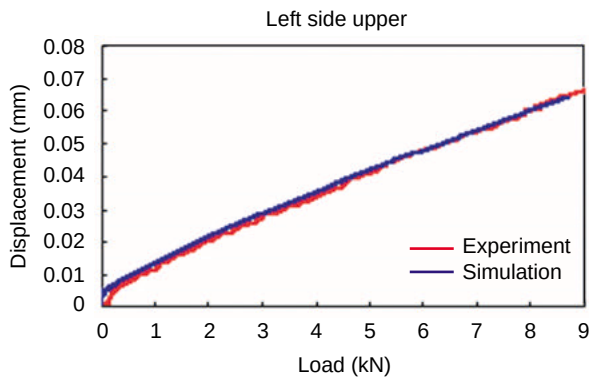


Fig. 8 Result of static assemble analysis

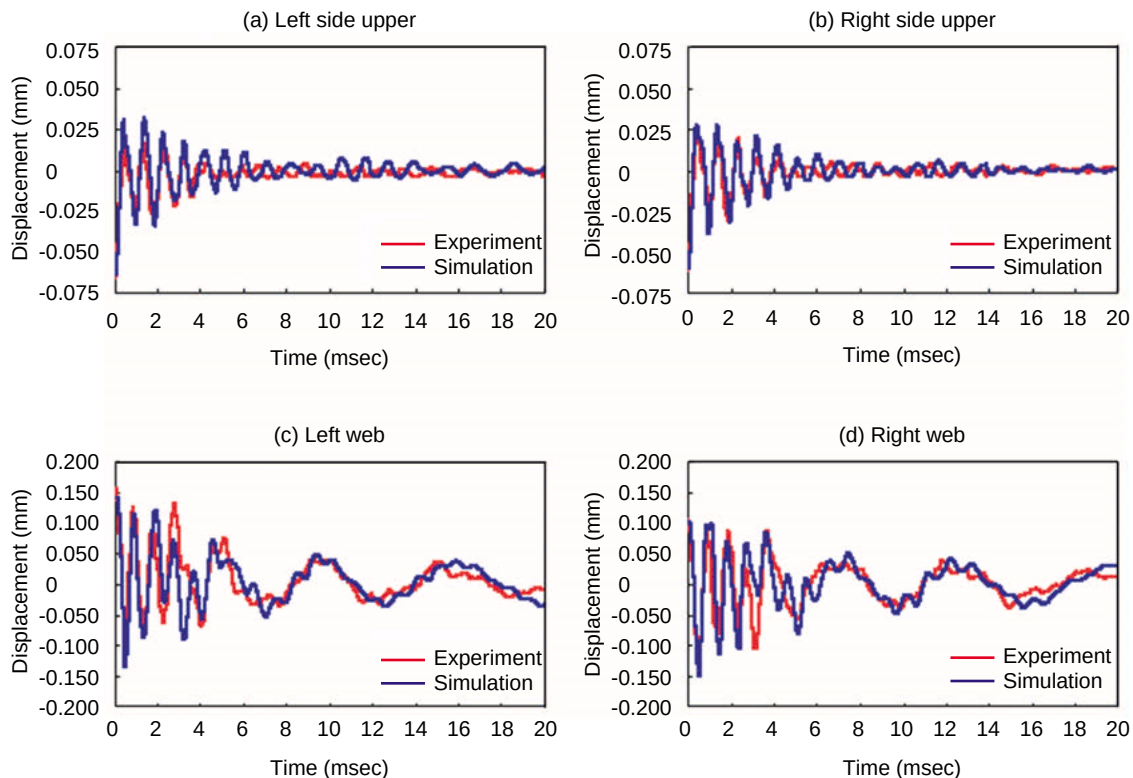


Fig. 9 Results of dynamic assemble analysis

ボルト破断後の衝撃加振状態での変位と振動が収束し始める状態での変位結果も実測に良く合っており、相関は非常に良好である。

次に、時系列変位結果を用いて、一般的な周波数分析であるパワースペクトル密度分析をおこなった。クランクシャフトの動挙動状態における周波数-パワースペクトル密度結果を Fig. 10 に示す。特に、1 kHz 前後において実測と計算結果が良く合っており、相関はおおむね良好である。このことから、動特性においてもボールベアリングモデルは十分な精度が得られていることがわかった。

3.3. モデルの検証まとめ

単体機能検証およびアセンブリ機能検証結果から、作成したボールベアリングモデルは、静的・動的ともに先に示した要件を十分満足している。そのため、組立型クランクシャフト系の機構解析にも十分適用できることがわかった。

4. 適用事例

Fig. 1 に示した二輪車エンジンの組立型クランクシャフト系の機構解析モデルを作成し、実測との相関検証をおこなった。適用したエンジンの諸元を Table 2 に示す。また、解析に用いた機構解析モデル図を Fig. 11 に示す。

4.1. 検証実験内容

運転条件はファイリング全負荷として、回転数は 4 000r/min から 2 000r/min おきに 10 000r/min までの定常回転モードとした。

Fig. 12 に示すように、クランクセンタからクランクピン方向を Y 方向、それと垂直な方向を X 方向としたときのクランクウェブの変位をクランクケースに配置したギャップセンサにより測定した。また、爆発荷重最大時のクランクシャフトのひずみを測定するために、Fig. 13 に示すクランクピンフィレット部の遅角側にひずみゲージを貼付した。

4.2. 1 サイクル中の変位とひずみ

エンジン回転数 4 000r/min 時と 8 000r/min 時における実測と計算のクランクウェブ L 側の Y 方向 1 サイクル変位波形結果を Fig. 14 に示す。また同様に、クランクピンフィレット部 L 側のひずみ 1 サイクル波形結果を Fig. 15 に示す。

変位に関しては、低速域である 4 000r/min 時と高速域である 8 000r/min いずれの場合においても、爆発荷重と慣性力により、クランクシャフトが変形することによる変位波形が、実測結果と良い相関を示している。また、ひず

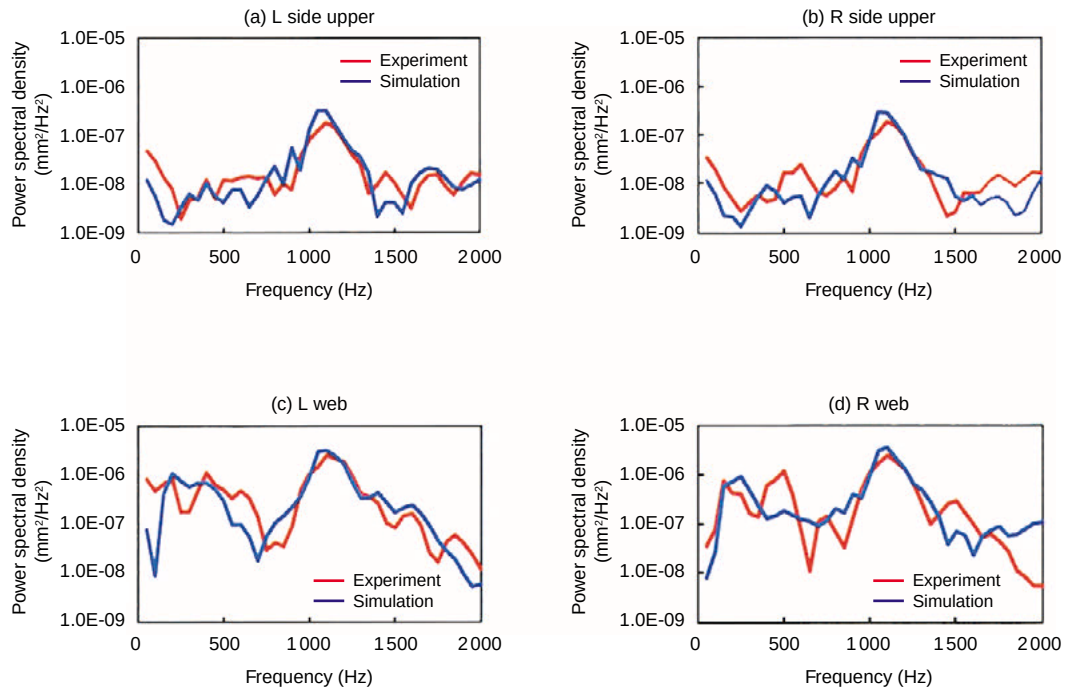


Fig. 10 Results of power spectrum

Table 2 Major specifications of test engine

Items	Specifications
Engine type	4-stroke, single cylinder
Displacement	149.4 cm^3
Valve train	DOHC 4-valves
Clutch type	Multiplate wet clutch
Transmission	6 speeds constant mesh

