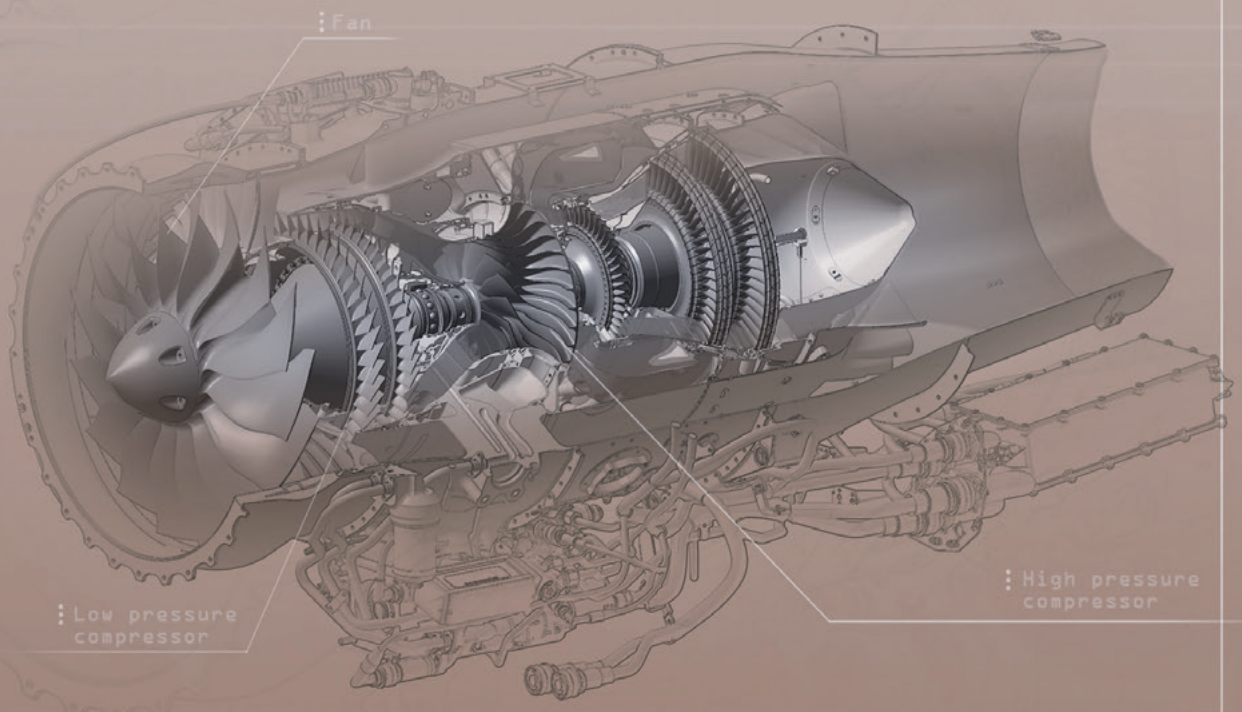
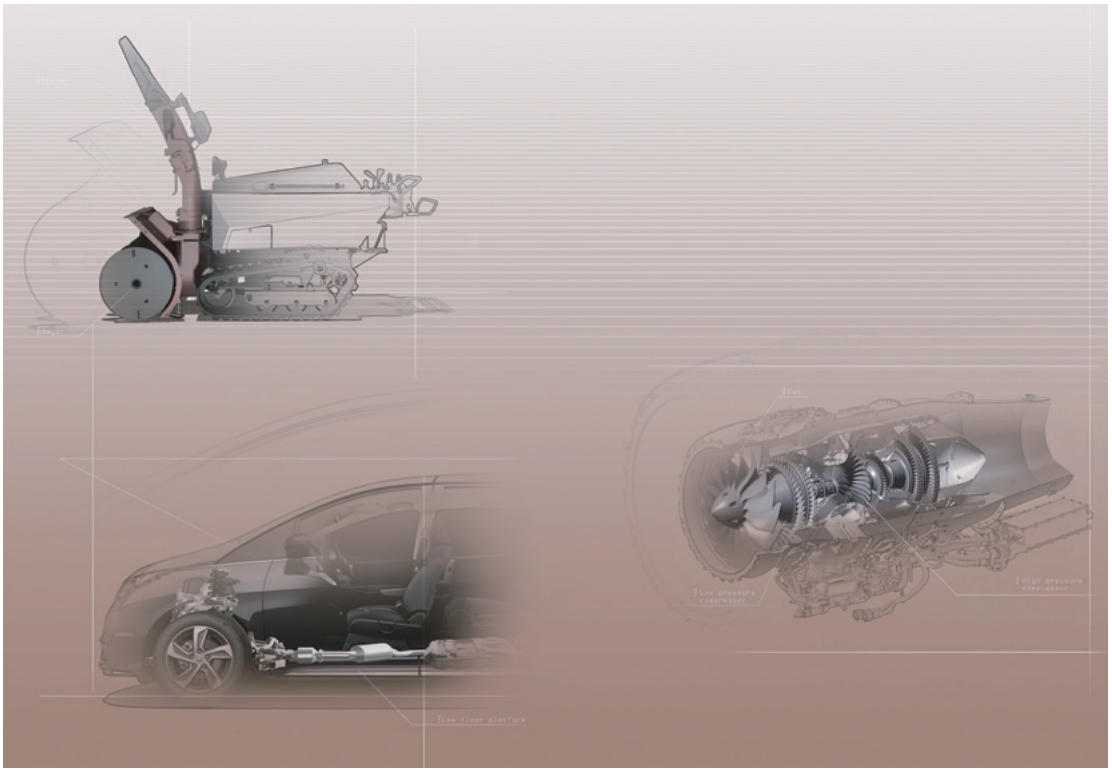
ISSN 0915-3918

Honda R&D

Technical Review
Vol.26 No.2



October 2014



表紙の言葉

ホンダでは本当にたくさんの研究・開発がされており、同じ会社で働いていながら知らないうちにびっくり、わくわくするようなものが出てきます。
これから自分が生きている間、またその後どんなものが出来てしまうのだろう??
世の中をあっと言わせるため、ホンダは日々チャレンジし続けています。

表紙デザインは、論文中で扱っている製品や部品をクローズアップし、先進かつ技術的な印象でまとめています。
夢の詰まった一冊をご覧ください。



四輪R&Dセンター
佐川 正浩

Technical Review
Vol.26 No.2

October
2014

Honda R&D

目　次

技術紹介

◇ HF120 ターボファンエンジンの開発 . . . . . 野田悦生 1

◇ HF120 ターボファンエンジン型式認定取得へ向けた各種試験の紹介 . . . . . 柴田良輔・石川克正・児玉　亮
田口　収・中田秀彦 6

◇ HF120 ターボファンエンジンの高空特性検証 . . . . . 石川克正・笠井憲男
池田法史・高松郁夫 13

◇ 高効率, 高比流量のファンと遠心圧縮機の空力技術 . . . . . 田中久人・小穴峰保 21

◇ HF120 ターボファンエンジンの構造設計と検証 . . . . . 池田純一・田中貴文・佐野竜史 27

◇ HF120 ターボファンエンジンへの CFRP 製静翼の適用 . . . . . 穴藏道秀・田口　収・吉田州一郎 32

◇ HF120 ターボファンエンジン高信頼制御ソフトウェアの開発 . . . . . 手塚　誠・杉本昇平・河井圭助
神野英章・赤井勇太 37

◇ 2014 年モデルオデッセイのデザイン . . . . . 林　克明・千田隆作・村上　渉 44

◇ 新型 50 cc スクータ Dunk の開発 . . . . . 三ツ川　誠・平山周二
大坪　守・立石　康 52

◇ 大型除雪機 HSL2511 の開発 . . . . . 小東賢太・御菩薩池　勉・橋爪　崇
浦野奨平・宋　軍 63

◇ 東京電力福島第一原子力発電所向けの高所調査用ロボットシステムの開発
杉浦　恒・福島崇文・黒田貢秀
石﨑隆介・松本隆志 71

◇ クランク軸角速度変動によるエンジン負荷予測技術を用いた火花進角制御の実用化研究
河津裕高・井畑遼亮
金子哲也・西田憲二 82

◇ エンジン用ブリーザシステムのオイル分離挙動シミュレーション . . . . . 芳賀　誠・笠原　巧 94

◇ パワートレインシステムの複雑化に対応するモデルベース開発技術 . . . . . 荒木秀和・齋藤佳奈子・大口良輔
船越允維・山本健介 102

◇ パワープラント系制御開発用ドライビングシミュレータ . . . . . 小堂智史・藤本茂希
小野高志・鈴木哲也 111

◇ 中型車用トルクコンバータ付８速 DCT の開発 ..... 町田昭二・八木紀幸・宮田和典
貞清雅行・尾梶智哉・山根伴紀 119

◇ MT 車の急発進におけるエンジンマウント入力予測技術 ..... 城　靖章・村田恭彦
奥本雅規・山下　哲 126

◇ エンジン再始動時共振振動伝達を低減するアクティブコントロールエンジンマウントシステムの開発
米　竜大・岡本英之・山口貴司
古井慎太郎・根本浩臣 132

◇ SPORT HYBRID i-MMD におけるハイブリッドドライブモードの２次振動低減のための
制御パラメータ最適化 ..... 霍田龍典 137

◇ 共振周波数コントロールのためのフローティングシートの設計 ..... 矢部健剛・稲垣　徹・近藤　隆 144

◇ CFD による気流音予測シミュレーション ..... 金井克友・勝山秀樹
伏見雄一・山本則一 149

◇ 知能ロボットソフトウェア用コンポーネント指向ミドルウェアの開発 ..... 関谷　眞・根木教男
宮下善太・大野信之 157

◇ モデルベース設計を用いた ISO26262 対応システム設計プロセス ..... 相模宏樹・広中慎司
森　良司・向井拓幸 165

◇ ISO26262 準拠のための構成管理システム構築 ..... 宅美仁史・黒崎泰央・石田宏司 172

◇ 燃料電池カソード電極近傍の酸素濃度計測用酸素センサ内蔵 MEA の開発 ..... 毛里昌弘 181

◇ 国内仕様ソーラー水素ステーションの実証試験結果 ..... 吉田喜祐・三宅　葵 190

◇ 次世代パーソナルモビリティ実証実験における地域デザイン活動 ..... 矢口忠博・原田和典 196

論文

◇ アルミニウム合金製コネクティングロッドを有する汎用エンジン往復部の部品形状最適化の研究
大久保将美・鈴木真人 202

◇ HCCI の着火制御性向上技術 ..... 甲村公典・高沢正信・森田照義 208

◇ コースティングダウンモードにおけるブレーキ引きずりメカニズムの解明と引きずり安定化および低減手法
小林　靖・樋口祐多・中村直樹 216

◇ 単一周波数適応ノッチ型フィルタの多重化による複数の狭帯域周波数騒音フィードバック型 ANC 技術の構築
坂本浩介・井上敏郎 224

◇ 計算材料科学による高密度双晶 GaAs ナノピラー中の電子易動度の定量的解析 ..... 川合光幹 231

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇ Development of HF120 Turbofan Engine . . . . . Etsuo NODA 1

◇ HF120 Turbofan Engine Development Test for Type Certificate
. . . . . Ryosuke SHIBATA・Katsumasa ISHIKAWA・Ryo KODAMA
Shuu TAGUCHI・Hidehiko NAKATA 6

◇ Verification of High Altitude Performance and Characteristics for HF120 Turbofan Engine
. . . . . Katsumasa ISHIKAWA・Norio KASAI
Norifumi IKEDA・Ikuo TAKAMATSU 13

◇ Aerodynamic Technologies for High-efficiency and High Specific-flow-rate Fan and Centrifugal Compressor
. . . . . Hisato TANAKA・Mineyasu OANA 21

◇ Structural Design and Verification of HF120 Turbofan Engine
. . . . . Junichi IKEDA・Takafumi TANAKA・Ryuji SANO 27

◇ Application of CFRP Stator to HF120 Turbofan Engine
. . . . . Michihide ANAKURA・Shuu TAGUCHI・Shuichiro YOSHIDA 32

◇ Development of High Reliability Control Software for HF120 Turbofan Engine
. . . . . Makoto TEZUKA・Shohei SUGIMOTO・Keisuke KAWAI
Hideaki JINNO・Yuta AKAI 37

◇ Styling Design of 2014 Model Year ODYSSEY
. . . . . Katsuaki HAYASHI・Ryusaku SENDA・Wataru MURAKAMI 44

◇ Development of New 50 cc Scooter Dunk
. . . . . Makoto MITSUKAWA・Shuji HIRAYAMA
Mamoru OTSUBO・Yasushi TATEISHI 52

◇ Development of HSL2511 Large-sized Snow Thrower
. . . . . Kenta KOHIGASHI・Tsutomu MIZOROKE・Takashi HASHIZUME
Shohei URANO・Jun SONG 63

◇ Development of High-Access Survey Robot for TEPCO's Fukushima Daiichi Nuclear Power Station
. . . . . Hisashi SUGIURA・Takafumi FUKUSHIMA・Mitsuhide KURODA
Ryusuke ISHIZAKI・Takashi MATSUMOTO 71

◇ Study on Application of Engine Load Estimation Method Using Crank Angular Velocity Variation
to Spark Advance Control. . . . . Hirotaka KAWATSU・Ryosuke IBATA
Tetsuya KANEKO・Kenji NISHIDA 82

◇ Simulation of Oil Separating Behavior for Engine Breather System
. . . . . Makoto HAGA・Takumi KASAHARA 94

◇ Model-Based Development Technologies to Support Increasingly Complex Power Train Systems
. . . . . Hidekazu ARAKI・Kanako SAITO・Ryosuke OHGUCHI
Masayuki FUNAKOSHI・Kensuke YAMAMOTO 102

◇ Driving Simulator for Power Plant Controller Development. . . . . Satoshi KODO・Shigeki FUJIMOTO
. . . . . Takashi ONO・Tetsuya SUZUKI 111

◇ Development of 8-Speed DCT with Torque Converter for Midsize Vehicles
. . . . . Shoji MACHIDA・Noriyuki YAGI・Kazunori MIYATA
Masayuki SADAKIYO・Tomoya OKAJI・Tomonori YAMANE 119

◇ Technology to Predict Input Force to Engine Mount at Rapid Start of MT Vehicle
. . . . . Yasufumi JO・Takahiko MURATA
Masaki OKUMOTO・Satoshi YAMASHITA 126

◇ Development of Active Control Engine Mount System for Reduction of Resonance Vibration at Engine Restart
. . . . . .Tatsuhiro YONE・Hideyuki OKAMOTO・Takashi YAMAGUCHI
Shintaro FURUI・Hirotomi NEMOTO 132

◇ Control Parameter Optimization for Reduction of 2nd Order Vibration in Hybrid Drive Mode
of SPORT HYBRID i-MMD . . . . . Tatsunori TSURUTA 137

◇ Design of Floating Seat for Control of Seat Resonance Frequencies
. . . . . Kengo YABE・Toru INAGAKI・Takashi KONDO 144

◇ Predictive Simulation of Flow-induced Noise using CFD . . . . . .Katsutomo KANAI・Hideki KATSUYAMA
. . . . . Yuichi FUSHIMI・Norikazu YAMAMOTO 149

◇ Development of Component Based Middleware for Intelligent Robot Software
. . . . . .Makoto SEKIYA・Norio NEKI
Zenta MIYASHITA・Nobuyuki ONO 157

◇ System Design Process in Compliance with ISO26262 Using Model-Based Design
. . . . . .Hiroki SAGAMI・Shinji HIRONAKA
Ryoji MORI・Takuyuki MUKAI 165

◇ Development of Configuration Management System for ISO26262
. . . . . Hitoshi TAKUMI・Yasuo KUROSAKI・Hiroshi ISHIDA 172

◇ Development of MEA with Built-in Oxygen Sensor for Measurement of Oxygen Concentration
around Fuel Cell Cathode Electrode Layer . . . . . Masahiro MOURI 181

◇ Verification Test Results for Solar Hydrogen Station in Japan
. . . . . Nobuyoshi YOSHIDA・Aoi MIYAKE 190

◇ Project for Locally Rooted Design Development in Field Tests of Next-Generation Personal Mobility
. . . . . .Tadahiro YAGUCHI・Kazunori HARADA 196

Technical papers

◇ Study of Optimization of Reciprocating Parts for General-purpose Engine with Aluminum-alloy Connecting Rods
. . . . . .Masami OKUBO・Masato SUZUKI 202

◇ Advanced Ignition Control Technology for HCCI Combustion
. . . . . .Kiminori KOMURA・Masanobu TAKAZAWA・Teruyoshi MORITA 208

◇ Identification of Brake-drag Mechanism in Coasting-down Mode and Proposal of Brake-drag Stabilization
and Reduction Methods . . . . . Yasushi KOBAYASHI・Yuta HIGUCHI・Naoki NAKAMURA 216

◇ Development of Feedback Active Noise Control Technology for Noise in Multiple Narrow Frequency Bands
by Multiplexing of Single-frequency Adaptive Notch Filters
. . . . . Kosuke SAKAMOTO・Toshio INOUE 224

◇ Development of Multiscale Computational Model for Carrier Mobility in GaAs Nanopillars
with Twin Boundaries . . . . . Mitsumoto KAWAI 231

HF120 ターボファンエンジンの開発

Development of HF120 Turbofan Engine

野　田　悦　生*
Etsuo NODA

要　旨

HondaJet に搭載される HF120 ターボファンエンジンを General Electric 社と共同で開発した．両社の優れた技術を投入し，小型ターボファンエンジンでトップクラスの軽量，低燃費，低エミッションをねらった．Honda 単独で開発した HF118 ターボファンエンジンに対して HF120 ターボファンエンジンは燃費 3%，推力重量比 17% の向上を達成し，エミッションについては，このクラスの小型エンジンでは規制対象になっていない，大型エンジンに対する規制値を満足した．HF120 ターボファンエンジンの主な特徴は，ワイドコードスウェプトファン，カーボンコンポジット製ファン静翼，高効率遠心圧縮機，エフュージョン冷却燃焼器，エアブラスト燃料ノズルがあり，これらの技術を投入し，2013 年 12 月に米国連邦航空局の型式認定を取得した．

ABSTRACT

General Electric Company and Honda have jointly developed the HF120 turbofan engine to be installed in the HondaJet. Both GE and Honda brought their leading technologies to the HF120 program and targeted top-class light weight, low fuel consumption, and low emissions as key design goals for the small turbofan engine. The HF120 improved specific fuel consumption by 3% and thrust-weight ratio by 17% compared with an earlier HF118 turbofan engine that Honda had developed independently. In addition, the HF120 complied with emissions regulations for larger turbofan engines that currently do not apply to small engines in its class. Notable features of the HF120 include wide chord swept fan, carbon composite fan stator vane, high-efficiency centrifugal compressor, effusion-cooled combustor, and air-blast fuel nozzle. The HF120, with these and other technologies, received a Type Certificate from the United States Federal Aviation Administration in December 2013.

1．まえがき

HondaJet（Fig. 1）に搭載される，HF120 ターボファンエンジン（HF120）は 2006 年より General Electric 社（GE）と共同で開発をおこない，2013 年 12 月に米国連邦航空局（Federal Aviation Administration：FAA）の型式認定を取得した．本稿では，小型ターボファンエンジンでトップクラスの軽量，低燃費，低エミッションである HF120 の概要を紹介する．



Fig. 1　HondaJet

2．開発のねらい

Honda 単独で開発した HF118 ターボファンエンジン（HF118）[1),2)] をさらに発展させ，同等推力エンジンの中でトップクラスの低燃費と高推力重量比（推重比）を達成することを目標とした．エミッションについては，HF120 クラスの小型エンジンでは規制対象になっていない NOx，CO，THC に対して，推力 6000 lbf 以上のエンジン（本稿では大型エンジンと呼称する）に対する規制[3)] を満足することを目標とした．

3．エンジン概要

HF120 の外観を Fig. 2 に，主要諸元を Table 1 に示す[4),5)]．本エンジンは HondaJet のような 6 人から 8 人乗りビジネスジェット機に使用される推力クラスであり，コンベンショナルな 2 軸ターボファン形式を採用している．

＊航空機エンジン R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_1

Table 1 HF120 engine specifications

Model	HF120
Takeoff thrust	2095 lbf
Length	59.5 inch
Width	25.8 inch
Height	30.5 inch
Weight	466 lbs
Low-pressure rotor speed	19055 rpm
High-pressure rotor speed	49200 rpm
Interstage turbine temperature	860°C



Fig. 2 HF120 engine

4. エンジン性能

4.1. 燃費，推重比

エンジン離陸推力に対する燃費（SFC）と推重比のトレンドを Fig. 3 および Fig. 4 に示す．推力が大きくなるにつれて燃費，推重比ともに向上していることがわかる．

HF120 の燃費と推重比の達成値および推力 2500 lbf 以下の他社エンジンとの比較を Fig. 5 に示す．HF118 に対し，燃費 3%，推重比 17% の向上を達成した．他社エンジンに対しても競争力を確保している．

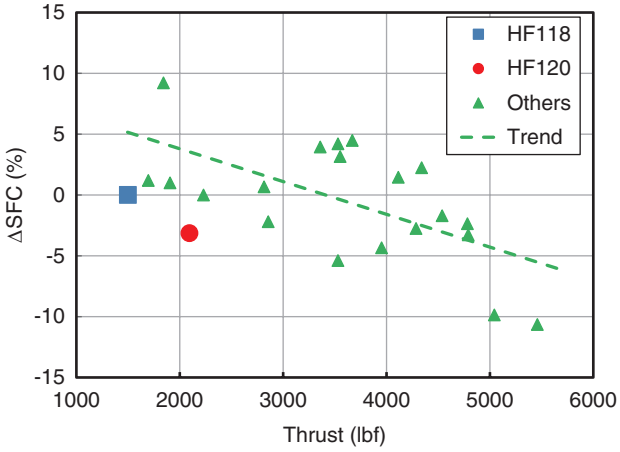


Fig. 3 Trend of SFC

4.2. エミッション

各エミッション規制値を 100% とした場合の HF120 のエミッション排出量を Fig. 6 に示す．各項目に対する規制値はエンジンの推力やサイクル圧力比から計算される．スモークはすべてのターボファンエンジンに対して規制対象項目であるが，NOx，CO，THC については HF120 クラスの小型エンジンに対して現状規制はなされていない．

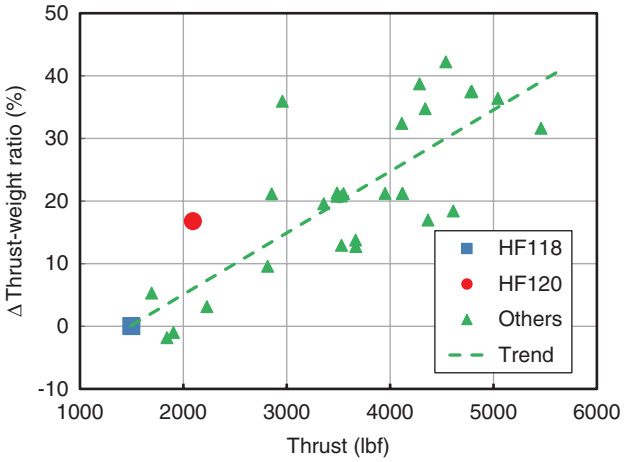


Fig. 4 Trend of thrust-weight ratio

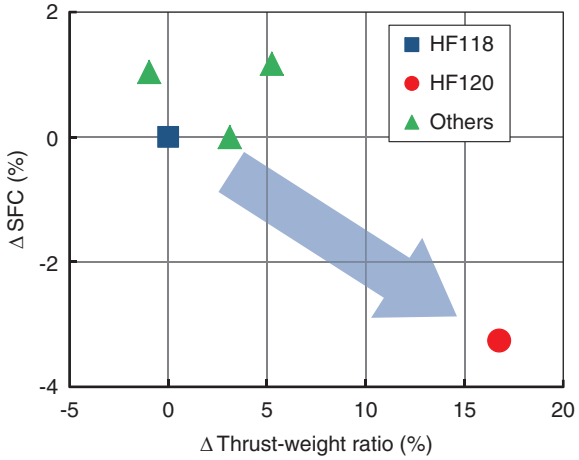


Fig. 5 Advantage of SFC and thrust-weight ratio

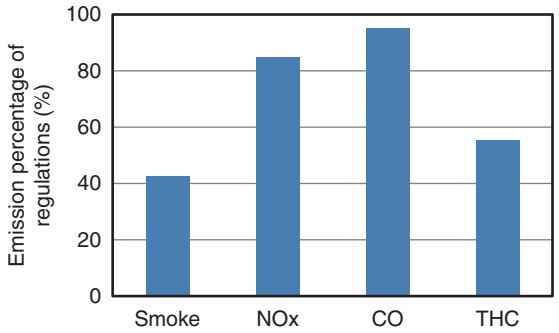


Fig. 6 Emission results

5．エンジン構造と作動原理

HF120 のエンジン構造 (Fig. 7) および一般的ターボファンエンジンの作動原理を以下に示す.

エンジン入口から吸込まれた空気はファンで圧縮され, エンジンコア側とバイパスダクト側に分かれる.

エンジンコア側に取り込まれた空気は, 低圧圧縮機と高圧圧縮機によりさらに圧縮され, 燃焼器に入る.

この高圧空気は燃焼器内で燃料ノズルから噴霧される燃料と混合され, 定常的な燃焼により高温ガスを発生する.

この高温ガスから高圧タービンと低圧タービンによりエネルギーを取り出し, 二重構造の回転軸を通じて, 高圧タービンは高圧圧縮機を, 低圧タービンは低圧圧縮機とファンを駆動する.

バイパスダクトを流れてきた空気とタービンを通過した後の高温ガスは, 排気ノズルで加速されてエンジン後方へ排出され, その反力により推力が発生する.

HF120 の場合, 空気と高温ガスを排気ノズルの上流でミキサにより混合させて, 排気騒音の低減と巡航燃費の向上を図っている.

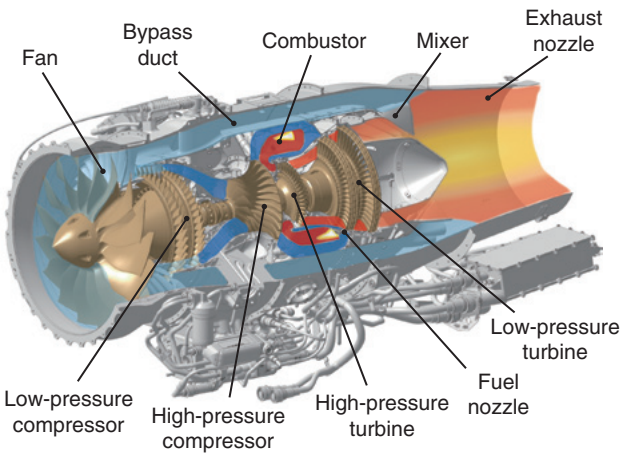


Fig. 7　HF120 engine features

6．エンジンの特徴

各コンポーネントの設計は GE と Honda でお互いに優れている領域を受け持った. 高圧圧縮機, 燃焼器, 制御系は Honda が担当し, 低圧圧縮機, 高圧タービン, ミキサは GE が担当した. ファンや低圧タービン等, その他のコンポーネントは GE と Honda 共同で設計をおこなった. 例えばファンの空力設計は主に Honda が担当し, 鳥衝突時の強度解析は主に GE が担当した.

6.1. ファン

ファンの主要部品を Fig. 8 に示す. ファンロータは空力性能向上のためワイドコードスウェプト設計を採用し, 軽量化と高強度化のためにチタン鍛造素材からブレードとディスクを一体で削り出す構造とした. ファン静翼も軽量化のためにカーボンコンポジット材料を採用し, 前縁に耐エロージョン性向上のため金属薄板を接着している.

6.2. 圧縮機

圧縮機の主要部品を Fig. 9 に示す. 低圧圧縮機はサイクル圧力比の向上と高圧系コンポーネントの小型化のため 2 段の軸流形式を採用し, 高圧圧縮機は耐熱高強度チタン製の遠心式ロータと, パイプディフューザ構造を採用して, CFD を用いた空力設計による高効率化により, 燃費の向上を図っている.

6.3. 燃焼器

燃焼器の主要部品を Fig. 10 に示す. 燃焼器ライナの形式はエンジンの軸長短縮のためにリバースアニュラ型とした. 燃焼器ライナ壁面の冷却にはレーザ加工による斜めの

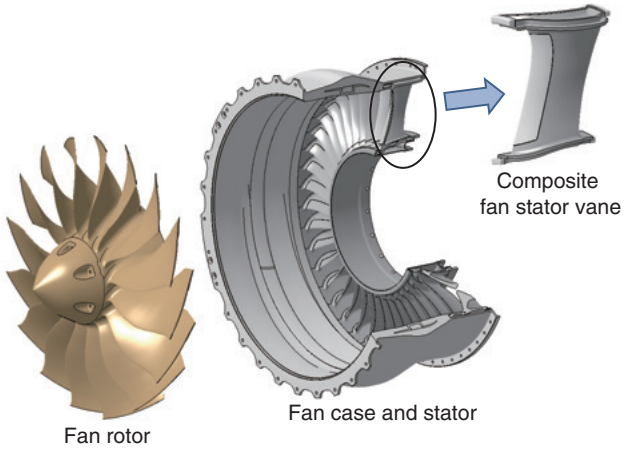


Fig. 8　Fan components

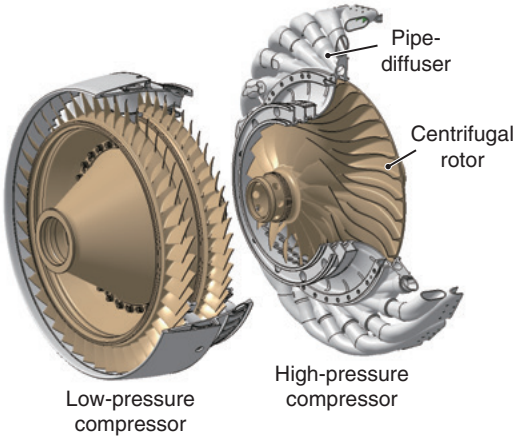


Fig. 9　Compressor components

細孔を多数設けたエフュージョン冷却 (Fig. 11) を採用し，構造のシンプル化を図っている．一般的に燃料ノズルは低流量域と高流量域に対応するため２系統の燃料ラインを用いるが，HF120 ではエアブラスト燃料ノズルで１系統化する技術により，シンプル化と軽量化を図っている．また，燃料微粒化等の噴霧性能と，燃焼室内のフローパターンを適切に調整することにより，大型エンジンに対するエミッション規制値をすべて満足している．

6.4. タービン

タービンの主要部品を Fig. 12 に示す．軸流単段の高圧タービンは，ブレード材料に第３世代単結晶合金を使用し，タービン入口の許容ガス温度を上昇させてエンジンの小型軽量化を図っている．低圧タービンは軸流２段とし，高圧タービンに対してカウンターローテーション構造とすることで高圧タービン後流の旋回成分を有効に利用して，タービン効率の向上を図っている．

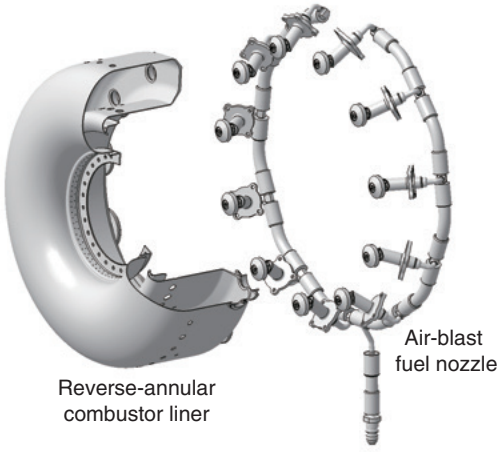


Fig. 10　Combustor components

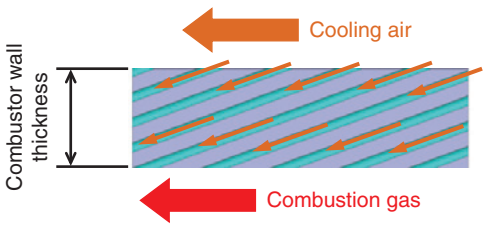


Fig. 11　Effusion cooling schematic

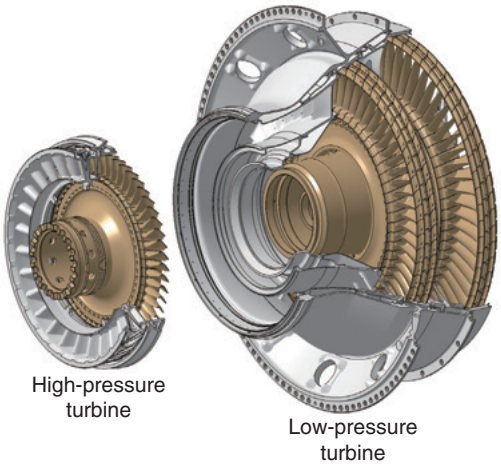


Fig. 12　Turbine components

6.5. 軸システム

HF120 の主軸断面を Fig. 13 に示す．運転レンジ内に軸の共振点を持たないように，低圧軸１次曲げモードをアイドル回転数より下に設定し，２次曲げモードを最大回転数の上に設定した．ファン側をオーバハングさせて支持する軸構造を採用することで上記の設定を実現した．Fig. 14 に低圧軸のキャンベルダイアグラムを示す．高圧軸タービン側の支持は，回転している低圧軸から保持する差動ベアリング形式を採用し，ベアリング支持構造部材と潤滑システムのシンプル化を図っている．

6.6. 制御

エンジン制御システムは Full Authority Digital Engine Control (FADEC) を採用し，冗長化されたデジタル電子制御装置でエンジンを制御している．燃料流量とブリードバルブ開度が主な制御項目であり，飛行条件とパイロット操作に応じた推力調整と，加減速時のエンジンストールや失火を防止するため適切な制御をおこなっている (Fig. 15)．

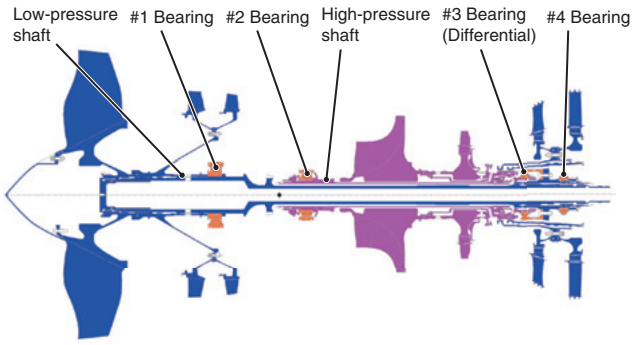


Fig. 13　Main-shaft cross-section

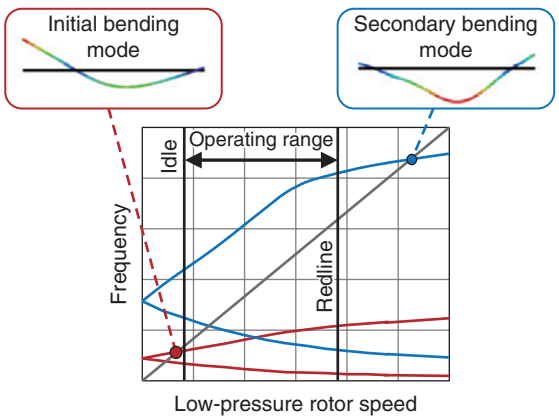


Fig. 14　Campbell diagram

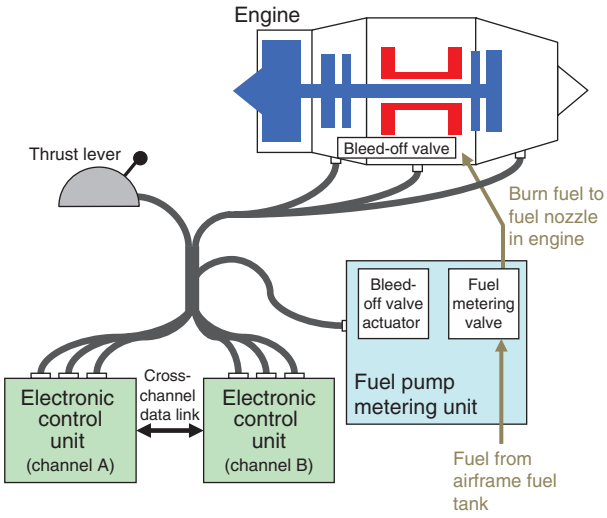


Fig. 15　FADEC system overview

7．エンジン型式認定

2007 年 2 月に FAA 型式認定の申請をおこない，同時に詳細設計を進め，部品製作，エンジン組立を進めた．2009 年 10 月にエンジン初号機の地上試験を開始し，2010 年から飛行試験および認定試験を開始した．エンジン認定試験は各種耐久試験や異物吸込み試験，アイシング試験等を実施し，コンポーネント単体の認定試験は耐久試験や耐火試験，耐環境試験等を実施した．総数 190 通におよぶ認定レポートを提出し，2013 年 12 月 13 日に FAA の型式認定を取得した（Fig. 16）．今後，欧州航空安全機関（European Aviation Safety Agency：EASA）の型式認定を 2014 年末に取得する予定である．


Department of Transportation
Federal Aviation Administration

Type Certificate

Number E00083EN

This certificate issued to: GE Honda Aero Engines

Certifies that the type design for the following product with the operating limitations and conditions therefore as specified in the Federal Aviation Regulations and the Type Certificate Data Sheet meets the airworthiness requirements of 14 CFR Part 33 effective February 1, 1965, including Amendments 33-1 through 33-30; and 14 CFR Part 34 Amendment 34, effective October 23, 2013; and 40 CFR Part 87 effective December 31, 2012 of the Federal Aviation Regulations.

GE Honda Aero Engines: Engine Model: HF120

This certificate, and the Type Certificate Data Sheet which is a part hereof, shall remain in effect until surrendered, suspended, revoked or a termination date is otherwise established by the Administrator of the Federal Aviation Administration.

Date of application: February 27, 2007　Date released:
Date of issuance: December 13, 2013　Date amended:

By Direction of the Administrator

FAA Form 8110-9 (8/13)　Page 1

Fig. 16　FAA Type Certificate for HF120

8．まとめ

HF120 ターボファンエンジンの開発を GE と共同で完了し，2013 年 12 月 FAA 型式認定を取得した．燃費，推重比は HF118 に対し，それぞれ 3%，17% 向上し，エミッションは，小型エンジンでは規制対象になっていない NOx，CO，THC について，大型エンジンに対する規制値を満足した．

参考文献

（1）園田豊隆，野田悦生：小型ビジネスジェット用 HF118 ターボファンエンジン，日本機械学会誌，Vol.108, No.1039, p.456-457(2005)
（2）園田豊隆，野田悦生：小型ビジネスジェット用 HF118 ターボファンエンジンの開発，日本ガスタービン学会誌，Vol.34, No.3, p.165-171(2006)
（3）Federal Aviation Administration: FUEL VENTING AND EXHAUST EMISSION REQUIREMENTS FOR TURBINE ENGINE POWERED AIRPLANES, CFR. title 14, part 34
（4）http://www.gehonda.com/products/hf120/, 2014/4/25
（5）http://rgl.faa.gov/Regulatory_and_Guidance_Library/rgMakeModel.nsf/0/00BA6F1FAC1A32A186257C780058D54E?OpenDocument&Highlight=hf120, 2014/4/25

■著　者■



野 田 悦 生

HF120 ターボファンエンジン型式認定取得へ向けた各種試験の紹介

HF120 Turbofan Engine Development Test for Type Certificate

柴田 良輔* Ryosuke SHIBATA
石川 克正* Katsumasa ISHIKAWA
児玉 亮* Ryo KODAMA
田口 収* Shuu TAGUCHI
中田 秀彦* Hidehiko NAKATA

要　旨

弊社および General Electric 社は HF120 ターボファンエンジンの米国連邦航空局型式認定取得に向けて法規適合性実証のためのコンポーネント認定試験，エンジン認定試験および関連するエンジニアリング試験を実施した．これら試験の結果，HF120 ターボファンエンジンが米国連邦航空規則 14 CFR Part 33 および Part 34 に定められる耐空性要求，排気ガス規制要求を満足することを確認した．

HF120 ターボファンエンジンの開発では総数 190 通におよぶ認定試験計画およびレポートを提出し，2013 年 12 月 13 日に米国連邦航空局より型式認定証書を受領した．

ABSTRACT

Honda and General Electric Company have performed component certification tests, engine certification tests, as well as associated engineering tests, to verify conformity with regulations in order to obtain United States Federal Aviation Administration Type Certificate for the HF120 turbofan engine. The results of these tests confirmed that the HF120 turbofan engine satisfies the airworthiness requirements and exhaust emission regulation requirements of the United States Federal Aviation Regulations Title 14 of the Code of Federal Regulations Parts 33 and 34.

A total of 190 certification test plans and reports were submitted in the development of the HF120 turbofan engine, and on December 13, 2013, a Type Certificate was received from the United States Federal Aviation Administration.

1．まえがき

弊社ではおよそ 30 年前に航空用エンジンの基礎研究を開始し，2003 年 12 月に弊社が単独開発した HF118 ターボファンエンジン（HF118）を HondaJet コンセプト実証機に搭載して飛行試験を開始した．2004 年 10 月には General Electric 社（GE）と小型ビジネスジェット用ターボファンエンジンの事業化にむけた合弁会社を設立し，創業以来の夢であった航空事業への参入に，さらに一歩近づいた．2007 年 2 月には米国連邦航空局（Federal Aviation Administration: FAA）に対して HF118 の後継量産型エンジンである HF120 ターボファンエンジン（HF120）の型式認定取得の申請をおこなうと同時に詳細設計を進め，2009 年 10 月より初号機の運転を，2010 年からは認定試験およびエンジニアリング試験を開始した．

＊航空機エンジン R&D センター

ここでエンジニアリング試験とは，認定試験とは別に，認定試験の成立性や条件設定の事前検証，および解析の確からしさを検証するための基礎データの取得などを目的とした試験をいう．

2．試験の分類

米国連邦航空規則では，型式認定取得のための法規適合性を試験，解析またはそれらの併用によって実証することを要求している．本要求に対して FAA 立会いのもと，法規適合性実証をおこなう試験が認定試験である．解析による実証は確からしさが検証されたモデルを用いて法規適合性を実証する．解析モデルの確からしさはコンポーネント試験やエンジン試験結果と解析の結果が一致することで証明する．

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_2

次節ではターボファンエンジンの型式認定取得に向けた各種試験の概要を紹介する.

2.1. コンポーネント試験

コンポーネント試験は大きく三つある. 耐火試験など, エンジン運転条件を再現可能な部品に対して単体で実施する試験, エンジン耐久試験では充分に評価できない各種センサなどの部品に対して単体でより厳しい条件にて実施する試験, 認定試験を解析で補う場合に解析の確からしさを実証するために部品単位で実施するエンジニアリング試験である. HF120 の開発ではコンポーネント認定試験を計 41 項目実施した. 本稿では例としてオイルタンク耐火試験, Power Take Off(PTO)および補機駆動ギヤボックス(Accessory Gear Box:AGB)耐久試験について紹介する.

2.2. エンジン試験

エンジン試験の内容は, 定常性能試験および加速時間, サージ, 失火を評価する加減速試験など, 性能, 機能, 操作性を確認する試験, 振動試験や, 過温度試験, 潤滑油遮断試験など, 過酷な条件における健全性を確認する試験, 雨水, ひょう, 鳥, 氷など, 飛行中に吸い込む可能性のある異物を実際にエンジンに吸い込ませる試験, 横風や後ろ風状態での始動試験や, 高空状態での再始動性確認試験, 意図的にファンブレードを破損させ, エンジンの耐空性に問題がないことを確認するファンブレードコンテイメント試験, 排ガス計測試験などから構成される. HF120 の開発では合計 29 項目のエンジン認定試験を実施した. エンジン試験の多くは GE が実施したが, 各種エンジニアリング試験は弊社でも実施した.

本稿ではエンジン試験の中から例として, サージおよびストール試験, 高圧遠心圧縮機 (High Pressure Centrifugal Compressor:HPCC)インペラ振動応答応力測定試験, 鳥吸い込み試験, ブレードコンテイメント試験について, エンジニアリング試験も含めて紹介する.

なお, 鳥吸い込み試験は弊社生命倫理委員会の承認を経た上で実施した.

3. コンポーネント試験と結果

本章ではオイルタンク耐火試験, PTO および AGB 耐久試験について紹介する.

3.1. オイルタンク耐火試験

3.1.1. 認定要件

米国連邦航空規則[(1)]では, エンジン通常運転時に可燃性液体を保持する部品が耐火性を有することを要求している. 耐火性とは部品が火炎にさらされた状態において可燃性流体を漏らさず, また火炎を助長しないことを指す. この要求の実証にあたり, オイルタンク耐火試験を実施した.

3.1.2. 評価手法

オイルタンク耐火性はコンポーネント認定試験によって法規適合性を証明した. 今回の試験対象部品を Fig. 1 に示す. HF120 のオイルタンクはインタメディエートケース(IMC)と一体となっていて, オイルタンクキャップおよびレベル確認のためのサイトゲージをケース外側に取り付ける構成としている.

試験に先立ち, 部品の中で可燃性液体を保持している箇所を抽出し, 壁厚, シール形態, 火炎保護機構の有無, 冷却流の有無などから試験にて火炎を当てる箇所を検討し, インタメディエートケースのオイルタンクキャップとサイトゲージを含む箇所と設定した.

火炎を当てた箇所の試験直後の様子を Fig. 2 に示す. 試験中および試験直度にオイル漏れはなく, 火炎が助長されることもなかった. この結果により, 米国連邦航空規則が要求するオイルタンクの耐火性を実証した.

なお, 試験は下記の手順でおこなった. 最初に試験前バーナ校正をおこない, 火炎温度 2000°F 以上, 熱量 4500 BTU/h 以上であることを確認した. 次に, タンク内の油温

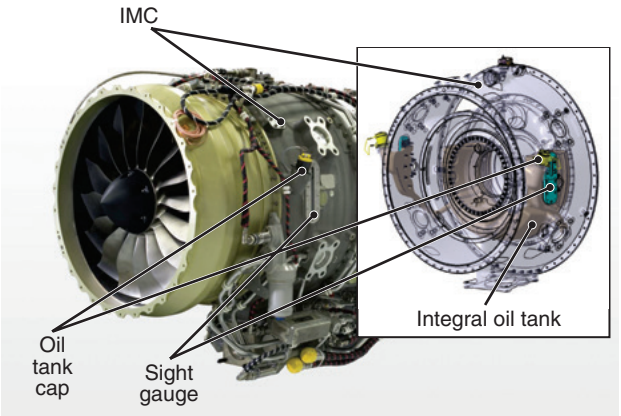


Fig. 1　HF120 oil tank system



Fig. 2　Fire exposure area of oil tank after test

を定常リミットまで昇温した状態にて設定箇所に火炎を当て，エンジン最低アイドルでの冷却流量および圧力条件にて5分，さらにエンジンウインドミルでの冷却流量および圧力条件にて10分の計15分間の耐火試験をおこなった．ウィンドミルとは飛行中にエンジンが動作していない状況で正面から流入する空気力によって軸が回転する状態を指し，そのような条件下においても火炎が助長されないことを確認することを目的とした．最後に，試験後バーナ校正をおこない，校正結果が試験前と同じ値になることを確認した．耐火試験の様子をFig. 3に示す．

3.2. PTOおよびAGB耐久試験

3.2.1. 認定要件

米国連邦航空規則[(2)-(4)]では，エンジン補機駆動系の耐久性を実証することを要求している．耐久性の評価は試験後の部品継続使用可否確認によりおこなう．この要求に従い，エンジン補機駆動系部品単体の耐久試験を実施した．なお，本試験は弊社で実施した初の認定試験である．

3.2.2. 評価手法

PTOおよびAGB耐久性はコンポーネント認定試験によって法規適合性を証明した．今回の試験対象部品であるPTOアセンブリ，AGB，ラジアルドライブシャフト，ベベルギヤをFig. 4に示す．

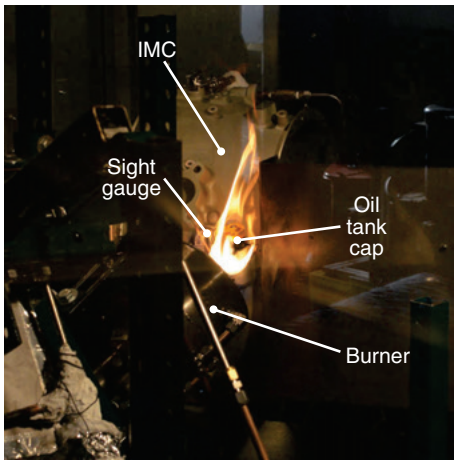


Fig. 3 Oil tank fire exposure

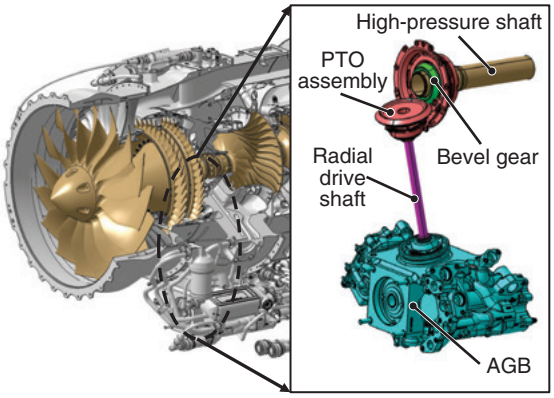


Fig. 4 Test components for PTO and AGB endurance test

試験は以下に示す二つを実施した．

(1) 静トルク試験　試験の様子をFig. 5に示す．AGBの各アクセサリパッドに最大許容静トルクを付与し，各軸に破断がないことを確認した．

(2) 150時間耐久試験　試験設備をFig. 6に示す．米国連邦航空規則要求のエンジン耐久試験条件である全25サイクル，合計150時間に準じた単体耐久モード試験および過負荷試験を実施した．試験を通して油温は定常リミットである290°F以上とした．さらに過渡リミットである330°F以上での運転および最低油圧での運転も実施した．各アクセサリパッドには油圧モータを用いてエンジン最大負荷を模擬した負荷を加えた．

試験完了後，対象部品の分解検査を実施し，結果として全ての対象部品が継続使用可能であることを確認した．よって，米国連邦航空規則が要求するエンジン補機駆動系の耐久性を実証した．

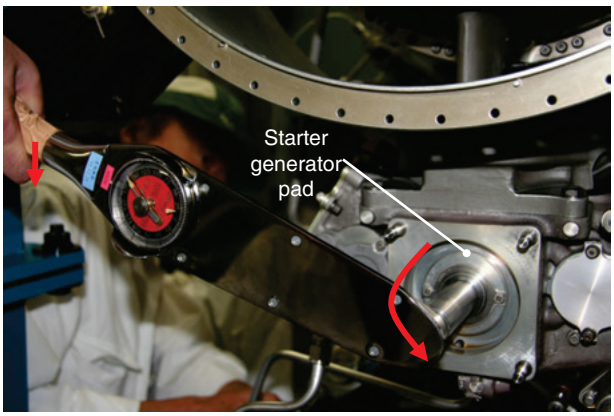


Fig. 5 Static torque test

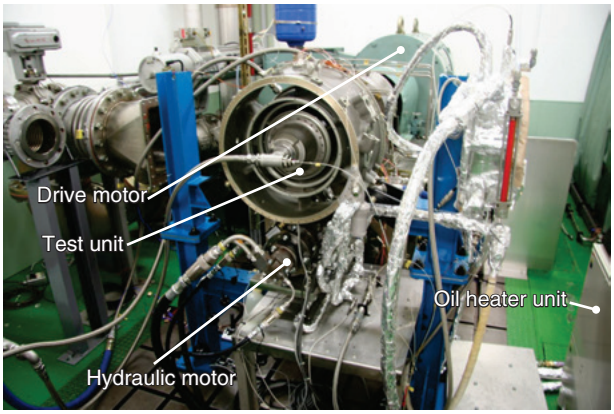


Fig. 6 PTO and AGB endurance test setup

4. エンジン試験と結果

本章ではサージおよびストール試験，HPCCインペラ振動応答応力測定試験，鳥吸い込み試験，ブレードコンテイメント試験について紹介する．

4.1. サージおよびストール試験

4.1.1. 認定要件

航空機エンジンが運用可能な領域は，オペレーティングエンベロープとして飛行高度とマッハ数によって定義される．米国連邦航空規則[5]では，オペレーティングエンベロープ内において，失火や構造破損，部品の過温度やエンジン推力の回復不全を引き起こすサージやストールが発生しないことの実証を要求している．ここでサージおよびストールとは圧縮機を流れる空気流の不安定現象を示す．対象とするコンポーネントはファンロータ，低圧圧縮機（Low Pressure Compressor：LPC），HPCC である．

4.1.2. 評価手法

該当法規の適合性は，エンジン認定試験とエンジンモデルによる解析の併用で実証した．以下に，その過程について述べる．なお，この章で述べるエンジニアリングおよび認定試験は GE が実施した．

4.1.3. エンジニアリングおよび認定試験

最初のステップとして，GE の高空模擬試験設備（Altitude Test Facility：ATF）で対象コンポーネントの高空性能を取得し，解析用エンジンモデルの精度向上を図った．この設備はエンジン入口の気圧と温度，およびエンジンに対する気流の相対速度を設定することで高空飛行状態を模擬できる．

次に横風の外乱があった場合の法規適合を実証する認定試験として，エンジン試験を実施した．Fig. 7 に示す GE 屋外試験設備にある大型送風機を用い，横風によるストール特性を取得した．その結果として，エンジンに最大 40 ノットまで横風を与えた状態で，サージやストールが発生しないことを実証した．これらの試験結果から得られた横風の影響度合いを解析モデルに反映し，オペレーティングエンベロープ内においてサージやストールが発生しないことを解析で証明した．

また，HPCC では性能劣化やエンジン製造ばらつき等を考慮したエンジン作動線を解析モデルで定義し，エンジン試験によってサージやストールが発生しないことを実証した．

この他，エンジンの始動限界条件を決定するため，Fig. 7 の設備を用いてエンジニアリング試験もおこなった．地上条件での始動性確認試験では真横と，真後ろからの風を吹き付けた状態で試験した．高空条件では ATF を用いて再始動特性試験をおこなった．これらの試験結果からサージやストールが発生せず始動可能な範囲と風速限界を設定した．

このようにエンジン試験と，試験によって検証された解析モデルの併用で，オペレーティングエンベロープ内においてサージやストールが発生しないことを確認し，米国連邦航空規則の認定要件を満足していることを実証した．

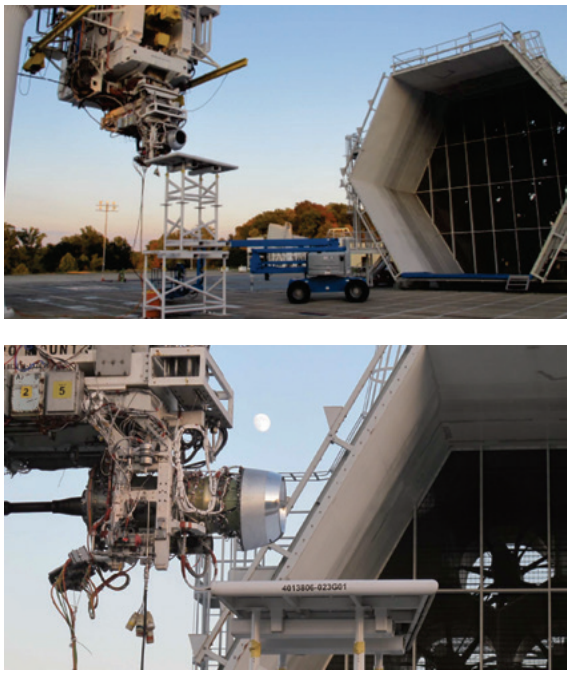


Fig. 7　Crosswind test setup

4.2. HPCC インペラ振動応答応力測定試験

4.2.1. 認定要件

米国連邦航空規則[6]では，動翼，静翼，回転ディスク，回転軸といったエンジン構成要素部品に対し，エンジンの最大許容回転プラス 3% までの振動サーベイを実施すること，プラス 3% 領域内で新たな振動応答の兆候が観測された場合，さらにプラス 2% 高い回転数領域まで振動サーベイをおこない，観測された全応答に対し動的，静的組み合わせ応力レベルが材料の疲労限度未満であることの実証を要求している．本節では HPCC インペラの振動応答応力測定試験について述べる．

4.2.2. 評価手法

HPCC インペラの振動応答応力はエンジン認定試験によってひずみゲージを用いて振動応答応力を計測し，疲労限度に対する評価をおこなうことで法規適合性を証明した．HPCC インペラ を Fig. 8 に示す．翼振動応答応力は

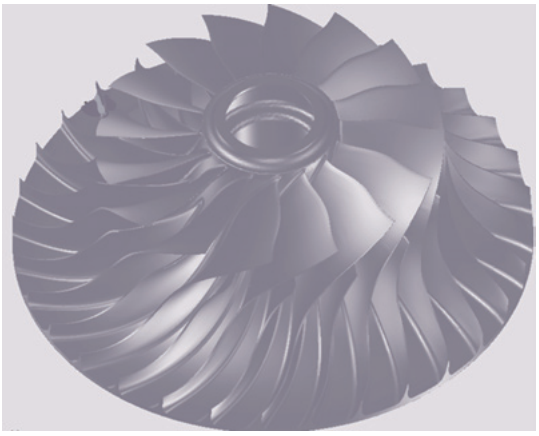


Fig. 8　HPCC impeller

インペラ翼面に貼ったひずみゲージの応答で評価するため，ひずみ信号はスリップリングで外部に取り出す必要がある．HF120 は高圧軸セクションと低圧軸セクションの２軸構成であるが，HPCC インペラにアクセスするため，HPCC を有する高圧軸セクションのみで構成されたコアエンジン形態で試験をおこなった．この形態では HPCC 上流のファンロータ，LPC が存在しないため，HPCC 入口状態を模擬すべく別途設備で予圧，加熱した空気をコアエンジン入口に送り込んだ．

ひずみゲージ振動応答応力評価にあたっては，多数の振動モードに対して精度よく計測する必要があるため，一つのひずみ計測チャンネルでなるべく多くのモードのデータを効率よく取得したい．そこで応力勾配が大きくかつモードごとに異なる最大応力箇所を全モードに対して計測するのではなく，より精度よく計測可能な応力勾配の小さいかつ複数のモードについて応答しうる箇所を，ひずみゲージ計測点として選定した．ひずみゲージ位置選定および最大振動応力値の算出にはモードごとにひずみ計測箇所に対する最大振動応力値の比を使用するが，これには Finite Element Model(FEM)解析に基づくひずみ分布を使用した．さらにこの解析の確からしさ検証のため実部品での単体加振試験もおこなった．Fig. 9 に単体加振試験で取得した HPCC インペラ翼の代表的なモード変形結果の一例を示す．

これら準備の上で実際にエンジン運転上の最大振動応力値を取得し，静的応力と組み合わせグッドマン線図から疲労限度に対する評価をおこなった．

4.2.3. 認定試験

エンジン試験は GE で実施した．エンジン試験概略図を Fig. 10 に示す．試験結果はキャンベル線図として取得し，このキャンベル線図から，全運転回転数領域における翼面上ひずみゲージの応答レベルを，応答したエンジン回転数，周波数とともに読み取る．その結果を FEM 解析結果と合わせて，応答した振動モード，励振源の特定と最大振動応力の算出をおこなった．これら認定試験において取得された HPCC インペラの全モードの最大振動応力値について，静的応力との組み合わせ応力レベルは材料疲労限界未満であり，米国連邦航空規則の要件を満足することを実証した．

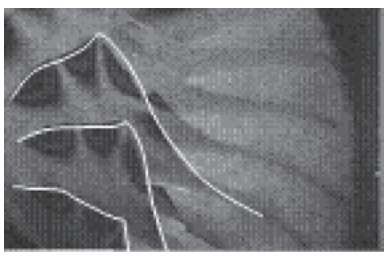


Fig. 9　HPCC impeller mode shape

4.3. 鳥吸い込み試験

航空機エンジンの鳥吸い込み試験について，HF120 に適用される米国連邦航空規則の要件には鳥のサイズや数などの規定があるが，ここではその内のミディアムサイズの鳥吸い込み試験について述べる．

4.3.1. 認定要件

米国連邦航空規則[7]ではミディアムサイズの鳥吸い込み試験の要件として鳥吸い込み時の推力低下が 25% 以内であること，鳥吸い込み後に規定の運転パターンを完了し，問題なくエンジンがシャットダウンできること，エンジン機能，操作性が許容できることの実証を要求している．

4.3.2. 評価手法

ミディアムサイズの鳥吸い込み試験の法規適合性はエンジン認定試験によって証明した．なお認定試験の成否は設計仕様を決定するための解析モデルの精度，試験条件設定の確からしさがキーポイントとなる．そこで解析モデルの確からしさ検証，認定試験の成立性確認を目的としたエンジニアリング試験を事前に弊社でおこなった．認定試験は GE が実施した．

4.3.3. コアショットエンジニアリング試験

コアショットとはファンロータ内径側をねらった鳥吸い込み試験である．Fig. 11 にファンロータの鳥吸い込み位置および試験装置の概要を示す．HF120 のファンロータ内径側に鳥が吸い込まれると，流れの一部閉塞などに起因するサージが発生し流れ場の圧力バランスが大きく変動する．このとき主要空力部品の一部が損傷を受け推力に影響が生じる場合がある．また鳥吸い込み後のエンジン内の挙動は複雑かつ短時間に変化するため，事象を詳細に把握するための計測技術を投入したエンジニアリング試験を実施した．その結果，コアショット時の推力変化のメカニズムを確認することができた．その知見をもって選定した認定仕様をエンジン試験に投入し事前試験をおこなったところ，鳥吸い込み後の推力が要件内であることが確認できた．

4.3.4. チップショットエンジニアリング試験

チップショットとはファンロータ外径側を狙った鳥吸い込み試験である〔Fig. 11(a) 参照〕．この場合にはファン

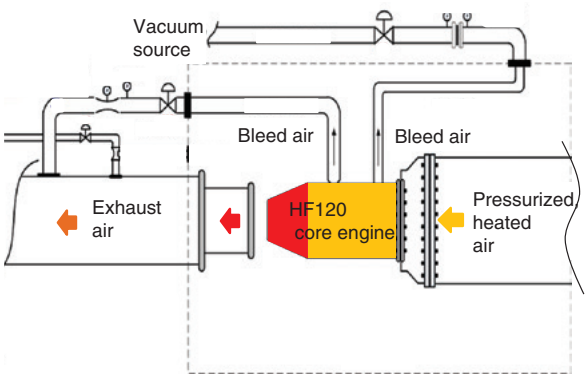


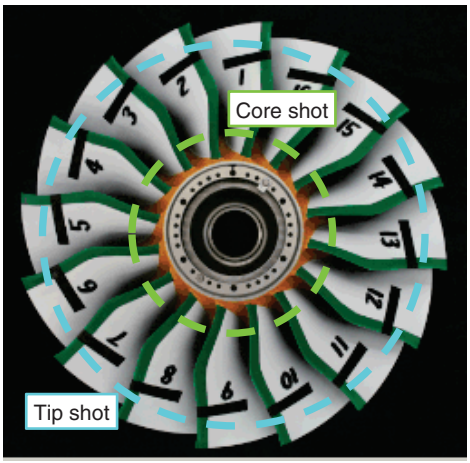
Fig. 10　HPCC stress survey core engine test

ロータへの鳥の衝突によってブレードの変形が発生し，推力に影響を与える．本評価に対してはエンジン試験よりも適切に試験条件を設定できる単体試験を採用した．Fig. 12 に示す単体試験設備においてファンロータを規定回転数で回転させ，その外径側に鳥を吸い込ませるチップショット試験をおこなった．

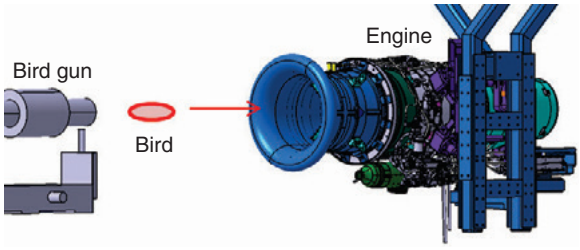
チップショット後のファンロータをエンジンに投入し変形前後の推力を評価した結果，認定要件達成の見通しを得ることができた．

4.3.5. 認定試験

認定試験は GE 屋外試験場にて実施された．コアショット後の推力は要件を満足し，吸い込み後の運転も支障なく完了した．これにより米国連邦航空規則の要求を満足することを実証した．



(a) Fan rotor target location



(b) Core shot test setup

Fig. 11　Target location and core shot test setup

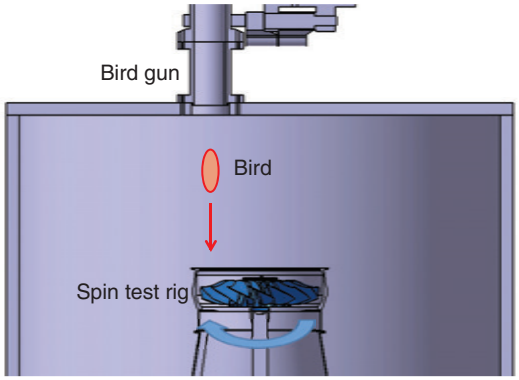


Fig. 12　Tip shot test setup

またチップショットに関しては GE でも推力検証試験がおこなわれ，要件を満足していることを確認した．

4.4. ファンブレードコンテイメント試験

4.4.1. 認定要件

米国連邦航空規則[8]ではエンジン内部で最も運動エネルギーの大きいブレードが破断した場合でも，その損傷がエンジン内部にとどまり火災やエンジンマウント系の損傷を起こさないこと，またブレード破断後問題なくエンジンがシャットダウンできることを実証するよう要求している．HF120 で最も運動エネルギーの大きいブレードはファンロータのブレードであり，運転中に本ブレードを意図的に破断させるファンブレードコンテイメント試験を実施した．

4.4.2. 評価手法

ファンブレードコンテイメント試験の法規適合性はエンジン認定試験により証明した．またファンブレードコンテイメント認定試験は鳥吸い込み試験同様，設計仕様を決定するための解析モデルの精度，試験条件設定の確からしさが認定試験成否のキーポイントとなる．そこで解析モデルの確からしさ検証，認定試験の成立性確認を目的としたエンジニアリング試験を事前に弊社でおこなった．その後認定試験を GE が実施した．

4.4.3. エンジニアリング試験

エンジニアリング試験ではテストベンチ監視室から遠隔操作によってワイヤレスでファンロータのブレードを破断させた．破断時のエンジン回転数は最大許容回転数である．

Fig. 13 にエンジニアリング試験後のファンケース外観写真を示す．ファンケースには破断ブレードの突き抜けは見られず，損傷はエンジン内部にとどまっていることを確認した．また試験を通してエンジン火災やマウント系の損傷は見られず，エンジンはブレード破断後，安全に自己停止した．これらにより米国連邦航空規則の要求を満足する見通しがあることを確認した．また各部ひずみデータなど，解析の確からしさ検証に必要な詳細データを取得した．

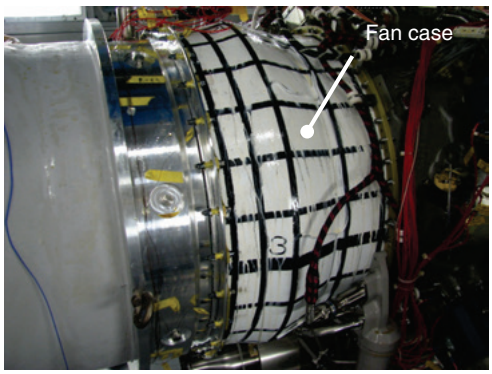


Fig. 13　Fan case after blade containment test

4.4.4. 認定試験

認定試験はGE屋外試験場にて実施された．Fig. 14に試験時のエンジン状況を示す．図中，オレンジ色のブレードが破断されるブレードである．Fig. 15に試験後のファンロータおよびファンケースの写真を示す．エンジニアリング試験同様，ファンケースには破断ブレードの突き抜けは見られず，損傷はエンジン内部にとどまっていることがわかる．その他，本認定試験では，ブレード破断後のエンジンの安全な停止，マウント系の損傷や火災の有無も含めエンジニアリング試験と同様の結果となり，米国連邦航空規則の要求事項を満足していることを実証した．

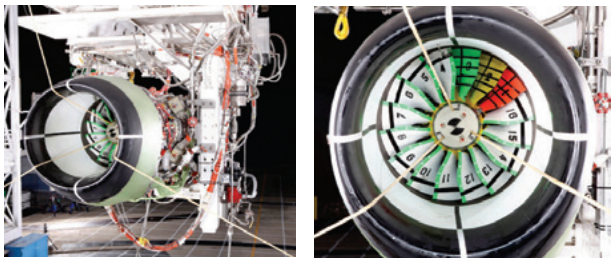


Fig. 14　Blade containment test setup

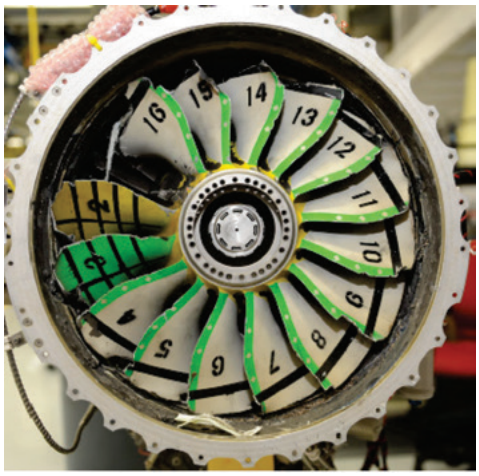


Fig. 15　Fan rotor and fan case after blade containment test

5．まとめ

HF120開発では本文中に述べた試験も含め，コンポーネント認定試験として41項目の試験を，エンジン認定試験として29項目の試験を実施した．また数多くのエンジニアリング試験を実施した．HF120の開発では総数190通におよぶ認定レポート，関連書類の提出を完了し，2013年12月13日にFAA型式認定証書を受領した．

認定試験の多くはGEにて実施したが，弊社で実施したPTOおよびAGB耐久コンポーネント認定試験や多数のエンジニアリング試験を通し，技術的な成果だけでなく，認定試験に関する数多くの知見，経験を得ることができた．

参考文献

（1）Fire protection, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 17

（2）Accessory attachments, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 25

（3）Endurance test, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 87

（4）Teardown inspection, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 93

（5）Surge and stall characteristics, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 65

（6）Vibration test, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 83

（7）Bird ingestion, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 76

（8）Blade containment and rotor unbalance tests, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 94

■著　者■



柴田良輔



石川克正



児玉　亮



田口　収



中田秀彦

HF120 ターボファンエンジンの高空特性検証

Verification of High Altitude Performance and Characteristics for HF120 Turbofan Engine

石 川 克 正* Katsumasa ISHIKAWA
笠 井 憲 男* Norio KASAI
池 田 法 史* Norifumi IKEDA
高 松 郁 夫* Ikuo TAKAMATSU

要　旨

General Electric 社と共同で開発した HF120 ターボファンエンジンの高空特性検証試験を実施した．試験は両社の協調のもと役割を分担しておこなわれ，高空模擬試験装置での試験を General Electric 社が担当し，弊社はフライングテストベッドによる実飛行試験を担当した．

フライングテストベッドには，片側エンジンを HF120 ターボファンエンジンに換装した小型ビジネスジェット機を用いた．飛行中に得られる多量のデータに対応できる計測制御システムを機内に構築し，エンジン状態を総合的に検証可能な試験システムを確立した．

高空模擬試験装置とフライングテストベッドの二つの異なる試験環境を有効に活用し，航空機エンジンに求められる高空特性を多角的に検証した．

性能試験結果とエンジン性能モデルの組合せにより，エンジン運用領域全域での全体定常性能が要件を満足することを確認した．加減速特性についても要件を満足し，サージおよびストール試験ではサージマージンが確保されていることを検証した．さらに数多くの高空再始動試験により再始動領域を検証した．

ABSTRACT

The HF120 turbofan engine co-developed with General Electric Company was tested to verify its high altitude characteristics. Ownership of the tests was cooperatively shared between General Electric Company and Honda with General Electric Company leading the tests at the Altitude Test Facility and Honda leading the tests on the Flying Test Bed. A small business jet aircraft modified to replace an engine on one side with an HF120 turbofan engine was used for the Flying Test Bed. A data measurement system that can handle the large amounts of data acquired during flight tests was installed inside the aircraft to verify the engine conditions comprehensively.

The high altitude characteristics required for aircraft engines were verified from multiple aspects by taking advantages of the two different types of test environments of Altitude Test Facility and Flying Test Bed.

The combination of performance test data and engine model simulation verified that overall steady state performance meets the requirements throughout the engine operating envelope. Acceleration and deceleration characteristics have been verified to meet the requirements. Surge and stall characteristics have been verified to secure the required surge margin. The air start envelope has been verified through numerous air start demonstrations.

1．まえがき

航空機エンジンが運用可能な高空領域は，オペレーティングエンベロープとして気圧高度とマッハ数によって定義される．Table 1 に HF120 ターボファンエンジン（HF120）の飛行高度，マッハ数および大気圧，大気温度の最小最大範囲を示す．このような大気条件下で正常にエンジンが作動することを試験にて実証した．高空状態におけるエンジン試験を実施する手法として，地上設備にて高空状態を模擬する高空模擬試験設備（Altitude Test Facility：ATF）と，実際に航空機にエンジンを搭載し高空飛行状態での試験をおこなうフライングテストベッド（Flying Test Bed：FTB）がある．本稿ではこれらの設備を用いた HF120 の高空特性検証について述べる．

＊航空機エンジン R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_3

Table 1 HF120 operating range

	Min.*	Max.*
Pressure altitude (ft)	-1000	46000
Mach number (-)	0	0.85
Atmospheric pressure (kPa)	14.1	105.0
Atmospheric temperature (°C)	-77	55

* Min. and max. actual limitations are defined by operating envelope.

2. ATF と FTB の特徴

Fig. 1 に General Electric 社 (GE) が所有する ATF に搭載された HF120 を示す[1]. ATF は高空大気状態を精度よく安定して再現できるよう設計されており, また地上設備であるため計測機器や付帯設備の自由度も比較的高い. さらに FTB では難しい推力の直接計測が可能なこと, 試験時間や天候の制約を受けないことから, さまざまな条件で詳細なデータを取得することが可能である.

しかしながら ATF は大流量のエンジン流入空気に対する冷却, 減圧装置を含む大掛かりな設備を必要とする. このため ATF を自社で所有しているのは一部のエンジンメーカに限られている.

Fig. 2 に FTB と搭載された HF120 を示す. FTB は既存の航空機に供試エンジンを搭載するものであり, 実際の飛行状態での試験が可能である. 機体挙動を伴う試験に加え, 着陸時の振動挙動計測などが FTB 試験特有の評価項目として挙げられる.



Fig. 1 ATF test setup and HF120



Fig. 2 FTB and HF120

ただし FTB 試験の実施にあたっては, 供試エンジンを搭載するため機体の一部変更が必要である. また実際の試験時に高空大気状態が変化する場合も存在し, ある程度の試験条件の変動を許容しなくてはならない.

このような二つの異なる試験設備の特性を有効活用し, 相互補完する形で HF120 高空特性の検証をおこなった.

ATF 試験は GE が主担当となり, GE 所有の ATF を使用して実施された. 試験には弊社のエンジニアが立会いサポートした.

これに対し FTB 試験は弊社が主担当となり, 機体の運用を担当した米国 Atlantic Aero 社 (AA) の協力のもと実施した. 使用した機体は小型ビジネスジェット機の片側エンジンを HF120 に換装したものである. 機体の変更計画は弊社が立案し, AA が変更を実施し飛行試験機としての耐空性認定を取得した. GE はエンジン組立および一部計測等のサポートを担当した.

企画段階からこれら企業間の協調のもと ATF 試験, FTB 試験を実施した. また取得したデータを GE と弊社間で共有し日米での協力のもとに解析をおこなった.

3. 試験項目

Table 2 に高空特性検証での評価項目一覧を示す. エンジン全体の高空特性と, 燃料系, 潤滑系, 振動系といった各サブシステムを評価した. このため多岐に渡る試験項目を実施した.

本章ではエンジン全体の高空特性に着目し, 各項目の概要と技術的評価ポイントについて述べる.

3.1. 全体定常性能および加減速

全体定常性能 (Performance) は定常飛行状態でのエンジン性能を推力や燃費といったパラメータで評価するものである. この時全体定常性能のみではなく圧縮機やタービン, 燃焼器等の単体特性も含めて評価をおこなった.

加減速に対しては加減速時間や制御性, サージおよびストールマージン, 希薄吹消えマージン等を評価した. 本稿でのサージおよびストールとは圧縮機を流れる空気流の不安定現象を示す.

ここで全体定常性能試験と, サージおよびストール試験の例を用いて試験ポイントの選定手法について述べる.

試験ポイントの選定にあたっては ATF と FTB の特性を考慮した上で, 各評価項目に対して技術的検討をおこなった. 基本的にはまず ATF 試験で広範囲かつ詳細なデータを取得し, その後 FTB 試験にて主要ポイントの実飛行状態の検証や FTB 試験特有の項目を評価する方法をとった.

Table 2　Evaluation items

Category	Evaluation item
Overall engine characteristics	Performance
	Acceleration and deceleration time
	Controllability
	Surge and stall margin
	Lean blowout margin
	Windmill
	Air start
	Maneuver (FTB only)
Sub systems	Fuel system
	Control system
	Start system
	Lubrication system
	Secondary air system
	Thermal system
	Vibration and dynamics

Fig. 3 に HF120 のオペレーティングエンベロープと全体定常性能試験，サージおよびストール試験の試験ポイントを例として示す．

3.2. ウィンドミルおよび高空再始動

ウィンドミルは，エンジンが動作していない状態で流入空気力により軸が回転する状態のことを指す．この状態では通常運転時よりも軸の回転速度が低い状態が維持されるため，そのような状況での潤滑，軸振動等を評価した．高空再始動（Air start）は高空状態で再始動可能な領域を検証するための試験項目であり，この領域は高度と機速によって制限される．Fig. 4 に高空再始動試験での試験ポイントと再始動領域を示す．この図に示されているように，HF120 の高空再始動を以下の三つのタイプに定義した．スタータを用いた始動が可能である領域（Starter assisted air start：SAAS），定常ウィンドミル状態からの再始動可能領域（Steady state windmill：SSWM），エンジン停止操作後短時間で再始動ができる領域（Quick windmill relight：QWRL）である．

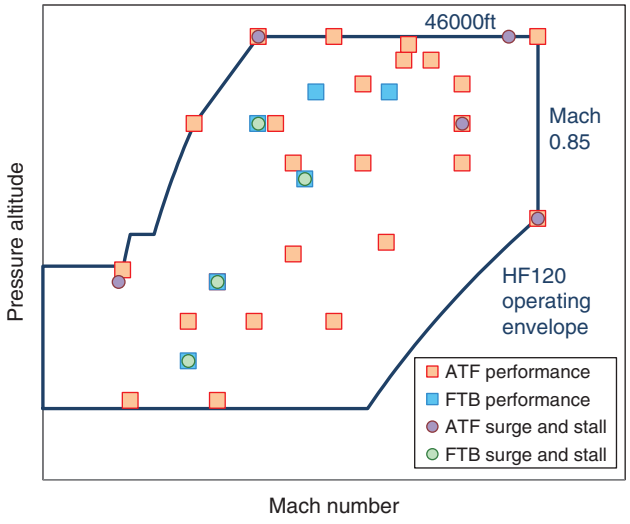


Fig. 3　HF120 operating envelope and test points

3.3. マニューバ

マニューバは機体挙動に関する試験項目であり，姿勢変化，加速度変化，ピッチやヨー方向に対する繰り返し変動等の条件下において飛行試験をおこなった．評価項目は潤滑機能，振動特性などである．また機体進行方向に対して迎角や横滑り角を変化させた状態で飛行し，エンジン流入空気の乱れ状態とそれが全体定常性能，加減速特性等に与える影響についても試験した．

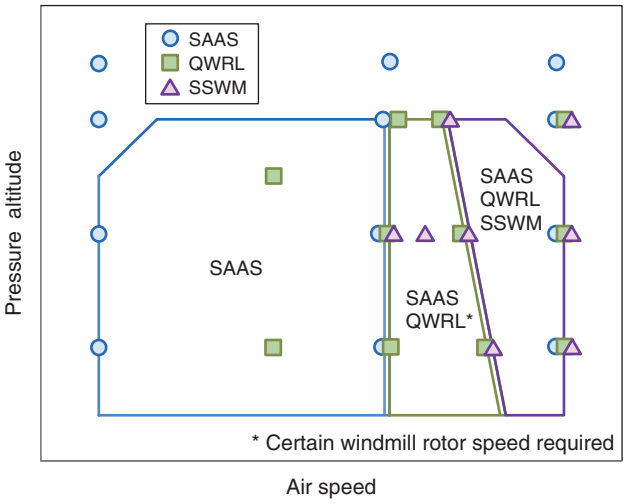


Fig. 4　HF120 air start test points and envelope

4．試験設備とオペレーション

ここでは弊社主導で実施した FTB 試験について設備と試験時のオペレーションについて述べる．

4.1. データ計測システム

FTB 試験を実施するにあたり，飛行試験においてエンジンおよび機体の多様なデータを高精度で計測できるシステムを構築した．

エンジンデータ計測としては代表温度と圧力，回転数等のセンサ信号に加え，振動や圧縮機の微小なストールを判断するための高速データサンプリング装置，回転系とケーシングとのクリアランス計測，ベアリングスラスト荷重の測定等が可能なシステムを搭載した．

機体側の計測としては機体先端に取り付けたブームにより飛行状態を計測し，機内に設置したジャイロスコープに

より機体角度と角速度の計測をおこなった.

このシステムで計測した項目は合計で 400 チャンネル以上におよび, 必要な計測器等の機材は小型ビジネスジェット機内にすべて搭載した. そのためキャビン内の計測器レイアウトやセンサからの信号配線のために大規模な機体変更をおこなった. このとき機体のキャビン容積, 電力やペイロードの制限を考慮した. Fig. 5 に計測システムの概要図を示す. また飛行試験中の異物吸い込みに対して, エンジン入口の外観をモニタリングし録画できるビデオカメラを搭載した (Fig. 6).

4.2. 制御システム

FTB における制御システムの構成を Fig. 7 に示す. 貨物室に設置された HF120 のエンジン制御ユニット (ECU) はエンジンセンサからの入力値, 機体側からの各種データ, スラストレバー角度 (Thrust lever angle: TLA) 信号を受けてエンジンの燃料制御をおこなう装置であり, 冗長系で構成されている. ECU はエンジンやセンサの故障検知も可能であり, これらを含めたエンジン状態を示すデータを機体側に送信する. この通信には航空業界標準規格の Aeronautical Radio, Incorporated 429 (ARINC429) が用いられる. さらに ARINC 通信系のバックアップとして, ECU のアナログ回路からエンジン回転数, 温度, 油圧をコクピットに出力させる機能を有している.

TLA 信号は ARINC429 とは別系統であり, 回転差動変圧器 (Rotary Variable Differential Transformer: RVDT) を介して ECU が認識するシステムである.

加えて ECU は CAN (Controller Area Network) 通信機能も搭載しており, ECU 内部変数を入出力することが可能である. 開発用コンピュータである Data Acquisition Panel (DAP) を CAN 通信により ECU に接続することで, 400 チャンネル以上のデータを高サンプリングレートで記録できる. また ECU 内部の制御設定をエンジン運転中にリアルタイムに書き換えることも可能である. この設定変更処理はアジャストメントと呼ばれ, エンジンのシャットダウンや ECU のリセットをおこなうことなくさまざまな制御設定での試験を効率よく実施することが可能である.

FTB においては, 既存の機体システムに HF120 の ECU を接続するため Interface PC と呼ばれるコンピュータをキャビンに設置した. Interface PC は機体側データと ECU データを相互に変換, 送受信するよう構築した.

あわせてエンジンの抽気量情報やランディングギアの接点スイッチ情報 (Weight-on-wheels: WOW) なども Interface PC が ARINC429 に変換して ECU に送信するシステムとした.

4.3. エンジンマウントと外部負荷模擬システム

4.3.1. エンジンマウント

既存のエンジンを HF120 に換装するため, 新規エンジンマウントの製作および評価をおこなった.

