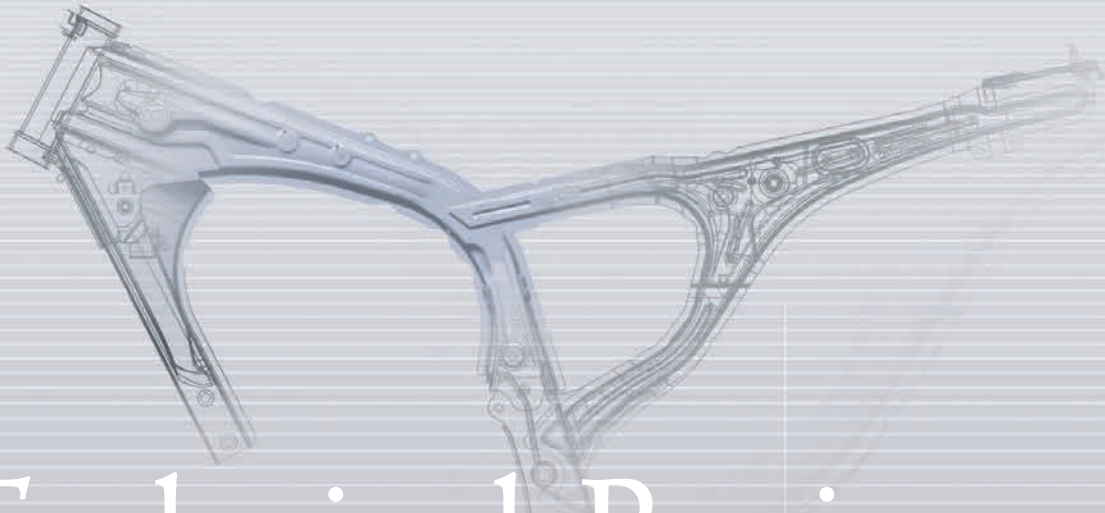
ISSN 0915-3918

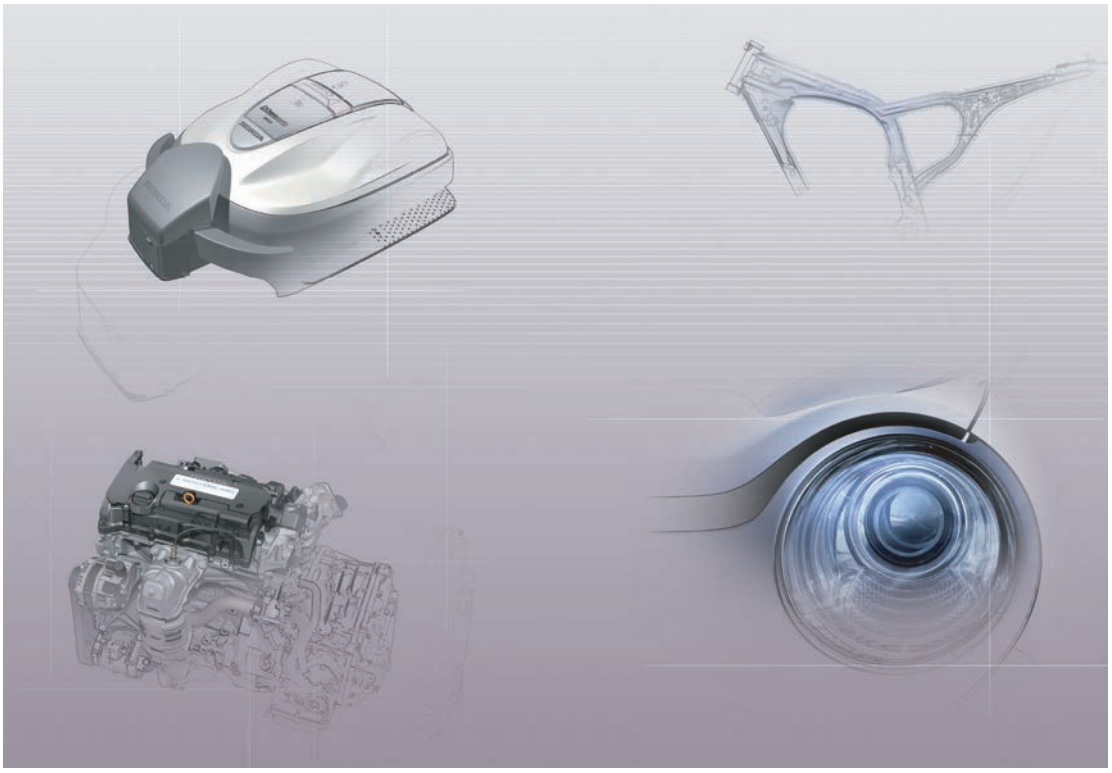
Honda R&D



Technical Review
Vol.25 No.2



October 2013



表紙の言葉

二輪・四輪・汎用とこれだけ幅広いモビリティを開発する企業はなかなかありません。
私がホンダに就職したのも、「なんだかいろいろやってて面白そう!」と思ったのがきっかけでした。
これからも、人々をあっといわせる面白いものづくりを目指します。
表紙デザインは、最新の先端技術を縦横のラインとして、今号の技術内容イメージと組み合わせて表現しました。
ホンダから生まれた珠玉の技術の数々をご覧ください。



四輪R&Dセンター
佐川 正浩

Technical Review

Vol.25 No.2

October
2013

Honda R&D

目　次

技術紹介

◇ N-ONE のデザイン……金山慎一郎・石川孝夫
戸川昌幸・齋藤康子……1

◇ 新型 V6 3.5L ガソリンエンジンの開発……鈴木宣生・林　泰宇・石木和也
佐藤　敦・江崎達人・渡辺　賢……9

◇ 新型 2.4 L 直噴エンジンの開発……本橋康弘・久保田賢司・赤石伸行
石木和也・岩本　崇・木下将一……17

◇ Accord ハイブリッド用 2.0 L エンジンの開発……米川明之・渡辺　修
関谷明堂・石川直宏……26

◇ 2014 年モデル Accord 用 SPORT HYBRID i-MMD 制御システムの開発……井手博仁・須永義弘・樋口成智……32

◇ SPORT HYBRID i-MMD システム用のモータと PCU の開発……黒木次郎・大塚　浩……41

◇ SPORT HYBRID 用 Li-ion バッテリの開発……大沼仁和・高橋広一・松田剛史……48

◇ ロボット芝刈り機 Miimo の開発……川上俊明・小林　浩
山村　誠・丸山修平……52

◇ 停電時自立運転機能付きコージェネエコウィルプラスの紹介……武石正憲・中川義徳
直井　専・佐々木信行……58

◇ フラットベルト式 サスペンションタイヤ試験機……酒井智紀・日下　馨・佐藤祐二……64

◇ 高張力鋼板による軽量でかつ高効率生産に適した小型二輪車用プレスフレームの開発
中川英亮・竹中正彦……70

◇ 短ピッチスポット溶接技術の開発……大岡久康・鈴木　敦・後東光繁
大塚啓太・岡田安正……81

◇ モデルベース開発の MICU への適用……宇治川　登・木下修平・山崎勝幸……87

◇ 四輪の試作レス開発に向けた外観品質確認ツールの開発……井出大介・齊藤陵介・久保　一……93

◇ 電気自動車，プラグインハイブリッド車の試作車を用いた社会実証実験結果の報告
髙須賀祥隆・木村　亨・恒石淳哉
大都昭仁・藤原直樹・髙橋佳子……99

論文

◇ 吸気バルブオフセットとスキッシュによる燃焼改善技術の研究 . . . . . .白砂貴盛･齋藤秀輝･野村友和 109

◇ 自動車用トランスミッション内部の潤滑性能予測技術 . . . . . 三枝大城･河合信治 125

◇ 差圧式高圧水電解セルの気密構造に関する研究 . . . . . .川崎暢之･針生栄次･石川博之
中沢孝治･岡部昌規 131

◇ Mn 窒化物による析出強化型高強度クランクシャフト用鋼の開発 . . . . . 高橋宏昌･増田大樹
西谷成史･高須賀　幹 138

◇ 二輪自動車用異種樹脂対応水性プライマの開発 . . . . . 井上智之･田中明子
望月信介･井上正伸 146

◇ 電着塗装の光劣化挙動研究 . . . . . .小島圭介･青木孝昌･小川剛志 157

◇ 中塗り工程レス塗装システムを可能とする高平滑性電着塗料の研究 . . . . . 金子勝吉･廣部寿和
河田優佐･日高達真 164

◇ 実車における車内騒音低減に向けた風切音のガラス透過メカニズムの解明 . . . . . 安保　慧･森下和也
吉野　崇･寺村　実 169

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇ Styling Design of New N-ONE . . . . . Shinichiro KANAYAMA・Takao ISHIKAWA
. . . . . Masayuki TOGAWA・Yasuko SAITO 1

◇ Development of New V6 3.5 L Gasoline Engine . . . . Nobuo SUZUKI・Yasutaka HAYASHI・Kazuya ISHIKI
. . . . . Atsushi SATO・Tatsuhito ESAKI・Satoshi WATANABE 9

◇ Development of New 2.4 L Direct-Injection Gasoline Engine
. . . . . Yasuhiro MOTOHASHI・Kenji KUBOTA・Nobuyuki AKAISHI
Kazuya ISHIKI・Takashi IWAMOTO・Masakazu KINOSHITA. 17

◇ Development of New 2.0 L Gasoline Engine for Accord Hybrid
. . . . . Akiyuki YONEKAWA・Osamu WATANABE
Noritaka SEKIYA・Naohiro ISHIKAWA 26

◇ Development of SPORT HYBRID i-MMD Control System for 2014 Model Year Accord
. . . . . Hirohito IDE・Yoshihiro SUNAGA・Naritomo HIGUCHI 32

◇ Development of Motor and PCU for a SPORT HYBRID i-MMD System
. . . . . Jiro KUROKI・Hiroshi OTSUKA 41

◇ Development of Li-ion Battery for SPORT HYBRID
. . . . . Yoshikazu OHNUMA・Koichi TAKAHASHI・Tsuyoshi MATSUDA 48

◇ Development of Robotic Lawnmower Miimo . . . . . Toshiaki KAWAKAMI・Hiroshi KOBAYASHI
. . . . . Makoto YAMAMURA・Shuhei MARUYAMA 52

◇ Development of ECOWILL PLUS Micro-cogeneration Unit with Autonomous Operation Function
for Generating Electricity during Power Outages
. . . . . Masanori TAKEISHI・Yoshinori NAKAGAWA
Atsumu NAOI・Nobuyuki SASAKI 58

◇ Flat Belt Test System for Suspension and Tire Measurement
. . . . . Tomonori SAKAI・Kaoru KUSAKA・Yuji SATO 64

◇ Development of Stamped Frames Made of High-tensile Steel Plates with Light Weight
and High Production Efficiency for Small Motorcycles
. . . . . Hideaki NAKAGAWA・Masahiko TAKENAKA 70

◇ Development of Short Pitch Resistance Spot Welding Technology
. . . . . Hisayasu OOKA・Atsushi SUZUKI・Mitsushige GOTO
Keita OTSUKA・Yasumasa OKADA 81

◇ Application of Model-based Development to MICU
Noboru UJIGAWA・Shuhei KINOSHITA・Masayuki YAMAZAKI 87

◇ Design Appearance Evaluation Tool for Non-prototype Development
. . . . . Daisuke IDE・Ryosuke SAITO・Hajime KUBO 93

◇ Report of Field Test Results Using Electric Vehicle and Plug-in Hybrid Vehicle Prototypes
. . . . . Yoshitaka TAKASUKA・Toru KIMURA・Junya TUNEISHI
Akihito OHTSU・Naoki FUJIHARA・Yoshiko TAKAHASHI 99

Technical papers

◇ Research on Combustion Improvement Techniques by Intake Valve Offset and Squish Effect
. . . . . Takamori SHIRASUNA・Hideki SAITO・Tomokazu NOMURA 109

◇ Technique for Prediction of Automotive Transmission Lubrication Performance
. . . . . Daiki SAEGUSA・Shinji KAWAI 125

◇ Study of Seal Structure of High-differential-pressure Water Electrolysis Cell
. . . . . Nobuyuki KAWASAKI・Eiji HARYU・Hiroyuki ISHIKAWA
Koji NAKAZAWA・Masanori OKABE 131

◇ Development of Steel for High-strength Crankshaft by Precipitation Strengthening of Mn-nitride
. . . . . Hiromasa TAKAHASHI・Hiroki MASUDA
Shigefumi NISHITANI・Motoki TAKASUGA 138

◇ Development of Waterborne Primer Applicable to Different Plastics in Motorcycles
. . . . . Tomoyuki INOUE・Akiko TANAKA
Shinsuke MOCHIZUKI・Masanobu INOUE 146

◇ Research on Photo-degradation Behavior of E-coat
. . . . . Keisuke KOJIMA・Takamasa AOKI・Takeshi OGAWA 157

◇ Study of High Smooth Electrodeposition Coating That Enables Primer Process-less Paint System
. . . . . Katsuyoshi KANEKO・Toshikazu HIROBE
Yusuke KAWADA・Tatsumasa HIDAKA 164

◇ Identification of Mechanism of Transmission of Flow-induced Noise through Glass for Vehicle Interior Noise Reduction . . . . . Kei AMBO・Kazuya MORISHITA
Takashi YOSHINO・Minoru TERAMURA 169

N-ONE のデザイン

Styling Design of New N-ONE

金　山　慎一郎*　　石　川　孝　夫*
Shinichiro KANAYAMA　Takao ISHIKAWA
戸　川　昌　幸*　　齋　藤　康　子*
Masayuki TOGAWA　Yasuko SAITO

要　旨

N-ONE はグランドコンセプトに「One's MINI TOURER」を掲げ，大人４人が快適にロングドライブできる走行性能とパッケージをもとに，高い質感や親しみやすいデザインを追求し，軽自動車の規格内でスモールカーを越える，日本の新しいベーシックカーとして開発した．

デザインコンセプトは「タイムレス N デザイン」とし，新しいベーシックカーとして長く愛着を持って使っていただくため，「シンプルさ」と軽自動車のクラスを感じさせない「高い質感」を実現した．

エクステリアは「親しみ」「安心」「使いやすさ」，インテリアは「爽快感」「充実感」「使いやすさ」をスタイリングテーマとした．また，それらの特徴をより引き立たせるカラーおよびファブリックを開発した．

ABSTRACT

Following the grand concept of "One's MINI TOURER," the N-ONE was developed as a new basic Japanese car with cruising performance and a package in which four adults could take a long drive in comfort, and that pursued high quality and friendly design to surpass small cars while staying within the kei car specification.

The design concept was expressed as "timeless N design," and the N-ONE is intended to be used affectionately for many years as a new basic car. To that end, the design effort achieved "simplicity" along with a "high-quality sense" that does not feel like the kei car class.

The styling themes of the exterior are "friendly," "comfortable," and "usable," while those of the interior are "exhilarating," "enriching," and "usable." The colors and fabric were also developed to bring out these characteristics.

1．はじめに

Honda は 1963 年に軽自動車で四輪市場に参入して以来，他社に無いユニークな商品を提案してきた．その中で N360 はモダンなデザインと他車を圧倒する走り，長距離移動でも快適な室内スペース，高い安全性を兼ね備えた Honda 初の軽乗用車として誕生した．日本のモータリゼーションの高まりとともに世の中のマイカーブームをけん引し，多くのユーザに「はじめて車がある生活」をもたらした．N-ONE はそのような N360 の志を受け継いで開発した．

Ｎシリーズ第３弾として開発するに当たり，子育てファミリー層に向けた N BOX とは異なり，若者や子離れ層をターゲットと定めた．そこでターゲットユーザをリサーチしたところ，環境意識の高まりに伴い，良いものを長く使いたいというニーズがあった．特に子離れ層において，セダンやスモールカーから軽自動車へのダウンサイザが増えてきていることが判明した．また，買い物や通勤などの近距離の移動がメインであった軽自動車の移動範囲が，ユーザの行動範囲の多様化に伴って広がっていることもわかった．

そこで，ダウンサイザを納得させる高い質感の「タイム

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_1

レスNデザイン」，長距離移動を可能にする走りの良さと快適な室内スペースを持つ「快適ツアラ性能」，高い安全性を実現する「安全ドライブ性能」の三つのキーワードを見出し，お客様一人ひとりにとってベストなマイカーとなるべく「One's MINI TOURER」の開発をおこなった (Fig. 1)．

また，上級車の価値を求めるお客様にも満足いただけるように，さらなる上質なデザインや走りを提供するプレミアム仕様を設けた．

2．デザインコンセプト

スモールカーを越える新しいベーシックカーを軽自動車で実現するため，N-ONE のデザインコンセプトは「タイムレスNデザイン」と定めた．

時代を超えて愛着と誇りを持って長く使えるように，親しみとわかりやすさ，飽きの来ないシンプルさと，ファーストカーとして乗ってもらうため軽自動車のクラスを感じさせない質の高いデザインを目指した (Fig. 2)．



Fig. 1　Grand concept



Fig. 2　Overview of N-ONE

また，気軽に自分好みに印象を変えることができるよう，開発当初からカスタマイズ性を考慮したデザインをねらった．

プレミアム仕様はコンセプトを「モダンプレミアム」と定め，ノーマルに対してさらに上質で高揚感あふれるデザインを目指した．

3．パッケージレイアウト

パッケージで「One's MINI TOURER」を達成するため，高速，長距離走行を考慮したフォルムと軽自動車規格サイズでスモールカー以上のゆとりある空間を両立しながら，日常の使い勝手も考慮した「Mini ツアラパッケージ」の創造を目指した．

3.1. 台形フォルムと快適空間の両立

低重心で走りの良さを体現したフォルムを実現するため，サイドビューでテールゲートの傾斜を強めて，高速移動でも安定感のある躍動的な台形フォルムとした．またNシリーズの革新プラットホームの優位性を活かすことで，クラス最大の有効室内長を達成し，大人4人が快適に過ごせる空間と十分な荷室を高いバランスで結実させた．この結果，リヤ席でゆったり足が組める，スモールカー以上の前後空間と大人4人分の1泊旅行程度の荷物が積める荷室を同時に実現した (Fig. 3)．

3.2. 日常の使い勝手

日常の使い勝手向上をねらい，荷室廻りはNシリーズの革新プラットホームの採用で，N BOX と同様のワンモーションダイブダウンやチップアップ機構といった多彩なアレンジをおこなえる (5：5分割) リヤシートを取り入れた．

ダイブダウン時には 1560 mm のクラス最大の荷室長を実現し，荷室はマウンテンバイクの前タイヤを外せば2台収納できる広さとした (Fig. 4)．トランクの床下には容量 39 L の収納スペースを設けて，カーメンテナンス用品や汚れ物など人目に触れさせたくないものの収納に対応した．テールゲート開口の地上高をクラスで最も低い 575 mm とし，荷室面とフラットにして重い荷物の積み降ろしを容易にした．取り回しの観点では，A ピラーを後方に引くこと

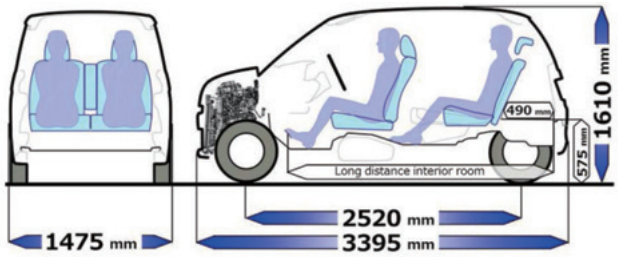


Fig. 3　Package layout

で前方のワイドな視野角を実現し，見晴らしの良さとともにコーナにおける対向車線の良好な視認性を実現した．また，フロントウインドウからサイドウインドウにかけて水平なベルトラインとすることで，後退時も取り回しの良い視界とした (Fig. 5)．

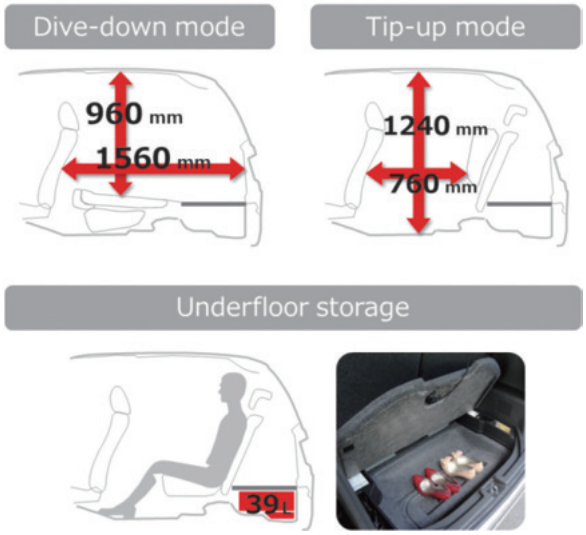


Fig. 4　Utility of rear seat and trunk

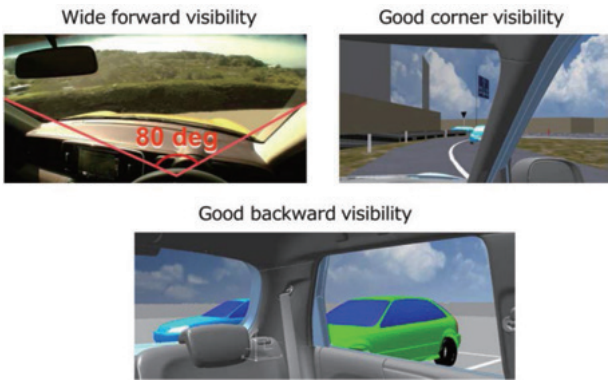


Fig. 5　Good visibility

4．エクステリアデザイン

4.1. エクステリアデザインの考え方

エクステリアデザインは，N360 直系の新しいのりものとして，人に身近で，長く愛着を持って使っていただけるシンプルさとハイクオリティを追求したデザインをおこなった．その中で親しみと安心，使いやすさの三つをキーワードにデザインを進めた (Fig. 6)．

「親しみ」は，子供でも描けるようなシンプルで要素の少ないクルマらしいたたずまいのシルエットと，愛嬌のある丸目のヘッドライトで表現した．

「安心」は，肉厚で強いフロントマスクとサイドボデー，安定感のある台形フォルムによって表現した．

「使いやすさ」は，パノラミックなカンチレバーウインドウグラフィックを用いて視界の良さを確保し，ヘッドライト上部を盛り上げてエンジンフードの先端を視認できるようにすることで，取り回しの良さを実現した．

フロントビューでは，短いながらしっかりとした肉厚のフロントマスクからフェンダを張り出させ，ダイナミックさと安心感を表現した．また，ヘッドライトをグリルの中に内包させてワイド感を強調し，強さとダイナミックさを表現した．ライセンスプレートはセンタ置きとし，シンメトリで均整の取れた表情を表現した．

サイドビューでは，要素の少ないシンプルさを持たせながら，テールゲートを適度に傾斜させたり，ルーフを前傾させたりすることで躍動感を表現するとともに，肉厚ボデーから四隅にフェンダを張り出させることで，安定感のある台形フォルムを実現した．また，シャープなキャラクタラインとその間をつなぐ抑揚のある面で，軽自動車規格の車幅のなかで立体感を表現し，上質さを演出した．

リヤビューでは，リヤフェンダを張りださせた台形フォルムで安定感を強調した．リヤコンビネーションランプは四角形モチーフとし，シンプルで親しみある形を表現した (Fig. 7)．



Fig. 6　Exterior design concept



Fig. 7　Exterior rendering

4.2. 灯体デザインの考え方

ヘッドライトは丸い外形内に筒状のプロジェクタユニットを配置した．それは顔でいうところの瞳を表現し，元気で若々しい表情を演出している．ポジションランプは環状に発光する導光体を用いて，夜でもN-ONEと認識できるアイコニックな発光を実現した．HID仕様はプロジェクタの漏光を利用してプロジェクタ外周を発光させることで，コストアップを抑えながら高い価値観を実現した．

リヤコンビネーションランプは親しみのある四角の外形とし，それを強調するようにテールランプとストップランプを導光体を用いて四角く発光させ，フロント同様のアイコニックな発光を実現した (Fig. 8)．

4.3. グリルデザインの考え方

グリルデザインは，N 360を思わせる大面積でツヤがある黒の外形内にヘッドライトを内包させることで，上質さとワイド感を表現した．また，凹凸の少ない平坦な大面積のグリルとすることで，ステッカによる手軽でありながら効果的な加飾が可能となり，お客様のさまざまなニーズにあったカスタマイズを可能とした (Fig. 9)．

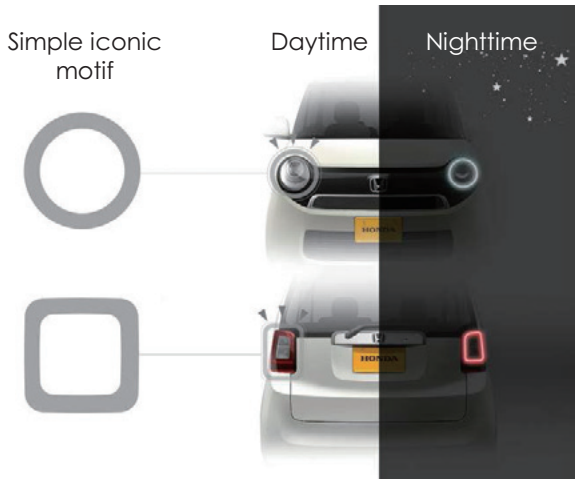


Fig. 8　Lighting image



Fig. 9　Grille design

4.4. プレミアム仕様のエクステリアデザイン

プレミアム仕様のエクステリアデザインは，軽自動車のクラスを超える上質さと高揚感をテーマとした．フロントは，シャープでワイド感のあるバンパとメッキをあしらった大開口グリルで，走りの高揚感と上質感を両立した．サイドからリヤにかけては，ドア下部とリヤバンパにメッキモールを設けて上質感を高めつつ，スタイリッシュなデザインと空力性能を両立したテールゲートスポイラで走りの高揚感を表現した．また，大径15インチアルミホイールは走りの高揚感を強調したスポーティなデザインとした (Fig. 10)．



Fig. 10　Exterior design of premium grade

5．インテリアデザイン

5.1. インテリアデザインの考え方

インテリアデザインは長く愛着を持って使っていただける，シンプルでわかりやすいモチーフと細部への丁寧な造り込みによる，爽快さと上質さを感じられるインテリアとした．その中で，爽快感と充実感，使いやすさの三つをキーワードにデザインを進めた (Fig. 11)．

「爽快感」はシンプルな構成によるわかりやすいモチーフで室内全体を造形し，居心地のよいすっきりとした空間とすることで表現した．

「充実感」は軽自動車のクラスを感じさせない高い質感を目指した，抑揚を持たせた立体感のあるフォルムで手の込んだ感じを表現した．

「使いやすさ」はフロント席を中心とした豊富なユーティリティと快適なオーディオで実現した．

インストルメントパネルは運転席と助手席の境界を感じ

させない，センタの張り出しを抑えた横基調のモチーフとした．さらに奥行きを与えることで，広がりをより感じられる造形とし，爽快感を演出している (Fig. 12)．

乗員の目につきやすいインストルメントパネルアッパには，左右に伸びた大型の加飾を施し，質感の向上を図った．またこの加飾を乗員側に傾斜させることで包まれ感を創出し，高速走行での安心感も高めている．

インストルメントパネルとドアは２トーンの配色を施し，視覚的に手の込んだ感じを表現した．

広がりを感じさせるため奥行きを与えられたインストルメントパネルアッパを利用し，ドライバ，パッセンジャの両方からアクセスできる使い勝手の良いワイドなトレイを設けた．またロア廻りはドライバ側，パッセンジャ側，センタ側の３か所に出し入れの便利なオープントレイを設け，横基調の強調や軽快感の演出もおこなっている．

シートは大らかでクリーンなモチーフとしながら，立体感のあるフォルムで上質感を表現した．また人を包み込むようなホールド性を持たせることで，長距離移動でも快適で疲れにくい形状を成立させた (Fig. 13)．

オーディオは表示系と操作系を分け，表示系は視線移動の少ない上方奥側に配置することで，より見やすくした．操作系はより乗員に近い位置に配置し，より使いやすくしている (Fig. 14)．

5.2. プレミアム仕様のインテリアデザイン

プレミアム仕様のインテリアデザインは軽自動車のクラスを超える上質さと落ち着き，高揚感をテーマとした．インテリアカラーや加飾のパターン，ファブリックを専用とし，メータは精緻感のあるグラフィックと，センタロアトレイと合わせたバイオレットカラーの照明を用いてインテリア全体をコーディネートした (Fig. 15)．



Fig. 11　Interior design concept



Fig. 12　Interior rendering



Fig. 13　Seat design



Fig. 14　Audio design





Fig. 15　Interior design of premium grade

6. カラーおよびファブリックデザイン

6.1. エクステリアカラー

エクステリアカラーは愛着を持って長く使っていただけるように，自分好みの色を楽しんで選べるカラフルで豊富なラインアップ構成とした．ノーマル，プレミアム仕様あわせて 11 色用意し，定番のベーシックカラーからカジュアルで華やかなファンカラー，上質で大人の雰囲気漂うプレミアムカラーを設定することで，お客様に自分好みの色を選んでいただくことが可能なように配慮した (Fig. 16)．

N BOX＋から展開している２トーンカラーも５パターン設定し，N-ONE の個性をより魅力的に引き立てている (Fig. 17)．



Fig. 16　Exterior color line-up



Fig. 17　Two-tone roof line-up

ノーマル仕様の新色であるイノセントブルーメタリックは空気や水の層が重なってできたピュアなブルーをイメージし，世代や時代を超えて普遍的に親しまれる色を目指した．色相をやや黄味に振りながらソリッドライクな色とすることで，年配の方には懐かしく，若者には印象的で新鮮な色味をねらった．

プレミアム仕様の新色であるプレミアムブルームーンパールは日暮れ時の落ち着いた空の色をイメージし，上質で都会的な色を目指した (Fig. 18)．

6.2. インテリアカラー

ノーマル仕様のインテリアカラーはドアを開けた瞬間に，ほっと落ち着けるような，長く付き合える雰囲気を感じてもらいたいと考え，彩度を抑えた明るいベージュを基調にして，全体的にすっきりと親しみのある印象をもたせた．インストルメントパネル，ドアライニングにはダークブラウンを取り入れ，コントラストを付けることで充実感や上質さを感じさせる２トーン表現とした．また室内を黒で統一することで引き締まった精悍さを感じさせるブラック内装を設定し，より幅広いお客様のニーズに答えるようなカラーバリエーションとした．

シートファブリックは細かな千鳥格子柄を採用し，時代と世代，性別を問わず長く愛されるデザインとした (Fig. 19)．

インストルメントパネルアッパの加飾は質感の向上をねらって艶やかな塗装処理とした．この加飾がインテリア全体のアクセントとなり，軽自動車のクラスを感じさせない質感の高いインテリアを実現した (Fig. 20)．

プレミアム仕様のインテリアカラーはブラックを基調に深みのあるレッドのバーガンディを合わせた２トーンカラーとし，落ち着きとモダンさを演出した．

インストルメントパネルアッパ，ドアライニングの加飾は黒木目調のパターンを施して上質さを演出した．

シートファブリックはキルティング調のエンボスを施し立体感を出すことで上質さを演出した．またドアライニングにも同様のファブリックを張り込み充実感を高めた (Fig. 21)．



Fig. 18　New colors



Fig. 19　Interior color variations



Fig. 20　Instrument panel plating



Fig. 21　Premium interior color

7．新しい訴求への取り組み

今回初めての試みとして，より多くのお客様に N-ONE の魅力をわかりやすく伝えるために，デザイン解説書ともいえるデザインポイントブックを作成した (Fig. 22)．

これは専門的にデザインを語るような難しいものではなく，子供や車に興味の無い方でも理解できるように文章を極力減らし，ビジュアル中心の絵本仕立てとした．カタログでは伝えきれない作り手の思いや，Honda のものづくりへの思いも伝え，このクルマへのさらなる愛着をお客様に感じて頂きたく作成した．

内容は，N-ONE の生い立ちから始まり，「かたち，きもちいい，あんしん，いいもの，たのしい」の五つの項目で構成し，難しいと思われがちな造形や安全性について，わか



Fig. 22　N-ONE design point book

りやすく解説した.

はじめに, N360 誕生の背景や社会への影響などを紹介し,「かたち」は, エクステリアやインテリアのデザインについての, 一度見たら忘れられないような印象に残るデザインの解説書とし,「きもちいい」は, 空間の広さや視界の良さなどのパッケージングの観点と走行性能に関する内容とした.

「あんしん」は, 取り回しの良さやパッシブセーフティ機能などの安全性能に関する内容とし,「いいもの」は, 丹念につくり込まれた造形や質感の高い表面仕上げを他のページとは趣を変えて表現した.

最後に「たのしい」は, エクステリアカラーの説明と豊富なカラーラインナップによる選ぶ楽しさ, カスタマイズ性や多彩なユーティリティによる使うたのしさを表現した.

以上の内容を統一感を持たせながら, 見る人を飽きさせないように多彩な写真やイラストを用いてユーモラスにまとめた.

8. まとめ

N シリーズは第1弾の N BOX で軽自動車を超えるミニバン並みの広さを, 第2弾の N BOX +では軽自動車には無かった使い勝手を, そして第3弾となる N-ONE は, スモールカーを越える「日本の新しいベーシックカー」として, お客様の期待を超える N シリーズに相応しい一台となった.

N - ONE は「タイムレス N デザイン」をデザインコンセプトに開発し, 時代変化や従来のヒエラルキーにとらわれず, 愛着を持って長く使っていただけるデザインを実現することができた.

以上のように開発された N-ONE が, 単なる「モノ」としてのクルマでなく, 家族の一員のように愛着を持って長くお付き合いいただき, 思い出の詰まった「あなただけの」1台になることを切に願ってやまない.

■著　者■


金山慎一郎


石 川 孝 夫


戸 川 昌 幸


齋 藤 康 子

新型 V6 3.5L ガソリンエンジンの開発

Development of New V6 3.5 L Gasoline Engine

鈴木宣生* Nobuo SUZUKI
林泰宇** Yasutaka HAYASHI
石木和也* Kazuya ISHIKI
佐藤敦* Atsushi SATO
江崎達人** Tatsuhito ESAKI
渡辺賢* Satoshi WATANABE

要　旨

CO_2 エミッションの低減と車本来の走る楽しさの両立を目的とする，新型 V6 3.5 L エンジンを開発した．本エンジンの主要技術である DI VTEC VCM システムは，可変バルブタイミングリフトと可変シリンダシステムにダイレクトインジェクションシステムを統合したものである．これにより前モデルに対し最大出力で 3.3%，燃料消費率で 20.1% の向上を果たした．本エンジンを搭載する 2014 年モデル ACURA RLX では，NV 性能向上による 3 気筒運転領域の拡大や，車体における燃費向上技術と合わせ，前モデル比米国環境保護庁ハイウェイモード 29%，シティモード 18% の燃費改善を達成した．

ABSTRACT

A new V6 3.5 L gasoline engine was developed with the goal of simultaneously reducing CO_2 emissions and achieving the driving enjoyment inherent to vehicles. The DI VTEC VCM system that is the key technology of this engine integrates variable valve timing lift and a variable cylinder system with a direct injection system. This increased the maximum output by 3.3% and reduced the fuel consumption rate by 20.1% compared to the previous model. A 2014 model year ACURA RLX equipped with this new engine, enhanced NV performance that expands the 3-cylinder drive area, and vehicle body technologies that increase fuel economy achieved fuel economy enhancement of 29% in Environmental Protection Agency highway mode and 18% in city mode compared to the previous model.

1．まえがき

自動車の環境性能向上に期待が高まる中，Honda は 2020 年までに全世界で販売する製品の CO_2 排出量を 2000 年比で 30% 低減することを目指している．優れた環境性能をベースに Honda ならではの運転する楽しさを追求し，走りと燃費を高次元で両立させる次世代新技術群を，EARTH DREAMS TECHNOLOGY と呼ぶ．Fig. 1 が EARTH DREAMS TECHNOLOGY の技術群である．0.66 L から 3.5 L までのガソリンエンジン，小型ディーゼルエンジン，軽自動車から中型車クラスまでの CVT，電気自動車 (EV) およびハイブリッドシリーズがラインナップされている．ガソリンエンジンは，Honda 独自の VTEC 技術を進化させ，熱効率の向上と低フリクション化により，高い出力性能と低燃費を両立させる．

今回の新型 V6 3.5 L エンジンは，これまで搭載する車のコンセプトに応じて使い分けていた高出力型可変バルブタイミングリフトシステム (VTEC) と 3 気筒運転を可能とする可変シリンダシステム (VCM)[(1)] とを統合し，さ



Fig. 1　Domains of EARTH DREAMS TECHNOLOGY

＊　四輪 R&D センター
＊＊HONDA R&D AMERICAS, INC.

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_2

らに筒内直接噴射方式（Direct Injection: DI）を採用することで，燃費改善と高出力との両立をはかった．本稿ではこの新型 V6 3.5 L エンジンに適用した新技術について報告する．

2．開発のねらい

新エンジンは，ミッドサイズラグジュアリセダンへの搭載を可能とする高い商品魅力と環境性能との両立をはかるべく，下記を目標として開発した．

（1）トップクラスの出力競争力の確保
（2）トップクラスの米国環境保護庁（EPA）モード燃費の達成
（3）ミッドサイズラグジュアリセダンにふさわしい NV 性能

3．エンジン概要と適用技術

V6 エンジンの低燃費化技術として，VCM システムがある．VCM システムは，V6 エンジンを 2 基の 3 気筒エンジンと考え，運転状態に応じ，6 気筒のうち片側バンク 3 気筒の吸排気バルブ駆動を瞬時に停止し，残る 3 気筒のみで走行するシステムである．アクセルを踏みこむなど，大きな負荷がかかる場合は瞬時に 6 気筒運転に復帰することで，大排気量のパワーと小排気量の低燃費を高い次元で両立させる．

本エンジンは，DI VTEC VCM 化のため動弁系と燃焼室形状とを新規設計し，VTEC 化と DI 化による吸入効率及びノック改善によるトルクアップにより低速トルクを確保した．回転一次振動で有利なバンク角 60° の V6 レイアウトや，小型で軽量な骨格構造は前モデルから踏襲した．エンジン外観を Fig. 2 に，エンジンの主要諸元を Table 1 に示す．

本稿では，本エンジンの主要技術である VTEC VCM システム，DI システムについて述べる．あわせて，燃費改善に寄与するフリクション低減技術，VCM 適用技術とモード燃費改善効果について述べる．



Fig. 2　J35Y4 engine

Table 1　Engine specifications

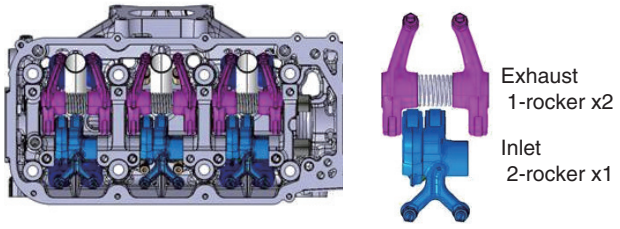
Engine code	J35Y4 (new)	J37A
Displacement (cm^3)	3471	3664
Bore x stroke (mm)	89 x 93	90 x 96
Valve train	SOHC VTEC with VCM	SOHC VTEC
Compression ratio	11.5:1	11.2:1
Fuel system	Direct injection	Port injection
Max. power (kW/rpm)	231 / 6500	224 / 6300
Max. torque (Nm/rpm)	369 / 4500	368 / 5000
Redline (rpm)	6800	6800
Fuel grade	Premium recommended	Premium mandatory

4．DI VTEC VCM 主要技術

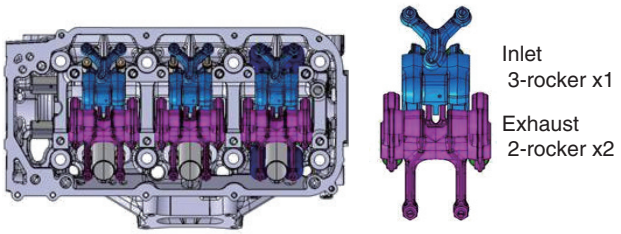
4.1. VTEC VCM システム

本エンジンに採用した VTEC VCM システムを Fig. 3 に示す．V 型エンジンの常時駆動するフロントバンクに VTEC ロッカアームを配置〔Fig. 3(a)〕し，リヤバンクには新構造となる VTEC VCM ロッカアームを配置〔Fig. 3(b)〕し，3 気筒運転に対応させた．

運転モードの切り換えは，エンジンの回転数，負荷，車速，スロットル開度などの情報からおこなう．Fig. 4 に，リヤバンクの油回路図を示す．今回開発したシステムは，VCM 切り換えの油圧を制御するスプールバルブ A と，低速と高速運転の VTEC 切り換え油圧を制御するスプール



(a) Front bank: VTEC



(b) Rear bank: VTEC and VCM

Fig. 3　VTEC VCM structure

バルブBとの，二つの異なったスプールバルブによって構成される．これらのスプールバルブの切り換えにともない油圧はロッカアームに供給され，シンクロピストンピンを移動しロッカアームの連結と分離動作をおこなう．

4.1.1. 異径同軸シンクロピストンピン構造

Fig. 5 に，今回開発した VTEC 異径同軸シンクロピストンピン構造と従来構造との違いを示す．従来構造では，VTEC 切り換え用のシンクロピストンピンと，VCM 切り換え用のシンクロピストンピンとは異軸に配置していた[(2)]．しかし，シンクロピストンピンの異軸配置によるイナーシャウエイトの増加は，フリクションロスによる燃費への影響をともなうため，新開発の油圧ー油圧切り換えによる３ステージ異径同軸シンクロピストンピン構造を採用した．これは，中空の大径ピンと中実の小径ピンとを中間ロッカ内に組み込み，油圧によりピンを伸長，スライドすることで３種のバルブリフトを実現するものである．

VTEC VCM のリフト切り換えを Fig. 6 に示す．初期状態では油路２に油圧がかかり，中間ロッカの外側ピンと内側ピンを押し広げることで低速ロッカと中間ロッカが連結し，低速カム駆動となる．気筒休止時は油路１に油圧がかかり，低速ロッカピンが押し出されることで低速ロッカと中間ロッカの連結が離れ，バルブ駆動を止める．高速カムへの切り換え要求が出た場合には油路３に油圧がかかることで高速ロッカのピンを押し出し，高速ロッカ，中間ロッカ，低速ロッカの三つのロッカが連結し高速カムとなる．

Fig. 7 に，エンジン回転数に対するバルブバウンス挙動の測定結果を示す．新しいシンクロピストンピン構造の採用により，重量増加を抑え，バルブスプリング荷重の増加無しに動弁系挙動を 7000 rpm まで安定化させることができた．

高速カムで駆動させる場合にも三つのロッカを連結する構造とすることで，新たなロストモーションスプリングの追加無しに高速運転時における低速ロッカの挙動を安定させた．

三つのロッカを結合しておくには従来構造では２経路に油圧をかける必要があるが，この同軸シンクロピストンピン機構では油路３の１経路のみ油圧をかければ良く，従来機構に対して油路容積と油漏れ量を低減させている．

4.1.2. 切り換え応答性

VCM システムの切り換え応答性は，リニアなドライブフィールを実現する上で重要な要素である．VCM の切り換え信号に対し，油路内の各部圧力が速やかに供給油圧と同等に上昇，または低圧に戻ることをねらい，切り換え応答性に影響する油路容積，油路径，長さ，シンクロピストンピン部への油圧の導入性，油漏れ量などの最適化をはかった．

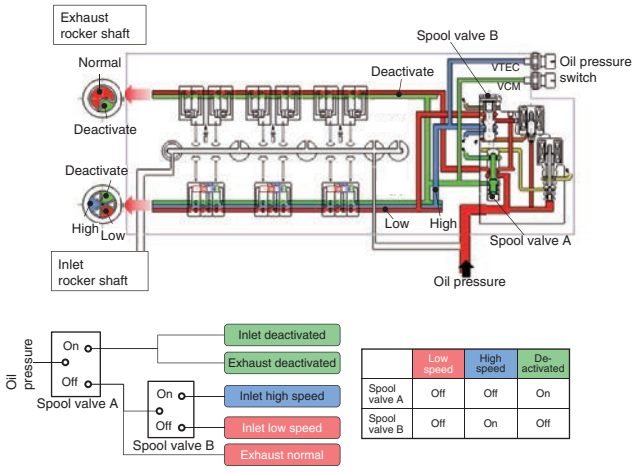


Fig. 4　VTEC VCM oil path system

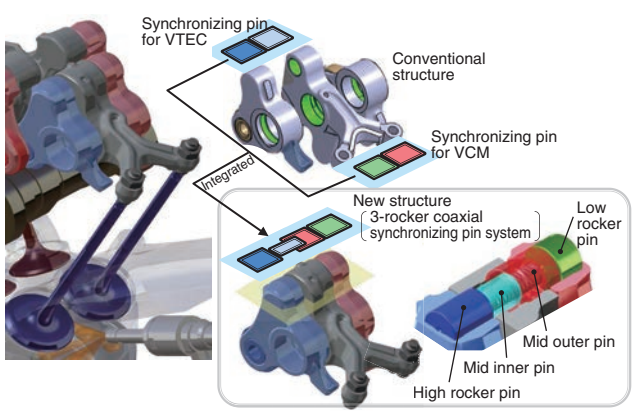


Fig. 5　Synchronizing pin structure

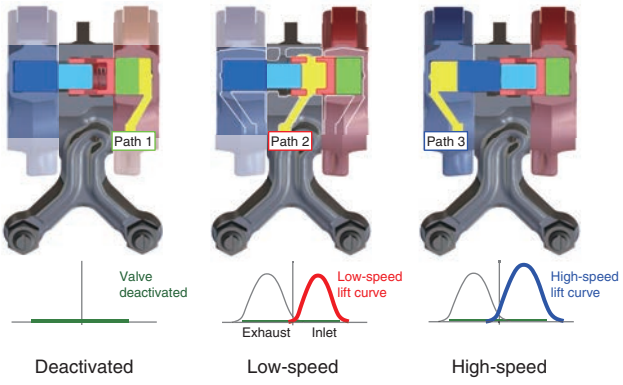


Fig. 6　Valve lift change over

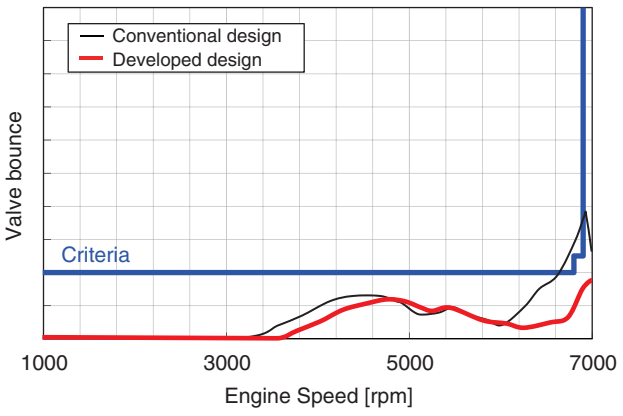


Fig. 7　Valve bounce behavior

例として，シンクロピストンピンの受圧特性を計測しオイル流路の最適化をはかった結果を Fig. 8 に示す．開発初期は油路部の油圧上昇に対してピン部の荷重発生に遅れが生じていた (Fig. 8 黒線)．流入面積の拡大とシンクロピストンピンへの十字溝追加によりピン部へのオイル導入性を改善した結果，応答時間を短縮することができた (Fig. 8 赤線)．

Fig. 9 に，3 方弁スプールバルブの構造を示す．3 方弁を用いることで，バルブ休止状態から通常作動状態に切り換える際，休止時にかかっていた油圧をドレインに導いて下げ，作動側の油圧を速やかに上げることを可能とした．本システムは，ドレイン油路およびスプールバルブの細部構造を見直すことで高い切り換え応答性を獲得し，吸排気弁の作動停止のタイミングに合わせた燃料噴射停止の同期化制御を実現した．

4.2. DI システム

燃焼室形状，ヘッドポート形状およびインテークマニホールドは，DI システム採用のため専用設計とした．

Fig. 10 に，新型 2.4 L エンジンと共通する要素技術を採用した DI 燃焼システムを示す．マルチホール DI インジェクタを燃焼室吸気側に配置し，均質燃焼の際には強いタンブル流により均質な混合気を形成する．ピストン冠面に備えた浅いキャビティは，分割噴射と組み合わせ，触媒を暖める際の燃焼安定化に用いている．

燃料システムは Fig. 11 に示すように，衝突安全性と車外騒音を考慮し，V バンク内に納めるコンパクトなパッケージングとした．フロントバンク，リヤバンクへの燃料供給は，リヤヘッド側カムシャフトの端部に配置した一つのプランジャ式ポンプに統合し，高圧燃料ポンプを駆動するフリクションロスを最小限に抑えた．

運転モードが切り替わる際の燃圧脈動を低く抑えるため，燃料配管内のオリフィスサイズと位置を最適化した．Fig. 12 に 6 気筒運転と 3 気筒運転を切り替えた時の燃料パイプ内の脈動を示す．オリフィスの位置およびサイズを最適化した結果，切り換え前後の燃料圧力変動が抑えられ，燃料噴射量均等化により空燃比制御を適正化することができた．

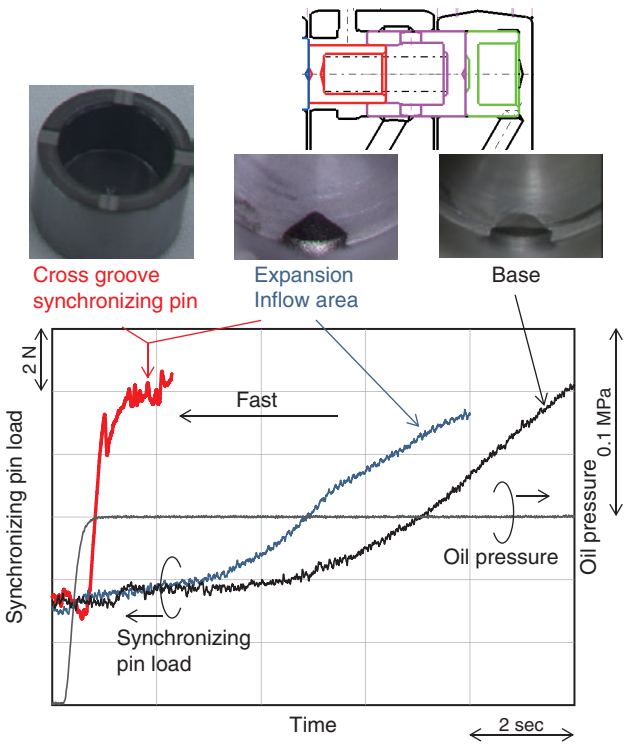


Fig. 8 Decrease of reaction time

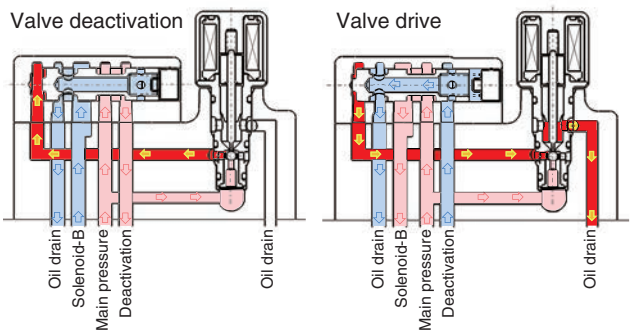


Fig. 9 3-way spool valve drain system

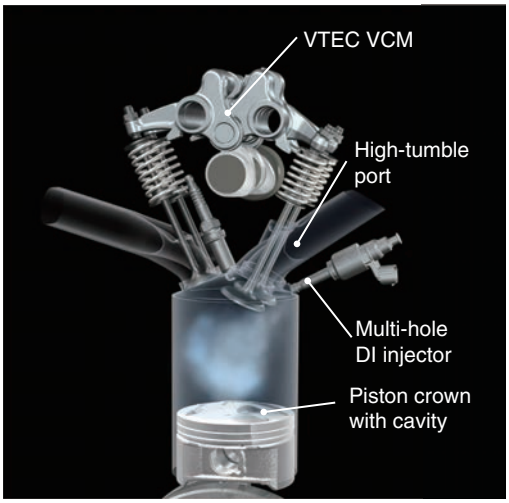


Fig. 10 DI combustion system

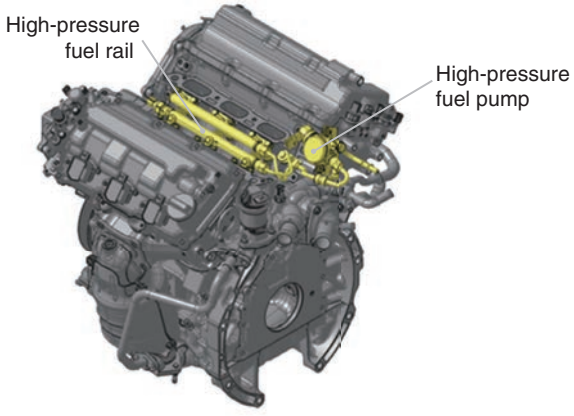


Fig. 11 DI system layout

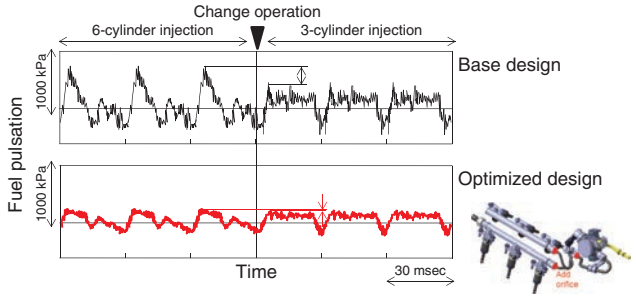


Fig. 12　Reduced fuel pressure fluctuation

5．出力

新型 V6 3.5 L エンジンの出力特性を Fig. 13 に示す．DI VTEC VCM システムを始めとした新技術の採用と，吸排気の管路抵抗低減により，排気量のダウンサイズ化をはかりながらも，最大出力として前モデル比 3.3% アップの 231 kW を達成した．トルクについても，3.7 L の前モデルと同等の特性を達成することができた．

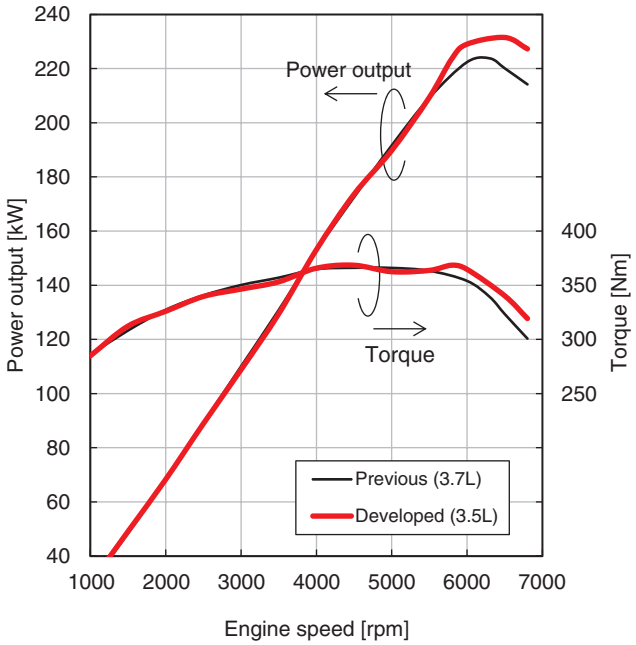


Fig. 13　Engine performance

6．燃費改善技術

6.1. フリクション低減技術

ここで，本エンジンで採用した主要なフリクション低減技術として，Fig. 14 に示すクーリングコントロールスペーサ (CCS) とオイルポンプの 2 段リリーフ構造について説明する．

まず，CCS について述べる．CCS は，シリンダウォータジャケット内のピストンスラスト力が高い箇所に装着し，水流れを最適化することでシリンダ内径拡大によるフリクション低減をねらったものである．CCS の有無によるシリンダブロックウォータジャケット内の水流れを計算により解析した結果を Fig. 15 に示す．スリーブ下部の冷却水流速を下げる一方，燃焼による発熱を積極的に冷却する必要のある燃焼室近傍についてはヘッド冷却水の分配率を増やし流速をあげていることがわかる．

Fig. 16 に，CCS 有無でのシリンダ壁温，内径変化を示す．シリンダブロックウォータジャケットの水流れ適正化は，シリンダ壁面温度を約 10℃ 高め，シリンダ内径を 9% 拡大させた．これにより，ピストンおよびピストンリング

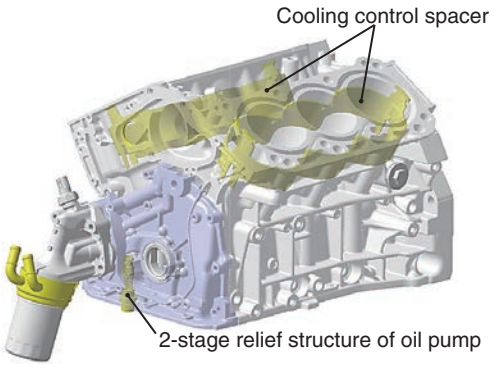


Fig. 14　Friction reduction technology

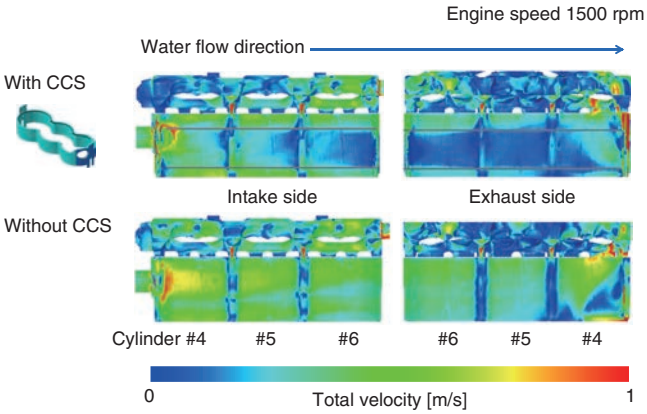


Fig. 15　Water flow speed distribution

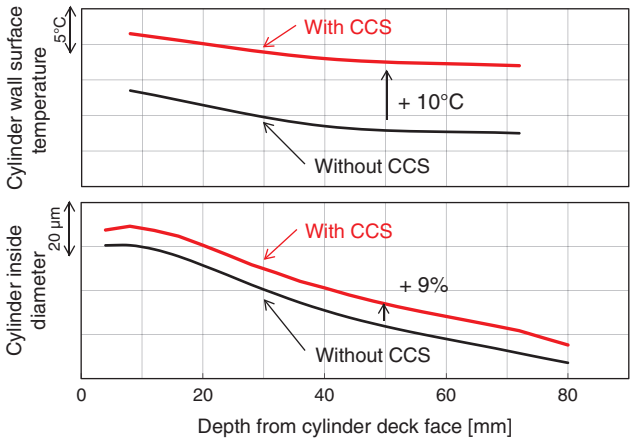


Fig. 16　Effect of CCS on cylinder wall temperature and cylinder inner diameter

のしゅう動フリクションが低減し，0.8％のBrake Specific Fuel Consumption（BSFC）向上効果を得た．

つぎに，オイルポンプの２段リリーフ構造について述べる．これは，低中速領域の油圧特性最適化によるオイルポンプ駆動トルク低減を目的としたものである．

リリーフ構造を，Fig. 17にて示す．これまでのリリーフ構造（１段リリーフ）は，設定した開弁圧力以上の油圧がかかるとリリーフバルブがストロークし，ハウジングのリリーフ穴よりオイルを排出する構造となっていた〔Fig. 17(a)〕．

これに対し２段リリーフ構造は，リリーフバルブの上部とハウジングのリリーフ穴上流部に油溝を追加することで，２段階のリリーフを可能にした．２段リリーフは，以下のように作動する．まず，設定した開弁圧力以上の油圧がかかるとリリーフバルブがストロークし始める．オイルはリリーフ穴上流部のバルブとハウジングで形成される油溝を通り，リリーフ穴より排出される．油圧が上昇しバルブがさらにストロークすると，油溝は閉塞し１段目のリリーフが止まる．更に油圧が上昇し２段目の開弁圧力以上になると，２段目のリリーフ穴よりオイルを排出する〔Fig. 17(b)〕．

Fig. 18は，２段リリーフオイルポンプリリーフ構造採用による，低中速領域の油圧特性と，その効果を示したものである．油圧特性の最適化をはかった結果，油圧低減効果として25%，オイルポンプの駆動トルクとして35%の低減効果を得ることができた．

その他のフリクション低減技術としてピストンスカートのモリブデンパターンコート，ピストンリングの低張力化，低トルクオイルシールの採用，低粘度エンジンオイルの採用，および補機ベルトの低張力化など，徹底したメカニカルフリクションの低減をはかり，1500 rpmにおけるBSFC改善率として４％の効果を得た．

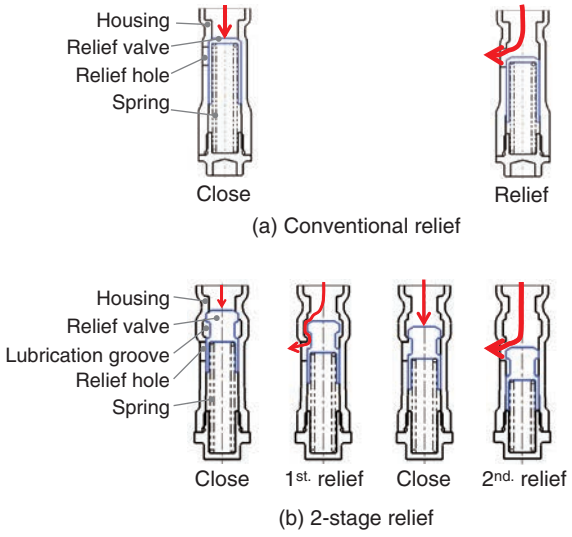


Fig. 17　Relief structure of oil pump

6.2. 単体燃費

Fig. 19に，単体BSFCの測定結果を示す．DIシステム採用による熱効率の向上と，前節で述べたフリクション低減技術により，1500 rpmのモード重心点における前モデルとの比較において，全気筒運転で5.2%のBSFC改善効果を得た．さらに，３気筒運転においては，ポンピングロス低減効果により，20.1%の改善効果を得ることができた．

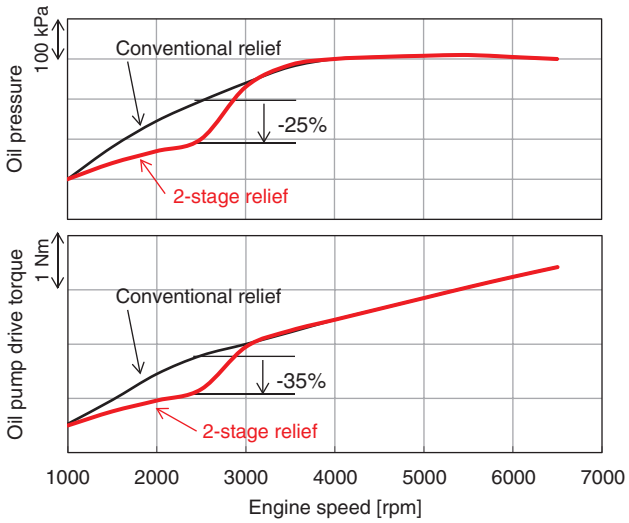


Fig. 18　Effect of 2-stage relief structure

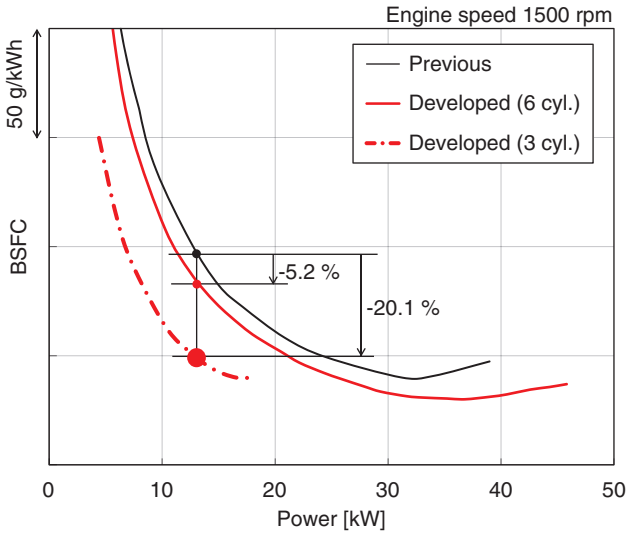


Fig. 19　BSFC characteristics

7．VCM適用技術

7.1. ACMの特性改良

３気筒運転は，爆発気筒の減少にともなう基本次数の半減と１気筒あたりの仕事量増大による燃焼圧力の上昇により振動振幅が増大するため，完成車におけるNV性能の低下が懸案となる．一方，本エンジンを搭載する2014年モ

デル ACURA RLX はミッドサイズラグジュアリセダンに属する ACURA のフラッグシップセダンであり，より高い NV 性能が求められた．著者らは，既存機種マイナス 3 dB という高い目標値を定め，ドライバだけでなくパッセンジャにも 3 気筒運転であることを感じさせないレベルを目指した．

これらの理由から，アクティブコントロールエンジンマウント（ACM）の能力を拡大し，特性改良をはかった．

ACM は，エンジンの前後を支持し，液封マウントの下部に内蔵したアクチュエータをエンジン振動に対し同位相かつ同周期で伸縮させることで振動を吸収し，3 気筒運転状態であることを感じさせない高い防振性能を実現するものである[(3)]．本システムでは，ACM の駆動電圧出力を上昇させることで，気筒休止時に使用できる最大トルクから決まる ACM の要求相殺変位性能を達成した．Fig. 20 に前モデルとの比較を示す．

さらに，トランスミッションのトルクコンバータ，排気システム，ステアリングシステムの NV 特性改良も実施した．Fig. 21 に，3 気筒運転時におけるステアリング振動レベルと運転時のエンジントルクを示す．NV 性能の向上と 3 気筒運転トルクの拡大という背反する要素を両立することができた．

7.2. ギヤレシオの検討

RLX には高い動力性能が求められる．しかし比較的排気量の大きい高トルクエンジンでは市街地走行などで必要となる負荷が低く，ポンピングロス増加による燃費効率の低下が顕著となる課題がある．この課題に対し VCM システムは，低負荷運転点を効率の良い高負荷運転点に遷移することができるため，高い動力性能と高い燃費効率の両立が可能となる．3 気筒運転頻度をより効果的に高めるため，トランスミッションのギヤレシオ最適化をはかった．ギヤレシオと 3 気筒運転可能領域の関係を Fig. 22 に示す．ベースギヤレシオに対しローギヤレシオ化することで 3 気筒運転可能車速域の拡大をはかった．

EPA ハイウェイモードにおける VCM オペレーションを Fig. 23 に示す．新型エンジンによる 3 気筒発生トルク

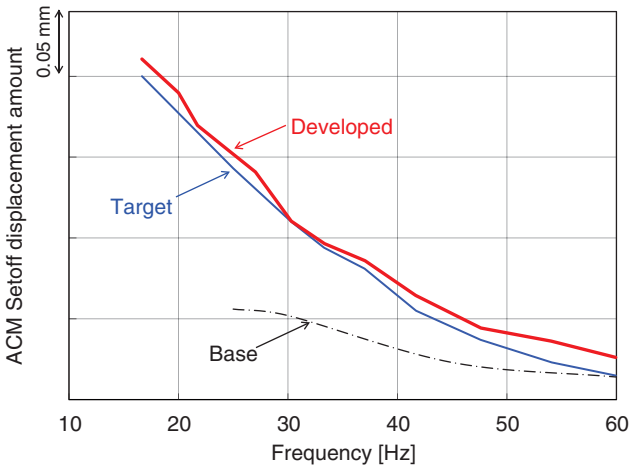


Fig. 20　Characteristics of ACM

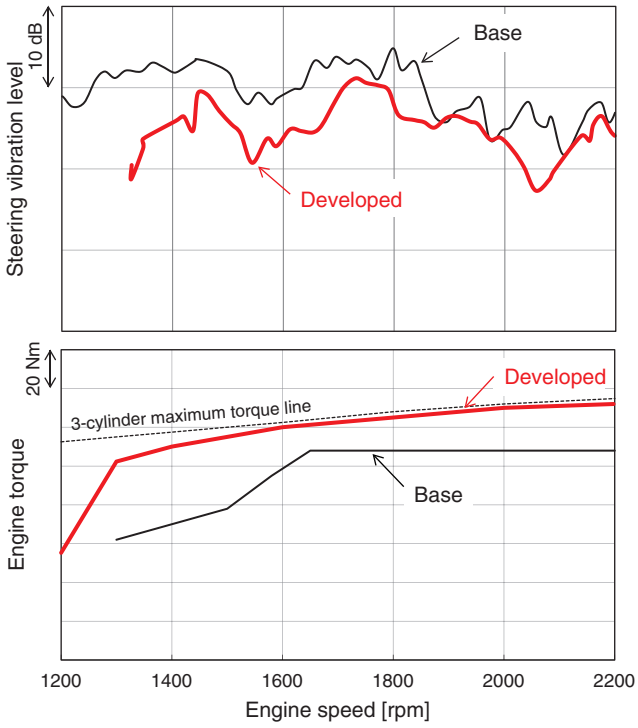


Fig. 21　Steering vibration of enhanced engine torque

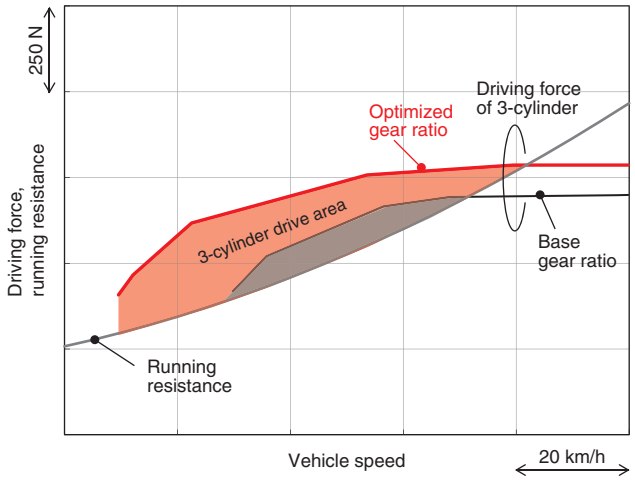


Fig. 22　Optimization of transmission gear ratios

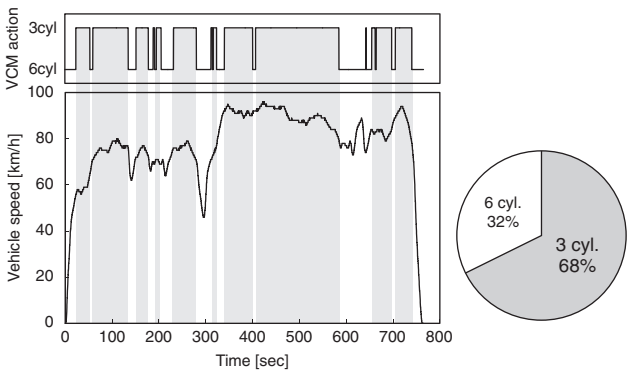


Fig. 23　VCM action of EPA highway mode

Table 2 EPA mode fuel economy

	Highway (mpg)	City (mpg)	Combined (mpg)
2012 model year RL	24	17	20
RLX	31	20	24
Improvement	+29%	+18%	+20%

の増加, ACM改良によるNV性能向上とトランスミッションのギヤレシオ最適化により, ハイウェイモードの大部分を3気筒運転可能とした.

7.3. 実車燃費

本エンジンを搭載するRLXは, これまでに述べてきた技術の投入に加えて, 各部位の軽量化による車体重量低減, ベアリングやブレーキ, タイヤ改良による転がり抵抗低減, 空力の改善などによる車体走行エネルギー低減をおこなった. 結果として, 2012年モデルのRLに対し, EPAハイウェイモード29%, シティモード18%の燃費改善を達成した(Table 2).

8. まとめ

新型V6 3.5 Lエンジンにおいて, DI VTEC VCMシステムによる燃焼改善およびポンピングロス改善, フリクション低減技術, 排気量ダウンサイズ, VCM適用技術により以下の結果を得た.

(1) 排気量をダウンサイズしながら, 最大出力は3.3%向上し, トルクについても前モデルと同等の特性を得た.

(2) 従来型エンジンに対し, 単体燃費として6気筒運転時5%, 3気筒運転では20%の改善を達成した. また実車燃費では, EPAハイウェイモード29%, シティモード18%の燃費改善を達成した.

(3) ACMの能力拡大により, 3気筒運転でのトルクレンジの拡大をはかりつつ3気筒運転におけるNV性能を向上させた.

参考文献

(1) 野口勝三, 藤原幹夫, 瀬川誠, 澤村和同, 鈴木茂: V6 i-VTEC可変シリンダシステムエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.85-92

(2) 奥井重雄, 岸勉, 石川直宏, 花田晃平:CIVIC Hybrid用1.3L 3stage i-VTEC VCMエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.44-51

(3) 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

■著 者■


鈴木宣生


林 泰宇


石木和也


佐藤 敦


江崎達人


渡辺 賢

新型 2.4 L 直噴エンジンの開発

Development of New 2.4 L Direct-Injection Gasoline Engine

本 橋 康 弘* Yasuhiro MOTOHASHI
久保田 賢 司* Kenji KUBOTA
赤 石 伸 行* Nobuyuki AKAISHI
石 木 和 也* Kazuya ISHIKI
岩 本 崇* Takashi IWAMOTO
木 下 将 一* Masakazu KINOSHITA

要 旨

Hondaの次世代エンジンシリーズとして，低CO_2排出性能と高出力を両立した新型2.4 L i-VTEC 4気筒直噴ガソリンエンジンを開発した．本エンジンは，吸気バルブ間に高圧マルチホールインジェクタを備えた直噴システムを採用し，均質混合気の形成と燃焼改善をねらった吸気ポート，燃焼室形状，インジェクタ噴霧，燃料噴射制御の最適化をおこなった．骨格刷新によるフリクション低減技術の適用と合わせ，4%の最高出力，12%の最大トルクの向上，5%以上のエンジン単体燃費改善を達成した．本エンジンを搭載した2013年モデルAccordは，高効率CVTトランスミッションの採用，車体改良と合わせ，11%のEPAラベル燃費向上，California Air Resources Board排出ガス規制におけるLEV Ⅱ SULEVレベルの低排出ガスを達成した．また，振動騒音性能に必要な部位への剛性を確保しつつ，軽量化を図った新骨格を適用し，従来型エンジン同等以上の振動騒音性能と軽量化の両立を実現した．

ABSTRACT

A new 2.4L i-VTEC 4-cylinder direct injection gasoline engine reconciling low CO_2 emissions performance with high power has been developed as part of a next-generation Honda engine series. The new engine employs a direct injection system provided with a high-pressure multi-hole injector positioned between the inlet valves. The inlet head port, combustion chamber shape, injector spray, and fuel injection control were optimized in order to realize homogeneous air-fuel mixture formation and enhanced combustion. Together with the reduction of friction through the modification of the engine framework, these innovations made it possible to realize a 4% increase in maximum power, a 12% increase in maximum torque, and a 5% or more increase in unit fuel efficiency. The use of this engine in the 2013 model year Accord, together with the employment of a high-efficiency CVT and modification of the vehicle body, has made it possible to realize an 11% increase in the EPA fuel economy label value and an emissions level corresponding to the LEV II SULEV level in the California Air Resources Board regulations. In addition, the use of a new engine framework that was reduced in weight while realizing stiffness in the areas necessary for noise and vibration performance made it possible to balance weight savings with the realization of an equivalent or higher level of noise and vibration performance than the previous engine.

1．まえがき

環境保護への関心が高まる中，エンジン開発においても，低燃費，低排出ガス化に代表される環境性能技術に重要課題として焦点が当てられている．しかしながら車本来の走る楽しさも同様に重要項目と捉え，環境性能と走りを両立すべく革新技術の開発を進めている．今回，新たな4気筒2.4 Lクラスエンジンとして，従来のi-VTEC機構[(1)-(4)]に加え，筒内直接噴射方式（以下直噴）を採用し，燃費改善，低排出ガスおよび高出力化を実現するK24型2.4 L 4気筒i-VTEC直噴エンジンを開発した．以下にこの新型エンジンに適用した新技術と達成性能について報告する．

＊四輪R&Dセンター

2．開発のねらい

低炭素社会へのさらなる貢献と，走る楽しさの両立を目指す次世代革新技術EARTH DREAMS TECHNOLOGYに沿ったコンセプトのもと，本エンジンは低燃費，低排出ガスに代表される環境性能と走る楽しさを実現する出力性能の両立を目指し，開発目標を以下のように定めた．

（1）常用域で走る楽しさを実現する圧倒的な低中速トルク
（2）トップクラスの低燃費
（3）LEV Ⅱ SULEVレベル規制を満たす低排出ガス
（4）静粛性向上と軽量化の両立

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_3

Table 1 Engine specifications

Item	Developed	Previous
Engine code	K24W	K24Z
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × Stroke (mm)	87 × 99.1	87 × 99
Displacement (cm^3)	2356	2354
Compression ratio	11.1	10.5
Valve train	DOHC i-VTEC 16-valve	DOHC i-VTEC 16-valve
Valve diameter (mm) IN/EX	36/30	36/31
Cylinder offset (mm)	8	0
Fuel injection	Direct injection	Port injection
Fuel	Regular	Regular
Max. power (kW/rpm)	138/6400	132/6500
Max. torque (Nm/rpm)	245/3900	218/4300

3. エンジン概要と適用技術

Fig. 1 にエンジン外観図を，Table 1 に従来型 2.4 L エンジンと比較した主要諸元を示す．開発目標を達成するためのエンジンの核となる技術として，従来のポート噴射方式に対し，充填効率および熱効率の改善による出力性能と環境性能の両立をねらい，筒内直接噴射方式を採用した．

骨格構造の刷新をおこない，軽量化，コンパクト化を進めつつ，従来型エンジン同等以上の振動騒音性能を達成した．主運動系はクランクピン給油機構の高効率化，フリクション低減技術を採用した．シリンダヘッドは低排出ガスとコンパクト化を実現した排気マニホールド一体型構造を踏襲した．Fig. 2 に示す動弁系機構の見直しにより，従来の i-VTEC 機構を踏襲しつつバルブ挟み角を縮小し，燃焼室のコンパクト化を図ることで，燃焼室表面積比の改善による燃焼効率改善を実現した．吸気ポートは均質な混合気形成に必要な高流動化を達成すべく，ポート形状，燃焼室形状の変更をおこなった．また，カム動弁系駆動機構として，排気カム端部に直噴用高圧ポンプ駆動カムを配置するとともに新チェーンテンショナ機構を採用し，チェーン信頼性の確保と低フリクション化を実現した．



Fig. 1 K24W i-VTEC direct-injection engine

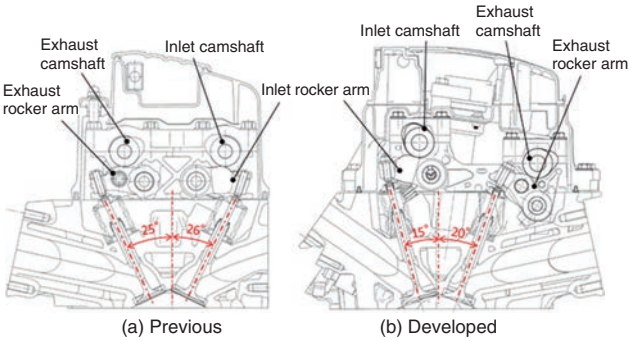


Fig. 2 Configuration of valvetrain and combustion chamber

4. 直噴システム

4.1. 直噴システム概要

Fig. 3 に直噴燃料供給システムの概要図を示す．この高圧燃料噴射システムは，高圧多段燃料噴射による性能向上に加え本エンジンを筆頭にシリーズ開発される V6 3.5 L との構成部品の共通化を考慮し開発を進めた．従来型エンジンのポート噴射システムに対して車両搭載性を損なうことなく，コンパクトなパッケージングを実現した．

インジェクタは二つの吸気バルブ間に 6 噴孔のマルチホールインジェクタを配置し，強化されたタンブル流動に合わせ，噴霧形状を適正化することで，均質な混合気形成によるサイクル変動の少ない安定した燃焼を実現した．

燃料を最大 20 MPa まで昇圧させるプランジャ式高圧ポンプは排気側カムシャフトの端部にローラタペットを介して配置される．4 山のカムプロフィールの最適設定と高精度な制御をおこなうことで，自由度の高い燃圧コントロールとインジェクタの優れた燃料噴霧性能を実現している．さらに燃料配管内のオリフィスを最適化することで，過渡運転時の燃圧変化への追従を可能とし，高精度空燃比 (以下 A/F) 制御を実現した．

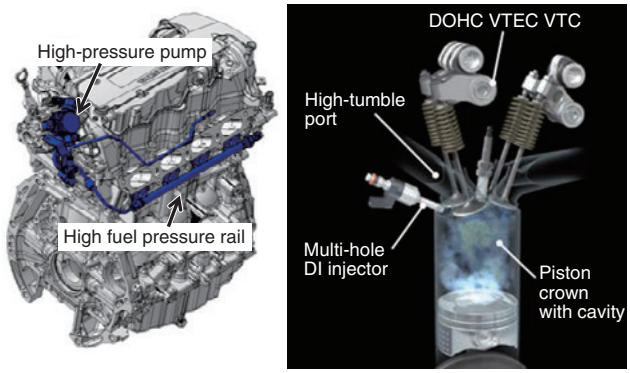


Fig. 3 High fuel pressure direct-injection system

4.2. 直噴燃焼技術

本エンジンのねらいである環境性能と出力を両立するため，直噴化による充填効率向上，ノッキング改善および低排出ガス性能に主眼を置いた均質混合気形成によるストイキ燃焼をコンセプトとして定めた．均質混合気形成の具体的手法として，高流動吸気ポート，マルチホールインジェクタ，高圧燃料システムを核とし，燃焼改善，すす排出低減をねらった分割噴射，燃料噴射制御の改良による均質混合気形成にて性能向上，燃焼安定性の確保を実現した．

4.2.1. 高流動吸気ポート

直噴における均質混合気形成のためには，筒内流動強化が必要となるが，相対的に流量係数が低下し，自然吸気エンジンにおける高出力化に必要な高流量との両立が課題となる．この相反する要求に対し，VTEC 機構を最大限に活かし各回転領域における異なる要求を満足すべく，カムリフト領域ごとのタンブルと流量係数のバランスの最適化を図った．具体的には，VTEC 低速カムリフト領域においては，吸気流エネルギーの小さい低回転領域における高流動化を実現する高タンブルの特性をねらい，VTEC 高速カムリフト領域においては高出力化に必要な高流量が得られる特性の両立をねらった．これらを実現するために，吸気ポート形状の改良に加え，シュラウド付き燃焼室を採用した．Fig. 4 にシュラウド付き燃焼室形状，Fig. 5 にシュラウドによるバルブ廻りの流れの変化を示す．

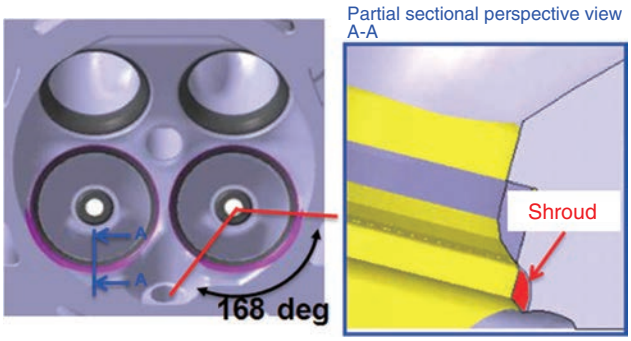


Fig. 4　Combustion chamber shape with shroud

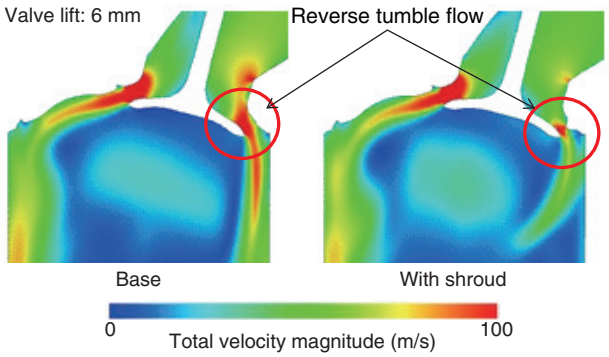


Fig. 5　Influence of shroud on air flow around inlet valve

燃焼室の吸気バルブ外周部にシュラウドを形成する構造とし，吸気側スリーブ寄りの流れをシュラウドによって抑制する．これにより，点火プラグ側の流れが主流となり，Fig. 6 に示すように主に低中リフト時のタンブルを強化することができ，VTEC 低速カム領域の高流動化を実現した．また，Fig. 7 に示すように，シュラウドは高リフト域においては影響が小さく，流量係数の低下を招かないため，VTEC 高速カム領域における高流量係数化が可能となる．また，高リフト域のタンブル強化を，流量係数低下を極力抑えた吸気ポート形状へ変更することで実現し，VTEC と協調した全域高流動化と高出力化に必要な高流量係数の両立を達成した．吸気ポート形状，シュラウド壁の追加によるタンブルレシオおよび流量係数への影響を Fig. 8 に示す．吸気ポートの形状変更によるタンブル強化手法においては，通常は流量係数の低下を伴うトレードオフの関係となるが，シュラウドの採用によりタンブルレシオと流量係数のトレードオフの相関ラインに対して，両者を改善することが可能となった．

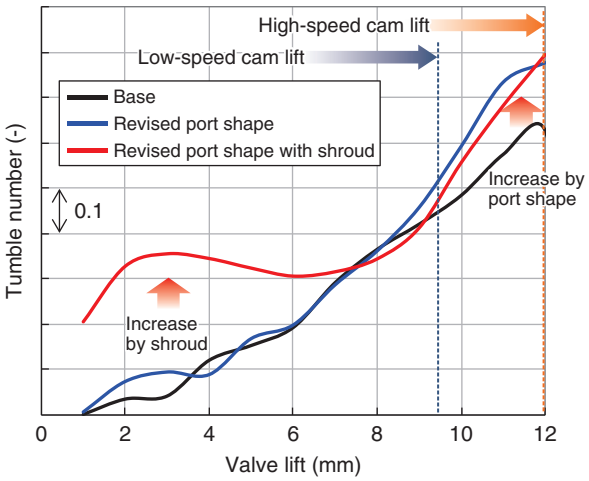


Fig. 6　Tumble flow intensity characteristics

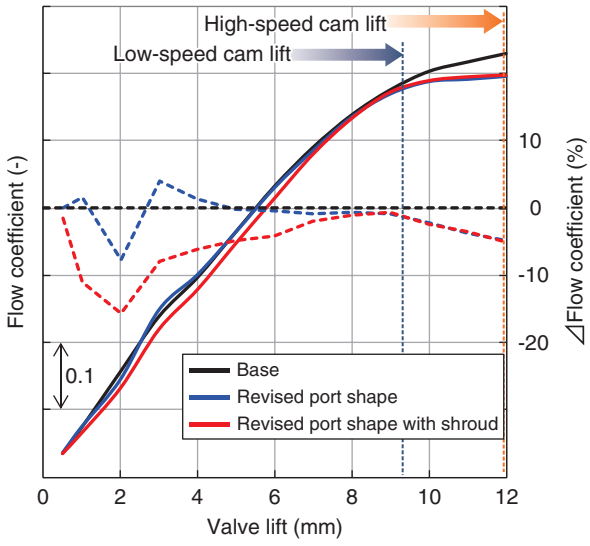


Fig. 7　Flow coefficient characteristics

4.2.2. 直噴インジェクタ噴霧特性

直噴インジェクタについては6噴孔のマルチホールタイプを採用し，噴霧特性の最適化をおこなった．インジェクタ噴孔位置は，均質混合気形成および流動アシスト効果による筒内流動への影響，筒内の燃料付着への寄与度が大きく，吸気ポート改良により達成した強筒内流動に適応した噴霧特性を検討する必要がある．噴霧特性を選定する上で，出力，燃費などの基本性能に加え，直噴の課題である低温時の燃焼安定性，すす排出量，オイルダイリューションを考慮し，CFD および，実機テストを用いて最適化をおこなった．Fig. 9 に今回検討をおこなった噴霧パターンを示す．それぞれ，高拡散 (Pattern A)，噴霧の流動アシスト効果による高流動 (Pattern B)，スリーブ付着低減 (Pattern C) を目的とした噴霧パターンを検討した．

Fig. 10 に (a) タンブル比，(b) 混合気の均質性，(c) スリーブおよびピストンへの燃料付着量に関するインジェクタ3仕様による CFD 結果を示す．また Table 2 に代表的なテスト結果の概要を示す．CFD 結果と同様に実機においても燃焼改善などの変化が見られた．Pattern A に対して，Pattern B では，タンブル比向上による全開出力向上，燃焼安定性改善効果が見られた．Pattern C については，タンブル比向上が見られたものの，噴霧が内向きに集中していることによると考えられる均質度低下により出力，燃焼改善効果は得られなかった．またピストン付着増大によるすす排出量の増加が見られた．ダイリューションについては，Pattern B，Pattern C ともに改善しているが，CFD 結果においては，Pattern B はスリーブ付着が増加しており，相関性が見られない．スリーブ付着について，付着位置の切り分けをおこなった．Fig. 11 に吸気行程の下死点における吸気側および排気側スリーブへの燃料付着量と実機ダ

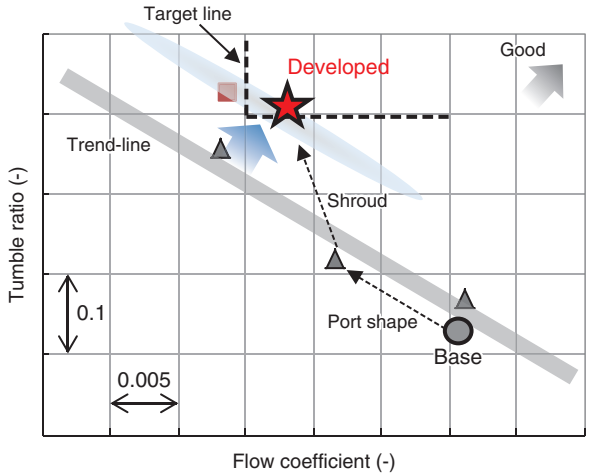


Fig. 8 Relationship of flow coefficient and tumble ratio

	Pattern A	Pattern B	Pattern C
Aim	Diffusion	High turbulence	Wetting reduction
Spray position			

Fig. 9 Injector spray position

Table 2 Test results for difference in injector spray position

	Pattern A	Pattern B		Pattern C	
WOT power	Base	+	1% Increase		Equivalent
BSFC	Base		Equivalent		Equivalent
Combustion stability	Base	+	Better		Equivalent
Exhaust soot	Base		Equivalent	-	Increase
Oil dilution	Base	+	3% Reduction	+	2% Reduction

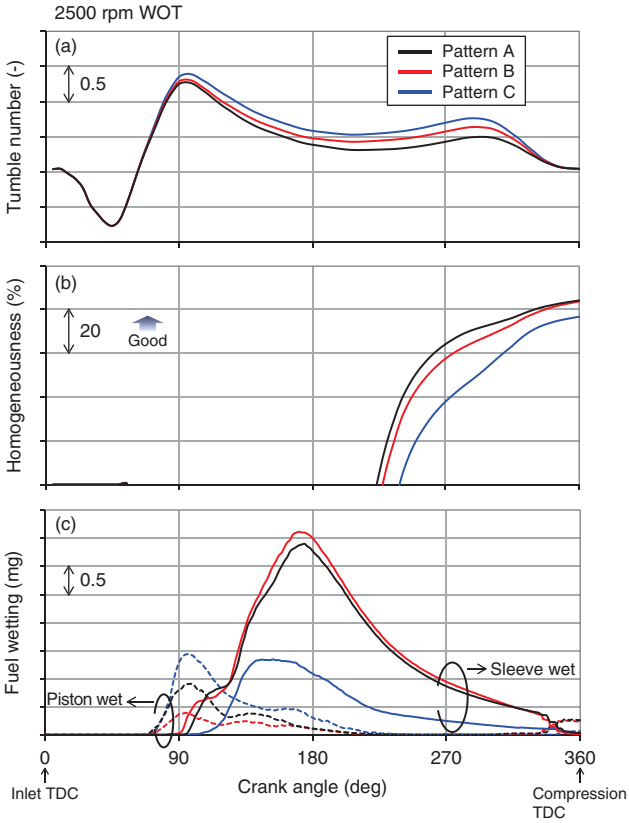


Fig. 10 CFD results for difference in injector spray position

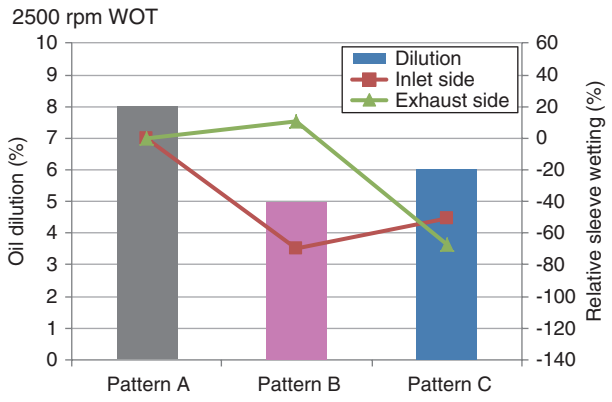


Fig. 11 Fuel wetting and oil dilution

イリューション結果を示す．吸気側スリーブ付着量と実機ダイリューション結果に相関性が見られる．これは，吸気側スリーブの方が温度が低く付着後の蒸発性が低く，ダイリューションに寄与しやすいためと考えられる．以上の結果より本エンジンの最適噴霧として Pattern B の噴孔配置を選択した．

4.2.3. 直噴燃料噴射時期，噴射圧力制御

直噴のメリットである噴射時期の自在化，多段噴射による出力，燃費効果を最大限に発揮するためには，高燃圧化による噴射期間の短縮，燃圧制御範囲拡大による最大および最少要求噴射量の確保などが挙げられる．それらに対応するために高燃圧かつ幅広い燃圧制御範囲を有するシステムを採用した．本エンジンは 3.5 MPa から最大 20 MPa までの燃圧制御幅を有しており，エンジン回転数やエンジン負荷など運転条件に応じて，噴射時期，噴射回数を協調した最適制御をおこなう．燃圧，噴射時期制御の最適化による高燃圧分割噴射の効果を CFD にて検討した．Fig. 12 に筒内の (a) 乱流エネルギー，(b) プラグ近傍の A/F，(c) 筒内均質度の変化を示す．分割噴射とすることで，圧縮行程初期の 2 回目の噴射による筒内流動強化および，プラグ近傍 A/F の安定化，均質度改善の効果が見られた．

分割噴射の効果を最大限に生かすべく，燃料噴射圧力，一回目および二回目噴射時期，分割比率の最適化をおこなった．Fig. 13 に最適化された分割噴射の実機確認結果を示す．単発噴射においては，噴射時期を進角することで，燃焼安定性の改善傾向が見られるが，ピストン付着の増大によるすす排出量の増加との両立が課題となり，高精度な噴射時期設定が要求される．高燃圧分割噴射においては，すす排出に対するタフネスが向上し，すす排出と燃焼安定性の両立が可能となり，噴射時期設定の自由度も向上する．また，燃焼速度向上と合わせ，1% 以上の燃料消費率 (BSFC) の改善効果が得られた．

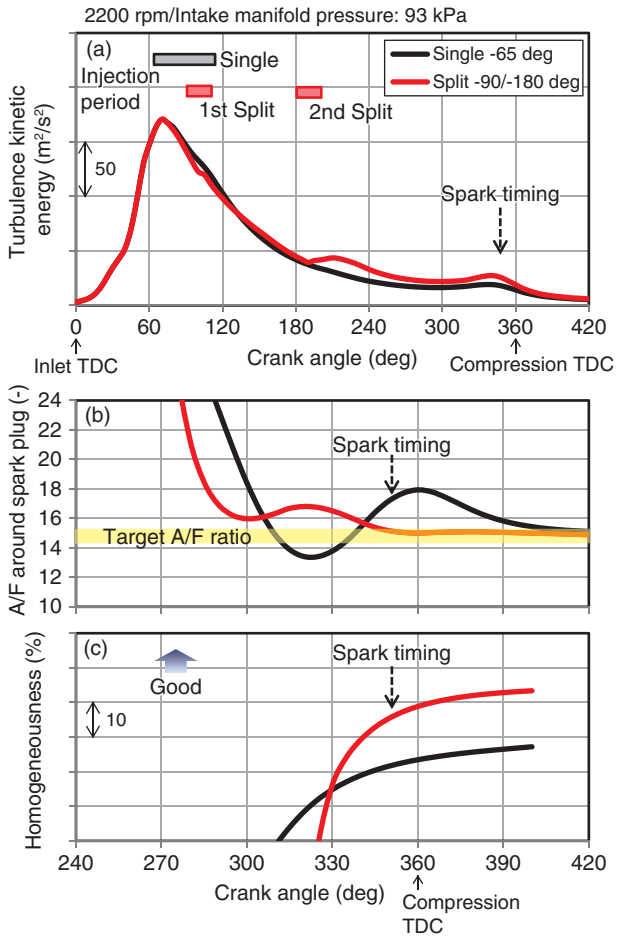


Fig. 12　CFD results for differences in injection control

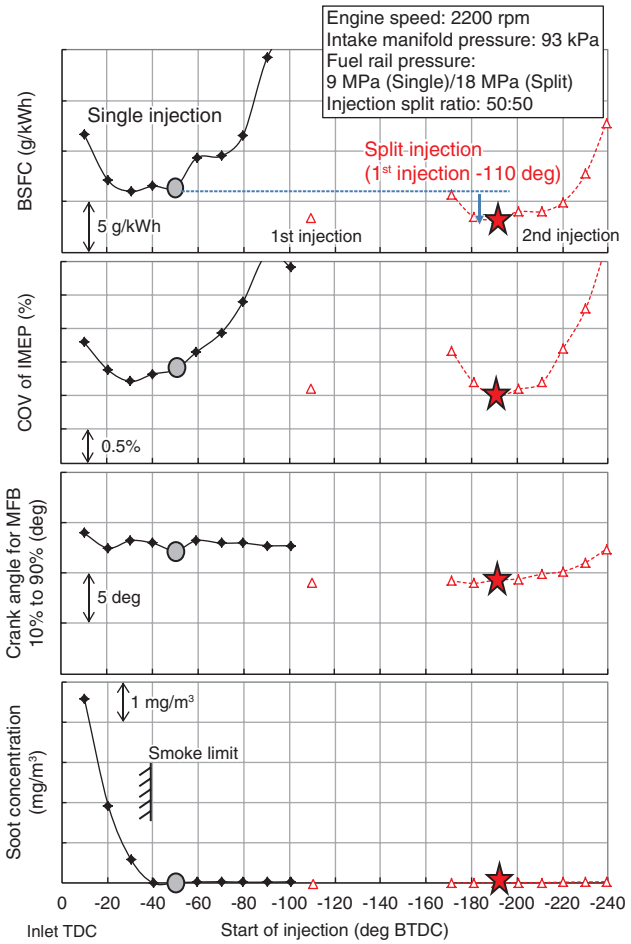


Fig. 13　Effect of fuel pressure and injection timing control

5．出力向上技術

常用域における走りの向上を目的とし低中速トルクを向上させる出力特性をねらい，以下の出力向上技術を採用した．直噴システムは，高筒内流動と高流量係数を両立する吸気ポートに加え，インジェクタ噴霧，噴射制御を最適化することで充填効率向上，ノッキング改善による出力向上を実現した．直噴化による出力改善効果を Fig. 14 に示す．

Fig. 15 に従来型エンジンとの出力特性の比較を示す．従来型エンジンに対し，前述した直噴の採用に加え，以下の

出力向上技術を採用することにより，10% 以上の低速トルク向上，12% の最大トルク向上，4% の最高出力向上を達成した．

（1）低中速領域のトルクを向上させるレゾネータ内蔵インテークマニホールド

（2）吸気ポート，排気マニホールド一体型ヘッド，バルブタイミングの最適化による吸排気効率の改善

（3）高流動ポート，燃焼室のコンパクト化，冷却システム改良によるノッキング改善

（4）フリクション低減技術

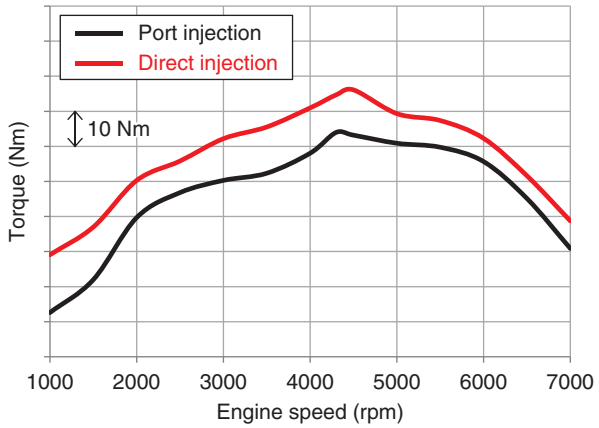


Fig. 14 Effect of direct injection

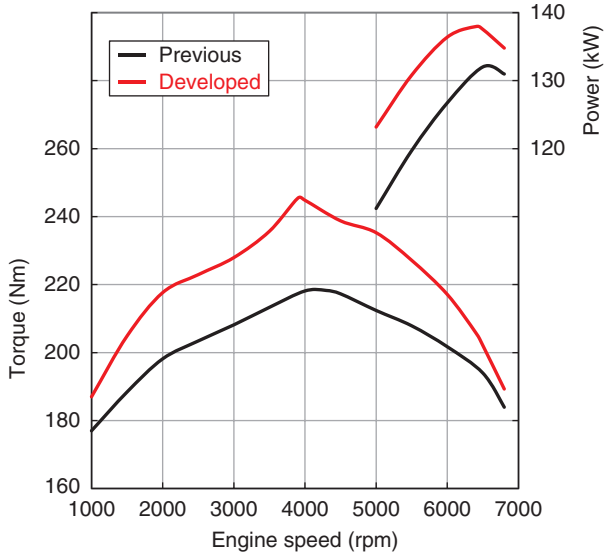


Fig. 15 Engine performance

6．燃費低減技術

6.1. フリクション低減技術

基本骨格の刷新によるフリクション低減技術として，Fig. 16 に示すとおり，ダブルアームチェーンテンショナ，カムジャーナル表面粗さの低減，シリンダオフセット，低緊縛オイルシール，バランスウェイト形状の改良，#2，#4 ジャーナル集約給油構造，低粘度オイルの適用をおこなった．これらのフリクション低減技術の採用により，従来型エンジンに対し，6% のフリクション低減を達成した．