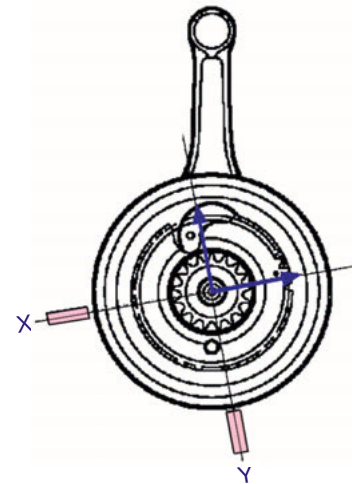


Fig. 12 Position of displacement sensor of Crankshaft-web

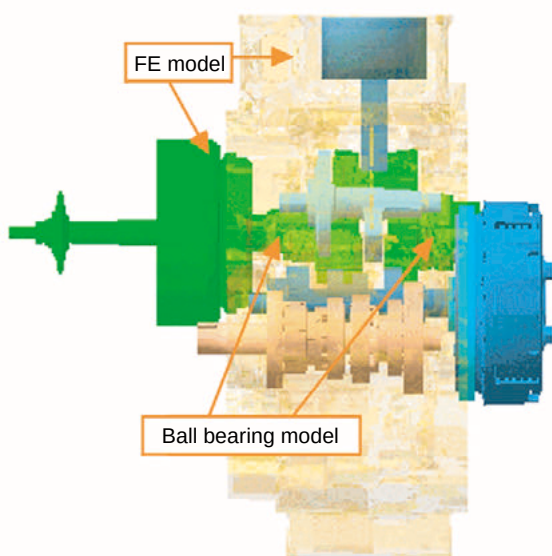


Fig. 11 Figure of mechanical dynamic analysis model

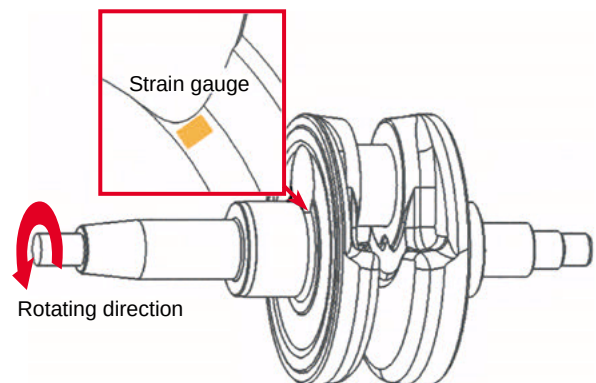


Fig. 13 Strain gage position

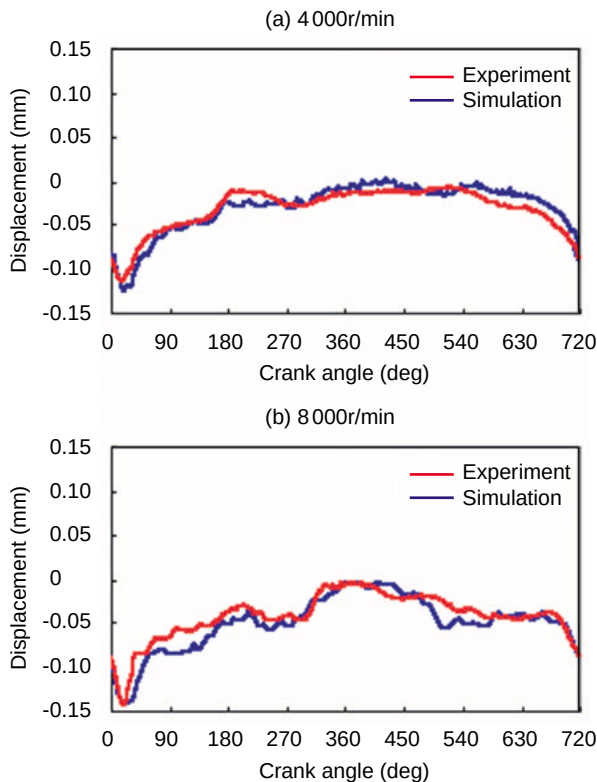


Fig. 14 Correlation results of displacement

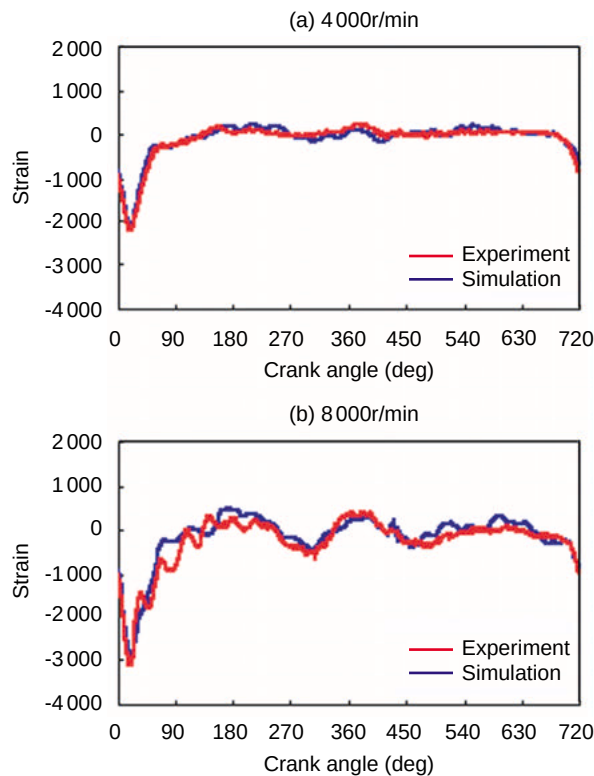


Fig. 15 Correlation results of strain

みにしても同様に、低速域、高速域ともに、爆発荷重によって生じるフィレット部のひずみが、実測と良い相関を示している。

以上の結果から、低速域と高速域の運転状態において、計算結果の変位、ひずみともに実測結果と非常に良い相関が

あり、組立型クランクシャフト系の強度評価において十分な精度を達成した。

4.3. ベアリングモデルと従来の手法との比較

エンジン回転数 10 000r/min 時における実測と、ボールベアリングモデルを用いた場合、従来の手法のばね・ダンパモデルを用いた場合、それぞれのクランクピンフィレット部L側のひずみ1サイクル波形結果を Fig. 16 に示す。

爆発荷重を受けた直後のひずみ最大値のばね・ダンパを用いた結果は、ボールベアリングモデルを用いた結果に比べ、実測に対し約30%ほど大きいことがわかった。また、ばね・ダンパ結果の波形に、実測よりも顕著な高周波振動があることがわかった。

このことから、ボールベアリングモデルを適用した組立型クランクシャフト系の機構解析は、従来の手法に比べ、より精度良く解析できることが証明された。

4.4. 適用相関まとめ

本開発によるボールベアリングモデルは、転がり軸受として最も厳しい条件下で使用されている組立型クランクシャフト系の機構解析に適用し、精度良く解析するための有効な手法であることが確認された。

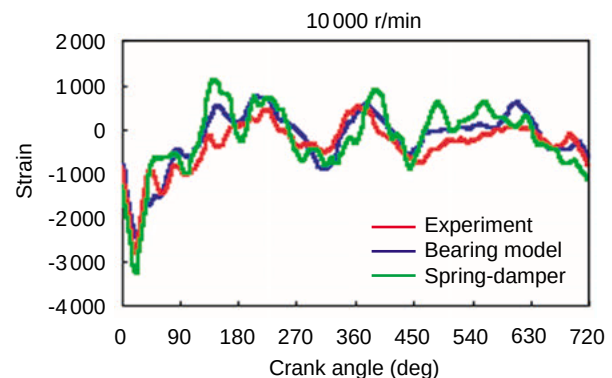


Fig. 16 Comparison of ball bearing model with spring-damper model

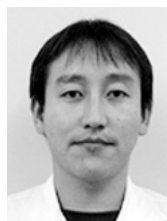
5. 結論

- (1) 転がり軸受の転動体(ボール)と軌道輪との弾性特性を考慮し、三次元接触状態を模擬できる機構解析用転がり軸受モデル(ボールベアリングモデル)を開発した。
- (2) ボールベアリングモデルを組立型クランクシャフト系の機構解析に適用し、ファイアリング運転時の挙動と応力を実機と比較した結果、十分な精度を達成することができ、実機エンジン開発の設計段階におけるクランクシャフトの強度評価において、実用十分な精度であることが確認された。