エンジンマウントで求められる一つの重要な要件は, エンジンで想定し得るいかなる荷重に対してもエンジン脱落

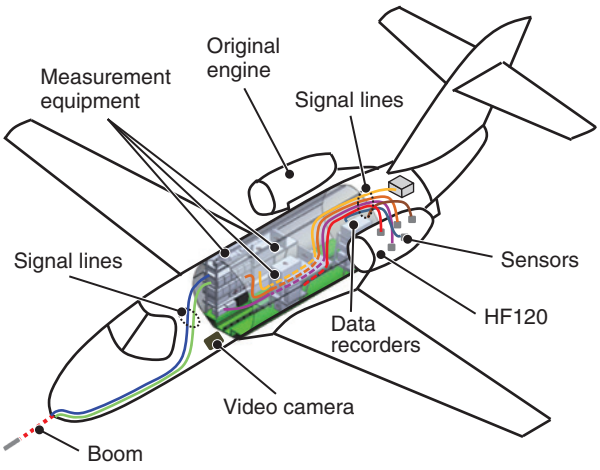


Fig. 5 FTB measurement system



Fig. 6 Engine monitoring camera view

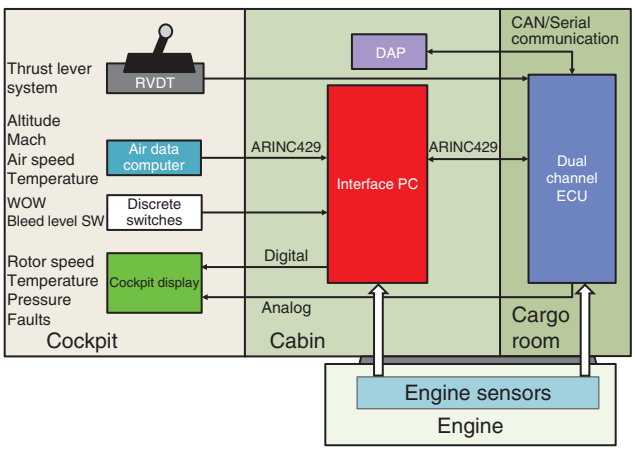


Fig. 7 HF120 FTB control system schematic

が無いことである．検討すべき荷重として，ファンブレード破断時に発生する最大衝撃荷重と破断後のウィンドミルで発生する疲労荷重，さらにマニューバ試験時に発生する加速度による荷重が挙げられる．エンジンダイナミクスモデルを用いてこれらの荷重条件に対するエンジンマウントの強度評価をおこなうことにより，予測される荷重条件でエンジンの脱落が発生しないことを示した．

4.3.2. 燃料システム

既存の燃料供給システムは HF120 の要件を満足しなかったため，一部の燃料配管と燃料ポンプを HF120 に適合するシステムに変更した．この変更によって燃料供給システムを左右で独立させ，燃料供給要件が異なる二つのエンジンを一つの機体に搭載することができた．

4.3.3. 外部負荷模擬システム

ビジネスジェット機を運用する際には高空飛行中のキャビン与圧や防氷システムのために圧縮機を通過した高圧エアを抽気して利用している．この状態を模擬するために構築した抽気システムを Fig. 8 に示す．

また計器類やエアコン，電灯類のための電力をエンジンに搭載されている発電機から抽出する．FTB 試験ではこの抽出電力量を可変負荷抵抗装置（ロードバンク）にてコントロールした．ロードバンクは機体後方の貨物室に設置されており，機体側面に設けた冷却用ダクトによって作動中の過温度を防止できる仕組みとなっている．Fig. 9 に可変負荷抵抗装置の写真を示す．

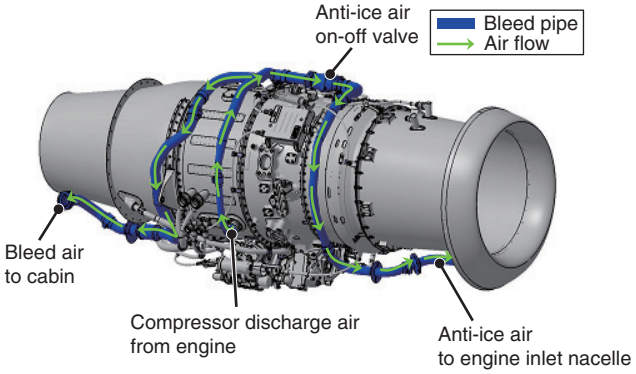


Fig. 8　Bleed air system

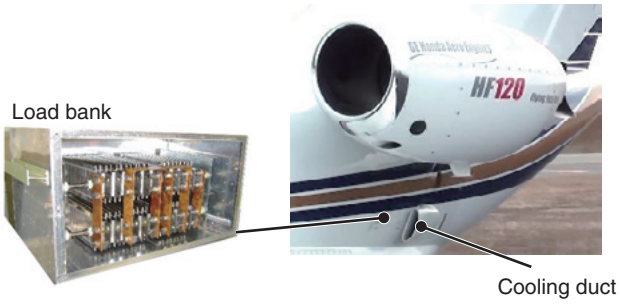


Fig. 9　Load bank and cooling duct

抽気，抽出電力はエンジンに対しての外部負荷となりエンジン特性に影響を与えるため，試験条件として設定した．

4.1. 節から 4.3. 節までに示した内容を実施することで，さまざまな飛行条件におけるエンジン特性を多角的かつ効率的に評価できる飛行試験システムを構築した．

4.4. 飛行試験中のオペレーション

FTB には 2 名のパイロットと 2 名のフライトテストエンジニアが搭乗した．エンジニアは常にエンジンデータ，機体データ，制御データをモニタリングした．エンジニアはインタコムを通じてパイロットとコミュニケーションを取りながら，一つ一つの試験開始を指示し，試験結果を判断することで正確かつ効率的に飛行試験を実施した．

5．高空特性検証結果

HF120 の高空特性検証例として以下の 4 項目を示す．

5.1. 全体定常性能検証

全体定常性能は，離着陸，上昇降下，巡航といったオペレーティングエンベロープ内全域での航空機の性能に対して大きく寄与する．

幅広い条件の評価を効率的におこなうため，圧縮機やタービンといったエンジン要素の単体特性を用いて，全体定常性能を算出できる数値計算モデル（モデル）を構築した．センサや投入部品の影響を考慮し，代表的な飛行条件でおこなった試験結果とモデルの算出値を比較することで，モデルの妥当性を示した．

Fig. 10 にモデルの検証プロセスを示す．試験結果をモデルの算出値と比較し，両者に差異が認められる場合には許容誤差に収束するまでモデルの調整をおこなう．ここで用いる主要パラメータは低圧軸回転数（N1），高圧軸回転数（N2），燃料流量，高圧タービン出口温度（Interstage turbine temperature：ITT）である．

モデルを検証するために，試験を実施したエンジンに加えた変更の影響を考慮した．これらは主に試験エンジンを構成する部品のばらつきとエンジン内に設置されたセンサによるものである．これらの影響を単体試験結果や数値流体解析結果から算出した．

モデルの算出値と試験結果の比較をおこない，モデルから試験エンジン固有の影響を取り除くことで量産エンジンモデルを得た．

Fig. 11 に ATF 試験エンジンに対応するモデルの算出値（実線）と，ATF 試験結果（プロット）を示す．このグラフは試験状態が異なるデータを複数含んでおり，それぞれの予測値と試験結果が一致していることがわかる．

このように高空試験結果にて検証されたモデルを用い

て，全体定常性能がオペレーティングエンベロープ内全域で要件を満足することを確認した．

5.2. 加減速応答試験

高度，機速，エンジンの外部負荷条件を変化させ加減速応答試験を実施した．例えば急加速は，航空機のゴーアラウンド等の状況においてパイロットが要求する推力を発生させるために必要となる．

Fig. 12 に急加速時のエンジン挙動の一例を示す．加速応答試験では加速時間と ITT が要件内であることを主に評価し，減速応答試験では減速時間を主に評価した．他の評価と合わせて Fig. 3 に示したオペレーティングエンベロープ内において加速，減速共に要件を満足していることを実証した．

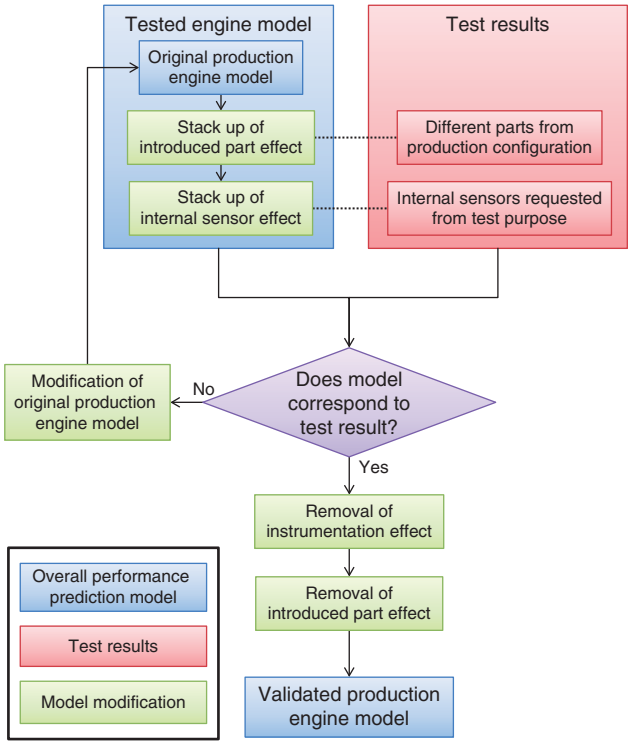


Fig. 10 Validation process of performance prediction model

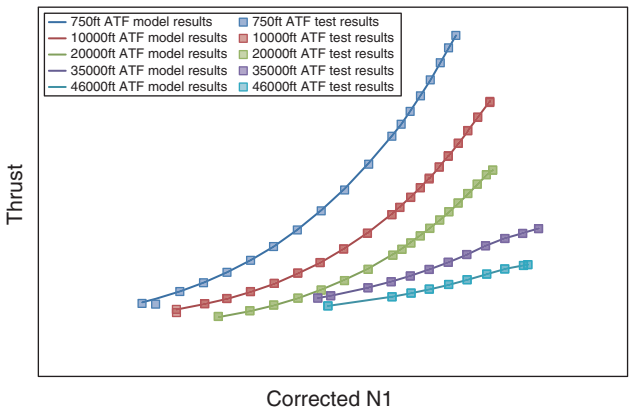


Fig. 11 Comparison between ATF model results and ATF test results

5.3. サージおよびストール試験

圧縮機のサージマージンを確認する試験をおこなった．本節では高圧圧縮機のサージ試験について述べる．通常加速時のサージマージンを確認するために，加速時の燃料流量を通常より増量することで意図的に圧縮機のサージを発生させた．このときエンジンの過温度を回避するため，ねらいの回転数付近で特に燃料流量を増量させた．

実際にサージが発生した例を Fig. 13 に示す．高圧圧縮機出口圧力 (P3) の急激な低下がサージの発生を示している．

Fig. 14 に高圧圧縮機のサージラインと作動ラインの概念図を示す．加速時における作動ラインは，図中 (A) と (B) に示すようにサージ領域に寄りながら最終的にテイクオフの作動ポイントに到達する．また，加速率が大きければ大きいほど，作動ラインはサージラインに対して接近する方向に移動する．図中の (A) は Fig. 12 に相当する通常の急加速操作を示しており，単体試験でのサージラインに対してマージンを持っている．これに対して (B) は意図的に燃料流量を増量してサージを発生させた際の作動ラインで

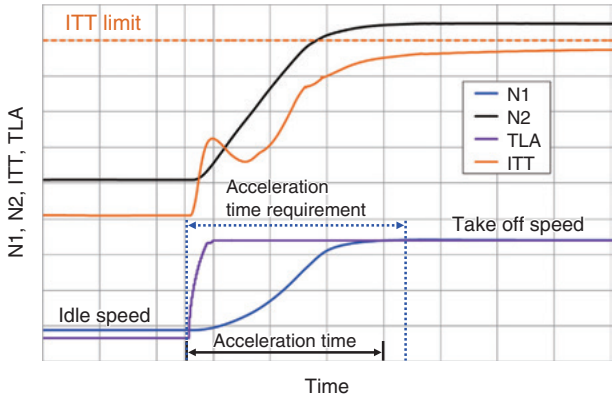


Fig. 12 Quick acceleration from idle

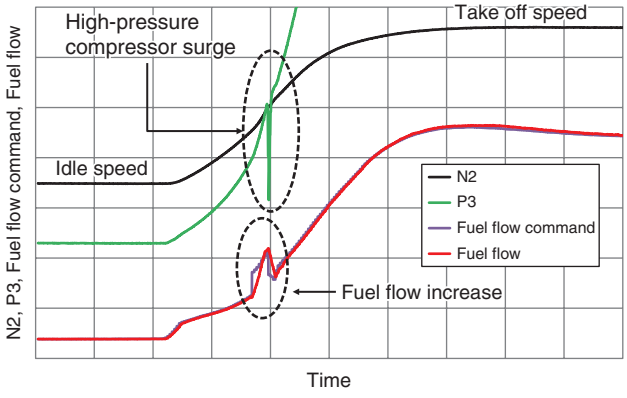


Fig. 13 High-pressure compressor surge test

あり，単体試験のサージラインを超えた後にサージが発生している．

エンジンの入口大気条件，回転数領域等を変化させることで実エンジンのサージラインを特定した．これを通常加速時の作動ラインと比較し，さらに飛行条件や外部負荷条件などによる作動ラインの変化を考慮することで十分なサージマージンが確保されていることを検証した．

5.4. 高空再始動試験

高度と機速を変化させ高空再始動試験を実施した．第３章で述べたように，高空再始動の種類として３種類の始動シーケンスを定義した．

まず SAAS について Fig. 15 に示す．図中の N2 しきい値は，燃料流量を制御できる下限回転数である．この図の場合，始動前の N2 がしきい値以下なので再始動にはスタータが必要である．その後スタータアシストにより N2 が上昇し，ある回転数に到達した時点で着火により ITT が上昇している．続いて N2 がさらに上昇し，最終的に定常アイドル状態に到達した．この間 ITT はリミットを超過しておらず，正常に始動が完了した．

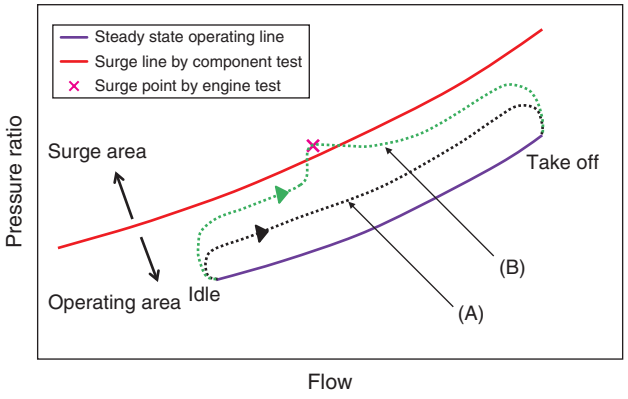


Fig. 14　Simple schematic of high-pressure compressor surge and operating line

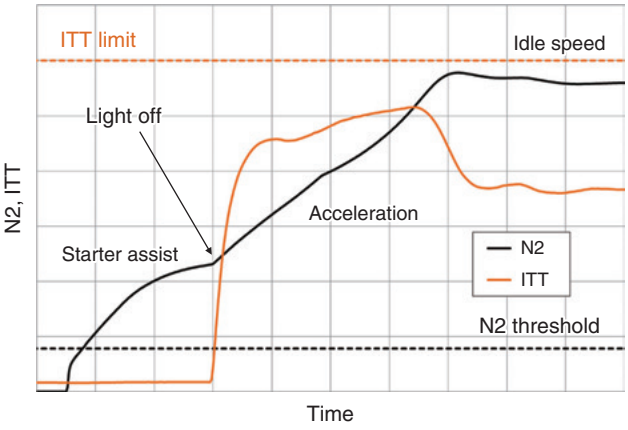


Fig. 15　SAAS

次に SSWM を Fig. 16 に示す．始動前は定常ウィンドミル状態であり，ITT と N2 が静定している．N2 がしきい値よりも高いため，その後スタータを使用せず着火に成功している．最終的に ITT の過温度も無く始動が完了している．

最後に QWRL を Fig. 17 に示す．図に示すようにエンジン停止操作後短時間で再始動を開始した．このため SSWM 同様始動前の N2 がしきい値を超えており，スタータアシストは必要ない．このケースも ITT の過温度無く始動が完了している．

ATF 試験，FTB 試験合わせて 300 回以上の高空再始動試験を実施し，Fig. 4 の実線で示す再始動領域を検証した．

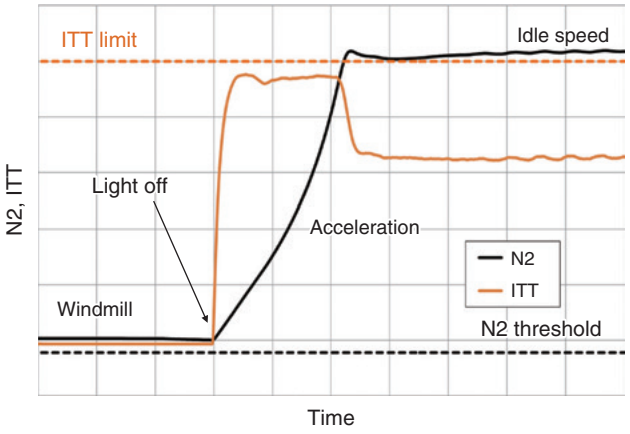


Fig. 16　SSWM

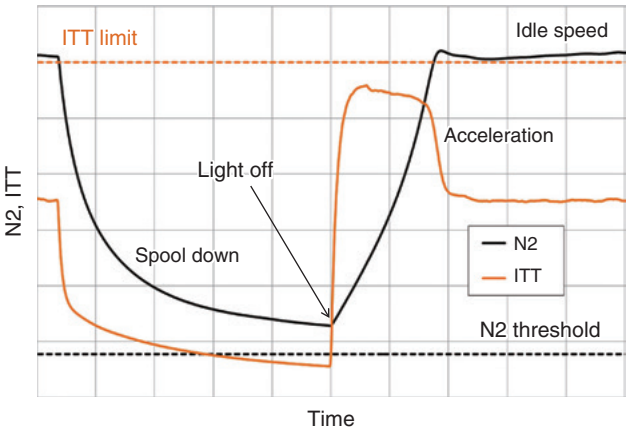


Fig. 17　QWRL

6．まとめ

地上設備にて高空状態を模擬する ATF と，実飛行試験が可能な FTB を用いて HF120 の高空特性試験を実施した．FTB 試験にあたっては小型ビジネスジェット機の片側エンジンを HF120 に換装し，多様な試験項目を評価す

るため合計 800 チャンネル以上の情報を計測できる飛行試験システムを構築した．ATF 試験と FTB 試験の結果を用いてオペレーティングエンベロープ内の高空特性を検証した．

参考文献

(1) http://world.honda.com/news/2009/c091019GE-Honda-HF120-engine/, 2010/3/25

■著　者■


石 川 克 正


笠 井 憲 男


池 田 法 史


高 松 郁 夫

高効率，高比流量のファンと遠心圧縮機の空力技術

Aerodynamic Technologies for High-efficiency and High Specific-flow-rate Fan and Centrifugal Compressor

田 中 久 人* Hisato TANAKA
小 穴 峰 保* Mineyasu OANA

要　旨

低燃費と高推重比をねらったHF120ターボファンエンジンの開発に先立って，高効率かつ高比流量のファンと遠心圧縮機を成立させる空力技術を開発した．

ファンでは，衝撃波によって生じる圧力損失の低減に着目し，スウェプトファンの設計をおこなった．数値流体解析により，スウェプトファンの翼前縁と通路の衝撃波による圧力損失の低減と，スパン全域での断面効率の向上を予測した．その後スモールスケールリグ試験をおこない，HF118ターボファンエンジンのファンに対し，エンジンの代表的な三つの運転条件である離陸，上昇と巡航で効率1.5%以上の向上と入口比流量2%の向上を達成した．

遠心圧縮機では，出口比流量増加による空力負荷の増加に対して，境界層の薄い翼前半部分で空力負荷を増加させた翼形状を設計し，数値流体解析により高効率を確認した．その後スモールスケールリグ試験をおこない，HF118ターボファンエンジンの遠心圧縮機に対し巡航条件で，出口比流量7%の向上と効率0.8%の向上を達成した．

本稿で先行開発した空力技術は，HF120ターボファンエンジンのファンと遠心圧縮機の空力設計に投入されている．

ABSTRACT

This paper describes the development of aerodynamic technologies for a high-efficiency and high specific-flow-rate fan and centrifugal compressor during the preceding research for the HF120 turbofan engine in order to achieve low specific fuel consumption and high thrust-weight ratio.

For the fan, a swept fan blade design was selected to decrease the pressure loss from shock waves. Computational Fluid Dynamics analysis provided an estimate of the decreased pressure loss from shock waves at swept fan leading edge and flow passage, and the efficiency enhancement throughout the span. Small-scale rig testing indicated that the newly designed fan improves efficiency by 1.5% or more and inlet specific flow rate by 2% in comparison with the fan of the HF118 turbofan engine, in three typical operating conditions: takeoff, climb and cruise.

For the centrifugal compressor with increased aerodynamic loading from higher exit specific flow rate, a new blade configuration was designed to raise aerodynamic loading at the forward area of the blade where the boundary layer is thinner, followed by a confirmation of high efficiency via Computational Fluid Dynamics analysis. Small-scale rig testing indicated enhancement of exit specific flow rate by 7% and efficiency by 0.8% in cruise condition in comparison with the centrifugal compressor of the HF118 turbofan engine. The aerodynamic technologies described in this paper have been incorporated into the fan and centrifugal compressor of the HF120 turbofan engine.

1．まえがき

Hondaは1986年から小型ジェットエンジンの基礎研究をおこない，2003年にHF118ターボファンエンジン（HF118）[1]の単独開発を完了した．2006年からは，General Electric社（GE）と，HF118をベースとしたHF120ターボファンエンジン（HF120）の共同開発を開始し，2013年に米国連邦航空局の型式認定を取得した．

HF120のエンジン構造をFig．1に示す．HF120はHF118からさらに低燃費と高推重比をねらったエンジンである．

より少ない燃料流量で大きな推力を発生させて低燃費と

＊航空機エンジンR&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_4

するには，エンジン各部の空力部品の効率向上が重要である．またエンジン重量を低減しながらより大きな推力を発生させて高推重比とするには，空力部品の前面投影面積を小さくしながらより多くの流量を飲み込む比流量向上が重要である．

HF120 の推力の大部分はエンジン前方に位置するファンの流量に比例し，また HF120 のエンジン全体圧力比の大部分は遠心圧縮機によって発生している．このためエンジンを構成する空力部品の中でも，ファンと遠心圧縮機は，特に重要な役割を持っている．

本稿では，高効率かつ高比流量なファンと遠心圧縮機を成立させるための空力技術について，設計方針，数値流体解析による性能予測と，スモールスケールリグ試験による性能実証を紹介する．

GE と共同開発した HF120 のファンと遠心圧縮機は，Honda が主に空力設計を担当しており，本稿で述べる空力技術を投入して設計されている．

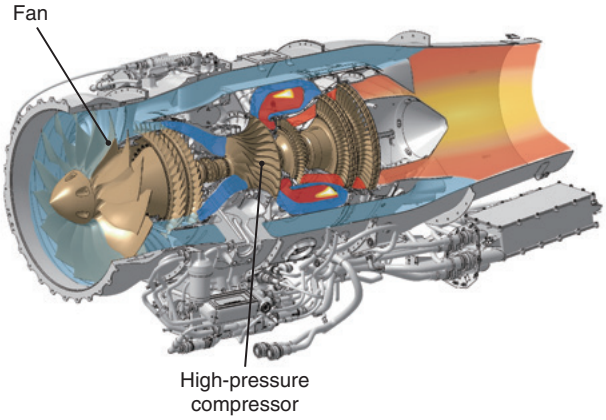


Fig. 1　HF120 turbo fan engine features

2．開発のねらい

HF118 に対して HF120 はさらなる燃費と推重比の向上をねらっている．先行研究ではファンと遠心圧縮機に対してそれぞれ，1.5% および 0.5% の効率向上と，2% および 6% の比流量向上を目標とした．

なお，比流量の算出に用いる前面投影面積は，エンジン重量への影響が大きい最外径で定義する．ファンでは入口面積を用いた入口比流量で定義し，遠心圧縮機では出口面積を用いた出口比流量で定義する．HF118 の遠心圧縮機の軸方向位置でのエンジン外径は，Fig. 2 から見て取れるようにエンジン入口外径より大きく，最大径となっているため，遠心圧縮機出口の小径化は，推重比の向上にとって重要な技術である．

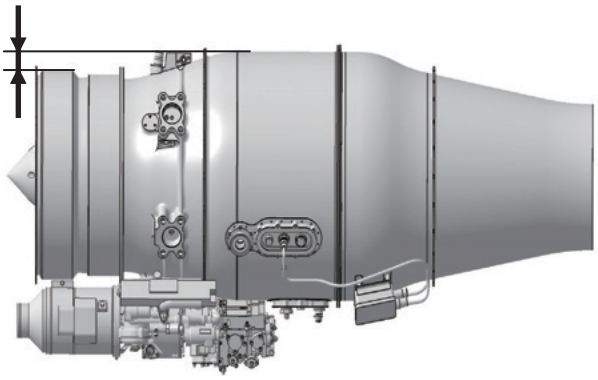


Fig. 2　Engine side view of HF118

3．ファンの空力技術

3.1. ファンの設計方針

ファン動翼の設計において従来からおこなわれてきたのは，異なる半径位置で翼の断面形状を定義し，各断面の重心位置が一致するように半径方向に重ね合わせて，ファン動翼が回転する時の遠心応力の抑制を重視した方法である．この方法により設計した HF118 のラジアルファンをエンジン前方から見た形状を Fig. 3(a) に示す．

ファン動翼に流入する空気の相対速度は超音速であり，ファン動翼を通過する際に衝撃波が発生すると，圧力損失が生じる．衝撃波は流入空気に対する角度が 90 度のときに最も強く，圧力損失は最大となり，効率も大きく低下してしまう．ラジアルファンでは，流入空気に対するファン動翼前縁のスウェプト角は，翼根元から翼端まで 90 度に近い角度でほぼ一定であるため，ファン動翼前縁に生じる圧力損失が大きい．

そこで，ファン動翼前縁に生じる圧力損失を低減させるために，翼根元から翼端までのスウェプト角を 90 度からずらして複合的に変化させたスウェプトファンを設計した．Fig. 3(b) にこの形状を示す．ラジアルファンとは異なりスウェプトファンでは各半径位置で翼断面の重心位置はかならずしも一致していないが，各断面の翼形状と翼厚を考慮した設計手法を組合せて，遠心応力を許容値以内に収めている．

3.2. ファンの性能予測

スウェプトを適用して設計したファン動翼に対して，弊社開発の数値流体解析ツール[(2)]を用いて性能予測をおこなった．

設計点の一つである巡航条件におけるラジアルファンおよびスウェプトファンの解析結果を Fig. 4 に示す．これらは Fig. 3 に破線で記した 80% スパンの円筒面上での相対マッハ数等高線図である．ラジアルファンに比べてスウェプトファンは，緑丸で示す翼前縁と青丸で示す通路に発生している衝撃波の等高線密度はともに低くなっており，こ

れら二つの領域で衝撃波が緩和され，圧力損失が低減していることがわかる．

また同じ条件での，スパン方向の効率分布を Fig. 5 に示す．Fig. 4 で示した衝撃波の緩和によって，80% スパンの効率は 2% 改善している．90% スパン以上の翼端側では翼端の隙間から生じる漏れ流れの影響により差が見られないが，0% スパンから 80% スパンまでの広い領域にわたって，設計のねらい通りに効率を向上させることができた．この効率分布をスパン方向に積分し，これまでの数値流体解析と試験の相関を用いると，ファンの効率向上は約 1.5% となり，効率目標は達成可能と判断した．

さらにスウェプトファンでは，衝撃波の緩和によって圧力損失が低減されるだけでなく，衝撃波後方の境界層の発達も抑制されるため，2% の比流量向上目標も達成可能との見込みが得られた．

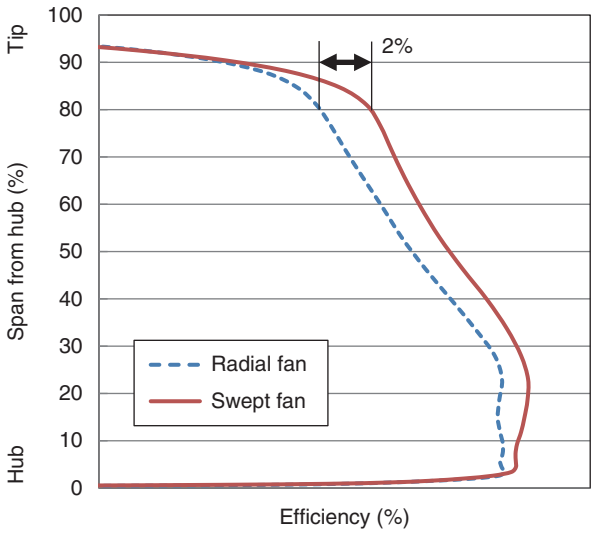


Fig. 5　Span-wise efficiency distribution of fan rotor exit

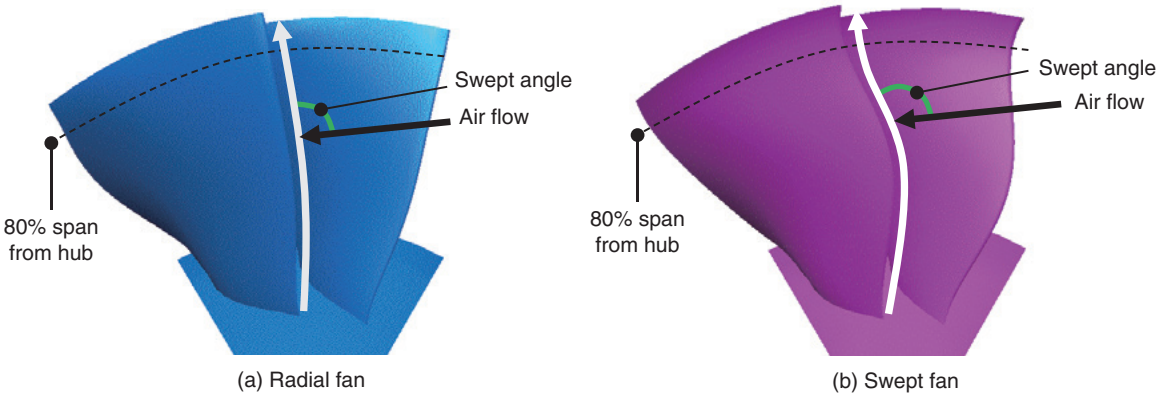


Fig. 3　Front view of fan rotor

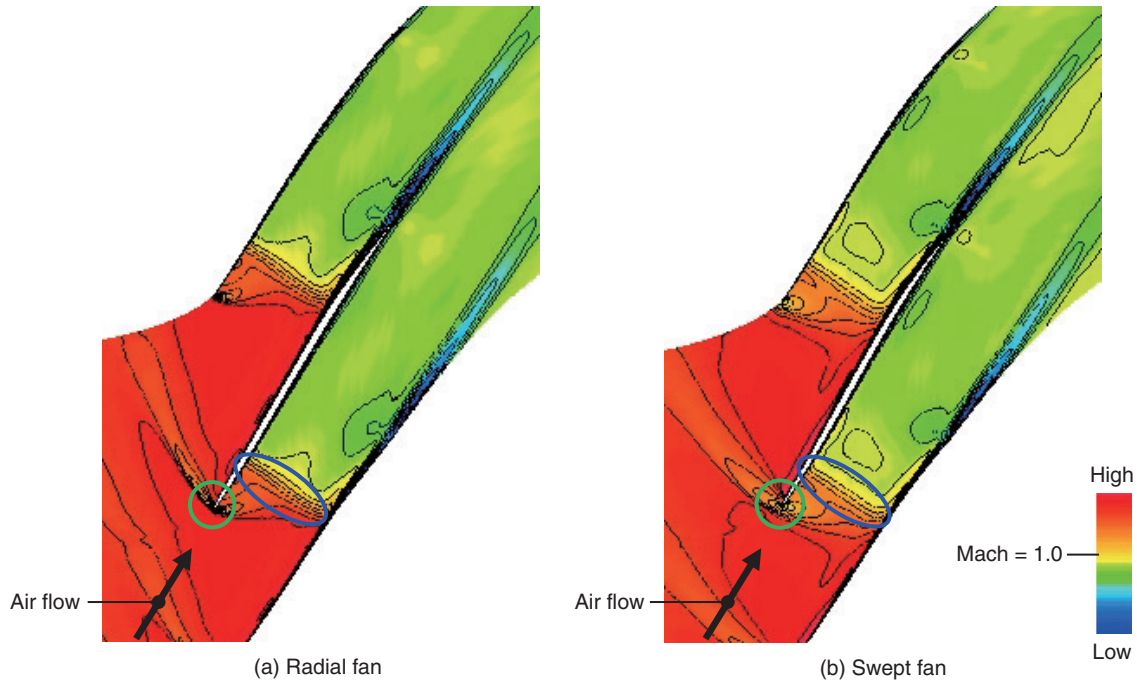


Fig. 4　Mach contours of fan rotor at 80% span from hub

3.3. ファンの性能実証

数値流体解析による性能予測を完了したファンは，加工時間と試験実証までの開発期間の短縮を図り，スモールスケールの試作品で空力性能試験をおこなった．

スモールスケールのファンに要求される形状精度は，エンジンサイズの形状精度よりもスケール倍だけ小さな値となるため，加工精度に注意して試作品を製作した．本ファンに対しては，3次元計測器による評価をおこない，空力試験に必要な形状精度を満足することを確認している．

ファン出口では周方向やスパン方向に分布を持つ圧力や温度を多点計測し，さらに他の計測手法も組み合わせて多面的に評価をおこない，計測精度を確保した．

試作したスモールスケールのスウェプトファンの形状外観を Fig. 6 に示す．またスモールスケールリグの試験設備を Fig. 7 に示す．

エンジン運転の代表的な離陸，上昇，巡航の三つの運転条件での，ラジアルファンとスウェプトファンの効率マップを Fig. 8 に示す．スウェプトファンに投入した空力技術により，ピーク効率は各運転条件でそれぞれ目標である1.5% 以上向上し，広いエンジン運転条件にわたって効率の向上目標を達成できていることが確認された．また入口比流量は 2% 向上しており，比流量も目標を達成している．リグではこの他にもエンジン運転に必要な多くの条件でファン試験をおこない，各条件における要件を満足していることも確認している．

これらの結果から，設計および解析の確からしさを実証できた．



Fig. 6　Swept fan of small-scale rig

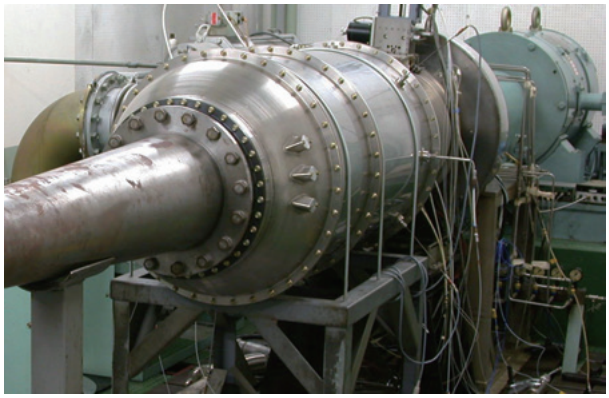


Fig. 7　Small-scale rig of fan

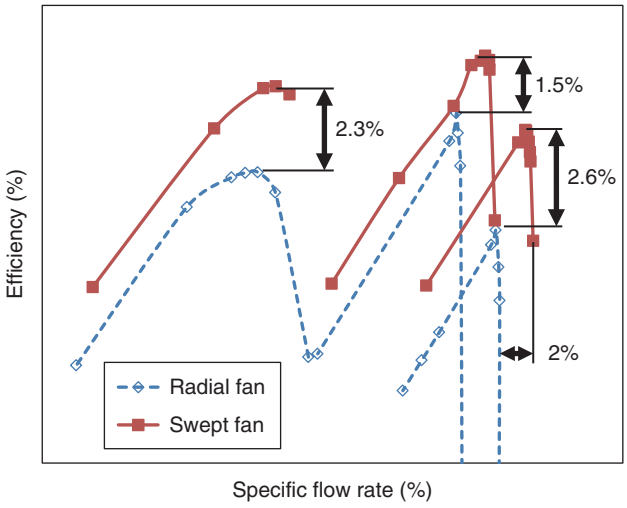


Fig. 8　Fan efficiency of small-scale rig

4．遠心圧縮機の空力技術

4.1. 遠心圧縮機の設計方針

HF120 に先立って研究をおこなった高比流量型の遠心圧縮機は，Fig. 9 の概略図に示すように，HF118 に適用していた Honda の従来型遠心圧縮機[3]よりも外径を小さくして比流量を増加させた設計のため，動翼の空力負荷の大幅な増加が必要となる．しかし，翼の空力負荷の過大な増加は流れの剥離等による大きな圧力損失を引き起こし，効率の低下を生じさせてしまう．

そこで，大幅に増えた負荷を動翼の枚数を追加してしきい値以下に抑え，さらに動翼の流れ方向の空力負荷分布を，境界層の薄い動翼の前半部分で増やす翼形状として，圧力損失を低減させ，効率を向上させる設計方針を採用した．

動翼翼端での流れ方向空力負荷分布の概略図を Fig. 10 に示す．高比流量動翼の空力負荷を，流れ方向の 10% から 60% の動翼前半部で大きく増加させた設計としている．

4.2. 遠心圧縮機の性能予測

比流量の 6% 増加を目標として設計した遠心圧縮機に対して，数値流体解析ツールを用いて性能予測をおこなった．従来型遠心圧縮機と高比流量遠心圧縮機のスパン方向の効率分布を Fig. 11 に示す．高比流量遠心圧縮機は空力負荷が増えているにもかかわらず，翼端に近い 90% スパン

の効率は 1.5% 向上し．この他のスパンでも従来型遠心圧縮機と同等以上の効率となっている．

この効率分布をスパン方向に積分し，これまでの数値流体解析と試験の相関を用いると，遠心圧縮機の効率は 0.5% 向上となり，目標は達成可能と判断した．

4.3. 遠心圧縮機の性能実証

数値流体解析による性能予測が完了した遠心圧縮機は，ファンと同様に，加工時間および試験実証までの開発期間の短縮を図り，スモールスケールの試作品で空力性能試験をおこなった．

本遠心圧縮機に対してもファンと同様に，加工精度に注意して試作品を製作し，３次元計測器によって形状精度を確認している．また，リグ試験では，遠心圧縮機の上流および下流の流れの安定した位置で圧力や温度の計測をおこない，精度を確保して試験結果の評価をおこなっている．

試作したスモールスケールの遠心圧縮機動翼の形状外観を Fig. 12 に示す．またスモールスケールリグの試験設備を Fig. 13 に示す．

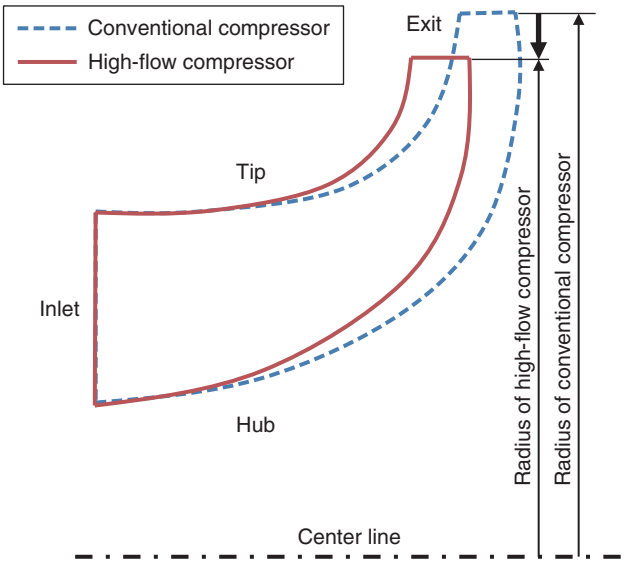


Fig. 9　General side-view of conventional and high-flow centrifugal impeller

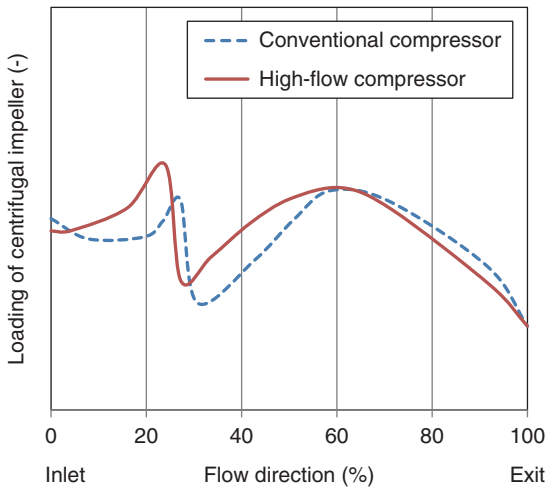


Fig. 10　Loading of centrifugal impeller

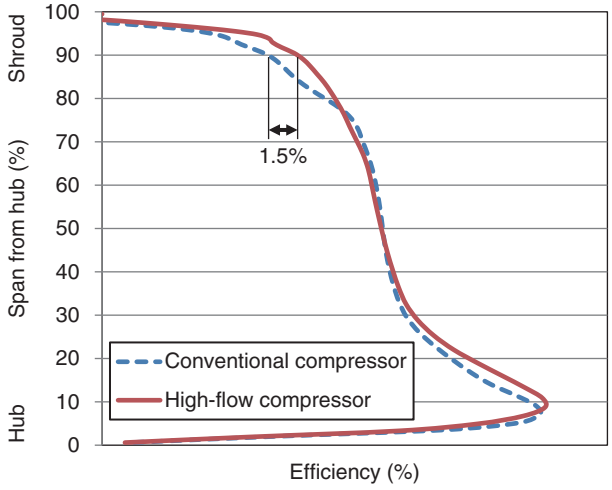


Fig. 11　Span-wise efficiency of centrifugal impeller exit



Fig. 12　High-flow centrifugal impeller of small-scale rig

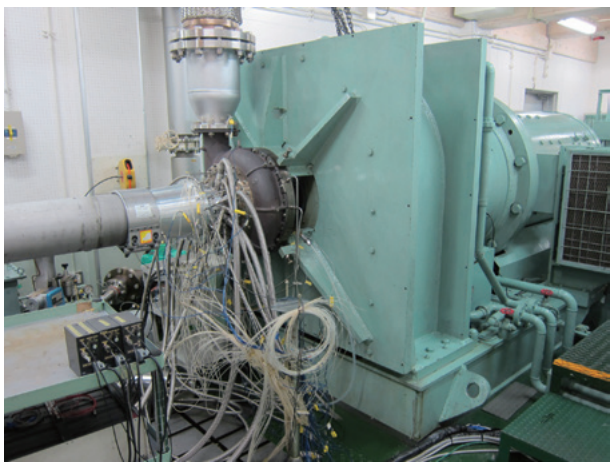


Fig. 13　Small-scale rig of centrifugal compressor

リグ試験で得られた効率マップを Fig. 14 に示す．遠心圧縮機では，運転条件による効率の変化が小さいため，ここでは巡航の一条件のみ示した．ピーク効率は 0.8% 向上し，目標効率を達成している．また，従来型遠心圧縮機の圧力比に合わせて補正した，高比流量遠心圧縮機の出口比流量は 7% 増加し，目標比流量を達成している．リグではエンジン運転に必要な多くの条件で遠心圧縮機の試験をおこない，各条件における要件を満足していることも確認している．

これらの結果から，設計および解析の確からしさを実証できた．

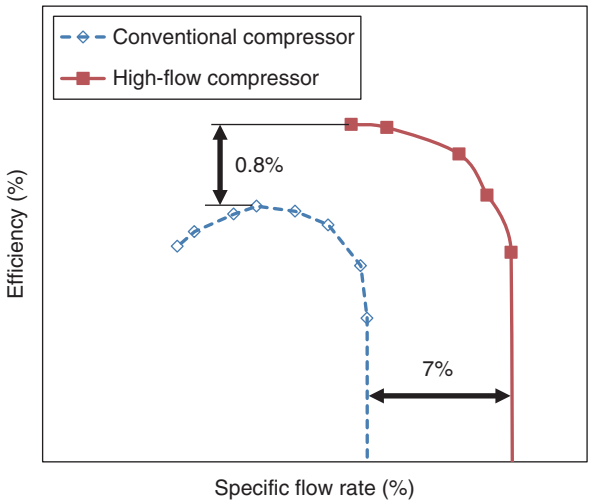


Fig. 14 Centrifugal compressor efficiency of small-scale rig

5．まとめ

HF120 の開発に先立って，高効率かつ高比流量のファンと遠心圧縮機を成立させるための空力技術の研究をおこなった．

ファンでは動翼前縁をスウェプト形状とし衝撃波を緩和させる設計を，遠心圧縮機では境界層の薄い翼前半部で空力負荷を増加させる設計を取り入れた．

数値流体解析による性能予測から，ファンでは衝撃波による圧力損失の低減とスパン全域の断面効率向上を，また遠心圧縮機では 90% スパン付近での断面効率向上を確認した．

その後のスモールスケールリグ試験において，ファンではエンジンの代表的な三つの運転条件で 1.5% 以上の効率向上と入口比流量の 2% の向上を，遠心圧縮機では巡航条件で効率 0.8% と出口比流量 7% の向上を確認し，先行研究の目標値を達成していることを実証した．

参考文献

（1）園田豊隆，野田悦生：小型ビジネスジェット用 HF118 ターボファンエンジンの開発，日本ガスタービン学会誌，Vol.34, No.3, p.165-171(2006)

（2）Arima, T., Sonoda, T., Shirotori, M., Tamura, A., Kikuchi, K.: A Numerical Investigation of Transonic Axial Compressor Rotor Flow Using a Low Reynolds Number k-ε Turbulence Model, Journal of Turbomachinery, Vol. 121, No. 1, p. 44-58(1999)

（3）Oana, M., Kawamoto, O., Otani, H., Yamamoto, Y.: Approach to High-Performance Transonic Compressor Design, Journal of Propulsion and Power, Vol. 20, No. 1, p.164-170(2004)

■著　者■



田 中 久 人



小 穴 峰 保

HF120 ターボファンエンジンの構造設計と検証

Structural Design and Verification of HF120 Turbofan Engine

池 田 純 一* Junichi IKEDA
田 中 貴 文* Takafumi TANAKA
佐 野 竜 史* Ryuji SANO

要　旨

HF120 ターボファンエンジンは，米国連邦航空規則に適合すると同時に，同等推力エンジンの中でトップクラスの燃費および推重比を達成した．これらの目標を達成するために，有限寿命設計に代表される特徴的な構造設計要件が設けられている．CAE による形状の最適化や設計構造の工夫をおこなうことで，HF120 を構成する部品が設計要件を満たし，連邦航空規則に適合することを確認した．本稿では，回転部品からはファンロータを例として挙げ，CFD や数値衝撃解析，固有値解析と実証試験を通して，どのように設計要件および連邦航空規則に適合していることを証明したのか詳細を述べる．さらに，静止部品からは低圧タービンステージ１ノズルを例として挙げ，軽量でコンパクト，かつ低燃費を実現するために採用された構造的特徴の詳細を述べる．

ABSTRACT

The HF120 turbofan engine had achieved top-class low fuel consumption and high thrust-weight ratio in the class of engine with comparable thrust, and at the same time, shown compliance with Federal Aviation Regulations. In order to accomplish these goals, characteristic structural design requirements as typified by life-limited parts design concept have been established. HF120 parts were confirmed to meet these design requirements in compliance with Federal Aviation Regulations by applying methods including CAE optimization and enhanced structural configuration. This paper uses the fan rotor as an example of how the rotating parts in the HF120 was verified to meet design requirements and Federal Aviation Regulations through computational fluid dynamics, numerical impact analysis, frequency analysis and substantiation test. The low-pressure turbine stage1 nozzle is used here as an example of how structural parts achieved lightweight, compact and low fuel consumption.

1．まえがき

General Electric 社（GE）と共同で開発をおこなった HF120 ターボファンエンジン（HF120）は，競争力のある燃費，推重比を達成するとともに，米国連邦航空局（Federal Aviation Administration: FAA）による連邦航空規則に適合していることを証明し，型式認定を取得した．HF120 の設計にあたって，連邦航空規則に適合した耐空性を達成するだけでなく，十分な商品性を獲得するための設計要件が設定されている．本稿では，エンジンを構成する部品の構造設計およびその検証方法について説明する．

HF120 は，高圧，低圧の２本の回転軸を持ち，ファン，２段の低圧圧縮機，１段の高圧圧縮機からなるコールドセクション，燃焼器，１段の高圧タービン，２段の低圧タービンからなるホットセクションで構成されている（Fig. 1）．ファンはエンジン入口に位置し，バイパス流路とコア流路へ空気を送り込む役割を持つ．圧縮機はコア流路の空気をさらに圧縮する役割を持ち，続く燃焼器で燃料が噴射され，燃焼する．さらに下流に位置するタービンで，この高温ガスから回転エネルギーを取り出し，回転軸を通じて圧縮機とファンを駆動する．これらの主要な部品のうち，

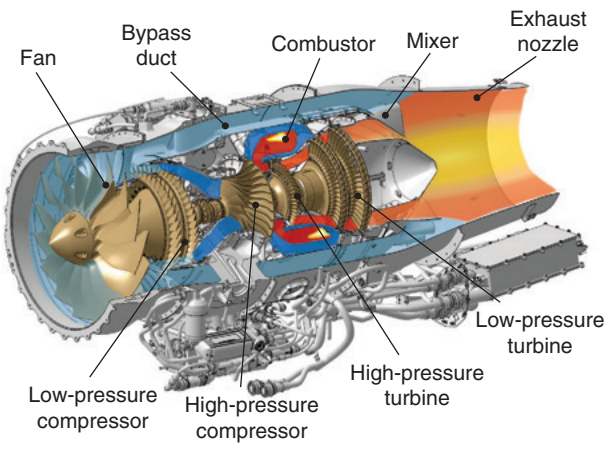


Fig. 1　Cutaway model of HF120 turbofan engine

＊航空機エンジン R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_5

ファンロータと低圧タービンステージ1ノズル(LPT1ノズル)について，詳細を述べる．ファンロータについては，特にCFDや数値衝撃解析，固有値解析，および試験を通した検証方法を記述し，LPT1ノズルについては，構造的な特徴を記述する．また，本稿の最後に，HF120の設計に適用した有限寿命の設計思想についても説明する．

2．ファンロータの検証

2.1. ファンロータの特徴

ファンロータは，異物の吸い込みに起因する損傷や，流入空気の乱れを考慮して設計する必要がある．HF120のファンロータは16枚のブレードとディスクを一体化した軽量なブレーデットディスク形状である．空力性能と構造強度の要件をバランスさせることにより，高効率かつ軽量化を達成した．本章では，ファンロータの特徴的な設計要件であるFan Blade Out(FBO)，Foreign Object Damage(FOD)，高サイクル疲労に関する検証方法とその結果について述べる．

2.2. FBOの検証

FBOとはファンロータのブレードが飛散する現象のことである．米国連邦航空規則[1]には，飛散したブレードが機体を損傷させないこと，ブレード破損後の15秒間スラストレバを動かさずに火災の発生が無いこと，エンジン脱落が無いことなどが定められている．飛散したブレードが機体に損傷を与えないために，設計要件としてブレードをファンケース内に封じ込めるよう定められている．ここでは，この設計要件の検証方法について詳細を述べる．

衝撃解析ソフトウェアを用いて数値シミュレーションをおこなった．Fig. 2に解析モデルを示す．回転するファンロータのブレード1枚をディスクとの付け根付近で破断させるモデルを作成し，飛散したブレードを封じ込めることができるファンケースの形状を検討した(Fig. 3)．GEと弊社で複数の設計案について検討したのち，最も優れた設計案を採用してエンジン試験をおこなった．解析結果と同様に，ファンケースは破断させたブレードを封じ込めることができ，他の法規要求にも適合することが実証された．

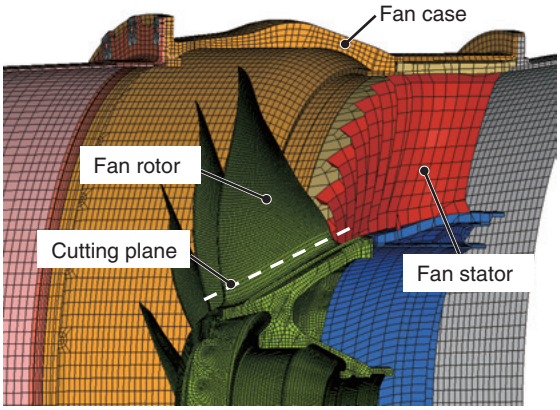
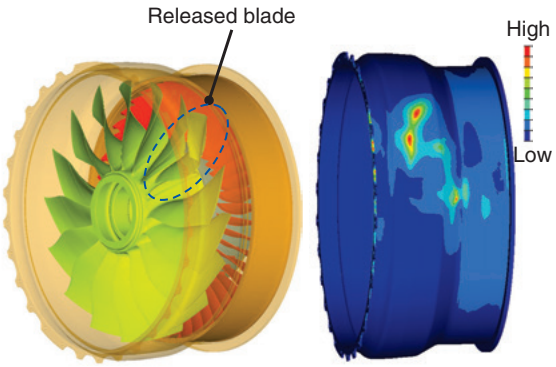


Fig. 2　Cutaway view of FBO analysis model

2.3. FODの検証

ファンロータは，ひょう，氷板，鳥を吸い込んだ場合にも耐空性を保証しなければならない．ここではミディアムサイズの鳥(ミディアムバード)の吸い込みについて述べる．鳥吸い込みはエンジン推力が最大となる離陸時に発生することが多く，安全に離陸するためには必要な推力が確保されなくてはならない．米国連邦航空規則[2]には，検証すべきミディアムバードのサイズと数を規定するとともに，ミディアムバードを吸い込んだ場合の推力低下を25%以内にしなくてはならないと定められている．米国連邦航空規則に沿うように，設計要件でも鳥吸い込み時の推力低下を25%以内にするよう設定している．

この要件に対応するため，鳥吸い込みによるファンロータの損傷を予測する数値シミュレーションをおこなった．Smoothed Particle Hydrodynamics(SPH)と呼ばれるモデル化手法を用いて，粒子で鳥を模擬した．解析モデルをFig. 4に示す．SPHはラグランジュ法に比べて大変形挙



(a) Analysis model　(b) Strain distribution

Fig. 3　Equivalent plastic strain of FBO damaged fan case

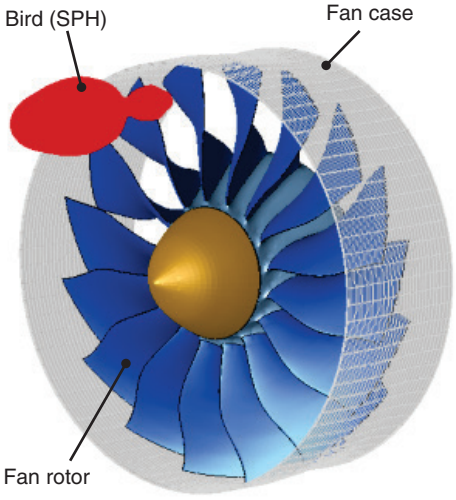
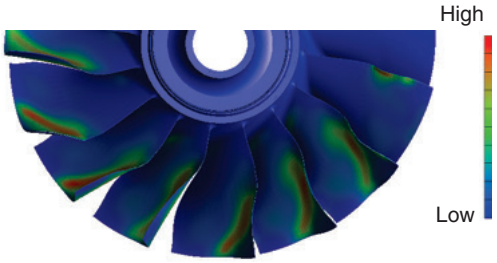


Fig. 4　Bird ingestion analysis model

動の予測性に優れ，鳥とファンブレードの衝突シミュレーションに適している．

さらに，計算時間の短縮化もおこなった．まず，モデル規模と計算精度を両立させるために事前検討をおこない，鳥の胴体部分が衝突するブレードの変形により推力低下することを突き止めた．この検討結果をもとに鳥の胴体部分と接触するブレードだけに注目し他のブレードは剛体要素でモデル化した．この解析の妥当性確認を先行エンジンでおこない，Fig. 5 に示すよう解析結果が実際の試験結果とよく一致することを確認した．

このように開発した解析手法を用いて設計要件を満足する認定仕様のファンロータを決定し，米国連邦航空規則の適合性を実証するために試験をおこなった．Fig. 6 に示すリグ試験でファンロータにミディアムバードを打ち込んだ．その後，損傷したファンロータを用いてエンジンで推力確認試験をおこない，米国連邦航空規則に規定されている推力低下 25% 以内に適合することを証明した．なお，本試験は弊社生命倫理委員会の承認を受けて実施した．



(a) Simulation result (Strain distribution)



(b) Test result

Fig. 5　Comparison between simulation and test

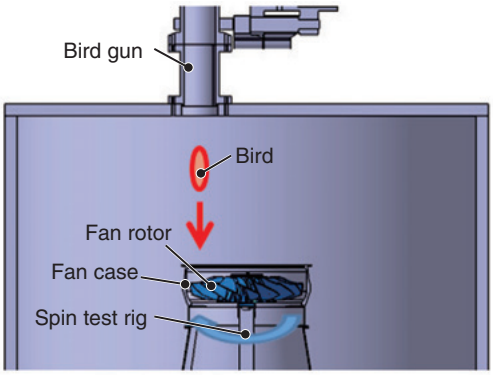


Fig. 6　Bird ingestion test layout

2.4. 高サイクル疲労の検証

ファンロータのブレードはエンジン入口の流入空気の乱れによってエンジン回転数の整数倍の振動数で振動する．また，ファンロータが送り込む空気の流れと後流に位置するファン静翼との干渉によっても振動する (Fig. 7)．米国連邦航空規則[(3)]には，これらの振動による高サイクル疲労で損傷が起こらないことを証明するよう定められている．一般的にブレードを高強度にするとファンロータの重量が増加するだけでなく，他の構造部品の重量にも影響をおよぼす．したがって，ブレードを適切な強度に設計するために，ブレードの高サイクル疲労の評価は，適切な評価精度で慎重におこなわなければならない．

まず数値シミュレーションでブレードのモードシェイプと固有値を予測した．Fig. 8 に代表的なモードの解析結果を示す．次に，エンジン試験においてブレードに貼ったひずみゲージによる応答計測をおこない，解析結果を併用して最大応力値を求めた．こうして求めた運転レンジ内のすべての応答が材料疲労限界より小さいことを確認し，要件を満足することを証明した．

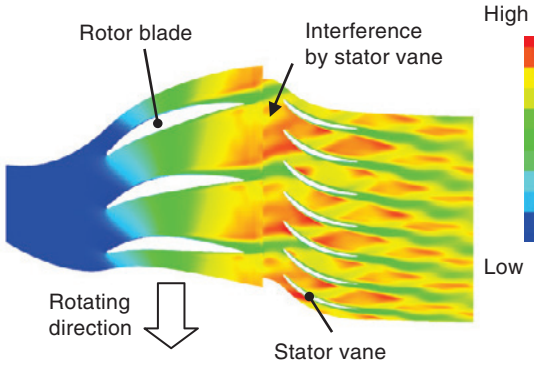
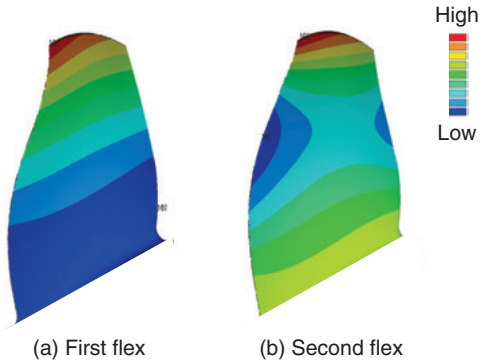


Fig. 7　Total pressure of fan flow



(a) First flex　(b) Second flex

Fig. 8　Fan rotor displacement of typical modes

3．LPT1 ノズルの構造設計

3.1. LPT1 ノズルの構成

HF120 の低圧タービン (Low pressure turbine: LPT) の構成は，2 段である．レイアウトの概要を Fig. 9 に示す．

LPT1 ノズルは，軽量でコンパクトかつ低燃費を実現するために，ベーンの一体鋳造構造を採用した．

3.2. ベーン一体鋳造構造

タービンノズルは，高温環境下で使用されるため熱による負荷が高い．熱による影響を緩和させるために，他の設計では，ベーンは分割構造が採用されている．一方，HF120 の LPT1 ノズルでは，ベーンの一体鋳造構造を採用している．一体鋳造とすることで，軽量かつコンパクトな構造となり，分割部からの燃焼ガス漏れがなくなるため，燃費が向上する．ただし，熱応力を緩和させる必要があるため，対策を実施した．

ベーンは燃焼器を出てきた高温高圧の燃焼ガスに直接さらされるので，ガス温度と同等まで高温になる．一方で，ベーンの内径側は冷却空気に接しているため，相対的に低温となる．この温度分布により生じる高応力を解決するために，二つの対策を実施した．一つ目の対策は，スパン方向とコード方向に曲率を変化させたフィレットの採用である (Fig. 10)．この対策により，応力集中を緩和させつつ，空力性能に影響を与えるベーン形状や流路断面積のバランスをとることができた．二つ目の対策として，Fig. 11 に示すような，ヒートシールドをベーンの内径側に設置した．

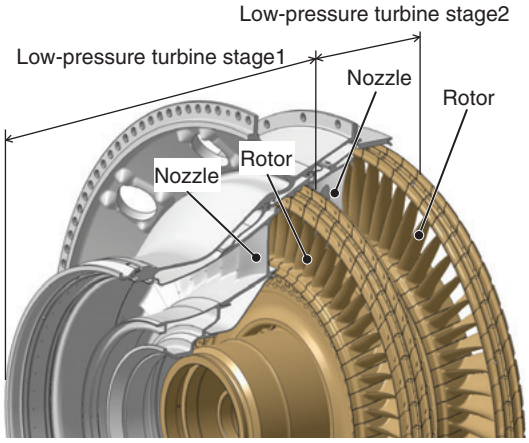


Fig. 9　Turbine module layout

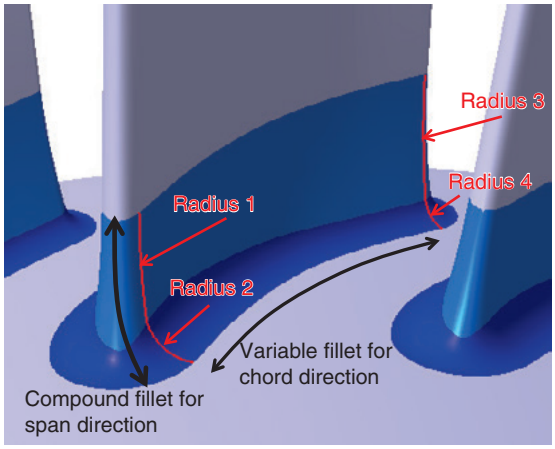


Fig. 10　Vane compound fillet

この対策により，ヒートシールドとプラットフォームで囲まれる領域に中間温度層が形成され，ベーンからプラットフォームの温度勾配を緩和した (Fig. 12)．温度勾配を緩和することで，熱による応力を低減することができた．

そして，タービンレイアウトを構成する，ノズルホルダ，アウタとインナのガス通路，シールホルダ，およびヒートシールドを一体鋳造ベーンに一体化させた．それにより，ガス漏れを回避し，かつ軽量でコンパクトな LPT1 ノズル構造を成立することができた．

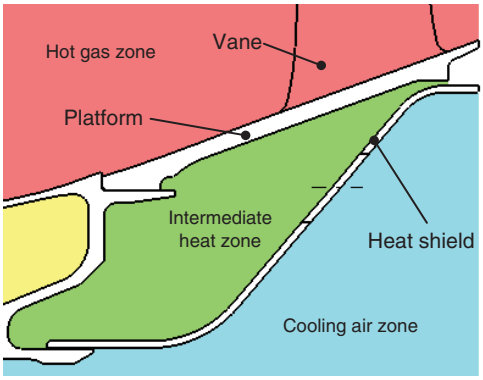


Fig. 11　Heat shield layout

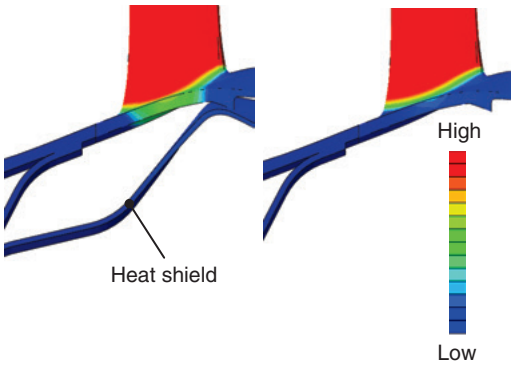


Fig. 12　Metal temperature distribution

4．部品寿命の取扱い

2 章と 3 章では特定の部品に着目して検証方法や設計方法を説明したが，本章ではエンジンを構成する部品共通の設計思想や設計手法について説明する．航空機用エンジンの特徴として，運用マニュアルで定められた範囲内で運転されること，エンジン運用時間が管理されること，オーバホール間隔や修理手順が定められていることが挙げられる．これらの特徴が，設計時の部品寿命取扱いに反映されている．

高効率で軽量なエンジンとするため，一般的に航空用ターボファンエンジンの主要部品は，有限寿命を許容して設計される．き裂発生寿命と，き裂進展寿命それぞれに設計要件が設けられ，両者を達成できるように形状，材

料，インタフェイス，製造プロセス，およびエンジンの運用ルールが決定される．また，重要度や使用環境によって部品の設計要求寿命が異なる．設計寿命と運用中におこなわれるオーバホールの関係を Fig. 13 に示す．多くの静止系部品は一度エンジンに組み込まれたら，エンジンが廃棄されるまで使い続けることを前提に設計がおこなわれる．一方で，重要度が高く，高温，高応力下で運用される一部の部品は，所定の要件寿命を満たすように設計がおこなわれ，飛行記録をもとに消費寿命が管理される．エンジンは，運用マニュアルで記載されたタイミングに検査やオーバホールがおこなわれ，部品の健全性を確認しながら運用される．寿命を迎えた部品は，オーバホールのタイミングで新品に交換される．

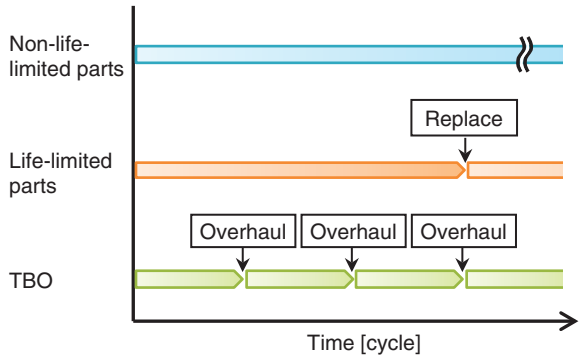


Fig. 13　HF120 life management

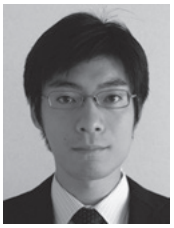
5．まとめ

HF120 ターボファンエンジンの構造的な特徴を説明するとともに，主要な構成部品の代表としてファンロータと LPT1 ノズルについて詳細を述べた．ファンロータの検証では，CAE と実証試験をおこなうことで FBO，FOD，高サイクル疲労の検証結果が設計要件を満たし，米国連邦航空規則に適合していることを確認した．LPT1 ノズルは，厳しい熱環境下で成立する形状の最適化をすることで，軽量，コンパクトで高効率なノズルを実現した．また，エンジンの主要部品に共通して有限寿命を許容した設計思想があり，重要度や特徴よって決められた寿命要求を満足するように設計した．

参考文献

(1) Blade containment and rotor unbalance tests, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 94
(2) Bird ingestion, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 76
(3) Vibration test, 14 Code of Federal Regulations Part 33 Amendment 30 Section 33. 83

■著　者■


池田純一


田中貴文


佐野竜史

HF120 ターボファンエンジンへの CFRP 製静翼の適用

Application of CFRP Stator to HF120 Turbofan Engine

穴藏道秀* 田口収* 吉田州一郎*
Michihide ANAKURA Shuu TAGUCHI Shuichiro YOSHIDA

要　旨

ファン Outlet Guide Vane の候補材料としてアルミニウム合金（A7075）などが挙げられるが，HF120 ターボファンエンジン軽量化の一環として，CFRP 製ファン Outlet Guide Vane を開発した．

本部品の材料には，炭素繊維含有率が 60% 程度の Sheet Molding Compound を採用した．本 Sheet Molding Compound をファン Outlet Guide Vane へ適用するために，米国連邦航空局（Federal Aviation Administration）の材料認定を取得した．

CFRP の軽量特性を活用するために，ファン Outlet Guide Vane の翼とシュラウドを一体成形した．Sheet Molding Compound を採用することで，翼の厚肉部でもプリプレグの積層枚数を 6 枚に抑えることができた上，20 分のプレス時間でニアネット成形部品を製造することができた．その結果，A7075 と比較すると 40% の軽量化，連続繊維で強化した炭素繊維強化熱可塑性樹脂の成形プロセスと比較すると，プレス工程において成形時間を 90% 短縮できた．

ファン Outlet Guide Vane 部品単体に対して，衝撃試験や疲労試験などの評価を実施し，エンジンの認定試験に支障が無いことを前もって確認した．その後，HF120 ターボファンエンジンの認定試験を完了し，CFRP 製ファン Outlet Guide Vane の適用を実現した．

ABSTRACT

Materials such as aluminum alloys (A7075) are often mentioned as candidates for use in the manufacture of Fan Outlet Guide Vane components. As a part of weight-saving of the HF120 turbofan engine, an Fan Outlet Guide Vane made from CFRP was developed.

Sheet Molding Compound containing approximately 60% carbon fiber was used for the Fan Outlet Guide Vane. In order to apply the Sheet Molding Compound to the Outlet Guide Vane, material certification from the United States Federal Aviation Administration was acquired.

To utilize the light-weight characteristics of CFRP, the shroud and vane were integrally molded. The introduction of Sheet Molding Compound permitted the number of prepreg laminations reducing to six, even on the thick vane section, as well as achieving near-net-shape press molding within 20 minutes. As a result, weight was reduced by 40% in comparison with A7075, and press molding process time was reduced by 90% in comparison with the continuous fiber Carbon-Fiber-Reinforced Thermo-Plastic's molding process.

Outlet Guide Vane components underwent assessments such as impact and fatigue testing to ensure the successful completion of engine certification testing. Subsequently with the completion of certification testing, the application of CFRP Outlet Guide Vane in the HF120 has been achieved.

1．まえがき

HF120 ターボファンエンジン（HF120）を構成する静翼の一つであるファン Outlet Guide Vane（OGV）は，ファンロータ後方に位置し，環境温度は比較的低温である．また，他の静翼よりは寸法と重量が大きいため，軽量化効果が望まれる．これらの背景から，HF120 の軽量化の一環として，炭素繊維強化樹脂（Carbon Fiber Reinforced Plastic：CFRP）を OGV に適用することを目的として研究を推進してきた．HF120 の開発では，CFRP の軽量特性を活用するために，翼とシュラウドを一体成形することを目標とした．

＊航空機エンジン R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_6

2．部品構成

HF120 の OGV の位置を Fig. 1 に示す.

OGV はファンロータの後方に位置する静止部品であり，ファンロータから流出した空気に含まれる旋回成分を取り除き，静圧を回復させる役割を担う．OGV から流出した空気は，エンジンコア側とバイパスダクト側に分かれる.

CFRP の軽量特性を活用するために，OGV はシュラウド一体型の翼として設計した．OGV は，高さ 125 mm，幅 85 mm，奥行 50 mm 程度の大きさである．また，翼前縁部にはエンジン入口から吸い込んだ砂などによる摩耗から CFRP の翼前縁部分を保護するための，SUS 製の Leading Edge Protector（LEP）を取り付けた.

42 枚の OGV と 42 組のシリコーンゴム製ラバーブーツ，アルミニウム製インナリングを組み合わせて，OGV アセンブリを構成する．各 OGV はラバーブーツを介して，隣り合う OGV とシュラウド部で結合し，円環形状を形成し，インナリングで固定する．OGV アセンブリの外径は約 480 mm である．OGV アセンブリと OGV の概形を Fig. 2 に示す.

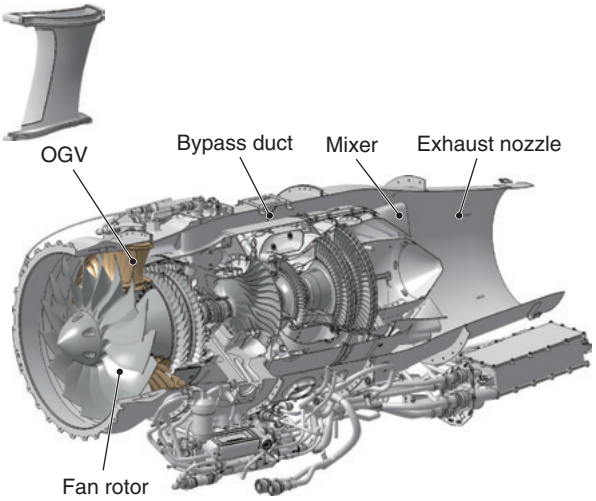


Fig. 1　HF120 OGV location

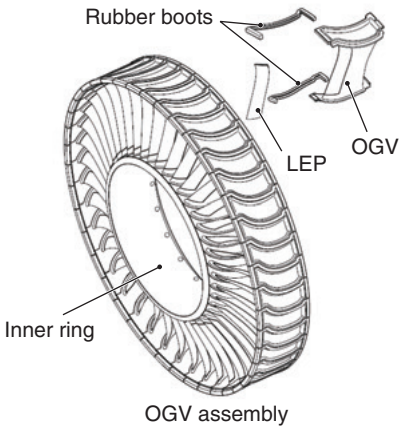


Fig. 2　Configuration of OGV and OGV assembly

3．材料

3.1. 材料構成

OGV に適用した主な構造材料は，母材樹脂であるエポキシ樹脂に，強化繊維である炭素繊維を組み合わせた Sheet Molding Compound（SMC）形態の複合材料である．また，ファンロータから流出した空気に直接触れる面は空力特性に影響するため，表面の仕上がりが滑らかになる平織り材料を使用した.

本 SMC は，一方向強化プリプレグを繊維方向に 50 mm，幅 8 mm に切断した炭素繊維束を無作為に配向，積層し，厚さ約 2 mm のプリプレグシート状にした形態である．SMC の外観写真を Fig. 3 に示す．成形後の SMC の炭素繊維体積含有率はおよそ 60% である.

3.2. 材料の機械的特性と軽量特性

本 SMC および，比較材料として A7075 の静的引張比強度を Fig. 4 に示す．縦軸の値は室温（R.T.）時の SMC の比強度を 100% として整理した割合を示す.

SMC の方が A7075 よりも引張比強度が高いことから，A7075 に対し，本 SMC 材料に軽量化の優位性があることがわかる．本 SMC の軽量特性を活用して OGV に適用することで，A7075 を適用した場合と比較すると，重量を約 40% 削減できた.

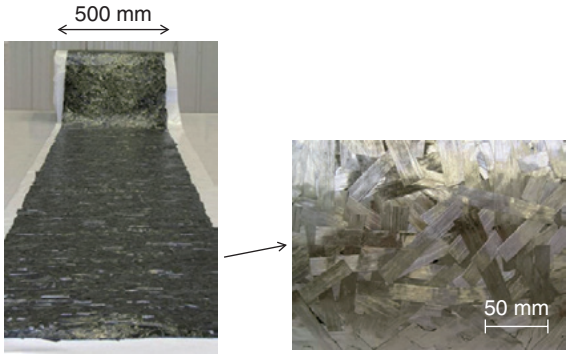


Fig. 3　Carbon-fiber-reinforced SMC

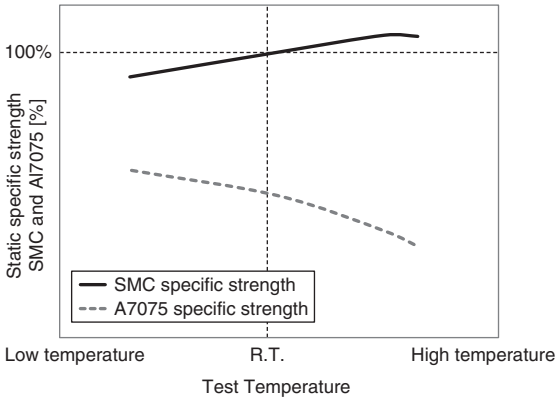


Fig. 4　Comparison of specific tensile strength

SMC は無作為に炭素繊維束が配向された形態であるため，１層あたりの強度や剛性の異方性は，一方向強化 CFRP ほど顕著ではない．また，SMC の最大引張強度は一方向強化 CFRP に劣る．一方で，SMC は繊維が積層方向に入り混じって積層しているため，高じん性エポキシ樹脂を母材とした一方向強化 CFRP よりも層間破壊じん性が高い傾向がある．本 SMC と一方向強化 CFRP のモードⅡ破壊じん性値を比較すると，SMC の破壊じん性値は，一方向強化 CFRP の約２倍の値を示す．比較図を Fig. 5 に示す．

3.3. 本 SMC の新規材料認定

本 SMC は新規材料であるため，航空機エンジン部品に適用するためには，新規材料として米国連邦航空局（Federal Aviation Administration：FAA）の認定取得が必要である．そのために約４年の歳月をかけて，材料の選定から始まり，代表的な機械的特性を調査するための材料試験や評価項目の検討をおこない，材料認定試験を実施した．

材料認定試験では，OGV の評価に必要とされる機械的特性，物理定数や疲労特性などさまざまな項目について評価試験をおこなった．

複合材料の評価試験を実施する場合，同一プリプレグから製作された試験片であっても，成形方法，材料異方性などが試験結果に影響する．そのため，CFRP 板製作方法，試験片加工方法，試験方法に関する仕様書を作成し，その仕様書に基づいて試験片を製作し，材料試験を実施した．材料試験結果から，航空機エンジン部品の設計許容値を算出するためには，MIL 規格[(1)]などに基づく統計処理をおこなう必要がある．

上述のプロセスを完了後，本 SMC の材料試験結果を反映した材料仕様書を作成した．本材料仕様書を元にして HF120 の共同開発パートナである General Electric（GE）社とともに米国連邦航空規則（FAR）[(2)]の要求に基づく新規材料認定用の報告書を作成した．そして，その報告書を FAA へ提出し，本 SMC 材料の認定を受けた．

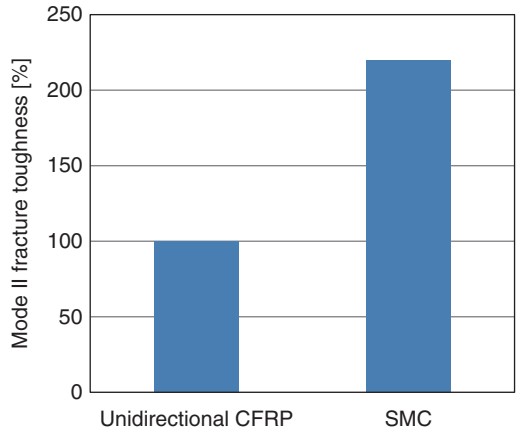


Fig. 5　Comparison of mode II fracture toughness

4．製法

4.1. CFRP 翼のプレス成形

航空機エンジン部品には少量生産で要求精度が高い場合がある．加えて，OGV は厚さが連続的に変化する部品であるため，高い成形自由度が必要となる．本 SMC を OGV に適用した理由の一つに SMC の成形自由度の高さが挙げられる．

OGV の CFRP 部は SMC 成形法で成形した．

SMC 成形法とは SMC の材料ロールから所定形状に切り出したチャージパターンを製品厚さや重量に合わせて複数枚積層して，金型でホットプレス成形する方法である[(3)]．

従来研究では，連続繊維で強化した炭素繊維強化熱可塑性樹脂（Carbon Fiber Reinforced Thermo-Plastics：CFRTP）を 180 分間かけてホットプレス成形しており，チャージパターン数は翼部で 17 枚あった．本 SMC を採用することで，チャージパターン数は６枚に削減し，プレス時間は 20 分とし，連続繊維 CFRTP のプレス時間から約 90% 短縮した．加えて，本 SMC では材料ロールからのチャージパターン切り出し時における繊維の配向角度を厳密に配慮しなくてもよいため，チャージパターンの切り出しレイアウトが容易となった．OGV に適用した SMC 成形法の手順について以下に示す．また，手順の一部について作業風景を Fig. 6 に示す．

（1）材料裁断工程〔Fig. 6(a)〕　SMC および平織り材料からチャージパターンを切り出す．

（2）各チャージパターンの重量測定と材料組み合わせ　SMC のチャージパターンは重量ばらつきがあるため，SMC の各チャージパターンの組み合わせで重量調整をおこなう．

（3）ステージング　樹脂中に含まれる揮発成分を蒸発させる．また，プレス成形中の過度な樹脂流失を防ぐために SMC の硬化を若干進めておく．

（4）レイアップ工程〔Fig. 6(b)〕　SMC および平織り材料のチャージパターンをレイアップ台へ貼り付けてレイアップする．

（5）プレス工程〔Fig. 6(c)〕　OGV を成形する際は２軸の圧縮成形機でプレスをおこなう．

（6）ポストキュア　エポキシ樹脂を完全硬化させるために，加熱炉を用いて一定温度で所定時間保持する．

（7）トリミング工程　プレス工程で生じた樹脂バリをトリミングする．

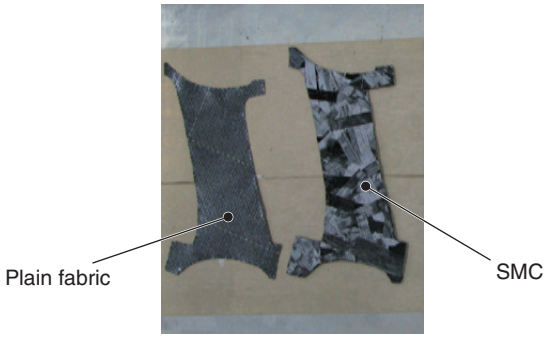
4.2. LEP の冷間プレス成形

厚さ 0.1 mm の SUS シート材を用いて，LEP を成形した．薄板のプレス加工条件を適正化することで複雑形状を有する深絞り形状の LEP を冷間プレス成形することに成

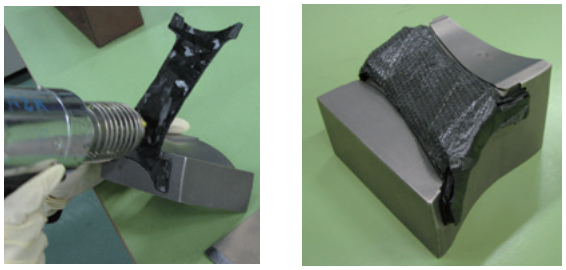
功した．冷間プレス後，トリミングをおこなって最終形状にする．成形後の LEP 単体の写真を Fig. 7 に示す．

4.3. LEP の接着

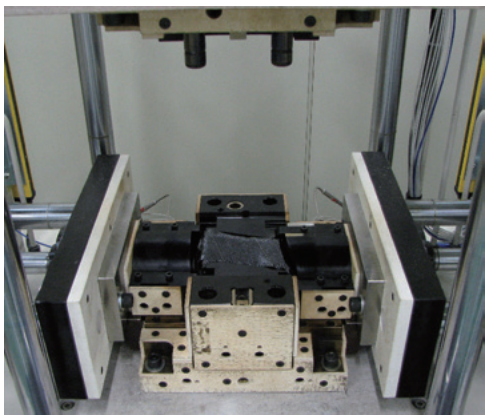
ポストキュアが完了した OGV の CFRP 翼に，成形した LEP を接着する．接着前表面処理として，CFRP 翼の LEP 接着部位はサンドペーパで表面を粗くし，LEP はエッチング処理をおこなう．接着前処理後，エポキシ系フィルム接着剤で LEP と CFRP 翼を貼り合わせる．その後，真空バックで部品を覆い，オートクレーブを用いて接着する．接着後，仕上げとして，接着剤のバリのトリミングをおこなう．LEP 接着後の OGV の写真を Fig. 8 に示す．



(a) Charge pattern



(b) Hand lay-up process



(c) Press molding process

Fig. 6　SMC molding process of CFRP vane



Fig. 7　LEP

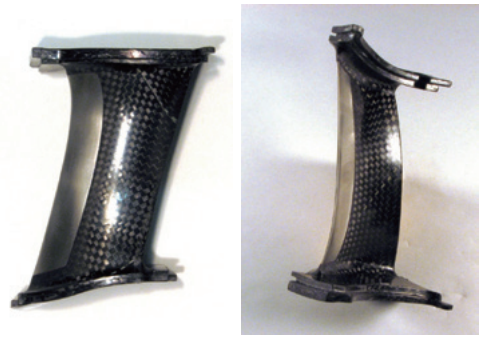


Fig. 8　OGV

5．部品単体試験

エンジンの認定試験に先立ち，部品単体の評価をおこない，認定試験に支障がないことを確認した．

5.1. 評価項目

航空機エンジン部品に本 SMC 材料を適用するためには，耐環境性，耐衝撃性や疲労特性などさまざまな項目の評価が必要である．それらの中でも特徴的な項目は，耐衝撃性と高サイクル疲労特性である．これは，エンジン入口から吸い込んだ異物衝突による衝撃荷重に対する評価と回転部品などから励起される振動による高サイクル疲労負荷に対する評価である．

5.2. 耐衝撃性

OGV には，鳥やひょうなどの異物衝突の可能性がある．これらの外的要因の衝突によって部品の脱落などが起こらないことを目標とした．ここでは，OGV の Hailstorm に対する耐衝撃試験の結果を示す．Fig. 9 に試験風景を示す．

規定の速度で所定の時間ひょうを打ち続けた結果，OGV の CFRP 部のき裂や LEP 部のはく離は認められず，想定されるひょうの衝突に対して耐衝撃性を有することを確認した．

5.3. 高サイクル疲労特性

エンジン運転中，部品に対して生じる振動モードは曲げモードおよびねじりモードである．本試験においては，両方の振動モードに対して疲労試験をおこなった．

部品の固定方法による振動モードへの影響を小さくするために，部品の固定方法は Fig. 10 に示すように，シュラウド部分を樹脂で保持する片持ち固定とした．

次に，ホログラフィで各振動モードでの部品の固有振動数を確認した．ホログラフィによる振動モード形状写真を Fig. 11 に示す．Fig. 11 で確認できる翼表面のしま模様は，固有振動によって部品が変形する際に現れる．部品の変形勾配は，しま模様と直交する方向である．Fig. 11(a) から，翼はスパン方向（長手方向）に曲がっていることが確認できるため，曲げモードであることがわかる．また Fig. 11(b) は，翼がねじれて変形するねじりモードである．



Fig. 9　Impact resistance test

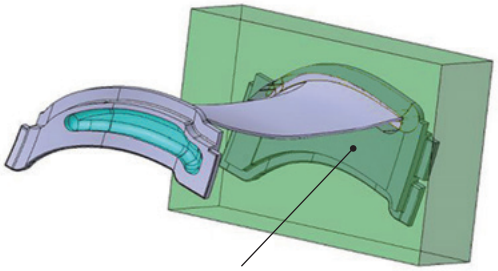
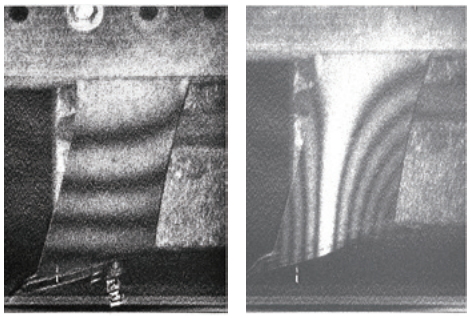


Fig. 10　Cantilever OGV for fatigue test



(a) Bend mode shape　(b) Torsion mode shape

Fig. 11　Mode shape

Fig. 12 に疲労試験の様子を示す．Fig. 12 中の矢印方向に各モードの固有振動数を加えて部品を共振させた．

本試験の結果から，OGV は曲げモードおよびねじりモードにおいて，エンジン認定試験に支障が無い疲労特性を有することを確認した．

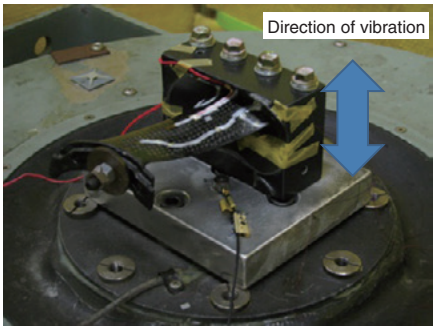


Fig. 12　Fatigue test

6．まとめ

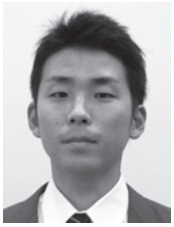
強度特性および軽量特性に優れた CFRP を OGV に適用することでアルミニウムを適用した場合と比べて重量を削減することに成功した．また，従来研究で検討をおこなってきた CFRTP を本 SMC に置換することでプレス時間を短縮した．

部品単体試験結果から，SMC 材料で製作した OGV は，耐衝撃性，耐疲労強度特性などを有することを確認した．

参考文献

（1）Department of Defense: MIL-HDBK-17
（2）Federal Aviation Administration: Federal Aviation Regulations
（3）平野陽三：第Ⅲ編 第２章 SMC 成形法，複合材料活用事典，産業調査会事典出版センター，p.497-501(2001)

■著　者■


穴 藏 道 秀


田 口　 収


吉田州一郎

HF120 ターボファンエンジン 高信頼制御ソフトウェアの開発

Development of High Reliability Control Software for HF120 Turbofan Engine

手塚　誠* Makoto TEZUKA
杉本昇平* Shohei SUGIMOTO
河井圭助* Keisuke KAWAI
神野英章* Hideaki JINNO
赤井勇太* Yuta AKAI

要　旨

航空機エンジン電子制御システムのアプリケーションソフトウェア開発において，一般的にその開発プロセスは，米国航空無線技術協会から発行されたガイドラインであるDO-178Bに適合する必要がある．また，その中でソフトウェア開発時に実施すべきことは，開発組織が独自に定義する必要があり，弊社は，その独自プロセスによりソフトウェア開発を進めた．

アプリケーションソフトウェア開発は，要件定義，設計，実装の設計フェーズと，レビュー，テスト，解析の検証フェーズに分けて実施された．また，日本，アメリカ，メキシコという時差のある地域間での共同開発においては，本プロジェクトのために構築された開発システムを使用して，信頼性を維持しながら文書や設計データの管理および共有を実現した．

弊社は，本ソフトウェア開発を通じて，DO-178Bに適合した高信頼ソフトウェア開発プロセスを確立し，制御システムソフトウェアを含めたHF120ターボファンエンジンの米国連邦航空局による型式認定をGeneral Electric社と共同で取得することができた．

ABSTRACT

When developing application software for an aircraft engine electronic control system, the development process is required to comply with DO-178B, one of the guidelines issued by the Radio Technical Commission for Aeronautics. All activities to be conducted during software development should be defined by each development organization, and Honda developed the software based on the process defined by Honda.