6.2. 単体燃費

Fig. 17 にエンジン回転数 1500 rpm における BSFC 特性を示す．エンジン単体燃費は，前述したフリクション低減技術の適用と直噴化による燃焼効率の向上に加え，高負荷領域においては，直噴分割噴射制御の最適化により，従来エンジン比 5% 以上の燃費向上が得られた．

6.3. 実車燃費

新型 CVT の採用に伴い，走行中のエンジン回転数を低回転化および，自在に設定することが可能となった．直噴化によるトルク特性の向上と BSFC 特性，トランスミッション伝達効率を考慮したパワートレイン制御の最適化をおこなった．Fig. 18 に示すように LA4 モードにおいて，従来型 AT に対して，エンジン回転数を低回転化することができ，燃費改善効果を得ることができた．以上のパワートレイン刷新による燃費改善に加え，車体の空力改善，軽

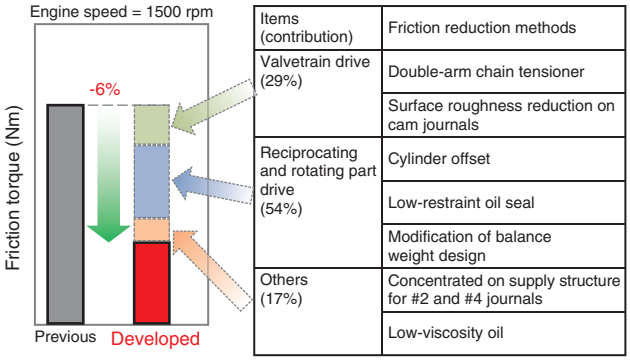


Fig. 16 Friction reduction technologies

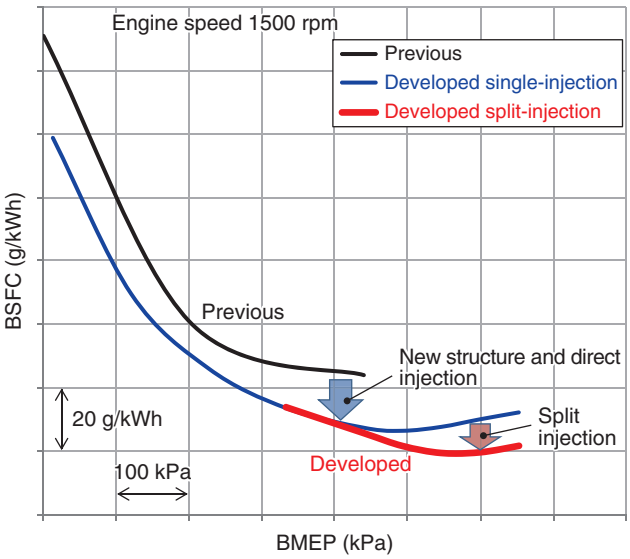


Fig. 17 BSFC characteristic

量化，転がり抵抗低減などを実施し，従来車に対し EPA ラベル燃費において 11% の燃費向上となり，クラストップレベルの燃費 30 mpg を達成した．

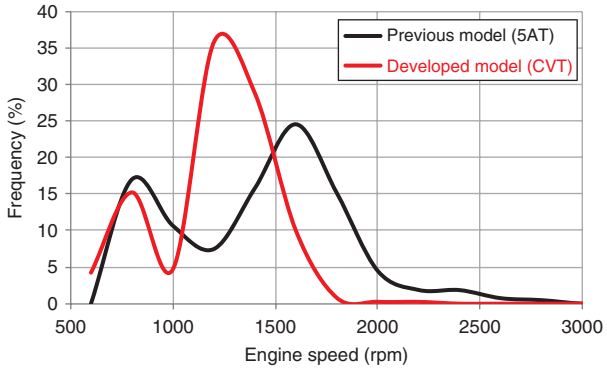


Fig. 18　Engine speed frequency in LA4 mode

7．低排出ガス技術

7.1. 低排出ガス技術概要

世界有数の厳しい排出ガス規制である US-LEVII 法規の SULEV カテゴリに適合すべく，Feed ガスエミッションの低減，排ガス後処理の効率改善をねらい，以下の技術を適用した．

－直噴燃焼最適化，燃焼室改良による低 Feed ガスエミッション化
－排ガス流れ改善による触媒浄化効率の改善
－低コスト，高性能を両立する新触媒

7.2. 排ガス流れ改善

触媒の浄化性能を最大限に活用しつつ，劣化抑制をはかるために，排ガス流を均一に触媒に導入させる必要がある．そのためには，フロントコーン形状が重要となる．従来エンジンの後方排気から前方排気へと変更することにより，フロントコーンの設計自由度が向上し，Fig. 19 に示すとおり従来エンジンに対してさらなる排ガス流の直下触媒への均一導入が可能となった．さらに，Universal Exhaust Gas Oxygen センサについても最適位置への搭載が可能となり，より高精度な A/F コントロールが可能となった．

7.3. 低貴金属触媒

触媒に関しては，地球環境資源の保護の観点から貴金属使用量の低減を検討し，特に産出量が極めて少ないロジウム (Rh) の低減に焦点を当てた．今回，新規開発をおこなった触媒では，排出ガスの還元浄化性能に優れる Rh の一部を，酸素の吸放出速度を高めたパラジウム (Pd) に代替することで，触媒全体の貴金属使用量，特に Rh の低減を実現した．Fig. 20 に触媒貴金属使用量およびエミッション性能の比較を示す．この新規触媒は，従来触媒に対して貴金属使用量を -22%，Rh を -50% 低減したにもかかわらず，従来触媒以上の性能を有しており，従来触媒に対して貴金属使用量および Rh を低減させながら，US-LEVII 法規の SULEV カテゴリに適合することが可能となった．

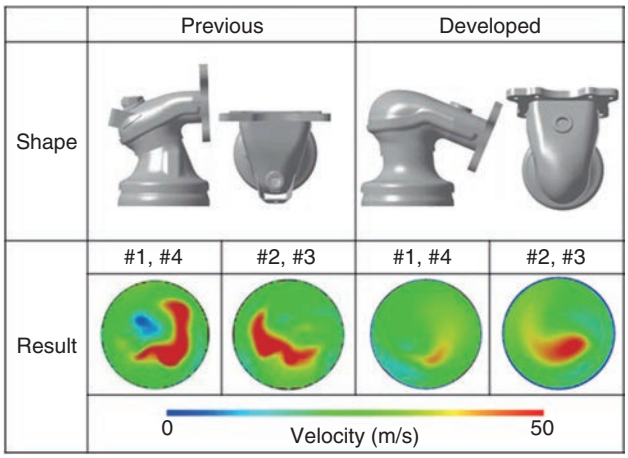


Fig. 19　Front gas feed distribution

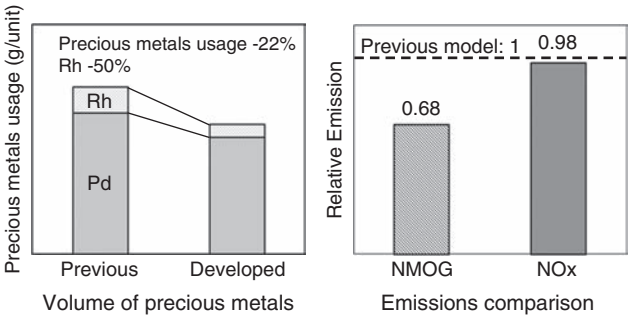


Fig. 20　Comparisons of volume of precious metals and emissions

8．振動騒音低減技術

本エンジンでは，加速時室内音等の解析に用いられている主成分回帰法を用いた伝達経路解析手法 (PCR-TPA)[(5),(6)] をエンジンに適用し，振動騒音と軽量化の両立を図った．燃焼加振力によるエンジン振動の伝達経路を大別すると，下記の三つに分けられる．

(1) 燃焼室から直接シリンダヘッドを伝達する経路
(2) ピストンを介し，シリンダブロックへ伝達する経路
(3) クランクシャフトを介し，各クランク軸受と外壁面を一体化したロアブロックを伝達する経路

シリンダヘッド振動，シリンダブロック振動，クランク軸受振動およびエンジンマウント取付け部のエンジン振動を同時計測し，PCR-TPA を実施した．Fig. 21 に伝達寄与割合の解析結果を示す．PCR-TPA の結果，エンジンマウント取付け部への振動伝達寄与として，クランク軸受廻りからの寄与割合が大きく，他の部位の寄与は小さいことがわかった．

この結果から，本エンジンでは軸受廻りの剛性を確保するため，従来型エンジンと同じ各クランク軸受と外壁面をラダーフレームにて一体化したロアブロックの構造を採用し剛性を確保した．また，Fig. 22 に示すように，振動伝達寄与の少ないシリンダブロックの軽量化をおこなうことでシリンダブロック重量を 10% 低減した．Fig. 23 に従来型エンジンに対する最高出力とシリンダブロック軽量化の位置づけを示す．前述した高剛性と軽量化の両立により，エンジン骨格の重量を 6% 低減しつつ，Fig. 24 に示すとおり従来型エンジン同等以上のエンジン振動騒音性能を達成した．

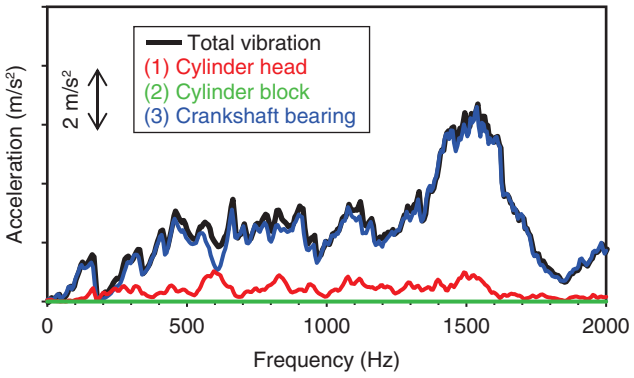


Fig. 21 Effect on PCR-TPA vibration transfer

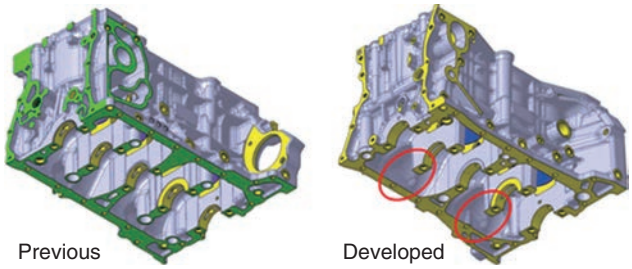


Fig. 22 Cylinder block weight reduction

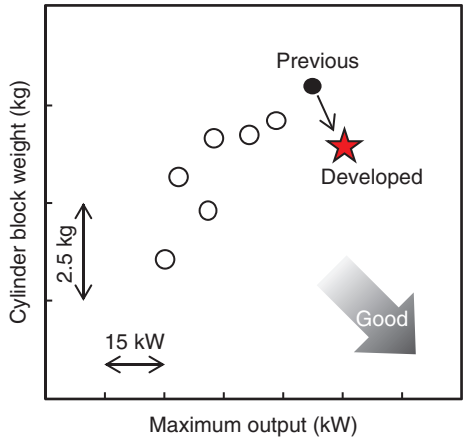


Fig. 23 Cylinder block weight and maximum output

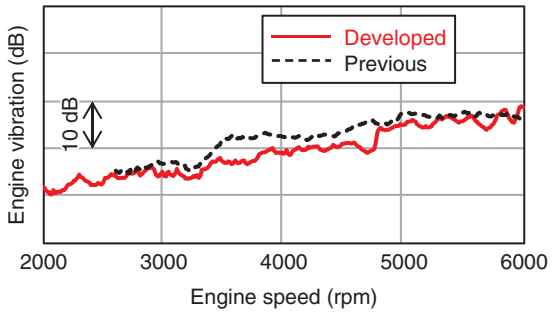


Fig. 24 Vibration level at end of engine mount bracket under full load

9．まとめ

新型 4 気筒 2.4 L 直噴エンジンにおいて，直噴燃焼技術として，CFD を用いた仕様検討をおこない，吸気ポート，燃焼室形状，インジェクタ噴霧，噴射制御の最適化による燃焼改善を実現した．また，直噴燃焼技術に加え，新骨格の採用によるフリクション低減技術，低排出ガス技術により以下の結果を得た．

（1）従来型エンジンに対し，低速トルク 10% 向上，最大トルク 12% 向上，最高出力 4% 向上と単体燃費 5% 以上の改善を両立した．

（2）エンジン単体燃費の改善に加え，CVT 採用に合わせたダウンスピード，エンジン作動線の最適化により，クラストップレベルの EPA ラベル燃費 30 mpg を達成した．

（3）新骨格エンジンにおける低Feedガスエミッション化，排気システムの最適化により，US-LEV Ⅱ SULEV レベルの低排出ガス性能を達成した．

（4）骨格刷新に伴い，振動伝達寄与の解析による効率的な高剛性化および軽量化をおこない，従来型エンジンに対し，振動騒音性能同等以上を確保しながら，コンパクト化および 6% の軽量化を実現した．

参考文献

（1）新里智則，林有登：新型 2.0 L リーンバーンエンジンの開発，Honda R&D Technical Review，Vol.12，No.2，p.45-54

（2）瀬古一行，多賀渉，鳥居建史，中村聡，秋間和洋，関谷明堂：新型 CIVIC 用 1.8 L i-VTEC エンジンの開発，Honda R&D Technical Review，Vol.18，No.1，p.8-15

（3）甲田豊，菅波友二，小林裕幸，小川賢，関谷明堂：高性能･低エミッション 2.0 L 直噴ガソリンエンジンの開発，Honda R&D Technical Review，Vol.16，No.1，p.39-46

（4）川口良太，山本一哉，萱場貴，小島貞夫，新開孝裕，浅

芽広一郎:新型 ACCORD 用 2.4 L i-VTEC エンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.1, p.25-32
(5) 坂本淳, 尾崎睦:新型 ACCORD の加速時室内音の改良－主成分回帰法を用いた伝達経路解析手法の適用－, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.2, p.66-69
(6) 能村幸介, 吉田準史:主成分回帰法を用いた車内音の伝達経路解析手法, Honda R&D Technical Review, Vol.8, No.1, p.136-141

■著　者■


本 橋 康 弘


久保田賢司


赤 石 伸 行


石 木 和 也


岩 本　崇


木 下 将 一

Accord ハイブリッド用 2.0 L エンジンの開発

Development of New 2.0 L Gasoline Engine for Accord Hybrid

米 川 明 之* Akiyuki YONEKAWA
渡 辺 修* Osamu WATANABE
関 谷 明 堂* Noritaka SEKIYA
石 川 直 宏* Naohiro ISHIKAWA

要 旨

Accordハイブリッド用に2.0 Lのガソリンエンジンを開発した．本機の特徴は低燃費と北米向けプラグインハイブリッド仕様における世界初SULEV20規制適合である．機械圧縮比を13とし，アトキンソンサイクルとクールドEGRを採用することで熱効率の向上を図った．吸気側動弁系にVTECを適用し，始動と高出力必要時に使用する狭開角の出力用カムと，通常走行時に使用する広開角の燃費用カムを持つ．燃費用カムはVTCと組合せることで吸気閉弁時期をコントロールし，運転点が変化してもアトキンソンサイクルの効果を最大に得ることができる．その結果，エンジン単体での最小燃料消費率は214 g/kWhを達成し，量産2.0 Lエンジンに対し10％の燃費向上を得た．

またエンジンの軽量化にも積極的に取り組んでおり，世界初の製法である肉抜きクランクをはじめ，ピストンの最適設計，プレスタイプロッカアームの排気側への適用などをおこない，量産2.0 Lエンジンから DOHC化しながら4.7%の軽量化を達成した．

ABSTRACT

We developed a new 2.0 L gasoline engine for an Accord hybrid. This engine achieved remarkable fuel efficiency, and complied with the SULEV20 regulation for the first time in the world for an Accord plug-in hybrid in North America. The mechanical compression ratio was set to 13 and improvement in thermal efficiency was aimed at by adopting the Atkinson cycle and cooled EGR. Applying a VTEC system to the intake valve-train, we set up the output cam and the fuel economy cam. The output cam has narrow duration and is used as needed at the time of starting and high-output. The fuel economy cam has wide duration and is used during normal driving. By controlling air-intake closed-valve timing in combination with VTC, the fuel economy cam can acquire the maximum effect of the Atkinson cycle. The minimum specific fuel consumption attained was 214 g/kWh, equaling a 10% improvement in fuel consumption compared to the mass-production 2.0 L engine.

Moreover, we also aggressively tackled engine weight saving. A lightweight forged crankshaft was adopted, and the piston design was optimized, and lightweight press-type rocker arms were applied to the exhaust valve-train. As a result, the newly developed DOHC engine attained 4.7% weight savings over the mass-production 2.0 L SOHC engine.

1．はじめに

グローバルにモータリゼーションが発展し市場台数がさらに増加していく中，環境に配慮した製品を提供することは自動車メーカの使命といえる．各メーカは，燃料電池電気自動車（FCV），電気自動車（EV），ハイブリッド電気自動車（HEV），ダウンサイジング過給など，車から排出されるCO_2削減のため，さまざまなアプローチをおこなっている．Hondaはこれまで Integrated Motor Assist（IMA）と呼ばれるシステムを搭載したHEVを販売している．このシステムは，シンプルかつ軽量コンパクトで，スモールカーに適している．2012年末，2モータの新しいハイブリッドシステムを備えたAccordプラグインハイブリッドを発表した．このシステムはモータ出力を向上させ，中型車への適用を可能にした．さらなる燃費向上のため，合わせて専用のガソリンエンジンを開発した[(1)]．本編ではエンジン主要技術に加え，軽量化および電動VTCについても紹介する．

2．開発のねらい

ハイブリッド車の専用エンジンとして以下を目標に開発をおこなった．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_4

(1) 低燃費:ハイブリッドの使用領域における燃費改善
(2) 軽量化:DOHC 化しつつ, 量産 2.0 L エンジン以下
(3) エミッション性能:北米向けプラグインハイブリッド (PHEV) 仕様における SULEV20 規制適合
(4) 静粛性:アッパミドルセダンとしての NV 性能

3. 主要諸元と性能

3.1. エンジン諸元

新開発エンジンの外観を Fig. 1 に, 諸元を量産 2.0 L エンジンと対比して Table 1 に示す. 新エンジンは DOHC 化し, 吸気側動弁系に VTEC と電動 VTC を適用した. 排気側に Hydraulic Lash Adjuster (HLA) を備えたプレスタイプのロッカアームを採用した. 軽量なため, バルブリフトカーブの上り加速度を大きく設定でき, 膨張行程損失を減少させている. 安定した EGR 燃焼を実現するため高タンブルポートを採用する一方, 流量係数の低下をリカバリするため, 吸気弁直径を 1 mm 拡大した. シリンダオフセットを変更し, シリンダブロック高さを下げて軽量化した. クランクジャーナル径はフリクション低減と軽量化のために縮小した. 圧縮比は 13 とし, アトキンソンサイクル, クールド EGR を採用した. 電動ウォータポンプを採用し補機ベルトを廃止することでフリクションを低減した. 燃料噴射方式はコストと燃費バランスの観点からポートインジェクションを選択した.

3.2. 出力性能

エンジン出力性能を Fig. 2 に示す. 最高出力は 6200 rpm において 105 kW, 最大トルクは 4500 rpm において 165 Nm を達成した.

3.3. 燃費性能

燃料消費率 (BSFC) の分布を Fig. 3 に示す. 黄色のラインはハイブリッドドライブモードにおける作動線, 白点線のエリアはエンジンドライブモードにおける作動領域を示す[2].

Table 1 Engine specifications

Engine Type	Developed	Current
Cylinder configuration	Inline 4	Inline 4
Bore x Stroke (mm)	81 × 96.7	81 × 96.9
Displacement (cm^3)	1993	1998
Valvetrain (intake)	VTEC and E-VTC	VTEC
Valvetrain (exhaust)	Finger rocker arm (with HLA)	Rocker arm (with rocker shaft)
Number of valves	4	4
Valve diameter (mm) Intake/exhaust	33/26	32/26
Cylinder offset (mm)	6	12
Crank journal diameter (mm)	50	55
Compression ratio	13.0	10.6
EGR system	Cooled	Hot
Water pump	Electric	Mechanical
Fuel injection type	Port injection	Port injection
Fuel	Regular	Regular
Maximum power	105 kW	115 kW
Maximum torque	165 Nm	192 Nm
Emission regulation	SULEV20	EURO5

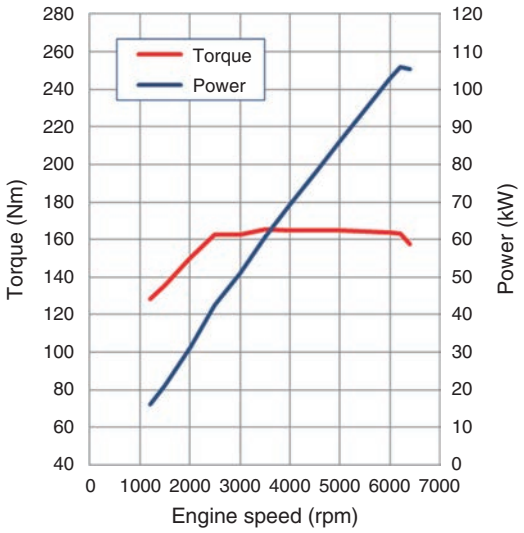


Fig. 2 Engine performance



Fig. 1 New 2.0 L gasoline engine for Accord Hybrid

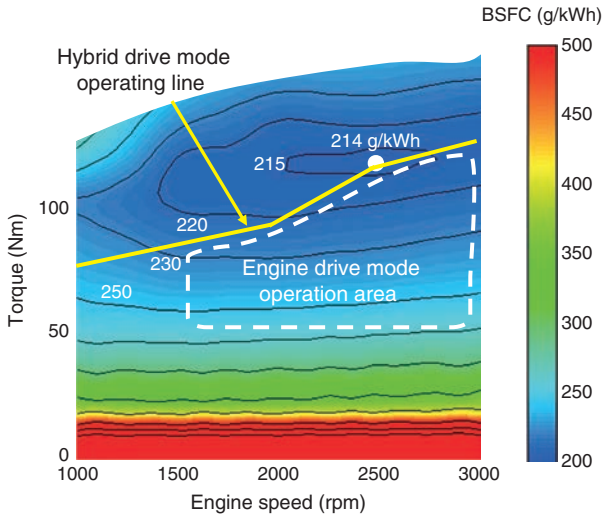


Fig. 3 Fuel consumption performance

2500 rpm, 120 Nm の運転ポイントで BSFC 214 g/kWh を達成した．また，量産 2.0 L エンジンと等馬力における BSFC の比較では全域で 10% の改善を得た (Fig. 4)．

3.4. エミッション性能

Fig. 5 に排気システムを示す．ハイブリッドの特徴を利用して，始動直後の発電量を調整することで二つの触媒を効率よく暖機する新制御[1]を適用した．また始動に開角の狭い出力カムを使用することでフィードエミッションを低く抑えている．その結果，北米向け PHEV 仕様において，世界初で SULEV20 規制に適合した (Fig. 6)．

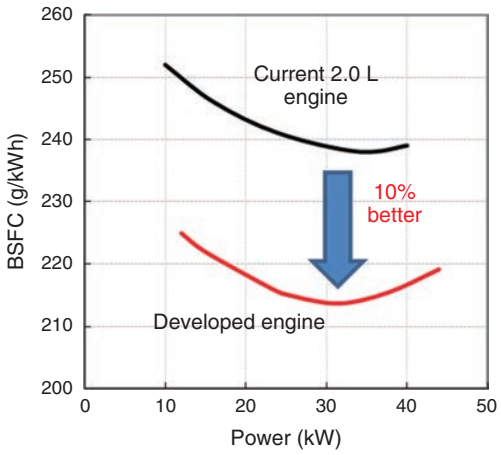


Fig. 4　Improvement of fuel consumption

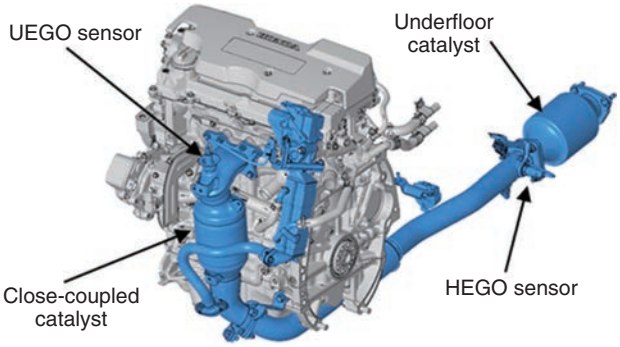


Fig. 5　Exhaust system

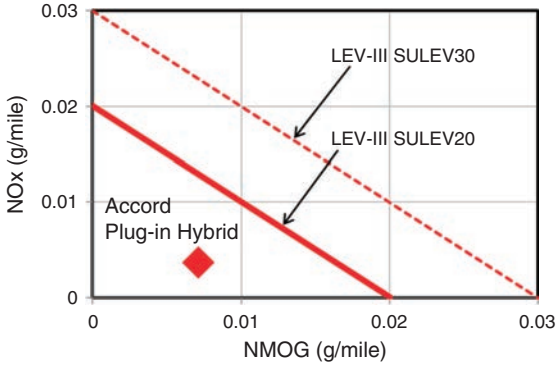


Fig. 6　SULEV20 regulation and emission performance

4．主要投入技術

4.1. VTEC

吸気側動弁系に採用した VTEC システムの構造を Fig. 7 に示す．1 シリンダあたり，3 個のカム駒およびロッカアームで構成される．両側を出力カム (青色)，中央を燃費 (FE) カム (緑色) と呼ぶ．出力カムの使用時は，連結ピンはオフ状態でロッカアームは別個に作動する．燃費カム使用時は連結ピンはオンとなり，それぞれのロッカアームがピンによって連結され作動する．低回転領域での切替を可能とするため，連結ピンのオンオフ両方を油圧で制御するタイプの VTEC[3]を採用した．

出力カム，燃費カム駆動時のバルブリフトカーブを Fig. 8 に，運転領域を Fig. 9 に示す．出力カムの開角は狭く，1 mm 以上のリフト範囲が 196 度で，全開に近い負荷が要求される時とエンジン始動時に使用される．燃費カムの開角は広く，1 mm 以上のリフト範囲が 240 度で，燃費が要求される運転状態で使用される．

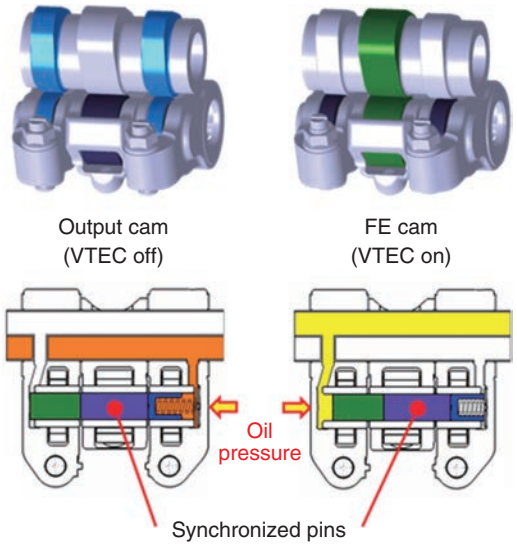


Fig. 7　VTEC structure and pin action

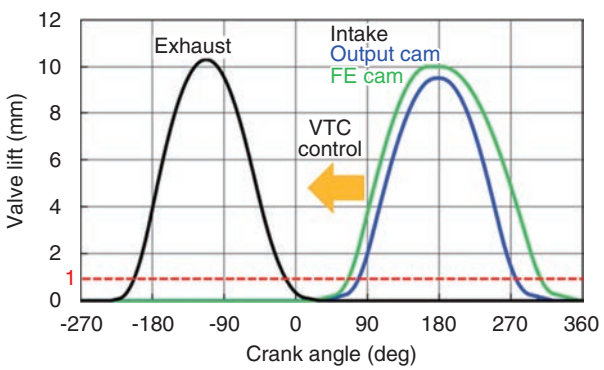


Fig. 8　Valve timing

4.2. クールド EGR

シリーズハイブリッド用エンジンの運転領域は BSFC の低い高負荷域が主体であり，燃費改善のためにノッキングを抑えることが可能なクールド EGR の採用は合理的である[4]．しかしクールド EGR は燃焼を緩慢にし，燃焼安定性を低下させる場合がある．これを抑制するため燃焼速度の向上をねらい高タンブルポートを採用した（Fig. 10）．タンブル流を強くするため，主流が燃焼室の排気側に流れるように側面形状を変更し，ポートの下部をエッジ形状とした．筒内流れの計算結果を Fig. 11 に示す．バルブ間から吸気側の壁を流れる流れが減少していることがわかる．また，エッジ形状で剥離させることで，主流は排気側に強く流れ込み，シリンダ内に強いタンブル流を生成する．その結果，タンブル比は，0.73 から 1.40 となった．本ポートの効果を確認した結果を Fig. 12 に示す．高タンブル化による燃焼改善により，図示平均有効圧力（IMEP）変動率の低下が確認できた．本ポートの採用により最良のポイントで図示燃料消費率（ISFC）で 5 g/kWh の改善を得た．

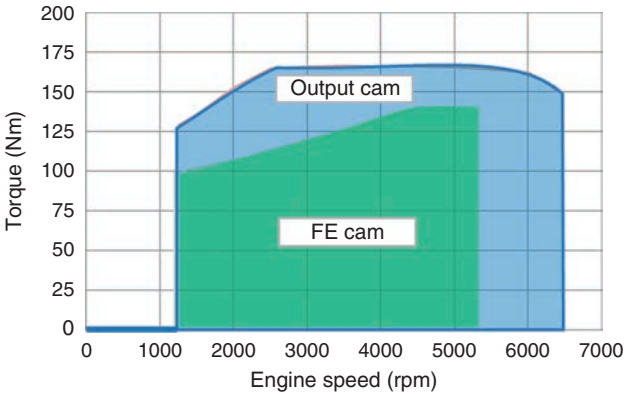


Fig. 9　VTEC operation

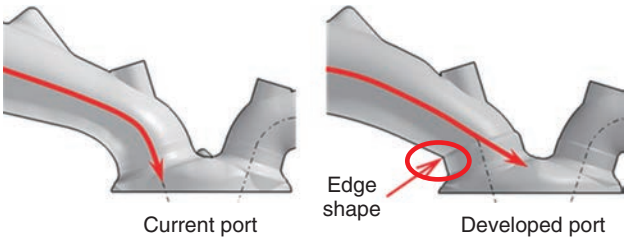


Fig. 10　High-tumble port shape

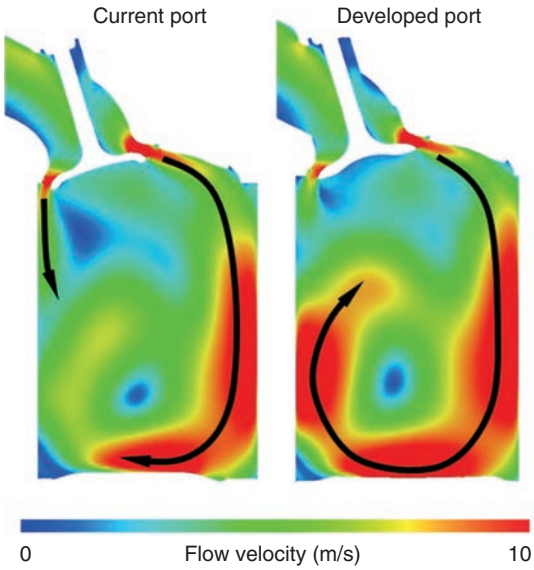


Fig. 11　Flow simulation result

4.3. 軽量化技術

車両の燃費を向上させるためには，軽量化も大切な要素である．ハイブリッド車は重量物であるバッテリを搭載しているため，他部分での軽量化はさらに重要であり，エンジンにおいても軽量化をおこなった．

4.3.1. クランクシャフト

Fig. 13 に示すように，クランクのカウンタウェイト部に斜めから鍛造工程を追加し，肉抜き形状を形成した．本技術は世界初である．ジャーナル径を 55 mm から 50 mm に

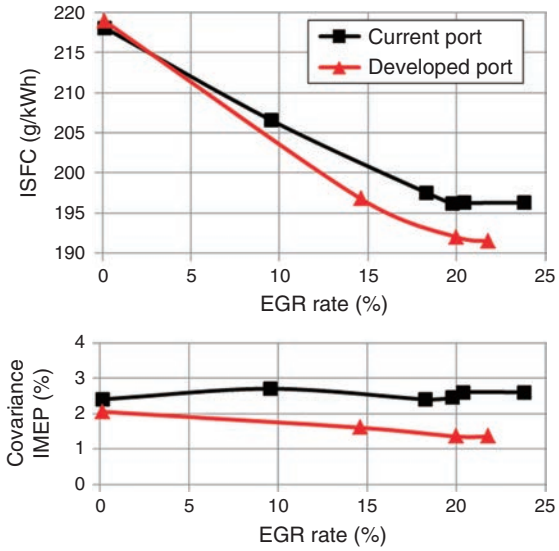


Fig. 12　Effect of high-tumble port

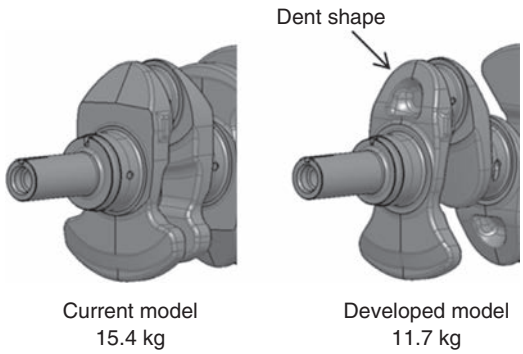


Fig. 13　Crankshaft design

縮小し，カウンタウェイトを８個から４個へ変更することと合わせ 3.7 kg の軽量化を達成した．

4.3.2. ピストン

ハイブリッド専用としてエンジンを考えた場合，モータによるトルクアシストが利用できるため，エンジン単体に要求される出力およびトルクは同排気量のガソリンエンジンと比較して低く設定でき，最大筒内圧力が下げられる．量産 2.0 L エンジンの 7.9 MPa に対し，本エンジンは 5.6 MPa である．この特性を踏まえてコンプレッションハイト，ピストンピン径，長さを新しく設定し，１気筒当たり約 61 g，台当たり 246 g の軽量化をおこなった (Fig. 14)．本部分の軽量化は，フリクションの低下による燃費向上にも貢献している．

4.3.3. 排気側プレスタイプロッカアーム

軽量化とリフトカーブ設定によるアトキンソンサイクル効果の最大化のため，排気側動弁系に，HLA およびプレスタイプロッカアームを採用した (Fig. 15)．Honda で一般的なロッカシャフトタイプに対し 1.3 kg の軽量化となった．

4.3.4. 電動ウォータポンプ

電動ウォータポンプの採用 (Fig. 16) により補機ベルトを廃止し 1.3 kg の軽量化を達成した．以上の技術を投入した結果，現行エンジンに対して DOHC 化しつつ 4.7% の軽量化を達成できた．

4.4. 電動 VTC

本エンジンにおいても燃費向上のためアイドル停止をおこなうが，機械圧縮比が 13 と高いため，出力カムを使用する再始動のクランキング時にコンプレッション圧力に起因する振動が大きく，商品性を低下させてしまう．これを解決するには，始動時の吸気弁閉時期 (Intake valve close timing: IVC) の遅角化が有効であり，電動 VTC を採用した．作動と効果を Fig. 17 に示す．

Fig. 17 の赤線は IVC76 deg，青線は IVC96 deg におけるエンジン回転の立ち上がりを示す．IVC76 deg では 600 rpm 以下の共振領域で発生した振動がその後も残っているのに対し，IVC96 deg では滑らかに回転が上昇している．これは始動時の NV 商品性を低下させる原因が 600 rpm 以下の領域で発生するパワープラント共振であることを示している．共振周波数を変化させることは構造上困難なため，IVC を遅角させ，デコンプすることで振動源を抑えた．次に具体的手法を述べる．

エンジンが停止するとき，VTC は IVC 最遅角 (96 deg) に制御され次回の始動を待つ．再始動クランキング時，エンジン回転数が共振領域を外れる 600 rpm を超えたところで VTC を進角させ，燃料噴射開始までに所定の IVC (76 deg) へ移動する．この動作により，振動の発生源を抑えることができ，必要な NV 商品性を確保した．

一連の作動は全てエンジン回転が立ち上がる前におこなわれるため，一般的な油圧タイプの VTC で実現するのは困難である．電動 VTC の採用で，出力，エミッション性能を犠牲にすることなく，アッパミドルセダンに求められる高い NV 性能を満足させることができた．

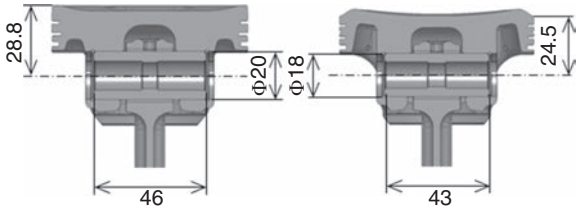


Fig. 14 Piston design

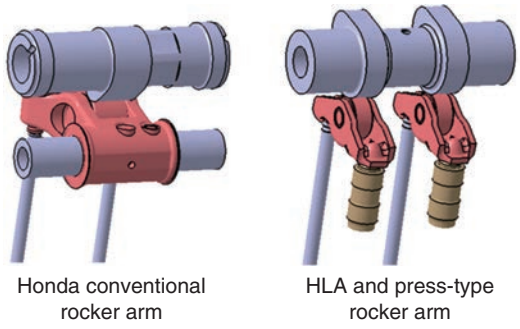


Fig. 15 HLA and rocker arm

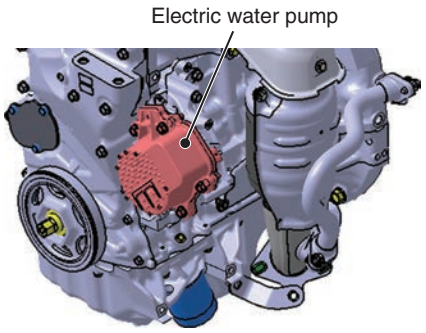


Fig. 16 Electric water pump

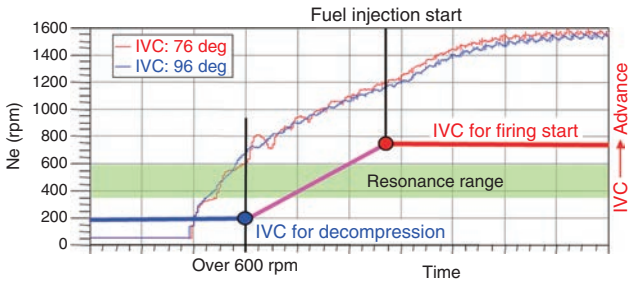


Fig. 17 Effect of electric VTC

5．まとめ

以上の技術を投入し，ハイブリッド用として競争力のあるエンジンを開発することができた．以下にまとめる．

（1）アトキンソンサイクルとクールド EGR を採用し，VTEC と組合せることで，最高出力 105 kW および BSFC 214 g/kWh（現行比 10％改善）を達成した．

（2）肉抜きクランクを始めとする軽量化技術の採用により，現行エンジンに対し DOHC 化しながら 4.7％の軽量化を達成した．

（3）北米向け PHEV 仕様において世界初で SULEV20 規制に適合した．

（4）電動 VTC を採用し，IVC の遅角化をおこない，エンジン始動時の振動を低減したことで，出力，エミッション性能を犠牲にすることなく，アッパミドルセダンとしての高い NV 商品性を確保した．

参考文献

（1）Yonekawa, A., Ueno, M., Watanabe, O., Ishikawa, N.: Development of New gasoline Engine for ACCORD Plug-in Hybrid, SAE Technical Paper 2013-01-1738(2013)

（2）Higuchi, N., Sunaga, Y., Tanaka, M., Shimada, H.: Development of a New Two-Motor Plug-in Hybrid System, SAE Technical Paper 2013-01-1476(2013)

（3）奥井重雄，岸勉，石川直宏，花田晃平：CIVIC Hybrid 用 1.3 L 3-stage i-VTEC VCM エンジンの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.44-51

（4）Kawamoto, N., Naiki, K., Kawai, T., Shikida, T., Tomatsuri, M.: Development of New 1.8-Liter Engine for Hybrid Vehicles, SAE Technical Paper 2009-01-1061(2009)

■著　者■



米川明之



渡辺　修



関谷明堂



石川直宏

2014年モデルAccord用SPORT HYBRID i-MMD制御システムの開発

Development of SPORT HYBRID i-MMD Control System for 2014 Model Year Accord

井手博仁* Hirohito IDE
須永義弘* Yoshihiro SUNAGA
樋口成智* Naritomo HIGUCHI

要　旨

世界的なCO_2排出削減要求に対応すべく，高効率な2モータハイブリッドシステムSPORT HYBRID Intelligent Multi-Mode Driveを開発し2014年モデルAccordに搭載した．その制御システムはEVドライブ，ハイブリッドドライブ，エンジンドライブの3種のドライブモードを状況に応じて使い分ける．ハイブリッド化にともない39%の燃費向上に寄与している．また大規模なシステム構成に対応したコンポーネント間協調制御を開発し，信頼性と走行性能の両立を図っている．これらのシステムと制御技術の採用により，Accordプラグインハイブリッドでは13 mileのEV走行距離，115 MPGe (Charge Depleting mode)，46 mpg (Charge Sustaining mode)の燃費を達成するとともに，信頼性確保のための制約条件を守りつつ走行性能を維持することを可能とした．

ABSTRACT

A highly efficient two-motor hybrid system named SPORT HYBRID Intelligent Multi-Mode Drive was developed and mounted in the 2014 model year Accord to meet global demands for CO_2 reduction. The control system switches the three drive modes of “EV drive,” “Hybrid drive” and “Engine drive” according to the driving conditions. Together with hybridization, this helped to enhance fuel economy by 39%. In addition, cooperative control between components was developed that supports the large system configuration, and helped to achieve both reliability and driving performance. Installation of this system and control technology in an Accord plug-in hybrid achieved an EV driving range of 13 miles and fuel economy of 115 MPGe (Charge Depleting mode) and 46 mpg (Charge Sustaining mode). Furthermore, sufficient driving performance was also maintained while observing the constraints required to secure reliability.

1．まえがき

今日，自動車業界へのCO_2排出削減等に代表される環境負荷低減に対する要望はさらなる高まりを見せている．その課題の一つの解決手法として，従来より軽量かつコンパクトなハイブリッドシステムであるIntegrated Motor Assist (IMA)システムを提案してきた．またゼロエミッションシステムである燃料電池EVシステム，バッテリEVシステムを提案してきた．今後より一層の環境負荷低減にはハイブリッドシステムのさらなる効率向上や，ゼロエミッション航続距離の向上等の改善が急務である．その対応として2モータハイブリッドシステムSPORT HYBRID Intelligent Multi-Mode Drive (SPORT HYBRID i-MMD)という新しいハイブリッドシステムを開発した[(1)]．本ハイブリッドシステムにより従来のハイブリッドシステムからの効率向上を図り，さらに中型車に適用可能な動力性能を確保した．また大容量バッテリとプラグイン充電機能を備えたSPORT HYBRID i-MMD Plug-inにおいては，ゼロエミッション航続距離の向上を達成した．

本稿では，新開発した2モータハイブリッドシステムSPORT HYBRID i-MMD Plug-inを例にとり，そのねらいと特徴について述べると共に，高効率化や車両信頼性確保に寄与した制御システムと実車で達成した性能について述べる．

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_5

2．開発のねらい

従来の IMA システムでは軽量でコンパクトなハイブリッドシステムの特性を生かし，主に小型車にそのシステムを搭載し燃費向上を達成してきた．しかし今後の環境負荷低減には中型車以上のクラスでも同様に燃費向上が必要であり，高効率をねらいとする 2 モータハイブリッドシステム SPORT HYBRID i-MMD を新規に開発した．本システムは EV ドライブ，ハイブリッドドライブ，エンジンドライブの 3 モードを状況に応じて使い分けており，IMA システムと比較し以下の特徴を持つ．

（1）EV 走行領域の拡大と高効率化
（2）エンジン高効率運転領域の拡大
（3）減速エネルギーの回生効率の向上

上記より，本システムは優れた燃費性能を達成可能と考えた．一方で本システムはその構成が IMA システムより大規模であり，信頼性確保のためのさまざまな制約条件を守りつつ走行性能を維持する協調動作も必要である．よって本システムをさまざまな環境条件，運転条件に応じて適切に制御し，燃費性能と走行性能を成立させる制御システムを開発した．

3．システム概要

3.1. 全体構成

SPORT HYBRID i-MMD システムの主要構成部品を Fig. 1 に示す．モータ，ジェネレータといった二つのモータと，クラッチから構成される電気式 CVT は，トランスミッションケースに内蔵され HEV 用に最適化された新開発アトキンソンサイクルエンジン[2]とともにエンジンルーム内に配置される．Li-ion バッテリ電圧を昇圧する Voltage control unit，モータ[3]およびジェネレータ制御用の Motor control unit やインバータを内蔵する Power Control Unit

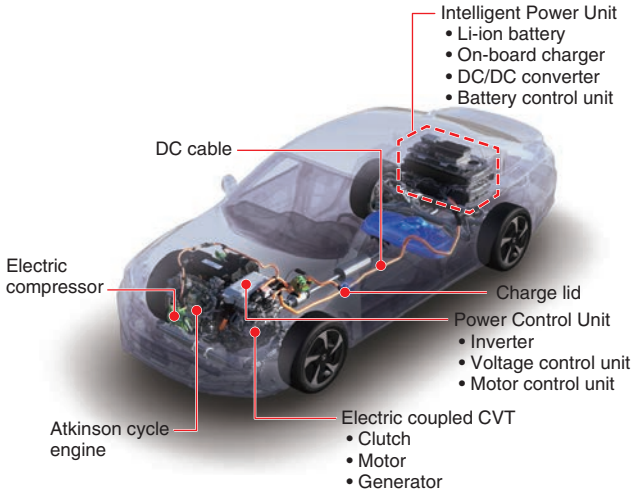


Fig. 1　Overall system configuration

Table 1　Specifications of hybrid powertrain

Engine	Type	L4 DOHC Atkinson
	Max. power [kW]	105
	Max. torque [Nm]	165
Motor	Type	Interior permanent magnet synchronous motor
	Max. power [kW]	124
	Max. torque [Nm]	307
	Max. speed [rpm]	12584
	Max. voltage [V]	700

（PCU）は電気式 CVT 上部に配置される．Li-ion バッテリ，DC/DC コンバータ，およびそれらを制御する Battery control unit で構成される Intelligent Power Unit（IPU）はリヤシート後部に配置される．プラグインハイブリッド車においてはさらに専用の高容量 Li-ion バッテリと高出力オンボードチャージャを備え，10 mile 以上の EV ドライブによる市街地走行を可能としている．

3.2. パワートレイン概要

パワートレインの概要を Fig. 2 に示す．2.0 L 直列 4 気筒エンジンおよび電気式 CVT ユニットで構成される．エンジンはアトキンソンサイクル化，VTEC，電動 VTC，クールド EGR の採用，および低フリクション化により従来の 2.0 L エンジン比で正味燃料消費率（Brake Specific Fuel Consumption：BSFC）にて 10% の効率向上を達成し，105 kW の高出力を両立させている．モータは昇圧器による高電圧化とリラクタンストルクの活用により 124 kW の高出力と最大 96% の高効率を達成している．パワートレインの主要諸元を Table 1 に示す．

3.3. プラグインハイブリッドのオペレーション概要

Fig. 3 にプラグインハイブリッドのオペレーション概要を示す．

プラグインハイブリッドの動作は以下の二つのモードに分類される．

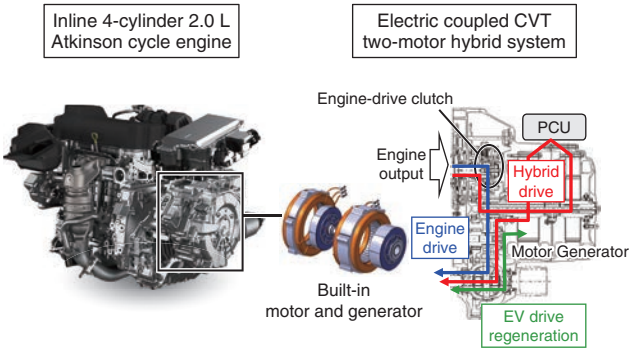


Fig. 2　SPORT HYBRID i-MMD powertrain

一つ目は，プラグイン充電によりLi-ionバッテリに貯蔵された電気エネルギーを用いてEVドライブを主体におこなうモードで，Charge Depleting モード（CDモード）と呼ぶ．CDモードではFig. 3に示すようにエンジン始動のしきい値を高く設定することで，EVドライブ使用領域を拡大しており，13 mileのEVレンジを確保している．

二つ目は，Li-ionバッテリの残量（State of Charge：SOC）が所定値を下回った場合，その後SOCを所定範囲内に保つようにガソリンをエネルギー源として走行し，いわゆるハイブリッド車として機能するモードで，Charge Sustainingモード（CSモード）と呼ぶ．

3.4. ドライブモード概要

Fig. 4にSPORT HYBRID i-MMDシステムのドライブモードの分類を示す．本システムは三つのドライブモードを有し，走行状況に応じて適正なモードを選択しシステム効率向上を図る．

第1のモードは，Li-ionバッテリに貯蔵された電力を使用してモータで走行するモードで，これをEVドライブモードと呼ぶ．

第2のモードは，エンジン動力をジェネレータで電力に変換し，この電力を用いてモータで走行するモード（シリーズハイブリッドとして作動するモード）で，これをハイブリッドドライブモードと呼ぶ．モータの消費電力に対するジェネレータの発電電力の過不足分は，Li-ionバッテリから放電あるいは，Li-ionバッテリへ充電される．

第3のモードは，エンジンと車軸がクラッチを用いて固定変速比で連結され，直接車輪をエンジンで駆動するモード（パラレルハイブリッドとして作動するモード）で，これをエンジンドライブモードと呼ぶ．この際，モータがアシストおよび充電機能を担い，Li-ionバッテリからの放電（アシスト）または，Li-ionバッテリへの充電が実施される．

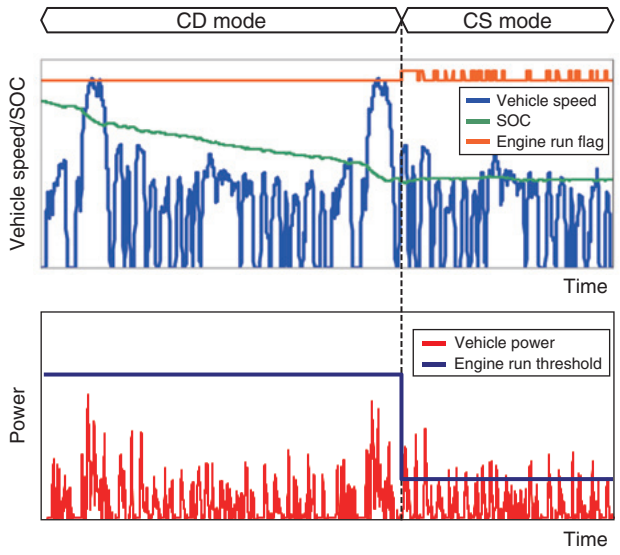


Fig. 3　Plug-in hybrid operation

4．制御システム

4.1. 制御システム構成

SPORT HYBRID i-MMDシステムのブロック図をFig. 5に示す．エンジン，モータとジェネレータ内蔵の電気式CVT，PCU，IPUで構成されるパワートレインコンポーネントの各制御ユニットは，冗長設計されたController Area Network（CAN）で結合される．また電動サーボブレーキ[4]，エアコン用フル電動コンプレッサといった関連コンポーネントともCANで結合され，環境条件や運転条件に応じた協調制御を実施している．本章では特に燃費性能や制約条件下における走行性能に関連するパワーマネジメント制御について次節以降で説明する．

4.2. パワーマネジメント制御の主要目標

パワーマネジメントの主要目標としては

（1）各ドライブモードの燃費性能の向上

（2）ドライブモード切替えによる燃費性能の向上

（3）制約条件下における走行性能の確保

が挙げられる．

（1），（2）においては運転者の加減速意図や，各コン

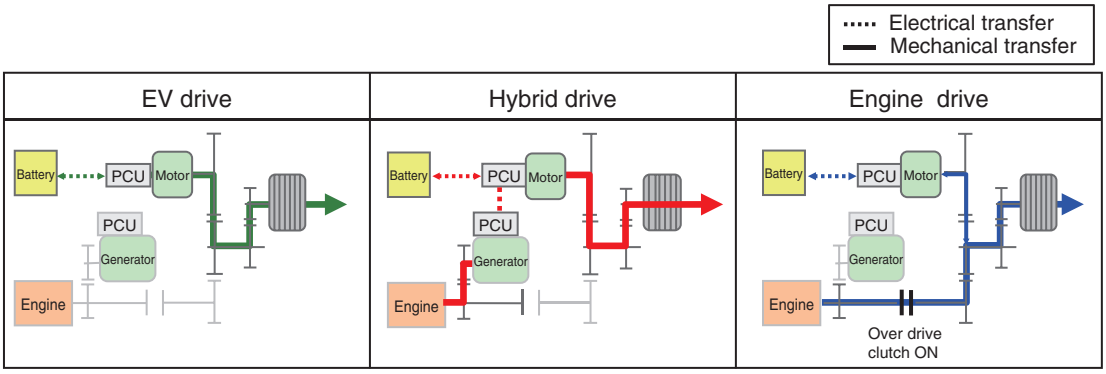


Fig. 4　SPORT HYBRID i-MMD operation modes

ポーネントの制約と効率特性を考慮することで燃費性能を向上させている．(3)は例えばバッテリ電力制限といった制約が発生した場合，モータ出力に対する電力の過不足分をジェネレータ出力で補償するようなコンポーネント間協調制御をおこない走行性能を確保している．以降で上記目標達成のための制御手法について説明する．

4.3. 各ドライブモードの燃費性能の向上

SPORT HYBRID i-MMD システムにおいてエンジンを作動させるモードはハイブリッドドライブモードとエンジンドライブモードの２通りである．各モードにおける燃費性能は主にエンジンの熱効率が支配的となるため，いかにエンジンを高効率に運転し，システム全体の高効率化を図るかが燃費向上の鍵となる．以下に二つのモードでのエンジンオペレーション概要を説明する．

4.3.1. ハイブリッドドライブモードにおける高効率運転

ハイブリッドドライブモードにおいては，エンジンから車輪への機械的伝達経路がない．つまり車速（モータ回転数に比例する）と，エンジンおよびジェネレータとの間に回転数の制約がない．このため車速に対してエンジン回転数を任意に設定可能となる．従って，エンジン出力に対して一意に決まる BSFC ミニマムライン上にエンジン動作点をトレースさせる制御を基本とする．さらに Fig. 6 に示すように青の BSFC ミニマムライン上でより高効率な動作点にエンジン出力を調整する．その際，モータ出力に対する発電電力の過不足分はバッテリエネルギーにて補償される．

4.3.2. エンジンドライブモードにおける高効率運転

エンジンドライブモードにおいては，固定減速ギヤを介してエンジンが車輪と結合されるため，車速に対してエンジン回転数が一意に決まる．平坦路のクルーズ走行を想定した場合のエンジン回転数とトルクの関係は Fig. 6 の点線となる．エンジンドライブモードは高速クルーズ走行領域

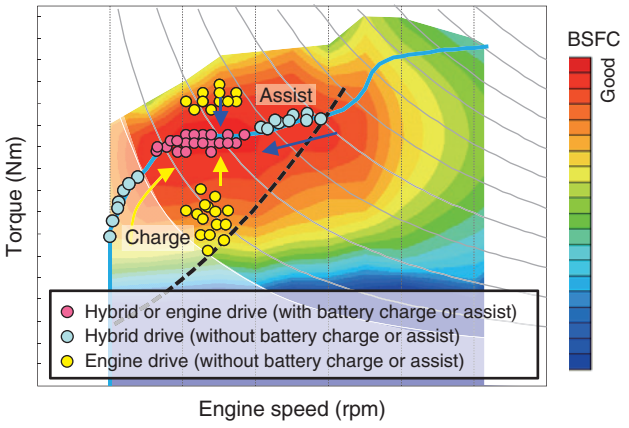


Fig. 6　Engine operating point

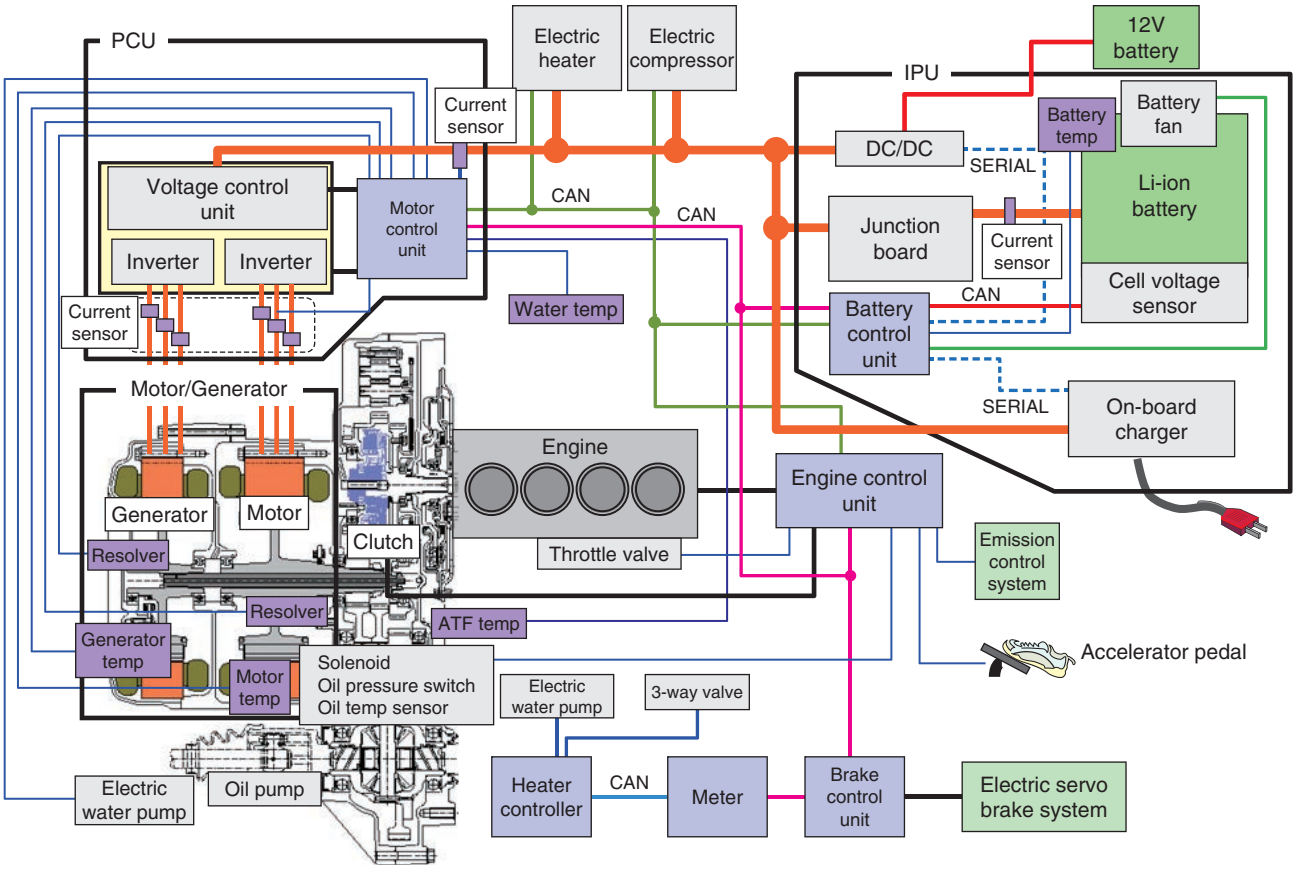


Fig. 5　Block diagram of SPORT HYBRID i-MMD system

で活用されるが，平坦路走行を想定した場合 BSFC ミニマムラインに対してエンジン動作点が低トルク側にかい離する．この場合，エンジンがより高効率な動作点になるようエンジントルクを増加させるとともに，このトルク増加分をモータの回生作動で吸収する．逆に BSFC ミニマムラインに対してエンジン動作点が高トルク側にかい離する状況では，エンジントルクを減少させ，差分をモータの駆動で補う．このようにモータ回生，駆動により，エンジン動作点をより高効率領域に拘束する制御をおこなう．

4.4. ドライブモード切替えによる燃費性能の向上

車両の燃費向上には 4.3. 節のエンジン熱効率向上と同時に，エンジン出力から車軸出力へのエネルギー伝達効率を高めシステム全体の高効率化を図る必要がある．SPORT HYBRID i-MMD システムではドライブモード切替えにより，高効率化を達成している．

Fig. 7 に CS モード時の車速に応じたドライブモード切替えの概要を示す．また Fig. 8 に駆動力線図とドライブモード動作範囲を示す．発進から市街地走行等の低車速走行時は主に EV ドライブモードを選択し，エンジン低負荷運転による燃費低下を回避する．中車速走行時はエンジン熱効率と Li-ion バッテリ充放電損失のバランスを考慮し EV ドライブとハイブリッドドライブ，あるいは EV ドライブとエンジンドライブを適宜切り替える間欠運転をおこなうことによって燃費改善を図る．高車速走行時はハイブリッドドライブとエンジンドライブにおいてエネルギー伝達効率が高いモードを適宜選択する．

4.4.1. EV ドライブとハイブリッドドライブ（エンジンドライブ）の切り替え

EV ドライブが選択可能な走行出力領域では間欠運転と呼ばれるモード切替えを適宜おこない，ハイブリッドドライブ（またはエンジンドライブ）の際に Li-ion バッテリへ充電しつつ，蓄えられた電気エネルギーを用いて，後で EV ドライブに切り替える．Fig. 9 に EV ドライブとハイブリッドドライブの切り替えによる燃費改善効果を示す．

走行出力が小さい領域では，エンジン熱効率と Li-ion バッテリ充放電損失のバランスから，常時エンジン作動（Fig. 9 図中の Battery charge 0 kW のライン）させた場合に対して，間欠運転をおこなうことで最大 50% 程度の燃費改善効果が得られることがわかる．一方走行出力が大きい領域においては間欠運転による燃費改善効果は減少し，逆に燃費が低下する傾向となることがわかる．このように燃費改善効果を考慮し EV ドライブの出力範囲を決定している．

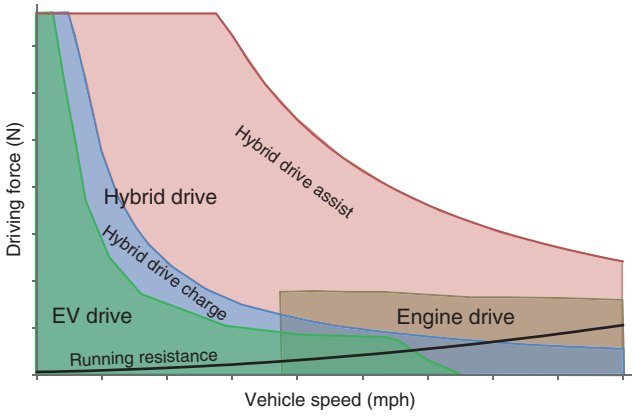


Fig. 8 Operating area of three driving modes (CS mode)

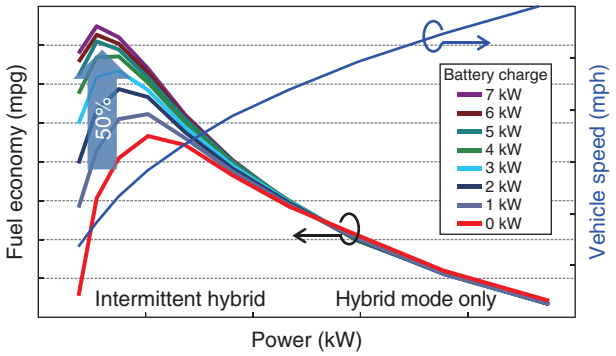


Fig. 9 Fuel economy enhancement of intermittent operation

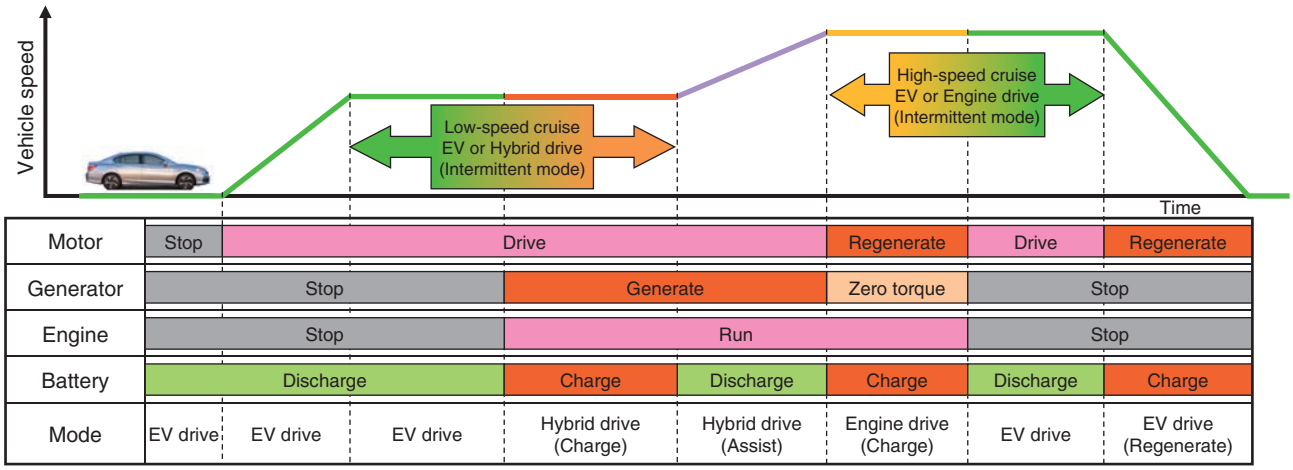


Fig. 7 CS mode operation

4.4.2. ハイブリッドドライブとエンジンドライブの切り替え

ハイブリッドドライブとエンジンドライブの燃費比較を Fig. 10 に示す.

Fig. 10 図中の有色領域はエンジンドライブの方が燃費が良い領域で, 白色領域はハイブリッドドライブの方が燃費が良い領域を示している. 黒ラインが平坦路走行時の走行抵抗を示している. クルーズ走行から緩加速領域ではエンジンドライブモードの方が, ハイブリッドドライブモードよりエネルギー伝達効率が高いため, 最大で 12% 燃費性能が良いことがわかる. 一方で走行負荷がより高い領域ではハイブリッドモードの方が, 燃費性能が良いことがわかる. これらの関係に基づきハイブリッドドライブモードとエンジンドライブモードの切り替えを実施する.

4.5. 制約条件下における走行性能の確保

SPORT HYBRID i-MMD システムはさまざまなコンポーネントで構成されており, 各コンポーネントが信頼性確保のための制約を有する. 制約条件としてはモータのトルク制限, ジェネレータのトルク制限, バッテリ電力の制限等が存在する. 特にバッテリ電力の制限については Li-ion バッテリ耐久性確保の観点から高精度な制御が求められ, またその制限がシリーズハイブリッドを採用するシステムでは走行性能に大きく影響を与えることがわかっている. よって本節ではバッテリ電力制限を代表にとり, さまざまな環境条件, 運転条件に対応した各コンポーネントの協調制御について説明する.

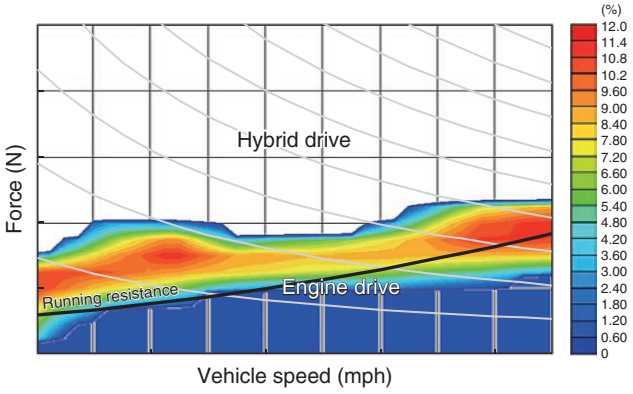


Fig. 10 Comparison of fuel consumption of hybrid drive and engine drive

パワーマネジメント制御では運転者のアクセルやブレーキといった加減速意図と各コンポーネントから出力やトルクの制限情報を得て, 制限範囲内で適切な協調出力制御を実施している. 低温環境下などバッテリ電力が制限されバッテリ電力のみで加減速意図を満足できない状況では, パワーマネジメント制御はハイブリッドドライブモードを選択し, モータとジェネレータとエンジンの各出力を高精度にバランスさせバッテリ電力制限と走行性能を両立させる. 本制御のブロック図を Fig. 11 に示す.

パワーマネジメント制御は運転者の加減速意図とモータのトルク制限要求から目標車両駆動力を算出する. 次に目標車両駆動力から算出される目標モータ出力, およびエネルギーマネジメント制御から算出される目標バッテリ電力の和に一致するような目標エンジン出力を算出する. 目標エンジン出力はバッテリ電力制御器により適宜修正される. 次に修正された目標エンジン出力から目標エンジン回転数と目標エンジントルクを算出する. ここで回転とトルクの目標値はエンジン効率が最大となる点を選択する. 最終的にはバッテリ電力制限を含めたさまざまな制約条件を考慮しエンジン出力とジェネレータ出力とモータ出力を修正する. 本制御器構成で運転者の加減速意図, バッテリ SOC の収束性, バッテリ電力制限性能, その他コンポーネントの制約をバランスさせている.

さらに上記で算出したモータやジェネレータの出力を, 極低温下などバッテリ電力が大きく制限される時や急加減速時といった電力の急峻な変動時でもバッテリ電力制限を

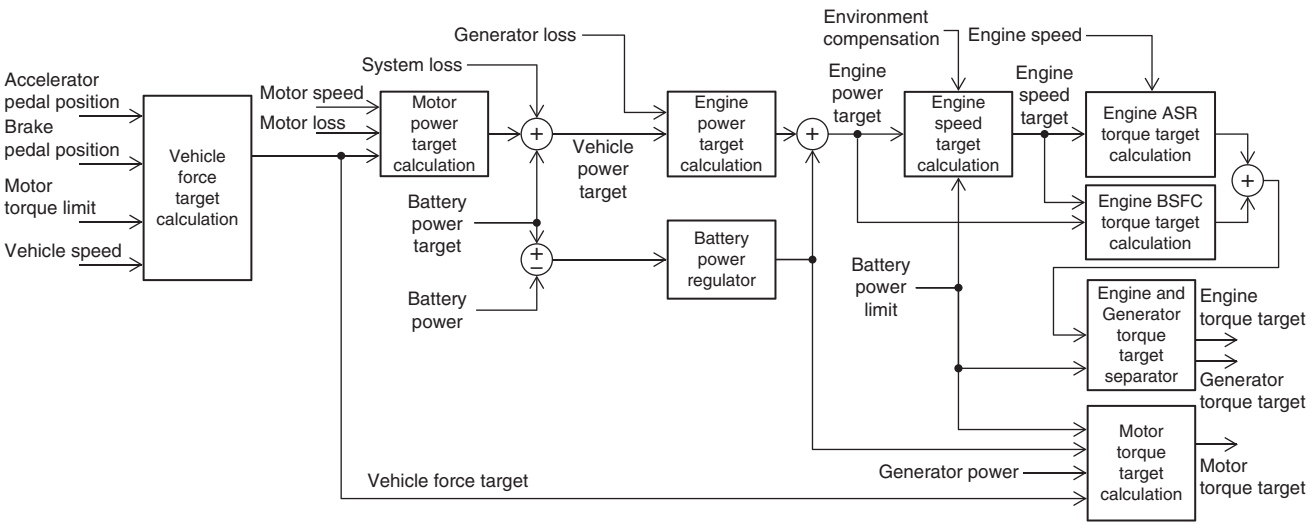


Fig. 11 Power management control

満足できるよう高精度，高応答に補正をおこなう．

極低温下においてバッテリ電力はバッテリ耐久性確保のために厳しく制限される．この制限下で走行性能を維持するにはモータとジェネレータが 100 kW 超の出力を出しつつも，その電力収支を数 kW 以下のバッテリ電力制限内に収める高精度な制御が必要である．また雪道などの低 μ 路面における急加減速ではホイールスピンやタイヤロックが発生しモータ回転数の変動によりモータ出力が急激に変化するが，当該状況においても同様に制限内に収める高応答な制御が要求される．以降高精度と高応答を両立した出力補正手法について説明する．

4.5.1. バッテリ電力推定

高応答なバッテリ電力制御には遅れや無駄時間の少ないバッテリ電力情報が必要なことから高速なバッテリ電力推定をおこなう．バッテリ電力は Li-ion バッテリの電圧センサと電流センサから計測可能である．しかしセンサの遅れ要素，バッテリのコンデンサ特性，PCU 内のコンデンサ，リアクトル特性，および各制御ユニット間の通信遅れ等がある．そのため制御ユニットの認識するモータとジェネレータの電力変動と，バッテリ電力変動間には遅れ特性と無駄時間特性がある．高速な制御応答要求に対し，その遅れと無駄時間特性は無視できないため，間接的にモータとジェネレータの電力およびその他損失情報からバッテリ電力を推定する．Fig. 12 に本システムの高電圧コンポーネントを示す．

高電圧コンポーネントにおいて，バッテリ電力 P_{bat} はモータやジェネレータへの投入電力 P_{mot}，P_{gen} と，モータやジェネレータのインバータ損失 P_{invmot}，P_{invgen} と，昇圧損失 P_{vcu} と，DC/DC コンバータ損失 P_{dcdc} と，エアコンとヒータ損失 P_{ac} の総和となる．従って定常的には以下の式（1）に示す電力方程式が成立する．

$$P_{bat} = P_{mot} + P_{gen} + P_{invmot} + P_{invgen} + P_{vcu} + P_{dcdc} + P_{ac} \quad (1)$$

式（1）よりバッテリ電力はモータとジェネレータの電力から各種損失分を補正することで推定可能なことがわかる．モータやジェネレータへの投入電力は相電流センサと昇圧後電圧センサにより計測可能である．モータやジェネレータのインバータ損失および昇圧損失は所定のパラメータから決定されるノミナル値を用い推定可能である．

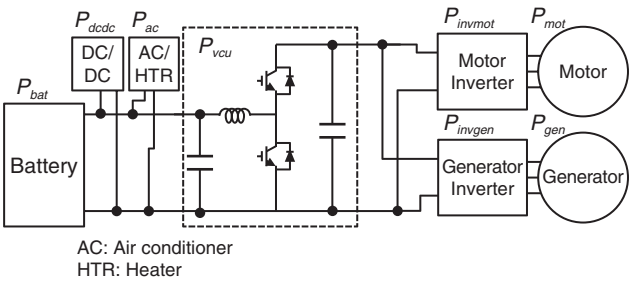


Fig. 12　High-voltage component

DC/DC コンバータ損失，エアコンとヒータ損失は各制御ユニットから CAN で情報を取得する．これらの情報からバッテリ電力を推定する制御器とした．本制御器構成を Fig. 13 に示す．

4.5.2. バッテリ電力制御のための出力補正

前項で算出した推定バッテリ電力を使用して高応答かつ高精度なバッテリ電力制御をおこなう．バッテリ電力変動は主にモータやジェネレータの電力変動に起因すること，および電力はトルクと相関があることに着目し，パワーマネジメント制御が算出したモータとジェネレータのトルク指令値を補正することでバッテリ電力を制御する構成を選択した．また推定バッテリ電力は温度特性や製造誤差等に起因する誤差を有しているため，その誤差を補正する必要がある．よって実バッテリ電力と推定バッテリ電力の偏差を算出し，その偏差からバッテリ電力制限値を補正することで誤差影響を除去した．ジェネレータトルク補正側を例に本制御器構成を Fig. 14 に示す．

Fig. 14 に示すように，バッテリ電力とバッテリ電力制限値間には図中の青ラインで示す閉ループが構成される．従ってバッテリ電力とバッテリ電力制限値間のレギュレータ制御器 G (s) を付加しパワーマネジメント制御が算出したモータトルクおよびジェネレータトルクを補正すればバッテリ電力は電力制限値範囲内に収束可能である．

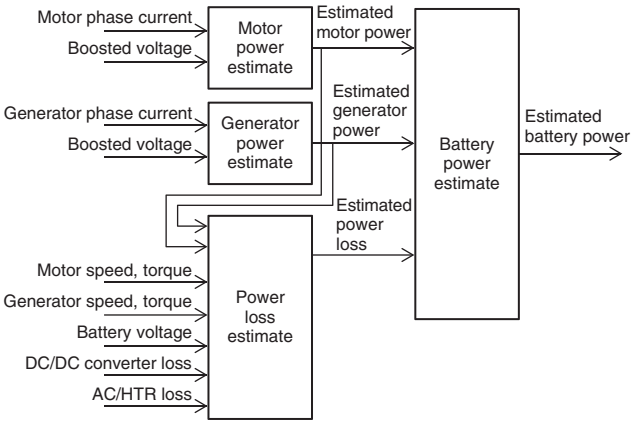


Fig. 13　Battery power estimator

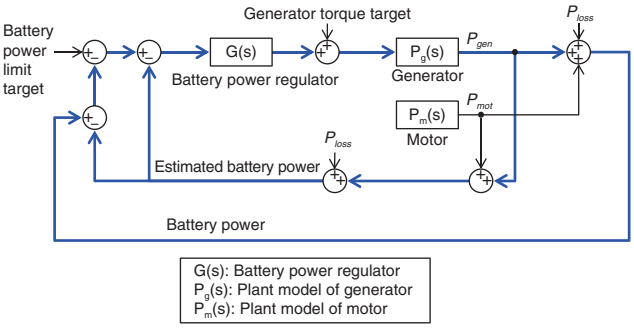


Fig. 14　Closed loop of battery power limit to battery power

5．実車達成性能

Fig. 15 に既存ガソリンエンジン車に対する SPORT HYBRID i-MMD Plug-in システムの燃費改善効果を示す．既存ガソリンエンジン車に対し EPA の燃費計測モードである City モードで 104%，Highway モードで 35%，Combined モードで 70% の燃費を改善し 46 mpg を達成した．Fig. 16 に 70% の燃費改善効果の内訳を示す．ハイブリッド化に伴う 39% の燃費改善に本制御は寄与した．また CD モードでは 13 mile の EV レンジと 115 MPGe の燃費を達成している．

Fig. 17 に制約条件（バッテリ電力制限）下における加減速を含む高速走行（US06 モード）結果を示す．バッテリ電力制限下においてジェネレータ発電量を調整することでモータ出力に対する電力不足分を補い，バッテリ電力を制限範囲内に収束させつつ走行性能を維持可能なことを確認した．また Fig. 18 にホイールスピンや急ブレーキといったモータ出力が急変する時のバッテリ電力挙動を示す．当該状況においても同様にバッテリ電力を制限範囲内に収束させていることを確認した．上記条件ではモータとジェネレータは 100 kW を超える出力をしているが，バッテリへの入出力電力は数 kW 以下に収束させている．

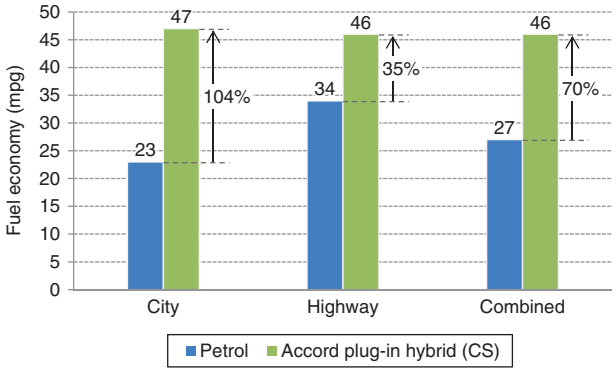


Fig. 15　Comparison of fuel economy

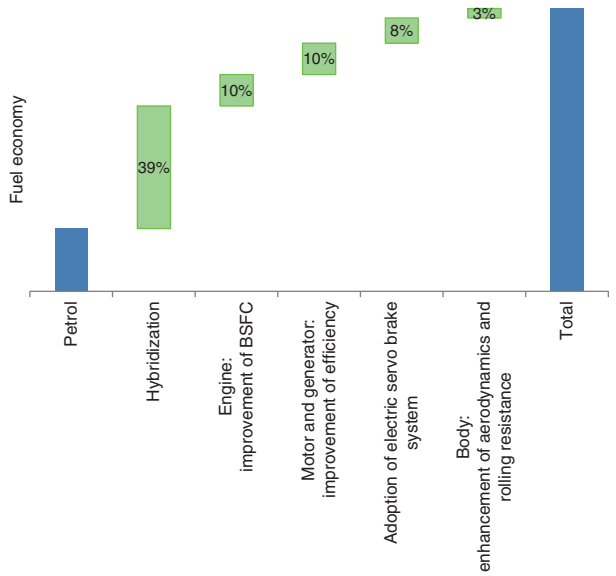


Fig. 16　Contributions to fuel economy enhancement of proposed SPORT HYBRID i-MMD Plug-in system

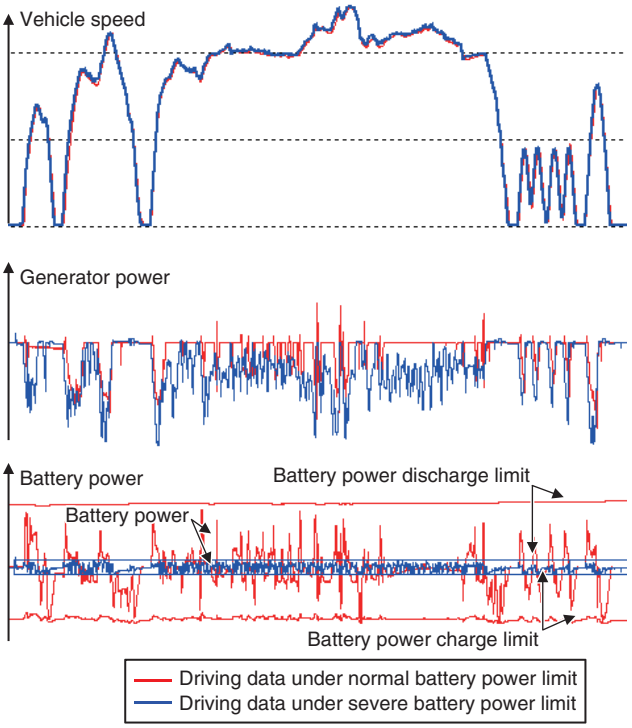


Fig. 17　Power management in US06 mode

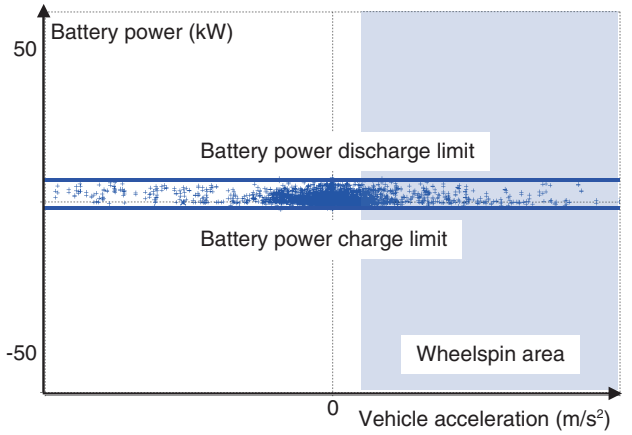


Fig. 18　Vehicle acceleration and battery power

6．まとめ

2 モータハイブリッドシステム SPORT HYBRID i-MMD 用制御システムを開発し，2014 年モデル Accord に搭載することで以下の性能を達成した．

（1）三つのドライブモードを状況に応じて適切に選択し，

エンジン熱効率と，エネルギー伝達効率を向上することにより，39% の燃費向上に寄与した．また以下の燃費性能を達成した．

EV レンジ　13 mile
CD 燃費　115 MPGe
CS 燃費　46 mpg

（2）バッテリ電力制限時の走行において，各コンポーネントの協調制御により，バッテリ電力を制限範囲内に収束させながら走行性能を維持することを可能とした．

参考文献

（1）Higuchi, N., Sunaga, Y., Tanaka, M., Shimada, H.: Development of a New Two-Motor Plug-In Hybrid System, SAE 2013-01-1476(2013)
（2）Yonekawa, A., Ueno, M., Watanabe, O., Ishikawa, N.: Development of New Gasoline Engine for ACCORD Plug-in Hybrid, SAE 2013-01-1738(2013)
（3）黒木次郎，大塚浩：SPORT HYBRID i-MMD システム用のモータと PCU の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.25, No.2, p.41-47
（4）Ohkubo, N., Matsushita, S., Ueno, M., Akamine, K., Hatano, K.: Application of Electric Servo Brake System to Plug-In Hybrid Vehicle, SAE 2013-01-0697(2013)

■著　者■


井手博仁


須永義弘


樋口成智

SPORT HYBRID i-MMD システム用のモータとPCU の開発

Development of Motor and PCU for a SPORT HYBRID i-MMD System

黒 木 次 郎* 大 塚 浩*
Jiro KUROKI Hiroshi OTSUKA

要 旨

地球温暖化対策やエネルギー問題への対応と運転する喜びを両立するため，高効率な SPORT HYBRID Intelligent Multi-Mode Drive システムを開発した．開発したパワートレインは，エンジン，モータとジェネレータを内蔵した電気式 CVT，Power Control Unit，Integrated Power Unit で構成される．搭載されたモータはリラクタンストルクの活用と高電圧化により高トルク化，高出力化および高効率化をおこなった．Power Control Unit は放熱性能向上による小型･高出力化と低損失チップによる高効率化をおこなった．その結果，モータは最大トルク 307 Nm と最大出力 124 kW を実現し，Power Control Unit は 700 V 昇圧とトータル出力 400 kVA を達成した．最高効率は Power Control Unit とモータを含め 96 % を実現した．

ABSTRACT

A highly efficient SPORT HYBRID Intelligent Multi-Mode Drive system was developed in order to achieve a balance between the joy of driving and measures to address climate change and energy issues. The developed power train is composed of the engine, an electric coupled CVT with a built-in motor and generator, a Power Control Unit, and an Integrated Power Unit. The built-in motor was given higher torque, higher output, and higher efficiency by using reluctance torque and raising the voltage. The Power Control Unit was made more compact and power was increased by enhancing the unit's heat dissipation performance, and it was made more efficient by using a low-loss chip. As a result, the motor achieves maximum torque of 307 Nm and maximum output of 124 kW, while the Power Control Unit achieves a voltage increase of 700 V and total output of 400 kVA. The Power Control Unit including the motor achieved a maximum efficiency of 96%.