参考文献

- (1) Niino T. et al.: Development of simulation technology for dynamic behavior of crankshaft systems in motorcycle engines, JSAE Review, Vol.23, Issue 1, p.127-131(2002)
- (2) 坂口智也, 赤松良信: 玉軸受の振動シミュレーション, NTN TECHNICAL REVIEW, No.69, p.69-75(2001)
- (3) 多田誠二: 高速回転下における保持器音および振動・挙動の解析, KOYO Engineering Journal, No.160, p.31-38(2001)
- (4) 中原一郎: 接触応力, 材料力学—下巻一, 東京, 養賢堂, 1966, p.116-132

■ 著 者 ■



齋藤 淳也



岩本 達也



工藤 修

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

Estimation of Durability of Nickel-Metal Hydride Batteries for Hybrid Electric Vehicles

南 達 郎*
Tatsuo MINAMI

要 旨

ハイブリッド電気自動車用ニッケル水素電池の各種劣化因子の値から電池寿命推定をおこなう手法を検討した。電池の劣化因子は、電池温度と電流負荷および充電状態の範囲である。電池寿命推定は、反応速度論的に劣化反応速度式を作成することにより可能であると予想して、温度と温度以外のストレス因子を含むアイリング反応速度式⁽¹⁾に着目した。その式に対してストレス因子数を追加して、温度以外の劣化ストレス因子である電流負荷と充電状態の範囲の複数因子が適用可能かを検討した。

各種劣化の因子条件で寿命試験を実施したところ、劣化反応速度式の頻度因子が同じ値を示した。この結果、複数因子の適用が可能ことが確認され、この劣化反応速度式を用いて、各劣化の因子を定量化することにより、電池寿命が推定可能となった。

ABSTRACT

A method of estimating the durability of the nickel-metal hydride batteries employed in hybrid electric vehicles based on factors contributing to their deterioration was studied. The factors in battery deterioration are battery temperature, current load and state of charge. Based on the expectation that the formulation of a reaction rate equation employing chemical kinetics would enable the durability of the battery to be estimated, the Eyring equation, which enables consideration of temperature and another stress factor was focused on. The number of stress factors in the equation was increased to study the applicability of current load and state of charge.

It was shown that the values of frequency factors of the various factors in battery deterioration in the equation were the same as those obtained in durability tests. These results confirmed that the modified equation enabled multiple factors to be employed in estimations of battery life. Quantification of each factor in deterioration through the use of this reaction rate equation has enabled the estimation of battery life.

1. まえがき

電気自動車およびハイブリッド電気自動車(以下、HEV)にとって重要な要素の一つである電池には、長寿命が要求されている。その電池寿命は、電池の劣化因子である電池温度と電流負荷および充電状態の範囲(以下、SOC範囲)に大きく左右される。

従来、各種種類の電池寿命を推定する上で電池温度が反応論のアレニウスの式に従うことが一般的に知られていて、電池寿命推定における反応速度論的推定の報告では、温度を基本に劣化反応速度式、もしくはその近似式を作成して寿命を推定^{(2), (3)}している。また、他の劣化因子は、それらの式に単数の因子として追加されているに留まっている。これは、民生用電池の使われ方に代表されるように電流負荷が一定で、複数因子を考慮する必要がなかったためと推

測される。近年、HEVの販売が拡大するにつれ、市場での電池の使われ方すなわち電池温度と電流負荷およびSOC範囲の情報が蓄積されてきた。そして、これらの各種劣化因子の値から電池寿命を推定する手法が要求され、その研究⁽⁴⁾もおこなわれた。しかし、HEV用電池のように、外部環境変化だけでなく、電流負荷変化の多い系をターゲットとし、電池の劣化因子である電池温度と電流負荷およびSOC範囲をすべて網羅した反応速度式の報告はされていない。

そこで、今回着目した反応速度式は、温度および温度以外の依存性であるストレスを含んだアイリング式である。アイリング式の適用例として、半導体デバイスおよびゴム材料などの寿命評価に温度以外のストレス因子として湿度や電流を扱った例^{(5), (6)}がある。アイリング式では、ストレス因子は一つであるが、電池の場合は、劣化因子として温度

*栃木研究所

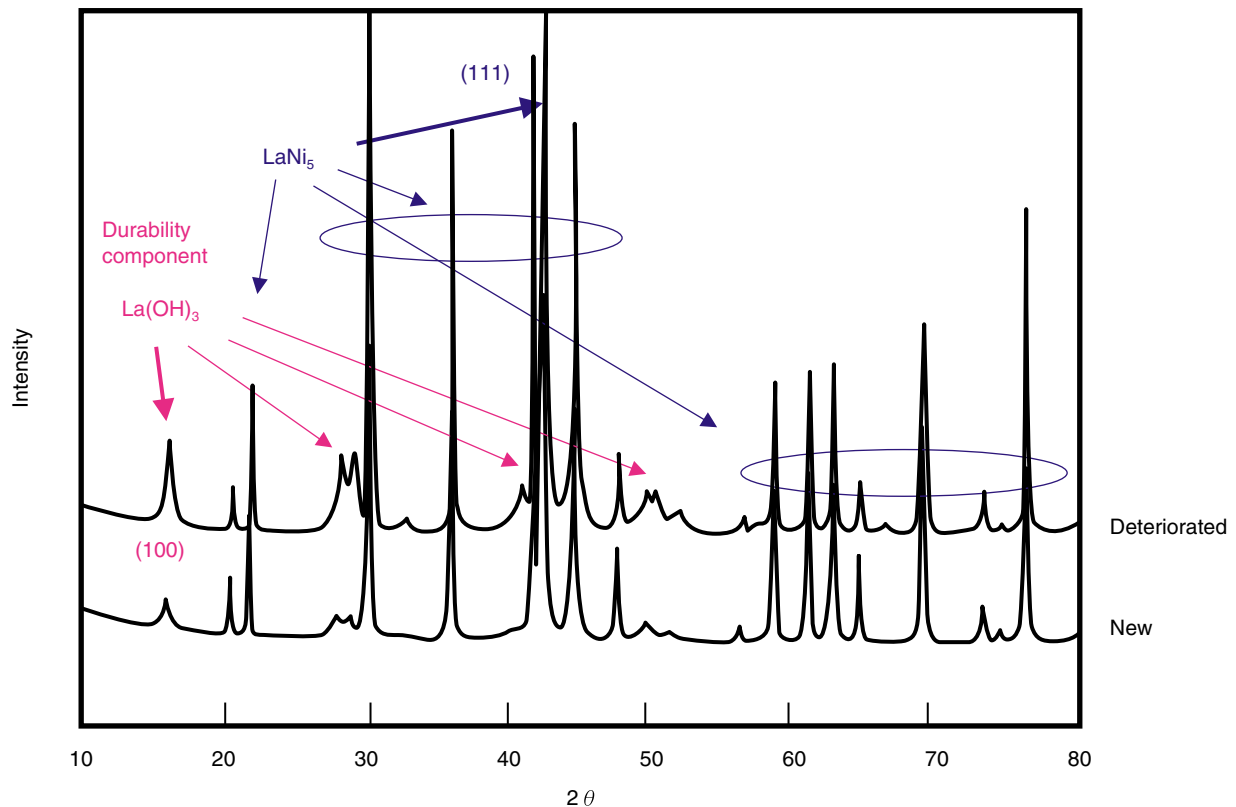


Fig. 1 XRD spectra of new and deteriorated negative electrode

以外に電流負荷とSOC範囲をストレス因子として扱う必要がある。したがって、アイリング式にさらにストレス因子を追加して、複数のストレス因子をもつ電池劣化反応速度式を作成し、その成立性の検証を試みた。