The application software was developed separately during the design phase consisting of requirement definition, software design and software implementation. The verification phase consisted of review, testing and analysis. In addition, Honda established the development system for the project tailored for the joint development between Japan, USA and Mexico with international time differences. Documents and design data could be shared and managed while maintaining the integrity within the development system for this project.

As a result, Honda established a highly reliable software development process for the HF120 turbofan engine control system in compliance with DO-178B. Jointly with General Electric Company, Honda obtained Type Certificate issued by the Federal Aviation Administration for the HF120 turbofan engine, including the engine control system software.

1．まえがき

航空機用エンジンは一般的に生涯運用期間が長く，その制御装置にも耐久性が求められる．また，航空機用エンジンは，センサ等の故障が発生したとしても，その状況に応じて適切な制御をおこない，エンジンを作動させ続ける必要がある．弊社は，HF120ターボファンエンジン（HF120）の制御システムとして，Full Authority Digital Engine Control（FADEC）を採用し，General Electric社（GE）と共同で開発をおこなった．また，HF120制御システムは，運用期間中にも機体メーカや米国連邦航空局（Federal Aviation Regulations Administration：FAA）からの変更要求に柔軟に対応できるよう，エンジン制御の主要特性をソフトウェアで実装している．

＊航空機エンジンR&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_7

また，Fuel Pump Metering Unit(FPMU)やEngine Control Unit(ECU)等のハードウェア，ECUに搭載するオペレーティングシステム(OS)やアプリケーションソフトウェア(AS)が，制御システムの構成部品であり，弊社はASの開発を担当した．さらに，システムインテグレーション，検証およびエンジン適合性の確認もおこなった．

制御ソフトウェア開発は，耐空性を確保するための開発プロセスのデファクトスタンダードであるDO-178B[(1)]を満たすように実施される必要がある．DO-178Bはソフトウェア開発時に実施すべきことを規定するものであるが，実施プロセス自体は各開発組織が独自に定義し，そのプロセスによって作り出されたソフトウェア開発データを客観的証拠として，ソフトウェア開発の適合性が証明される．

本稿は，弊社の構築した航空機用エンジン制御ソフトウェアの高信頼性開発プロセスを紹介するものである．

2．制御システム概要

2.1. 航空機用エンジン制御

航空機用ターボファンエンジンには精度の高い推力制御が要求される．また，エンジンの加減速時には，圧縮機のサージ，ストール，さらに失火を回避しながら，推力応答性を確保する必要がある．

エンジン制御システムは，機体からの要求推力にエンジン状態や外気条件，機体運転条件等を考慮して，必要な燃料流量を決定し，燃料流量は，Fuel Metering Valve(FMV)の位置により決まる燃料流路面積を変化させることで制御される．なお，航空機用ターボファンエンジンは，空気密度が低下する高高度で使用されるため，高高度における低流量域と地上における高流量域の両方で十分な燃料制御精度が必要である．

2.2. 制御システム構成

HF120制御システム構成をFig. 1に示す．システムの主な構成部品は，ECU，エンジンセンサ，FPMU，それらと航空機をつなぐ機体インタフェース部である．

ECUやセンサ類の電装部品は，高信頼性を実現するために二重系の冗長設計としている．ECUはCross Channel Data Link(CCDL)によって，両電気系統の健全性を比較し，より健全な系統を選択してエンジンを制御する．つまり，一系統の電装部品に故障が起きたとしても，即座に故障系統の使用を停止し，残りの系統に切り替えることで，適切なエンジン制御を継続することが可能な構成とした．

FPMUは制御機能を実現するための重要な構成機器であり，主な機能は，燃料を昇圧し，エンジン燃焼器に供給することである．燃料流量制御に使われるFMVやサージとストール回避のためのBleed-off Valve(BOV) Actuator，緊急時燃料遮断のためのShut-off Valve(SOV)は，FPMUに内蔵される．さらにFADECの作動は，基本的にFPMUに内蔵されるPermanent Magnetic Alternator(PMA)によるFADEC専用電源を使用しており，機体電源を必要としない．

推力レバー位置やコックピットスイッチ信号等の推力制御に必要な機体情報は，機体インタフェースを通してECUに伝えられる．また，エンジン運転状態を示す信号は，機体インタフェースを通して機体に送られる．

3．高信頼性ソフトウェアの開発概要

3.1. 制御システム要件

航空機用エンジンの制御システムは，米国連邦航空規則を満足する必要がある．ここには，エンジン制御に対する耐空性基準の規定があり，エンジン推力の基本制御性や耐

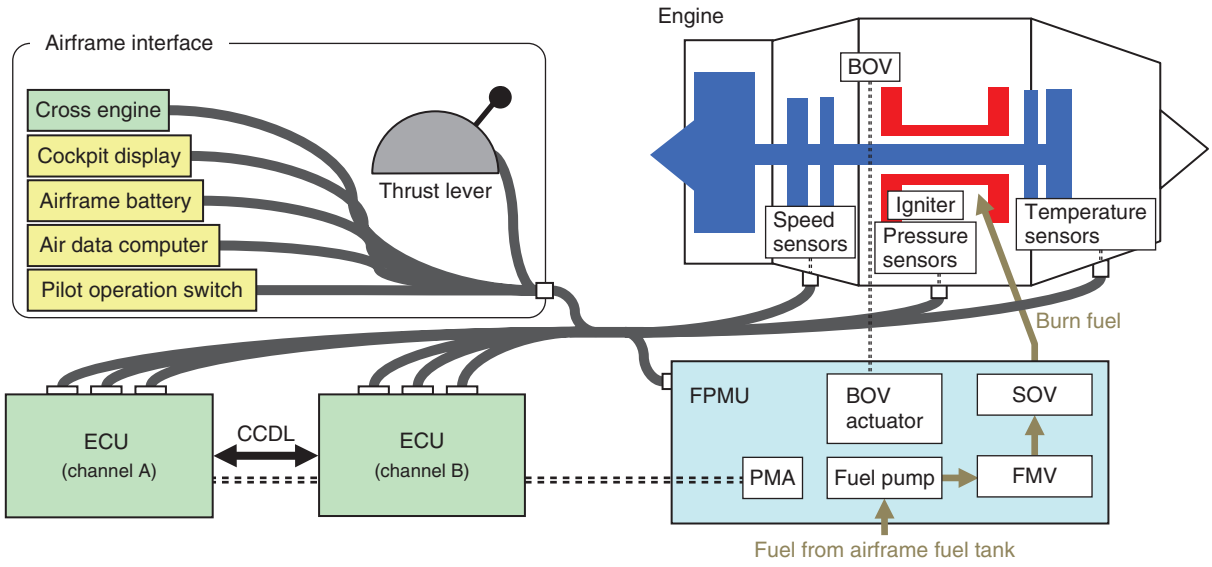


Fig. 1 FADEC system

電磁干渉性，信頼性など，エンジンを安全に運行するための規定が定められている．

機体メーカからは，エンジンシステム要求仕様書や機体エンジンインタフェース仕様書が発行され，これらの上位要件に基づき，エンジンメーカとしてのエンジン仕様書が作成される．これらエンジン仕様書に規定される要件は，制御システム仕様書へフローダウンされ，さらに，ソフトウェア仕様書や詳細設計仕様書へフローダウンされる．

なお，ソフトウェア開発を含めてすべてのコンポーネント開発は，これらの要件に基づきおこなわれる．

3.2. ソフトウェア開発手法

Fig. 2 のＶ字開発フローに従い，ソフトウェアの開発を実施した．左側は設計フロー，右側は検証フローを示す．

このＶ字プロセスで示される個々の作業結果は，構成管理データベースで管理されている．構成管理はソフトウェアのリリース管理，ソフトウェア構成要素のバージョン管理，構成要素の変更に関する変更要求管理から成り立っており，すべての作業に対して，いつだれが何の目的で何をどう変更したのか，といった作業トレーサビリティを記録することを目的としている．

3.2.1. ソフトウェア設計手法

FADEC 開発は定義されたエンジン仕様を受けて，システム要件を定義するところから始まる．FADEC に求められる機能要求および非機能要求を明確にし，ハードウェアおよびソフトウェアの要件が定義できるよう各種インタフェース仕様書を定義する．

HF120 開発において，顧客の要求はシステム要件の一部として定義され，次にこれらシステム要件からソフトウェア要件を定義した．DO-178B に準拠した検証作業では，このソフトウェア要件に対する 100% のテストカバレッジを示すことが求められる．このため，ソフトウェア要求仕様書作成に対して一般的に求められる作法に忠実に従いソフトウェア要件を作成し，すべての要件が検証可能となるようにした．

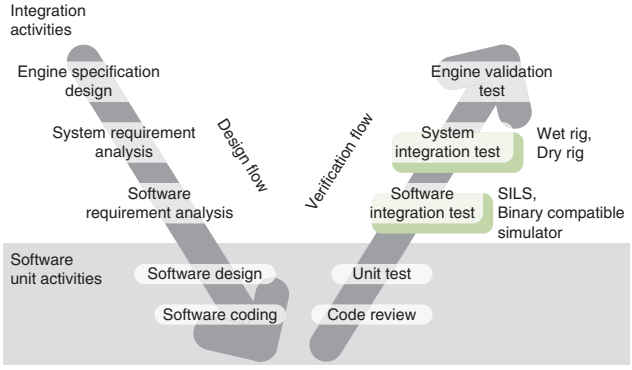


Fig. 2　Software development flow

その後，ソフトウェア要件に基づいて設計，ソフトウェア実装をおこなう．HF120 開発において，ソフトウェアの振る舞い記述に MATLAB/Simulink および Unified Modeling Language を用い，それらのモデルを C 言語で実装した．Simulink で記述されたモデルは，コード自動生成ツールを用いて実装した．

3.2.2. ソフトウェア検証手法

検証作業はソフトウェア開発の大部分を占め，そのやり方自体が制御ソフトウェアの信頼性に影響を与える．検証作業はレビュー，テスト，解析で構成される．Fig. 2 に示したコードレビュー，ユニットテスト，ソフトウェア統合テスト，システム統合テスト，エンジン適合テストが主要な検証作業であり，それ以外に各種解析によって検証作業全体の完全性を確保している．

4．ソフトウェア検証手法および環境

HF120 開発においては，モデル化範囲の異なる四つの統合テスト環境を準備し，各検証作業に最適なテスト環境を選択した．

統合テスト環境は，モデル化範囲によりソフトウェア統合テスト環境とシステム統合テスト環境に分類される．各統合テスト環境のモデル化範囲を Fig. 3 に示す．Software In the Loop Simulation（SILS）とバイナリ互換シミュレータはソフトウェア統合テスト環境に分類でき，ドライリグとウェットリグは，システム統合テスト環境に分類できる．

SILS は，FADEC システムの構成要素すべてをモデル化したテスト環境であり，エンジンプラントモデルとのク

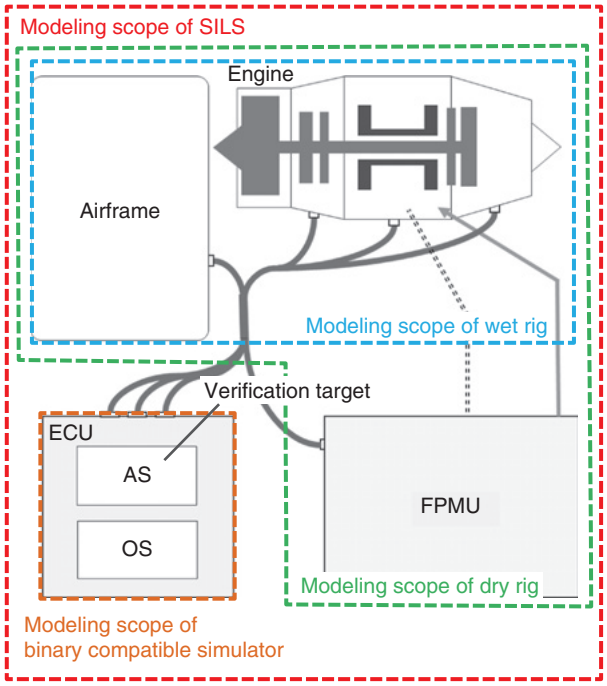


Fig. 3　Modeling scope

ローズドループシミュレーションが可能である．一方，バイナリ互換シミュレータは，エンジンプラントモデルを組み込まず，ECU ハードウェアと OS のみがモデル化されたオープンループのテスト環境として構築されている．

ドライリグは，エンジンプラントモデルの演算結果に基づいて ECU を電気的に駆動できるシミュレータと ECU を組み合わせたテスト環境で，実 ECU を用いたクローズドループシミュレーションが可能である．ウェットリグは，FPMU に実燃料を流してテストできる環境であり，実 ECU と実 FPMU を組み合わせたクローズドループでシミュレーションが可能である．

4.1. ソフトウェア統合テスト

4.1.1. SILS テスト

ソフトウェアの評価を正確におこなうために，シミュレータ設備や ECU のハードウェア特性，ノイズ特性を排除した理想状態のエンジン挙動とソフトウェア挙動のシミュレーション環境が必要となる．また，ノイズ注入テストでは，ノイズ特性を精度よくソフトウェアに注入できるシミュレーション環境が必要である．このようなシミュレーション環境に対する要求を満たすために，SILS を利用する検証手法が採用される．

実際の検証過程においては，推力制御，耐ノイズ性に関する検証において SILS が活用された．推力制御に関する検証では，ソフトウェアのコーディングの完了と同時に SILS を構築し，この SILS 上で高度やキャビン抽気条件などのエンジンの使用条件を網羅し，得られたすべての制御応答が設計要件を満たすことを確認した．次に，実 ECU を含めたドライリグ上で同じ条件のテストを実施し，SILS から得られた制御応答との誤差が許容範囲内であることを検証する．このような二段階のステップを採用することで，理想的な環境上でソフトウェアが要件を満足すること，さらに，そのソフトウェアが実 ECU 上でも要件を満足することを実証できた．

耐ノイズ性の検証では，SILS の特徴を活かし，想定されるあらゆるノイズパターンをソフトウェアに対して正確に注入することができ，さらに，テストの再現性も得られるため，ソフトウェアの耐ノイズ特性を正確にかつ効率的に検証することができた．

4.1.2. バイナリ互換シミュレータテスト

ソフトウェアの要件の中には，ハードウェア特性に依存した内容が詳細に記述される場合がある．たとえば通信やストレージなどのアクセスタイミングなどがこれに該当する．このような要件をテストで確認するには，ハードウェアの挙動を時間精度よく制御できるテスト環境が必要となり，AS の検証における下記の目的を満たすためにバイナリ互換シミュレータを準備した．

（1）ECU の内部故障を任意のタイミングで発生させることができる．
（2）任意のタイミングで任意パターンの通信データを ECU に送り込むことができる．
（3）任意のタイミングでストレージデバイス内の状況を仮想的に確認する．
（4）ECU にロードする AS の実行可能ファイルがバイナリレベルの互換性をもって実行でき，AS の処理結果が実 ECU と完全一致する．

本テスト環境は，ECU の CPU シミュレータ上に，AS とそれ以外のソフトウェアでモデル化されたコンポーネントを統合することで実現され，モデル化対象は OS，ECU ハードウェア，エンジンの一部，およびエンジン診断ツールとした．

この環境において，ECU の内部故障を任意のタイミングで発生させることで，要求に対するテストカバレッジを得ている．代表的な活用事例として CCDL の故障注入テストがある．ECU ハードウェアは，単一のきょう体内部に 2 セットの冗長なボードを持ち，これらのボード間で CCDL 通信を用いて制御データを共有しているが，本テスト環境では，この二重冗長化されたハードウェアと CCDL をモデル化しており，CCDL に対して断線やデータ化けを擬似的に発生させることができる．これによって故障の発生パターンを網羅することができ，システムのロバスト性について確認できた．

上記のような検証時の有用性以外にも，AS と OS の同時開発における本環境の有用性も確認されている．HF120 開発では AS と OS のインタフェースを先に定義して，AS の開発とモデル化された OS の開発を同時に実施し，実 AS と実 OS を統合する前に，モデル化された OS で模擬的な統合テストをおこなった．この事前の統合テストをおこなうことによって，実 OS の受け入れテストの際のインタフェース不整合をスムーズに解決できる．具体的には，実 OS とモデル化された OS を突き合わせることでその振る舞いの違いを洗い出し，それが要件の未達事項なのか，それともインタフェース定義の課題なのかなどを即時に判断することができる．

4.2. システム統合テスト

4.2.1. ドライリグテスト

ドライリグでは，OS と AS を ECU ハードウェアにロードし，ECU に対する入出力信号を制御することでテストをおこなう．ソフトウェア統合テストの優位性は，組み込み対象である電子部品上でのソフトウェアの動作結果が得られる点や，ECU に対する電気インタフェースが任意に設定できる点にある．したがって，ドライリグでの断線や短絡のテストは，ECU を構成するハードウェア，OS，AS 間での複雑な影響伝播の検証を可能としている．

ドライリグの構成を Fig. 4(a) に示す．エンジンモデルの

演算結果に基づきシミュレータから ECU へ電気信号が入力される．ECU からの出力信号は，エンジンモデルへの入力となる．

システム統合テストの信頼性を高めるため，ドライリグテストにおいては約 9 割のテストケースについて自動化をおこなった．さらに，HF120 開発における検証の自動化は，シミュレータの自動操作だけでなく，ECU ハードウェアや OS などのバージョン情報取得や統計的解析をするためのデータストレージ，表やグラフを使ったテスト報告書の作成までを対象とした．このような自動化手法を確立したことで，以下のような観点から，ソフトウェアの高信頼化が実現できた．

（1）人の手では困難な回数のテストを繰り返し実行することができる．これによって，ECU ハードウェアが許容誤差を逸脱した挙動を示さないかどうかを検証でき，テスト結果をもって，ECU およびその制約を受けるソフトウェアの確からしさを確認した．

（2）人の手では設定が困難な短いタイミングでのテストを実行することができる．これによって，現実には発生しづらい複合的な外部条件におけるシステムの振る舞いをテストによって確認した．

（3）完全にテストの再現性が保障され得るという特徴を生かし，開発中のソフトウェア変更に対してその変更との関係性が薄い機能に関するテストも実行した．このテスト結果を変更前のソフトウェアから得られたテスト結果と比較し，その誤差を解析することで変更による影響範囲を特定した．このテスト結果からの影響解析は，OS や ECU の変更があった場合にも適用され，統合システムとしての健全性を監視した．

（4）自動化と同時に標準化も実施することで，テストの高品質化を達成した．具体的には，要件ベースカバレッジを満足できる入力条件や許容誤差の決定方法，さらに報告書の構成やグラフによる信号の見せ方について標準化した．さらに標準化された工程はライブラリとして用意することで，多数の検証者が標準化された工程を取り込めるよう工夫した．

4.2.2. ウェットリグテスト

FMV 制御や SOV 制御等の FPMU に関連する検証は，FPMU をモデル化した環境である SILS やドライリグで実施されるが，エンジンテスト前の最終的な検証として，実 FPMU とソフトウェアを組み合わせて検証するためにウェットリグ環境を構築した．

ウェットリグは，Fig. 4(b) に示すように，実 FPMU と実 ECU，FPMU に実燃料を供給する燃料設備，燃料ノズルを模擬した絞り弁，テストチャンバ，FPMU の駆動に使うモータ，エンジンモデルを模擬するシミュレータから構成される．さらに，燃料設備とテストチャンバは，航空機環境を模擬するために低温から高温まで燃料の温度調整が可能であり，エンジンモデルシミュレータと合わせて，各種の FPMU 運転条件を模擬できる．

エンジンテスト投入前にウェットリグを用いて FPMU 関連制御の機能検証を実施することで，任意の運転条件において，正確かつ効率的に検証作業を完了できた．

4.3. 解析

4.3.1. 要求ベーステストのカバレッジ解析

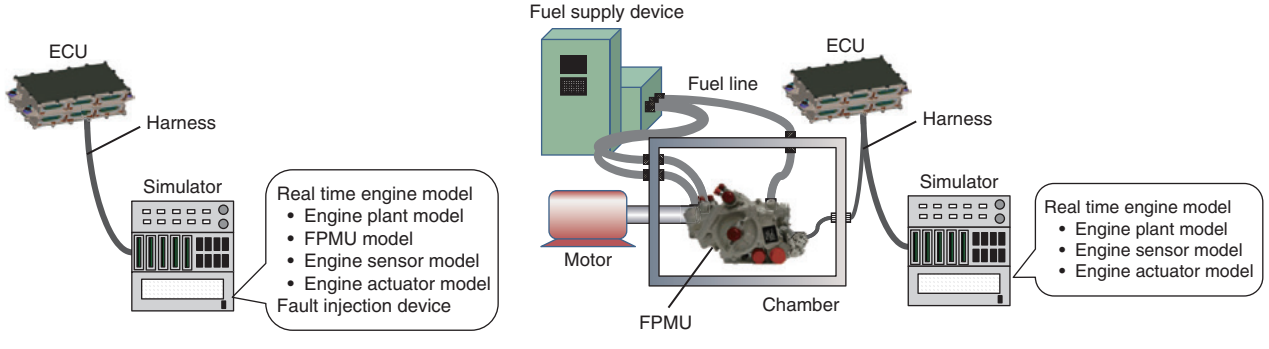
AS の信頼性を確保するためには，要求のテストカバレッジが 100% であることを証明しなければならない．この完全性を示すため，二段階でカバレッジの解析を実施した．

まず，すべての要件に対してテストが設定されていることを確認し，さらにすべての要件がテスト可能であることも確認した．

次に，個別の要件に対するテストの完全性を確認した．着目した観点は以下の三項目である．

（1）実際に起こりうる複数のシナリオがテストされているかという点を確認する．たとえば，エンジン始動条件では，高空始動などを初期状態とする場合も考慮した．

（2）ある二つの状態を仮定したときに，各々の状態における静的な挙動と，境界をまたいで状態を遷移するときの動的な挙動についてテストされているかという点を確認する．特に飛行状態を示す高度，マッハ数，外気温度などのパラメータについては厳しくチェックした．



(a) Dry rig　　(b) Wet rig

Fig. 4　Dry rig and wet rig

（3）通常状態に加えて故障状態もテストされているかという点を確認する．これにより，正常なときと同じ動作が得られるか，もしくは故障状態に対応する適切な処理が動作するかなどをチェックした．

解析過程でカバレッジ不足が判明すれば適切にテスト内容を追加する．たとえば，ドライリグテストを採用している要件に対して，ECU ハードウェアの内部故障に対する追加テストが必要と判断された場合，バイナリ互換シミュレータ環境でのテスト項目を追加することで，100% テストカバレッジを確保した．

4.3.2. 実行時間解析

リアルタイム性が要求される制御システムにおいて，タスクが予定時間内に処理を完了できない場合，その制御対象に影響を与える可能性がある．昨今の組み込みシステムに使用される System on Chip（SoC）には，マルチコア，キャッシュ，各種演算コプロセッサ，といった処理高速化機能がハードウェアとして組み込まれており，これらの機能を使うことでシステムの演算性能は飛躍的に向上する．これを踏まえ，タスクが実 ECU 上で取りうる最大実行時間を求めるために下記の解析を実施した．

まず，SoC の内部状態とその命令セットをシミュレートできる環境を準備し，これを用いて AS の実行ファイルを解析した．この解析によって，ソフトウェアに内在する分岐処理において，どちらを通るべきかを机上で判定し，最大の実行時間を要するソフトウェアの実行経路を求めた．また，その実行経路を通るためのタスクに関連するメモリイメージを解析によって導出し，このメモリイメージを実 ECU 上に投入することで，実際のタスク処理時間およびソフトウェア実行経路を取得した．このソフトウェア実行経路が，解析で導いたものと一致することを確認したうえで，計測された時間を最大実行時間として特定した．

HF120 開発では，CPU の負荷マージンが少ない段階でエンジンのメンテナンス機能の実装を開始した．開発中は CPU の負荷マージンを管理するため，本解析を常時実施した．この解析では，後処理によって個別のソフトウェア機能ごとの CPU 占有率も算出しており，必要以上に負荷の高い処理が実装された場合，その情報を可視化しチームとして共有することができた．CPU 負荷低減に関して，チームで対応案を出し合い負荷を下げるための設計努力を積み重ねた．結果，任意のイベントが任意のタイミングで起きたとしても個々のタスクは所定の時間内に完了できるソフトウェアに仕上げることができた．

5．ソフトウェア構成管理

HF120 制御ソフトウェアの開発ライフサイクルは，顧客要求をその代表とするシステム変更要求によって開始される．このシステム変更要求を，要件変更およびソフトウェア設計変更にブレークダウンし，それぞれの変更の経過を管理する．ソフトウェアのリリースは，システム変更要求の集合としてとらえ，そのリリースに取り込まれた変更点，およびそのリリースを構成するソフトウェアの設計，検証における各種成果物のバージョンを特定できるようにしている．GE および弊社が Configuration Control Board を設置し，一定の基準を設けてシステム変更要求レベルでの実施可否判断をおこなっている．

Fig. 5 にソフトウェア構成管理の仕組みを示し，以下に，これを支える個々の要素について説明する．

5.1. 要件の構成管理

AS の開発に使用する要求仕様書はすべてドキュメント管理ツールを用いて作成した．要求仕様の作成過程において日々変化する仕様書間のリンクを常に最新に保つには，ドキュメント管理ツールの導入が不可欠と考えた．これによってある要求仕様の定義を変更する際に，そのリンクをたどることで他の要求仕様書内の影響範囲を把握できるようになっている．また，要求の文面およびその存在理由の特定以外にも，その要求をどのようにして検証するのかについて要求仕様書のデータベース内にて定義した．これによって要求仕様作成段階で設計担当者と検証担当者が，検証可能性の合意を得ることができる．またドキュメント管理ツールは ECU サプライヤでも使用しており，取り交わしたインタフェース仕様を満たすように設計されていることが，客観的に追跡できるようになっている．

5.2. ソフトウェアライフサイクルデータの構成管理

ソフトウェア設計変更要求に基づいて，ソフトウェア設計をおこない，その結果をバージョン管理データベースに登録する．その際，どの変更要求がどのソフトウェアモジュールをどう変更したのかといった変更のトレーサビリティ情報を作成する．これによって，あるリリースを指定すれば，以前のリリースに対して，どのような目的でどのような変更が入ったのかが一目瞭然にわかるようになる．また，構成管理情報にはシステムレベルの変更記述，ソフトウェアの詳細変更記述，ソフトウェアの実装レベルの変化点等が連携して管理されているため，見る人の欲しいレベルの情報を抽出することができる．これによってソフトウェア開発担当者全員が構成管理情報を活用でき関連する設計履歴を把握できるようにしている．

5.3. 構成管理データベースの共有

構成管理情報が最新の開発対象の状態を示すことから，その情報を開発組織間で遅滞なく共有する必要がある．AS の開発では，日本，アメリカ，メキシコにまたがる関係各社の間で，定時データベース同期をおこなうことでこれを実現している．具体的事例として，日本で開発したソフトウェ

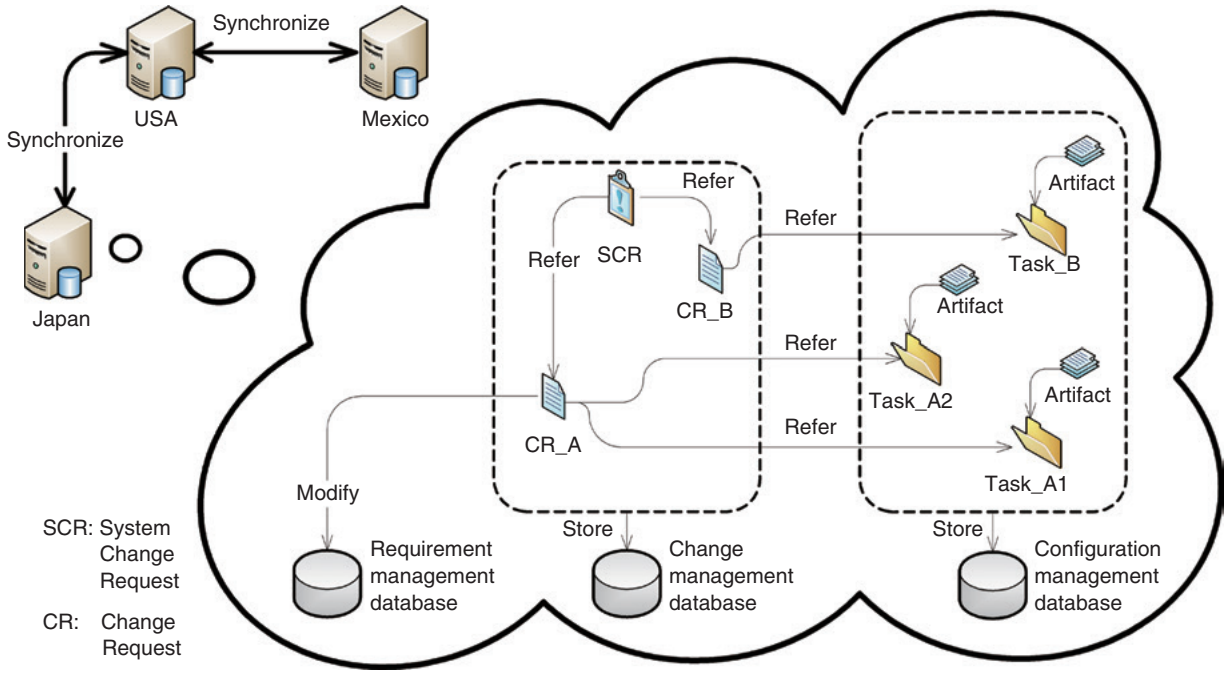


Fig. 5　Software development workflow

アのコードレビューやユニットテストをメキシコで実施したが，検証に伴うソフトウェアの修正サイクルを，この構成管理データベースの共有によって確実なものとした．

この分散型データベースシステムは，あるサイトにおいてデータベースが故障した際にも，他のサイトのデータからデータを復旧できるような構成をとっている．また，各サイトに災害復旧プランの策定を義務付け，その一部としてオフサイトバックアップを要求しており，個々のサイトの可用性およびサイト間の補完的なバックアップを実現することにより総合的な信頼性を確保している．

6．まとめ

本稿にて，HF120 制御システムの中核を成す制御ソフトウェアの信頼性を高めるためのポイントについて説明した．

AS 開発において，抜け漏れなく要件のフローダウンをおこない，設定した要件に対する検証のカバレッジを 100% とすることで，高信頼ソフトウェア開発をおこなった．

ソフトウェアのみに着目したソフトウェア統合テストや，ハードウェアも含めたシステム統合テストを，目的に応じて実施し，さらに，解析によりテストを補完することで，検証のカバレッジおよび信頼性を高めることができた．

また，3 ヵ国にまたがる共同開発の中でも，ソフトウェアの構成を厳密に管理し信頼性を維持できる開発システムを構築した．

HF120 制御ソフトウェアの開発において，以上のように要件設定や検証手法，管理方法に独自のアイデアを加えることで，DO-178B に適合した信頼性の高いソフトウェア開発プロセスを確立することができた．

参考文献

(1) DO-178B, Software Consideration in Airborne Systems and Equipment Certification, RTCA, Incorporated. (1992)

■著　者■


手 塚　誠


杉 本 昇 平


河 井 圭 助


神 野 英 章


赤 井 勇 太

2014年モデルオデッセイのデザイン

Styling Design of 2014 Model Year ODYSSEY

林　克明*　Katsuaki HAYASHI
千田隆作*　Ryusaku SENDA
村上　渉*　Wataru MURAKAMI

要　旨

2014年モデルオデッセイはグランドコンセプトに「Next Multi Seater Saloon」をかかげ，高次元のユーティリティ価値と乗用価値の最適なバランスを持った新価値ミニバンとして開発した．

その実現においては，超低床プラットフォームを基にゆとりある大空間と低重心によって高い走行性能を実現した．

エクステリアデザインはSolid Streamlineをテーマとして先進的でダイナミックなスタイリングを実現し，インテリアデザインはModern Suite Roomをテーマとして３列席それぞれに上質さを提供した．

ABSTRACT

The grand concept for the 2014 model year ODYSSEY was set as creating the “Next Multi Seater Saloon,” and the vehicle was developed as a minivan offering new value via an optimal balance between high levels of utility value and automotive value.

The realization of this concept involved the creation of a large and roomy cabin space based on an ultra-low floor platform and the realization of a high level of dynamic performance with a low center of gravity.

Advanced dynamic styling was realized for the exterior design based on the theme “Solid Streamline,” while the three rows of seats in the interior each offer a sense of high quality based on the theme “Modern Suite Room.”

1．はじめに

Hondaは1994年に初代モデルオデッセイを発売し，多人数での快適な移動という新価値を築き，ミニバンブームをもたらした．以降，モデルチェンジを重ねるたびに乗用価値を高めてきた（Fig. 1）．

2014年モデルオデッセイ（５代目モデル）開発にあたって市場調査の結果，オデッセイブランドに対するスタイル，走りのよさ，快適移動性，燃費性能を備えた乗用価値への期待が大きいことがわかった．

また，昨今の３ナンバミニバン市場は箱型と呼ばれる大空間を備え，使い勝手の良いユーティリティ価値を重視した全高が高い車種が主流となっている．３ナンバミニバンへの代替は，以前はセダンからミニバンが主流であったが，直近ではミニバンからミニバンへの代替が約７割であることもわかり，ユーティリティ価値の重要性を強く感じた．

この調査から，３ナンバミニバンに慣れ親しんだお客様に求められるユーティリティ価値とオデッセイの資産である乗用価値を高次元で両立させたものが新価値を持ったミニバンであると定義した．また，このクラスにおいてはスライドドアがお客様からの強い要望であることもわかり，オデッセイとして初採用することに踏み切った．

これらを達成するために，３列ゆとりの大空間と安定感ある走りに加え，デザインによるプレミアムなクオリティを併せ持つ「Next Multi Seater Saloon」の創造を目指した（Fig. 2, Fig. 3）．

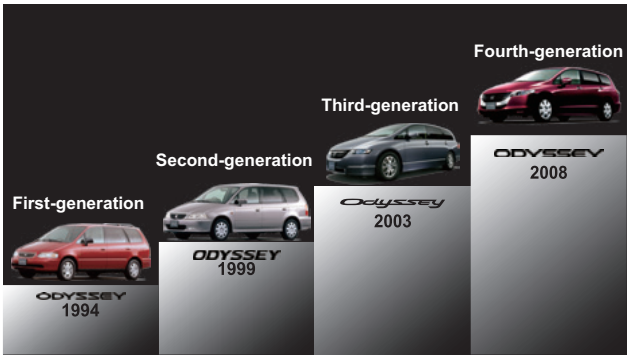


Fig. 1　History of ODYSSEY

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_8



Fig. 2　Overview of ODYSSEY

2．パッケージレイアウト

パッケージデザインでの新価値はミニバンの良さであるユーティリティ価値とセダンの良さである乗用価値という二つの相反する価値を高次元で融合したことである (Fig. 4).

これにより多人数で心地よい移動が楽しめる「Next Multi Seater Saloon」というグランドコンセプトを実現した.

全容がつかみやすいよう，５代目モデルと 2008 年モデルオデッセイ (先代モデル) を比較する (Fig. 5).

パッケージデザインの詳細は以下のとおりである.

2.1. 低床，低重心の進化

３ナンバミニバン市場では，より広い空間を要望する声が年々高まっている．これを実現するには全高を上げれば容易なことであるが，この手法では初代モデルから継承する走りの良さが損なわれてしまう.

開発を始めるにあたりファミリー層を中心とした調査により，顧客に好評とされる室内高や頭上空間，取り回しのしやすさ等の意見を収集した．この調査から，室内高は市場で満足される高さを確保しつつ，移動時のことを考慮

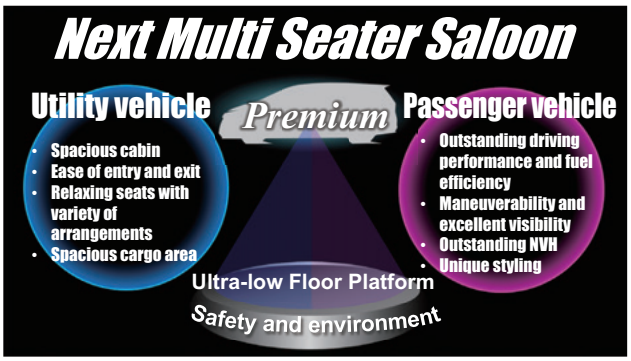


Fig. 3　Grand concept

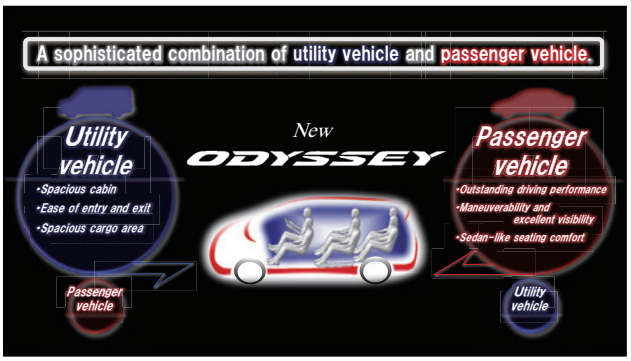


Fig. 4　Package design concept

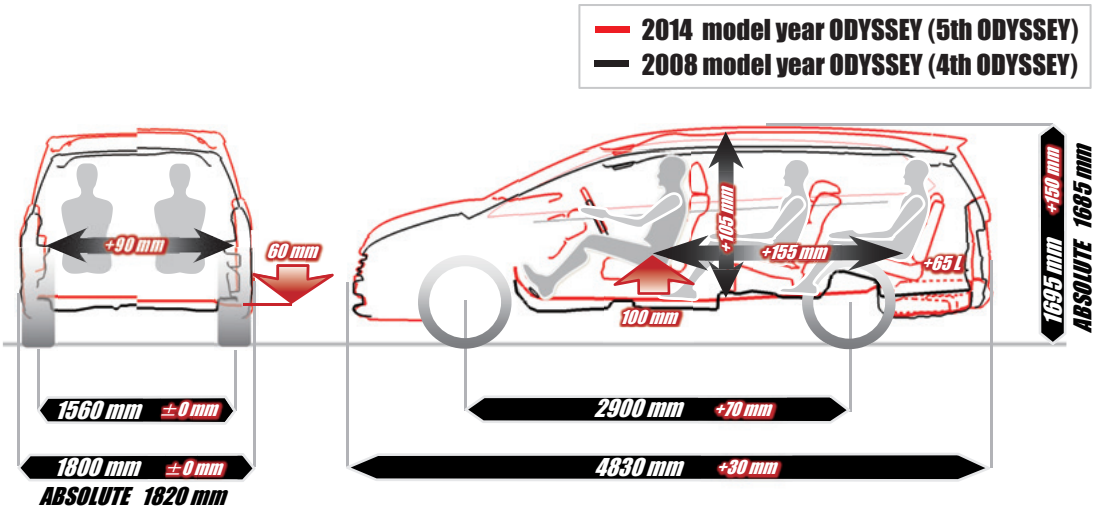


Fig. 5　Packaging

し，子供が車酔いしにくいロールの少ない重心高を設定するという二つの相反する目標を両立することが重要であると確信した．

また，全高が高い車種は女性にとっては運転しづらいとの印象を持つこともわかり，なるべく全高を抑えつつ満足できる室内高を確保することとした (Fig. 6)．

そこで最初に取り組んだのが，低床の進化であった．ただ低いだけでなく，広さ感を視覚的に与えられ，さらに大空間の中で乗員が行き来できるようなフラットフロアを前提とした．また低いフロアは低重心化にも貢献し，爽快な運転感覚や長距離ドライブでも疲れにくい乗り心地を実現した (Fig. 7)．

この低床を基に，室内高は先代モデルに対し 105 mm 拡大し，ゆとりを感じられる 1325 mm とした．全高はセダンライクな走りが提供できる 1695 mm に抑え，アッパミドルクラスの全高ながら 1 クラス上であるラージクラスのゆとりある頭上空間を実現した．これらを設定した結果，スライドドアのステップ地上高は子供や高齢者でもスムーズに乗降できるノンステップバス並の約 300 mm と他を圧倒する低さを実現した (Fig. 8)．

なお，フロアを下げるために燃料タンクをはじめ，排気系やサスペンション等のパーツは薄く小さく新規設計され，配置も工夫した．

2.2. 広さの追求

より広い空間を要望する市場の声にさらに応えるため，高さ方向だけでなく長さや幅方向においても拡大を図った．室内長さについては，1 列目席から 3 列目席まで全乗員のゆとりを確保するため，初代モデルから一貫して変更のなかったホイールベースを 70 mm 延長し，2900 mm とした．これにより 1 列目席から 3 列目席間の乗員間距離は先代モデルに対し 155 mm 拡大し，1850 mm とした．

これにより 7 名乗車して，さらに 21 インチスーツケースを 7 名分積んでも 1 列目席から 3 列目席まで全席乗員がゆとりを持って座ることができ，同条件で他車と比較してもトップクラスとなる (Fig. 9)．また，ラゲッジスペース容量は先代モデルに対して 65 L 拡大し，330 L の大容量を実現した．

さらに幅方向については取り回しやすさを考慮し，全幅を先代モデルと同じ 1800 mm を守りつつ，快適性向上のため 2 列目席窓にサンシェードを設定できるスペースを確保した．それにも関わらず断面形状を工夫し，室内幅を先代モデルに対し 90 mm 拡大し，1625 mm のゆとりある空間を実現した．これと併せ横方向の乗員間距離を 1 列目

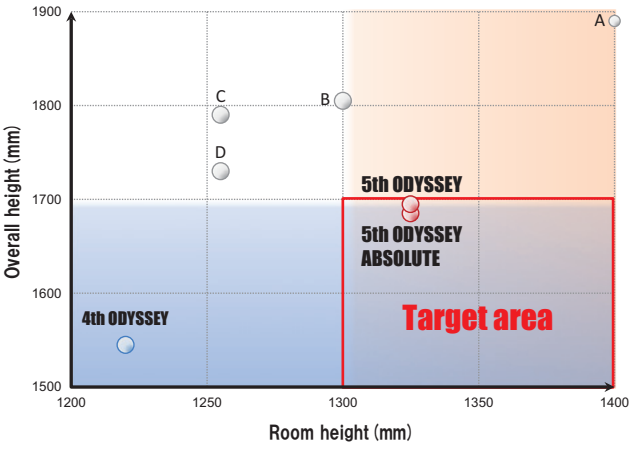


Fig. 6 Cabin height and overall height

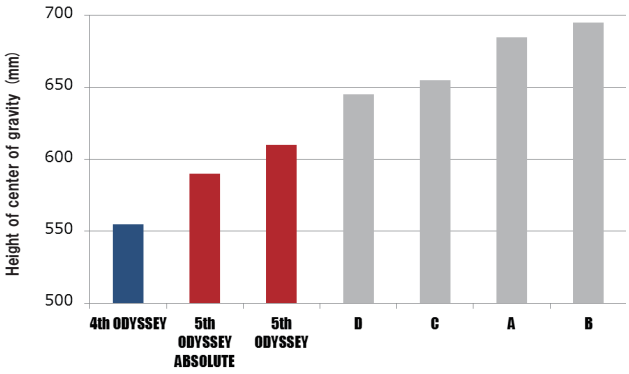


Fig. 7 Height of center of gravity

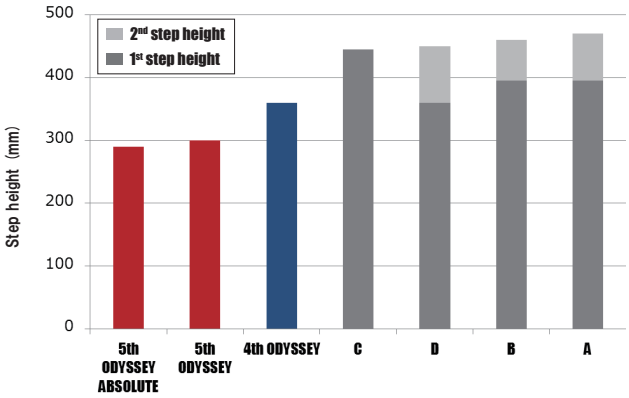


Fig. 8 Ultra-low-step specifications

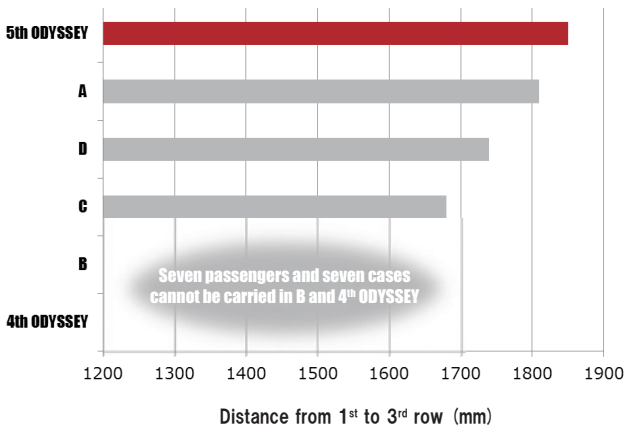


Fig. 9 Distance from 1st to 3rd row of seats when carrying seven passengers and seven suitcases

席は先代モデルに対し 20 mm 拡大し 780 mm，２列目席は 40 mm 拡大し 780 mm（２人掛け時），３列目席は 140 mm 拡大し 660 mm（２人掛け時）のゆとりある乗員間隔を実現した (Fig. 10)．

３列目席の定員数は，リヤサスペンション形式を先代モデルまでのダブルウィッシュボーン式からトーションビーム式にすることで室内への張り出しを抑え，歴代モデルに対して１名増加の３人掛けを実現した．これにより２列目席ベンチシート仕様ではオデッセイ初の８名乗車を実現した．

さらに寸法だけではなく広さ感を追求するため，シートサイドのライニング部もシートと同色にすることで，連続性を持たせ視覚的な広さ感も演出している (Fig. 11)．またルーフライニングについても，上面と側面を繋ぐ面をなだらかに連続性を持たせることで広く見せる工夫を施した (Fig. 12)．



Fig. 10　Spacious cabin



Fig. 11　3rd row seat

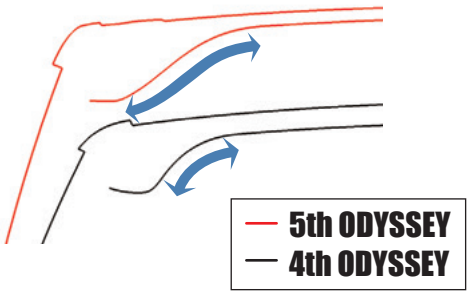


Fig. 12　Roof lining shape

2.3. クレードルシート

低床によって実現した大空間を最大限に活用できるよう２列目席はこれまでのベンチシートに加え，プレミアムクレードルシート仕様を新たに追加した．このシートのアレンジは，従来の前後方向の移動に加えて横方向にも移動でき，３列目席を収納するとリヤホイールハウスを避けながら 740 mm のロングスライドができる．これによりゆとりある足元空間ができ，リムジンのような快適性を実現した．

この位置でシートバックを倒すと，連動してシートクッションが最適な角度に持ち上がり，乗員の身体とシートのずれを抑える．それと共にオットマンを使用することにより体圧を分散させ，よりリラックスした姿勢を保てる．

さらに，シートバック上部が独立して角度調整できるようにしてシートバックを倒したまま視線を前に向け，景色を見たり会話がしやすい快適な乗員姿勢を実現した (Fig. 13)．低床によるロールが少ない安定感ある乗り心地と，この快適姿勢との組み合わせにより，特等席を実現した．

2.4. 視界

１列目席の着座位置については，見晴らし視界と乗降性が関係している．着座位置を上げれば見晴らしは良いが，乗降時に腰を持ち上げる負担が発生してしまう．一方，着座位置を低くすると見晴らしは損なわれてしまい，低すぎると乗降時に腰を深く沈み込ませるようになり，これも負担が大きくなってしまう．これらを踏まえ，着座位置は先代モデルで好評のセダンライクな乗車姿勢を保ったまま地上からの高さを先代モデルに対し 100 mm 上げた 685 mm

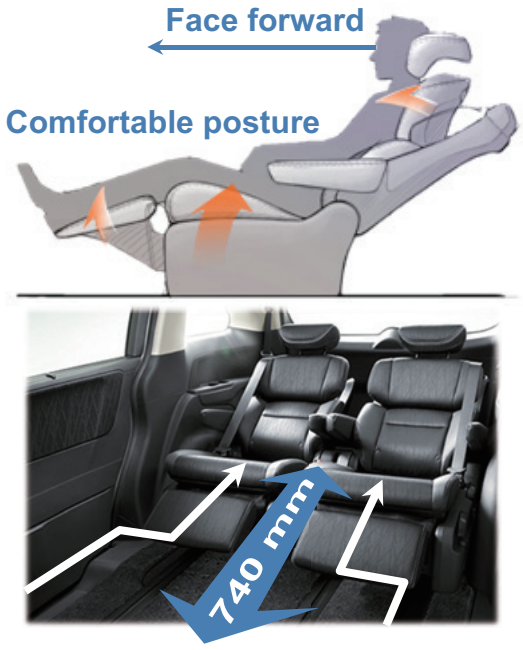


Fig. 13　Premium cradle seats

に設定し，走行中の見晴らし視界を向上した．

この高さは乗降の際，車に近づいた状態で腰を大きく上げ下げせずにスムーズに乗り込める高さである（Fig. 14）．

また，コーナリングや車線変更時の視界については，大きな三角窓の採用に加え，死角を少なくするためにドアスキン付けのドアミラー方式としたうえで，ドライバに対して低い位置に配置したことにより歩行者や他車を認識しやすくした．

さらに駐車時の視界については，リヤピラーを下細りの形状としたことで，良好な後方視界を実現した．

2.5. スライドドア

リヤドア形式については，以前は乗用車からミニバンへの乗換えが大半であり，扱い慣れているという状況に加え，乗用価値を高めるため，初代モデルからスイングドアを踏襲してきた．しかしながら，今や国内の３ナンバミニバン市場ではスライドドアの方がお客様からの要望が高く，主流となっている．

この状況を踏まえ，低いステップとの適合性，さらにファミリーユースがメインであり狭い駐車場での子供の乗降を考慮した結果，オデッセイとしてスライドドアを初採用する結論に至った．

しかし，開口幅や開口高さを拡大するとボデー剛性が損なわれてしまう．特に開口幅については乗員位置によって側面衝突を考慮した位置にセンタピラーが定まり前端が決定する．また，ホイールベースによる後輪位置とタイヤサイズにより後端が定まる中，断面形状を小さくする工夫をしつつもボデー剛性を上げ，さらにはエクステリアのリヤコンビランプ形状やドア見切り形状に影響を与えないでスライドレールを長くするといった数々の制約の中，開口幅は 750 mm，開口高さは 1230 mm と他車と比較し，コンパクトなボデーサイズながらもトップクラスの大きな開口を実現した（Fig. 15）．これにより乗降しやすいだけでなく，２列目席位置を後方にした際は大きな荷物も積載できるようにした．

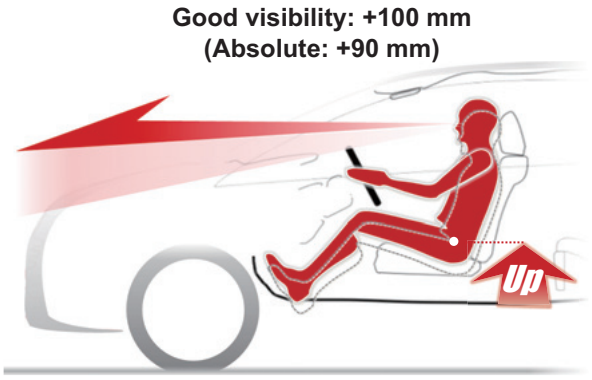


Fig. 14　Good visibility

2.6. 荷室の使い勝手

テールゲート開口部については，下端高さを先代モデルより 70 mm 低い 525 mm とし，重い荷物も積み降ろししやすいようにした．開口天地寸法は先代モデルに対し 205 mm 拡大し 1030 mm，開口幅は使用頻度の高い下部で比較すると，先代モデルに対し 280 mm 拡大し最大幅を 1160 mm にすることで大きな積載物も積み降ろししやすい開口寸法を実現した．

さらに開口形状をスクエアな形状とすることで，視覚的にも大きく見えるよう工夫した（Fig. 16）．

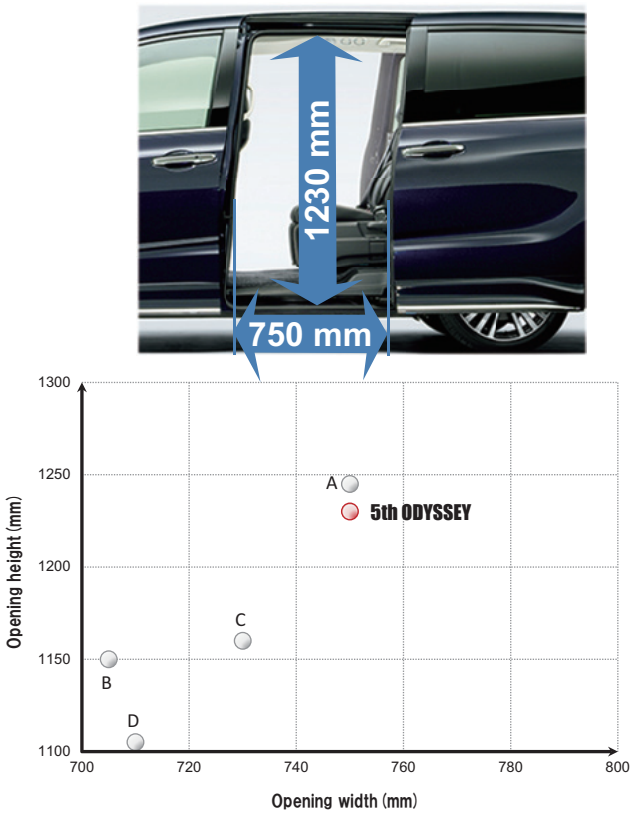


Fig. 15　Sliding doors

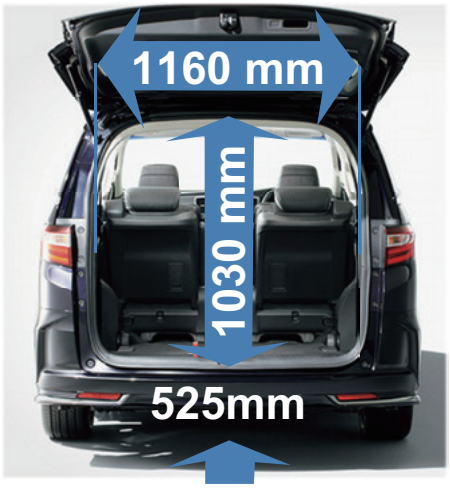


Fig. 16　Dimensions of tail gate opening

3．エクステリアデザイン

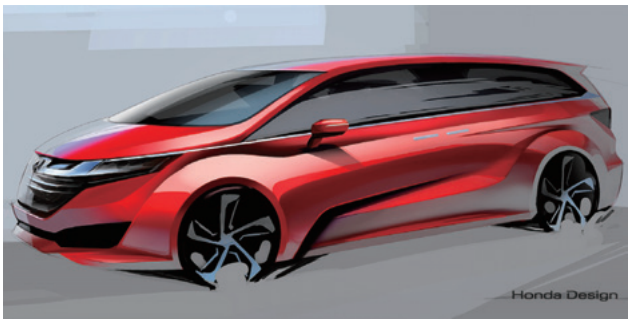
エクステリアデザインは「Solid Streamline」をテーマにデザインした．デザインの工夫により流麗かつ力強いプロポーションを徹底追求している．

シルエットはコンパクトなエンジンルームによるスラントノーズから全高を抑えたルーフへ滑らかにつながる伸びやかなラインとした．これより先進的で流れるようなキャビンを表現した．一方でしっかりと張り出し重なり合った前後フェンダにより走りの力強さと安定感をアピールしている (Fig. 17)．

これらの基本造形により今回のモデルチェンジは先代モデルに比べ室内が広く全高が高くなったが，エクステリアデザインは四角い箱形状とせずオデッセイのＤＮＡを継承した先進的でダイナミックなイメージを全面的に押し出したデザインを目指した (Fig. 18)．



Fig. 17　Exterior design concept



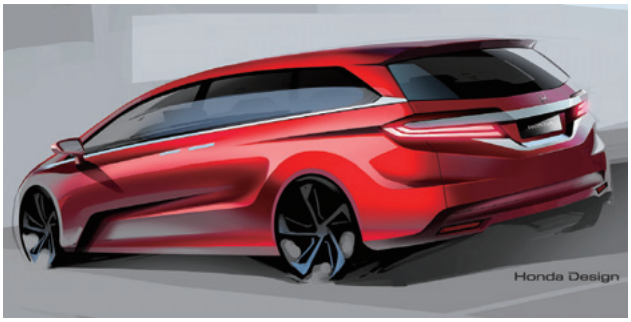


Fig. 18　Exterior rendering

フロントビューはHondaの新しいアイデンティティである「SOLID WING FACE」を採用した．フロントグリル中心からヘッドライト端末までを連続的に繋ぐデザインによりワイドで先進的なイメージを表現した．また塊から削り出したようなグリルにより高級感ある質感を目指した．

立体造形は短いながらもしっかりしたボリュームを感じさせる肉厚のノーズと大きな開口面積のロアグリルにより力強さと独自の存在感を出している (Fig. 19)．

サイドビューではフロントからリヤまで貫通するクローム調のベルトラインにより車が上下 (アッパーキャビンとロアボデー) で分割された構成としている．

これにより実際の全高よりも低く見せる視覚効果をねらっている．またこのベルトラインにより伸びやかに軽快にスポーティな印象のサイドビューに見せることに寄与している (Fig. 20)．

リヤビューではサイド面とリヤ面を連続的にラウンドさせることによりコーナエンドを感じさせず箱型に見えない立体造形を目指した．リヤピラーは下に向かって細くテーパすることによりシャープで軽快なデザインとした．後退時に一番見たいピラー下部の視界確保にも貢献している．

リヤコンビランプは光源がウイング状にライン発光することにより先進的でワイドなイメージを表現した (Fig. 21)．

ルーフのデザインは風洞テストにおいてルーフ後端末の角度と長さの最適化を徹底的に追求した．アブソルート



Fig. 19　Front view

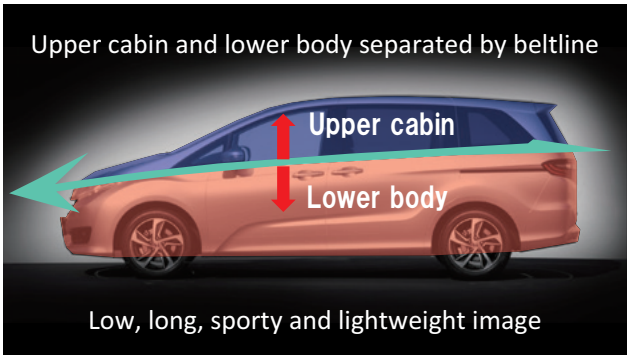


Fig. 20　Side view

仕様においては前後バンパコーナの立体造形とドア下端のガーニッシュの張り出しにより空力性能として最適形状とした．これらによりスポーティで迫力あるスタイリングと空力性能向上の相乗効果が得られた (Fig. 22)．

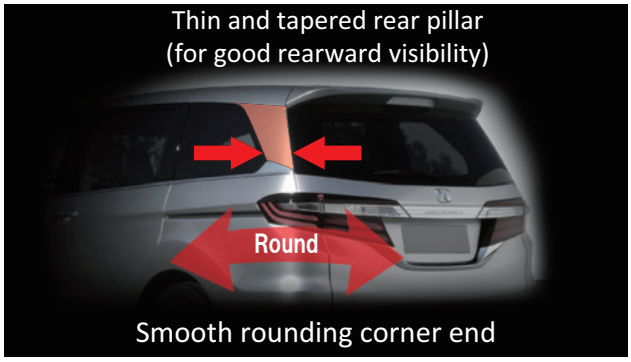


Fig. 21　Rear view



Fig. 22　Aerodynamic design

4．インテリアデザイン

インテリアのデザインコンセプトは「Modern Suite Room」とし，空間全体をモダンな高級ホテルのスイートルームにイメージを重ねた．

１列目席をオーナのためのプライベートデスク，２列目席の空間をもてなしのソファリビング，３列目席はゲストラウンジのモチーフを表現することで３列それぞれの上質さを表現した．それによりお客様により長く満足していただけるモダンさと普遍性をもった上質な移動空間を提供した (Fig. 23)．

インストルメントパネルは上質さと車格を表現するためシンプルでありながら力強い横基調のモチーフを用いている．フローティングスタイルのミドルソフトパッドにオーディオやメータを配置することでモダンさと高級感を融合させた．

カラーリングはダークモカをベースカラーとし，ミドルパッドはアイボリーのソフトパッドを，その下には深みのあるブラウンの木目調パネルを配置した．

また，木目調パネルの下部を縁取るようにシルバー加飾を施し，モダンな高級感を表現した (Fig. 24)．

加飾パネルでは深みのある木目柄にサンバースト加工を施し，立体感のある造形とすることで無垢の素材感を表現した．ヒータコントロールパネルにはタッチパネルを採用し，スムースで洗練された見え方とした．

ミドルパッドにはしっとりとした触感の柔かい素材を採用した．アウトレットの縁に高輝度なシルバー加飾をあしらい，アクセントを加えた．

メータデザインは視認性に優れた大径スピードメータとその中央部にマルチインフォメーションディスプレイを採用した．それらを立体的に構成することで見やすさと新鮮さの融合を表現した．細部にいたるまで上質さとモダンさを表現した (Fig. 25)．



Fig. 23　Interior design concept



Fig. 24　Instrument panel rendering



Fig. 25　Styling details

シートは座席それぞれのゆったりとしたサイズ感をおおらかな造形で表現した．また表皮には光沢感があり，しっとりとした触感のスウェード調ファブリックを使用した．また，あわせてドアライニングやドアとアームレストにもそれらを採用した．それらによって２列目席と３列目席を含めた全ての座席に豊かなくつろぎと上質感を提供した(Fig. 26)．

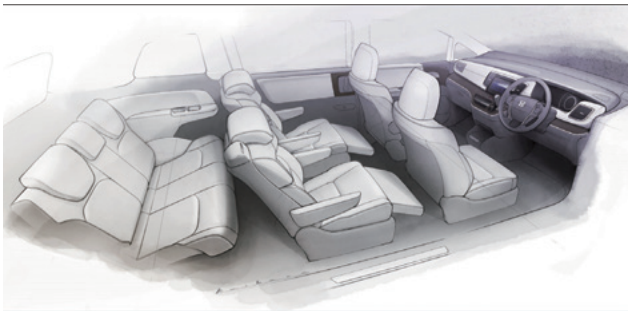


Fig. 26　Interior rendering

5．まとめ

オデッセイという車名は古代ギリシア語で長い冒険旅行という意味をもつ．初代モデルはその名のあらわす通りに多人数での快適な移動という新価値を創造し，この国にミニバンブームをもたらした．次に，ドライブする楽しさを圧倒的レベルで与えることで，ミニバンの概念を自ら覆してみせた．

そして今回，つねに時代を先駆けてきたオデッセイは，これからの移動空間はどう在るべきかを問い直し，次の革新へと向かう新価値を創造した．

乗用価値とユーティリティ価値を極めて高いレベルで融合させた「Next Multi Seater Saloon」によって生まれた５代目モデルがより幅広い層のお客様の生活にフィットしながら，だれもが快適でプレミアムな移動時間を長く楽しみ，満足して頂けることを期待している．

■著　者■


林　克明


千田隆作


村上　渉

新型 50 cc スクータ Dunk の開発

Development of New 50 cc Scooter Dunk

三ツ川　誠*　Makoto MITSUKAWA
平山周二*　Shuji HIRAYAMA
大坪　守*　Mamoru OTSUBO
立石　康*　Yasushi TATEISHI

要　旨

日本の第一種原動機付自転車市場の活性化を目的に，新型 50 cc スクータ，Dunk を開発した．

Dunk はターゲットユーザを男子高校生，開発コンセプトを「プレミアムスニーカー」と定め，「若い人たちの通学や通勤，さらには普段の生活の楽しみを広げるスクータ」をテーマに開発を進めた．そのコンセプト実現のために，新しい考え方のデザイン，車体パッケージングを取り入れ，新開発 50 cm^3 エンジン eSP（enhanced Smart Power）による高い経済性と環境性能もあわせもった，高校生のみならず多くの方々に受け入れられる上質なスクータを目指した．

ABSTRACT

Honda developed the new 50 cc scooter Dunk to revitalize the Japanese market for small (50 cc or below) motorcycles.

The Dunk, whose target users are male high school students, took “Premium Sneakers” as its development concept. The development theme was “A scooter that expands the fun of commuting of younger people and their daily lives as well.” To realize that concept, the development team incorporated a design and a body packaging created under our new-concept. The 50 cm^3 engine eSP (enhanced Smart Power), which was dedicatedly developed for this application, was adopted as well to realize a superior economy and environmental performances. By implementing those factors, it was pursued to create a new scooter in superior quality that would be appreciated not just by high school students but also by a broader range of customers.

1．まえがき

日本における第一種原動機付自転車（以下原付一種）市場は，1982 年をピークとして，何度かの微増時期はあったものの，全体では減少傾向が続いている．それは，原付一種の 8 割以上を占めるスクータ市場の減少でもある．

原付一種スクータカテゴリにおいては，2 ストロークエンジン搭載モデルが主流を占めていた．しかし 1990 年代以降の環境意識の高まりから，Honda は環境性能と力強さと扱いやすさを兼ね備えた 4 ストロークエンジン搭載のスクータ開発に着手した．そして 1999 年に量産二輪車として世界初のアイドリングストップシステムを採用した水冷 4 ストロークエンジン搭載のスクータ Giorno Crea Deluxe を発売した[(1)]．高い環境性能とファッショナブルなスタイリングにより，お客様から一定の支持を得ることができた．

さらなる市場の活性化に向けて，よりシンプルな構成の，お客さまが購入しやすい価格のモデルとして，2002 年に空冷 4 ストロークエンジンを搭載した Today を発売した．Honda のグローバルリソースを活かし，日本で開発し，中国で生産をおこなったモデルである．これらにより，2007 年までの原付一種市場は，50 万台規模でひとたび安定を見せた．しかし，2007 年のエミッション規制強化に伴う仕様変更による値上げと，2008 年のリーマンショックによる市場の縮小で，2009 年より 2013 年にかけては，ほぼ横ばいの 24 万台規模の市場に[(2)]とどまっている（Fig. 1）．

さらにもう一つの深刻な課題としてユーザの高齢化が挙げられる．Fig. 2 は二輪車の年齢別新車購入台数の推移である[(3)]．この図からも，いわゆる若者の二輪離れが顕著に現れている．原付一種クラスは，ミニマムコミュータとして生活に役立ちながら，普段の楽しみや行動範囲を広げることができる乗り物である．特に若い人たちに，このクラ

＊二輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_9

スの有用性や魅力に対し共感してもらうことが，今後の二輪市場の活性化には必要不可欠と考えた．

原付一種スクータカテゴリにおいて，若い男性を中心に幅広い方々に受け入れられてきた製品として Dio シリーズがある．ヘルメットがシート下に収まる「メットイン」の実用性と，スピード感のあるスポーティなスタイリングで，1988 年の登場から多くのお客様に支持されて来た．しかしながらその一定の支持を背景に，「若者＝スポーティなデザインが好き」という概念が固定化し，Dio ユーザを中心とした若者層の，趣向や価値観の変化についての深い調査をしてこなかった．

そこで本稿で紹介する新型スクータ Dunk (Fig. 3) の開発にあたり，若者層の通学環境やスクータに求めるさまざまな要望のみならず，生活価値や趣向も含めたリサーチを，ターゲットを絞り集中的に実施した．それら調査の結果を踏まえ，既存のスクータにはない新しい考え方のスタイリングや，混合交通にも対応できる加速性能と，優れた環境性能を併せ持ったスクータ用エンジン eSP (enhanced Smart Power) を新たに開発し，若い人たちに素直に受け入れられる製品の実現を目指した．

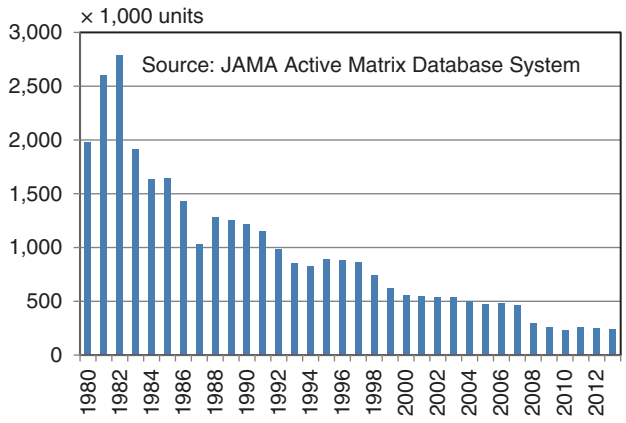


Fig. 1　Shipping volumes of 50 cm^3 class motorcycles in Japan

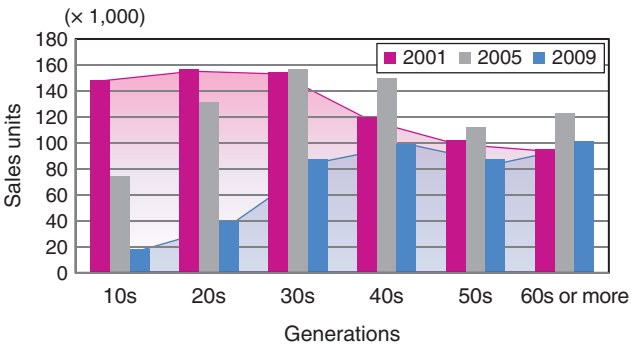


Fig. 2　Generation transitions of motorcycle buyers in Japan



Fig. 3　Exterior view of the Dunk

2．コンセプト

2.1. ターゲットユーザの設定

原付一種市場の活性化を目的として，若者にターゲットを絞った製品コンセプトを策定した．コアターゲットを『通学に原付 1 種を利用する男子高校生』と定め，その利用環境を探るべく各種統計データを活用し調査をおこなった．

まず通学に原付一種を利用する高校生がどの程度存在するのかについて調査をした．Fig. 4 は，国勢調査データ[4]および運転免許統計[5]を利用し，高校生相当 (16-18 歳) の人口およびその世代の原付免許保有者数の年次推移をあらわしたものである．2001 年から 2010 年にかけて，当該世代人口が約 20% 減少しているのに対し，免許保有者数はそれ以上の約 60% の減少となっている．保有率で見た場合は，約 10% から 5% 程度と，約半分に低下している調査結果を得た．

しかしながら，そこで得られたデータを元に，年齢，性別で細分化した結果，16 から 18 歳の間で最も免許保有者が増加する 17 歳男性において，約 5 万人の潜在ユーザが

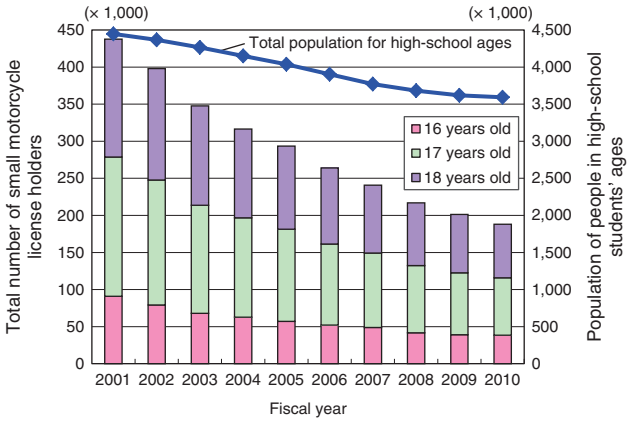


Fig. 4　Number of small motorcycle (under 50 cm^3) license holders in high-school students' ages

Table 1 Percentage of small motorcycle license holders of male in age of 17 years old in top 10 prefectures

Ranking	Prefecture	Number of holders	Prevalence of holders
1	Yamanashi	1,524	32.15%
2	Kagoshima	2,801	29.45%
3	Kumamoto	2,081	20.95%
4	Kochi	822	20.60%
5	Nara	1,387	18.80%
6	Ibaraki	2,836	18.58%
7	Osaka	7,289	18.51%
8	Tochigi	1,583	15.95%
9	Niigata	1,855	15.30%
10	Oita	802	13.26%

存在することが明らかとなった (Fig. 5).

さらにどのような地域で高校生が通学に原付一種を利用する環境があるのかを探るために，各都道府県別の人口統計[4]と運転免許統計[5]により，17 歳男性の原付免許取得者数と取得率を調べた (Table 1).

これらのデータより，地方都市において，高校生が原付一種を通学に利用する環境があることを顕在化することができた．そこで具体的なターゲットユーザとして地方都市に住む男子高校 1 年生を設定した．

2.2. 開発コンセプトと開発目標

本開発においては，「若い人たちの通学や通勤，さらには普段の生活の楽しみを広げるスクータ」をテーマに，開発コンセプトを「プレミアムスニーカー」と設定し，以下を開発の目標として定めた．

(1) デザイン：気軽さと上質さを兼ね備えたシンプルなスタイル
- 誇張や華飾がなく，自然体に見えること
- 作り手のこだわりを感じる仕上がりであること
- 人とスクータが独立した存在としてではなく，一体感のあるカタマリに見えること

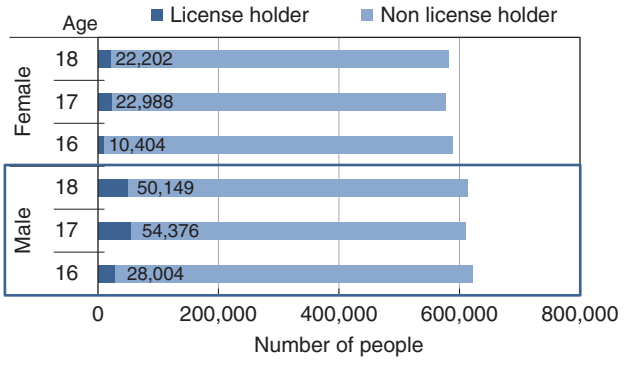


Fig. 5 Number of license holders of small motorcycles in high-school student age group

(2) 利便性：若者の「いつも」を豊かにする装備
- フルフェイスヘルメット＋α の大容量のラゲッジボックスを備えること
- スマートフォンなどが充電できるアクセサリソケットや，時計の装備など，日常の使い勝手を追求した便利機能を備えること
- 低燃費で給油頻度を少なくできること

(3) 快適性：30 分の通学でも疲れない
- 上体を起こした乗車姿勢で，リラックスしてゆったり乗れること
- 脚を前に投げ出すスタイルでも，しっくりくる居住性を持つこと
- 混合交通下での快適な走りを支える動力性能があること

3. スタイリングデザイン

3.1. 「イマドキ」の価値観

一般的に，コンセプトに沿った魅力的なスタイリングを創造するには，まず，ターゲットとなる人々の感覚，感性を理解し，デザインの考え方を整理する必要がある．そこで，先に述べた製品コンセプトに沿ったかたちでデザインコンセプトを設定するために，「若者が所有したいと感じるデザインとは何か」を検討した．その結果，若者の思考や行動には，以下のような傾向が見えてきた．

制服を着崩し，前髪を気にしてカッコをつけるというような若者は，もう一世代前の話となった．「イマドキ」の若者の大半は，体形に合った服装をきちんと着こなし，髪型は無造作で自然体を好む傾向にある．しかし，彼らは髪形を気にしていない訳ではない．目立つ主張をしていないだけで，いかに自然に見せるかにこだわりを持っている．

目立つ髪形にしたり奇抜なファッションを身につけたりすることは，芸能人やそういうことが様になる人が，自分の個性を主張するためにおこなうことと割り切っている．自分の身の丈を把握し，周囲の仲間が基準となり，その中でいかに自然にさりげなくしているかが，彼らにはカッコイイのである．

そのような若者にとってのさりげなくカッコイイ商品を，以下の事例をもって示す．

例えば通学に使う自転車は，ファッショナブルなロードバイクやマウンテンバイクではない．どこにでもある『軽快車』と呼ばれているもので，色は目立たないシルバーが主体である．前カゴが付いた，実用に割り切った選択となっているが，目立たない実用車ならなんでも良いということではない．信頼のおけるメーカの選択，すなわち，実用性や耐久性にこだわるクレバーな一面に，カッコよさやスマートさを感じている．また，若者の必需品となってい

る携帯電話においては，スマートフォンの普及とともに，一昔前のような，色や形式の違いなどによる選択のセンスを競い合うようなことはなくなった．スマートフォンは皆同じ四角い形状であり，外観の特徴で目立つことはなく，造りの良い高品位な質感と，コミュニケーションツールとしての機能が若者を満足させている．

3.2. スタイリングテーマ

スタイリングテーマを設定するにあたり，通常おこなわれていたような，スクータのカタチ自体からスタートするやり方ではなく，若者の感覚を探り，そこを出発点として検討することとした．彼らは，自分自身が周囲に溶け込みながら，自分の所有する物も自分に溶け込むものを選択する．つまり乗っている人とスクータのどちらかが主張する訳でもなく，トータルで自然なバランスになるような「乗っている人となじむカタチ」が重要と考え，これをスタイリングのテーマとした．そして品質や機能には一定のこだわりを持っているため，その「カタチ」に内包される重要なキーワードとして「造りの良さ」，「堅牢さ」，「機能性」を定めた．

そのために我々はまず，若者がスクータに乗車する姿勢を観察するところから始めた．その結果，1990 年代の２ストロークモデル全盛時に見られたような，「ガニマタでだらしない」印象の乗り方はなくなっていた．

彼らの乗り方は，腰をシート後方に置き，足はフロア前方に伸ばし，上体はまっすぐに起こし，全体としてリラックスした，まさに自然体といえる姿勢が特徴的であった．また，肩からタスキ掛けした四角いスポーツバッグは，軽くキャリアの上に乗っかるように肩紐の長さが調整され，身体への負担を軽減していた．そしてヘルメットはフルフェイス型をかぶっているケースが多い．

以上より，上記乗車姿勢にフルフェイスヘルメット，肩に掛けられたスポーツバッグを含めた「人のかたち」を先に作り，それを置いた上で，「乗っている人となじむカタチ」のデザインをした．

まず，ライダの頭の高さと，快適な居住性を確保するために重要な前後のタイヤ位置の３か所を定め，その外周をラインで結んだ．その形状をベースに，極端に出っ張ったり引っ込んだりしないような台形形状のアウトラインとした (Fig. 6)．

次に，乗っている人の腕や足の角度を意識することで形状を整理し，「乗っている人となじむカタチ」を創出した．

そしてこの「カタチ」によって，大きすぎずコンパクトな印象と，それでいて前後輪がしっかりと踏ん張った，安定感のあるバランスを決定付けることができた．

3.3. スタイリング表現

デザインのエッセンスについては，「速そう」とか「カワイイ」などの，強いキャラクタを持たせることはしていない．あくまでも所有する人となじむことに主眼を置き，若者が日常的に使用しているスマートフォンやバッグ等のアイテムが持つ，「造りの良さ」，「堅牢さ」，「機能性」を表現した (Fig. 7)．

具体的には，プレーンな面と多面体的要素で構成されたボデーや，インテグレートされた灯火器により，精巧に設計された造りの良さを表現した (Fig. 8)．また，ハンドル下側のボデー上端から車体を囲むようにつながる金属調モールが，ボデーの一体感を強調している．それにより，ステップフロアを挟み前後が分離した印象になりがちな，スクータ特有のシルエットが持つ華奢な印象を排除して



Fig. 6　Concept sketch showing styling theme



Fig. 7　Design sketches of front quarter view and rear quarter view



Fig. 8　Rear combination lamp assembly

いる (Fig. 9).