1．まえがき

地球温暖化やエネルギー問題に対応するため，エミッションの少ない燃料消費率に優れた自動車が求められている．Honda はこれらの期待に応えるため，INSIGHT，CR-Z，FREED HYBRID，FIT HYBRID などに搭載されている Integrated Motor Assist（IMA）システム[(1)]を開発し，低燃費化を図ってきた．

さらに，究極のゼロエミッション車として燃料電池電気自動車[(2)]やバッテリ EV を開発してきた．燃料電池電気自動車は水素を燃料とし，空気中の酸素と反応させ発電して駆動し，バッテリ EV は電池に充電された電気を用い駆動する．走行時エミッションを出さないメリットがあるが，バッテリ EV においては，Internal Combustion Engine Vehicle（ICEV）に比べ航続距離が制限される課題がある．また，水素ステーションや充電施設が少ない現状があり，インフラが整備されるまで普及が限定されている．

これらの課題を解決するため，2014 年モデル Accord においてプラグインハイブリッド車を開発した．家庭用電源等からバッテリを充電し，通勤や買物など日常的な近距離であれば EV 走行可能である．バッテリ残容量が少なくなると，ガソリンのエネルギーを使ってハイブリッドモードで走行できるため，航続距離がバッテリ容量に制限されることがない．

今回開発の車両には，新規に開発した電気伝達比率の高い SPORT HYBRID Intelligent Multi-Mode Drive（SPORT HYBRID i-MMD）システム[(3)]を搭載した．モータ，Power Control Unit（PCU）の高性能，高効率化により，高い動力性能と燃費 115 MPGe（Charge Depleting mode: CD），46 mpg（Charge Sustaining mode: CS）と 13 mile の EV Range を達成した．本稿では新規開発したモータ，PCU の技術について述べる．

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_6

2. SPORT HYBRID i-MMD システム

SPORT HYBRID i-MMD システムのパワートレインを Fig. 1 に示す．モータとジェネレータを電気式 CVT のケースに内蔵し，その上部に PCU を配置している．エンジンは HEV 用に開発した 2.0 L アトキンソンサイクルエンジンである．

Fig. 2 に SPORT HYBRID i-MMD システムの三つの走行モードを示す．三つの走行モードにはバッテリのエネルギーを用いモータで駆動する EV ドライブモード，エンジンの機械エネルギーを電気エネルギーに変換しモータで駆動するハイブリッドドライブモード，エンジンで駆動するエンジンドライブモードがある．

Fig. 3 に電気式 CVT の断面図と各モードでの伝達経路を示す．モータトルクはギヤを介し足軸に伝わる．EV ドライブモードでは，モータで車両を駆動し，エンジンとジェネレータは停止している．ハイブリッドドライブモードでは，エンジンのトルクをジェネレータに伝え電気エネルギーに変換し，そのエネルギーを用いモータで駆動する．エンジンドライブモードでは，電気式 CVT に内蔵されたオーバドライブクラッチを締結してエンジントルクを足軸に伝える．

低負荷での発進時は EV ドライブモード，高負荷時や加速時はハイブリッドドライブモード，高速クルーズ時はエンジンドライブモードが使われ，それぞれの運転状態で燃料消費が最小になるようにモードが選択される．このシステムでは，モータが車両の駆動と回生をおこない，PCU が電力変換と電圧制御をしている．

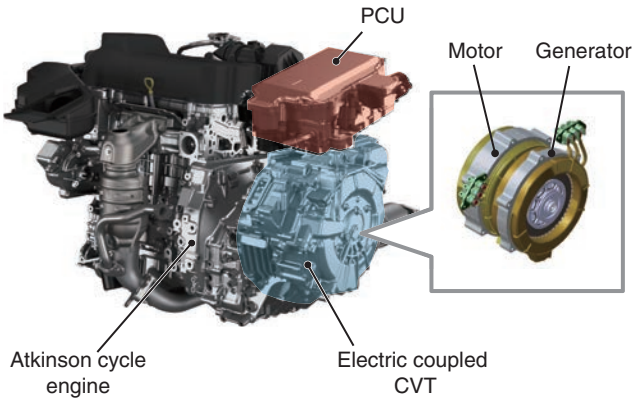


Fig. 1 Hybrid power train

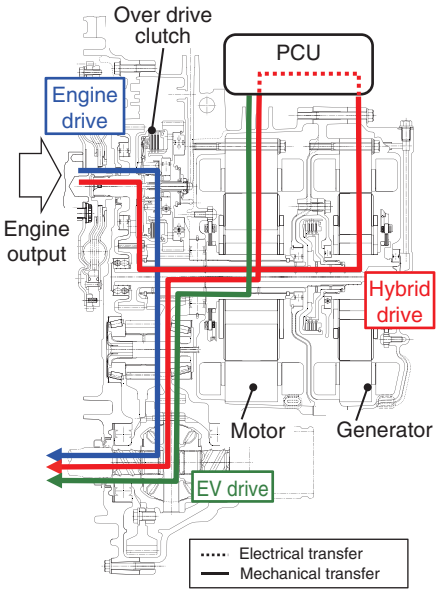


Fig. 3 Section of electric coupled CVT

3. モータ

SPORT HYBRID i-MMD システムでは，車両の全駆動領域をモータで駆動することが要求される．車両の加速性能と最高速度はモータのトルク，出力特性と最高回転数に依存し，モータ効率は燃費への影響が大きい．このため，高トルク，高出力かつ高効率なモータが求められる．また，モータ最高回転数が高くなるとロータ強度が課題となるため応力低減対策が必要となる．さらに，モータ高出力化に伴い，モータ発熱は大きくなるため，安定的に駆動力を確保するための冷却システムが必要となる．車両の目標性能である燃費 115 MPGe(CD) と高い動力性能を達成するため，モータは Table 1 に示す性能を目標値として開発した．

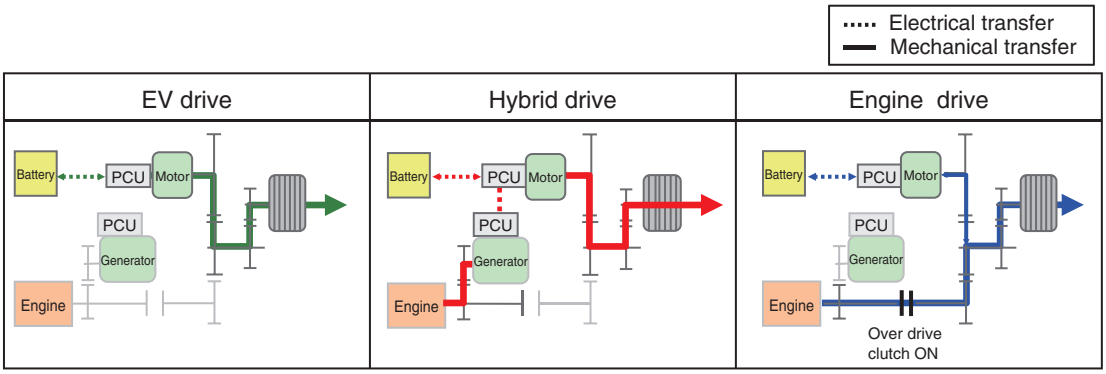


Fig. 2 Operation modes

Table 1　Target performance of motor

Max. torque	307 Nm
Max. power	124 kW
Max. speed	12584 rpm
Max. motor and PCU efficiency	96%

3.1. モータの高効率化

Fig. 4 にモータのトルク特性と従来モータの高効率範囲と通常走行時の動作領域を示す．モータの使われ方として，市街地走行時は低負荷領域の動作頻度が高い．また，高速クルーズ時はエンジンドライブモードとなり，モータはゼロトルク付近で運転される．一方，従来のモータは，高効率領域が高出力範囲に存在し，モータの高効率領域を有効に使えていない．

通常走行時の効率を向上するため，低負荷領域の効率向上を目指した．モータの損失はコイルで発生する銅損と電磁鋼板で発生する鉄損に分けられるが，低負荷領域の損失は鉄損の割合が多い．低負荷領域の効率向上には，鉄損を低減することが必要である．低負荷領域の鉄損低減のため，電磁鋼板の重量を低減することと，磁石磁束を低減することが有効であり，これらを実現するため，リラクタンストルクの活用と高電圧化を実施した．

3.2. リラクタンストルクの活用

リラクタンストルクとはロータの磁気的な突極性を利用するトルクである[(4)]．一般的に，鉄は磁束が通りやすく，空気や磁石は磁束が通りにくい．磁束の通りやすさの差が大きくなると磁気的な吸引力が大きくなる．この力を活用することができれば，磁石トルクを増加させずモータトルクを向上することができ，小型化による電磁鋼板重量低減と磁石磁束低減によって鉄損低減を実現することができる．

開発したモータの形式は，埋込磁石同期モータとし，ステータは分布巻を採用した．モータの断面図を Fig. 5 に示す．リラクタンストルク効果を最大化するため，磁石は V 字配置としている．V 字の角度 α が小さくなるとトルクが増加する．しかしながら，モータ音の原因となるトルクリップルも増加してしまう．角度 α はモータトルクとトルクリップルの観点から決定した．Fig. 6 に電流位相に対するトルクを示す．電流位相とはロータ位置に対して交流電流を流すタイミングを示し，電流位相 0 deg の時に磁石トルクが最大となる．開発したモータは電流位相 55 deg で最大トルクとなる．磁石トルクに対し最大トルクは 82% 高く，リラクタンストルク比率が高い磁気回路を実現した．

3.3. 高電圧化

モータは高回転になると弱め界磁電流[(4)]を流すことと，コイルのインダクタンス成分により一定電圧下では発生出力が制限される．鉄損低減のため，最大電流通電時に電磁鋼板の磁束密度が飽和する領域までコイル巻数を増やし，トルクを向上させ電磁鋼板重量を低減しているが，インダクタンスが増加し，出力が低下する課題がある．この課題を解決するため，高電圧化を実施した．Fig. 7 にモータ電圧とトルク特性を示す．高電圧化は PCU に内蔵された Voltage Control Unit(VCU) によりおこなっている．印加電圧 700 V にすることで 300 V 時と比較し，50% 以上の高出力化を実現し，モータの体格を大きくすることなく，最大出力 124 kW を実現した．

3.4. ロータの高回転化

モータのロータ回転数が高くなると必要とするロータ強度が課題となる．高回転時には磁石に半径方向の遠心力が

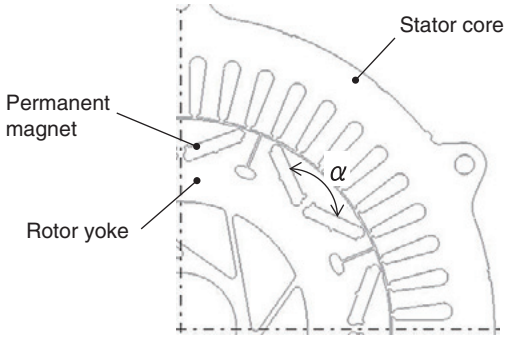


Fig. 5　Profile of motor core

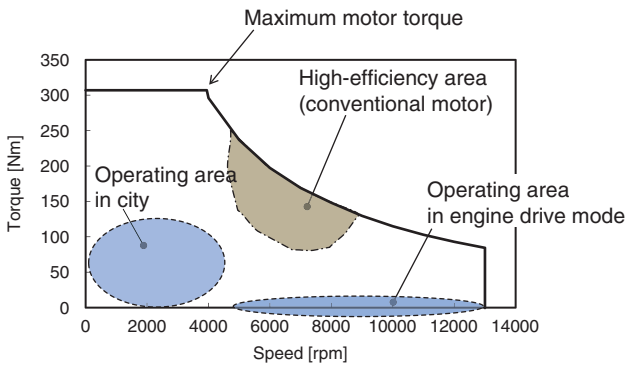


Fig. 4　Motor torque characteristics and operating area

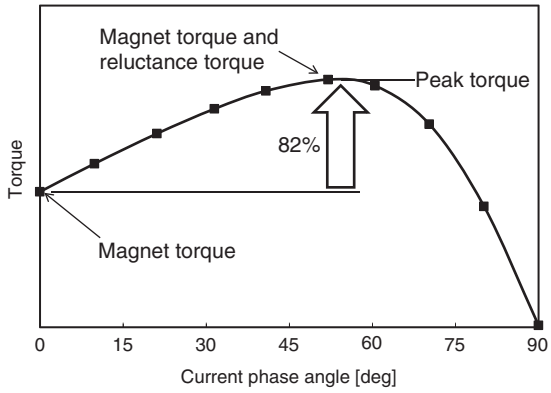


Fig. 6　Torque at different current phase angles

増加する．それにより，V 字磁石中央のセンタリブと両端のサイドリブに高い応力が発生する．応力低減には各リブの幅を増加させることが有効だが，トルクに無効となる磁石からの漏れ磁束が多くなり，モータトルクが低減する．

この課題を解決するため，ロータヨークにスリット構造を設けた．ロータ回転時の応力解析結果を Fig. 8 に示す．スリット構造を設けスリット周辺を低剛性にすることで磁石外側のサイドリブに集中する応力を 53% 低減させ，サイドリブ幅を厚くすることなく高回転化を実現した．

3.5. モータ冷却システム

モータを安定的に運転するため油冷方式の冷却システムを構築した．Fig. 9 に冷却システムを，Fig. 10 にモータ冷却構造を示す．電気式 CVT 内の機械損失やモータで発生した銅損や鉄損による熱は Automatic Transmission Fluid (ATF) を冷媒とし，ATF クーラまで運ばれ放熱される．モータは，コイル上部に配置されたパイプから ATF を滴下し冷却される．この冷却システムを構築することで安定的にモータを駆動することが可能となった．

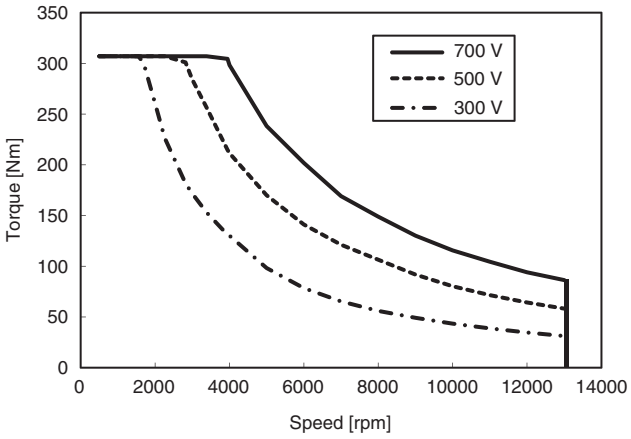


Fig. 7　Motor voltage and torque characteristics

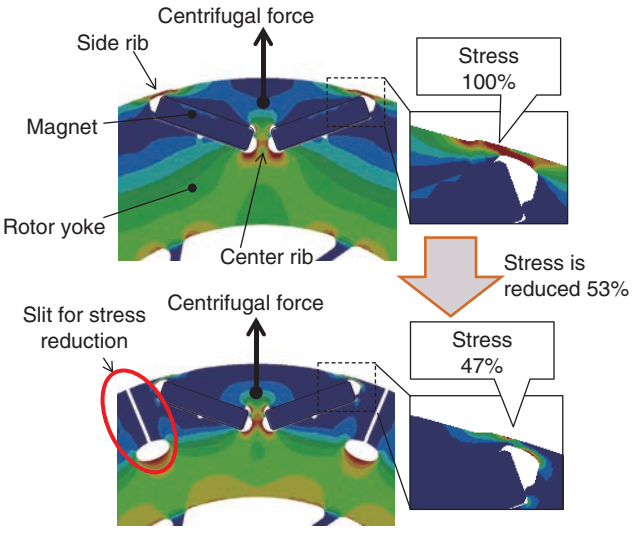


Fig. 8　Comparison of simulated stress distribution

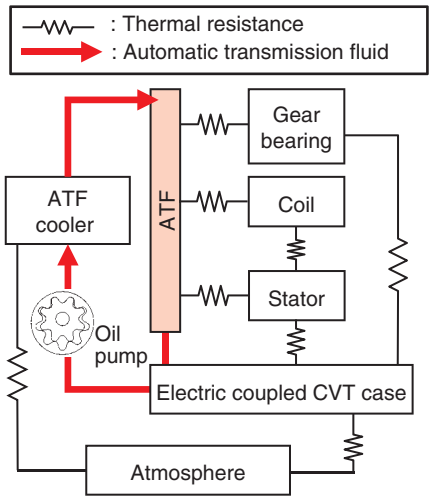


Fig. 9　Cooling system

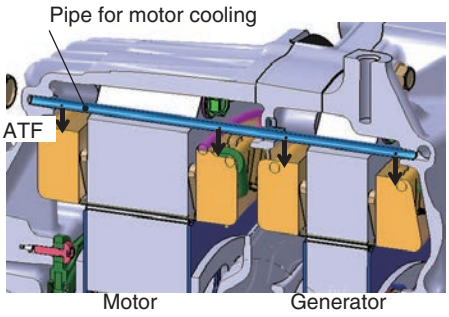


Fig. 10　Structure of motor cooling system

4．PCU

PCU はバッテリとモータおよびジェネレータの電力変換の機能を担い，モータ出力および燃費に影響する．また，PCU サイズと搭載位置はキャビンスペースに影響し，従来のガソリン車同等のキャビンスペースを確保するには，車両電装用の 12 V バッテリと共にエンジンルームに搭載する必要がある．車両目標である出力，燃費およびキャビンスペース確保を達成するため，PCU は高出力化，高効率化，小型化が必要となり，Table 2 に示す性能を目標値として開発をした．

4.1. PCU の高出力化と小型化

PCU のブロック構成図を Fig. 11 に，PCU の内部構成図を Fig. 12 に示す．PCU は Intelligent Power Module (IPM)，モータおよびジェネレータ制御用 ECU，コンデンサ，リアクトル，電流センサ等により構成される．IPM はスイッチングにより電流変換をおこなう Power Module (P/M)，スイッチング制御用 Gate Driver (G/D)，VCU 制御用 ECU から構成される．モータ，ジェネレータ，VCU 用の P/M，G/D，VCU ECU を一体パッケージとすること

Table 2　Target performance of PCU

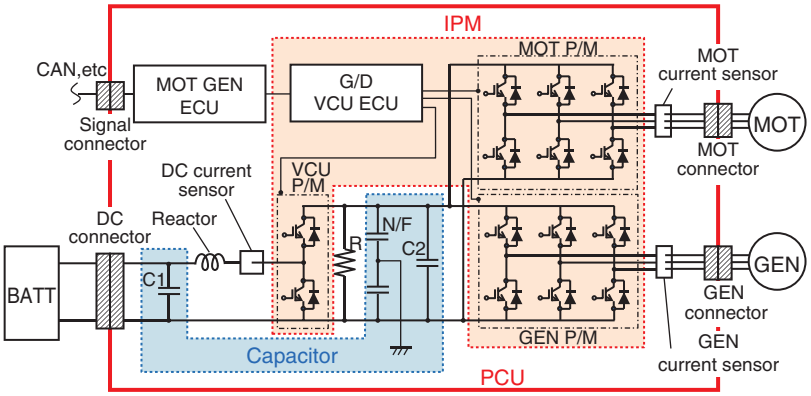
PCU total max. output	400 kVA
System voltage	700 V
Max. motor and PCU efficiency	96%
PCU volume	11.5 L

により部品の共用化，小型化を実現した．コンデンサにおいても，モータ，ジェネレータ，VCU 用２次側平滑コンデンサの機能統合および VCU 用１次側平滑コンデンサ，ノイズフィルタを一体パッケージとすることにより小型化した．また，IPM の放熱性向上，DC および３相部に大電流対応高圧コネクタを採用することで高出力化対応をおこなった．

4.2. IPM 高出力化，小型化

IPM の内部構成図を Fig. 13 に示す．IPM はモータ，ジェネレータ，VCU 用 P/M，G/D，VCU ECU，ヒートシンク等から構成される．P/M に印加する電圧や電流を大きくすると，P/M 内チップ発熱が増加していくため，チップ枚数を増やす必要があるが，PCU 容積も増加してしまう．高出力化と PCU 容積目標を実現するため，P/M の放熱性を向上し，チップ温度および枚数を低減している．

P/M の基板構造を Fig. 14 に示す．従来の基板構造は絶縁基板と放熱板をハンダにて接合し，ヒートシンクに対し，サーマルコンパウンドを介して接続されている．採用した放熱構造は，放熱板およびサーマルコンパウンドを廃止し，絶縁基板を直接ハンダにてヒートシンクに接合する直接冷却型 P/M である．直接冷却構造の場合，絶縁基板とヒートシンクの線膨張差によるハンダ応力が従来構造に対し大きくなるが，高強度の鉛フリーハンダを採用することにより従来構造同等の耐久性を確保している．直接冷却構造を採用することにより，放熱性能を 24％向上することができ，Fig. 15 に示すようにチップ枚数を低減し，小型化を実現している．



BATT: Battery　MOT: Motor　GEN: Generator　R: Resistor
C1: Smoothing capacitor 1　C2: Smoothing capacitor 2　N/F: Noise filter

Fig. 11　Block diagram of PCU

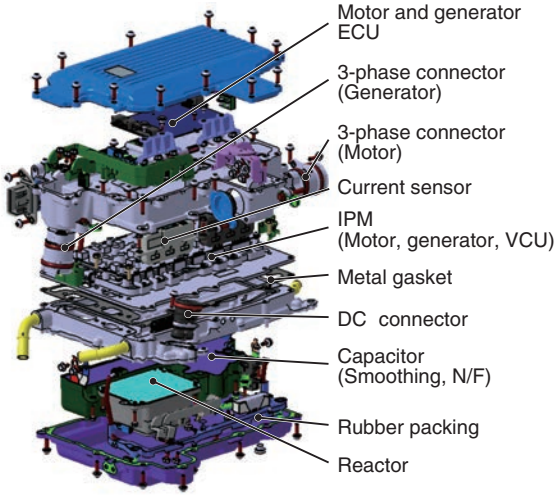


Fig. 12　Configuration of PCU

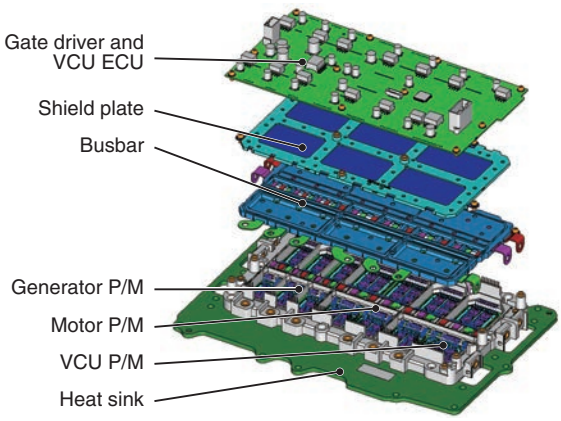


Fig. 13　Configuration of IPM

4.3. 大電流対応高圧コネクタ

PCU に接続される DC および 3 相コネクタの内部端子構造を Fig. 16 に示す．従来端子構造はオス端子をメス側接点へ単一方向で押さえて接触面積を確保していたが，オス端子を円柱化して，円弧形状の断面を持つメス側接点を中心方向へ押さえることで接点数（接触面積）を増加させた．これにより，接触抵抗を半減することができ，電流増加による高出力化の対応および PCU のエンジンルーム搭載可能な小型化を実現している．従来比で，1 A あたりの重量，容積を 30% 低減させたまま，許容電流は 2 倍となっている．

4.4. IPM 高効率化

IPM のスイッチング素子として，高電力高速スイッチングが可能な Insulated Gate Bipolar Transistor（IGBT）を採用している．PCU 効率における IGBT 性能の影響は大きく，本システムにおける IPM では IGBT の損失低減をおこなっている．採用した IGBT では表面構造の P ベース配置の局在化およびゲート配置の変更をおこなっている（Fig. 17）．この構造はキャリア蓄積効果を損なうことなく，ターンオン di/dt 制御性の改善，低抵抗 N^- ドリフト層の適用が可能となり，ターンオフ時の振動を抑制しつつ，素子厚み 9% 低減，損失特性 20% 改善を実現している[5]．

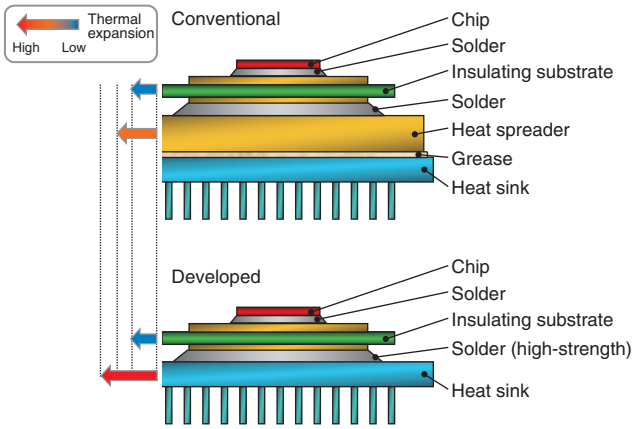


Fig. 14 Structure of P/M substrate

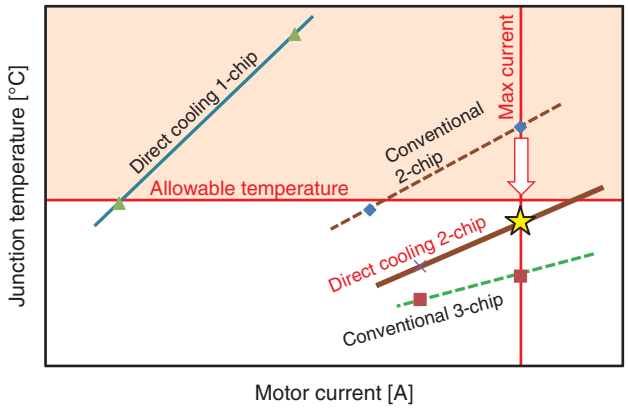


Fig. 15 Comparison of P/M substrate characteristics

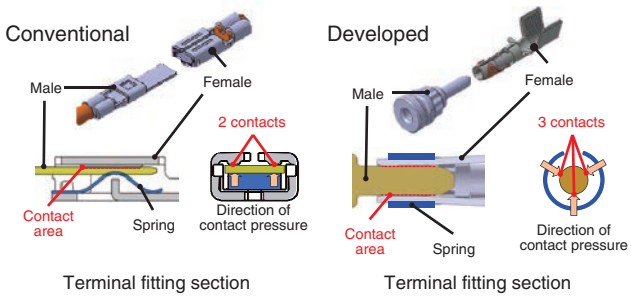


Fig. 16 Structure of high-voltage connector

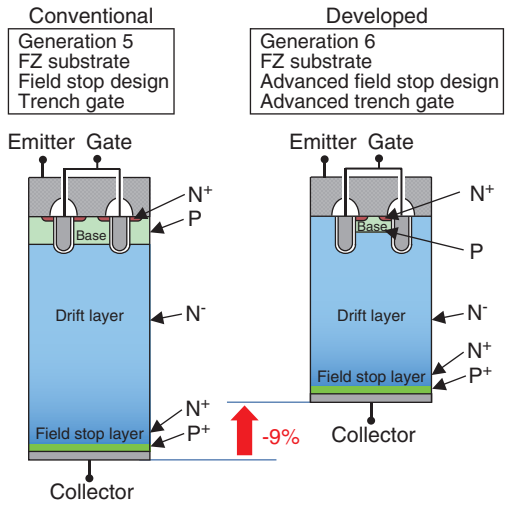


Fig. 17 Structure of IGBT

5. 性能

Fig. 18 に達成したモータ性能と PCU を含むモータ効率を示す．最大出力 400 kVA と 700 V 昇圧を実現した PCU を用い，モータは最大トルク 307 Nm，最大出力 124 kW，最高回転数 12584 rpm を達成した．最高効率はモータと PCU を含め 96% を達成した．さらに，高効率領域が拡大するように電圧を制御することで，低負荷領域の広い領域まで高効率領域を拡大でき，通常走行領域の効率向上を実現した．

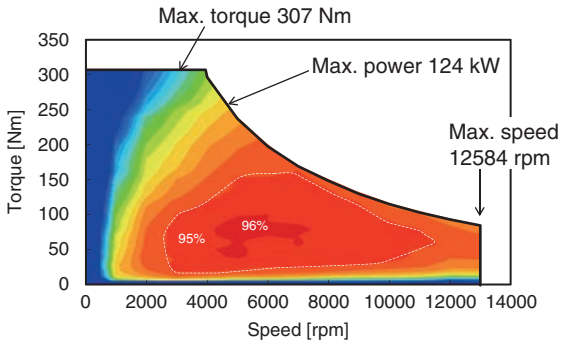


Fig. 18 Motor performance and efficiency with PCU

6．まとめ

地球温暖化対策，エネルギー問題への対応と運転する喜びを両立するため，モータ，PCU の開発をおこない，下記項目を達成した．

（1）リラクタンストルク活用，高電圧化によるモータの高トルク化，高出力化と高効率化
（2）ロータスリット構造応力低減によるロータの高回転化
（3）油冷システムによる安定的なモータ駆動の実現
（4）VCU 搭載によるシステム電圧 700 V 化，IPM の放熱性向上，大電流対応高圧コネクタによる PCU の高出力化
（5）IPM の放熱性向上，同一機能部品一体化による PCU の小型化
（6）低損失 IGBT 採用による IPM の高効率化と小型化

以上の技術を採用し，モータは最高トルク 307 Nm，最大出力 124 kW，最高回転数 12584 rpm を達成し，PCU は出力 400 kVA，容積 11.5 L を達成し，モータと PCU を含めた効率は 96% を実現した．

参考文献

（1）堀江達郎，岸勉，長谷川修：新型 CIVIC Hybrid IMA システムの開発，Honda R&D Technical Review，Vol.18，No.1，p.16-21
（2）松永稔，福嶋達也，尾島邦明，木村顕一郎，小川隆行：FCX クラリティ用燃料電池パワートレイン，Honda R&D Technical Review，Vol.21，No.1，p.7-14
（3）井手博仁，須永義弘，樋口成智：2014 年モデル Accord 用 SPORT HYBRID i-MMD 制御システムの開発，Honda R&D Technical Review，Vol.25，No.2，p.32-40
（4）森本茂雄，上野智広，武田洋次：埋込磁石構造 PM モータの広範囲可変速制御，電気学会論文誌 .D，Vol.114，No.6，p.668-673(1994)
（5）Onozawa，Y.，Nakano，H.，Otsuki，M.，Yoshikawa，K.，Miyasaka，T.，Seki，T.: Development of the next generation 1200V trench-gate FS-IGBT featuring lower EMI noise and lowerswitching loss，in Proc. 19th ISPSD，p.13-16(2007)

■著　者■



黒木次郎



大塚　浩

SPORT HYBRID 用 Li-ion バッテリの開発

Development of Li-ion Battery for SPORT HYBRID

大沼仁和* Yoshikazu OHNUMA
高橋広一* Koichi TAKAHASHI
松田剛史* Tsuyoshi MATSUDA

要　旨

Honda SPORT HYBRID の要求性能に対応するリチウムイオンバッテリの開発をおこなった.

セルの性能向上のため, 電極表面積拡大や活物質充填量増加等を実施し, -10℃ において 63%, 25℃ において 26% の出力向上と 6% の容量向上を達成した. また, セルの外形寸法と電圧挙動を維持したことによって既販車への搭載互換も併せて実現した. モジュールはエンドプレートやフレームの材料変更と形状変更, およびセルの保持構造の変更をおこない, セル積層方向の長さを従来の構造に対して 7% 低減を達成した.

ABSTRACT

A lithium-ion battery was developed to meet the performance required by Honda SPORT HYBRIDs.

The surface area of the electrode was expanded and the amount of active material applied was increased to enhance cell performance. This achieved 63% higher output at -10°C and 26% higher output and 6% higher capacity at 25°C compared to the previous cell. In addition, mounting compatibility with existing vehicles was realized by keeping the same cell outline dimensions and voltage behavior. The module length in the cell stacking direction was reduced by 7% compared to the previous structure by changing the materials and shapes of the end plates and frames, and by changing the structure used to hold the cells.

1. はじめに

石油資源の埋蔵量は有限であり, その枯渇が懸念されている. また, 資源の有効活用という観点からも自動車の低燃費技術は今後も継続的に進化させていく必要がある. 一方, 顧客の自動車商品性に対する要求は多様化しており, 低燃費車両においても, 自動車が本来持つ運転する楽しさのニーズは依然として高い.

低燃費車の代表であるハイブリッド電気自動車 (HEV) は内燃機関以外にトラクションモータや専用バッテリなどを搭載している. これらデバイスの組み合わせによって, 内燃機関の燃焼効率の向上や減速エネルギーの回収をおこない, 自動車の低燃費化を実現している. また, 内燃機関とは異なる応答性やトルク特性を持つモータを活かした加速性能を実現することができる.

Honda はパラレル方式の Integrated Motor Assist (IMA) システムを搭載した HEV を開発し, 販売してきた. IMA システムは軽量, コンパクト, 低コストという特徴を有しており, 2012 年 9 月末時点の世界累計販売台数は 100 万台を達成している.

また, さらなる燃費と走りの質を高次元で両立させる新世代パワートレイン技術の EARTH DREAMS TECHNOLOGY として, 1 モータの SPORT HYBRID Intelligent Dual-Clutch Drive (SPORT HYBRID i-DCD), 2 モータの SPORT HYBRID Intelligent Multi-Mode Drive (SPORT HYBRID i-MMD), 3 モータの SPORT HYBRID Super Handling - All Wheel Drive (SPORT HYBRID SH-AWD) という三つの SPORT HYBRID システムを揃え, ラインナップの特性に合わせて順次拡大を目指している.

IMA システムのバッテリには, 1999 年モデルの Insight 以来, ニッケル水素バッテリ (Ni-MH) を採用してきたが, 2011 年モデルの Civic Hybrid からリチウムイオンバッテリ (LIB) を搭載した. LIB は Ni-MH に対して高出力かつ軽量という特徴を有しており, 同電圧の Ni-MH バッテリに比べて出力は 33% 向上, 重量は 30% 低減し, さらなる燃費向上へ貢献している[1].

これまで販売してきた IMA システムはエンジンを主動力, モータを補助動力として設計しているためモータ出力は小さく, バッテリの出力と容量も要求性能を満足するものであった. しかしながら, 今後ラインナップが拡大される SPORT HYBRID は, モータのみでも走行可能としているシステムであるため, バッテリに要求される容量と出力には, さらなる向上が求められている. また, 幅広い車種に搭載するためには, バッテリを小型化して搭載性を向上させることが望まれる.

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_7

本開発では SPORT HYBRID に適した性能とサイズを有し，幅広い車種に搭載可能な LIB を開発することを目標とした．さらに IMA システムを搭載した既販車との互換性がある仕様とすることも併せて目標とした．

2．開発目標

バッテリを構成する最小単位をセルと呼び，このセルを直列に束ねたものをモジュールと呼ぶ．さらに，このモジュールを複数個直列にしたものをパックと呼び，システム要求電圧に応じてモジュールの直列数を変えた構成から成る (Fig. 1)．

SPORT HYBRID に求められる高い性能と既販車との互換性を確保するためには，セルの外形寸法と電圧特性を同一にしつつ性能を向上させなければならない．よって，本開発ではセルの外形寸法と正負極活物質は踏襲しつつ，出力密度と容量密度を向上させる手法が求められた．

モジュールは小型化による搭載性向上を目標とするが，セルの外形寸法は変更しないため，セル以外の構成部品の形状を変更することによってモジュールの小型化を実現する．

SPORT HYBRID 用 LIB 開発に際し，以下の 3 点を開発目標とした．

（1）セルの高出力化，高容量化
（2）既販車とのセル互換性
（3）モジュールの小型化

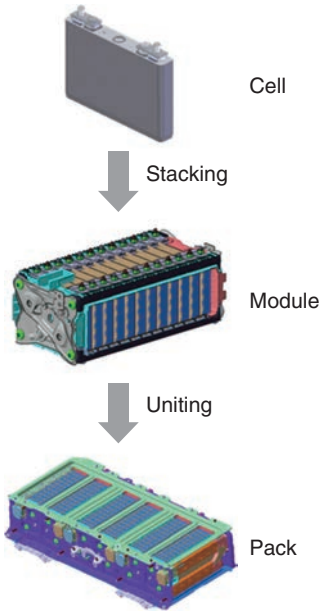


Fig. 1　Battery components for HEV

3．セル

3.1. セル構成

Fig. 2 に搭載セルの構造を示す．LIB は金属箔に活物質を塗布した正負極電極，正負極電極と端子を接続する集電体，有機溶媒と電解質から成る電解液，電解液保持と絶縁の機能を持つセパレータ，これらを封入する電槽缶で構成されている．

3.2. セル性能向上

本開発の目標であるセルの出力向上を達成するために電極表面積の拡大をおこなった．

出力は電流と閉回路電圧の乗算で算出される．バッテリ許容電流 I の大きさは式（1）で表現できる[2]．

$$I = n\,F\,A\,k\,C_M\,C_E \exp(n\ \alpha\ F\ \eta\ /\ RT) \qquad (1)$$

n：電池反応に関与する電子数，F：ファラデー定数，A：電極有効表面積，k：反応速度定数，C_M と C_E：電極および電極と反応する物質の濃度，α：透過係数，η：過電圧，R：気体定数，T：絶対温度

式（1）からわかるとおり，電極の有効表面積 A が大きいほど電極に流せる電流が大きくなり，正負極活物質を変更することなくセルの出力を向上させることができる．

電極表面積を拡大するために活物質を塗布する基板厚やセパレータ厚を低減して電極の長尺化を実施した．さらにセパレータ厚を薄くすることにより，正負極間距離が短縮されてセル内部インピーダンスが抑制されたことや[3]，添加剤による電極表面被膜の形成も出力向上へ貢献している．

セルの容量向上を達成するために正負極活物質充填量の増加をおこなった．容量は充填した活物質量に比例するため[4]，正負極電極の基板厚やセパレータ厚を低減して空隙を確保し，正負極活物質の充填量を増加してセルの容量を向上させた．

上記手法により，本開発のセルは -10℃ における出力が 63%，25℃ における出力が 26%，容量が 6% 向上し，SPORT HYBRID の要求性能目標を達成することができた (Fig. 3)．

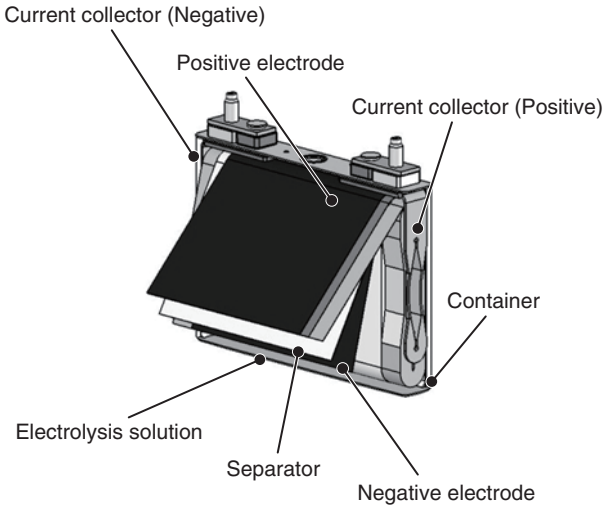


Fig. 2　Construction of cell

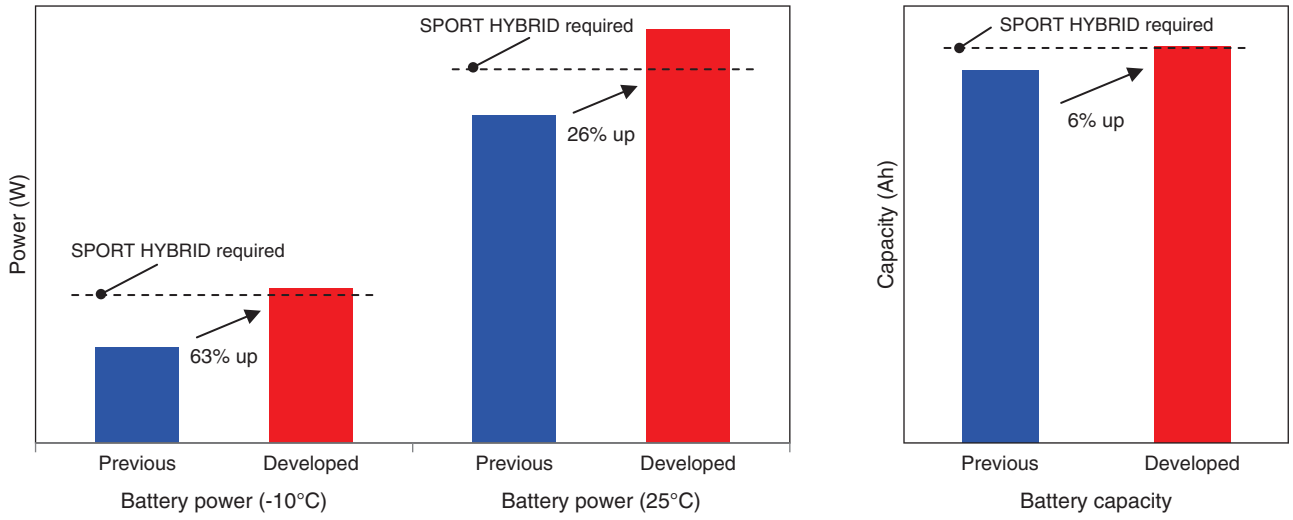


Fig. 3 Comparison of battery performance

なお，セルの性能向上は電極表面積の拡大と活物質充填量増加によって達成したが，セルの電槽缶の体積と正負極活物質の特性は 2011 年モデル Civic Hybrid と同一である．よって，セルの外形寸法と電圧特性も 2011 年モデル Civic Hybrid と同一となり，セル搭載互換性も併せて達成した．

4．モジュール

4.1. モジュール構成

Fig. 4 にモジュールの構造を示す．モジュールはバッテリの最小単位であるセル，セルの位置決めやセル間の絶縁および冷却風流路を確保するためのホルダ，セルを保持するスプリングとエンドプレートとフレームから成る．

モジュールには走行中の振動によるセルの揺動抑制，モジュール自体の揺動など外部からの応力に耐える強度，セルの膨張による内部からの応力に耐える強度が求められる．

4.2. モジュールの小型化

2011 年モデル Civic Hybrid 搭載モジュールは軽量化のためにマグネシウム製の鋳造エンドプレートを使用し，セル積層数は 10 セルで構成されている．

本開発のモジュールは幅広い車種への適応を想定し，小型化を目標とした．さらに，SPORT HYBRID に最適な搭載量にするために，セル積層数を 2 セル増加して 12 セルに変更している．これによって積層長が長くなり，ねじれ変位量が大きくなる．

セルのねじれ変位量を抑制させること，およびフレームとエンドプレートの締結部応力を分散させるために，フレームをエンドプレートの四隅に配したボックス構造に変更し，さらにセルを四点保持構造にした (Fig. 5)．

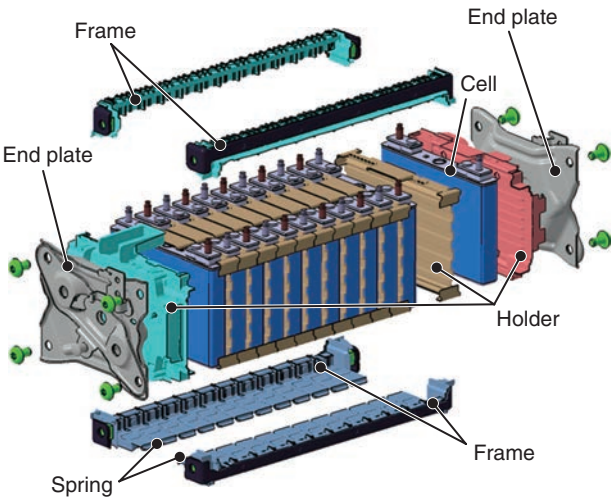


Fig. 4 Construction of module

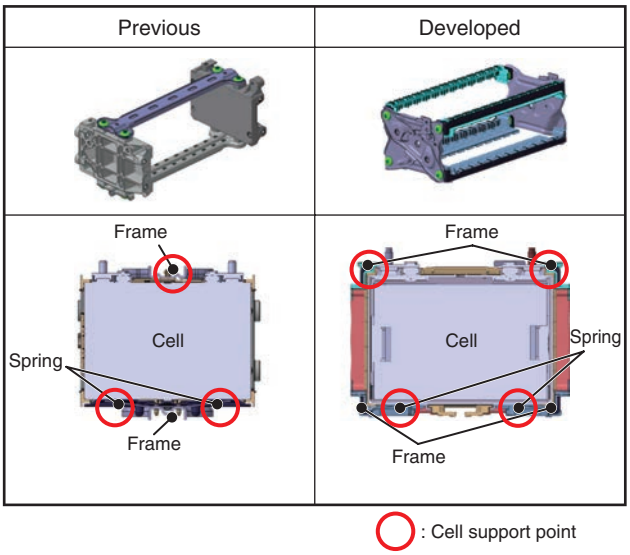


Fig. 5 Cell support points

これらの対応により，エンドプレートやフレームにかかる各部の最大応力は限度内に収まり，セル数増加による課題を解決した．

モジュールの小型化のために，エンドプレートをマグネシウム鋳造から鋼板に変更して厚さの低減をおこなった(Fig. 6)．その結果，エンドプレート厚は 37% 減を達成することができた．なお，エンドプレートの材料変更によるモジュール化重量の増加は，フレームやホルダの材料と形状を変更し，2011 年モデル Civic Hybrid 搭載モジュールと同等のモジュール化重量を達成した．

本開発のモジュールはハイブリッドシステムの要求に合わせて搭載量を変更することができる．SPORT HYBRID i-MMD の 2014 年モデル Accord Hybrid には本開発のモジュールを 6 個搭載しており (Fig. 7)，モジュールの小型化によりセル積層方向の長さを従来の構造に対して 7% 低減を達成した．

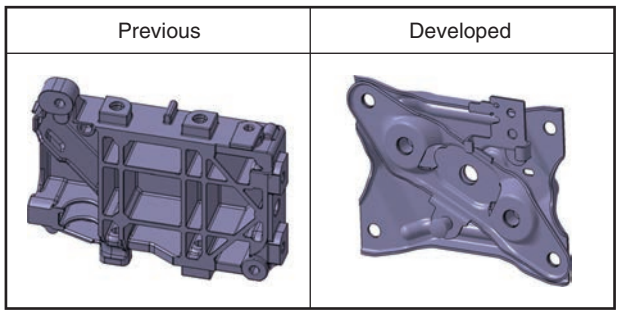


Fig. 6　Module end plate

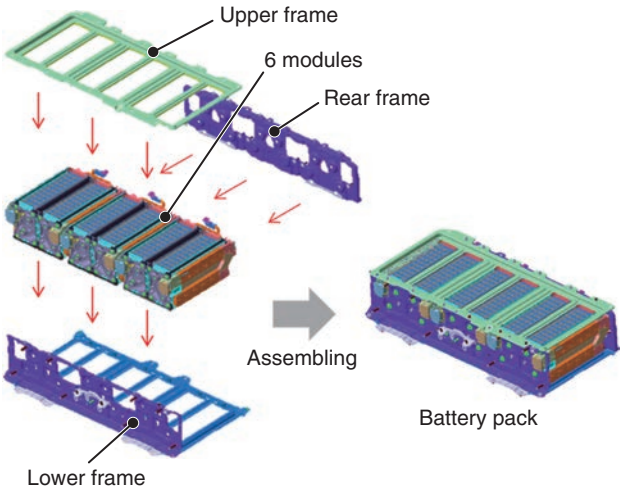


Fig. 7　Battery pack for 2014 model year Accord Hybrid

5．まとめ

SPORT HYBRID 用 LIB 開発に際し，設定した 3 点の開発目標の達成度は以下のとおりである．

(1) セルの高出力化，高容量化

電極の長尺化と電極表面積の拡大と正負極活物質量の増加によって，-10℃ における出力が 63%，25℃ における出力が 26%，容量が 6% 向上し，SPORT HYBRID の要求性能を達成した．

(2) 既販車とのセル互換性

正負極活物質を変更せずにセルの高出力化および高容量化を達成しているため，電圧特性は既販車と同等である．また，セルの外形寸法も変更していないため既販車とのセル互換性を達成した．

(3) モジュールの小型化

エンドプレートをマグネシウム鋳造から鋼板にすることによってセル積層方向の長さを従来の構造に対して 7% 低減し，モジュールの小型化を達成した．

本開発品は 2014 年モデルの Accord Hybrid から順次採用する予定である．

参考文献

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

(2) 高村勉，他：電池反応の基本，二次電池の開発と材料，シーエムシー出版，p.3-5(2002)

(3) 佐藤登，境哲男：リチウムイオン電池の動作原理と特徴，自動車用大容量二次電池，シーエムシー出版，p.68-75(2003)

(4) 小久見善八：セパレーターの基本機能と要求特性，最新二次電池材料の技術，シーエムシー出版，p.100-101(2002)

■著　者■



大沼仁和



高橋広一



松田剛史

ロボット芝刈り機 Miimo の開発

Development of Robotic Lawnmower Miimo

川　上　俊　明*　　小　林　　浩*
Toshiaki KAWAKAMI　　Hiroshi KOBAYASHI
山　村　　誠*　　丸　山　修　平*
Makoto YAMAMURA　　Shuhei MARUYAMA

要　旨

労力と時間をかけずに芝地を綺麗にというニーズに対応すべく，安心して任せられること，簡単に使えること，快適に過ごせることの三つを商品コンセプトに，ロボット芝刈り機 Miimo の開発をおこなった．

お客様に手間をかけさせずに，芝刈り機が自動で作業を継続するため，作業エリアの認識とバッテリーの自動充電を可能とし，障害物があっても回避可能とした．また，綺麗な芝地を保つために，全体をまんべんなく作業する走行パターン，刈り芝を床土上に散布するマルチング方式による芝刈り作業や，轍のできにくい移動パターンを採用することで仕上り性も確保した．そして，自動で作業するため，ユーザ以外が近づいても安心な機能安全の考え方を取り入れたシステムとしている．

ABSTRACT

Development of the robotic lawnmower Miimo was pursued in response to people's need to make their lawn look nice without spending time and effort on it. The product was developed on the three concepts of giving people a sense of security about letting it do the work, making it simple for people to use, and allowing people to spend their time in comfort.

In order to enable the lawnmower to continue its work automatically without imposing a burden of labor on the customer, the unit was given the capability to recognize its work area, to automatically recharge its battery, and to avoid obstacles it might encounter. In order to maintain an attractive-looking lawn, the product assures finish quality by adopting movement patterns that cause the mower to work through the entire area thoroughly, a mowing method with a mulching system that distributes mown grass over seedbed soil, and movement patterns that avoid leaving ruts. Because the product works automatically, a conceptual approach of functional safety was built into the system so that there will be nothing to worry about even if someone other than the user approaches the machine.

1．まえがき

Honda は，1978 年に歩行型芝刈り機 HR21 を商品化した．この HR21 は，使いやすさと信頼性を確立し，Honda 芝刈り機欧米進出の足がかりとなった．

近年の世界的高齢化，環境保護意識の高まりとともに，より簡単な庭のメンテナンスや庭ゴミの削減など，トップランナ企業としての環境適合性を積極的に進めてきた．また，庭木や花のメンテナンスとは違い，芝刈り作業は労働としてとらえられ，余暇を過ごす時間の確保のため，より手間のかからない芝刈り機が求められてきている．

労力と時間をかけずに芝地を綺麗にというニーズに対応すべく，ロボット芝刈り機 Miimo300/Miimo500（Miimo）を開発したのでここに紹介する．Miimo の外観を Fig. 1，基本諸元を Table 1 に示す．



Fig. 1　Robotic lawnmower Miimo

＊汎用 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_8

Table 1　Basic specifications

Name			Miimo300	Miimo500
Model			HRM300	HRM500
Overall length		mm	645	
Overall width		mm	550	
Overall height		mm	275	
Wheelbase		mm	300	
Mass		kg	11.5	11.8
Wheel diameter	Front wheel	mm	100	
	Rear wheel	mm	200	
Running speed (Forward)		$m \cdot s^{-1}$	0 - 0.55	
Trimming width		mm	220	
Trimming height		mm	20 - 60	
Blade rotating speed		min^{-1}	2200	
Blade type (number of blades)			Swing-back type (3 blades)	
Motor performance	For driving	W	10.8 x 2	
	For mowing	W	25.3	
Battery	Type		Li-ion	
	Capacity		22.2V x 1.8Ah	22.2V x 3.6Ah
Transformer output current		A/VA	2.3 / 60	

ロボット芝刈り機の市場動向は，2006 年に欧州市場において年間販売台数 1 万台程度であったが，2012 年には年間 9 万台となり，右肩上がりに急成長している．また，欧州主要芝刈り機メーカも積極的に市場参入してきている．欧州のロボット芝刈り機年間販売台数の推移を Fig. 2 に示す．

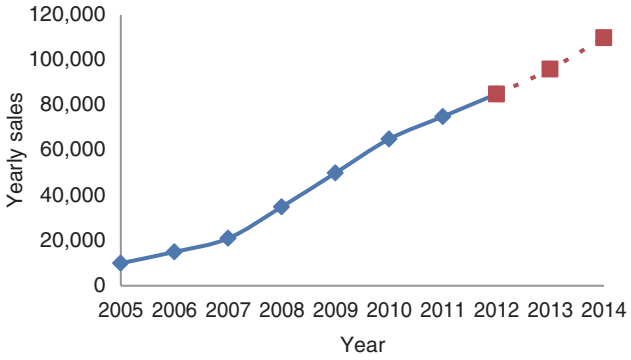


Fig. 2　Prediction of European robotic lawnmower market growth

2．開発のねらい

Miimo の開発にあたっては，安心して任せられること，簡単に使えること，快適に過ごせることの三つを商品コンセプトに

（1）手間をかけずに作業を継続できる確実性
（2）きれいな芝を保つ仕上り性
（3）ガーデンパートナとしての信頼性

をねらいとした．

3．Miimo の構成

Miimo は，商用電源を安全特別低電圧（Safety Extra Low Voltage: SELV）以下に変換し供給するトランス，充電用のドッキングステーションと自動で走行し芝を刈るモアで構成される．ドッキングステーションは作業エリアの境界を設定するワイヤへの信号出力機能も備えている．構成を Fig. 3 に示す．

モアのパワートレインは，ブレードと走行用の左右後輪を駆動する三つのモータ，電源となるバッテリー，コントロールする ECU で構成される．また，状態の表示や設定を入力するディスプレイや，安心して使用するためのセンサを備えている．モアの構成図を Fig. 4 に示す．

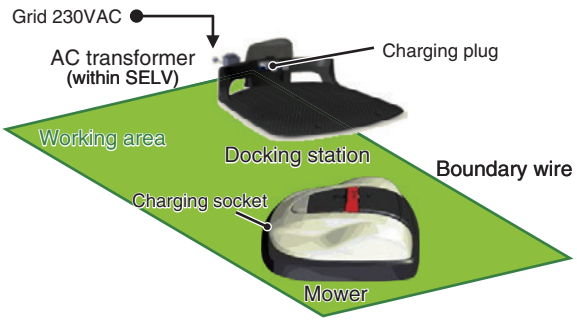


Fig. 3　Miimo configuration

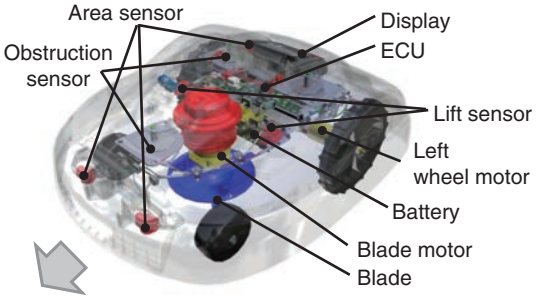


Fig. 4　Mower components

4．自動作業のための技術

4.1. 作業を継続するための機能

自動で作業をおこなうために，作業エリアの認識，電源の確保，そして障害物があっても作業を継続できる機能が必要になる．

4.1.1. エリア検出

ロボット芝刈り機は，自動で作業をするために芝刈作業するエリアを認識する必要がある．エリアの外に出ていかないことが重要となる．

そこで Miimo に作業をさせたいエリアを電線で囲み，その内側でのみ作業を許可，モアは作業中に境界に到達したら電線を飛び越えることなく引き返す．電線が断線したときや，外側に置かれたときにはモアは停止する．

エリアの内側か認識するために，磁界変化を検出する手法を採用している．具体的には，ステーションからエリア

境界を設定するワイヤに対して Clockwise(CW)方向にパルス状の電流を流す．このときエリア境界ワイヤの内側では，電流が増加している間は下向きの磁界が増加し，電流が減少している間は下向きの磁界が減少する．逆にエリア境界ワイヤの外側では，磁界の増減がエリア境界ワイヤの内側と逆になる．

この微少な磁界変化を増幅，フィルタリングすることでエリア内外の認識を可能としている．受信回路を Fig. 5，増幅後の波形を Fig. 6 に示す．

4.1.2. Li-ion バッテリー

Miimo は，芝刈り作業中の電源をバッテリーとしている．ユーザが設定したスケジュールにしたがって作業をおこなうが，作業中でもバッテリー容量が低下した時には，自動で充電をおこなうようにしている．

重量と寿命の観点から Li-ion バッテリーを採用している．単セルにおける Li-ion バッテリーと NiMH バッテリーの充放電サイクル試験による容量変化を Fig. 7 に示す．

回路の簡略化のために各セルの電圧バランス制御はおこなっていない．満充電にしないよう充電を制限することでセルバランスが崩れることを防止している．これは劣化防止の効果もある．さらに，劣化を防止するために，容量の多い状態で待機しないよう使用容量の 60% 充電状態で一度充電を停止させ，作業開始前に使用容量の 100% に充電している．

また，バッテリーパック内に Battery Management System(BMS) を内蔵しており，バッテリーパックの過電流，セルごとに過電圧，低電圧の監視をしている．低電圧によるバッテリー解放をした時にはプリチャージをおこなう機能も備えている．

バッテリーパックの充放電サイクル試験による容量変化を Fig. 8 に示す．セルバランス制御なしで 2 年間の使用に相当する 1500 サイクル経過後に 70% 以上の容量を満足することが確認できた．

4.1.3. 障害物回避

障害物に衝突したときには，進行方向への走行を停止し，その後回避をして自動作業を継続する．また，持ち上げられた場合はブレードを停止し，そして回避動作をおこない，グランドレベルに戻ったら自動運転を再開する．

4.2. きれいな芝を保つための機能

きれいな芝を保つためには，まんべんなく全体を作業することが必要となる．またきれいな仕上りのために，継続した作業に適した刈取り方式の採用や，踏みあとに対する配慮も必要である．

4.2.1. 直進制御

作業時の走行は，まっすぐ進み，エリア境界に達すると旋回し，また境界までまっすぐ進む．この動作を繰り返し，作業エリア全体をまんべんなく走行する必要がある．Miimo は滑りやすい濡れ芝の傾斜地でも作業をおこなうため，このような路面でもまっすぐ進めないと，傾斜地の上部へ登れず，全体を効率よく作業することができない．

そこでまっすぐ進むために直進制御をおこなっている．直進制御は，角速度を検出，積算しスリップしてもねらった方向がずれたことを感知，曲がった量に対してファジー制御をすることで直進を達成している．

4.2.2. 走行パターン

広い芝地をきれいに保つためには，まんべんなく全体を刈ることが重要となる．歩行芝刈り機で人が作業するように順番に刈っていくと無駄はない．しかし，作業エリアの

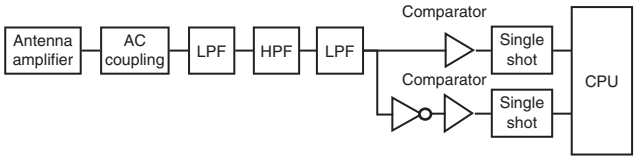


Fig. 5　Area signal receiving circuit

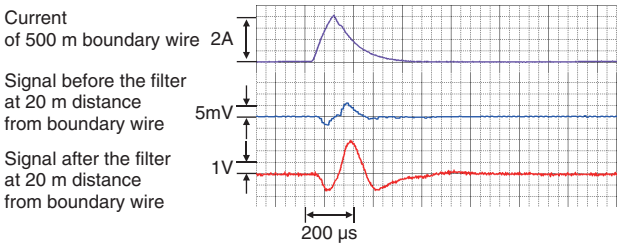


Fig. 6　Current of boundary wire and received signal

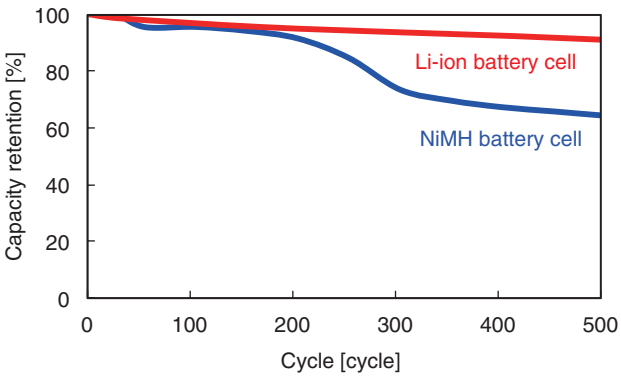


Fig. 7　Cell battery cycle performance

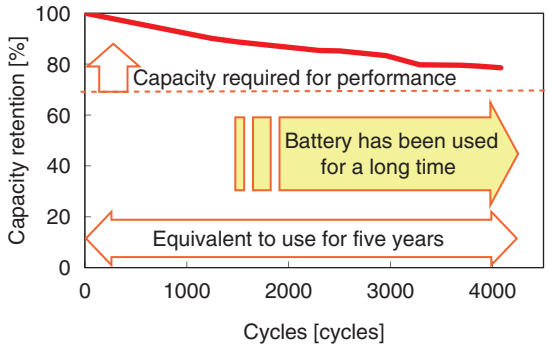


Fig. 8　Battery pack cycle performance

形状によっては，規則正しい走行パターンでは決まったところを繰り返し走ってしまうケースがある．そこで一塊のエリアを刈るのに適した往復作業のパターンに加え，広い複雑な形状もまんべんなく刈っていくランダム性をもったパターンも採用することにした．

小さな角度の旋回はエリア境界沿いに行きやすく，大きな角度の旋回はエリア中心に行きやすい特徴がある．ランダム性を持った旋回パターンの決定に当たり，小さな旋回角度と大きな旋回角度の範囲をパラメータとし，さまざまな形状のエリアで効率的に走行する値をシミュレーションで求めることにした．モデルは，走行パターン，車体モデル，エリアモデルで構成し，走行面積と走行のムラを出力，この出力結果に対して，パラメータ最適化ツールにて最適値を求めた．シミュレーションの概念図を Fig. 9，確認をおこなったエリアモデルを Fig. 10 に示す．

さまざまな庭形状に対応する３パターンを設定した．

（1）広いエリアで効果を発揮する，シミュレーションにて最適化されたランダムパターン

（2）指定したゾーンを集中して作業する，往復作業のディレクショナルパターン

（3）バランスよく作業ができるランダムとディレクショナルをあわせたミックスパターン

走行パターンの概念図を Fig. 11 に示す．

モーションキャプチャによる走行塗りつぶし結果を Fig. 12 に示す．いずれのモードにおいてもシミュレーション通りの結果が得られた．一回しか刈っていないところは黄色，二回以上は赤で示される．

4.2.3. マルチング作業

刈り芝を微細化し，芝草の根元の床土上に散布するマルチングにより，刈り芝は速やかに分解され，肥料として役立てることができる．

刈取り部にファン構造を採用し，刈り芝を均等に分散させることでマルチング性を向上している．刈取り部の構造を Fig. 13 に示す．

ファンによる効果について，Computer Aided Engineering(CAE)による流れ場解析の結果を Fig. 14,

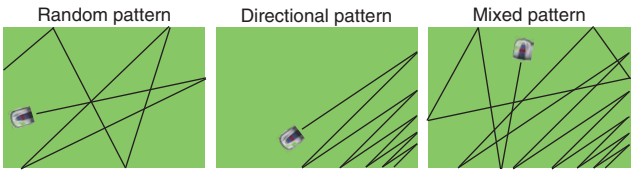


Fig. 11　Movement pattern

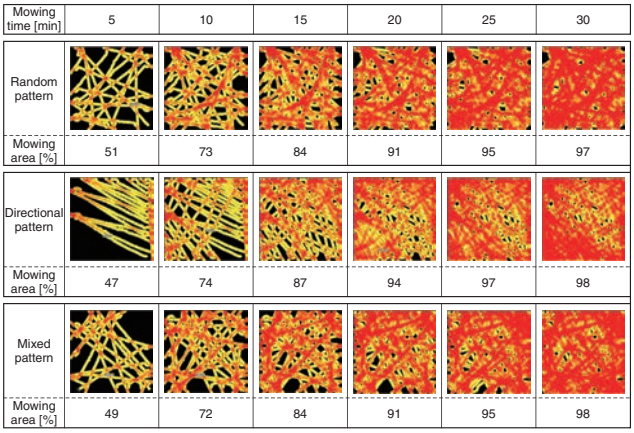


Fig. 12　Grass cutting in each pattern

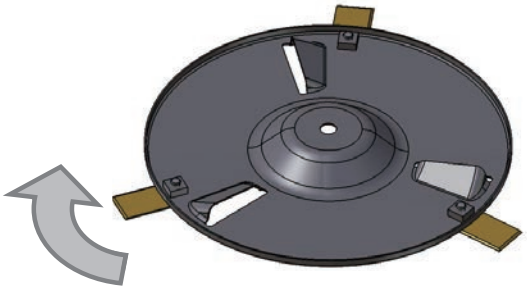


Fig. 13　Mowing part structure

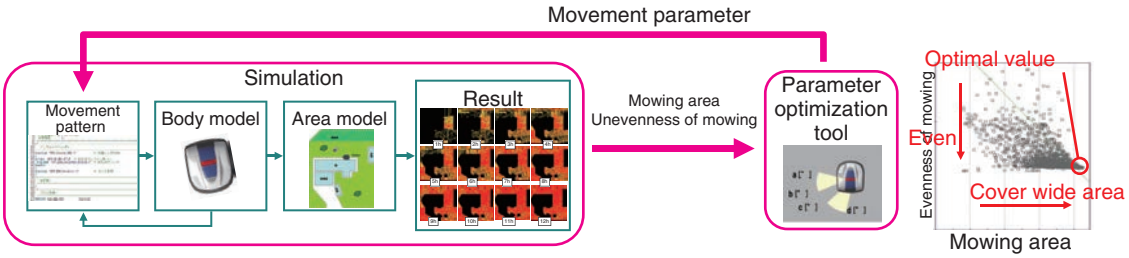


Fig. 9　Movement pattern simulation

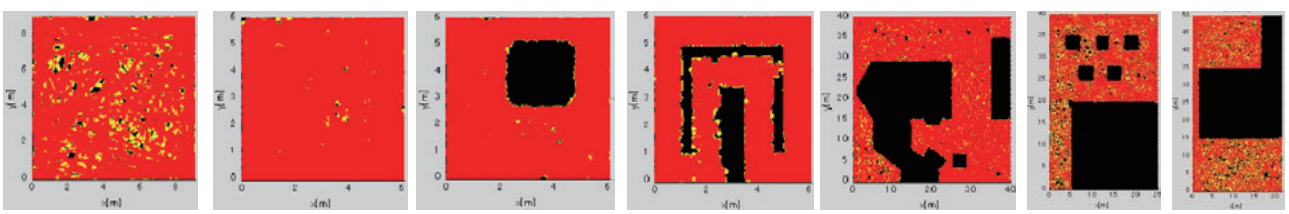


Fig. 10　Area model

分散性を Fig. 15 に示す．分散性が確保されていることを確認できた．

4.2.4. 帰還走行

Miimo の芝刈り作業の流れは，

（1）設定した作業開始時間になるとステーションから離脱し，指定したエリアへ移動

（2）指定したエリアで作業開始

（3）バッテリー容量が少なくなったら作業停止しステーションへ帰還

（4）ステーションにて 100% まで充電

（5）充電が終了すると再度指定したエリアへ移動

（6）指定したエリアで作業再開

（7）設定した作業終了時間になるとステーションへ帰還

となり，ステーションから指定したエリアへの移動やステーションへ帰還するための移動がある．ステーションへの移動でたいせつなことは，自動作業を継続するために確実に帰還することである．このため帰還するための電力を十分に残して帰還を開始する設定としている．

これらの移動は，エリア境界ワイヤに沿っておこなっているが，移動中は芝刈作業をおこなっていないため，短いほど効率が良い．また，同じところを何度も走行すると轍ができてしまう．このため移動距離を減らすために，指定エリアに移動した方向と逆向きで帰還する設定としている．このときの概念図を Fig. 16 に示す．これは，Anticlockwise（ACW）方向に 40 m 移動してから作業開始する設定の場合には，ステーションに戻るときも作業開始したエリアにいる可能性が高いため，CW 方向でステーションに帰還したほうが移動距離を短くできる場合が多いためである．

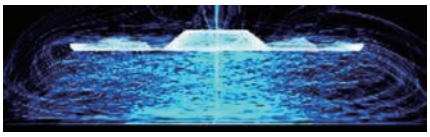


Fig. 14 Grass diffusion simulation



Fig. 15 Dispersibility by fan

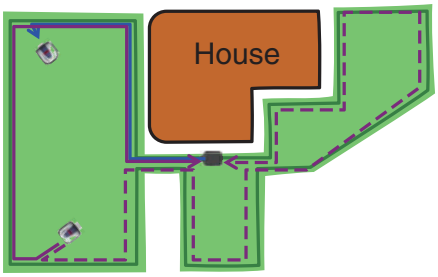


Fig. 16 Concept of return

Table 2 Stop functions

Functions	Description
Manual stop switch detection	Blade motor and wheel motor are stopped by pushing a stop switch
Lift detection	Lift sensor detects when user lifts up mower, and then it stops blade motor and wheel motor.
Tilt detection	When tilt sensor observes limit angle of inclination, blade motor and wheel motor are stopped.
Rollover detection	Rollover sensor monitors mower. Rollover sensor detects the rollover of mower, and then it stops blade motor and wheel motor.
Detection of area interior	Area sensor detects pulse from boundary wire and constantly monitors the status of inside/outside the area. Area sensor stops blade motor and wheel motor when pulse is not detected due to disconnection or short circuit of boundary wire.
Obstruction detection	Wheel motor stops at time of collision. After mower collides with person or obstruction, obstruction sensor maneuvers the mower to avoid them.

また，いつも同じところを走らないようにするために，移動のたびに少しずつ通るルートをずらして走行する機能を持っている．さらに，指定エリアに移動する設定をしていないときには CW，ACW 方向を交互にステーションに帰還している．

4.3. 安心して使うための機能

ロボット芝刈り機は，作業者がいなくても自動で作業をおこなう．労働をかける必要がないが，ユーザ以外が不意に近づいてしまうことも考慮する必要がある．

4.3.1. 機能安全

Miimo では，Table 2 に示す停止機能は冗長設計をおこなっている．この機能を構成する部品が故障していても停止可能であり，また故障していることを検出できるようにしている．スイッチやセンサの入力は二重系としてあり，片方の検出でも停止するようにしてあり，それぞれを比較することで故障の検出をしている．モータ停止部も二重系としてあり，片方が働けば停止でき，それぞれ動作状態をフィードバックすることで故障の検出をしている．

安心して使用できるように，芝を刈る回転している作業部には触れられないようにした．また，全方位の衝突に対して検出可能であり，全周囲のどこを持ち上げても検出可能な構成としている．これは，作業部を持つフレームに対して，カバーが前後左右，上方向に自由に可動できるようにマウントすることで達成している．衝突検出機構を Fig. 17，持ち上げ検出機構を Fig. 18 に示す．

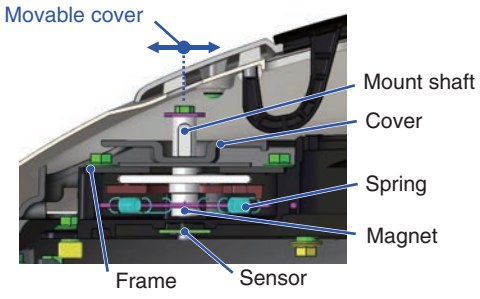


Fig. 17 Structure of collision detector

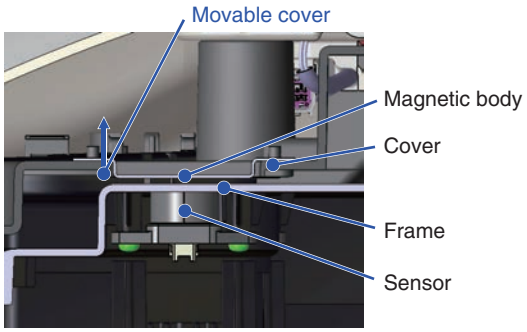


Fig. 18　Structure of lift detector

5．まとめ

本ロボット芝刈り機の開発により次の成果を得た．

（1）エリア検出により，決められた作業エリアから飛び出すことなく作業を継続，バッテリーの容量低下が少なく長期間作業可能，また，エリア内に障害物があっても回避動作をおこない作業を継続する確実性を確保できた．

（2）直進制御と走行パターンにより作業エリア全体をまんべんなく作業し，マルチング方式による芝刈り作業と轍を作りにくい移動により，きれいな芝地を保つことが可能となった．

（3）機能安全の考えを取り入れ，また，全方位に対する衝突や全周囲の持ち上げを検出可能とし，安心して使える作業機となった．

■著　者■


川 上 俊 明


小 林　浩


山 村　誠


丸 山 修 平

停電時自立運転機能付きコージェネエコウィルプラスの紹介

Development of ECOWILL PLUS Micro-cogeneration Unit with Autonomous Operation Function for Generating Electricity during Power Outages

武石正憲* Masanori TAKEISHI
中川義徳* Yoshinori NAKAGAWA
直井専* Atsumu NAOI
佐々木信行* Nobuyuki SASAKI

要旨

停電時に手動でガスエンジンを始動することで使用可能な家庭用小型コージェネレーションユニットの開発をした．停電時にバッテリ等の補助電力無しで始動できる装置としてリコイルスタータを搭載した．次に，リコイルによるエンジン始動を可能にするための自立始動制御を確立した．また従来のコージェネレーションユニットは，系統電源に接続するため200 Vで出力しているのに対し，自立運転時はユニットからの発電出力を直接電気機器に使用できるように100 Vの自立運転専用出力端子を装備した．

これらにより，現在販売しているコージェネレーションユニットに対し大きさと性能を保ちながら，停電時自立運転機能付きコージェネレーションユニットを開発した．

ABSTRACT

A micro combined heat and power generation (micro-cogeneration) unit for residential use has been developed that can be used during power outages by manually starting a gas engine. This unit is equipped with a recoil starter as a device that enables starting without a battery or other auxiliary power during power outages. Start control for autonomous operation was established to enable engine start by recoil. In addition, currently sold cogeneration units output at 200 V in order to connect with the grid power, but the developed unit also has a dedicated 100 V output terminal for autonomous operation so that the generated power output from the unit can be used directly by electrical equipment during autonomous operation.

These technologies enabled development of a micro-cogeneration unit with autonomous operation function for generating electricity during power outages that maintains the same size and performance of currently sold micro-cogeneration units.

1．まえがき

コージェネレーションシステムは発電機で電気を作り，その際生じた熱を回収利用するシステムである．CO_2削減の有効な手段とみなされており，産業用の熱源を兼ねた自家発電設備として大規模設備などを中心に以前から広く利用されてきた．

日本向け家庭用コージェネレーションシステムの設置イメージをFig. 1に示す．

2003年Hondaは，汎用製品で培ったエンジン技術とインバータ発電機技術を応用し家庭向けに小型コージェネレーションユニットを日本国内で発売[1]し，2006年に第二世代の発売を経て，2011年には複リンク式高膨張比エンジン（EXlink）を搭載し高効率化，小型化させた第三世代モデル（以下，2011年モデル）を発売[2]した．

日本では東日本大震災以降，計画停電や数度の自然災害

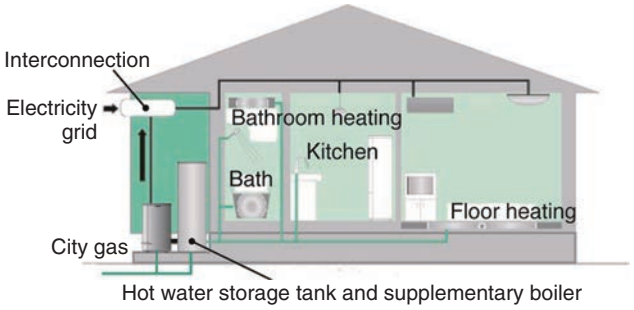


Fig. 1　General view of micro-cogeneration system

＊汎用R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_9

による大規模停電を経験した．これに伴い，日本国内での停電時対応機器へのニーズが高まってきた．

本報では 2011 年モデルにリコイルスタータ機能を付加したエコウィルプラスの構成である停電時自立運転機能付き家庭用小型コージェネレーションユニット（以下，コージェネユニット）の紹介をする．Fig. 2 にエコウィルプラスの外観を示す．（エコウィルプラスは大阪ガス株式会社の登録商標）



Fig. 2　Micro-cogeneration unit with autonomous operation function for generating electricity during power outages

2．開発のねらい

本ユニットの開発にあたっては，現在量産している 2011 年モデルの大きさと性能を維持しつつ，最小限の変更で自立始動機能を付加することを目的とした．そこで通常運転性能は 2011 年モデルと同一としながら，停電時には手動で始動し，自立運転を開始して確実に電気を供給できる仕様を実現させた．また，通常運転では系統電源（商用電源）に接続しているため単相三線 AC100 V/200 V 出力だが，停電時に使用が想定される電気機器は AC100 V であるため，単相二線 AC100 V で出力できるようにした[3]．

3．主要諸元および特徴

3.1. システムの構成と仕様

今回開発したコージェネユニットの構造を Fig. 3 に，主要諸元を Table 1 に示す．

2011 年モデルに対し，リコイルスタータの搭載と自立運転専用出力端子（最大出力 980 VA）を有することが特徴である．

3.2. 停電時始動方法

コージェネユニットは，エンジン始動時にスタータモータを起動するための外部電力を必要とする．それに対し停電時に自立運転をするためには，外部電力なしにエンジンの始動させる必要がある．そこで，停電時の始動デバイスは以下のようなものが挙げられる．

・汎用エンジンに多く用いられるリコイルスタータ
・二輪車などに用いられるキック式スタータ
・自動車などに用いられるバッテリ搭載セルスタータ
・バッテリ搭載のスタータジェネレータ

検討を進めるにあたり，エンジン始動への適用性から，リコイルスタータおよびバッテリ搭載方式の二つを比較検討した結果を Table 2 に示し，最終的にリコイルスタータを選択した．

2011 年モデルで小型化したユニットでは，エンジン周囲の空間が少なかったため，汎用エンジンで使われているリコイルスタータを搭載することが困難であった．そこ

Table 1　Specifications

Output	Electricity	Grid connection	1000 W
		Autonomous operation	980 VA
	Heat		2500 W
Heat recovery			75°C hot water
Efficiencies (LHV)	Electricity		26.30%
	Heat		65.70%
Dimensions (L × W × H)			580 mm × 298 mm × 750 mm
Mass			76.0 kg
Noise	Grid connection		43 dB(A) / 1 m (JIS B 8627-1)
	Autonomous operation		47 dB(A) / 1 m (JIS B 8627-1)
Starting system	Grid connection		Starter generator
	Autonomous operation		Recoil starter
Engine	Type		GFV110 (EXlink)
	Displacement (Comp./Exh.)		110 cm^3 / 163 cm^3

Table 2　Comparison list

Item	Recoil starter	Starter motor	Starter generator
Power source	None (Manual)	Battery	Battery
Usability	Good	Good	Good
Mass-production experience	Good general purpose engine	Good general purpose engine	Good cogeneration unit
Installation ability	Fair Need operating space	Good	Good
Maintain-ability	Good	Fair Must replace battery	Fair Must replace battery
Layout feasibility	Good	Fair Need additional space	Fair Need additional space
Conformity to regulation	Good	Good	Good

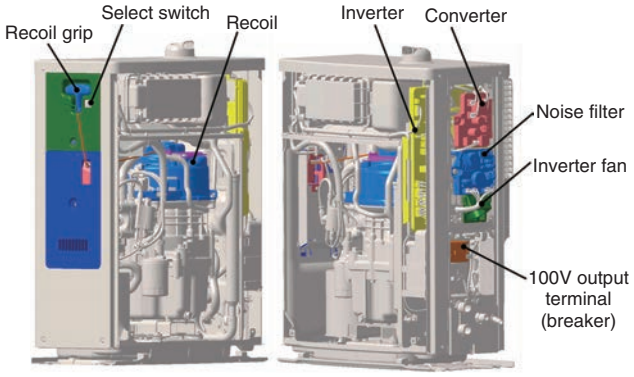


Fig. 3　Structure of micro-cogeneration unit

で，オルタネータ上部にある冷却ファンに着目し，これを専用化しファンカバーとリコイルスタータを一体化することで冷却機能を損なうことなく，リコイルスタータを搭載することが可能となった (Fig. 4)．

リコイル操作部分は，エンジンルーム内の騒音がロープガイド部から漏れるのを防止する目的と，誤操作やいたずら防止の観点から操作パネル部にリコイルグリップを収納し，スイッチパネルカバーで保護した (Fig. 5)．

3.3. 自立用インバータ

現行モデルのインバータは系統電源との連系 (接続) をおこなうため単相三線 AC200 V 出力となっている．これに対し自立運転で発電するときは，国内認証[4]に対応するため系統連系出力端子と独立した専用出力端子を持たせる必要がある．また，自立運転の場合，専用コンセントにて一般電気機器が使える高品質な AC100 V 出力にするため，専用インバータが必要である．

本開発では，系統連系出力と自立出力を両立するインバータを開発した．また AC100 V 出力の場合，電流値が通常運転に対して約 2 倍となるため，インバータ素子の発熱量が増加する．そのため自立運転時のみ稼働するインバータ冷却用小型電動ファンを採用した．

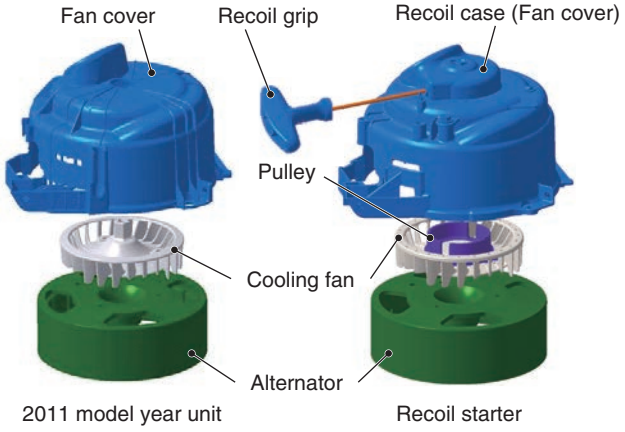


Fig. 4 Recoil starter

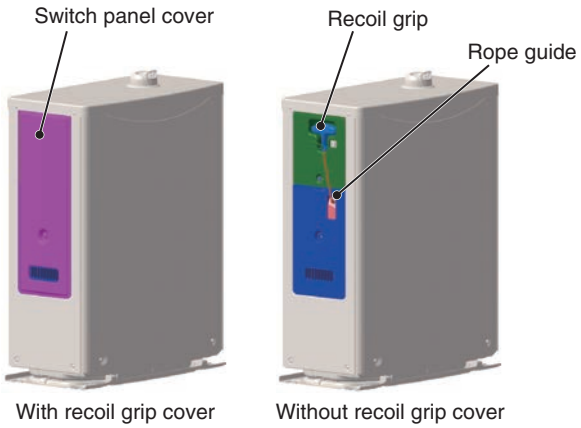


Fig. 5 Position of recoil grip

3.4. 自立運転時の電気の流れ

自立運転では専用出力端子から電力を供給しなければならないため，給湯器のコンセントを停電時用コンセントに差し替え，リコイル始動をおこなう (Fig. 6)．

通常時と停電時の電気の流れを Fig. 7 に示す．

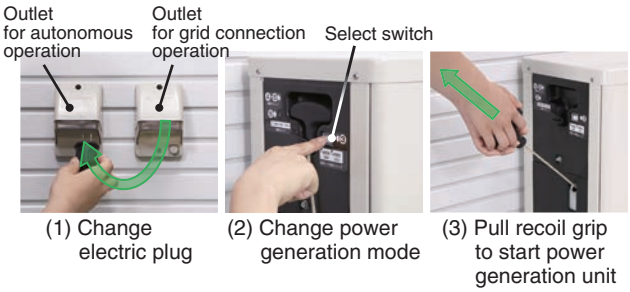


Fig. 6 Starting procedure

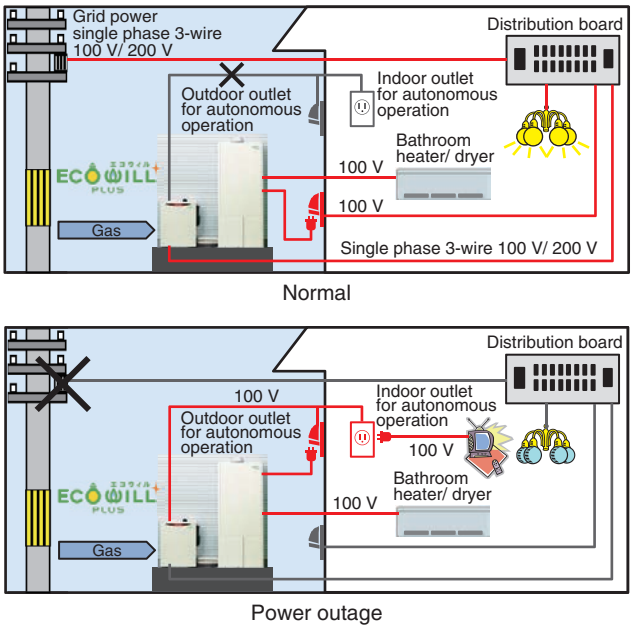


Fig. 7 Flow of electricity

4. 主要技術

4.1. リコイルスタータ

4.1.1. 要求性能

リコイルスタータに求められる項目は以下である．

・エンジンルーム内温度 (約 80℃) 環境下での耐久性をもつこと

・リコイルスタータ操作初心者でも引けること

4.1.2. 達成手法

操作荷重と回転速度，すなわちロープストロークは相反する要求となる．しかし本開発のねらいから，きょう体の大きさを変更せずにリコイルスタータ機能を追加する必要があった．そこでエンジンの冷却機能を損なうことなく，冷却ファン内に入る最大のプーリ径を検討した．冷却風流

れ解析 (Fig. 8) を実施したところ，最大プーリ径は 75 mm となることが分った．実機にて確認した結果においても冷却性能が同等になることを確認した．これにより冷却ファン上部にロープを巻き取るリールを設定することができた (Fig. 9)．自立始動操作に要求されるスペースは一般的な使用環境下での設置条件より 1500 mm と設定し，これによりリール径は 46 mm と決めた．この結果，必要操作荷重は 400 N レベルとなり，これは汎用エンジンにおいて 400 cm^3 クラスと同等とすることができた．また大型リコイルグリップを採用し操作性を向上させることで操作の負担を軽減した．さらに三次元データの人型モデルにより最適なロープ引き方向を導き出し，ロープ擦れ等が発生しにくいロープ出口部形状とした (Fig. 10)．

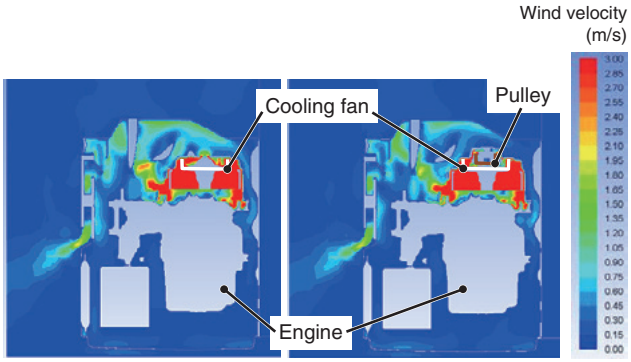


Fig. 8　Flow analysis of cooling wind

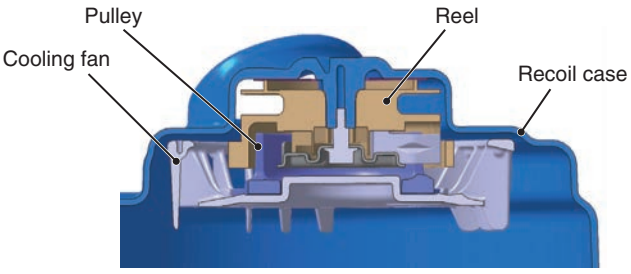


Fig. 9　Structure of recoil

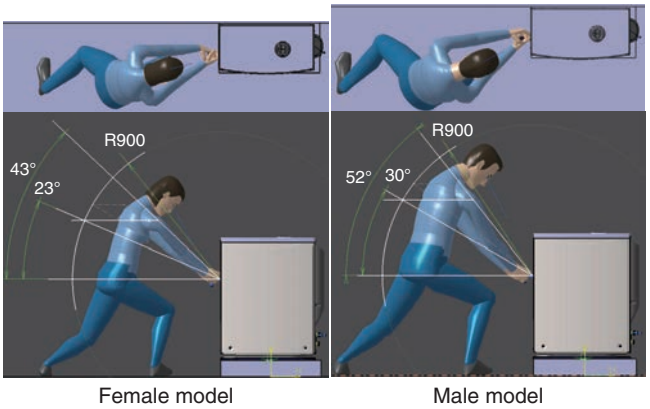


Fig. 10　Human model layout

高温劣化特性や耐久性を考慮しリコイルロープ材質は，多くの汎用エンジンで使用されているナイロン繊維ロープではなく，今回はアラミド系繊維ロープを採用した．またリールを支持するリコイルケースのボス部は，リコイル操作時に大きな荷重を受ける．そのためリコイルケースをアルミ製にすることで，高温時の強度と長期耐久性を確保した．

4.2. 自立始動制御

4.2.1. 要求性能

従来の始動は商用電源を用いての始動であり，点火に必要な電力は十分であった．それに対し自立時は，リコイル始動によりエンジンが回転している約 1 秒の間に，点火プラグの点火に必要な電力をイグニッションコイルに供給することでエンジン始動のための点火回数を確保することが必要とされる (Fig. 11)．

4.2.2. 達成手法

前述のように，確実なエンジン始動のためには点火回数の確保が必要であり，そのためには点火を制御する ECU を素早く起動させる必要があった．また点火回数確保のためには，安定した制御電源を確保する必要があった．そこで，ECU 上段に昇圧コンバータを設定 (Fig. 12) した．

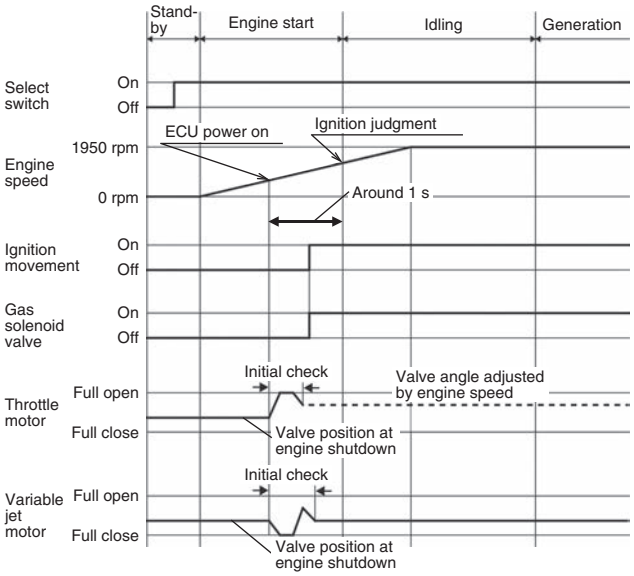


Fig. 11　Starting sequence of autonomous operation

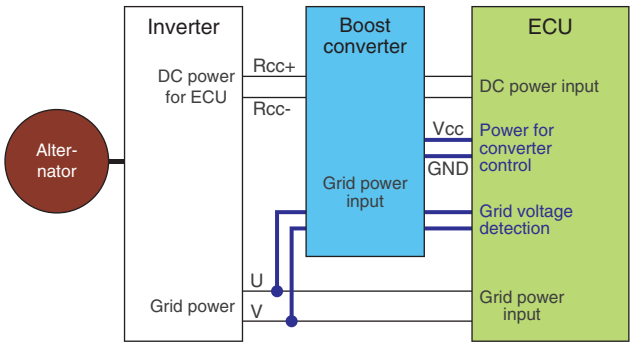


Fig. 12　Diagram of converter

Fig. 13 に示すように，エンジン回転数が 550 rpm を越えたところで昇圧コンバータが機能し ECU を早期に起動させつつ，点火可能電圧時期を長期化しエンジン始動のための点火回数を確保することが可能となった．

4.3. 自立運転制御

4.3.1. 要求性能

自立運転制御では，3.3. 節で述べた認証対応と共に，過負荷に対するシステム保護機能が必要である．

4.3.2. 達成手法

系統連系出力と自立出力回路をもち，基板内に各出力用のリレーとインターロック回路を設け，誤出力の防止に寄与した．ブロック図を Fig. 14 に示す．

系統連系保護機能をもとに，自立時に想定される瞬時過負荷や，徐々に最大出力を越える場合を想定した自立専用保護機能を追加した．これらは，過負荷運転時にエンジン低回転保護と瞬時過負荷保護を機能させる．いずれの保護機能も作動した場合は，エンジンを停止させるこ

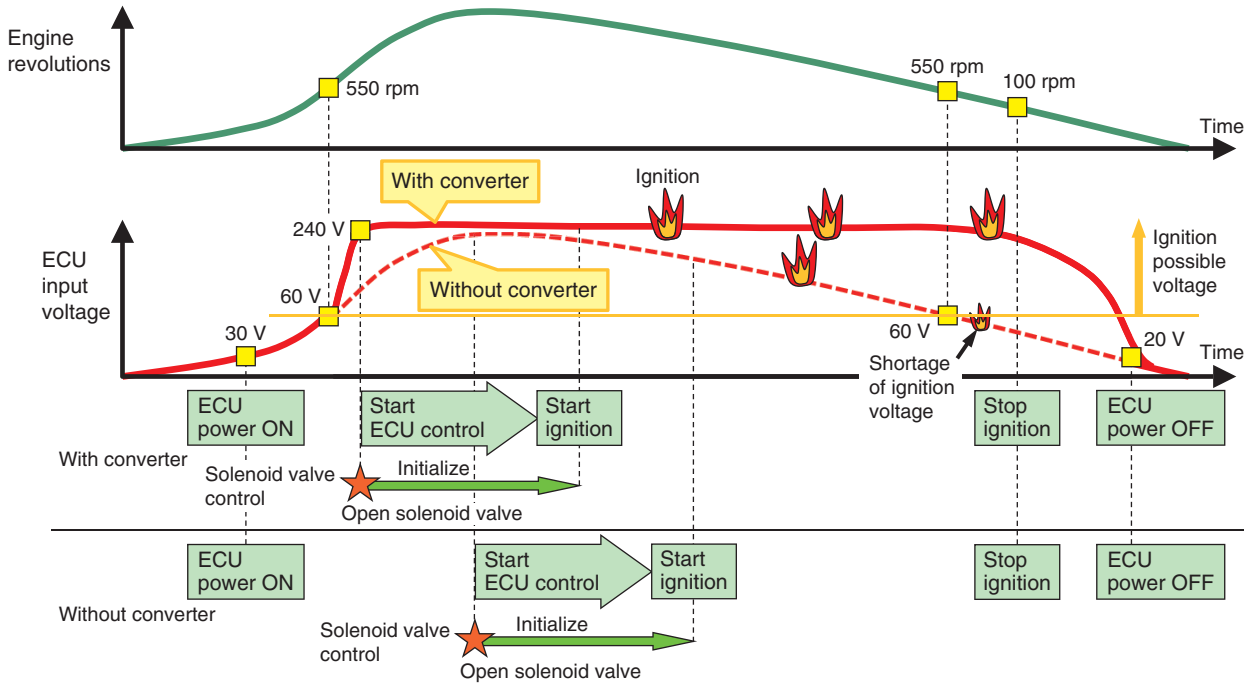


Fig. 13 Ignition timing

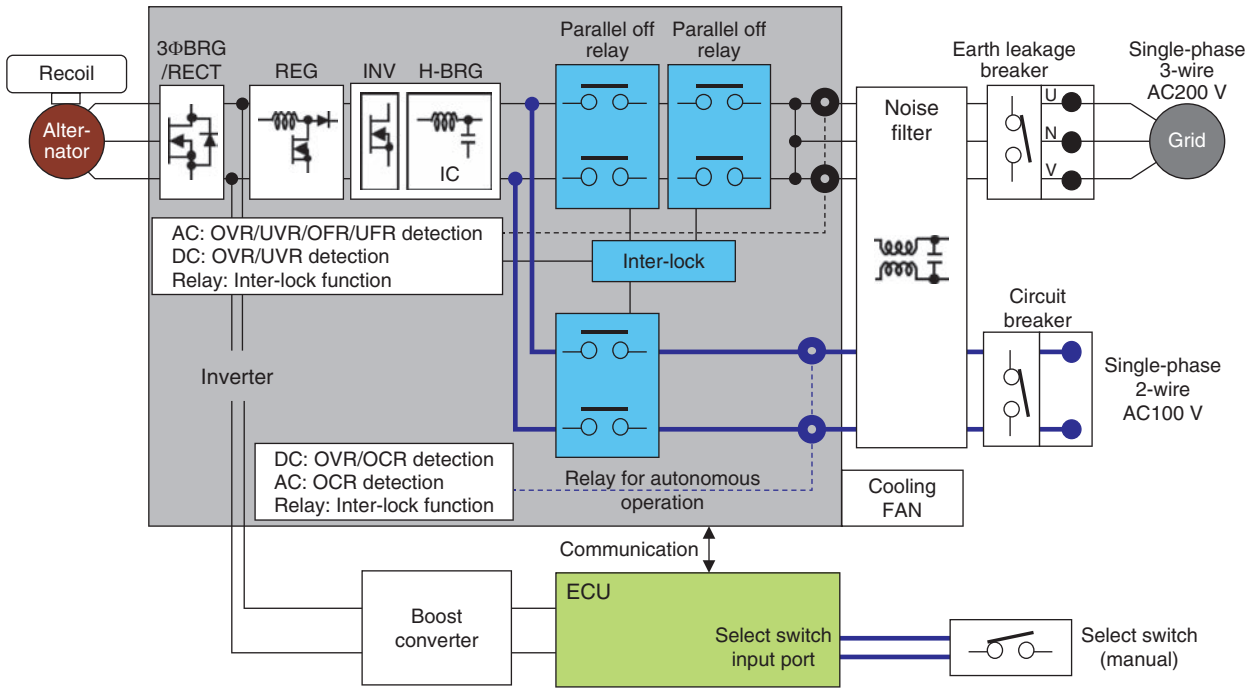


Fig. 14 Cogeneration unit block diagram

ととした．コンセントに接続している電気機器を外すなど負荷を減らし，エンジンを再始動すれば再び使用できるようになる．

5．まとめ

2011年モデルの大きさと性能を損なうことなく停電時自立運転が可能な家庭用小型コージェネユニットを開発した．

（1）いざという時に使える耐久性を有するリコイルスタータを搭載し，リコイルスタータ操作初心者でも始動できる操作荷重の設定と，確実にエンジン始動できる自立始動制御を確立した．

（2）Hondaのインバータ発電機技術を用い，自立運転でも高品質な電力を供給することができ，合計980 VA以下の電気機器が使える．

参考文献

（1）高石敏充，荒真人，戸川一宏：家庭用小型コージェネレーションユニットの紹介，Honda R&D Technical Review，Vol.15，No.1，p.53-58

（2）瀧田義治，河野昌平，高田秀昭，吉津邦弘，直井専，津野康一：複リンク式高膨張比エンジンを搭載した家庭用コージェネレーションユニットの開発，Honda R&D Technical Review，Vol.23，No.2，p.28-35

（3）http://www.honda.co.jp/cogeneration/ecowillplus/

（4）小型分散型発電システム用系統連系保護装置等の認証，一般財団法人 電気安全環境研究所（JET）：http://www.jet.or.jp/products/protection/

■著　者■



武石正憲



中川義徳



直井　専



佐々木信行

フラットベルト式 サスペンションタイヤ試験機

Flat Belt Test System for Suspension and Tire Measurement

酒井 智紀* 日下 馨* 佐藤 祐二*
Tomonori SAKAI Kaoru KUSAKA Yuji SATO

要 旨

実路を模したフラットベルト式路面を左右輪用に二つ備えた，サスペンションとタイヤの総合的な性能評価が可能な台上試験機を新しく開発し，その稼働を開始した．

サスペンション特性の実走計測では，計測精度の確保と環境要因を低減するため，多くのテスト工数を必要とする．しかし，本試験機を用いて，台上の一定環境下でのテストに置換し，計測時間を短縮することで，開発効率を向上することができる．

本試験機は，三つの計測状態を切り替えられ，車両の前軸と後軸のサスペンション特性，バネ下懸架系とタイヤのみを装着して計測するサスペンションアセンブリ特性，そしてタイヤ単体特性をそれぞれ計測することができる．

また，実走計測では，前軸と後軸の発生力が相互に影響し合いながら車両挙動を励起するため，発生したタイヤ力がサスペンションからボデーに伝達される入力量を，前軸と後軸に切り分けて解析することが困難となる．本試験機では，車両を台上に固定して試験をおこなうことで，前後左右輪の６分力を計測でき，定量値を元にした開発に有効なデータを提供することが可能となる．

ABSTRACT

A new chassis testing system equipped with flat belt roadways for both left and right vehicle wheels has been developed and put into operation. This system is designed to be capable of comprehensive performance evaluation of vehicle suspension and tires.

Testing of suspension characteristics using actual vehicles requires many work-hours of testing on the proving ground in order to assure measurement accuracy and to reduce deviation from environmental factors. The use of the present system, however, enables enhanced development efficiency by replacing proving grounds test evaluations with testing of the system in a fixed environment and by shortening measurement time.

This test system can be transformed into three measurement modes: the first mode can measure suspension characteristics of the front or rear wheels of a vehicle; the second mode can measure suspension assembly characteristics by testing just a suspension system with tires; and the third mode can measure the characteristics of tires alone.

In actual vehicle testing, the vehicle behavior is measured under the influence of forces generated in both front and rear axles, which are dynamically coupled with each other through the vehicle's motion. It becomes difficult, therefore, to separately analyze the influences of the front and rear axle tire forces on vehicle dynamics. The present test system can measure the component forces and moments of each tire of front or rear axles separately with a vehicle body constrained to the ground, and can provide analytical information to improve vehicle dynamics performance.

1．まえがき

車両開発メーカには，安全性，快適性，運転する喜びと，高い環境性能とを両立する魅力ある商品の開発が一層求められている．車両性能はさまざまな部品の機能を組合せることによって成り立っているが，シャシに求められる操縦安定性，乗り心地，NV，燃費のすべてに大きな影響を与える部品の一つであるタイヤは，近年の燃費性能向上の要求に伴い低転がり抵抗係数化（以下，低 RRC 化）が著しい．

一般にタイヤの低 RRC 化はグリップ性能低下を伴うため，この低 RRC タイヤでシャシ性能向上を図るには，タイヤの特性を定量的に把握し，開発初期から最適なサスペンション設計をすることが極めて重要となる．

車両開発の現場では，時代と共に変化する顧客の要求により早く対応するため開発期間は年々短縮し，試作車による実走テストに替わり，コンピュータシミュレーションを

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_10

活用した開発手法の導入も進んでいる．このため，検討に必要となるタイヤとサスペンションを含めた各部品特性の定量化がますます求められるようになってきた．

この定量化に必要な計測を実走計測のみに依存すると，路面の温度や状態，わずかな起伏などの外乱要素により，所望のデータ精度を確保するためには多くの時間と工数が必要である．例えば，部品の仕様違いのような小さな差を定量的に比較する際には，検討に必要とされる十分な精度を得るために，膨大なデータ取得とその統計的な処理をおこなわなければならず，さまざまな部品を全て定量化しようとした場合には開発効率の面では大きな課題となる．

その点，台上計測は，計測可能な条件は制限されるものの，外乱要素や環境変化による変動は最小限に抑えることができ，高精度で再現性の高い計測が可能である．また，計測精度を活かした部品の仕様特性の定量化に適しており，シミュレーション技術と組み合わせるとさまざまな性能パラメータの最適な設計検討が可能となる．

車両開発の各段階では，シャシを構成するさまざまな部品がシャシ性能に及ぼす影響を定量的に把握しながら開発を進める必要があるため，車両に装着した状態でのシャシ特性だけでなく，サスペンションアセンブリのみや，タイヤのみの特性を分析し，定量的に特性解析することも必要となる．例えば，サスペンションは，左右輪を連結するスタビライザを有し，カップルドビーム形式を代表とする構造的に連結している機構もある．さらに，サスペンションの緩衝機能を含めたサスペンションアセンブリ特性を定量解析する場合，凹凸路の実走状態を台上再現する必要がある．これらを台上解析する手法の一例としては，これまでは，ドラムにタイヤを載せた状態で転動させて計測する手法がとられてきた．しかし，ドラムは曲率をもつため，タイヤの接地形状が本来の形状とは異なり，実走の特性を表わせない場合があった．

上記に述べたさまざまな課題の解決を目指し，シャシ性能の総合的な計測，および，解析を可能とするために，サスペンションの左右輪を同時にフラットベルトに載せることができ，かつ，加振機能を持つ，サスペンションタイヤ試験機を車両開発メーカの観点で開発した．本稿では，この試験機の概要と計測結果の一例を紹介する．

2．試験機の概要

本試験機は，目的に応じた三つの計測モードを有する．

（1）ビークルテストモード（以下，VT モード）
（2）サスペンションキャリアモード（以下，SC モード）
（3）タイヤスタンドモード（以下，TS モード）

VT モード構成概要図を Fig. 1 に示す．

VT モード時に，車両乗り入れ試験が可能となるよう，フラットベルトユニットを２基地下に配置し，床面高さとベルト上面が同じ高さとなるよう装置の基本構成を設計した．また，前後軸に任意のスリップ角と上下入力を与えられるよう，各フラットベルトユニットが揺動および上下加振機能を持つ構成としている．

フラットベルトユニットは，スチールのベルトを二つの円筒形ドラムに渡して駆動する．一方のドラムはベルトを駆動し，他方はベルトの左右方向の蛇行制御をする．Fz を保持する構造には，フラットベルト平坦部にメンテナンス性に優れたエアベアリングを採用し，実路相当の摩擦係数（μ）を模擬するため，スチール製ベルト表面には研磨材が接着されているシートを貼って計測をおこなう．

以下，各モードの構成，および仕様をまとめる．

2.1. VT モード

VT モードでは，車両の前軸または後軸をフラットベルトに載せ，車体を定盤に固定し，フラットベルトからスリップ角および上下力の入力をおこなう．試験機仕様を Table 1，実車搭載状態の写真を Fig. 2 に示す．

本モードでは，タイヤ発生力を計測するホイール６分力計とタイヤの位置と向きを計測するアライメント測定機を装着し，ボデー，サスペンションの特性を含めたタイヤの発生力を計測する．

実走計測では，前軸の発生力と後軸の発生力が相互に影響し，車両挙動によって各タイヤのスリップ角や上下荷重が変化するため，前軸と後軸，および左右輪を分けて解析することが困難である．このため，車両特性が所望の性能を発揮していない場合，タイヤ，サスペンション，ボデーのどこに技術的な課題があるのかを定量的に判定することが難しい．

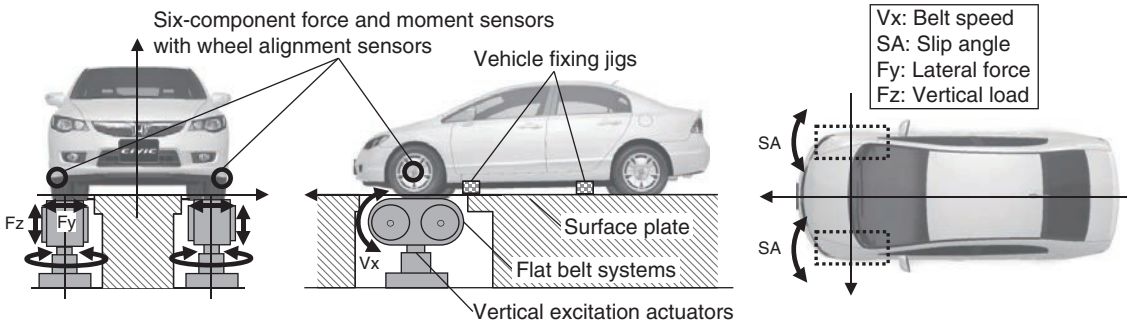


Fig. 1　Configuration of VT mode

Table 1 System specification of VT mode

Vx	0 to 180 km/h
SA	-20 to +20 deg (up to 3 Hz)
Fz	0 to 15000 N (up to 25 Hz)
Fy	-10000 to 10000N

本モードでは，車両の前軸，または，後軸を各々台上計測することでボデーの変形がアライメントに与える影響や，サスペンション機能を含めたタイヤ発生力を詳細に解析することができる．

また，サスペンションは，路面からの入力を緩和して乗員の快適性を確保する働きと，タイヤを路面に接地させ，操縦安定性を保つ働きをもつ．このような性能を同時に計測するためには，平坦路だけでなく，凹凸路に相当する入力が必要となる．本試験機では，上下加振機能を備えることで，平坦路に相当する状況ばかりでなく，凹凸路における車両の安定性やコーナリング限界性能の高さなど，さまざまな条件下で設計通りにサスペンションが機能しているかを検証することが可能になる．加えて，ベンチマーク車両と開発車両を比較することで，性能目標をより定量的な指標に置き換えることも期待できる．

さらに，サスペンション，ステアリングギヤボックス，ステアリングハンガの各取付点剛性が，操縦安定性や操舵反力に及ぼす影響などを解明するため，人のステアリングやブレーキ操作を模擬したテストをステアリングロボットやブレーキロボットを取付けておこなえる拡張性を考慮した装置仕様としている．



Fig. 2 Photograph of VT mode

Table 2 System specification of SC mode

Vx	0 to 180 km/h
SA	-20 to 20 deg (up to 3 Hz)
RA	-15 to 15 deg
Fz	0 to 15000 N (up to 25 Hz)
Fy	-10000 to 10000N

2.2. SC モード

SC モードでは，バネ下懸架系とタイヤを治具に組付け，ボデーの剛性影響を受けない状態で，サスペンションアセンブリの影響を含めた発生力を計測する．SC モードの試験機仕様を Table 2，構成概要図を Fig. 3，実際の計測状態の写真を Fig. 4 に示す．

本モードは VT モードと同様，計測輪に 6 分力計とアライメント計測機を装着し，各タイヤの発生力を計測できるだけでなく，治具側に備えた 6 分力計により，バネ下懸架系とタイヤ全体の発生力も計測が可能である．

VT モードでは，サスペンション特性によるジオメトリ変化，応答性の遅れやステアリング構成部品への入力を，ボデー特性を含んだ状態で測定するが，本 SC モードではボデー寄与を取り除いた計測をおこなえることから，サスペンションの幾何学的ジオメトリやバネ，ダンパ，各種ゴムブッシュなどの構成部品が設計者の意図通りに機能しているのか，また応答性の遅れに何が寄与しているか，などを詳細に解析することが可能となる．

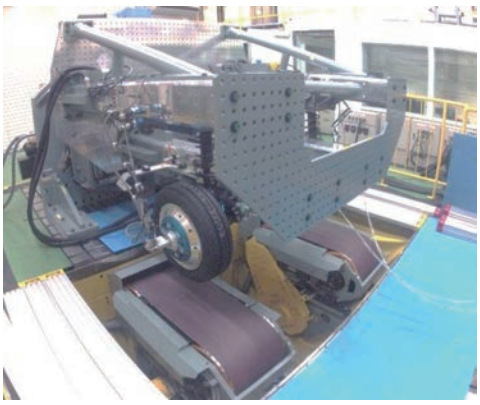


Fig. 4 Photograph of SC mode

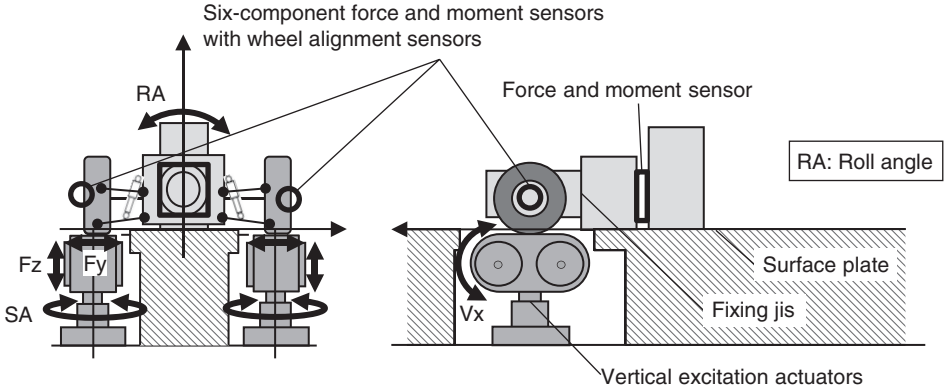


Fig. 3 Configuration of SC mode

Table 3　System specification of TS mode

Vx	0 to 180 km/h
SA	-20 to 20 deg (up to 3 Hz)
CA	-15 to 15 deg
Fz	0 to 15000 N
Fy	-10000 to 10000N
My	-2800 to 2800 Nm
Fx	-6600 to 6600 N
Slip rate	-100 to 100%

また，VT モードでは，実車の部品レイアウト上，高精度のセンサや計測機器を装着することが困難であった．しかし，本 SC モードでは，レイアウト制約が少ないので，例えば，左右輪のタイヤ発生力差によって生ずるステアリング系への入力を，高精度センサを装着することによって計測し，ステアリング系構成部品の操舵力への寄与解析をおこなうことも期待できる．

2.3. TS モード

TS モードの試験機仕様を Table 3，構成概要図を Fig. 5，写真を Fig. 6 に示す．

サスペンション特性を解析するためには，タイヤ単体とサスペンションアセンブリでの計測結果を比較する必要がある．タイヤ単体の計測は，従来タイヤメーカや計測機関が有するフラットベルト試験機でおこなってきたが，計測の考え方が異なり，また，試験機が異なることによる差も存在することから，同一条件でデータを比較することができなかった．したがって，VT モード，SC モードと同じ試験機でタイヤ単体の特性計測をおこなうことで，サスペンションがどの程度タイヤの性能を発揮させ，車両に伝えられているかを高精度に定量化することができるようになる．

TS モードでは，タイヤに上下変位，キャンバ角を与える装置と，転動速度，スリップ角を与えるフラットベルトを組合せることにより，タイヤが使用される条件を模擬したタイヤ単体特性の計測が可能である．車両がスピンモードやロールオーバになるような，大舵角がついた走行状況のタイヤ単体特性計測を視野に入れ，スリップ角は 20 deg，キャンバ角は 16 deg まで計測可能とした．



Fig. 6　Photograph of TS mode

制駆動特性の計測時は，試験タイヤの転動速度を制駆動用モータでコントロールし，タイヤ速度とベルト速度に速度差を発生させることで，-100％(駆動)から +100%(制動)のスリップ状態を再現する．

3．計測結果

各モードでの計測結果を紹介する．

3.1. VT モード

車両前軸をフラットベルトに載せ，タイヤスリップ角をベルトユニット揺動で入力した計測結果と，スリップ角に加え凹凸路での入力を模した上下加振時の計測結果の比較を Fig. 7 に，その試験条件を Table 4 に示す．

Fig. 7 では，横軸がタイヤスリップ角，縦軸がコーナリングフォース (以下，CF) を示している．空車時のサスペンションの上下ストロークを 0 mm とし，20 mm，40 mm ストロークさせて Fz を増加させた時の左右輪の CF 合力を表す．右転舵時と左転舵時の発生横力を平均して CF として扱った．タイヤ単体の CF 特性は 6 deg から 10 deg で飽和状態になることが知られているが，車両特性を含めた状態でも 10 deg 以上では同様に飽和状態になり，サスペンション全体をタイヤ単体計測と同様に扱い定量化できる手

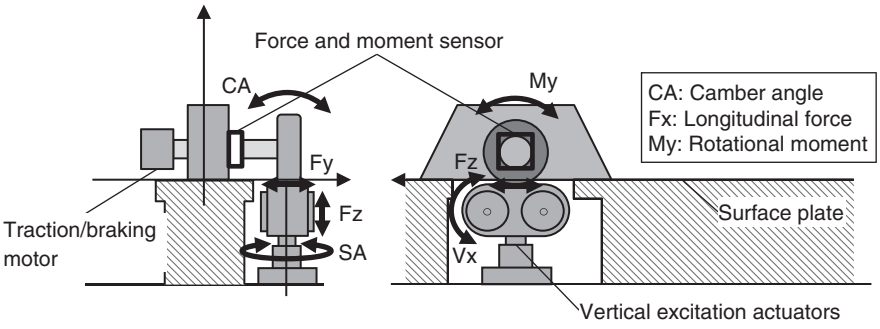


Fig. 5　Configuration of TS mode

Table 4 Cornering force test conditions in VT mode

Test vehicle	2010 model year JAZZ
Tire	175/65R15 84T
Vx	30 km/h
SA	0 to 12 deg
SA change speed	3 deg/sec
Air pressure	220 kPa
Suspension stroke	0, 20 and 40 mm
Vertical excitation	5 Hz, +/-5 mm

法になると考えられる.