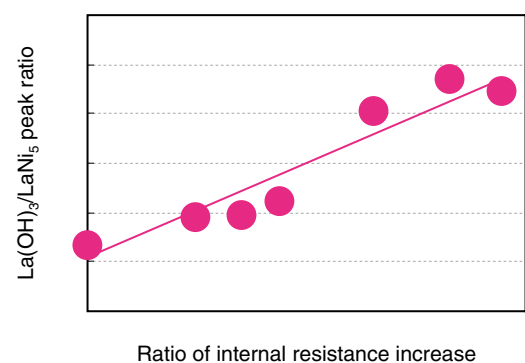
2. 電池劣化と電極劣化化学反応の相関性

HEV 用電池として主に用いられているニッケル水素(以下, Ni-MH)電池の主な劣化メカニズムとしては, 負極の水素吸蔵合金活物質の水酸化, 正極のオキシ水酸化ニッケル活物質の酸化や結晶構造変化および電極膨潤によるセパレータの電解液枯渇, さらには正負極活物質の脱落などによる容量および出力低下が挙げられる。このようにNi-MH電池の劣化は, 活物質の酸化および水酸化などの電極劣化化学反応に起因する部分が多く, 反応速度論的解釈が適応しやすい系であると推測される。そこで, この解釈が適切か否かを確認するために, 電池劣化と電極劣化化学反応の関係について解析する。

電池の劣化特性値は, 高出力が要求される電池であるので内部抵抗とした。電極劣化の化学反応については, 電極構造解析をおこない, 劣化成分の挙動を調査した。初期と劣化後の負極電極の構造解析をX線回折(以下, XRD)を用いておこない, その結果を Fig. 1 に示した。この電池の負極は希土類系水素吸蔵合金で, 主成分はランタンニッケル(以下, LaNi_5)である。劣化後に劣化成分である水酸化ランタン

(以下, La(OH)_3)のピークが初期に対して増加していることが確認された。

そして, 劣化成分の増加と内部抵抗の増加との関係について考察した。異なった内部抵抗値の負極電極について同様に XRD による構造解析を実施した。ここで, La(OH)_3 劣化成分量は, La(OH)_3 のピーク強度を LaNi_5 のピーク強度で除したピーク強度比で表現した。強度比に採用したピークは, La(OH)_3 と LaNi_5 でのそれぞれの最大強度ピーク値であり, La(OH)_3 で(100)面, LaNi_5 で(111)面に相当する。また, 内部抵抗の増加の指標として, 内部抵抗の増加量を初期の内部抵抗値で除した内部抵抗増加率を用いた。そして, La(OH)_3 劣化成分量と内部抵抗増加率との関係を解析し, その結果を Fig. 2 に示した。内部抵抗増加

Fig. 2 Relation between $\text{La(OH)}_3 / \text{LaNi}_5$ peak ratio and ratio of internal resistance increase

率の増加に伴い $\text{La}(\text{OH})_3$ 劣化成分量が増加し、相関性があることが確認された。このことから、電池劣化メカニズムに電極劣化の化学反応が寄与していると判断できるので、反応速度論的な取り扱いが可能ことが確認された。また、内部抵抗増加率と電極劣化化学反応量が比例することもわかり、内部抵抗増加速度を電池劣化反応速度として用いることが可能である。

3. 電池劣化反応速度式

電池劣化反応速度式を導くにあたり、着目した反応速度式はアイリング式である。この式は反応の温度依存性について着目し、温度以外のストレス因子を含み一般化したものである。劣化量を x とし、反応速度を K とすると、次式で表される。

$$dx/dt = K, K = a(kT/h) \cdot \exp(-\Delta E/kT) \cdot S^a \quad (1)$$

a : 定数
 k : ボルツマン定数
 h : プランク定数
 ΔE : 活性化エネルギー
 T : 絶対温度
 S : 温度以外のストレス因子
 a : 定数

温度 T の狭い領域であれば次の式で表される。

$$K = \Lambda \cdot \exp(-\Delta E/kT) \cdot S^a \quad (2)$$

Λ : 定数

一方、温度依存性のみを扱うアレニウスの式は次式で表される。

$$K = A \cdot \exp(-\Delta E/kT) \quad (3)$$

A : 定数

アイリング式は、アレニウス式と比較するとストレス因子が加わった式である。さらに、式(2)は、ストレス因子だけに着目すると、次式で表される。

$$K = B \cdot S^a \quad (4)$$

B : 定数

このように、式(4)は、温度以外のストレス、例えば熱疲労(冷熱サイクル)の劣化の場合などに使用されている。また、定数 Λ , A , B , は、反応速度論では頻度因子⁽⁷⁾と呼ばれている。

今回、温度以外のストレス因子が2つ含まれる反応速度式を、アイリング式を応用して式(5)のように推定した。2つのストレス因子は、電流負荷と SOC 範囲である。

$$K = \Lambda \cdot \exp(-\Delta E/kT) \cdot S_1^a \cdot S_2^b \quad (5)$$

S_1 : 第1ストレス因子
 a : 定数
 S_2 : 第2ストレス因子
 b : 定数

4. 検証方法および結果

4.1. 検証方法

式(5)の各定数は、次のようにして求められる。まず、劣化反応速度 K は、劣化量すなわち内部抵抗増加量 x を寿命試験時間 t で除した値として求める。次に温度因子定数 $-\Delta E/k$ と各ストレス因子の定数 a および b を各因子別に特性解析することにより求め、これらの各劣化因子定数を式(5)に代入し、頻度因子 Λ を除いた劣化反応速度式を完成させる。そして最後に、試験に用いた各種劣化因子条件を式(5)に代入し、未知数部分である頻度因子 Λ を求める。

この式(5)が電池劣化反応速度式として成立するためには、温度と電流負荷およびSOC範囲の異なった条件において、頻度因子が一定であることが必要である。その確認方法は、各劣化因子の条件を変えた寿命試験をおこなうことで可能である。

次に各劣化因子定数の具体的な求め方を示す。HEV用Ni-MH電池の劣化反応である $\text{La}(\text{OH})_3$ 生成化学反応は、高温で反応成分の衝突頻度が上がることにより反応速度が上がり、電流負荷とSOC範囲が大きいほど、電極での反応表面積が増え反応速度が上がる。よって、各単一因子では、温度は式(3)に従い、電流負荷とSOC範囲負荷は式(4)に従うことが容易に理解できる。

まず温度因子定数 $-\Delta E/k$ は、温度だけに着目することで求められ、式(3)のアレニウス式が使える。式(3)は、両辺の対数をとると、次式に変換できる。

$$\ln K = \ln A - \Delta E/kT \quad (6)$$

劣化反応速度 K は、 $K = x/t$ と表されるので、式(6)は $x=1$ の場合、次式のように表される。

$$\ln(1/t) = \ln A - \Delta E/kT \quad (7)$$

温度の逆数と反応速度の対数が一次式で表現され、少なくとも2水準の温度と反応速度の関係がわかれば、傾きである $-\Delta E/k$ が求められる。寿命試験は、他のストレス因子条件を一定にし、温度を変化させて実施する。

電流負荷定数および SOC 範囲定数も単一のストレス因子特性だけに着目することで求められる。単一のストレス因子だけに着目した式(4)の両辺の対数をとると次式へ変換できる。

$$\ln K = \ln B + a \ln S \quad (8)$$

Table 1 Test conditions and test times

No.	Test classification for constant calculation			Test conditions			Test time (hr)
	Battery temperature ($-\Delta E/k$)	Current (α)	SOC band (β)	Battery temperature ($^{\circ}\text{C}$)	Hour rate of charge and discharge current (C)	SOC band (SOC%)	
1	○			35	2	20	2800
2	○		○	45	2	20	1800
3	○	○		55	2	20	1100
4		○		55	3	20	700
5		○		55	5	20	400
6			○	45	2	40	1500
7			○	45	2	60	1200

劣化反応速度 K は、 $K = x/t$ と表されるので、式(8)は $x = 1$ の場合、次式のように表される。

$$\ln(1/t) = \ln B + a \ln S \quad (9)$$

ストレス因子の対数と反応速度の対数が一次式で表現され、少なくとも2水準のストレス因子と反応速度の関係がわかれば、傾きである a が求められる。寿命試験は、温度および他のストレス因子を一定にし、単一ストレス因子を変化させて実施する。