メータは，タフな印象の外観に，読み取りやすい文字盤を必要な情報とともに機能的に配置し，シンプルな構成とした (Fig. 10).

3.4. カラーリング

車体 (塗装) 色に関しては，ターゲットユーザの嗜好を念頭に，今の若者の感性に合った色調を選択した.

シンプルなボデー形状と，太めのモールによるタフさ，上質感を醸し出すカラーコーディネートから以下の６パターン用意することで，幅広いユーザの嗜好に対応可能とした (Fig. 11).

(1) 艶消しダークグリーン×シルバーモール：凝縮したカタマリ感のあるイメージを表現
(2) メタリックブラック×シルバーモール：最もシンプルに上質なイメージを表現
(3) パールホワイト×スモークシルバーモール：ナチュラルでニュートラルなイメージを表現
(4) メタリックブルー×ターコイズブルーモール：デニムブルーの素材感と鮮やかな同色系カラーのさわやかなコンビネーション
(5) キャンディーレッド×スモークシルバーモール：彩度を抑えた色調の組み合わせで上質な雰囲気を演出
(6) 艶消しブラック×ピンクモール：プレーンでソリッドなスタイルが際立つ都会的なコンビネーション

スタイリングテーマの節でも触れたように，この機種におけるカラーリングは，単なる装飾の意味合いだけではない．車体全体の一体感を強調することによる安心感と，過度な主張を抑えた上質感の演出といった役割も担っている．特に，車体全体に連なる金属調モールの存在は，このモデルにとって欠くことのできない要素となっている．モールが車体全体の一体感，タフさを表現するのはもとより，ボデーパーツ外周部を軽微な傷から守るガードも兼ねるという意図も含まれている．そのため，モールに求められるイメージは明快であった．上質感を伴ったタフさの表現として「金属調」であること，ピンストライプではなく「一定幅の帯状のもの」であることを最初に定め，検討を進めていった．開発の途中段階では，樹脂成形パーツを用い



Fig. 9　Metallic mole line



Fig. 10　Gauge unit



Matt armored green metallic



Poseidon black metallic



Pearl jasmine white



Urbane denim blue metallic



Candy noble red



Matt galaxy black metallic



Fig. 11　Variations of color combinations

た立体的なモールも検討したが，フィルム素材を用いることとした．若者をターゲットとする以上，手頃な価格の設定も重要な要素である．上記仕様により，リーズナブルな価格と機能的な外観の両立を図った．

ただし，このフィルム状素材を用いて，スケッチのイメージを表現するためには，その過程において以下のようなさまざまな課題に直面した．通常使用される曲面追従性の良い薄めのフィルムではなく，上質な質感を表現できる金属調のフィルム素材が必要となる．金属調のフィルム素材は，塗装下地の肌目や貼付時のゴミ噛みによる凸凹が強調されるため，塗装品質の向上と貼付作業環境への配慮が必要とされる．

また，長尺のフィルムを一定内の誤差で貼付する技術が必要となる．

さらに，それぞれの部品ごとに別々に貼り付けたフィルムの位置が，完成車状態でずれないようにすることも求められる．

かつて生産現場で経験したことのない，これら複数の課題を同時に解決する必要があった．そのためにはまず，質感が高く，ゴミ噛みが目立たず，位置調整のための貼り直し作業をおこなっても，その影響が表面に出ないフィルムの開発がおこなわれた．次に安定した位置に貼付できる手法の確立と検証をおこなった．そしてそれぞれの部品の組み付け精度の改善をおこなうなど，順次課題を解決した．このようなスタイリングの成り立ちと，各車体（塗装）色と金属調モール色の効果的な組み合わせによって，完成車全体での「堅牢さ」と「上質感」の両立を，ユーザに伝わりやすいかたちで表現できた．

4．車体パッケージング

車体パッケージングを検討する前提として，すべてのHondaのものづくりの根幹をなすMM思想「マンマキシマム・メカミニマム，人のためのスペースは広く，メカ系統は小さく」という考え方を取り入れた．

その観点により，Dunkの車体は日常の使用での快適性と利便性を追求し，次の二点を重点目標とした．

（1）長い時間の乗車も快適に過ごせる居住性

（2）原付一種クラス最大のシート下収納力

これらを達成するためには，単純に車両サイズを大きくする方法もある．しかしながら，日常での取り廻し性を考慮し，ホイールベースはこれまでの原付一種スクータ（Today）と同等とした．そのため，本開発においては，エンジン搭載姿勢をはじめとして，各部品の配置と形状の適正化により，上記重点目標を達成した．Table 2に主要諸元の比較を示す．

4.1. 居住性

Dunkは，取り回し性を考慮した，必要最小限の車体サイズとしながらも，フロア面からシートやハンドルまでの高さを大きく取った．Fig. 12に，ヒップポイント，グリップポイント，フットポイントを結んだライディングポジション三角形を示す．実線はDunk，破線は従来モデルのTodayを表し，Dunkがひとまわりゆったりとしたポジションとなっていることがわかる．

同時に，シートやフロアの前後長も大きく取ることで，着座位置や脚位置の自由度を増した．シートには長い時間の乗車も考慮したウレタン厚を与えることで，快適に過ごせる居住性を実現した．また，フロア下に配置した燃料タンクは，ステー等を介さない直接フレームマウント式とすることで，フロア高の上昇を抑制し，高い居住性を確保することに貢献している．

Table 2　Comparison of major specifications

Model name	Dunk	Crea SCOOPY	Today
Curb mass (kg)	81	79	79
Dimensions (mm) (Length × Width × Height)	1,675 × 700 × 1,040	1,695 × 625 × 1,000	1,695 × 630 × 1,030
Wheelbase (mm)	1,180	1,190	1,180
Seat height (mm)	730	710	695
Ground clearance (mm)	110	115	110
Fuel tank capacity (L)	4.5	4.8	4.6
Brake system Front/Rear	Disk (CBS) /Drum	Drum (CBS) /Drum	Drum (CBS) /Drum
Tire size (Front/Rear)	90/90-10 50J	90/90-10 50J	80/100-10 46J

4.2. シート下収納

新パッケージにおいて，大容量シート下収納を実現するために，以下を実施した．

まず，多くのモデルではシート後方下に配置されている燃料タンクをフロア下に配置した．そのため，フレームはダブルアンダボーンタイプを採用しているが，それは一

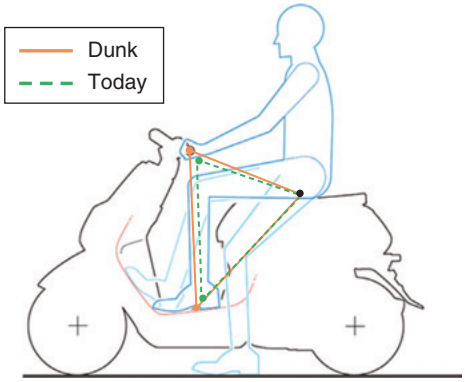


Fig. 12　Riding position

般的に用いられるモノアンダボーンタイプに対して重量増につながる．そこで本開発では各部のパイプサイズや板厚の最適化をおこない，フレーム重量は従来モデル同等とした．

次に，ラゲッジボックス後方のフレームクロスパイプを最後部に配置することで，シート下に前後に長い空間を確保した．Fig. 13 に Dunk の，Fig. 14 に Today のフレーム，燃料タンク，ラゲッジボックスの構成を示す．

そして，ラゲッジボックス下方に位置し，収納力確保に影響の大きいエンジンは，Alternative Current Generator (ACG) スタータの採用により，クランクケース上部のスタータモータが廃止された．それにより，エンジン搭載角を最適化し，ラゲッジボックス下方の空間を確保した．

これら周辺レイアウトの工夫により，ラゲッジボックスは 23 L の収納容量を確保し，フルフェイスヘルメットと雨合羽を同時に収納できるサイズを実現した．このラゲッジボックスは，その開口部の広さから，近年学校で配布される機会の増えている A4 サイズのクリアファイルも折ることなく収納することができる (Fig. 15)．

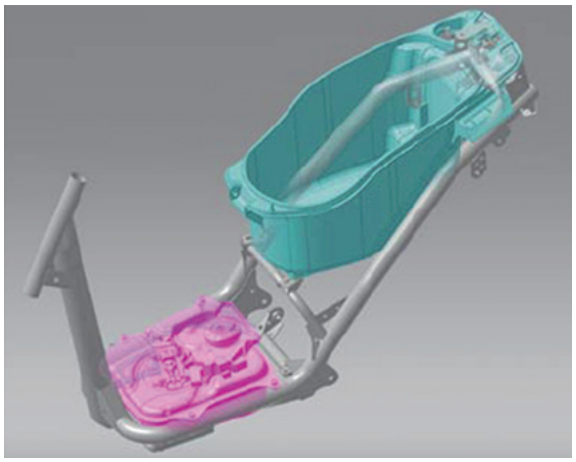


Fig. 13 Developed double under-bone type body frame

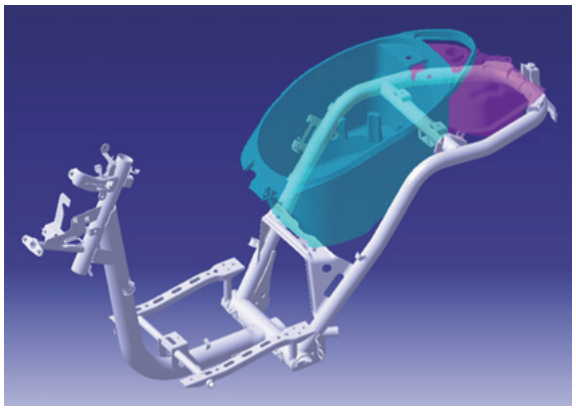


Fig. 14 Mono under-bone type body frame applied to Today

さらにその開口部の蓋を兼ねる乗車シートは，ユーザが肩からタスキ掛けしたスポーツバッグを受けられるだけの長さも充分に確保でき，自然なスタイリングと実用性の両立に貢献した (Fig. 16)．

4.3. 仕様と装備関連

高校生の通学における利便性を考慮し，これまでの原付一種スクータにはない装備を採用した．まず，若者の必須アイテムであるスマートフォンの充電も可能なアクセサリソケットを，グローブボックス内に装備した (Fig. 17)．



Fig. 15 Utility space



Fig. 16 Seat length sufficient to support sports bag



Fig. 17 Charging socket for smartphones equipped in glove box

また，スピードメータ内には液晶にデジタル時計を追加した．フロントインナラックは 500 ml サイズの紙パック飲料の収納が可能なサイズとした (Fig. 18)．

さらに実用性と機能性を考慮した装備として，Combined Brake System(CBS)機能付きフロントディスクブレーキや，アルミニウムダイカストホイールを採用した (Fig. 19)．



Fig. 18　A 500 ml drink packed in a regular paper carton can be stored in front inner bin



Fig. 19　Front disc brake with CBS and aluminum die-cast wheel

5．50 cc スクータ用エンジン eSP の開発

本モデルの開発コンセプトに従い，開発目標を市街地での混合交通を想定した動力性能と，優れた経済性を持つ，軽量でコンパクトなエンジンの実現と定めた．

本エンジンは，PCX などの 125 cc，150 cc スクータ用として商品化されている次世代小型スクータ用エンジン「eSP」[(6)]シリーズにおける，排気量 50 cm^3 の末弟として開発された (Fig. 20)．スクータ用 50 cm^3 水冷エンジンの新規開発は，2001 年型の Crea SCOOPY 以来のこととなる．

現行量産モデルの Today が空冷式エンジンを採用しているため，主として，本開発エンジンと同じ水冷式の Crea SCOOPY (2007 年型) のエンジンと比較し解説する．Table 3 に 3 モデルのエンジンの主要諸元を示す．

5.1. 動力性能の向上

スロットル全開状態での加速時に，無段変速機の変速がおこなわれるエンジン回転数 7,000-7,500 rpm において，従来水冷エンジンに対し 6－9% の出力向上を達成した (Fig. 21)．

また，従来機種に対して，変速回転数を 500 rpm 上げることで後輪出力の向上を図り，Crea SCOOPY に対して，0-200 m の発進加速で 0.7 秒，20 km/h からの追抜き加速で 0.5 秒，また，Today に対して，0-200 m の発進加速で 1.3 秒，20 km/h からの序走加速で 1.3 秒の加速性能の向上を達成した (Fig. 22)．以下に出力向上のためにおこなった手法について述べる．

5.1.1. 充填効率の向上

従来エンジンでは 37.8 mm×44 mm であったボアとストロークを 39.5 mm×40.2 mm に変更した．ボア径の拡大により吸気バルブ径を 20 mm から 21 mm に拡大した．合

Table 3　Comparison of engine specifications

Model name	Dunk	Crea SCOOPY	Today
Displacement (cm^3)	49	49	49
Cooling system	Partial water cooled	Water cooled	Air cooled
Bore × stroke (mm)	39.5 × 40.2	37.8 × 44.0	37.8 × 44.0
Compression ratio	12.0	12.0	10.1
Cylinder offset (mm)	5.5	0	0
In. Valve diameter (mm)	21	20	20
Ex. Valve diameter (mm)	15.5	16.0	16.0
Rocker arm type	Roller	Slipper	Slipper
Decompression system	Equipped	Not equipped	Not equipped
PCV system	Not equipped	Equipped	Not equipped
Maximum power (kW/rpm)	3.3/8,000	3.2/8,000	2.8/8,250
Standing start acceleration performance : 0-200 m (sec)	16.0	16.7	17.3
Fuel consumption (class) : WMTC mode (km/L)	56.6 (class 1)	-	51.2 (class 1)
Engine mass (kg)	19.3	20.4	21.6

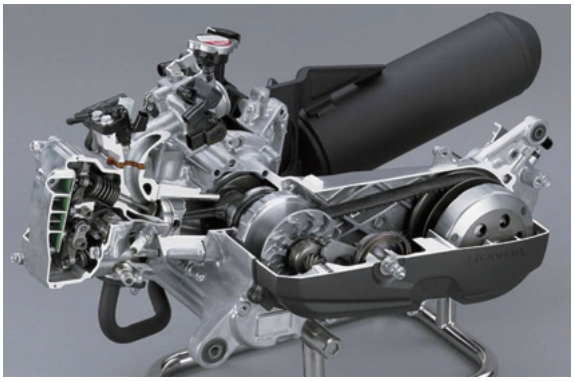


Fig. 20　Developed engine eSP

わせて吸気ポートの曲率を約 15% 大きくし，燃焼室に対し角度を立てた設定とした (Fig. 23)．これらにより，吸気バルブの有効開口面積 (Fig. 24) を 18% 拡大することで，充填効率 (Fig. 25) を最大 20% 向上させた．なお，後述する 5.5 mm 下方にオフセットされたシリンダとの組み合わせにより，スロットルボデーの高さを，従来水冷エンジンと同等に維持した．

5.1.2. フリクションロスの低減

以下にフリクションロス低減の代表的な事例を示す．なお，記述されている低減率は，最大出力発生回転数の 8,000 rpm における値である．

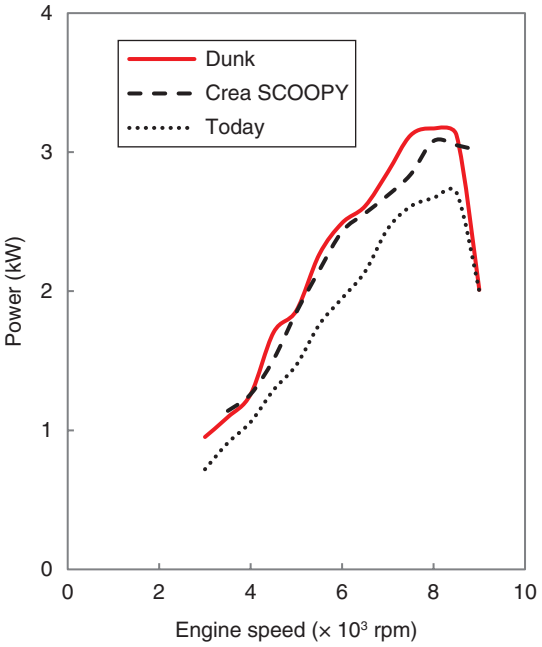


Fig. 21　Engine performance

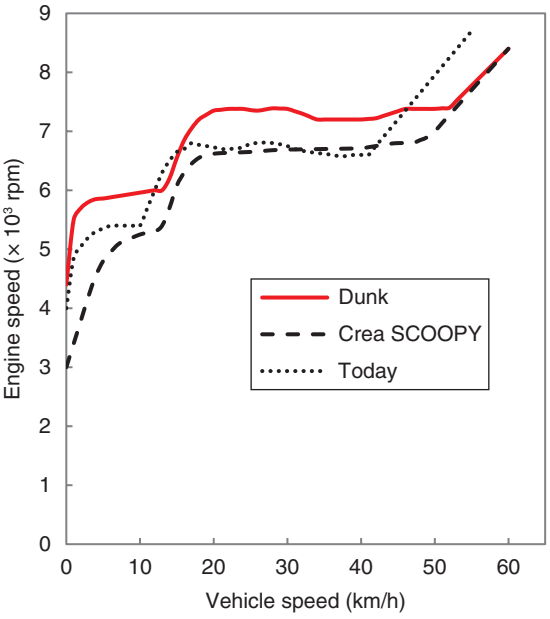


Fig. 22　Speed diagram

(1) 上述の吸気バルブ径の拡大 (20 mm から 21 mm) により，ポンピングロスを 23% 低減させた．

(2) ボア径の拡大に伴い，コンロッドとシリンダスカートとのクリアランスを確保することが可能となり，シリンダのオフセット量を 5.5 mm に設定した (Fig. 26)．これにより往復運動ロスを 10% 低減させた．

(3) ロッカアームは 2014 年型の PCX に適用されている外径 ϕ13 の小型タイプのローラを採用し，カム駆動ロスを 54% 低減させた．

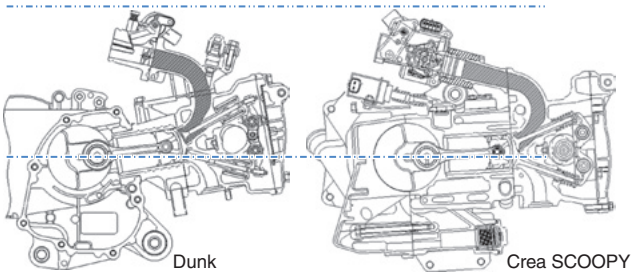


Fig. 23　Inlet port form

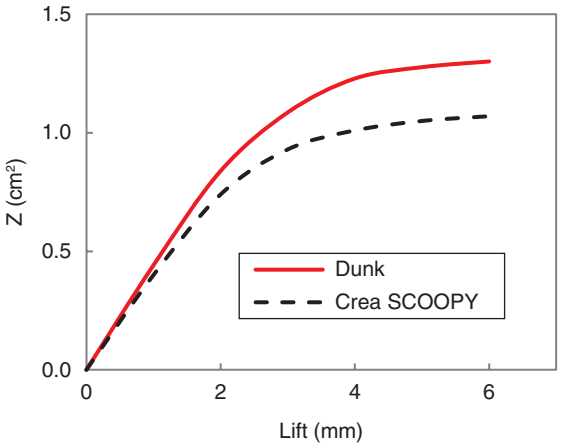


Fig. 24　Effective intake valve opening area

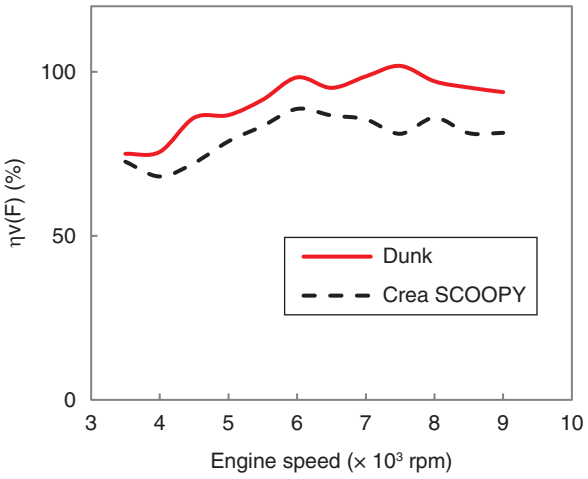


Fig. 25　Charging efficiency

(4) 冷却方式は，シリンダヘッドのみを水冷式，シリンダは空冷式とする「部分水冷方式」を採用した．そのため，通常の水冷式と比較して，ラジエータ入り口の冷却水温度が低下し，ラジエータ冷却用ファンの小型化が可能となった．ファンの高さを 4 mm 低減させることにより，ファン単体のフリクションを 53% 低減することができた (Fig. 27)．

5.2. コスト低減

優れた経済性を実現するためには，造りのコストを抑えることも重要である．部分水冷を採用することで，コスト上昇を抑えることができた．

5.2.1. PCV システムの廃止

水冷エンジンは，空冷エンジンに比べて冷間始動後のシリンダ壁温度の上昇速度が遅い．そのため，短距離の走行を繰り返す条件下では，クランクケースに滞留する水分やガソリン成分が気化せずに液体としてエンジンオイルに混入することがある．そこでこれまでの小型スクータ用水冷エンジンではクランクケース強制換気システム (PCV システム) の採用[7]により，エンジンオイルの劣化による交換インターバルの短縮を防いできた．そこで，空冷エンジン並みのシリンダ壁温上昇速度を得ることを目的に，冷却方式を部分水冷方式とした (Fig. 27)．Fig. 28 にエンジン始動後のシリンダ壁温度の変化を示す．新開発の水冷エンジンは空冷エンジン並みの暖機特性を得ることができ，PCV システムを廃止することができた．

5.2.2. シリンダ締結ボルトピッチの共用化

部分水冷方式ではシリンダにウォータジャケットを持たない．そのため Fig. 29 に示すように，従来の水冷エンジンと比較して，シリンダ締結ボルトピッチを約 6 mm 程度縮小でき，50 cm^3 や 110 cm^3 の空冷エンジンと同じ寸法とすることが可能となる．そのため，既に海外の生産現場に普及している，これら空冷エンジンの加工設備を共用化することができた．

5.2.3. 左右割りクランクケース

従来，国内で生産されてきた 50 cm^3 スクータ用水冷エンジンでは，モジュール組立てを考慮した別体式スイングアームの構造となっており，クランクケースは前後割りタイプを採用している．しかしながら，現在，海外で生産されているスクータ用エンジンのクランクケースは左右割り

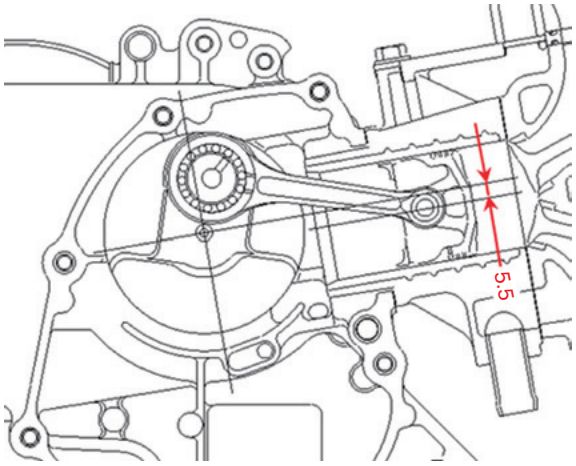


Fig. 26　Cylinder offset

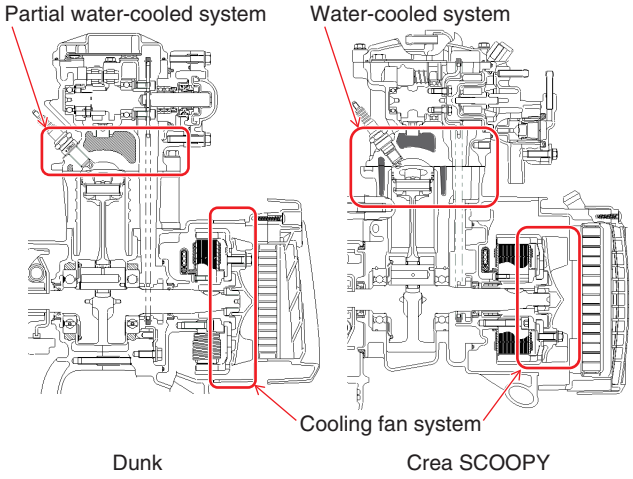


Fig. 27　Comparison of cooling system

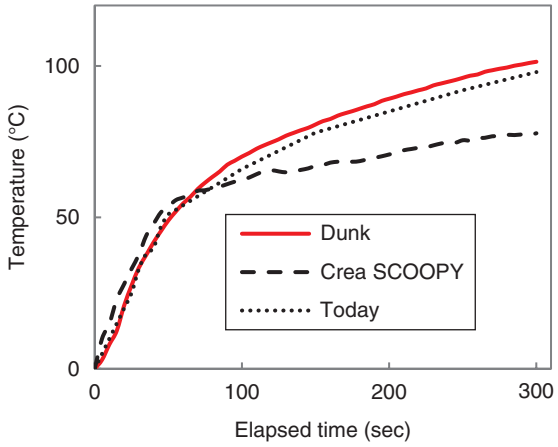


Fig. 28　Cylinder wall surface temperature

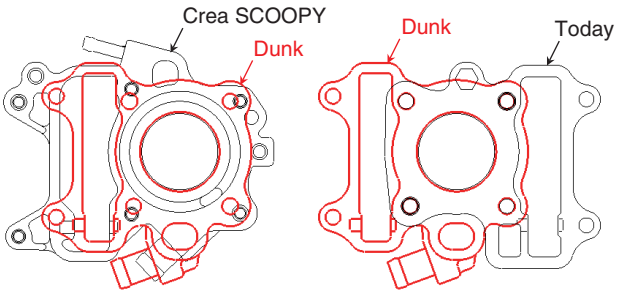


Fig. 29　Comparison of cylinder clamping bolt pitch

タイプで，左側クランクケース一体式スイングアームを採用している．新開発のエンジンでは，海外生産拠点にある加工と組立ての生産設備を活用すべく，左右割りのクランクケースを採用した．

5.3. 軽量コンパクト化

ACG スタータの採用に合わせて，50 cm^3 エンジンでは初となる遠心式正転デコンプレッション機構を採用した．これによりエンジン始動時のクランキングトルクの低減が可能となり，ACG スタータの起動トルクを 15% 低減することができた (Fig. 30)．また，外径を拡大することで，幅方向で 24% の薄型化 (Fig. 31) が可能となり，ACG 単体で 15% の軽量化を実現した．前述の，クーリングファンの高さの低減と合わせて，シリンダ中心からラジエータ外側までの幅寸法で 14 mm の短縮を実現した．

また，左右割り左側クランクケース一体式スイングアームの採用により約 0.75 kg の軽量化を図った．

これらの仕様変更により，従来水冷エンジンに対し 1.1 kg の軽量化を達成した．

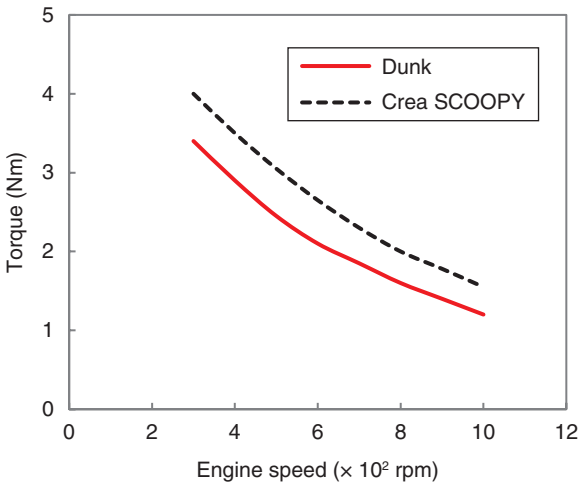


Fig. 30 ACG starter torque characteristics

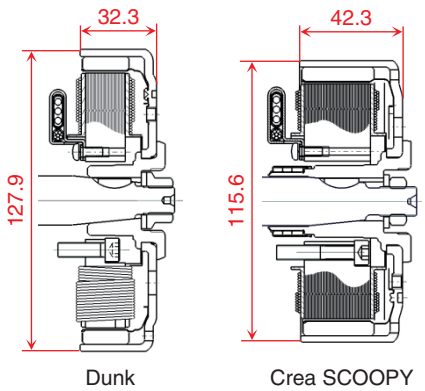


Fig. 31 ACG starter comparison of size

6. まとめ

原付一種市場の活性化を目指して若者をターゲットとした新型 50 cc スクータ Dunk を開発した．

乗っている人となじむカタチ，新エンジン eSP，「MM 思想」に基づくパッケージングを手段として，気軽さと上質感を兼ね備えたシンプルなスタイル，若者の「いつも」を豊かにする装備，30 分の通学にも疲れない快適性を実現した．

このモデルが多くの若年ユーザに利用され，ひとりでも多くが二輪車の利便性や魅力に共感し，二輪車市場全体の活性化につながることを期待する．

参考文献

(1) 杉岡浩一，関谷義之，林秀樹，笠啓次，中島広幸，鳥山正雪：4 ストローク小型スクータ「ジョルノクレア」の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.9-14
(2) http://jamaserv.jama.or.jp/newdb/index.html
(3) http://www.jama-english.jp/release/release/2012/120404-4.html
(4) http://www.stat.go.jp/data/kokusei/2010/
(5) https://www.npa.go.jp/toukei/menkyo/index.htm
(6) http://world.honda.com/Global-125cc-engine/Tech-details/page05.html
(7) 森山隆二，村岡勇樹，藤原一夫：小型二輪車用 4 ストロークエンジンのクランクケース強制換気システムの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.165-170

■著　者■


三ツ川　誠


平山周二


大坪　守


立石　康

大型除雪機 HSL2511 の開発

Development of HSL2511 Large-sized Snow Thrower

小 東 賢 太* Kenta KOHIGASHI
御菩薩池 勉* Tsutomu MIZOROKE
橋 爪 崇* Takashi HASHIZUME
浦 野 奨 平* Shohei URANO
宋 軍* Jun SONG

要 旨

使いやすく，綺麗な仕上がりを簡単操作で実現したフラッグシップモデルをコンセプトに，家庭用大型除雪機 HSL2511 を開発した．

ハイト，ローリングモータによって上下左右に動く除雪作業部（オーガ）の傾きを加速度センサ内蔵の制御ユニットで算出し，除雪中の作業部の傾きを一定に保持するオーガアシスト機能を世界で初めて搭載したことにより，除雪中に作業部の傾きに注意を払う必要や，頻繁に作業部を操作する必要がなくなった．さらに，初心者でも平滑で綺麗な除雪面や，任意傾きの除雪面の形成が容易になり，作業性が向上した．

加えて，電子ガバナと電子制御燃料噴射装置を採用した４ストローク V ツインエンジンを搭載したことにより，多様な作業条件に合わせてエンジン出力特性を切り替える作業モード切り替え機能と，最適な作業速度に作業者を導く速度ガイド機能とを実現したことで，作業性の向上と効率的な除雪を実現した．

また，新型エンジンと各種機能による作業効率の向上により，16% の燃費向上を実現した．

ABSTRACT

The HSL2511 residential-use large-sized snow thrower was developed on the concept of a flagship model that realizes ease of use and simple operation for tidy leveling of the snow-clearing surface.

An auger height motor and auger rolling motor move the snow-clearing system (auger) vertically and laterally using a control unit with built-in acceleration sensor to determine the inclination. This is also the first snow thrower in the world to be equipped with an auger assist function that remembers the vertical and lateral inclination of the snow-clearing system and keeps it steady while in operation. This reduces the need to expend care and attention on the inclination of the snow-clearing system during operation as well as the need to frequently manipulate the system controls. This model also has increased workability, so that even beginners can easily produce a smooth, orderly surface of cleared snow, or shape the cleared snow surface to the desired slope.

This model has a four-stroke V-twin engine with an electric governor and electronically controlled fuel injection system. It achieves increased workability and more efficient snow clearing by an operation mode change function, which switches to different engine power curves according to various operating conditions, as well as a speed guide function, which helps the operator find the optimal working speed.

The increased working efficiency achieved by the new model engine and the snow thrower's various functions has realized a 16% improvement in fuel efficiency.

1．まえがき

Honda は 1980 年にアメリカ向け家庭用小型除雪機 HS35 を初めて開発し，除雪機市場に参入した．国内では，1982 年に家庭用小型除雪機 HS50（５馬力クラス）の販売を開始し，現在は世界 20 か国以上に販売されている[(1)]．

国内市場においては，ガソリンエンジン搭載除雪機で 2-24 馬力のラインナップを揃え，累計販売は 36 万台に至っている．

近年，積雪量が増加し，重雪（比重の高い雪）地域が拡大傾向にあり，除雪作業の重労働化が進んでおり，積雪地域住人の高齢化や除雪作業の人手不足と併せ，より効率的な除雪が求められている．

このような市場ニーズに対応すべく，大型クラス（車体質量 400 kg 超）の除雪機をフルモデルチェンジし，作業効率を向上した家庭用大型除雪機 HSL2511 を開発したのでここに紹介する．Fig. 1 に外観を示す．

＊汎用 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_10



Fig. 1 Overview of HSL2511

2. HSL2511 のコンセプトと特徴

開発コンセプトは，使いやすく，綺麗な仕上がりを簡単操作で実現したフラッグシップモデルとし，大型クラスのガソリンエンジン搭載除雪機の中で一番に選ばれる魅力を持った商品を目指して開発した．

具体的には，以下を特徴とする．

（1）除雪作業部（オーガ）の姿勢制御を電子化し，オーガの傾きを一定に保持するオーガアシスト機能を世界で初めて搭載することにより，初心者でも，平滑で綺麗な除雪面や，任意傾きの除雪面の形成を容易にする．

（2）電子ガバナ[(2)]を採用し，作業モード切り替え機能と速度ガイド機能を搭載することにより，多様な作業条件に対応し，さらに効率的な除雪を実現する．

（3）電子制御燃料噴射装置（FI システム）を採用した４ストローク V ツインエンジンを採用し，簡単な始動（燃料コック操作不要，チョーク操作不要）と燃費向上を達成する．

Table 1 に主要諸元を示す．

3. 主要装備と達成技術

3.1. スマートオーガ

スマートオーガとは，以下に示すオーガアシスト機能とオーガリセット機能，オーガリフト機能を搭載した HSL2511 のオーガ姿勢制御機能の名称である（商標登録出願済）．

オーガアシスト機能 ：オーガの上下左右方向の傾きを電気的に制御し，オーガの姿勢を任意の傾きで一定に保持する機能

オーガリセット機能 ：リセットボタンを押すだけでオーガの位置を標準位置（オーガアシスト機能入時は水平位置）へ戻す機能

Table 1 Major specifications of HSL2511

Items	Specifications
Overall length [mm]	2,425
Overall width [mm]	1,100
Overall height [mm]	2,060
Dry mass [kg]	595
Width of snow clearance [mm]	1,100
Height of snow clearance [mm]	715
Maximum snow-throwing distance [m]	26
Engine type	Forced air cooling, 4-stroke, 2-cylinder 90deg V-type, OHV
Displacement [cm^3]	688
Net power [kW/rpm]	16.5/3600
Fuel type	Unleaded gasoline
Fuel supply system	Electronically controlled fuel injection system
Auger height adjustment system	Electro-hydraulic cylinder
Auger rolling adjustment system	Electro-hydraulic cylinder
Main equipment	Auger assist
	Auger reset
	Auger lift
	Speed guide
	Operation mode switching system

オーガリフト機能 ：除雪作業中の後進時，本機の後進に連動してオーガを自動上昇させ，雪のひっかかりを防ぎ，再前進時にオーガを自動で元の位置に戻し，移動から除雪へ素早く切り替える機能

3.1.1. ねらいと効果

(1) 操作頻度の低減　大型除雪機は，多くの操作装置（エンジン回転数，投雪方向や距離，除雪の高さや傾き，車速，進行方向など）を操作しつつ，除雪作業をおこなう必要がある．これは，作業者にとって非常に難しい作業である．Fig. 2 に除雪作業中に右手で操作するレバーを示す．

その中でも最も操作頻度の高い操作は，除雪の高さや傾きを調節する，オーガハウジング調節スイッチ（Auger control lever）の操作である．オーガアシスト機能を搭載したことにより，オーガの傾きを作業者が調節した傾きで一定に保持するように常に自動で動作するため，作業者の

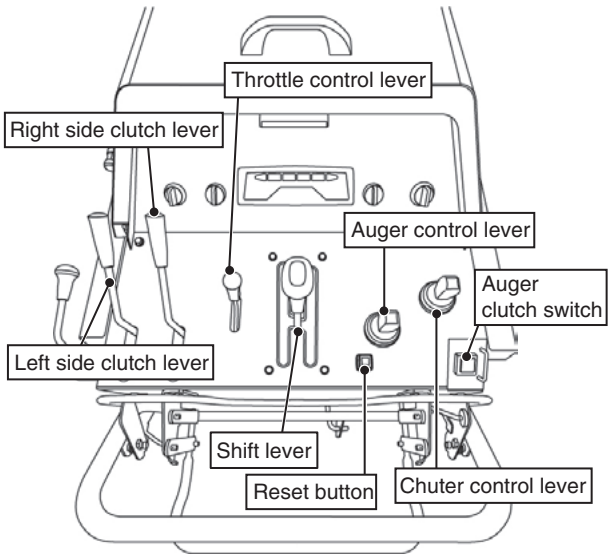


Fig. 2 Control panel view

熟練度に関わらず，オーガハウジング部の操作回数が低減し，除雪作業の負荷が軽減された (Fig. 3, Fig. 4)．

(2) 平滑除雪面形成の容易化　除雪作業の目的は雪を除け，人や車の通路を作ることが主である．つまり，可能な限り平滑で綺麗な除雪面を形成する必要がある．しかし，綺麗な除雪面を形成するためのオーガハウジング調節スイッチの操作は，除雪面の乱れが本機傾きに現れるまでにタイムラグがあるため，熟練者にとってもタイミングが非常に難しい操作である．

オーガアシスト機能を搭載したことにより，走行面の凸凹に応じて常にオーガ傾きを一定に保持することが可能となり，除雪機の初心者であっても熟練者並みの仕上がり性を実現できるようになった (Fig. 3, Fig. 4)．

(3) 任意傾き除雪面形成の容易化　除雪作業をする場所は，庭，軒先，駐車場など多岐に渡る．特に駐車場などは水はけを考え傾斜が付いていることが多い．

オーガアシスト機能を搭載したことにより，任意の傾きにオーガを保持することが可能となり，任意の傾きで除雪することが可能となった．このため，傾斜がついた駐車場なども綺麗に除雪することが可能となった．

(4) 水平除雪の容易化　オーガハウジング調節スイッチで除雪の高さや傾きを調節するが，目標物の少ない雪面上では水平を見失うことが多い．オーガアシスト機能とオーガリセット機能を併用することにより，水平面をオーガアシスト機能の制御目標値として設定することが容易になったため，作業者が水平を見失っていても，水平面を自動で形成することが可能になった．

(5) 転倒防止効果　降り積もった雪の硬さは一定ではないため，軟らかい所と硬い所が存在する．雪上での除雪をおこなう場合，雪が軟らかい側に本機が沈み込み傾き，転倒する可能性がある．従来機においては，手動でオーガハウジング調節スイッチを操作し，オーガを沈み込んだ方向と逆方向へ操作することで，本機の傾きをキャンセルする操作をおこなっていた．

オーガアシスト機能を搭載することにより，この操作を自動で細かくおこなうことが可能となり，本機の傾きが大きくなる前に修正するため，転倒を未然に防ぐことが可能となった．

(6) 除雪時ロス時間の削減　除雪作業中に雪が硬くオーガの食い込みが悪かったときや，隣の列を除雪するときに，後進をすることは非常に多い操作である．その際，オーガ高さを除雪高さのまま後進すると，オーガハウジングが雪に引っかかり，後進することの妨げとなってしまうため，後進開始前にオーガを持上げる操作をおこない，再前進時にオーガ位置を元に戻す必要があった．

オーガリフト機能を搭載することにより，オーガの上げ下げを自動でおこなってくれるため，操作忘れを防ぎ，効率的な除雪が可能となった (Fig. 5)．

3.1.2. 動作説明

作業者はオーガハウジング調節スイッチで，オーガの上下左右傾きを従来通りの操作で調節する．そのオーガの傾きが目標値となり，走行面の凸凹により本機が傾いても除雪中はオーガの傾きを一定に保持するように動作する．

作業者がオーガの上下左右傾きを再調節した場合は再調節した傾きを目標値とし更新する．

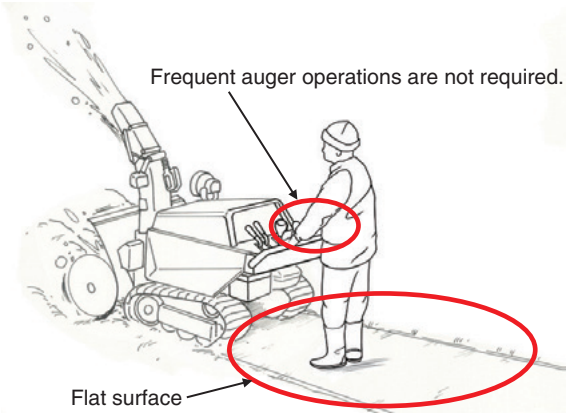


Fig. 3　Auger assist on

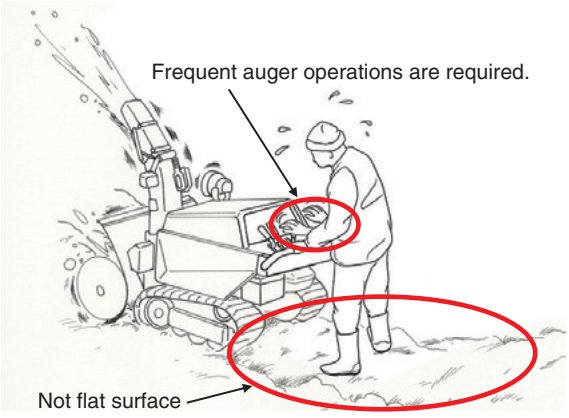


Fig. 4　Auger assist off

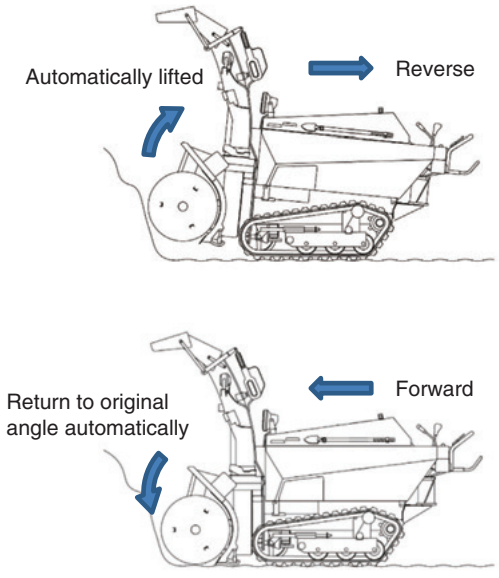


Fig. 5　Auger lift function

よって，オーガの傾きは走行面の状況に応じて作業者がいつでも任意に調節することが可能になり，設定したオーガの傾きを自動で一定に保持するように常に動作する．

左右方向の動作例を Fig. 6 に示す．(1)軟らかい雪で片輪が沈み込み傾いた場合，(2)設定した目標値に対し傾いた角度と同じ傾き角度だけ自動で逆方向にオーガ角度を動作させる．(3)そのまま前進除雪をおこなうと，走行面がオーガ角度に合わせて設定した傾きになっていく．(4)走行面の傾きが目標値に戻るにつれて，オーガ角度を戻していく．

上下方向の動作例を Fig. 7 に示す．斜面を形成し登る場合を例示する．(1)オーガの上下傾きを形成したい斜面の傾きに調節する．破線が現雪面，実線が形成したい斜面を表わす．(2)前進除雪をおこなうと目標値の角度で除雪面を形成していく．(3)車体が除雪面の傾きになるに連れて，連続的にオーガの上下傾きを下げていく．(4)任意の斜面を形成しながら登ることが可能になる．(2)，(3)の動作を連続的に滑らかにおこなうことは非常に難しく，手動でおこなうと波打ってしまう〔(4)の二点鎖線〕ことが多いが，オーガアシスト機能は素早く滑らかにオーガ位置を調節するため，綺麗な斜面を形成することができる．

3.1.3. 構造と制御システム

オーガの上下左右方向の地軸に対する重力加速度方向からの傾きを検出するため，車体に加速度センサ内蔵の制御ユニットを配置した．

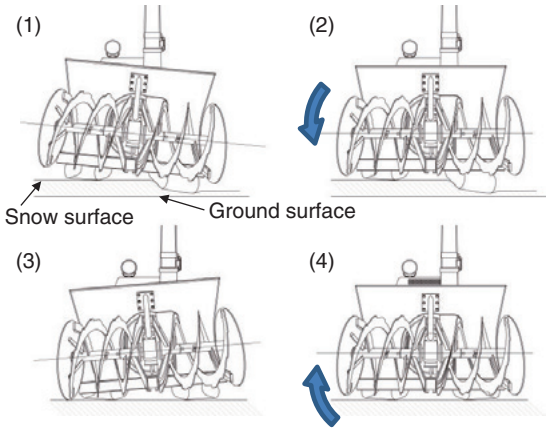


Fig. 6 Auger movement (rolling)

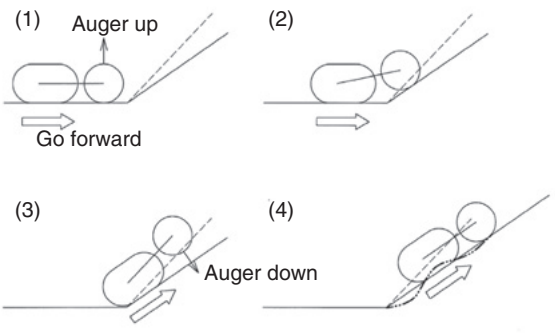


Fig. 7 Auger movement (height)

オーガの上下方向の傾きは制御ユニット取り付け部と同一となる，オーガの左右方向の傾きは制御ユニット取り付け部と同一とならないため，オーガと車体接続部に左右方向角度を検出する角度センサを配置した (Fig. 8, Fig. 9)．

オーガの傾きを調節する操作部は従来通りのオーガハウジング調節スイッチ，オーガリセットボタンとした．

オーガアシスト動作を除雪中のみ機能させるために走行クラッチ，除雪クラッチ状態をクラッチスイッチ，オーガクラッチ ON センサと OFF センサにより検出，前後進状態を車速センサにより検出した．

オーガの傾きを変化させるアクチュエータは電動油圧ハイトモータ，ローリングモータとした．

車体の上下左右方向の傾きを３軸の加速度センサにより検出する．加速度センサはオーガや走行部，エンジンからの振動による影響を受けるため平均化をおこなう．また，発進や停止，ハイトモータ動作による瞬時の加速度による影響を軽減させるため各状態を検出し，フィルタリングをおこない，オーガや車体の傾き検出精度を向上させた．

上下方向のオーガの傾きは上下方向の車体の傾きとして算出する．左右方向のオーガの傾きは左右方向の車体の傾きと角度センサ値により，算出する．

算出した上下左右のオーガの目標傾きに対し，走行面状況により上下左右の実オーガの傾きがある偏差以上になるとオーガ動作を開始する．

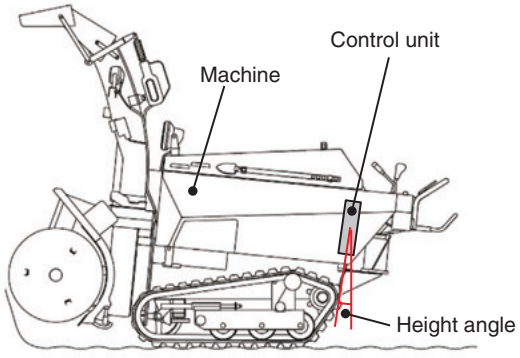


Fig. 8 Control unit location

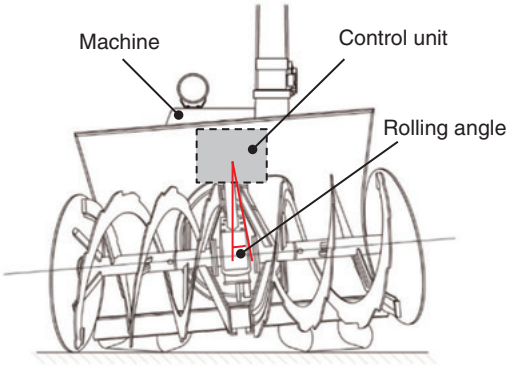


Fig. 9 Rolling angle

また，偏差が大きいときは高速で小さいときは低速で動作させることにより，速やかかつ細やかな動作を実現した．

3.2. 作業モード切り替え機能

3.2.1. ねらいと効果

降雪地には多様な条件が存在し，早く除雪したい人，高く雪を飛ばしたい人などが存在する．しかし，一台の除雪機で多様な作業条件に対応するには，非常に複雑な操作を必要とし，初心者には難しい操作であった．

HSL2511 では，標準モードと飛距離モードの二つの作業モードを一つのスイッチで切り替える，作業モード切り替え機能を搭載したことにより，初心者でも複雑な操作なしで，多様な作業条件に対応可能となった (Fig. 10)．

3.2.2. 機能説明

作業モード切り替え機能は，エンジンスロットルの最大開度および，設定回転数範囲を条件に応じて変化させることにより，出力特性を変化させるものである．Fig. 11 に各モードのトルク特性を示す．

標準モードは，設定回転数範囲を従来機同等の作業が実現できる 2000-3500 rpm とし，またエンジン回転数ごとにスロットル開度の最大開度を規制することにより，エンジン特性を変化させている．低回転側ではスロットル開度は全閉から全開まで動作させるものの，高回転になるにつれて段階的にスロットルの最大開度を絞ることにより，高回転側の最大出力を低下させる．これにより，エンジンの回転数ダウンに伴うトルクの盛り上がりを大きくすることが可能となる．

早く大量に除雪をおこないたいため本機の進行速度を速く設定すると，雪による負荷が増加し，エンジントルクが負けてしまう．そして，(1)負荷とトルクが釣り合う点まで回転数がダウンする．(2)その際に，標準モードでは飛距離モードよりもトルク上昇が大きく，雪による負荷とエンジントルクが早く釣り合う．これにより，作業者が進行速度の微調整をおこなう頻度が少なくなり，除雪機が取扱いしやすくなる．

また，エンジン回転数の下降率に対してトルク上昇率が大きいため，作業者はエンジンパワーや粘りを感じやすい．

飛距離モードは，設定回転数範囲を標準モードよりも広い 2000-3850 rpm とし，スロットル最大開度規制をおこなわず，全閉から全開まで全域で動作させるものである．このときのエンジン特性 (全開カーブ) は，エンジンそのものの特性と同一である．

エンジンの最大出力が標準モードより大きく，設定回転数も高いため，高回転で投雪をおこなうことができ，作業者はより高く，より遠くまで雪を飛ばすことができる．

3.2.3. 構造と制御システム

スロットルの最大開度を条件に応じて変化させるために，従来機に広く採用されているメカニカルガバナ機構ではなく，中型ハイブリッド除雪機 HSM1590i[3] などに採用されている電子ガバナを採用した．電子ガバナは，負荷の変動に関わらずエンジン回転数を一定に保つために，ECU によって算出した目標スロットル開度に対して，モータでスロットルを駆動する装置である．そのため，ECU はスロットル開度を常時認識可能であり，また自在に変化させることも可能となった．本機では，そのメリットを生かしモード切り替え機能を実現した．

具体的には，標準モードで以下のような開度規制を用いている (Fig. 12)．

3.3. 速度ガイド機能

3.3.1. ねらいと効果

効率の良い除雪をするためには，エンジンの回転数を一定に保つ必要がある．これは作業能率や投雪距離がエンジ

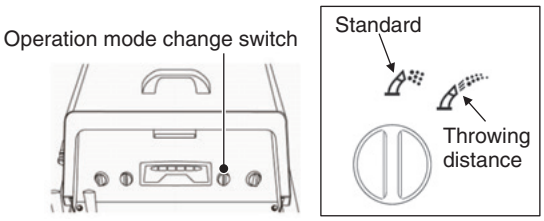


Fig. 10　Operation mode change switch

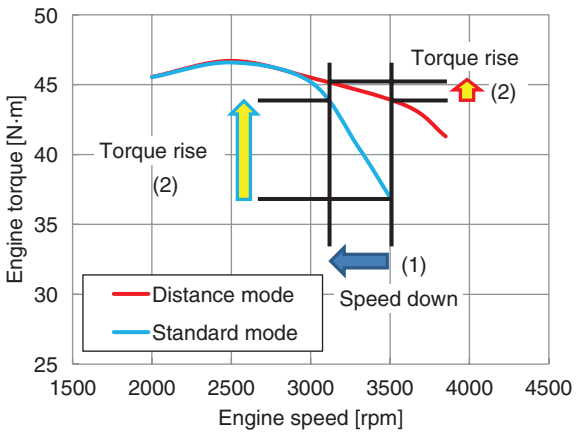


Fig. 11　Torque characteristics in each mode

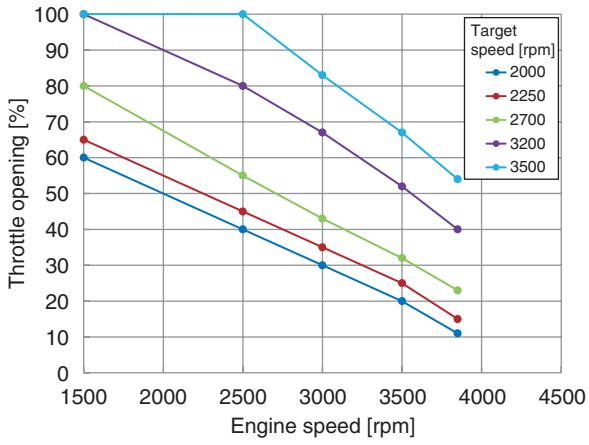


Fig. 12　Throttle opening limit

ンの回転数に比例するためである.

エンジンの回転数を一定に保つためには, エンジンにかかる負荷を一定に保つ必要がある. エンジンにかかる負荷は仕事量＝除雪量 (t/h) で決まる. 除雪量は除雪機の進行速度に比例するため, 効率の良い除雪をするためには, 雪質 (雪山の高さや硬さ, 湿り気など) に応じて, 速度を細やかに調節する必要がある.

しかし, 積雪の高さや深さ, 硬さは一定ではなく, その変化を作業者が事前に把握することは難しいため, 最適な速度を保つことは, 非常に難しい操作である.

速度ガイド機能を搭載することにより, 作業者は加速と減速どちらをすべきかを容易に知ることができ, 最適な速度で除雪するように前後進調節レバーを操作することが可能となり, 最適速度で除雪できるため, 作業時間を短縮することが可能となった.

3.3.2. 機能説明

速度ガイド機能は, 表示灯の点灯方法で作業者に最適進行速度をガイドする機能である (Table 2).

HSL2511 には二つの作業モードが設けられている. それぞれの作業条件に応じて, 最適進行速度の設定を変更している.

標準モードでは, 作業能率が良く最大除雪量を得ることができるトルクピーク (2500 rpm) 付近に進行速度の調整を誘導する. 飛距離モードでは, 雪を遠く高く飛ばすことができ, 最大投雪距離を得ることができる出力ピーク (3850 rpm) 付近に進行速度の調整を誘導する (Fig. 13, Fig. 14).

Table 2 Speed guide indicator lighting

Indication	Status	Operation
Light-off	Engine is not fully loaded	Can accelerate
Light-on	Optimal speed	Maintain speed
Blinking	Overloaded	Decelerate

3.3.3. 構造と制御システム

同じ進行速度で除雪していても, 雪の状態は変化するため, エンジンにかかる負荷は変化していく. そのため, エンジンにどれくらいの負荷がかかっているかを監視する必要がある. その手段として, 3.2.3. 項で説明した電子ガバナのスロットル開度を利用し, そのときのエンジン回転数とスロットル開度を元に負荷を推定しインジケータの点灯制御をおこなった. 具体的な点灯ポイントを Fig. 15, Fig. 16 に示す.

標準モードにおいて初期エンジン回転数を 3500 rpm に

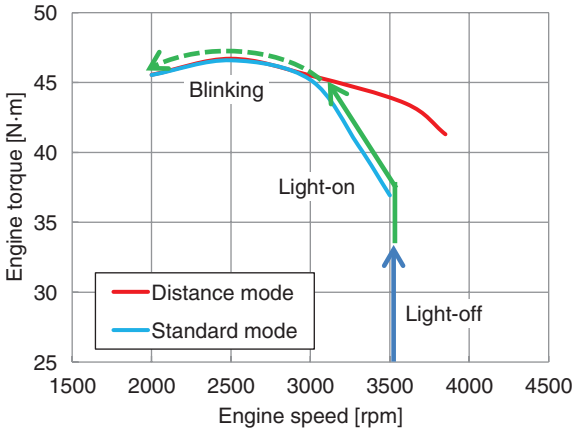


Fig. 13 Speed guide (standard mode)

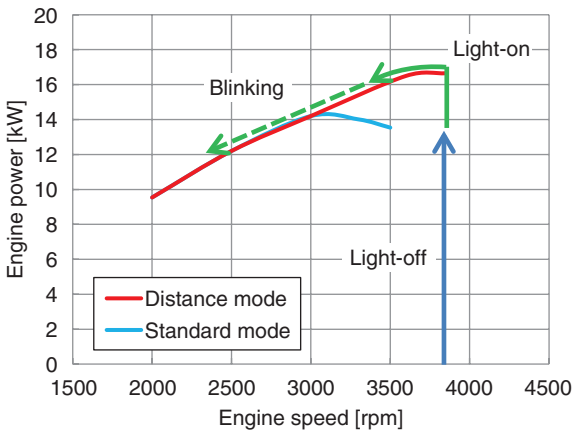


Fig. 14 Speed guide (distance mode)

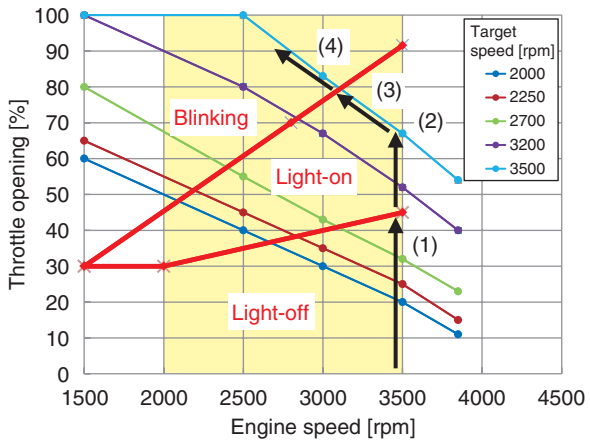


Fig. 15 Indicator lighting (standard mode)

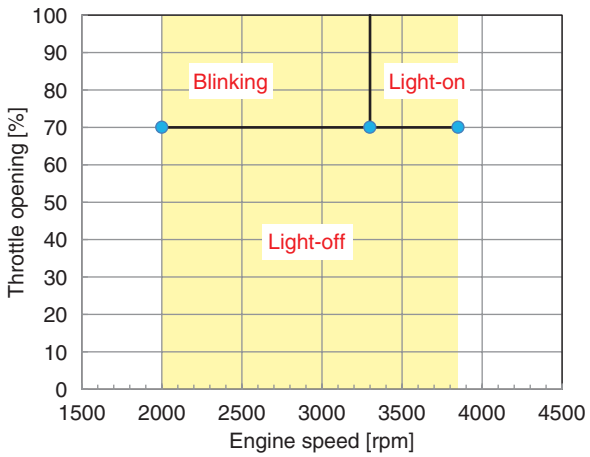


Fig. 16 Indicator lighting (distance mode)

セットして作業を開始した場合 (Fig. 15 黒矢印), 負荷が大きくなるとスロットル開度も大きくなる. (1)スロットル開度が 45% に達すると負荷が最適と判断してインジケータを点灯する. (2)そのまま負荷が大きくなり 67% に達すると開度規制がかかり, それ以上スロットルが開かなくなり, エンジン回転数が下降し始める. (3)同時にスロットル開度規制値も上昇し, トルクが上昇する. (4)3100 rpm よりも回転数が下降すると, 過負荷と判断してインジケータを点滅させる.

飛距離モードにおいては, エンジン回転数が 3300 rpm 以上でスロットル開度が 70% 以上のときは, 負荷が最適と判断してインジケータを点灯, エンジン回転数が 3300 rpm 以下でスロットル開度が 70% 以上のときは, 過負荷と判断してインジケータを点滅, それ以外は消灯とした.

3.4. FI システム採用新型エンジン

3.4.1. ねらいと効果

(1) 簡単な始動および作業性向上　　FI システムを採用した 4 ストローク V ツインエンジンを搭載することにより, キャブレタ搭載エンジンに対し, 始動の際, 燃料コックを開け, チョークレバーを引き, エンジン回転調整レバーを始動位置にセットする操作が不要となり, 簡単な始動が可能となった.

(2) 実用燃費向上効果　　電子ガバナと FI システムを採用した 4 ストローク V ツインエンジンを搭載したことにより, 燃料噴射量の調整が細かく自動でおこなえるようになり, 各種機能による作業効率の向上, 新型シュータの採用と相まって, 排気ガスエミッション規制 EU STAGE-2 [4] に対応したにも関わらず, モデルチェンジ前の従来機である HS2411Z に対して, 燃費が向上している.

Table 3 の同条件 (同飛距離, 同能率) にて比較をおこなった結果, HSL2511 は HS2411Z より低いエンジン回転数と負荷率で同じ作業をおこなえる. そのため, 16% の燃費向上を得られた. (HSL2511 は標準モードを使用)

3.4.2. 構造と制御システム

構造を Fig. 17 に示す.

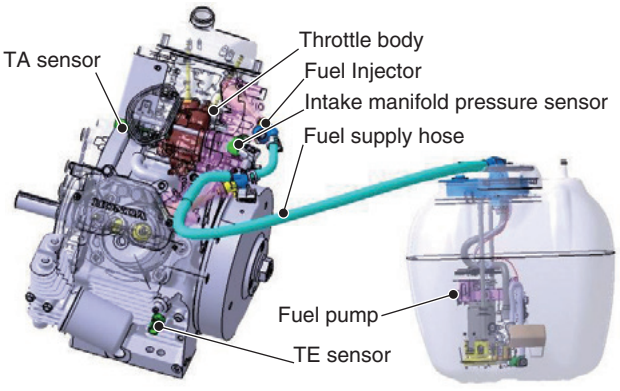


Fig. 17　FI system structure

Table 3　Fuel efficiency

	HSL2511	HS2411Z
Throwing distance [m]	18	
Clearing volume [t/h]	50	
Engine speed [rpm]	3100	3400
Engine load [%]	80	100
Fuel consumption [L/h]	6.9	8.3

本システムでは, 吸気圧センサが気圧を検出することで, キャブレタ搭載エンジンと違い, 高地においてもセッティング変更が不要となった.

始動操作としては, キースイッチを一度始動ポジションまで捻ると自動で ON の位置に戻り, セルモータは, 最大 5 秒作動し続け始動できるシステムとしたため, キースイッチを捻り続ける必要がなくなった.

4. まとめ

スマートオーガと, 電子ガバナ・電子制御燃料噴射装置を採用した 4 ストローク V ツインエンジンを搭載した大型除雪機 HSL2511 の開発では, 以下の内容を達成した.

(1) ハイト, ローリングモータによって上下左右に動く除雪作業部の傾きを加速度センサ内蔵の制御ユニットで算出し, 除雪中の作業部の傾きを一定に保持するオーガアシスト機能を世界で初めて搭載したことにより, 初心者でも平滑で綺麗な除雪面や, 任意傾きの除雪面の形成が容易になった. さらに, 作業者の操作頻度も低減され, 作業性が向上した.

(2) 電子ガバナを採用し, 多様な作業条件に合わせてエンジン出力特性を切り替える作業モード切り替え機能を搭載したことにより, 複雑な操作が不要となり, 作業性が向上した. また同時に, 最適な作業速度に作業者を導く速度ガイド機能を搭載したことで, 作業者が最適速度で除雪できるようになり, 効率的な除雪を実現した.

(3) FI システムを採用した 4 ストローク V ツインエンジンを搭載したことにより, 簡単な始動 (燃料コック操作不要, チョーク操作不要) を実現し, 作業者の負担を軽減した. また, 各種機能による作業効率の向上, 新型シュータの採用と合わせて, 約 16% の燃費向上を実現した.

参考文献

(1) 花房実美, 脇谷勉, 山本隆弘, 乾勉:ハイブリッド除雪機「HS1390i」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.31-38

(2) 福嶋友樹, 松田迅人, 新荻義久, 谷口洋一:汎用ガソリ

ンエンジンの適応制御型電子ガバナシステム, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.58-64
（3）脇谷勉, 川上俊明, 清水則和, 山崎信男:電子ガバナ付エンジン搭載除雪機の制御システム開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.51-56
（4）2012/46/EU(欧州排ガス指令)

■著　者■


小 東 賢 太


御菩薩池 勉


橋 爪　崇


浦 野 奨 平


宋　　軍

東京電力福島第一原子力発電所向けの高所調査用ロボットシステムの開発

Development of High-Access Survey Robot for TEPCO's Fukushima Daiichi Nuclear Power Station

杉浦　恒*　福島崇文*　黒田貢秀*
Hisashi SUGIURA　Takafumi FUKUSHIMA　Mitsuhide KURODA
石崎隆介*　松本隆志*
Ryusuke ISHIZAKI　Takashi MATSUMOTO

要　旨

東京電力福島第一原子力発電所の原子炉建屋内において現場からの要求が高い，フロア高所における画像取得や放射線量，温湿度の計測を行う高所調査用ロボットシステムを開発した．

本ロボットシステムは遠隔操作用に改造したクローラ型の高所作業台車に11軸のアームを搭載しており，7 mの高さまで到達できる．またフロア高所で狭隘部奥にアーム先端を挿入することが可能である．現場からもたらされる情報をもとに要件を決めてメカニカルシステム，電装システムを開発し，さらに遠隔操作の負担を軽減するための操作用インタフェイスの開発を行った．またミッションを想定した耐久試験や現場に近い環境である浜岡原子力発電所での実証実験による機能確認を行った．

本ロボットは原子炉建屋2号機において2013年6月18日と7月23日の2回，3号機において2014年5月13日の合計3回のミッションを行い，それまでわからなかった原子炉建屋上部の放射線量計測や，原子炉格納容器付近の画像を取得した．さらに今後の様々な廃炉作業に貢献する原子炉建屋内部の形状データを取得した．

ABSTRACT

A high-access survey robot system was developed to acquire images, doses of radiation, temperature, and humidity in locations high above the floor inside the reactor building at Tokyo Electric Power Company's Fukushima Daiichi Nuclear Power Station, where there is a high level of on-site demand for this capability.

This robot system has a crawler-type high-place work cart modified for remote operation and is equipped with an arm having 11 joints that can reach to a height of seven meters. It is also able to insert the arm tip deep into narrow spaces at locations high above the floor. The mechanical and electrical systems were developed according to requirements formulated using information brought from the site. An operating interface was also developed to reduce the burden of remote operation. Functionality assessments were carried out by endurance testing with a mock-up as well as by proving tests conducted in a reactor building at Hamaoka Nuclear Power Station, a physical environment that closely resembles the one in the Fukushima Daiichi Nuclear Power Station.

This robot performed missions twice in Unit 2 Reactor Building, on June 18 and July 23, 2013, and once in Unit 3 Reactor Building, on May 13, 2014, for a total of three missions. It acquired doses of radiation, which had not been available before then, from the upper areas inside the reactor building, as well as images from the vicinity of the primary containment vessel. It also acquired data on the geometry inside the reactor building that will contribute to various upcoming tasks involved in decommissioning of the reactor.

1．まえがき

2011年3月11日の東日本大震災に伴う東京電力福島第一原子力発電所（以降1Fと呼ぶ）の事故以来，株式会社本田技術研究所（以後，Hondaと記述する）には現場へのロボット投入の期待の声が数多く寄せられた．また社内においても何とか現在の状況の改善に貢献できないかとの強い想いがあった．

このような背景から同年6月より独立行政法人産業技術総合研究所（産総研）と東京電力株式会社（東電）との三者で現場におけるロボット技術の適用先の調査を始めた．

当時は，まだ原子炉建屋内部の状況がほとんど判明して

＊基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_11

いなかったため，まず内部の状況調査が必要であった．最も初期に内部の調査を行ったのは全長が 1 m 前後の小型ロボットである．例えば Packbot[(1)]は原子炉建屋 1 階の調査や他のロボットの先導を行った．Quince[(2)]は階段を登って 2 階や 3 階，その上のオペレーティングフロアの調査を行った．Survey Runner[(3)]は地下階の調査を行った．その結果，原子炉建屋の床面から 1-1.5 m 程度の高さの様子や放射線量がわかった．

しかしこれらの小型ロボットでは，原子炉建屋の雰囲気線量の寄与割合が高いと推定されている 1 階の天井付近（フロア高所）の調査は困難である．原子炉建屋内のフロア高所には配管やダクト，ケーブルラック等が複雑に配置されており，調査をより困難にしている．

そこで我々は，高さ 7 m まで到達することができ，また狭隘部奥へアプローチし，線量，温湿度計測や画像を取得できる高所調査用ロボットを開発した．Fig. 1 に高所調査用ロボットを示す．左が移動姿勢，右が高所を調査する場合の調査姿勢である．

本ロボットは高所作業台車と調査用アームから構成され，それぞれ産総研と Honda が開発を担当した．

以下，本論文では高所調査用ロボットのうち Honda が開発した調査用アームを中心に，1F の現場に直接立ち入ることができない状況の中で，どのようにして現場からもたらされる情報をもとに要件を決め，原子炉建屋で確実に動作するロボットを開発し，実際のミッションにおいて使われたかについて述べる．



Fig. 1 High-Aaccess Survey Robot
The driving posture (left) and higher posture (right)

2．現場の状況

2.1. 調査場所

1F には 1-6 号機の原子炉があり，このうち被害を免れた 5，6 号機を除く 1-4 号機の原子炉建屋内部の調査が事故以来進められている．この調査は今後の廃炉作業の計画立案や効率的な推進に極めて重要である．これらの原子炉建屋の 1 階が本ロボットの調査予定場所である．

1F と同型の沸騰水型（Boiling-Water Reactor: BWR）の原子炉建屋の断面図および上面図をそれぞれ Fig. 2 と Fig. 3 に示す．中央に原子炉格納容器（Primary Containment Vessel: PCV）があり，その周辺にはさまざまな設備が取り付けられている．本ロボットは 1 階の特に Fig. 3 に示す移動式炉心内計測装置（Traversing Incore Probe: TIP）室上部，パーソナルエアロック室（Personal Access Lock Room）上部，キャットウォークの PCV 付近の調査を行う．いずれの場所も狭い上にパイプが何本も設置されており，アクセスが困難な場所である．

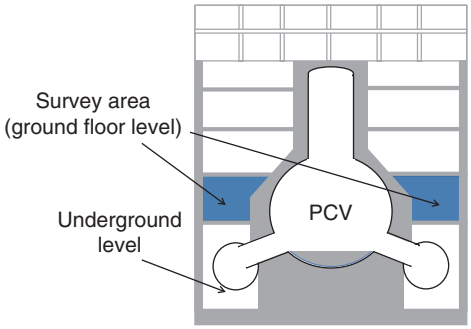


Fig. 2 Cross-section view of BWR reactor building

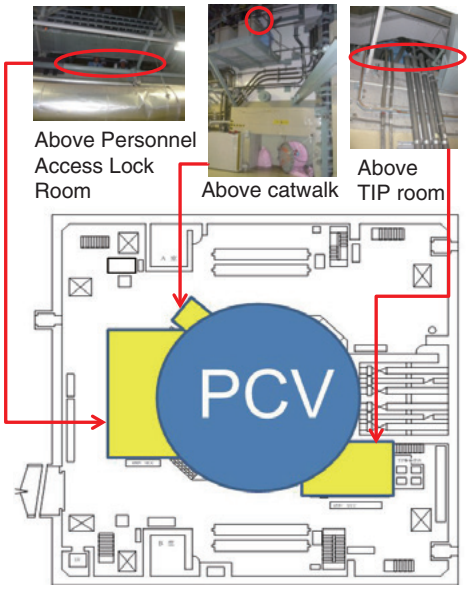


Fig. 3 Top view of BWR reactor building of ground floor
The survey target areas are filled with yellow.
(Images provided by Chubu Electric Power Co., Inc.)

2.2. 現場のロボットへの要望と状況

2.2.1. ロボットへの要望

現場で求められるロボットは以下の通りであった.

(1) 高所狭隘部において, 放射線量, 温湿度, 画像の取得ができること.
(2) できるだけ早く投入できること.
(3) 一度のミッションでできるだけ多くの調査を行えること.
(4) 操作性が高いこと.
(5) 防護服や手袋を重ねて装着しても操作できること.
(6) 小雨が降っていてもミッションを実施できること.
(7) 原子炉建屋内から確実に帰還すること.
(8) 原子炉建屋内の施設を破損しないこと.
(9) ロボットの耐用回数は最低 16 ミッションであること.

2.2.2. 現場の状況

またロボットが移動を開始する原子炉建屋前および建屋内の状況は以下の通りである.

(1) 原子炉建屋前および建屋内は放射線量が高い場所が存在し, 人が長時間とどまることはできない.
(2) 原子炉建屋前は, 養生鉄板による段差や, 砂利などによる凸凹がある.
(3) 原子炉建屋内は, 場所によっては施設が損傷を受けていることもあり, 現場の状況を反映した正確な図面がない.
(4) 原子炉建屋内では水滴の落下や水溜りがある.
(5) 原子炉建屋内の通路上部には仮設の配管や作業用ステージ, ダクトが Fig. 4 の赤矢印で示す 2 m 程度の高さに設置されており通路脇の床にも作業用の機材などが置かれている.
(6) 調査場所はフロア高所にあり, かつ配管等の障害物のために狭く入り組んでおり調査が特に困難である.
(7) 原子炉建屋内には放射性物質が浮遊している.

これらの現場の要望および状況をメカニカルシステム, 電装, 操作用インタフェイスの各領域で要件にして, ロボットシステムの設計, 開発を行った.



Fig. 4 Inside reactor building (Image provided by TEPCO)

Table 1 Specification of high-access survey robot

Entire robot	Length	1.8 m
	Width	0.8 m
	Minimum height	1.8 m (when driving)
	Maximum height	7.0 m
	Weight	1.1 t
	Operating time	5 hours
High place work cart	Maximum velocity	2 km/h
	Maximum incline	15 degrees (back and forth) 20 degrees (right and left)
	Maximum bumping height	60 mm
Survey arm robot	Length	1.7 m
	DOF	11 (except parallel link)

3. 高所調査用ロボット

3.1. システム概要

本ロボットは遠隔操作できるよう改造した高所作業台車に 11 自由度の調査用アームが取り付けられたものである. Table 1 に主要スペックを示す.

これらのスペックは 2.2.2. 項の現場の通路の状況から長さ, 幅, 高さを決定した.

次にロボットに搭載したセンサを Fig. 5 に示す. データ取得用として手先にはカメラ, 線量計, 温湿度計などが, 狭隘部通過のために, 台車に取り付けられた台車周囲を映すカメラや, 台車上部の障害物を確認するカメラ, 台車および手先に取り付けられた Laser Range Finder (LRF) などを搭載している.

3.2. 運用方法

ロボットは Fig. 6 に示すように, 免震重要棟 (Important anti-seismic building) の遠隔操作装置 (Operation PC) から有線 LAN を通じて操作される.