また, 上下加振を加えた時は, サスペンションがタイヤを路面に接地させる反力が加振に追従できなくなり, タイヤにかかるFzが変動する. タイヤの摩擦係数は荷重依存性を持つため, 変動荷重に対して発生するCFは減少する傾向となる. サスペンション特性を含めた状態で計測をおこなった今回の結果では, 通常走行で使用する領域から加振によるCFの低下が大きいことが確認できた.

3.2. SC モード

フロントサスペンションアセンブリを治具に組付け, スリップ角を入力した計測結果をFig. 8に, 試験条件をTable 5に示す.

Fig. 8は, 横軸には時間, 縦軸には, 左右輪のCF合力, サスペンションアセンブリに与えたスリップ角, 左右輪のステアリングタイロッドへの入力の合力を表す.

実走計測では, 路面凹凸に起因する入力変動に埋もれて解析が困難であったCFの応答遅れΔtや, タイロッド入力の飽和する状態などを確認することができた.

さらに, 実走計測では解析できなかった, 各輪のCFとサスペンションアセンブリ全体の力を比較することで, サスペンション各部がどのように機能しているか分析していくことができると考えられる.

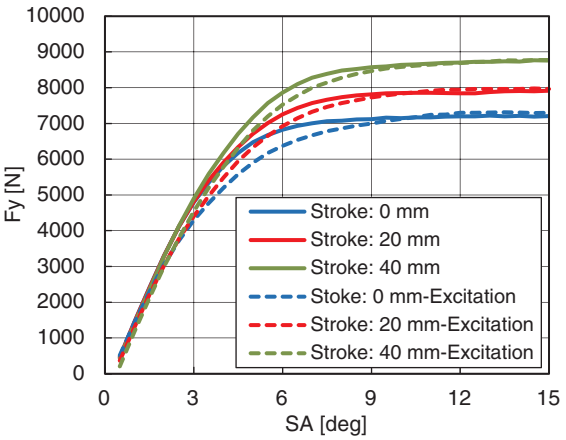


Fig. 7 Cornering force change to slip angle in VT mode with or without vertical excitation

Table 5 Cornering force test conditions in SC mode

Test suspension	2010 model year JAZZ
Tire	175/65R15 84T
Vx	30 km/h
Fz	7000 N
SA change	-4 to 4 deg, 0.5 Hz
Air pressure	220 kPa

Table 6 Cornering force test conditions in TS mode

Tire	205/60R16 92H
Vx	60 km/h
Fz	2000, 4000, 6000 N
SA	-12 to 12 deg, 6 deg/sec (triangle)
Air pressure	220 kPa

3.3. TS モード

タイヤ単体をフラットベルトに載せ, タイヤの代表的な特性であるスリップ角を入力した時のCF計測結果をFig. 9, 試験条件をTable 6に示す. 軸は, Fig. 7と同じで, Fzを2 kN, 4 kN, 6 kN加えた時の計測値を, 3.1.節と同様, 左右SAの平均値を発生CFとした.

速度と荷重を変化させて測定した時のCFとタイヤ温度の変化をFig. 10, 試験条件をTable 7に示す. 横軸はFz, 縦軸はCFとタイヤ表面温度である. スリップ角0付近の単位SAあたりのCFはコーナリングスティフネス(CP)と呼ばれており, 車両運動の基本性能を支配する重要なタイヤ特性である.

計測速度とタイヤ表面温度が変化すると得られるCPの特性は大きく異なってくる. よって, 高速走行時のレーン

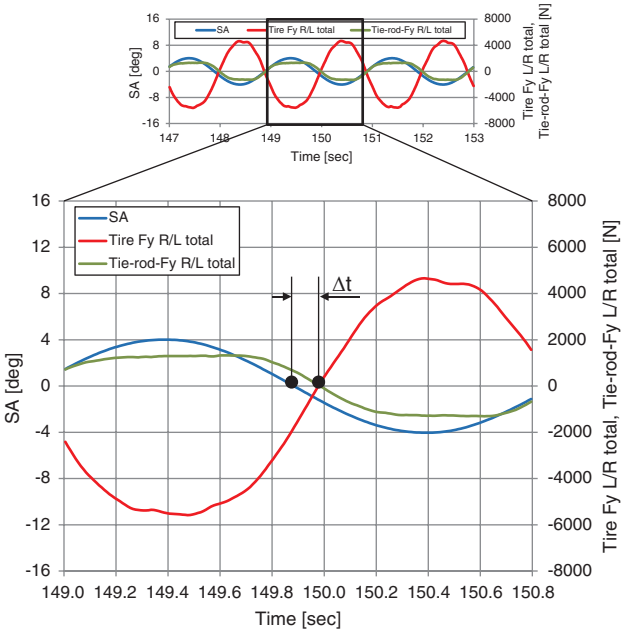


Fig. 8 Time history of cornering force and tie-rod end force

Table 7　Cornering stiffness test conditions in TS mode

Tire	205/60R16 92H
Vx	10 km/h, 100 km/h
Fz	200 to 7600 kN
SA	1 deg (const.)
Air pressure	220 kPa

チェンジ，中速でのワインディング走行，緊急回避モードなど，実走状態の刻々と変化する条件下でのタイヤの速度や温度を把握した上でタイヤ特性を適切に定量化する計測手法構築が重要となる．

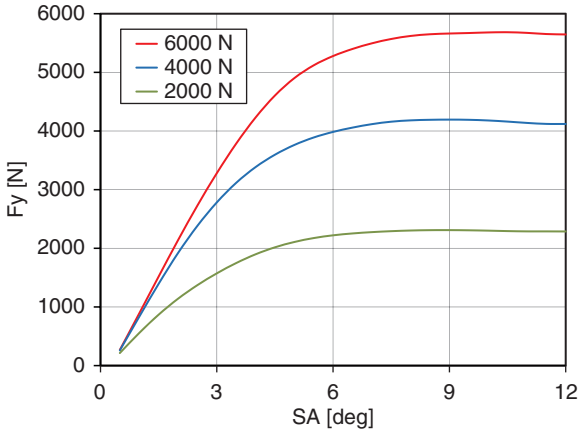


Fig. 9　Cornering force change to slip angle

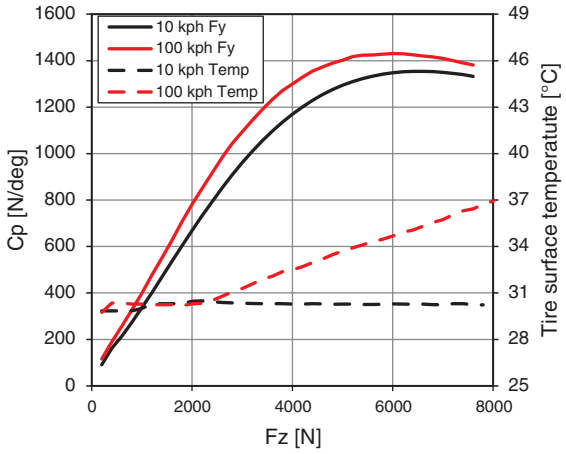


Fig. 10　Cornering stiffness change to vertical load

4．まとめ

サスペンションとタイヤの総合的性能評価をおこなう試験機の特徴を紹介した．

VT モードでは凹凸路を模した上下加振による CF 性能変化を，SC モードでは CF とタイロッド入力との関係を，TS モードではさまざまな要因で変化するタイヤ特性を例に示し，三つの試験機モードが開発にどのように活用できるか一例を紹介した．

これらの試験モードを用いることにより，従来の実走解析では困難なタイヤ発生力や各システムの精度の高い解析が可能となり，完成車を用いることができない開発初期段階でも，シミュレーションを利用した机上検討の精度向上や，サスペンション構成部品の検証精度向上が可能になると考えられる．これにより試作車の性能を初期段階から今まで以上に目標に近づけられることで，短期間の開発でも熟成度の高い量産車開発が期待できる．

また，開発後期においても本試験機の検証機能を課題事象の解析などにも適用することで，適切な対策が可能となり，シャシ性能の開発に有効な試験装置になると考えられる．

参考文献

（1）Milliken, W. F., Milliken, D. L.: Chapter 8 Force-Moment Analysis, Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, p.293-343 (1995)
（2）横浜ゴム株式会社編：第４章　タイヤと路面に働く力，自動車タイヤの研究，山海堂，p.109-150 (1995)
（3）株式会社ブリヂストン　編：第４章　タイヤの特性，第３節　操縦安定性，自動車用タイヤの基礎と実際，山海堂，p.124-158 (2006)
（4）宇野高明：第２節　シャシー運動性能とタイヤ性能，車両運動性能とシャシーメカニズム，グランプリ出版，p.16-75 (2001)
（5）安部正人：第２章　タイヤ力学，自動車の運動と制御，東京電機大学出版局，p.5-45
（6）Pacejka, H. B.: Chapter 1 Tyre Characteristics and Vehicle Handling and Stability, Tyre and Vehicle Dynamics - Second Edition, Elsevier, p.5-60 (2006)
（7）Gillespie, T. D.: Chapter 6 Steady-state cornering, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, p.195-235 (1996)
（8）Reimpell, J., Stoll, H.: Chapter 2 Tyre and wheels, The Automotive Chassis: Engineering Principles, SAE International, p.72-96 (1996)

■著　者■


酒井智紀


日下　馨


佐藤祐二

高張力鋼板による軽量でかつ高効率生産に適した小型二輪車用プレスフレームの開発

Development of Stamped Frames Made of High-tensile Steel Plates with Light Weight and High Production Efficiency for Small Motorcycles

中 川 英 亮* 竹 中 正 彦*
Hideaki NAKAGAWA Masahiko TAKENAKA

要 旨

生産台数の多い小型二輪車用に軽量でかつ高効率生産に適したプレスフレームを開発した. 排気量 150 cm^3 クラスで最軽量のフレームボデーをめざし, 材料の薄板化による軽量化をおこなった. 必要な強度, 剛性を確保するために, 材料には高張力鋼板を使用し, 断面形状の工夫をおこなった. 高張力鋼板は材料が伸びづらく, 深さのある成形が困難なため, 部品の分割方向が制約される. その対応として, 上下方向に溶接フランジを設けた左右合わせ構造とすることで, 部品の成形深さを浅くし, なおかつ主荷重方向の断面強化も合わせておこなった. さらに, フレーム構造を従来のモノボーン構造から前後分割構造とし, 生産工程の平準化による管理, 修正の簡略化をおこなった結果, 工程時間の短縮が可能となった. プレスフレームを前後分割構造にした場合, 部品形状が複雑になり, 材料歩留まりの低下が課題となる. その対応として各部品の板厚を合わせ, 多部品同時ブランキングをおこなった. その結果, 骨格部品を小型, 多部品化しても, 軽量化と同時に生産工程の増加と材料歩留まりの低下を抑えることができた. これらにより, 従来のプレスフレームに対し, 強度, 剛性を同等に維持しながら, 質量 30% 減, 生産工程時間 30% 減を達成することができた.

ABSTRACT

A lightweight stamped frame with high production efficiency was developed for application in small motorcycles produced in large numbers. This development was motivated by the challenge to produce the lightest frame in this category of 150 cm^3 displacement motorcycles, and weight reduction was pursued by the application of thin plate material for its production. To ensure the necessary strength and stiffness, high-tensile steel plates were used and the suitable cross-sectional profiles of the frames were newly devised. In the production using high-tensile steel plates, there exist rigorous restrictions in the orientation of parts partitioning, because they are highly resistible against the extension force and the press-forming of the parts with a large depth is considerably difficult. To cope with those restrictions, the forming parts were designed to have limited depths by employing the structure having flanges for welding at the upper and the lower portions of the parts enabling the coupling-type assembly along their horizontal direction while achieving enhancement of the strength, along their cross-sections, in the direction of the main load application. Moreover, the manufacturing time was shortened by normalized manufacturing processes and the simplified parts correction process brought by the application of the separated structure of the frame, which formerly was a mono-bone structure. However, when the stamped frame was constructed with the front-rear separation structure, the yield rate of the parts per plate went down and became an issue because of the complexity of the parts shapes. To cope with this issue, multiple parts blanking, in which multiple parts are cut out at one time, was introduced by adjusting the thicknesses of the yielding plate parts into a few standardized thicknesses. Consequently, the weight reduction was achieved while minimizing the increase in the manufacturing processes and the decrease of the yield rate, even though the frame parts were downsized and divided into a larger number of parts. Through these measures, a 30% reduction in weight and 30% reduction in process time were realized compared to the current stamped frame manufacturing processes, while maintaining the equivalent strength and stiffness of the frame.

＊二輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_11

1．まえがき

昨今の地球温暖化，大気汚染等の環境問題に対し，二輪車においても CO_2 排出削減の取り組みが急務となっている．特に進展国市場では，小型二輪車の需要が年々増加傾向にあり，生産台数の増加に伴い，走行時の CO_2 排出量に加えて生産段階での CO_2 排出量の削減も課題となってくる．そのため，さまざまな燃費向上技術や生産工程の合理化に取り組んでいく必要がある．車体部品においては一般的に燃費向上の手段として軽量化がおこなわれている．特に完成車の中で大きな割合を占めるフレームボデーの軽量化は必要不可欠な課題である．さらに部品の軽量化と生産の高効率化は，環境問題のみならず，コスト競争力のある製品を生産する上でも必要な取り組みである．

Honda はブラジルにて，年々増加していく小型二輪車の需要に応えてきた．中でも年間 80 万台（2011 年実績）を超える最も生産台数の多い CG シリーズでは，生産を高効率におこなっていく必要があった．また CG シリーズにおいては，荒れた路面での走行や，大量の荷物を積載しての走行など，過酷な条件で使用されることもあり，それに耐えられる強度，剛性をもったフレームが必要であった．それらを満足させるために，フレーム骨格には 1999 年からプレスフレームを採用してきた．生産効率を重視して作られたプレスフレームだが，さらなる台数の増加に伴い，よりいっそう生産効率を向上させていく必要が出てきた．

一方，小型二輪車におけるフレームボデーの軽量化はさまざまな機種でおこなわれており，パイプフレームにおいては使用環境に対する構造最適化がなされている[(1)]．プレスフレームにおいても，これまで軽量化の取り組みはおこなわれてきたが，材料歩留りの制約などの理由により大きな効果が得られていなかった．生産設備と関連性の高いプレスフレームにおいて，軽量化をおこなっていくためには，生産工程を含めた見直しが必要であった．

このような使用環境と生産需要に応え，地球環境に貢献できる軽量でかつ生産効率の高いプレスフレームを新たに開発し，2013 年 7 月より生産を開始した 2014 年モデル CG150 に適用した（Fig. 1）．本稿ではその技術的な特徴について述べる．

2．開発のねらい

2013 年モデル CG150 用従来プレスフレームをベースとし，開発目標として次の３項目を設定した．

（1）従来のプレスフレームに対し質量を 30% 削減
（2）従来のプレスフレームの生産工程に対し工程時間を 30% 削減
（3）従来のプレスフレームと同等の単体性能（強度，剛性，振動）を実現

3．軽量化のための課題と技術手段

3.1. プレスフレームの現状と軽量化への課題

Fig. 2 に 2013 年モデル CG150 のフレームボデー形状を示す．従来のプレスフレームは生産効率を上げるため，スポット溶接を主体としたモノボーン構造を採用してきた．モノボーン構造とはヘッドパイプからシートレールまでを１本でつないでいる構造である．スポット溶接は生産性が高い結合手法であるが，結合用のフランジ部が必要不可欠であり，その部分が質量増につながる．またプレス部材の合わせによる骨格構造は，一つ一つの部品が材料歩留まりを重視した形状となるため，軽量化のための最適化は困難となる．材料歩留まりの良い部品の組み合わせと，スポット溶接用のフランジを構造上どのように活用していくかが軽量化の課題となってくる．そのため部品の分割方向の適正化や，荷重入力方向を考慮した効率の良い断面配置などが設計のポイントとなる．しかしながら，結合用フランジを機能上有効に活用できたとしても，構造最適化されたパイプフレームに対するフランジの質量増は避けられない．したがって，質量を 30% 削減するためには，構造最適化だけでなく，材料，板厚の選定に対しても考慮する必要がある．

3.2. 薄板高張力鋼板の活用と課題

軽量化には，材料の薄板化が効果的である．しかしながら過酷な使用環境に耐えられる強度の維持とコスト競争力の向上を考慮して材料を選定する必要がある．そこで，筆者らは高張力鋼板の採用を検討した．高張力鋼板はすでに



Fig. 1　CG150 2014 model year



Fig. 2　Mono-bone frame of 2013 model year CG150

四輪車で軽量化の手法として取り入れられている．Fig. 3 に材料強度あたりの材料費をグラフ化したものを示す．高張力鋼板は冷間圧延，熱間圧延共に強度あたりの材料費が低いため，効率良く使用すれば材料費の削減につながる．そこで，薄板の高張力鋼板を使い，従来のプレスフレームに対して 30% の軽量化をめざした．

材料を薄板高張力鋼板にした場合，課題となってくるのは薄板化によるフレーム剛性の低下と，荷重による変位量が大きくなるため，応力が増加しやすくなることである．これらの課題に対し構造の工夫で対応することによって，薄板の高張力鋼板を採用することができると考えた．

3.3. フレーム構造の検討

薄板で必要強度，剛性を確保するため，主な骨格部位は連続した閉断面構造を採用した．想定される荷重方向に対し，必要な断面形状を配置し，箱形状で荷重を受ける構造とした．Fig. 4 に主骨格部位の断面形状の新旧比較を示す．プレス構造は一様断面のパイプに対し，断面形状を自由に変化させることが可能である．その利点を活かし，必要な部位に必要な強度，剛性が確保できるように断面形状を設定した．さらにリブ形状（表面上の凹凸形状）を付加することで，薄板にしたことによる面剛性の低下を防いだ．

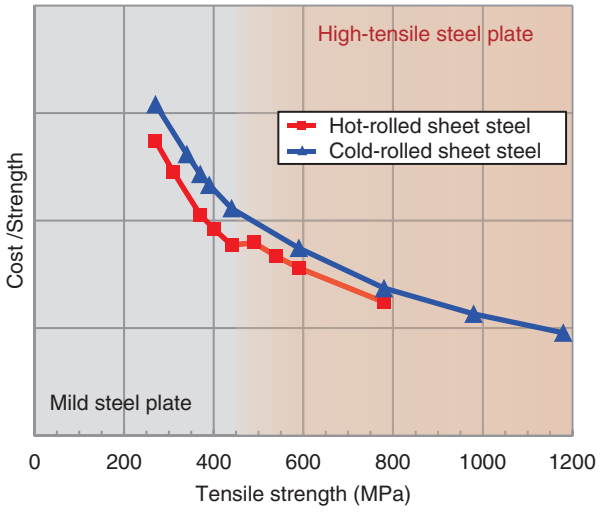


Fig. 3　Cost against strength of steel plate

3.3.1. 剛性に対するアプローチ

断面形状を連続的に変化させることにより，薄板を採用した場合でも必要剛性の確保はできるが，他部品との結合部が閉断面でないと，その部分の剛性が低下する．主骨格部位では，ピボットプレートがエンジンを搭載するためにコの字型をしており，開口部となっている．そこで，断面を閉じるための部材を配置し，剛性の確保をおこなった．また，メインメンバとシートレールの結合部は，溶接後の寸法安定性を重視し，プレート同士でなおかつ平面結合としている．この結合部は，剛性を確保しやすい四角い断面形状にしているが，シートレールからのねじれ荷重が入力されると，断面がひし形に変形しやすい傾向にあるため，骨格としての剛性が低下しやすい．そこで，ひし形変形を防止するために，メインメンバの内側にインナーガセットを配置した．この部材によって，断面形状の変形による剛性の低下を抑えることとした．ピボット部の開口を塞ぐ構造とメインメンバのひし形変形の対応をおこなった構造を Fig. 5 に示す．以上，これまでに述べてきた骨格構造と高張力鋼板の採用により，メインメンバの板厚を従来の 1.5 mm から 1.2 mm に薄板化することができた．

3.3.2. 強度に対するアプローチ

軽量化をしていく上で，強度上の課題となるのはリヤフレーム部の構造である．リヤフレーム部，特にシートレールは，乗員荷重やリヤクッションから高い荷重入力を受ける部位である．薄板化をおこなうと，荷重を受けた際に部材自体の変位量が大きくなり，前後のフレームをつなぐ継ぎ手部分に応力が集中する．そのため，この応力を分散させる断面形状を適所に配置する必要がある．また，シートレール部位は荷重の入力方向が明確で，上下方向が主である．そのため，上下方向の断面係数を大きく取れる左右分割の閉断面構造とし，荷重方向（上下方向）に溶接フランジを配置した．Fig. 6 にシートレールのリヤクッション保持部近傍の新旧断面比較を示す．このように必要部位に適切な断面形状を配置することで，従来のプレスフレーム同等

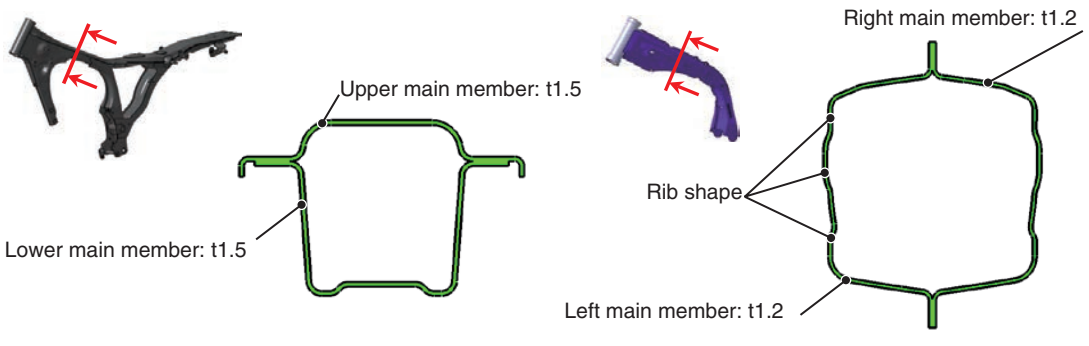


Fig. 4　Comparison of cross-sectional shapes of main members

の強度を確保することができた．しかし，高張力鋼板は成形時に伸びづらく，部品の成形深さに制約がでるため，左右分割構造とすると，横方向の断面係数が確保しにくい．そこで，シートレールの左右をつなぐ部材を適所に配置することにより，シートレール全体で横方向からの荷重入力に対するタフネスを上げた．これらの対応と 590 MPa 級の高張力鋼板の採用により，効率良く荷重を受けることが可能となり，シートレール部材の板厚を従来の 1.5 mm から 1.0 mm まで薄板化することができた．

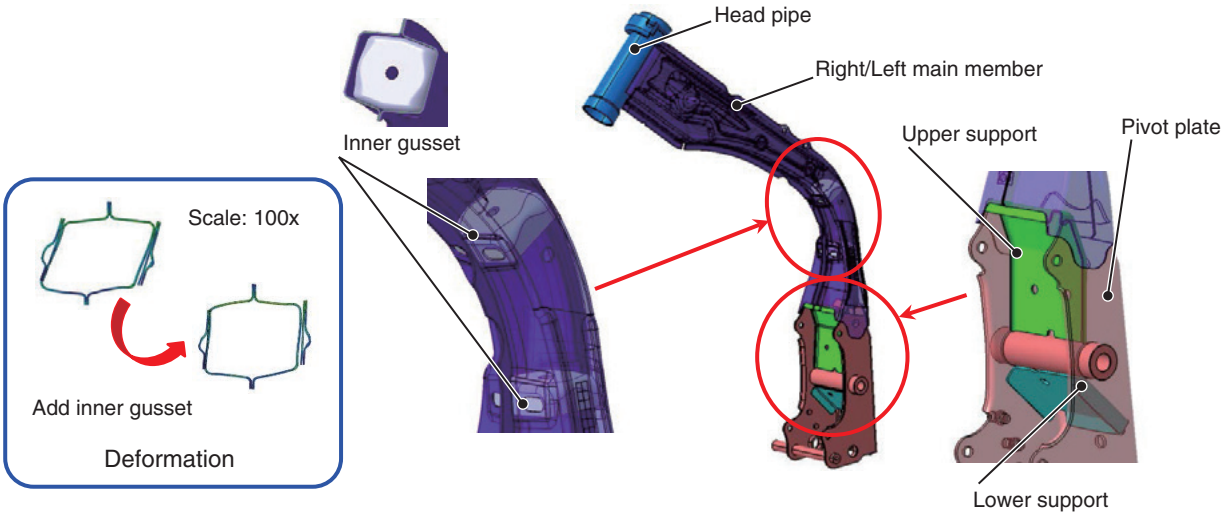


Fig. 5　Structure of main frame parts

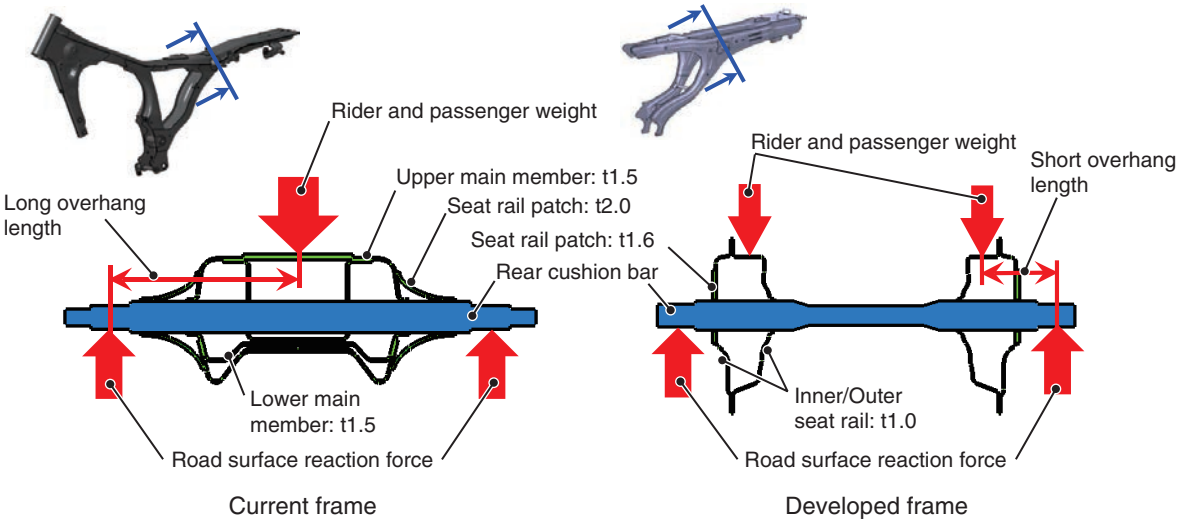


Fig. 6　Comparison of supporting area of rear cushion

4．生産サイクル向上のための課題と達成手法

4.1. 従来のプレスフレーム生産工程

Fig. 7 に従来のプレスフレームの溶接工程の構成を示す．三つのサブコンプリート工程とメインコンプリート工程で構成されている．部品構成上，各サブコンプリート時の工程時間に差があるため，長い工程に合せた時間がかかっている．またサブコンプリート部品の形態上，各コンプリート工程で管理，修正が完結せず，メインコンプリート工程での確認作業が必要となっており，二重，三重の確認，修正作業が発生している．これらのことから，生産台数増加に対しフレームボデーをより効率良く生産していくためには，工程時間の平準化による管理，修正の簡略化が課題となる．サブコンプリート部品の形態や，その工程時間の差には骨格構造が大きく関わっているため，より高効率な生産をおこなうには，骨格構造からの見直しが必要となってくる．

4.2. 骨格形態の変更と課題

従来のプレスフレームの骨格構造は，溶接の工程短縮と材料歩留まり向上を目的として，モノボーン構造を採用している．前節で述べたように，生産台数増加に対し，サブ，

メインコンプリート部品の形態を変更し，さらなる合理化を図る必要がある．そこで従来のパイプフレームのように前後分割構造のフレームボデーとすることで課題の解決を図った．

Fig. 8 に前後分割構造としたプレスフレームを示す．前側の部位はヘッドパイプからピボットプレートまでを構成する．後側の部位はシートレールとそれを支えるサブチューブ，クロスプレートにて構成される．前後分割構造にした時の課題は，部品形状の複雑化と材料歩留まりの低下である．一般に，パイプを主骨格としたフレームボデーは材料歩留まりが高い．対してドロー成形プレスフレームは，材料歩留まりがパイプに対し低いが，生産性は高い．つまりプレスフレームで生産効率を向上させ，なおかつコスト競争力を維持するには，材料歩留まりを最大限に高めていく必要がある．

4.3. 材料歩留まり向上のための技術手段と達成手法

材料歩留まりの低下要因として，部品形状の複雑化がある．プレス部品で材料歩留まりが高い形状は矩形であり，帯板から無駄なく材料が使える．ブランキング時の展開形状が複雑化し，矩形でなくなると，材料歩留まりは低下していく．部品を小型化して材料歩留まりを上げることは可能ではあるが，反面，部品点数が増え，結合工程，および部品の生産工程が増加する．生産効率を考慮すると，材料歩留まりを上げるだけでなく，部品点数を最小化することも求められてくる．また，部品生産工程においては，形状をドロー成形にて成形しているため，成形時の押さえとして使われている部分を成形後にカットするトリム工程が必要となる．材料費にはこのカット部分も含まれているため，これも材料歩留まりが上がらない要因の一つとしてあげられる．そこで，以下の２点に着眼し，材料歩留まりの向上をねらった．

（1）製品形状の成形手法

（2）材料のブランキング工程

4.3.1. 製品形状の成形手法

ドロー成形に対して，歩留まり向上を図る手法として，成形後にカットが不要なフォーム成形の採用を検討した．ドロー成形とは，張力を加えつつ，全体に塑性変形をさせる成形であり，一方フォーム成形とは，曲げを主体とした成形である．Fig. 9 に各成形手法の工程を示す．フォーム成

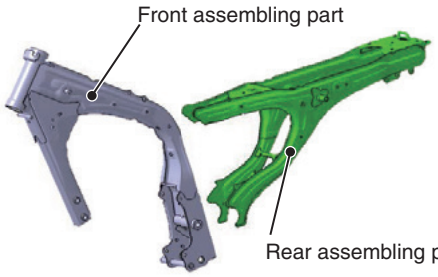


Fig. 8　Frame structure divided between front and rear

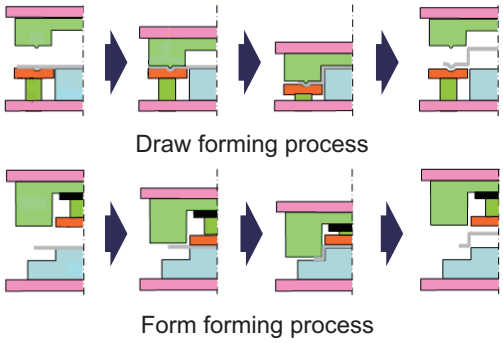


Fig. 9　Comparison of stamp forming process

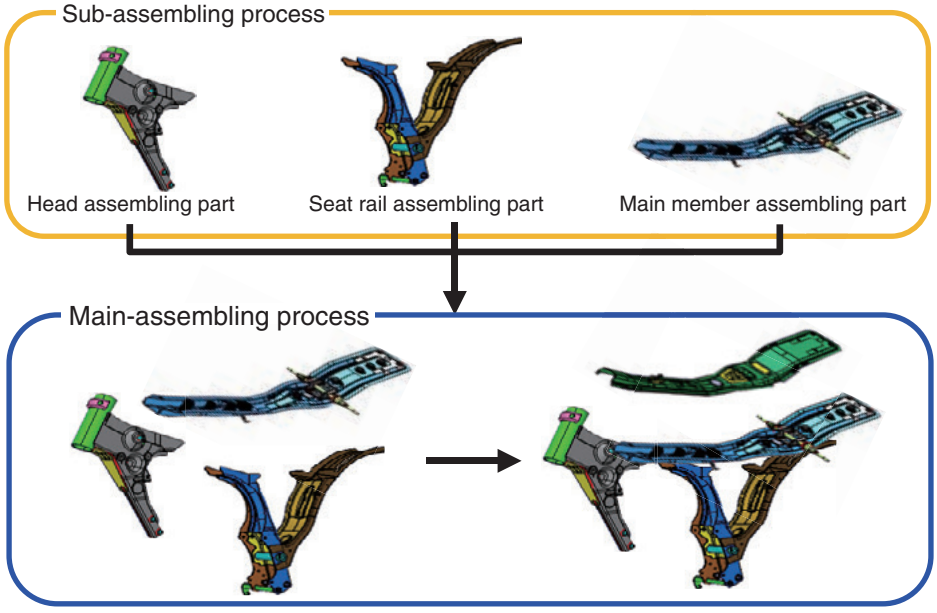


Fig. 7　Flow of welding process for manufacture of current frame

形は材料歩留まりが良いが，ドロー成形に対しシワが発生しやすく，形状自由度は低くなる．シワの発生を抑えるためには，ブランキング時と成形時の周長差の少ない形状にすることが望まれる．そこで，従来の上下合わせ構造に対し，左右合わせで成形深さの浅い部品形状とすることで，周長差を極力少なくした．シートレール部は内側と外側に分けた閉断面構造とした．Fig. 10 に部品の形状を示す．これらの部品をドロー成形した場合，材料歩留まりは 53.5% となる．それに対し，今回採用したカットレスフォーム成形での材料歩留まりは 63.7% となり，10 ポイント向上させることができた．

4.3.2. 材料のブランキング工程

ブランキング時の材料歩留まりの向上のため，大型部品の空いたスペースに小型部品を配置し，多部品同時にブランキングをおこなった．この製法を採用する上での最大の課題は，材料と板厚を統一する必要があることである．また，同時にブランキングをおこなう部品形状と，部品の組み合わせ方が重要となってくる．そこで，フロントフレーム部品の板厚を 1.2 mm と 1.6 mm，リヤフレーム部品の板厚を 1.0 mm で統一した．このような構成とすることで Fig. 11 に示すような多部品同時ブランキングが可能となった．Fig. 12 に新旧のプレスフレームの材料歩留まりと，多

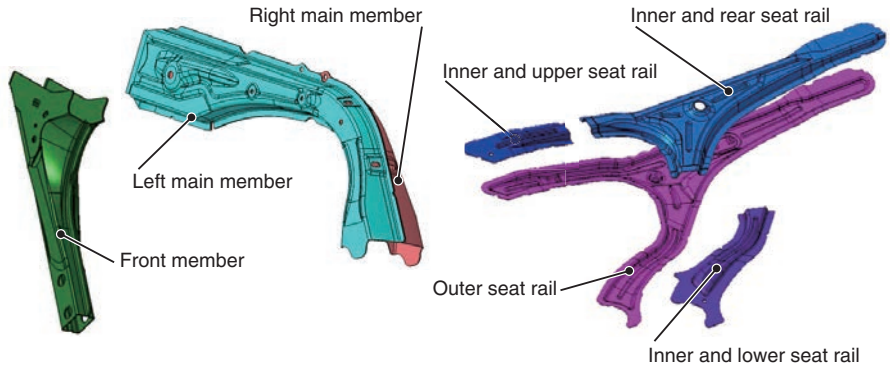


Fig. 10　Shapes of each stamped part

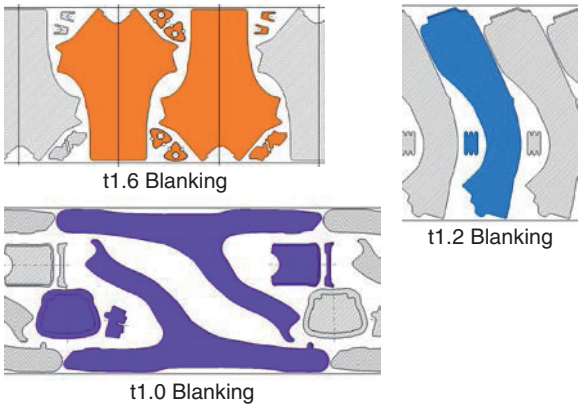


Fig. 11　Simultaneous blanking of multiple parts

Material utilization		
Current frame body	Developed frame	
	Form forming	Form forming and simultaneous blanking of multiple parts
58.1%	61.4%	67.9%



Fig. 12　Comparison of material utilization

部品同時ブランキングとカットレスフォーム成形をおこなった時の材料歩留まりを示す．ここに示した通り，従来のプレスフレームに対しカットレスフォーム成形で 3.5 ポイント，さらにそこから多部品同時ブランキングで 6.5 ポイント材料歩留りを向上することができた．今回採用した二つの手法により，従来のプレスフレームに対し 10 ポイント材料歩留まりを向上させることができ，これにより高歩留まりでの前後分割フレーム構造が可能となった．

4.4. 溶接効率向上のための技術手段

溶接効率を向上させるための課題として，各溶接の工程時間差を少なくする必要があることを述べた．溶接時間には溶接実時間と溶接付帯作業時間がある．溶接付帯作業時間とは工程間の移動や，溶接によるひずみの修正等にかかる時間である．従来のプレスフレームはスポット溶接主体の骨格構造としているが，MIG 溶接が必要な部位が多く存在しており，その結果，溶接付帯作業時間が多く発生する．また，外板鳴りを抑えるための防振ラバーをメインコンプリート時にフレームボデー内部に組み付けているため，その時間も溶接付帯作業時間の増加要因となっている．これらの課題に対し以下 3 項目を実施し，溶接付帯作業時間の削減に取り組んだ．

（1）プレス部品の一体化による溶接箇所の削減
（2）MIG 溶接の集中化
（3）防振ラバーの廃止による工程削減

4.4.1. プレス部品の一体化による溶接箇所の削減

従来のプレスフレームの構造でまず着眼したのが，MIG 溶接で左右の部品を合わせて結合している部位である．Fig. 13 に新旧部品の形状，溶接部位を示す．フロントメンバは左右分割で成形し，前側は MIG 溶接，後側はスポット溶接で結合している．また，ピボットプレートは前側をスポット溶接，後側は MIG 溶接とスポット溶接にて結合している．この 2 箇所の部位を一体成形することで MIG 溶接を廃止し，またスポット溶接箇所も減らすことを検討した．ピボットプレートは前後分割構造により，メインメンバでピボット近くまで構成することで，形状自体を小型化でき，シンプルなコの字断面形状にすることが可能となった．フロントメンバについては，UO ベンドを採用し一体化した．UO ベンドはパイプの成形などに使われている技術であり，平板を 1 工程目で U 字断面形状とし，2 工程目に開端部を閉じ，O 字断面形状とする製法である．今回は一体プレス部品で閉断面構造を作るために使用した．ベンドは二次元曲げであり，ベンドをおこなうには曲げ部をまっすぐにする必要がある．しかし，フロントメンバの曲げ部をまっすぐにすると，ヘッドパイプへの突き当て部が鋭角となり，その部分に応力が集中しやすくなる．その鋭角部分を，ロアガセットにて塞ぐことで，応力集中を避け，荷重入力に耐えられる構造とした．これにより Fig. 13 の新形状に示した 2 部品においては一体化が可能となり，MIG 溶接を廃止でき，スポット溶接打点を 15 打点削減することができた．

4.4.2. MIG 溶接の集中化

スポット溶接主体で構成したフレームは高速生産に向いている．しかしながら，スポット溶接は，その特性上，分流限界により，狭い範囲に結合を集中させることができない．そのために応力の集中する，閉断面部に溶接する部位，バーやパイプを結合する部位，剛性確保のために連続して結合したい部位に絞って集中的に MIG 溶接を適用し（Fig. 14），

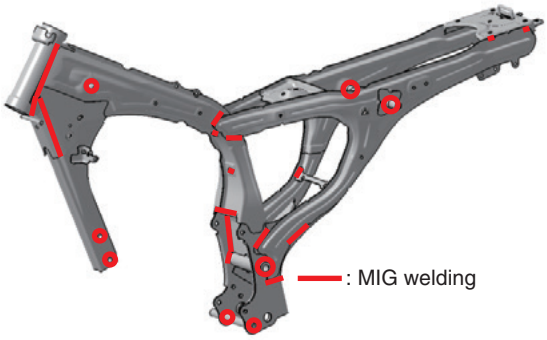


Fig. 14　Points for application of MIG welding

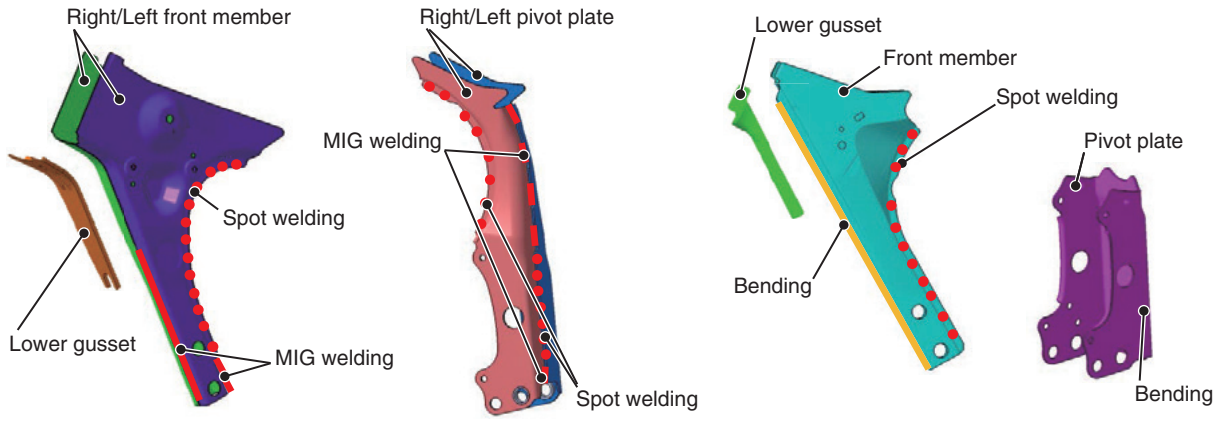


Fig. 13　Structural comparison of integrated parts

部分的には溶接長が増えるが，溶接工程が複雑化するのを防ぎ，生産効率を向上させた．また，クロス部材をプレート部材にして，スポット溶接での結合を可能としている．

4.4.3. 防振ラバーの廃止による工程削減

プレスフレームは，平面の多い大型のプレス部品にて構成されているため，エンジン振動によりその面が太鼓のように面振動を起こし，外板鳴りが発生する．従来のプレスフレームは，フレームボデーの内部に防振ラバーを組み込むことで面振動を抑え，外板鳴りを抑制している．防振ラバーを廃止するためには，断面形状や部品構成，構造により，面振動を抑える必要がある．そこで，構成部材自体の表面積の削減と各部材の形状剛性を上げることで，外板鳴りの抑制を図った．本開発では，フレームボデー構造を前後分割構造に変更し，さらにシートレールを左右分割構造とすることによって，従来のプレスフレームに対し 15% 表面積を削減できた．また，各部に凹凸形状と曲率をつけることにより，大きな平面部を無くし，形状剛性を高めた．Fig. 15 に従来のプレスフレームの防振構造と，本開発のフレームの各部につけた凹凸形状を示す．また，製造する上で平面部が必要であり，凹凸形状のつけられない部位に対しては，内部にプレートを入れ，相対的に振動する面どうしを結合することで面振動を抑えた．Fig. 16 にその構造を示す．これらの手法を取り込むことで，面振動を構造で抑えることができ，その結果，防振ラバーをすべて廃止することができた．

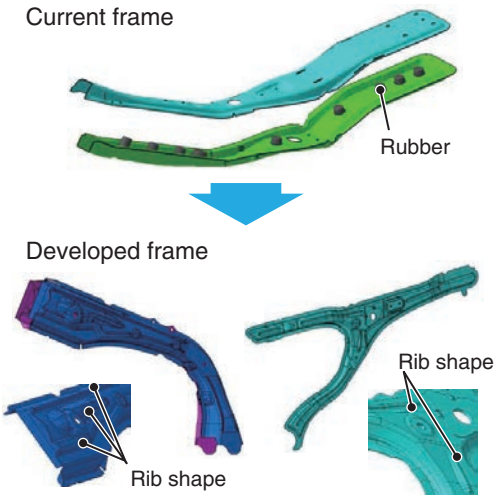


Fig. 15　Rib structure for suppressing surface vibration

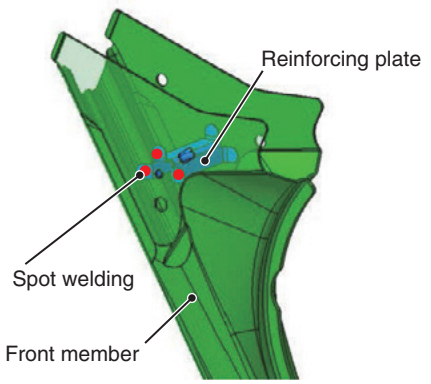


Fig. 16　Internal structure for suppressing surface vibration

5．CAE による単体性能の検証

Fig. 17 に本開発のフレームボデー形状を示す．この形状に対し，CAE により単体性能の検証を実施した．剛性および強度解析についてはソリッドモデルを使用し，振動解析に関してはサーフェスモデルを使用した．

5.1. 剛性の検証

Fig. 18 にスイングアームピボットを固定し，フロントアクスルに横方向荷重を入力した時の剛性値を従来のプレスフレームと比較したものを示す．ここでは従来フレームの剛性値を 1 としたときの比率で横剛性，ねじれ剛性を示す．また，Fig. 19 にはそのときの変形図を示す．剛性値の比較が示す通り，従来のプレスフレームとほぼ同等であることが確認できた．

5.2. 強度の検証

Fig. 20 に悪路走行時を想定した最大荷重をリヤクッ

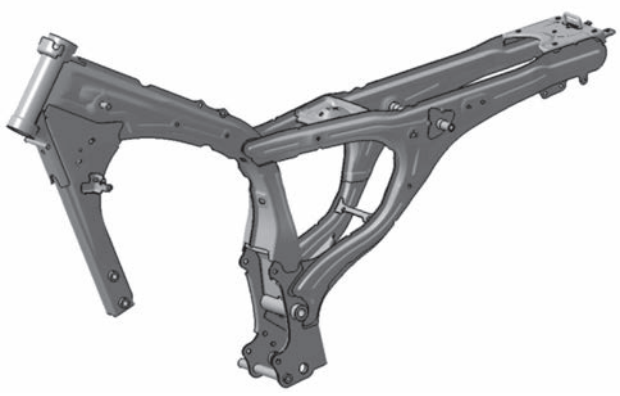


Fig. 17　Shape of developed frame

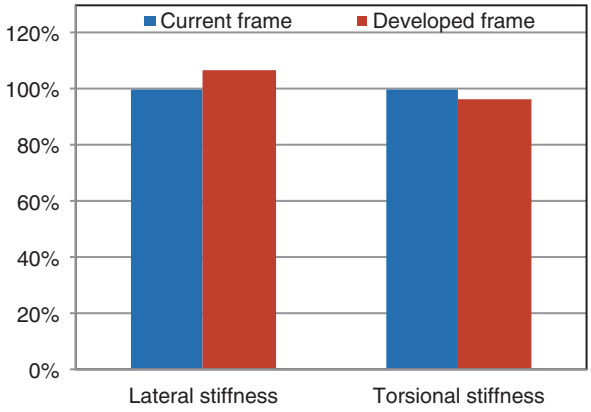


Fig. 18　Comparison of stiffness values

ション取付け部に入力をした場合の応力分布図を示す．ここから見て取れるように，部材の局部的な応力集中は無く，全体でバランスよく荷重を分散させていることが確認できた．

5.3. 振動による外板鳴りの検証

Fig. 21 は，断面が大きく音の放射面積が広い部分に着目し，リブ補強有無での振幅レベルを比較した結果を示す．左図は開発した補強リブ有のフレームであり，右図は比較のためのリブ補強なしでの解析結果である．図中の赤い部分は振幅の大きい部分を示す．リブ補強なしのフレームは外板が部分的に大きく面振動しているのに対し，本開発のフレームは面剛性が確保され，面振動による外板鳴りを抑制できていることがわかる．

6．効果の確認

6.1. 軽量化の効果

Fig. 22 に軽量化の効果をフロントフレーム部とリヤフレーム部に分けて新旧形状示す．従来のプレスフレームは前後分割構造では無いため，今回開発したプレスフレームと同じ考え方で前後を分割し比較を実施した結果，フロントフレーム部で 2 kg，リヤフレーム部で 2 kg 軽量化できた．特にリヤフレームの結果 (-33%) から，薄板化の効果が大きく出ていることがわかる．従来の 14 kg のプレスフレームが，4 kg の軽量化により 10 kg となり，目標とする 30% の軽量化を達成した．

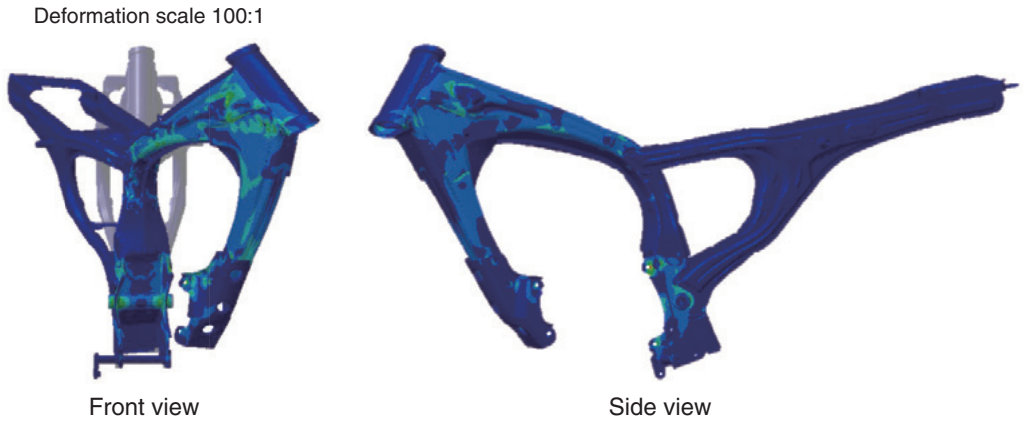


Fig. 19　CAE deformation diagram showing stiffness

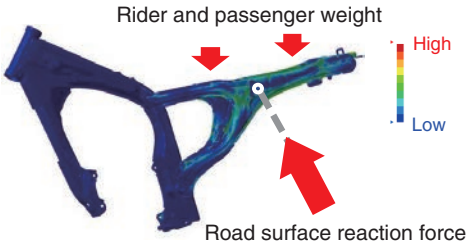


Fig. 20　CAE stress distribution assuming running on rough road

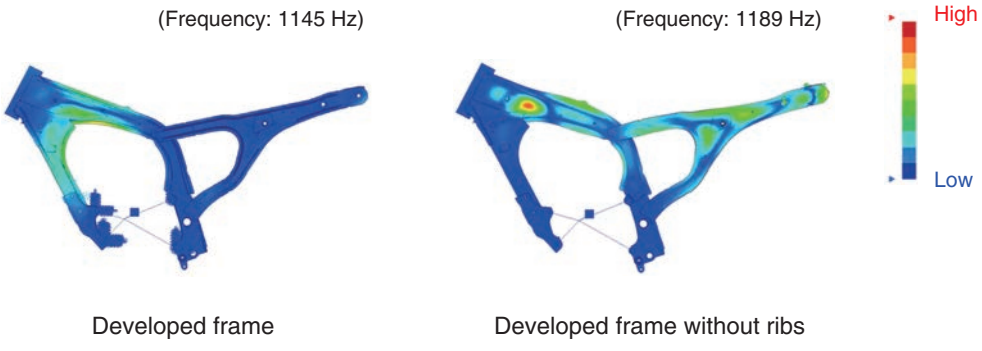


Fig. 21　Confirmation of vibration reduction by eigenvalue analysis of mode shape

6.2. 工程時間削減の効果

4章にて示した手法を用いたフレームボデーにおけるサブコンプリートの結合手順とメインコンプリートの結合手順を Fig. 23 に示す．また，Fig. 24 に溶接長さと点数の従来手法との比較を示し，Fig. 25 に工程時間の従来手法との比較を示す．本開発のフレームは総 MIG 溶接長を 200 mm 削減し，スポット溶接への置き換えなどにより溶接付帯作業時間を半減することができた．これにより溶接実時間としては従来同等であるが，工程時間を従来のプレスフレームを 1 としたときの比率で 30% 削減することができた．

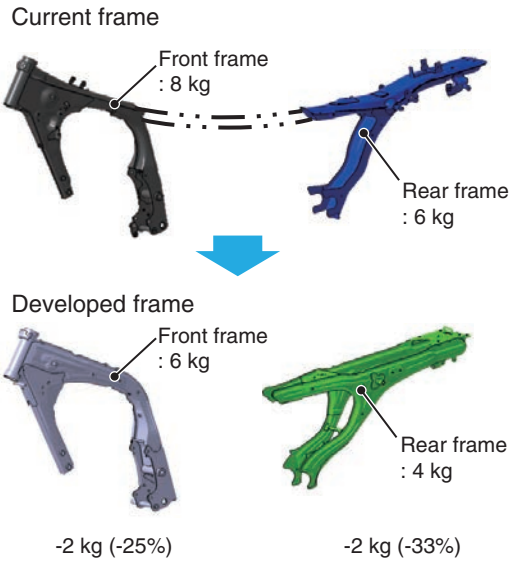


Fig. 22 Weight reduction effect and structural comparison

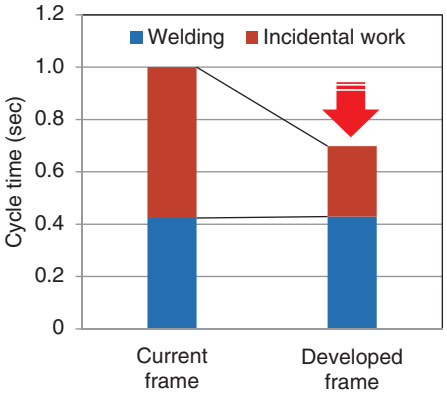


Fig. 25 Reduction of process time

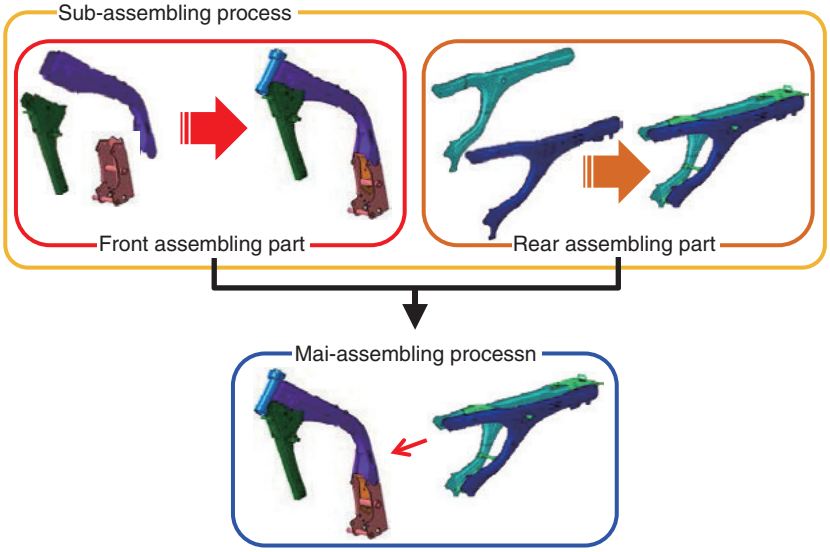


Fig. 23 Flow of welding process for manufacture of developed frame

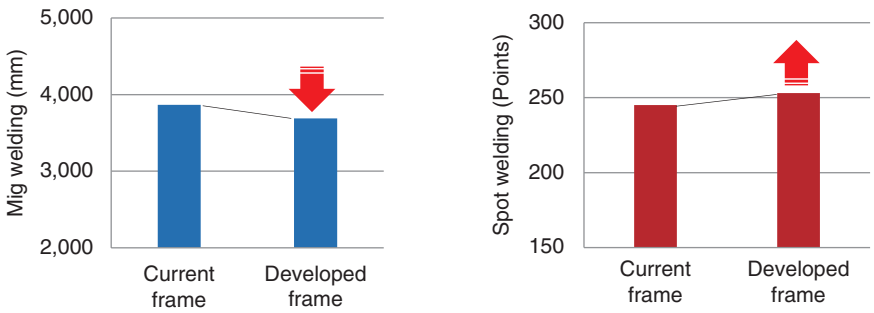


Fig. 24 Length of MIG welds and number of spot welds

7. まとめ

生産台数の多い小型二輪車に適した軽量で生産効率の良いプレスフレームを開発し，以下の項目を適用した．

（1）薄板高張力鋼板を使い，連続閉断面構造で剛性を確保した．またシートレールは上下に合せフランジを設けた左右分割の閉断面とし，さらにそれらをクロスプレートでつなぐ構造とすることで強度を確保した．これによって，従来と同じプレス成形フレームでありながら，主骨格部は板厚 1.5 mm から 1.2 mm，シートレール部位は板厚 1.5 mm から 1.0 mm に薄板化することができ，4 kg の軽量化を実現した．

（2）多部品同時ブランキングとカットレスフォーム成形を適用することにより，材料歩留まりを向上させ，プレスフレームにおける前後分割構造を実現した．

（3）部品の一体成形と MIG 溶接の集中化により MIG 溶接長の短縮とスポット溶接への置き換えを可能にした．

（4）フレームの前後分割構造およびシートレールの左右分割構造の適用による表面積の 15% 削減と，リブによる面剛性補強により，防振ラバーをすべて廃止することができた．

以上より，従来のプレスフレームに対し，30% の軽量化，30% の工程時間削減を達成した．

参考文献

（1）本間秀樹，伊藤未丈，関喜孝，山下朗弘，土屋美紀：二輪車用フレーム部品の軽量化設計解析技術の構築，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.163-168

■著　者■



中川英亮



竹中正彦

短ピッチスポット溶接技術の開発

Development of Short Pitch Resistance Spot Welding Technology

大岡久康* Hisayasu OOKA
鈴木敦* Atsushi SUZUKI
後東光繁* Mitsushige GOTO
大塚啓太* Keita OTSUKA
岡田安正* Yasumasa OKADA

要　旨

抵抗スポット溶接を短い間隔でおこなうには，電流が短絡する現象を定量化する必要がある．そこで３次元スポット溶接シミュレーションを用いて，電流の状態を予測する技術を構築した．実験の結果，電流が短絡する現象が発生したときの溶融部径は，予測値と精度良く一致していることを確認した．短い間隔で抵抗スポット溶接をおこなうには，短絡電流による発熱ロスに対して投入エネルギーを増加させることにより，溶融部径が確保できることをこの手法を用いることで検証した．さらに，実車に適用する上で効果的な部位の検証をおこない，応力が集中する車体部位に 15 mm の短い間隔で抵抗スポット溶接を配置することにより，溶接点に掛かる最大応力を低減させ，鋼板板厚を下げることが可能であることを証明した．

ABSTRACT

In order to reduce the pitch used in resistance spot welding, it is necessary to quantify the phenomenon of shunting, or short-circuiting of current flow. A technology for predicting the state of current flow using a three-dimensional spot welding simulation was therefore developed. Test results showed that predicted spot weld diameter values when current shunting occurred, corresponded well with measured values. Using this method, it was shown that it was possible to realize sufficiently sized spot welds in short-pitch resistance spot welding by increasing input energy to compensate for heat loss caused by the short-circuiting of the welding current. In addition, an application study of short pitch spot welding showed that a reduced weld pitch of 15 mm in high stress regions reduced peak stress in the weld, making the use of thinner steel sheets possible.

1．まえがき

近年，地球環境問題に対応するために自動車メーカ各社では，CO_2 排出削減につながる燃費向上に関する技術開発が進められている．車体としてはレーザ溶接や接着剤を用いた連続的な接合により，接合強度を確保して板厚を下げる軽量化がおこなわれている．しかし，断続的な接合方法である抵抗スポット溶接（以下スポット溶接）に比べ接合工程におけるコストや行程時間の増加が課題となっている．

スポット溶接は，任意の加圧力下にて金属の接触箇所に電流を流し，界面での接触抵抗と金属材料の固有抵抗から生じるジュール熱（抵抗熱）により接触部を発熱，溶融させ接合する方法である．このスポット溶接点の間隔を短くすることができれば，接合面積の増加に比例して接合強度を増加させることができる．しかし，溶接間隔を短くすると，隣接する溶接点を経由して電流が短絡する分流と呼ばれる現象（Fig. 1）が発生し，溶接部分の発熱が不十分になるため，強度基準を満足するために必要なサイズの溶融部（以下ナゲット径）ができにくくなる．そのため，スポット溶接においては 30 mm 程度の溶接間隔を確保することが一般的である．

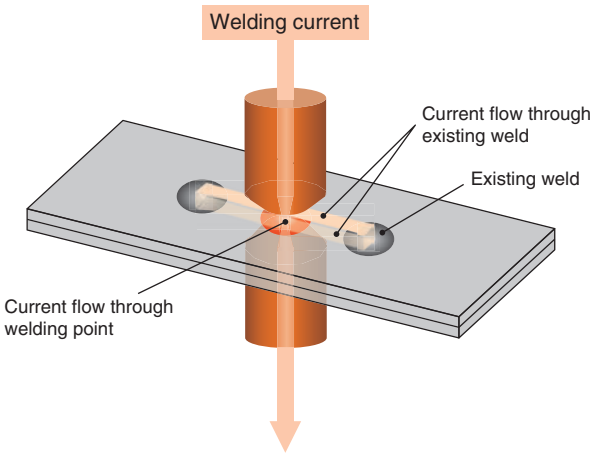


Fig. 1　Phenomenon of current shunt

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_12

15 mm 程度の間隔でのスポット溶接（短ピッチスポット溶接）を実現するためには，この分流という現象を解明する必要がある．そこで，3次元スポット溶接シミュレーションを用いて分流を予測する手法を構築した．この手法を用いることにより，分流現象による発熱ロスを投入エネルギー増加によって補えばよいことを明らかにした．さらに，板厚，板組，材質などの条件が異なる場合においても，ナゲット径基準を満足する溶接条件を設定することが可能であることを検証した．その結果について報告する．

2．スポット溶接シミュレーション

2.1. スポット溶接シミュレーションによる検証条件

短ピッチスポット溶接の分流現象は，微小範囲における現象のため，実験による測定が困難である．そこでシミュレーションによる電流経路解析を実施した．一般に市販されているスポット溶接のシミュレーションソフトは，ナゲット生成のシミュレーションをおこなうものであるため対象は2次元軸対称モデル解析であり，今回のような分流現象を計算することは不可能である．そこで，新日鐵住金株式会社にて開発された3次元解析が可能なスポット溶接シミュレーションソフトを活用し，Fig. 2 に示す3次元モデルを作成し解析を実施した．モデルは対称性と計算速度を考慮し 1/4 モデルを使用した．スポット溶接で重要となる鋼板界面の接触抵抗には，接触圧力や鋼板の材料特性（降伏応力，比抵抗，およびこれらの温度依存性）の影響が考慮されている[(1)]．解析板組は分流への影響が大きいと推測される固有抵抗値の低い軟鋼板（板組 A）と，逆に固有抵抗値の高い 590 MPa 級高張力鋼板（板組 B）で比較をおこなった．材質および溶接条件は Table 1 に示す．

2.2. スポット溶接シミュレーションによる解析精度検証

まず本シミュレーションの解析精度検証をおこなった．シミュレーションと実験によるナゲットの形状を Fig. 3 に示す．上段はシミュレーション結果の画像であり，下段は実験結果の画像である．いずれの画像においても分流の発生しない単点から溶接間隔が 15 mm になることにより，分流の影響によりナゲット径が減少していることが確認できる．

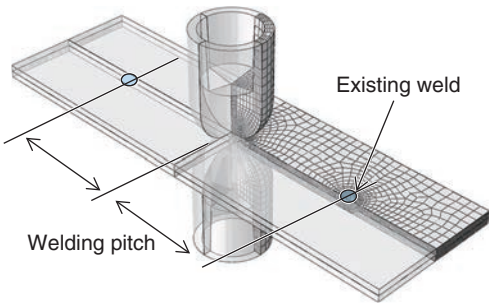


Fig. 2 Analysis model by CAE

Table 1 Spot welding conditions

Sheet combination	A	B
Material	JSC270D	JSC590R
Thickness	1.4 mm	1.0 mm
Electrode force	3.5 kN	3.5 kN
Welding current	7.8 kA	6.2 kA
Welding time	17 cycles	12 cycles
Existing weld diameter	5.2 mm	4.5 mm
Welding pitch	Single weld, 15 mm	

シミュレーションと実験によるナゲット径の結果を Fig. 4 に示す．いずれの板組においても，分流によるナゲット径の減少傾向が一致しており，本シミュレーションによる評価が妥当であるといえる．

2.3. スポット溶接シミュレーションによる分流検証結果

板組 A における溶接時の電流密度分布のシミュレーションの結果を Fig. 5 に示す．Fig. 5(a) は分流が発生しない単点の溶接であり，Fig. 5(b) は溶接間隔が 15 mm の場合の結果である．Fig. 5(b) の条件ではナゲットを介して電流が流れるため，溶接点以外でも電流密度が高くなっており，分流が発生している様子が確認できる．Fig. 6 では板組 A における分流量のシミュレーション結果を示す．単点の場合では，電流は溶接点に 100% 流れるが〔Fig. 6(a)〕，溶接間隔が 15 mm の場合では，溶接点に流れる電流が平均約 67% になっており，約 33% が分流していることがわかった．

Fig. 7 に通電時間と溶接点に流れる電流量の関係を示す．通電初期から 3 cycle にかけて溶接点に流れる電流量が減少，つまり分流量が拡大しており，3 cycle 以降では逆に分流量が減少に転じている．この現象が発生する理由として，3 cycle までは溶接点の発熱により抵抗が高くなり，溶接点に電流が流れにくくなるためと考えられる．また 3 cycle 以降では，ナゲット径の拡大と共に通電する範囲が拡大し，溶接点の抵抗が低くなるため，溶接点に電流が流

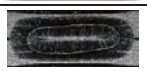
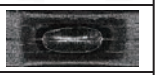
Sheet combination	Method	Single weld	Welding pitch 15 mm
A	CAE		
	Test piece		
B	CAE		
	Test piece		

Fig. 3 Results by analysis and experiment of spot welding (cross-sectional images)

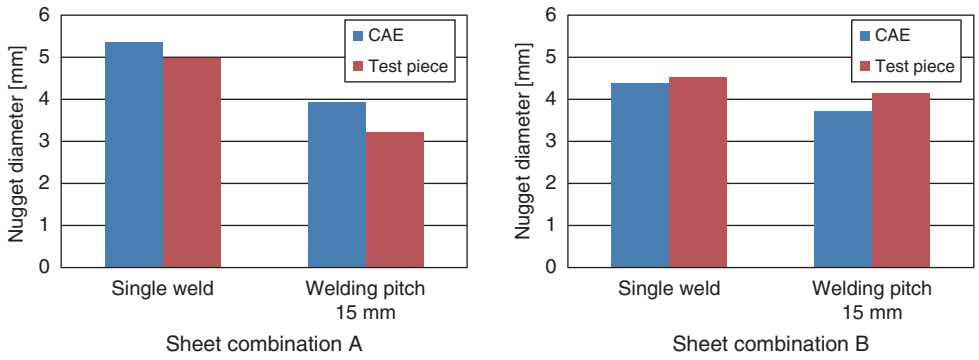


Fig. 4　Results by analysis and experiment of spot welding (nugget diameter)

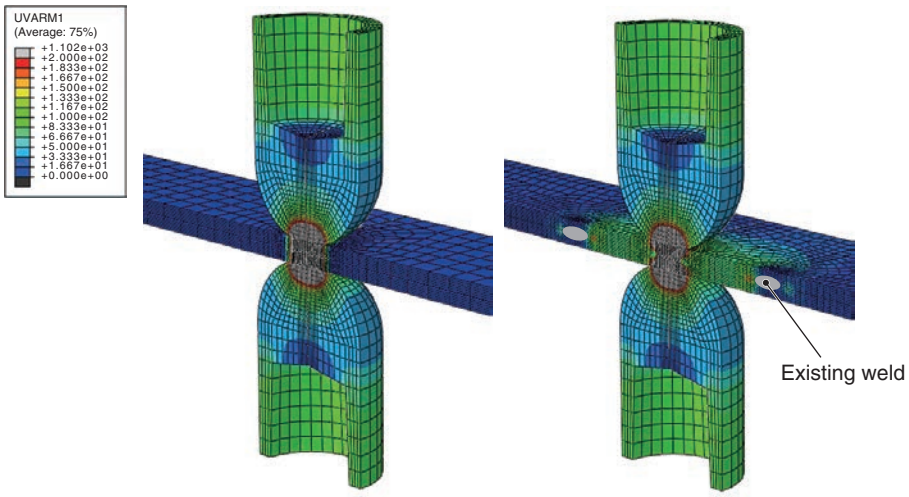


Fig. 5　Results of current density distribution by CAE

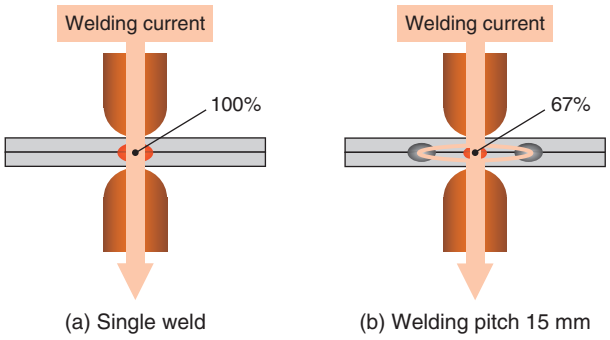


Fig. 6　Measurement of current shunt by CAE

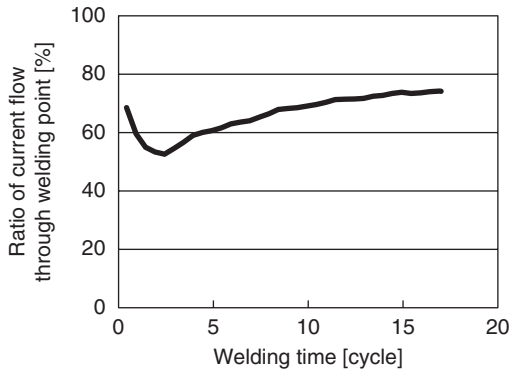


Fig. 7　Relationship between welding time and current shunt

れやすくなると考えられる.

このようにシミュレーションにより, 実験では測定できなかった溶接中の分流現象を可視化して検証することが可能になった. また, 材質や板厚, 溶接条件の変化によって分流の変化量を検証することが可能になった.

3. 溶接条件設定手法

3.1. 投入エネルギー補正手法の検証

分流による発熱ロスに対し, 投入するエネルギーを拡大することにより, 例えば日本工業規格[(2)]に規定されるナゲット径基準を満足できる溶接がおこなえると考えた. Fig. 8(a) は直流電流での通電波形を表した模式図である. 黄色の部分の面積は投入エネルギーを意味しており, 入熱量拡大には投入する電流量を増やす高電流化〔Fig. 8(b)〕, もしくは投入する電流の通電時間を長くする長通電化〔Fig. 8(c)〕, そして高電流化と長通電化を組み合わせる手法が考えられる. 今回は高電流化および長通電化についてシミュレーションと実験による検証をおこなった.

板組と基本溶接条件を Table 2 に示す. 高電流化と長通電化の検証は, 基本溶接条件下で電流および通電時間を変

化させておこなった (Fig. 9). 高電流化〔Fig. 9(a)〕において黒色は単点を示し, 灰色は溶接間隔 15 mm を示す. また, 実線は CAE, 丸のプロット点は実験の結果を示す. 分流の影響により同じ電流条件ではナゲット径の減少が見られるが, 高電流化することによりナゲット径が拡大し, 単点と同じナゲット径を確保できることが確認できた. 一方長通電化〔Fig. 9(b)〕では 14 cycle 以上にて飽和する現象が見られた. ジュールの法則式 (1) においても発熱量 Q を拡大するには電流 I の影響が大きく, その理論からも電流を増加させる方が効果的と考えられる. また実際の生産ラインでの長通電化は工程内における溶接可能な打点数への影響が考えられるため, 高電流化で補正する方が効果的と考えられる.

$$Q = R \times I^2 \times t \qquad (1)$$

Q：ジュール熱　[J]
R：抵抗値　[Ω]
I：電流　[A]
t：時間　[s]

3.2. 実車板組における短ピッチスポット溶接条件の検証

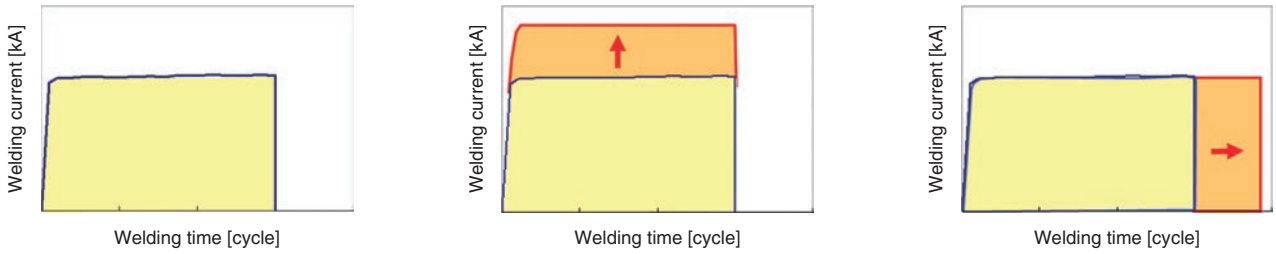
一般的に車体に使用されている板組から代表的な 3 枚合わせの板組を使いシミュレーション解析を実施した. 板組および溶接条件は Table 3 に, 溶接結果を Fig. 10 に示す. ナゲット径の評価基準 4.5 mm 以上を満足する領域では, 単点と 15 mm ピッチを比較すると約 2.0 kA 高電流化することにより, 単点と同じナゲット径ができると予測された.

Table 2　Spot welding conditions

Sheet combination	JSC270D
Thickness	1.4 mm
Electrode force	3.5 kN
Welding current	7.6 kA
Welding time	14 cycles

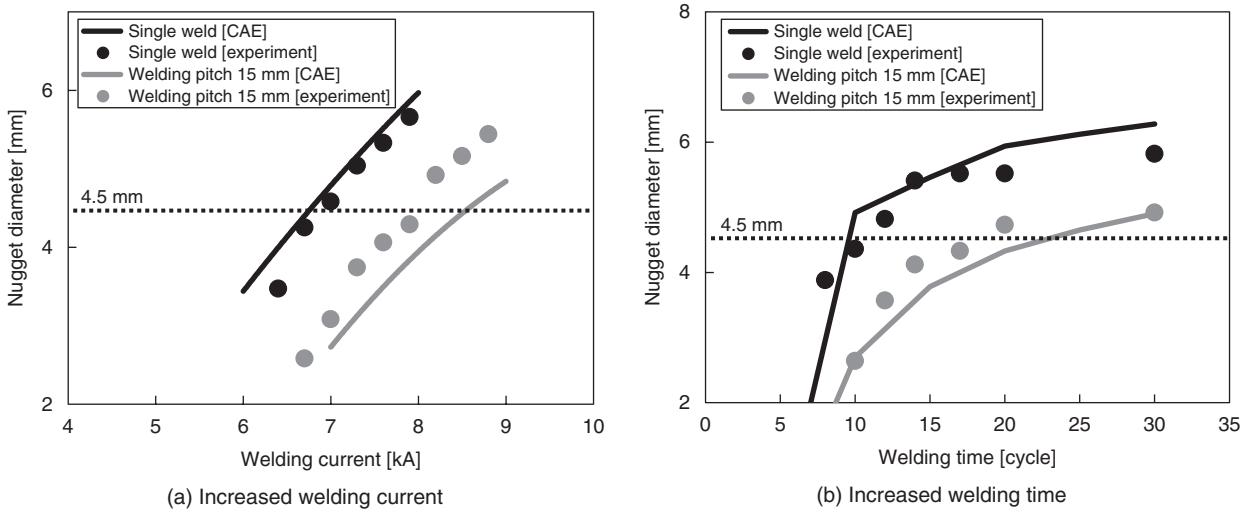
Table 3　Spot welding conditions

Sheet combination	JSC270F	JSC590R	JSC590R
Thickness	0.7 mm	1.4 mm	1.4 mm
Sheet size	30 mm × 100 mm		
Electrode force	3.5 kN		
Welding time	18 cycles		
Welding pitch	Single weld, 15 mm		



(a) Conventional welding current　(b) Increased welding current　(c) Increased welding time

Fig. 8　Current waveform



(a) Increased welding current　(b) Increased welding time

Fig. 9　Influence of welding current and welding time on nugget diameter

シミュレーションの予測結果を元に実験をおこなった．単点における溶接電流条件として，ナゲット径基準を満足する 6.5 kA に設定した．15 mm ピッチにおける溶接電流条件は 2.0 kA 高電流化させて 8.5 kA に設定して実験をおこなった．Fig. 11 に実験の結果を示す．単点におけるナゲット径に対し，15 mm ピッチのナゲット径がほぼ同等を確保できていることが確認された．

このように 3 枚合わせの板厚違い，材質違いを含む実車板組においてもシミュレーションによる予測が可能であることが確認できた．

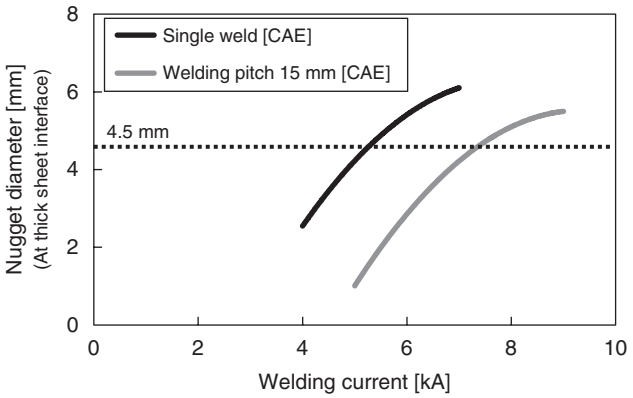


Fig. 10　Infuence of short-circuit on nugget diameter by CAE

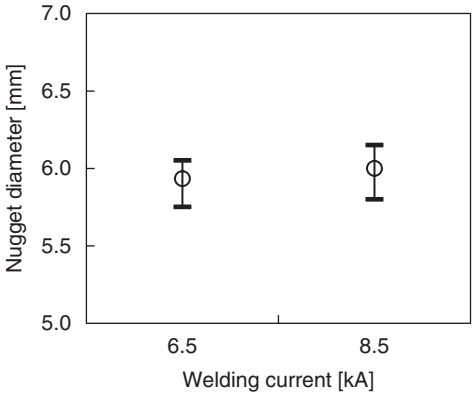


Fig. 11　Infuence of short-circuit on nugget diameter by experiment

従来同じ板組は同じ溶接条件で加工をおこなっていたが，短ピッチスポット溶接の場合は，溶接間隔や板組，溶接条件下における分流の影響があるため，溶接条件を最適化させ，ナゲット径基準を満足させることが必要である．

4．実車への適用構造

実車において短ピッチスポット溶接が有効である部位の検討をおこなった．強度耐久条件で応力集中によるスポット溶接の破壊が発生しやすい部位に注目し，CAE 解析を実施した．Fig. 12 はフロントダンパハウジングの構造を示す．ダンパからの入力により部品に発生する応力分布を Fig. 13(a) に示す．特に部品のコーナ部には大きい応力が発生する．従来のスポット溶接点配置では，最大約 332 MPa の応力が発生していた．このダンパハウジングのコーナ部位に短ピッチスポット溶接を適用することにより，応力が分散しスポット打点の最大応力を 48% 減少させることができた〔Fig. 13(b)〕．これにより，板厚を薄く（約 13% の軽量化）してもスポット打点の応力が目標値である 250 MPa を満足することがわかった．なお本検討は溶接位置の変更であり，溶接点数の変更はない．つまり溶接点数増加によりコストアップすることなく，板厚を下げることによる軽量化および素材費の低減が可能となった．

車体全体として，特にドア開口部やテールゲートといった車体の大開口部のコーナには応力が集中する．Fig. 14 はリヤの左側ダンパに入力を入れたねじり試験による応力解析の結果を示す．今後このような部位への短ピッチスポット溶接の適用を検討していく．

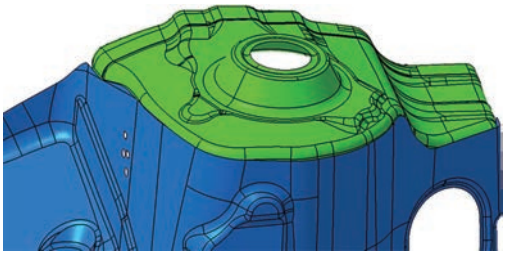
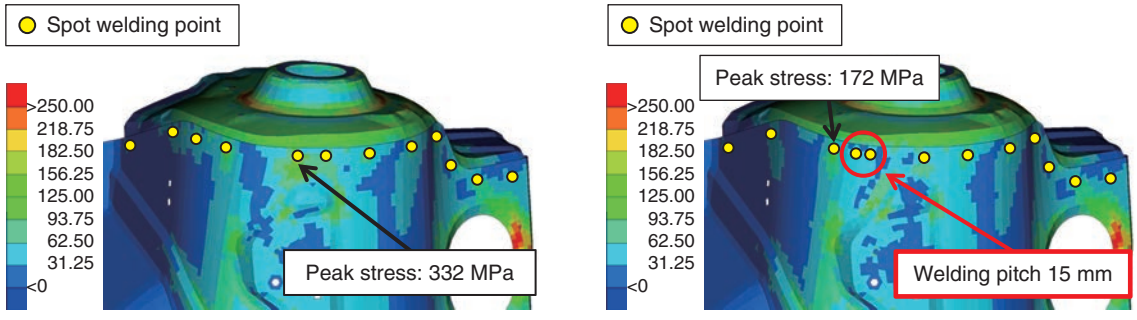


Fig. 12　Front damper housing structure



(a) Normal pitch　　(b) Short pitch

Fig. 13　Stress distribution

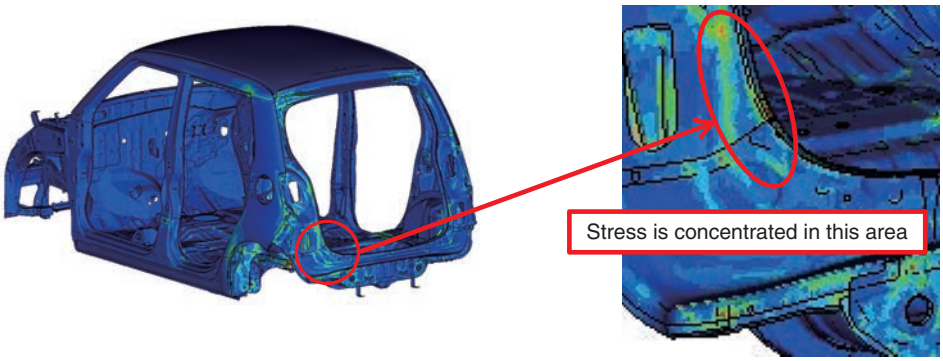


Fig. 14 Result of stress analysis by torsion test

5. まとめ

短ピッチスポット溶接技術の開発をおこない，以下を明らかにした．

（1）3次元スポット溶接シミュレーションを用いて，分流現象を明確にし，板厚，板組，材質，溶接条件などが違う状況でも，分流量の予測ができることを明らかにした．

（2）短ピッチスポット溶接において，分流による発熱ロスはエネルギーを適切に投入することで対応できることを明確にした．また，板厚，板組，材質などの条件が異なる場合においても，安定したナゲット径を確保する溶接条件が設定できることを検証した．

（3）車体への適用検討としては，強度耐久条件において応力が高くなる部位に短ピッチスポット溶接を配置することで，ピーク応力を緩和し当該部品の板厚を下げられることを検証した．

本技術は2014年モデルのフィットより適用を開始し，順次適用拡大により軽量化へ貢献できると考えている．

参考文献

（1）土井良一剛，大岡久康，梅野好和，福本学，岡村一男，上田秀樹：SPOT溶接シミュレーション技術の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.185-192

（2）日本工業規格 JIS Z3140:1989，スポット溶接部の検査方法

■著　者■


大岡久康


鈴木　敦


後東光繁


大塚啓太


岡田安正

モデルベース開発の MICU への適用

Application of Model-based Development to MICU

宇治川　登*　木下修平*　山崎勝幸*
Noboru UJIGAWA　Shuhei KINOSHITA　Masayuki YAMAZAKI

要　旨

車体電装部品のソフトウェア開発において，設計仕様品質向上を目的としてモデルベース開発の導入を進めている．その導入にあたって，モデルベース開発によるプロセス，および開発ツールが必要であった．そこで，開発上流の要求分析から，その達成手段の定義に至るモデルベース開発プロセスを構築した．また，開発を効率的に進めるために必要なツールを開発した．この構築したプロセスを Multiplex Integrated Control Unit の開発に試行した結果，従来の開発プロセスにて作成した制御仕様に対して，仕様の未定義，仕様不備，仕様の曖昧表現といった不完全性を 35% 削減することができた．

ABSTRACT

The introduction of model-based development is being promoted to increase specification quality in the development of software for body electrical parts. This introduction requires model-based development processes and development tools. Therefore, a model-based development process was constructed that covers from analysis of requirements in the early stages of development to definition of the methods for achieving those requirements. In addition, the tools needed to efficiently promote development were developed. The constructed process was applied to trial development of a Multiplex Integrated Control Unit, and resulted in a 35% reduction in incompleteness (undefined, conflicting or ambiguous specifications) compared to control specifications created using the previous development process.

1．はじめに

自動車における電子制御技術の重要性が高まる中，ソフトウェアの規模，複雑さは増加の一途をたどっている[(1)]．一方で，電子制御ユニットに対する品質向上，開発期間短縮，コスト削減といった要求はますます高まっている．そのような中，車載ソフトウェアの品質向上を目的として，近年，モデルベース開発（MBD）の導入が進められている[(2)-(4)]．

ドアロック，ワイパ，ヘッドライト，ターンシグナルランプ，ハザードランプといった車体系電装機能の制御を統合した Multiplex Integrated Control Unit（MICU）は，制御仕様をサプライヤへ提示し，その仕様を基にサプライヤが部品開発をおこなっている．

しかし，サプライヤへ提示する制御仕様において，仕様定義の基となる要求と仕様の明確な定義，流用設計仕様の適合性の見極め方，そして曖昧さのない設計をおこなうことが課題であった．

上記の課題解決に向け，MBD による開発プロセスを構築し，MICU 開発の試行を実施した．本稿では，構築したプロセスと開発したツール，および開発の試行から得られた効果について述べる．

2．プロセス構築のねらい

MBD による開発プロセス構築のねらいを以下に定めた．

（1）要求と仕様を分離し，複数の観点で要求を分析し，要求定義の不足を検出できる仕組みとする．
（2）要求と仕様の関係を明確にし，それぞれの根拠を関連付けて残せる仕組みとする．
（3）準形式的な仕様記述言語を用い，仕様の曖昧さを削減できる仕組みとする．

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_13

3. 開発プロセスの構築

3.1. プロセスの概要

構築したMBDによる開発プロセスは，分析観点，およびレベルから構成される (Fig. 1)．

3.1.1. 観点

開発上流での要求定義の不足を検出できるようにするため，複数の観点で分析をおこなう．分析観点を以下に示す．

・振舞:システムに求める振舞，状態遷移を定義
・構造:システムの静的な構成，構造を定義
・要求:システムに求める要求内容を定義

3.1.2. レベル

(1) システム定義　　何 (what) を開発するかを明確にし，要求定義するシステムを特定する．ここでは，システムの範囲，役割，機能，他システムとの関係を定義する．

(2) 要求定義　　特定したシステムに求める振舞，構造，要求を定義する．

(3) 達成手法定義　　システムを実現するための具体的な達成方式 (how) を定義する．達成方式は，要求定義にて定義した振舞，構造，要求と関連付けされ，それぞれに根拠 (why) を付与する．

3.1.3. 成果物

観点，およびレベルごとに，作成する成果物を Fig. 2 に示す．主に，System Modeling Language (SysML)[5] のダイアグラム，および MATLAB／Simulink，Stateflow[6] にて成果物を作成する．ここでは，SysML にて定義された複数のダイアグラムの中から，各分析観点，およびレベルごとに最低限必要なものを選定した．

3.2. プロセス詳細

分析観点，およびレベルの枠組みで構成したプロセスの詳細なワークフローを Fig. 3 に示す．

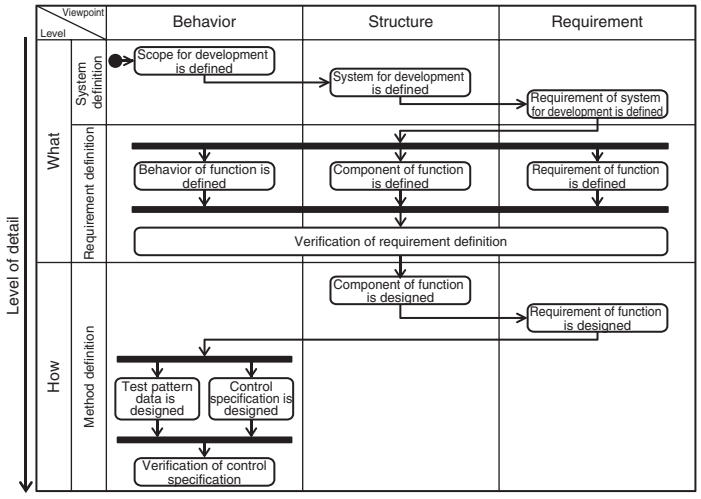


Fig. 3　Workflow of development

3.2.1. システム定義

(1) 開発対象範囲の定義　　ユースケース図を用いて，開発の対象とするシステムを特定する．また，特定したシステムに関係するユーザ，他システムを定義する (Fig. 4)．

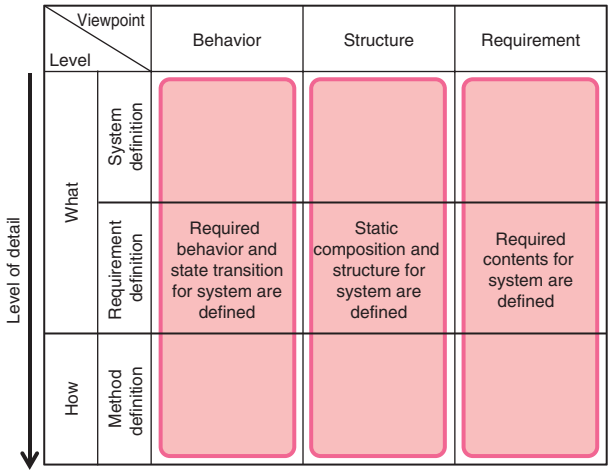


Fig. 1　Relationship between process and analysis viewpoints

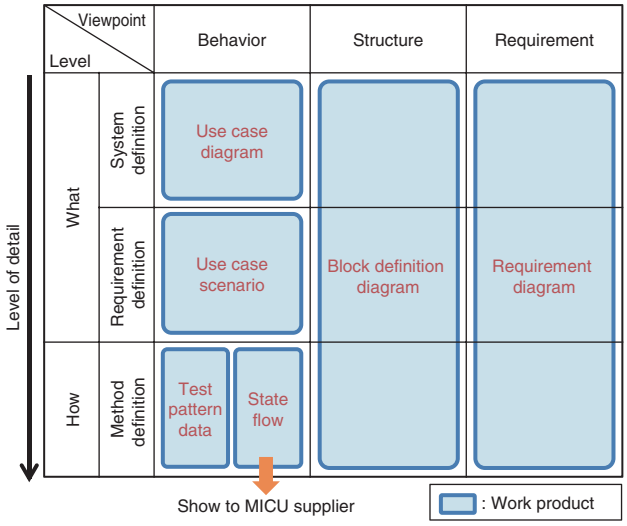


Fig. 2　Work product of each viewpoint and level

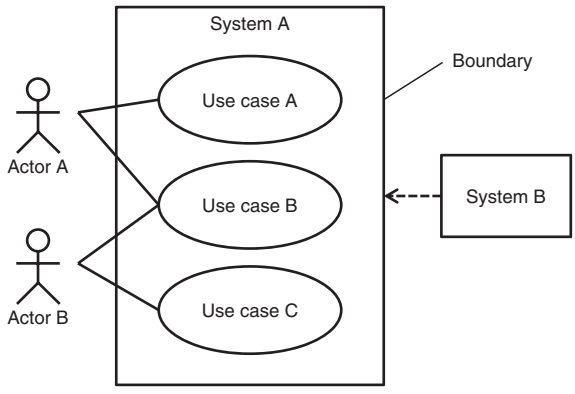


Fig. 4　Example of use case diagram

・システムの利用者の定義:システムを利用するヒト(運転手など),およびモノ(他システムなど)をアクターとして定義する.
・システムの機能の定義:アクター視点でシステムに必要な機能をユースケースとして定義する.
・システムの利用者と機能の関係の定義:ユースケースと,ユースケースを実行する(利用する)アクターを関連付ける.
・システムの境界の定義:ユースケースをシステムの境界枠で囲み,開発対象のシステムを定義する.

(2) 開発対象システムの定義　ユースケース図を基に,開発対象システムをブロック定義図として定義する(Fig. 5).

・ユースケース図の境界枠をブロック定義図の構造ブロックとして定義し,システムの概要,ボデータイプなどの情報を付与する.

(3) 開発対象システムの要求定義　ユースケース図を基に,開発対象システムの要求を要求図として定義する(Fig. 5).

・ユースケース図のユースケースを要求図の要求ブロックとして定義する.

3.2.2. 要求定義

(1) 機能の振舞分析,および定義　ユースケース図を基に,機能の振舞をシナリオにて定義する(Fig. 6).

シナリオでは,ユースケース図に登場するアクターとシステムのやりとり,およびその時のシステムの振舞を定義する.ここでは,システムとして想定されるさまざまなシチュエーションでの振舞を定義する.

・基本シナリオの定義:各ユースケースに対し,関連するアクターとシステムのやりとりを基本シナリオとして定義する.
・拡張シナリオの定義:基本シナリオの事前条件,事後条件,事後条件に至る手順,アクターのいずれかが異なるパターンを導出し,拡張シナリオとして定義する.

(2) 機能の構成要素の定義　システム定義工程で定義したブロック定義図を基に,システムに必要な構成要素をブロック定義図に定義する(Fig. 7).

システムを構成する要素を,構造ブロックとして定義する.また,構造ブロック間の関係を定義する.定義手順を以下に示す.

・要求を満足させるために必要なシステムの構成要素を,入力,制御,出力の観点で構造ブロックとして定

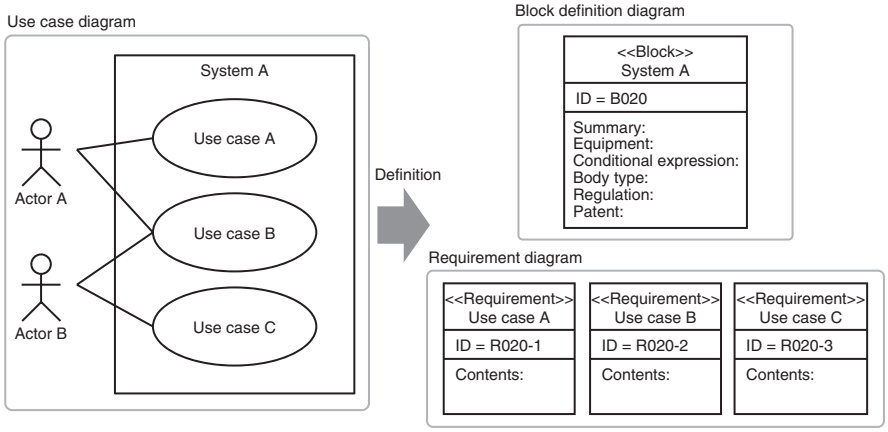


Fig. 5　Relationship of each diagram in system definition process

Scenario	
ID	UC020-1-1
Summary	···
Actor	Driver
Order	Contents
Precondition	Ignition is OFF
1	Driver turns on ignition
2	System outputs relay
3	End of Scenario
Postcondition	Relay is ON

Fig. 6　Example of use case scenario

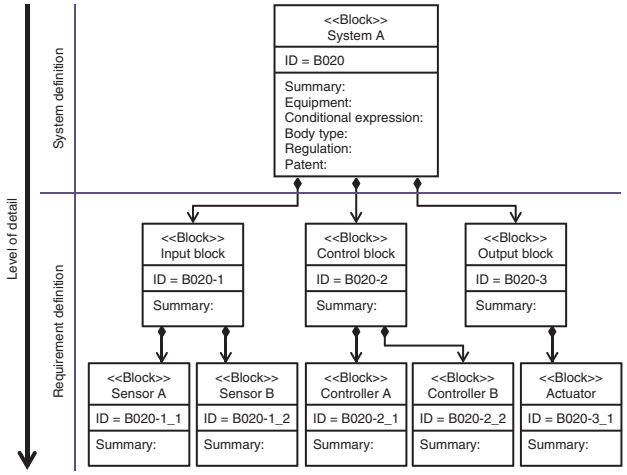


Fig. 7　Example of block definition diagram in requirement definition process

義する.

・定義した構造ブロックを上位構造と下位構造の関係で関連付ける.

・構造ブロック間でやりとりする情報を入出力情報として各構造ブロックに定義する (Fig. 8).

(3) 機能要求の分析, および定義　システム定義工程で定義した要求図を基に, 機能ごとの要求を要求図に定義する (Fig. 9).

機能に求める要求を, 要求ブロックとして定義し, 要求ブロック間の関係を定義する. 定義手順を以下に示す.

・システムの利用シーンを考慮し, システム定義工程で定義したユースケースに対する詳細要求 (操作, 条件, 出力, 要求競合時の優先順位など) を抽出して, 要求ブロックとして定義する.

・定義した要求ブロックを上位要求と下位要求の関係で関連付ける.

・各要求の根拠を関連付ける.

(4) 要求定義の検証　Fig. 10 に示すように, 要求定義工程にて作成した成果物を照合し, 以下の観点で検証する.

(a) 要求図とシナリオの照合

・シナリオを満足させるための要求が定義されている.

・全てのシナリオが要求に関連付いている.

(b) シナリオとブロック定義図の照合

・シナリオを満足させるための構造が定義されている.

・シナリオを満足させるための入出力情報が定義されている.

(c) ブロック定義図と要求図の照合

・要求を満足させるための構造が定義されている.

・全ての要求が構造に関連付いている.

・要求を満足させるための入出力情報が定義されている.

3.2.3. 達成手法定義

(1) 機能構成要素の仕様化　要求定義工程にて定義したブロック定義図を基に, 具体的な構成部品をブロック定

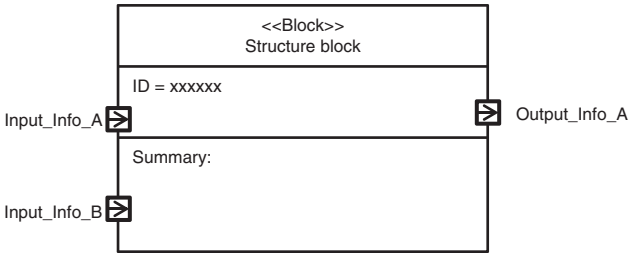


Fig. 8　Example of definition of input and output information to structure block

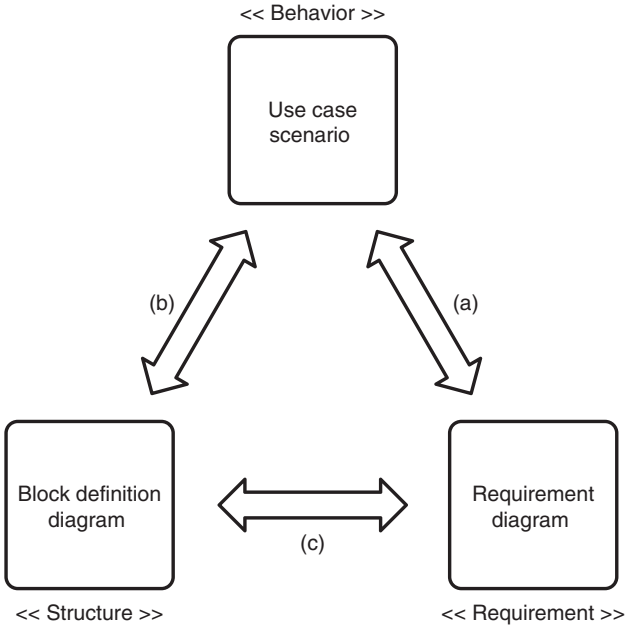


Fig. 10　Verification of work product

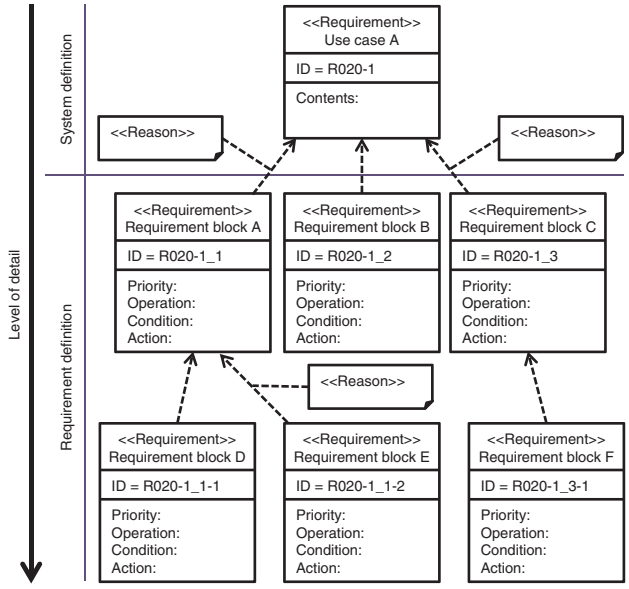


Fig. 9　Example of requirement diagram in requirement definition process

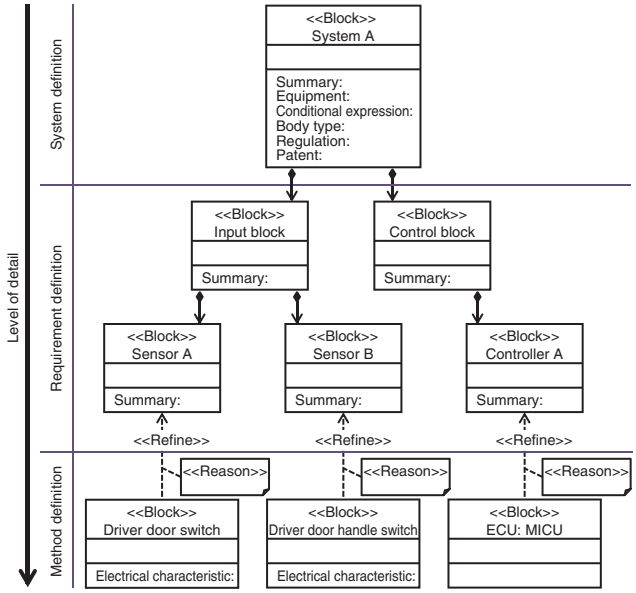


Fig. 11　Example of block definition diagram in method definition process

義図に定義する (Fig. 11). 定義手順を以下に示す.