4.2. 寿命試験

実車に搭載された状態での電池寿命を最終的に推定するために、寿命試験には実車走行の充放電プロファイルを用いた。また電極劣化の反応表面積が大きくなるように電流入出力頻度が高いものを選定した。充放電プロファイルとは、単位時間あたりの充放電電流値で表現され、電池評価用充放電装置への制御指示値である。

各劣化因子の値として、温度は試験中の平均電池温度、電流負荷は試験中の平均絶対値電流値、そして SOC 範囲は、試験中の SOC 最大値と最小値との差を採用した。ここで、平均絶対値電流値の単位は、C時間率充放電電流で表現し、1C は1時間で放電できる電流値を意味する。SOC 単位は、SOC% で表現する。実車走行の充放電プロファイルの電流負荷は 2C、SOC 範囲は 20SOC% であった。この条件を標準プロファイルと呼ぶことにする。

そして、標準プロファイルをベースに各ストレス因子において2水準以上の条件違いで寿命試験を実施した。今回の

検証では、電池温度として、35℃と45℃および55℃を採用した。平均電流負荷は、標準プロファイルの 2C と、入出力頻度が標準プロファイルと同じで電流負荷が異なる 3C および 5C を採用した。SOC 範囲は、標準プロファイルの 20SOC% と SOC 範囲を拡大した 40SOC% および 60SOC% を採用した。このようなプロファイルを繰り返し充放電する寿命試験を実施した。各劣化因子の試験条件と試験時間を Table 1 に示した。いずれの劣化因子についても負荷が大きいほど内部抵抗の増加が速く試験時間が短くなった。

4.3. 各劣化因子の定数

寿命試験結果を用いて、各劣化因子の定数を反応速度と劣化因子の関係から求めた。ここで、反応速度の単位を (R%/hr) とする。まず、温度特性結果を Fig. 3 に示す。式

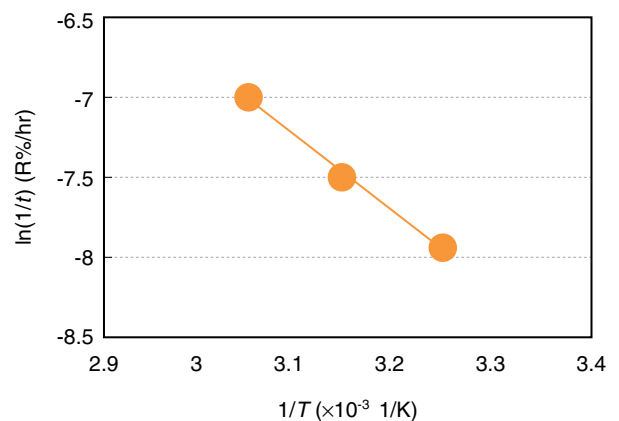


Fig. 3 Relation between inverse of battery temperature and logarithm of reaction rate

(7)から定数を求めるために、劣化反応速度の対数 $\ln(1/t)$ と試験温度の絶対温度の逆数との関係を調べた。温度因子定数 $-\Delta E/k$ としては、一次直線近似の傾きから $-4700(\text{K})$ が得られた。

次に電流負荷特性結果を Fig. 4 に示した。式(9)から定数を求めるために、劣化反応速度の対数 $\ln(1/t)$ と電流負荷 S_1 の対数との関係を調べた。電流負荷定数 α としては、一次直線近似の傾きから $1.1(1/\text{C})$ が得られた。

次に SOC 範囲特性結果を Fig. 5 に示した。式(9)から定数を求めるために、劣化反応速度の対数 $\ln(1/t)$ と電流負荷 S_2 の対数との関係を調べた。SOC 範囲定数 β としては、一次直線近似の傾きから $0.36(1/\text{SOC}\%)$ が得られた。

以上のように、単一劣化因子の定数解析からそれぞれの劣化因子定数が求められた。

4.4. 電池劣化反応速度式の検証

4.3.で得られた各劣化因子の定数を式(5)に代入すると、次式が得られる。

$$K = x/t = A \cdot \exp(-4700/T) \cdot S_1^{1.1} \cdot S_2^{0.36} \quad (10)$$

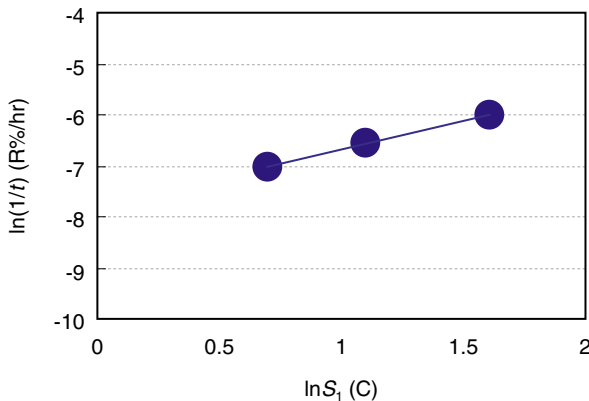


Fig. 4 Relation between logarithm of hour rate of charge and discharge current and logarithm of reaction rate

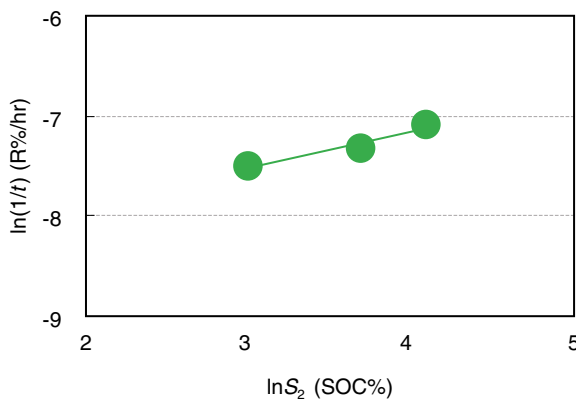


Fig. 5 Relation between logarithm of SOC band and logarithm of reaction rate

Table 2 Test conditions and frequency factors

No.	Test conditions			Frequency factor (R%/hr)
	Battery temperature (°C)	Hour rate of charge and discharge current (C)	SOC band (SOC%)	
1	35	2	20	240
2	45	2	20	230
3	55	2	20	240
4	55	3	20	240
5	55	5	20	240
6	45	2	40	220
7	45	2	60	230

そして、 $x=1$ の場合の各寿命試験条件での頻度因子 A を求めた。その結果を Table 2 に示す。

頻度因子 A は、ほぼ同等な値を示し、平均値として $240 (\text{R\%/hr})$ が得られた。各劣化因子の条件を変えても頻度因子が同等であることから、電池の劣化反応速度式は、アイリング式にストレス因子を追加応用した式(5)で表現できることが確認された。今回の寿命試験に用いた電池においては、次式が成立する。

$$K = x/t = 1/t = 240 \cdot \exp(-4700/T) \cdot S_1^{1.1} \cdot S_2^{0.36} \quad (11)$$

頻度因子は、化学反応における反応分子の衝突数として解釈されている⁽⁸⁾。よって、頻度因子が変化しないことは、化学反応が同一であり、劣化メカニズムが変化しないことを意味する。寿命試験後、電極構造解析を実施したが、電極劣化状態は Fig. 1 に示している劣化状態と同等であることを確認した。また、電池の各劣化因子の劣化に及ぼす影響は、式(11)が示すように相乗作用であることもわかった。

さらに、試験時間 t に着目すると、式(11)から次式が得られる。

$$t = 1/\{240 \cdot \exp(-4700/T) \cdot S_1^{1.1} \cdot S_2^{0.36}\} \quad (12)$$

したがって、試験モードにおける車両速度が既知ならば、試験時間に速度を乗ずることにより走行距離が求められる。実車への応用においては、代表的な走行モードの電池の平均温度と平均絶対値電流負荷およびSOC範囲を定量化することにより、規定劣化量に達するまでの時間および走行距離が推定できることになる。

5. まとめ

HEV用電池の寿命推定に、電池の劣化因子である温度と電流負荷およびSOC範囲を含む、アイリングの式を応用した劣化反応速度式の適用を検討し、次のことが得られた。

- (1) 各異なった劣化因子条件において、劣化反応速度式の頻度因子が同等であったので、劣化反応速度式が成立することが確認された。
- (2) 各異なった劣化因子条件において、劣化反応速度式の頻度因子が同一であることは、劣化メカニズムが同一であることを意味する。
- (3) この劣化反応速度式を用いて、各劣化因子を定量化することにより、電池寿命が推定できることがわかった。今後、実車の電池寿命推定に活用できる。