LAN は原子炉建屋前のスイッチングハブまで引かれている. ロボットは保管場所 (Robot warehouse) からトラックによって原子炉建屋 (Reactor building) 前まで運ばれ,

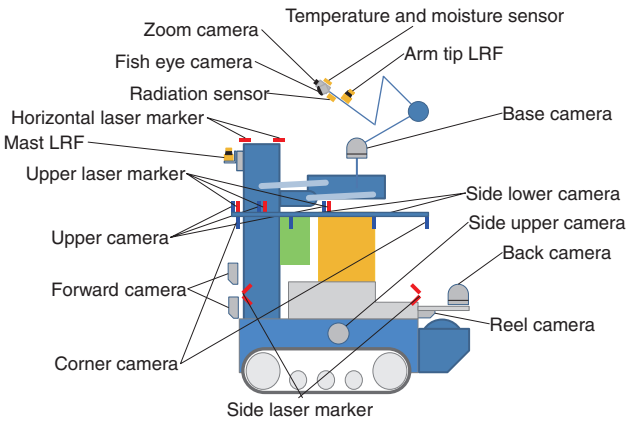


Fig. 5 Robot sensors

スイッチングハブにロボットに搭載された有線の光ケーブルが接続される．そこから原子炉建屋の調査場所への往復および調査は遠隔操作装置によって行われる．調査が終わり，ロボットが原子炉建屋外に出ると，LAN から切り離され，再びトラックにて保管場所に運ばれる．なお緊急の場合を除き，通信は全て有線接続で行われる．これは無線の通信切断リスクを避けて確実に帰還するためである．

調査場所においては，ロボットはマスト（Mast）を上昇させ，調査用アームを動かして調査箇所のデータを取得する．データはリアルタイムで遠隔操作装置に送られる．

作業時間は５時間以内を想定している．

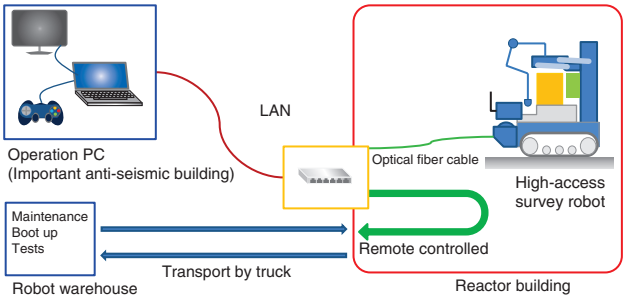


Fig. 6　Use case of robot

4．高所作業台車

できるだけ早く投入することを目指して，市販の高所作業車をベースに開発した．高所作業台車は元々低重心であるがさらに下部の重量を増し，台車の幅が狭くても十分な安定性を確保している．最大走行速度は 2 km/h，最大踏破段差 60 mm である．また，前後に各２台，台車周囲下向きに８台，左右側面上向きに２台のカメラを搭載し，車幅を示すレーザマーカ，LED ライトを使用し，照明のない建屋内の狭隘通路の走行を可能としている．

通信に使用する光ケーブルをリールから送り出すことで 400 m の距離まで移動可能である．さらに移動中に光ケーブルに余長が生じてしまうと，ケーブル自身が絡みつくことや，ロボット本体や環境に引っかかりによる断線が発生する．これを避けるため，その張力を維持する制御を行っている．

5．調査用アーム

小型で信頼性の高いアームシステムを短期間で開発するため，開発に当たってはこれまでに実績のある ASIMO[4] の技術を最大限に活用した．

5.1. メカニカルシステム

2.2.1. 項，2.2.2. 項からメカニカルシステムに求められる主な要件は，以下の通りである．

要件１．移動時に上部障害物に干渉しないこと．

要件２．マスト昇降時に高所障害物に干渉せず，調査対象の近くにアームを接近できること．

要件３．狭隘部の奥までアーム先端を挿入できること．

要件４．屋外移動時の降雨や建屋内で落下する水滴によって，壊れないこと．

要件５．付着した放射性物質を除染可能なこと．

要件６．長時間稼働が可能なこと．

以上の要件を元に開発を行った．

具体的には，それぞれ要件１，２を満たすためにアーム移動機構（Arm transfer mechanism），要件３を満たすために多関節アーム，要件４，５については防塵，防滴機能を開発した．

要件６を満たすためには，ASIMO 開発で培ったフレーム構造と構成，モータと減速機の技術を活用し，消費電力低減を実現した．

アーム移動機構，多関節アーム，防塵，防滴機能について，詳細を次節より解説する．

5.1.1. アーム移動機構

要件１から本ロボットは移動時に全高を抑える必要があるが，ベースとなった高所作業車は全高が 1.73 m もあるためアームをマスト上部に配置すると，全高が 2 m を超え上部障害物に干渉する．したがって台車移動時はマスト周囲にアームを配置するのが望ましい．一方，調査時は要件２からマスト昇降時の水平投影面積（Lift up area）を抑え，調査対象にアームを近づける必要があり，マスト上部にアームを配置するのが望ましい．

そこで，平行四辺形リンク機構（Parallelogram link mechanism）を利用したアーム移動機構を設計した．Fig. 7 に示すように台車移動時は，アームを下ろし，たたむことで全高を低くし，マスト昇降時にはアームをマストの上部に移動することにより，水平投影面積を小さくし，調査対象の近くに接近できる．

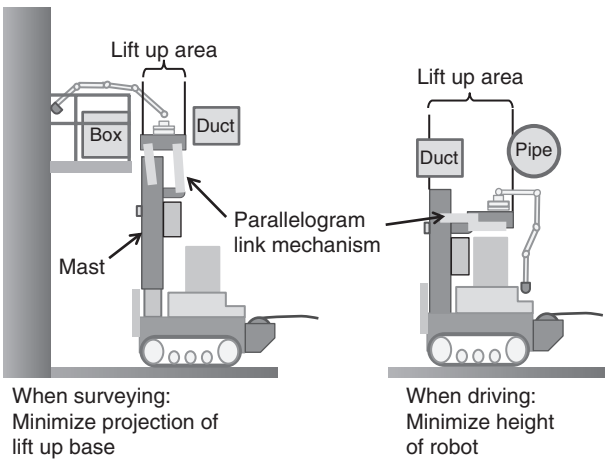


Fig. 7　Arm transfer mechanism

これにより，移動時は全高 1.8 m というコンパクトさを保ちつつ，調査時は 0.7 m 角の上部狭隘空間を通り抜けて，高さ 7.0 m までの到達が可能となった．

5.1.2. 多関節アーム

要件 3 から，障害物を避けながら調査対象に接近するためには多関節のアームが必要となる．一般的な冗長性を持った多関節アームは，手先の位置姿勢を決めるための基本 6 軸に冗長自由度として 1 軸を加えた 7 軸が多い．本アームは，狭隘部の奥まで障害物を回避してアーム先端を挿入するため，冗長自由度としてさらに 3 軸を加え，さらに手先に搭載したセンサやカメラの姿勢変更用として手先に 1 軸加えた合計 11 軸の多関節アームとした．

ロボットの軸構成 (Fig. 8) については，アーム制御の演算時間を短縮するために，根元 (Base) と肩 (Shoulder)，手首 (Wrist) をそれぞれ直交 3 軸とした．特に，肩部分に関しては，Z 軸の可動角を大きく取れることと直交 3 軸の成立性を考慮した結果，軸順を根元から Z, Y, X とした．

障害物を避け，調査対象に接近し確認するために，手先に挿入先と手先周りの状況や障害物を確認する LRF，手先方向を見るズームカメラと手先周りを見る魚眼カメラ，放射線量を計測する線量計，温湿度計および接触検知用に 6 軸力覚センサ (6 Axis Force Sensor：6AF) を手首部と根元部に搭載している．また，根元部に，姿勢検出用に慣性センサ，昇降時と挿入時の周囲確認用に 2 台のドームカメラを搭載している．

また，2.2.1. 項の (8) より駆動系への電力切断時に施設を破壊しないように，根元 2 軸，肩 1 軸，肘 1 軸とアーム移動機構にブレーキを搭載し，姿勢を保持できるようにした．詳細については，5.3.2. 項で述べる．

5.1.3. 防塵，防滴機能

要件 4 より防滴機能が，要件 5 より除染容易な形状もしくは防塵機能が必要となる．

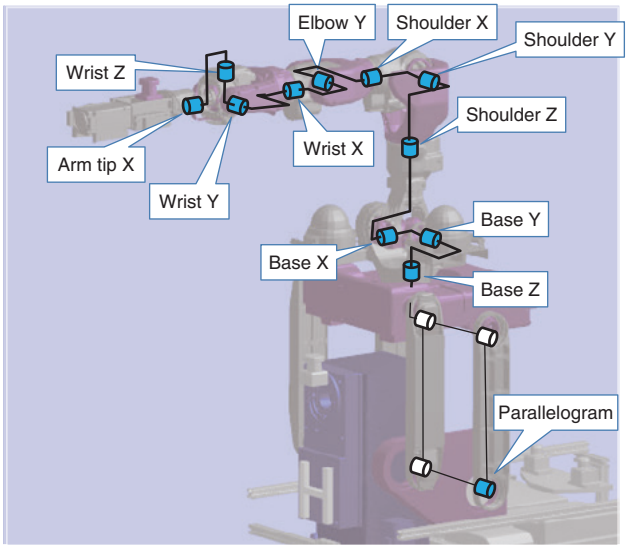


Fig. 8　Joint configuration of arm

多関節アームに対しては，全方向から水の侵入があり得ること，構成部品が多く複雑な形状により防滴とふき取りによる除染が難しいことから，Fig. 9 のようにアーム全体を覆うカバーを開発した．開発にあたっては，耐水圧 20,000 mmH_2O の防水フィルムを圧着した生地を使用し，さらに次のことを考慮した．

(1) 容易に交換できること　　放射性物質が多量に付着した場合，カバーを交換することで除染を行う．その際の作業員の被ばく量を抑えるため短時間で交換できる必要がある．このためにカバーの引っかかりや損傷を避けるために，ロボットアームの角部に丸みを付けたり，樹脂カバーを取り付けることで，滑らかな形状とした．

(2) アームの動作を阻害しないこと　　関節が多く，可動範囲が広い本アームにおいて，アーム形状に沿ったタイトなカバーは，伸びやねじりで発生する負荷が 6AF や駆動系にかかる．一方，ルーズなカバーでは，関節への噛み込みや，環境に引っ掛かりが発生することがある．いずれの場合においても，アーム動作へ影響を与えてしまうことや，カバー自身が損傷する恐れがある．そこで，試作とテストを繰り返した結果，防水生地に 130% の伸縮性を持たせ，Fig. 9 の赤矢印部分の 4 箇所でカバーを固定することで，アームの動作を阻害しないカバーを実現した．

上記 (1) については，操作訓練の中で作業員が短時間で実施できることを確認した．上記 (2) の結果は 7 章の信頼性試験で述べる．

次に防滴構造について述べる．センサ，バッテリ，スイッチ，充電コネクタ等の電装部品とアーム移動機構に対しては，除染が容易な形状で覆うことで防滴機能を実現した．防滴構造については，例えば，バッテリ収納部は，上部からの水の侵入があり，かつ通気と通線が必要であるのでラビリンス構造や排水構造を用いて防滴機能を実現した．

さらに屋外トラック輸送時の降雨対策として，ロボット全体を覆う防水カバーを用意した．



Fig. 9　Cover for arm
Four arrows indicate holding points

5.2. 電装システム

現場への早期投入の要請に応えるため，短期間での開発が必要であった．したがって電装システムにおいてもASIMOで使用実績のある信頼性の高いハードウェア，ファームウェアをベースに，11軸の多関節アーム及びアーム移動機構を制御可能なシステムを構築し，その上で外界認識のためのセンサシステム，長時間稼働のための電源システム，基板の防塵，防滴性といった新規機能を開発した．

5.2.1. 制御システム

狭隘部にアームを挿入させる際に，誤操作等でアームが建屋内の施設と干渉し破損しないよう，環境との接触を許容するコンプライアンス制御が必要不可欠である．そのためにはリアルタイムでアームにかかる力や関節角度を取得し，関節を駆動する必要がある．よって，ASIMOで開発した分散制御システムを適用し，リアルタイムでアームの手首部と根元部にある6AF，慣性センサ，関節のエンコーダのデータに元に，各モータドライバへ制御指令を送信した．

5.2.2. センサシステム

5.1.2. 項で示しているように，本ロボットは高所狭隘部にてさまざまな環境データを取得するために，多数の外界センサを有しており，そのセンサデータをリアルタイムで遠隔操作装置に送る必要がある．さらに，さらなる現場ニーズに応えるため，新たなセンサを追加できることが望ましい．よって，ハブによって拡張可能なUSBやLANインタフェイスを有するセンサを選定した．

また，線量計の選定では以下のような特別な条件があった．

（1）現場での実績のある線量計を使用すること．
（2）リアルタイムでデータが取得できること．
（3）放射線源推定のための指向性を持たせることが可能であること．

上記（1），（2）を満たす線量計はデータ送信に赤外線を使用する．しかし手先に配置した赤外線受光部はLRF等光学機器の影響を受けやすいため，遮蔽を施した．

一方，上記（3）を満たすため，通常は線量計を遮蔽せず空間線量を測定可能とし，放射線源推定が必要な場合には計測面以外の５面を遮蔽可能な鉛製カバーを取り付けることで指向性を持たせた．これに加えて手先の姿勢を変化させることで放射線源の推定を可能とした．

5.2.3. 電源システム

3.2. 節より本ロボットは５時間稼働する必要があるため，ASIMOで開発したバッテリを複数搭載した．

また，ミッション終了後のバッテリ充電において，作業員の被ばく量を低減するために，複数のバッテリをオンボード充電できるシステムを新たに開発した．

本システムは過充電保護のため，定電圧定電流方式を用いており，満充電近傍の定電圧充電領域では単位時間当たりの充電量が少なくなる．ところが次のミッションまでに充分な時間がない場合，効率の良い充電が求められる．よって，各バッテリを個別に満充電にするのではなく，全バッテリを充電効率の良い定電流領域で早期に充電できるよう，充電するバッテリを一定時間ごとに切り替えることとした．

5.2.4. 基板の冷却及び防塵，防滴設計

屋外や漏水の可能性のある建屋内での稼働において，電装品の防滴性を確保する必要がある．一方システム全体で数百ワットもの発熱があるため，防滴性と冷却性能を両立させる必要がある．その際，下記の制約が存在する．

（1）外気への放熱及びケーブルのレイアウト性から，電装品はアームリンク各所へ分散配置することが望ましいが，本ロボットは5.1.3. 項に示す防滴カバーで覆われているため，アーム部から外気への放熱は困難であること．
（2）外気による冷却を用いると，放射性物質を内部に取り込んでしまい，ふき取り等による除染が困難であるため，外気を基板に吹き付けるような冷却はできないこと．
（3）アームの動作を妨げず，マスト昇降時の水平投影面積が小さくなるようなサイズであること．

上記（1）-（3）を満たすために，基板（Printed Circuit Board: PCB）を集中配置でき，マスト後面に配置可能なサイズ200 × 280 × 300 mmの小型筐体を開発した．Fig. 10に示すように筐体は中空状で，基板を格納する筐体内部から隔離された中空部にヒートシンクを配置した．熱シミュレーションを用いて，筐体内部の熱量をヒートシンクに移動させ，各基板のデバイス温度が定格範囲内になるような基板レイアウトを行い，外部に取り付けたファンでヒートシンクを冷却する構造にした．

5.3. 高信頼性設計

2.2.1. 項より本ロボットは特に下記が要求される．

（1）原子炉建屋内の施設を破損してはならない．
（2）スタックせずに確実に帰還しなくてはならない．

上記（1）に関しては，調査用アームが狭隘部に挿入されている状態でアームを制御するハードウェアに異常が発生し

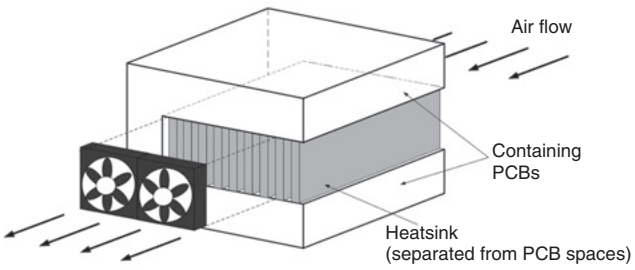


Fig. 10 Enclosure for electric devices

た場合，ASIMO で用いているフェイルセーフにより，異常内容に応じてアームが動かないように姿勢を保持することや，駆動電源を遮断する処理がはたらくことで，施設や自身の破損を防ぐ．

（2）に関しては，ロボットが万が一スタックしてしまった場合，原子炉建屋内は線量が高いことから作業員による回収は困難である．また，本ロボットは比較的大型であるため，帰還できないと今後の廃炉作業の妨げとなってしまう．したがって，帰還できない状況に陥る要因を分析し，トラブルからの復帰手段や，万が一システムが復帰できない場合の緊急回避手段を複数用意し，システムに組み込むことで信頼性を高めた．以降に代表的な機能を示す．

5.3.1. 遠隔リブート機能

制御ソフトウェアのデッドロックや CPU 等のハングアップなどシステムトラブルが生じても，帰還できるようにするため，遠隔操作装置よりアームシステムを復旧させるリブート装置を開発した．

さらに Fig. 11 に示すように，Hub1，Hub2 間はマスト内を通過する接続であり，昇降によりケーブルが断線する可能性があるため，台車コントローラ経由でリブート指令を送信できるように別系統の通信ラインを設け，リブート手段を二重系とすることで信頼性を向上させた．

5.3.2. 関節ブレーキ機能

フロア高所での調査中にアームシステムに異常が発生した場合，前項に示すようにシステムをリブートすることが考えられる．その際，アームの駆動電源も切断されるので，姿勢によってはアームの自重で関節が動いてしまい，原子炉建屋内部の施設と干渉してしまう可能性がある．よって，駆動電力が供給されない状態で自重によって大きく姿勢が変化してしまう関節に対し，無励時作動型ブレーキを搭載することで，姿勢を保持できるようにした．

また万が一，遠隔リブート機能を使用してもアームシステムが復帰できないような致命的な異常が発生した場合，アームの姿勢を保持したまま台車を操縦し帰還する必要があるが，ブレーキで関節を保持していることで建屋内の施設に引っかかってしまうことが考えられる．そのことも考慮し，アームシステムからだけでなく，遠隔から台車システムを介して各関節のブレーキを解除できる二重系システムとした．

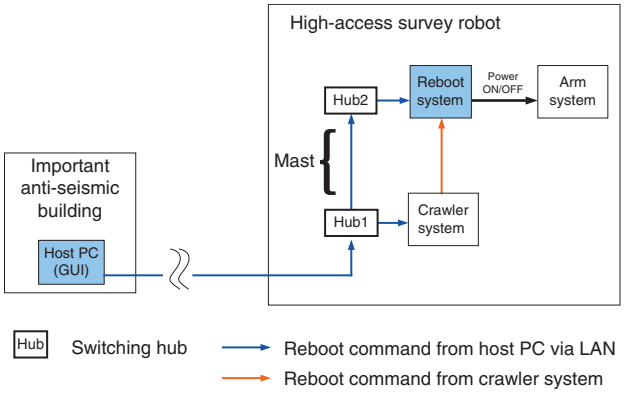


Fig. 11　Remote rebooting system

5.3.3. レスキューロボットとの無線通信機能

本ロボットは，光ケーブルを送り出しながら移動するため，コーナ等による屈曲を繰り返すことで光強度が減衰することや，鋭利なものにケーブルを引っかけて断線し通信不能になる可能性がある．よって，通信手段を有線と無線の二重系とし，光ケーブルによる通信不能時には，無線機を搭載したレスキューロボットを現場に向かわせ無線による通信復帰を可能とした．

無線に関しても，アームシステムと台車システム間の有線 LAN 接続が断線することや，無線機故障を考慮し，無線機をアームおよび台車部それぞれに設けた．ロボット側の無線機はアーム側と台車側で異なる Service Set Identifier（SSID）とし，レスキューロボットが SSID を切り替えることで二重系を実現した．

6．操作用インタフェイス

本ロボットは人が長時間立ち入ることができない環境で使用されるため事前の訓練が十分に行えず，また現場で想定外の状況に対応することが求められる．さらに高所の配管やダクト等で構成された狭隘部にアームを挿入するという行為は，環境に接触した場合に破壊しかねないため，慎重な操作が必要である．そのため操作性が高い，Graphical User Interface（GUI）を開発した．また，操作者の被ばくを抑えるよう，免震重要棟より遠隔で操作を行うが，例えば，Fig. 6 の免震重要棟と原子炉建屋前のスイッチングハブ間の有線 LAN による通信が切れてしまった場合に，操作装置を原子炉建屋付近で操作する必要がある．このとき防護服や手袋を重ねて装着して操作しなければならない．この状況でも操作を可能とするため，キーボードを使用せず，アーム操作にはマウスを，台車操作にはゲームパッドを使用することとした．この形態により，操作の切り分けで動作対象を分けることで操作ミスを防止している．

本 GUI は，実際の操作者から使用時の操作感などのフィードバックを得ることで直感的にわかる，疲れにくい，ミスしにくいインタフェイスとなるよう機能追加や改善を行った．本 GUI について，Fig. 12 にアームの操作画面を示す．アームの操作画面では，アームの姿勢を示すアニメーションを画面中央に，カメラ表示は画面左に，アームの操作を行うボタン類を画面右に配置した．

また，アームおよび台車の状態を一目でわかるようにアイコン化し画面下段に配置した．

6.1. 操作者への環境の提示方法

本ロボットは，遠隔での操作による狭隘部での調査を目

的としているため，周囲の環境を操作者に伝える際にはカメラを使用し環境を撮影して画像を提示するという方法をとっているが，カメラ画像では奥行き情報が欠落してしまうためアームと環境との位置関係が判断できずアーム動作の際に環境との接触の可能性がある．

アーム操作画面では，カメラ画像は周囲の物体の有無や属性を確認するためにとどめ，環境との位置関係の把握にはアームの手先に搭載しているライン型の２次元スキャナであるLRFを使用し，手先を回転させることで３次元のスキャンデータを取得しポイントクラウドとして提示する．ポイントクラウドとは，スキャンした際のLRFの位置，姿勢と距離データから，３次元位置を算出し点群としたものである．この情報を画面中央アニメーション画面内に重ねて提示することで，アームとの位置関係をいろいろな角度から確認することが可能となる．Fig. 13 (a)-(f) に操作者へのスキャン後の環境の提示画像を示す．

Fig. 13 (a) は，参考のためにロボットの外部から撮影した写真である．ここで操作者が確認したいのは，アームと赤い楕円で囲まれた２本の棒との位置関係である．しかしロボットに搭載されたカメラ画像では，環境とロボットの位置関係は把握できない．そこで，Fig. 13 (b), (c), (d), (e) に示すようにポイントクラウドとロボットが描かれたアニメーションの視点を変える．Fig. 13 (c) と Fig. 13 (d) から２本の棒との距離がわかる．また Fig. 13 (e) のように確認したい領域でポイントクラウドが画面奥行方向に重なってしまいうまく確認できなくなる場合について，GUIのボタン操作でロボットから遠いポイントクラウドの表示を消す事ができ，奥行方向の重なりを無くすことで，Fig. 13 (f) のような表示を提示でき確認を容易に行うことができる．

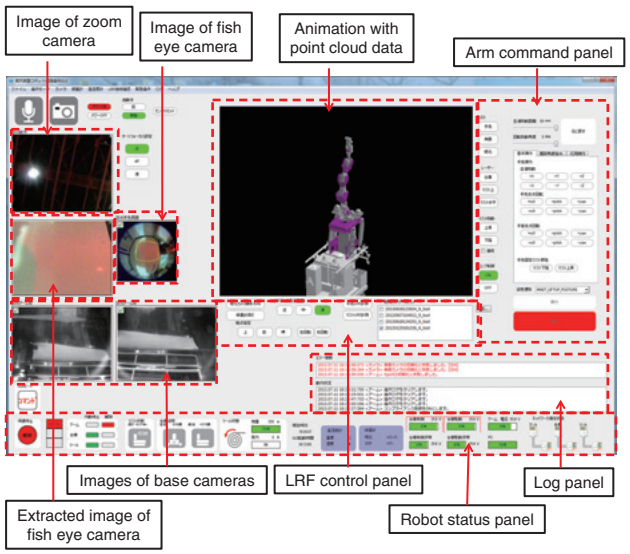


Fig. 12　GUI tab for survey arm

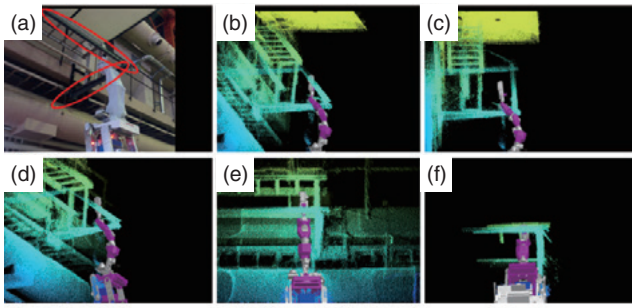


Fig. 13　Check minimal distances between robot and environment utilizing point cloud data

6.2. アーム動作シミュレーション表示

アームの操作は，Fig. 12 の画面中央のアニメーションを確認しながら，手先の位置，姿勢移動量を指示する．通常 Fig. 14 の左側のようにアームが表示されているが，希望の移動量をGUI上にセットすると右側のように中間姿勢が重ねて表示される．このように，指定した動作を実行する前に，アームがどのように動くかGUI内部でシミュレーションを行い，移動途中の姿勢も含めて表示することで，6.1. 節で述べたポイントクラウドで示された環境との接触の有無を事前に操作者が確認でき狭隘部での操作も安心して行うことができる．

6.3. アームとマストの同期動作

アームを狭隘部へ挿入する場合，環境に接触させないようにするため，アームの操作に連動してマストを昇降させる操作が必要になる．例えば，Fig. 15 (a) に示すような狭隘部の横方向へ進入する場合，マストを上昇させながらアームを狭隘部に挿入することで奥までアクセスできる．ところが，本ロボットのマスト昇降機能は台車の油圧昇降

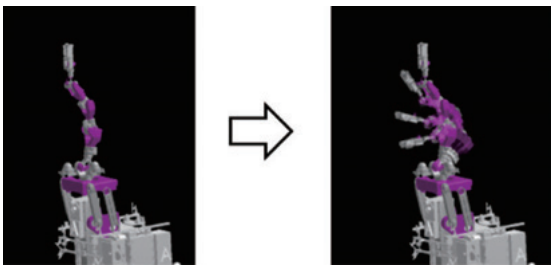


Fig. 14　Preview of arm movement

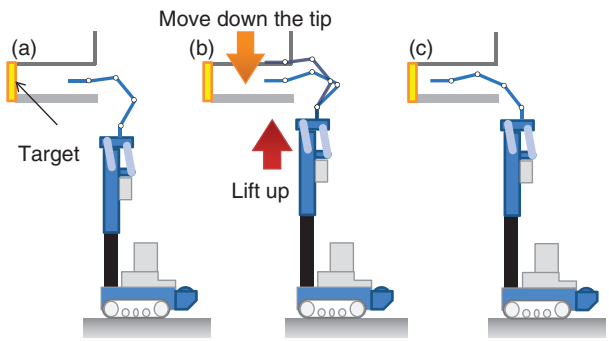


Fig. 15　Synchronization mast and arm movement

機を流用しているため，正確な移動量指示や同期動作ができない．そこで，Fig. 15 (b) に示すようにマストを単位時間上昇させ，その上昇量を計測し，上昇によるアームの移動量を打ち消すようにアームを動作させる．この操作を何度か行った後，Fig. 15 (c) に示すようにアームを挿入する動作を行う．その際環境との接触の可能性があるので１回の操作の上昇量を 10 mm 程度となるよう制限している．上昇量を制限しているので何度も操作を行う必要があるが，一度の操作でマスト上昇とアームの打消し動作を行えるようにし，環境との接触を回避しながら操作者の負荷を軽減している．

7．信頼性試験

現場環境および，運用回数より信頼性要件を定めた．2.2. 節の運用回数に対し５倍の安全率とし 80 回の運用を耐久要件とした．なお，１回あたりの運用時間は５時間である．信頼性試験は，耐久試験および環境試験からなる．その要件を Table 2 に示す．

なお，耐放射線性に関しては，「汎用重機やロボットにおける耐放射線性評価と管理方法の基本的な考え方」[(5)]に沿って累積 20 Sv を越えたらロボットの使用を中止することとしたため，実際の試験は行っていない．

7.1. 耐久試験

7.1.1. 電装機能耐久試験

本ロボット用に新規開発した機能に関して，各ミッションで使用される回数を想定し，各機能に関して耐久試験を実施した．例えば，ブレーキ機能に関しては，複数のブレーキを同時に制御した際に発生するサージ電圧によりブレーキ動作を制御するスイッチング素子が故障しないこと等を確認した．

7.1.2. 動作耐久試験

アームの関節を可動範囲限界まで繰り返し動作させて，機構的な耐久性能を確認するとともに，ケーブルの引っ張りや屈曲による断線がないことや，防滴カバーが破れず伸縮性に問題がないことを確認した．

7.2. 環境試験

7.2.1. 温度サイクル試験

5.2.4. 項で述べた小型筐体に電装品を格納し，0-40℃，８時間のサイクルで 30 サイクル温度スイープ試験を実施した．試験中および試験後において，アクチュエータ駆動および全電装機能に問題がないことを確認した．

7.2.2. 温湿度試験

冬季の運用を考慮し，-10℃ でシステムが起動することを求められる．よって，温湿度試験装置にロボットを入れ，Table 2 に示す試験パターンを１サイクル行い，外界センサデータ取得，アーム制御，台車制御が正常であることを確認した．

Table 2　Test conditions

Test		Condition	
Endurance test	Electrical function	·Brake control, LED control and rebooting ·Charge and discharge of battery	
	Mechanical function	Repetitive movement to all working range ·Arm : 40 h ·Parallelogram link mechanism : 400 cycle	
Environmental test	Heat cycle test	·0 to 40°C ·30 cycle (8 h/cycle)	Transition (a) 0 to 40°C : 2 h (b) 40°C constant : 2 h (c) 40 to 0°C : 2 h (d) 0°C constant : 2 h
	Hygrothermal test	·Temperature: -10 to 40°C ·Humidity: Less than 90% ·1 cycle	Transition (a) 5°C, 80% (b) 20°C, 31% (c) 0°C (Humidity uncontrollable) (d) 30°C, 80% (e) -10°C (Humidity uncontrollable) - Waiting for heating up of arm system (40 min) - Reboot arm system (f) 40°C, 90%
	Vibration test	·Acceleration : Less than 5 G ·Vibration : 10 to 500 Hz ·11 min log sweeping ·30 h	
	Rainfall test	·10 mm/h, 25 min (without wind) ·10 mm/h, 10 min (with wind)	

7.2.3. 振動試験

原子炉建屋内走行時やトラックによる運搬を想定し，振動要件を決定した．原子炉建屋内での走行状態は，原子炉建屋内部で稼動している他ロボットが取得した走行データから，トラック運搬状態は実際に搬送するトラックから取得したデータをもとにし，振動条件を５ G と定めた．その条件下で，電装システム単体やロボットアームに対して振動試験を行い，ねじ緩み等の機構不具合が発生せず，システム全体の動作に問題がないことを確認した．

7.2.4. 防滴試験

原子炉建屋付近で作業員によってトラックからロボットを降ろした後は，遠隔操作による自走で原子炉建屋内に入る．その間に雨の影響を受けることが考えられるため，作業と自走の時間を考慮し雨量５ mm/h，20 分と定め，降雨試験を行った．防滴が必要な箇所に対して試験前に水没シールを貼付し，試験後に全ての箇所で水の侵入がないことを確認した．

8．実証実験

ロボットシステムを実環境に似た場所で実際のミッションと同様の動作をさせ，システムの機能確認，追加機能，改善点の抽出した．

実証試験は 1F の 1-4 号機とほぼ同年代に建設され物理的な形状が似ており，2009 年に営業運転を終了した中部電力浜岡原子力発電所の２号機を使用した．

実証実験の様子を Fig. 16 に示す．それぞれ左上の写真はパーソナルエアロック室，右上の写真はキャットウォーク上の貫通部，下の２枚の写真は TIP 室上の調査

を行っている.

この実証実験では以下のアームに関する問題点がいくつか明らかになった.

例えばTIP室前は, スペースが限られており, アームをFig. 7の移動姿勢から調査姿勢に遷移する際, 施設と干渉してしまうことがわかった. そこで移動姿勢から調査姿勢に至るまでの中間姿勢を細かく取ることで, 姿勢遷移に必要なスペースを小さくした.

また操作には当初想定していたよりも時間がかかることがわかった. そのためアーム挿入時に使用したコマンドを逆にたどって送信する「アンドゥコマンド」を使ってアームを狭隘部から戻したり, LRFのスキャン時の手先の回転速度を速めてスキャン時にかかる時間を節約したりすることで, 全体のミッション時間を抑えた.

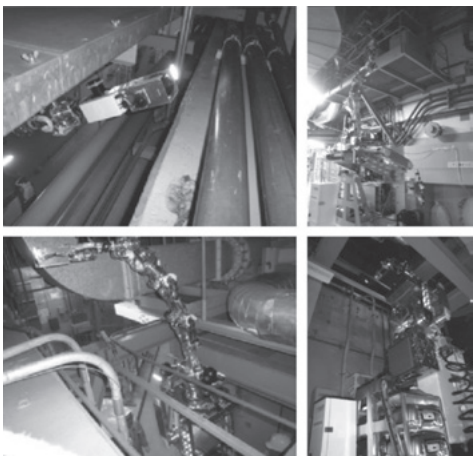


Fig. 16 Experiments in Hamaoka Nuclear Power Station (Images provided by Chubu Electric Power Co., Inc.)

9. ミッション

1Fでのミッションはそれぞれ2号機で2回, 3号機で1回行われた.

9.1. 2号機でのミッション概要

2号機でのミッションは2ステップから成る. Fig. 17に, それぞれ今回のミッションでロボットが調査を行ったエリアおよび調査時のロボットの姿勢を示す.

第1ステップでは, ロボットは原子炉建屋1階の上部西側を全体的に調査し, 放射線量や計測や映像の撮影を行った.

第2ステップでは, 南西側のPCVの貫通部付近を撮影するために狭隘部にアームを挿入した.

9.2. 2号機でのミッション結果

その結果, 従来計測できなかったフロア高所の線量は低い場所と大きく変わらず7-18 mSv/hであることがわかった. また, 調査を行った場所の天井付近では施設の損傷は見つからなかった.

次に2013年7月23日に行われた第2ステップにおいて取得した画像をFig. 18[7]とFig. 19[7]に示す.

調査結果の画像からはパーソナルエアロック室上部の施設の損傷は見つからなかった. PCVの壁面を詳細に見ることはできなかったが, PCV上部には多くの配管やダクト,

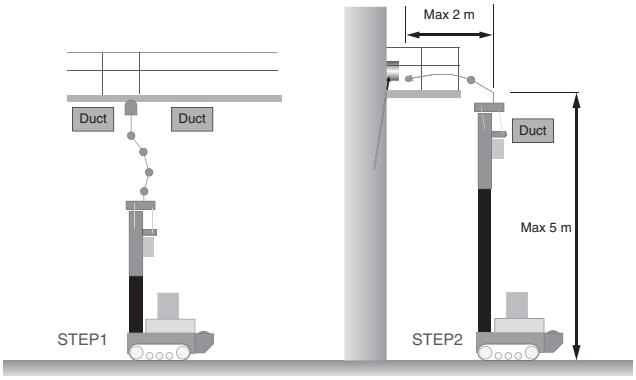


Fig. 17 Robot postures when robot surveying in missions
The left shows the step 1 and the right shows the step 2.

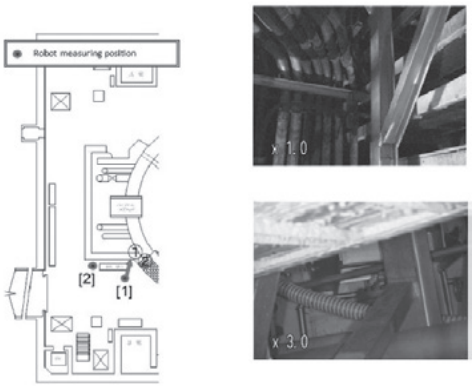


Fig. 18 Result of mission 2 (Provided by TEPCO)
The pictures show the images of ① and ② from [1], respectively.

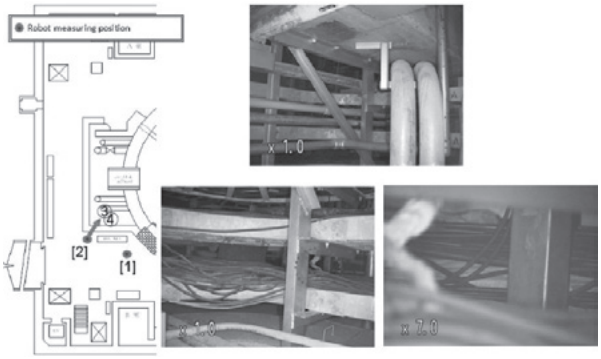


Fig. 19 Result of mission 2 (Provided by TEPCO)
The top and bottom left pictures show the images of ③ and ④ from [2], respectively. The bottom right picture enlarges of the image of the bottom left.

ケーブル類があり，狭隘な状況であることが確認できた．

9.3. 3号機でのミッション

3号機でのミッションは2014年5月13日に行われた．PCV内部調査に向けて，調査で使用する高さ2.4 mにあるPCV貫通部周辺の雰囲気線量や作業干渉物形状等を計測した．現場線量は測定点において最高98.3 mSv/hであった．

10. まとめ

東京電力福島第一原子力発電所の事故対応作業に貢献するため高所狭隘部の調査を行う高信頼の高所調査用ロボットシステムを開発した．

限られた開発時間の中で，福島第一原子力発電所の原子炉建屋という，人が長時間立ち入ることができない場所での調査を実現するため，既存のシステムを活用しながら，現場で実際に使えるシステムを開発した．

そのために現場の状況を綿密に調査し，また現場におけるロボットへの要望を得て，要件に基づいて開発を行った．次に信頼性試験を通して要件を確認し，さらに現場と似た環境でのテストを行い，システム全体の問題点を洗い出し，対策を行った．

実施した3回のミッションでは，今までわからなかった原子炉建屋1階フロア高所の映像や線量データを得ることができた．

また操縦に使用するポイントクラウドから建屋内の3次元データが取得できることも確認できた．このデータは今後の様々な廃炉作業にも活用される予定である．

本ロボットは引き続き東京電力福島第一原子力発電所において線量調査や建屋内の3次元データ取得に使用される予定である．

謝　辞

本開発にあたり，実証実験場所を提供いただいた中部電力株式会社浜岡原子力発電所の皆様にお礼申し上げます．

参考文献

（1）http://www.irobot.com/en/us/robots/defense/packbot.aspx/
（2）Nagatani, K., Kiribayashi, S., Okada, Y., Otake, K., Yoshida, K., Tadokoro, S., Nishimura, T., Yoshida, T., Koyanagi, E., Fukushima, M., Kawatsuma, S: Emergency response to the nuclear accident at the Fukushima Daiichi nuclear power plants using mobile rescue robots, Journal of Field Robotics, Vol. 30, Issure 1(2013)
（3）http://www.topy.co.jp/files/default/News_Release_survey_runner_F__1_.pdf/, 2012/3
（4）重見聡史，河口裕一郎，吉池孝英，川邊浩司，小川直秀：新型ASIMOの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.38-44
（5）http://roboticstaskforce.wordpress.com/2011/05/20110427-rcpt-radiation.pdf/
（6）横井一仁，加藤普，山野辺夏樹，尹祐根，森川泰，尾暮拓也，重見聡史，松本隆志：高所調査用ロボットシステムの開発，第31回日本ロボット学会学術講演会講演概要集 (2013)
（7）http://www.tepco.co.jp/nu/fukushima-np/handouts/2013/images/handouts_130724_06-j.pdf

■著　者■


杉浦　恒


福島崇文


黒田貢秀


石崎隆介


松本隆志

クランク軸角速度変動によるエンジン負荷予測技術を用いた火花進角制御の実用化研究

Study on Application of Engine Load Estimation Method Using Crank Angular Velocity Variation to Spark Advance Control

河津裕高* Hirotaka KAWATSU
井畑遼亮* Ryosuke IBATA
金子哲也* Tetsuya KANEKO
西田憲二* Kenji NISHIDA

要　旨

4ストローク単気筒ガソリンエンジンにおいて，1サイクル中のクランク軸角速度変動の振幅 $\Delta\omega$ を用い，オンボードでエンジン負荷を予測する技術がすでに開発されている．本研究は，この技術を小型二輪車の火花進角制御システムに適用することを目的として実施された．システムの開発において，$\Delta\omega$ のサイクル変動がエンジンの負荷検出性能に与える影響が課題となった．その解決手段として，$\Delta\omega$ から負荷を検出するプロセスにフィルタリング処理が導入された．その結果，従来用いられていたスロットル開度センサを備えずに，エンジン負荷状態を二段階のレベルに判別することが可能となり，負荷レベルとエンジン速度に応じて火花時期を制御するシステムの開発に成功した．

ABSTRACT

The technology to estimate engine load using the amplitude of crankshaft angular velocity variation during a cycle, which is referred to as "$\Delta\omega$ (delta omega)", in a four-stroke single-cylinder gasoline engine has been established in our former studies. This study was aimed to apply this technology to the spark advance control system for small motorcycles. The cyclic variation of the $\Delta\omega$ signal, which affects engine load detection capability, was a crucial issue when developing the system. To solve this issue, filtering functions that can cope with various running conditions were incorporated into the computation process that estimates engine loads from $\Delta\omega$ signals. In addition, the system made it possible to classify engine load into two levels without a throttle sensor currently used. We have thus successfully developed the new spark advance system that is controlled in accordance with the engine speed and load.

1．まえがき

小型二輪車は数多く普及しており，地球環境に対する負荷を低減する観点から，その燃費改善は重要な課題である．燃費改善技術の一つに，エンジン負荷に応じた火花進角制御があり，一般的にスロットル開度センサを用いて負荷を検出している．スロットル開度センサは，連続的な開度を出力するポテンショメータ型や，高負荷と低負荷の二段階を検出するスロットルスイッチ型が小型二輪車では多く用いられている．前者は主に燃料供給システムとして燃料噴射弁を備えている機種に採用されており，火花時期はエンジン速度とスロットル開度に応じてECUに記憶された三次元マップをもとに制御される．後者は一部のキャブレタ機種に採用されており，火花時期はスロットル開度に応じてエンジン速度と火花時期の関係を表す二種類の二次元マップを切り替えることで制御される．しかしながら，キャブレタを使用した廉価な小型二輪車にはスロットル開度センサを備えておらず，火花進角制御をおこなっていないモデルが多い．

単気筒4ストロークエンジンが吸気，圧縮，膨張，排気の1サイクル中にクランク軸角速度の典型的な変動を持つことは古くから知られている(1)．そのクランク軸角速度変

＊二輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_12

動の振幅 $\Delta\omega$ は，図示平均有効圧力と比例関係にあることが前報[2),(3)]によって実証された．この特徴に基づき，$\Delta\omega$ を従来のエンジンが備えているクランクポジション検出器の信号をもとに演算し，特別なデバイスを必要とせずオンボードでエンジン負荷を予測する技術が開発された[2),(3)]．

本研究は，$\Delta\omega$ を用いたエンジン負荷予測法（$\Delta\omega$ 法）によってエンジン負荷を二段階のレベルに判別し，スイッチ信号出力型のスロットル開度センサ（スロットルスイッチ）を代替できる負荷判別システムの実現を目的とした．

最初に，$\Delta\omega$ 法を用いた基本的なロジックを考案した．次に，$\Delta\omega$ に存在するサイクル変動が負荷判別に与える影響について検討をおこなった．検討の結果，$\Delta\omega$ のサイクル変動が原因で負荷判別がハンチングし，火花時期が安定しないという課題が明らかとなった．そこで，$\Delta\omega$ のサイクル変動が生じる要因について理論的考察をおこない，その発生条件を明らかにした．最後に，この推察をもとに実機検証をおこない，上記課題の解決策としてエンジン負荷を判別する演算過程にフィルタリング処理の導入をおこなった．

以上の結果，$\Delta\omega$ 法を用いた火花進角制御は，スロットルスイッチを搭載した従来システムと同等の負荷判別動作が得られ，スロットルスイッチの代替が可能となった．これにより，スロットルスイッチを廃止した簡素な火花進角制御システムの開発に成功した．

2．従来の火花進角制御技術

本章では，従来の火花進角制御技術の概要を説明する．この技術は，スロットルスイッチの出力信号によりエンジンの負荷状態を二段階のレベルに判別し，そのレベルに応じて火花時期を制御する技術である．

2.1. 供試車両

Fig. 1 に供試車両の外観図，Table 1 に供試車両の主要諸元を示す．供試車両は，空冷 4 ストローク単気筒 110 cm^3 エンジンを搭載した小型スクータである．燃料はキャブレタによって供給される．

Table 1　Specifications of experimental motorcycle

Item	Specification
Engine type	Four-stroke single-cylinder
Cooling system	Air-cooled
Bore × Stroke	50.0 mm × 55.6 mm
Engine displacement	109.2 cm^3
Compression ratio	9.5
Spark supplying system	Full-transistor
Fuel supplying system	Carburetor
Transmission type	Continuously Variable Transmission (CVT)
Maximum brake power output	5.6 kW at 7500 rpm
Maximum brake torque	8.57 Nm at 5500 rpm
Curb weight	108 kg

2.2. スロットルスイッチによる負荷判別

Fig. 2 にスロットルスイッチおよびピストンバルブ型キャブレタの断面図を示す．スロットルスイッチは，ピストンを保持するシリンダ部の側面に備え付けられている．それは，特定のスロットル開度となるピストン位置でプッシュロッドが押付けられ，スイッチ信号を出力する．このスイッチ信号は，ある一定のエンジン負荷を想定したスロットル開度以上において OFF となる．したがって，スロットルスイッチによる負荷判別は，エンジン速度によらずそのスイッチ信号のみでおこなわれ，エンジン負荷を二段階のレベルに判別する．Fig. 3 にスロットルスイッチによる負荷判別の動作を示す．



Fig. 1　Experimental motorcycle

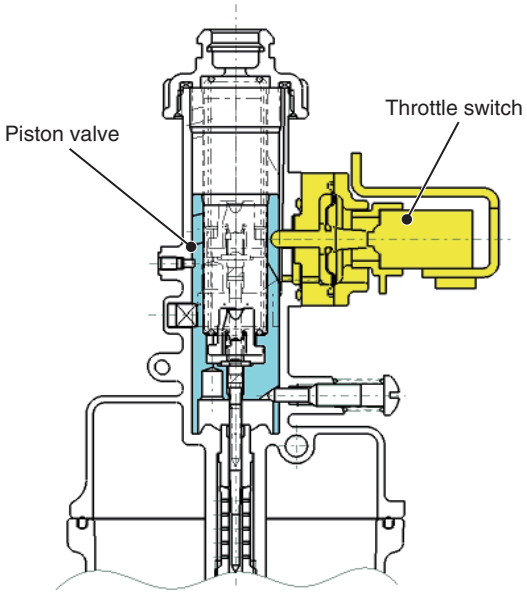


Fig. 2　Carburetor with throttle switch system

2.3. 火花進角制御の基本ロジック

Fig. 4 にスロットルスイッチを用いた，火花時期決定のフローチャートを示す．エンジン速度の算出，スロットルスイッチによるエンジン負荷判別とその判別信号出力，判別負荷に応じた火花時期マップの選択がおこなわれる．低負荷レベルと判別されると進角マップが選択される．一方，高負荷レベルと判別されると遅角マップが選択される．最後に，選択された火花時期マップからエンジン速度に応じた火花時期が抽出される．

本研究は，このフローチャートにおける負荷判別プロセスのみを，スロットルスイッチ方式から $\Delta\omega$ 法に置き換えることを目的として進められた．

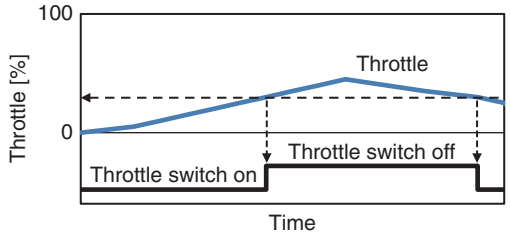


Fig. 3 Throttle switch motion

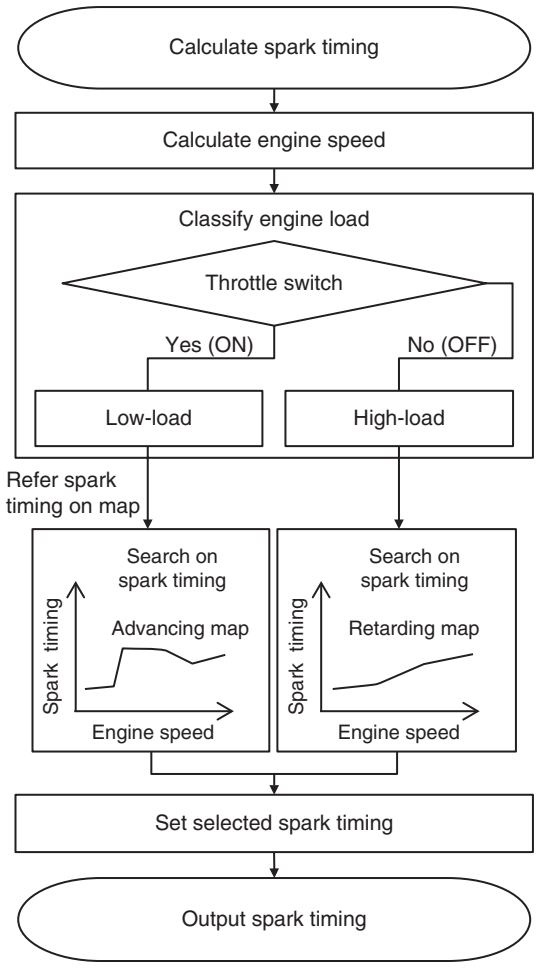


Fig. 4 Flowchart of conventional spark advance control

3．$\Delta\omega$ 法を用いた火花進角制御

3.1. $\Delta\omega$ を用いたエンジン負荷予測の基本原理

ここでは前報[2),3)]を引用しながら，$\Delta\omega$ 法のシステム構造およびエンジン負荷予測の原理を概説する．

3.1.1. クランク軸角速度変動の計測

$\Delta\omega$ 法ではクランク軸角速度 $\omega_i (i = 1, 2)$ が用いられる．Fig. 5 に ω_i を計測する構造を示す[2)]．ACG ロータに取り付けられたリラクタの先端ならびに後端位置を，クランク位置センサで検出する．ω_i は，その検出信号 P_1, P_2 の時間差 τ_i，リラクタの角度幅 θ を用いて，式（1）で定められる．なお，添字 i が二つあるのは，P_1, P_2 が 1 サイクル中に 2 度検出されるためである．

$$\omega_i = \frac{\theta}{\tau_i} \qquad (1)$$

Fig. 6 は，クランク軸角速度波形（ω 波形），計測された ω_i，リラクタパルス信号 P_1, P_2，リラクタ位置の関係を示したものである[2)]．運転条件は，エンジン速度（N_e）約 3000 rpm かつ負荷一定である．連続的である ω 波形は，クランク軸に固定した 1 回転当たり 360 パルスを発するロータリエンコーダを用いて測定されたものである．1 サイクル中の ω_i について，圧縮行程を ω_1，排気行程を ω_2 と定義したとき，$\Delta\omega$ は式（2）で表わされる．

$$\Delta\omega = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2} \qquad (2)$$

この計測方法では，$\Delta\omega$ は 1/2 サイクルごとの ω_i から決まり，1 サイクル（周期 4π）に 1 回の $\Delta\omega$ が 1 サイクル遅れで出力される．

3.1.2. クランク軸角速度変動に対する実験的考察

定常走行条件下において，$\Delta\omega$ に関する以下の二つの重要な性質が前報[2),3)]で実証された．

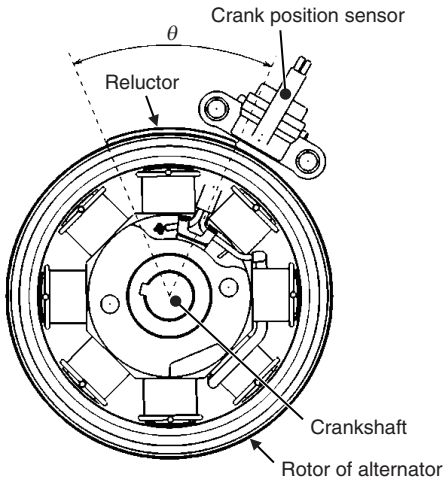


Fig. 5 Schematic of onboard system to detect $\Delta\omega$

(a) $\Delta\omega$ と図示平均有効圧力は比例する

(b) $\Delta\omega$ と N_e は反比例する

図示平均有効圧力は，ピストンが1サイクル中におこなう正味仕事を行程容積で割った値として表し，それを Net Indicated Mean Effective Pressure ($IMEP_{net}$) と表記する．

Fig. 7 は N_e ごとの，500 サイクル平均値における $\Delta\omega$ と $IMEP_{net}$ の関係を表わした実験データであり，スロットルは全開固定としている[2]．上述の二つの関係は，サイクル平均による比較において高い相関性を有していることが実証された．したがって $\Delta\omega$ 計測により，N_e ごとのエンジン負荷を予測できることが明らかとなった．

それに対し，前報[2),(3)]ではサイクルごとの $\Delta\omega$ と $IMEP_{net}$ の関係も示された．Fig. 8 はアイドリング運転における N_e, $\Delta\omega$, $IMEP_{net}$ の時系列データである[3]．この図より，$\Delta\omega$ のサイクル変動は $IMEP_{net}$ の変動に追従していることが確認された．

3.2. $\Delta\omega$ 法による負荷判別の基本ロジック

Fig. 4 のフローチャートにおける負荷判別プロセスを，スロットルスイッチを用いた従来システム方式から $\Delta\omega$ 法に置き換えるために，以下の負荷判別ロジックを構築した．

3.2.1. エンジンの負荷状態の指標化

$\Delta\omega$ 法は，N_e ごとに適切にエンジン負荷を予測できることが特徴である．これは，$\Delta\omega$ が $IMEP_{net}$ と比例関係にあり，N_e と反比例関係にあることに基づいている．その結果，同一の負荷でも $\Delta\omega$ はエンジン速度 N_e で変化する．そこで，N_e によらずエンジンの負荷状態を標準化するために，$\Delta\omega$ をもとに計算される負荷率 (Load Ratio, 以後 LR と呼ぶ) を定義した．この LR は，式 (3) に示すように，スロットル全開 (WOT) 時の $\Delta\omega$ (これを $\Delta\omega_{wot}$ と表わす) と任意のスロットル開度における運転時の $\Delta\omega$ との比率で定義される．$\Delta\omega_{wot}$ はあらかじめ，エンジン速度ごとに二次元データとして ECU に書き込まれている．運転中に計測された $\Delta\omega$ と，同一のエンジン速度時における $\Delta\omega_{wot}$ との比率が LR としてサイクルごとに計算される．

$$LR = \frac{\Delta\omega}{\Delta\omega_{WOT}} \times 100\ [\%] \qquad (3)$$

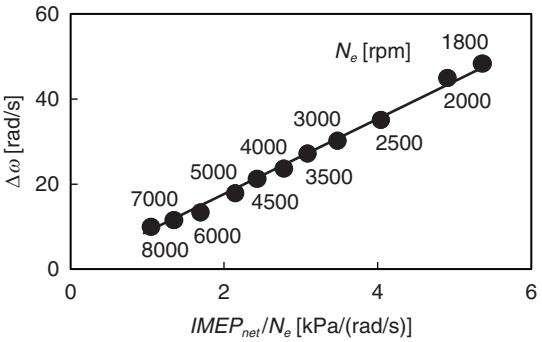


Fig. 7　Relationship between $\Delta\omega$ and $IMEP_{net}/N_e$

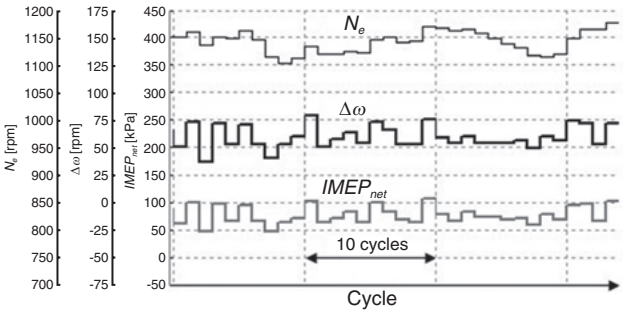


Fig. 8　Cyclic variation of $\Delta\omega$ and $IMEP_{net}$ at an idling

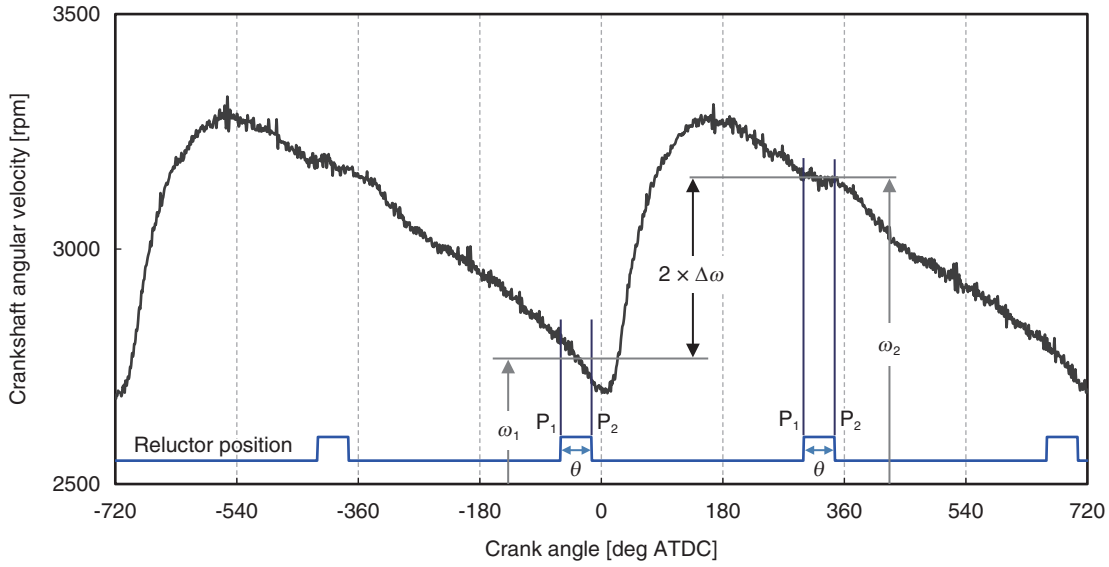


Fig. 6　Waveform of crankshaft angular velocity, reluctor position and definition of $\Delta\omega$

3.2.2. *LR* のエンジン速度特性

Fig. 9 にエンジン速度と $\Delta\omega$，そのときの LR の関係を示す．青色は WOT 運転時の値を，赤色はスロットルスイッチの切り替え開度時（POT）の値を表す．$\Delta\omega$ はエンジン速度に反比例するため，エンジン速度が高いほど小さくなるが，LR を導入することで，スロットル全開時の $\Delta\omega$ をすべて LR = 100% とし，エンジン速度ごとの負荷を 0-100% 内で表すことができる．この LR を用い，ある基準となる LR 値と比較することにより，負荷レベルを判別する．

3.2.3. *LR* を用いた負荷判別領域

Fig. 10 に，LR を用いて負荷判別しきい値を設定した場合の負荷判別領域の模式図を示す．このとき，しきい値 LR はスロットルスイッチの判別開度における LR を参考に設定された．しきい値 LR よりも大きい場合に高負荷，小さい場合に低負荷と判別する．

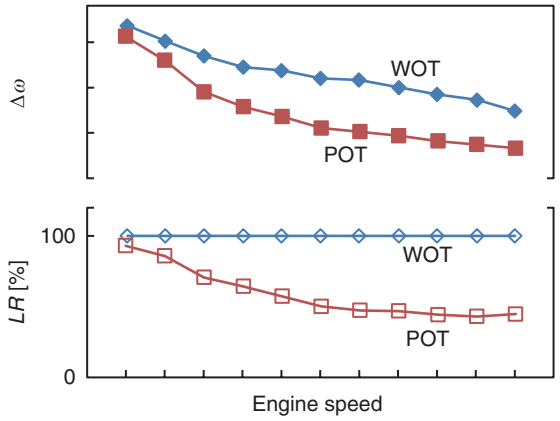


Fig. 9 $\Delta\omega$ and LR in relationship with engine speed

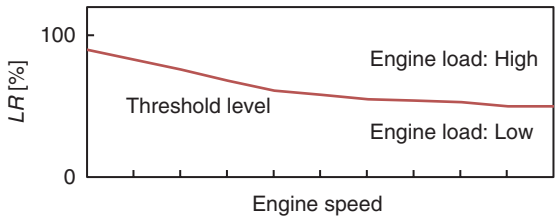


Fig. 10 Schematic diagram of load-level classification zone using *LR*

4．Δω のサイクル変動が負荷判別に及ぼす影響に関する理論的考察

4.1. 負荷判別に関する懸案

2 章で述べたように，スロットルスイッチによる負荷判別は，特定のスロットル開度を基準としておこなわれている．そのためスロットル開度が固定されたとき，負荷レベルおよび火花時期マップは固定される．その結果エンジン速度が一定の場合，火花時期は一定となる．

一方，$\Delta\omega$ 法による負荷判別は特定の LR を基準としておこなわれる．この手法ではスロットル開度が固定されていても，$\Delta\omega$ がサイクル変動し LR がしきい値をまたぎながら変動する場合，負荷判別がハンチングする．その結果，供給火花時期が安定しない懸念がある．

そこで，スロットルスイッチを用いた火花進角制御と同等の安定性を得るためには，エンジン速度，スロットル開度が一定の場合，負荷判別および火花時期が一定となることが求められる．この機能要求を「火花時期安定性」と呼ぶ．

このことから，本章では $\Delta\omega$ のサイクル変動に着目し，その発生要因について理論的考察をおこなうことでその発生条件を明らかにした．

4.1.1. Δω の支配方程式

$\Delta\omega$ のサイクル変動を考察するにあたり，$\Delta\omega$ の支配方程式を導出する必要がある．そこで本節では，この支配方程式導出を目的とする．クランク系の運動に対し，以下の前提条件を与える．

（1）4 ストローク単気筒エンジンを対象とする
（2）クランク系は平面運動をおこなう
（3）すべてのコンポーネントは剛体と仮定する
（4）すべての接触部に状態変化は生じない
（5）重力の影響を無視する

クランク系のモデルは，Fig. 11 に示すクランクシャフト，コネクティングロッド，ピストンの 3 モジュールで構成される．クランク系の幾何学的条件は，式（4）で定義される各コンポーネントの重心座標 (x_{ig}, y_{ig}) とその周りの回転角 $\theta_i (i = c$：クランクシャフト，l：コネクティングロッド，p：ピストン）を成分とする一般座標 $\boldsymbol{q}$，系の幾何学的拘束関数 $\boldsymbol{h}(\boldsymbol{q})$ によってあらわされる．

$$\boldsymbol{q} = \begin{pmatrix} x_{cg} \\ y_{cg} \\ \theta_c \\ x_{lg} \\ y_{lg} \\ \theta_l \\ x_{pg} \\ y_{pg} \\ \theta_p \end{pmatrix} \text{に対し，} \boldsymbol{h}(\boldsymbol{q}) = \begin{pmatrix} x_{cg} - r_{cg}\cos(\theta_c + \varphi_{cg}) \\ y_{cg} - r_{cg}\sin(\theta_c + \varphi_{cg}) \\ x_{lg} - r_{cp}\cos\theta_c - r_{lg}\cos(\theta_l + \varphi_{lg}) \\ y_{lg} - r_{cp}\sin\theta_c - r_{lg}\sin(\theta_l + \varphi_{lg}) \\ x_{pg} - r_{cp}\cos\theta_c - r_{lp}\cos\theta_l - r_{pg}\cos\varphi_{pg} \\ y_{pg} - r_{cp}\sin\theta_c - r_{lp}\sin\theta_l - r_{pg}\sin\varphi_{pg} \\ y_{pg} - e_a - r_{pg}\sin\varphi_{pg} \\ \theta_p \end{pmatrix} = 0 \quad (4)$$

次に，クランク系のエネルギー配分を考える．作動流体がピストンにおこなう仕事 W_{cyl} は，クランク系の運動エネルギー K，クランク下流へ出力する仕事（以降，負荷抵抗と呼ぶ）W_{out}，散逸エネルギー D の三つに配分され式（5）を満足する．

$$W_{cyl} = K + D + W_{out} \quad (5)$$

ここで，3.1.1. 項で見た $\Delta\omega$ の定義にしたがい 1/2 サイクルの運動に着目すると，運動エネルギーは $\Delta\omega$ の関数として式（6）で表せる．なお，I' は各コンポーネントの寸法，質量特性，θ_c の関数であるが，1/2 サイクル周期性を持つ

ことから今回のケースでは定数として扱える．

$$K\big|_0^{2\pi} = I' \frac{\omega_2 + \omega_1}{2}(\omega_2 - \omega_1) = I' Ne' \Delta\omega \qquad (6)$$

なお，計測値 ω_1，ω_2 の平均値である N_e' は，真の N_e（ω の 1 サイクル平均）との間に誤差 δerr が存在する．3.1.1. 項で見たリラクタの位置によってはある N_e において δerr をゼロにできるが，N_e 変化に応じて ω 波形も変化することから，任意の N_e に対して δerr をゼロにすることは不可能である．そのため，N_e と N_e' が近似的に等しい場合において $\Delta\omega$ と N_e は反比例する．

以上に基づき，式（5），式（6）から $\Delta\omega$ の支配方程式である式（7）が導出される．

$$\Delta\omega = \frac{1}{I' Ne'}\left\{ W_{cyl}\big|_0^{2\pi} - W_{out}\big|_0^{2\pi} - D\big|_0^{2\pi} \right\} \qquad (7)$$

さらに，重力の影響を無視しているためクランク系のラグランジアンは K のみで決まること，式（4）の $\boldsymbol{h}(\boldsymbol{q})$ によって各座標の拘束条件が得られることから，ラグランジュ方程式によってクランク軸周りの運動方程式（8）が導出され，ω_1，ω_2 が決定される．

$$(I_{cg} + \eta_2)\ddot{\theta}_c - \eta_1 \dot{\theta}_c^{\,2} = T_{cyl} - T_f - T_{out} \qquad (8)$$

なお係数 η_1，η_2 は，θ_c，幾何寸法，質量特性で構成される周期 2π の関数である．

式（8）左辺は慣性項を表す．右辺はクランク軸周りのトルクであり，第一項 T_{cyl} は作動流体によって得られるトルク，第二項 T_f は摩擦トルク，第三項 T_{out} は負荷抵抗トルクを表している．

以上の結果から，式（7），式（8）によって，クランク軸回転特性と $\Delta\omega$ を決定付けるパラメータとその特徴が抽出可能となった．

4.1.2. Δω のサイクル変動に対する考察

式（8）によって定まる ω_1，ω_2 が 1 サイクル周期性を持たないとき，$\Delta\omega$ に変動が生じる．したがって，1 サイクル周期性を持たない振動がクランク系に作用するとき，$\Delta\omega$ にサイクル変動が生じるものと考えられる．そこで，式（7），式（8）に基づき，$\Delta\omega$ を決定付けるパラメータ要因図を Fig. 12 に示す．

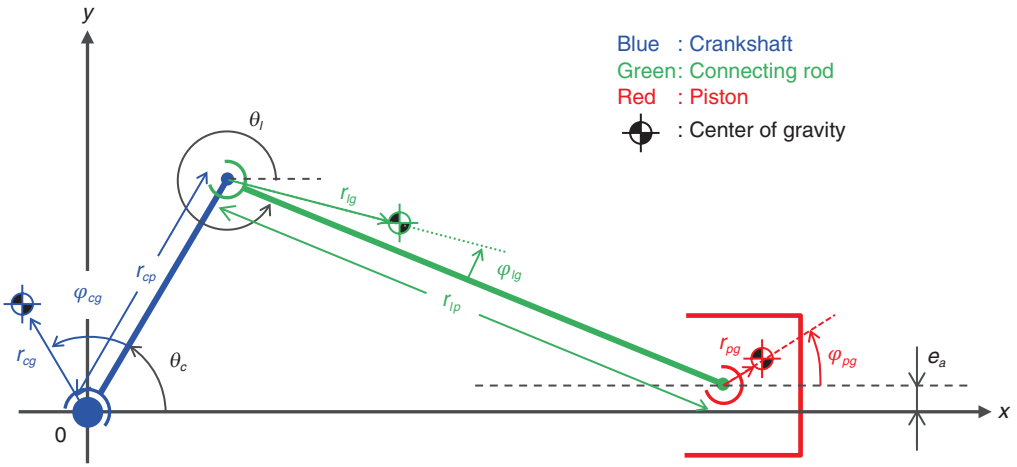


Fig. 11　Mathematical model of crank system

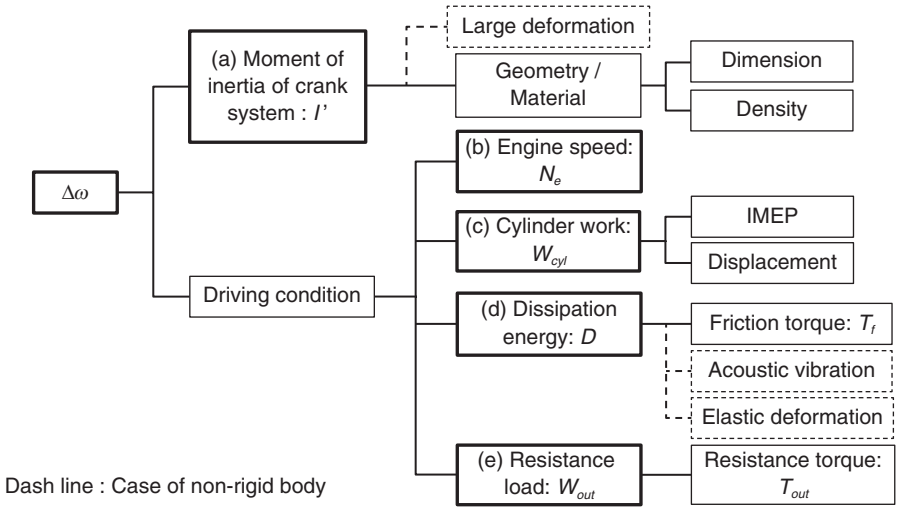


Fig. 12　Characteristic diagram of $\Delta\omega$

Table 2 Factors of cyclic variation of $\Delta\omega$

Classification	Factors	Parameters in Eq. (7) and (8)	Examples of specific phenomenon
Internal factors	(a) Change in moment of inertia of crank system	I'	Change deformation, Large ware, Breakage (Unusual phenomenon)
	(c) Variation of IMEP	T_{cyl}	Variation in combustion state, Occurrence of misfiring
	(d) Variation of friction	T_f	Repetition of sticking and slipping between piston skirt and cylinder sleeve (Unusual phenomenon)
	Vibration derived from deformation of components in crank system	Internal force	Torsional vibration, Out-of-plane vibration and In-plane vibration of components
External factors	(b) Variation of engine speed	N_e	Acceleration and deceleration by throttle control
	(e) Variation of load	T_{out}	Unevenness of the road surface, Changes of air resistance, Changes in posture of motorcycle and rider
	Vibration derived from deformation of components outside the crank system	T_{out}	Vibrations of drive system, vehicle body and crankcase, etc.

Fig. 12 中，(a) クランク系の慣性モーメント I' を決定する幾何，物性パラメータは，各コンポーネントの形状と密度に依存する．運転中にこれらが変化するためには，大変形，大磨耗，破損等の異常事象の発生が必要となる．このような場合は特異として省けるので，運転中に幾何，物性パラメータが $\Delta\omega$ に影響を与えることはない．

Fig. 12 中，(b) N_e 変化は式 (7) によって $\Delta\omega$ と反比例の関係で連結されている．したがって，N_e 変化に伴って $\Delta\omega$ も変化する．

Fig. 12 中，(c) 作動流体の仕事 W_{cyl} に変化が生じる場合，IMEP 変動を伴う．この要因は，燃焼ばらつきである．IMEP と $\Delta\omega$ が連動してサイクル変動するのは，3.1.2. 項の Fig. 8 で実証されている．この追従性については次のように考えられる．

燃焼特性は作動流体の特性によって決定される．筒内の空気質量 (O_2 量) は体積効率 (η_v) によって，燃料質量は空燃比 (A/F) によって決定される．さらに作動流体の流動により混合気が形成され濃度分布が決まる．これらは筒内圧力 P_{cyl} と，ピストン速度つまり ω に依存する．この作動流体に対し，固定化された点火時期 (θ_{ig})，点火エネルギー (E_{ig}) を与えれば，決められた条件に応じた燃焼が生じる．その結果，熱発生パターンとともに筒内圧力 $P_{cyl}(\theta_c)$ は一意に決定される．この $P_{cyl}(\theta_c)$ は，T_{out}，T_f とともに運動方程式 (8) を通じて ω 波形 $\omega(\theta_c)$ を決定する．

Fig. 12 中，(d) 散逸系のエネルギー D は，前提条件である剛体仮定のもとでは摩擦力のみに依存する．摩擦力の中にはスティックスリップのような自励的な挙動を示す場合がある．この場合，摩擦力により 1 サイクル周期性とは無関係な振動が発生し，$\Delta\omega$ にサイクル変動を発生させる．ただしこのような事象は，ピストン焼付き等異常時に発生するものとして，検証の対象としない．

Fig. 12 中，(e) 負荷抵抗 W_{out} はエンジンとは無関係に任意に加わる．このような事象は，路面凹凸やランダムに変わる風の向き等の空気抵抗を含む走行抵抗が該当する．また，クランク系より下流の系に発生するエンジンとは無関係な振動 (例えば駆動系内のダンパの影響など) も，クランク系には外力として作用する．以上のように，負荷抵抗については 1 サイクル周期性を持たない振動が含まれる事象が存在する．したがって，1 サイクル周期性を持たない負荷抵抗によって $\Delta\omega$ にサイクル変動が生じる．

最後に，コンポーネントの剛体仮定を解けば，Fig. 12 で示した点線部のような変形に伴う振動成分が発生する．この場合，各コンポーネントの固有振動数は 1 サイクル周期と無関係であるから，$\Delta\omega$ にサイクル変動を与えることになる．

以上の考察から，IMEP 変動のほか，1 サイクル周期と無関係な振動が $\Delta\omega$ のサイクル変動を発生させる要因であり，その具体例を Table 2 に示す．

5．$\Delta\omega$ 法による負荷判別の実機適合性検証

前章の考察によれば，$\Delta\omega$ にサイクル変動が生じる要因は，(i) 内的要因としてエンジンに作用するもの，(ii) 外的要因としてエンジンに作用するもの，の二つに分類される．そこで，$\Delta\omega$ 法を用いた火花進角制御システムに要求される「火花時期安定性」を満足するために，まずは内的要因による $\Delta\omega$ のサイクル変動が及ぼす影響を，定常運転条件下で検証した．次に，外的要因による $\Delta\omega$ のサイクル変動が「火花時期安定性」に及ぼす影響を，非定常運転条件下で検証した．その結果に基づき，「火花時期安定性」が得られるシステムの構築をおこなった．

5.1. 定常走行

5.1.1. 試験結果

前述の機能要求に対して定常走行条件下の試験を台上にておこない，本システムによる制御動作を確認した．

Fig. 13 にエンジン速度 4500 rpm，スロットル開度 40% 一定運転としたときの $\Delta\omega$ の時系列データを示す．この条件における負荷は，スロットルスイッチでは高負荷レベルと判別される．$\Delta\omega$ は一定ではなく，約 50 rpm 程度の変動の存在が確認された．これは $IMEP_{net}$ の変動によるものと考えられる．

次に Fig. 14 に，Fig. 13 の $\Delta\omega$ に対する制御動作の確認結果を示す．上段は LR と負荷判別しきい値，中段は LR をもとにした負荷判別信号，および，下段は供給火花時期を示す．しきい値はスロットルスイッチの判別開度における LR を参考に設定された．$\Delta\omega$ の変動に伴い LR が負荷判別しきい値をまたぎながら変動している．それに伴い負荷判別信号と火花時期にハンチングが生じている．よって，この判別手法では「火花時期安定性」を満足しないことが確認された．

次に，各エンジン速度が $\Delta\omega$ のサイクル変動に及ぼす影響について調査した．Fig. 15 に WOT 時の各エンジン速度における $\Delta\omega$ とその最大変動幅 $\Delta\omega_{p\text{-}p}$，および，その変動率を示す．

上段の黒丸は約 500 サイクルの $\Delta\omega$ を平均した $\Delta\omega_{ave}$ を，エラーバーは $\Delta\omega_{p\text{-}p}$ を示している．下段は変動率 ($\Delta\omega_{p\text{-}p}/\Delta\omega_{ave}\times100\%$) を示している．$\Delta\omega_{p\text{-}p}$ はエンジン速度によらずほぼ一定であるが，$\Delta\omega_{ave}$ は高回転ほど小さくなる．そのため変動率は高回転ほど大きくなり，最大で 20% に達する．この変動は $IMEP_{net}$ の変動のみならず，4.1.2. 項 Table 2 で挙げた往復運動部を含めたクランク系や動力伝達系の振動の影響を受けているものと考えられる．

5.1.2. ヒステリシス付しきい値の設定

$\Delta\omega$ のサイクル変動に起因する負荷判別のハンチングを対策するために，Fig. 10 で示した負荷判別しきい値にヒステリシスを設けた．

Fig. 16 に，2 本のしきい値によるヒステリシス付き負荷判別の概念図を示す．エンジン負荷の判別は，LR が赤線で示すしきい値 High を上回るとき，負荷判別結果は「低負荷」から「高負荷」に切り替わる．LR が黒線で示すしきい値 Low を下回るとき，負荷判別結果は「高負荷」から「低負荷」に切り替わる．ここで，2 本のしきい値間の LR の差をヒステリシス幅と定義する．黄色の LR 領域 (Knock-zone) では，進角マップの火花時期を適用した場合，ノッキングが発生する可能性がある．したがって，遅角マップを選択し

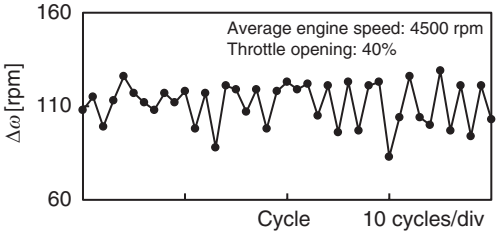


Fig. 13　Cyclic variations of $\Delta\omega$

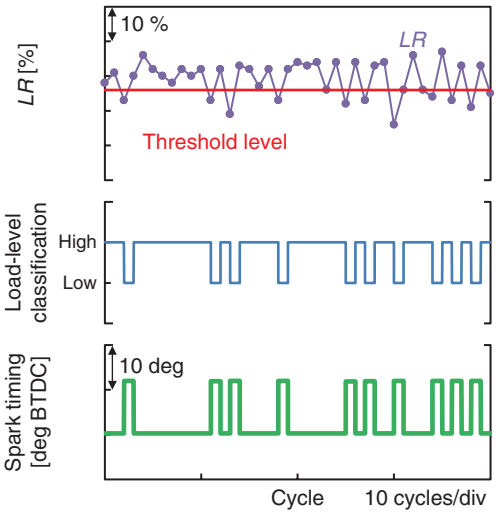


Fig. 14　Variations of *LR*, load-level classification signal and spark timing

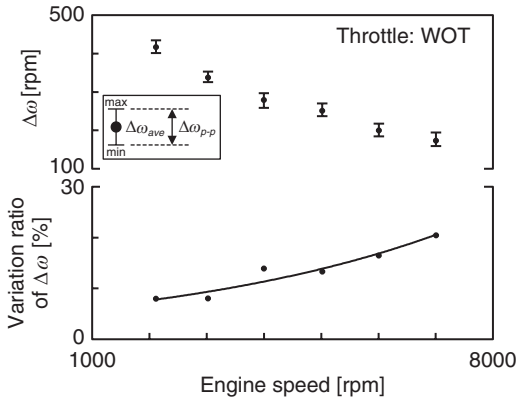


Fig. 15　Relationship between engine speeds and $\Delta\omega$, variation ratio of $\Delta\omega$

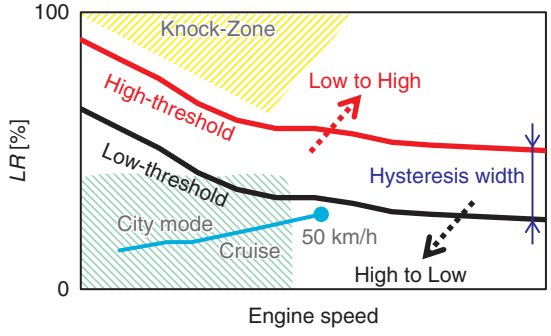


Fig. 16　Schematic diagram of load-level classification having hysteresis composed of two thresholds

なければならない．また，緑色の LR 領域は，日常的に経験する市街地走行で頻繁に使用される領域を示す．さらに，青線は平坦路のクルーズ走行時の負荷を表す．これらの領域は燃費改善のために，進角マップの火花時期を適用することが求められる．

そこで，各しきい値は以下を考慮し設定された

(1) しきい値 High:Knock-zone の回避　しきい値 High を示す LR は，スロットルスイッチの切替え開度相当とした．これにより，しきい値 High 以上の負荷においては遅角マップを選択し，ノッキング発生を回避できる．

(2) しきい値 Low:「火花時期安定性」と燃費改善の両立

「火花時期安定性」を満足するためには，ヒステリシス幅を $\Delta\omega$ のサイクル変動幅より大きく設定する必要がある．一方，燃費改善の観点から進角マップの火花時期を適用できる LR 領域を広く確保したい．そのためには，ヒステリシス幅は小さい方が望ましい．

以上から，ヒステリシス幅を 25% に設定した．これにより火花時期のハンチングが防止され，市街地走行においては進角マップの火花時期が適用でき，ノッキングの発生防止と燃費改善の両立が見込まれる．

上記のヒステリシス付負荷判別の，火花時期ハンチングに対する防止効果を台上試験にて確認した．運転条件は 5.1.1. 項に記したものと同一である．また，しきい値 High の設定は Fig. 12 に示したものと同一である．Fig. 17 に，ヒステリシス付き負荷判別を採用した場合の制御動作を示す．LR はしきい値 High をまたぎながら変動しているが，しきい値 Low を下回ることが無いため，負荷判別は「高負荷」で安定した．その結果，「火花時期安定性」を満足できた．

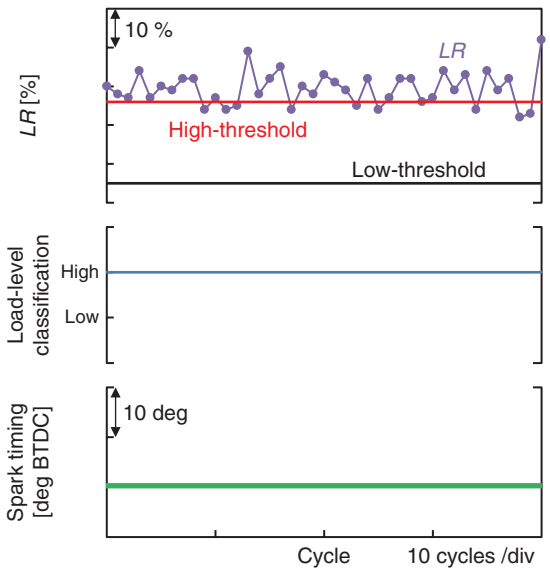


Fig. 17　Control operation of load-level classification having hysteresis

5.2. 悪路走行

5.2.1. 試験結果

4.1.2. 項 Table 2 に示したように，$\Delta\omega$ のサイクル変動に影響を及ぼす外的要因の一つとして走行抵抗変化が考えられる．走行抵抗変化は式（8）の T_{out} に該当するため，ω_1 計測時点での瞬時 T_{out} と ω_2 計測時点での瞬時 T_{out} の差が大きくなれば，ω_1, ω_2 の差が広がり $\Delta\omega$ は大きくなる．また，その逆では $\Delta\omega$ は小さくなる．このような変動が 1 サイクル周期性を持たないとき，$\Delta\omega$ にサイクル変動が生じる．

以上の考察のもと，走行抵抗が最も急激に変化する条件で「火花時期安定性」を満足することがシステム成立の必要条件となる．このような運転条件として考えられるのは，ジャンプと着地を繰り返して後輪の空転とグリップを繰り返す走行，すなわち悪路走行である．そこで，頻繁にジャンプと着地を繰り返す悪路走行で $\Delta\omega$ のサイクル変動を調査した．本試験で用いた悪路は，高さ約 5 cm の台形状ブロックが平面上に一定の間隔で設置されている路面形状となっている．

Fig. 18 にスロットル開度一定で平坦路を走行したときの $\Delta\omega$ と制御動作を示し，Fig. 19 に悪路を走行したときの $\Delta\omega$ と制御動作を示す．平坦路での負荷判別および火花時期にハンチングは生じなかったが，悪路走行においては負荷

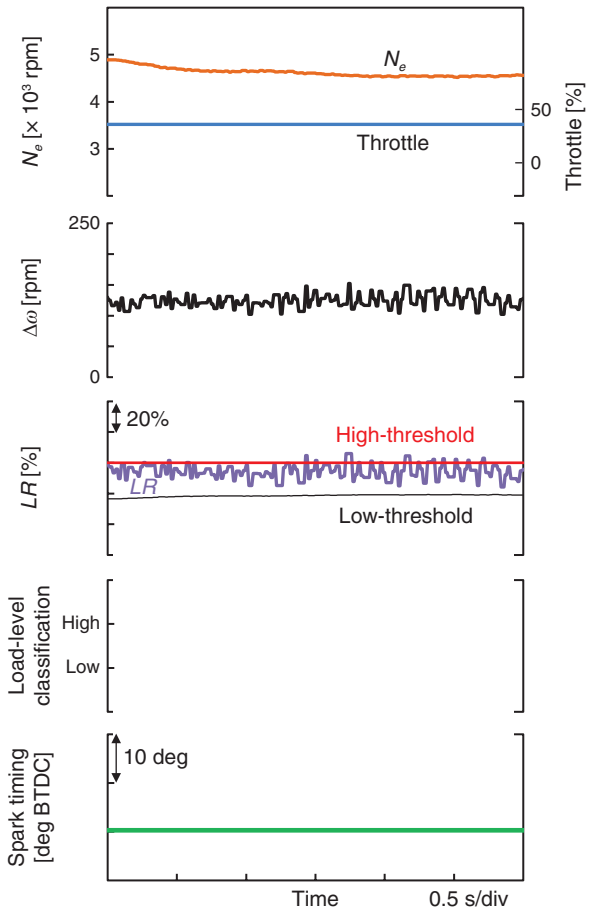


Fig. 18　$\Delta\omega$ variations and control on flat road

判別および火花時期にハンチングが発生した．このハンチングは，N_e 変動に伴う $\Delta\omega$ のサイクル変動幅の増大が支配的であることが，Fig. 18 と Fig. 19 の比較から確認された．

5.2.2. 移行待ちカウンタの適用

先に述べたヒステリシス幅をより大きくすれば，悪路走行において $\Delta\omega$ のサイクル変動幅が増大した場合でもハンチングを防止できる．しかしながら，ノッキングの発生防止と低負荷時の燃費改善との両立はできない．したがって，上記三つの要求を同時に満足するためには，ヒステリシス幅を変えずに対策をおこなう必要がある．

検討の結果，負荷判別しきい値を超える負荷信号を検知した場合，1 回の信号では切替えをおこなわず，複数回継続して検知した場合のみ切替えをおこなう演算ロジックを採用した．この演算ロジックを「移行待ちカウンタ」，継続検知回数を「移行カウント値」と呼ぶこととした．

Fig. 20 に「移行待ちカウンタ」を用いた時の負荷判別の移行動作を模式的に示す．上段は LR の変動を，中段は移行待ちカウンタの作動を，そして下段はそのときの「移行待ちカウンタ」と負荷判別を示す．ここで，「移行カウント値」の設定は 3 回としている．図中 A 点と B 点に着目すると移行積算のしきい値に達しておらず切り替えをおこなっていない．しきい値を 3 回連続で超える条件は C 点で満足され，ここで初めて負荷判別は移行している．Fig. 20 では，「低負荷」への移行判断について示しているが，「高負荷」への移行についても同様のロジックを設定した．

次に悪路走行時における火花時期のハンチングに対して，「移行待ちカウンタ」ロジックの対策効果を確認した．運転条件，設定しきい値は，5.2.1. 項で記した悪路走行時と同一である．Fig. 21 に「移行待ちカウンタ」を導入した負荷判別を採用した場合の制御動作を示す．エンジン速度の変動とともに LR は大きく変動し，しきい値 Low を下回る場合があるが，「移行待ちカウンタ」の設定により「低負荷」への移行を防止している．その結果，「高負荷」判別を維持でき遅角マップが継続的に選択され，「火花時期安定性」を満足することができた．

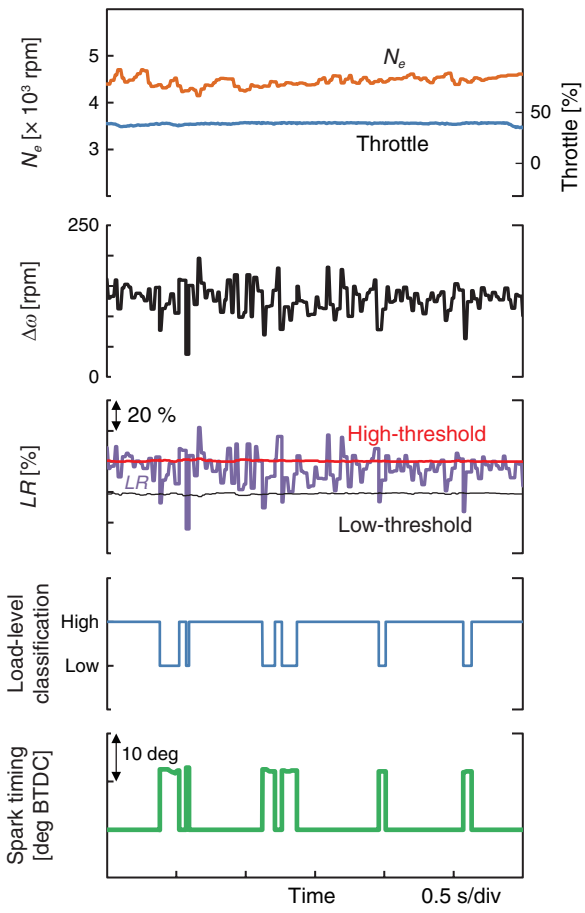


Fig. 19　$\Delta\omega$ variations and control on rough road

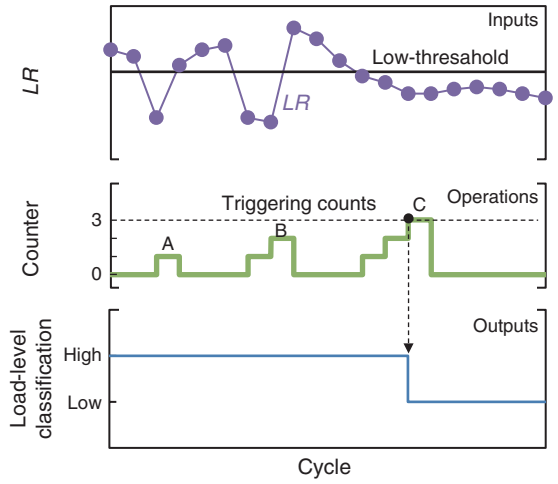


Fig. 20　Shifting of load-level classification by shift wait counter logic

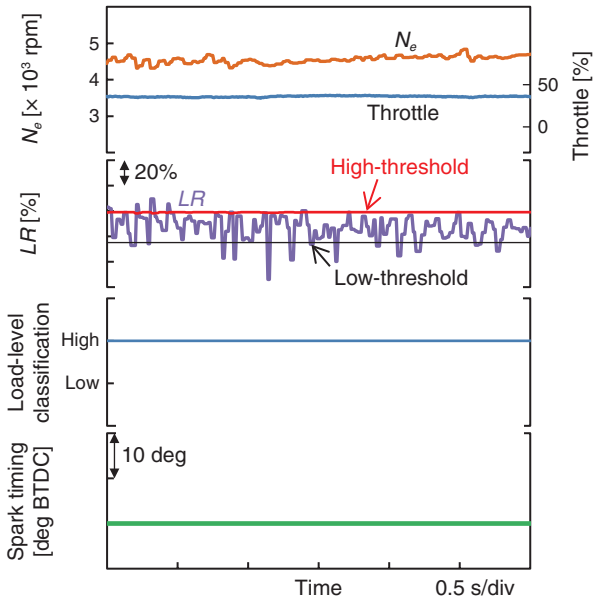


Fig. 21　Classification results of load-levels when shift wait counter was applied while running on rough roads

5.3. Δω法を用いた負荷判別ロジック

前述の課題解決手法を適用した負荷判別方法のロジックをフローチャートの形でFig. 22に示す．このフローは，クランクポジション信号の入力，$\Delta\omega$ の算出，LR 算出，ヒステリシス付きしきい値と「移行待ちカウンタ」による負荷判別，判別信号の出力の工程で構成されている．このフローは，Fig. 4に示した火花進角制御フローチャートにおけるスロットルスイッチによる負荷判別プロセスに置き換えられた．

5.4. システム検証

「火花時期安定性」を満足するため，「ヒステリシス付き負荷判別」と「移行待ちカウンタ」を適用した負荷判別ロジックが構築された．このロジックがスロットルスイッチを用いた負荷判別を代替できるか否かを検証するために，我々は負荷判別切り換え動作とそれを伴うドライバビリティについて確認をおこなった．その検証は，従来システムを搭載したベースの供試車両と，$\Delta\omega$ システムに載せ変えた供試車両を比較する形でおこなわれた．

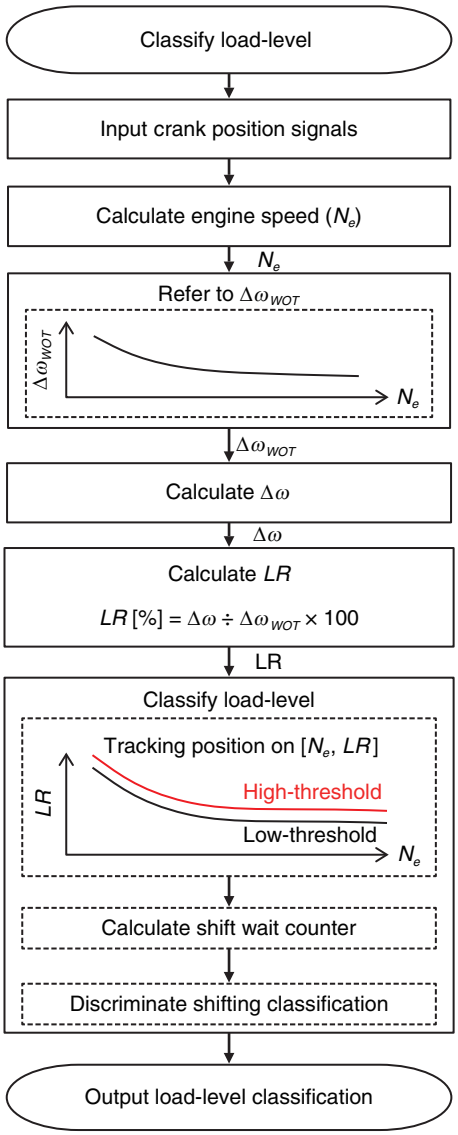


Fig. 22 Flowchart of load-level classification

Fig. 23に負荷判別の切り換え動作の確認結果を示す．運転状態は，加速走行からクルーズ走行へ移行している．スロットルを開けるにしたがいエンジン速度と LR が上昇し，しきい値High以上になったときに「高負荷」の判別がなされている．その切替りのタイミングは，スロットルスイッチ信号のものとほぼ同時である．

その後，スロットルが閉じることで LR が低下し，LR はクルーズ走行に移行する前にしきい値Lowを下回り，「低負荷」の判別がなされている．この切替りのタイミングは「ヒステリシス」と「移行待ちカウンタ」を適用したことにより，スロットルスイッチ信号のものに対しやや遅れが生じている．しかしながら，ドライバビリティの官能評価の結果は，従来システムと同等であることが確認された．

以上より，$\Delta\omega$ 法を用いた火花進角制御は，スロットルスイッチを搭載した従来システムと同等の「火花時期安定性」と「火花時期マップ切り換え動作」が得られ，スロットルスイッチの代替が可能となった．その結果，スロットルセンサを装備していないモデルにおいても燃費の改善を可能とするシンプルな火花進角システムの開発に成功した．

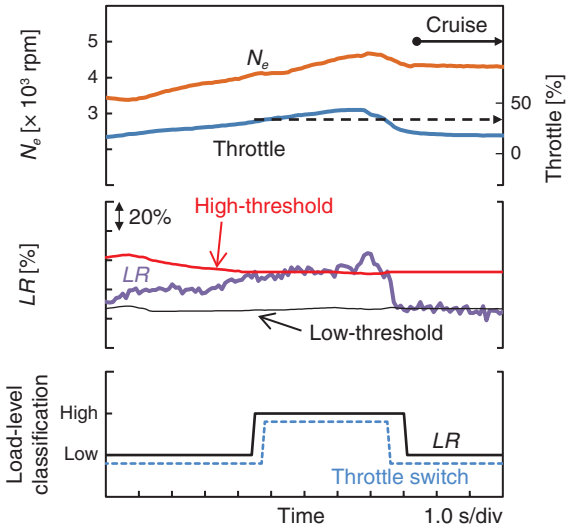


Fig. 23 Load-level classification when opening and closing throttle

6. 結論

クランク軸角速度変動（$\Delta\omega$）を用いて，エンジンの負荷状態を二段階のレベルに判別するロジックを構築した．本研究において得られた知見は以下にまとめられた．

（1）$\Delta\omega$ を用いたエンジン負荷予測技術を火花進角制御に適用する際，$\Delta\omega$ のサイクル変動がシステムに及ぼす

影響について，事前に理論的考察をおこなった．その結果，$\Delta\omega$ のサイクル変動は $IMEP_{net}$ 変動のほか，クランク系に作用する１サイクル周期性を持たない振動に起因することが特定できた．そして，$\Delta\omega$ のサイクル変動が「火花時期安定性」を阻害することが判明した．

（２）$\Delta\omega$ のサイクル変動に起因する負荷判別のハンチング現象に対して，以下の二つのフィルタリング処理を適用することで，安定した負荷判別が可能となった．

・二つの負荷判別しきい値を用いたヒステリシスの適用．

・負荷判別しきい値をまたぐ負荷信号に対して，複数回の継続検出を確認した上で切替えをおこなう「移行待ちカウンタ」の適用．

これらにより，従来のスロットルスイッチを用いたものと同等の負荷判別機能が得られ，火花進角制御システムの簡素化が実現された．本システムの実現により，スロットル開度センサを備えていないモデルに対しても，燃費の改善に効果のある部分負荷の進角制御の適用が可能となった．

参考文献

（１）Marples, V.: Dynamics of Machines, McGraw-Hill Publishing Company Limited, p. 149-151 (1969)

（２）Nishida, K., Kaneko, T., Takahashi, Y., Aoki, K.: Estimation of Indicated Mean Effective Pressure Using Crankshaft Angular Velocity Variation, JSAE 20119510/SAE 2011-32-0510 (2011)

（３）西田憲二，金子哲也，高橋陽一，青木宏二：クランク軸角速度変動を用いた図示平均有効圧力算定システムの開発，自動車技術会論文集，Vol.43，No.5，p.1033-1038(2012)

■著　者■



河津裕高



井畑遼亮



金子哲也



西田憲二

エンジン用ブリーザシステムのオイル分離挙動シミュレーション

Simulation of Oil Separating Behavior for Engine Breather System

芳賀　誠*　　笠原　巧**
Makoto HAGA　　Takumi KASAHARA

要　旨

レシプロエンジンのブリーザシステムには，クランクケース内を換気する際にブローバイガス中よりオイルミストを分離する機能が求められる．ブリーザチャンバ内の気液分離は液体の分裂や合体を伴う複雑な現象であるため，一般的な数値計算手法である格子法では計算格子の変形や移動量が著しくなり，直接予測解析をすることが困難である．

本研究では自由表面や液体の分裂，合体といった複雑な流体現象の解析に適した粒子法に着目し，ブリーザチャンバのオイル分離挙動を予測することを試みた．計算にはMoving Particle Semi-implicit法を使用し，格子法によって事前に算出した気体の速度場履歴を境界条件として粒子の運動を計算する空気抵抗モデルを導入した．また粒子の粗視化モデルにより，粒子への空気抵抗力の作用が実際のオイルミストと同等となるよう考慮した．

本シミュレーションと実機可視化結果を比較し，オイルの飛散や分離過程の傾向が定性的に一致することを確認した．以上により，粒子法を活用したオイル分離機能の予測手法を確立した．

ABSTRACT

The breather system of a reciprocating engine requires a function for separating the oil mist from the blow-by gas when ventilating the inside of the crankcase. Gas-liquid separation behavior inside the breather chamber is a complex phenomenon that involves liquid breakup and coalescence. Directly predicting this behavior by grid method, which is a typical numerical calculation method, is challenging, because the calculation grid deforms and moves excessively.