・要求定義工程にて, 入力, 制御, 出力の観点で定義した構造ブロックに対して, 具体的な構成部品 (スイッチ, ECU, アクチュエータなど) を構造ブロックとして定義する. この際, 選定根拠の情報やそのエビデンスを, 構造ブロックに関連付ける. この関連付けられた情報により, マイナーチェンジや仕向け地ごとの仕様変更といった差分開発において, 流用設計仕様の適合性の見極めを可能とする.

・要求定義工程にて, 制御の観点で定義した構造ブロックに対して, ソフトウェア構成要素を構造ブロックとして定義する.

・定義した構造ブロックを上位構造と下位構造の関係で関連付ける.

・定義した構造ブロックに対して, 各構造ブロックの属性情報として電気的特性などを定義する.

・構造ブロックに対して, 入出力情報を定義する.

(2) 機能要求の仕様化　　要求定義工程にて定義したブロック定義図, および要求図を基に, 達成方式を検討し, 要求図の要求と関連付ける.

ハードウェア構成に起因する制約や, ソフトウェアでの処理方法を考慮し, 要求図に定義した操作, 条件, 出力それぞれの達成方式を要求ブロックに定義し, 要求と関連付ける. また, 達成方式の根拠を要求ブロックに関連付ける.

(3) テストパターンの作成　　要求定義工程で定義したシナリオ, およびブロック定義図にて定義した入出力情報を基に, テストパターンを作成する (Fig. 12).

(4) 制御仕様の作成　　ここまでに作成した要求図, およびブロック定義図を基に, Stateflow を定義する (Fig. 13).

制御に必要な詳細イベントと, イベントの成立によって発生する事象を, 状態, および遷移条件にて定義する.

・状態の定義
　ブロック定義図の構造ブロックに定義した入出力情報の出力情報に着目し, 状態として抽出する.

・遷移条件の定義
　要求図に定義した要求ブロックに記載した各条件を, 状態間の遷移条件として定義する.

・必要に応じて状態および遷移条件の追加, 削除をおこなう.

ここで作成した Stateflow は, 制御仕様としてサプライヤへ提示するため, サプライヤ各社からの要望をヒアリングした結果を基に, 別途モデルの記述ルールを策定した.

(5) 制御の検証　　Stateflow, およびテストパターンを照合し, 定義した制御仕様を検証する.

Time (sec)	Signal						
	Input					Output	
	Signal_A	Signal_B	Signal_C	Signal_D	Signal_E	Signal_F	Signal_G
0	0	0	0	0	1	0	0
1.00	0	1	0	0	1	0	0
2.00	0	1	0	0	1	0	0
3.00	0	0	0	0	1	0	0
4.00	0	0	0	0	1	0	0
5.00	0	0	0	0	1	1	0
6.00	0	0	0	0	1	1	0
7.00	0	0	2	0	1	0	1
8.00	0	0	2	0	1	0	1
9.00	0	0	2	0	1	0	0
10.00	0	0	2	0	1	0	0

: Change point of value

Fig. 12　Example of test pattern data

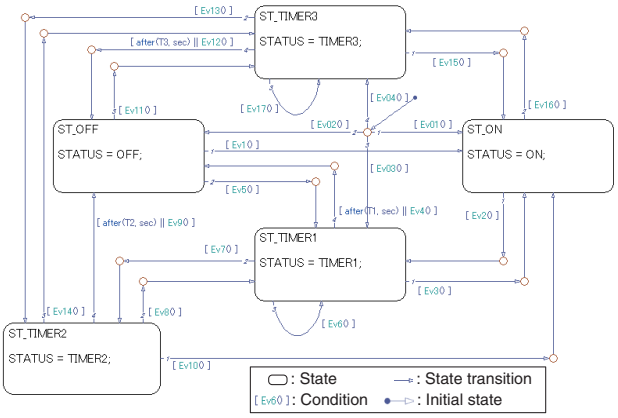


Fig. 13　Example of Stateflow

4. 開発ツールの構築

4.1. 入出力情報の同期

ブロック定義図の構造ブロックには, 各ブロックが持つ入出力情報を定義した. しかし, 入出力情報には, 名前, 入出力の方向, 意味, 取り得る値, 初期値など, 多くの属性を付与しており, 個々の入出力情報に対してモデル上で属性を記述することが煩雑であった. また, 記述内容を精査する際にも, 属性情報を表示するために複数の手順を踏む必要があった.

そのため, リスト形式のユーザインタフェースにて入出力の属性情報を編集し, その編集した内容をモデルへ反映できるツールを開発した. 本ツールを用いて, モデルの内容をリスト形式へ出力することもできる (Fig. 14).

このツールを利用することにより, 入出力情報の付与に関わる作業時間をツールの導入前に対して 1/5 に短縮した.

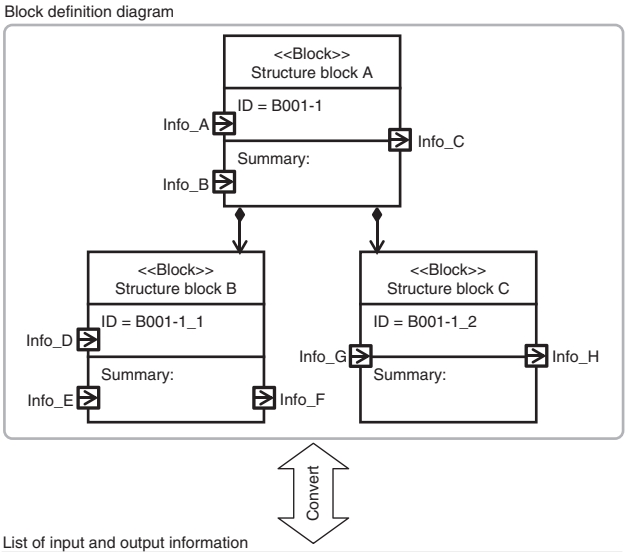
4.2. 要求, 構造要素への ID 自動付与

要求ブロック, 構造ブロックには, ユニークな ID を付与した. しかし, システムの規模に比例して各ブロックの数は増加するため, モデル上で ID を一つずつ定義することに多くの作業時間を必要とした. また, モデルの変更を繰り返すことによって, ID の重複が発生した.

そのため, 各ブロックに対してユニークな ID を自動で

付与するツールを構築し，「全てのIDを付与しなおす」，「付与されていない要素（要求，構造ブロック）に対してのみID付与をおこなう」，「全てのIDを消去する」といった作業を自動でできるようにした．

このツールを利用することにより，ID重複の発生を完全に防止するとともに，ID付与に関わる作業時間をツールの導入前に対して1/2に短縮した．



List of input and output information

Structure ID	Structure name	Signal name	In/Out	Value	Initial value	Description
B001-1	Structure block A	Info_A	In	···	···	···
B001-1	Structure block A	Info_B	In	···	···	···
B001-1	Structure block A	Info_C	Out	···	···	···
B001-1_1	Structure block B	Info_D	In	···	···	···
B001-1_1	Structure block B	Info_E	In	···	···	···
B001-1_1	Structure block B	Info_F	Out	···	···	···
B001-1_2	Structure block C	Info_G	In	···	···	···
B001-1_2	Structure block C	Info_H	Out	···	···	···

Fig. 14 Synchronous tool of input and output information

5．プロセスの検証

構築したプロセスを検証するため，MBDによる開発プロセスに沿ってMICU開発の試行を実施した．構築したプロセスの良し悪しを判断する評価尺度として，制御仕様に対するサプライヤからの仕様確認件数を利用した．

サプライヤからの仕様確認の内訳から，仕様未定義や未記載，仕様不備，仕様曖昧（複数の解釈ができる）に分類される仕様確認の件数を削減できれば，従来の開発プロセスと比べて，構築したプロセスの方が，開発品質が良いとした．

MICUサプライヤの協力のもと，MBDによる開発プロセスを適用して作成した制御仕様を，従来の開発と同様の観点でサプライヤにて確認をおこなった．結果，仕様未定義や未記載，仕様不備，仕様曖昧に分類される仕様確認の件数は，35%削減した．

6．まとめ

今回構築したMBDによる開発プロセスでは，振舞，構造，要求の三つの観点でシステムを分析することにより，何のために，どのようなシステム構成で，各構成要素がどの様な振舞をするのかを整理することができた．さらに，整理した各成果物を照合することで，要求の品質を高めることができた．また，要求と要求根拠，および達成手法を関連付けることで，流用設計仕様の適合性の見極めを可能とすることができた．

今後，構築した開発プロセスを量産開発へ展開して，着実な品質向上を図るだけでなく，効率化の観点での改善を引き続き進める．また，複数部門での成果物の運用ルールの整備や，MBDによる開発プロセスの普及に取り組んでいく．

参考文献

（1）車載ソフト巨大化に立ち向かう，日経Automotive Technology，2007/11号，日経BP社，p.82-83(2007)
（2）http://sec.ipa.go.jp/reports/20120323.html，2012/8/23
（3）水谷将和，八幡忠孝，亀井雄一，早瀬憲児，金田匡弘：ボディ系量産ECUへのモデルベース開発の適用，三菱自動車テクニカルレビュー，No.22，p.56-59(2010)
（4）渡部知樹，吉野弘規，塩ノ谷陽介，関孝幸：電子制御AWDシステムにおける新MBDソフトウェア開発プロセス，Honda R&D Technical Review，Vol.23，No.1，p.22-28
（5）http://www.omgsysml.org/
（6）http://www.mathworks.co.jp/products/

■著　者■


宇治川 登


木下修平


山崎勝幸

四輪の試作レス開発に向けた外観品質確認ツールの開発

Design Appearance Evaluation Tool for Non-prototype Development

井出大介* Daisuke IDE
齊藤陵介** Ryosuke SAITO
久保一** Hajime KUBO

要旨

本テーマのねらいは，四輪の試作レス開発に向けた，より速く，簡単に，そして実物相当に判断できるツールの実現である．従来，意図的な演出効果により造形の魅力を表現したコンピュータグラフィックスによる評価が，多く行われている．試作レス開発においては，実物と同じ判断ができるコンピュータグラフィックス出力結果が必要であり，各人のスキルに依存せず，評価において高精度な結果を現実的な計算時間で出力を得なければならない．

求められるコンピュータグラフィックス出力を適正な計算時間で達成するために，我々はコンピュータグラフィックスソフトウェア Total Objective and Physical Simulation を開発した．このソフトウェアでは，環境や素材のパラメータの手動調整をやめ，現物から測定したデータのみを扱うこととした．加えて，計算手法としてモンテカルロ経路積分法を採用し，並列化を可能にすることで，Graphic Processing Unit 並列演算に特化したシステムを構築した．これにより，測定データに基づいた物理的に正しい描画を，非常に高いパフォーマンスで実現した．

ABSTRACT

The aim with this paper is to achieve a tool for non-prototype automotive development that is faster, simpler, and enables judgment equivalent to that with a physical model. Evaluation by the computer graphics to convey the appeal of shapes by means of artistic effects is commonly used. In non-prototype development, computer graphic output effects allowing the same judgment as with a physical model are required, and this approach has to yield output for evaluation with highly accurate results and by a realistic amount of calculation time without depending on the skills of individuals.

The computer graphic software named Total Objective and Physical Simulation was developed in order to achieve the required computer graphic output with a reasonable amount of calculation time. It was decided that the software would not use manual adjustment of environment and material parameters, but instead handle only data measured from actual objects. In addition, Monte Carlo path tracing specialized for parallel Graphic Processing Units was adopted for the calculation technique. This tool achieved physically correct rendering based on measurement data with a high level of performance.

1．まえがき

今日，四輪開発において開発の短期化のために試作レスの要望が大きくなってきている．

デザイン領域において，意匠性を判断するためにモックアップを製作し評価しているが，量産に向けた最終的な意匠性判断においては，内包する機能部品を含めた正確な見え方の確認が必要である．これを外観品質確認と呼ぶ．外観品質確認には試作車による判断が必要であり，試作車完成までのプロセスを考慮すると，開発期間短縮においては大きな課題となる．

そこで本開発では，外観品質確認を試作車からコンピュータグラフィックス（以下，CG）確認へ代替するために開発を進めてきた，CG ソフトウェア Total Objective and Physical Simulation（TOPS）の特徴と現場活用の結果について述べる．

＊　HG管理室
＊＊四輪R＆Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_14

2．開発のねらい

2.1. 従来の CG ソフトウェアとの違い

従来，デザイン開発においての CG ソフトウェアの役割は，主に開発初期のコンセプトデザインの領域であった．この領域では，デザイナーの意図したデザインコンセプトや造形の魅力を効果的に伝えることが求められる．そのため，Fig. 1(a) に示されるように，造形魅力を伝えるために現実ではありえない見せ方をする場合が多く，そのために数多くのチューニングが加えられている．また，チューニングのためには高い CG スキルを持った専門的な人材が必要である．

しかし，デザイナーが意図した魅力を量産につなげるためには，造形魅力のみならず，実物として製作された時にどう見えるかを確認する必要がある．従来この確認はモックアップや試作車を用いておこなわれてきたが，実物での最終確認ができない試作レス開発においては，これを CG でおこなう必要がある．このような確認のためには，Fig. 1(a) のような見せ方ではなく，写真のように実物を的確にとらえた出力結果 Fig. 1(b) が必要である．加えて，実物と同等の判断をするためには出力結果はスキルに依存せず，必ず一意でなくてはならない．この要求を実現しているソフトウェアは存在しないため，新規開発をおこなうことを決めた．

2.2. 外観品質確認に必要な要件

従来，外観品質確認は CATIA を用いたデータにておこなわれており，数多くの課題が指摘されている．しかし，いくつかの指摘に関してはデータでの判断が難しく，実物でなければ判断できない点も多いため，試作車と併用して確認がおこなわれている．そこで，指摘項目を分析したところ，Fig. 2 に示されるように傾向分類されることを見出した．

特に実車でなければ判断できない傾向として，（1）ガラスの反射と屈折，（2）素材に応じた映り込みと隙間からの内部の見え方，（3）合わせ建て付け部分の陰影，に集約されることがわかった (Fig. 3)．これらの領域は CATIA での見え方と実車の見え方に顕著な違いがあり，適正な外観品質確認が難しい．よって，特にこれらの点において見え方を正確に再現する必要がある．



(a) Artistic (b) Real

Fig. 1 Artistic and Real

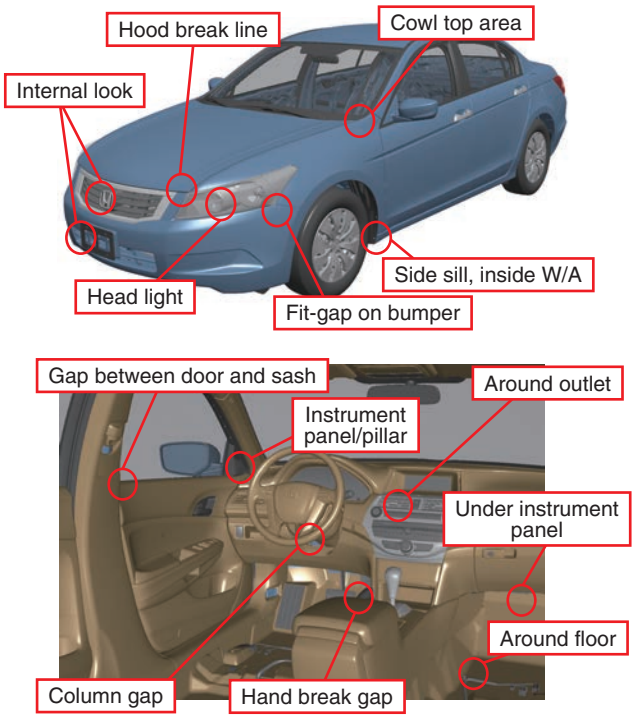


Fig. 2 Issues reported as “Physical model required”

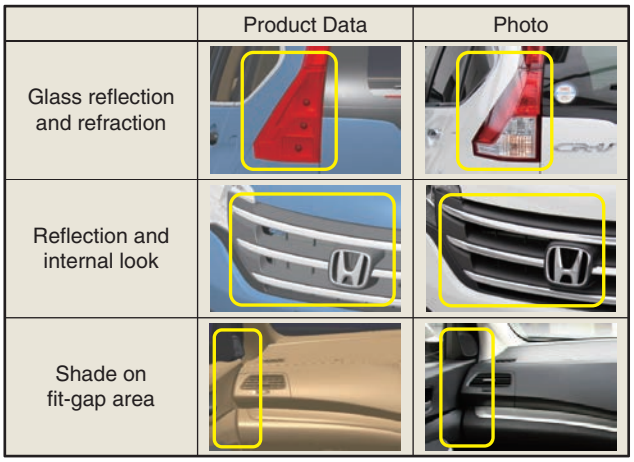


Fig. 3 Points of attention for physical model check

3．達成技術

3.1. 技術課題

求められる要件を技術的に達成するためには，正確な光と物体のシミュレーションが求められる．そのためには，まず車の正確な形状データが必要である．その上で，現実空間と同じように正確に再現された環境モデル，実物と同じ表面特性を正確に再現した素材モデルが必要である．

上記三つを用いて光の挙動シミュレーションをおこなうが (Fig. 4)，これは膨大な計算量となるため，従来の CG ソフトウェアでは多くの恣意的な近似手法を用いて結果を得ている．しかし，実物再現のためには恣意的な近似処理を

なくし，細部まで正確に計算することが求められる．加えて，四輪開発の現場で使うことを考えると，ユーザの操作に対してインタラクティブに結果を出力することが求められ，膨大な計算であっても短い計算時間で結果を得る必要がある．

まとめると，（1）素材特性の再現技術，（2）環境特性の再現技術，（3）処理を高速で完了するための計算技術，が達成すべき技術課題である．

3.2. 素材特性の再現技術

素材特性を再現するために，全ての入射角と反射角に対する反射特性（Bidirectional Reflectance Distribution Function：BRDF）[1]を取得する測定器，塗料に含まれるフレークなどの微細な光挙動を測定する顕微鏡，シボなど大きなパターンを測定する高精度スキャナの三つを用いた．特に BRDF は素材特性を表現する上で非常に重要な要素である．しかし，市販測定器では，正反射方向や水平に近い角度など一部領域のデータを正確に測定することが難しい．

そこで，我々は塗装面，プラスチック，ガラス等の組成から物理特性を取得し，それぞれに応じた素材モデルを構築した．材料や加工方法など，素材特性に重要な要素は，Honda 内で利用されている素材に関しては情報を得ることができるため，それに特化したモデル形成をおこなうことができる．これにより，測定誤差を補正し正確な素材表現が可能となった（Fig. 5）．

3.3. 環境特性の再現技術

環境測定においては，正確な光量と色味の測定が必要である．そのため，通常画像よりも色情報量が多い High Dynamic Range（HDR）画像を撮影するカメラと，光量の絶対値を測定する露光計を用いた．その上で，カメラ特性に応じたガンマ値補正とホワイトバランス補正をおこない，光量と色バランスが整った環境モデルを作成した（Fig. 6）．

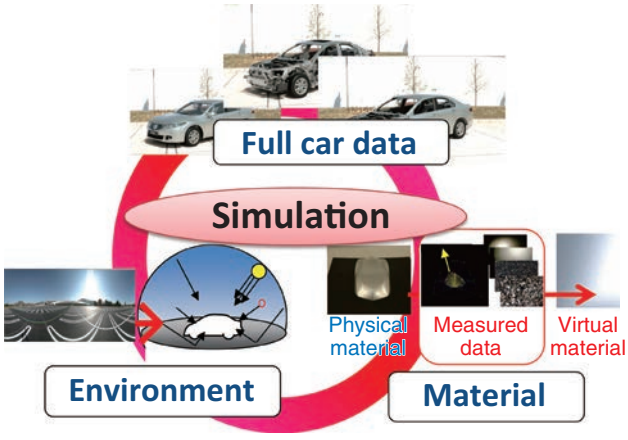


Fig. 4　TOPS overall structure

3.4. 計算技術

シミュレーション計算では，光の計算を近似なく一括で計算する，経路積分法（Path Tracing）[2]と呼ばれる手法を採用した．これは直接光と間接光の区分け無く，環境から物体への光を一括で計算する手法である．

高精度 CG ソフトウェアでは，高速化が可能な直接光の計算のみおこなう光線追跡法（Ray Tracing）[3]と呼ばれる手法が用いられることが多い．これだけでは正確な影表現ができないため，計算量が膨大な間接光を近似的に表現する大域照明（Global Illumination）[4],[5]と呼ばれる様々な手法が付与され，これにより間接光計算に近い見栄えの再現が可能となっている．しかし，再現のためには多くの手動チューニングが必要であり，出力結果に大きな影響を与える．

対して経路積分法では，間接光も一体で計算するため，正確な間接光再現ができ，また手動でのチューニングも必要としない（Fig. 7）．しかし，計算量が膨大となるため，TOPS では，近年急速に性能が向上している GPU に着目し，計算の高速化を図った．

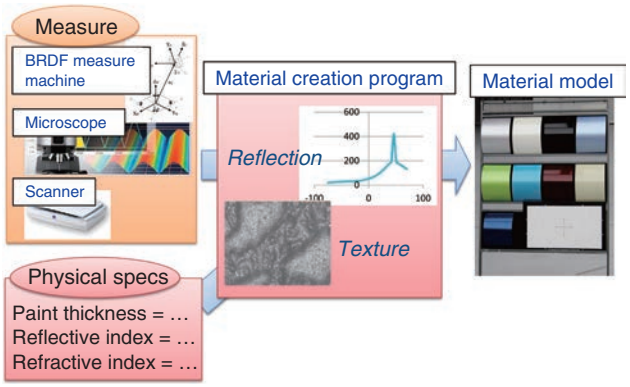


Fig. 5　TOPS material creation

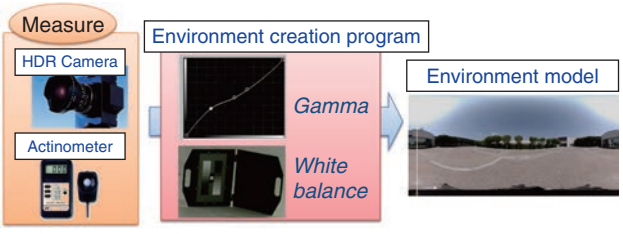


Fig. 6　TOPS environment creation

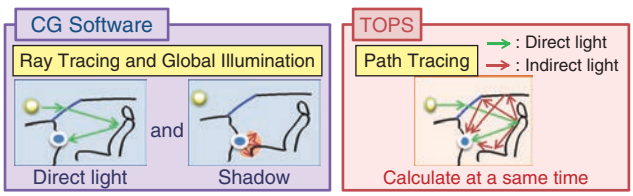


Fig. 7　TOPS rendering engine

GPU は一般的に画像処理を専門とする演算装置であり，シミュレーション計算で多く用いられる Central Processing Unit(CPU) と比べ低コストで非常に高速な演算を可能とする．しかし，分岐処理など複雑な演算は不得意であり，高い演算能力を得るためには一つ一つの演算の単純化と，並列化が不可欠である．

そこで，TOPS ではシミュレーションを確率論的におこなうモンテカルロ法を採用し，GPU に特化した並列処理として実装した．モンテカルロ法は乱数を用いて繰り返し計算をおこなう手法であり，それぞれの計算が独立しているため並列化が容易であり，GPU を用いた計算に適している．

4．結果

Fig. 8, 9 は，実車写真と TOPS 出力結果を示す．実車写真には，外観品質確認において注目されるポイントを併せて示している．全ての環境と素材情報は実測値より作成されており，写真と同じ見え方を再現することができた．

この結果により，実機で確認すべき視点において，写真と同等の出力が得られているといえる．ただし，Fig. 8 において開口部やホイールハウス内の見え方が，実車よりも明るく見えている．これは開口部内部機能部品のフィン形状や表面加工等が，出図データでは作りこまれない部分でありデータに反映されていないため，違った見え方をしている．従って，より正確な見え方を得るためには，正確な形状再現が必要である．

さらに Fig. 10 は，素材の違いによる TOPS の出力結果を示している．素材の違いは見え方に大きな影響を与え

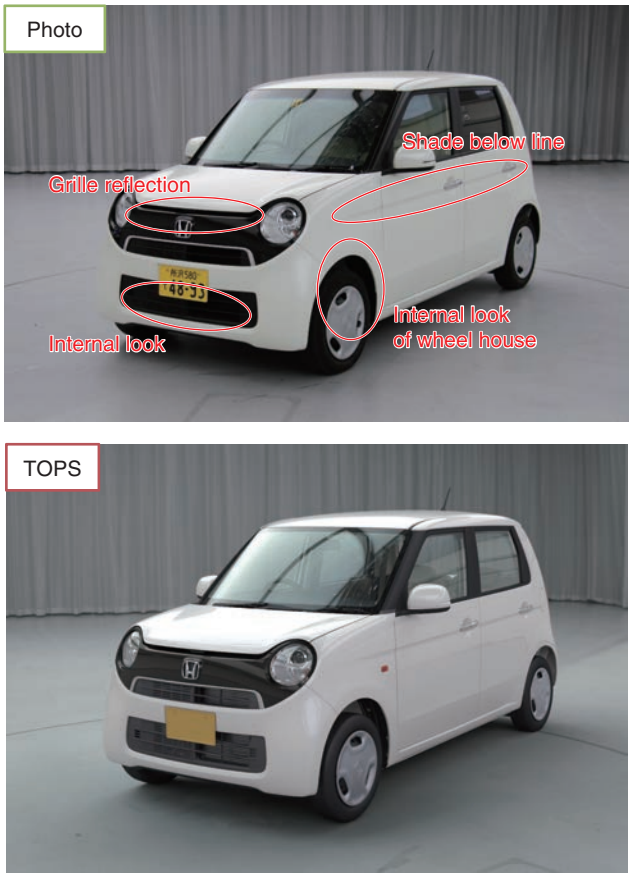


Fig. 8　TOPS result (Exterior)

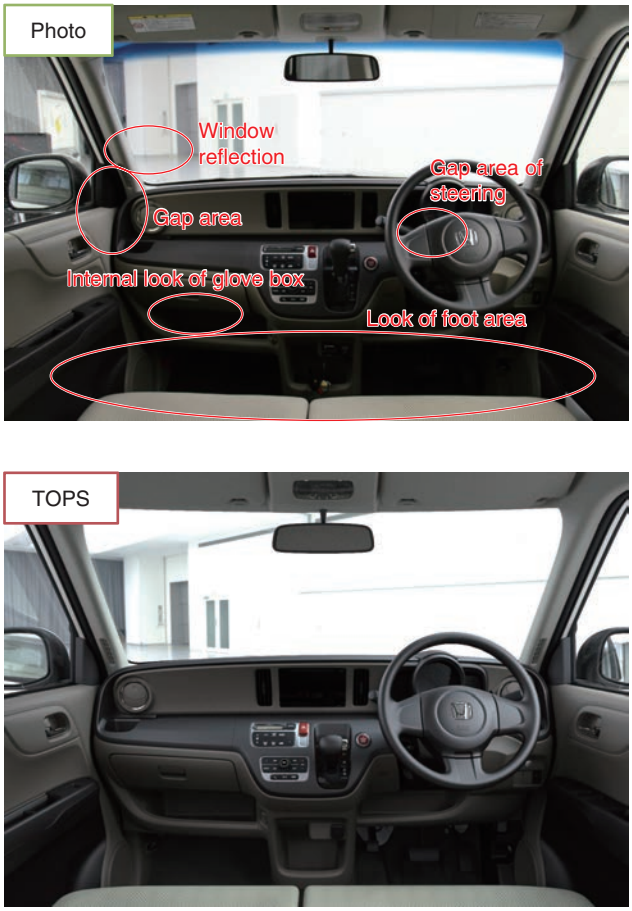


Fig. 9　TOPS result (Interior)



Fig. 10　TOPS result (Appearance difference by material)

るため，TOPS はそれぞれの素材特性を計算しており，素材に応じたハイライトの出方や影の見え方が再現されている．

次に，計算時間について述べる．TOPS では GPU に特化した仕組みを最大限活用するために，一つのマシンに対して高性能な GPU を八つ搭載している（NVIDIA Tesla K10 七枚と NVIDIA Tesla M2070Q）．

計算時間は，反射や屈折現象の回数に依存して増大する．そのため，複雑なレンズ越しの計算が必要となる灯体部が，最も計算時間がかかる部分である．そこで Fig. 11 は灯体においての，Full HD（1920×1080）解像度にて描画した結果を示す．モンテカルロ法では初期にノイズの多い結果が得られ，徐々に収束してくる．0.1 秒後の結果は非常にノイズが多いが，5 秒後にはおおよそ収束しており．60 秒程度で安定した結果が得られる．

よって，最も時間がかかる領域においても 5 秒程度でおおよその結果を得ることができるため，インタラクティブな操作に必要な計算速度を達成できたといえる．

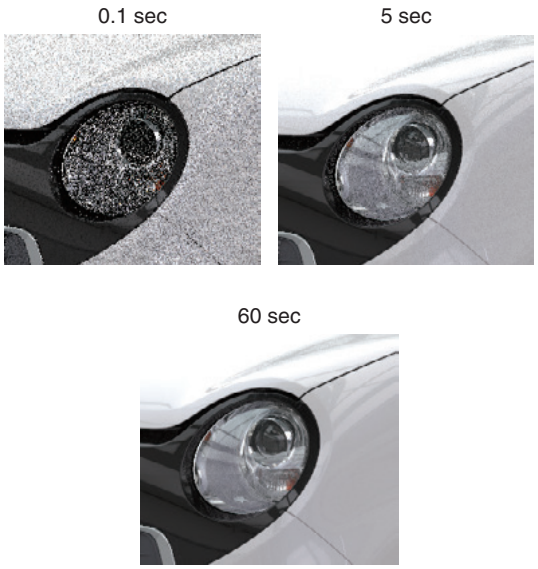


Fig. 11　TOPS result (Performance)

5．まとめと今後の展望

試作レス開発に向けて，CG による実物通りの外観品質確認の実現をねらい，TOPS の開発を推進してきた．TOPS は従来の CG ソフトウェアと異なり，環境と素材表現のためのデータを全て実測値より作成し，また正確な光のシミュレーションを高速に演算することで，実物通りの描画結果を得ることができた．これにより，これまで試作車でのみ確認できた項目に対して，外観品質を十分に判断できる精度をデータで達成した．

しかし，今回達成しているのは写真同等の見え方であり，実際に人の目が実物を見たときの見え方と一致しているとはいえない．人間の目は，入力情報に対して自動的に補正をかけており，写真では見えないものも見えている．

Fig. 12 は，全て実車を撮影した写真である．写真の場合，暗い部分が見えるように撮影すると，明るい部分は白く飛んでしまい，また明るい部分が見えるように撮影すると，暗い部分は黒くつぶれてしまうが，実際の人間の目では両方とも同時に見えているように感じる．外観品質確認において完全に実物に置き換わる判断を CG 上で再現するためには，人間の目の効果を十分再現できるような，現実に忠実な表示手法を考慮しなければならない．

今後，写真品質から実物品質を目指すためには，表示手法の改善を図る必要がある．

まず，動的に形状をとらえるために計算のリアルタイム化が必要である．TOPS の計算手法は並列化が容易であるため，ハードウェア増強に対して高いスケーラビリティを達成しており，実現可能な状態となっている．

次に，表示デバイスの改善が必要である．今回解像度 Full HD，色解像度 24bit の標準的な表示デバイスを用いているが，近年さらなる解像度と色解像度を持つデバイスが製品化されている．特に高い色解像度は，再現性の向上に非常に有力であると考える．加えて，表示デバイスに応じたキャリブレーションにより，実際に見ている空間と同じ出力を再現できると考える．

さらには，立体的な空間の再現が必要である．そのためには，正確な距離感を再現することができる高精度の 3D 表示デバイスが必要であるため，今後の技術進化を調査していく．

併せて，実物同等の出力が得られているかを確認するために，実車と TOPS 出力を並べて比較する実機相関検証を繰り返しおこなう．これにより，人間の評価手法を調査し，要件の洗い出しをおこなっていく．

今後さらに開発と展開を進めていくことで，試作レス開発に貢献するシステムを構築していきたい．

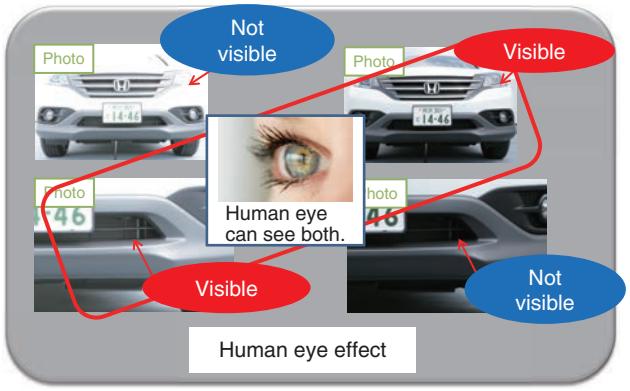


Fig. 12　Photo realistic and real

参考文献

(1) Nicodemus, F. E., Richmond, J. C., Hsia, J. J, Ginsberg, I. W., Limperis, T.: Geometrical Considerations and Nomenclature for Reflectance, National Bureau of Standards monograph 161(1977)
(2) Kajiya, J. T.: The rendering equation, Computer Graphics, ACM SIGGRAPH Computer Graphics, Vol.20, Issue 4, p.143-150(1986)
(3) Whitted, T.: An improved illumination model for shaded display, Communications of the ACM, Vol.23, No.6, p.343-349(1980)
(4) Ward, G. J., Rubinstein, F. M. W, Clear, R. D.: A ray tracing solution for diffuse interreflection, ACM SIGGRAPH Computer Graphics, Vol.22, Issue 4, p.85-92(1988)
(5) Ward, G. J., Heckbert, P. S.: Irradiance gradients, Third Eurographics Workshop on Rendering, p.85-98(1992)

■著　者■


井出大介


齊藤陵介


久保　一

電気自動車，プラグインハイブリッド車の試作車を用いた社会実証実験結果の報告

Report of Field Test Results Using Electric Vehicle and Plug-in Hybrid Vehicle Prototypes

髙須賀　祥　隆*　Yoshitaka TAKASUKA
木　村　　亨*　Toru KIMURA
恒　石　淳　哉*　Junya TUNEISHI
大　都　昭　仁*　Akihito OHTSU
藤　原　直　樹*　Naoki FUJIHARA
髙　橋　佳　子*　Yoshiko TAKAHASHI

要　旨

Hondaは，自由な移動の喜びと豊かで持続可能な社会の実現に向けて，太陽光などの再生可能なエネルギーから電気を生み出し，それをエネルギーとして使用する次世代モビリティを生産して，ユーザに提供することを考えている．その第一段階として，国内では熊本県と埼玉県，また海外では中国広州市でコースを決めて走行をおこない，電気自動車の実航続距離やプラグインハイブリッド車の実電動走行距離，CO_2排出量や年間燃料コストの削減効果を得た．また，走行テストの結果から，次の段階として考えている自治体との共同実証実験を実施可能と判断できた．

ABSTRACT

With the aim of realizing the joy and freedom of mobility and a sustainable society where people can enjoy life, Honda intends to produce electricity from the sunlight and other forms of renewable energy, manufacture next-generation mobilities that use this electricity as energy, and provide these mobilities to users. As the first stage of these efforts, courses were set domestically in Kumamoto and Saitama Prefectures and overseas in Guangzhou City in the People's Republic of China, and driving tests were performed. As a result of these tests, data of the actual electric vehicle driving range and actual plug-in hybrid vehicle all-electric range was obtained, and CO_2 emissions and annual fuel cost reduction effects were confirmed. In addition, based on the results of these driving tests, the next stage of joint field tests with local governments was determined to be is feasible.

1．はじめに

現在，自動車メーカ各社では，地球温暖化防止に向けたCO_2排出量削減や石油資源の枯渇を考慮した代替エネルギー利用の研究や実用化が進んでいる．その中で，ガソリン車やディーゼル車などの内燃機関に代わり，プラグインハイブリッド車（PHEV）や電気自動車（EV），燃料電池電気自動車（FCV）など電動化された車両の市場への導入が進められている．但し，これらの電動化車両は，価格がガソリン車などの内燃機関車両に比べて高いことや充電ステーションや水素ステーションなどの社会インフラがまだ十分に整備されてないことから，普及が遅れている．

日本では，2010年４月に経済産業省が次世代自動車戦略として，六つの戦略（全体戦略，電池戦略，資源戦略，インフラ整備戦略，システム戦略，国際標準化戦略）を発表し，EVおよびPHEVを2020年に新車販売比率の15%-20%，2030年に20%-30%まで引き上げることを目標として設定した．また，それに伴い，2020年までに，日本全国で普通充電器200万基，急速充電器5,000基の設置を目標とした．さらに，2011年の東日本大震災以降，非常時のエネルギー蓄積の手段としてEVやFCVを考えるようになり，単なる移動手段とは違った使い方が注目を集めている．

中国では，政府が2008年９月に十城千両政策を発表し，2008年から2012年の間に主要な大都市で新エネルギー車（EV，PHEVおよびFCV）を使った各都市1,000台規模の運行をおこないながら，並行して充電設備の設置を進めている[1]．さらに，2009年３月には，自動車産業振興計画（2009年-2011年）の中で電動車両（EV，PHEV，ハイブリッド車（以下，HEV））の生産規模拡大（50万台／年）と乗

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_15

用車販売に占める新エネルギー車の比率向上（全体の5%）を公表した．また，2012年4月の省エネルギー車（HEV）および新エネルギー車（EV，PHEV，FCV）の自動車発展計画（2010年-2012年）では，2020年に新エネルギー車500万台の普及を目指すことを言及している．

このような状況の下，Hondaは自由な移動の喜びと豊かで持続可能な社会の実現に向けて，EV，PHEVを使った社会実証実験を2010年から開始した．その第一段階として走行コースを決めて自社メンバが運転をおこない，車両データその他必要なデータを収集し，実交通環境下でのEVおよびPHEVの航続距離やCO_2排出量削減および走行コストの削減効果を確認した．また，具体的な運用方法を決めて自治体職員や一般ユーザに車両を貸与し，日常走行をしてもらいながらデータの収集および使い勝手を検証する次の実験の実施可否を今回の結果を元に判断した．本稿では，日本および中国でのこれら自社メンバによる走行の実験結果を報告する．

2．実証実験の全体コンセプトと今回の使用車両

2.1. 実証実験の全体コンセプト

Hondaの実証実験は，Fig. 1に示すようにソーラー充電ステーションなどの再生可能なエネルギーから電気を生み出すシステムと次世代モビリティ群を情報通信技術（Information and communication technology: ICT）で繋いで，地域や社会全体で最適なエネルギーマネージメントを可能にし，自由な移動の喜びと豊かで持続可能な社会の実現を目指すHonda Electric Mobility Synergyを全体のコンセプトとした．

実験の中では，パーソナルモビリティとしてEVやPHEVを使い，支援技術としてICTを活用し，ソーラー充電ステーションなどから電気を供給した．それにより個々の技術の実際の性能や課題を把握，その結果を元に最適な使われ方の提案，今後の電動車両普及期において新たな事業に結びつき普及期以降の新価値となるような技術やシステムを考え検証することを目的とした．

2.2. 試作車による実証実験の位置づけ

自社メンバによる走行は，

（1）実際の走行距離など車両の実性能を把握すること

（2）次に予定されている自治体の運用による実証実験の成立性を確認すること

を主眼として，2011年5月から2012年5月まで走行をおこない，以下に述べるような結果を得た．

2.3. 車両諸元

使用した車両の外観をFig. 2に，諸元をTable 1，Table

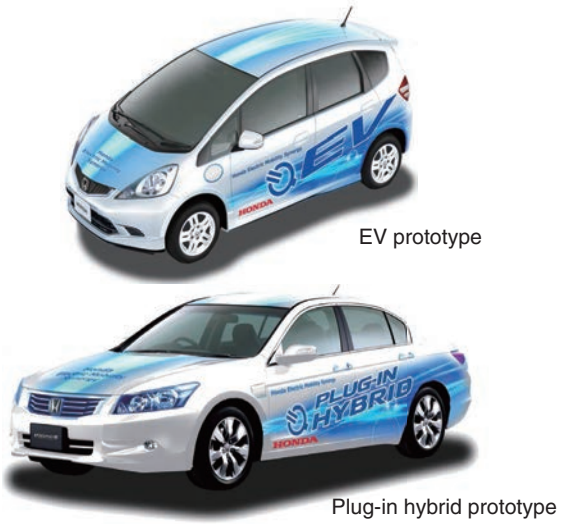


Fig. 2 Test vehicle external view

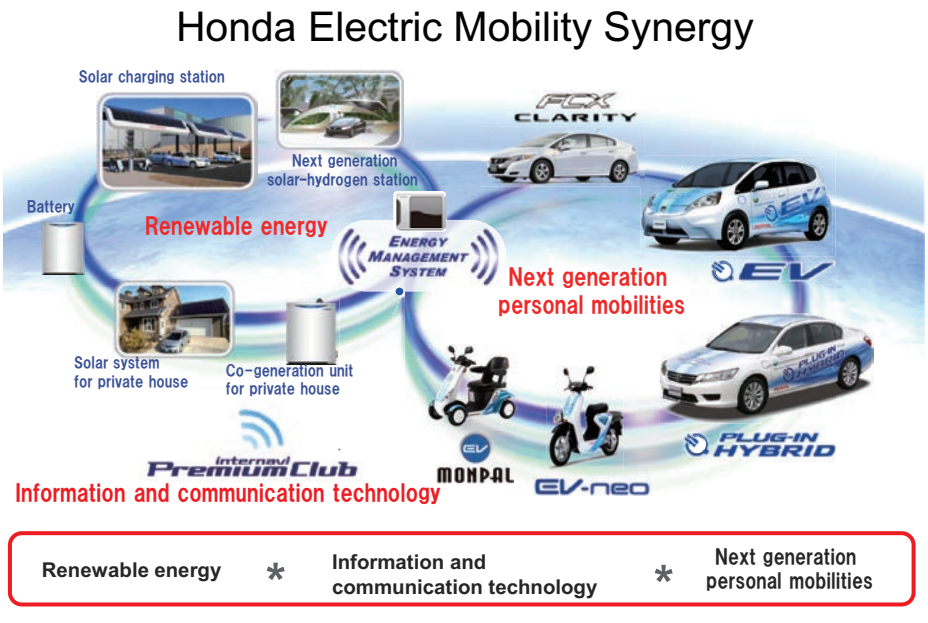


Fig. 1 Honda concept

Table 1　EV specifications

	Japanese model	Chinese model
Motor type	Coaxial motor with gear box (same as FCX Clarity)	Same as Japanese model
Motor max. output	92 kW	Same as Japanese model
Motor max. torque	256 Nm (26.1 kgfm)	Same as Japanese model
Driving range	Over 160 km *1	Over 150 km *3
Max. vehicle speed	144 km/h	Same as Japanese model
Battery type (manufacturer)	Lithium-ion battery (TOSHIBA)	Same as Japanese model
Charging time	100 V: less than 12 hours, 200 V: less than 6 hours, Quick charge *2: approximately 20 min	220 V: less than 6 hours

*1 Honda test result in JC08 mode　*2 CHAdeMO specification　*3 Honda test result in NEDC mode

Table 2　PHEV specifications

Engine	Atkinson cycle 4-cylinder 2.0 L with i-VTEC
Transmission	Electric CVT
Motor	Two-motor system (drive and regeneration / generation)
Motor max. output	120 kW
Battery type (manufacturer)	6 kWh lithium-ion battery (Blue Energy)
Max. driving range	Over 1,000 km *1
All electric range	25 km *2
Max. vehicle speed as EV	100 km/h
Charging time	100 V: less than 4 hours, 200 V: less than 1.5 hours

*1, 2 Honda test result in JC08 mode

2 に示す．EV は量産車の FIT のボデーをベースにして電気自動車のシステムを組み込んだ試作車両，PHEV は量産車の INSPIRE のボデーをベースにしてプラグインハイブリッド車のシステムを組み込んだ試作車両を製作し，改造車両申請でナンバを取得して一般道を走行した．中国では，EV のみで実証実験を実施した．日本と同様に量産車の FIT のボデーに電気自動車のシステムを組み込んだ試作車両を製作し，商品サンプルとして走行許可証を取得し走行をおこなった．

3．国内実証実験

Honda の製作所があり，かつ，経済産業省自動車課の EV，PHEV タウン構想の第二期選定地域に選ばれた埼玉県と熊本県を実証実験のパートナとして選んだ．また，政令指定都市で独自の E-KIZUNA プロジェクトを推進し，電動化を進めているさいたま市とも協定を結び実証実験を実施した．

3.1. 走行コース

3.1.1. 埼玉県およびさいたま市エリア

埼玉県および政令指定都市であるさいたま市では，都市圏の一部であるさいたま市内，大都市圏のベッドタウンとしての籠原駅近郊，週末の行楽地へ向かう用途としての高速道路を都市圏エリアの代表と考え，以下のような走行コースを決定した．

（1）大都市圏（さいたま市）に居住する人々が，市街地を走行する日常ユースの２コース
（2）郊外のベッドタウンに居住し，大都市圏へ通勤する人々が最寄駅まで走行するパークアンドライドユースの１コース
（3）大都市圏に居住する人々が，週末に高速道路を利用して行楽地へ行く週末ユースの２コース

それぞれのコースの走行距離と主な経由地を Table 3 に示す．

3.1.2. 熊本県エリア

熊本県では，県庁所在地であり実証実験当時は県の中核都市であった熊本市，阿蘇山をはじめとした観光地の多い阿蘇市，離島であり限られたエリアの中で生活圏が確立されている天草市を日本の地方の代表と考え，以下のような走行コースを決定した．

（1）地方中核都市圏（熊本市）に居住する人々が，市内や周辺の勤務地まで走行する通勤ユースの２コース
（2）観光客などが空港から阿蘇市を中心としたエリア内

Table 3 Driving routes and distance in Saitama Pref.

(1) Commuting driving routes in Saitama City area

Route Name	Driving Route	Distance	Via Points
Saitama urban route 1	Saitama ward offices, North-South area	54 km	Chuou, Kita and Minami ward offices
Saitama urban route 2	Saitama ward offices, East-West area	57 km	Sakura, Iwatsuki and Midori ward offices

(2) Park-and-ride driving routes in Kagohara Station area

Route Name	Driving Route	Distance	Via Points
Kagohara route	Park-and-ride	30 km	Yoriichou, Kagohara Station

(3) Weekend highway driving routes

Route Name	Driving Route	Distance	Via Points
Highway route 1	Tokyo Gaikan Expressway	64 km	Wako IC, Souka IC, Koshigaya Lake Town
Highway route 2	Metropolitan Expressway	76 km	Wako IC, Itabashi JCT, Gaien IC

Table 4 Driving routes and distance in Kumamoto Pref.

(1) Commute driving routes in Kumamoto City area

Route Name	Driving Route	Distance	Via Points
Urban route	Inside Kumamoto City	52 km	Pref. office, castle, station
Suburban route	In and around Kumamoto City	61 km	Kumamoto University, Mt. Kinpou

(2) Sightseeing driving routes in Aso City area

Route Name	Driving Route	Distance	Via Points
Mountain route 1	Mt. Aso winding road (870 m elevation, 3.9% gradient)	65 km	Road station Aso, Aso farm land
Mountain route 2	Mt. Aso winding road (1057 m elevation, 4.8% gradient)	70 km	Top of Mt. Aso
Mountain route 3	Mt. Aso winding road (1057 m elevation, 4.6% gradient)	80 km	Top of Mt. Aso

(3) Daily driving routes in Amakusa island area

Route Name	Driving Route	Distance	Via Points
Amakusa urban route	Inside Amakusa City	16 km	Amakusa City office
Suburban route 1	North area to Amakusa City area	66 km	Itsuwacho branch, City office
Suburban route 2	Mid area to Amakusa City area	80 km	Amakusacho branch, City office
Suburban route 3	South area to Amakusa City area	96 km	Ushibukacho branch, City office
Suburban route 4	Southeast offshore area to Amakusa City area	101 km	Shinwachou branch, City office
Suburban route 5	Kamishima island south area to Amakusa City area	44 km	Kumumotocho branch, City office
Suburban route 6	Honda base suburban area residence	75 km	Ariakecho branch, City office

を走行する観光ユースの３コース

（３）離島在住者が島内で日常生活に利用する島内生活ユースの７コース

それぞれのコースの走行距離と主な経由地を Table 4 に示す.

3.2. 走行結果および考察

走行結果を Fig. 3 および Fig. 4 に示す. 2011 年５月から 2012 年５月までの EV ２台（埼玉県１台, 熊本県１台）の走行距離合計は 35,000 km, PHEV ４台（埼玉県２台, 熊本県２台）の走行距離合計は 71,000 km に到達した.

EV の一回の満充電あたりの航続距離は, JC08 モードでの社内テスト結果 160 km に対して, 平均で 132 km と８割を超える結果を示し, PHEV の電動走行距離（All electric range: AER）は, JC08 モードでの社内テスト結果 25 km に対して平均で 17.5 km と約７割の値であった. EV の航続距離に関しては, JC08 モード走行に対して実際の外気温の変化や道路状況の変化の影響などを考慮すると良好な結

果である．Fig. 5 に PHEV の AER と HEV としての走行距離を示す．観光ユース（阿蘇山登坂）やさいたま市市街地での走行で他の走行に比べ AER が短くなっているのがわかる．これは，JC08 モードには無い登坂の勾配や渋滞による停止頻度が影響していると推察される．このことから，PHEV の AER も妥当な結果と思われる．

これらの走行結果を元に，EV の CO_2 排出量削減効果と走行コスト削減効果を推定した結果を Fig. 6, Fig. 7 に，PHEV の CO_2 排出量削減効果と走行コスト削減効果を推定した結果を Fig. 8, Fig. 9 に示す．

EV では，年間 10,000 km を走行すると仮定すると，2000 年モデルの FIT イナーシャウエイトクラスのガソリン車に比べて 55％の CO_2 排出量削減効果があり，杉の木

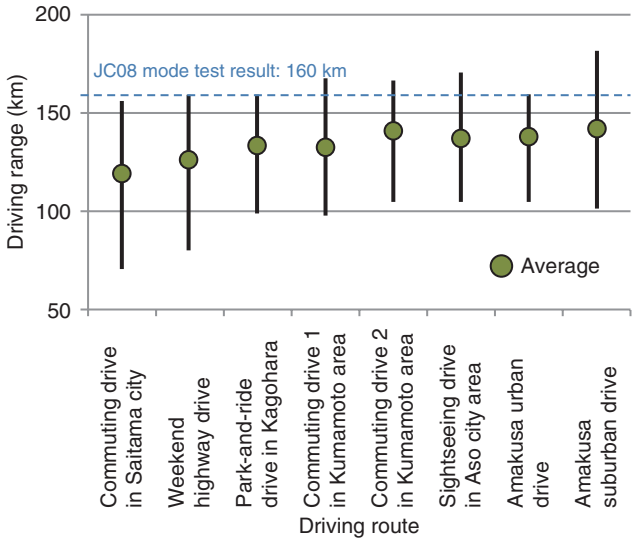


Fig. 3　EV driving range test result

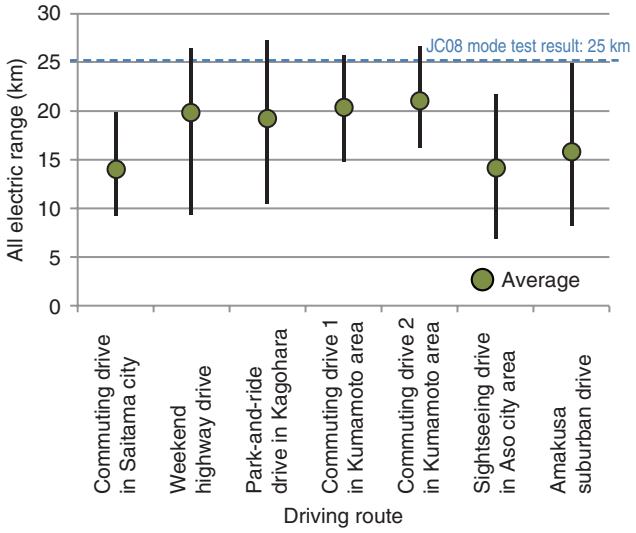


Fig. 4　PHEV AER test result

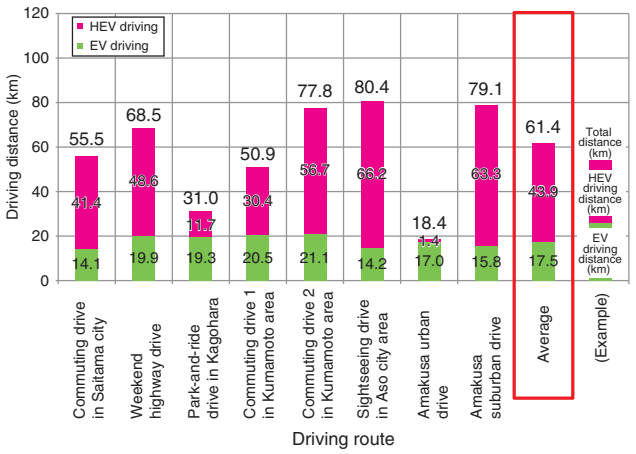


Fig. 5　PHEV EV and HEV mode driving comparison

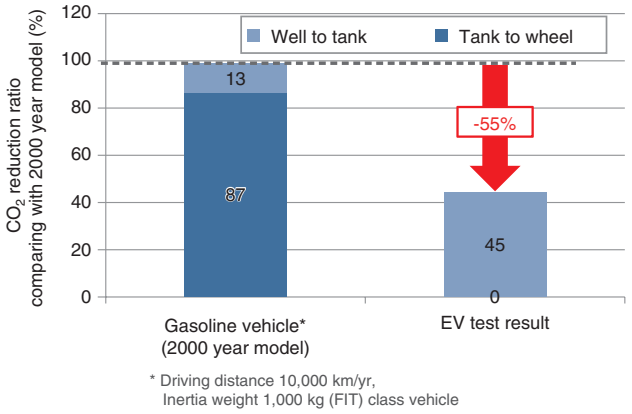


Fig. 6　CO_2 reduction ratio by EV

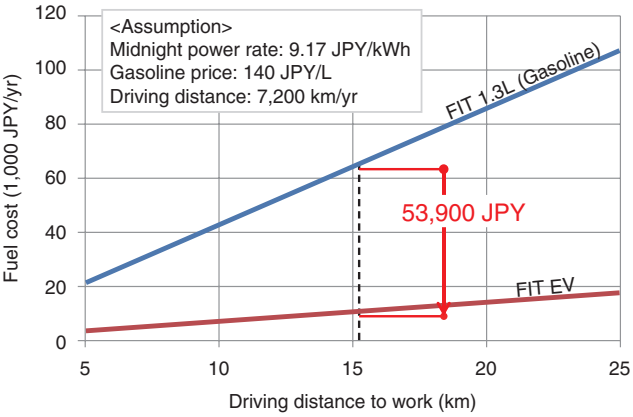


Fig. 7　Fuel cost reduction by EV

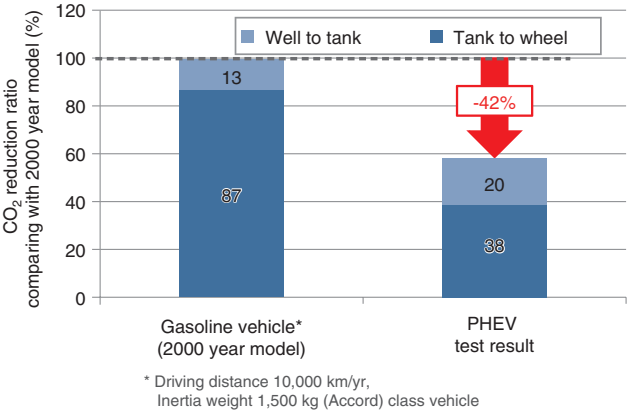


Fig. 8　CO_2 reduction ratio by PHEV

が一年間に吸収する CO_2 量に換算すると約 68 本分に相当する．また，燃料コストは片道 15 km の通勤で 240 日間使用する（年間走行距離 7,200 km）と仮定すると約 54,000 円の削減効果がある．

PHEV では，同様に年間 10,000km の走行では，2000 年モデルの Accord イナーシャウエイトクラスのガソリン車に比べて 42％の CO_2 排出量削減効果があり，これは杉の木が一年間に吸収する CO_2 量に換算すると約 69 本分の CO_2 量に相当する．また，燃料コストは片道 15 km の通勤で年間 240 日間使用し，夜間のみ充電をおこなった場合は約 56,000 円の削減効果がある．夜間に加えて通勤先で昼間も充電をおこなった場合は約 60,000 円の削減効果がある．6 年間使用して燃料コストのみで EV とガソリン車の差額を回収しようとすると FIT クラスでは約 320,000 円の車両価格の差が現実的な数字と考えられる．また，

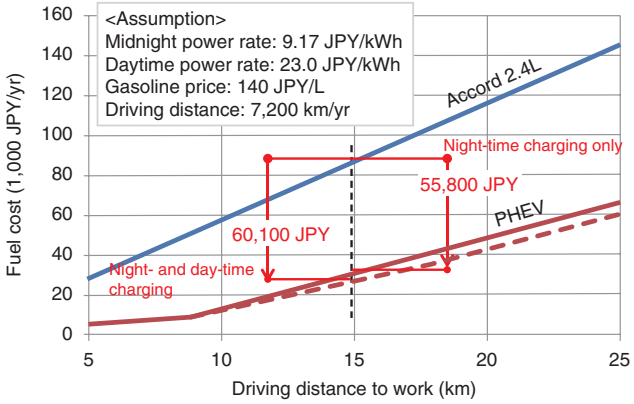


Fig. 9　Fuel cost reduction by PHEV

PHEV でも同様に考えると Accord クラスで約 360,000 円の車両価格差となる．現実には同クラスのガソリン車と 150 万円を超える価格差があり，政府などの補助金（100 万円以内）を考えても現時点では価格差が大きく，燃料コストのみでの差額の回収は難しい．

今回のテスト結果から一回の満充電での EV の平均航続距離は約 132 km であるが，さらに厳しい走行条件（道路渋滞，道路の勾配，エアコンディショナ（A/C）電力消費，その他灯体などの電力消費など）や起点（出発点）までの帰還を想定すると約 70 km から 80 km に一基の急速充電器設置が必要である．

埼玉県では Fig. 10 に示すようにさいたま市や国道 17 号線沿いを中心に数多くの公共急速充電器や一般の急速充電器が設置されており，既に県内の走行を網羅できるようになっている．熊本県では，Fig. 11 に示すように現在（平成 23 年度末）設置されている公共の急速充電器と自動車ディーラなどの急速充電器を起点として半径約 80 km の円を描くと宮崎県境の一部を除き，全県をカバー可能となる．また今後，人吉地区と八代地区に公共の急速充電器が設置されるとそれのみでほぼ県内の走行を網羅できる．但し，EV 車両が増加した場合，急速充電には約 20 分間必要（充電警告ランプ点灯からバッテリ容量 80％までの充電時間）であるため，一カ所の充電器設置数を増やす必要性も考えなければならない．

ガソリンスタンドは，平成 23 年度末で全国約 37,000ヶ所[2]あるのに対して，充電ステーションは急速充電器約 1,700 基，普通充電器約 6,200 基[3]と圧倒的に少なく，営

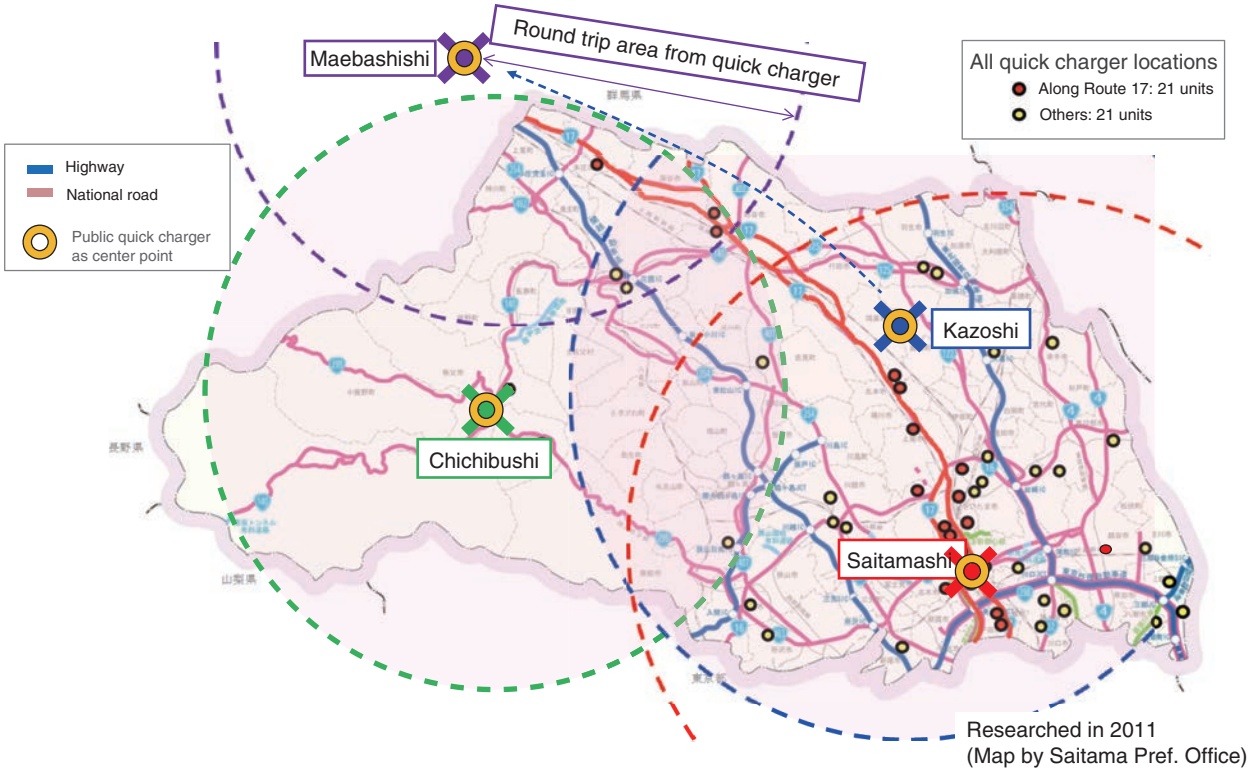


Fig. 10　Quick charger covered area in Saitama Pref.

業時間が短い（公共の充電ステーションは 9:00 から 18:00 の営業時間が多い）．また，多くの公共急速充電器が県庁や区役所など公共施設に設置され，道路沿いにあるガソリンスタンドに比べて立地条件が良いとはいえず，充電インフラが少なく不便な点は今後の EV 普及を考えた場合に早急な対応が必要と考えられる．

3.3. ソーラー充電ステーション

今回の実証実験では，再生可能エネルギーの利用の実証のため，Fig. 12 に示すソーラー充電ステーションを本田技研工業株式会社の和光本社ビル敷地内と熊本製作所敷地内に建設した．

このソーラー充電ステーションは，1 日あたり 4 台の EV が 40 km 走行する電気エネルギーを太陽光から発電し 365 日間供給するのを目標として，（株）ホンダソルテック製 125W-CIGS 薄膜太陽電池を 84 枚使用し，200 V 普通充電器 3 基と 50 kWh 急速充電器 1 基を配備している．太陽光での発電量は 1 日あたり約 30 kWh，1 年間では 11,000 kWh を目標として 2011 年 8 月から 2012 年 7 月の 1 年間で発電量の確認を実施した．その結果を Fig. 13 に示す．1 日あたりの平均発電量は約 33 kWh と目標を達成しており，また年間の発電量も約 12,000 kWh と目標を達成した．但し，グラフからわかるように 1 日あたりの発電量は，天候などの影響によりばらつきが大きく，太陽光発電の電気だけで走行エネルギーを賄うには，定置型バッテリなどの蓄電システムが必要と考える．

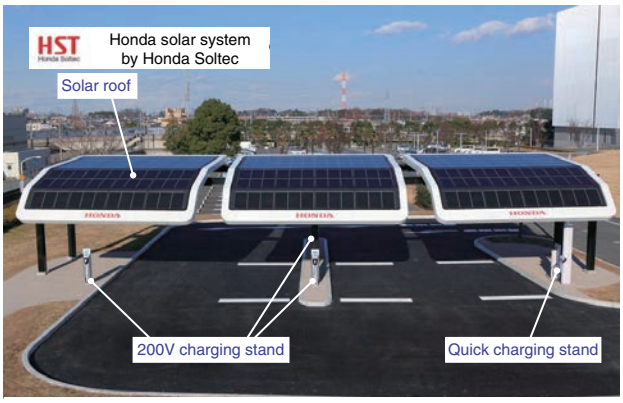


Fig. 12　Photovoltaic charging station in Wako

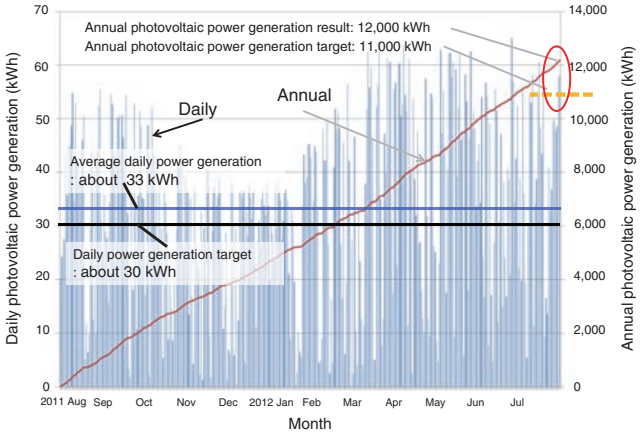


Fig. 13　Photovoltaic power generation result

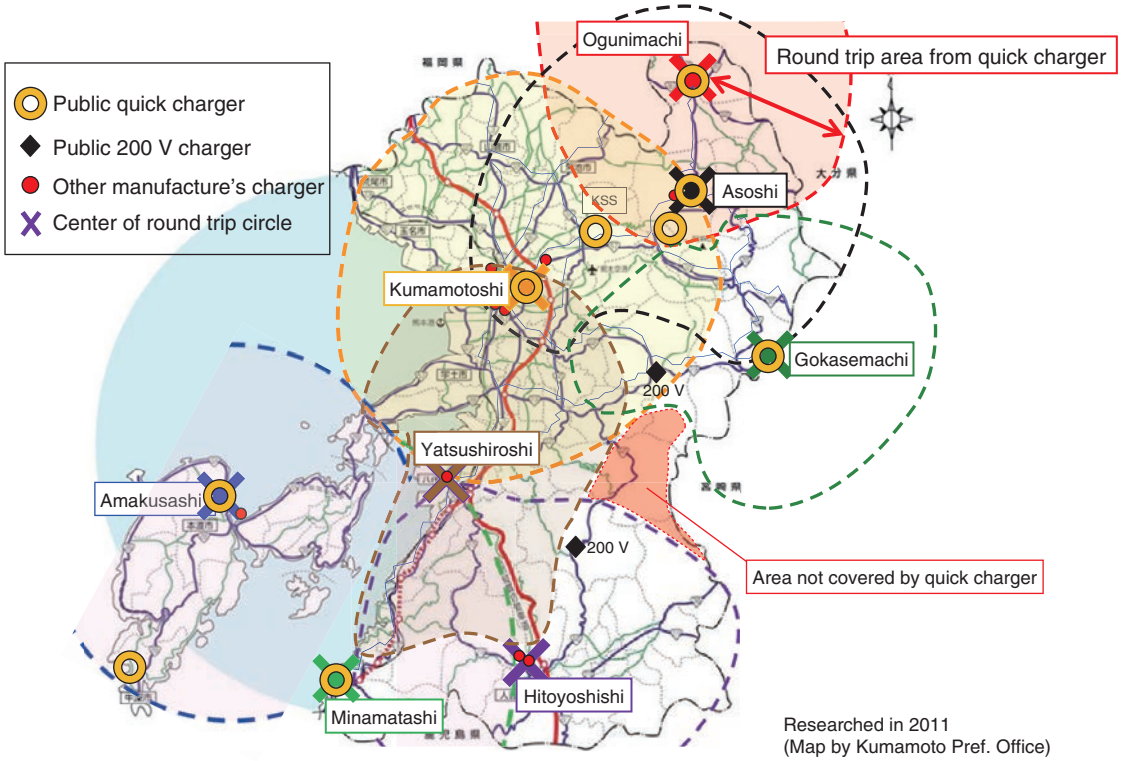


Fig. 11　Quick charger covered area in Kumamoto Pref.

Table 5 Driving routes and distance in Guangzhou area

(1) Traffic jams routes in Guangzhou City

Route Name	Driving Route	Distance	Via Points
Traffic jam route 1	Inside Guangzhou City area	20 km	Pearl River
Traffic jam route 2	Inside Guangzhou Cityarea	14 km	Garden hotel
Traffic jam route 3	Inside Guangzhou City area	31 km	LiuHuaHu Gong Yuan, Pearl River
Traffic jam route 4	Inside Guangzhou City area	32 km	LiuHuaHu Gong Yuan, Garden hotel

(2) Commuting to work place

Route Name	Driving Route	Distance	Via Points
Commuting route	Guangzhou City to work place	58 km	Guangzhou Honda factory

(3) Guangzhou Baiyun Airport via highway

Route Name	Driving Route	Distance	Via Points
Airport route 1	Guangzhou City to Baiyun Airport via highway	76 km	Garden hotel, Baiyun Airport
Airport route 2	Guangzhou City to Guangzhou Honda factory via Baiyun Airport on highway	130 km	Garden hotel, Baiyun Airport, Guangzhou Honda factory

4. 中国実証実験

中国では，実験のパートナとして合弁相手企業である広汽集団とその工場がある地元の広州市と協定を結び，現地生産計画のある EV のみを使って 2011 年 12 月より実証実験を開始した．

4.1. 広州市エリア

中国では，市街地の渋滞が慢性的であること，工場などの勤務地は郊外にあり車での通勤が多いこと，中国の特殊事情として国際免許では外国人が自動車を運転できず，空港への送迎が頻繁におこなわれていることから，以下のような走行コースを中国の代表的な走行コースとして設定した．

（1）渋滞の市街地を走行する 4 コース
（2）市内から郊外へ通勤走行する 1 コース
（3）市内と空港とを高速道路を使って往復走行する 2 コース

それぞれのコースの走行距離を Table 5 に示す．

4.2. 走行結果および考察

走行結果を Fig. 14 に示す．年間を通した EV 3 台の走行距離合計は 41,600 km に達した．EV の一回の満充電での航続距離は，New European Driving Cycle (NEDC) モードでの社内テスト結果の 150 km に対して平均で 169 km の値を示した．日本での走行結果 (132 km) よりも良い値である．これは以下のような三つの要因が考えられる．

（1）郊外への通勤走行や空港への高速道路走行が比較的混雑が少なく円滑に走行できた．
（2）広州は年間を通して暖かく（外気温度は 10℃ から 40℃），Fig. 15 に示すように冬場はヒータによる電力消費が少ない．また，夏場は日本より暑いがクーラによる電力消費は Fig. 16 に示すように 0.5 kW で飽和

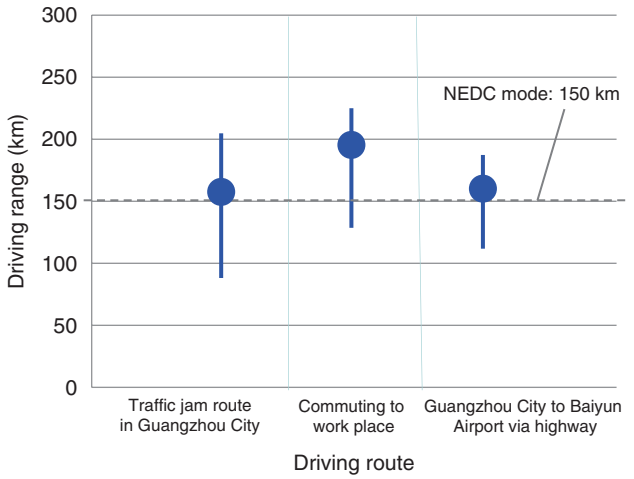


Fig. 14 EV driving range test result

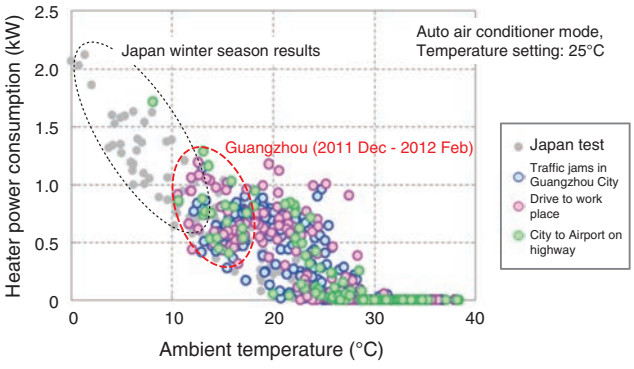


Fig. 15 Heater power consumption

することから空調による電力消費の増加が少ない．

（3）広州市近辺は平坦路がほとんどであり日本の走行コースのように阿蘇の山岳路など勾配の大きな走行コースがなかった．

これらの走行結果を元に，中国での CO_2 排出量削減効果と走行コスト削減効果を推定した結果を Fig. 17 および Fig. 18 に示す．EV は，2008 年モデルの FIT 1.3 L ガソリン車に比べて 64％の CO_2 排出量削減効果があり，これを杉の木が一年間に吸収する CO_2 量に換算すると約 88 本分の CO_2 量に相当する．また，燃料コストは通勤で片道 30 km 走行し 240 日間使用する（年間走行距離は 14,400 km）と仮定すると約 5,600 元の削減効果がある．日本と CO_2 原単位や電気料金，ガソリン価格の違いはあるが，中国でも EV は CO_2 排出量削減や燃料コスト削減に貢献できる．

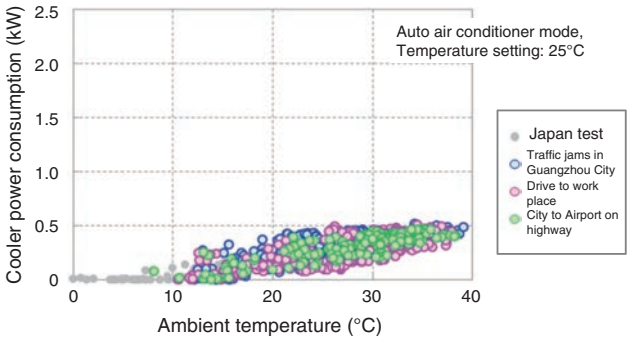


Fig. 16　Cooler power consumption

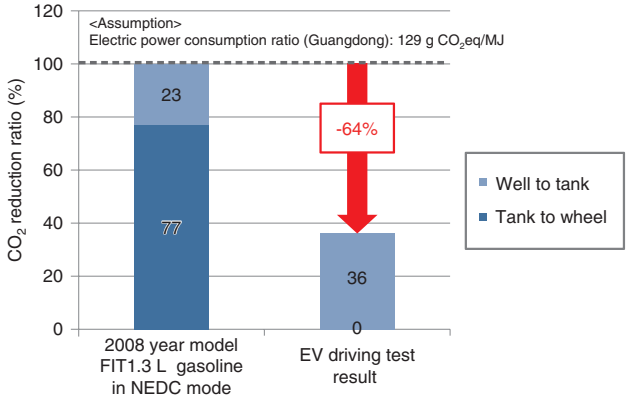


Fig. 17　CO_2 reduction ratio by EV in China

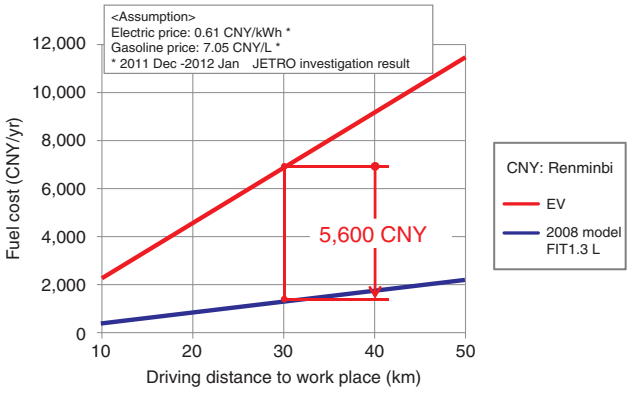


Fig. 18　Fuel cost reduction by EV in China

5．自治体の運用による実証実験

5.1. 自治体の運用による実証実験への提案

埼玉県は，EV，PHEV を活用し地球温暖化対策の促進，移動利便性の向上という目標を掲げており，それに沿って，

（1）自治体公用車として県庁などを拠点とした職員によるシェアリング利用

（2）ソーラー充電ステーションと組み合わせたパークアンドライド利用

（3）秩父を中心とした観光地でのレールアンドライドによるレンタカー利用

（4）個人所有を想定したオーナー型シェアリングによる利用

の 4 項目を提案した．また，さいたま市は，さいたま市を中心としてステークホルダとの連携による都市圏での EV 受容性を実証し，低炭素社会を実現するという目標に従い，

（1）自治体職員による個人車両使用と自治体公用車仕様を組み合わせたシェアリング利用

（2）異業種他社との組み合わせで ICT を生かした次世代モビリティ利用による生活向上検証

（3）普段は EV 車を，遠出時にはガソリン車を使い，走行距離に応じて車両を使い分けるレンジフリーシステムの利用

の 3 項目を提案した．

熊本県は，EV，PHEV を活用し CO_2 排出量削減および地方都市の活性化と Quality of life（QOL）向上という目標を掲げており，それに沿って，

（1）自治体公用車として県庁などを拠点とした職員によるシェアリング利用

（2）阿蘇市近辺や熊本市内の観光施設を生かした観光用のレンタカー利用

（3）離島エリアで数名のライドシェアリングによる高齢者用福祉バス利用

（4）観光客送迎車両として温泉組合内でのシェアリング利用

の 4 項目を提案した．

5.2. 自治体の運用による実証実験の実施可否判断

前述の自治体での実証実験実施項目は，一日の走行距離を 10 km から 120 km に想定しており，それ以上の距離を走行する場合は，途中または夜に充電する前提のため，今回の実験で得られた一回の満充電での EV の航続距離や PHEV の AER で十分走行できることがわかった．また，熊本および埼玉の両県ともにおよそ 80 km に一基は急速充電器が設置されており，車両シェアリングの拠点となる場所にも 200 V の普通充電器または急速充電器があるため，電欠の発生なく各実証実験が実施可能と判断した．

6. まとめ

日本（埼玉県，熊本県）と中国（広州市）で実際にEVとPHEVを走行させ，以下の結果を得ることができた．

（1）実際の走行距離など車両の実性能を把握できた．

EV航続距離は，実際の交通環境下では，

日本 132 km（JC08モード社内計測値 160 km）

中国 169 km

であった．また，PHEVのAERは，

日本 17.5 km（JC08モード社内計測値 25 km）

であった．

EVの航続距離は，ガソリン車の航続距離に比べるとおよそ1/3程度と短いが，用途を絞れば十分に市場で利用できるレベルにあるといえる．また，PHEVのAERも通勤などの短距離ユースの用途では，十分に有効な距離であるといえる．

CO_2排出量削減効果は，

日本　EV　55％削減（2000年モデルのFITイナーシャウエイトクラスガソリン車比）

PHEV　42％削減（2000年モデルのAccordイナーシャウエイトクラスガソリン車比）

中国　EV　64％削減（2008年モデルFIT 1.3 L車比）

であった．

EV，PHEVともガソリン車に比べてCO_2排出量はおよそ1/2前後であり，かつ再生可能エネルギーを使えることから温暖化防止や石油資源の使用節約に優れている．

年間燃料コスト削減効果は，

日本　EV　53,900円（2008年モデルFIT 1.3 L車比）

PHEV　55,800円（夜間充電のみ実施）（2008年モデルAccord 2.4 L車比）

60,100円（昼間，夜間の２回充電実施）

中国　EV　5,600元（2008年モデルFIT 1.3 L車比）

であった．

（2）自治体運用による次の実証実験実施可否

予定されている各実証実験は，実航続距離内で運用可能で電欠の発生なく，十分なCO_2削減効果も見込めることから実施可能と判断する．

7. 謝　辞

今回，市場走行をおこなうにあたり協力して頂いた熊本県産業支援課，埼玉県大気環境課，産業支援課，さいたま市環境未来都市推進課の皆様にはこの場を借りてお礼を述べ，感謝の意を表します．

参考文献

（1）中国国家科学技術省財務部：省エネルギー車，新エネルギー車モデル普及試行事業に関する通知（2009）

（2）経済産業資源エネルギー庁：揮発油販売業者数及び給油所数の推移（2012）

（3）http://ev.gogo.gs

■著　者■


髙須賀祥隆


木村　亨


恒石淳哉


大都昭仁


藤原直樹


髙橋佳子

吸気バルブオフセットとスキッシュによる燃焼改善技術の研究

Research on Combustion Improvement Techniques by Intake Valve Offset and Squish Effect

白砂貴盛* Takamori SHIRASUNA
齋藤秀輝* Hideki SAITO
野村友和* Tomokazu NOMURA

要　旨

排気量 110 cm^3 4ストローク単気筒2弁ガソリンエンジンに対して試みた二つの簡便な手法による燃焼改善技術について報告する.

第一の試みでは, タンブル強化により燃焼改善を図った. タンブル強化の手法として, 吸気バルブの一部分をシリンダボア壁面よりも外側にはみ出して配置する吸気バルブオフセットを考案した. これにより, シリンダボア壁面側の吸気流をマスキングし強いタンブルを生成した. タンブル強化により空燃比で2ポイントの希薄燃焼が可能となり, Indicated Specific Fuel Consumption はベースに対し 4.8% 低減した. また, 吸気バルブを外側に配置したことにより, 排気バルブとの隙間が拡大した. これにより, 吸気バルブ径の拡大が可能になり, 最高出力の低下を抑制できた.

第二の試みでは, 逆スキッシュ流の強化により, 燃焼改善を図った. 逆スキッシュ流の強化手法として, 斜め平行スキッシュを採用した. これによりノッキングを抑制し, 圧縮比を 9.0 から 9.5 に上げることが可能となり, Indicated Specific Fuel Consumption は 2.6% 低減した. さらに吸気バルブオフセットと斜め平行スキッシュによる高圧縮比化を組み合わせた場合の Indicated Specific Fuel Consumption はベースに対し 6.0% 低減した.

ABSTRACT

Reported in this paper are the technologies for improvement of combustion efficiency by applying two simple methods to a single cylinder, 110 cm^3 displacement, four-stroke, two-valve gasoline engine.

In the first attempt, we tried to improve combustion efficiency by increasing tumble of the air-fuel mixture flow. To increase tumble, we devised an offset intake valve design in which a part of the intake valve was located outside of the cylinder bore. With this offset intake valve configuration, a part of the inlet port perimeter was blocked causing disturbance of air-fuel mixture flow along the cylinder wall that resulted in a strong turbulence. The increased turbulence permitted lean burn at an air-fuel ratio leaner by two points, reducing Indicated Specific Fuel Consumption by 4.8% from that of the base engine. With the intake valve shifted outwards against the cylinder bore, the spacing next to the exhaust valve increased, allowing the intake valve diameter to be enlarged to compensate for the deterioration of the maximum power.

In the second attempt, we tried to improve combustion efficiency by increasing the reversed squish flow of the air-fuel mixture. As the means to increase reversed squish flow, we employed a slant-parallel squish configuration. With the application of this squish arrangement, the margin against knocking generation was enhanced and the compression ratio was increased to 9.5 from the original 9.0 while reducing the Indicated Specific Fuel Consumption by 2.6%. The offset intake valve design coupled with the high compression ratio produced by the slant-parallel squish design lowered the Indicated Specific Fuel Consumption by 6.0% compared to the base engine.

1. はじめに

近年, 地球温暖化対策として CO_2 排出量低減が強く求められており, モビリティの分野では燃費改善が重要な研究課題となっている. 現在, 全世界の二輪車の販売台数の約 90% 以上を占める小型二輪車においても, さまざまな燃費改善技術が研究開発されている. 二輪車用ガソリンエンジンには簡便な手法による燃費改善技術が求められており, 希薄燃焼領域の拡大やノッキング抑制による高圧縮比化はその有効な手段の一つである.

希薄燃焼領域を拡大する技術としては, 点火系を強化する多点点火[1]や副室式燃焼室[2], 燃焼を促進する筒内流動の強化などが有効であると知られている. 例えば, 筒内流動強化に関しては, タンブル生成弁[3]やスワール生成

＊二輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_16

弁[4]を用いた研究がなされている．しかしながら，これらの技術を適用する際には，そのための専用部品や制御システムの追加が必要になる．一方，新たな専用部品を用いない簡便な構造によるタンブル強化手法として，吸気ポート形状の変更[5]やマスキング[6]を利用する研究がなされている．しかしながら，これらの手法は，吸気抵抗の増加をともなうため吸気量の低下をきたしやすい．また，タンブル強化と燃費改善の関係を調査した報告事例は少ない．本研究では，タンブル強度の指標として新たにパーシャルタンブルレシオを定義し，面積の異なる固定式のタンブル生成フラップ（以下，フラップ）を用いた基礎実験により，タンブル強度と燃費改善率との関係を明らかにした．さらに，吸気バルブオフセットによりマスキングを利用したタンブル強化をおこない，希薄燃焼領域を拡大し燃費改善を図ると同時に，吸気バルブ径の拡大により吸気量の低下がもたらす最高出力の低下を抑制した．

高圧縮比化のためのノッキング抑制技術としては，燃焼室の冷却改善や残留ガスの低減，スキッシュなどが知られている．その中でスキッシュはデバイスを用いない簡便な構造であり，多数の研究[7],[8]が報告されている．スキッシュを設けると，上死点後のピストン下降時にスキッシュ部へ流入する逆スキッシュ流により燃焼室末端の局所的な燃焼速度が大きくなる．これにより，ノッキング発生に至る前に，燃焼室末端の未燃混合気に火炎面が到達する．このことがスキッシュによるノッキング抑制の理由と考えられている[9]．また，逆スキッシュ流に有効なスキッシュ形状は斜め平行スキッシュとされている．しかしながら，これらは4弁エンジンでの研究により得られた知見であり，2弁小型エンジンにおける有効なスキッシュ形状やノッキング抑制への寄与度，さらにノッキング抑制により可能となる高圧縮比化の研究事例は少ない．本研究では2弁の小型エンジンにおける，スキッシュ形状の違いによる逆スキッシュ流の違いをCFDにより検討した．次いで逆スキッシュ流の強さとノッキング抑制の相関を調べるため実機にてテストをおこなった．さらに，スキッシュによるノッキング抑制のメカニズムを調べるため燃焼解析を実施した．

最後に吸気バルブオフセットとスキッシュを組み合わせた仕様において実験をおこなった．各々のねらいである希薄燃焼領域拡大と高圧縮比化が燃費と出力にもたらす効果ついて調査した．

2．供試エンジンと試験条件

2.1. 供試エンジンの主要諸元

実験には市販の小型二輪車用エンジンを用いた．Table 1に供試エンジンの主要諸元を示す．エンジン型式は空冷4ストローク単気筒2弁ガソリンエンジンで，排気量は109.2 cm^3である．使用燃料は市販レギューラーガソリン(RON90)で，キャブレタにより供給される．ただし，空燃比(A/F)を変更する実験では，キャブレタのフロートチャンバー室の圧力を調整し，A/Fを調整した．ロータリエンコーダをクランク軸に固定し，1回転あたり360パルスのクランクアングル信号を得た．筒内圧力の測定には圧電素子型圧力変換器（キスラー製6041A）を用いた．エンジンはトランスミッションシステムを介しダイナモメータと連結され，一定のエンジン回転速度，負荷に制御される．エンジン単体の実験はトランスミッションレシオ一定でおこなわれた．

Table 1　Specifications of experimental engine

Engine type	Air cooled, four stroke, single cylinder, gasoline engine
Bore × Stroke [mm]	50.0 × 55.6
Displacement [cm^3]	109.2
Compression ratio	9.0
Valve diameter [mm x number]	Intake: 25.5 × 1
	Exhaust: 21.0 × 1
Valve lift [mm]	Intake: 5.8
	Exhaust: 5.6
Ignition system	Electronically controlled capacitor discharge ignition
Fuel system	Carburetor
Fuel type Research octane number (RON)	Regular gasoline 90
Maximum brake power output	6.27 kW at 8000 r/min
Maximum brake torque	8.72 Nm at 6000 r/min

2.2. 実験の運転条件

燃焼改善による効果を測定する運転条件として，希薄燃焼限界，燃焼解析，燃費効果の評価を部分負荷運転条件，出力とノッキングの評価を全開運転条件でおこなった．各運転条件を下記に示す．

部分負荷運転条件：エンジン回転数3750 r/min，BMEP400 kPa，MBT

全開運転条件：エンジン回転数3000−8500 r/min，スロットル開度全開，A/F12.4

2.3. 供試エンジンの希薄燃焼限界

Fig．1に，部分負荷運転条件においてA/Fを変化させた場合のIndicated Specific Fuel Consumption（ISFC）とCoefficient of Variation of Indicated Mean Effective Pressure（COV_{IMEP}）を示す．供試エンジンのISFCの最小値を示すA/Fは16.5であった．また，A/F 16.5におけるCOV_{IMEP}は5%であった．このことから，さらなるA/Fの希薄化をおこなった場合はCOV_{IMEP}の増加を招くため，これ以上のISFCの低減は望むことができない．ISFCを低減するためには，筒内流動強化などによる希薄燃焼領域の拡大が必要となる．その手法として，本研究ではタンブル強化に着目した．

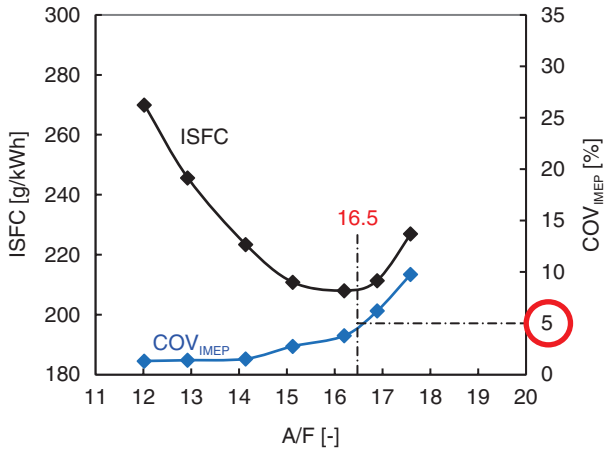


Fig. 1　ISFC and COV$_{IMEP}$

3．定常流試験におけるタンブル強度と出力予測の指標

本研究では，タンブルの強さの指標として定常流試験におけるタンブルレシオ（TR）を用いた．また，出力予測の指標として定常流試験による吸気弁の有効角度面積を用いた．

3.1. タンブルレシオの定義

TR は，充てん終了時のシリンダ内空気が持つ旋回角速度（ω_R）とクランク軸角速度（ω_E）の比で表され，式（1），（2）および（3）により定義される[10]．

本研究では，TR を相対値として評価するため，体積効率（η_v）は簡便に1として取り扱った．

$$TR = \frac{\omega_R}{\omega_E} = \frac{L_d \eta_v \int_{\alpha 1}^{\alpha 2} C_f N_r d\alpha}{(\int_{\alpha 1}^{\alpha 2} C_f d\alpha)^2} \qquad (1)$$

$$L_d = \frac{BS}{n_v D_v^2} \qquad (2)$$

ここで，

TR：タンブル比
ω_R：シリンダ内空気の旋回角速度
ω_E：クランク軸角速度
L_d：エンジン形式ファクタ
η_v：体積効率
$\alpha 1$：吸気弁開時クランク角度
$\alpha 2$：吸気弁閉時クランク角度
C_f：流量係数
N_r：無次元タンブル
B：ボア
S：ストローク
n_v：吸気バルブ数
D_v：吸気バルブ径

Table 2　Conditions of steady flow test

Valve lift [mm]	1, 2, 3, 4, 5, 6
Throat diameter [mm]	0.535, 1.31, 2.75
Pressure of surge tank B (ΔP2) [kPa]	5
Load cell rated capacity [N]	0.5
Rated torque [Nm]	5 × 10^{-3}

N_r は，旋回流速と吸気ポート流速の比で表される．

$$N_r = \frac{\omega_R B}{V_0} = \frac{8M}{\dot{m} V_0 B} \qquad (3)$$

ここで，

V_0：有効ポート内流速
M：計測トルク
$\dot{m}$：空気の質量流量

TR の評価は，実測の定常流試験と定常流試験を模擬した CFD でおこなった．

Fig. 2 に，定常流試験に用いた実験装置を示す．Table 2 に，定常流試験の条件を示す．

本研究では後述するスロットルパーシャル開度の TR の評価もおこなった．パーシャル開度では吸気抵抗が増加するため，TR が減少する．このため，TR の計測精度を高める必要があり，小型のインパルスタンブルメータを製作して実験をおこなった．

また，TR の実測は分岐管を反転させて2回測定をおこなった．左側と右側で得られたそれぞれの TR の合算値を TR として評価した．

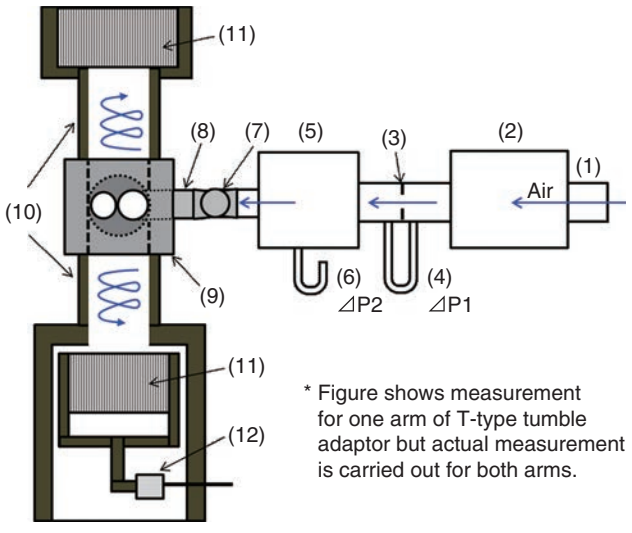


Fig. 2　Flow test rig

Table 3 CFD conditions for steady flow test

Software name	SCRYU/Tetra
Solution type	Steady state flow
Valve lift [mm]	1, 2, 3, 4, 5, 6
Pressure difference of Inlet and outlet [kPa]	5
Cell type	Tetrahedron
Boundary cell type [mm × layers]	Prism 0.3 × 2
Number of cells	4,500,000
Differencing scheme	MUSCL scheme
Pressure velocity coupling	SIMPLEC
Turbulent model	Standard k-ε

Fig. 3 に，*TR* の計算に用いた CFD 解析のモデルを示す．Table 3 に，CFD 解析の計算条件を示す．

3.2. 出力予測の指標

エンジンの出力に最も影響する因子は，1 サイクル中に燃焼室へ入る空気の量である．燃焼室へ入る空気の量を評価するための指標として，定常流試験における吸気弁の有効角度面積（Z_i）が有効である．Z_i は実測の定常流試験では式（4），CFD では式（5）で定義される[11]．また，Fig. 4 に Z_i の概念図を示す．

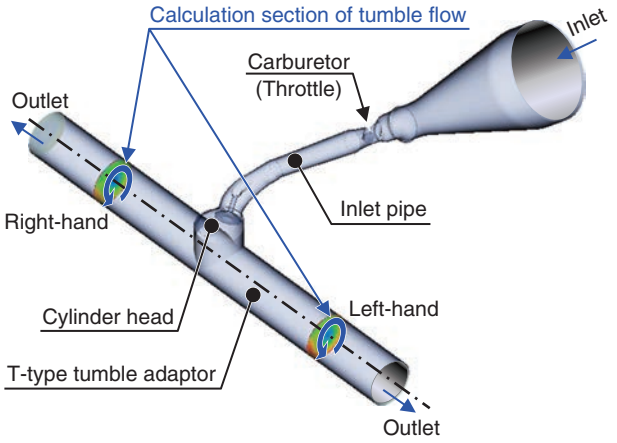


Fig. 3 CFD model for tumble ratio calculation

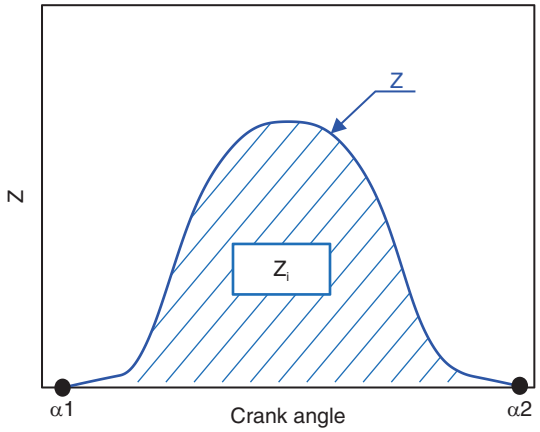


Fig. 4 Definition of Z_i

本研究では，出力予測の指標として Z_i を用いる．

$$Z_i = \int_{\alpha 1}^{\alpha 2} Z d\alpha = \int_{\alpha 1}^{\alpha 2} \beta A \sqrt{\frac{\Delta P1}{\Delta P2}}\, d\alpha \qquad (4)$$

ここで，

Z_i：吸気弁の有効角度面積

Z：吸気弁の有効開口面積

β：スロートの流量係数

A：スロートの断面積

$\Delta P1$：スロートの差圧

$\Delta P2$：サージタンク B の差圧

$$Z_i = \int_{\alpha 1}^{\alpha 2} Z d\alpha = \int_{\alpha 1}^{\alpha 2} C_f A_v d\alpha \qquad (5)$$

ここで，

A_v：吸気弁の開口面積

4．タンブル強度と燃費改善率の相関

これまで，タンブル強度と燃費改善率の関係を調査した報告事例は少ない．このため，タンブル強度と燃費改善率の関係を把握することを目的として，タンブル強度を変化させることが可能なフラップを吸気ポート内に設置し，CFD 解析と実機による調査をおこなった．また，タンブル強化により燃費改善をおこなった場合に懸案となる課題の把握をおこなった．

4.1. タンブル生成フラップによるタンブル強化

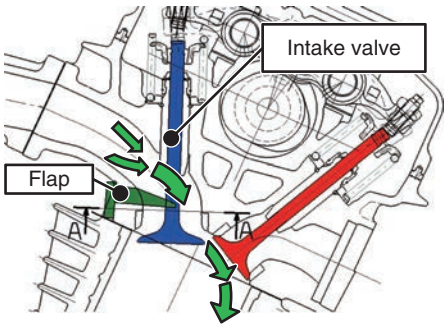
タンブルを強化するために，面積の異なるフラップを吸気ポート内に突き出して設置し，フラップが Z_i と *TR* に与える影響を，定常流試験を模擬した CFD 解析により調査した．Fig. 5 に，フラップの取付け図とその形状を示す．吸気ポート内に突き出す面積は，A，B，C，D の順にともない増大する．

Fig. 6 に，CFD 解析における Z_i と *TR* の計算結果を示す．フラップの面積を大きくするにともない，*TR* は増大する傾向にある．これより，フラップは効果的にタンブルを生成していることがわかる．

フラップの面積に関わらず，スロットル開度が小さい領域では同一スロットル開度における Z_i の減少は見られない．しかし，スロットル開度が大きくなるにつれて同一スロットル開度における Z_i はフラップの面積に比例して減少する傾向にある．これは，スロットル開度が小さい場合は，スロットルバルブが吸気管の最小断面積となるため，フラップを取付けても吸気抵抗に影響を与えなかったものと考えられる．これに対し，スロットル開度が大きい場合は，フラップの挿入部が吸気管の最小断面積となり，吸気抵抗が増加するため，Z_i が減少したものと考えられる．

Fig. 7 に，定常流試験における Z_i と TR の実測結果を示す．Fig. 8 に，吸気ポート内とシリンダ内の流速分布の CFD 解析結果を示す．スロットル開度は 15 deg，バルブリフトは 4.5 mm で計算をおこなった．実測結果は，スロットル全開のみならず部分開度においても，Fig. 8 に示す CFD 解析結果と同じ傾向を示していることがわかる．

Z_i と TR の相対比較をおこなうにあたり，CFD 解析による評価は妥当であることを確認できた．このため，以後は Z_i と TR については CFD 解析の計算結果により評価をおこなう．



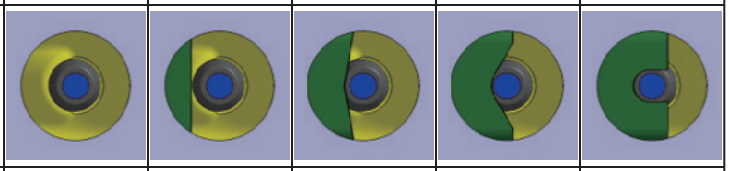
Name	Base (Without flap)	Flap A	Flap B	Flap C	Flap D
Flap shape (Section A-A)					
Flap area ratio [%]	0	19.4	36.0	48.6	60.9