参考文献

- (1) 鹿沼陽次ほか：信頼性加速試験の効率的な進め方とその実際，日本テクノセンター，2002，p.11-12
- (2) 松下電器産業株式会社，福永秀美，蓄電池の寿命予告方法および寿命予告装置：特許第 3136981 号，2001-02-19
- (3) トヨタ自動車株式会社，岡山忍：電池容量予測装置，特開 2000-228227，2000-08-15
- (4) 日産自動車株式会社：Li イオン電池の EV 市場適応性と EV/HEV 電池寿命推定法の検証，EV forum，http://www.itsev.com/j/tech/tech_j24.html，2000
- (5) 安食恒雄，松下電子工業株式会社：半導体デバイスの信頼性技術，日科技連出版社，1993，p.40-43
- (6) 田村優ほか：ゴム・樹脂製品における故障解析と寿命予測，日本テクノセンター，2002，p.201-202
- (7) 慶伊富長：反応速度論第 3 版，東京化学同人，2001，p.5
- (8) 慶伊富長：反応速度論第 3 版，東京化学同人，2001，p.43-45

■ 著 者 ■



南 達郎

社外発表(2003. 7～2003. 12)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 7. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.57, No.7	SEA(統計的エネルギー解析)法による車体の 高周波騒音解析	見坐地一人 山下 剛	栃木研究所 栃木研究所
	日本音響学会/日本音響学会誌 第59巻 1 号	車室内低周波ロードノイズのアクティブ制御	寺井 賢一 佐野 久	松下電器(株) 栃木研究所
2003. 7. 6 } 10	ASME, JSME/4th ASME/ JSME Joint Fluid Engineering Conference (HONOLULU, HAWAII/USA)	DEVELOPMENT OF THE EXHAUST SYSTEMS RADIATION NOISE SIMULATION TECHNOLOGY	桜井 雅人 遠藤 正樹 Fred PERIE	栃木研究所 東京電機大学 Mcube S.A.R.L
2003. 7. 14 } 17	AIAA (The American Institute of Aeronautics and Astronautics)/International Air & Space Symposium and Exposition - The Next 100 Years - (Dayton Convention Center, Dayton, USA)	Design and Development of the HondaJet (AIAA-2003-2530)	藤野 道格	Honda R&D Americas
2003. 7.14 } 18	ASC (American Society for Composites); CMA (Composites Manufacturing Association of SME)/SME (Society of Manufacturing Engineers)/The 14th. International Conference on Composite Materials (ICCM-14) (Grand Hyatt San Diego, USA)	Research Work of the All-Composite Fuselage Structure	松井 宣夫 佐藤 恵一	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2003. 8. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.57, No.8 年鑑号	動力伝達装置	熊谷 頼範	栃木研究所
		自動車と資源エネルギー	原 義尚	栃木研究所
	日本電気学会/電気学会誌 8 月号	アクティブ消音による自動車の車室内騒音 の防止	井上 敏郎 寺井 賢一	栃木研究所 松下電器(株)
2003. 8.12 } 13	SAE/SAE Emerging Transmission Technologies TOPTEC Symposium (Troy, USA)	Development of the CVT for Honda Civic Hybrid	神田 正浩	栃木研究所
2003. 8.25 } 28	日本機械学会/The 18th IAVSD Symposium(厚木)	Proposal on Variable Gear-ratio Characteristics of Cable-type EPS	酒井 克博 米田 篤彦 清水 康夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		On-Center Steer Feel Evaluation based on Non-linear Vibration Analytical Method	徳永 裕 見坐地一人 清水 康夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Yaw Rate Control by Using Tire Force Information to Stabilize Vehicle Motion with Independent ABS Wheel Control	浅沼 信吉 安部 正人	栃木研究所 神奈川工科大学
		A Theoretical Study of Influence of Roll Center Height on Vehicle Dynamics	樋口 実 種子田和宏 芝端 康二 皆川 正明	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Europe(Deutschland) GmbH