This study focused on a particle method suited to the analysis of complex fluid phenomena such as free surfaces and liquid breakup and coalescence, and attempted to predict the oil separating behavior of the breather chamber with the Moving Particle Semi-implicit method. An air resistance model was applied to accurately simulate particle motion based on the gas velocity field history that was calculated in advance by the grid method. In addition, a particle coarse-graining model was newly proposed to take into account the effect of air resistance on oil mist.

It was confirmed that the simulated oil scattering and separating behavior qualitatively agreed with the experimental results by high-speed camera, and that the oil separating behavior can be predicted by particle method.

1．はじめに

レシプロエンジンのクランクケース内部には燃焼室より吹き抜けた未燃ガスと燃焼ガス（総称：ブローバイガス）が充満しており，以下の課題を引き起こす原因となる．それはケース内圧の増加によるオイル漏れや大気汚染物質の放出，燃料やガス中の水分によるエンジンオイルの希釈，ガス中のNOx成分によるオイル劣化である．上記の課題に対処するため，一般的なレシプロエンジンにはブローバイガスを吸気経路へと排出し，新気をクランクケースに取り入れることでケース内を換気するブリーザシステムが搭載されている．ブローバイガスは多量のオイルミストを含有しており，吸気経路へのオイルの混入はオイル消費量の増加，スロットルバルブや吸気バルブの汚損，オイル燃焼に伴うエミッションの低下を招く．このことからブリーザチャンバにはブローバイガスとオイルミストで構成される

＊　四輪R&Dセンター
＊＊プロメテック・ソフトウェア株式会社

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_13

混相流からオイルを分離する機能が求められる.

このオイル分離機能を一般的な数値計算手法である格子法によって予測評価する試みがなされているが[1),(2)], オイルの分裂や合体, 壁面に付着したオイルが再度気流に持ち去られるような動的な挙動は, 計算格子の変形や移動量が著しくなり, 計算によって予測することが困難である. したがってオイル分離のメカニズムには不明確な点が多く, ブリーザチャンバの全ての諸元を CFD により決定するには至っていない.

本研究では格子を使用せず流体を粒子で離散化することにより, ラグランジュ的に流体の運動を計算する粒子法に着目した (Fig. 1). 粒子法は粒子によって流体の位置を直接取り出せるため, 自由表面や分裂, 合体を伴う複雑な流体の解析に適している. 本研究では Moving Particle Semi-implicit (MPS) 法を用いたプロメテック・ソフトウェア株式会社製の流体解析ソフトウェア Particleworks[3)] を使用し, 空気抵抗モデル, 粒子の粗視化モデル, 表面張力モデルを導入することによってブリーザチャンバ内のオイル分離挙動を解析する手法を構築した.

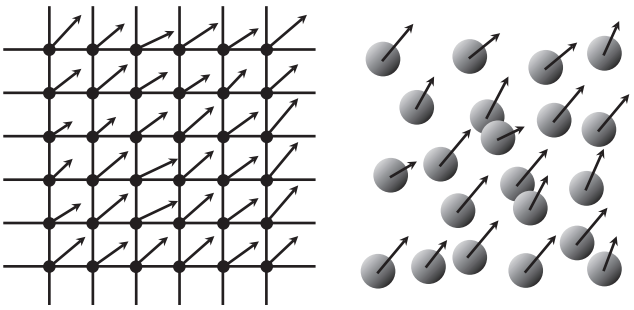


Fig. 1　Concepts for grid and particle methods

2. ブリーザシステム

2.1. ブリーザシステムの概要

ブリーザシステムの一例を Fig. 2 に示す. ブリーザシステムは別名 Positive Crankcase Ventilation (PCV) システムと呼ばれ, 部分負荷運転時におけるスロットルバルブ下流の負圧を利用して吸気経路へとブローバイガスを排出し, スロットル上流の別経路より新気を吸入することでクランクケース内部を換気する. ブローバイガスの流量は吸気管圧力に応じた PCV バルブの開度によってコントロールされるが, アイドルおよび全負荷時には PCV バルブは全閉となり, ブローバイガスは新気導入路を逆流して吸気管へと排出される. この場合ブリーザシステムのブローバイガス排出路は 2 系統存在し, オイル分離機能を有するブリーザチャンバも 2 系統必要となる.

2.2. ブローバイガスとオイルミスト

ブローバイガスの流量はエンジンの排気量, ピストンリングやシリンダの摩耗の程度により異なるが, 2 L 直列 4 気筒エンジンでは最大 30 L/min を超える流量となる. ブローバイガスに含有するオイルミストの量は, エンジンのどの部位からガスを取り出すかで大きく異なるため, 取り出し口の選定によってチャンバ内に流入するオイル量が決まる. オイルミストの粒径はガソリンエンジンの場合, およそ 1 μm から 10 μm の分布をとる.

2.3. オイル分離手法

オイル分離の手法は主にラビリンス式, インパクタ式, サイクロン式に大別される. ラビリンス式およびインパクタ式の例を Fig. 3 に示す. ラビリンス式はチャンバ内の仕切り板により流路を長く取り, そこをガスが流れる過程で重力によってオイルミストを分離する手法である. 一方, インパクタ式はガスを衝突板へ衝突させ, 慣性力によってオイルミストを分離する手法である. サイクロン式はガスに旋回流を形成させ遠心力によってオイルミストを分離する手法である.

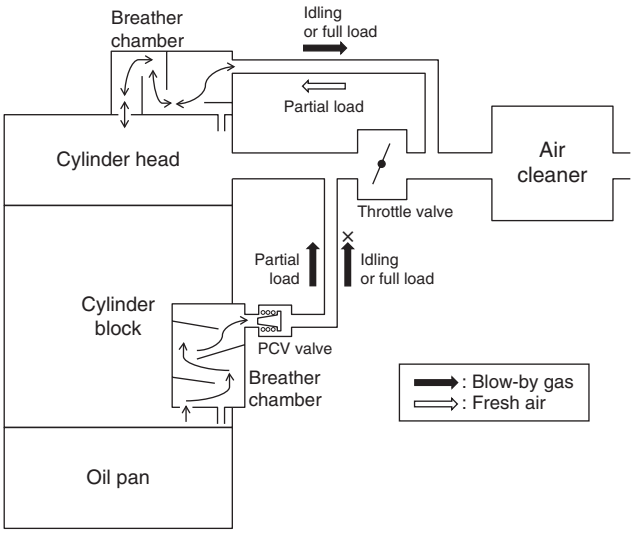


Fig. 2　Breather system

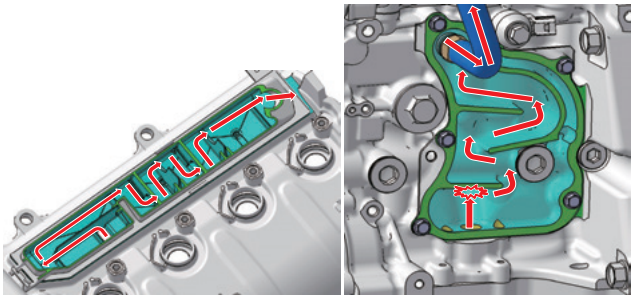


Fig. 3　Breather chambers

3．シミュレーション手法

3.1. MPS 法の概要

MPS 法とは非圧縮性流れの半陰的アルゴリズムを導入した手法であり，圧力や粘性による粒子間の相互作用を Fig. 4 に示す粒子 i の影響半径 r_e 内に存在する粒子との距離により重み付けすることで支配方程式を離散化する[4),(5)]．支配方程式は以下のラグランジュ法で記述された連続の式（質量保存則）である式（1）と，Navier-Stokes 方程式（運動量保存則）である式（2）を使用する．

$$\frac{D\rho}{Dt} = 0 \qquad (1)$$

$$\frac{D\vec{u}}{Dt} = -\frac{\nabla P}{\rho} + \nu\nabla^2\vec{u} + \vec{g} \qquad (2)$$

ρ：密度，$\vec{u}$：速度，P：圧力，ν：動粘性係数
$\vec{g}$：重力加速度，$\frac{D}{Dt}$：ラグランジュ微分

3.2. オイル分離挙動シミュレーションへの応用

ブリーザチャンバ内部の流体はブローバイガスとオイルで構成された気液混相流である．MPS 法の場合，気体と液体のように密度差の大きい流体を同時に粒子として解くと圧力の計算が不安定になる[5)]．そこで本研究では気体の流れを格子法で事前に解き，それを境界条件として粒子の運動を解く空気抵抗モデルを導入した．シミュレーションの手順を Fig. 5 に示す．さらに粒子挙動の計算精度を向上させるため粒子の粗視化モデルおよび表面張力モデルを導入した．以下各モデルの内容を説明する．

3.2.1. 空気抵抗モデル

空気抵抗モデルでは粒子は式（2）に空気抵抗項を追加した以下の Navier-Stokes 方程式の式（3）を満たしながら運動する．

$$\frac{D\vec{u}}{Dt} = -\frac{\nabla P}{\rho} + \nu\nabla^2\vec{u} + \vec{g} - \frac{1}{m}\vec{D} \qquad (3)$$

m：液体質量，$\vec{D}$：空気抵抗力

$\vec{D}$ は以下の式（4）のように定義される．

$$\vec{D} = \frac{C_D}{2}\rho_{air}\left|\vec{u}_l - \vec{u}_g\right|(\vec{u}_l - \vec{u}_g)\,S \qquad (4)$$

C_D：抗力係数，ρ_{air}：空気の質量密度，$\vec{u}_l$：液体速度
$\vec{u}_g$：気体速度，S：液体の代表面積

3.2.2. 粒子の粗視化モデル

オイルミストの運動を精度よく計算するためには MPS 法で使用する計算粒子（以後，MPS 粒子）の径を実際のオイルミスト粒径（1 μm から 10 μm）と同等とすることが望ましい．しかしそれでは流入するオイルの体積に対して莫大な粒子数が必要となり，実用的な時間内で結果を得ることができない．実用性を考慮すると MPS 粒子の径は 250 μm から 500 μm 程度に設定する必要がある．そこで本研究では空気抵抗力による MPS 粒子への作用が実際のオイルミストと同等となるよう，MPS 粒子をグループ化した液滴群として粗視化した．粗視化の概念図を Fig. 6 に示す．粗視化した MPS 粒子とオイルミスト粒径の関係は以下のようになる．

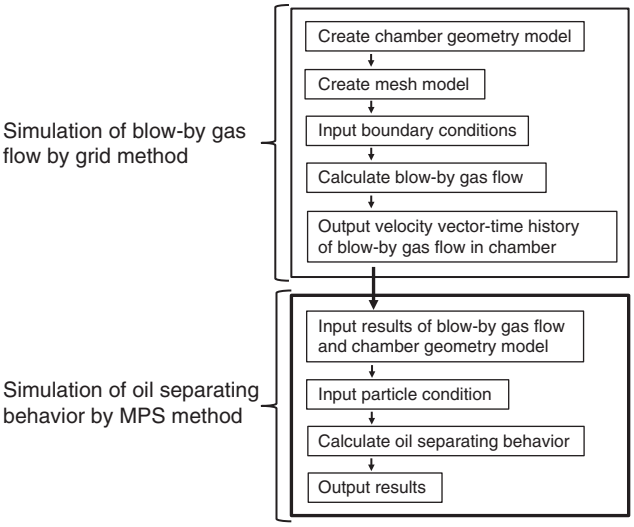


Fig. 5　Flowchart of simulation

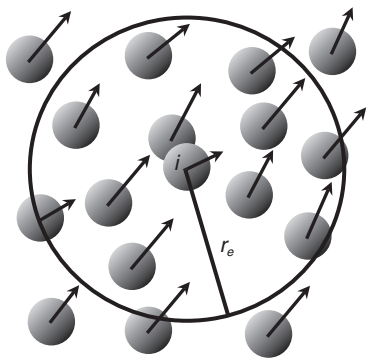


Fig. 4　Effective radius for MPS method

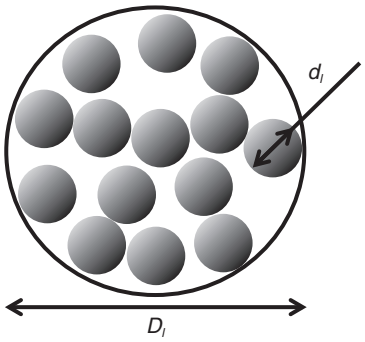


Fig. 6　Coarse graining model

$$R_{cg} = \frac{D_l}{d_l} \tag{5}$$

$$N = R_{cg}^{\ 3} \tag{6}$$

R_{cg}：粗視化率，D_l：MPS 粒子径，d_l：オイルミスト粒径
N：グループ化した液滴数

また式（4）の抵抗係数 C_D を以下の式（7），式（8）によって与える[6]．

$$Re = \frac{d_l \left| \vec{u}_l - \vec{u}_g \right|}{\nu_g} \tag{7}$$

$$C_D = \begin{cases} \dfrac{24}{Re}\left(1 + \dfrac{Re^{2/3}}{6}\right) & Re \le 1000 \\ 0.424 & Re > 1000 \end{cases} \tag{8}$$

Re：レイノルズ数，ν_g：気体動粘性係数

粗視化した MPS 粒子に加わる空気抵抗力はグループ化したオイルミストの数 N 個に加わる力の合力とし，MPS 粒子は以下の式（9）を満たして運動する．

$$\frac{D\vec{u}}{Dt} = -\frac{\nabla P}{\rho} + \nu \nabla^2 \vec{u} + \vec{g} - \frac{R_{cg}^{\ 3}}{m_l} \vec{D} \tag{9}$$

m_l：オイルミスト質量

3.2.3. 表面張力モデル

気液分離過程での液体の表面張力の影響を考慮するため，表面張力のポテンシャルモデルを導入した．表面張力の影響を受ける粒子は以下の Navier-Stokes 方程式の式（10）を満たして運動する．

$$\frac{D\vec{u}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 \vec{u} + \vec{g} + \nabla \Phi \tag{10}$$

第 4 項はポテンシャルモデルの表面張力項であり，以下の式（11），式（12）のように計算される．

$$\nabla \Phi = \sum_{j \neq i} \frac{d\varphi}{dr_{ij}} \cdot \frac{\vec{r}_{ij}}{\left| \vec{r}_{ij} \right|} \tag{11}$$

$$\Phi = C\varphi \tag{12}$$

i, j：粒子番号，$\vec{r}_{ij}$：粒子 i から j への位置ベクトル

φ はポテンシャルエネルギーを表し，プロメテック・ソフトウェア独自の式を用いた．

C はポテンシャル力の大きさを決めるポテンシャル係数であり，液体の表面張力係数に比例した値である．

さらに粒子と壁面間では，以下の式（13）のポテンシャル係数 C_{fs} を使用して濡れ性を考慮する．

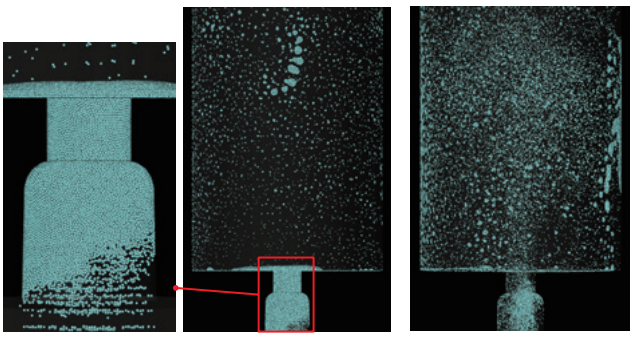
$$C_{fs} = \frac{1}{2}(1 + \cos\theta)\, C \tag{13}$$

θ：接触角

3.3. 粗視化モデルの必要性

粗視化モデルを検証するため，事前にガス流れを計算した簡易形状チャンバに対して，粗視化をしない場合（$R_{cg} = 1$）と粗視化率 R_{cg} を 100 とした MPS 粒子をそれぞれ流入させ粒子の挙動を比較した．初期粒子間距離（MPS 粒子径）は 500 μm とした．Fig. 7 にシミュレーション結果を示す．粗視化をしない場合（$R_{cg} = 1$），MPS 粒子は実際のオイルミスト粒径（1 μm から 10 μm）より大きい 500 μm のオイルミストに相当する．そのため空気抵抗力による粒子の速度変化が小さく，粒子は表面張力によって徐々に凝集し 0.5 s 時点で流入孔が完全に閉塞した．一方，粗視化率 R_{cg} が 100 の場合，MPS 粒子は 5 μm 相当のオイルミストと同等の空気抵抗力の作用を受けるため，流入孔が閉塞することなく粒子がチャンバ内に飛散していく様子が確認できた．

以上からブローバイガス中のオイルミストの挙動を計算するために粒子の粗視化が必要であると判断し，以後実機を想定した計算には実際のオイルミスト粒径の 10 μm と 5 μm に相当する粗視化率 $R_{cg} = 50$ と $R_{cg} = 100$ を設定して計算を実施した．



(a) R_{cg} = 1 [at 0.5 s]　(b) R_{cg} = 100 [at 0.5 s]

Fig. 7　Comparison of particle movement between $R_{cg} = 1$ and $R_{cg} = 100$

4．オイル分離挙動シミュレーション

4.1. シミュレーション条件

4.1.1. シミュレーション対象

今回は代表としてシリンダブロック内蔵型ブリーザチャンバのインパクタ式セパレータをシミュレーション対象とした．事前に実機のブローバイガス流入孔径と衝突板距離をパラメータとしたオイル分離能力検証テストにより，分離能力差が顕著だった 2 仕様を比較対象とした．Fig. 8 および Table 1 にチャンバの外観図と諸元を示す．TYPE1 は流入孔径が ϕ15 mm，流入孔から衝突板の距離が 30 mm で，TYPE2 は流入孔径が ϕ6 mm，流入孔から衝突板の距離が 15 mm である．

Table 1 Specifications of breather chambers

Breather chamber	TYPE 1	TYPE2
Oil separation performance	Good	Poor
Volume [cm^3]	215	
Distance to first collision plate from inlet hole [mm]	30	15
(1) Blow-by gas inlet hole		
Diameter [mm]	15	6
(2) Blow-by gas outlet hole		
Diameter [mm]	7	
(3) Connecting channel to cylinder head		
Diameter [mm]	7	
(4) Oil drainage holes		
Diameter [mm]	8	

4.1.2. 格子法によるブローバイガス流れの計算

空気抵抗モデルにおいて粒子に空気抵抗力として作用するガス流れ場を算出するため，格子法によりチャンバ内のガス流れを計算した．計算はオイル分離能力検証テスト時にブローバイガス流量が最大の 40 L/min を計測したエンジン回転数 6000 rpm の運転条件と同等条件で実施した．境界条件としてガス流入孔（1）にはクランクケース内の圧力脈動，試験時に大気開放としたガス流出孔（2）には大気圧，連通孔（3）にはシリンダヘッド内部の圧力脈動を設定した．なおオイル排出孔（4）はオイルパン内の油中に接続するため境界条件の設定はしていない．格子法によるシミュレーション結果を Fig. 9 に示す．チャンバには圧力脈動によってガスが周期的に流入し，衝突板への最大衝突速度は TYPE1 の場合に 30 m/s，TYPE2 の場合に 40 m/s となった．本結果を Particleworks に入力し，空気抵抗モデルの境界条件とした．

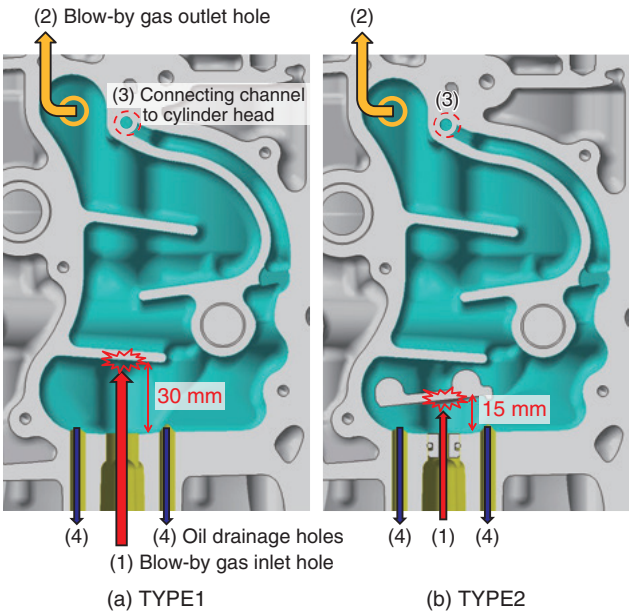


Fig. 8 Schematic of measured breather types

4.1.3. 粒子法のシミュレーション条件

オイルミストの流量はブローバイガスの体積流量の 1% と仮定し，その流量に相当する MPS 粒子を流入孔（1）からガス流入速度と同期して流入するように設定した．また MPS 粒子の物性値には 80℃ におけるオイルの動粘性係数，表面張力係数，接触角を入力した．MPS 粒子径は 500 μm とし，粗視化率 R_{cg} が 50（オイルミスト粒径 10 μm 相当）と 100（5 μm 相当）の 2 条件で計算を実施した．

4.2. シミュレーション結果

4.2.1. 粒子の挙動

TYPE1 における粗視化率 R_{cg} が 100 の時の MPS 粒子の挙動を Fig. 10 に示す．MPS 粒子は速度ベクトル表示とし，図中の数字は圧力脈動と対応している．粒子はケース内の圧力脈動により変動する流れ場の作用によって周期的にチャンバ内に流入し，衝突板へと衝突する様子が確認できる．

TYPE1 と TYPE2 における衝突板近傍の粒子の運動を Fig. 11 に示す．図中の矢印は壁面に付着した粒子の流れを示している．TYPE1 では衝突板へ衝突した粒子がガス主流から分離してチャンバ左右の壁面に付着していく．特に衝突板の右端部から飛散する粒子の方向が，脈動によって周期的に変化する挙動が特徴的である．また左右壁面へ付着した粒子は壁面に沿ってチャンバ底部へと流れ，排出孔へ向かう流れを形成していることが確認できる．一方，

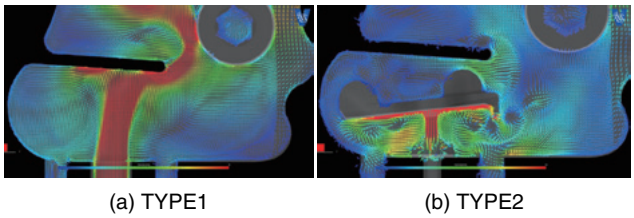


Fig. 9 Simulation results of flow in breather chamber by grid method

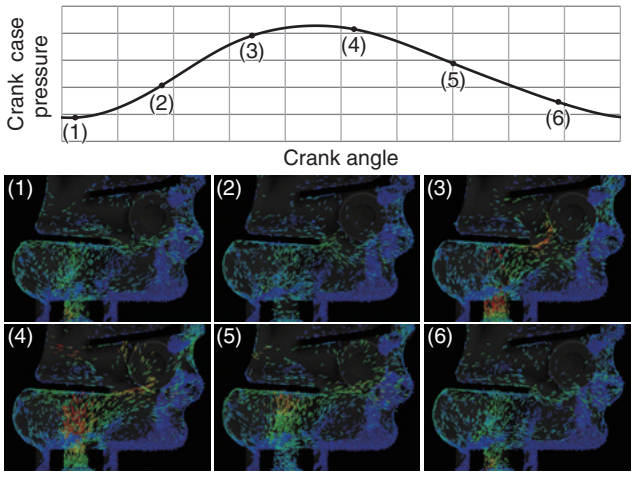


Fig. 10 Simulation results by MPS method [TYPE1, R_{cg} = 100]

TYPE2 では排出孔付近の粒子が気流によって吹き飛ばされており，特に右壁面に堆積した粒子は衝突板で偏向した気流の影響によりチャンバ底部へは流れず，気流によって再度巻き上げられチャンバ下流へと流されていく様子が確認できる．つまり TYPE2 は一度分離されたオイルが再度気流に巻き上げられやすい構造であると判断できる．

4.2.2. 粗視化率による粒子挙動の違い

TYPE1 における粗視化率 R_{cg} が 50 と 100 のシミュレーション結果を Fig. 12 に示す．粗視化率の違いによる粒子の挙動を比較すると，5 μm のオイルミストに相当する $R_{cg}=100$ の方が粒子はより下流まで飛散しており，左右の排出孔へ流れる粒子の割合も異なる傾向がみられる．

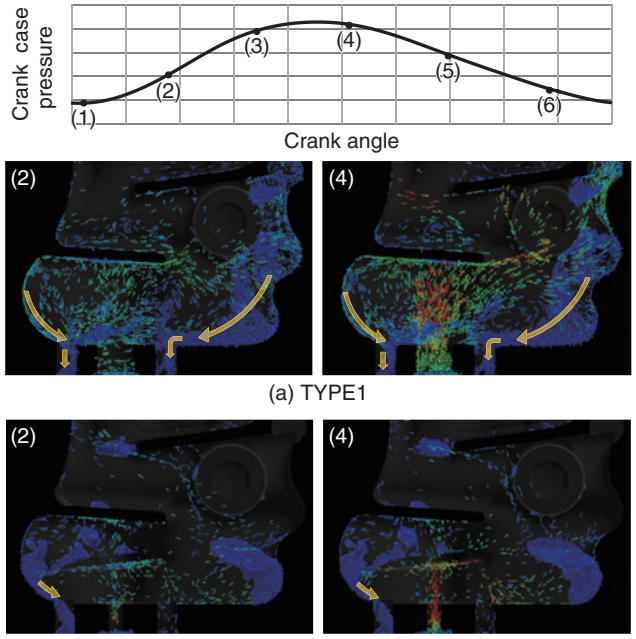


Fig. 11　Velocity vectors of MPS particles [$R_{cg}=100$]

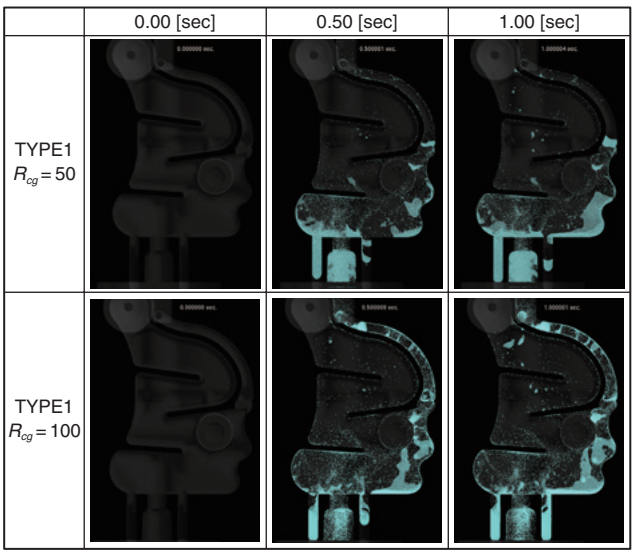


Fig. 12　Comparison of particle movement between $R_{cg}=50$ and $R_{cg}=100$

5．シミュレーション結果の検証と考察

5.1. 実機可視化試験によるシミュレーション結果の検証

シミュレーション結果の検証のためブリーザチャンバの実機可視化試験を実施した．撮影は解析条件と同等であるブローバイガス量 40 L/min を計測したエンジン回転数 6000 rpm の運転時とし，ハイスピードカメラを使用してチャンバ内部の様子を可視化撮影した．フレームレートは 15000 fps，シャッタスピードは 1/30000 s とした．

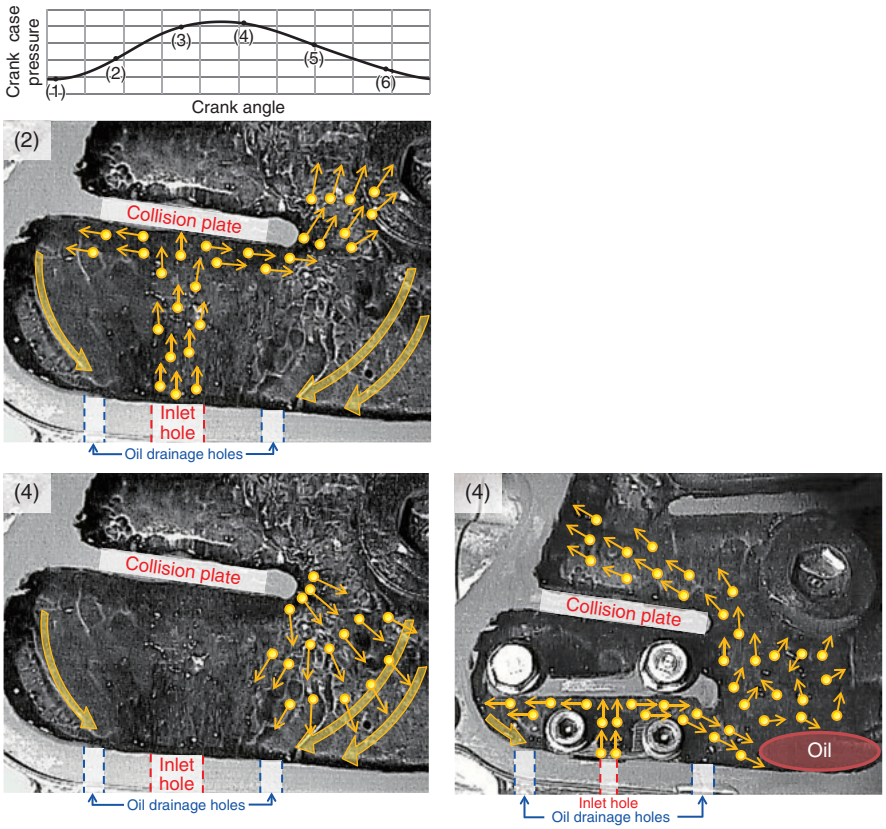
Fig. 13 に可視化結果の静止画と特徴的なオイル挙動を模式的に表す．図中の数字は圧力脈動と対応している．TYPE1 ではクランクケース内の体積変化により生じる圧力脈動によってオイルミストが周期的にチャンバ内に流入し，衝突板へ衝突して飛散する様子が観察された．特に衝突板の右端部では，脈動によって気流の方向が変化する様子が顕著に現れており，オイルの飛散する方向が周期的に変化する様子が観察された．また，チャンバの左右壁面に付着したオイルが重力によって徐々にチャンバ底部へと落下する様子が観察された．これらの傾向は粗視化率 50 や 100 のシミュレーション結果とよく一致している．

一方，TYPE2 では TYPE1 と同様に周期的にオイルミストが流入する様子が観察されたが，チャンバ右底部にオイルの液塊が形成されていることが確認された．この液塊は衝突板により偏向したガス流れと対向するため排出孔の方向へは流れずに気流によって巻き上げられ，その一部がチャンバの下流に向かって流される様子が観察された．TYPE2 の解析結果では液塊の形成は見られないもののチャンバ右壁面に付着した粒子が排出孔へ流れず堆積し，堆積した粒子が再度気流に巻き上げられ下流に流されるという類似の傾向が確認された．よってシミュレーション結果は液塊が形成される初期段階を模擬していると考えられる．

以上より，ブリーザチャンバ内の巨視的なオイルの挙動がシミュレーションと実機とで定性的に一致したことから，MPS 法に空気抵抗モデル，粗視化モデル，表面張力モデルを導入することによってチャンバ内部の巨視的なオイル分離挙動を予測できることを確認した．

5.2. 粒径の異なるオイルミストの挙動予測

オイル分離性能はオイルミストの粒径によっても左右されると考えられる．そこで今回シミュレーションをおこなった 1.0 s までの計算結果から，粗視化率 R_{cg} が 50（オイルミスト粒径 10 μm 相当）と 100（5 μm 相当）の場合の流入粒子と分離粒子の総数をカウントし，粒径の異なるオイルミストの挙動を分析した．Fig. 14 に粗視化率 R_{cg} が 50 と 100 のそれぞれの場合について，流入粒子と左右排出孔へ落下した粒子の数から算出した流入流量と分離流量の時間履歴を示す．流入流量の履歴を比較すると，5 μm のオイルミストに相当する $R_{cg}=100$ の方がチャンバ内へ流入す



(a) TYPE1 (b) TYPE2

Fig. 13 Results of visualized measurement

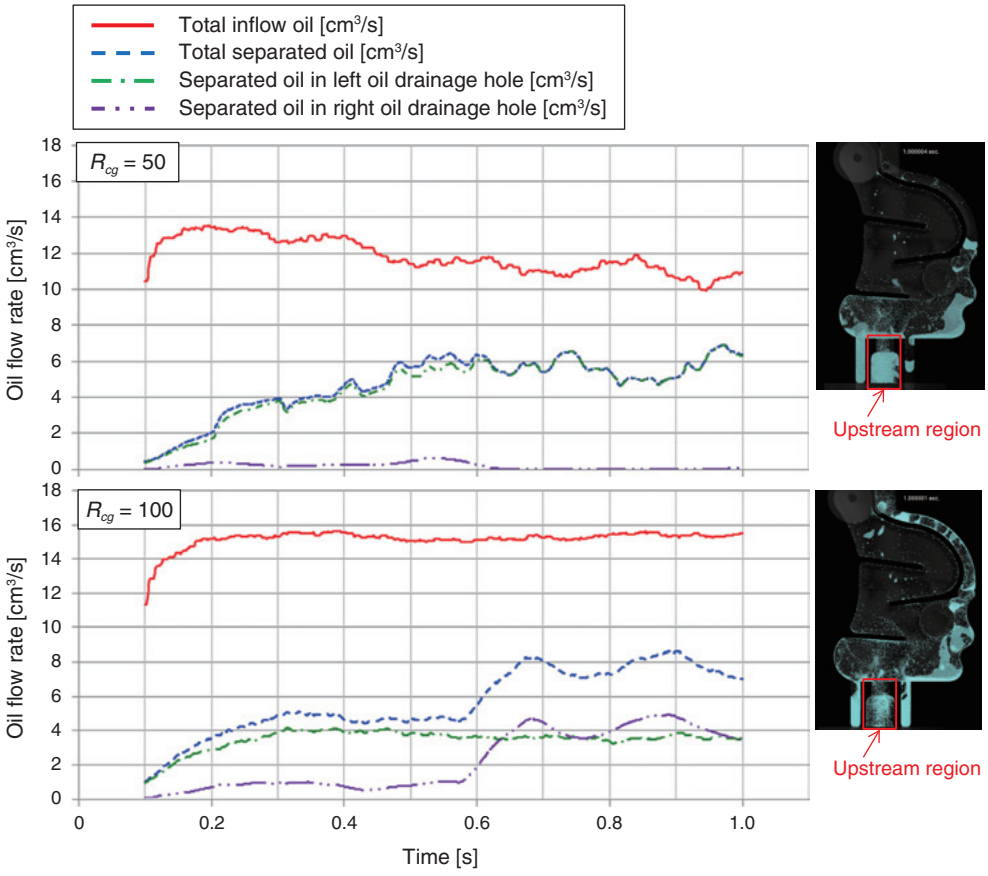


Fig. 14 Comparison of oil flow rate between $R_{cg} = 50$ and $R_{cg} = 100$

る粒子の数が多いことがわかる．これは粒径の小さなオイルミストはチャンバ内へ流入しやすく，粒径の大きなオイルミストはチャンバ本体の上流領域（図中赤枠）で分離されやすい傾向があることを示している．また左右排出孔の流量履歴を比較すると，10 μm のオイルミストに相当する R_{cg} = 50 の方が左の排出孔から分離される粒子が多いことから，粒径の大きなオイルミストは衝突板に衝突してチャンバ左側へ飛散しガス主流より分離される傾向があることを示している．

以上のように粗視化率をパラメータとすることで粒径が異なるオイルミストの挙動を分析することが可能であり，本手法を活用することで捕捉の対象となるオイルミスト粒径に合わせたチャンバ構造の検討が可能になると考えられる．

6．まとめ

粒子法によって一般的な数値計算手法である格子法では解析が困難であったブリーザシステムのオイル分離挙動を予測する手法を構築し，以下の成果を得た．

（1）ブリーザシステムのオイル分離挙動を予測する手段として，MPS 法に空気抵抗モデル，粒子の粗視化モデル，表面張力モデルを導入する計算手法を構築した．

（2）シミュレーションと実機可視化試験の結果を比較し，ブリーザチャンバ内の巨視的なオイルの挙動がシミュレーションと実機とで定性的に一致することを確認した．

（3）粗視化率をパラメータとすることで粒径が異なるオイルミストの挙動を分析することが可能であり，捕捉の対象となるオイルミスト粒径に合わせたチャンバ構造の検討が可能になる．

7．あとがき

今後，オイル分離能力の定量的な予測をおこなうために，微小液滴の壁面衝突挙動のモデル化やオイルミストの粒径分布を反映した解析手法を構築していく予定である．

参考文献

（1）佐藤一成，石川学，松岡敏光：オイルミストセパレータ性能予測技術の開発，自動車技術会論文集，Vol.30, No.2, p75-80(1999)

（2）遠藤一豊，小林章宏，須藤正範：小型･高性能オイルミストセパレータの開発，自動車技術会学術講演前刷集，No.62-07, p13-16(2007)

（3）http://www.prometech.co.jp/particleworks.html

（4）越塚誠一：粒子法による流れの数値解析，ながれ 21, p.230-239(2002)

（5）越塚誠一：粒子法（計算力学レクチャーシリーズ５），日本計算工学会，丸善出版株式会社，156p.(2005)

（6）高木正英：燃料噴霧シミュレーションの現状と課題，海上技術安全研究所報告，第８巻，第２号，p.209-214(2008)

■著　者■



芳賀　誠



笠原　巧

パワートレインシステムの複雑化に対応するモデルベース開発技術

Model-Based Development Technologies to Support Increasingly Complex Power Train Systems

荒木秀和* Hidekazu ARAKI
齋藤佳奈子* Kanako SAITO
大口良輔* Ryosuke OHGUCHI
船越允維* Masayuki FUNAKOSHI
山本健介* Kensuke YAMAMOTO

要　旨

パワートレインシステムの複雑化に対応し，開発効率および品質を向上させるためには，要求と検証項目の明確化，要求の構造化とインタフェースの明確化，要求のトレーサビリティ確保が有用である．

本研究では，準形式表記である Systems Modeling Language を用い，独自にガイドラインを策定することで，この三つの項目を達成した．

また，Systems Modeling Language で記載した要求モデルは，パワートレイン電子制御ユニットのプラットフォーム領域に対する要求仕様としてサプライヤにも発行する．このため，要求の妥当性だけでなく，要求仕様として記載に問題ないかを効率的かつ精度良く検証するためのタスクを定義し，2015 年モデル量産機種開発に部分適用した．

ABSTRACT

In order to support power train systems as they become increasingly complex, as well as to raise the efficiency and quality of development, it is useful to (1) clearly define requirements and verification items, (2) structure requirements and clearly define interfaces, and (3) assure the traceability of requirements.

The present research project used Systems Modeling Language, which is a semi-formal notation. By formulating the project's own original guidelines, the above three items were achieved.

Requirement models written in Systems Modeling Language are also published to suppliers as requirement specifications for the platform area of the power train electronic control unit. Therefore the tasks involved in efficiently and accurately verifying not only the validity of the requirements, but also whether or not problems exist in how they are written as requirement specifications, were defined and applied in parts to the development of 2015 model year mass-production models.

1．はじめに

近年，自動車のパワートレイン制御システムは，大規模化，複雑化の傾向にある．開発効率向上と品質確保の両立に向け，自動車業界全体で以下の取り組みがなされている．

一つ目は，Fig. 1 に示すパワートレイン電子制御ユニット（PT-ECU）開発プロセスの仕様設計段階で制御仕様の妥当性を確認してから，実装工程に移行することにより，手戻りの小さい制御開発を実現する取り組みである．仕様設計段階で制御仕様の妥当性を確認するには，制御要求を Fig. 2 のように階層化し，各階層の制御要求が妥当かを検証する必要がある．

二つ目は，仕様設計段階で制御仕様の妥当性を確認するため，シミュレーションを活用する取り組みである．ソフトウェア作成前の仕様設計段階でシミュレーションを実施するには，制御対象と制御アルゴリズムをモデル化する必要がある．また，制御アルゴリズムがどの要求と紐づいて

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_14

おり，どの検証項目を満たせば妥当と判定できるのかという，要求，検証項目，制御アルゴリズム間のトレーサビリティ確保が必須となる．

三つ目は，自動車向けソフトウェアの標準規格 Automotive Open System Architecture（AUTOSAR）[1]に準拠した形で，制御ソフトウェアを設計する取り組みである．AUTOSAR では，Fig. 3 に示すソフトウェア構造とともに，構造間のインタフェース（I/F）が規定されている．規格に準拠した形でソフトウェア構造や構造間 I/F を設計することで，制御ソフトウェアの再利用性を高めることができる．しかし，弊社の既存ソフトウェア構造と AUTOSAR のソフトウェア構造には差がある．そのため，PT-ECU サプライヤが AUTOSAR に準拠した形でソフトウェア実装する場合，弊社のソフトウェア構造と AUTOSAR 規格の適合で多くの時間が掛かるという課題があった．この対策として，AUTOSAR 規格を考慮した形で要求を構造化し，構造間 I/F を決定する，という方法が有効と考えた．

本研究では上記の取り組みを踏まえ，2016 年モデル以降の量産機種開発で制御ソフトウェアの再利用性を高め，手戻りの小さい制御開発を実現するために，下記の手法の構築を検討した．

（1）Systems Modeling Language（SysML）を用いた，制御要求の階層化手法と妥当性検証手法
（2）Model in the Loop Simulation（MILS）による要求の妥当性検証手法
（3）AUTOSAR 規格を考慮したソフトウェア構造化手法

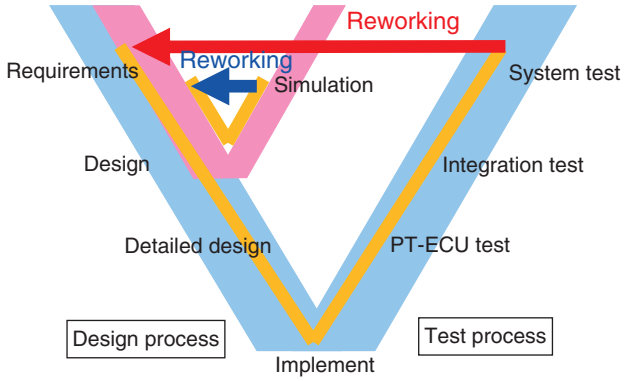


Fig. 1　V-model

2．SysML を用いた制御要求の階層化手法と妥当性検証手法の構築

システムを実現する際に効果を発揮するモデリング言語である SysML は，システムの仕様化，分析，設計，妥当性確認や検証に利用できるため，現在，自動車，航空宇宙，通信分野などで幅広く活用されている[2]．

本研究では，Fig. 4 のプラットフォーム領域に含まれる制御要求に対し，SysML を用いた制御要求の階層化手法と，制御要求の妥当性検証手法を構築した．

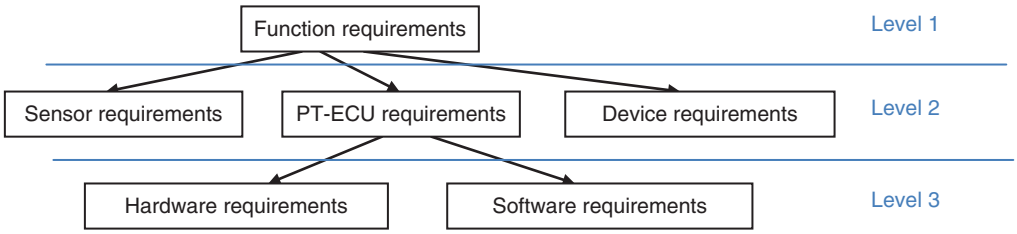
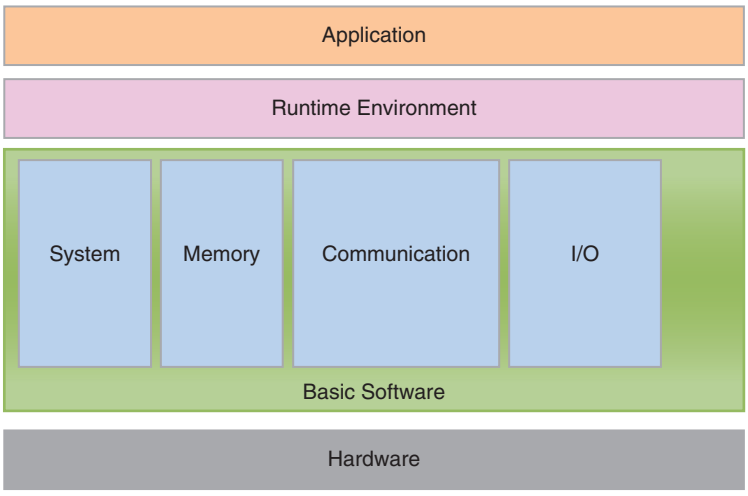


Fig. 2　Hierarchy of control requirements



I/O: Input Output

Fig. 3　AUTOSAR software architecture

2.1. SysML を用いた制御要求の階層化手法

Fig. 2 の階層化をおこなうにあたり，各階層を下記のとおり定義した．

階層 1 は，実現する機能本来の制御要求，および，その機能と他機能との間の I/F が明確となるレベルである．PT-ECU，センサ，デバイスといった構成要素が見直されても，本階層の制御要求，および I/F は変わらない．

階層 2 は，どういう PT-ECU，センサ，デバイスを使ってどう検知，操作するかが明確となるレベルである．本階層で，PT-ECU で実現すべき制御要求，センサで実現すべき制御要求，デバイスで実現すべき制御要求が明確となる．また，PT-ECU とセンサ，デバイス間の I/F も本階層で明確化される．

階層 3 は，ソフトウェアで実現する制御要求とハードウェアで実現する制御要求，および，ソフトウェアとハードウェアでやり取りされるデータが，全て確定するレベルである．

各階層の構造は検証のしやすさを考慮し，出力信号数が最小となるよう定める．例えば，Fig. 5 に示す構造 A は四つの入力を持っている．各入力が ON，OFF で表される場合，テストパターンは 2^4=16 とおり存在する．構造 A を構造 A-1 と構造 A-2 に分割できれば，テストパターンは 2^2 × 2=8 とおりまで削減でき，検証が容易となる．

各構造に割り当てられる制御要求には，構造の動作要求を自然言語で記述する．制御要求を網羅的に抽出できるよう，Table 1 に示す七つのカテゴリタイプを定めた．

Table 1 Category types

No.	Category type
1	Operation
2	Safety
3	Market value
4	Regulation
5	Design policy
6	Diagnosis
7	Quality

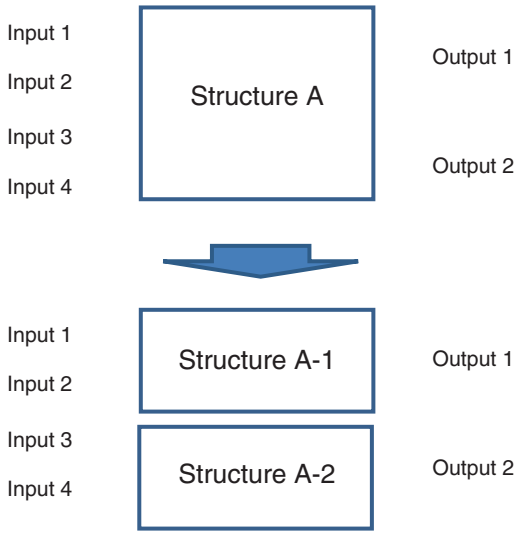


Fig. 5 Division of structure

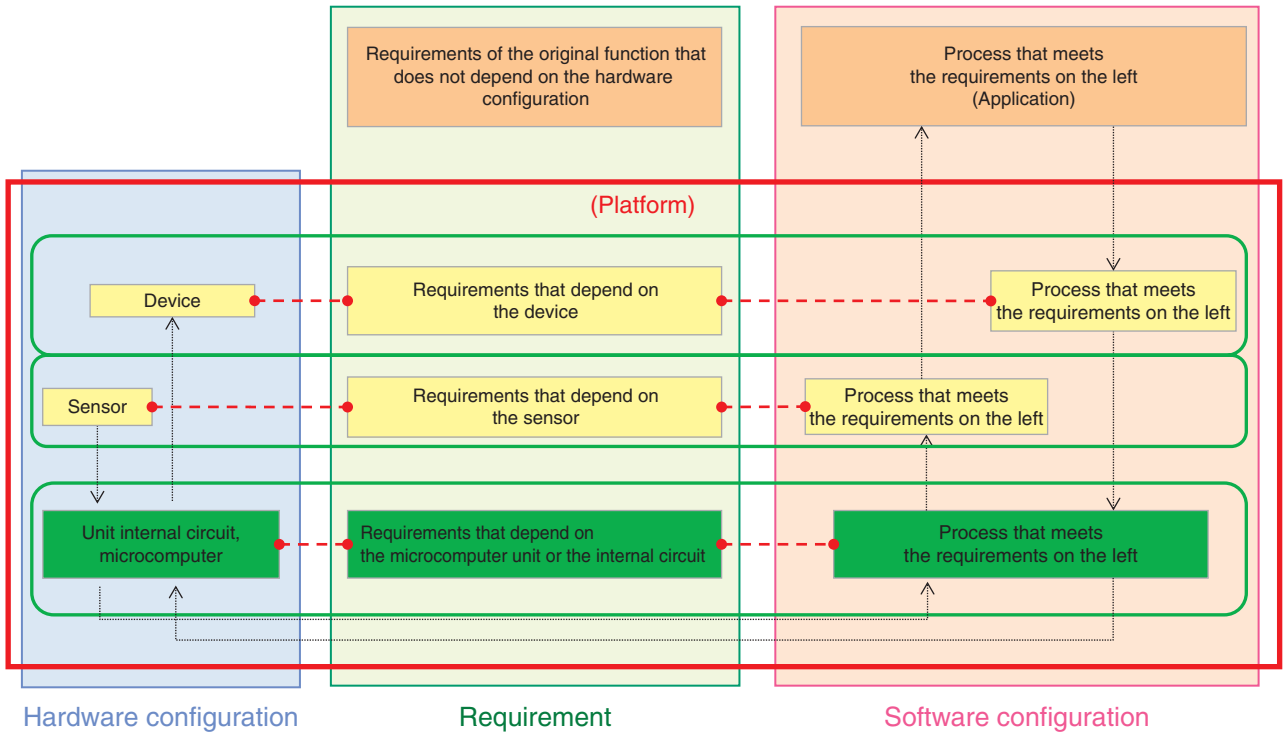


Fig. 4 Platform area

Table 2　Listed items of verification items

No.	Item	Provisions
1	Preconditions of tests	Required test conditions for verification
2	Parameters for test condition	Parameters and their values that correspond to the required test conditions for verification
3	Pre-state	State of the function before testing
4	Operating parameters and volume	Parameters that trigger transition to post-state, and the volume to operate
5	Post-state	State of function after testing
6	Measurement parameters	Measurement parameters that are subject to verification
7	Judgment criteria	Expected value of measurement parameters

2.2. 制御要求の妥当性検証手法

制御要求が満たされているかどうかの判定基準を明確化するため，各制御要求に対し，検証項目を一つ以上作成する．検証項目は，仕様設計段階でMILSや試作機による制御仕様の妥当性検証をおこなう際に判定基準として使用されるほか，実機テスト段階で一致性検証の判定基準としても使用される．将来の検証自動化を想定し，検証項目作成について Table 2 に示す七つの記載項目を定めた．

以上を踏まえ，各階層につき 2.2.1. 項から 2.2.4. 項に示す Diagram を作成する．

2.2.1. Criterional Requirement Diagram 作成

Fig. 6 に示すとおり，Criterional Requirement Diagram (CRD) では，構造，制御要求，検証項目と，それぞれの紐づけを記載する．

2.2.2. Block Diagram 作成

Fig. 7 に示すとおり，Block Diagram (BD) では，その階

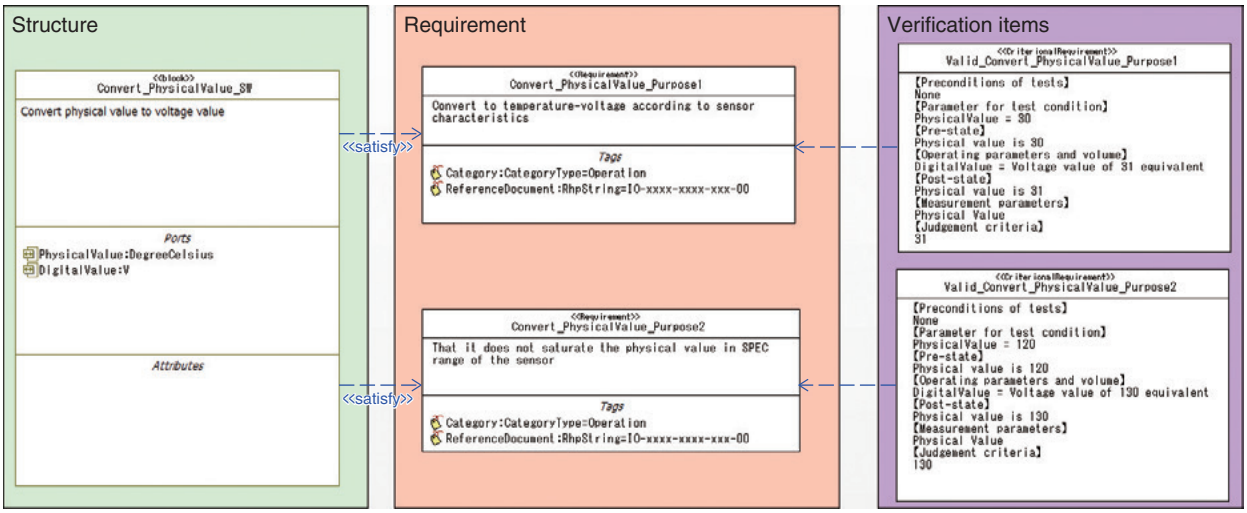


Fig. 6　Criterional requirement diagram

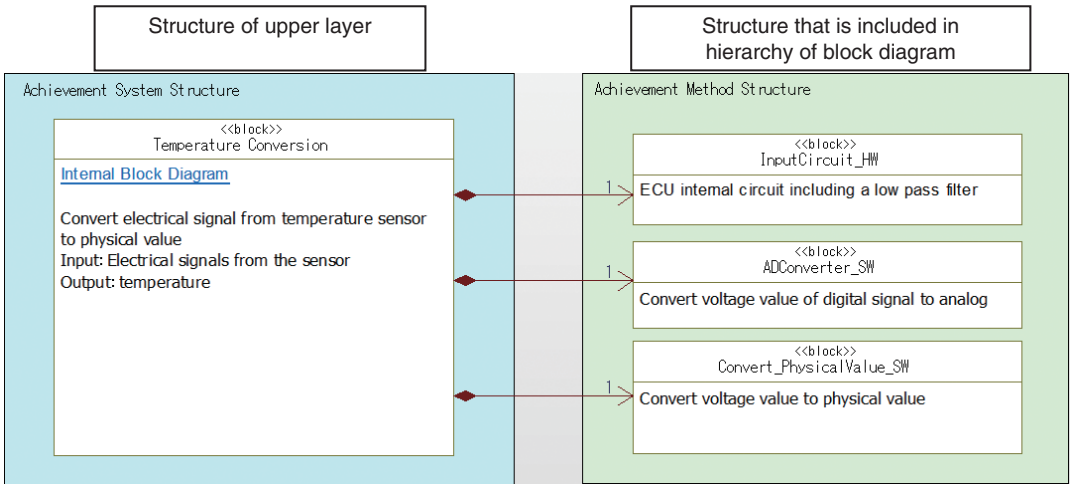


Fig. 7　Block diagram

層に含まれる構造と上位構造との紐づけを記載する．よって，最上位階層である階層１では BD を作成しない．

2.2.3. Internal Block Diagram 作成

Fig. 8 に示すとおり，Internal Block Diagram（IBD）では，下位構造間のデータの流れを記載する．

これにより，仕様変更に伴う影響分析，安全分析において，機能内部で完結する変数なのか，他機能との I/F なのかの判別が容易となる．

2.2.4. Requirement Diagram 作成

Fig. 9 に示すとおり，Requirement Diagram（RD）では，その階層に含まれる制御要求と上位階層の制御要求との紐づけを記載する．よって，最上位階層である階層１では RD を作成しない．

階層化の定義，要求抽出のためのカテゴリタイプ，検証項目作成時の記載項目，および Diagram の記述方法を定め，階層間の要求の紐づけ，階層間の構造の紐づけ，各階層の構造と要求と検証項目の紐づけを明確化することにより，制御要求の妥当性検証が可能となる．

本研究では，SysML 記述内容をシステム設計要求仕様とすることにより，制御要求の階層化と妥当性検証を 2016 年モデル量産機種に適用できるよう，2015 年モデル量産機種への先行適用で，課題の抽出と対策を実施した．

3．MILS による要求の妥当性検証手法

開発の手戻りをなくし，開発効率を向上させるためには，PT-ECU のハードウェア開発やソフトウェア開発の前に制御要求の妥当性を検証し，要求の精度を高める必要がある．その手法として，Simulink モデルでの MILS による動作検証を実施する．

3.1. プラットフォーム検証用 Simulink モデルの作成

プラットフォームの実機動作検証は，センサからの入力と，デバイスへの出力を用いて PT-ECU の動作を検証するために，Fig. 10 に示す構成で実施する．

MILS とは，実際のセンサ，デバイスをモデル化し，机上で電子制御ユニットのソフトウェア動作を模擬する検証手法である．

本研究では，プラットフォームの MILS を実施するにあたり，Fig. 11 に示す Simulink モデルを作成した．

図中のプラントモデルは，センサ，デバイス等に対応する．コントローラモデルは，制御要求に対応する．テストモデルは，他システムからの入力部に対応する．Input Output（I/O）モデルは，ECU の入出力回路に対応する．

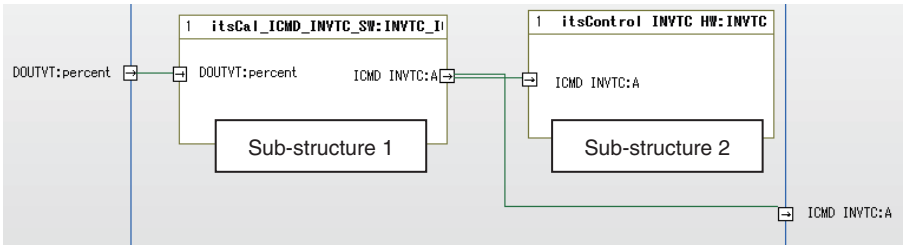


Fig. 8　Internal block diagram

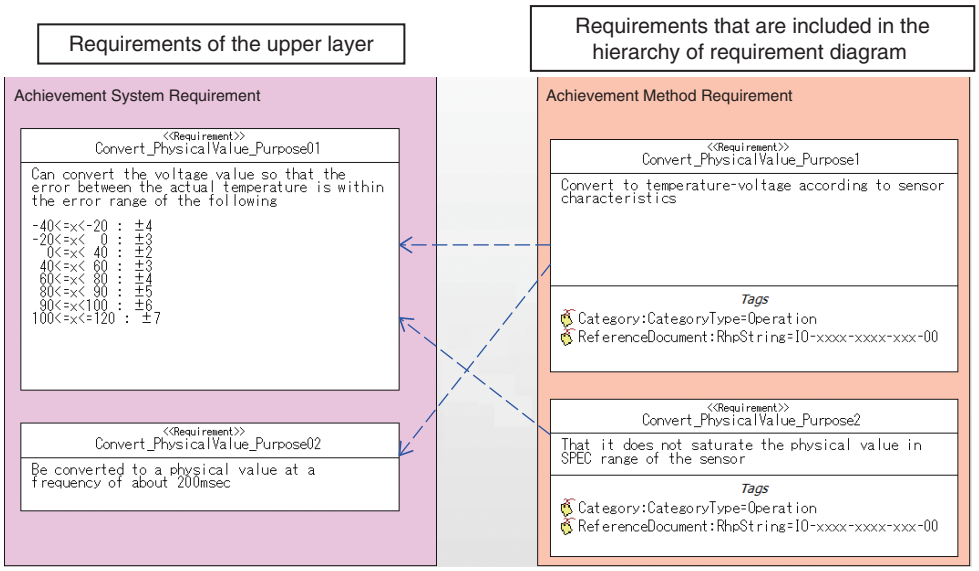


Fig. 9　Requirement diagram

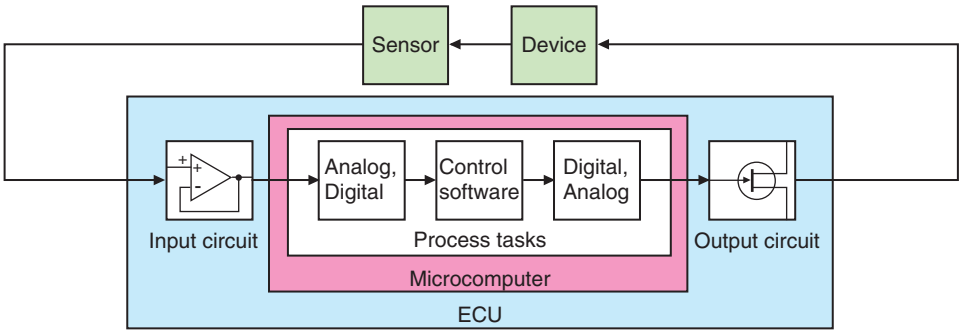


Fig. 10　Real-world environment

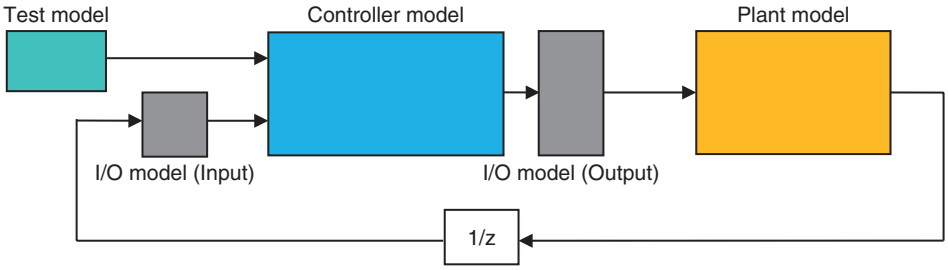


Fig. 11　Virtual environment

3.2. テストパターンの作成と検証

テスト対象であるコントローラモデルは，センサ故障検知部，デバイス故障検知部，センサコントロール部，デバイスコントロール部で構成されており，各部について，検証が必要である．プラットフォームの検証は，基本動作検証と故障検知検証を２本立てで実施する．

（1）基本動作検証では，他システムからの入力値（目標値）を Fig. 12 のように動的に変更させ，入力値に対する PT-ECU 出力部の出力値が，検証項目の記載に合致する妥当な値であるかを検証する．

（2）故障検知検証では，センサ，デバイスの断線，地絡，天絡等の故障をモデル上で擬似的に発生させて，プラットフォームの故障状態検知ステータスが検証項目の記載に合致する妥当な値であるかを検証する．

Simulink モデルを用いた MILS により，プラットフォームのシステム機能単位で，要求仕様の妥当性検証ができる．

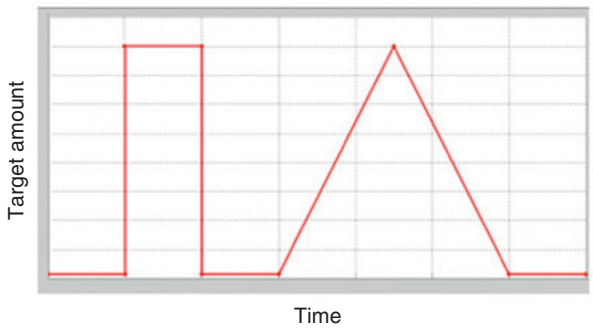


Fig. 12　Simulation test pattern

本研究では，2016 年モデル以降の新規デバイス開発に対して MILS による妥当性確認を適用できるよう，2015 年モデルの新規デバイス開発に先行適用し，MILS の有用性と課題を確認した．

4．AUTOSAR 規格を考慮したソフトウェア構造化手法

Fig. 3 に示す AUTOSAR 構造につき，各部の概要を以下に示す．

アプリケーションは，PT-ECU ハードウェア非依存のソフトウェアであり，自動車メーカの競争領域と位置づけられる．

Runtime Environment は，センサ，デバイス，PT-ECU 内部回路，マイコンといったハードウェア構成が変わっても，アプリケーション間やアプリケーションと Basic Software（BSW）の間の I/F が変わらないよう，接続を抽象化するソフトウェアである．

BSW は，マイコンや PT-ECU 内部回路の変更により，プログラムが変わるソフトウェアである．ハードウェア構成に合わせて抜き差しすることにより再利用性を高められるよう，内部機能モジュールとして構成される．

4.1. プラットフォーム機能の分類

弊社の既存ソフトウェア構造と AUTOSAR 規格の適合で多くの時間が掛かるという課題をクリアするため，プラットフォーム機能を，Fig. 13 に示す６グループに分割する．

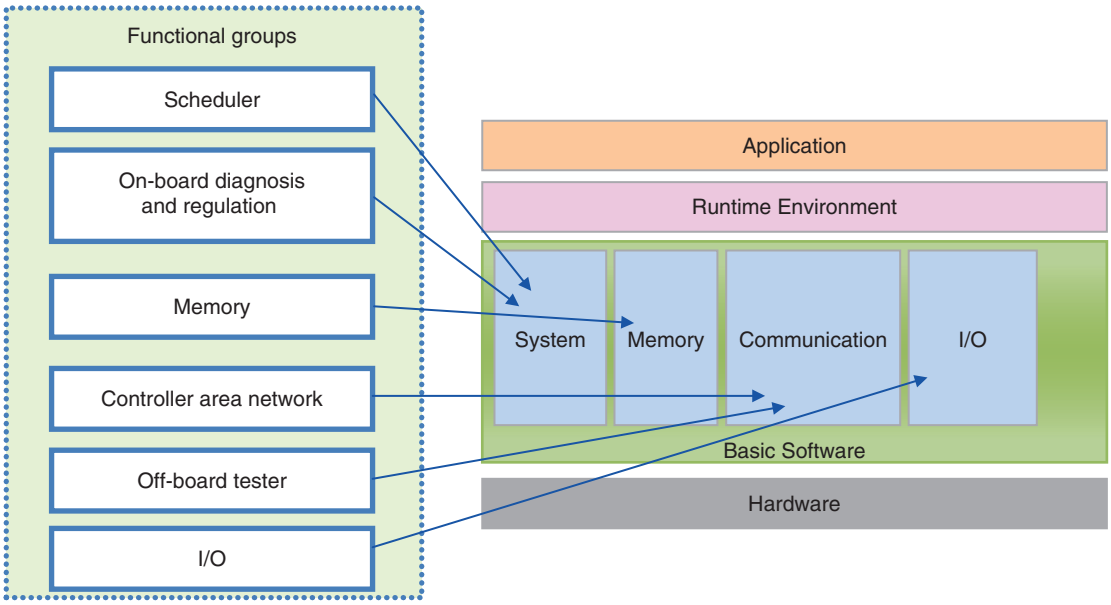


Fig. 13 Linkage of functional groups and AUTOSAR structure

各グループの概要を以下に示す.

図中の Scheduler は, PT-ECU のタスク制御をおこなう. On board diagnosis and regulation は, 車載コンピュータによる自己診断と法規対応データの生成をおこなう. Memory は, 不揮発データ管理をおこなう. Controller area network は他ユニットとの送受信をおこなう. Off board tester は, 外部診断機との送受信をおこなう. I/O は電子制御ユニットの入出力をおこなう.

4.2. AUTOSAR 規格を考慮した I/F

各グループに含まれるプラットフォーム機能のソフトウェア仕様作成にあたり, アプリケーションに公開する I/F の意味を, 各グループに対応する AUTOSAR の機能モジュールがアプリケーションに提供する I/F と一致させる. また I/F 名を, 自動車業界で標準的に使用される略語の組み合わせで生成する.

4.1. 節と 4.2. 節の取り組みにより, ハードウェア構成に合わせたソフトウェアの抜き差しが容易となるだけでなく, PT-ECU サプライヤが AUTOSAR にのっとってプラットフォームのソフトウェアを実装する場合において, アプリケーションとの I/F 適合作業の負担を軽減することができるなど, ソフトウェアの再利用性を高めることができる.

本研究では, 2016 年モデル量産機種でプラットフォーム機能の全ソフトウェア構造を新構造に置き換えられるよう, 新構造に対応したソフトウェア仕様を作成し, 2015 年モデル量産機種に部分適用した.

5. 2015 年モデル量産機種開発への適用

5.1. SysML を用いた制御要求の階層化と妥当性検証

SysML を用いた制御要求の階層化と妥当性検証を量産機種開発に適用するため, 2.1. 節で記載した階層の定義, および, 2.2. 節で記載した Diagram 作成方法についてガイドラインを作成した.

また, SysML は, システム設計レベルで情報を関連付ける, トレーサビリティを確保するという目的に対して高い優位性を発揮するが, 類似した情報が分散してしまい, 特定の種類の情報だけを抽出することが容易でないという性質がある. これにより, 検証で情報の過不足を効率的に確認できないという課題が判明したため, システム設計要求仕様の検証実施前に必要なタスクを定義し, 検証の効率化を図った.

5.1.1. 検証提示資料

検証対象情報を効率的に表示するため, 仕様作成者が事前に HTML レポートを作成する. HTML レポートには, 検証に必要な図, 要求項目, 構成要素, 検証項目等が抽出, 記載される.

HTML レポートは, 検証に必要な情報, またその表示方法を規定するテンプレートを事前に作成しておくことで, 誰でも同じフォーマットで自動作成することができる. また, HTML レポートでは関連情報をハイパーリンクでつなぐことも可能であり, 検証をより効率的に進めることができる.

HTML レポートの応用例として, Fig. 14 に示す I/F レポートが挙げられる. I/F レポートでは, 各設計 Block の入出力ポートをレベル別に表形式で表示する. この表の利用により, SysML 形式では同時に表示できない複数 Block の入出力を, 網羅的に検証することができる.

この HTML レポートを要求仕様検証で使用することにより, 検証者への要求仕様提示に割かれる時間が削減され, 効率的な検証が可能となった.

Interface of Platform_IAT11

This table is generated from L3 flowports

Name	In/Out	Description	Unit	OwnerBlock
IntkAirT1B1_st	In	IAT11 status information	Integer	FI-control
IntkAir_t1B1	In	Engine intake air temperature (IAT11)	DegreeCelsius	FI-control
IAT11AD	Out	IAT11 sensor input voltage value after the AD conversion	V	IAT11_calc
IntkAirT1B1_st	Out	IAT11 status information	Integer	IAT11_calc
IntkAir_t1B1	Out	Engine intake air temperature (IAT11)	DegreeCelsius	IAT11_calc

This table is generated from L4-1 flowports

Name	In/Out	Description	Unit	OwnerBlock
IntkAir_t1B1	In	Engine intake air temperature (IAT11)	DegreeCelsius	IAT11_DetectRangeFail
IAT11AD	Out	IAT11 sensor input voltage value after the AD conversion	V	IAT11_Conversion
IntkAir_t1B1	Out	Engine intake air temperature (IAT11)	DegreeCelsius	IAT11_Conversion
Obd10D_st	Out	IAT11 OutOfRange status information	Integer	IAT11_OBD_Common
Obd10_st	Out	IAT11 status information	Integer	IAT11_OBD_Common

This table is generated from L4-2 flowports

Name	In/Out	Description	Unit	OwnerBlock
IntkAir_t1B1	In	Engine intake air temperature (IAT11)	DegreeCelsius	OutOfRange_Lo_Detection_SW
IntkAir_t1B1	In	Engine intake air temperature (IAT11)	DegreeCelsius	OutOfRange_Hi_Detection_SW
IAT11AD	Out	IAT11 sensor input voltage value after the AD conversion	V	IAT11_ADC_SW
IntkAir_t1B1	Out	Engine intake air temperature (IAT11)	DegreeCelsius	IAT11_PhyConv_SW
Obd10DH_st	Out	IAT11 OutOfRange High status information	Integer	OBD_Common_SW
Obd10DL_st	Out	IAT11 OutOfRange Low status information	Integer	OBD_Common_SW
Obd10H_st	Out	IAT11 Limit High status information	Integer	OBD_Common_SW
Obd10L_st	Out	IAT11 Limit Low status information	Integer	OBD_Common_SW

Fig. 14　Interface (I/F) report

5.1.2. 要求仕様のスタイルチェック

要求仕様品質向上のため，策定した要求分析ガイドラインに準拠した書式やフォーマットで要求仕様が作成されているかを検証する必要がある．しかし，人による目視確認では抜け漏れが発生する可能性がある上，莫大な検証時間が必要となる．そこで，独自に開発したツールを使い，仕様作成者が事前に要求仕様の書式やフォーマットを簡易チェックし，その結果 (Fig. 15, Fig. 16) を提示する運用とした．検証前にスタイルチェックをおこなうことで，設計上想定していない関連付けや矛盾を取り除いた要求仕様書で検証を実施することができる．これにより要求仕様内容の妥当性チェックに重点を置くことが可能となった．

上記の課題抽出と対策により，SysML を用いた制御要求の階層化と妥当性検証を 2016 年モデル量産機種に適用できる見通しが得られた．

5.2. MILS による要求の妥当性検証

MILS による要求の妥当性検証手法をおこなうため，3.1. 節に示すプラットフォーム検証用 Simulink モデルの作成，および，3.2. 節に示すテストパターンの作成と検証について，ガイドラインを作成した．

また，2015 年モデル量産車に適用予定の新規デバイス開発に対し，MILS による要求の妥当性検証を実施し，下記の知見を得た．

(1) PT-ECU のハードウェア，ソフトウェア，および実デバイスがない開発序盤において，制御周期を仮決定する，どのような異常動作が起こり得るかを見極める，といった用途で効果を発揮する．

(2) 検証の確からしさは，MILS で使用したプラントモデルの作りこみに依存する．このため，現状，制御周期の本決定や，異常判定等のしきい値決定には，実機での検証が必須である．MILS と実機でそれぞれ，どのような検証をおこなうべきかについては，今後も引き続き検討していく必要がある．

本取り組みにより，MILS の有用性と課題が明らかとなり，2016 年モデル以降の新規デバイス開発に対し，MILS による妥当性確認を適用できる見通しが得られた．

5.3. AUTOSAR 規格を考慮したソフトウェア構造化

4 章に示す機能分割方針，および I/F 決定方針に従い，On board diagnosis and regulation, Memory, Controller area network, Off board tester の 4 グループにつき，新構造に対応するソフトウェア仕様を作成した．

また，Scheduler と I/O の 2 グループについても，従来から機能要求が変わる部分について，新構造に対応するソフトウェア仕様を作成した．

上記の新構造対応ソフトウェア仕様を 2015 年モデルの量産機種に適用することにより，プラットフォーム機能の全グループについて，2016 年モデル量産機種で新構造に置き換えられる見通しが得られた．

ProjectFileLocation **D:¥Platform¥Platform_Brake.rpy**

Result	No	Check point	Result details
OK	1-8	Does the model have a comment named “Diagram” in the package “Index”.	
Failure	1-8-1	Does the model have hyperlinks to all diagrams except internal block diagram in the description of the comment named “Diagram”.	Hyperlink to diagram does not exist L4-1::L4-1_CRD_BrakeNoSwDet_ECU L4-1::L4-1_BD L4-1::L4-1_RD_Diagnosis L4-1::L4-1_RD_Operation L4-1::L4-1_CRD_BrakeNcSwDet_ECU L4-1::L4-1_CRD_BrakeNcSwErrorDet_ECU L4-1::L4-1_CRD_BrakeNoSwErrorDet_ECU L3::L3_CRD_BrakeStDet
CHK	2	Does the model have a block.	block exist.
OK	2-1	Are the names of blocks in the model all different.	
OK	2-2	Do the names of blocks in the model all start with capital letters. Also, does the model use only alphanumeric text and the underscore character.	