Fig. 5　Installed flaps and shapes

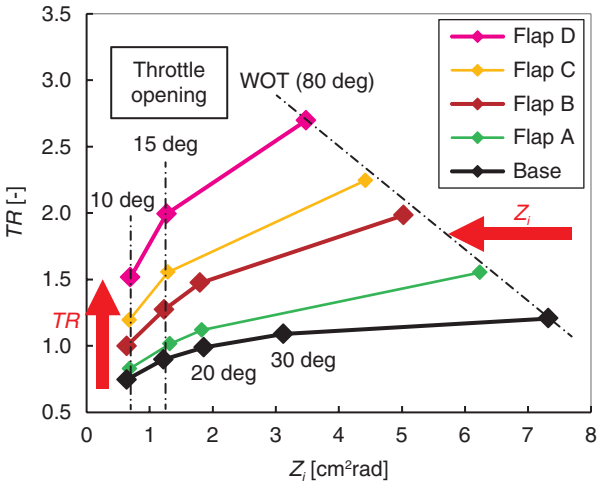


Fig. 6　Z_i and TR (CFD)

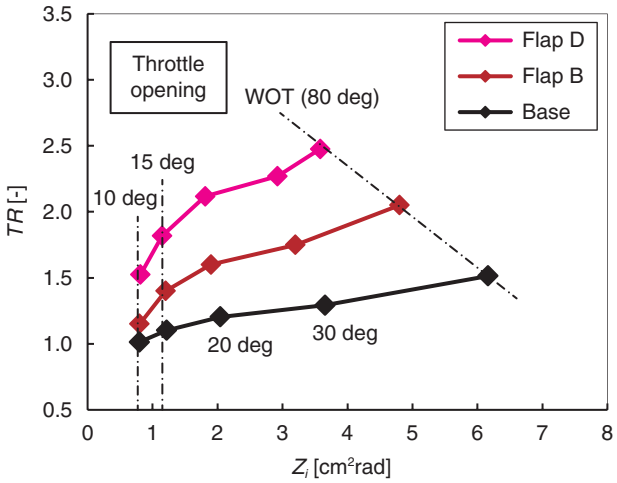


Fig. 7　Z_i and TR (Actual measurement)

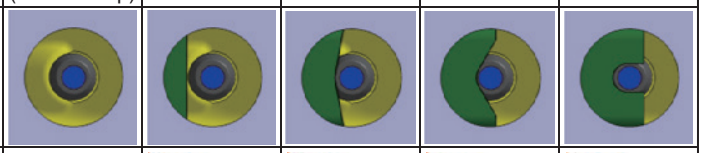
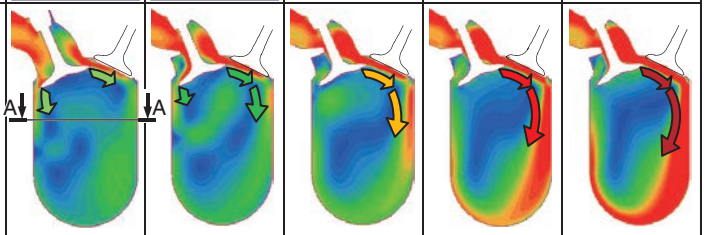
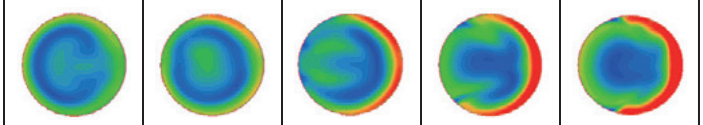
Name	Base (Without flap)	Flap A	Flap B	Flap C	Flap D
Flap shape					
Section of axis of valves 0　10 Flow velocity [m/s]					
Section A-A (20 mm below from cylinder top surface)					
POT TR [-]	0.9	1.0	1.3	1.6	2.0

Fig. 8　CFD calculation (in-cylinder flow)

また，部分負荷運転条件であるスロットル開度 15 deg の *TR* をパーシャル *TR*（POT TR）と定義する．

フラップによって吸気ポート内の空気の流れは排気バルブ側へ整流される．整流された空気は流速の高まった状態でシリンダ内に入り，強いタンブルを発生する．また，フラップの面積が大きくなるにつれて，吸気バルブのシリンダボア壁面側からシリンダに入る空気を抑制し，逆タンブルの発生を防いでいる．これらの効果により，POT TR が増大する．

4.2. タンブル強度と燃費改善率

4 種類のフラップが燃費改善に与える影響を実験により調査した．Fig. 9 に，部分負荷運転条件における A/F と ISFC の関係を示す．Fig. 10 から Fig. 13 に燃焼解析結果を示す．ここで，点火から燃焼質量割合 10% までのクランクアングルを初期燃焼期間（$MFB_{0\text{-}10\%}$），燃焼質量割合 10% から 90% までを主燃焼期間（$MFB_{10\text{-}90\%}$）と定義する．

ベースに対し，フラップを装着した仕様はフラップの面積が大きくなるにしたがい，希薄領域の ISFC が低減する傾向を示している．燃焼解析結果より，ベースは A/F の希薄化にともない $MFB_{10\text{-}90\%}$ が急激に長期化し，等容度も急激に低下する．また，COV_{IMEP} は A/F 17 付近より急激に増加し，燃焼が不安定になることを示している．このため，ベースは A/F 17 より希薄領域において，ISFC の低減を得ることができない．

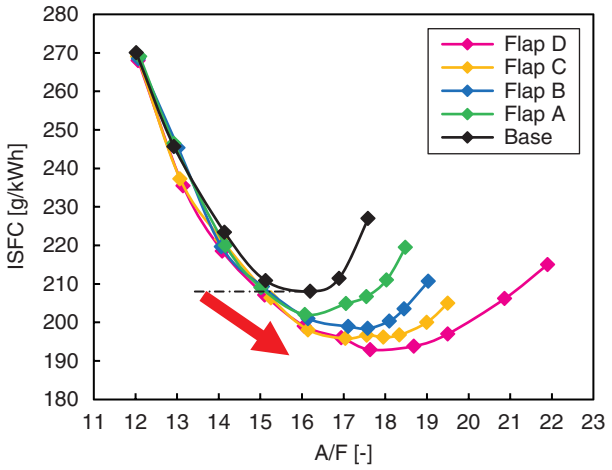


Fig. 9 Relationship between A/F and ISFC

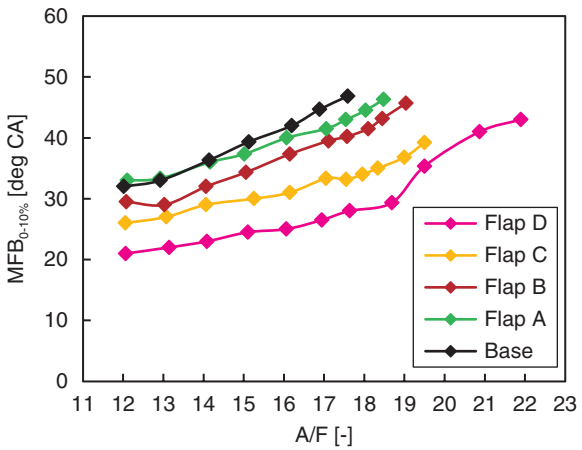


Fig. 10 Relationship between A/F and $MFB_{0\text{-}10\%}$

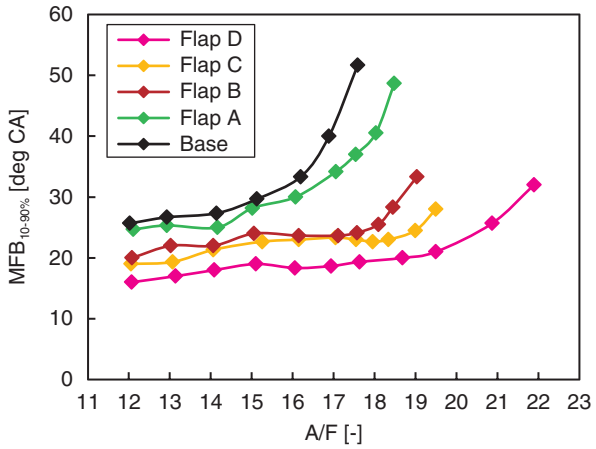


Fig. 11 Relationship between A/F and $MFB_{10\text{-}90\%}$

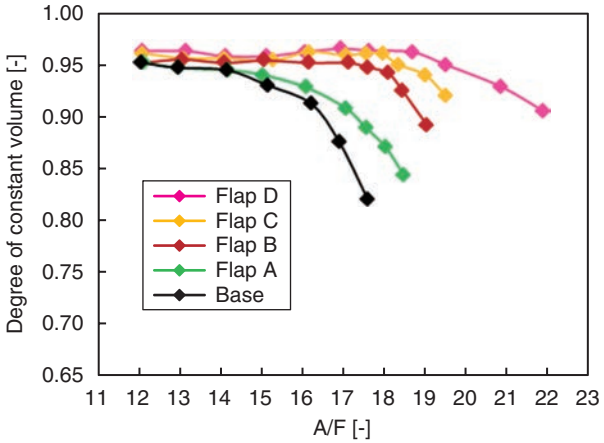


Fig. 12 Relationship between A/F and degree of constant volume

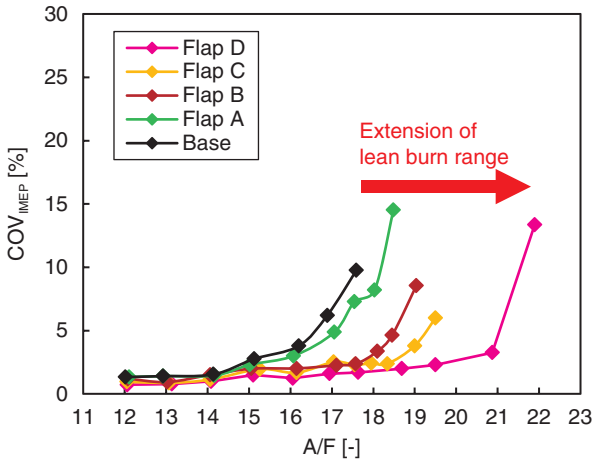


Fig. 13 Relationship between A/F and COV_{IMEP}

一方，フラップを装着した仕様では，すべての A/F 領域において $MFB_{0\text{-}10\%}$ と $MFB_{10\text{-}90\%}$ の短縮化が図られている．また，A/F の希薄化にともなう $MFB_{10\text{-}90\%}$ の急激な長期化が緩和されている．これにより，希薄領域における等容度の急激な低下と COV_{IMEP} の急激な増加はともに緩和された．この結果，希薄燃焼限界が拡大し，ISFC の低減が可能となった．

Fig. 14 に POT TR と ISFC 低減率の関係を示す．ISFC の低減率は，Fig. 9 に示される各仕様の ISFC の最小値を用いて算出をおこなった．ISFC の低減率は POT TR と相関があることがわかる．これより，POT TR は ISFC 低減の指標として有効であるという結果を得た．

Fig. 15 に，POT TR と最高出力の関係を示す．フラップを用いてタンブルを強化する手法は ISFC の低減には有効であるが，一方で，前述したように Z_i の減少をともなう．このため，POT TR が増大すると最高出力は低下し，いわゆる燃費と最高出力のトレードオフが課題となる．

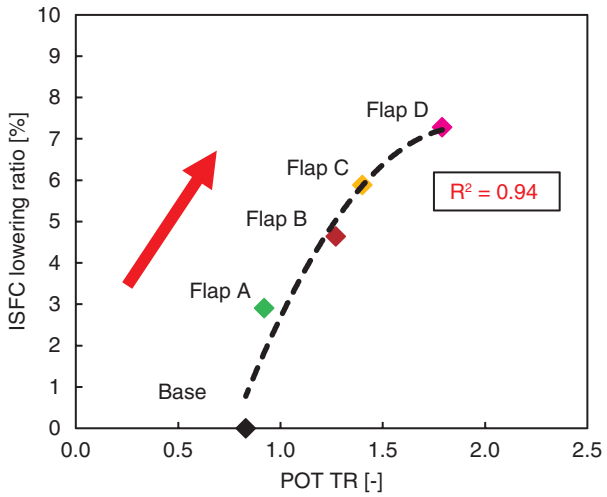


Fig. 14　Relationship between POT TR and ISFC lowering ratio

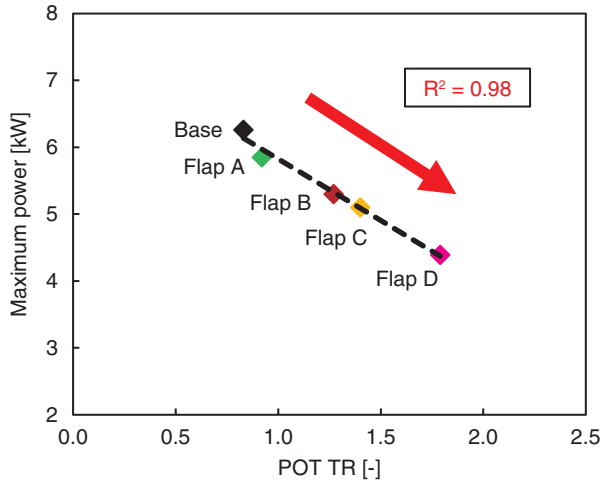


Fig. 15　Relationship between POT TR and maximum power

5．吸気バルブオフセットによるタンブル強化と最高出力低下の抑制

フラップを用いた場合，吸気量低下にともなう最高出力の低下が課題となる．そこで，吸気バルブのシリンダボア壁面側からの吸気の流れを抑制しつつ，吸気量の低下を緩和する手法を考案した．

5.1. 吸気バルブオフセットの検討

最高出力の低下を抑えながらもタンブル強化をおこなうことを目的とし，新たな手法を考案した．Fig. 16 に，その構造を示す．これは，吸気バルブの一部がシリンダボアよりも外側にはみ出して配置されることを特徴とする．シリンダスリーブ上部の吸気バルブ側には機械加工によってリセスが設けられている．リセスより吸気バルブとの干渉が避けられるとともに，マスキング効果が生じることにより，シリンダボア壁面側からの混合気のシリンダへの吸入が妨げられる．これにより，固定式タンブル生成フラップを装着した場合と同様の強いタンブルが発生する．また，吸気バルブを外側に配置することにより，

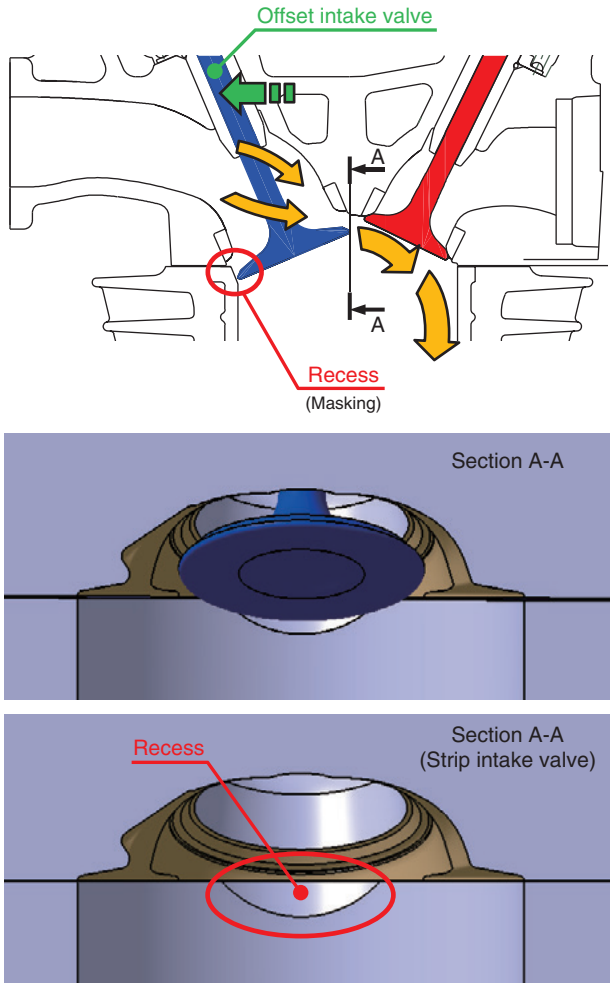


Fig. 16　Offset intake valve design

吸気バルブと排気バルブの隙間が拡大する．このため，吸気バルブ径の拡大が可能となり，最高出力の低下を緩和することができる．この手法を以下，吸気バルブオフセットと称する．

吸気バルブのオフセット量とバルブ径の拡大量の検討にあたり，吸気バルブ以外のパラメータは固定とした．設定した検討条件を以下に示す．

ベースエンジンに対して，

（1）バルブ挟角は変更しない

（2）排気バルブのレイアウトは変更しない

（3）ピストンリングの位置（高さ）は変更しない

（4）バルブタイミングとバルブリフトは変更しない

（5）吸気バルブの移動方向はシリンダヘッドガスケット面と平行，かつ，シリンダボア外側方向とする

吸気バルブのオフセット量は，吸気バルブの移動量と吸気バルブの直径が相互に関連し合って定まる．このため，最初に，吸気バルブの移動量の検討をおこなった．次に，吸気バルブ径の拡大の検討をおこなった．

吸気バルブオフセットの検討手順を以下に示す．

（1）吸気バルブの移動量

吸気バルブとシリンダスリーブによるマスキング効果を最大限に得るため，吸気バルブの移動量が最大となるようにリセスを設置した．リセスはその下端の高さが，上死点におけるトップリングの高さとの間に必要最小限の距離〔Fig. 17(1)〕が確保できる位置とした．

次に，吸気バルブとリセスの隙間は，マスキング効果を最大限に得るため，両者が接触しない必要最小限の寸法に設定した〔Fig. 17(2)〕．

（2）吸気バルブ径の拡大

吸気バルブと排気バルブのクリアランスをベースと同じにした場合，（1）により，吸気バルブの直径はベースに対し最大で 3 mm 拡大することが可能であった．

ただし，この場合は，燃焼室壁面に段差〔Fig. 17(3)〕を生じてしまう．段差によって排気バルブ側を流れる吸気流が妨げられることにより，Z_i の減少や TR の減少が予想された．この段差は，吸気バルブ径を拡大するほど大きくなり，その影響が生じない吸気バルブ直径の範囲を CFD 解析により検討した．その結果，吸気バルブ径の拡大量は 2 mm とした．このときの吸気バルブ軸芯のオフセット量は，ベースに対し 2.3 mm となった．

Fig. 18 に，ベースのエンジンと吸気バルブオフセットにより吸気バルブ径を 2 mm，および，3 mm 拡大した仕様の周辺形状を比較する．

5.2. CFD による解析結果

吸気バルブオフセットが POT TR と Z_i に与える影響を CFD 解析により調査した．

はじめに，POT TR に与える影響として，スロットル開度 15 deg において，バルブリフトに対する N_r の算出をおこなった．その結果を Fig. 19 に示す．吸気バルブオフセットは，ベースに対してすべてのバルブリフトにおいて

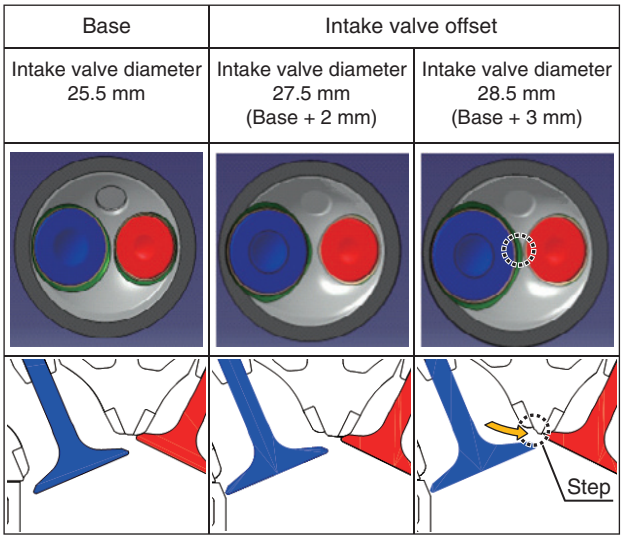


Fig. 18 Combustion chamber with intake valve offset

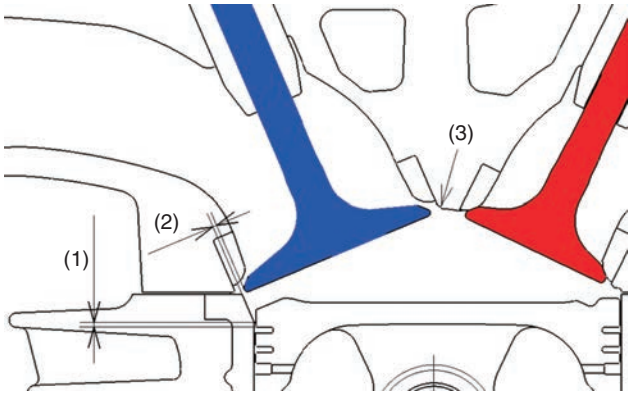


Fig. 17 Steps to determine intake valve offset

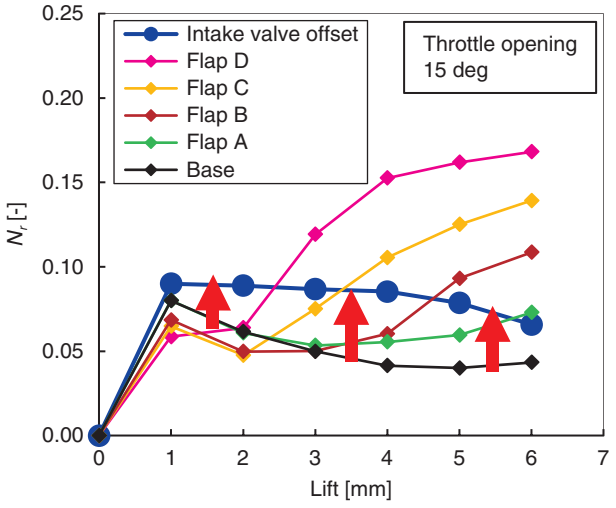


Fig. 19 Relationship between valve lift and N_r

N_r が増大した．また，吸気バルブオフセットは，フラップに対してバルブリフトが低い領域で N_r が増大する傾向にある．これは，リセスが吸気バルブシート部近傍に位置し，低リフト領域でフラップよりも大きいタンブルが発生するためと考えられる．

次に，Z_i に与える影響として，スロットル開度全開において，バルブリフトあたりの C_f の算出をおこなった．その結果を Fig. 20 に示す．吸気バルブオフセットとフラップ B の C_f を比較した場合，バルブリフトが 4 mm 以下では両者の値はほぼ等しい．しかし，バルブリフトが 4 mm を超える領域では，吸気バルブオフセットの方がフラップ B よりも C_f の値は高い．これは，吸気バルブオフセットは高リフト領域において，マスキング効果が小さくなることによると考えられる．

Fig. 21 に，バルブリフトと Z の関係を示す．吸気バルブオフセットとフラップ B の Z を比較すると，C_f における比較に比べて，吸気バルブオフセットの Z はフラップ B の Z に対して相対的に増大する傾向にある．前述の式（5）で示したように，Z は C_f と A_v の積で定義される．吸気バルブオフセットは，ベースに対し吸気バルブ径を 2 mm 拡大しているため，A_v が増大し，その結果 Z が増大した．

N_r，C_f および Z より，TR と Z_i が算出される．その結果を Fig. 22 に示す．吸気バルブオフセットの POT TR は，フラップ B と同等の 1.3 を得ることができた．また，吸気バルブオフセットのスロットル開度全開における Z_i は，ベースに対しては減少するものの，フラップ B よりも増加する．これにより，燃費と最高出力のトレードオフの緩和が期待できる．

ちなみに，吸気バルブ径を拡大せずに，吸気バルブのオフセットのみを適用した場合は，POT TR は減少しないが，Z_i は 6.67 cm^2rad から 6.15 cm^2rad へ約 8% 減少する．

Fig. 23 に，吸気ポート内とシリンダ内の流速分布の CFD 解析結果を示す．

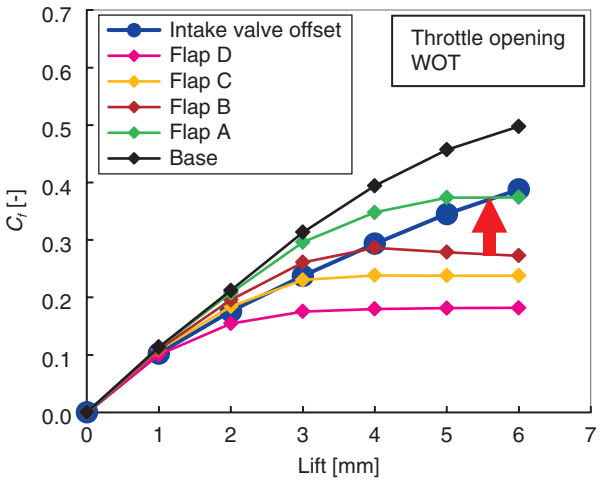


Fig. 20　Relationship between valve lift and C_f

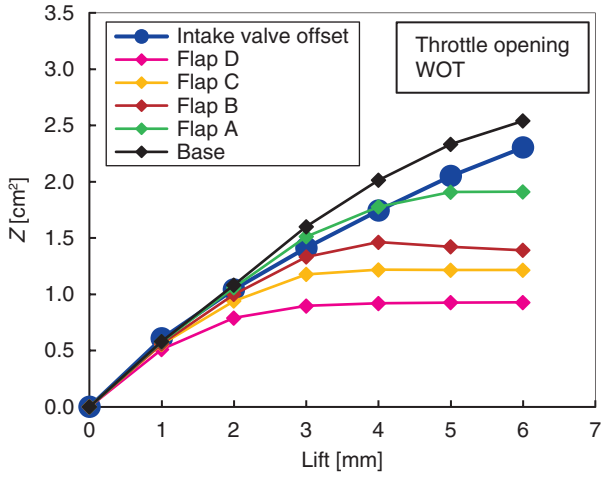


Fig. 21　Relationship between valve lift and Z

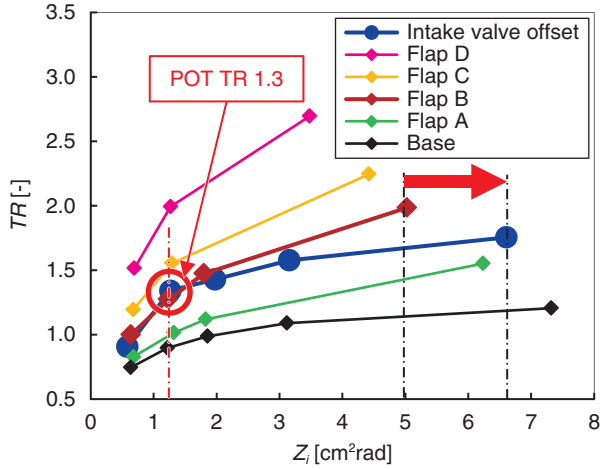


Fig. 22　Relationship between Z_i and TR

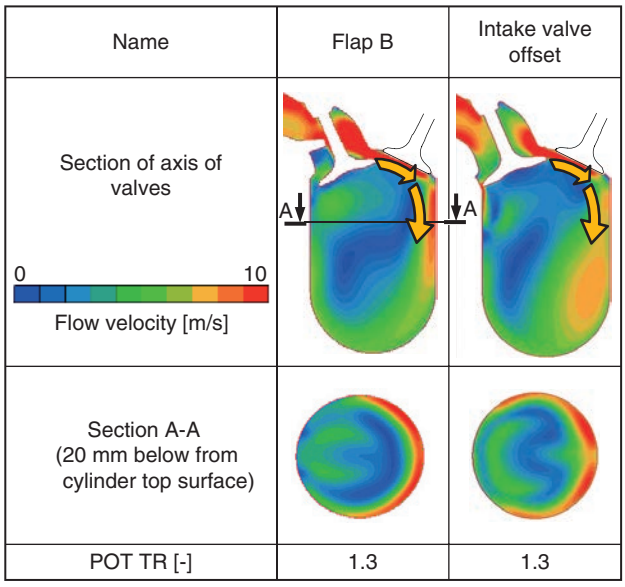


Fig. 23　Flow velocity distribution analyzed by CFD

スロットル開度は 15 deg, バルブリフトは Fig. 19 において吸気バルブオフセットとフラップ B の N_r が交差するポイントである 4.5 mm リフトで計算をおこなった.

吸気バルブオフセットによるマスキング効果によって, 吸気バルブのシリンダボア壁面側からシリンダへの流れが妨げられ, 排気バルブ側からシリンダに入る流れが強化される. これにより, 吸気バルブオフセットはシリンダ内で強いタンブルを発生することが可能になり, フラップ B と同等の POT TR が得られた.

5.3. 燃費改善効果と最高出力低下の抑制効果

吸気バルブオフセットを適用したエンジンを用いて, 燃費改善と最高出力低下の抑制の効果を実験により確認した. Fig. 24 に, 部分負荷運転条件における A/F と ISFC の関係を示す. Fig. 25 から Fig. 28 に燃焼解析結果を示す. フラップ装着の場合と同様に, 希薄領域の ISFC はベースに対して低減する. ISFC の最小値で比較した場合, 低減率は 4.8% であった. このときの ISFC 低減率は, POT TR の値が等しいフラップ B とほぼ同等であった.

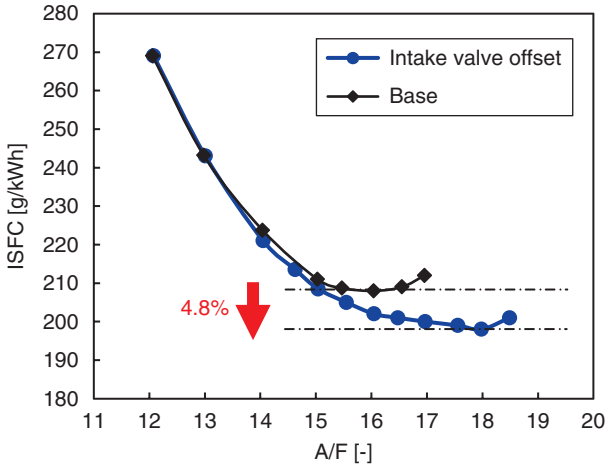


Fig. 24 Relationship between A/F and ISFC

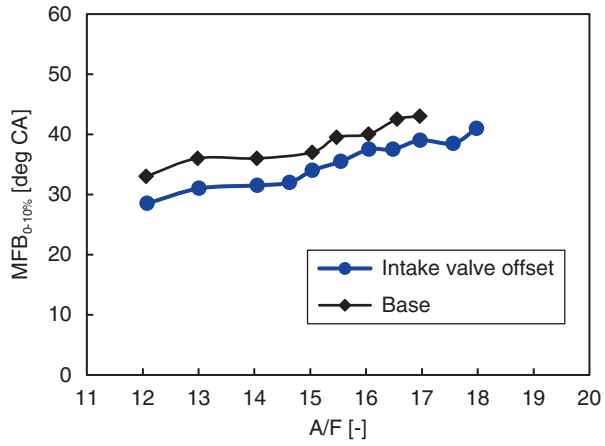


Fig. 25 Relationship between A/F and $MFB_{0\text{-}10\%}$

燃焼解析結果より, 吸気バルブオフセットは特に希薄領域において $MFB_{0\text{-}10\%}$ と $MFB_{10\text{-}90\%}$ の短縮化が図られている. これにより, 等容度は希薄領域においてもわずかな低下に留められている. COV_{IMEP} が 5% に達する A/F を希薄燃焼限界とした場合, 吸気バルブオフセットの希薄燃焼限界は, ベースに対し A/F で 2 ポイント希薄化となる.

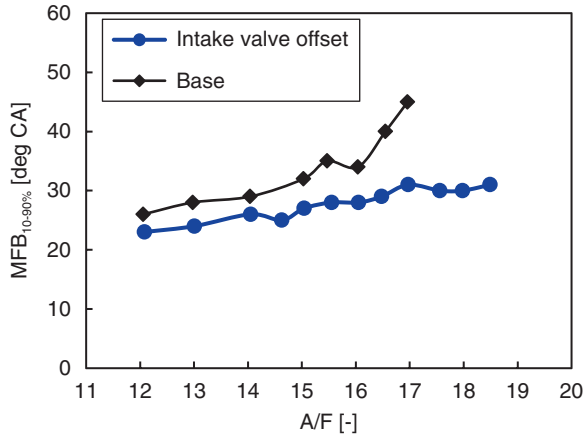


Fig. 26 Relationship between A/F and $MFB_{10\text{-}90\%}$

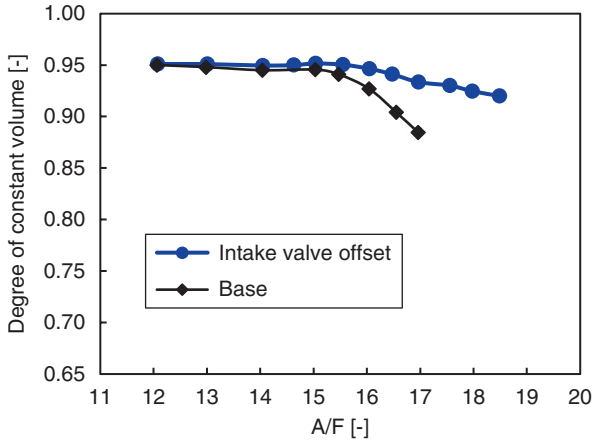


Fig. 27 Relationship between A/F and degree of constant volume

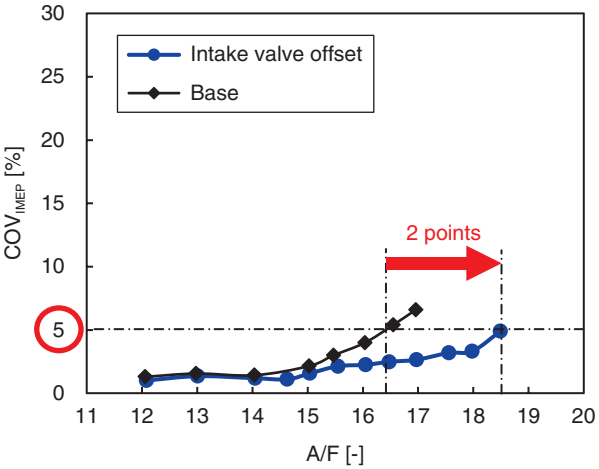


Fig. 28 Relationship between A/F and COV_{IMEP}

Fig. 29 に，全開出力の結果を示す．吸気バルブオフセットと POT TR が等しいフラップ B の最高出力はベースに対し約 15% 低下するが，吸気バルブオフセットは約 4% の低下に抑えられた．

Fig. 30 に，POT TR と最高出力の関係を示す．吸気バルブオフセットは，フラップを使った POT TR と最高出力の関係を示すラインから逸脱していることがわかる．

本技術により，可変機構などを用いない簡便な構造で，燃費と最高出力のトレードオフの緩和が可能となった．

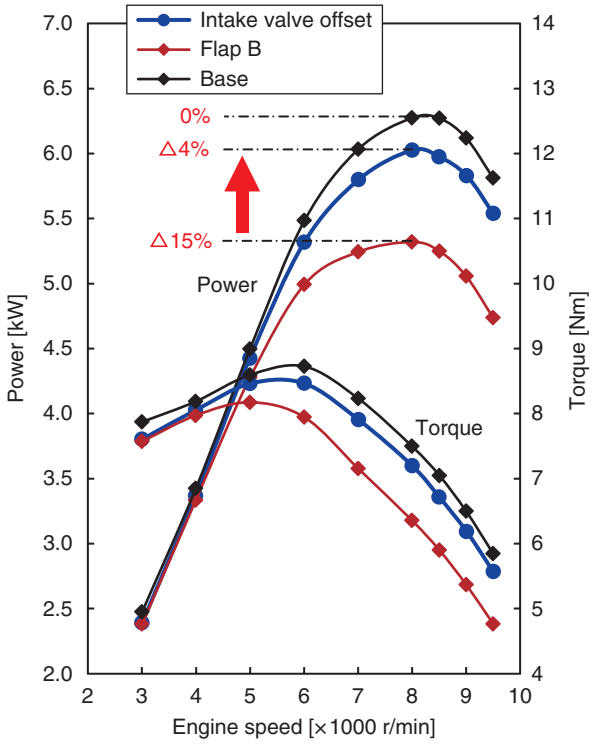


Fig. 29　Power output at wide open throttle

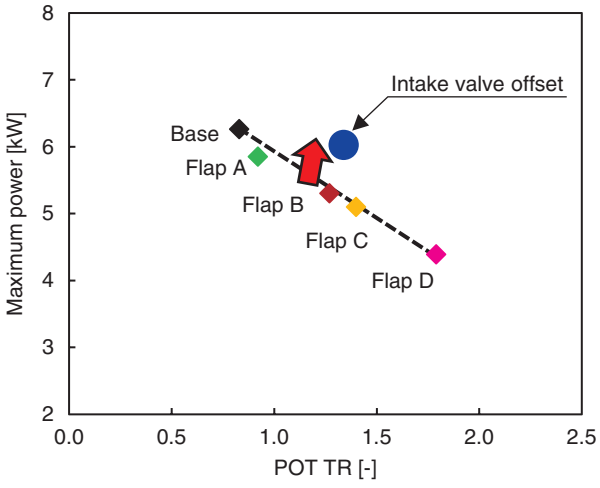


Fig. 30　Relationship between *TR* and maximum power

6．スキッシュによるノッキング抑制効果と高圧縮比化による燃費改善効果

2 弁小型エンジンにおける CFD 解析と実機による実験をおこない，下記項目を調べた．

・逆スキッシュ流の生成に効果的なスキッシュ形状
・スキッシュによるノッキング抑制効果
・ノッキング抑制による高圧縮比化の燃費効果

テスト仕様を Fig. 31 に示す．また，スキッシュ投影面積割合は，シリンダヘッドガスケット面側から見たボア面積に対するスキッシュ面積の割合を示す．

6.1．スキッシュ形状違いによる逆スキッシュ流強さの違いとノッキング余裕度への影響

ノッキングの抑制に有効とされる逆スキッシュ流とスキッシュ形状の関係を調べるため CFD 解析を実施した．逆スキッシュ流は上死点後のピストン下降時に発生する．また，Fig. 32 に実機のノッキング発生時筒内指圧波形（全開，Ne3000 r/min, 50 サイクル）を示す．ノッキングはクラ

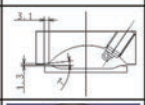
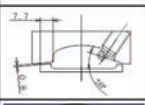
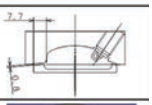
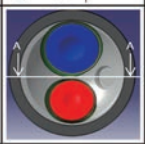
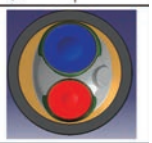
		Base	Sq-A	Sq-B
Squish shape	Plug side	NA	Taper	Slant-parallel
	Opposite side	Taper	Slant-parallel	Slant-parallel
Squish height [mm]		1.3	0.8	0.8
Projected area of squish [%]		12.3	26.9	26.9
Compression ratio		9.0	9.0	9.0
Cross sectional view (Section A-A)				
Squish shape				

Fig. 31　Specifications of squish

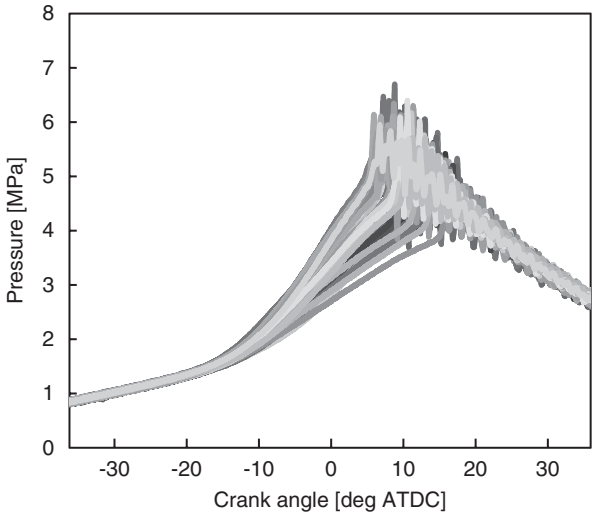


Fig. 32　Pressure waveform with knocking occurrence

ンクアングル ATDC 5−10 deg で発生している．これより CFD 解析による逆スキッシュ流の強さの評価をおこなうクランクアングルは ATDC 5 deg とした．

Fig. 33 に CFD 解析結果を示す．ベクトルは流速の向きと大きさを表している．点火プラグの反対側では，テーパ形状（ベース）に対し，斜め平行形状（Sq-A と Sq-B）がスキッシュ部へ流れ込む逆スキッシュ流の流速が大きい．プラグ側を比較すると斜め平行形状（Sq-B）はテーパ形状（Sq-A）に対し，逆スキッシュ流の流速が大きい．以上より逆スキッシュ流の強さに対しては，斜め平行スキッシュが有効であることがわかった．

逆スキッシュ流の強さの違いによるノッキングへの影響を把握するため，実験によりノッキング発生点火時期と MBT の測定をおこなった．ここで，ノッキングの発生し難さを評価するために，ノッキング発生点火時期と MBT のクランク角度差をノッキング余裕度と定義する．

ノッキング発生点火時期を Fig. 34，MBT を Fig. 35，ノッキング余裕度を Fig. 36 に示す．Fig. 34 よりノッキング発生点火時期は，逆スキッシュ流が強くなるにしたがい，ベース，Sq-A，Sq-B の順に進角していることがわかる．また，Fig. 35 より MBT には大きな差がないため，Fig. 36 に示すようにノッキング余裕度はベースに対し Sq-A，Sq-B の順で増加している．

以上より，2 弁の小型エンジンにスキッシュを適用するにあたり以下の 2 点が明らかとなった．

・逆スキッシュ流の強さには斜め平行スキッシュが有効である．
・逆スキッシュ流の強さはノッキング余裕度と相関がある．

6.2. スキッシュ効果の圧縮比増加への置き換え

スキッシュによりノッキング余裕度が増加した分，圧縮比を上げる試みをおこなった．ノッキング余裕度がベース同等となる圧縮比 ε は 9.5（ベースに対し 0.5 増加）であった．圧縮比の増加は Sq-B に対し，スキッシュ形状は変えず，ピストン頂面高さを変えることでおこなった．この仕様を $Sq\text{-}B_{(\varepsilon+0.5)}$ と定義する．$Sq\text{-}B_{(\varepsilon+0.5)}$ のノッキング発生点火時期，MBT，ノッキング余裕度をそれぞれ Fig. 37，Fig. 38，Fig. 39 に示す．Fig. 37 より $Sq\text{-}B_{(\varepsilon+0.5)}$ のノッキング発生点火時期は Sq-B に対し遅角しベース同等となっている．また Fig. 38 より MBT はベース，Sq-B と同等となっ

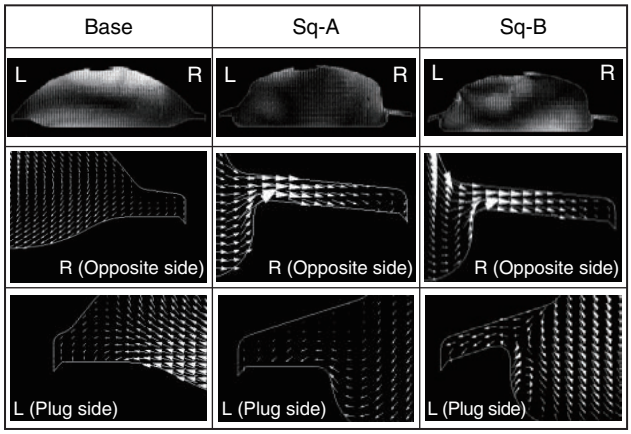


Fig. 33 Effect of squish area location on squish flow formation (5 deg ATDC CA)

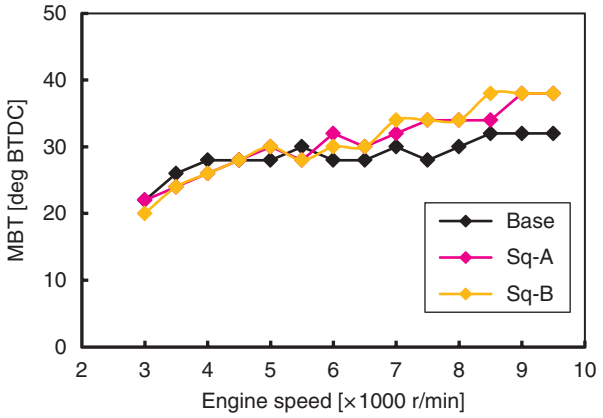


Fig. 35 Effect of squish on MBT

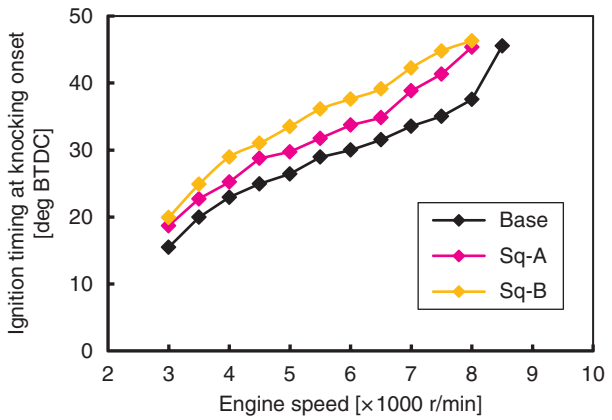


Fig. 34 Effect of squish on ignition timing at knocking onset

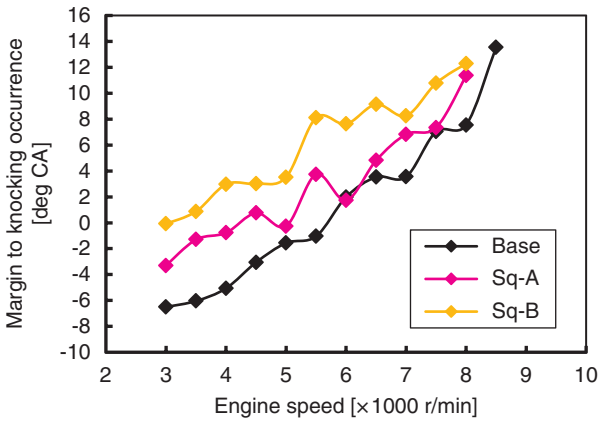


Fig. 36 Effect of squish on margin of knocking occurrence

ている．これより Fig. 39 に示すように，ノッキング余裕度は Sq-B に対し低下しベース同等となっている．

6.3. スキッシュによる熱発生率の変化

スキッシュによるノッキング余裕度の増加要因を調べるため燃焼解析をおこなった（解析条件：エンジン回転数 6000 r/min，スロットル開度全開，A/F12.4）．

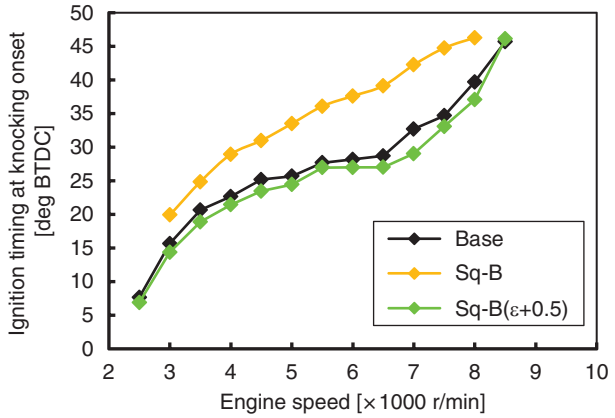


Fig. 37　Effect of compression ratio on ignition timing at knocking onset

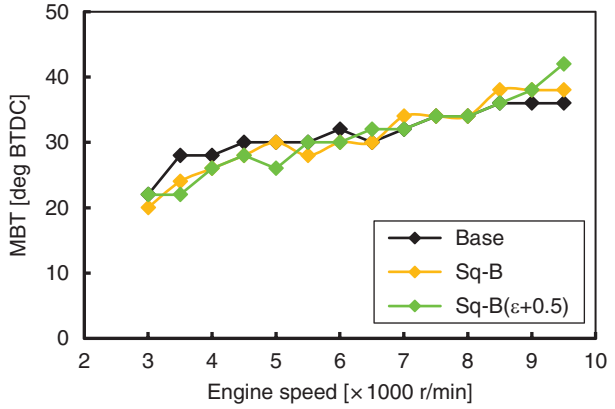


Fig. 38　Effect of compression ratio on MBT

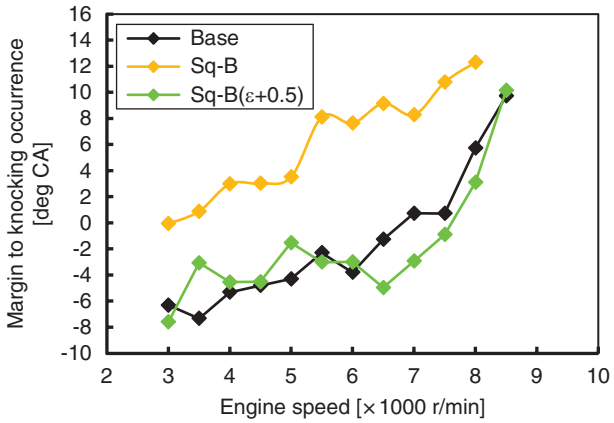


Fig. 39　Effect of compression ratio on margin to knocking occurrence

クランクアングルに対する熱発生率と筒内圧力を Fig. 40 に示す．ノッキング余裕度が増加した Sq-B の Pmax はベース同等である．熱発生率を比較すると，CFD により逆スキッシュ流の強さに差がある ATDC 5 deg CA 前後において Sq-B の熱発生率はベースに対し高い値を示している．スキッシュの効果としてこの期間の燃焼が促進されたことがノッキング余裕度の増加要因と考えられる．

6.4. スキッシュを用いたノッキング抑制による燃費効果

ベースの ISFC が部分負荷運転条件で最小となる A/F 16.5 における，Sq-B と Sq-B$_{(\varepsilon+0.5)}$ の ISFC と後半の燃焼期間 MFB$_{50\text{-}90\%}$ を Fig. 41 に示す．Sq-B はベースに対し，ISFC が 1.3% 低減し，MFB$_{50\text{-}90\%}$ は 5 deg（24 から 19 deg）短縮した．Sq-B$_{(\varepsilon+0.5)}$ はベースに対し，ISFC が 2.6% 低減し，MFB$_{50\text{-}90\%}$ は 5 deg（24 から 19 deg）短縮した．Sq-B の ISFC が低減した理由は，MFB$_{50\text{-}90\%}$ 短縮したことによると考えられる．また，Sq-B$_{(\varepsilon+0.5)}$ の ISFC が低減した理由は，MFB$_{50\text{-}90\%}$ が短縮したことに加え，高圧縮比化に伴い理論熱効率が向上したことによると考えられる．

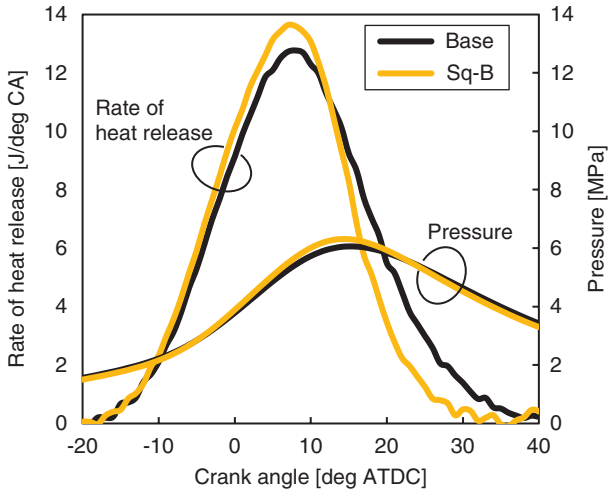


Fig. 40　Comparison of rate of heat release and pressure

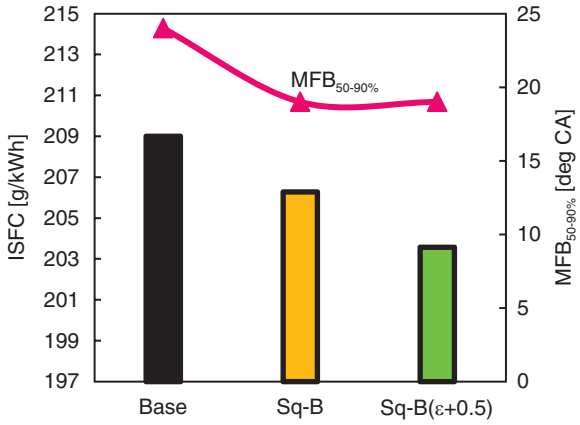


Fig. 41　Comparison of ISFC and MFB$_{50\text{-}90\%}$

7. 吸気バルブオフセットとスキッシュを組み合わせた効果の確認

以上に述べたように，吸気バルブオフセットはタンブルの強化により希薄燃焼領域を拡大した．またスキッシュは逆スキッシュ流の強化により高圧縮比化を可能とした．これらを組み合わせた Fig. 42 に示す仕様にて性能確認をおこなった．

Fig. 43 に A/F に対する COV を示す．吸気バルブオフセット Sq-B$_{(\varepsilon+0.5)}$ はベースに対し，吸気バルブオフセット同様希薄燃焼領域が A/F で 2 ポイント拡大した．Fig. 44 にノッキング発生点火時期，Fig. 45 に MBT を示す．ノッキング発生点火時期，MBT ともにベースに対し遅角している．Fig. 46 に示すように，吸気バルブオフセット Sq-B$_{(\varepsilon+0.5)}$ のノッキング余裕度はベース同等となった．なお，吸気バルブオフセット Sq-B$_{(\varepsilon+0.5)}$ のノッキング発生点火時期と MBT がベースに対し遅角した理由は，Fig. 26 に示したように，タンブル強化により吸気バルブオフセットの主燃焼期間 MFB$_{10\text{-}90\%}$ が短縮したためと考えられる．

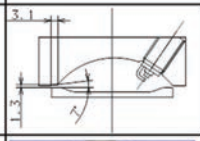
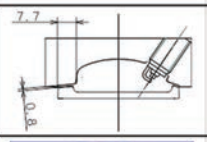
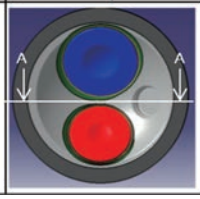
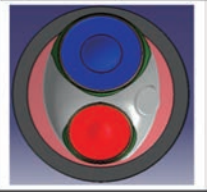
		Base	Intake valve offset Sq-B$_{(\varepsilon+0.5)}$
Intake valve offset		NA	Applied
Intake valve diameter [mm]		25.5	27.5
Squish shape	Plug side	NA	Slant-parallel
	Opposite side	Taper	Slant-parallel
Squish height [mm]		1.3	0.8
Compression ratio		9.0	9.5
Cross sectional view (Section A-A)			
Squish shape			

Fig. 42 Specifications of intake valve offset Sq-B$_{(\varepsilon+0.5)}$

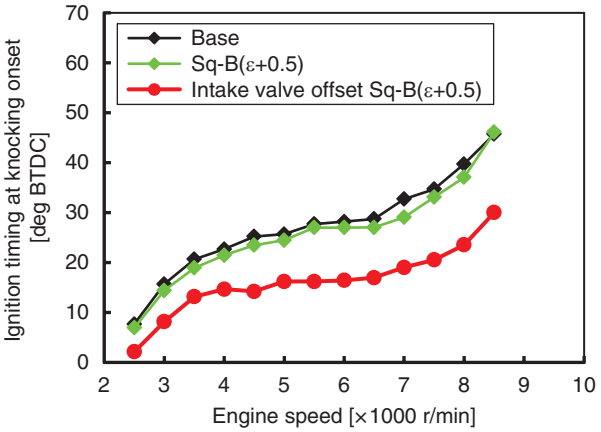


Fig. 44 Comparison of ignition timing at knocking onset

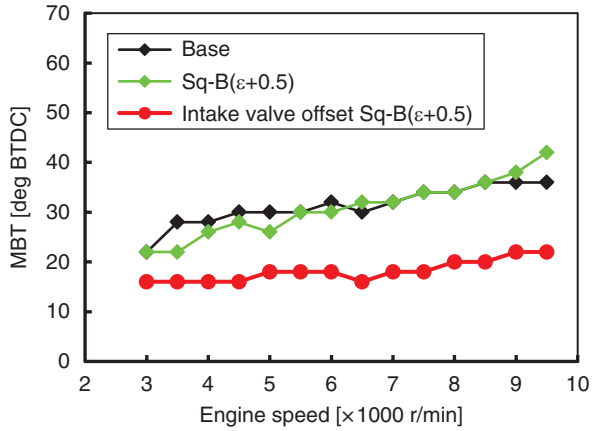


Fig. 45 Comparison of MBT

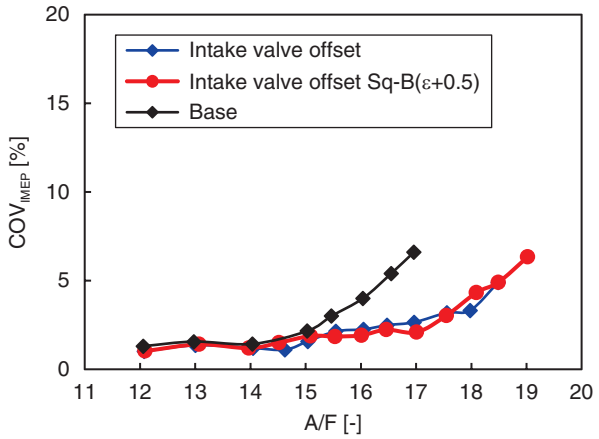


Fig. 43 Relationship between A/F and COV$_{IMEP}$

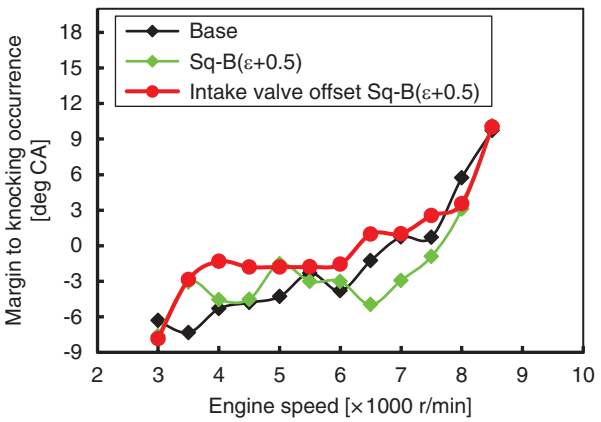


Fig. 46 Comparison of margin to knocking occurrence

以上より，吸気バルブオフセットにより希薄燃焼領域を拡大させる燃焼改善手段と，スキッシュによりノッキング余裕度を増加させる燃焼改善手段を組み合わせても，それぞれの効果は独立して得られることがわかった．

Fig. 47 に全開出力，Fig. 48 に A/F に対する ISFC を示す．吸気バルブオフセット $Sq\text{-}B_{(\varepsilon+0.5)}$ の最高出力はベースに対し 3% 低下したものの，ISFC の最小値は 6.0% 低減できた．

最高出力と，部分負荷運転条件における ISFC 低減率の関係を Fig. 49 に示す．4 種類のタンブル生成フラップを装着した場合のそれぞれの ISFC 低減率は Fig. 12 より算出した．吸気バルブオフセット $Sq\text{-}B_{(\varepsilon+0.5)}$ で実現した 6.0% の ISFC 低減率を，フラップを用いて得る場合，22% の最高出力の低下を伴う（6.3 kW から 4.9 kW）．一方，吸気バルブオフセット $Sq\text{-}B_{(\varepsilon+0.5)}$ を用いた場合は，3%（6.3 kW から 6.1 kW）の最高出力低下に抑えられた．

以上により，可変機構などを用いない簡便な構造で，ISFC と最高出力のトレードオフの緩和が可能であることが確認された．

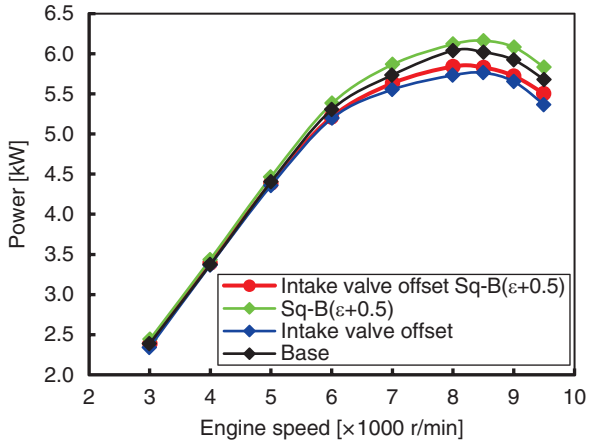


Fig. 47　Power output at wide open throttle

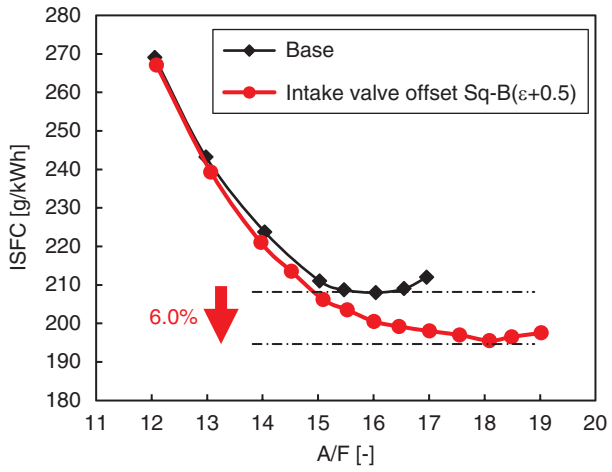


Fig. 48　Relationship between A/F and ISFC

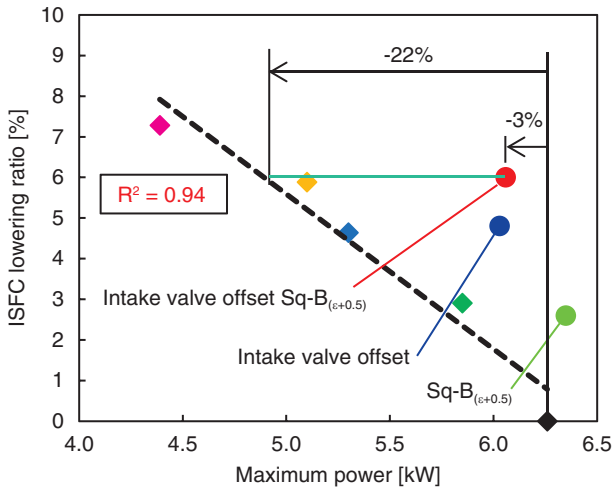


Fig. 49　Relationship between maximum power and ISFC lowering ratio

8．結論

吸気バルブオフセットによる希薄燃焼領域の拡大と，スキッシュを用いたノッキング抑制による高圧縮比化により，最高出力の低下を抑制して ISFC を改善することができた．

（1）本研究の対象である，部分負荷運転条件において，POT TR は ISFC 低減率と相関があることが確認された．これにより，POT TR は ISFC 低減の指標となり得ることが示された．

（2）四輪車用の 4 弁エンジンにおいて明らかにされている以下の 2 項目が二輪車用の 2 弁の小型エンジンにおいても確認された．

（i）逆スキッシュ流の強さとノッキングの抑制効果には相関がある．

（ii）斜め平行スキッシュは逆スキッシュ流の強化に有効である

（3）吸気バルブオフセットにより，POT TR が増大し，希薄燃焼限界はベースに対し A/F で 2 ポイントの希薄化が可能となった．これにより，部分負荷運転条件での ISFC はベースに対し 4.8% 低減した．

（4）斜め平行スキッシュによりノッキングを抑制し，高圧縮比化（9.0 から 9.5）が可能となった．これにより部分負荷運転条件での ISFC はベースに対し 2.6% 低減した．

（5）（3）に述べた吸気バルブオフセットと，（4）に述べた斜め平行スキッシュを用いた高圧縮比化を組み合わせることにより，部分負荷運転条件における ISFC の最小値はベースに対し 6.0% 低減するとともに，最高出力の低下は 3%（6.3 kW から 6.1 kW）に抑えることができた．

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 1.3 L 2 プラグエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.43-52

(2) Toulson, E., Huisjen, A., Chen, X., Squibb, C., Zhu, G., Schock, H., Attard, W. P.: Visualization of Propane and Natural Gas Spark Ignition and Turbulent Jet Ignition Combustion, SAE Technical Paper 2012-32-0002/JSAE Paper 20129002(2012)

(3) 望月健次, 鹿島隆光, 柿沼明良:タンブル生成弁によるエンジンの燃焼改善, 自動車技術, Vol.50, No.9, p.38-43(1996)

(4) Iijima, S., Kubota, R., Kikuchi, K.: Development of Technologies for Improving Fuel Economy of Small Motorcycle Engines, SAE Technical Paper 2009-32-0083/JSAE Paper 20097083(2009)

(5) Falfari, S., Brusiani, F., Bianchi, G. M.: Assessment of the Influence of Intake Duct Geometrical Parameters on the Tumble Motion Generation in a Small Gasoline Engine, SAE Technical Paper 2012-32-0095/JSAE Paper 20129095(2012)

(6) 岩井浩平, 楢原和晃, 藤本昌彦, 田端道彦:ガソリン機関における筒内タンブル流と燃焼特性に及ぼすバルブリフトの影響, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.1, January(20054043), p.33-35(2005)

(7) 田端道彦, 藤本昌彦, 岩井浩平:タンブル流およびスキッシュ流によるノッキング改善, マツダ技報, No.21, p.192-198(2003)

(8) 宮本勝彦, 千場義幸, 細野清隆, 平尾俊一:スキッシュピストンによる燃焼の改善, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.18, p.33-42(2006)

(9) 植田貴宣, 奥村猛, 杉浦繁貴, 小島晋爾:スキッシュ部形状がノッキングに及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.982(9832369), p.99-102(1998)

(10) Wotton, C. R. N.: Steady State Flow Bench Port Performance Measurement and Analysis, Ricardo Report DP93/0704(1993)

(11) 古浜庄一, 神本武征, 金栄吉, 大聖泰弘, 古山幹雄, 吉識晴夫, 渡部英一:エンジンの事典, 朝倉書店, ISBN 4-254-23073-7, p.123-125(1994)

■著 者■



白砂貴盛



齋藤秀輝



野村友和

自動車用トランスミッション内部の潤滑性能予測技術

Technique for Prediction of Automotive Transmission Lubrication Performance

三 枝 大 城*　　河 合 信 治*
Daiki SAEGUSA　　Shinji KAWAI

要　旨

トランスミッション内部のオイル流れを高速かつ高精度に予測する技術を構築した.

本研究では有限差分法を用いて解析をおこなっており, 壁境界に関しては, 境界情報をセルに与え物体形状を再現する手法とした. これにより, オイルの流れを形成するギヤの回転やかみ合いを取り扱うことが容易となり, 計算負荷も低減できた.

本解析技術をマニュアルトランスミッションに適用した結果, 従来技術では約 26 日かかるオイル流れの計算を約４日に短縮でき, 精度面においても実機の潤滑状態の予測が可能であることを確認した.

ABSTRACT

A technique was created for rapidly and accurately predicting oil flow within a transmission.

This research employs the finite difference method to perform analysis, and handles wall boundaries by the method of assigning boundary information to cells and reproducing the object shape. This enabled the gear rotation and engagement that shape oil flows to be handled more readily, and also reduced the calculation cost.

This analytical technique was applied to a manual transmission, and the results show that the calculation of oil flows that takes approximately 26 days by the conventional technique was shortened to approximately four days. In terms of accuracy, it was further confirmed that the technique also enabled prediction of the state of lubrication in an actual transmission.

1. まえがき

トランスミッションはエンジンより出力された動力を, 最適な駆動力や回転数に変換し, ドライブシャフトに伝達する役割がある. その動力伝達経路となるギヤやベアリングなどの構成部品は, 摩耗や発熱によって損傷あるいは劣化する. これらを抑制するために, 運転中にはオイルを各部に確実に供給し続ける必要がある. 一方で, 潤滑性を向上させるためにオイルを増やすと, オイルのかくはんやせん断による抵抗トルクが増大し, この抵抗トルクは直接動力損失となり, 自動車の燃費に影響する. そのため, トランスミッションの設計においてはハウジングの改良によるオイル流れの改善や, 各ギヤ周りにバッフルを設けるなどにより, 潤滑性と損失低減の両立がなされている. しかし, その効果を設計段階で確認するための技術は充分ではなく, 開発担当者の経験や, 耐久試験や流れの可視化試験などの試作物を製作してからの確認に頼っているのが実状である. また, 可視化試験においても, ハウジングの内壁に付着したオイルや部品に隠れ, 内部の流れを充分に確認できないことが多い.

今日, 開発期間の短縮や試作費用の低減, 実機試験のみでは分析が難しい事象の把握など, さまざまな目的でシミュレーションが活用されている. トランスミッション内部のオイル流れについても同様であり, Computational Fluid Dynamics(CFD)を用いた流動現象の解析は徐々に一般的になりつつある. CFD には多様な手法が存在し, 手法は用途によって選定されるが, トランスミッション内部全域における相反性能である潤滑性能と損失の予測を目的とした解析については, 未だ課題も多く, 手法が確立されていない.

トランスミッション内部において, オイルはギヤなどの複数の回転体によりかくはんされる. また, オイルと空気が混ざり合う非定常かつ複雑な流れとなり, 計算量は膨大となる. さらに, 微細な飛沫やギヤかみ合い部における急

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_17

激な圧力変動もあり，液面の挙動を捉えることは難しい．

本稿では，このようなトランスミッション内部のオイル流れについて，実用的な計算時間内に潤滑状態を予測できる技術を構築したので報告する．

2．研究のねらい

トランスミッション内部のオイル流れは，ギヤ回転などの物体の動きと，それにより誘起される流体の挙動の両方を再現できなければならない．CFD の代表的な手法として，有限体積法や有限要素法が挙げられる．これらの手法は，計算対象となる空間をメッシュに変換し，微小な流体要素として取扱い，流体の挙動を計算する．このとき，物体形状に沿うようにメッシュを生成するのが一般的である．また，気体と液体の両方を計算対象とするため，高回転時のオイル流れにおいて影響の大きい空気の巻込みを考慮した計算も可能である．しかし，トランスミッションでは，ギヤかみ合い部のような，計算中に刻々と変形する流体空間を取り扱う必要があるため，次に述べるような特別なアプローチが必要となる．物体の回転に伴い自動的に空間のメッシュを切りなおすダイナミックメッシュ[(1)]，もしくは，回転軸を中心としたギヤ周りの空間を，円筒形の領域に分割し，その円筒領域を回転させることで，ギヤの運動を模擬するスライディングメッシュ[(2)]である．しかし，ダイナミックメッシュでは計算中にメッシュ品質を維持しつづけることが難しく，計算が不安定になりやすい．スライディングメッシュでは，回転メッシュ同士が干渉しないようにする必要があるため，ギヤのかみ合いが考慮できない．また，ダイナミックメッシュもスライディングメッシュも共通して，取り扱う部品点数が多い場合，メッシュの生成や，計算に対して膨大な時間を要する．

また一方では，オイルなどの液体を粒子に置き換えて計算する粒子法による解析[(3)]も注目されている．メッシュを用いた手法に対して，粒子化された液体のみを計算対象とするため，計算速度が速いというメリットがある．しかし，空気の巻込みや，負圧によるオイル流れへの影響を考慮することが難しいため，現状は，それらの影響の小さい低回転時のオイル流れに適用が限定される．

これらのことから，以下の項目を満足するトランスミッションの潤滑性能予測技術を構築することを，本研究のねらいとした．

（1）かみ合い部を含めたギヤ回転の再現と，その動きにより形成されるオイル流れを計算し，各部の潤滑状態が予測できること
（2）開発において実用的に使える計算時間であること
（3）空気の巻込みや，負圧によるオイル流れへの影響を考慮できること

3．解析対象および手法について

3.1. 解析対象

回転体によって誘起されるオイル流れを精度よく捉えているかを判断するために，油圧回路を含まない自動車用マニュアルトランスミッション（Fig. 1）を対象とした．

3.2. 計算手法

本研究では，空気の巻込みや，負圧によるオイル流れへの影響を考慮できるよう計算領域にメッシュを用いる手法である有限差分法をベースとした．そして，ギヤのかみ合いを扱う上での課題を克服するため，形状に沿って生成されたメッシュではなく，セル（メッシュにより区切られた各要素）に対してギヤの形状や運動状態の情報を組み込む手法を用いた（Fig. 2）[(4)]．ギヤの回転はセルの形状を変えずに，この情報を与え直すことで再現される．これにより，ダイナミックメッシュモデルで生じるようなメッシュ品質

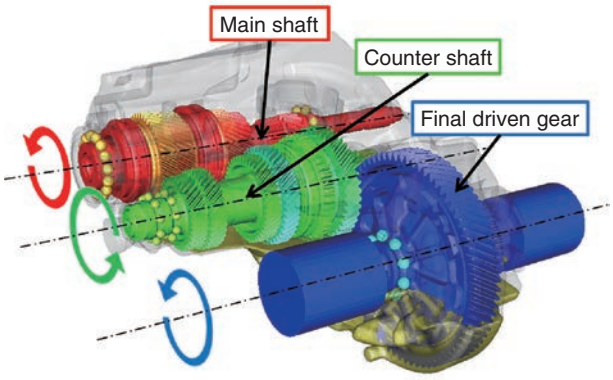


Fig. 1　Mechanical components of automotive manual transmission

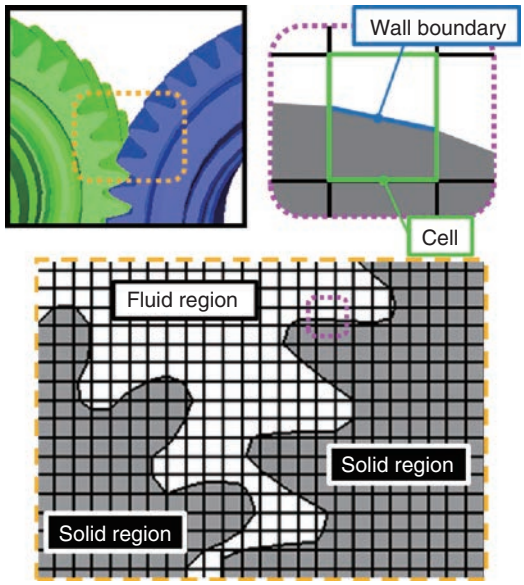


Fig. 2　Wall boundary treatment

の低下がなく，ギヤのかみ合いが再現できる．さらに，形状に沿ったメッシュを作成する必要がないため，計算時間とともに解析準備に要する時間も短縮できる．

また，液面の挙動については Volume of Fluid (VOF)[5] を用いて計算した．

乱流モデルに関しては，オイルかくはんの様な非定常性の強い現象を精度よく捉えるのに適した Large Eddy Simulation (LES) を用いた[6]．

これらの手法を用いることにより，計算の高速化と精度の両立をはかっている．

4．精度検証

4.1. 検証方法

本手法は，メッシュを形状に沿って作成する従来手法に比べ，物体形状の再現性は低下するため，計算精度への影響を確認する必要がある．そこで，以下のステップで本手法の確からしさを検証した．

Step 1. 単相流，移動壁境界による流れ場の精度

Step 2. 混相流，移動壁境界による流跡の精度

4.2. 単相流，移動壁境界による流れ場の精度検証

流体中の回転体により形成される速度場が，精度よく解析できているかを確認するために，単相流での実験として粒子画像流速計 (Particle Image Velocimetry: PIV)[7],[8] を用いて流速分布の実測をおこなった (Fig. 3)．測定対象は，円筒水槽内における Rushton turbine (Fig. 4) によるかくはん流とした．計測にあたり，２台のカメラを使用したステレオ PIV を用いることで，レーザシート面に対し垂直成分の流速も計測可能としている．回転数は 375 rpm，525 rpm，750 rpm の３条件で計測をした．

試験結果と CFD の旋回方向流速成分の大きさの分布の比較を Fig. 5 に示す．色の表示は，流速を時間平均したものであり，赤は速く，青くなるほど遅い部位を表している．また，Fig. 6 は，径方向の流速を数値化して比較したもの

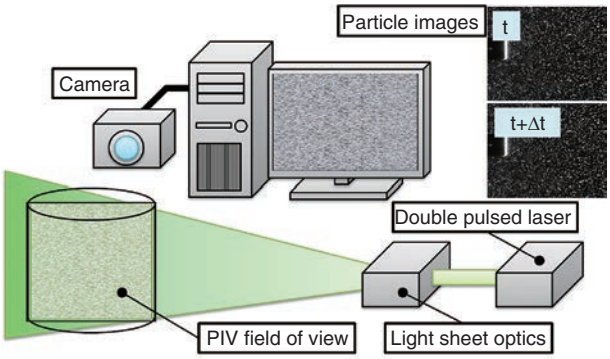


Fig. 3　PIV experiment system

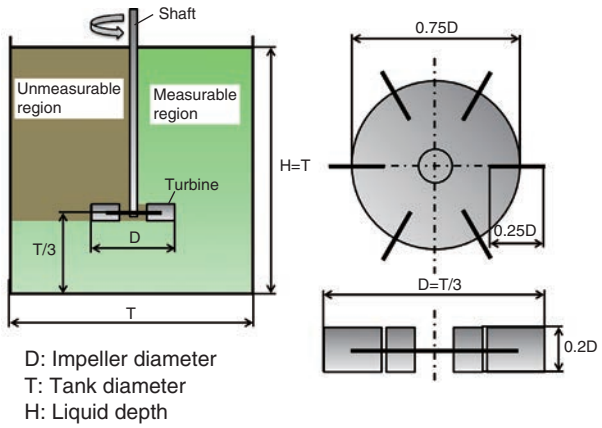


Fig. 4　Rushton turbine blade

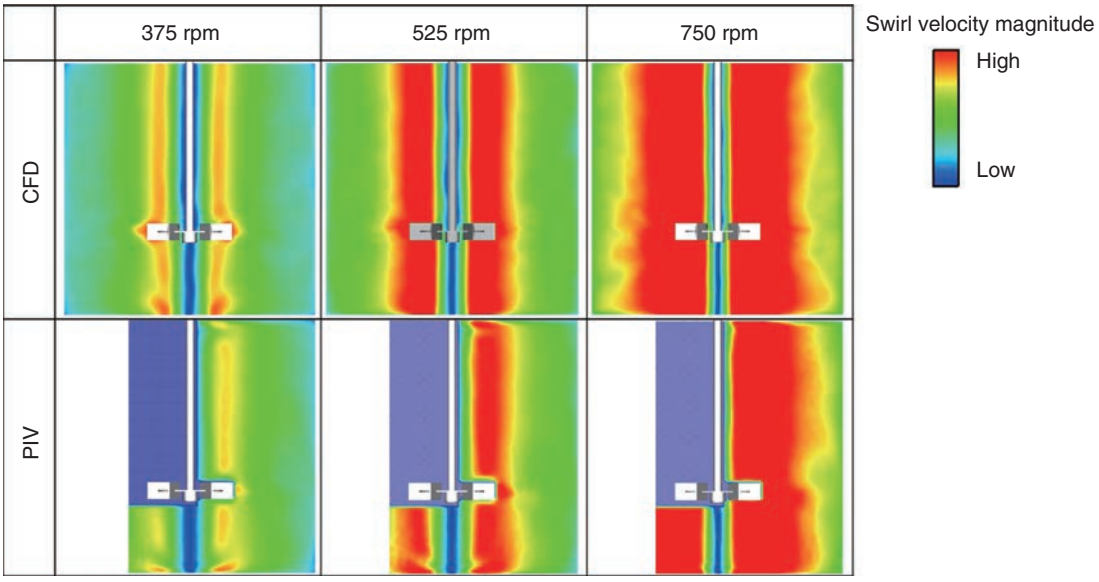


Fig. 5　Comparison of swirl velocity magnitude distribution between CFD and PIV experiment

である．回転数違いによる流速の変化，また，回転体から径方向に離れるのに従って流速が下がっていくのが定量的にも正しく捉えられていることがわかる．

4.3. 混相流，移動壁境界による流跡の精度検証

次に，本手法における気液二相流の再現性を確認するため，比較対象として，Fig. 7 に示すような一対のギヤのみで構成されたギヤボックスを用いて，かくはん試験をおこなった．ハウジングは透明なアクリル樹脂で製作し，ギヤ回転によるオイルの軌跡を可視確認できるようにしている．

試験結果と CFD の軌跡の比較を Fig. 8 に示す．回転数条件は，200 rpm，400 rpm，800 rpm とし，回転数違いによるオイルの軌跡について再現性を検証した．

まず，200 rpm において，Wheel により持ち上げられたオイルの軌跡が良く一致している．400 rpm においては，Wheel に飛ばされたオイルの主流から一部が分離し，Pinion に接触している様子も一致した．また，800 rpm ではギヤ回転方向成分の流速が増加し，外周部にオイルが押し付けられており，オイル溜まりにおける液面の様子も一致している．400 rpm にて Pinion に接触していなかった液面が，800 rpm にて接触するようになっており，どの回転数に対しても，液面の挙動はよく一致した．

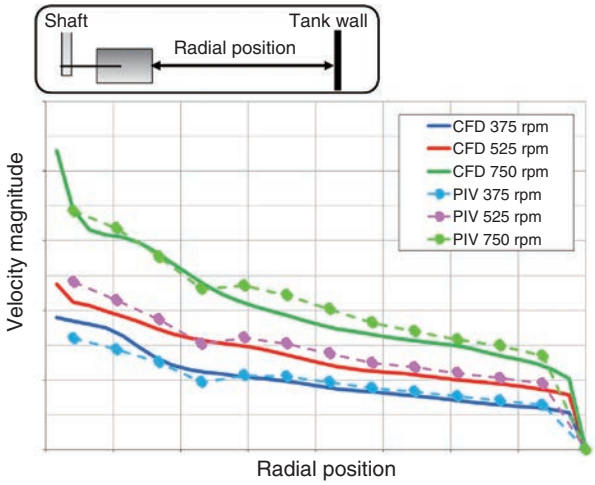


Fig. 6 Comparison of velocity magnitude distribution of radial position between CFD and PIV experiment

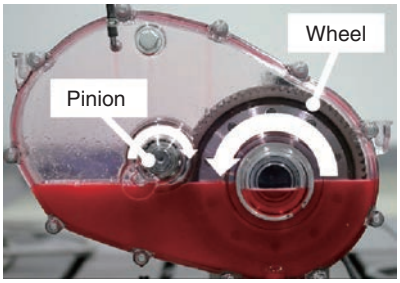


Fig. 7 PIV experiment system

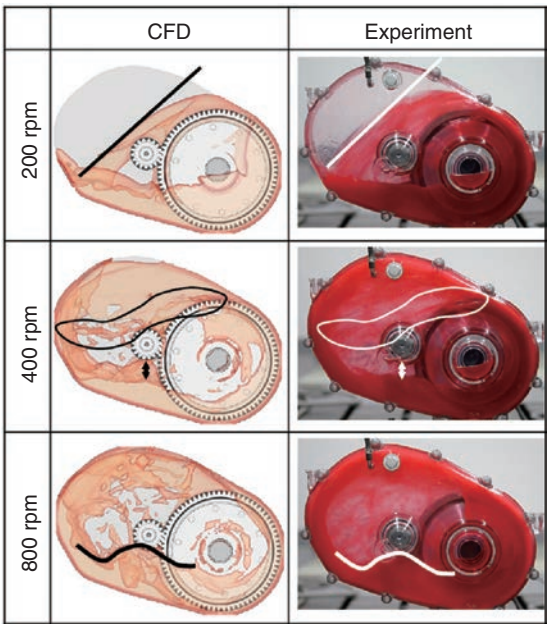


Fig. 8 Comparison of oil trajectory between CFD and experiment

5．自動車用トランスミッションへの適用

本手法により自動車用マニュアルトランスミッション内部のオイル流れを解析し，アクリルケースを用いた可視化試験で撮影したものと，流れの特徴を比較した．ギヤの回転数は，車速として 15 km/h，30 km/h，60 km/h の３条件で評価した．

CFD による解析結果と，可視化試験で確認したオイル流れの車速ごとの比較を Fig. 9，Fig. 10 に示す．トランス

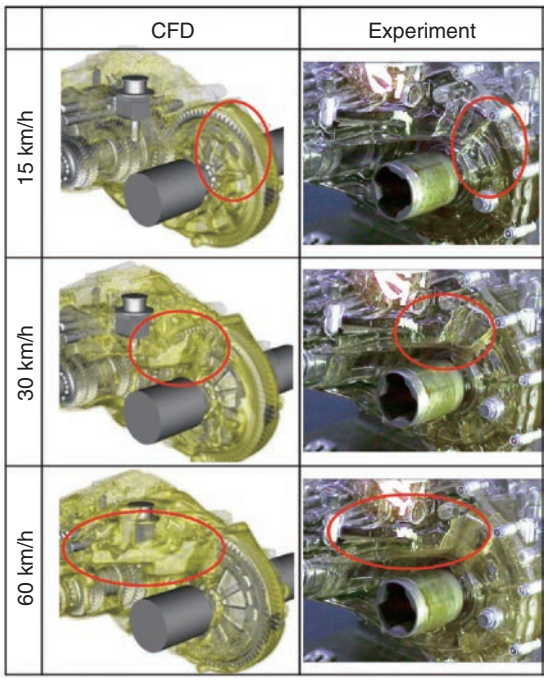


Fig. 9 Comparison of oil trajectory between CFD and experiment: rear view

ミッション内部流れにおいて，流れに影響を与える重要な要素は，ギヤである．とりわけ，ファイナルドリブンギヤは，外径が大きく，最も低い位置にあり，オイル流れに対し最も影響が強いため，この近傍の流れに着目する．車速別の特徴として，まず，15 km/h では，ギヤ近傍のオイルは，Fig. 11 における赤点線で示すラインの高さまでしか持ち上がらない．30 km/h になると，ギヤ上部まで持ち上げられたオイルがケース内壁に設けられた溝を通り，ファイナルドリブンギヤを支持する両端のベアリングに供給されていることがわかる．60 km/h においては，かくはんにより運ばれるオイル量が増し，ハウジング上部でみられる飛沫や壁面に付着するオイル量が増加している．

前述の流れの特徴は，解析結果においても同様にみられ，本手法は車速変化に伴う流動性の変化を捉えている．

また，流れの状況を別の視点から確認すると，車速の増加に応じて，壁面に付着するオイルの量が増えていくのが，試験結果と解析結果の両方で確認できた．

以上の結果から，本手法によるオイル流れは，試験結果をよく再現できており，設計段階において，オイル流れを検討するのに有効であることがわかる．

計算時間については，30 km/h の解析を例にとると，準定常状態となる 3.0 sec までの解析に要する時間は 3.57 days（12 CPUs を用いた並列計算による）であり，同等の解析を従来技術で実施した場合の約 1/7 にすることができた（Fig. 12）．これは，設計検討段階での潤滑性能を予測する上で実用的な計算時間である．

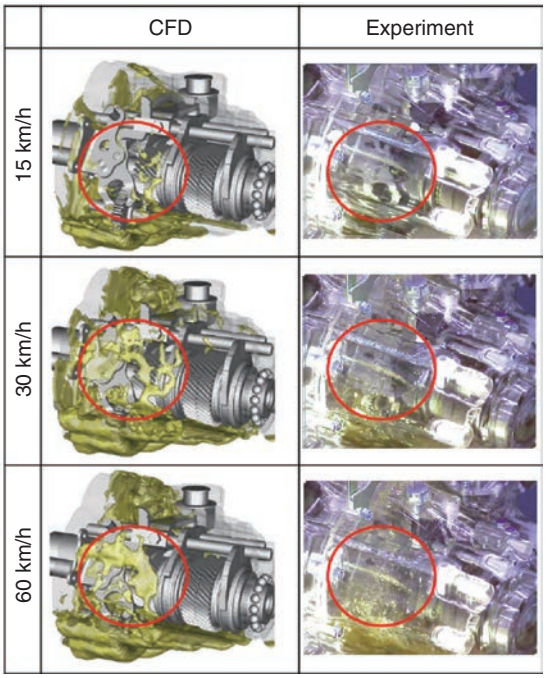


Fig. 10　Comparison of oil trajectory between CFD and experiment: front view

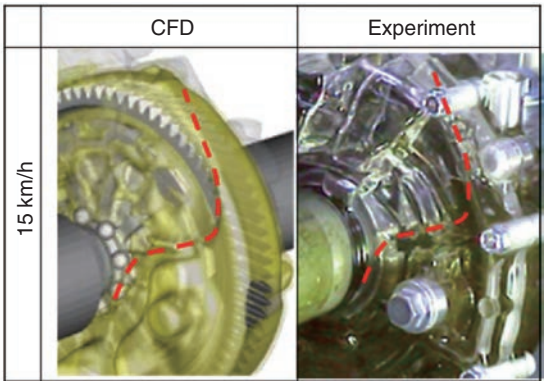


Fig. 11　Comparison of oil trajectory between CFD and experiment: detailed view at 15 km/h

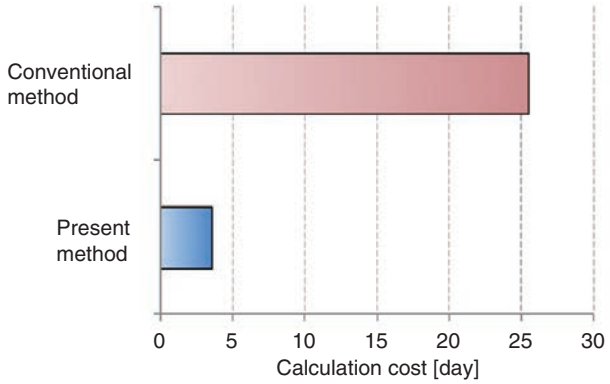


Fig. 12　Comparison of calculation cost between conventional method and present method

6．まとめ

トランスミッション内部のオイル流れを高速かつ高精度に予測する技術を構築した．

本技術は，空気の巻込みや負圧を考慮できるよう計算領域にメッシュを用いることを前提とし，離散化手法として有限差分法を使用した．物体の形状や運動状態については，セルに情報を組み込む手法とした．これにより，オイルの流れを形成するギヤの回転やかみ合い部を取り扱うことが容易となり，計算負荷も低減できた．また，液面の挙動を精度良く捉えるために VOF 法を用い，乱流モデルとしては LES を採用することで精度を高めた．

また，自動車用マニュアルトランスミッション内部のオイル流れに対して本技術を適用した結果，潤滑性能について高い実機相関を持つ予測結果を得ることができた．また，計算時間についても，設計検討段階において実用的な計算時間で結果が得られるまでに短縮できた．

参考文献

（1）Li, L., Versteeg, H., Hargrave, G., Potter, T., Halse, C.: Numerical Investigation on Fluid Flow of Gear Lubrication, SAE Int. J. Fuels Lubr., Vol. 1, Issue 1, p. 1056-1062(2009)

(2) Moshammer, T., Mayr, F., Kargl, K., Honeger, C.: Simulation of Oil Flow in Gear Box Housing, SAE Technical Paper, 2006-01-1574(2006)
(3) 武藤一夫, 酒井勇, 尾崎直人:粒子法を用いた流体撹拌における抵抗値の予測, 自動車技術会春季学術講演会, 352-20095482(2009)
(4) Hirt, C. W., Sicilian, J. M.: A Porosity Technique for the Definition of Obstacles in Rectangular Cell Meshes, International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics, 4th, p. 450-468(1985)
(5) Hirt, C. W., Nichols, B. D.: Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries, Journal of Computational Physics, Vol. 39, p.201-225(1981)
(6) Derksen, J., Van den Akker, H. E. A.: Large Eddy Simulations on the Flow Driven by a Rushton Turbine, AIChE Journal, Vol. 45, No, 2, p.209-221(1999)
(7) 可視化情報学会編:PIV ハンドブック, 森北出版, 328.p(2002)
(8) 西野耕一:複雑乱流の全場計測―乱流モデル計算との比較に向けて―, 最近の化学工学 57「粒子・流体解析, 数値シミュレーションの展望と実践事例」化学工学会編, p.24-36(2007)

■著　者■



三枝大城



河合信治

差圧式高圧水電解セルの気密構造に関する研究

Study of Seal Structure of High-differential-pressure Water Electrolysis Cell

川崎暢之* Nobuyuki KAWASAKI
針生栄次* Eiji HARYU
石川博之* Hiroyuki ISHIKAWA
中沢孝治* Koji NAKAZAWA
岡部昌規* Masanori OKABE

要　旨

35 MPaの高圧水素製造技術である差圧式高圧水電解において，電解セルの高圧水素気密を確保する手法について検討した．固体高分子電解質膜を用いた電解セルで差圧式高圧水電解を実施する場合，弾性体である電解質膜で高圧水素の気密保持を担うことが課題となる．課題解決のため電解質膜の使用条件が膜厚変化に与える影響を評価した．結果として電解セルを押付ける荷重は水素極空間周囲で気密を担う膜の面圧が高圧水素圧以上になるように設定する必要があること，およびシール材の硬度は膜の乾湿に由来するはみ出し隙間から選定する必要があることを見出した．また，得られた知見を適用した差圧式高圧水電解スタックで耐久評価をおこない，長期の気密保持性能を実証した．

ABSTRACT

A study was conducted of a method of realizing airtightness for high-pressure hydrogen in an electrolysis cell using high differential pressure water electrolysis, a high-pressure (35 MPa) hydrogen production technology. When conducting high differential pressure water electrolysis in an electrolysis cell using a proton exchange membrane, the maintenance of airtightness against high-pressure hydrogen via the membrane, an elastic part, represents an issue. To resolve this issue, the effect of the use conditions of the membrane on changes in the thickness of the membrane was studied. The results indicated that it was necessary to set the holding loads in the cells so as to help ensure that the surface pressure of the membranes maintaining airtightness around the cathode space was greater than the pressure of the high-pressure hydrogen, and to select the hardness of the seal parts with consideration of the gaps occurring due to the state of wetness or dryness of the membrane. Evaluation of the durability of a high differential pressure water electrolysis stack applying the findings of this study verified that airtightness was maintained over the long term.