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 8.25 ～ 28	International Institute of Noise Control Engineering (I-INCE)/The 32th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (Seogwipo, Korea)	Tooth Profile Optimizing System for Spur Gears in View of Tooth Profile Error	園畑 晃 野島 悟	朝霞研究所 朝霞研究所
2003. 8.26 ～ 28	電気学会/平成15年電気学会産業応用部門大会(東京)	SiCデバイスによるパワーエレクトロニクス の革新～高橋モデルへの挑戦～ 燃料電池車への応用	只野 博 金子 洋之 野中 賢一	(株)豊田中央研究所 日産自動車(株) 和光基礎技術研究センター
2003. 9. 1	European Union Control Association, IEEE Control Systems Society/European Control Conference 2003 (Cambridge, UK)	Steering Assistance System for Driver Characteristics using Gain Scheduling Control	藤原 幸広 足立 修一	栃木研究所 宇都宮大学
	交通工学研究会/「交通工学」 第38巻 2003年 5号	道路交通騒音への車両技術からの取組み	半沢 幸彦 関田 雅彦	栃木研究所 朝霞研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.57, No.9	Honda ASIMO デザインディスカッション	興石 健 竹中 透	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2003. 9.10 ～ 13	日本機械学会 材料力学部門 /International Conference on Advanced Technology in Experimental Mechanics 2003 (ATEM 03)(名古屋)	Ultrasonic bending fatigue testing method for thin sheet materials	石井 仁 田口 洋平 石井 和夫 赤木 宏文	静岡大学 静岡大学 大学院 栃木研究所 栃木研究所
2003. 9.15 ～ 18	SAE International, JSAE/ SAE 2003 Small Engine Technology Conference and Exhibition (SETC) (Madison, USA)	Interconnection Technology for Engine Generators	小谷 義明 新萩 義久 中田 泰弘 中川 義徳	朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所
		Modeling the Sound Source of an Intake and Predicting the Intake Sound Pressure Level for a Motorcycle	木戸 秀樹 桑原 博幸 Eike Brechlin Rene Boonen	朝霞研究所 朝霞研究所 LMS International Katholieke Universiteit Leuven
		Development of Hollow, Weld-able Die-cast Parts for Alminum Motorcycle Frames	小屋栄太郎 鈴木都志充 中川 昌彦 藤本 軍八 村上 充徳 村田 邦一	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 (株)九州柳川精機 (株)九州柳川精機 (株)九州柳川精機
		A Computer Simulation for Motorcycle Rider-motion 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 of a Lightweight Seat Bottom Frame for Two-wheeled Vhicles Utilizing Injection Foam Molding	田中 哲治 吉田 武 千葉 智久	朝霞研究所 朝霞研究所 ティ・エステック(株)
		Optimization of Turbocharger Characteristics for Personal Watercraft	友田 多彦 岡田 和典 黒崎 隆晴	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 9.16 ～ 19	日本機械学会/Dynamics and Design Conference 2003 (長崎)	フロアカーペットによる振動放射音低減効果に関する実験的検討	小野 高志 山崎 徹 鎌田 実 内海 智志 黒田 勝彦 見坐地一人 多田 寛子	神奈川大学 大学院 神奈川大学 東京大学 東京大学 大学院 神奈川大学 栃木研究所 栃木研究所
		自動車トリムボディのためのSEAモデル化に関する研究	内海 智志 桑原 隆弘 山崎 徹 見坐地一人 鎌田 実	東京大学 大学院 神奈川大学 神奈川大学 栃木研究所 東京大学
		アクティブ衝撃制御(H_∞ 制御の応用)	王 徳彰 西村 秀和 下郷 太郎 本澤 養樹 漆山 雄太	千葉大学 千葉大学 慶応義塾大学 栃木研究所 栃木研究所
		FRFを用いた感度解析に基づく最適設計	古屋 耕平 吉村 卓也 須藤 晶 斉藤 浩司	東京都立大学 大学院 東京都立大学 大学院 栃木研究所 栃木研究所
		歩行機能補助装置の研究(第二報)	加藤 久 芦原 淳 河合 雅和 遠藤 陽介 野田 達哉	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		歩行機能補助装置のフィッティング技術研究	藤井 孝子 小山 由朗 加藤 久 平田 崇	(株)ワコール人間科学研究所 (株)ワコール人間科学研究所 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2003. 9.16	日本機械学会/機械力学・計測制御部門 講演論文集 (長崎)	FRFを用いた感度解析に基づく最適設計	古屋 耕平 吉村 卓也 須藤 晶 斉藤 浩司	東京都立大学 大学院 東京都立大学 大学院 栃木研究所 栃木研究所
2003. 9.17 ～ 18	表面技術協会/第108回講演大会(宇都宮)	トリアジンジチオール有機メッキを用いた高シール性電気二重層キャパシタ用ケースカバーの開発	駒月 正人 安田 範史 小林伊智郎 五十嵐和明 斎 聖一	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター (株)トーノ精密 栃木研究所 (株)東亜電化
		依頼講演 先進自動車用エネルギーシステムと表面技術	佐藤 登	栃木研究所
2003. 9.17 ～ 19	自動車技術会/学術講演会 秋季大会(名古屋)	適応ノッチフィルタを応用したアクティブエンジンこもり音制御システムの開発	井上 敏郎 高橋 彰 箕輪 聡 佐野 久 大西 将秀 中村 由男	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 松下電子部品(株) 松下電子部品(株)
		機構系制御時の車両挙動シミュレーション	横山 浩紀 竹間 一朗	栃木研究所 栃木研究所
		低仰角日射における自動車用オートエアコンの偏日射対応制御	角田 功	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003. 9.17 ～ 19	自動車技術会/学術講演会 秋季大会(名古屋)	アクティブエンジンマウントの開発	松岡 英樹 根本 浩臣 三笠 哲雄	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		燃料電池自動車における燃費計測法の開発	青柳 暁 白坂 卓也 須賀川 修 吉澤 直樹	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 本田技研工業(株) 本田技研工業(株)
		乗車動作の静力学モデルによる乗車に必要な空間の検討と乗車性向上に関する一考察	多田 賀信 清水 康夫 藤木 亮 浜野 俊 小川 鑑一	栃木研究所 栃木研究所 東京電機大学 東京電機大学 東京電機大学
		登坂路における電動車両用インバータの発熱低減	鷹背 弘明 安達 悟 白坂 卓也	栃木研究所 栃木研究所 和光基礎技術研究センター
		燃料電池と電気二重層キャパシタを用いた車両用電力供給システムの研究	竹中 秀和	栃木研究所
		ステアリングホイール取り付け位置による運転席乗車動作の分析と乗車性向上に関する一考察	藤木 亮 浜野 俊 小川 鑑一 清水 康夫 多田 賀信	東京電機大学 東京電機大学 東京電機大学 栃木研究所 栃木研究所
		ケーブル式ステアリング構造の信頼性設計手法と他の一般システムとの比較検討結果とその一考察	木村 雄二 陶山 孝一 清水 康夫	工学院大学 栃木研究所 栃木研究所
		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
		燃料電池車用主駆動モータの開発	坪 重光 佐藤 博之 宮村 智也 篠木 弘明	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		ラジエータ内部流れに基づく放熱特性解析	渡部 尚 岩田 正行	朝霞研究所 朝霞研究所
2003. 9.27	新座市・新座市教育委員会/ 新座市民総合大学 地球学部 環境オブザーバー学科(新座)	企業の対策を聞く～環境にやさしい商品は～	黒石 知義	和光基礎技術研究センター
2003.10. 1	自動車技術会/JSAE Review Vol.24, No.4	Development of a Tire Pressure Monitoring System for Motorcycles	山際登志夫 織田 雅良 原田 智之	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
	自動車技術会/MotorRing 2003年10月号	アジアにおける二輪車の使われ方	加藤 幹夫	朝霞研究所
		二輪車ASV技術―車車間通信による認知支援システム	櫛田 和光	朝霞研究所
		4ストロークモトクロッサー“CRF450R”のエンジン技術	野村 明史	朝霞研究所
		二輪ロードレーサーのトラクションコントロール技術紹介	塩見 欣宣	朝霞研究所
		一名車シリーズ―通勤・通学・商用に“スーパーカブ号”	小泉 伸一	朝霞研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003.10. 8 ～ 10	(社)日本航空宇宙学会・ (社)日本航空技術協会/ 第41回飛行機シンポジウム (長野/若里市民文化ホール)	ホンダジェットの開発について	藤野 道格	Honda R&D Americas
2003.10. 9	Technical University Berlin/ 5th Berlin Workshop Man-Machine Systems (Berlin, Germany)	Cognitive Maps of Automobile Cockpits as Basic Design Tool	Miklos Kiss Marc Wittmann Peter Gugg Elke Deubzer Martina Neidhart Ernest Poppel 紙谷 博之	Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University Generation Research Program Ludwig-Maximilians-University 栃木研究所
	The Japan Society of Applied Physics/Japanese Journal of Applied Physics Vol.42(2003) Part 1, No.10, October 2003	Molecular Patterns of Alkyl-Aryl Amides Self-assembled on a Graphite Surfaces/STM Observation of Alkyl and Aryl Amides	銭朴(Pu Qian)	和光基礎技術研究センター
2003.10.15	自動車技術会/自動車技術会 論文集 Vol.34, No.4	市場の違いを考慮した自動車室内音質の 定量化	能村 幸介 吉田 準史	栃木研究所 栃木研究所
2003.10.27 ～ 29	自動車技術会/International Body Engineering Conference 2003 (IBEC 2003)(幕張)	Object Oriented Formulation of the 3D Large Deformation Beam Element for Crash Applications	高田 賢治 Wlodek Abramowicz	栃木研究所 Impact Design, EUROPE
		Lead Free Cationic Electro-Deposition for Automobile Body in White	森下 洋行 金子 勝吉	栃木研究所 栃木研究所
		A Study of Development Indices Established Quantification of Road Load	青木 恒保 今井 健二 中原 裕司 原口 昌樹 渡辺 慎治 内山 雄士 山川 新二	栃木研究所 栃木研究所 トヨタ自動車(株) トヨタ自動車(株) スズキ(株) 三菱自動車工業(株) 工学院大学
		A New Concept for Occupant Deceleration Control during Vehicle Crashes -Study of the Vehicle Mass Separation Model	本澤 養樹 野口 淳也 川村 康 鶴田 誠	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Sensitivity Analysis Method of Scatter Factors Based on Cyclic Plastic Zone Size for Fatigue Life of Arc-Welded Joint	大窪 明 川本 淳 真柄 秀一 塩崎 毅 黒澤 伸隆 飯塚 幸夫 鯉淵 興二	栃木研究所 プレス工業(株) プレス工業(株) JFEスチール(株) JFEスチール(株) 日野自動車(株) 湘南工科大学
2003.10.30	自動車技術会/エコと快適性 を高次元で拓く42Vパワー ネット(42Vシンポジウム) (東京)	42V応用システム	小松 康幸 山本 恵一 青木 滋	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2003.11. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.57, No.11	EC廃車指令規制物質削減の取組み	井田 誠	栃木研究所
	日本自動車研究所/自動車 研究 Vol.25, No.11	フライホイールバッテリーとANGシステムの 開発	阿部 昇栄 小笠 博司 向坊 長嗣 板井 幸彦 須永 義弘	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 和光基礎技術研究センター 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003.11. 2 ～ 7	Gas Turbine Society of Japan/International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo(東京)	Performance of a Micro-Scale Radial-Flow Compressor Impeller made of Silicon Nitride	James P. Johnston Sangkyun Kang 有馬 敏幸 松永 稔 鶴 英明 Fritz B. Prinz	Stanford University Stanford University 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター Stanford University
2003.11. 6 ～ 8	日本塑性加工学会/第54回塑性加工連合講演会(香川)	水中衝撃波の圧力作用によるアルミ合金板の張り出し成形特性に関する研究	藤田 雅 大谷 忠司 伊東 繁 松村 亮	栃木研究所 栃木研究所 熊本大学 熊本大学
2003.11.14	応用科学学会/秋季講演会(秋季講演会予稿集)	自動車の知能化と先進安全技術	飯星 明 石田真之助 辻 孝之 小高 賢二 川合 誠	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 和光基礎技術研究センター
	CPC研究会/CPC研究会	電気二重層キャパシタシステムの燃料電池車への応用	野口 実	和光基礎技術研究センター
2003.11.15	早稲田大学理工学総合研究センター、モビリティ研究会、早稲田機友会/第23回早稲田大学モビリティシンポジウム(東京)	カリフォルニアフュエルセルパートナーシップ(CAFCP)における燃料電池車の走行実験	山藤 靖之	栃木研究所
2003.11.15 ～ 19	World Electric Vehicle Association (WEVA), The Electric Drive Transportation Association (EDTA)/The 20th International Electric Vehicle Symposium (EVS-20) (Long Beech, USA)	Application Studies of Electric Double-Layer Capacitor System for Fuel Cell Vehicle	沖 尚彦 為乗 浩司 山本 康一	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		Development of New Power Train for Fuel Cell Vehicle	小川 隆行 木村顕一郎 内堀 憲治 清水 潔 藤本 幸人	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		Introduction to Honda's Hydrogen Refueling Station with Photovoltaic Modules	上山 雅樹 松尾 史郎 Steven Mathison	和光基礎技術研究センター Honda R&D Americas Honda R&D Americas
		Honda's Challenges toward the Sustainable Automotive Society	川鍋 智彦	栃木研究所
2003.11.17 ～ 20	ITS World Congress/10th World Congress (Madrid, Spain)	The method of a driver assistance system and analysis of a driver's behavior	石田真之助 田中 潤 近藤 聡 新行内誠仁	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Front Wheel Active Steering for Lane Keeping of the Vehicle with Minimized Stopping Distance ABS Control	浅沼 信吉 安部 正人	栃木研究所 神奈川工科大学
		SS24:Telematics in The Future	飯星 明	栃木研究所
2003.11.17	自動車技術会/ヒューマンファクタ部門委員会(東京)	ナイトビジョンにおけるヒューマンファクタ	辻 孝之	栃木研究所
2003.11.18	精密工学会/第294回講習会(東京)	ホンダにおけるPLM活用状況	田中 秀幸	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003.11.20 ～ 21	Fahrzeug-und Verkehrstechnik/ Innovative Occupant and Partner Crash Protection -Vehicle Safety 2010- (Berlin, Germany)	Honda's approach to pedestrian protection	杉本 富史	栃木研究所
2003.11.21	計測自動制御学会/第31回 制御技術部会研究会 「視覚を持った機械」(計測 自動制御学会 制御部門 制御技術部会)(東京)	ビジュアルフィードバックによる運転支援 システムの構成法	藤原 幸広	栃木研究所
2003.11.26	計測自動制御学会 第5回 「適応学習制御調査研究会」 講義会(岡山)	バイラテラルサーボの自動車分野への応用	田島 孝光	栃木研究所
2003.11.27	自動車技術会 動力伝達部門 委員会/動力伝達系の2003 最新技術(駆動系シンポジ ウム2003)(東京)	CVT金属ベルト用エレメント画像処理検査 システムの開発	江口 純司 矢ヶ崎 徹	栃木研究所 栃木研究所
2003.11.29	パワーエレクトロニクス 学会/専門講習会(大阪)	ホンダにおけるEV/HEVの開発	山本 恵一	栃木研究所
2003.12. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.57, No.12	特集アクティブセーフティの最前線、 ステアリング制御技術	清水 康夫	栃木研究所
2003.12. 1 ～ 3	日本機械学会/International Symposium on Micro- Mechanical Engineering —Heat Transfer, Fluid Dynamics, Reliability and Mechanical Engineering— (土浦・つくば)	Challenges to Develop Miniature Gas Turbine Engine with Ceramic Unitary Compressor/Turbine Rotor	鶴 英明 James P. Johnston Sangkyun Kang 有馬 敏幸 松永 稔 Fritz B. Prinz	和光基礎技術研究センター Stanford University Stanford University 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター Stanford University
2003.12. 2	自動車技術会/CFDシンポ ジウム(東京)	CFD設計活用の最先端 (エンジンセッション)	高林 徹	栃木研究所
2003.12. 3 ～ 5	日本燃焼学会/第41回燃焼 シンポジウム(講演論文集) (つくば)	電磁式自在バルブタイミング機構を備えた ガソリン圧縮着火エンジンの研究	浦田 泰弘 栗坂 守吉 高梨 淳一 梅本 篤	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		直噴ディーゼルエンジンのEuro、燃焼技術 に関する研究	神田 智博 小林 慎一 松井 竜太 園 比呂志	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		筒内圧センサを用いたエンジンマネージ メントシステムの研究	島崎 勇一 小林 誠 坂本 英樹 上野 将樹 長谷川 衛 山口 聡 鈴木 隆博	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 日本特殊陶業(株)
2003.12. 4	Japan Matlab Automotive Advisory Board(J-MAAB)/ Japan Matlab Automotive Advisory Board (J-MAAB) オープンコンファレンス 「最先端自動車開発プロセス の現状」(東京)	J-MAAB検証標準化ワーキングの活動状況 報告	廣田 俊明	栃木研究所
		車線維持支援システム開発でのMBD適用 紹介	嶋田 敏	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2003.12. 8 ～ 10	Florida Educational Seminars, Inc/The 13th International Seminar on Double Layer Capacitor And Similar Energy Storage Device (Deerfield Beach FLORIDA/ USA)	Application Studies of Ultracapacitor System for Honda FCV	為乗 浩司 山本 康一 姉川 彰博 沖 尚彦 野口 実	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		Development of High-power Electric Double-layer Capacitor for Fuel Cell Vehicle	岩井田 学 小山 茂樹 村上 顕一 駒澤 映祐 沖 尚彦	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2003.12.10	自動車技術会/No12-03 シンポジウム『進化する ガソリンエンジンII(東京)	コールドスタートにおけるエミッション クリーン化技術	北川 浩	栃木研究所
2003.12.12	表面技術協会/電鍍・金型/ 表面改質硬化部会合同例会 (電鍍・金型/表面改質硬化部 会合同例会 会誌)	微粒子衝突によるエンジンのしゅう動 抵抗低減技術	荻原 秀実	栃木研究所
2003.12.17 ～ 19	日本流体力学会/第17回 数値流体力学シンポジウム (東京)	Linearized Euler Equation による翼型 まわりの流れと音の連成解析	釜土 敏裕	和光基礎技術研究センター