Fig. 15 Style check sheet

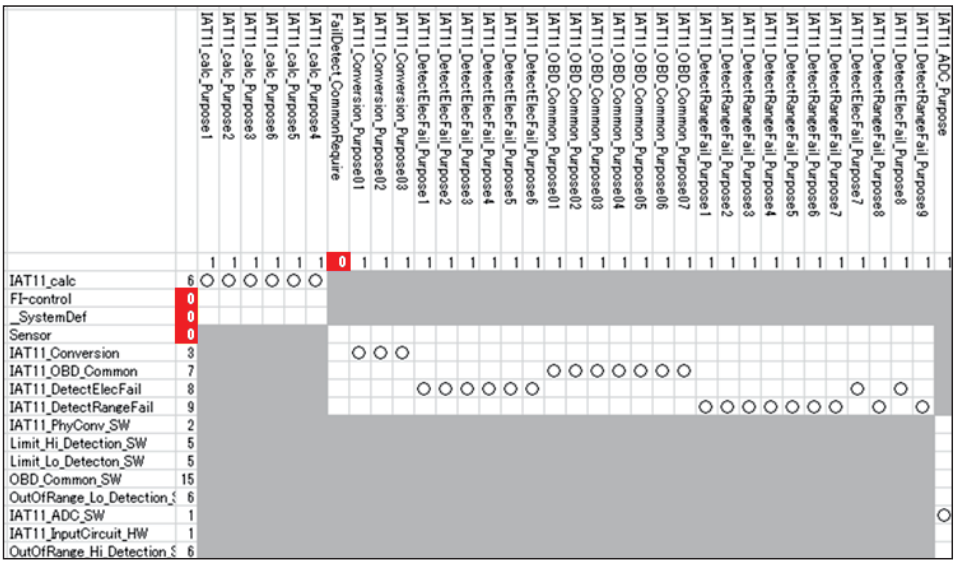


Fig. 16 Requirement-block connection check

6. まとめ

下記手法を構築し，2015 年モデル量産機種開発に適用することで，今後，手戻りの小さい制御開発を実現するための仕組みを整えることができた．

（1）SysML 形式を用いた制御要求の階層化手法と，制御要求の妥当性検証手法

（2）仕様設計段階での，Simulink モデルを用いた MILS による妥当性確認手法

（3）AUTOSAR を考慮した，プラットフォームのソフトウェアアーキテクチャ構造化手法

参考文献

（1）http://www.autosar.org/

（2）独立行政法人　情報処理推進機構：序文．システムエンジニアリングについて，モデルベースシステムズエンジニアリング導入の手引き，p.13-36 (2013)

■著　者■


荒 木 秀 和


齋藤佳奈子


大 口 良 輔


船 越 允 維


山 本 健 介

パワープラント系制御開発用ドライビングシミュレータ

Driving Simulator for Power Plant Controller Development

小堂智史* Satoshi KODO
藤本茂希* Shigeki FUJIMOTO
小野高志** Takashi ONO
鈴木哲也*** Tetsuya SUZUKI

要　旨

既報（MBD実現に向けたエンジンプラントモデルと段階的システム同定環境の構築）で構築したプラントモデルを実装したHardware in the Loop Simulation環境に，パワープラント系制御開発に必要とされる最小構成のドライビングシミュレータ環境を追加した．これにより，モデルベース開発の上流工程における仮想車両テストに，最終工程における実車テストで得られる人の臨機応変な操作を取り入れる開発環境を構築した．構築したドライビングシミュレータを用いて，人によるドライバ操作を計測し，ドライバモデルでは得られない周囲のさまざまな状況に臨機応変に対応する人の操作を得られることを確認した．また，実際の制御開発への適用をおこない，日常の運転状況において発生する制御の課題の発見に役立つことを実証し，モデルベース開発の精度向上に役立つことを確認した．

ABSTRACT

A driving simulator environment with the minimum configuration considered necessary for power plant controller development was added to a Hardware in the Loop Simulation environment that mounts the plant model created in the previous report (Development of High-performance Engine Plant Model and Sequential System Identification Environment for Realization of Model-based Development). This created a development environment that makes it possible to incorporate situational maneuvers performed by humans, which were previously acquired through actual vehicle tests in the final process of model-based development, into the virtual vehicle tests in the upstream processes. Driving maneuvers performed by humans were measured using the created driving simulator, and it was confirmed that maneuvers performed by humans in response to various surrounding situations can be acquired, which was not possible with a driver model. In addition, the created driving simulator was applied to actual controller development, and was verified to be useful in discovering control issues that occur in everyday driving situations, and to increase the accuracy of model-based development.

1．まえがき

モデルベース開発（MBD）では，実在しないコンポーネントをプラントモデルとして開発の上流工程に再現することにより，最終工程でおこなう実車テストを各上流工程においても仮想的に実施する．これにより，各工程におけるアウトプットの精度向上をおこない，下流工程からの開発の手戻りを削減し開発コストを低減すると共に，開発のフロントローディングによる短期開発や品質の向上を実現している．

Fig. 1にコントローラとプラントモデル，ドライバの関係を示す．既報[1]において構築したHigh Performance Engine plant Model（HPEM）を用いることにより，コントローラの制御指示値に対し，リアルな挙動を示すプラントモデルからの応答を用いてコントローラ設計をおこなえる環境が整備された．このことから，従来に対し，開発の上流工程にて精度の高いコントローラ設計が可能となった．このように，パワープラント系のコントローラへの入力のうち，制御対象であるプラントモデルの応答の精度は向上した．しかしながら，コントローラへ別系統から入力され

＊　四輪R&Dセンター
＊＊　株式会社ピーズスタッフ
＊＊＊株式会社両毛システムズ

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_15

るドライバ操作は，従来同等の手法を用いることから，これに起因する手戻り工数が依然として発生している．

MBDの上流工程でおこなう仮想車両テストにおいては，排気ガスに関わるエミッション測定用の各国の評価走行パターンや，要求分析およびFault Tree Analysis(FTA)により抽出された特定の条件を再現した評価走行パターンを使用している．ドライバ操作は，これらの走行パターンの目標車速に対し，車速が追従するアクセルペダル操作をおこなう簡易なドライバモデルから生成する手法を従来から用いている．最終工程でおこなう実車テストにおいては，前述の評価走行パターンに加え，テストコースにおける特殊な条件での評価や，さまざまな道路環境において，時々刻々と変化する天候や路面状況，周囲を走行する車両や通行人といった交通流の影響を想定した道路条件にて評価を実施している．ドライバ操作は，これらの条件において実際に人が車両を運転することにより生成される．そのため，その操作には，人の性格や心理状況，運転技能を含めた，人が周囲のさまざまな状況に対しておこなう臨機応変な操作が含まれ，この臨機応変な操作により制御の課題が発見されることもある．このように，現状のMBDの上流工程における仮想車両テストと最終工程の実車テストでは評価条件が異なっており，この評価条件の違いが，開発の手戻りの発生原因や開発のフロントローディングの課題である．

評価条件の違いに起因する課題は，パワープラント系制御のMBD特有の課題ではない．そのため，昨今の自動車業界においては，MBDの上流工程における仮想車両テストに，最終工程の実車テストで得られるドライバの操作を再現させ，MBDの精度向上をおこなう取り組み[2]がなされ始めている．評価条件を揃えるには，さまざまな道路環境の再現や，天候や路面状態，周囲を走行する車両や通行人等の道路条件の再現に加え，車両を操作するドライバラインナップの整備が必要である．MBDを効率的におこなうためには，これらすべてをモデル化し，多様な特性を持つ複数のドライバモデルを用いて，さまざまな条件で世界中の道路における評価をおこなうのが効率の観点で理想的である．車両を構成する各コンポーネントの運転領域の把握等のように，さまざまな道路環境や道路条件に対しての代表的な操作が必要とされる評価へのドライバモデルの適用は，比較的難易度は高くない．一方で，ドライバの操作に基づいて高周期で演算を実施するパワープラント系制御は，あらゆるドライバの操作に対して成立する必要がある．そのため，その評価に用いるドライバの操作には，人が周囲のさまざまな状況に対し臨機応変におこなうすべての操作が求められる．しかしながら，そのような操作をおこなえるドライバモデルには，理想的な運転をする自動運転制御[3]に加え，人の性格や経験，感情を考慮した制御の構築が必要となるため難易度が高い．また，各種評価の結果を解析する際に，多様な状況におけるドライバモデルの挙動の確からしさが常に問われることとなる．

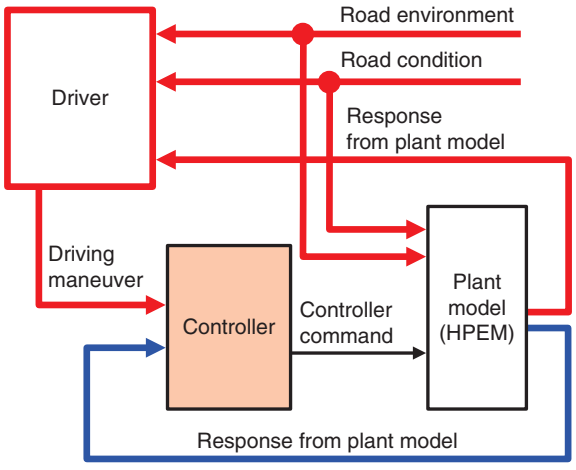


Fig. 1　Input and output of controller

そこで今回は，道路環境と道路条件についてはモデルによる仮想再現をおこなった．一方で，ドライバラインナップについてはモデル化を実施せず，仮想再現した道路を人が運転するドライビングシミュレータ環境を構築した．

2．開発のねらい

研究開発用のドライビングシミュレータとしては次のような適用例が見受けられる．ドライバの行動解析では，人の飛び出しなど実車でおこなうことが不可能な条件におけるドライバの挙動解析[4]に使用されている．一方で，車内のスイッチやメータ等のHuman Machine Interface(HMI)の開発では，操作性や視認性等の検討に使用されている．また，制御開発では，自動ブレーキや車両の横滑り防止制御などの自動操縦や予防安全の検討に使用されている．最近では，車両の操安性や乗り心地といったよりリアルな車体挙動を再現できるシミュレータ環境が必要とされるビークルダイナミクスへの適用も進んでいる．

重要視されるドライビングシミュレータの機能は，使用用途により異なっている．ドライバの行動解析やHMIの開発では，視覚情報やドライバの周辺機器に対する触覚であり，ビークルダイナミクスでは車体のリアルな挙動の演算に加え，ドライバが加速度や振動等をリアルに体感できることになる．そのため，前者では実際の車両やその一部を切り出すことにより再現した運転席が用いられる．後者には，実車に忠実な車体挙動を演算するプラントモデルとその演算結果を人に体感させるモーション装置が用いられる．

車両のすべてをリアルに再現したドライビングシミュレータを用途に関係無く使用するのが理想的である．しかしながら，車両と同等の運転席を用いると重量が重くなる

ことから，モーション装置のアクチュエータへの要求負荷能力が大きくなる．そのため，忠実な加速度の再現には，より強力なアクチュエータが必要となるなどのトレードオフの関係が存在する．このことから，すべての要求を成立させるためには，膨大なコストが掛かる巨大な設備が必要となってしまう．また，プラントモデルに関しても，車両のすべてを忠実に再現するには，作成，設定工数が膨大になると共に，計算負荷が大きくなる．そのため，実時間で演算をおこなうには，より高価な演算装置が必要となる．

以上のように，理想的なドライビングシミュレータ環境を追及すると作業工数，費用の両方が増大する．MBD の目的は，開発の手戻りを削減することによる開発コストの低減や開発のフロントローディングによる短期開発や品質の向上である．そのため，ドライビングシミュレータの構築に必要なコストが MBD により得られるコスト低減量より高額であったり，構築に必要な作業工数が多く，開発のフロントローディングに影響が出ては目的が達成できない．そのため，低コストかつ低工数で MBD の最大の効果を引き出すためには，目的に対して適切なドライビングシミュレータ環境を構築する必要がある．

3．制御開発用ドライビングシミュレータの構築

3.1. 制御開発に必要な機能

制御開発は，制御対象の動特性の把握，制御ロジックの作成，設定値の適合のステップに大きく分けられる．そのため，ドライビングシミュレータに用いるプラントモデルは，これらのステップに対応する必要がある．

制御対象の動特性の把握や制御ロジックの作成において，プラントモデルは，車両全体から抜き出した開発中の制御に関連する動特性や，作成した制御ロジックの妥当性の確認に使用される．そのため，プラントモデルは，制御開発者が把握している動特性に加え，想定外の動特性も表現できなければならない．想定外の動特性を表現するためには，入力に対し原理原則にのっとった応答を出力できる必要がある．このことから，制御開発者が把握している特性であるマップの組み合わせ等ではなく，物理的な法則や実験式による構成が求められる．

設定値の適合では，原理原則にのっとった応答に加え，その応答の絶対値の精度も求められる．しかしながら，モデルの詳細度により差はあるものの，プラントモデルは，実物の動特性が単純化されて表現されているにすぎない．そのため，実機同等の精度で設定値の適合を実施することは不可能であり，設定できる適合値の精度は，プラントモデルの精度に比例する．一方で，開発されたパワープラントは複数の車体に適用されると共に，開発完了後に車体のバリエーション展開が増加する場合もある．そのため，開発の上流工程において，特定の車体に対する設定値の適合を厳密におこなっても，開発の手戻りの削減や開発のフロントローディングにはつながらない．このことから，開発の上流工程における設定値の適合では，設定値の設定範囲を限定する暫定適合を実施できれば良いと考える．そのため，ドライビングシミュレータに用いるプラントモデルの応答の絶対値の精度は，必ずしも必要では無い．

Fig. 2 に，プラントモデル，コントローラ，外部情報とドライバとの関係を示す．プラントモデルの挙動は，大きく分けると視覚情報，聴覚情報，体感としてドライバに伝えられ，人の臨機応変な操作の情報源となる．

視覚情報は，車両の走行速度や旋回，傾斜状態として，聴覚情報は，エンジン回転数に対するエンジン音，車速に対するロードノイズの変化として伝えられる．これらの実物との差は，そのまま人が感じる違和感となるため，現状において入手可能な限り高い精度が求められる．

一方で，車体違いの影響を受ける体感については，人が実物との差を車体違いの影響と誤認するため，パワープラント系の制御開発において，体感の精度は重要では無いと考える．そのため，パワープラントの出力変化に応じた車体挙動の変化や，パワープラントの課題に起因して発生する振動等を人が体感できれば良い．

また，ドライバはプラントモデルの応答に加え，道路環境や道路条件といった外部から受ける視覚情報に応じても操作を決定する．これらの視覚情報は，多くの場合，ドライバの意思とは無関係に与えられる．また，与えられた視覚情報が想定外であるほど，人の性格や心理状況，運転技能の影響が顕著に表れ，普段の運転との差が大きくなる．そのため，前述の簡易なドライバモデルによる評価走行パターンの走行では得られないドライバ操作となる可能性が高く，制御の課題の発見に有用となる．このことから，日

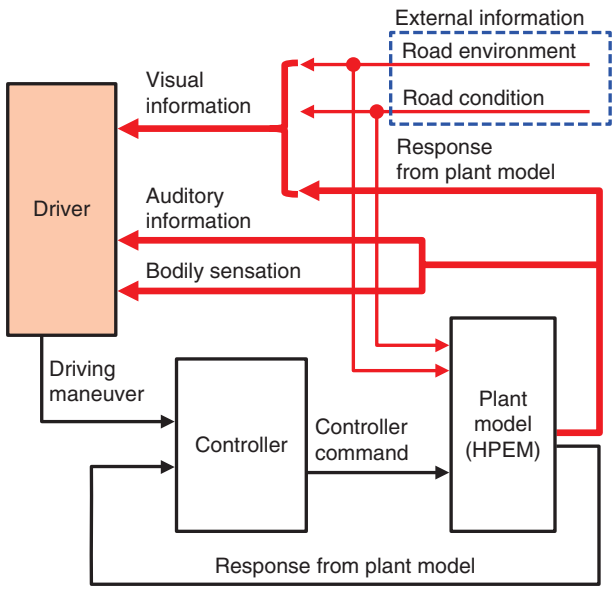


Fig. 2　Input and output of driver

常的にありえる運転状況に加え，まれな運転状況も再現できる映像ライブラリや運転状況のシナリオも必要である．

3.2. ドライビングシミュレータの構成

構築したパワープラント系制御開発用ドライビングシミュレータの全景を Fig. 3 に，構成を Fig. 4 に示す．ドライビングシミュレータは，研究開発用に市販されている模擬視界装置と，仮想車両であるプラントモデルの演算をおこなう Hardware in the Loop Simulation（HILS），人が運転操作をする運転席，パワープラント系制御を実装した ECU により構成される．

模擬視界装置は，自車両の走行条件や効果音，周囲の交通流の状態を演算するホスト PC と，周囲の風景を演算する映像演算用 PC，その結果を表示する映像表示装置とスピーカから構成される．



Fig. 3　Overview of driving simulator

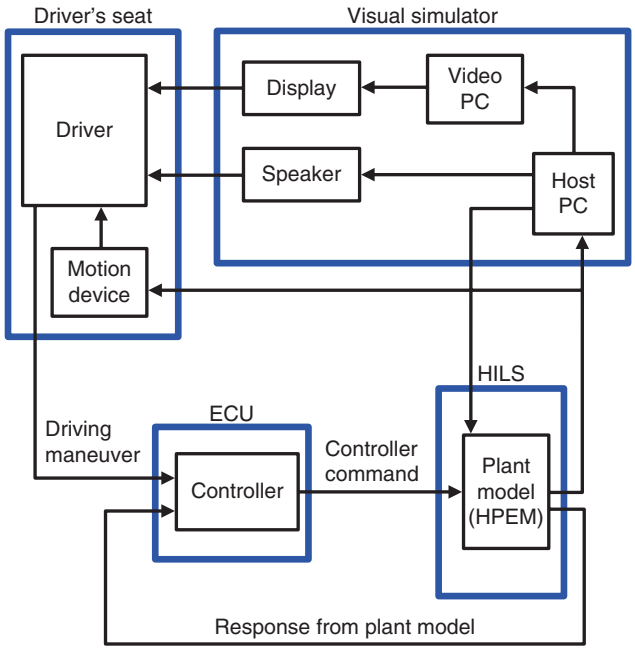


Fig. 4　Configuration of driving simulator

ホスト PC は，走行する道路の勾配や摩擦係数，風速，自車位置等の走行条件に加え，任意に設定できる周囲の交通流の演算をおこなう．具体的には，交通ルールに従って走行する車両や，急ブレーキや蛇行運転などの特殊な挙動をする車両，また，信号機の任意のタイミングにおける操作や歩行者の再現等がおこなえる．これらを組み合わせることにより，日常的にありえる運転状況から，まれな運転状況までさまざまなシナリオを設定することが可能となっている．また，プラントモデルの挙動に応じた効果音の演算，出力もおこなう．

映像演算用 PC は，映像ライブラリとして，実在する市街地や高速道路，山道に加え，任意に作成可能な仮想市街地や仮想高速道路を備えており，さまざまな道路環境の再現が可能である．また，時間帯に応じた明暗の変更や雨や雪といった天候の選択も可能となっていると共に，多様な車種の四輪車や二輪車，歩行者の表示も可能である．

映像表示装置は運転中の巻き込み確認時の視野角を考慮し，55 インチ液晶ディスプレイ 5 台により，約 210 度の視野角を確保した．

仮想車両の挙動の演算は，ECU の制御指示値と，ホスト PC が算出する走行条件を用いて HILS でおこなう．搭載するプラントモデルは，パワープラント系については，既報で構築した HPEM を用い，車体系には，市販のフルビークル動力学モデルを用いている．パワープラント系のプラントモデルには，制御指示値に対し原理原則にのっとった応答が求められると共に，人の時間感覚に合せるために，実時間での確実な演算が要求される．HPEM は，物理的な法則や実験式による記述で構成され，MBD のコントローラ階層のテストで使用可能な挙動を満たすと共に，HILS 上にて実時間計算が安定的におこなえる．そのため，特別な改修をすることなく適用することができた．なお，既報に記載のとおり，プラントモデルの出力値は，実機での計測値に対し 3% 以内の誤差精度を確保しており，制御の設定値の暫定適合に対しても十分な精度を確保できている．

車体系のプラントモデルは，バネ上ボデー，バネ下ボデー，車輪等の計 10 の剛体が，それぞれの移動および回転軸に対し計 27 の自由度を持つ動力学モデルとなっている．ボデーに空力特性，サスペンションとステアリングにキネマティクスやダイナミクス特性，タイヤに縦横フォース特性や転がり抵抗，緩和長等を設定することで，車両の運動挙動をシミュレートすることができる．

また，HILS を用いることにより，実物の ECU とプラントモデルの接続を実現し，ドライビングシミュレータにて開発したパワープラント系制御を実機フェーズへスムーズに移行できるようになっている．

運転席は，研究開発用に販売されている高価な物は用いず，PC 用レースゲームのハードユーザ向けに販売されている市販品を組み合わせることにより構築した．これらの

商品でもリアリティのある操作フィーリングや，車体挙動の変化，振動等の体感を得られる．また，ハンドルやペダル，シフトのフィーリングや車両挙動は，車種のジャンルや車格により異なることから，パワープラント系の制御開発用途に対しては，必要な機能を有していると考える．

4．ドライビングシミュレータの効果

構築したドライビングシミュレータにより得られる人の臨機応変な操作の一例を示す．

Fig. 5 に，所定の車速パターンで走行する前方車両を追従走行する条件を用いて計測した，車速とアクセルペダル開度，トランスミッションのギヤ段を示す．開発メンバによる人での計測は，ドライビングシミュレータによりおこなった．テスト条件は，日常生活における各々の普段通りの運転としている．ドライバモデルについては，前方車両と一定の車間で走行したと仮定して，前方車両の車速パターンを目標値とした Proportional Integral Derivative (PID) 制御によりアクセルペダルを操作して走行した結果となっている．

今回得られた人の結果には，40 s 以降の緩加減速運転時において，車速パターンに対し長周期で変化する車速差が見られると共に，その車速差は各々で異なっている．これは，視覚情報より得た車両間隔の変化に対する臨機応変な操作が人により異なるためと考えられる．一方，ドライバモデルは走行パターンを忠実にトレースして走行するため，走行パターンに対する車速差はない．

アクセルペダル開度の比較においても，同一の走行パターンを走行したとは思えないほどの違いがドライバ間で生じた．これは，各々のドライバの性格や経験に基づく運転特性により，選択するギヤ段や前方車両との車間調整の取り方が異なることにより生じていると考えられる．

また，ドライバモデルと人の違いは，Fig. 6 に示すように，単位時間当たりのアクセルペダル開度変化量に顕著に表れている．明確な加減速運転である 0 s から 30 s 間においては大きな差は見られないが，破線で示す 40 s 以降の緩加減速運転時においては，人は前方車両に対し臨機応変に車両間隔を決定しているため，アクセルペダル開度を保持している時間が長く，緩急のある操作となっている．一方で，ドライバモデルは，車速パターンを忠実にトレースするために，常に緻密なアクセルペダル操作となっている．

以上のように，ドライバモデルの操作は，追従走行を完璧におこなう機械的な操作となっている．一方で，人による操作では，同一のテスト条件で運転した場合においても各々で異なっている．このように，構築したドライビングシミュレータにより，人の性格や心理状況，運転技能を含めた，人が周囲のさまざまな状況に対しておこなう臨機応変な操作を得ることが可能となった．

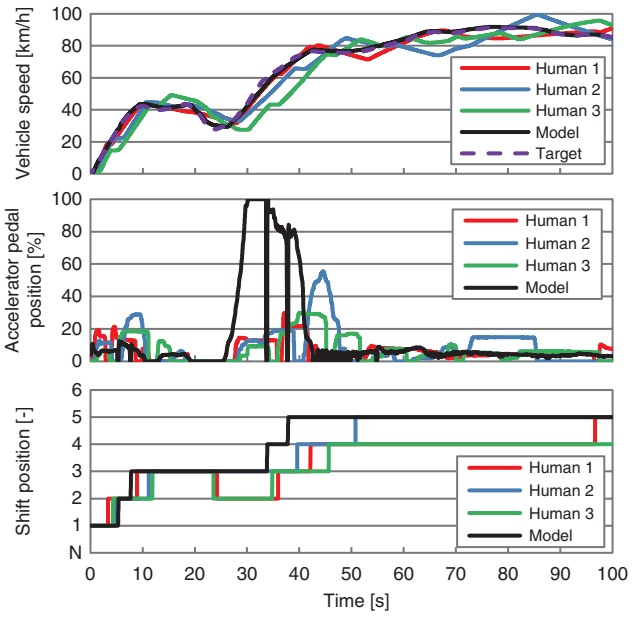


Fig. 5　Following traveling test results

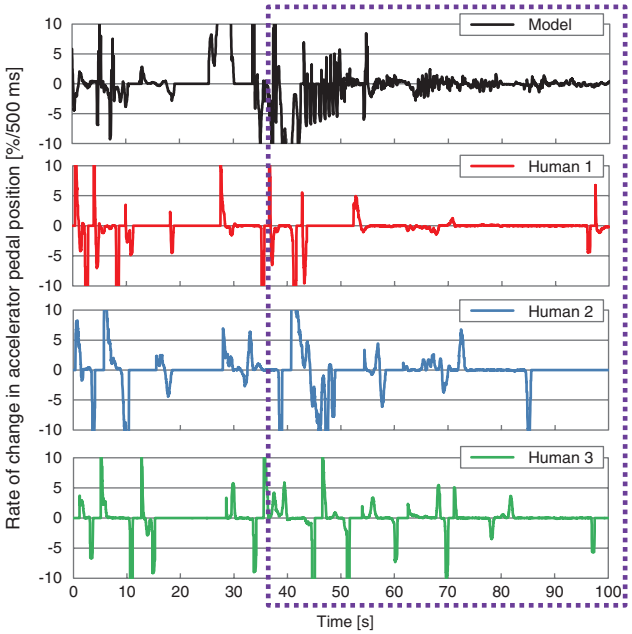


Fig. 6　Comparison of rate of change in accelerator pedal position between human and model

5．制御開発への適用例

ドライビングシミュレータを制御開発へ適用することにより，制御の課題が判明した一例を示す．

Fig. 7 に，課題が判明した簡易型エンジントルク制御のブロック線図を示す．

コントローラは，フィードバックされたエンジントルク

を用いてトルク目標値となるようにスロットル開度を制御する．また，スロットル開度とエンジントルクの関係は非線形のため，制御性の向上を目的とし，吸入空気量とエンジン回転数に対しスロットル開度を出力する応答曲面モデル[5]を採用している．これにより，PID 制御器は，エンジントルクに対し線形性が強い吸入空気量を制御対象として扱うことができる．

ドライビングシミュレータを用いて，マニュアルトランスミッションの仮想テスト車両で市街地走行を実施したところ，次のような運転状況で制御の課題が発見された．Fig. 8 は，前方を走行中の車両が，反対車線にある店舗の駐車場へ入るために減速し右折をおこなった運転状況を示している．この際に，前方車両がウインカを出し忘れた状態で，対向車両が通過するのを待つための減速をおこなった．そのため，ドライバは想定外の強い減速をおこなった後，緩やかに加速した．

Fig. 9 に示すように，減速によりエンジン回転数は低下したため，通常であればシフトダウンをしたのちに加速する条件であった．しかしながら，想定外の強い減速による心理状態への影響により，ドライバはシフトダウンをおこなわないままアクセルペダルを踏んだところ，エンジンの出力トルクの変動が発生した．その後，課題の確認のために，再度同じ運転状況にて走行したところ，出力トルクの変動は発生しなかった．出力トルク変動の発生の有無でデータを比較すると，再度の走行では，減速量が少なくエンジン回転数の低下が少ない状態から加速が始まっていた．これは，前方車両が強い減速をすることがあらかじめわかっていたために，ドライバが無意識の内に車間距離を長くとったためと考えられる．

この結果を受け，原因を究明したところ，Fig. 10 に示す応答曲面モデルの設定に課題があることが判明した．

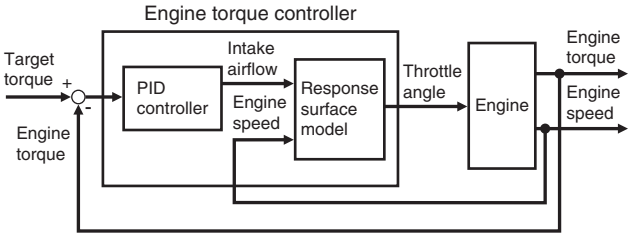


Fig. 7　Engine torque controller block diagram



Fig. 8　Test situation reproduced by driving simulator

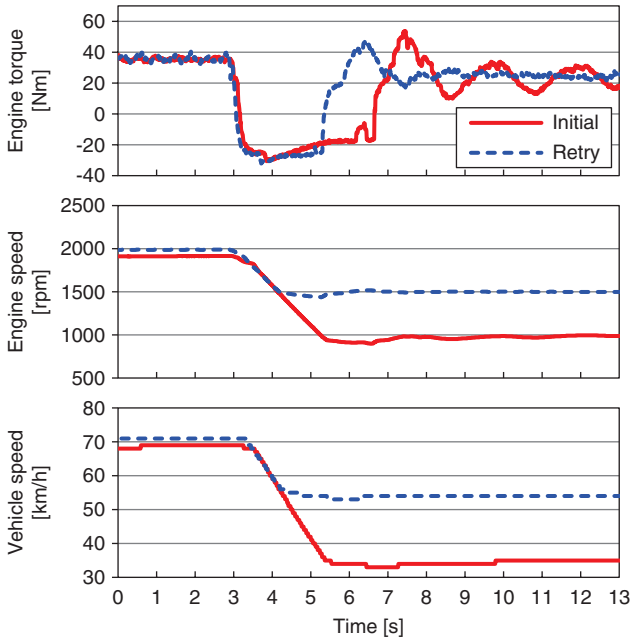


Fig. 9　Original controller behavior

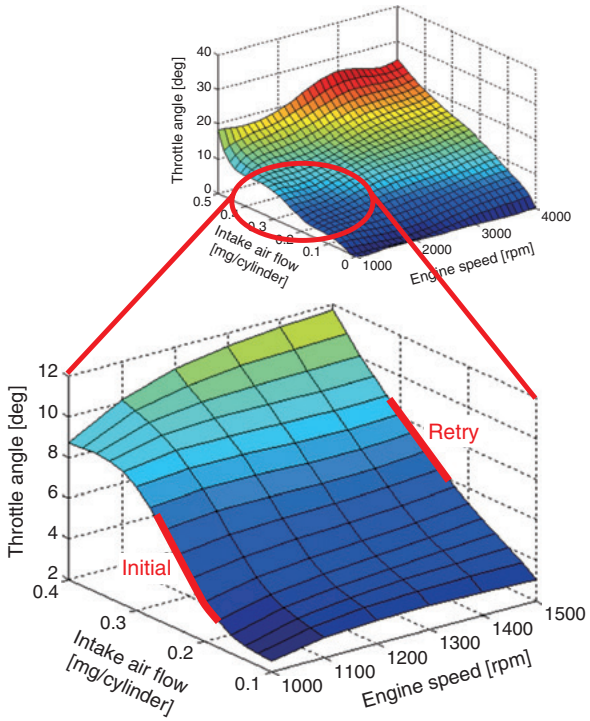


Fig. 10　Original response surface model

課題が発生した運転条件において，吸入空気量に対するスロットル開度の傾きが大きく，線形化が不十分な領域が存在していた．これが原因となり，制御器によるスロットルの操作量が，吸入空気量に対し物理的に必要なスロットル開度の変更量より大きくなり，エンジンの出力トルクの変化も大きくなっていた．これがトリガとなり，フィードバック制御のハンチングが発生し，エンジンの出力トルクの変動を引き起こしていた．

制御の開発初期に応答曲面の妥当性は確認していたが，判断根拠の明確化のために，応答曲面の近似精度を表す決定係数[5]を用いた数値による判断を重視したことが原因の一つであった．そのため，物理的観点からの細部の応答曲面形状の確認と，決定係数の値の両面からの判断をおこなうように，制御仕様の要件表の改訂を実施した．

また，排気ガスに関わるエミッション測定用の各国の評価走行パターンや，要求分析やFTAにより抽出された要件に基づいて作成した加速開始時用の評価走行パターンによる制御全体の評価も実施した．しかしながら，各国の評価走行パターンで網羅されない評価条件であったことと，加速開始時用の評価走行パターンにおいても，目標トルクに対する10 Nm刻みの評価点の間隔に対し，課題が発生する領域が狭かったために発見できていなかった．

なお，Fig. 11に示した応答曲面の改良により，Fig. 12に示すように，エンジン出力トルクの変動を無くすことができた．

以上のように，今回の制御の課題は，自動車ユーザの日常の運転の中で存在する運転状況に対して，人がおこなった臨機応変な操作により引き起こされている．一方で，従来からMBDの上流工程で実施していた，評価走行パターンにおける仮想車両とドライバモデルを用いた評価では再現できない運転状況であった．また，テストコースで実施する交通流を想定していない実車両による評価においても，課題の発見は容易ではなかったと推測される．

この一例のように，新規の制御開発時には，要求分析やFTAの結果に基づいて作成した制御仕様の要件表に抜け漏れが生じる場合がある．ドライビングシミュレータを用いて制御を評価することにより，従来の開発手法であれば，開発の最終段階である一般道における交通流を想定した実車両による評価まで発見が難しい制御の課題を，MBDの上流工程で発見することが可能である．

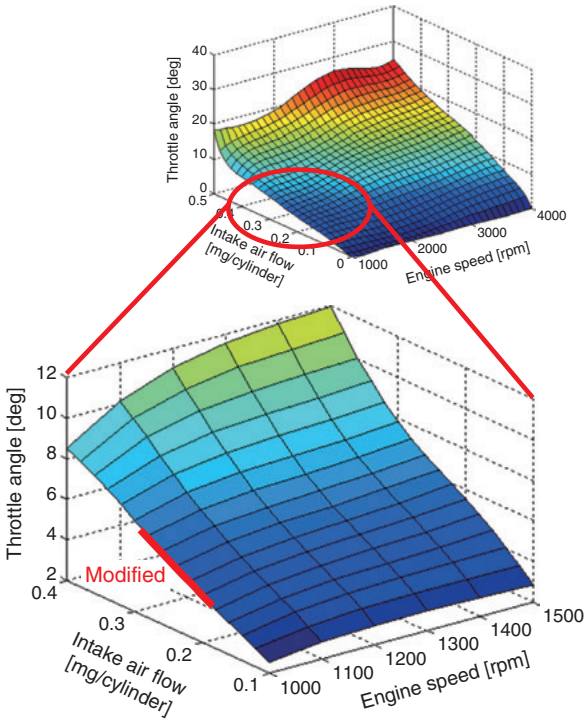


Fig. 11　Modified response surface model

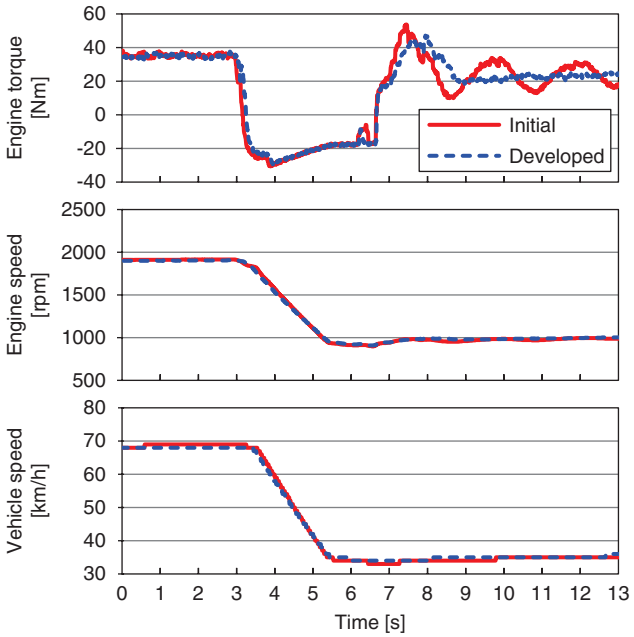


Fig. 12　Behavior of developed controller

6．まとめ

パワープラント系制御開発において，MBDの上流工程における仮想車両テストの評価条件と最終工程における実車両テストの評価条件との差により生じていた，開発手戻りと開発のフロントローディングの課題を低減することを目的に，以下をおこなった．

（1）MBDの上流工程に，さまざまな運転状況におけるドライバの臨機応変な操作による評価を取り入れた．

（2）ドライバの臨機応変な操作を得る手段として，パワープラント系の制御開発に主眼をおいたドライビングシミュレータ環境を構築した．

（3）構築したドライビングシミュレータ環境が，MBDの精度向上に役立つことを確認した．

参考文献

(1) 藤本茂希, 大高義行, 小堂智史:MBD 実現に向けたエンジンプラントモデルと段階的システム同定環境の構築, Honda R&D Technical Review, Vol. 24, No. 2, p. 120-127

(2) Dagci, O., Pereira, N., Cherry, J.: Maneuver-Based Battery-in-the-Loop Testing - Bringing Reality to Lab, SAE Int. J. Alt. Power, No. 2013-01-0157(2013)

(3) 中川真仁, 安信誠二:動的障害物回避に注目した電動四輪車の知的自動運転システム, ファジィシステムシンポジウム講演論文集 (CD-ROM), 21 巻, p. 9D4-3(2005)

(4) 堀井泰聡, 土居俊一:夜間運転時における歩行者視認性と運転行動の解析, デンソーテクニカルレビュー, Vol. 17, p. 103-108(2012)

(5) 轟章:応答曲面法による非線形問題の最適設計入門, 日本機械学会講習会 (No. 99-73), p. 11-24(1999)

■著　者■



小 堂 智 史



藤 本 茂 希



小 野 高 志



鈴 木 哲 也

中型車用トルクコンバータ付８速 DCT の開発

Development of 8-Speed DCT with Torque Converter for Midsize Vehicles

町田昭二* Shoji MACHIDA
八木紀幸* Noriyuki YAGI
宮田和典* Kazunori MIYATA
貞清雅行* Masayuki SADAKIYO
尾梶智哉* Tomoya OKAJI
山根伴紀** Tomonori YAMANE

要　旨

低燃費性能を達成しつつ，走る楽しさを際立たせた世界初のトルクコンバータ付８速デュアルクラッチトランスミッションを開発した．トルクコンバータの採用による力強くスムーズな発進，ドライブラインの低慣性化による素早い変速，多段クロスレシオ化によるリズミカルで途切れない加速などスポーティな走り感の創出をおこなった．また，ワイドレンジ化やフリクション低減などにより従来の５速オートマチックトランスミッションに対し，15% の動力性能向上と 8% の燃費性能向上を達成した．全段共用ギヤ列，独自の２重管構造，超偏平トルクコンバータなどの採用で，サイズや重量を従来の同クラス用５速オートマチックトランスミッションと同等に抑えると同時に，多段化を実現した．

ABSTRACT

Honda has developed the world's first 8-speed dual-clutch transmission equipped with a torque converter that achieves greater fuel economy performance while highlighting the pleasure of driving. The torque converter was adopted to provide smooth, powerful initial acceleration, together with quick shifting enabled by reduced inertia in the driveline; rhythmical, seamless acceleration by multi-staging with close ratios; and other such elements that create a sporty driving feel. Wider range, lower friction, and other such measures have achieved a 15% increase in power performance and an 8% increase in fuel economy performance relative to a conventional 5-speed automatic transmission. The use of common gears across the entire gear train, a unique dual shaft structure, an ultra-flat torque converter, and other such techniques enabled the size and weight to be kept down to the level of a conventional 5-speed automatic transmission for the same vehicle class while simultaneously increasing the number of gear stages.

1．まえがき

昨今の自動車に求められる高い環境性能において，トランスミッション（T/M）の役割は重要となっている．世界的にも T/M のワイドレンジ化，および多段化や Continuously Variable Transmission（CVT）の採用が拡大している．環境性能と走りの FUN 要素を両立させる多段化 T/M としてデュアルクラッチトランスミッション（DCT）があり，スロットル操作に対してリニアでダイレクトな変速フィーリングを得ることができる．一方，発進をクラッチ操作でおこなう場合，ギクシャク感[(1)]など商品性に課題があった．

このような背景により，今回中型車向けに発進の商品性とスポーティな変速フィーリングを両立した世界初となるトルクコンバータ付８速 DCT を開発した．本稿では，この DCT の開発のねらい，基本構造，主要技術について述べる．

2．開発のねらい

本 DCT の開発においては以下の項目をねらいとした．

（1）スポーティな走り感の創出
（2）クラストップレベルの低燃費性能の達成
（3）従来の５速オートマチックトランスミッション（AT）同等の搭載性の確保

＊　四輪 R&D センター
＊＊本田技研工業株式会社

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_16

3．基本構造と主要諸元

DCT の主断面図を Fig. 1 に，車速線図を Fig. 2 に，主要諸元を Table 1 に示す．

１速と２速とリバース，３速と４速，５速と６速，７速と８速のドリブンギヤを共用化したギヤ列構造とした．また，クラッチと直結するインナシャフトとギヤ段選択のシフト機構を配したアウタシャフトを重ねた２重管構造，高減衰ダンパを搭載した超偏平トルクコンバータを採用した．上記３点の採用により，８速化を図りつつ５速 AT 同等の全長に抑えた．

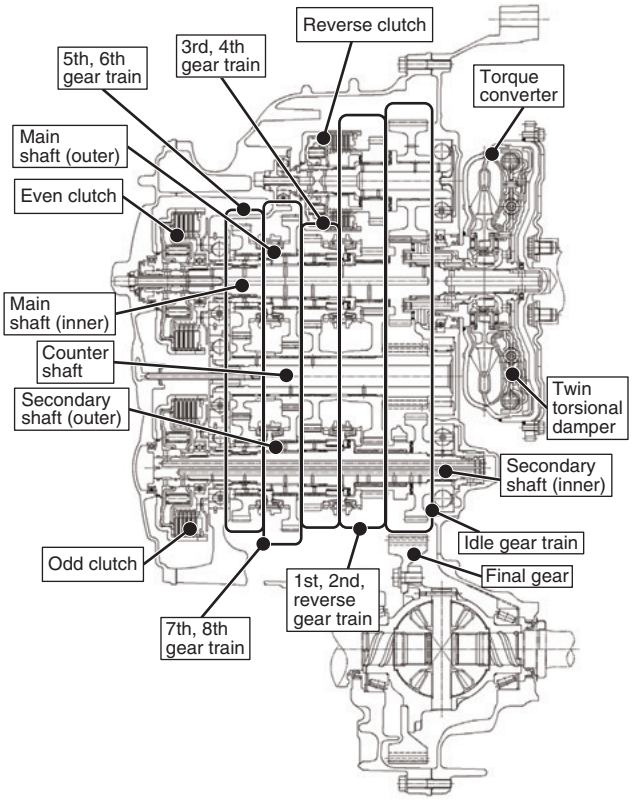


Fig. 1　Main section of 8-speed DCT

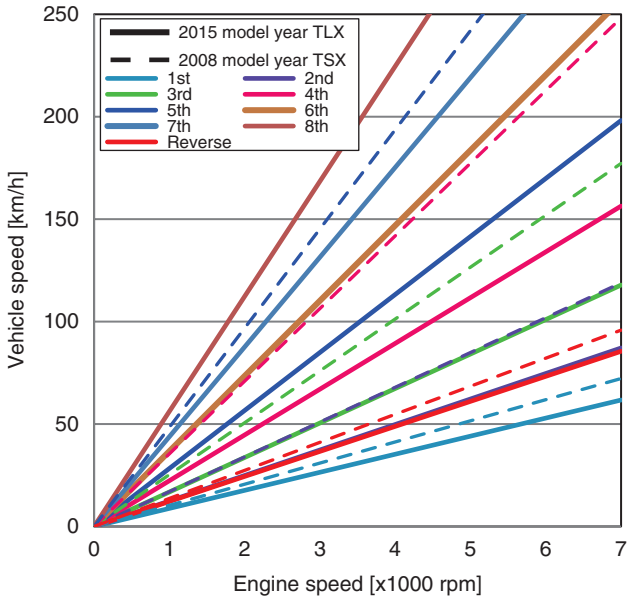


Fig. 2　Vehicle speed map

Table 1　Transmission specifications

Model		2015 model year TLX 2.4 L	2008 model year TSX 2.4 L
Torque capacity [Nm]		270	230
Overall gear ratio	1st	14.084	11.768
	2nd	9.974	7.160
	3rd	7.379	4.801
	4th	5.560	3.429
	5th	4.389	2.512
	6th	3.383	-
	7th	2.835	-
	8th	2.212	-
	Reverse	10.169	8.875
Ratio range		6.367	4.687
Overall length [mm]		388	379
Weight [kg]		95.0	92.6

トルクコンバータの採用により，力強くスムーズな発進性能を実現した．また，回転部品の小径化，従来 DCT で一般的なタンデムクラッチ[(2)]ではなく小径シングルクラッチを各軸に配置することにより低慣性化をおこない，素早い変速を実現した．

変速段の８速化に伴い，ギヤレシオのローレシオ化およびクロスレシオ化が可能となった．2008 年モデル TSX に対し，１速を 20% ローレシオ化，最上段（８速）を 12% ハイレシオ化することにより，スポーティな走りと低燃費性能を両立した．またワイドレシオ化については，レシオレンジ 7.0 まで設定可能とした．

4．主要技術

4.1. 高減衰ダンパ搭載トルクコンバータ

トルクコンバータ採用の効果として，全開発進時における車体加速度の他車比較を示す（Fig. 3）．他社 DCT に対し，ピーク車体加速度への到達時間を約１秒短縮した．

本 DCT は低慣性と低フリクションを図ったことにより，ロックアップクラッチ（LC）締結中のエンジン回転変動によるギヤの歯打ち音が発生するという課題があった．その回転変動を抑制するために，ツイントーションダンパの開発をおこなった（Fig. 4）．従来のシングルトーションダ

ンパに対して，中間イナーシャと２次ダンパを追加し，イナーシャの配置やスプリングの配列，荷重分担を最適化することで，ダンパバネレートを 40% 低減，ダンパ作動時のフリクションを 30% 低減した．その結果，歯打ち音の起振となるメインシャフト回転変動を 58% 低減し，LC 直結領域拡大によるダイレクト感の実現と歯打ち音の解消を両立した (Fig. 5)．

また，ツイントーションダンパ採用によるトルクコンバータの全長寸法増加については，トルクコンバータ流路を超偏平流路とすることで従来以下の寸法に収めた．数値流体力学 (CFD) 解析を活用した新ブレード設計により，従来の５速 AT と同等のトルクコンバータ特性を維持しつつも，流路幅を 33% 縮小することができた．

4.2. デュアルクラッチ

DCT は二つのクラッチで全ての変速をおこなうため，連続変速時の蓄熱と作動回数増加によるクラッチ耐久性が課題となる．

シングル構造のクラッチの採用により，各クラッチごとに適正な潤滑油量配分が可能となった．新摩擦材の開発，新フルードの適用により，従来の AT に対して，約 30% 静摩擦係数が向上し，ディスク枚数の削減が可能となった．また，ヒートマス設定の最適化をおこなうことにより，クラッチの耐久性を確保しながら，従来の AT クラッチと同等サイズに収めることが可能となった．

4.3. シフト機構

シフト機構は，マニュアルトランスミッション (MT) 構造をベースに，シフトフォーク作動に油圧サーボピストンを用いた (Fig. 6)．本 DCT はシフト段を選択する際の同期部品を低慣性とした構造であり，同期に必要となる荷重が低いことから，油圧サーボピストンの小径化が可能である．その結果，応答性が向上し，素早いシフト段選択が可能となった．

ただし，DCT 特有の課題としてシフト機構からの作動

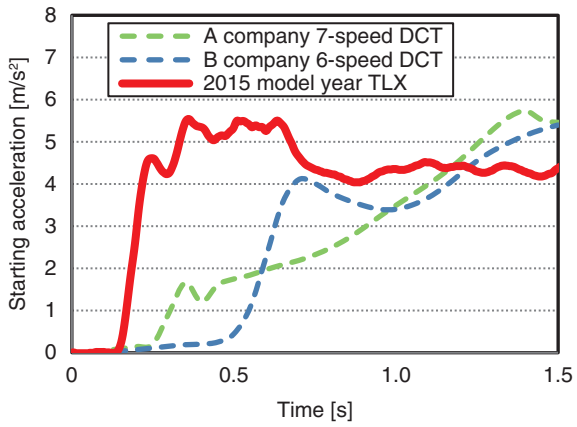


Fig. 3　Comparison of starting acceleration

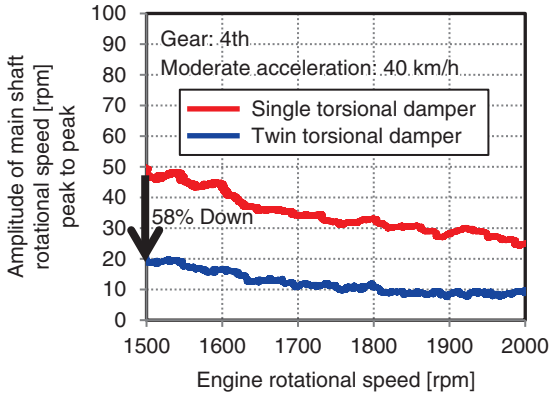


Fig. 5　Comparison of damping effect

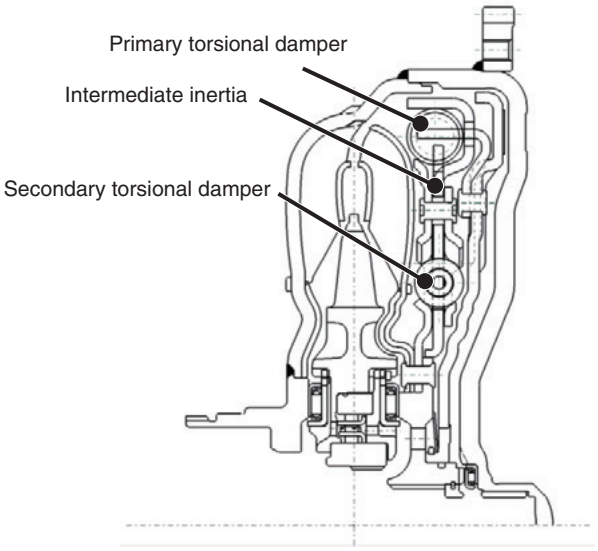


Fig. 4　Structure of twin torsional damper

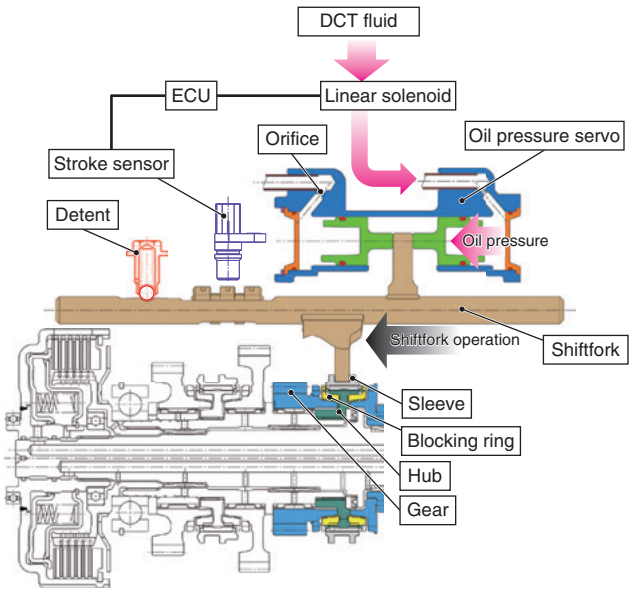


Fig. 6　Gear shift system

音がある．MT では，シフト作動音がドライバのシフト操作と同時に発生するため課題とならないが，DCT では変速とは異なるタイミングでシフト作動音が発生する．原因はシフト作動中のギヤ歯打ち音であり，シフト作動過程においてボーク開始時，スリーブのギヤドグ接触時，スリーブがギヤドグに噛み込む時の３ヶ所で発生する (Fig. 7)．

シフト作動過程におけるスリーブのストローク速度とシフト作動音には相関がある (Fig. 8)．この結果よりストローク速度を下げることで，シフト作動音の課題を解決した．

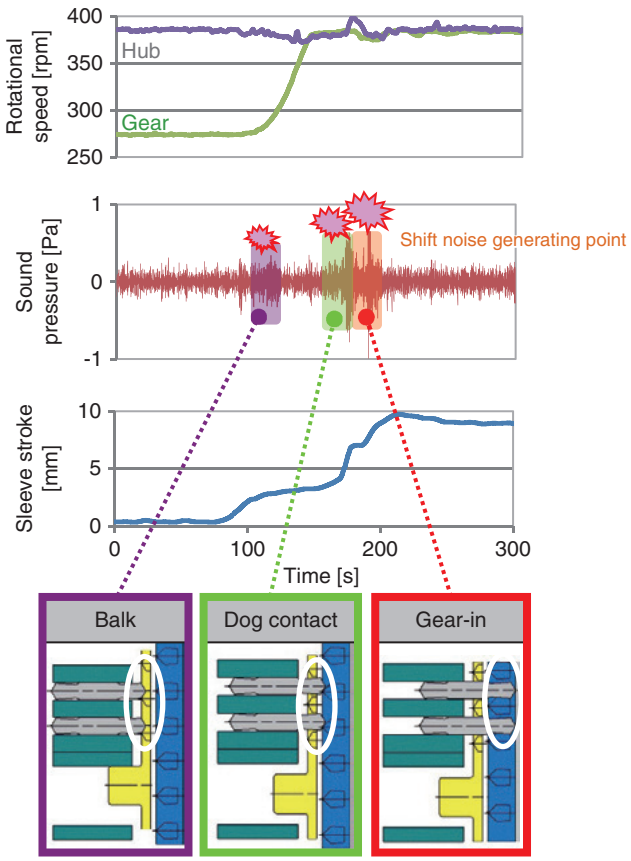


Fig. 7　Shift noise generating point

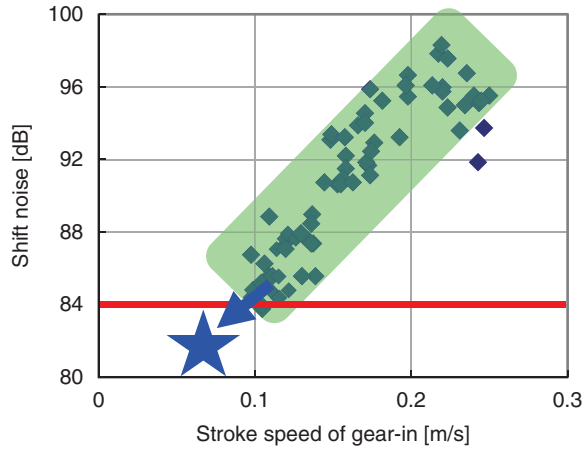


Fig. 8　Relationship between shift noise and stroke speed

ストローク速度低減の手法として，ストロークに応じた油圧制御，ディテント形状の変更，および油圧サーボピストン室にオリフィスを追加した．ただし，ストローク速度を下げることによりボークからドグ接触までの間に同期が崩れてしまう場合があるため，同期崩れを起こすトルクに対し，適正なブレーキ荷重を生じるディテントプロフィールにすることで対策した．

4.4. 油圧制御システム

従来 AT はクラッチのつかみ替えで変速が完了することに対し，DCT はクラッチのつかみ替え前に，シフト機構によるギヤ段選択が必要となることから，変速応答性が課題となる．この課題に対して，シフト機構とクラッチを同時に制御できるよう，各軸のクラッチ用リニアソレノイドに加え各軸２セットあるシフト機構を作動させるリニアソレノイド，および ON，OFF ソレノイドを配した油圧回路構成とした．

また，変速時のクラッチ制御時間短縮のため，クラッチ用アキュームレータを小容量化した．その際，クラッチ制御圧ばらつきによる変速ショックが課題となる．油圧センサの適用，およびリニアソレノイドの油圧補正学習をおこなうことで，目標の油圧指令値と実油圧値の差を小さくし，変速における応答性と商品性を両立した．

4.5. DCT 制御

DCT として目指す爽快な変速フィーリングを実現するために，シフトビジー感の解消と変速応答性の両立を以下の手法により実現した．

シフトビジー感の解消のために，シフトマップ上の各ギヤ段領域をアクセルペダル (AP) 開度で 10% 以上確保し，ドライバが変速段を選択しやすい設定とした (Fig. 9)．

変速応答性については，ドライバのアクセル踏み込み速度からドライバの要求駆動力を予測し，飛び越しキック

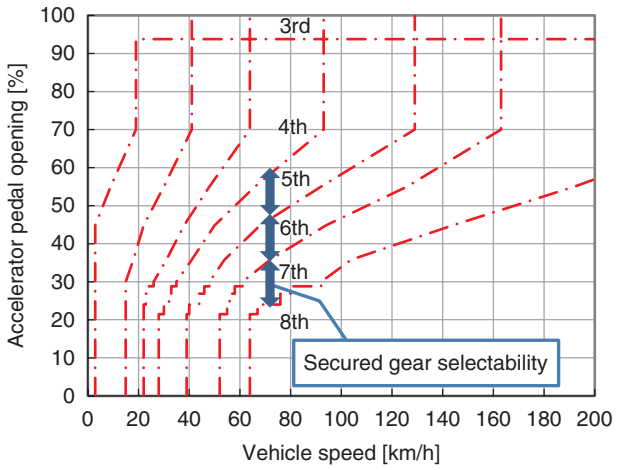


Fig. 9　Shift map (only KD line)

ダウン（KD）させる制御（ファストシフト制御）を採用した（Fig. 10）．アクセルペダルの踏込み速度および踏込み量が判定値を超えた時（ファストシフト判定），予測される到達 AP に基づき変速段を選択することで，ドライバが要求する駆動力を速やかに実現させることが可能となった．

4.6. DCT フルード

湿式クラッチ等の AT の構成要素と，シフト機構等の MT の構成要素を併せ持つ DCT 構造に対して，その両方の構成要素から成る要求特性を満足するフルードを新規に開発した．

性能添加剤の一つである摩擦調整剤の種類および配合量の調整により，湿式クラッチ摩擦特性を最適化した．また，ギヤ部およびシフト機構部に対して必要な信頼性を，硫黄系極圧添加剤の増量により確保した．

また，燃費向上に対し，かくはん抵抗を低減する目的のため，常用温度域の低粘度化を図った．低分子量タイプの粘度指数向上剤の採用と，それに合わせた最適なベースオイルの粘度設定により，DCT 構造に対応したフルードとしてトップレベルとなる，100℃ における動粘度 5.5 mm^2/s を達成した（Fig. 11）．

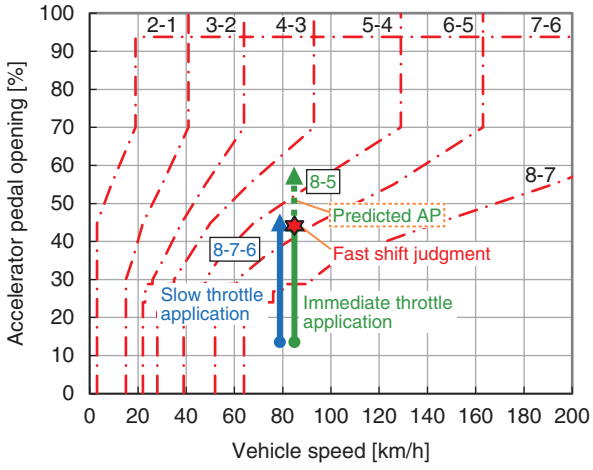


Fig. 10　Fast shift

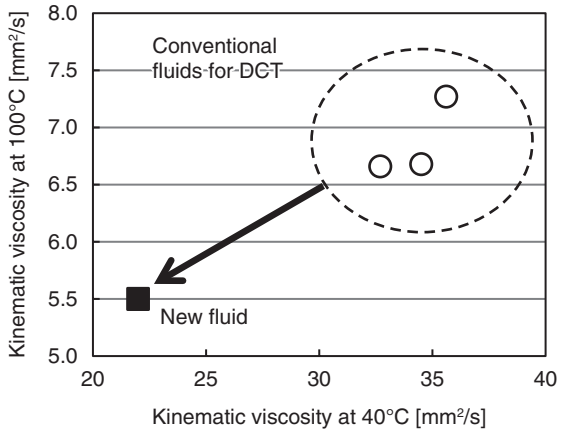


Fig. 11　Viscosity characteristics of new fluid

5．動力性能と燃費

5.1. 走り感

スポーティな走り感を創出するため，リズミカルな変速とダイレクト感について，2008 年モデル TSX，他社 DCT を上まわる性能を達成した．

リズミカルな変速は，変速時のエンジン回転数変化率と，変速間隔の２項目で評価した．本 DCT ではレシオ比率（以下，公比）を 2008 年モデル TSX および他社 DCT に対し，１速から５速までの公比を低く，リニアな設定とした（Fig. 12）．これにより，全開変速時のエンジン回転数変化を 2008 年モデル TSX に対して，平均で 7.2% 低減した（Fig. 13）．また，変速間隔も同様に短くすることに

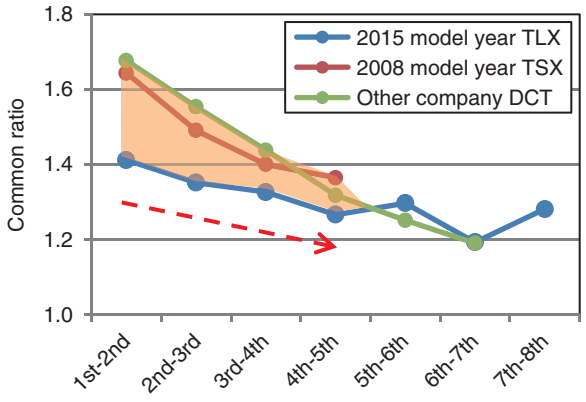


Fig. 12　Common ratio

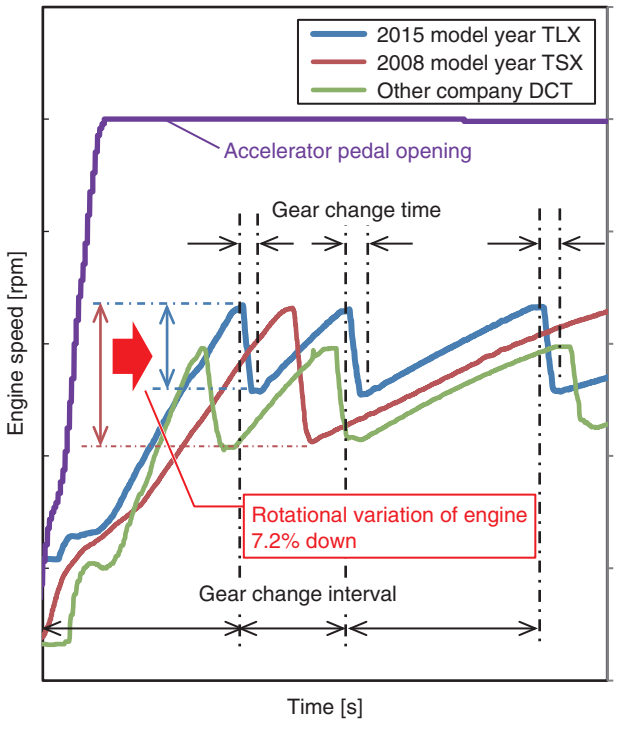


Fig. 13　Engine rotational variation

より (Fig. 14), リズミカルな変速を実現した.

ダイレクト感は, 変速時間と LC 直結領域の 2 項目で評価した. 低慣性構造などハードでの優位性に加え, エンジンのトルクオンデマンド制御による推定トルク精度の向上, および予測プリシフトの採用により, 2008 年モデル TSX に対し, 1-2, 2-3, 3-4 アップシフト平均で, 37% 変速時間を短縮した (Fig. 15).

LC 制御ではスリップ率を低減し, 直結領域を拡大することにより, 優れたダイレクト感を達成した. LC スリップ率の比較を Fig. 16 に示す.

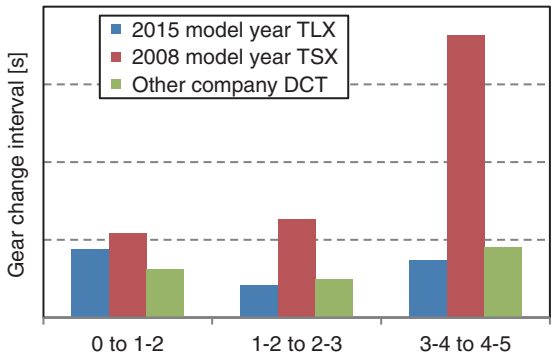


Fig. 14 Gear change interval

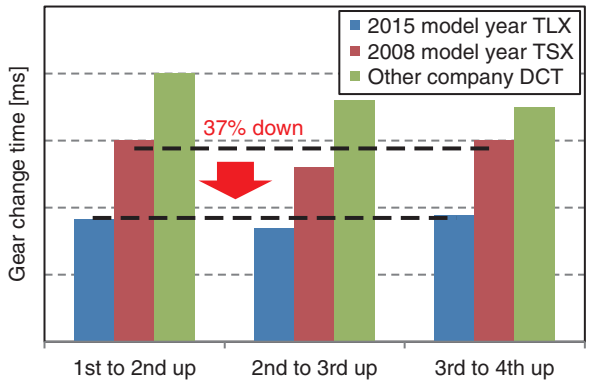


Fig. 15 Gear change time

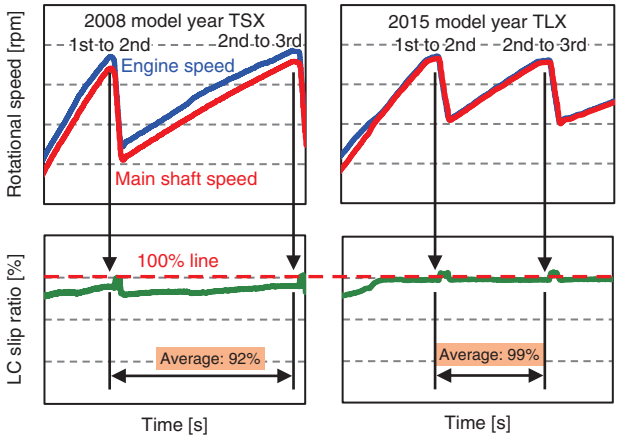


Fig. 16 LC slip ratio

5.2. 動力性能

低速ギヤ段のローレシオ化による駆動力向上および変速時間の短縮により, 2015 年モデル TLX で, 2008 年モデル TSX に対し, 全開加速時の 0 mph から 60 mph に達するまでの時間を 1.3 秒短縮し, 15% の動力性能向上を達成した. 全開加速時の前後加速度の比較を Fig. 17 に示す.

5.3. フリクショントルク

各クラッチの必要伝達トルクに応じたライン圧制御, クラッチ室を別室とした構造によるかくはん抵抗の低減, 駆動しているギヤ以外をニュートラル状態で待機させる制御の採用により, 従来の 5 速 AT と比べフリクショントルクを 28% 低減した (Fig. 18).

5.4. 燃費

多段ワイドレンジ化, LC 直結領域の拡大, フリクショントルクの低減, およびトルク伝達効率の向上により, 従来の 5 速 AT に対し, US コンバインモードで 8% の燃費向上を達成した.

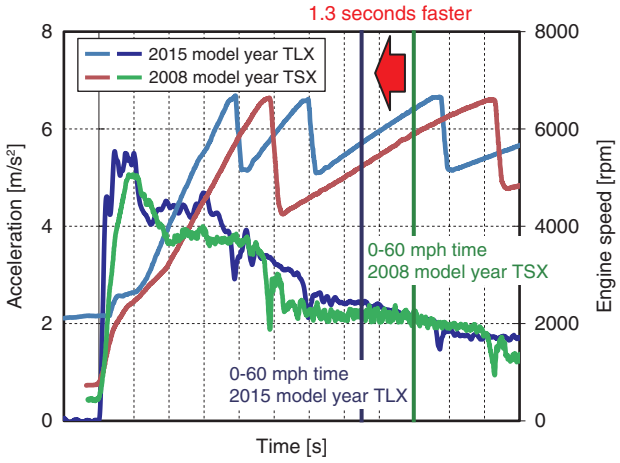


Fig. 17 Wide open throttle acceleration

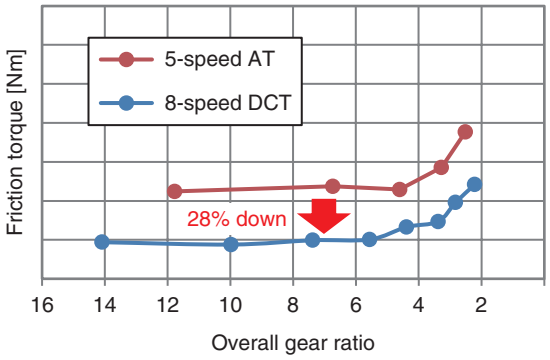


Fig. 18 Friction torque

６．まとめ

スポーティな走り感，低燃費，コンパクトをねらいとした，トルクコンバータ付８速 DCT を開発し，以下の結果を得た．

（1）トルクコンバータ採用による力強くスムーズな発進と，リズミカルな変速かつダイレクト感のあるスポーティな走りを実現した．
2008 年モデル TSX に対し，0 mph から 60 mph に達するまでの時間を 1.3 秒短縮し，15% の動力性能向上を達成した．

（2）従来の５速 AT に対し，US コンバインモードで 8% の燃費向上を達成した．

（3）全変速段共用ギヤ列構造，２重管構造，超偏平トルクコンバータの採用により，８速化と同時に５速 AT 同等の全長に抑えた．

参考文献

（1）岡本雅之，寺山哲，森本茂：安定性と応答性を両立させた CVT 発進クラッチの油圧制御技術，Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.79-85

（2）河合則和，太田浩司，政岡泰行，小西弘順，小林平典：SPORTS HYBRID i-DCD 用７速デュアルクラッチトランスミッションの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.26, No.1, p.27-32

■著　者■


町 田 昭 二


八 木 紀 幸


宮 田 和 典


貞 清 雅 行


尾 梶 智 哉


山 根 伴 紀

MT 車の急発進におけるエンジンマウント入力予測技術

Technology to Predict Input Force to Engine Mount at Rapid Start of MT Vehicle

城　　靖　章*　　村　田　恭　彦*
Yasufumi JO　　Takahiko MURATA
奥　本　雅　規*　　山　下　　哲*
Masaki OKUMOTO　　Satoshi YAMASHITA

要　旨

MT 車のエンジンマウント強度設計に用いる急発進時のエンジンマウント入力を予測可能とする技術を構築した．急発進におけるクラッチ締結は，実測のクラッチペダルに対する遅れと締結時間から求めたクラッチ押付け荷重の時系列特性でモデル化し，エンジンマウントは高荷重まで試験した荷重，変位曲線を与えてモデル化した．機構解析フルビークルシミュレーションによりホイールトルクおよびエンジンマウント入力を予測することができた．また，そのモデルのパラメータを取り得る範囲の上限値と下限値に変更し，ホイールトルク，エンジンマウント入力の変化率を確認した．

ABSTRACT

Technology was created that gives the capability to predict engine mount input force during rapid starts. This input force is used for the strength design of the engine mounts for cars with a manual transmission (MT). Clutch engagement during a rapid start was modeled from time series characteristics of the clutch clamping force derived from actual measurements of clutch pedal delay and engagement time. The engine mount was modeled by applying force-displacement curves that had been tested up to high load. Wheel torque and engine mount input force were successfully predicted by means of full vehicle simulation using multi-body analysis. The parameters of that model were then changed to the upper limit and lower limit values within their obtainable range to confirm the rate of change in wheel torque and engine mount input force.