1．はじめに

究極のクリーンカーとして，水素を燃料とし，水以外の排出物がない燃料電池電気自動車がある．燃料電池電気自動車の普及には燃料である水素のインフラ整備が重要なポイントであり，Hondaでは水素供給手段の一つとして太陽光発電で得た電力で水を電気分解して製造した水素を燃料電池電気自動車に充填するソーラー水素ステーション（Solar Hydrogen Station: SHS）を提案している．

SHSは開発当初，水電解で得た水素を機械式のコンプレッサで昇圧貯蔵し車載の水素タンクに充填する方式であったが，機械式コンプレッサで消費する電力が運転効率を低下させているという課題があった[1), (2)]．

そこで水の電解と同時に水素を昇圧する機能を持った差圧式高圧水電解技術を開発し，機械式コンプレッサを用いた方式と比較してシステム効率で25%の向上と容積60%の省スペース化を達成した[(3)]．そしてこの技術を用いた第二世代の水素ステーションであるSHS2を国内外の実証試験で運用している[(4)]．

この差圧式高圧水電解では電解装置に求められる特性は，電解性能，差圧保持性能，気密性能に分類され，このうち電解性能と差圧保持性能について検討した結果は既報[(5)]のとおりである．気密性能に関わる構造については固体高分子電解質膜（Proton Exchange Membrane: PEM）とOリングという共に弾性体の組合せにより高圧水素をシールする構造である．同様の気密構造は内部圧が常圧付近で

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_18

ある燃料電池や常圧水電解においては一般的である．一方でPEMには膜にかかる圧力や乾湿によって膜厚が変化する性質がある．この性質が差圧式高圧水電解ではシール構造の課題となる．このためシール材であるOリングにはPEM膜厚が変化する条件下でもシール性を保持することが求められる．

本稿では課題に対してPEMの湿潤高圧条件で膜厚変化特性を測定することで実環境下での挙動を把握し，セル押付け荷重とシール材であるOリングに求められる条件を検討した．また，以上の検討結果を反映して製作したスタックで耐久試験をおこなうことで気密保持性を実証した．

2．差圧式高圧水電解の特徴

2.1. 差圧式高圧水電解セル構造

2.1.1. 基本原理と気密構造

高圧水電解の基本原理はPEMを用いる水の電気分解である．電解生成物である水素の下流への流れを規制すれば発生量の増加に従い圧が上昇する．この際水素と酸素の両極を同時に昇圧する等圧式と比較して，水素極のみを昇圧する差圧式は装置全体を小型化することが可能であるため，本研究では差圧方式を採用した．差圧式高圧水電解セルの模式図をFig. 1に示す．

ここでPEMは水素極空間と酸素極空間を隔てるのみならず，電解部の外周部分ではシール材のOリングとの組合せで水電解セルの気密を保つ部材としての役割も担う．この高圧水電解のセル構造はPEMを用いた一般的な常圧水電解セルの構成と同一であるが，高圧水素をシールするために高い押付け荷重で使用されることに特徴がある．

2.1.2. 電極の押付け構造

電解セルの電極同士を押し付ける締結力は内部圧による反発力以上である必要がある．一例として水素極空間の底面積を100 cm^2とした場合，水素圧が35 MPaのとき反発力は350 kNとなる．この締結力を発生させる手法としては，バネやボルト軸力といった金属の弾性を利用する方法[Fig. 2(a)]と水電解で得られる高圧水素をピストンに導いて締結力を発生させるピストン方式[Fig. 2(b)]がある．ピストン方式においてもシリンダ内に弾性体を併用するのは，常圧時の必要締結力と電解面で電解に必要な接触面圧を確保するためである[5]．前者では生成水素圧が上昇すると内圧による反発力のために両極を押し付ける力は低下する．このため初期の押し付け荷重を過剰に与える必要があるのに対して，後者のピストン方式では内圧に比例して押し付け力が上昇するため初期荷重は必要最低限とすることが可能である．それぞれの方式の内圧に対する締結力と両極部材で挟まれるシール部のPEM面圧の変化をFig. 3に示す．Fig. 3図中(a)は高水素圧時に所定のPEM面圧を維持するため，低水素圧時からPEM面圧は高くなる．このためPEMの静的変形量が大きくなり，弾性体は発生荷重が低下するため初期荷重としてはさらに大きく設定する必要がある．そのような荷重を付与するための弾性体としては大型のバネが必要となり装置全体のサイズアップに繋がる．一方，Fig. 3図中(b)では水素圧によらずPEMに適切な面圧を与えられる．このため本研究ではFig. 3図中(b)のピストン方式を採用した．

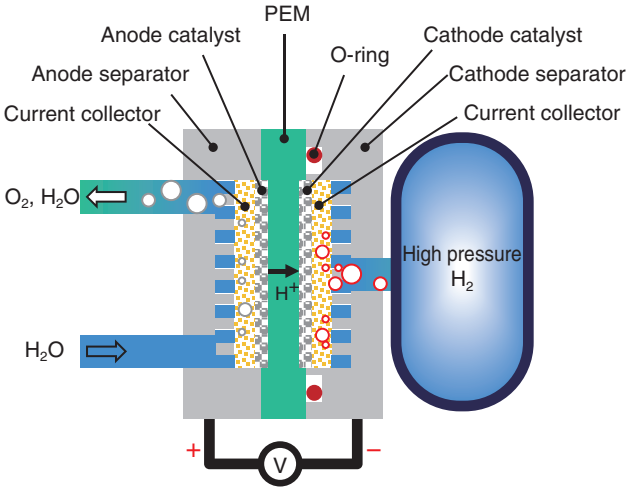
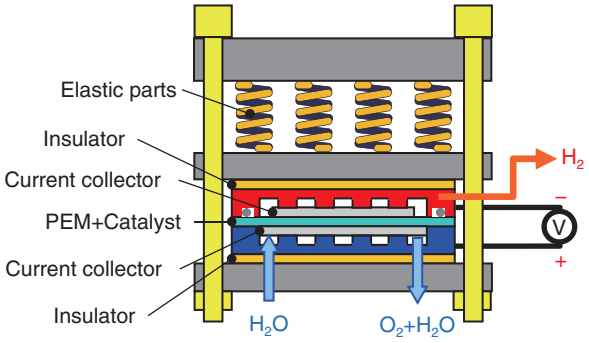
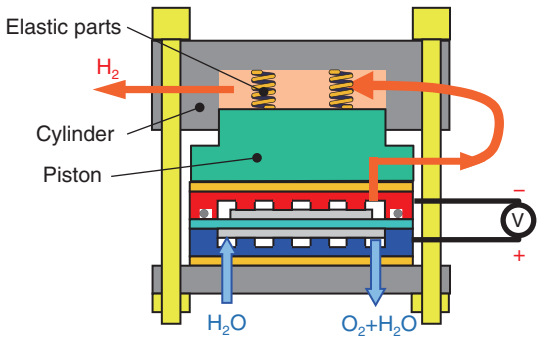


Fig. 1 Schematic of high-differential-pressure water electrolysis cell



(a) Holding structure using elastic parts



(b) Holding structure using piston

Fig. 2 Holding structure of electrolysis cell

2.2. 気密性の検討

差圧式高圧水電解セル構造においてPEMはOリングとの組合せで気密を保つ役割も担う．Oリングは通常，変形のない固体部材間のシール材として用いられるが，本構造の場合Oリングが接するPEMは荷重によって変形するためPEMの特性が気密性に影響する．特に本開発で用いているフッ素系のPEMは比較的弾性率が低いため変形しやすく，また水を吸収した際の膨潤率も大きい．このため気密性を確立する上では適切な荷重設定および荷重や乾湿によるPEMの厚さ変化の評価が必要となる．

2.2.1. セル押付け荷重の検討

電解セルにおいて電解部とシール部のPEMに最適な面圧を付与するため，押付け荷重を発生するピストンの最適径を設定する必要がある．内圧によって発生する荷重はそのピストンの受圧面積で決まる．大径であればより大きな荷重を発生するが，電解装置が大型化する点とPEMの面圧が過大に上昇する懸念がある．このため必要最小サイズの設計をする目的からは適切な荷重設定をすることが必要となる．

ピストンは押付け荷重において以下の式（1）が成立する．

$$F_{pis} = S_{pis} \cdot P_H + F_{sp} \qquad (1)$$

F_{pis}：ピストン押付け荷重［N］
S_{pis}：ピストン受圧面積［mm^2］
P_H：水素圧［MPa］
F_{sp}：シリンダ内弾性体発生荷重［N］

電解部で電解に必要な面圧は接触抵抗と膜抵抗の関係から5 MPaである[5]．この面圧はF_{sp}の設定を基に水素圧には関係なくPEMの有効な面積全範囲 に付与される．

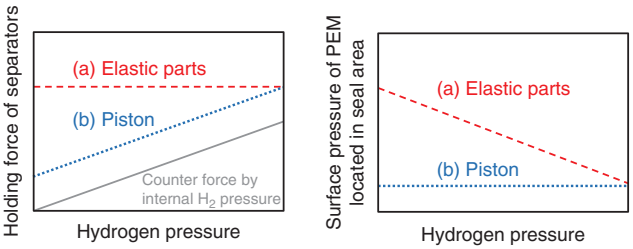


Fig. 3　Comparison of holding force of separators and surface pressure of PEM located in seal area

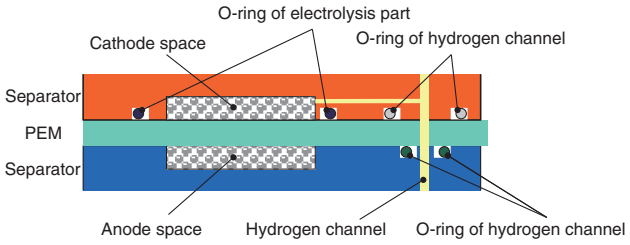


Fig. 4　Schematic of hydrogen channel designed on outside of electrolysis part

2.2.2. シール材の仕様検討

シール材であるOリングの一般的な選定基準はJIS[6]に記されているが，高圧水電解構造では接する相手がPEMであるため特有の選定条件が必要となる．それはシール部位でPEMに乾湿差が存在する場合に膨潤量による膜厚変化から生じるはみ出し隙間である．はみ出しが想定される部位としてセルを積層する場合にFig. 4に示すように電解部の外部に設ける水素の流通路形状がある．この通路のシールもPEMとOリングが担うことになる．この部位のPEMはOリングの内側部分は生成水素中の水分により膨潤しているが，外側は外気に面しているため乾燥し，Fig. 5に示すように膜厚差からOリング外側に隙間が生じる．このため該当部位のOリングはこのはみ出し隙間に応じた選定をする必要が生じる．

セル押付け荷重の設定およびOリングはみ出し隙間への対処という二つの課題において，高圧下におけるPEMの状態変化という高圧水電解特有の事象がシール構造設定のポイントである．そこで実用条件でのPEMの膜厚変化を把握することでこれらの課題を解決した．また，その成果を適用して作成したスタックで長期間の耐久試験をすることで気密性能を実証した．

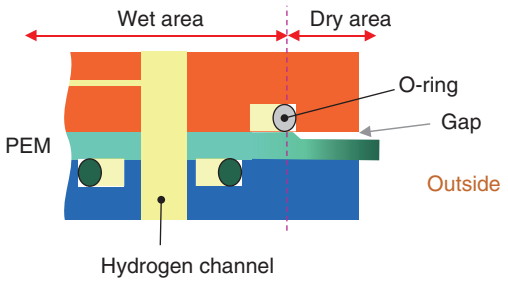


Fig. 5　Generation of gap by dryness of PEM of seal area

3．試験方法

3.1. PEMの圧縮特性試験

PEMの湿潤高圧条件での膜厚変化特性を把握するために圧縮試験をおこなった．サンプルのPEMはあらかじめ水中に浸して飽和状態まで膨潤させ，所定の面積の圧子で押付けて変位と荷重を測定した．この際に機器自体のひずみ特性を計測しておき測定値を補正した．測定雰囲気については電解時の条件を基に温度範囲を35℃から80℃とし，湿度はPEMを湿潤状態に保つために95%RHとした．また圧の繰り返し試験はサンプルを再膨潤させるために25℃の水中に浸して膜の変位量を計測した．

3.2. ピストン式高圧水電解セルによる電解試験

電解セルの模式図をFig. 6(a)とFig. 6(b)に示す．ピス

トン荷重の最適設定を確認するため，ピストン受圧面積 S_{pis} を (a) は最小設定である水素極空間底面積 S_H と同等，(b) は S_H にシール部面積 S_{seal} を加えた面積相当で作成して電解時の挙動から PEM の変化を確認した．

電解セルの基本構成は常圧水電解と同様であり，本体はチタン合金で製作した．ピストン内のバネ荷重は高圧時に電解に必要な面圧である 5 MPa となるよう設定し，上部シリンダと底部を締結する支柱の剛性は発生水素の反発力による変形量がピストン内のバネ荷重に影響がないように設定した．PEM にはフッ素系の電解質膜を用い，酸素極には Ru-Ir-Fe 系複合酸化物触媒を，水素極には Pt ブラック触媒をそれぞれ用いた．給電体は両極ともに金属焼結体を用いた．

電解性能評価にあたり指標となる差圧式高圧水電解における電解電圧 E_{WE} は以下の式 (2) で求められる[7]．

$$E_{WE} = E_0 + \frac{RT}{2F}\ln\frac{P_1}{P_2} + ir \qquad (2)$$

E_0 ：理論稼働電圧 [V]
T ：絶対温度 [K]
R ：気体定数 [J/mol·K]
P_1 ：高圧側水素分圧 [MPa]
P_2 ：低圧側水素分圧 [MPa]
ir ：直流抵抗電圧 [V]
F ：ファラデー定数 [C/mol]

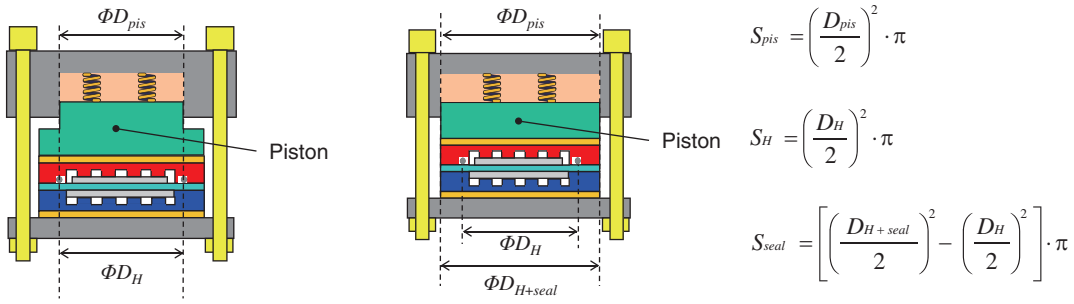
ここで式中の第二項はガス濃淡電池における水素濃度差電位に相当する．

3.3. スタック構造での耐久試験

高圧水電解スタックの耐久性の確認のため，Fig. 7 に示す試験装置で耐久運転を実施した．運転モードとしては連続的な高圧水電解と，昇圧と 35 MPa の高圧保持そして常圧までの減圧を繰り返す昇減圧電解をおこなった．シール性能の指標を示す数値としてスタックで製造している水素流量から算出される電流効率がある．電流効率の算出式を式 (3) に示す．電流効率は高圧電解 1 時間あたりの水素発生量をガスメータで計量して算出した．

$$\eta_A = Q\cdot\left(\frac{I_{WE}\cdot 3600}{F}\cdot\frac{1}{2}\right)^{-1}\times 100 \qquad (3)$$

η_A ：電流効率 [%]
Q ：水素発生量 [mol/hr]
I_{WE} ：電解電流 [A]



(a) Piston area is equal to base area of cathode space　(b) Piston area is equal to sum of base area of cathode space and seal partial area

Fig. 6　Structure of piston type high-differential-pressure water electrolysis cells

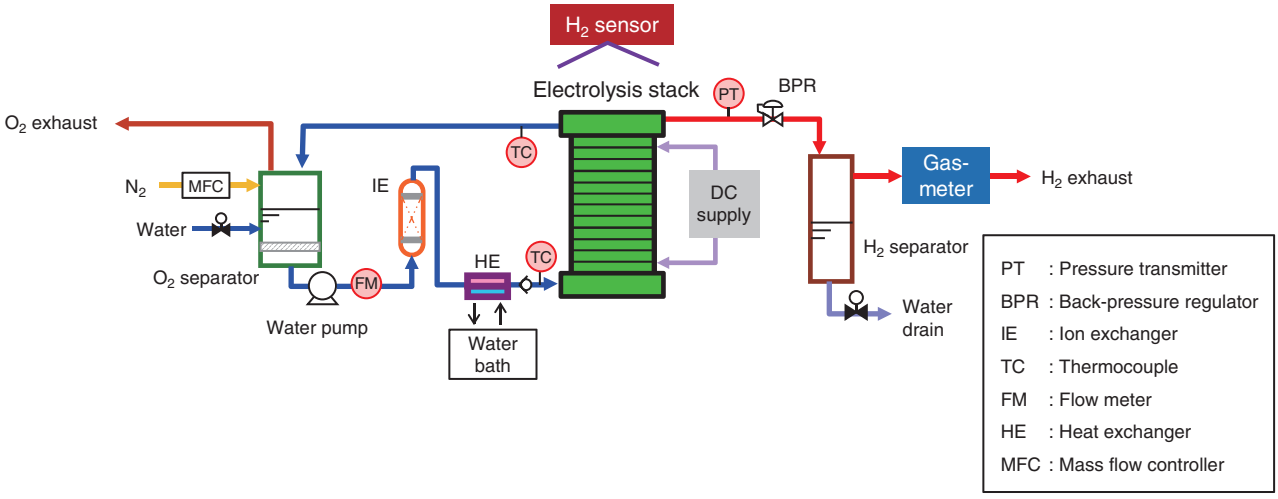


Fig. 7　Evaluation system of electrolysis stack

また，スタック近傍に水素センサを設置し，スタック外部に水素の漏えいがないことを確認した．

4．結果と考察

4.1. セル押付け荷重の設定

4.1.1. PEM の圧縮特性

高圧水電解セル中で用いられる PEM は高圧で圧縮を受けると厚さが減少する．これは母材自体の圧縮および酸素極側に常に電解原料の水が存在するため膜は水で膨潤しているが，高圧でこの水が脱離することによるものである．湿潤条件において PEM に加える面圧に対する厚さの低下率を圧縮試験機で測定した結果を Fig. 8 に示す．変位量は測定温度によらず 5 MPa 付近から大きく変化し，面圧の上昇と共に増加している．

4.1.2. 電解セルによる評価

Fig. 6 で示した電解セルを用いて電解試験を実施した際の生成水素圧に対するセル電圧の変化を Fig. 9 に示す．Fig. 9(a) の水素極空間相当の場合，15 MPa 付近からセル電圧が急上昇したのに対して Fig. 9(b) のシール部分も加えた面積相当の場合はほぼ式（2）で算出される電解電圧に等しいセル電圧を示した．Fig. 9(a) のようなセル電圧上昇は電解面の給電体と触媒の接触面圧が低下することで発生する[5]．

この面圧低下の原因について外周シール部の PEM 面圧 P_{seal} から考察する．P_{seal} は式（1）で示したピストンの荷重と高圧水素による反力およびシール部面積を用いて式（4）で表される．

$$P_{seal} = (S_{pis} \cdot P_H + F_{sp} - S_H \cdot P_H) / S_{seal} \qquad (4)$$

Fig. 9(a) では，$S_{pis} = S_H$ であり，式（4）は式（5）で示すようになるため，P_{seal} は F_{sp} の設定から 5 MPa で一定となる．

$$P_{seal} = F_{sp} / S_{seal} = 5 \text{ [MPa]} \qquad (5)$$

Fig. 9(b) では，$S_{pis} = S_H + S_{seal}$ であるから式（4）は式（6）のようになるため，P_{seal} は水素圧に対して一次関数的に変化する．

$$P_{seal} = (S_{seal} \cdot P_H + F_{sp}) / S_{seal} = P_H + 5 \text{ [MPa]} \qquad (6)$$

Fig. 9(a) と Fig. 9(b) の構造で電解部を含む水素極空間部分と外周シール部で PEM が受ける面圧を Fig. 10 に示す．Fig. 9(a) の構造では内圧上昇に伴い水素極空間部とシール部の面圧差は拡大する．この場合電解部を含んだ水素極空間部の膜厚は Fig. 11 に模式的に示すように周囲のシール部と比較して減少する．このため電解面の接触面圧低下によりセル電圧上昇が発生する．一方，Fig. 9(b) の構造ではシール部分は水素極空間部以上の面圧設定であるためこのような事象は発生しない．

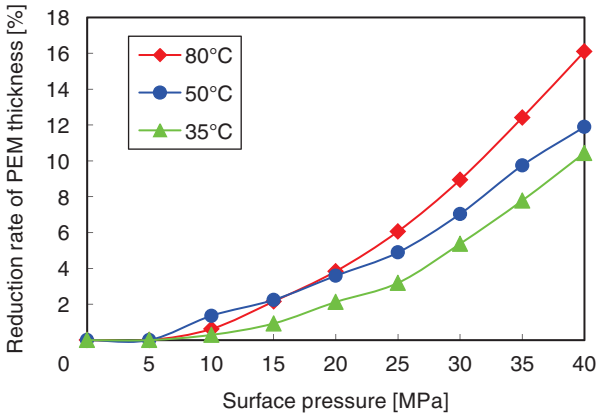


Fig. 8　Reduction rate of PEM thickness to surface pressure

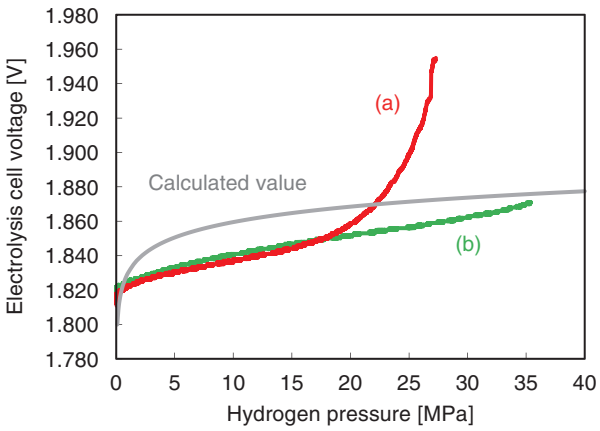


Fig. 9　Comparison of electrolysis cell voltage change

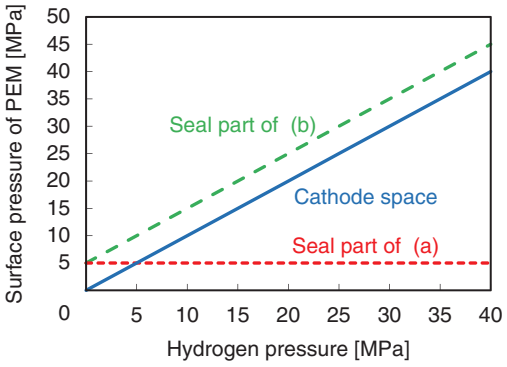


Fig. 10　Comparison of PEM surface pressure of cathode space and each seal part of (a) and (b)

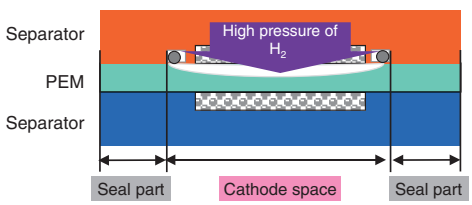


Fig. 11　Modification situation of PEM at time of high pressure in electrolysis cell (a)

このような面圧差はFig. 12に示すようなOリングの変形を発生させ，シール性能低下の原因となる場合がある．これはセル内の水素圧よりもOリング外側のPEM面圧が低い場合，Oリングを外側に押し出す力が働くためである．

以上の点からピストン荷重はシール部面圧が生成水素圧以上となる設定であることが必要である．すなわちピストン受圧面積 S_{pis} は，水素極空間部の底面積 S_H と周囲のシール部面積 S_{seal} の和以上であることが必要である．

4.2. PEMの乾湿とシール材の選定

4.1. 節ではPEMの圧縮変形量を高圧ガス部と周囲のシール部で均一にする理由を述べたが，シール部位内においてPEMの乾湿差が生じる場合にはその膜厚差を考慮したシール材の選定も必要となる．

加湿条件においてPEMに非電解時の面圧（5 MPa）と電解時の面圧（40 MPa）を繰り返し加えた場合の乾燥時に対する膜厚変化率をFig. 13に示す．この図からは，高圧付与と同時に膜厚は減少し始めるがその変位速度は比較的遅いため，高圧運転開始時に乾湿の膜厚差が最大になる条件が存在することがわかる．この場合，最大で膜厚の15%のはみ出し隙間が生じているが，許容される最大はみ出し隙間はOリングに加えられる圧とその硬度によることが知られている．平面シールの許容値は内圧が35 MPaの場合，硬度A 80材では20 μm，A 90材では55 μm程度が推奨されている[8]．例えばPEM膜厚が100 μmの場合には，15 μmの隙間に相当するためA 80材で使用可能であるが，膜厚が200 μmの場合には30 μmの隙間になるためA 90材を選択する必要がある．

4.3. スタック構造での耐久試験結果

SHS2で必要とされる水素供給量を得るためには電解セルを積層してスタック構造を形成する必要がある．既述のようにPEMの特性を把握してピストン荷重設定およびOリング仕様選定をおこなうことで電解セルを積層したスタックを設計し，Fig. 7の評価装置で耐久性能評価をおこなった．耐久運転において気密性が保たれていれば計測する水素量は変化なく一定値を維持することから，水素流量変化を計測することで高圧水電解スタックの気密構造の成立性を判断できる．

連続電解10000時間，昇減圧電解330回までの生成水素量の指標である電流効率とスタック近傍に設置している水素センサ濃度をFig. 14に示す．電流効率は水素がPEMを通して酸素極に透過する約5%の損失が初期から存在するがその値は耐久試験を通して一定を維持しており，また水素センサにおいても水素漏れを検知しなかったことからスタック構造においても長期の気密性確保ができていることが実証できた．

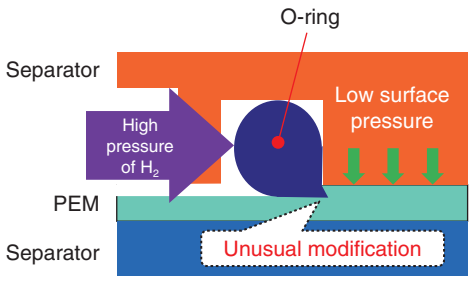


Fig. 12 Sectional view of seal portion

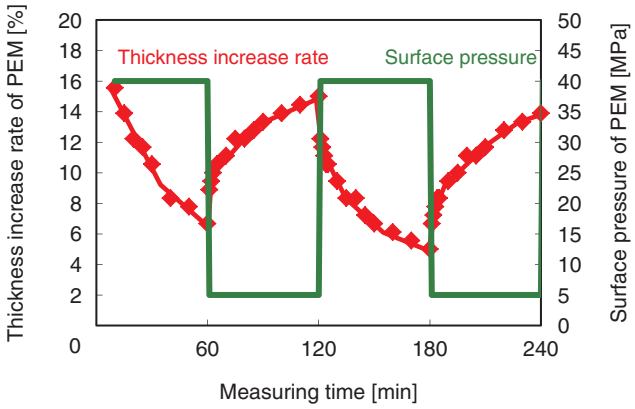
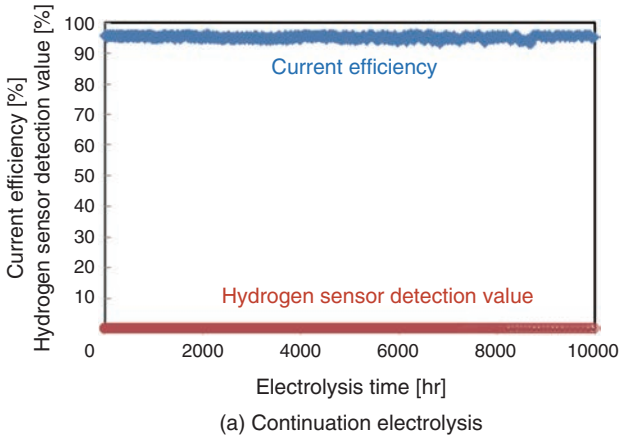
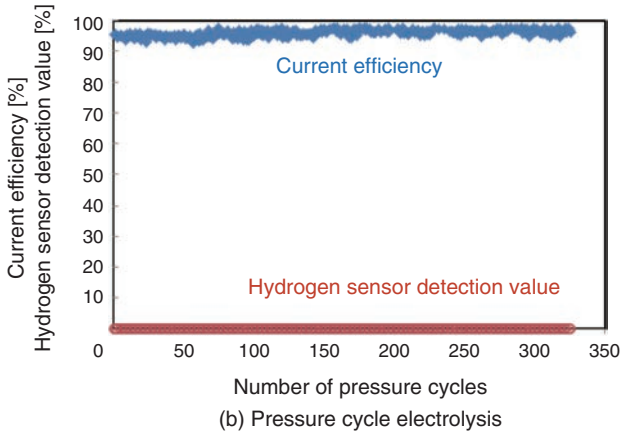


Fig. 13 Change of thickness increase rate of PEM to surface pressure change in humidification conditions



(a) Continuation electrolysis



(b) Pressure cycle electrolysis

Fig. 14 Change of current efficiency and hydrogen sensor detection value at time of stack durable electrolysis

5．まとめ

35 MPa の高圧水素製造技術である差圧式高圧水電解セルの気密構造について以下の結果が得られた.

（1）押し付け構造であるピストンはその面積を水素極空間の底面積と外周シール部の面積との和以上とすることで必要な押付け荷重が得られた.

（2）PEM の乾湿によるはみ出し隙間に応じたOリング硬度を設定することで気密性を保持することができた.

また, 得られた知見で作成したスタックで長期の気密保持性の実証ができた.

参考文献

（1）上山雅樹, 喜多真佐人, 田口聡, 中沢孝治, 長岡久史, 荒川愼一:太陽電池を使った水素ステーションの紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.31-38

（2）岡部昌規, 中沢孝治, 樽家憲司, 判田圭:太陽電池を使った水素ステーション (SHS) の実証試験, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.1, p.67-73

（3）中沢孝治, 長岡久史, 武内淳, Frank MOBURG, 山下郁也, 岡部昌規:差圧式高圧水電解型ソーラー水素ステーション (SHS2) の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.2, p.28-35

（4）長岡久史, 吉田喜祐, David CUN, 山下郁也, 岡部昌規:差圧式高圧水電解型ソーラー水素ステーション (SHS2) の実証試験, Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.2, p.72-78

（5）針生栄次, 中沢孝治, 樽家憲司, 石川博之, 岡部昌規:差圧式高圧水電解セルの構造とその性能評価, Honda R&D Technical Review, Vol.23, No.2, p.90-97

（6）JIS B2401:2005, Oリング

（7）電気化学会編:電気化学便覧, 第5版, p.155(2000)

（8）日本フルードパワー工業会規格 JFPS 1003:1999, 油圧シリンダ用パッキンの仕様･選定方針

■著　者■


川 崎 暢 之


針 生 栄 次


石 川 博 之


中 沢 孝 治


岡 部 昌 規

Mn窒化物による析出強化型 高強度クランクシャフト用鋼の開発

Development of Steel for High-strength Crankshaft by Precipitation Strengthening of Mn-nitride

高 橋 宏 昌* 増 田 大 樹*
Hiromasa TAKAHASHI Hiroki MASUDA
西 谷 成 史** 高 須 賀 幹**
Shigefumi NISHITANI Motoki TAKASUGA

要 旨

レアメタルの添加に頼らない高強度ガス軟窒化クランクシャフト用鋼を開発した．従来の高強度クランクシャフト材はレアメタルのモリブデン（Mo）を添加することで高強度化を図っていたが，本開発では高強度化達成手法として製鋼過程で含有する汎用元素のマンガン（Mn）を有効活用した．Mn量を0.9wt%以上にすることでフェライトの強化を図り高強度化を達成した．また，その強化メカニズムはガス軟窒化処理により表層のフェライト中に形成したMn窒化物（η-Mn_3N_2）の析出強化であることを明らかにした．一方，高強度化と相反する特性として要求されるガス軟窒化後の曲がり矯正性に対しては，炭素（C）量の低減により，フェライト面積率を増加させ，じん性向上を図ることで対応した．以上より，Mo添加を廃止することで材料コスト低減を図りつつ従来の高強度材同等の強度を達成した．また，レアメタル未添加の従来の標準材クランクシャフトに対し，16%の強度向上を達成した．

ABSTRACT

A high-strength gas soft-nitrided crankshaft steel that does not rely on the addition of rare metals has been developed. High strength is realized in Honda's conventional high-strength crankshaft steel through the addition of the rare metal molybdenum (Mo). By contrast, a high level of strength was achieved in the developed steel by making effective use of manganese (Mn), a universal component of steel, in the production process. High strength was realized by strengthening the ferrite phase using Mn content of 0.9 wt% or higher. It was determined that the strengthening mechanism was precipitation strengthening by means of Mn nitrides (η-Mn_3N_2) formed in the surface layer ferrite phase as a result of gas soft nitriding. Straightenability, a characteristic that is antagonistic to high strength, is also demanded from crankshaft steels following gas soft nitriding. This demand was responded to in the developed steel by increasing toughness through the reduction of carbon (C) content in order to increase the area ratio of the ferrite phase. The innovations described above have made it possible to reduce material costs by doing away with Mo while realizing an equivalent level of strength to the conventional high-strength steel. Strength has also been increased by 16% against crankshafts produced using the conventional standard steel, which contains no rare metals.

1．まえがき

近年，自動車の低燃費化に対する社会的ニーズが高まっており，軽量化や低フリクション化の観点よりクランクシャフトのような主運動系エンジン部品に対してさらなる小型化，軽量化が求められている．クランクシャフトは常に繰り返し応力にさらされるため，高い疲労強度が要求される．鉄鋼材料の強化メカニズムとしては加工硬化（転位強化），結晶粒微細化強化，固溶強化，析出強化等がある．それらの強化機構を発現させるための二次強化手法として高周波焼き入れ，ロール加工，ガス軟窒化（Gas Soft Nitriding: GSN）等が用いられている[(1)-(4)]．その中でGSN

＊ 四輪R&Dセンター
＊＊新日鐵住金株式会社

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_19

は材料表面から内部へ窒素（N）を拡散させることにより表面近傍の硬度を向上させ強化する手法である．また，表面に形成する硬質な窒素化合物層（ε相：$Fe_{2\text{-}3}N$，γ’相：Fe_4N）により，しゅう動部位の耐摩耗性向上も可能となる．GSN による強化手法として Mo やバナジウム（V）等のレアメタルを添加する場合が多い[5),(6)]．しかしながら，レアメタルは価格の高騰や調達環境の不安定さから近年は添加量の低減もしくは添加の廃止が検討されている．例として電炉製法ではスクラップ中の銅（Cu），クロム（Cr）含有量を最適化し，Cr による析出強化と Cu によるフェライト固溶強化によってレアメタルを添加せずに高強度化を図る手法が開発されている[7)]．本開発ではレアメタルを添加することなく高炉製法により製造される鋼材の高強度化手法を検討した．

2．開発のねらい

Honda のガソリン自動車用クランクシャフトは鍛造，機械加工の後，GSN を施している．クランクシャフトの材料としては鍛造後の焼準処理を廃止した非調質鋼を用いており，曲げ応力とねじり応力の負荷水準によって標準強度材と高強度材の使い分けをおこなっている．このうち高強度材は Mo を添加することにより高強度化を図っていたが，レアメタルである Mo の低減が課題であった．本開発では Mo の添加を廃止することによる強度低下を鋼の基本元素を有効活用により補完する手法を検討した．一方で，GSN 時に生じる熱応力のためクランクシャフトには曲がりが生じやすく，規定の振れ量以内とするために曲がり矯正がおこなわれる．しかしながら，強度を向上させるため GSN 後の表層硬度を向上させると曲がり矯正性が低下する傾向がある．レアメタルを添加することなく基本元素の炭素（C），Mn をベースに材料設計することで高強度化と曲がり矯正性の相反する特性を両立できる GSN クランクシャフト用鋼について検討した．

開発にあたり以下の目標を設定し材料仕様を検討した．

（1）従来高強度材同等の疲労強度であること
（2）従来高強度材同等の曲がり矯正性を有すること
（3）従来標準材同等の材料コストであること

3．材料成分設計の考え方

3.1. 組織強化の考え方

クランクシャフトは熱処理合理化の観点から非調質鋼が用いられている．非調質鋼では窒素添加により形成した微細窒化物のピン止め効果が熱間鍛造時の組織の粗大化を抑制している．組織は硬質なパーライト組織と軟質なフェライト相の二相組織になっている．GSN 後の代表的な組織と硬度プロファイルを Fig. 1 に示す．GSN によって表面には硬質な化合物層が形成され，材料内部の窒素拡散域は母材に対して硬度が向上する．

クランクシャフトは繰り返し応力により疲労破壊の可能性があるため，き裂の抑制が重要である．き裂の発生および進展は応力が材料強度を上回るときに化合物層直下のフェライト相で生じるため，高強度化のためにはフェライト相の強化が必要である．

本開発では化合物層直下のフェライト相強化の効果を評価するにあたり表層から 50 μm 深さの硬度をビッカース硬度試験により測定した．これを 50 μm 深さ硬度と定義する．

3.2. 高強度化元素の検討

本開発材においては，レアメタルを添加しない代わりに鋼の基本元素を有効活用することにより高強度化を達成することを試みた．鋼の基本元素としてはC，シリコン（Si），Mn，硫黄（S），リン（P）があげられる．その中で Mn は固溶強化によるフェライト相の強化能が高いことが知られている．この強化メカニズムは Mn が原子サイズの異なる Fe 中に固溶することで Fe 原子の格子配列をひずませ，それが変形抵抗を高めることに起因する．このようなひずみ場を有する材料に窒化をおこなうことで窒素が効果的に導入され，さらに変形抵抗を高めることで強化を図ることができると考えた．

また，プラズマ窒化した C-Mn 合金において Mn 量増大とともに疲労強度が向上することが報告されており，強化メカニズムとして窒化物による析出強化の可能性が示されている[8)]．

本開発において従来の Mo 添加による高強度達成手法の代わりに Mn 量を増加させることで窒化物による強度向上をねらい，そのメカニズムを検討した．

3.3. Mn の効果

材料成分設計の先行検討として疲労強度に及ぼす Mn 量の影響について検証した．供試材として 0.30wt% から 0.35wt% の炭素鋼に対して Mn を 0.5wt% から 1.5wt% 添

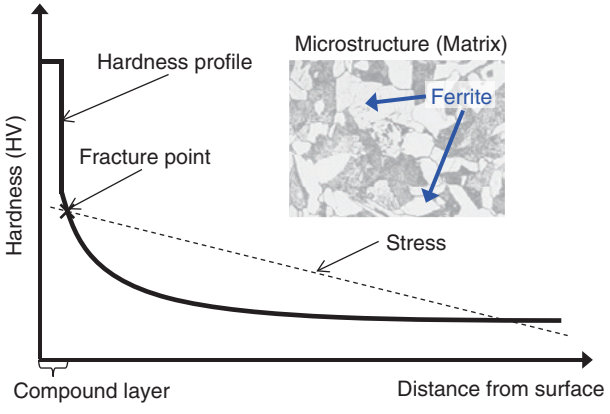


Fig. 1　Schematic of hardness profile after GSN

加した試料を作製し，GSN をおこなった．Fig. 2 に回転曲げ疲労試験の結果を示す．Mn 量の増加とともに疲労強度の向上が確認され，0.9wt% 以上で従来の高強度材以上の疲労強度を達成することから高強度化に必要な Mn 量を 0.9wt% とした．

3.4. 曲がり矯正性確保の考え方

曲がり矯正性改善のためには 50 μm 深さ硬度を抑制するとともにフェライト相の面積率を増やす手法が報告されている[7]．Fig. 3 にモデル合金に対して C 量を変えた場合のフェライト相面積率（α）を示す．C 量が少ないほどフェライト相の増加が確認された．本開発材の材料設計においては，目標とする曲がり矯正性を確保するために基本成分である C 量を制御することによりフェライト相の面積率向上を図る．

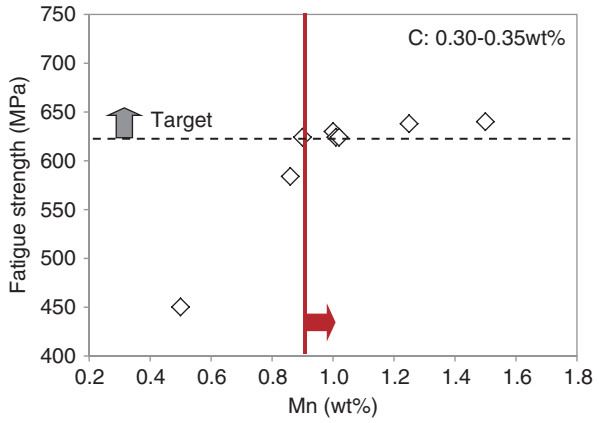
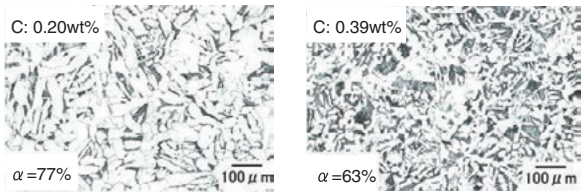


Fig. 2 Relationship between Mn and fatigue strength



(a) 0.20wt%C-0.03wt%Si-0.02wt%Mn (b) 0.39wt%C-0.02wt%Si-0.02wt%Mn

Fig. 3 Relationship between ferrite area ratio and C content

4．材料成分設計

4.1. 目標硬度の設定

曲げ疲労強度と曲がり矯正性を両立する GSN 後の 50 μm 深さ硬度の範囲を明確にした．Fig. 4 に 50 μm 深さ硬度と曲げ疲労強度の関係を示す．疲労強度基準を満たすための 50 μm 深さ硬度は 300 HV 以上である．50 μm 深さ硬度と曲がり矯正性の関係を Fig. 5 に示す．曲がり矯正性の基準を満足させるための 50 μm 深さ硬度は 360 HV 以下である．よって，部品機能を満足するための 50 μm 深さ硬度の範囲は 300 HV から 360 HV に設定した．

4.2. 開発材の成分設定

開発材の材料成分設計にあたっては 4.1. 節で定めた 50 μm 深さ硬度を満足させる材料成分範囲を設定する必要がある．その場合には鉄鋼材料を構成する各元素の影響度が異なることを考慮し，指標化が必要である．本開発材においては 50 μm 深さ硬度を規定する材料成分の指標として Mn 当量（*Mneq*）を新たに定めた．設定した *Mneq* を式（1）に示す．*Mneq* は GSN 後の 50 μm 深さ硬度に影響を及ぼす元素を Mn 量に換算したものであり，影響度の高い Mn，C，Cr により設定した．Fig. 6 に *Mneq* と 50 μm 深さ硬度の関係を示す．*Mneq* が増加するほど 50 μm 深さ硬度は増加することが確かめられ，今回設定した *Mneq* の妥当性を示すことができ，50 μm 深さ硬度の範囲を満足する *Mneq* の範囲を設定した．

$$Mneq = \mathrm{Mn} + a1 \cdot \mathrm{C} + a2 \cdot \mathrm{Cr} \qquad (1)$$

Mn, C, Cr：各元素の含有量（wt%）

*a*1, *a*2：定数

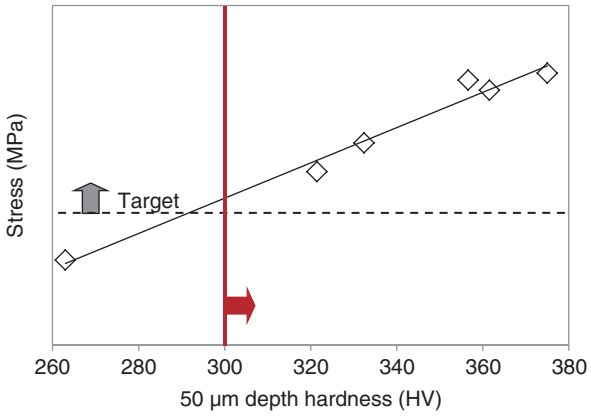


Fig. 4 Relationship between 50 μm depth hardness and bending fatigue strength

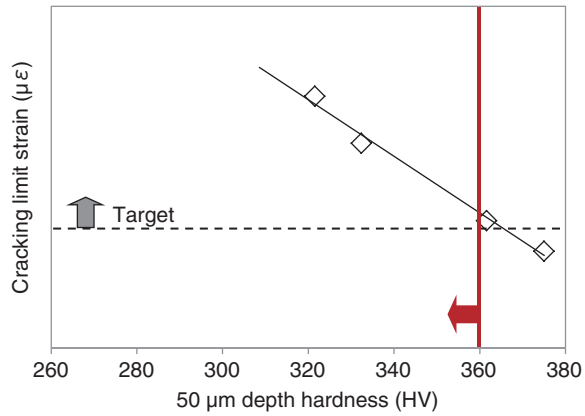


Fig. 5 Relationship between 50 μm depth hardness and cracking limit strain

Table 1　Chemical composition of developed and conventional steel (wt%)

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
Developed high-strength steel	0.30	0.20	1.00	0.015	0.05	0.05	-
Conventional high-strength steel	0.37	0.20	0.82	0.015	0.07	0.05	0.16
Conventional standard steel	0.40	0.20	0.60	0.015	0.05	0.05	-

3.3. 節で設定した Mn 量 (0.9wt% 以上) をベースに，式 (1) を満たすように本開発材 (Developed high-strength steel) の材料成分を決定した．設定した代表的な材料成分を Table 1 に示す．

開発材の材料成分は従来の標準材 (Conventional standard steel) の成分系をベースとし，従来の高強度材 (Conventional high-strength steel) に対して Mo 添加を廃止して Mn 量を増加させ C 量を低減した．過剰な C 量の低減は耐摩耗性の低下が懸念されるため，本開発材では C 量を 0.3wt% とした．

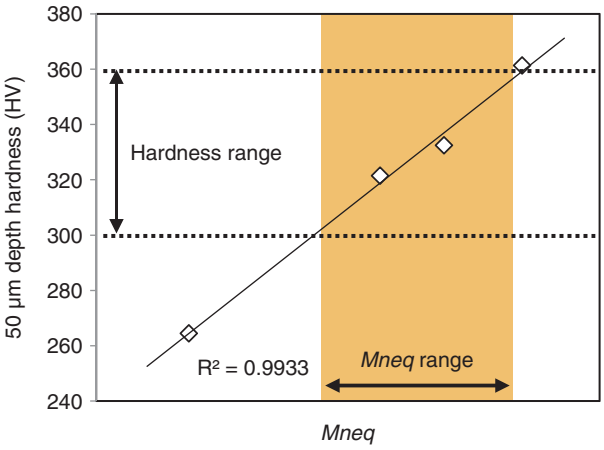


Fig. 6　Relationship between *Mneq* and 50 μm depth hardness

5．開発材の特性

5.1. 材料特性

軟窒化後の表層付近の断面組織を Fig. 7 に，窒素濃度プロファイルを Fig. 8 に，硬度プロファイルを Fig. 9 に示す．Fig. 8 から開発材の窒素濃度は表面近傍において従来の高強度材同等を確保していることがわかる．Fig. 9 において開発材の内部硬度は従来の標準材同等であるが，表層硬度は軟窒化により従来の高強度材同等まで向上している．すなわち，従来の標準材と構成元素は変わらないにもかかわらず窒素濃度，表層硬度が向上した．これは Mn 量が増大したことで形成した Mn 窒化物による析出強化に起因すると考えられる．

5.2. クランクシャフト特性

本開発材を用いて直列 4 気筒ガソリンエンジン用のクランクシャフトを作製し，クランクシャフトの単体特性を評価した．Fig. 10 にクランクシャフト特性としての曲げ疲労強度と曲がり矯正性の従来材との比較を示す．特性は従来の高強度材を 100 とし比率で示す．

開発材の曲げ疲労強度は従来高強度材同等であり，従来標準材に対しては 16% の向上を達成した．曲がり矯正性については表層硬度が低い従来標準材には劣るものの従来高強度材同等の特性を確保した．

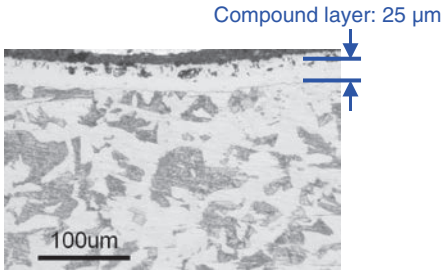


Fig. 7　Microstructure of developed steel after GSN

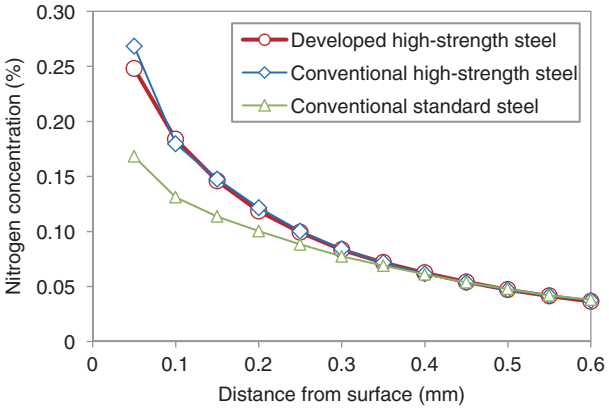


Fig. 8　Nitrogen concentration profile after GSN

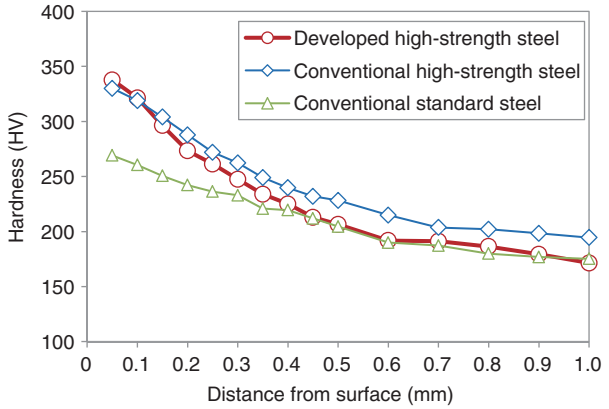
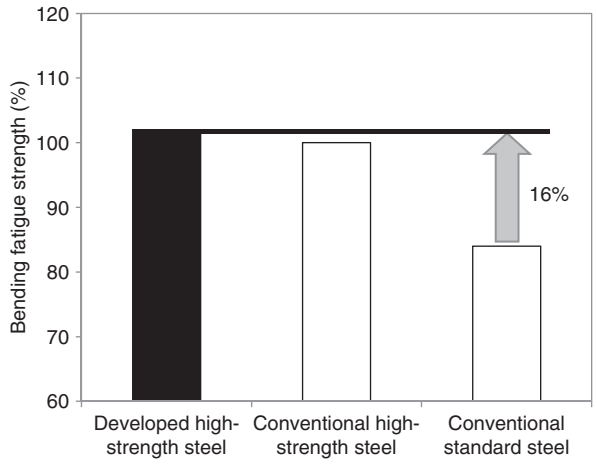
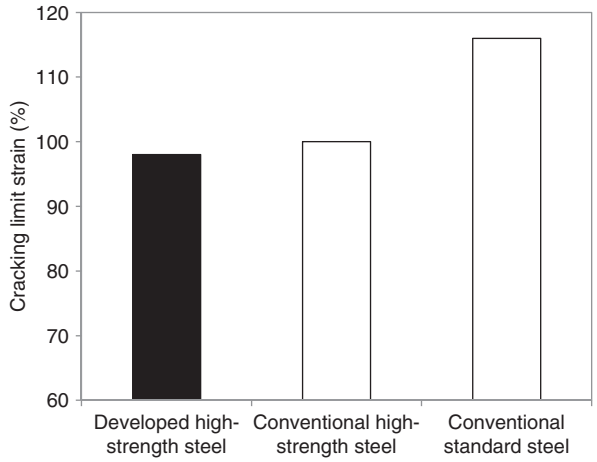


Fig. 9　Hardness profile after GSN



(a) Bending fatigue strength



(b) Cracking limit strain

Fig. 10 Crankshaft characteristic

6. 高強度化メカニズム解析

6.1. 供試材と検証方法

Mn による高強度化メカニズムを明らかにするため，0.3C-(0.5，1.0，1.5，2.0)Mn のモデル合金を作製した(Fig. 11)．Table 2 に検証に用いたモデル合金の材料成分を示す．供試材は 1250℃ で鍛伸をおこない，ϕ 50 ㎜の丸棒を作製し，小野式回転曲げ試験用に機械加工をおこなった．GSN(RX ガスと NH_3 ガスで処理)は 600℃ で 2 hr 保持した後，水冷をおこなった．その試験片を用いて組織観察，窒素濃度測定，硬度測定をおこなった．

6.2. 材料特性に及ぼす Mn の影響

6.2.1. 組織に及ぼす Mn の影響

Fig. 12 に各モデル合金の表面付近の断面組織写真を示す．Mn 量増加によりパーライト組織(図中の黒色領域)の面積率が向上している．Mn が増加するほど硬質なパーライト組織が増加し，それにより硬度が増加することが考えられるが，高強度化達成のためには軟質なフェライト相の硬度向上を図る必要がある．

Table 2 Chemical composition (wt%)

	C	Si	Mn	P	S
0.3C-0.5Mn	0.30	0.01	0.48	0.002	0.001
0.3C-1.0Mn	0.29	0.01	0.97	0.002	0.001
0.3C-1.5Mn	0.30	0.01	1.43	0.002	0.001
0.3C-2.0Mn	0.29	0.01	1.92	0.002	0.001

6.2.2. N濃度に及ぼす Mn の影響

Mn 量と軟窒化後の窒素濃度プロファイルを Fig. 13 に示す．Mn 量増大と共に表層近傍の窒素濃度が増大していることが確認された．窒素の材料内部への拡散に対して Mn が効果的に寄与していると考えられる．

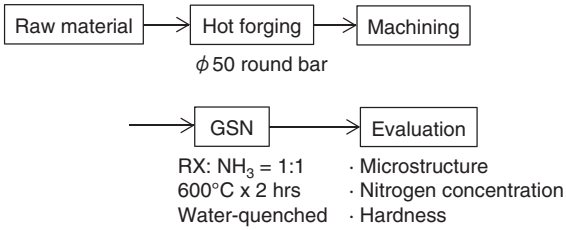


Fig. 11 Method of specimen preparation and property evaluation

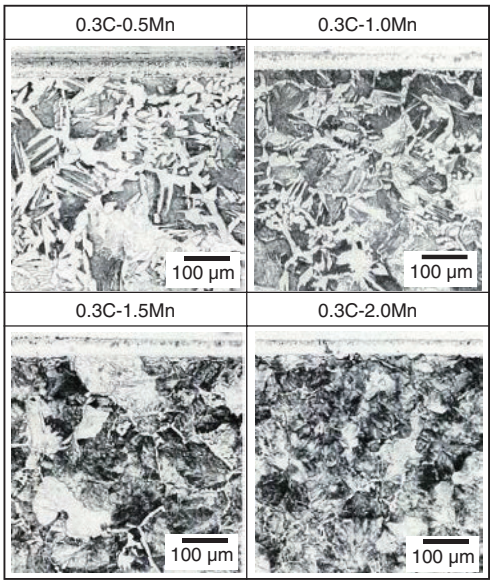


Fig. 12 Microstructure after GSN

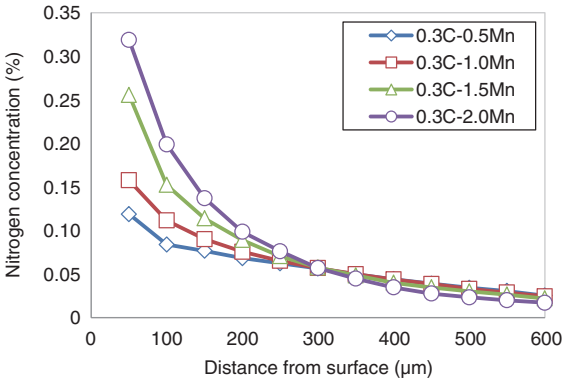


Fig. 13 Nitrogen concentration after GSN

6.2.3. 硬度に及ぼす Mn の影響

Fig. 14 に軟窒化後の 50 μm 深さ硬度測定結果を示す．硬度測定はビッカース硬度試験において押込み荷重 300 g で実施した．ビッカース硬度は Mn 量増大とともに増加する．この結果は Mn 量増大にともない増大した硬質のパーライト組織に起因する可能性も考えられる．軟質なフェライト相の硬度向上に及ぼす Mn の影響を明らかにするため，ビッカース硬度試験の押込み荷重を 50 g に下げて測定領域を局所化することでフェライト相の硬度測定をおこなった．Mn 量の増大とともにフェライト相の硬度向上が確認された．Fig. 2 の Mn 量増大による疲労強度の向上はフェライト相の硬度向上に起因すると推測される．

6.3. フェライト中の析出物の同定

Mn による強化メカニズムを明らかにするため電解放出型透過電子顕微鏡（Field emission type transmission electron microscope：FE-TEM）によりフェライト相中の微細組織観察を実施した．FE-TEM 観察を実施した材料成分仕様としては開発材における強化メカニズムの考察のため，4.2. 節で設定した開発材の C 量と Mn 量が同様の 0.3C-1.0Mn を選定した．観察用試料は化合物層直下のフェライト相を観察するため表面から 50 μm の深さから切り出した．Fig. 15(a) は GSN 後のフェライト相中で観察された明視野像であり，Fig. 15(b) はエネルギー分散型 X 線分析装置付走査透過型電子顕微鏡（Scanning TEM -Energy Dispersive X-ray Spectroscopy: STEM-EDS）による元素マッピング分析結果である．Fig. 15(a) で観察されたナノオーダの針状析出物位置において Fig. 15(b) より Mn が濃化していることから Mn 析出物の形成が確認され，基本元素の Mn により析出物が形成されることを実証した．

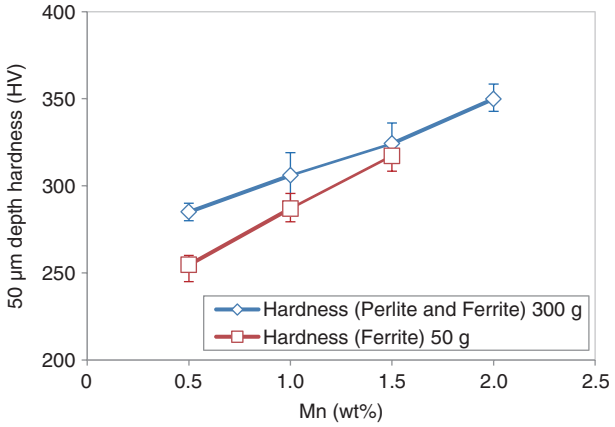
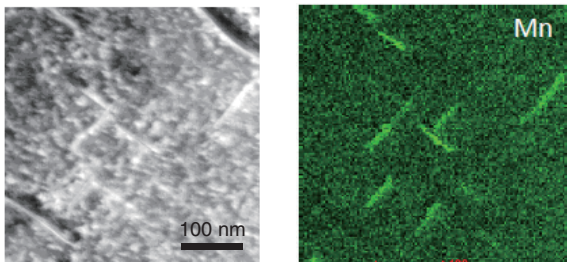


Fig. 14　50 μm depth hardness after GSN



(a) STEM image　(b) Elemental mapping of Mn

Fig. 15　STEM-EDS micrograph

6.4. 析出物による強化メカニズム

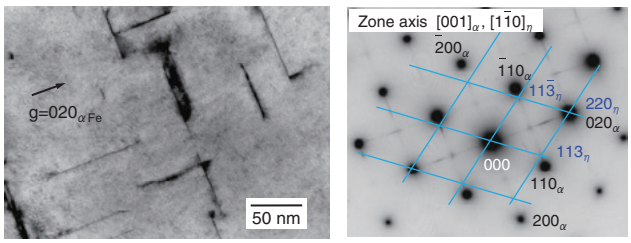
6.4.1. 析出物の構造

次に Fig. 15 で確認された析出物の構造を詳細に解析した．Fig. 16 は 0.3C-1.0Mn の TEM 像および電子線回折パターンである．Fig. 16(a) より観察視野において互いに直交する位置関係の長さ 10 nm から 50 nm の析出物が見られた．Fig. 16(b) の回折パターンにおいては鉄のスポット群とともに析出物からのすじ状（ストリーク状）のスポット群が確認された．また，析出物のスポットから形成される格子は η-Mn_3N_2 の晶帯軸 $[1\bar{1}0]_\eta$ のものと良い一致を示すことから析出物が η-Mn_3N_2 であることを同定した．

Fig. 17 に母相 Fe（α-Fe）および η-Mn_3N_2 の単位胞の模式図を示す．α-Fe は立方晶であり格子定数は a=b=c=2.87 Å である．一方で η-Mn_3N_2 は正方晶であり格子定数は a=b=4.20 Å，c=12.03 Å である．

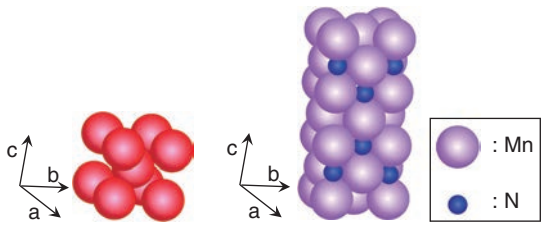
6.4.2. 析出物の形成形態

Fig. 16(b) の晶帯軸は $[001]_\alpha$ //$[1\bar{1}0]_\eta$ であり，回折パターンから $[020]_\alpha$ //$[220]_\eta$ の関係が認められる．すなわち Fe と η-Mn_3N_2 は Baker-Nutting の方位関係（B-N の関係）を示す．Fig. 18 に B-N の関係における析出物界面の模式図を示す．Fig. 18(a) は (001) 面上の α-Fe であり，Fig. 18(b) は (001) 面上の η-Mn_3N_2 を示す．Fig. 18(c) に示す析出形態は α-Fe の (001) 面単位胞 2 × 2 個分に対して，η



(a) TEM image　(b) Diffraction pattern

Fig. 16　Structure analysis of precipitation



a=b=c=2.87 Å　a=b=4.20 Å, c=12.03 Å

(a) α-Fe　(b) η-Mn_3N_2

Fig. 17　Schematic of unit cell

-Mn_3N_2 の (001) 面を $[001]_\alpha$ //$[1\bar{1}0]_\eta$ かつ $[020]_\alpha$ //$[220]_\eta$ となるよう，$[001]_\alpha$ および $[001]_\eta$ を軸として 45° 回転したものであり，Fe 原子と Mn 原子の重なりは良好である．α-Fe 原子と Mn_3N_2 析出物を形成する Mn 原子との原子間距離のずれ（ミスフィット）は 3% であり，良好な整合性を有していると考えられる．

析出物は固溶窒素の過飽和度を駆動力とし，界面エネルギーを低く抑えるように成長する．そのため，Mn_3N_2 は Fe 原子と整合性の良い $(001)_\eta$ 面（c 軸方向に垂直な，界面エネルギーの低い面）の面積を増やすようにして成長する．C 軸方向に成長する場合は，少なくとも部分的に厚さが 2 倍（単位胞 2 個分）となり，ステップを形成することになると考えられる．一方，$(001)_\eta$ 以外の面は Fe 原子との整合性が低い（界面エネルギーは高い）ためにステップが形成されにくく，c 軸方向に析出物が成長することは難しいと推察される．このように Mn_3N_2 は単位胞 1 個分をベースとして a 軸および b 軸方向に成長するため，析出物を 3 次元で考えると円板状になると考えられる．

η-Mn_3N_2 析出物の高分解透過型電子顕微鏡像（High-resolution TEM image）を Fig. 19 に示す．Fig. 19(a) の矢印で示す析出物はフェライト相の $(100)_\alpha$ 面および $(010)_\alpha$ 面上に析出していることが確認された．$(100)_\alpha$ 面上に析出した η-Mn_3N_2 の拡大図（図中で枠で囲った領域）を Fig. 19(b) に示す．析出物の厚さは 12 Å であり，η-Mn_3N_2 単位胞の C 軸方向長さ（12.03 Å）とよく一致する．今回観察された析出物はある特定の面に対して異方性をもって成長していることが確認され，Fig. 19(b) に示す析出物は母材の原子配列に対して連続性（整合性）を持って形成していることが確認できた．本開発材の GSN による強化メカニズムは B-N の関係 (Fig. 18) を有する整合性の高い析出物が形成し，ひずみ場が生じて変形の抵抗力を高めることで強化されると推測される．

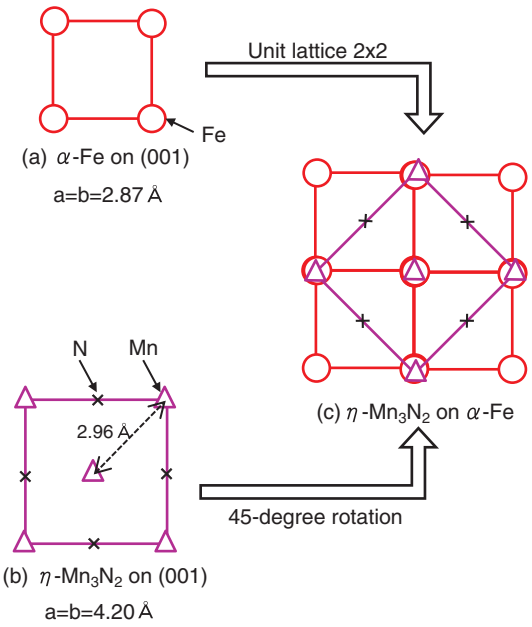


Fig. 18　Baker-Nutting orientation relationship between Fe and Mn_3N_2

6.4.3. 析出物の析出挙動

Fig. 20 に Mn_3N_2 の析出挙動について模式図で示す．

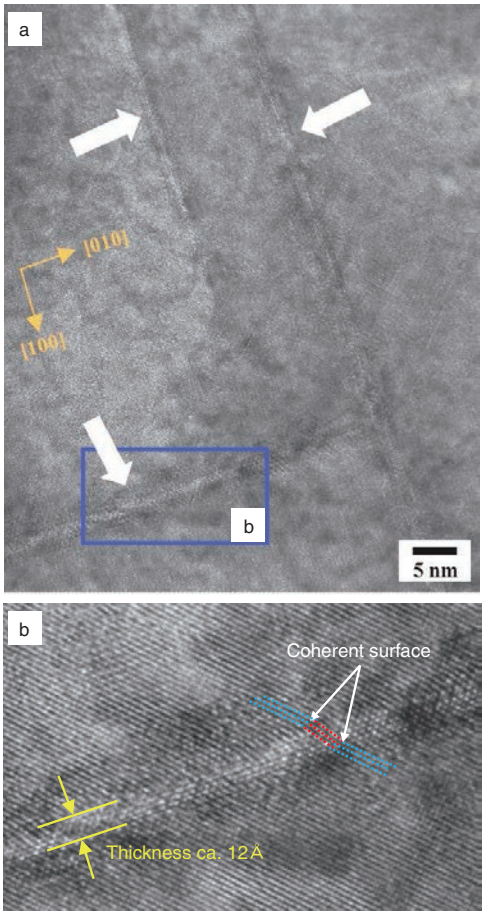


Fig. 19　High-resolution TEM image of Mn_3N_2

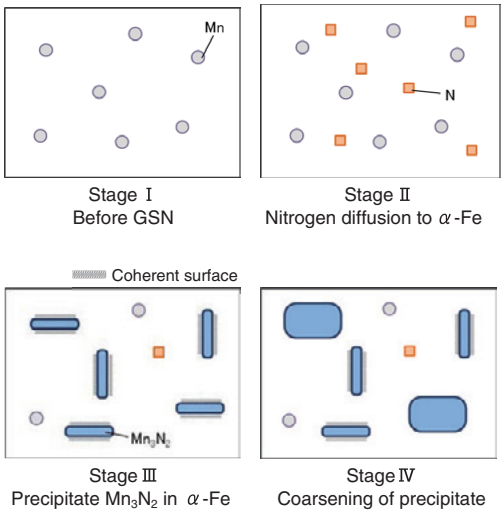


Fig. 20　Schematic of precipitate behavior

Stage Ⅰはフェライト相中に Mn が固溶して存在する状態(GSN 前)である.

Stage Ⅱは GSN によってフェライト相中に窒素が拡散して固溶している状態である.

Stage Ⅲは Stage Ⅱに対してさらに GSN 時間を長くして窒素拡散量を増やした状態である. この状態は析出物が母材に対して整合性を有して形成し, これにより強度向上を図っていると考えられる.

Stage Ⅳは長時間あるいは過剰に高い温度での熱処理により過時効となった場合のフェライト相中の析出物形態を示している. その場合は Mn_3N_2 析出物が粗大化する. 粗大化した析出物が一部非整合化し, 強化能が低下すると考えられる.

以上のことから従来の高強度材は添加された Mo がクラスタリング(集合化)し, さらにその周囲に窒素が濃化することで強化されていたのに対し, 本開発材のメカニズムはフェライト相中に微細に析出した η-Mn_3N_2 によるものである. さらに, 本開発材で形成した析出物は Fig. 20 の Stage Ⅲのような母材に対して整合性を有するために効果的な強化を図ることができたと推定される.

7. まとめ

鋼の基本元素である Mn 量を最適化することでレアメタルの添加を廃止した高炉製高強度クランクシャフト用鋼を開発した. 本開発材の強化メカニズムは η-Mn_3N_2 による析出強化であり, これにより従来の高強度材と同等の強度を達成した. レアメタルの添加を廃止することで調達リスクや材料コストの低減を図ることができた. 得られた結果を以下に示す.

(1) 0.30wt% から 0.35wt%C の炭素鋼に対して Mn を 0.9wt% まで増加させた鋼において従来のレアメタル含有の高強度材同等の疲労強度を確保することができる.

(2) 疲労強度と曲がり矯正性を両立するための 50 μm 深さ硬度範囲を設定した. 50 μm 深さ硬度に及ぼす各元素の影響度を考慮し, 影響度の高い元素 (Mn, C, Cr) により Mn 当量 (*Mneq*) を新たに導出し, *Mneq* の範囲を設定した.

(3) GSN をおこなった 1.0wt%Mn 鋼において Mn 窒化物の形成が確認された. また, 電子線回折パターンからこれが η-Mn_3N_2 であると同定した.

(4) Mn 量増加による強化メカニズムは η-Mn_3N_2 はフェライト相中で B-N の関係を有して析出していることから, 析出強化によるものと考えられる.

本開発材を用いたクランクシャフトは 2013 年モデル CR-Z に初適用し, 従来の標準材クランクシャフトからの切り替えにより 4 kW の出力向上に対応した. 今後, 本開発材を用いたクランクシャフトは順次新開発ガソリン用エンジンに適用される予定である.

参考文献

(1) 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

(2) 岩間直樹 : 自動車用特殊鋼部品における最近の技術動向, 自動車技術, Vol.55, No.10, p.64-68(2001)

(3) 森元秀, 河本剛, 張籠隆行, 大脇進, 岩間直樹 : 高疲労強度非調質鋼クランクシャフトの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.47-00, p.9-12(2000)

(4) 長坂英明, 森啓之, 荒木重臣, 石橋保樹, 濱田猛, 高見元彦 : 冷間ロール加工による一体型クランク軸の疲労強度の向上, 神戸製鋼技報, Vol.48, No.1, p.68-71(1998)

(5) 浅井鉄也, 瀧谷善弘, 佐野直幸, 松本斉 : 焼準省略可能な高強度軟窒化クランクシャフトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.86-93

(6) 増田大樹, 松田英樹, 山崎歩見 :Mo-V 析出強化を活用した高強度および高耐摩耗性軟窒化用鋼の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.2, p.111-119

(7) 瀧谷善弘, 斎藤勇, 宮﨑貴大, 神谷啓一郎 : レアメタルレス高強度軟窒化クランクシャフトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.23, No.2, p.66-71

(8) 蛭川寿, 古谷佳之 : プラズマ窒化を施した Fe-C-Mn 鋼の疲労特性に及ぼす Mn 添加量の影響, 鉄と鋼, Vol.98, No.2, p.69-74(2012)

■著　者■


高 橋 宏 昌


増 田 大 樹


西 谷 成 史


高須賀　幹

二輪自動車用異種樹脂対応水性プライマの開発

Development of Waterborne Primer Applicable to Different Plastics in Motorcycles

井 上 智 之*　田 中 明 子*
Tomoyuki INOUE　Akiko TANAKA
望 月 信 介*　井 上 正 伸**
Shinsuke MOCHIZUKI　Masanobu INOUE

要　旨

現在，二輪自動車用に使われている塗料の多くには，Volatile Organic Compounds が多く含まれている．この Volatile Organic Compounds は環境負荷物質の一つであり，近年では排出量の低減が求められている．二輪自動車外装部品の多くは，ABS プラスチック，PA プラスチックが使用されている．これらの素材は塗膜密着性と密着メカニズムが異なるため，従来は素材別に導電プライマを使い分ける必要があり，塗装工程における作業ロスが発生する要因の一つであった．筆者らはこれら二つの課題，Volatile Organic Compounds 排出量の削減と，素材別導電プライマの共用化を達成すべく，水系塗料で，カルボン酸基含有ウレタン樹脂およびアミド基含有アクリル樹脂という物性の異なる二種類の塗料樹脂を導電プライマ用として，新規に設計し，それらを配合することによって課題解決に至った．また，二輪車プラスチック部品には，自動機による塗装が困難な部分があり，作業者の手によって塗装されているものが多く存在する．それゆえ塗装時の作業性を確保するために，チクソトロピック性を有する粘度制御剤を用いて，塗料たれの制御とウェット塗膜の平滑性を両立する範囲に導電プライマの粘性を調整した．

ABSTRACT

Most of the paint materials currently used for motorcycles contain a large amount of Volatile Organic Compounds. Volatile Organic Compounds are environmental load substances, and there is a strong demand for reducing their emissions in recent years. Many of a motorcycle's exterior parts are made of ABS plastics or PA plastics. These two plastic materials have different film adhesion mechanisms and adhesion strengths. Therefore it was necessary to use different conductive primers and it was one of the factors that caused a loss of time and materials in the painting processes. We challenged those two objectives, i.e., the reduction of Volatile Organic Compounds and the common use of the same conductive primer for different parts materials, by combining two kinds of resins originally designed individually, i.e., urethane resins with carboxylic acid groups and acrylic resins with amide groups, which have different properties. Many of the plastic parts used in motorcycles are painted manually because they have difficult areas to be painted by automated painting machines. Thus, the viscosity was adjusted to satisfy both the controllability of paint sagging and the surface smoothness to maintain the efficiency of paint workers' operations by using a thixotropic rheology control agent.

1．まえがき

1.1. VOC 削減に向けた塗料の水性化

近年，環境に対する社会的関心はますます高くなってきており，環境や人体に悪い影響を与える化学物質は環境負荷物質と認定され，規制の対象となっている．Volatile Organic Compounds（VOC）は，揮発しやすく大気中で気体となる有機物質の総称で，大気中の光化学反応により光化学スモッグを引き起こす原因物質の一つであり，環境負荷物質の一つとなっている．これに対し，VOC 排出規制が各国で施行されており，アメリカの Clean Air Act，ドイツの TA-Luft，イギリスの Environmental Protection Act など

＊　二輪 R&D センター
＊＊日本ビーケミカル株式会社

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_20

がある．日本では大気汚染防止法が改正され 2006 年 4 月より施行された．これを受けて，自動車工業会は，削減目標値として 2010 年における VOC 削減率を 2000 年に対し 40% と設定した．この削減目標値を達成するために，自動車メーカ各社は技術開発をおこなってきた[(1),(2)]．自動車製造工程において VOC は主に塗料の有機溶剤であり，塗装工程で排出されている．弊社の熊本製作所では，自動車工業会の自主規制以前にも，塗装効率の向上やシンナの回収，溶剤系塗料の高固形分化に取り組んできていた．しかしこれらを推進するだけでは自動車工業会の削減目標値 40% を達成することができないため，VOC 排出量の大幅な低減が見込まれる溶剤系塗料の水性化に取り組むことにした．

1.2. 水性化をおこなう対象塗料

二輪自動車において主に塗装されている部品は，金属製タンク，金属製フレーム，プラスチック製外装カウルである．Honda 熊本製作所における各部品の単位面積当たりの VOC 排出量を Fig. 1 に示す．図より VOC 排出量はプラスチック製外装カウルが最も多いことがわかる．これらの VOC 排出量の詳細を調べるため，プラスチック製外装カウルの塗膜構成と VOC 排出量を Fig. 2 に示す．塗膜構成は導電プライマ塗膜と，外観意匠を付与する上塗り塗膜を形成するベース塗膜とクリア塗膜，の 3 層構成である．プラスチック部品塗装の VOC 排出量が多い理由は，プライマ塗膜を有するためである．またプライマ塗膜は，ベース塗膜，クリア塗膜と比較しても VOC 排出量が多いことがわかる．これはプライマ塗料が一液型塗料であり，高固形分化が困難であるためである．このプライマ塗料を現行の有機溶剤タイプから水性タイプに変更すると，プライマ塗料中の VOC 比率を 70% から数 % にまで抑えることができ，大幅な VOC 排出量の低減を見込むことができる．以上より，我々は塗装工程の中で VOC 削減効果が最も高い，プラスチック部品用導電プライマ塗料の水性化に取り組むことにした．

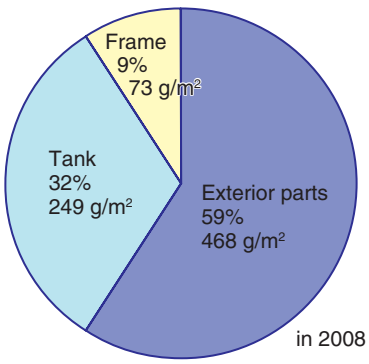


Fig. 1　Proportions of VOC emissions from each part category

1.3. プライマの役割と共用化

プライマ塗装とは，部品と意匠用の上塗り塗装の間に入れる塗装のことである．その役割は静電塗装をおこなうための導電性の確保と部品と上塗り塗装の密着性確保の二つがある．

静電塗装とは塗装ガンと部品の間に電圧をかけることで生じる電界の静電吸引力によって，より多くの塗料を部品に塗着させる塗装方法であり，静電塗装を用いることで，塗装工程における塗着効率は著しく向上する．一方，非静電塗装は被塗装物に当たらない塗料が多く存在するため，塗着効率が低い (Fig. 3)．静電塗装をおこなうためには，被塗装物が導電性を有する必要がある．そのため非導電性であるプラスチック部品に対して上塗り塗料を静電塗装する場合は，その前に導電性を有するプライマを塗装することになる．

プラスチックは材質によって，塗装との密着性が良好なものと悪いものがある．塗装との密着性が悪いプラスチックに対しては，プラスチックとの密着性に優れたプライマを塗装することになる．

二輪自動車のプラスチック製外装部品の例を Fig. 4 に示す．二輪自動車は外装部品に 3 種類の異なるプラスチックを使用している．二輪自動車への採用におけるプラスチックへの要求特性を Table 1 に示す．これらのプラスチックに対するプライマの役割を以下に述べる．

ABS プラスチック (ABS) および ABS+PE プラスチック (ABS+PE) は上塗り塗料 (2 液ウレタン硬化型アクリル塗料) との密着力が強いために，プライマが存在しなくても，上塗り塗膜と ABS 部品との密着は問題にならない．よってプライマの役割は，静電塗装のための導電性の付与だけである．一方，PA プラスチック (PA) は上塗り塗膜との密着力が弱いために，PA に上塗り塗膜を密着させ

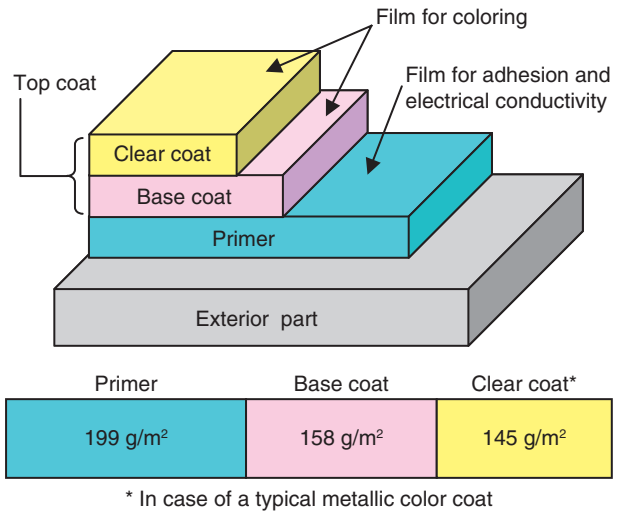


Fig. 2　Paint composition on exterior parts and VOC emission amount

Table 1 Plastic type and features for applications

Plastic type	Features for applications
ABS	Easiness for painting
ABS+PE	Resistance against chemical agents
PA	Heat resistance

るためには，両者の間に密着力を有するプライマを入れることが必要である．つまりこの場合のプライマの役割は，導電性の付与だけでなく，密着性の確保もあり，プライマは塗装剥がれを防止するための重要な役割を持つことになる．

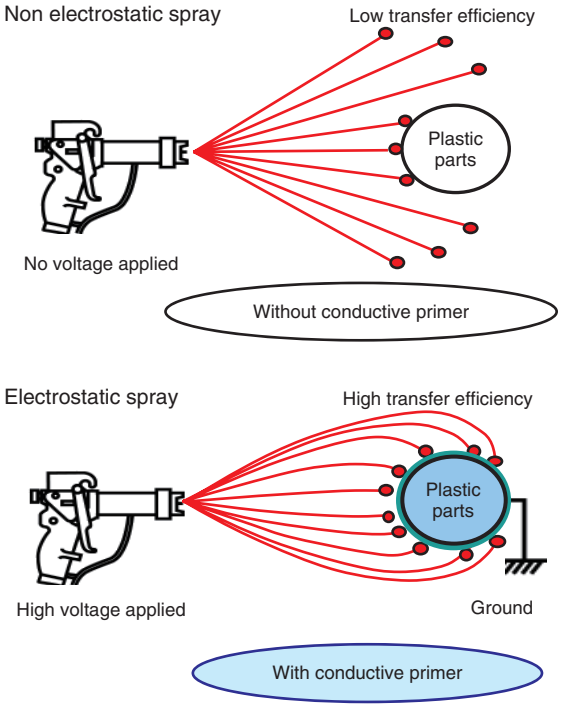


Fig. 3 Difference between non-electrostatic spray and electrostatic spray



Fig. 4 Plastic exterior parts of motorcycle

ABS と PA はプライマ樹脂との密着機構が異なるため，２種類のプライマの使い分けが必要となる．したがって，塗装工程において，プライマ使い分けのための管理工数が発生している．そこで今回の導電プライマの水性化においては，ABS，PA にも使用可能な共用プライマの開発をおこなった．

以上から，我々は VOC 排出量削減と管理工数削減を目的に，二輪自動車用向けの複数プラスチック対応型水性導電プライマの開発をおこなった．

2．開発における要求性能

複数プラスチック対応型水性導電プライマの開発における要求性能を以下と定めた．

（1）有機溶剤含有比率：3% 以下（VOC 排出規制を満足する上でプライマ塗料に許容される溶剤含有比率）
（2）表面抵抗値：0.05 MΩcm 以下（静電塗装にて塗着効率を確保する抵抗値）
（3）被塗装材料：ABS，ABS+PE，PA
（4）塗膜性能（初期密着性，耐水性，耐湿性，他）：現行同等以上
（5）塗装作業性（耐たれ性，ウェット塗膜平滑性，他）：現行同等以上
（6）塗膜外観：現行同等以上

3．課題と技術手段

3.1. ABS，PA への密着性と樹脂設計

ABS は極性の強いニトリル基をもつため，極性を有する官能基をプライマ樹脂に付加することで，比較的容易に塗装との密着性を確保できる．一方，PA は結晶性が高く極性が低いため，一般的に塗装との密着性の確保が難しい．それゆえ，PA において密着性を確保するためには，プライマ樹脂と PA のアルキル鎖同士の分子間力とプライマ樹脂の極性官能基と PA のアミド基との水素結合によって密着性を確保することになる．さらに，PA は主に高温部位に使用するため，剛性確保を目的にガラスフィラーが含有されている．このガラスフィラーの部品表面への表出により（Fig. 5），塗装との密着性はさらに低下するため，プライマによる密着性確保の役割はより重要となる．

なお，ABS 上，PA 上において上塗り塗膜とプライマ塗膜との密着性は，お互いに樹脂中に極性官能基を有するため問題にはならない．

以上のように，これら二種類のプラスチックはプライマとの密着機構が異なるため，それぞれのプラスチックに密着するプライマ樹脂の設計が必要となる．この樹脂設計のために，ABS と PA のそれぞれに密着する樹脂（主鎖と側

Table 2　Resin type and adhesion mechanisms

Resin type		Target of adhesion	Adhesion mechanisms
Principal chain	Urethane emulsion	ABS PA	Dipolar interactions and hydrogen bonds between: (1) ABS; urethane bonds of urethane resin and nitrile groups of ABS (2) PA; urethane bonds of urethane resin and amide bond of PA
	Acrylic emulsion	PA	Intermolecular force of alkyl chains between acrylic resin and PA
Function group in side chain	Carboxylic acid groups	ABS PA	Dipolar interactions and hydrogen bonds between: (1) ABS; carboxylic acid groups and nitrile groups of ABS (2) PA; carboxylic acid groups and amide groups of PA
	Sulfonic acid groups	ABS PA	Dipolar interactions and hydrogen bonds between: (1) ABS; sulfonic acid groups and nitrile groups of ABS (2) PA; sulfonic acid groups and amide groups of PA
	Amide groups	PA	Dipolar interactions and hydrogen bonds between amide groups and amide groups of PA

鎖) を選択し，樹脂組合せと配合割合を決定することを試みた．

選択した樹脂とその密着機構を Table 2 に示し，密着機構を Fig. 6 に図示する．

3.2. 残存水分による塗膜性能の低下とプレヒートによる塗膜固形分*比率の管理

上塗り塗料の２液ウレタン硬化型アクリル塗料は，主剤のアクリル樹脂中に含まれるヒドロキシル基と硬化剤のイソシアネート樹脂に含まれるイソシアネート基が反応しウレタン結合を形成することで，主剤と硬化剤の架橋反応が進み，塗膜が形成される (Fig. 7)．また上塗りに含まれる硬化剤は，プライマ樹脂に含まれるヒドロキシル基とも反応することで，プライマ塗膜と上塗り塗膜の密着性を確保している．

水性塗料は，溶媒が水であるために有機溶剤と比べて溶媒揮発性が低く，塗装後も塗膜中には多くの水を含む．水性プライマを塗装後，多くの水を含んだまま，上塗り塗料を塗装すると，プライマ塗膜の水が上塗り塗膜に侵入してしまう．すると硬化剤中のイソシアネート基は主剤樹脂のヒドロキシル基よりも水と優先的に反応するため，上塗り塗装においては主剤と硬化剤の架橋反応が進まなくなってしまう．その結果，上塗り塗膜の軟化，上塗り塗膜とプライマ塗膜との密着不良の課題が生じる (Fig. 8)．またプラ

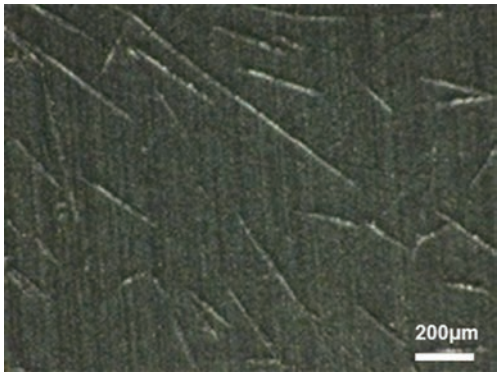


Fig. 5　Glass fillers appeared on surface of PA

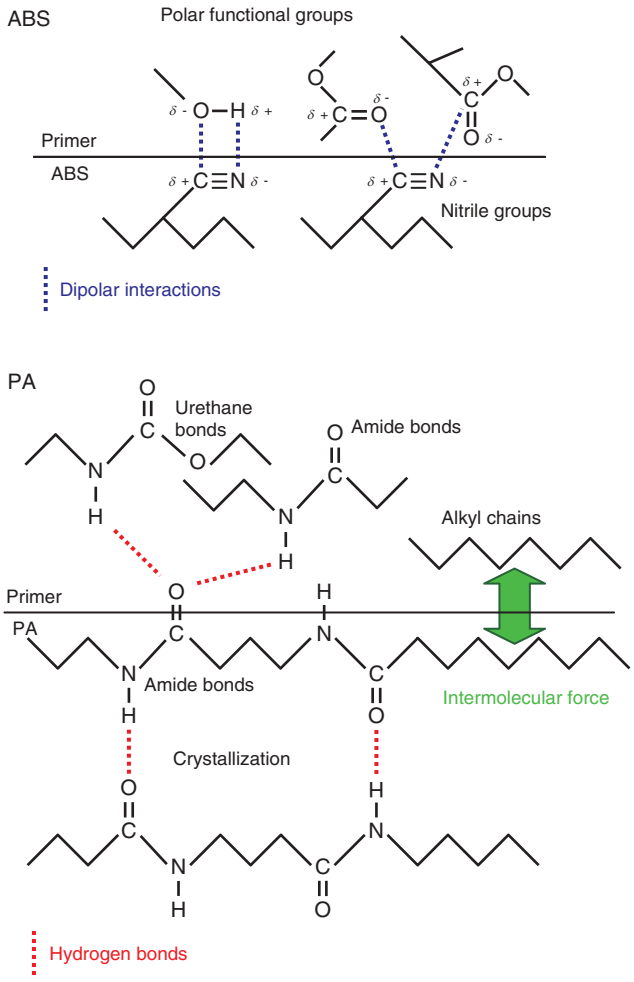


Fig. 6　Adhesion mechanism of primers to ABS and PA

イマ塗膜内に水分を含んだまま，上塗り塗装後に焼付されることで，内部水分が蒸発し塗膜表面の膨れといった外観の課題も生じてしまう．

この課題を解決するため，プライマ塗装と上塗り塗装の間にプレヒート工程を追加し，ウェット塗膜中の水分を蒸発させて固形分比率の上昇をおこなった．

*固形分：水や溶剤などの揮発する物質を除いた固形部分のことであり，塗料の固形分とは樹脂，体質顔料，着色顔料，添加剤を示す．また固形分比率とは，全体重量に対する固形分重量の比率をいい，塗料および塗膜の両方で使用される．

3.3. 耐たれ性と平滑性の両立と粘度調整

溶剤系塗料の溶媒は有機溶剤であるために揮発性が高い．それゆえ塗着後の固形分比率が高くなることで，塗料粘度が上がるため，塗装時の塗料たれは起きにくい．一方，水性塗料の溶媒は水であるために揮発性が低い．それゆえ塗着後の固形分比率が低くなり，塗料粘度が上がりにくいため，塗料たれを生じやすい．

また二輪自動車のプラスチック部品は形状が複雑であるために (Fig. 9)，ロボット塗装機では追従しきれず，未塗装部や塗装むらが生じてしまう．プライマ塗装時に未塗装部や塗装むらがあると，塗着効率の低下，密着性の低下が生じるため，プライマはハンド塗装となる．ハンド塗装の場合，作業者の目視によって塗装条件が調整されるため，塗装時に平滑性が低いと塗りこまれることで膜厚が厚くなり，塗料がたれることがある．よってハンド塗装時に要求される特性として，ウェット塗膜の耐たれ性と平滑性が求められる．

水性塗料を塗装する際の塗料たれの防止には，せん断応力を受け続けると粘度が低下し，せん断応力を受けな

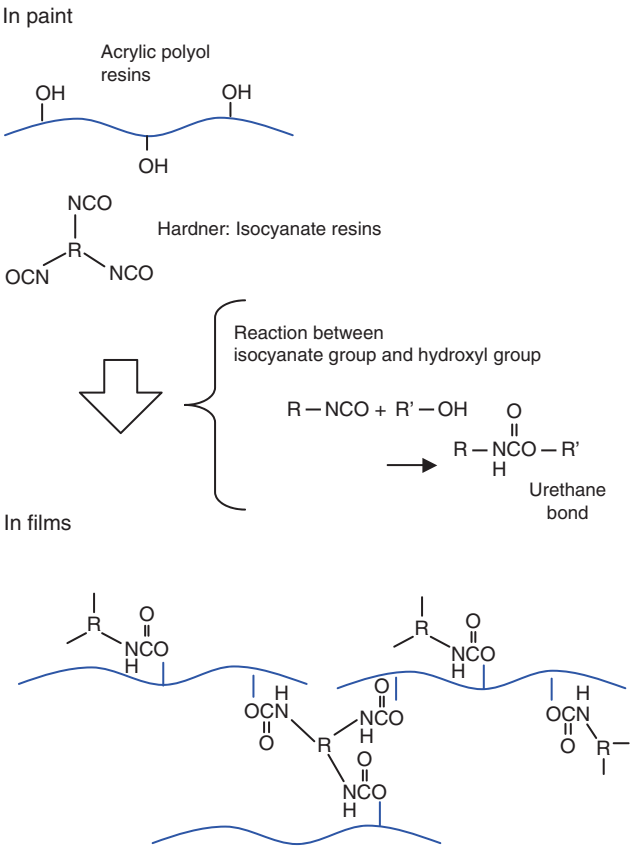


Fig. 7 Normal curing reactions

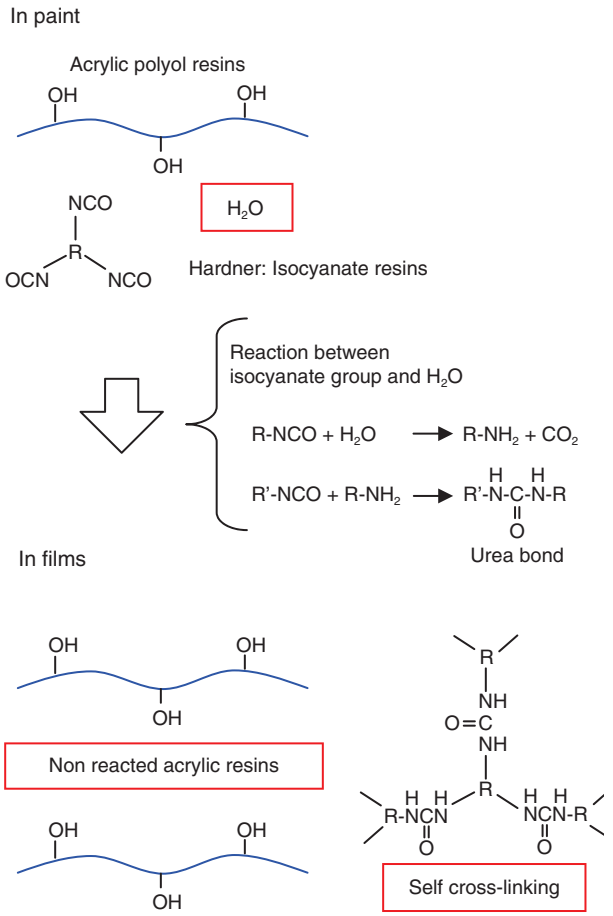


Fig. 8 Curing reactions with H_2O



Fig. 9 Example of motorcycle part with complex shape

くなると粘度が上昇するチクソトロピック性を発現する粘性制御剤を用い粘度を確保することが有効である(Fig. 10)．そこでチクソトロピック性を発現する粘性制御剤を用いて，たれ防止と平滑性を両立する粘度調整を試みた．

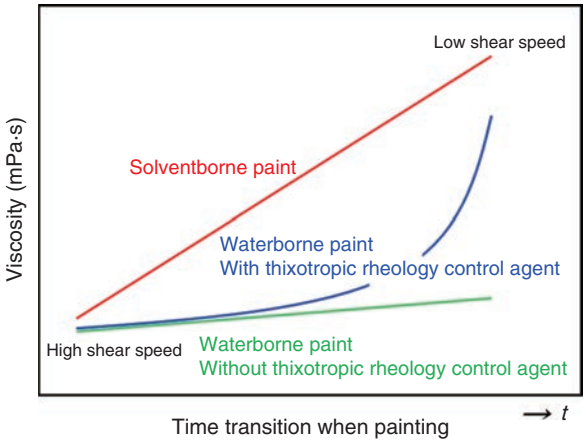


Fig. 10　Viscosity changes in painting process

4．試験方法

(1) 試験品

(i) 試験片の場合，150×70×3.0 mm の樹脂板を用いる．

(ii) 部品の場合，フロントフェンダ，等を用いる．

(2) 試験

(a) 密着性試験：碁盤目試験法 (JIS K5400) を採用する．カッターナイフを用いて，塗膜に 100 個の升目の切り込みを入れた後，升目上に粘着テープを貼り付け，剥がして，塗装の剥がれぐあいを確認する．

(b) 耐水性試験：40℃ の水に規定時間，浸漬した後，塗膜の膨れ，剥がれ等の異常を確認する．

(c) 耐湿性試験：50℃，95% の恒湿槽に規定時間，保持した後，塗膜の膨れ，剥がれ等の異常を確認する．

(d) 平滑性試験：

(i) プライマウェット塗膜の場合，目視により評価する．

(ii) プライマ乾燥塗膜の場合，レーザー式表面粗さ測定器を用いて Ra を測定する．カットオフ値：0.8 mm

(iii) 上塗り乾燥塗膜の場合，BYK-Gardner WAVE SCAN を用いて LW，SW を測定する．本装置は表面の周期的な表面波長を測定する装置であり，LW は波長 1.2-12 mm，SW は波長 0.3-1.2 mm の表面波長の振幅度合いを示し，値が小さいほど平滑性が優れる．

(e) 粘度：

(i) 吹き付け前の塗料の粘度 B 型粘度計により測定する．回転速度は 6 rpm.

(ii) 吹き付け後のウェット塗膜の粘度コーンプレート型粘度計により測定する．ずり速度は 0.1 sec^{-1}.

(f) 耐たれ性試験：直径 5 mm の穴を開けたテストパネルに垂直状態でプライマ塗料を塗装し，垂直のままプレヒートをおこない，塗料たれの長さが 5 mm に至る膜厚をたれ限界膜厚とする．

(g) 濡れ性試験：上塗り塗料をプライマ乾燥塗膜上に滴下後，分度器を用いて塗料の接触角を測定する．接触角が小さいほど濡れ性が優れる．

5．結果と考察

5.1. ABS，PA 両素材への密着性を有する樹脂設計

本開発において，耐水性，耐湿性の要求性能から水性プライマの樹脂形態はエマルションタイプを選択した．

Table 2 に示した主鎖 2 種類と側鎖中の官能基 3 種類からそれぞれ 1 種類を選択し，その組み合わせによって 4 種類のプライマ樹脂を合成した (Table 3)．合成した樹脂に分散樹脂，添加剤，溶剤を添加し 4 種類のプライマ塗料 (P-A, P-B, P-C, P-D) を調合した．

テストに用いる試験片の素材は，ABS，ABS+PE，PA の 3 種類が対象になる．ABS+PE は ABS に PE を数 % 配合したものであり，密着性の評価においては ABS より ABS+PE の方が不利である．したがって今回の実験では，ABS，ABS+PE に対する試験については，密着性においてより厳しい条件となる ABS+PE のみを用いて密着性を確認することで代表させた．次に，調合したプライマを ABS+PE，PA の試験片に塗装し，プレヒート，上塗り塗装，焼付けをおこなった．それらの試験片に対し，初期密着性試験および，耐水性試験後，耐湿性試験後の密着性試験を実施した．密着性試験の評価基準は 100 個のマス目において塗装がまったく剥離しなかったものを合格 (○で示す)，すべてのマス目において 50% 未満の剥離面積であったものを低品質 (△で示す)，一つでも 50% 以上の剥離面積があったものを不合格 (×で示す) とする．結果を Table 4 に示す．その結果，P-A と P-B は ABS+PE に対する密着性試験は合格であるが，PA に対する密着性試験は不合格である．このことから樹脂 A，樹脂 B に含まれるカルボン酸基は ABS+PE との密着性に優れるが，PA との密着性に劣ることが推測される．P-C は ABS+PE に対する密着性試験は不合格であるが，PA に対する密着性試験は合格である．このことから樹脂 C に含まれるアミド

Table 3 Combination of principal chains and function groups in side chains

Base resin	Principal chain	Function group in side chain
A	Acrylic emulsion	Carboxylic acid group
B	Urethane emulsion	Carboxylic acid group
C	Acrylic emulsion	Amide group
D	Urethane emulsion	Sulfonic acid group

Table 4 Adhesion test results

Primer	Base resin	ABS+PE			PA		
		Initial	After WR	After HR	Initial	After WR	After HR
P-A	A	○	○	○	×	×	×
P-B	B	○	○	○	×	×	×
P-C	C	○	×	×	○	○	○
P-D	D	○	○	×	○	○(1)	○(1)

WR: Water resistance test, HR: Humidity resistance test
(1) Swelling, ○: Good, △: Poor (does not appear in this table), ×: Unacceptable

基とPAに含まれるアミド基による双極子相互作用によって密着していることが推測される．またP-DはABS+PEに対する密着性試験は不合格であり，PAに対する密着性試験は合格であるものの，塗膜膨潤が生じることで最終的には不合格となった．このことから樹脂Cに含まれるスルホン酸はカルボン酸より極性が高いために，PAとは密着するが，吸水しやすいために塗膜に膨潤を生じたと推測される．

それぞれの樹脂単独のプライマではABS+PEとPAへの両方への密着性を満足することはできなかった．そこで次にABS+PEへの密着性が良好な樹脂Aと樹脂B，PAへの密着性が良好な樹脂Cを組み合わせと混合比率を変えて4種類のプライマ（P-AC1，P-AC2，P-BC1，P-BC2）を作製し，密着性試験をおこなった．各樹脂の混合比率と密着性試験の結果をTable 5に示す．

その結果，いずれのプライマにおいてもABS+PEに対する密着性試験は合格した．一方，PAに対する密着性試験の結果には差が見られた．P-AC1よりもP-AC2，そしてP-BC1よりP-BC2の方がPAとの密着性は優れた．このことから樹脂Cの混合比を高くするとPAとの密着性が優れることがわかった．またP-AC1とP-BC1，P-AC2とP-BC2を比較すると，P-BC1とP-BC2の方がPAとの密着性は優れた．このことから，アクリル樹脂のアルキル鎖とPAのアルキル鎖同士の分子間力よりも，ウレタン樹脂に含まれるウレタン結合とPAに含まれるアミド結合による水素結合の方が，密着力が高いと推測された．

以上の結果から，ABS+PEへの密着性はカルボン酸が，PAとの密着性はアミド基とウレタン樹脂が寄与しており，PAへの密着性を確保するためには，アミド基を多くすることが必要であることがわかった．そして最終的にABS+PEとPAの両方に密着する水性プライマとしてP-BC2を見出すことができた．

5.2. プレヒート追加による塗膜の固形分比率管理

塗膜性能を満足する水性プライマ塗膜の固形分比率を求めるために，プレヒートの温度，時間を変化させて，塗膜の固形分比率と塗装性能の関係を調べた．

試験片はテストパネルを用いた．塗装ハンガースピードとライン長から，プレヒート工程前の保持時間は3分，プレヒート時間は最大3分とした．プレヒート温度は常温，40，55，70℃の4水準を設定した．膜厚は最小膜厚，平均膜厚，最大膜厚の3水準を設定した．ABS，ABS+PE，PAのテストパネルに，プライマ塗料を塗装し，プレヒートをおこない，上塗り塗装，焼付をおこなった．これらの試験片に対し，外観評価と密着性試験を初期，耐水性試験後，耐湿性試験後に実施した．試験結果をTable 6に示す．

その結果，常温乾燥の場合，乾燥時間が3分で最小膜厚の条件のみ，塗膜性能を満足した．また乾燥時間が3分かつ温度が40℃以上であれば，いずれにおいても塗膜性能を満足することがわかった．そして塗膜性能を満足する塗膜の固形分比率は50%以上であることがわかった．最終的に量産条件としては，二輪自動車部品の大きさや形状による塗装性能のばらつきを考慮して，プレヒートの条件は70℃×3分とした．

5.3. 耐たれ性と平滑性を両立する粘度調整

塗料粘度を変化させた時の耐たれ性，平滑性の評価をおこなった．塗料粘度は，塗料固形分比率を一定にし，粘性制御剤の量で調整した．耐たれ性と平滑性の評価は二輪自動車部品のフロントフェンダを用いておこなった．塗装現場での塗装従事者による目視による評価で，プライマ塗料が塗られた直後のウェット塗膜の平滑性を，水性プライマと有機溶剤プライマ（以下，溶剤プライマ）を用いて比較した．評価結果をTable 7に示す．

耐たれ性においては，700 mPa·s以下では塗料粘度は高いほどたれ発生膜厚は高くなり，塗料粘度が900 mPa·sを越えるとたれ発生膜厚は一定となることがわかった．耐たれ性の目標は，塗装作業性の観点からたれ発生塗装膜厚は20 μmとした．この目標に対し，塗料粘度を700 mPa·s以上に制御することで，耐たれ性を満足した．

平滑性は一般的に，塗料粘度が低いほどウェット塗膜の平滑性は上がる．試験結果では，900 mPa·sにて現行同等となり，700 mPa·sにて現行より優れた．しかしながら400 mPa·sに達すると塗装面全体にたれが生じた．ウェッ

Table 5　Adhesion test results

Primer formula	Base resin			Compounding ratio (%)	ABS+PE			PA		
		Principal chain	Function group in side chain		Initial	After WR	After HR	Initial	After WR	After HR
P-AC1	A	Acrylic emulsion	Carboxylic acid group	50	○	○	○	×	△	○
	C	Acrylic emulsion	Amide group	50						
P-AC2	A	Same as above		25	○	○	○	○	○	△
	C			75						
P-BC1	B	Urethane emulsion	Carboxylic acid group	50	○	○	○	△	△	○
	C	Acrylic emulsion	Amide group	50						
P-BC2	B	Same as above		25	○	○	○	○	○	○
	C			75						

WR: Water resistance test, HR: Humidity resistance test, ○: Good, △: Poor, ×: Unacceptable

Table 6　Solid content ratio and film performance

Preheat condition	Primer		ABS						ABS+PE						PA						Judgement
	FT (μm)	SCR (%)	AP	AD	WR		HR		AP	AD	WR		HR		AP	AD	WR		HR		
					AP	AD	AP	AD			AP	AD	AP	AD			AP	AD	AP	AD	
RT×1 min	5	38.9	○	○	×	○	○	○	○	○	○	×	○	×	○	○	○	○	○	○	×
	9	33.5	○	○	×	○	×	×	○	○	○	×	×	×	○	○	○	○	×	×	×
	14	33	○	○	×	○	×	×	○	○	○	×	×	×	×	×	○	○	×	×	×
RT×2 min	5	43.5	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	×	○	○	○	○	○	○	×
	9	35.6	○	○	×	○	×	×	○	○	○	×	×	×	○	○	○	○	×	○	×
	14	35.1	○	○	×	○	×	×	○	○	○	×	×	×	○	○	○	○	×	○	×
RT×3 min	5	50.4	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	9	38.1	○	○	○	○	×	○	○	○	○	×	×	×	○	○	○	○	×	○	×
	14	37.4	○	○	×	○	×	×	○	○	○	×	×	×	○	○	○	○	×	○	×
40°C×3 min	5	70.9	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	13	63.3	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	18	56.2	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
55°C×3 min	5	82.3	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	10	74.7	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	14	69.1	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
70°C×3 min	5	85.2	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	12	80.3	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	15	75.6	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

RT: 23°C, FT: Film thickness, SCR: Solid content ratio, AP: Appearance, AD: Adhesion test (Initial),
WR: Water resistance test, HR: Humidity resistance test, ○: Satisfactory, ×: Unsatisfactory

Table 7　Sagging resistance and surface smoothness of painted wet film in changing primer viscosity

Primer viscosity (mPa·s)	Sag limit thickness (μm)	Surface smoothness of wet film
400	13	× (sagging across entire test panel)
700	21	◎
900	26	○
1800	27	△

◎: Better than current solventborne primer
○: Same as current solventborne primer
△: Worse than current solventborne primer
×: Out of permissible range

ト塗膜の平滑性の目標は現行溶剤プライマと同等以上とした．この目標に対し，塗料粘度を 700-900 mPa·s に制御することで平滑性を満足した．

以上から耐たれ性と平滑性を両立する塗料粘度領域は 700-900 mPa·s となる．耐たれ性観点では 900 mPa·s が好ましく，平滑性観点では 700 mPa·s が好ましい．今回は，耐たれ性を上げて作業性に余裕を持たせることを優先し，最終的に塗料粘度を 900 mPa·s と決定した．

以上の三つの課題を解決し，最終的に決定した塗料組成を Table 8 に示す．

Table 8 Composition of waterborne conductive primer

Ingredients	Compounding ratio (wt%)	Function	
Water-soluble acrylic resin	1.3	Dispersion of pigments	Solid contents
Emulsion resin	13.2	Adhesion to substrate	
Pigments	10.4	Conductivity, Control of color	
Body pigments	0.8	Adhesion to glass filler	
Additives	1.6	Control of surface tension, Dispersion of pigments, Anti-bubble, Thixotrope	
Amine	0.2	Control of pH	Volatile contents
Water	70.3	Solvent	
Glycol	2.2	Coalescing agent	
Total	100		

6. 得られた成果

6.1. VOC 排出量の低減

現行の溶剤プライマと同等の塗膜性能，作業性を有する水性プライマを開発し，量産に適用することができた．プライマ塗料に含まれる VOC 排出比率は溶剤プライマが約 70% であるのに対して，水性プライマは 2.2% である．その結果，プラスチィック部品における塗装工程の VOC 排出量を 27% 低減でき，熊本製作所の塗装工程における削減量 41% に大きく貢献した．

6.2. ABS, PA への塗料共用化

ABS と PA の両方に密着するプライマを開発できたことで，プライマの種類を２種類から１種類に減らすことができ，塗装工程での管理工数が低減した．また新たな塗装ラインを設置する際に，プライマ塗装における設備投資を抑えることが可能となった．

7. 副次的効果

VOC 排出量削減と ABS, PA へのプライマ共用化を目的に水性導電プライマの開発をおこなったが，これら以外にも上塗り塗膜の平滑性向上，プライマ塗料および上塗り塗料の塗着効率向上という副次的な効果が得られた．以下にそれらを示す．

7.1. 上塗り塗膜の平滑性の向上

溶剤プライマ塗膜と水性プライマ塗膜の上に，同一の上塗り塗料を塗装し，焼き付けた後，上塗り塗膜の平滑性を LW，SW によって評価した．結果を Table 9 に示す．先の結果から，プライマのウェット塗膜の平滑性は水性プライマと溶剤プライマを同等になるよう，水性プライマの粘度を調整 (900 mPa･s) した．しかしながら，焼付け後は，溶剤プライマ上の上塗り塗膜より，水性プライマ上の上塗り塗膜の方が，LW，SW が低減し (LW で 1/4-1/7，SW で 1/9-1/10)，平滑性が向上していた．

Table 9 Surface smoothness of top coat paint

	LW(-)	SW(-)
On solventborne primer for ABS	14.3	40.5
On solventborne primer for PA	24.1	44.5
On waterborne primer	3.5	4.6

その要因を調べるために，(1) プライマ乾燥塗膜の平滑性 (Ra)，(2) プライマ乾燥塗膜の上塗り塗料に対する濡れ性 (接触角)，(3) プライマウェット塗膜の粘度，(4) プライマウェット塗膜の固形分比率を評価した．結果を Table 10 に示す．プライマ塗膜の Ra においては，水性プライマ塗膜は，溶剤プライマ塗膜より Ra が小さく，表面平滑性が高いことわかった．また接触角においては，水性プライマ塗膜は，溶剤プライマ塗膜より接触角が小さく，濡れやすいことがわかった．以上から，乾燥後の水性プライマは，平滑性が高く，濡れ性が高いために，上塗り塗料の平滑性が向上したことが推測できる．

乾燥後の水性プライマの平滑性が高い理由を以下に考察する．Table 10 に示すように，水性プライマのウェット塗膜の粘度は，溶剤プライマのそれより低い．すなわち，水性プライマの方が塗着後の流動性が高いと考えられる．またプライマウェット塗膜固形分比率を見てみると，水性プライマの方が溶剤プライマより固形分比率が低い．これは水性プライマの方が溶剤プライマより，乾燥後の塗膜体積収縮率が高いことを意味し，水性プライマの方が体積収縮効果により表面平滑性が高まることが推測される (Fig. 11)．

一方，水性プライマの濡れ性が高い理由としては，水性プライマの方が溶剤プライマより極性が高い結合基を多く有するために表面張力が高いことと，水性プライマの方が溶剤プライマより表面平滑性が高いことが考えられる．

7.2. プライマおよび上塗り塗料の塗着効率向上

もう一つの副次的効果は，水性プライマの塗着効率が，溶剤プライマのそれと比較して最大 9.5% 向上したことである．塗装工程において，溶剤プライマの溶媒である有機化合物は揮発しやすいが，水性プライマの溶媒である水は揮発しにくい．この性質から，水性プライマの塗着効率が高まる理由として以下の事柄が推測される．

Table 10　Properties of primer films

	Dry film		Wet film	
	Ra (μm)	Contact angle (°)	Viscosity (mPa·s)	SCR (%)
Solventborne primer for ABS	0.20	47.6	394,000	55
Solventborne primer for PA	0.39	43.0	over 1×10^8 (out of range)	60
Waterborne primer	0.15	41.2	16,560	30

SCR: Solid Content Ratio (=Non volatile content tatio)

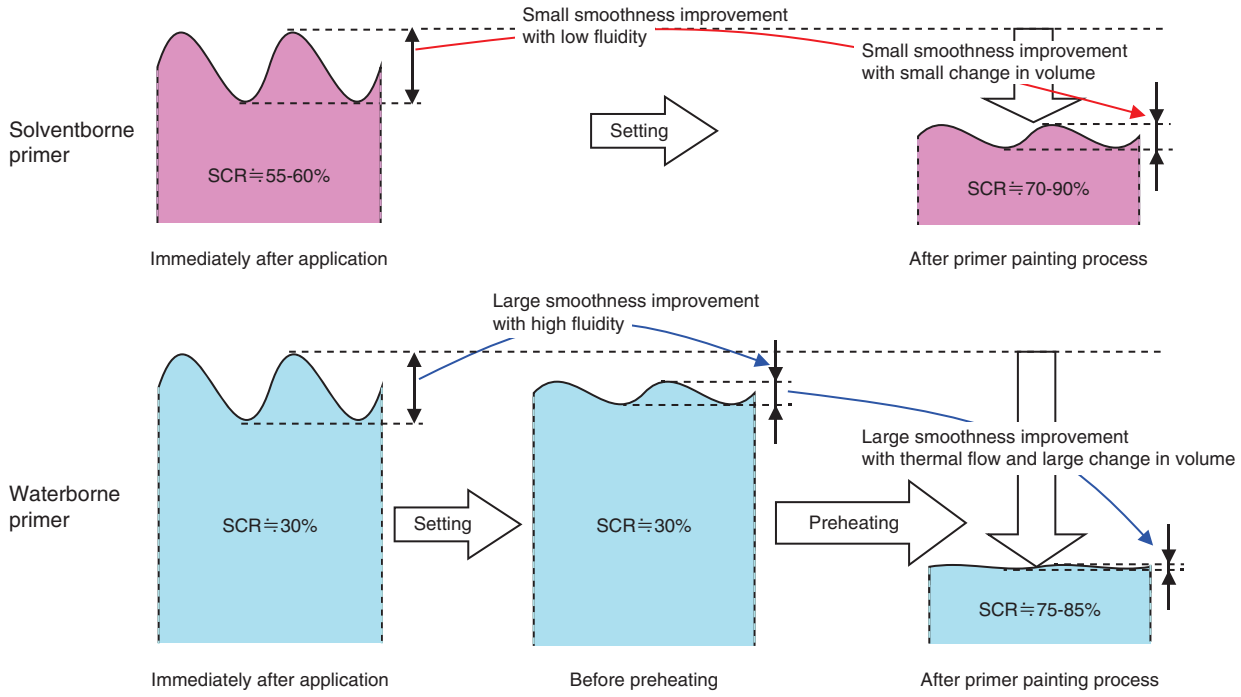


Fig. 11　Improvement of surface smoothness

（1）溶剤プライマは部品表面に到達するまでに，塗料粒子の重量が軽くなり，部品に塗着されない飛散塗料が多くなるが，水性プライマは塗料粒子の重量は重いままであり，部品表面へ塗料が到達しやすい．

（2）溶剤プライマは部品へ到達するときの粘度が高く，跳ね返る塗料が発生するが，水性プライマは部品へ到達するときの粘度が低いため，最初に部品表面に到達する塗料粒子は部品表面に付着しやすい．さらにそれ以降に到達する塗料粒子も既に形成されているウェット塗膜に捕捉されやすい（Fig. 12）．

また，水性プライマを用いると溶剤プライマを用いた場合より，上塗り塗料の塗着効率が向上した．その理由としては，水性プライマ塗膜は溶剤プライマ塗膜より上塗り塗料に対する濡れ性が良いため，塗料粒子を捕獲しやすくなったことが考えられる．

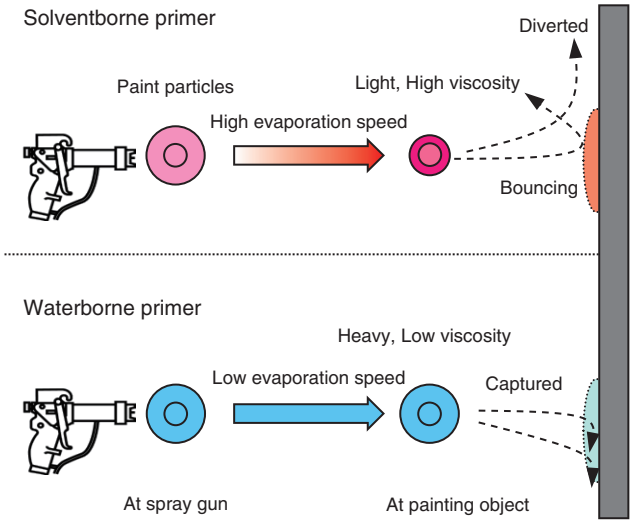


Fig. 12　Primer paint particles behavior

8. まとめ

VOC 排出量削減を目的に，二輪自動車向けの水性導電プライマを開発した．本プライマの塗装ラインへの適用により，自動車工業会の VOC 排出量削減目標値 40% の達成に大きく貢献した．このプライマは，設計した２種類の樹脂を最適に配合することにより，ABS，PA の両材料への適用を可能とした．これによりプライマの共用化が可能となり，塗装ラインにおける工程ロスを削減することができた．さらに，プライマの水性化に伴う副次的効果により，上塗り塗膜の平滑性向上による外観商品性の向上と塗料の塗着効率向上も併せて図ることができた．

本開発塗料は熊本製作所における二輪自動車プラスチック部品の塗装ラインに適用されている．

参考文献

（1）橋本孝則，小川剛志：バンパ用脱塩素系水性プライマの開発，Honda R&D Technical Review，Vol.20，No.2，p.56-60

（2）居原理：高塗装性水性中塗り塗料の開発，Honda R&D Technical Review，Vol.23，No.1，p.106-111

■著　者■



井 上 智 之



田 中 明 子



望 月 信 介



井 上 正 伸

電着塗装の光劣化挙動研究

Research on Photo-degradation Behavior of E-coat

小 島 圭 介* Keisuke KOJIMA
青 木 孝 昌* Takamasa AOKI
小 川 剛 志* Takeshi OGAWA

要　旨

自動車ボデーの塗装工程における製造エネルギーと CO_2 排出低減に向け，従来の中塗り工程を廃止した塗装プロセスを開発した．中塗り廃止時の電着塗膜の光劣化挙動を，塗膜物性と化学組成から解析する手法を確立し，その結果，剥がれを引き起こす可能性の高い光線波長が 550 nm 以下であることが判った．この結果から，カラー発現を担う層（第２ベース）の下に，550 nm 以下の光線を遮断する層（第１ベース）を設定し，乾燥工程なく塗り重ねることで，中塗り工程を廃止してもカラーバリエーションに制約を生じない塗装プロセスを設定することができた．

ABSTRACT

An automotive paint process that remove the primer process has been developed in order to reduce the energy consumption and CO_2 emissions. An analysis method of the photo-degradation of the E-coat when the primer is removed was established, based on the changes in physical properties and chemical structures. As a result, the range of wavelength that cause peeling potential is under 550 nm. Based on these results, a layer to shield under 550 nm of light (1 base) was applied before the color development layer (2 base) without the drying process, enabling elimination of the primer process without limitation to color development.