本田技術研究所 論文委員会

委員長	杉山	智之	栃木研究所
副委員長	山川	和男	朝霞研究所
委員	柏木	均	朝霞研究所
	赤木	正俊	朝霞研究所
	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
	浦田	秀夫	朝霞東研究所
	片野	博樹	栃木研究所
	山下	剛	栃木研究所
事務局	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
	郷土	健二	栃木研究所
	白木	晶子	栃木研究所

編集協力 朝霞研究所論文委員会
朝霞東研究所論文委員会
栃木研究所論文委員会
和光基礎技術研究センター論文委員会

編集後記

今日は二十四節季の大寒である。底冷えの厳しいここ泉水も本誌が発行される頃は桜が満開となり所員の創造的活動も一層加速されている頃だと思います。

論語に「朝に道を聞かば夕べに死すとも可なり」という言葉があります。まさか朝、新たな知見を得たら夕方は死んでも構わないと思う人は一人もいないと思います。新たな知見は人間を進化させ、その進化は人類、社会の進化に寄与すべきものです。技術者にとって、新たな知見を得るという行動は創造性を更に高める上で常に求め続けなければならない非常に大切なことです。

日頃、進化し効率化された研究開発システムの流れの中で東奔西走し、自分を進化させるための新たな知見を貪欲に求める機会に苦慮されている多くの人たちに Honda R&D Technical Review がその一助となることが編集に携わる私にとって何よりの喜びであります。本号も多岐にわたる R&D 活動で得られた多くの知見が記述されております。存続を期待される企業活動において R&D の果たす役割は極めて重要な位置付けにあります。環境安全技術はもとより世界のお客様、社会から受け入れられる商品魅力を演出する種々の技術を創造することが R&D の重要な役割です。

Honda の研究所が将来にわたって創造的であり続けるのと同様に Honda R&D Technical Review が執筆者にとっても読者にとっても創造性を更に高める媒体であり続けたいと思います。

(柏 木)

Honda R&D Technical Review

©2004 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2004 年 4 月 1 日 Vol.16 No.1

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 伊 東 孝 紳

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.