1．まえがき

近年，製造エネルギーコストと CO_2 排出量の低減ニーズが高まる中，自動車ボデー塗装においても工程短縮化などの対応が図られている．従来は，電着塗装工程後に中塗り工程で塗装と焼付硬化をおこない，上塗り工程でカラーベースとクリアの塗装と焼付硬化をおこなう４コート３ベーク（4C3B）工程が主流だった．近年では中塗り工程を焼付の伴わない乾燥のみに短縮し，その上に上塗り塗装をおこなう４コート２ベーク（4C2B）工程が国内外で拡大しつつある[(1)]．さらには中塗り工程自体を廃止し，電着塗装工程後に上塗り塗装をおこなう３コート２ベーク（3C2B）工程が欧州メーカを中心に 2004 年頃から適用され始めている（Fig. 1）．しかしながら中塗りを廃止することで，従来中塗りが担っていた耐光線透過機能も無くなってしまう．これにより，カラーごとに電着塗装への光線透過挙動が変化し，その結果電着塗装の光劣化によって上塗りが剥がれる可能性が高まることから，カラーバリエーションに制約が生じてしまう課題がある．そこで本研究では，光線透過に伴う電着塗装の光劣化挙動を解析した上で，中塗り工程の廃止とカラーバリエーションの両立可能な塗膜構成を設定した．その内容について報告する．

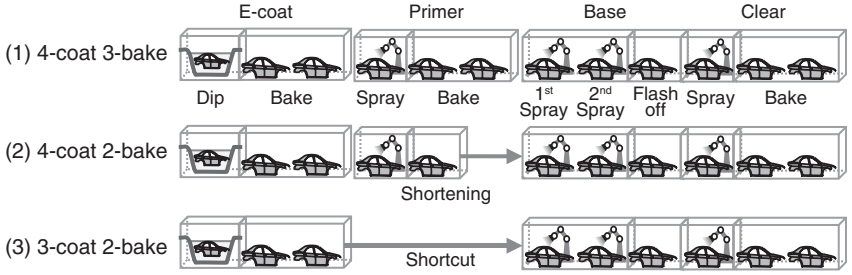


Fig. 1　Paint process of automobile

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_21

Table 1 Function of each layer

Layer	Function
Clear	Appearance, Weather durability
Base	Coloring
Primer	Light interception, Chip resistance
E-coat	Corrosion control

2. 中塗り廃止による塗膜品質課題

Fig. 2 に塗膜構成図と Table 1 に各層の役割を示す．ボデー塗装は鋼板上に防錆を目的とした電着塗装をおこなった上に，耐光線透過や耐チッピング性を目的とした中塗り，カラーを発現するベースと，平滑性や耐候性を担うクリア塗装から成り立っている．従って中塗り工程が廃止されると，従来中塗りが果たしていた機能が無くなってしまう．カラーによって色相や明度などが異なり光線の吸収や透過の挙動が変化するため，中塗りの廃止により電着塗装への光線透過挙動が変動する．その結果を Fig. 3 に示す．光線透過挙動はベース中に含まれる顔料の光吸収特性に依存し，白は可視光線全波長域において光吸収特性が低く光線を透過しやすいのに対し，黒は全波長域において光吸収特性が高く，ほとんど光を透過しない．有彩色である青は可視光線の中でも比較的長波長の光線は吸収するが，短波長については吸収できず電着塗装へ透過しやすい．また光線透過は膜厚にも影響され，薄膜では光線を遮断し切れず透過してしまう．このことから，中塗り廃止による電着塗装への光線透過性は，カラーを発現するベースの顔料種と膜厚に依存する．電着塗装材料は耐候性において光劣化しやすい特徴がある[(2)]ため，電着への光線透過を安定して遮断するにはベースの明度や彩度を制限する必要がある．具体的にいうと，一般的なホワイトパールは明度 L*値が 90 前後であるため，安定的にベースだけで光線遮断するには，より光線を吸収しやすい黒顔料等を配合して明度 L*値を 75 から 80 程度に低下させる必要がある．また明度を高く維持するにはベースをより厚く塗装する必要があるが，厚膜塗装をすると塗装から乾燥時においてワキやタレといった塗装外観品質の低下が発生しやすくなってしまう．以上のことから，まず電着塗装の光劣化挙動を把握した上で，カラーバリエーションを成立するための手法の設定に繋げることとした．

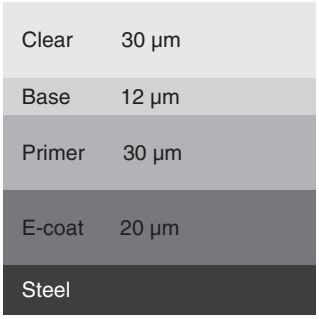


Fig. 2 Standard layer structure of body paint

3. 電着塗装の光劣化解析

3.1. 光劣化の現状把握

電着塗料は一般的にビスフェノール基を有するエポキシ樹脂を主成分とする塗装材料である．電着塗料の樹脂成分は Table 2[(3)]に示すような化学結合を有しており，それらの結合解離エネルギーはいずれも紫外線の放射エネルギーに相当することから，紫外線に対して劣化しやすいと考えられている．波長が 300 nm から 800 nm の光線を照射することでエポキシ樹脂の表層が光劣化するとの報告[(4)]があるが，実際にどの波長が劣化に影響するかはまだ判っていない．

まず最初に自動車ボデー塗装において，電着塗装の光劣化がどのような影響を及ぼすのか検討をおこなった．電着塗装に光線が透過するパネルを作成し屋外で曝露し

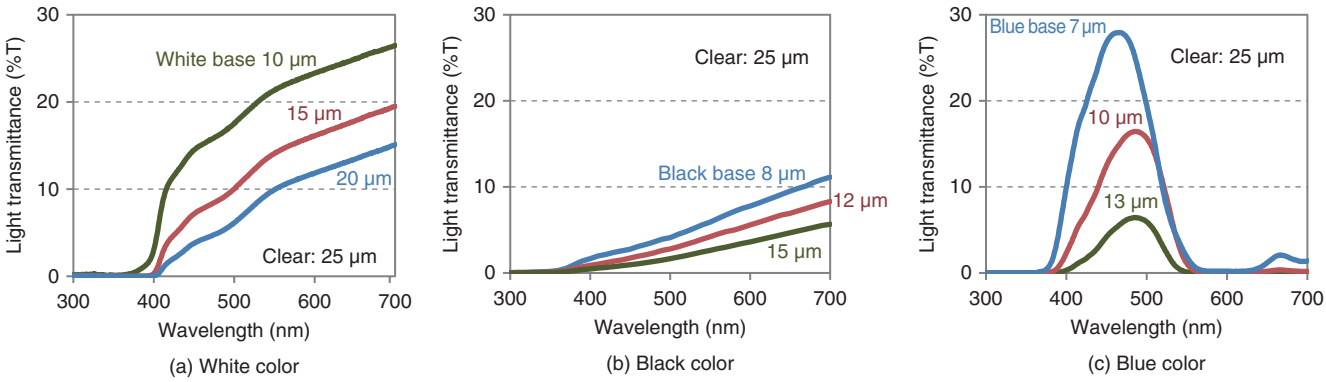


Fig. 3 Light transmittance of base and clear

た結果，Fig. 4 に示すような塗装の剥がれが発生した．この剥がれた部位近傍の電子顕微鏡（SEM）による形状観察と元素分析結果を Fig. 5 に示す．剥がれ部位 α，β の元素分析の結果，いずれも電着塗装に配合されている酸化チタンに由来する元素が検出されたことから，上塗りの剥がれは電着塗装の表層部位が凝集破壊することで発生していることが判った．これは電着塗装が光線によって劣化したと考え，劣化の状況を解析するため剥がれ部位とテストをしていない電着塗装品（初期品）の化学組成変化をフーリエ変換赤外分光光度計（FT-IR）で分析した．得られた各 FT-IR 結果の違いから化学組成の変化を検証するために初期品と剥がれ部位の差スペクトルを検証した．その結果を Fig. 6 に示す．差スペクトルの基準ピークは，1510 cm^{-1} のビスフェノール樹脂に由来する芳香環の吸収帯とした．剥がれ部位は初期品と比較してエステルやウレタン，エポキシに帰属可能な吸収帯の減少が確認され，また劣化生成物に由来する，3400 cm^{-1} をピークとする水酸基や，1661 cm^{-1} をピークとする不飽和結合の増加が見られた．これらのことから，電着塗装が光による劣化で化学組成が変化し，その結果，凝集破壊で剥がれが生じたと

Table 2　Bond-dissociation energy

Bond of E-coat	Bond-dissociation energy (kcal/mol)	Corresponding light wavelength (nm)
C-H	106	270
C-C	83	345
Ph-C	101	283
C=C	146	196
C-O	76	376
C=O	174	164
C-N	73	392
N-H	93	308
O-H	111	258

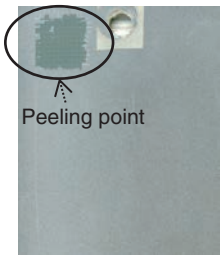
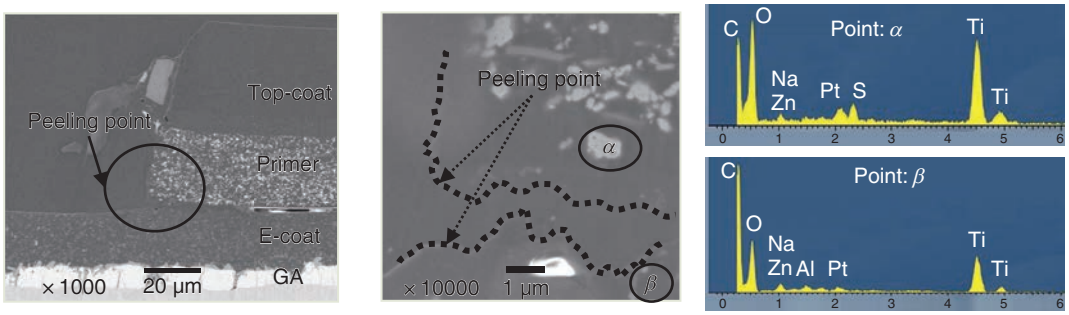


Fig. 4　Peeling of top coat after exposure test



(a) SEM image of peeling point　(b) Close-up of peeling point　(c) EDX results of α and β point

Fig. 5　Results of SEM-EDX

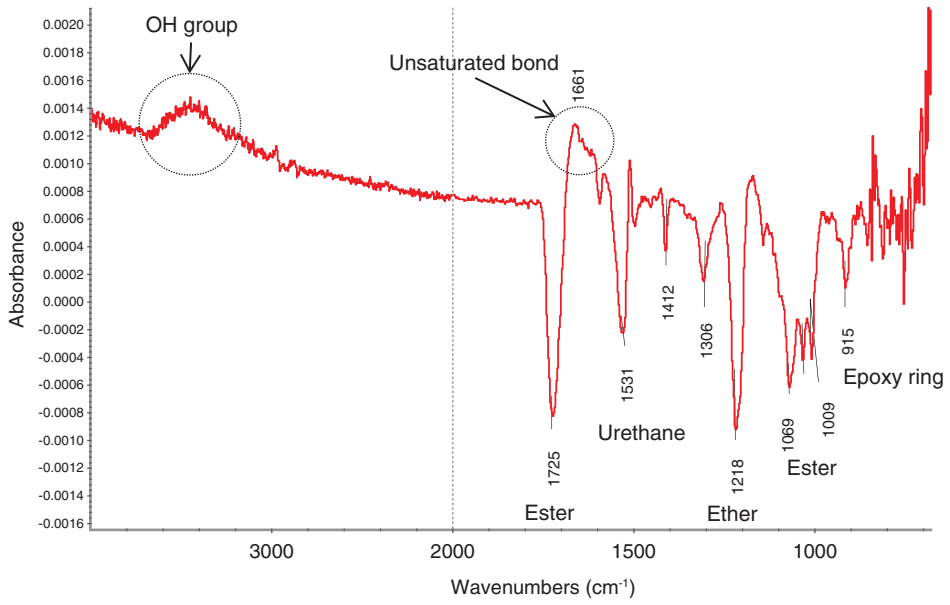


Fig. 6　Differential FT-IR spectrum of E-coat between initial sample and peeling point

考えられる．次に電着塗装を劣化させる光波長について検討した．

3.2. 光波長解析手法

電着塗装の光波長と劣化の関係を検証するため，分光老化試験機で 10 nm ごとに分光された光を電着塗装に照射した．3.1. 節の Fig. 5(a) にあるように，剥がれは電着塗装の表層の凝集破壊であるため，劣化が電着塗装表層で進行していると考えられ，各光波長照射部位の表層から深さ 2 μm の破断強度を表面界面物性解析装置（SAICAS）で測定し，光照射に伴う物理的な挙動の変化を確認した．さらに劣化の裏付けとして各光波長照射部の化学組成変化を FT-IR で分析した．これにより，光波長に対する劣化挙動を，物理および化学の双方から解析することができた．本解析には，標準的な焼付条件である 170℃ 30 分で焼付硬化したパネルを用いた．また自動車の電着塗装ラインの変動要素として，焼付条件と鉄イオンの混入が挙げられるが，塗膜の架橋密度や物理特性などが最も変動する上限焼付条件を想定し，220℃ 15 分で焼付硬化したパネルも併せて使用した．

3.3. 物理的解析結果

劣化度合いは，未照射部の破断強度を 100 とし，照射後の破断強度を百分率で表した．従ってその数値が 100 より低下しているのであれば，光劣化により電着塗装材料の破断強度が低下していることを指している．その結果を Fig. 7 に示す．標準焼付条件で作成したパネルを分光老化試験機で 20 時間照射したところ，400 nm 以下の光線で破断強度の低下が確認された．これに対して，220℃ 焼付のパネルも同条件で検証をおこなったところ，破断強度の低下が 440 nm 以下で確認され，さらに照射時間を 132 時間から 950 時間まで延長して照射したところ，450 nm 以下の波長域で破断強度の低下が確認された．一方，450 nm 以上の波長域については，照射時間に影響なく破断強度の低下は確認されなかった．この理由を解明するため，220℃ で焼付した電着塗膜の FT-IR スペクトルを測った結果 (Fig. 8)，過酸化物に起因するピークが検出された．過酸化物の結合解離エネルギーが 447 nm の放射エネルギーに相当すること[5]から，過酸化物結合の解離により有機ラジカルが発生し，それがきっかけとなって劣化反応が進行して 450 nm 以下の照射部位の破断強度が低下したと考えられる．

3.4. 化学的解析結果

450 nm 以上の光線照射に対し電着塗装の破断強度の低下は確認されなかったが，電着塗装の化学的な組成変化が

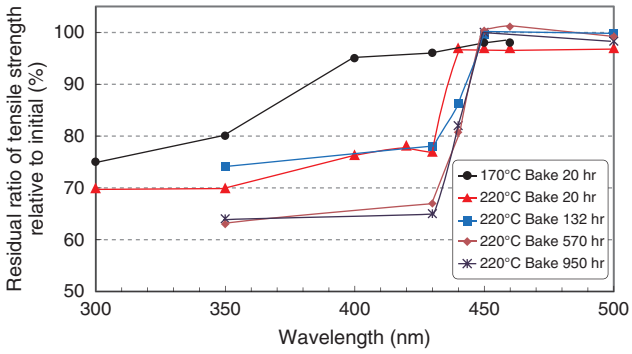


Fig. 7　Results of E-coat photo-degradation

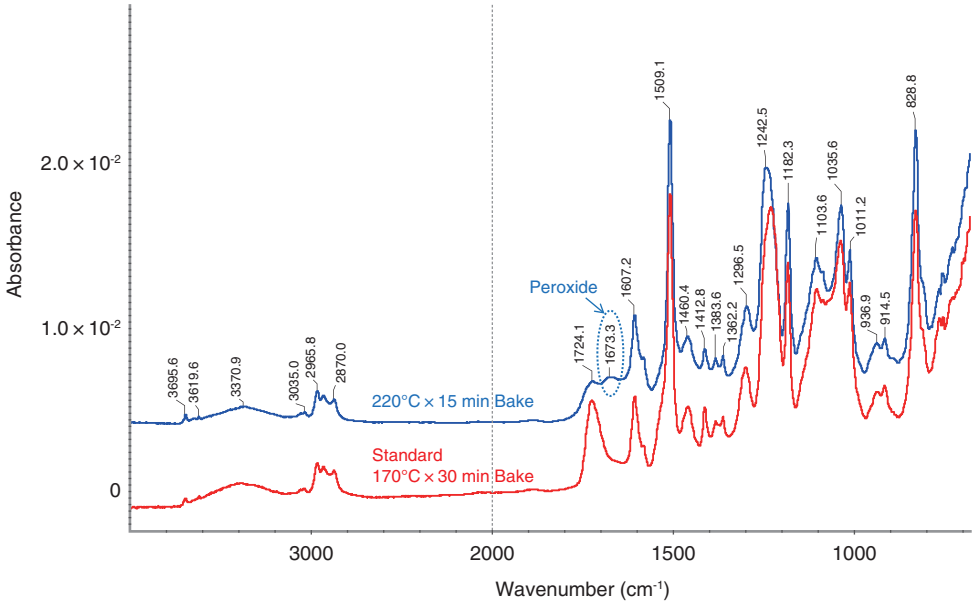


Fig. 8　FT-IR spectrum of E-coat baked at 220°C

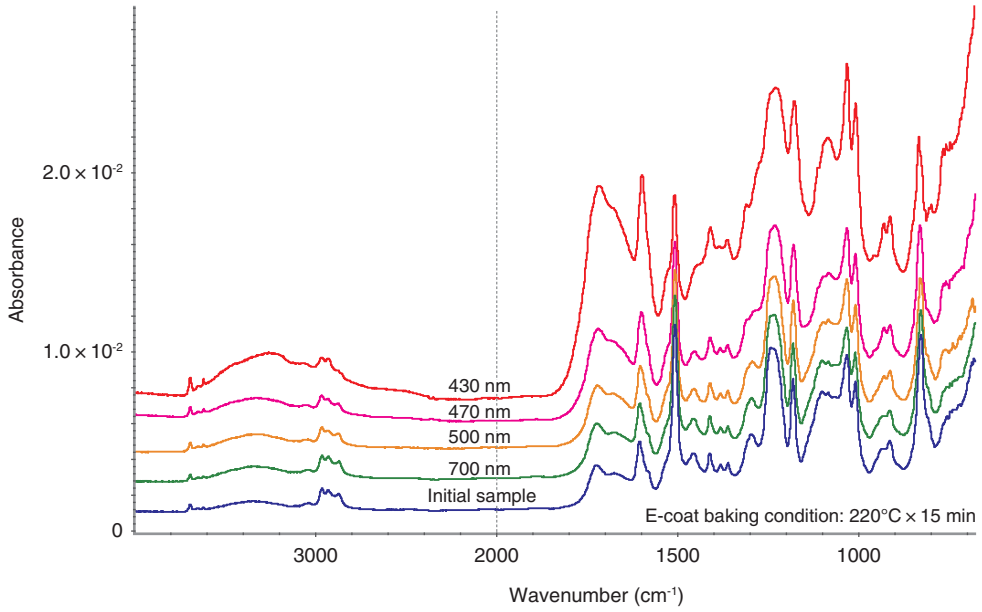


Fig. 9　FT-IR spectrum of E-coat photo-degradation (Irradiation time 950 hr)

生じていないか FT-IR で分析した．220℃ で焼付けたパネルを分光老化試験機で 950 時間照射したものの，各照射波長部位の測定結果を Fig. 9 に示す．ビスフェノール樹脂に由来する芳香環のピーク 1510 cm^{-1} が，450 nm 以上の照射波長において減少傾向にある．このことから，450 nm 以上の波長には破断強度の変化を示すものはないものの，電着塗装最表層のビスフェノール樹脂鎖が切断され減少している．さらにビスフェノール樹脂の減少度合いを詳細に検証するため，未照射部のビスフェノール樹脂に由来する芳香環のピーク 1510 cm^{-1} と芳香環に由来するピーク 1610 cm^{-1} の面積比を求め，それを基準として，各照射時間の照射波長における 1510 cm^{-1} と 1610 cm^{-1} の面積比を比較分析した．その結果を Fig. 10 に示す．縦軸の面積比 1 から減じることは，ビスフェノール樹脂の芳香環が減少していることを指している．それが起きる光波長域は，550 nm 以下であることが確認された．

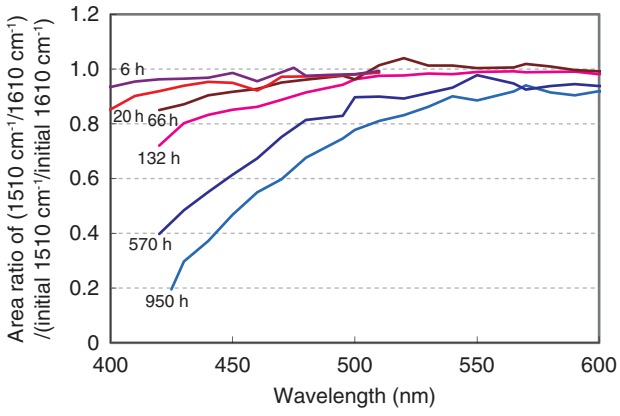


Fig. 10　Area ratio of before and after irradiation

4．考察

4.1. 光劣化メカニズムの考察

電着塗装の光劣化は当初紫外線による影響と推測していたが，Fig. 9, Fig. 10 の結果より 450 nm から 550 nm の可視光線の放射エネルギーにおいても樹脂の結合が切断され解離しているのが確認された．その要因として，まず電着塗装に含まれる顔料成分の白着色顔料や防錆顔料が挙げられるが，いずれも白色粉末であるため 550 nm 以下の光線は反射してしまう[6]．また黒顔料としてカーボンブラックが含まれているが，化学的に安定した構造を有している[7]ため，劣化の起点となる要因とは考えにくい．そこで光照射前後の FT-IR スペクトルを検証したところ Fig. 11 に示すように，光照射後劣化に伴う過酸化物やカルボニルの発生と共に，1400 cm^{-1} 近傍に NOx に由来するピークが僅かに生じていることから，NOx 成分が光劣化に影響していると考えた．NOx は容易にラジカルを形成することから[8]，450 nm から 550 nm の可視光線でも NOx から生じるラジカルによってビスフェノール樹脂結合の切断が引き起こされた可能性が高いと考える．この NOx 成分は，電着塗装の塗装から焼付硬化過程において不純物として塗膜中に僅かに混入したものと考える．

4.2. 剥がれに影響する光波長の範囲

4.1. 節の検討結果から，450 nm 以下の光波長で電着塗装の破断強度が低下するほどの劣化が生じ，450 nm から 550 nm の光波長では破断強度の低下はないものの，ビスフェノール樹脂の切断が確認された．劣化の形態は異なるものの，Fig. 9 に示すように，例えば 430 nm と 500 nm の光照射部のピークが酷似していることから，ビスフェノー

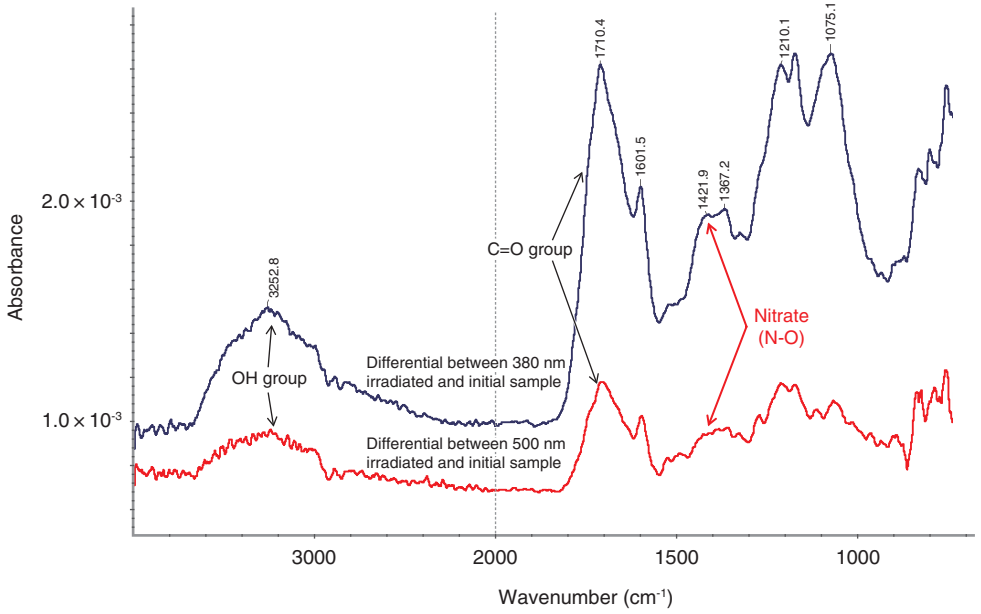


Fig. 11 Differential FT-IR spectrum of E-coat

ル樹脂切断の進行度合いが異なるだけと考えられる．ビスフェノール樹脂は電着塗装の主成分であるので，劣化による減少を防ぐ必要がある．また光劣化の主要因と考えられるラジカルを発生させないためにも，550 nm 以下の光線を遮断して上塗りの剥がれを防止する必要があると考えた．

5．光劣化対策

5.1. 塗膜構成の検討

以上の解析結果から，光線を遮断する層（第１ベース）をカラー発現層（第２ベース）の下に設定した．第１ベースを設計する際は，550 nm 以下の光線が一定の膜厚管理で安定的に遮断できることが重要であるので，紫外線領域から可視光線域まで幅広い光吸収特性を持ち，一定の膜厚で光線が遮断できる設計とした．これにより，第１ベース塗装後乾燥や焼付硬化することなく第２ベースを塗装することで中塗り工程を廃止することができる．その結果，光線遮断とカラーバリエーションの両立が可能となる．その塗膜構成を Fig. 12 に示す．一例として，無彩色を第１ベースに設定した場合の光線透過率を示す（Fig. 13）．

5.2. 耐候性の確認結果

設計された本塗膜構成を用いて，屋外にて曝露耐候試験をおこない，塗膜剥がれがないことが確認された（Fig. 14）．

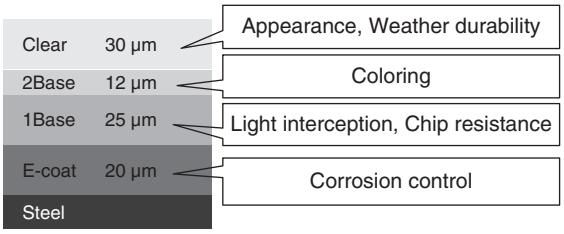
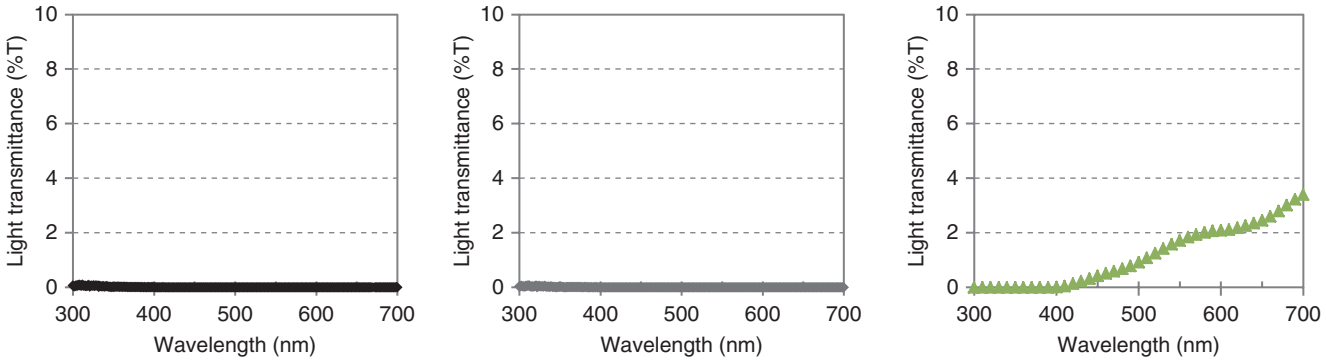
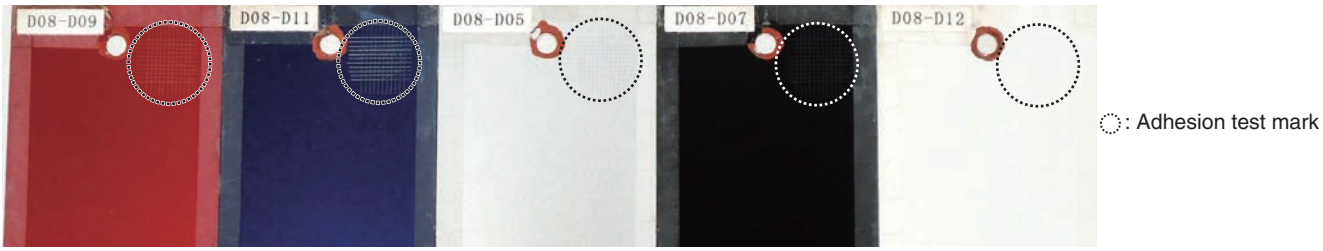


Fig. 12 Standard layer structure of 3C2B paint system of Honda



(a) Dark gray (L*=20, Film build 15 μm) (b) Middle gray (L*=50, Film build 15 μm) (c) Light gray (L*=80, Film build 20 μm)

Fig. 13 Light transmittance of 1BC



(a) Red (b) Blue (c) Silver (d) Black (e) White

Fig. 14　Result of exposure test

6．まとめ

電着塗装の光劣化挙動を解析し，その対応を検討した．以下にその結果を述べる．

（1）450 nm 以下の光線照射により電着塗装の破断強度の低下が確認された．

（2）550 nm 以下の光線照射で電着塗装の樹脂成分であるビスフェノール樹脂の切断が確認された．

以上の結果から，カラー発現層（第２ベース）の下に，550 nm 以下の光線を安定に遮断できる層（第１ベース）を設定し，乾燥工程等なしで塗り重ねることにより，中塗り工程の廃止とカラーバリエーションを両立することができた．これにより従来の塗装プロセスと比較して，工程短縮および CO_2 排出量低減をすることができた．

参考文献

（1）門脇康二郎，遠藤貢，平松靖博：環境対応自動車用水性塗料の開発－水性 3WET について－，塗料の研究，No.144, p.50-54(2005)

（2）村本壽一：層分離による機能性電着塗料と応用，TECHNO.COSMOS, Vol.17, p.2-7(2004)

（3）フォックス・ホワイトセル：有機化学Ⅰ，丸善出版，356p.(1999)

（4）Monney, L., Belali, R., Vebrel, J., Dubois, C., Chambaudet, A.: Photochemical degradation study of an epoxy material by IR-ATR spectroscopy, Polymer Degradation and Stability, Vol.62, No.2, p.353-359(1998)

（5）Atlas Material Testing Technology LLC: Atlas Weathering Testing Guidebook, p.14(2003)

（6）Guo, B., Liu, Z., Hong, L., Jiang, H., Yan Lee J.: Photocatalytic effect of the sol-gel derived nanoporous TiO_2 transparent thin films, Thin Solid Films, Vol.479, p.310-315(2005)

（7）持田勲：炭素材の化学と工学，朝倉書店，248 p.(1990)

（8）鈴木仁美：窒素酸化物の事典，丸善出版，484 p.(2008)

■著　者■


小島圭介


青木孝昌


小川剛志

中塗り工程レス塗装システムを可能とする高平滑性電着塗料の研究

Study of High Smooth Electrodeposition Coating That Enables Primer Process-less Paint System

金子勝吉* Katsuyoshi KANEKO
廣部寿和* Toshikazu HIROBE
河田優佐* Yusuke KAWADA
日高達真* Tatsumasa HIDAKA

要　旨

３コート２ベーク中塗り工程レス塗装システムを可能とする高平滑性電着塗料に関する研究をおこなった．本研究では，乾燥前の析出塗膜中に残存するガス痕の抑制を試みた．塗料中の中和酸濃度を低減させることによる発生水素ガス量抑制と，析出塗膜粘度を最適化することによる電着析出時のガス離脱性向上を検討した．この研究内容を採用することによって，３コート２ベーク中塗り工程レス塗装システムにおいても塗装外観を現行の４コート３ベーク塗装システム同等に確保できる電着塗膜の平滑性が達成可能となった．

ABSTRACT

A study was conducted on a high smooth electrodeposition coat that enables a 3-coat 2-bake primer process-less paint system. This study attempted to suppress the gas pinholes remaining in the deposition film before drying. The methods investigated were to suppress hydrogen gas generation by reducing the neutralizing acid concentration in the e-coat bath, and to enhance gas escape during electrodeposition by optimizing the deposition film viscosity. Application of these methods achieved a smoothness that enables a 3-coat 2-bake primer process-less paint system to secure a paint appearance equal to that provided by the current 4-coat 3-bake paint system.

1．まえがき

自動車ボデー塗装の目的は，防錆品質と意匠性の確保である．一般的な自動車ボデー塗装としては，防錆機能を担う電着塗膜，下地粗さ隠蔽と耐チッピング性（耐石はね傷つき性）と電着塗膜への光線遮断を担う中塗り塗膜，ベースコート層とクリア層で構成され意匠性を発現する上塗り塗膜の４コート３ベーク（4C3B）塗装が採用されている．この塗膜構成を基に，高輝度シルバーメタリック塗装[1]に代表される塗装の意匠性のみならず，塗膜表面の高鮮映性の研究も進んでいる．高鮮映性に関しては，1980 年代以降，中塗りの２層化，高仕上がりベースコート材料開発，クリアコートの２層化など，塗膜表面の平滑性を向上させる目的で塗装材料の技術開発例が数多く報告されている[2),(3]．また，下地鋼板表面の凹凸を制御した高鮮映性鋼板採用による，塗装外観の向上技術例も報告されており[4]，塗装外観に対する要求は現在も高い．

一方，地球温暖化防止が叫ばれる中，自動車生産過程で発生する CO_2 の削減も求められており，新たな生産技術開発が進んでいる．ボデー塗装に関しては，中塗り工程と上塗り工程を統合したショートプロセス塗装システムが近年導入され拡大展開されつつあるが，塗装外観（鮮映性）の低下が懸案となっている．その対策として，クリア塗料を高平滑タイプへ変更するのが一般的である．しかしながら，高平滑タイプ塗料の使用はコストアップの課題があった．

従来，塗装外観に影響する下地粗さ隠蔽は，電着塗膜と上塗り塗膜の間に存在する中塗り塗膜（25 μm から 35 μm）によって担われてきており，防錆品質の確保が目的で適用されている電着塗膜（15 μm から 20 μm）に対して，平滑性への要求は高くはなかった．しかしながら，３コート２ベーク（3C2B）中塗り工程レス塗装システムでは，中塗りによる下地粗さ隠蔽機能を電着塗膜と上塗り塗膜で担うこととなる（Fig. 1）．

本研究では，これまで防錆機能を主に担っており，塗装外観への寄与に対して注目されていなかった電着塗膜の平滑性について研究をおこなった．その結果，高平滑タイ

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_22

プのクリア塗料を適用しなくても，塗装外観の商品性を確保できる電着塗膜の平滑性を達成したので，その内容について述べる．なお，本研究では，塗装外観が要求される外板部の電着塗膜厚さにおいて厳しい条件となる塗膜厚さ15 μm で検討をおこなった．

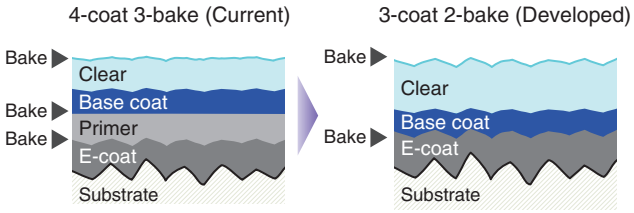


Fig. 1　Body paint structure

2．高平滑性塗膜析出手法の検討

電着塗膜は大きく分けて，塗料樹脂成分と顔料成分で構成される．塗料樹脂成分の新規開発は，電着塗膜の最も重要な機能である防錆性能とつき廻り性能へ影響することから，樹脂成分変更を伴わない平滑化手法を検討した．

手法は次の二つが考えられる．一つ目は，塗膜を構成する塗料樹脂成分の割合を高めることである．乾燥時の塗膜熱流動を阻害する顔料成分が少なくなるため，流動性が向上し，平滑な表面を形成しやすくなる．一方，熱流動性の向上は溶融粘度の低下を招き，乾燥時に発生する収縮応力によって，被塗装物の端末部分の塗膜被覆が不足し，錆が発生しやすくなる (Fig. 2)．

二つ目は，ハジキ防止剤と呼ばれる表面調整剤の低減である．電着塗装がおこなわれるボデーには，前工程で除去しきれなかった油脂類あるいは作業工程にて使われているさまざまな油脂類が付着する可能性があり，品質維持の目的から熱流動性を抑制する性質のものが適用されている．この表面調整剤はハジキ誘発物質によって発生するクレータ状の塗膜欠陥の拡大を抑制するよう，塗膜の流動性を抑えている．これは高平滑化と相反する性質である．また，この表面調整剤の低減は，耐ハジキ性の低下だけでなく，化成シーラ，アンダボデーコートとの密着性低下を引き起こす可能性がある．

以上の二つの手法は，前述のような懸案が伴う．

電着液温の上昇，および溶剤添加が電着塗膜の高平滑化に有効であることは認識されていたが，その詳しいメカニズムは論じられてこなかった．電着液温の上昇は，塗膜析出過程での挙動が塗膜粘度に影響されることを意味する．溶剤添加は，析出塗膜へ移行する溶剤量の増加を伴うことから，同じく塗膜析出過程での挙動が塗膜粘度に影響されることを意味する．電着析出過程では，鉄素地上で水素ガスが発生し，それが塗膜中を通過し離脱する．筆者らは，この電着液温の上昇と溶剤添加による高平滑化が，電着塗膜析出時に発生する水素ガスの挙動に起因するものと推定した．但し，水素ガス自体が塗膜平滑性に影響するとは考えられないため，ガスが離脱した塗膜，すなわち水素ガスが抜けたことで塗膜中に残存するガス痕に着目して研究をおこなった．

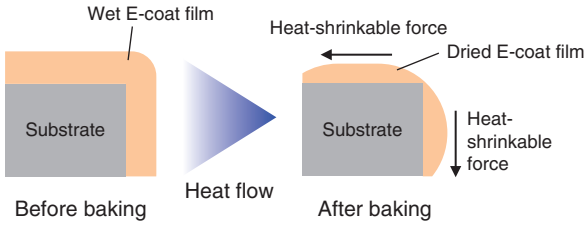


Fig. 2　Edge-covering property

3．水素ガス痕の低減

電着塗料の化学反応と析出メカニズムの化学式を式 (1)，式 (2) に示す．

$$2H_2O + 2e^- \rightarrow H_2 + 2OH^- \qquad (1)$$

$$RNH_3^+ + OH^- \rightarrow RNH_2 + H_2O \qquad (2)$$

負に帯電した鉄素地上の表面で式 (1) に示す水の電気分解が起こる．その結果 OH 基が鉄素地表面上に発生する．OH 基は塗料粒子を浮遊させていた酸と中和するため，式 (2) のとおり塗料粒子は電荷を失い鉄素地表面に析出する (Fig. 3)[5),(6)]．この電着析出過程で鉄素地上に発生する水素ガスは，電着塗装中に塗膜から断続的に離脱するが，その抜けた跡は塗膜中にガス痕として存在する．このガス痕は，乾燥時の熱流動工程においても修復しきれず，塗膜表面に凹凸を残している．そこで，この水素ガス痕の低減には，以下の二つの手法が考えられる．一つ目は，塗膜の析出効率を高め，発生するガスそのものの量を低減すること，二つ目は，水素ガスの離脱性を向上させることである．以上二つの手法により，塗膜中に残存するガス痕が低減されるため，乾燥後の塗膜平滑性向上が期待できる (Fig. 4)．

3.1. 析出効率の向上

水素ガス量は式 (1) に示すとおり，流れた電気量によって決まる．つまり，少ない電気量で塗膜を析出した方が発生水素ガスも抑えられる．この指標として，析出効率 (単位クーロン量あたりの析出可能な塗膜質量) が挙げられる．この析出効率を向上させる手法は，中和酸濃度 (MEQ) の低減と塗料中固形分濃度 (NV) の上昇である．今回は，MEQ の低減を試みた．電着塗料は，正に帯電した塗料粒子

を酸で中和し，塗料中に安定的に分散させている (Fig. 5)．この酸は水の電気分解で発生した OH 基によって中和される．塗料粒子を安定に分散させるために設計した高 MEQ 設計では，多くの OH 基が酸の中和に消費され，結果的に発生する水素ガス量が多くなってしまう．したがって，塗料粒子を中和する必要十分な低 MEQ 設計にできれば，より少ない電気量で塗膜が析出し，発生するガス量を抑えることで残存するガス痕も少なくなり，平滑性が向上すると考えた．今回，高 MEQ 設計と低 MEQ 設計の析出塗膜を比較した結果，予想どおり，低 MEQ 設計のほうが，析出塗膜中に残存する水素ガス痕が低減でき，析出塗膜の表面粗さも低減し，乾燥後の塗膜平滑性も向上した (Fig. 6)．MEQ の低減は，浴安定性 (分散性) を低下させるが，高解離型の新たな中和酸を採用することで，この課題を解決した．

3.2. 水素ガスの離脱性向上

析出塗膜中のガス離脱性を向上させるため，塗膜粘度を下げることが有効であると考えた．塗膜の粘度は温度に依存する．したがって，電着槽内の温度範囲で粘度を低減することが重要である．

まずは，析出塗膜の損失弾性率と析出塗膜の表面粗さとの関係を検証した (Fig. 7)．損失弾性率は析出塗膜粘性の指標であり，ガス離脱性を代用評価できる．損失弾性率の低下に伴い析出塗膜表面粗さが低くなることが確認された．つまり，ガス離脱性の向上が表面凹凸を低減できることが証明された．また，損失弾性率 約 0.10 MPa 以下は，析出塗膜表面粗さがほぼ一定値となっている．これは，この電着塗膜材料において最適値が存在することを意味する．電着槽温度範囲内 (26℃ から 30℃) で，この最適損失弾性率になるように溶剤量を調整した結果，全温度範囲内で安定した析出塗膜表面粗さが得られた (Fig. 8)．今回の溶剤量調整はごく微小であり，乾燥時の最低溶融粘度への

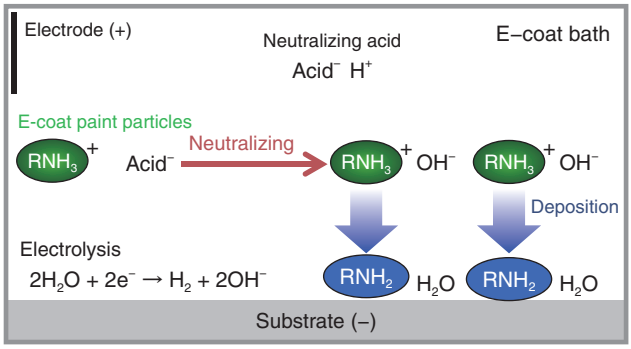


Fig. 3 Schematic image of E-coat

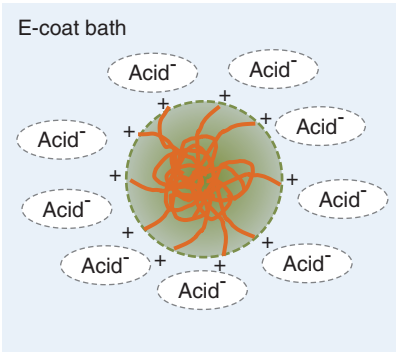


Fig. 5 Function of neutralizing acid

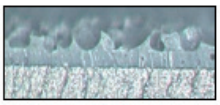
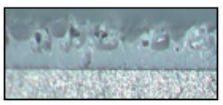
MEQ	High	Low
Beginning of deposition		
End of deposition		
Deposition film Ra	3.70	3.42
E-coat Ra (Dry)	0.17	0.15

Fig. 6 Cross-sectional view of wet film on high and low MEQ

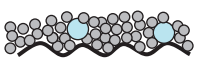
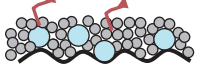
	Standard	High coulomb efficiency	High gas desorption speed
Beginning of deposition		Lowering H_2 gas 	Easy to go out 
End of deposition			
After baking			

Fig. 4 Schematic image of E-coat

影響もなかったことから，溶剤調整による平滑性向上効果は熱流動時の溶融粘度を低減させたために得られたわけではなく，塗膜析出時のガス離脱性を向上させ，ガス痕を低減させたことに起因することを確認した．

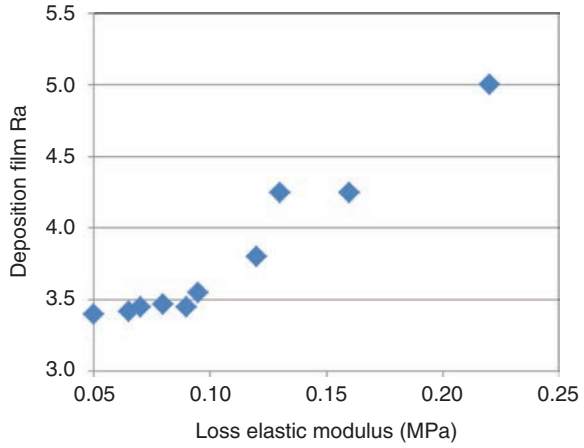


Fig. 7　Relationship between loss elastic modulus and deposition film Ra

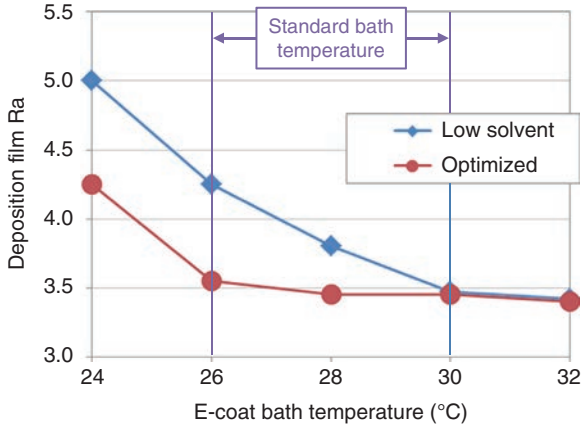


Fig. 8　E-coat bath temperature and deposition film Ra

4．目標設定

次に，3C2B 中塗り工程レス塗装システムにおいて，電着塗膜が担うべき下地粗さ隠蔽機能の目標値を定めるために，塗装外観と電着塗膜平滑性の関係を検証した．電着塗膜の平滑性の指標としては Ra（算術平均粗さ）を用い，カットオフ 0.8 mm，2.5 mm，0.8 mm から 8.0 mm の三つの領域と塗装外観指標との相関性を検証した．塗膜の断面曲線から所定の波長より長いうねりの成分をカットオフしたものを粗さ曲線といい，この波長をカットオフ値と呼ぶ．その結果，塗装外観指標と表面粗さ（カットオフ 2.5）が高い相関性を示した（Fig. 9）．以上より，塗装外観目標を達成できる塗膜平滑性を，現行 Ra≦0.30（カットオフ 2.5）に対して，Ra≦0.25（カットオフ 2.5）と設定した（Fig. 10）．

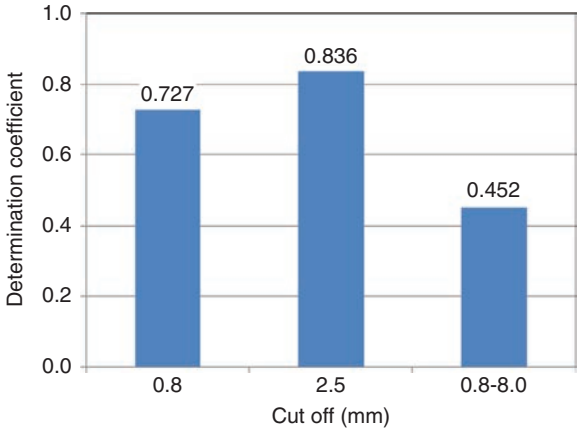


Fig. 9　Determination coefficient with paint appearance index and cut off values

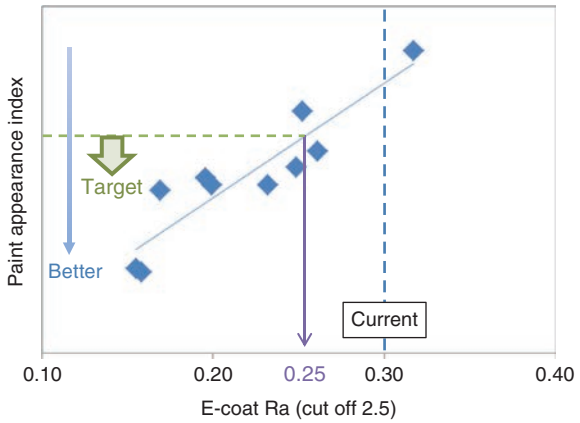


Fig. 10　Paint appearance and E-coat Ra

5．効果検証

本研究で検討した手法を採用した電着塗料を使い，表面粗さの異なる鉄素地鋼板にて，効果を検証した（Fig. 11）．鉄素地鋼板の表面粗さ管理幅内にて，従来材よりも良好，かつ目標値 Ra≦0.25（カットオフ 2.5）を満足する平滑性を確保できている．

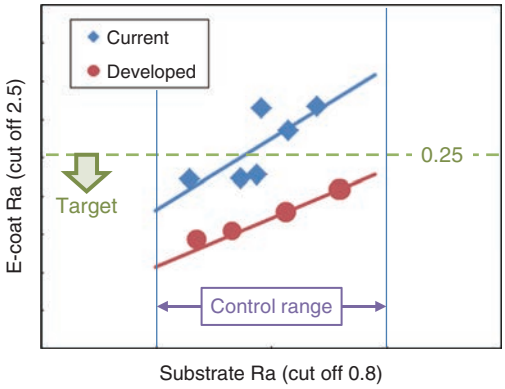


Fig. 11　E-coat Ra and substrate Ra

6．まとめ

電着塗料の高平滑化に関して，析出塗膜中のガス痕を低減する以下の手法を採用することで，3C2B 中塗り工程レス塗装システムに対応できる平滑性が達成可能となった．

（1）塗料中の MEQ を低減させ，発生する水素ガス量自体を低減させた．

（2）析出塗膜粘度を最適化し，析出塗膜中のガス離脱性を向上させることにより，ガス痕を低減させた．

本研究にて得られた高平滑化に関する知見と高つき廻り性能を併せて開発した電着塗料は，電着塗膜の平滑性が要求される 3C2B 中塗り工程レス塗装システムを採用するラインのみならず，弊社ボデー塗装ラインへの展開を順次推進中である．

参考文献

（1）小川剛志，居原理，能見恵美，倉田祐介：高輝度シルバーメタリック塗装の開発，Honda R&D Technical Review，Vol.18，No.1，p.166-171

（2）浅輪達治，山中雅彦，鵜沼秋男：積層構成としての高鮮映性塗装，日本複合材料学会誌，Vol.14，No.5，p.181-187(1988)

（3）森淳哉，久保田寛，重永勉，山根貴和，神田輝夫，大関武，常岡辰夫：高仕上がりベース塗料の開発，マツダ技報，No.25，p.185-189(2007)

（4）古川九州男，角山浩三，今中誠，岸田朗，山田恭裕，恒川裕志：高鮮映性鋼板レーザーミラーの開発，川崎製鉄技報，Vol.20，No.3，p.203-209(1988)

（5）林宏和：カチオン電着塗装について，色材協会誌，Vol.84，No.8，p.283-287(2011)

（6）重永勉，山田光夫：環境にやさしい高付き回り電着塗料の開発，マツダ技報，No.24，p.200-204(2006)

■著　者■


金 子 勝 吉


廣 部 寿 和


河 田 優 佐


日 高 達 真

実車における車内騒音低減に向けた風切音のガラス透過メカニズムの解明

Identification of Mechanism of Transmission of Flow-induced Noise through Glass for Vehicle Interior Noise Reduction

安保　慧*　Kei AMBO
森下和也*　Kazuya MORISHITA
吉野　崇*　Takashi YOSHINO
寺村　実*　Minoru TERAMURA

要　旨

車内騒音低減のための制御対象の明確化を目的に，フロントピラー周りの流れを模擬したピラー音車内伝達モデルを対象とし，高周波風切音（1 kHz-5 kHz）における車内をモデル化した箱内への流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定をおこなった．その結果，箱内マイクロフォンの高周波域のオーバオール値における空力音の寄与率は約93%となり，高周波域では流体力学的圧力変動と比較して空力音が支配的であることを示した．

また，実車でのフロントサイドガラスにおける，表面圧力変動，遠方場音響から推定される外側表面音圧分布，車内音響から推定される内側表面音圧分布の比較から，外側表面音圧と内側表面音圧の差分がガラスの音響透過損失とほぼ等しいことを示した．このことから，実車サイドガラスの音響透過においても，車外で発生する空力音が支配的であることを示し，高周波風切音における車内快適性向上の手段として，車外で発生する空力音の低減が有効であることが明らかとなった．

ABSTRACT

Seeking to identify the target for control to reduce vehicle interior noise, the research discussed in this paper determined the contribution ratio of convectional pressure and acoustic sound to high-frequency flow-induced noise (1 kHz-5 kHz) in the interior of a box modeling a vehicle interior, based on a model of cabin sound transmission from the pillar modeling the flow around the A-pillar. This study showed that the contribution ratio of acoustic sound to the overall value in the high-frequency range at the microphone in the box was approximately 93%, indicating that in the high-frequency range, acoustic sound is dominant in comparison to convectional pressure.

A comparison of the sound pressure distribution on the external surface of the front side glass of an actual vehicle, as estimated from surface pressure fluctuation and far-field sound, with the sound pressure distribution on the internal surface, as estimated from the vehicle interior sound level, showed that the difference between the sound pressure on the external and internal surfaces is almost exactly equal to the glass transmission loss. This result demonstrated that acoustic sound generated outside the vehicle is also dominant in sound transmission through the side glass in an actual vehicle, indicating that the reduction of acoustic sound generated outside the vehicle would be an effective means of increasing the comfort of the vehicle cabin in relation to high-frequency flow-induced noise.

1．まえがき

自動車の更なる発展のため，低炭素社会の実現に向けた燃費改善や，高速化に伴う走行安定性や快適性の向上が求められている．快適性向上の一つとして，車内騒音の低減があげられる．その音源としては，エンジンとその排気や動力伝達機構によるもの，タイヤやサスペンション振動によるロードノイズ，Heating, Ventilation, and Air Conditioning（HVAC）等の空調機器音，そして，車両各部に存在する空気の流れのはく離が起因となる風切音によるもの等がある．特に，燃費改善の観点から，パワープラントの電動化が進み，エンジン系の騒音が低下する傾向にある．例えばFIT EVにおいても車速の増加と共に車内へ伝わる風切音の割合が増加することを確認している．

風切音を低減するための技術課題の一つとして，どの様に音が発生し，車内へ聞こえるかという命題を挙げること

＊基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2013_25_2_23

ができ，車内騒音低減のための制御対象の明確化が必要となる．この風切音のうち，特に重要と言われているドアミラーを含むフロントピラー周りで発生した[1]高周波風切音（1 kHz-5 kHz）は，ガラスを通して車内へ伝達すると考えられているが，その発生及び伝達のメカニズムは明らかにされていない．

車内へ音が伝達する際のガラスの加振力として，ガラスに作用する流体力学的圧力変動と渦の運動により発生した空力音が考えられるが，車内騒音低減のための制御対象を明確にするため，この流体力学的圧力変動と空力音の車内への寄与率を明確にすることは重要である．飯田らは，ガラス板を設置した車内騒音測定モデルを対象とした風洞試験により，音波が車内へ透過しやすい性質を持つことを示した[2]．しかし，その音源はランダムノイズであり，空力現象により起因された流体力学的圧力変動と空力音の車内への寄与率は明確になっていない．

そこで，本研究では車内騒音低減のための制御対象の明確化をおこなう．まず，フロントピラー周りの流れを模擬したピラー音車内伝達モデル（Fig. 1）を対象とした，高周波風切音における車内への流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定をおこなう．次に，実車車内騒音と車外騒音での比較をおこなうものとする．

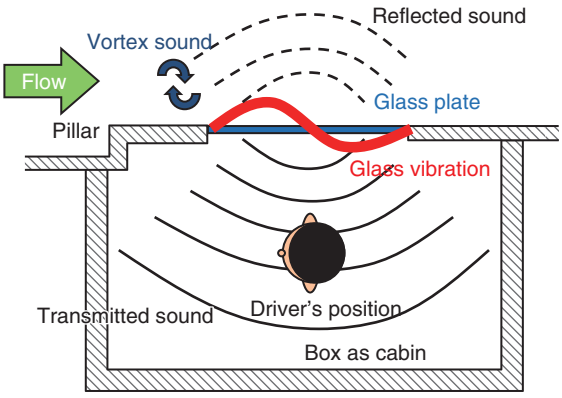


Fig. 1 Model of cabin sound transmission from pillar modeling flow around A-pillar

2．風洞テストにおけるガラス透過特性の把握

ピラー音車内伝達モデルの実験は，Table 1，Fig. 2(a) に示す，回流式低騒音風洞にておこなった．ピラー音車内伝達モデルは，Fig. 2(b) のように風洞ノズル下面と地面板を接続しピラーをモデル化したステップを設けている．ステップの下流側にはガラス板を設置し，そのサイズは Fig. 2(c) のように FIT HYBRID のフロントサイドガラスと同等面積とした．また，ガラス板の下部には車内をモデル化した箱を設置し，箱の内部音響共鳴の影響を取り除くため吸音材を箱天板部のガラス面以外に貼り合わせた無響室とした．計測は，Table 2 に示す条件にておこない，ステップ上方 1 m における遠方場音と箱内音の計測は，残響室や無響室などの音場によらず，精度の高い測定結果を得ることが可能なマルチフィールドマイクロフォンを配置した（Fig. 3）．

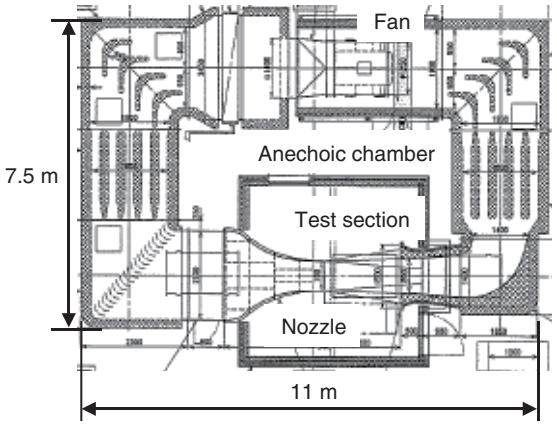
Table 1 Wind tunnel specifications

Maximum velocity	50 m/s
Background noise	54 dBA (30 m/s)
Nozzle exit size	0.7 × 0.7 m^2
Anechoic chamber size	4 × 4 × 3 m^3

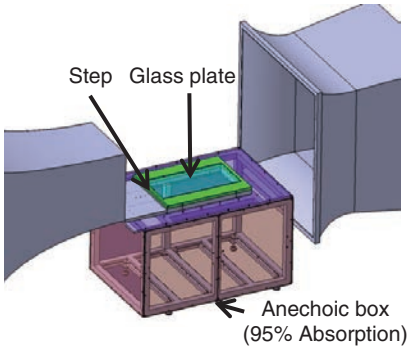
Table 2 Measurement conditions

Step height, H [mm]	30
Nozzle exit velocity, V [m/s]	33
Glass thickness [mm]	3, 4, 5
Microphone sampling frequency [Hz]	32000

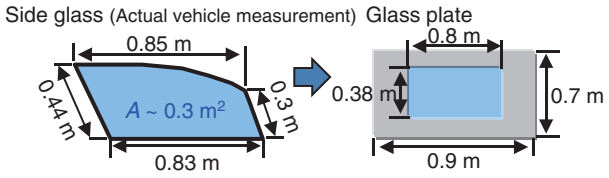
Fig. 4 に示すように，ガラスの厚みの違いによる箱内音圧は周波数ごとに差が生じており，ガラス透過メカニズム



(a) Schematic image of low-noise wind tunnel facility



(b) Schematic view of WT set-up



(c) Dimensions of glass plate

Fig. 2 Experimental set-up

が異なっていることが分かる．また，ガラスの振動はガラスの厚みによって変化することが予想されるが，遠方場音が厚みの違いにより変化しないことから，ガラスの振動が遠方場音や流れ場に与える影響は少ない．

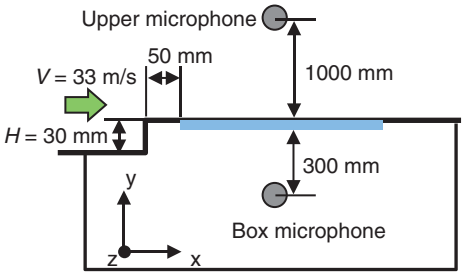


Fig. 3　Microphone positions

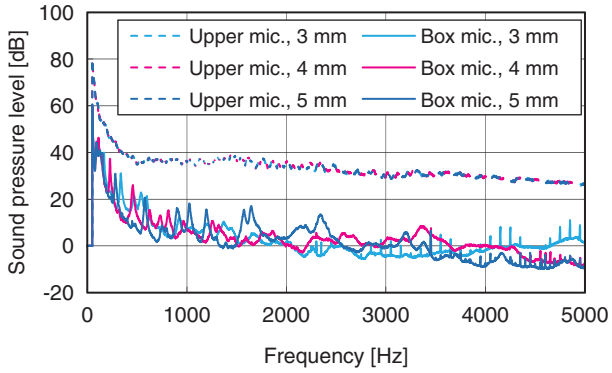


Fig. 4　Experimental results

3．流体力学的圧力変動と空力音の寄与率

3.1. 空力音源捕捉手法

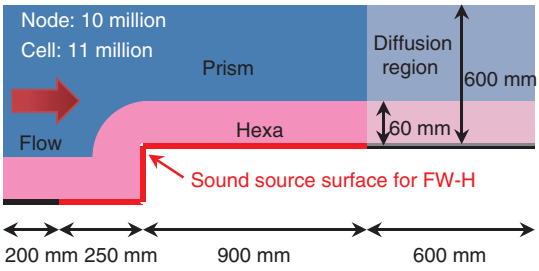
Powell の渦音説では，空力音源は物体近傍に生じる渦の運動に起因するとされている[3]．音源を捉える際に，計算コスト削減の観点から統計的確率手法（Stochastic Noise Generation and Radiation）に基づく研究[4]がおこなわれているが，本研究では音源となるはく離流れの渦運動を詳細に捉えるため，非圧縮性非定常 Large Eddy Simulation（LES）を実施した．解析は Hexa 要素と Prism 要素を主体としたヘキサメッシュを用いた（Fig. 5）．Table 3 に CFD 計算条件を示す．

Fig. 5(a) に示した音源面での圧力変動をもとに，Ffowcs Williams-Hawkings（FW-H）法を用いてステップ上方 1 m における遠方場音を予測した．なお，解析と実験ではスパン方向の幅が異なるため，加藤らが提唱した補正式[5]を用いて解析結果の音圧を補正している．Fig. 6 に，遠方場音の周波数分布の予測値と実験値との比較とヘキサメッシュでの瞬時渦度分布を示す．Fig. 6(a) より，高周波風切音の帯域である 1 kHz-5 kHz において，FW-H 法による遠方場音の結果が実験値とよく一致していることが確認できた．

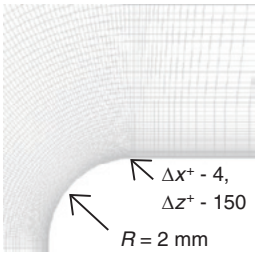
Table 3　CFD calculation conditions

Software	Fluent ver. 13.0 SP2
Inlet velocity, V [m/s]	33
Step height, H [mm]	30
Reynolds number [–]	66000

また，Fig. 6(b) ではステップによりはく離した直後はスパン（z）方向に軸をもつ横渦（青，赤）が多く発生するのに対し，再付着点後は流れ（x）方向に軸を持つ縦渦（黄）が多くなり，横渦が減少していることが確認できる．

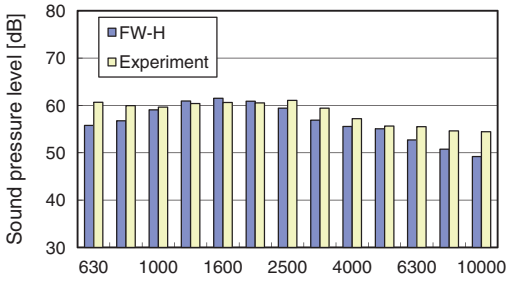


(a) Hexa/Prism mesh (Hexa mesh)

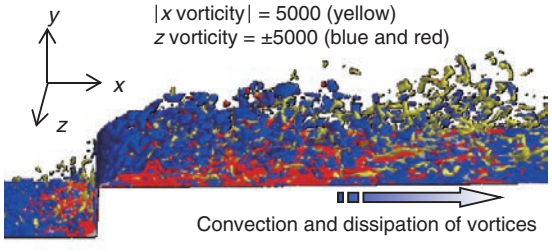


(b) Hexa mesh (enlarged view)

Fig. 5　CFD mesh



(a) Far-field sound spectra at 1 m above step



(b) Instantaneous vortex distribution

Fig. 6　CFD results

3.2. 音響伝播解析手法

次に，分離解法を用いて流れ場での空力音の発生と伝播を捕捉するため，支配方程式である Lighthill 方程式[6]を有限要素法により離散化して解く音響伝播（Computational Aeroacoustics：CAA）解析[7]を実施した．Fig. 7 に示すように流れ場の一部に解析メッシュを生成し，ヘキサメッシュを用いてスパン方向の幅を 190 mm まで拡張した非定常 LES により得られた Lighthill テンソルを音源としてマッピングし，周波数領域で音の発生と伝播状況を解析する．CAA 解析で用いる最大メッシュサイズは 5 mm とし，5000 Hz の波長を 10 点以上解像している．なお，周及びスパン方向境界には無限要素を用い，遠方場音の予測は 5 次の外挿にておこなう．Table 4 に CAA 解析の計算条件を示す．

Fig. 8 に，高周波域での遠方場音指向性の予測値と実験値との比較とステップ近傍での音圧分布を示す．Fig. 8(a) より FW-H 法による予測と比較して CAA 解析による予測が実験値とよく一致している．これは，FW-H 法と比較して，CAA 解析の方が渦の運動による四重極音の発生と物体境界面での反射や散乱による二重極音としての伝播過程[8]

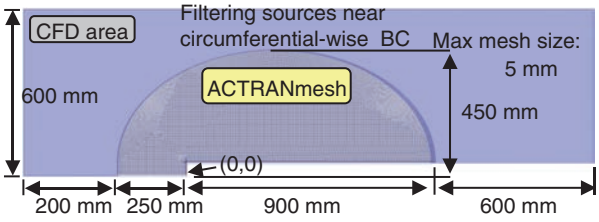
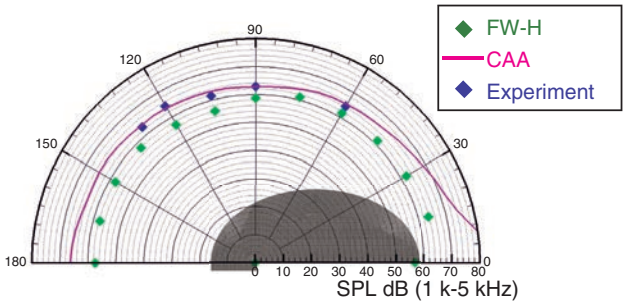
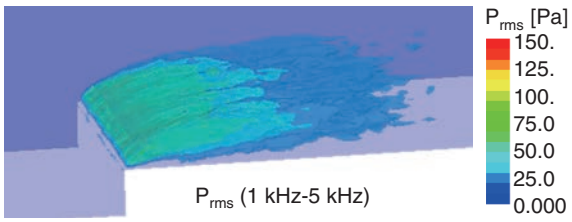


Fig. 7 CAA analysis



(a) Far-field sound direction at 1 m from step



(b) Near-field sound distribution

Fig. 8 CAA results

Table 4 CAA calculation conditions

Software	ACTRAN/AA ver. 11.1
Sound source	Lighthill-Volume
Maximum frequency	f_{max} = 10752 Hz
Frequency filter	Δf = 14.3 Hz

Table 5 VA analysis calculation conditions

Software	ACTRAN/VA ver. 11.1
Vibration source	Acoustic and/or convectional pressure
Glass density	2500 kg/m^3
Glass Young's modulus	7.16 × 10^{10} (damping 3%)
Fixed point modeling as spring	Stiffness 90000 N/m
Maximum mesh size	5 mm (glass), 9.6 mm (air)
Maximum frequency	f_{max} = 10752 Hz
Frequency filter	Δf = 14.3 Hz

を精度よく捉えるためと考えられる．また，Fig. 8(b) から音圧の高い領域はステップはく離域前方部に強く見られ，Fig. 6(b) との比較からスパン方向に軸をもつ横渦が多く発生する領域と一致している．

3.3. 音響伝達解析手法

前述の CAA 解析により，遠方場音，解析領域内の音圧分布とガラスに作用する加振力が求められた．ここでは，Fig. 9 に示すようにガラス加振力を振動源としてマッピングし，ガラスの周波数応答と車内をモデル化した箱内の CAA 解析を連成して解析する音響伝達（Vibro Acoustics：VA）解析をおこなった．ガラスの周波数応答解析では，特定の周波数で透過損失が低下するコインシデンス効果の影響も考慮される．なお，本解析に先立ち，ガラスの拘束条件と減衰率をパラメータとして，ガラス単体基礎試験結果を用いた振動モードと音響透過損失の合わせ込みをしている[9]．Table 5 に VA 解析の計算条件を示す．箱内の空間メッシュサイズはガラス法線方向のみ波長の 6 分割とし，境界条件は無限要素として内部音響のはね返りの影響を無視した．

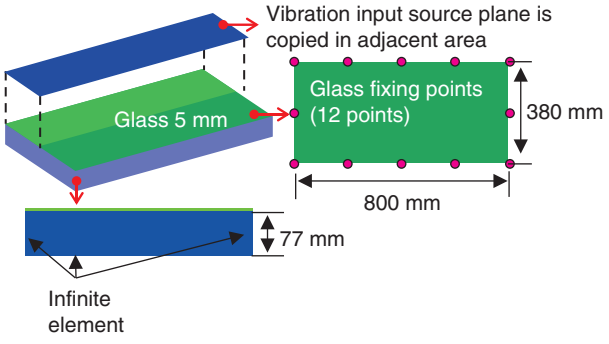


Fig. 9 VA analysis

また，Fig. 10 に遠方場音，箱内音の周波数分布の予測値と実験値との比較を示す．なお，加振力には，CAA 解析の結果である流体力学的圧力変動と空力音を含んだものを用いた．Fig. 10 より，CAA 解析ではサンプリング回数が複数ではないため周波数ごとの統計的なばらつきが生じているが，その音圧レベルは実験値とよく一致していると言える．そこで，遠方場音，箱内音における高周波域の音圧レベルを合計したオーバオール（OA）値の予測値と実験値との比較を Table 6 に示す．

Table 6 より CAA 解析の箱内マイクロフォンの音圧は実験値より 2 dB 程度低くなっているが，同様な傾向は遠方場音でも見られることから，この主要因は，理想的に空力音源から伝わる音のみを評価している数値解析に対し，実験では環境騒音による影響が含まれているものと思われる．また，ガラス透過損失を表す遠方場音と箱内音の差分（ΔSPL）は，CAA 解析による予測値と実験値がよく一致しており，ガラス単体基礎試験結果を用いた合わせ込みの結果，精度良く VA 解析を実施できていると考えられる．

上記の空力音源捕捉手法，CAA 解析及び VA 解析手法の検証により，高周波風切音において実験と定量的によく一致する解析精度を確認することができ，上記技術を用いた車内への流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定をおこなう見通しが得られた．

3.4. 流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定

ガラスに作用する加振力を変化させ，3.3. 節の VA 解析をおこなうことで，箱内の音圧に対する流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定をおこなう．

3.1. 節のガラスに作用する加振力（Fig. 11）は非圧縮性非定常 LES から求めたため，流体力学的圧力変動のみによるものである．また，3.2. 節のガラスに作用する加振力（Fig. 12）は，流体力学的圧力変動と空力音による音響加振力を含んだものと考えられる．流れの支配方程式であるナビエストークス式と連続の式により導かれる波動方程式（Lighthill 方程式）を支配方程式として用いることが理由である．3.3. 節の入力として，3.1. 節と 3.2. 節の圧力変動を

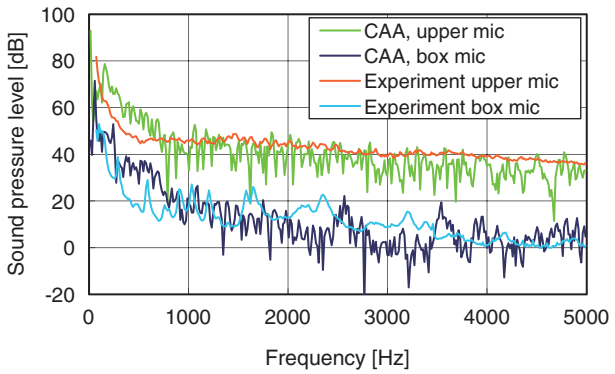


Fig. 10　Sound spectra at upper and box microphone positions (Glass 5 mm)

Table 6　Overall sound pressure level (1 kHz-5 kHz) at upper and box microphone

Microphone location	CAA [dB]	Experiment [dB]
Upper (far-field) mic	65.1	67.1
Box mic	36.6	38.9
Δ SPL (Transmission loss)	28.5	28.2

加振力として与えることで，ガラス表面の圧力変動の違いに対応した箱内音が求まる．

加振力に流体力学的圧力変動を用いた場合の箱内音は，周波数が高くなるにつれて実験値との差異が大きくなる傾向がある（Fig. 13）．

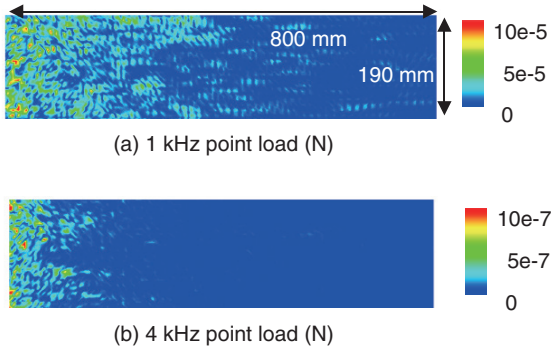


Fig. 11　Convectional pressure load (Glass 5 mm)

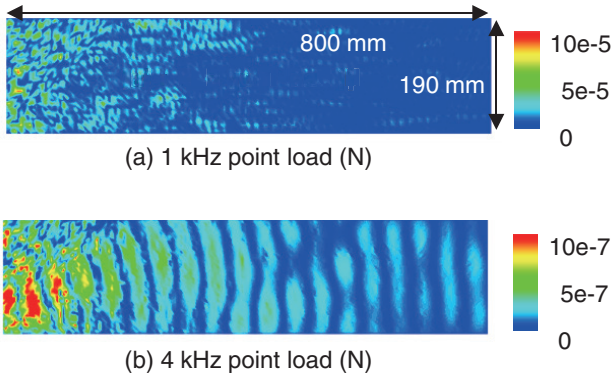


Fig. 12　Acoustic and convectional pressure load (Glass 5 mm)

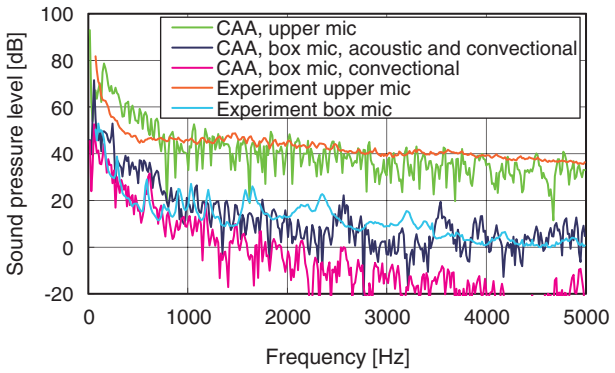
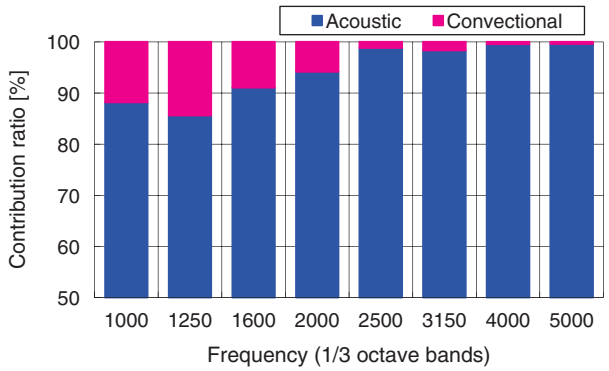


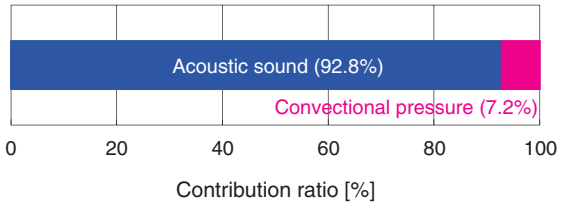
Fig. 13　Sound spectra at upper and box microphone positions

また，流体力学的圧力変動と空力音による音響加振力をガラス加振力として用いた箱内音と流体力学的圧力変動をガラス加振力として用いた箱内音の差分を取ることにより，空力音の寄与率を定義することができる．Fig. 14 に箱内マイクロフォンにおける空力音寄与率の周波数分布と高周波域の OA 値での空力音寄与率を示す．Fig. 14(a) より 1.0 kHz-1.6 kHz では 10% 程度の流体力学的圧力変動の寄与率が存在するものの，周波数が高くなった 2.5 kHz-5.0 kHz では数 % の寄与率しか存在せず，空力音寄与率が支配的になる．また，Fig. 14(b) より OA 値での空力音寄与率は約 93% となり，高周波域では空力音が支配的であると言える．

Fig. 15 にガラスとステップを含んだ 4 kHz における圧力コンターによる音響伝播図 [10] を示す．この図からもステップ近傍で発生する空力音が空気中を伝播し，位相差なく箱内に伝わることが確認できる．



(a) Contribution ratio for 1/3 octave bands



(b) Overall sound pressure level (1 kHz-5 kHz)

Fig. 14 Contribution ratio of acoustic sound

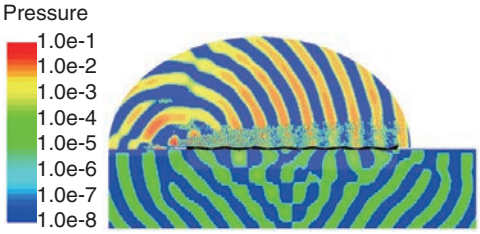


Fig. 15 Sound propagation at 4 kHz (Sound pressure [Pa])

Table 7 Experimental equipment

Manufacturer	Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S
16-ch surface microphones (Surf-MIC)	4948 and 4949
42-ch half-wheel array microphones (BF)	Type 8608
50-ch spherical array microphones (SBF)	Type 8606

4．実車における車内，車外空力音の同時計測

周波数帯域ごとの空力音が車室内におよぼす影響は，農沢らによって確認されている [11] が，高周波風切音における車内快適性向上の手段として，風切音がサイドガラスを透過する音に着目した研究例はない．そこで本研究では，遠方場車外騒音から推定されるガラス表面の音圧とガラス表面の圧力変動，車室内へ伝わる騒音の関係を明らかにする．

ここで

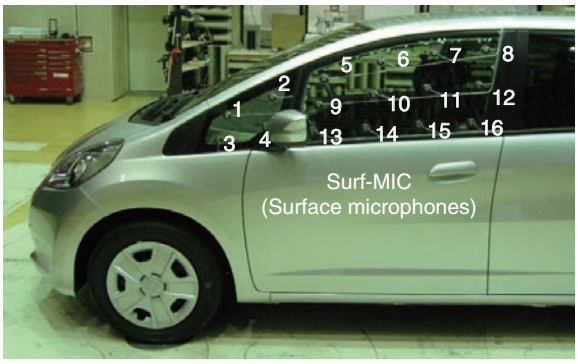
Ps: 流体力学的圧力変動と空力音

Pf: 空力音

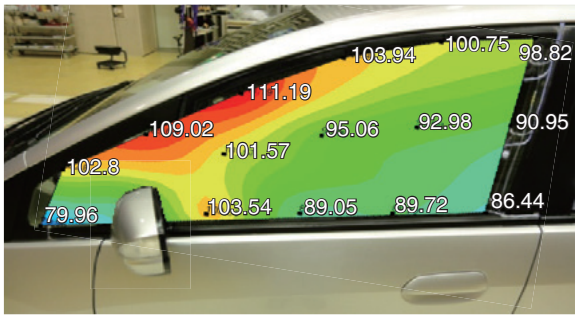
Pi: 車内ガラス表面での音圧

とする．

Table 7 に計測装置の概要を示す．*Ps* はガラス外表面に貼り付けたサーフェスマイクロフォンによる計測値 (Fig. 16) を，*Pf* は遠方に設置した平面マイクロフォンアレイ〔Fig. 17(a)〕による騒音計測より，ビームフォーミング法を



(a) Image of set-up



(b) Contour plot of sound pressure distribution (dB)

Fig. 16 Surface microphones

用いて車体側面での音圧分布を算出したもの〔Fig. 17(b)〕を用いた．また，車内へ伝わる音の評価のため，球形マイクロフォンアレイ〔Fig. 18(a)〕による騒音計測をおこない，球形ビームフォーミング法を用いて *Pi* の分布を算出した〔Fig. 18(b)〕．Fig. 16(a) に示すように，サーフェスマイクロフォンはガラス上離散的に貼り付けられている．このため，各物理量 *Ps*, *Pf*, *Pi* は，固定方法の異なる 2 枚のサイドガラス（板厚 3.5 mm）に関し，対応するサーフェスマイクロフォン計測位置（#1 - #16）での値を代表値とし，その平均値を用いた．

遠方場車外騒音から推定されるサイドガラス表面の音圧とガラス表面の圧力変動，車室内へ伝わる騒音の関係を以下の方法で明らかにした．*Ps*, *Pf* それぞれの dB 値から *Pi* の dB 値を引いたものと 2 章で用いた板ガラス（厚さ 3 mm, 4 mm）の透過損失との比較を Fig. 19 に示す．板ガラスの透過損失と *Pf* と *Pi* の差分 *Pf-Pi* は同様の結果を示す．一方，流体力学的圧力変動と等価である *Ps* と *Pi* の差分 *Ps-Pi* は，ガラス透過損失を上回る．このことから，流体力学的圧力変動は車室内の音圧変動としてほとんど伝わらないことが類推される．

以上より，数値解析，実車テストにおいて窓ガラスを伝わる騒音に関し，空力音 *Pf* による音響加振力がガラスの透過損失によって室内音として伝わることが明らかとなった．



(a) Image of set-up

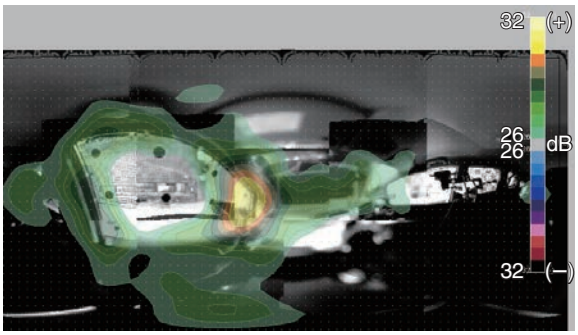


(b) 1/3-octave sound intensity map

Fig. 17　Beamforming



(a) Image of set-up



(b) Noise distribution within vehicle cabin

Fig. 18　Spherical beamforming

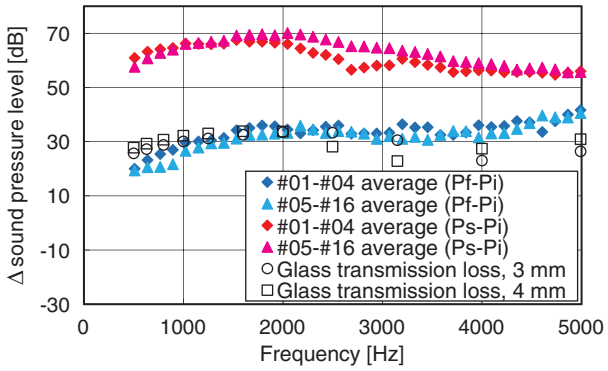


Fig. 19　Differences in sound spectra

5．まとめ

本研究では，車内騒音低減のための制御対象の明確化を目的に，フロントピラー周りの流れを模擬したピラー音車内伝達モデルを対象とし，高周波風切音（1 kHz-5 kHz）における車内をモデル化した箱内への流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定をおこなった．その結果，箱内マイクロフォンの高周波域の OA 値における空力音の寄与率は約 93% となり，高周波域では流体力学的圧力変動と比較して空力音が支配的であることを同定した．

また，実車でのフロントサイドガラスにおける，表面圧力変動，遠方場音響から推定される外側表面音圧分布，車

内音響から推定される内側表面音圧分布の比較から，外側表面音圧と内側表面音圧の差分がガラスの音響透過損失とほぼ等しいことを示した．

以上により，車室内騒音低減に対する一つの手段として，空力的流体変動によって生じる空力音の低減の取り組みが有効であることを示した．

参考文献

（1）炭谷圭二，前田和宏，一之瀬健一：自動車と流体力学：車体周り流れと空力特性，ながれ，Vol. 23，p. 445-454(2004)

（2）飯田明由：空力に起因する車内騒音の予測，自動車技術会シンポジウムテキスト，Vol. 20124281，No. 18-11，p. 1-6(2012)

（3）Powell, A.：Theory of vortex sound, Journal of the Acoustical society of America, Vol. 36, p. 177-195 (1964)

（4）釜土敏裕：Linearized Euler Equationによる翼型まわりの流れと音の連成解析，ながれ，Vol. 23，p. 285-294(2004)

（5）加藤千幸，高野靖，飯田明由，藤田肇，池川昌弘：LESによる流体音の予測（第1報，二次元円柱からの放射音），日本機械学会論文集B編，60巻569号，p. 126-132(1994)

（6）Lighthill, M. J.：On sound generated aerodynamically. I. general theory, Proceedings of the Royal society of London, Series A, Vol. 211, p. 564-587(1952)

（7）Caro, S., Ploumhans, P., Gallez, X., Morgenthaler, V., Mathey, F., Ciapa, G.：Identification of the Appropriate Parameters for Accurate CAA, 11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Vol. 4, p. 2407-2423(2005)

（8）望月修，丸田芳幸：流れの音はどこからくるのか，流体音工学入門－ゆたかな音環境を求めて－，朝倉書店，p. 74-97(1996)

（9）Anbo, K., Yoshino, T., Morishita, K., Teramura, M.：Transmission mechanism of flow-induced noise from the forward facing step through the glass plate, Actran Users Conference(2012)

(10) 安保慧，吉野崇，寺村実：前方ステップから発生する風切音のガラス透過メカニズム，日本機械学会論文集B編，「空力音」特集　8月号，(2013)

(11) 農沢隆秀，李曄，笠木直彦，中村貴樹：自動車における空力騒音の音源構造について，日本機械学会論文集B編，75巻758号，p. 101-107(2009)

■著　者■



安保　慧



森下和也



吉野　崇



寺村　実

本田技術研究所　論文委員会

編集長　漆山　雄太　四輪 R&Dセンター
須藤　　晶　四輪 R&Dセンター
馬場　雅之　二輪 R&Dセンター
金古　　章　基礎技術研究センター
笠井　聡人　汎用 R&Dセンター
石橋　正明　二輪 R&Dセンター
郷土　健二　四輪 R&Dセンター
佐々木　隆　四輪 R&Dセンター
齋藤　俊博　四輪 R&Dセンター
徳根　敏生　基礎技術研究センター
中村　孝広　基礎技術研究センター
塩崎　智夫　二輪 R&Dセンター
木村　芳彦　二輪 R&Dセンター
千葉　省作　汎用 R&Dセンター
友永　久人　四輪 R&Dセンター
白木　晶子　四輪 R&Dセンター
田中　公俊　基礎技術研究センター

編集協力　二輪 R&Dセンター論文委員会
汎用 R&Dセンター論文委員会
四輪 R&Dセンター論文委員会
基礎技術研究センター論文委員会
航空機エンジン R&Dセンター論文委員会
HRA 論文委員会
(HRA Technology Introduction Planning Committee)

編集後記

２年前にテクニカルレビューの編集委員を仰せつかり，数々の論文を査読させて頂きました．加えて，長年にわたり各種学会等で講演を聴いたり，査読してきて常々感じるのは，昨今の技術者は論文作成能力が低いのではという心配です．

幼少より読書に勤しみ，大学にて技術論文に出会い，社会に出てからは新しい技術のエッセンスをその書き物から吸収してきた私は，技術者たるもの技術論文またはこれに相当する試験報告書や設計基準書を書き残してこそ，成果をなすと信じてまいりました．そういう目で若い技術者達の論文を査読したり仕上がった原稿を読むと，論旨の置き方と全体構成のバランスが悪く，文章も流麗さを欠いているものが散見されました．インターネットの台頭とともにメディアに取り上げられた「活字離れ」が原因とも思えますが，日本は活字媒体を読む時間が先進国の中で最も短いというデータがある一方で，書籍の発行部数は依然として右肩あがり傾向であるし，子供の読書率も 90 年代に少々低下したことを除けば増加傾向にあると言われております．メールやブログなどを通じて文章を発信するのが日常化しており，むしろ我々の年代よりも作文に慣れ親しんでいるとも言えます．意外にも若者の「活字離れ」が進んでいることを示す要因やデータは見当たりません．

考える事より覚える事を重んじた戦後の詰め込み教育がすべての原因と片付けられなくもないところですが，これではすべての現役世代が対象で身も蓋もない話です．

近頃の若いものは〜，というくだりはエジプト古代王朝の時代から世界中で多用されてきたと言います．私のぼやきもこれらの一種に過ぎないと信じ，心配が杞憂で終わることを願いたいものです．

（笠　井）

Honda R&D Technical Review

©2013 株式会社 本田技術研究所（禁無断転載）

2013 年 9 月 1 日　　Vol.25　No.2

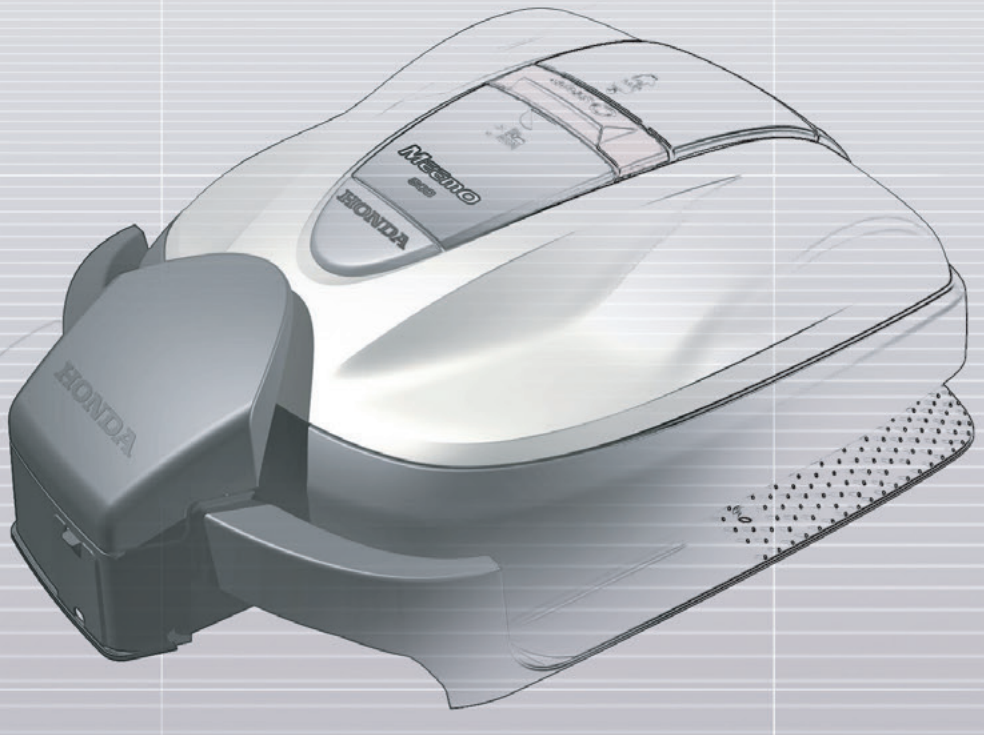
発行所　株式会社　本田技術研究所

発行人　山　　本　　芳　　春

編集人　本田技術研究所　論文委員会

事務局　〒321-3393　栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630 番地
株式会社　本田技術研究所　四輪 R&Dセンター
技術広報室　第２ブロック　論文事務局
TEL 028-677-3311　FAX 028-677-7854
Tr_randd@n.t.rd.honda.co.jp

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.