1．はじめに

顧客ニーズに即応するために，開発期間のさらなる短縮が求められている．それに対応するためには，開発初期段階における設計精度を高める必要がある．強度領域においては，実走にて車両に発生する入力をもとに強度評価をおこなうため，各部位の入力を精度良く予測する必要がある．その手法として，機構解析を用いたフルビークルシミュレーションによる入力予測技術が報告されている[(1)-(5)]．これらは実車による入力測定や，車両諸元をベースとした簡易的な入力予測に代わる手法として活用されている．しかしながら，悪路走行や縁石乗り越し等の路面凹凸によるサスペンション入力やボデー入力に着目した事例が多く，エンジンマウント強度設計に必要な駆動反力によるエンジンマウント入力に着目したものはみられない．

そこで，強度領域にて活用されているフルビークルモデルに，クラッチを含む駆動系モデルと高荷重非線形を考慮したエンジンマウントモデルを追加することで，MT 車の急発進におけるエンジンマウント入力を予測可能とする技術を構築した．また，そのモデルを用いてエンジンマウント入力に及ぼす車両パラメータの影響について検討した結果を報告する．

2．MT 車の急発進について

MT 車での発進は半クラッチ操作をおこなうが，本稿で扱う急発進は，通常より高いエンジン回転数を維持した状態でクラッチペダルから足を放すと同時にアクセルペダルを踏み込む操作をおこなう．すると，クラッチが急激に締結することにより駆動系やエンジンマウントにはエンジントルクを超える入力が発生する．そして車両はホイールスピンを伴いながら急発進する．これは実使用環境でのミスユースを想定している．

Fig．1 に主な入力と挙動を示す．矢印は路面側からボデー側が受ける力の方向である．エンジンやクラッチから車輪へ伝達される駆動トルクによりタイヤ接地点に前後力が発生し，車体はピッチング挙動を示しながら急発進する．同時に，駆動反力によりパワープラントは回転挙動を示しそれを支持するエンジンマウントに入力が発生する．

エンジンマウント強度は急発進時の入力ピーク値を用い

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_17

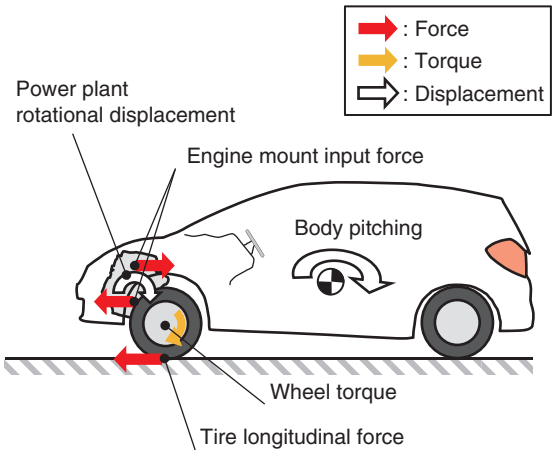


Fig. 1　Rapid start of MT vehicle

た台上試験にて評価されるため，入力ピーク値を精度良く予測する必要がある．

3．モデルの概要

MT 車の急発進におけるエンジンマウント入力には車両の多くの物理的要素が影響する．そのため，機構解析によるフルビークルモデルを作成した (Fig. 2)．

3.1. エンジンモデルとクラッチモデル

エンジンは，Fig. 3 に示すスロットル開度ごとのエンジントルクマップでモデル化した．急発進でのアクセルペダル操作に応じた時系列スロットル開度をインプットすることにより，エンジントルクが計算されフライホイールに負荷される．

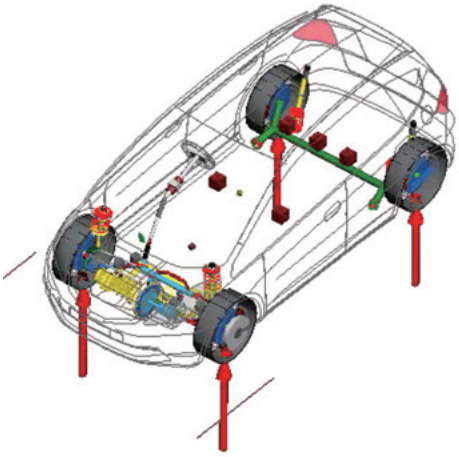


Fig. 2　Full vehicle model

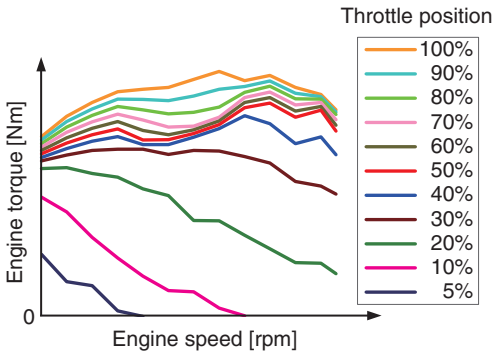


Fig. 3　Engine torque map

Fig. 1 に MT 車のクラッチを示す．クラッチは，クラッチ摩擦係数 μ，押付け荷重 F，有効半径 R を用いた式 (1) により，伝達トルク T が計算されるモデルとした．

$$T = 2\mu FR \qquad (1)$$

急発進でのクラッチペダル操作によるクラッチ締結は，押付け荷重の時系列特性でモデル化することにした．そこで，時系列特性を検討するために，急発進時のクラッチペダルストロークとメインシャフトトルクを実測した．その一例を Fig. 5 (a) に示す．クラッチペダルから足を放すとペダルはストロークし始める．しかしながら，メインシャフトトルクは同時に立ち上がらずに，約 0.04 sec 遅れてから

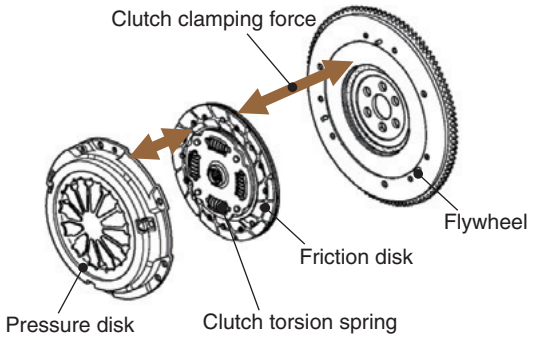


Fig. 4　Main structure of MT clutch

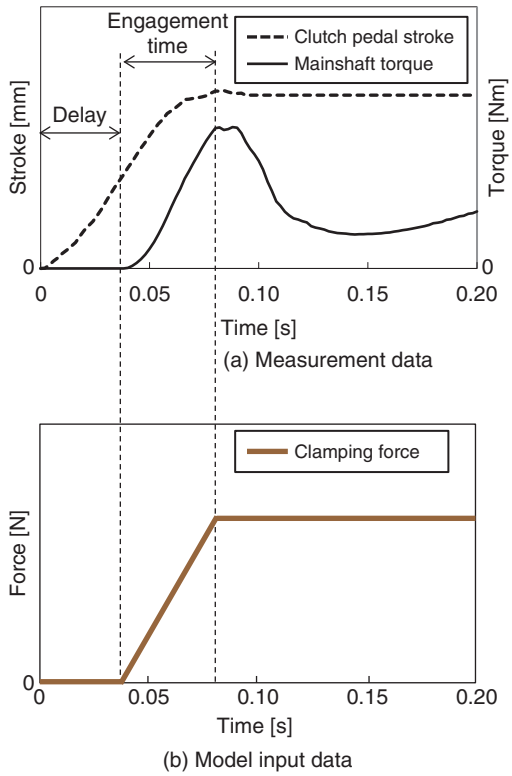


Fig. 5　Identification of clutch clamping force characteristic

立ち上がることがわかった．また，クラッチ締結にかかる時間は約 0.05 sec と短いこともわかった．この結果から求めた Fig. 5(b) に示す時系列特性をモデルにインプットした．なお，遅れやクラッチ締結にかかる時間は車種により異なるが，時系列特性を変更することでモデル化できる．

クラッチトーションスプリングやドライブシャフトは，それぞれのねじり特性でモデル化した．

3.2. その他のモデル

エンジンマウントは，急発進で発生する荷重の大きさを考慮し，Fig. 6 に示すとおり，高荷重まで試験した荷重，変位曲線を与えてモデル化した．これにより，ブッシュばねの立ち上がり特性の影響を考慮した．

サスペンションは剛体リンク機構モデルとした (Fig. 7)．

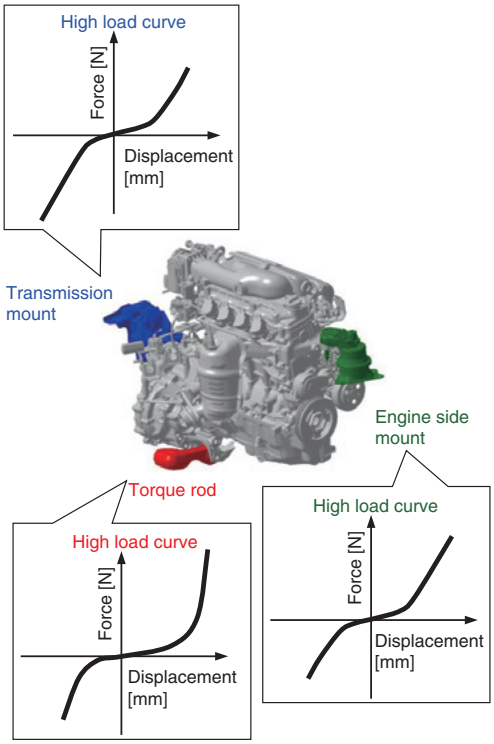


Fig. 6 Engine mount model

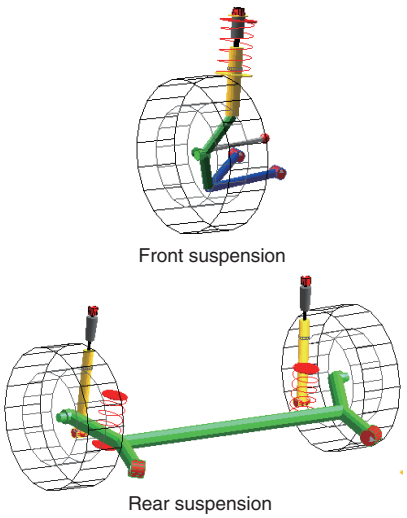


Fig. 7 Suspension model

タイヤモデルには，輪荷重やスリップ率等からタイヤ前後力を計算可能なマジックフォーミュラを用いた．

4．シミュレーション検証結果

駆動反力であるホイールトルクとエンジンマウント入力について，シミュレーションと実測との比較をおこなった．

4.1. 小型車の比較結果

Fig. 8 に排気量 1.5 L のガソリンエンジンを搭載した小型車のホイールトルク比較結果を示す．急発進によりホイールトルクが立ち上がり，波形の 1 山目が最大ピークとなった．ピーク値差異は小さく，時系列波形も良好な一致を示すことを確認した．

Fig. 9 にエンジンマウント入力比較結果を示す．エンジンマウント入力もホイールトルクと同様，波形 1 山目が最大ピークとなった．強度評価に必要なピーク値の差異は小さく，十分な予測精度を有することを確認した．

4.2. 大型車の比較結果

エンジントルクが大きい排気量 2.2 L のディーゼルエンジンを搭載した大型車に対してもシミュレーションと実測

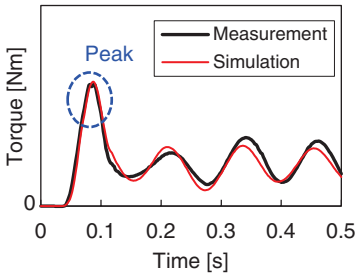


Fig. 8 Wheel torque comparison for small vehicle

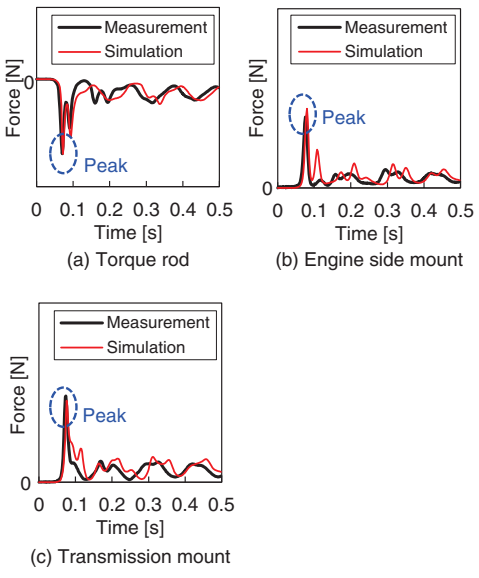


Fig. 9 Engine mount input force comparison for small vehicle

の比較をおこなった．ホイールトルク比較結果を Fig. 10，エンジンマウント入力比較結果を Fig. 11 に示す．ホイールトルク，エンジンマウント入力ともピーク値差異は小さいことがわかる．小型車のみならず大型車も予測可能なことを確認した．

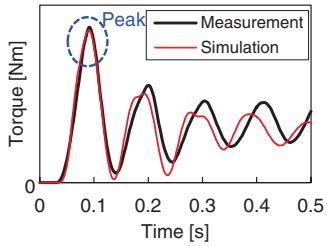
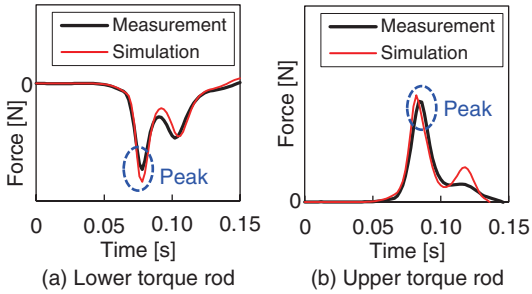


Fig. 10　Wheel torque comparison for large vehicle



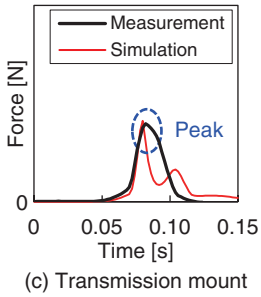


Fig. 11　Engine mount input force comparison for large vehicle

5．入力に及ぼすパラメータの影響

5.1. 入力低減パラメータ

入力に影響が大きい車両パラメータとそれを変化させた時の入力増減の傾向を把握しておくことは，開発初期段階の設計において有用である．そこで，Table 1 に示す車両パラメータをそれぞれが取り得る範囲の上限値と下限値に変更した．ホイールトルクピーク値，エンジンマウント入力ピーク値の変化率を確認し，本稿では低減率に着目した．

ホイールトルク低減率が大きかったパラメータとその低減率を Fig. 12 に示す．クラッチ締結時間，クラッチ押付け荷重，ドライブシャフトねじり剛性は低減率が大きいことがわかる．

Fig. 13 にトルクロッド入力低減率が大きかったパラ

Table 1　Vehicle parameter

Power plant	Power plant center of gravity coordinate
	Power plant mass
	Power plant inertia moment
	Flywheel inertia moment
Drivetrain	Clutch clamping force
	Clutch engagement time
	Mainshaft inertia moment
	Driveshaft torsional stiffness
Engine mount	Engine mount coordinate
	Engine mount bush spring
	Engine mount stopper clearance
Suspension	Suspension coil spring constant
	Suspension buffer clearance
Tire	Wheel inertia moment
	Tire friction
	Tire radius
	Tire inertia moment
Vehicle body	Body inertia moment

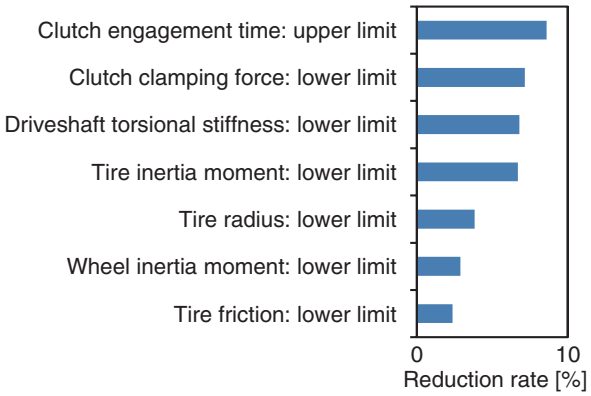


Fig. 12　Wheel torque reduction rate

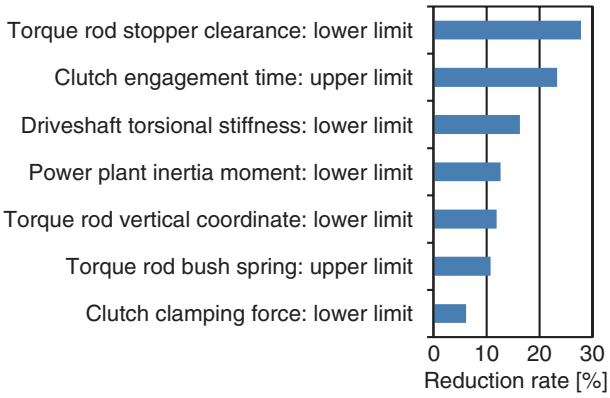


Fig. 13　Torque rod input force reduction rate

メータとその低減率を示す．ホイールトルク低減率が大きいパラメータはおおむねトルクロッド入力低減率も大きいことがわかる．その他には，トルクロッドのストッパクリアランス，上下座標，ブッシュばね，パワープラント慣性モーメントがある．これらのことから，エンジンマウント入力は，駆動系パラメータとエンジンマウント系パラメータにより低減可能といえる．

5.2. トルクロッドストッパクリアランスの影響

前述したとおり，トルクロッド入力にはストッパクリアランスの影響が大きい．また，クリアランスは小さい方が入力は減少する．このシミュレーション結果を検証するために，ストッパクリアランスが 2 mm，6 mm，11 mm と異なるトルクロッドを製作して実車による入力測定を実施した．

Fig. 14 にシミュレーションと実測を比較した結果を示す．縦軸はストッパクリアランス 6 mm のトルクロッド入力に対する入力変化率，横軸はストッパクリアランスである．これより，実測もシミュレーションと同様の入力増減傾向を示すことを確認した．また，変化率を十分な精度で予測できていることも確認した．

トルクロッド入力には急発進時のパワープラント動的回転挙動による慣性力の影響が大きい．そのため，ストッパクリアランスが小さいとパワープラント角速度が増大する前にストッパが効くことにより入力は小さくなると考えられる．また，パワープラント慣性モーメントが小さい方がトルクロッド入力は減少するという結果も慣性力の影響によるものといえる．

5.3. サスペンション系パラメータの影響

サスペンション系パラメータを変更すると，急発進時の車体ピッチング挙動による輪荷重移動が変化する．それにともない，タイヤ前後力が変化するため，ホイールトルクやエンジンマウント入力は増減すると考えられる．しかしながら，サスペンション系パラメータの影響は小さかった．

そこで，急発進時の前輪ホイールセンタ上下力を実測し，輪荷重移動を確認した．実測結果にシミュレーション結果を加えたものを Fig. 15 に示す．まず，シミュレーションは実測と良好な一致を示しており，輪荷重移動を予測できていることがわかる．次に急発進前からホイールトルクピーク時刻までの輪荷重に着目すると，ほとんど変動していないことがわかる．このように 4 章で示した入力ピーク発生は，輪荷重移動がおこらないほど短時間の現象である．そのため，サスペンション系パラメータの影響は小さい結果となったと考えられる．

サスペンションによらずエンジンマウント入力を予測可能なことは，例えば車両開発の早期段階においてサスペンション特性が決まっていなくとも入力予測できることを示している．

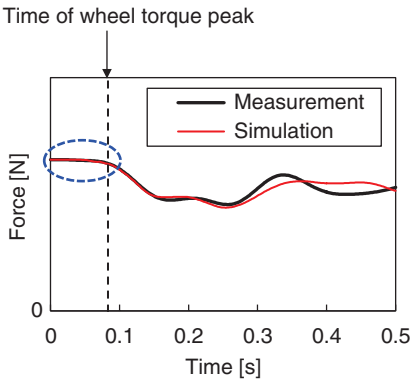


Fig. 15 Vertical force at front wheel center

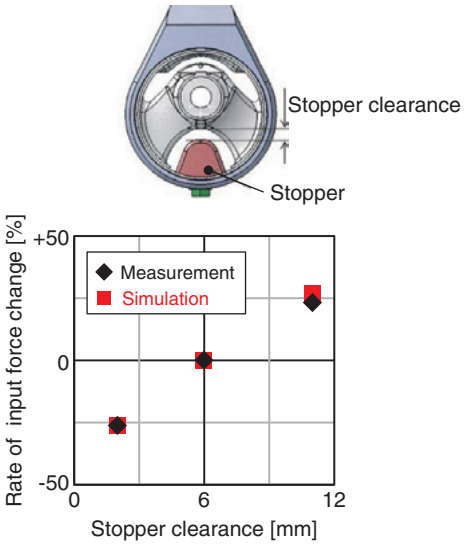


Fig. 14 Rate of input force change to stopper clearance

6. まとめ

MT 車のフルビークルモデルを作成して急発進シミュレーションをおこない，以下の結果を得た．

(1) 小型車と大型車のホイールトルクピーク値およびエンジンマウント入力ピーク値を実測と比較し，十分な予測精度を有することを確認した．

(2) ホイールトルクピーク値には，クラッチ締結時間，クラッチ押付け荷重，ドライブシャフトねじり剛性の影響が大きいことがわかった．

(3) エンジンマウント入力ピーク値には，ホイールトルクの他に，エンジンマウントのストッパクリアランス，上下座標，ブッシュばね，パワープラント慣性モーメントの影響が大きいことがわかった．

参考文献

（1）芳賀斉：弾性体を含む機構解析による路面入力予測の精度検証 －タイヤモデルを使った耐久性入力予測－, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.21-06, p.9-12(2006)

（2）芳賀斉：弾性体を含む機構解析による路面入力予測の精度検証（第２報）－タイヤモデルを使った耐久性入力予測－, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.136-06, p.11-14(2006)

（3）芳賀斉：完成車悪路走行入力予測シミュレーションの精度検証（第２報）－タイヤモデルを使った耐久性入力予測－, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.123-08, p.23-26(2008)

（4）下平貴政, 片岡俊介, 森理史, 横山真吾：サスペンション耐久条件設定のための路面入力予測技術の構築, Honda R&D Technical Review, Vol.25 No.1, p.78-84

（5）坂井英児, 冨永秀和, 加藤益久, 山本典史, 松木大樹：悪路耐久走行時のサスペンション入力予測技術開発, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.17, p.45-48(2005)

■著　者■



城　靖章



村田恭彦



奥本雅規



山下　哲

エンジン再始動時共振振動伝達を低減するアクティブコントロールエンジンマウントシステムの開発

Development of Active Control Engine Mount System for Reduction of Resonance Vibration at Engine Restart

米　竜大*　Tatsuhiro YONE
岡本英之*　Hideyuki OKAMOTO
山口貴司*　Takashi YAMAGUCHI
古井慎太郎*　Shintaro FURUI
根本浩臣*　Hirotomi NEMOTO

要　旨

V6 可変シリンダエンジン搭載に伴う完成車振動騒音の低減技術としてアクティブコントロールエンジンマウントが量産されている．アイドルストップ後およびハイブリッドシステムの EV ドライブ後のエンジン再始動時に発生する完成車振動を低減する次世代アクティブコントロールエンジンマウントシステムを開発した．エンジン再始動時に発生するパワープラント共振振動の発生タイミングがエンジンのクランク回転角度と相関性が高いことに着目し，共振振動の発生タイミングと大きさを予測して振動相殺する新制御手法を確立した．加えて，エンジン振動としては大振幅となる共振振動に対応するシステムを構築することで，アイドルストップ後およびハイブリッドシステムの EV ドライブ後のエンジン再始動時の振動騒音商品性が向上した．

ABSTRACT

Active Control Engine Mounts are in mass production as a technology for the reduction of noise and vibration in complete vehicles associated with the use of V6 variable-cylinder engines. The research discussed in this paper developed a next-generation active control engine mount system that reduces vibration in complete vehicles occurring when the engine is restarted following idle stop or EV operation in a hybrid system. The fact that the timing of the powerplant resonance vibration that occurs at engine restart correlates strongly with the angle of rotation of the crankshaft was focused on, and a new control method was developed that predicts the timing and magnitude of resonance vibration and cancels it. In addition, the development of a system able to respond to high-amplitude engine resonance vibration has increased noise and vibration performance at engine restart following idle stop or EV operation in a hybrid system.

1．はじめに

アクティブコントロールエンジンマウント（Active Control Engine Mount：ACM）技術は，エンジン回転に同期したパルスを参照信号としてエンジンマウントをアクティブに動作させ，エンジンから車体に伝達される振動を低減する機能を有することが知られている[(1),(2)]．この ACM 技術は主に V6 可変シリンダエンジンに搭載されている．可変シリンダシステムは一定速や減速などの軽負荷運転時に片側バンク３気筒のバルブを閉じたまま停止させることによりポンピングロスを低減し燃費を向上させる技術である．３気筒運転では６気筒運転に対して爆発気筒の減少にともなう基本次数の半減（３次から 1.5 次）と１気筒当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特徴があった．ACM 技術は気筒休止（３気筒運転）状態において全筒（６気筒運転）状態同等となる振動騒音（NV）性能を実現することで，燃費と NV 性能の両立に貢献している．

現在，V6 可変シリンダエンジンに対してさらなる燃費向上技術としてアイドルストップシステムやハイブリッドシステムの導入が検討されている．アイドルストップシステムでは車両停止中にエンジンを停止することで燃料消費を抑制し，ハイブリッドシステムではモータ走行が可能な状況でエンジンを停止し燃料消費を抑制する．これらのシステムでは，運転中にエンジン停止と再始動を繰り返し発生させる．このエンジン再始動時に発生する振動はイグニッションスイッチやスタートボタンを運転者の意志で操

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_18

作した場合に発生する始動時振動に比べ，同じ大きさの振動であっても意思に関係なく突然発生するため認識されやすくなる．さらに走行中にエンジン停止と再始動の頻度が高いことも認知度が高まり商品性に影響する要因となる．量産 ACM システムをベースに機能進化させることでエンジン再始動時の NV 商品性を向上させる世界初の ACM システムを開発した．

2．開発のねらい

エンジン再始動時振動の車両伝達を抑制し，車両の NV 商品性目標を達成する次世代 ACM システムの開発のねらいを以下に定めた．

（1）エンジン再始動時振動の発生タイミングを把握し，振動を相殺する振幅で ACM を制御駆動する ACM 新制御手法を構築する．

（2）エンジン振動としては大振幅となるエンジン再始動時の共振振動に対応する ACM システムを構築する．

3．ACM システム構成

ACM システムが実車に搭載された事例を Fig. 1 に示す．V6 可変シリンダエンジンのフロント側とリヤ側にそれぞれ ACM を配置し，ACM を制御する電子制御ユニット（ACM-ECU）をキャビンに配置する．エンジン振動の推定に必要とされる情報はエンジンルーム内に配置したエンジンコントロールユニット（FI-ECU）から受信する．ACM システムの通信構成を Fig. 2 に示す．ACM-ECU はエンジンクランク角度信号や上死点信号，およびエンジン状態情報（気筒休止状態やエンジン始動開始判断の情報）を FI-ECU から取得し，エンジン振動の車体伝達を低減するよう二つの ACM を駆動する．

ACM による振動低減の基本原理を Fig. 3 に示す．エンジン振動はトルク変動に起因するクランク回転（ロール）方向への振動がフロントおよびリヤのエンジンマウントへ入力される．従来のエンジンマウントは，エンジンからの入力荷重がマウントゴムを介してボデー側に伝達してしまう．それに対して ACM ではマウント内部のアクチュータを変位させることにより，エンジン振動を相殺してボデーへの振動伝達を低減することが可能となる．

次にエンジン振動を相殺する ACM の内部構成を Fig. 4 に示す．ACM は液封マウント部とリニアソレノイド部で構成される．電流印加によりリニアソレノイド部の可動子を上下に振動させ，可動子と接続された加振板を振幅させる．この動作により液封マウント内部の液圧が変動することで本体ゴムが変位し，エンジンマウントブラケットに接続されたマウント上点部を振幅作動させエンジン振動を相殺することが可能となる．

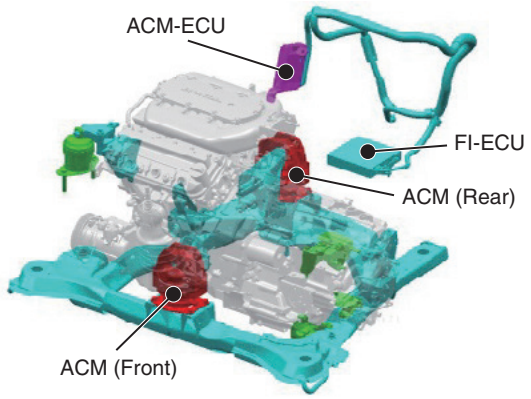


Fig. 1　ACM system layout

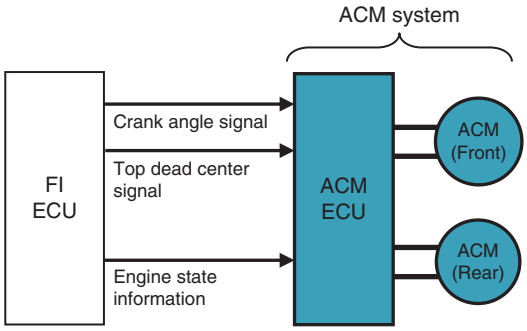


Fig. 2　ACM system communications configuration

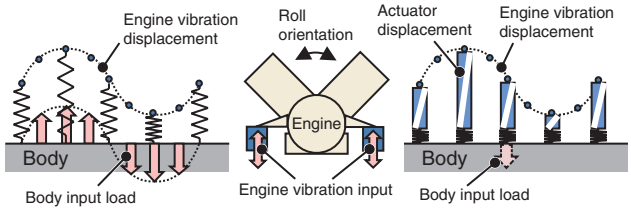


Fig. 3　Principle of vibration reduction

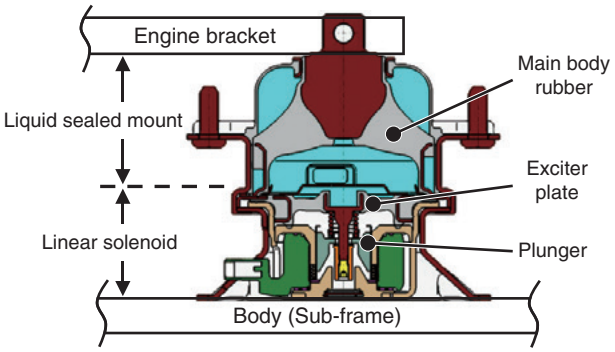


Fig. 4　Configuration of ACM

4．エンジン再始動時共振振動の車体伝達低減

4.1. エンジン再始動時共振振動の発生メカニズム

一例として，ハイブリッドシステムの EV ドライブ後のエンジン再始動時に発生する共振振動を Fig. 5 に示し，エ

ンジン再始動時共振振動の発生メカニズムを説明する.

エンジンを始動する際, ハイブリッドシステムのモータによるトルクでエンジンクランク軸が回転し, シリンダ内のピストンが上下に動作する. この際, シリンダ内の筒内圧を主要因としたクランク回転変動が発生する. この回転変動に起因した振動は, エンジン回転数が増加しエンジンマウントのバネ特性とパワープラント質量で決定される共振域となる回転数に達したときに共振振動として増幅される. このエンジン始動時に発生する共振振動はパワープラントを支持するエンジンマウントを介して車体に伝達する. アイドルストップシステムにおけるエンジン再始動時共振振動との違いは, 始動トルクの発生源がハイブリッドシステムのモータからスタータモータに換わること, スタータモータのトルクではパワープラントの共振域に到達せずエンジンの初爆によって共振域を通過することであるが, 共振振動の発生する基本原理は同様である.

4.2. エンジン再始動時 ACM 制御の構築

エンジン再始動時共振振動は過渡的な事象であり, センサによる振動検知情報を利用したフィードバック制御方式では対応することが困難である. 加えて, エンジン回転数が, パワープラント共振域を通過する際の回転数上昇の速さによってもエンジン共振振動の発生タイミングと大きさが変化する. よって, 共振振動が発生する前に振動の発生タイミングと大きさを把握し, 適切なタイミングと振幅で ACM を制御駆動するフィードフォワード制御の構築が必要となった.

先に述べたように, エンジン再始動の際に発生するクランク回転変動を起因とした振動は, パワープラント共振域に達したときに増幅され共振振動となる. このクランク回転変動はピストン位置, すなわちクランク回転角に連動した振動であるが, エンジン再始動時共振振動もクランク回転角と相関をもって発生することが確認されている. Fig. 6 にクランク回転角に対するエンジン回転数とエンジン始動時共振振動を示す. エンジン回転数がパワープラント共振域を通過する際に, 上死点となる回転角を起点に最初の共振振動振幅が発生している. この起点となる回転角(クランク角度)を利用して共振振動の発生タイミングを推定することが可能となる.

また, 共振振動の大きさの推定を可能にするために, 共振振動の大きさを安定させる必要がある. そこでエンジンやモータ制御でエンジン再始動時の回転上昇の速さを一定に制御することで, 共振振動の大きさが変動することを防止している.

以上より, エンジンクランク角度を利用し, エンジン再始動時の回転上昇の速さを制御することで ACM-ECU で共振振動の発生タイミング(振動が発生するクランク角度)と振動大きさを推定する制御構成とした.

次に, 過渡的に発生する大振幅なエンジン共振振動に対応する ACM 駆動制御について説明する. 従来の ACM 制御では可変シリンダエンジンの全筒, もしくは休筒状態で連続的に発生するエンジン振動に対応するため, アクチュエータが連続駆動する力を利用して ACM 振幅を可変し振動を相殺していた. 一方で, エンジン再始動時共振振動の発生タイミングで駆動停止状態から初回の電流制御により大振幅となる ACM 駆動を実現する必要があった.

Fig. 7 に初回電流制御で必要な ACM 振幅を発生する制御手法を示す. ACM アクチュエータ内部の可動子は, コイルへの電流印加による吸引動作と加振板ゴムのバネ力による開放動作を繰り返すことで ACM 振幅を発生させること

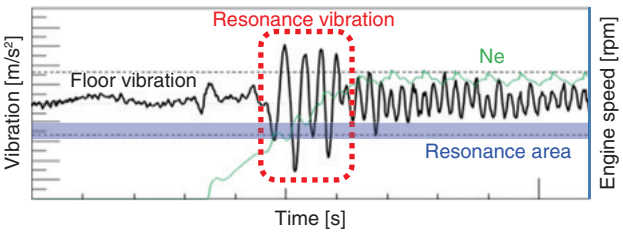


Fig. 5 Engine restart vibration (V6 engine hybrid vehicle)

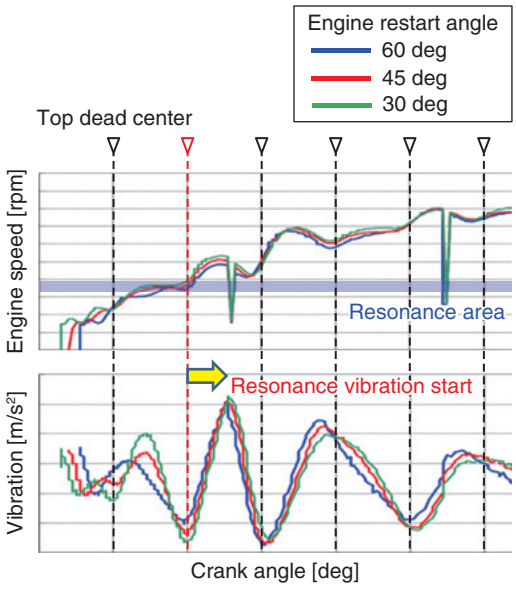


Fig. 6 Vibration at engine restart

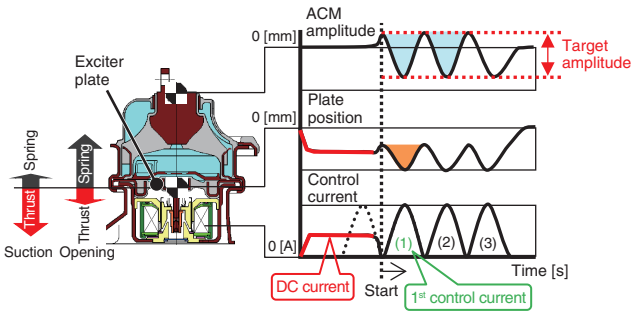


Fig. 7 ACM control method of using initial DC current

が可能となる．この際，発生振幅が大きいほど吸引と開放のバランス点となる加振板位置が吸引側へ移動することになる．そこでエンジン共振振動を相殺するために，事前にコイルにDC電流を印加し，加振板位置をあらかじめ吸引側へ移動させた後，初回のACM電流制御を実施する方法を採用した．Fig. 8に制御効果を示す．事前のDC電流の印加によりエンジン再始動時共振振動を相殺するACM振幅駆動を可能とした．

本制御手法によりエンジン始動時共振振動の開始タイミングと大きさを正確に把握し，共振振動相殺に必要なACM振幅の駆動を可能とするフィードフォワードACM制御を構築した．

4.3. 大振幅ACMシステムの構築

エンジン再始動時共振振動への対応はACMシステムにおいて最大振幅が要求され，従来ACMシステムに対し1.5倍以上のACM発生力が必要である．また，大振幅に伴いアクチュエータの電流応答性の改善も合わせて必要となり，本開発では大振幅と高応答を両立するACMシステムの構築が必要となった．

大振幅を発生させるにはACMアクチュエータ推力の発生源となる起磁力の増加が必要とされる．起磁力はアクチュエータ内部のコイル巻数と印加電流の積となることからコイル巻数を増加させればよい．しかし，従来構造のままコイル巻数を増加させるとアクチュエータの外形が大きくなりACMサイズが増加してしまい，実車搭載性が維持できなくなる．そこで，ACMサイズを増加させることなく大振幅を実現するため，コイルの保持機構であるボビンを廃止したボビンレス構造を採用した(Fig. 9)．これによりコイル内径側へコイル巻線空間を確保することが可能となりアクチュエータの外形を大きくすることなく，量産ACMサイズを維持しつつも大振幅なACM駆動を実現した．

次にコイル巻数増加によって必要となった電流応答性の改善について説明する．電流の応答$I(t)$は式(1)に，さらにこの式に関わるインダクタンスLは式(2)で記述される．

$$I(t)=\frac{V}{R}\left[1-\exp\left(-\frac{R}{L}t\right)\right] \quad (1)$$

V：コイルへの印加電圧
R：コイルの抵抗値
L：インダクタンス

$$L=\frac{\mu N^2\pi r^2}{l} \quad (2)$$

μ：透磁率
N：コイルの巻数
r：コイルの半径
l：コイルの長さ

式(1)および式(2)より，大振幅のためにコイル巻数Nを増加させることでコイル抵抗RおよびインダクタンスLが増加し，結果として電流応答性が低下してしまう．そこで，式(1)におけるコイルへの印加電圧Vを増加し電流応答性を改善するために，従来のACM-ECUに対し昇圧回路を搭載した昇圧仕様のACM-ECUを採用した．

以上より，ボビンレスアクチュエータと昇圧仕様のACM-ECU(Fig. 10)によって大振幅と高応答を両立し，エンジン始動時共振振動に対応するACMシステムを構築した．

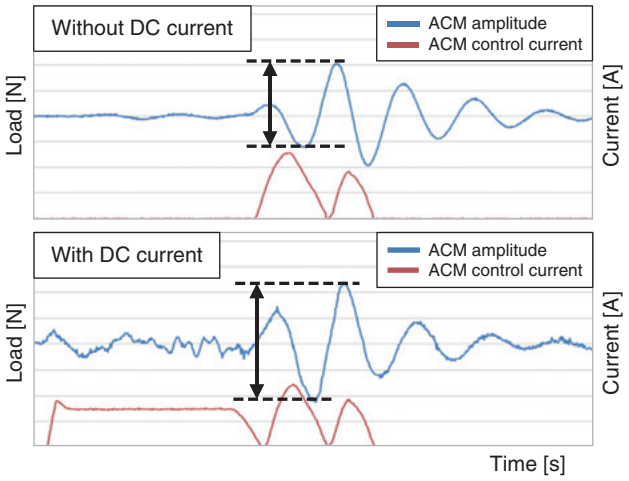


Fig. 8　Effect of developed ACM control method



Fig. 9　Bobbinless ACM actuator

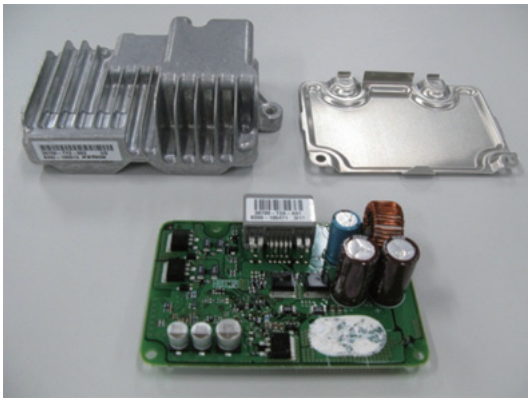


Fig. 10　Booster ACM ECU

5. 完成車商品性の効果

エンジン再始動時 ACM 制御と大振幅 ACM システムによるエンジン再始動時共振振動の車体伝達低減効果を検証した. Fig. 11 に完成車における振動計測ポイントを示す. 計測ポイントとして, リヤ ACM 下点の荷重 (Fig. 11 の A 点) および, 運転席下のフロア振動 (Fig. 11 の B 点) を選定し, 完成車における NV 商品性の効果を確認した.

Fig. 12 に ACM 作動, および非作動時におけるエンジン再始動時のリヤ ACM 下点荷重を示す. ACM 制御を適用することにより, エンジン再始動時に発生する共振振動の車体伝達を 60% 以上抑制することが可能となった. また, Fig. 13 にエンジン始動時の車室内フロア振動を示す. ここでは, 完成車の NV 商品性の目標は矢印の範囲で示されている. ACM 制御の適用によってフロア振動が低減され, NV 商品性の目標を達成した.

以上より, 完成車においてエンジン再始動時 ACM 制御の NV 商品性効果が確認された.

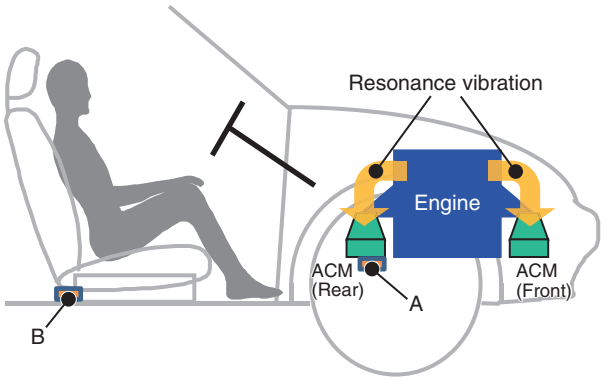


Fig. 11 Measurement points

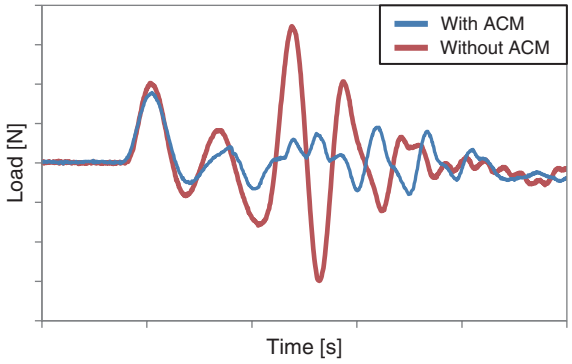


Fig. 12 Input load for rear ACM

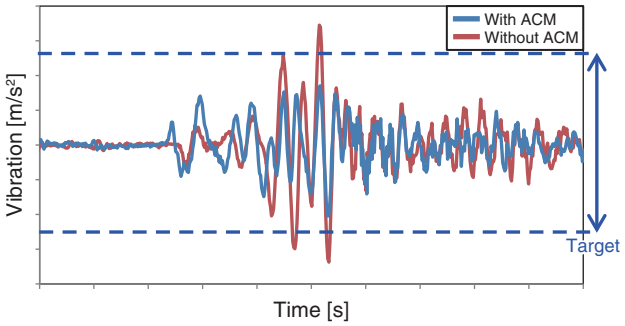


Fig. 13 Floor vibration

6. まとめ

運転者の意思と関係なく発生するエンジン再始動時共振振動の課題に対し, 次世代 ACM を開発することにより完成車の NV 商品性の目標を達成し, 以下を構築した.

(1) エンジン再始動時共振振動の開始タイミングを把握し, 事前の DC 電流の印加により初回の電流制御からエンジン共振振動の相殺に必要な大振幅 ACM 駆動を可能とし, 車体への振動伝達を低減する ACM 新制御手法を構築した.

(2) ボビンレスアクチュエータ, 昇圧仕様 ACM-ECU によってエンジン再始動時共振振動に対応する大振幅かつ高応答を実現する ACM システムを構築した.

参考文献

(1) 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

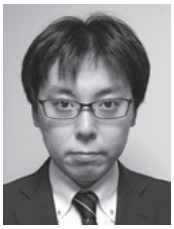
(2) 石黒哲矢, 米竜大, 根本浩臣:高調波振動を低減するアクティブ・コントロール・エンジン・マウント・システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.1, p.172-178

■著 者■


米 竜 大


岡 本 英 之


山 口 貴 司


古井慎太郎


根 本 浩 臣

SPORT HYBRID i-MMD におけるハイブリッドドライブモードの２次振動低減のための制御パラメータ最適化

Control Parameter Optimization for Reduction of 2nd Order Vibration in Hybrid Drive Mode of SPORT HYBRID i-MMD

霍　田　龍　典*
Tatsunori TSURUTA

要　旨

新型ハイブリッドシステムの SPORT HYBRID i-MMD を採用した 2014 年モデル Accord ハイブリッドの開発において，ステアリングに伝達する２次振動が課題となった．これはガソリンエンジン車よりもエンジン正味トルクが大きいため，起振源となるクランク軸２次回転変動が大きくなることに起因する．エンジン正味トルク抑制のみでクランク軸２次回転変動を低減させる場合，正味燃料消費率の増加が懸案となる．そこで，点火時期，バルブ開閉タイミングなどの燃焼制御パラメータを変更し，クランク軸２次回転変動，エンジン正味トルク，正味燃料消費率の最適化を図った．これによりステアリング振動目標を達成しつつ，エンジン正味トルク抑制量を 5 Nm 軽減することができ，正味燃料消費率の増加量を１% 回復できる最適点を見出すことができた．

ABSTRACT

During development of the 2014 model-year Accord Hybrid, for which the SPORT HYBRID i-MMD new model hybrid system was adopted, 2nd-order vibration transmitted to the steering became an issue. This occurred because the vehicle has higher engine net torque than a gasoline engine vehicle, so that there is larger crankshaft revolution 2nd-order fluctuation, which is the source of the vibration. There is concern that using only reduction of engine net torque as the means to lessen crankshaft revolution 2nd-order fluctuation could cause an increase in the brake-specific fuel consumption. Therefore the combustion control parameters, such as ignition timing and valve operation timing, were changed as a way of optimizing crankshaft revolution 2nd-order fluctuation, engine net torque, and brake-specific fuel consumption. These measures achieved the steering vibration target while also determining the optimal point where the amount of engine net torque reduction could be lessened by 5 Nm and 1% of the increase in brake-specific fuel consumption could be recovered.

1．まえがき

自動車メーカ各社からハイブリッド車（Hybrid Electric Vehicle: HEV）が発売されている中，燃費性能以外の魅力向上も重要となっている．その中で，振動騒音（NV）性能においては，HEV は走行中のエンジン稼働時と非稼働時の室内音レベル差が大きく，認識しやすいことが課題として挙げられる[1]．

Honda は，2012 年に 2.0 L ガソリンエンジンと２個のモータを組み合わせた新しい HEV システム，SPORT HYBRID Intelligent Multi-Mode Drive（SPORT HYBRID i-MMD）を発表した[2],[3]．従来の１モータ式である Integrated Motor Assist（IMA）[4]がパラレルハイブリッド機構であるのに対し，SPORT HYBRID i-MMD はシリーズハイブリッド機構を備えている．これにより JC08 モードでは 30.0 km/L の低燃費を達成した．

シリーズハイブリッド運転をおこなうハイブリッドドライブモードでは，エンジン動力はジェネレータによる発電のためだけに使われ，実際の走行はモータのみでおこなう．この時，エンジン動力は駆動系に直結しないため，エンジン運転条件は要求される車両加速度や車速に依存しない．よって，正味燃料消費率（BSFC）が最小となる運転条件で制御することが可能である．

エンジンと駆動系が直結しているガソリンエンジン車は，緩加速走行時の場合，必要とされるエンジン正味トルクが BSFC 最小運転時に対し 30 Nm 低いため，BSFC 最小領域での運転はできない．しかし，SPORT HYBRID i-MMD のハイブリッドドライブモードでは，常に BSFC

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_19

が最小となる高いエンジン正味トルクで運転することが可能であるため，クランク軸２次回転変動が増加することによりエンジン２次振動が増加した．これが車体へ伝達することによってステアリングホイール２次振動（ステアリング２次振動）が課題となった．

エンジン正味トルク抑制のみでクランク軸２次回転変動を低減させる場合，BSFC の増加が懸案となる．そこで点火時期，バルブ開閉タイミングなどの燃焼制御パラメータを変更し，クランク軸２次回転変動，エンジン正味トルク，BSFC を最適化した制御にてエンジン正味トルクの抑制をおこなった．本稿では，その一連の内容について報告する．

2．SPORT HYBRID i-MMD の特徴

Fig. 1 は SPORT HYBRID i-MMD の構成図である[5]．動力源はエンジンであり，その動力を用いてジェレネータにより発電する．発電した電気はバッテリに蓄えられ，モータの駆動力に使われる．図中の実線は動力が機械伝達する経路，破線は電気が伝達する経路を示す．

SPORT HYBRID i-MMD では走行時の車速やバッテリ残量により，運転モードが切り替わる．各モードでの動力伝達経路を Fig. 2 に示す．図中の太実線は各モードにおいて実際に動力と電気が伝達する経路を示す．

Fig. 2(a) の EV モードでは，エンジンは停止しており，バッテリに蓄えた電気によりモータがタイヤを駆動させる．

Fig. 2(b) のエンジンドライブモードでは，オーバドライブクラッチが結合し，エンジン動力が直接タイヤへと機械伝達する．モータよりエンジンの効率がよい車速 70 km/h 以上の巡航時に用いられる．

Fig. 2(C) のハイブリッドドライブモードでは，エンジン動力は直接タイヤへ機械伝達されず，ジェネレータによる発電のためだけに使われる．タイヤへの動力伝達は全てモータによりおこなわれ，エンジンよりモータの効率が良い車速 70 km/h 以下の走行時に用いられる．このハイブリッドドライブモードは，パラレルハイブリッド機構である従来の IMA には無い，SPORT HYBRID i-MMD 最大の特徴である．

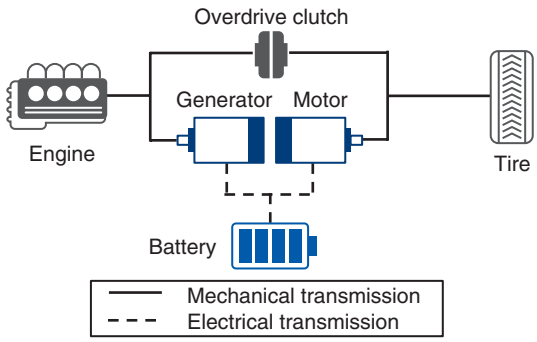


Fig. 1　SPORT HYBRID i-MMD system configuration

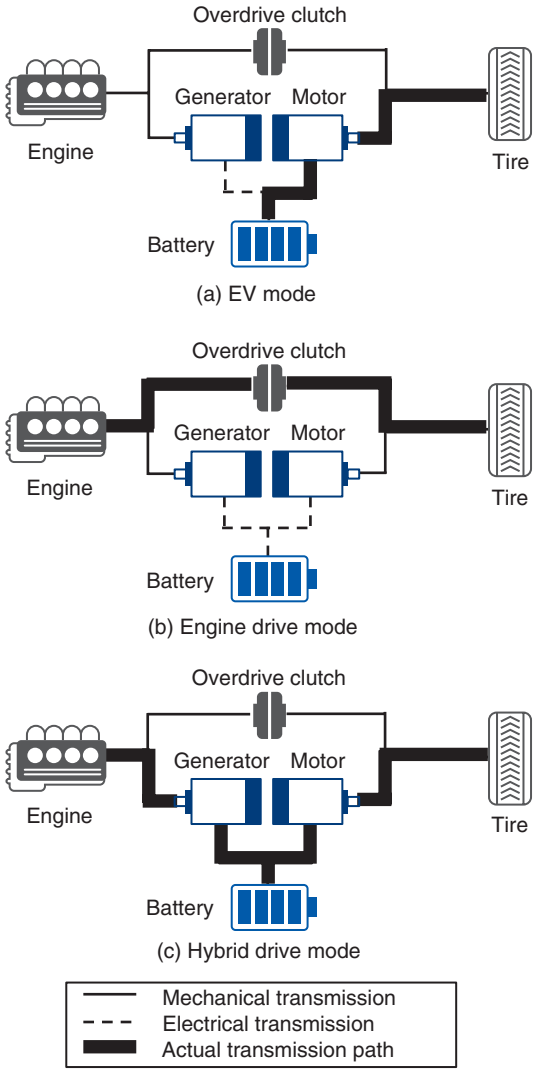


Fig. 2　Three drive modes in SPORT HYBRID i-MMD

3．ステアリング振動課題と振動目標超過原因

3.1. 開発初期のステアリング振動レベル

Fig. 3 に 2014 年モデル Accord ハイブリッド（新型 Accord ハイブリッド）の開発初期における緩加速走行時のステアリング２次振動レベルを示す．開発初期は約 1800 rpm から 2000 rpm で目標ラインを 4 dB 超過しており，低減することが必要となった．

3.2. ステアリング２次振動目標超過原因

ステアリング２次振動が目標を超過したメカニズムについて，振動起振力の面から解析をおこなった．

ガソリンエンジン車のステアリング２次振動は，クランク軸２次回転変動が駆動系部品から足回り部品を介してステアリングに伝達する経路と，クランク軸２次回転変動に起因して発生するエンジン２次振動が，エンジンマウントを介してステアリングに伝達する経路の二つが存在する．

新型 Accord ハイブリッドのハイブリッドドライブモード時においては，エンジン動力はジェネレータによる発電

のみに使われ，駆動系に伝達する経路が存在しない．よってステアリング２次振動はエンジンマウントを介する伝達経路によって発生する．

Fig. 4 は SPORT HYBRID i-MMD 用 2.0 L エンジンにおいて，エンジン正味トルクごとに BSFC が最小となるよう制御設定した時の BSFC コンター図である．図中の BSFC 値が小さい領域ほど燃費が良いことを示す．

ガソリンエンジン車の緩加速走行時を斜線の枠で示す．ユーザのアクセルの踏み方によって，同一エンジン回転数でもエンジン正味トルクが大きく変化する．また，エンジンと駆動系が直結しているため，BSFC が最小となる領域で運転しようとした場合，高いエンジン正味トルクが発生して急加速走行となってしまう．よって，緩加速走行においては BSFC が最小となる高トルク領域を使用することが難しい．

一方，新型 Accord ハイブリッドのハイブリッドドライブモード時は，エンジン動力は駆動系に直結しないため，ユーザのアクセルの踏み方，要求される車両加速度，車速に依存せず，エンジンは常に BSFC が最小となる図中の実線をトレースするように制御される．これにより，緩加速走行時においてはガソリンエンジン車よりも発生するエンジン正味トルクは大きくなる．

Fig. 5 に 2000 rpm における，エンジン正味トルクとステアリング２次振動，エンジン２次振動，クランク軸２次回転変動の関係を示す．図中の○印は新型 Accord ハイブリッドのハイブリッドドライブモードでの緩加速走行時においてエンジン正味トルクを変化させた時の位置づけ，□印はガソリンエンジン車の緩加速走行時の位置づけを示す．エンジン正味トルクが増加すればエンジン２次振動，クランク軸２次回転変動が増加し，ステアリング２次振動も増加する傾向にあるため，それぞれ相関がある．

また，新型 Accord ハイブリッドの開発初期はガソリンエンジン車に対しエンジン正味トルクが約 30 Nm 増加し，エンジン２次振動が 5 dB，クランク軸２次回転変動が 6 rpm 増加している．

これより，ハイブリッドドライブモードでステアリング２次振動目標を超過した主原因は，エンジン正味トルクが増加したためと考えられる．

また，ステアリング２次振動目標を達成するためには，

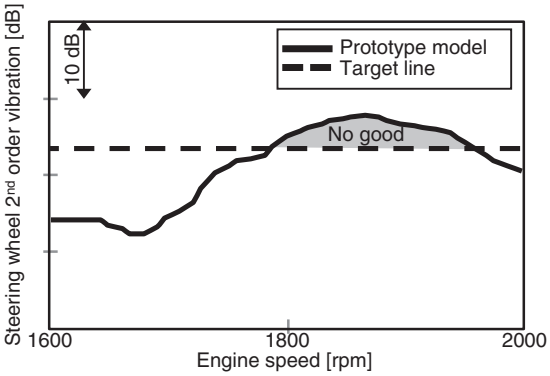


Fig. 3　Prototype model steering wheel 2nd order vibration and target line

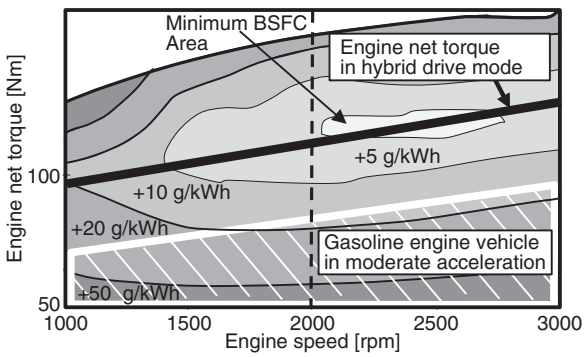


Fig. 4　BSFC and engine net torque under moderate acceleration in Accord Hybrid

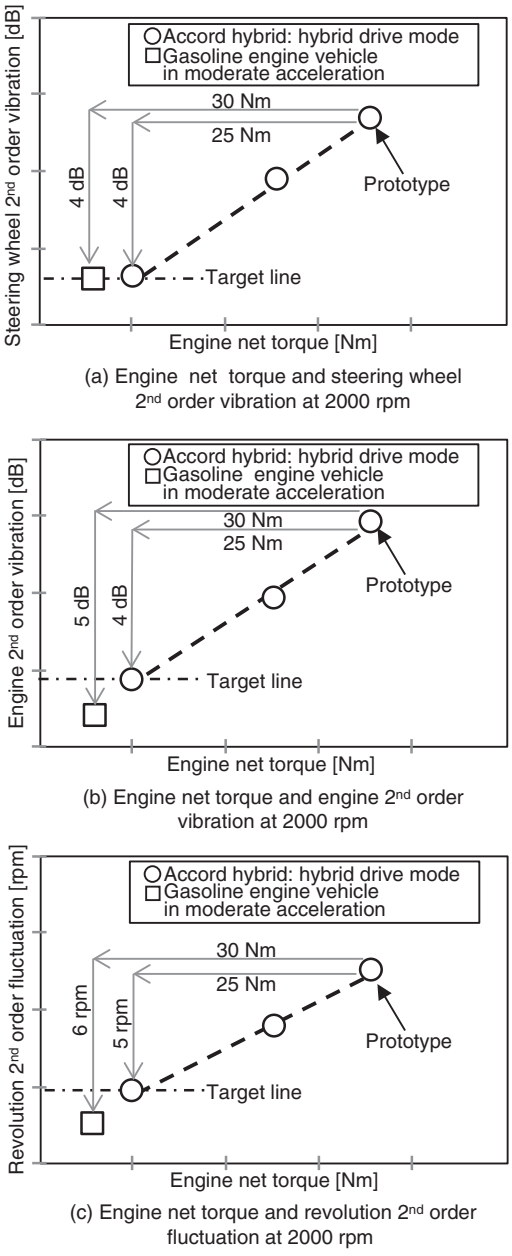


Fig. 5　Engine net torque and each 2nd order parameter at 2000 rpm

エンジン２次振動を４ dB，クランク軸２次回転変動を５ rpm 低減しなければいけないことがわかる．

４．クランク軸２次回転変動低減と BSFC 低減の二律背反関係

エンジン正味トルクを抑制させることでクランク軸２次回転変動を低減した場合，BSFC がどの程度変化するかを確認した．

Fig. 6 は，エンジン正味トルクと BSFC の関係を示すグラフである．Fig. 5 と逆傾向となり，エンジン正味トルクが低減すると BSFC は増加し，クランク軸２次回転変動と BSFC は二律背反関係にあることがわかる．これはエンジン正味トルクを低減させると，Fig. 4 の実線で示した BSFC 最小ラインから遠ざかるためである．クランク軸２次回転変動の目標値までエンジン正味トルクを低減した場合，BSFC は開発初期に対し６％増加するため，BSFC を改善する方法を検討することとした．

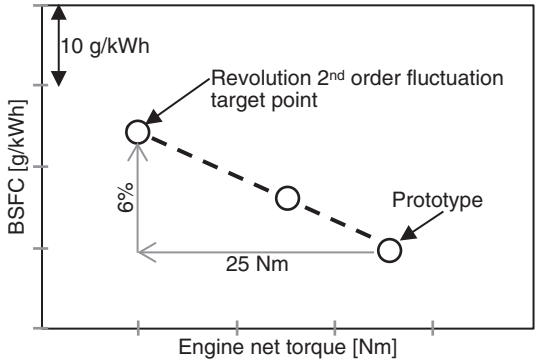


Fig. 6　Engine net torque and BSFC in hybrid drive mode at 2000 rpm

５．燃焼制御パラメータ最適化による BSFC 増加量軽減

NV と燃費において理想的な姿は，クランク軸２次回転変動目標を達成しつつ，エンジン正味トルク抑制量を減らして BSFC 増加量を軽減させる制御である．ジェネレータによる発電量も考慮すると，エンジン正味トルクは高い方が望ましい．

それを達成するため，各エンジン正味トルクにおいて Fig. 4 の BSFC 値になるようにセッティングされている基準の燃焼制御から，点火時期，バルブ開閉タイミング等の燃焼制御パラメータを変更してエンジン正味トルクを抑制することにより，クランク軸２次回転変動，エンジン正味トルク，BSFC の最適化を図る検討をおこなった．

5.1. 燃焼制御パラメータ変更によるクランク軸２次回転変動と BSFC の変化

スロットル開度（TH），点火時期（IG），EGR 量，インテークバルブ可変システムのバルブ開閉タイミング（VTC）に代表される燃焼制御パラメータのパラメトリックスタディテストにより，２次回転変動目標を達成しつつ BSFC が最小となる制御点を模索した．エンジン回転は 2000 rpm で一定とした．

テストした全データを比較した 3D コンター図を Fig. 7

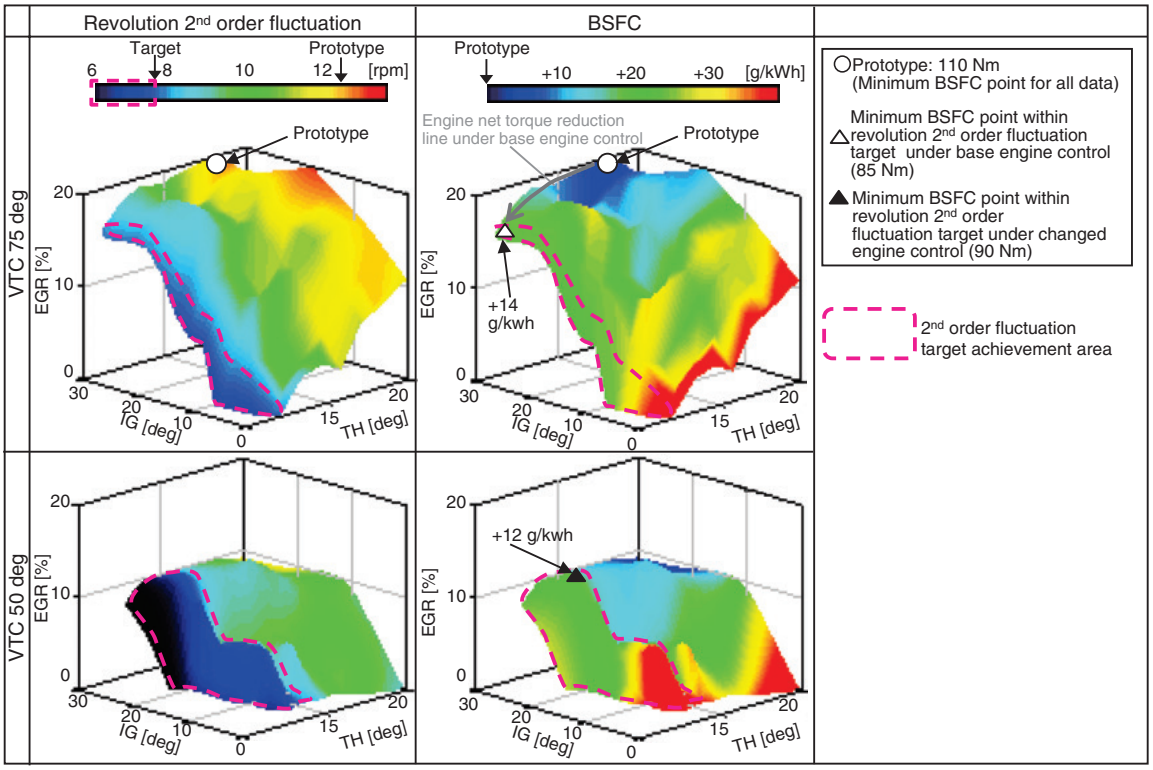


Fig. 7　Relationship of revolution 2nd order fluctuation and BSFC under various TH, IG, EGR, and VTC at 2000 rpm

に示す．図中上段の VTC75 deg および下段の VTC50 deg において，TH，IG，EGR 量を変化させた結果である．VTC 角度が大きいほど進角側を示す．左列がクランク軸２次回転変動を示すコンター図であり，色が赤いほど値が大きいことを示す．クランク軸２次回転変動の目標を達成する範囲を破線で囲んだ領域で示す．右列が BSFC を示すコンター図であり，色が赤いほど BSFC が大きいことを示す．

燃焼制御パラメータを変化させることにより，クランク軸２次回転変動と BSFC の値が大きく変化することがわかる．

5.2. クランク軸２次回転変動目標達成範囲における BSFC 最小点の抽出

Fig. 8 は，Fig. 7 のパラメトリックスタディテストの結果を，横軸にエンジン正味トルク，縦軸に BSFC で整理した図である．灰色で塗りつぶしたコンター図は，クランク軸２次回転変動の大きさを示しており，色が濃いほど値が大きい．8 rpm がクランク軸２次回転変動の目標値である．

図中の実線は，ベースセッティングの燃焼制御にて，エンジン正味トルクを開発初期の○印から低減させていった時の変化線であり，図の破線はクランク軸２次回転変動が 6，7，8，9，10 rpm となる制御条件で BSFC が最小となる✖印を繋げた線である．

この２線を比較すると，同じクランク軸２次回転変動でも，実線より破線の方がエンジン正味トルクが大きく，BSFC が小さいことがわかる．

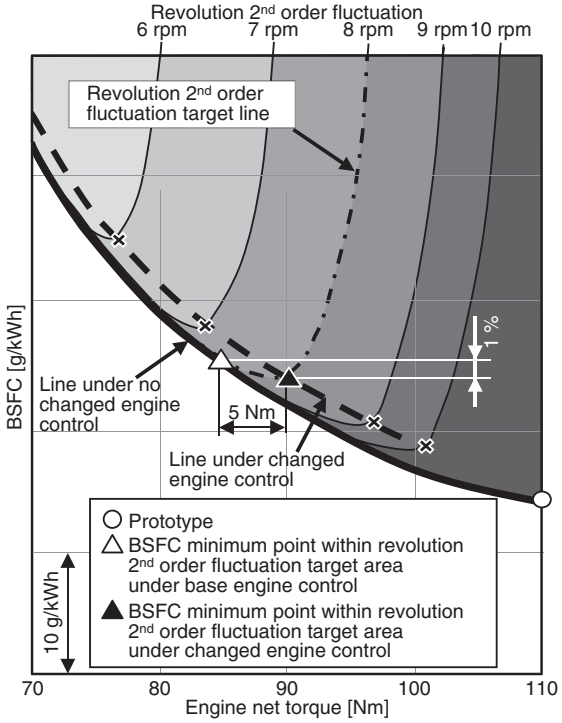


Fig. 8　Comparison of engine net torque, BSFC, and revolution 2nd order fluctuation under different engine combustion controls at 2000 rpm

Table 1　Comparison of engine control parameters for Control A and Control B

	TH [deg]	IG [deg]	EGR [%]	VTC [deg]	Revolution 2nd order fluctuation [rpm]	Engine net torque [Nm]	BSFC
Control A	15	15	20	75	11	100	Same
Control B	17	28	10	50	9.2		

また，実線上のクランク軸２次回転変動目標達成点を△印で示し，破線上での目標達成点を▲印で示す．この２点は Fig. 7 の 3D 図にプロットされた△印，▲印と同じ制御点である．▲印は△印に対し，クランク２次回転変動が同等であるが，エンジン正味トルクが 5 Nm 高く，これにより開発初期に対する BSFC 増加量も 1% 回復する，燃焼制御の最適点である．

以上のようにクランク軸２次回転変動目標を達成しつつ，エンジン正味トルク抑制量を減らして BSFC 増加量を軽減させる最適点を見出すことができた．

5.3. 燃焼制御パラメータ最適化時における燃焼指圧波形の特徴

Fig. 8 にて，燃焼制御パラメータ条件によって最適化を図ることが可能であることがわかったが，その時の筒内圧波形の特徴，および燃焼パラメータにより，最適化を図るために必要なパラメータ変化について考察した．

Table 1 はエンジン正味トルク，BSFC が同じで，クランク軸２次回転変動が異なる制御 A，制御 B の燃焼パラメータ比較表である．Fig. 9 は制御 A，制御 B についてクランク角ごとに，１気筒分の燃焼圧波形を上側，エンジン正味トルクの全気筒合計値を下側に示した図である．制御 A に対し，制御 B はクランク軸２次回転変動が小さいため，両者の比較では制御 B の方が有利であるといえる．

燃焼圧波形に着目すると，制御 B はクランク角 340 deg

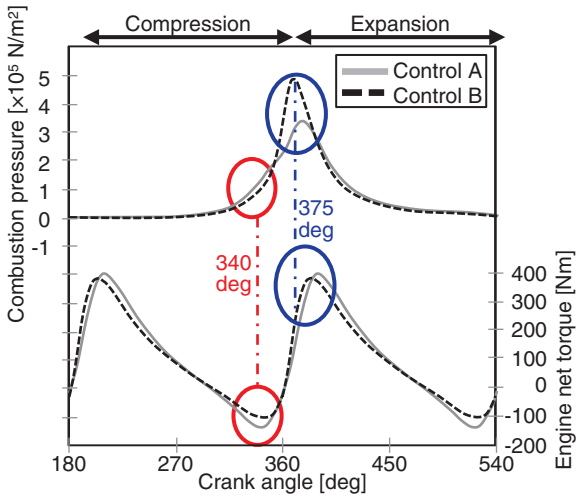


Fig. 9　Crank angle data of combustion pressure and engine net torque for Control A and B at 2000 rpm

近辺となる圧縮上死点手前の圧縮圧力が制御Aよりも小さい．逆に，クランク角375 deg近辺となる圧縮上死点後に発生している筒内圧ピークは制御Aのピークよりも高く，発生タイミングも制御Aより進角側である．これは制御Bの流入空気量が制御Aより少なく，IGが進角方向であることを示している．流入空気量の影響により，圧縮上死点手前のトルクの絶対値は制御Bの方が小さくなっている．

一方，圧縮上死点後のトルクは制御A，B共に同等である．これはIG進角により制御Bの筒内圧ピークは高いが，ピーク発生位置がクランク上死点付近に位置するため，筒内圧をクランク回転力へ変換する分力成分が小さくなるためである．

この制御A，Bの，エンジン正味トルク変動成分の各次数を比較したグラフをFig. 10に示す．本稿で課題としている2次成分は制御Bの方が小さい．

これより，圧縮上死点前の圧縮圧がトルク2次変動へ及ぼす影響が大きく，圧縮上死点直後の筒内圧については，ピーク発生位置がクランク角375 deg程度の進角側であれば，トルク2次変動への影響は少ないと考えられる．

以上の結果より，クランク軸2次回転変動低減の観点においては，THを小さくしシリンダ内流入空気量を減らしつつ，それによるエンジン正味トルク不足分はIGをノッキング直前まで進角させて対応するような燃焼制御が望ましい．

一方，エンジン正味トルクとBSFCの観点では流入空気量増加とポンピングロス低減をねらうためTHを大きくし，IGを進角させる燃焼制御が望ましいが，流入空気量が増えるため，クランク軸2次回転変動は増加する．よって，IG進角は両者に効果的だが，THは二律背反関係になる．

両者を両立させるには，VTCの遅角化，つまりアトキンソンサイクルにより，シリンダ内に流入した空気を圧縮工程にてインテーク内に戻す手法が有効であり，それとTH増大，IG進角を組み合わせることにより，最適化を図ることができる．

新型Accordハイブリッドにおいてステアリング2次振動低減を検討開始した当初は，クランク2次回転変動は圧縮上死点後の燃焼圧の影響が支配的であると考え，燃焼圧低減によるエンジン正味トルク抑制に主眼を置いていた．その際，圧縮上死点前の圧縮圧については未考慮であった．しかし，パラメトリックスタディテストの結果，圧縮上死点後の燃焼圧だけでなく圧縮上死点前の圧縮圧の影響も無視できないことが判明した．そこで，圧縮圧の低減も考慮に入れることで，より効率的な燃焼制御が実現できることがわかった．

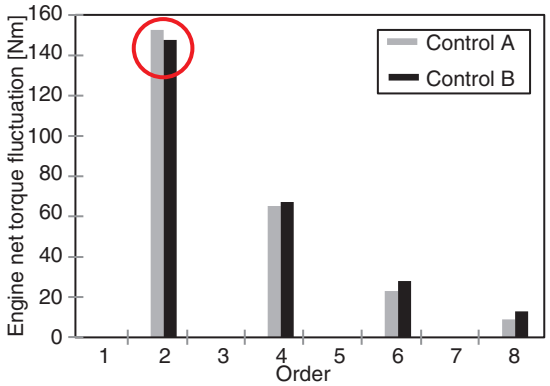


Fig. 10 Orders of engine net torque fluctuation for Control A and B at 2000 rpm

6．ステアリング振動低減実機検証結果

2000 rpm以外のエンジン回転数についても，燃焼制御パラメータ最適化検討を同様におこない，2次振動と燃費の成立見通しが得られたことから，量産モデルに適用した．

Fig. 11にステアリング2次振動の低減効果を示す．量産車ステアリング2次振動は開発初期に対し最大4 dB低減し，目標を達成することができた．

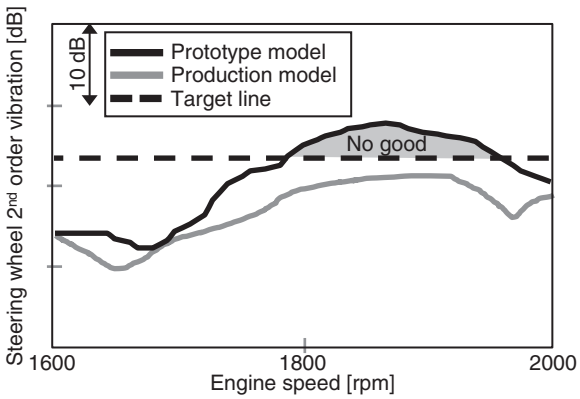


Fig. 11 Steering wheel 2nd order vibration

7．まとめ

以下に述べる，ステアリング2次振動の原因解析と低減手法の確立により，実車においてステアリング2次振動目標を達成することができた．

（1）新型Accordハイブリッドのハイブリッドドライブモードでは，各エンジン回転でBSFCが最小となる運転制御をおこなう．これによりエンジン正味トルクが従来ガソリンエンジン車の緩加速走行時に対して約30 Nm増加する影響で，エンジン2次振動が最大5 dB，クランク軸回転変動が6 rpm増加する．これが開発初期において，ステアリング2次振動が目標を超過した主原因である．

（2）ステアリング2次振動低減のため，クランク軸2次回転変動，エンジン正味トルク，BSFCを最適化する燃焼制御パラメータスタディをおこなった．その結果，アトキンソンサイクル化をねらった燃焼制御にてエンジン正味トルク抑制をおこなうことにより，クラン

ク軸２次回転変動の低減目標を達成しつつ，変更前の燃焼制御に対しＢＳＦＣ増加量を１％回復できる，最適点を見出すことができた．

参考文献

（1）松本真一，石倉誠：最新のハイブリッド乗用車，自動車技術，Vol.61, No.9, p.49-54(2007)

（2）米川明之，渡辺修，関谷明堂，石川直宏：Accord ハイブリッド用 2.0L エンジンの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.25, No.2, p.26-31

（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）落合志信，内堀憲治，原一広，鶴見隆史，鈴木実：ハイブリッドカー「インサイト」用モータアシストシステムの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.7-14

（5）http://www.honda.co.jp/ACCORD/webcatalog/performance/details01/

■著　者■



霍 田 龍 典

共振周波数コントロールのための フローティングシートの設計

Design of Floating Seat for Control of Seat Resonance Frequencies

矢部健剛* 稲垣徹* 近藤隆*
Kengo YABE Toru INAGAKI Takashi KONDO

要　旨

アイドリング時や走行時のシート振動の低減を目的とした，シートの共振周波数のコントロールが可能なシートの設計手法を考案した．本研究では，シートの車両への取付け部の構造をラバーブッシュを用いたフローティング構造に置換し，共振周波数をコントロールすることで振動低減を実現した．また，取付け部の構造を，全てでなく部分的にフローティング構造とすることで，シート全体の共振周波数をコントロールすることが可能であることを確認した．これは，シートの取付け部を全てフローティング構造に置換する設計に比べ，シートの種類に応じてフローティング構造を最適にレイアウトできるというメリットがある．シートの取付け部をフローティング構造にすることで課題となる強度耐久性能や衝突安全性能との両立は，各々の入力に対し最適なストッパ構造を設けることで達成した．このフローティング構造を実際の車両に適用し，従来対策に対して軽量なシート構造を具現化した．

ABSTRACT

A method of seat design that makes it possible to control resonance frequencies of the seat in order to reduce seat vibration when the vehicle is idling and when it is in motion has been proposed. The research discussed in this paper made it possible to reduce vibration by controlling the resonance frequencies by replacing the structures of the seat-mounting unit with floating structures using rubber bushings. It was also shown that partly replacing the mounting unit with floating structures makes it possible to control the resonance frequencies of the entire seat. Compared to a design that replaces the entire seat-mounting unit with floating structures, this design makes it possible to optimally position floating structures for each type of seat. The issue of balancing vibration reduction with strength and durability and crash safety performance due to fitting the floating structures to the seat-mounting unit was addressed using stopper structures optimized for each type of input. The use of the floating structures in an actual vehicle realized a lighter-weight seat configuration than the use of conventional vibration countermeasures.

1．まえがき

シートは，乗員が乗車したときから降車するときまで，常に体に触れている部品の一つであり，自動車の商品性に影響を与える重要な部品である．振動性能の観点からも，アイドリング時，および走行時にシートから乗員が感じる振動を，いかに低減するかということは自動車の開発の中で重要な課題となっている．この課題に対し，シートの取付け点からの入力振動を下げる対策[(1)]や，慣性質量を追加したりダイナミックダンパを適用したりすることでシート自体の振動応答を低減するという対策が適用されてきた．特に，ダイナミックダンパによる振動対策は広く適用されており，シート全体の質量の増加を伴ってきた．しかし，昨今の自動車業界では低燃費や CO_2 排出量低減に対する要望から，車両を構成する部品全てに対して軽量化が求められている．シートとしても，振動性能向上のための質量増加は抑制する必要がある．これらの背景から，シートの軽量化と振動性能の両立に取り組んだ．

シートの振動の低減のためには，入力振動の周波数からシートの共振周波数を離し，課題の周波数における振動応答を低減することが有効である．しかし，質量の増加を伴わずにシート共振周波数をコントロールするためには，シートの下部の剛性を下げる必要があり，強度耐久性能や衝突安全性能との両立が課題であった．本研究ではシート

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_20

取付け部の構造の一部にストッパ構造を持つラバーブッシュを設置することで，共振周波数コントロールと強度耐久性能や衝突安全性能を両立した．

2．開発のねらい

シート振動で課題となる事象はアイドリング時振動と走行時振動の二つである．アイドリング時振動は Fig. 1 に示すとおり，シートの前後方向および左右方向の共振周波数とエンジンからの入力振動の周波数が近いために発生する事象である．

また，走行時振動は Fig. 2 に示すとおり，サスペンションから車体にランダムな周波数の入力が印加された際に，車体のねじれモード周波数とシートの左右方向の共振周波数が近いために発生する事象である．シートの前後方向振動を励起するような車体モードが，シートの共振周波数と近い領域にあることが少ないため，シートの前後振動が課題となることは少ない．

これら事象に対しシートとしては，前後左右方向の共振周波数をそれぞれ事象発生の要因となる入力や車体モードの振動周波数から離して設計する必要がある．従来，シート振動対策では，シートに慣性質量を付加することで共振周波数を下げる手法が採られてきた[(2)]．また，慣性質量による共振周波数のコントロールが十分で無いことも多く，ダイナミックダンパも広く適用されてきた．いずれも，シートの質量増を伴う手法である．ここで，従来シートを用いて，質量を増加させずに必要な共振周波数を得るための，板厚最適化解析の結果を Fig. 3 に示す．このとき前後方向の共振周波数は 19 Hz を 15 Hz に，また，左右方向の共振周波数は 18 Hz を 16 Hz に変化させた．図よりわかるように，従来構造のまま必要な共振周波数を達成するためにはシートの下部の板厚を半分にする必要があり，

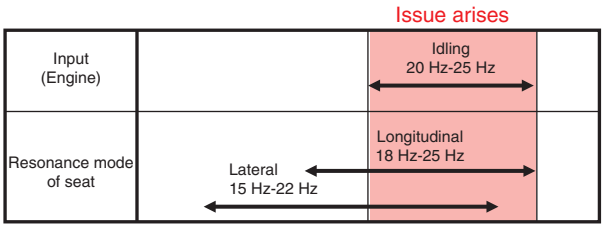


Fig. 1　Frequency of vibration when vehicle is idling

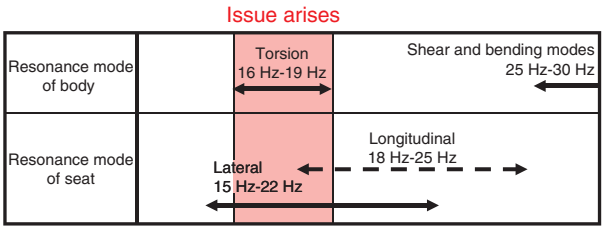


Fig. 2　Frequency of vibration when vehicle is in motion

シートとしての強度耐久性能や衝突安全性能との両立が課題となる．

そこで，下記の 3 点を達成するシート設計の手法実現を本研究のねらいとする．

（1）シート共振周波数をコントロールできること
（2）強度耐久性能や衝突安全性能と両立できること
（3）慣性質量付加やダイナミックダンパ適用のシートに対して軽量であること

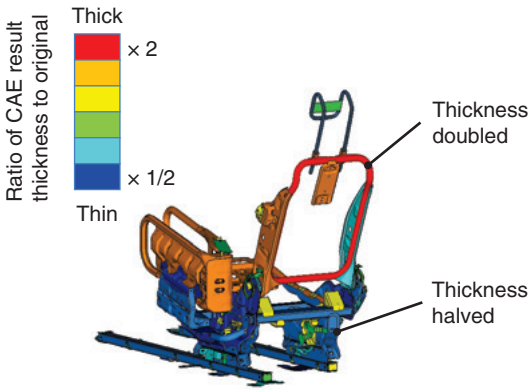


Fig. 3　CAE result for reducing resonance frequency of seat

3．フローティングシート設計手法

本研究ではシートの取付け構造部を，ストッパ構造を持つラバーブッシュで置換することで，ねらいのシート設計手法を実現した．以降このストッパ構造を持つラバーブッシュをフローティング構造と呼ぶ．また，このフローティング構造を適用したシートをフローティングシートと呼ぶ．

3.1. フローティング構造配置の考え方

シートに求められる共振周波数は，個々の車両の車体モード共振周波数およびアイドリング時の設定エンジン回転数によって異なる．また，シートの基本構造も個々の車両のシートによって異なっており，前後方向および左右方向の固有モードの共振周波数もそれぞれ変わってくる．したがって，シート前後方向の共振周波数が課題となる車両もあれば，左右方向の共振周波数が課題となる車両もある．これら，個々の車体およびシートに応じた最適な共振周波数のコントロール手法を実現するため，設置するフローティング構造の個数やその設置場所に関して以下のような検討をおこなった．Fig. 4 にあるようにシートの取付け点 4 点全てをフローティング構造にしたもの，後ろ側またはシート外側の 2 点をフローティング構造にしたもののシート共振周波数の変化を比較した．全 4 点にフローティング構造を適用したものが前後方向，左右方向共に最も大

きく共振周波数を下げることが可能であることがわかる．一方で，シートの後ろ側，またはシート外側という２点のみをフローティング構造にした仕様を比較すると，後ろ側のみフローティング構造のものは前後方向に，外側２点のみフローティング構造のものは左右方向に，より大きな共振周波数の低減効果があることがわかった．

このように，全点でなく部分的にフローティング構造を適用しても，共振周波数を下げることができるということがわかった．また前後方向，左右方向など共振周波数を下げたい方向に合わせて，フローティング構造を配置する場所や個数を変更し，必要な特性に対し最適な設計を実現できることがわかった．

3.2. 具体的構造

フローティング構造に求められる特性は，振動性能が必要とする小振幅領域においてねらいのシート共振周波数を達成できるバネ定数であること，強度耐久性能試験後もそのバネ定数を維持していること，衝突安全性能試験においてシートが抜けないこと，の３点である．具体的な構造は Fig. 5 のとおりである．図中 (a) はねらいのシート共振周波数を達成するためのラバーブッシュである．バネ定数をチューニングすることでシートの共振周波数をコントロールする．図中 (b) は強度耐久性能試験における入力においてラバーブッシュが破断しないためのストッパ構造である．これにより，強度耐久試験後もねらいのシート共振周波数を維持できる．図中 (c) は衝突時のような大入力により (a) と (b) のラバー部が破損した際にも，フローティング構造自体が破断することを防止するストッパである．これにより衝突安全性能試験での入力においても問題ないことを確認した．

またフローティング構造の具体的なレイアウトの例を，Fig. 6 に示す．フローティング構造は (a) のようにシートと車体の組付け部に配置することも，(b) のように取付け部構造の内部に配置するも可能である．他の機構と両立のため個々のシート構造に合わせた最適な配置を実現できる．

3.3. バネ定数の設定手法

シート振動性能の要求するシート共振周波数を達成するためのフローティング構造のバネ定数は，FEM を用いた CAE による周波数解析を実施し設定した．シートの共振周波数はシートの骨格および，シート取り付け部の剛性に左右される．したがって CAE でのモデル化に際しては，車体は剛体として，Fig. 7 にあるようにシート本体とシート取付け部の構造をモデル化した．車体との締結は実際のボルト締結部に拘束条件を与えた．また，ラバーブッシュの特性は６自由度のバネ定数を条件として与えて解析した．このラバーブッシュのバネ定数を変化させパラメータスタディを実施し，最適な共振周波数となる特性を求めた．

なお，人が乗車した状態での共振周波数予測に関してこれまでもさまざまな取り組みがなされている[3]が，本研究



	Conventional	Floating structure		
		All	Rear	Outer side
Longitudinal resonance mode	23 Hz	16 Hz (-7 Hz)	17 Hz (-6 Hz)	18 Hz (-5 Hz)
Lateral resonance mode	19 Hz	13 Hz (-6 Hz)	17 Hz (-2 Hz)	16 Hz (-3 Hz)

Fig. 4 Differences in resonance for different floating structure positions

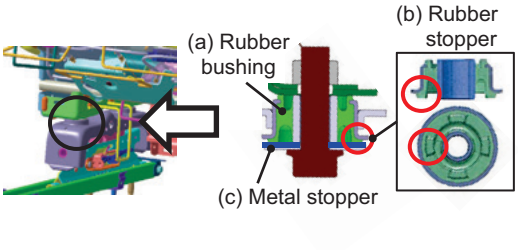


Fig. 5 Parts of floating structure

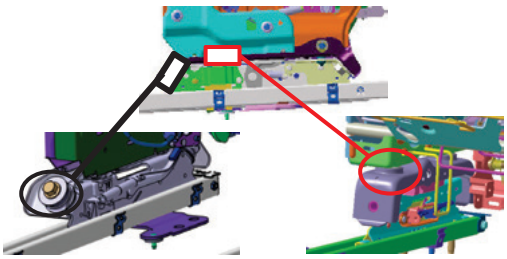


Fig. 6 Layout of floating structure

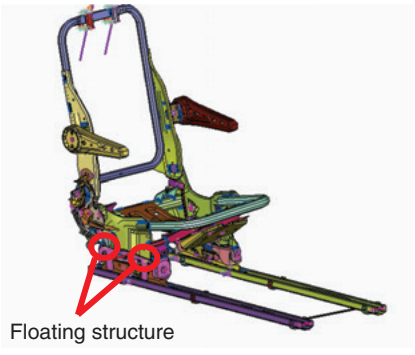


Fig. 7 Model for calculation of seat resonance frequencies

ではあらかじめ乗車状態と非乗車状態での共振周波数変化を見積もった上で，非乗車状態の条件で解析をおこなう手法を採った．

4．実車検証結果

4気筒エンジン搭載のSUV車両を用いた実車検証の結果を以下に示す．

4.1. 共振周波数目標設定

目標とする周波数であるが，従来対策と同等の5 dBの振動低減可能な周波数とする．一自由度の変位励振のモデルを用いて減衰比1.4として考えると，5 dBの振動低減を得るためには入力の周波数に対し共振周波数が0.91倍であればよい．本車両においてはアイドリング時のエンジン回転設定値は720 rpmであり，エンジンからの主な振動入力の周波数は24 Hzである．また，車体のねじれモード共振周波数は18 Hzである．したがって本車両開発にあたっては，人が乗車した状態でのシート共振周波数の目標として，左右方向を16 Hz以下，前後方向を21.5 Hz以下と定めシートの設計をおこなった．

4.2. 適用構造

従来構造のシートモデルを用いたCAEの共振周波数予測より，前後方向共振周波数は下げる必要はなく，左右方向共振周波数を4 Hz低減する必要があることがわかった．そこで，Fig. 8のとおり外側の足にフローティング構造を2点配置し左右方向の共振周波数を下げやすい構造とした．また，Table 1にあるとおり，従来の構造に対する質量増加分は約0.07 kgに抑えられている．

4.3. フローティング構造のバネ定数の設定

バネ定数はCAEでの周波数解析結果から設定した．シート振動が課題となる実際の使用環境は人が乗車している状態であり，人によるシート共振周波数への影響が無視できない．今回は非乗車状態に対する乗車状態の共振周波数変化量を類似形状シートの共振周波数変化量から見積もり，前後方向プラス4.0 Hz左右方向プラス0.5 Hzとした．以上により，CAEでの共振周波数目標は前後方向17.5 Hz，左右方向15.5 Hz以下となる．CAE解析を用いて，フローティング構造のバネ定数を変化させたときの共振周波数の変化をFig. 9に示す．グラフ横軸の数値は車両上下方向のバネ定数を示してあるが，その他自由度のバネ定数に関しても同様の割合で変化させた．その結果，前後方向モードに関してはバネ定数が高くても，目標に対し十分に共振周波数が低いことがわかった．そこで，左右方向モードの目標を達成するために，バネ定数を420 N/mmと設定した．このバネ定数と強度耐久性能および衝突安全性能から，実際のラバーブッシュおよびラバーストッパの形状を設計した．これらを実際の開発車両に適用し，強度耐久性能および衝突安全性能を確認し，従来構造と同等の性能を維持できていることを確認した．

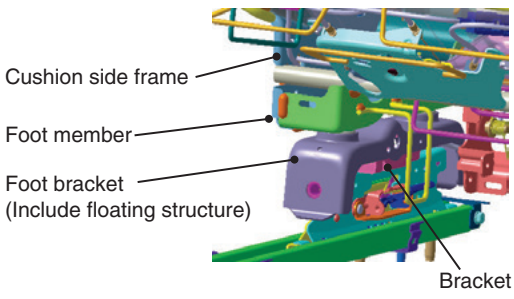


Fig. 8　Structure of floating seat

Table 1　Comparison of mass between conventional and floating seat

Part name	Conventional seat [kg]	Floating seat [kg]
Cushion side frame	0.70	0.80
Foot member	1.14	0.60
Foot bracket (Include floating structure)	0.62	1.02
Bracket	-	0.11
Total	2.46	2.53

4.4. フローティング構造による効果

実車検証の共振周波数の結果と振動性能の結果を以下に示す．まず，共振周波数の結果はFig. 10のとおり．なお，計測は全て人が乗車している状態で実施した．図中の破線はシート取付け部を剛体としたシートの共振周波数である．ここから，フローティング構造による共振周波数コントロールの効果を確認できる．前後方向モードの共振周波数はマイナス2 Hz，左右方向モードの共振周波数はマイナス3 Hzの効果が得られた．前後方向に対し左右方向の共振周波数を下げる効果が大きく，外側2点にフローティング構造を適用した効果も確認できた．また，乗車状態にて左右方向16 Hz以下，前後方向21.5 Hz以下という目標を

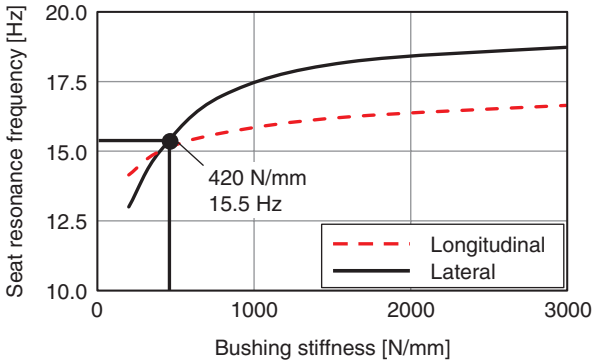


Fig. 9　Relationship between seat resonance frequencies and bushing stiffness

達成した.

次に, 振動性能についてであるが, 走行時シート左右方向振動の結果を Fig. 11 に示す. 車体ねじれモードの影響が大きく, シート左右方向の振動が課題となったが, 剛体支持のシートに対し 5 dB の振動低減を実現し, 目標達成を確認できた.

次にアイドリング時のシート前後方向振動の結果を Fig. 12 に示す. アイドリング時のシート振動に関しては, フローティング構造が無くてもエンジン入力の振動周波数からシートの共振周波数は離れていたが, フローティング構造を適用することで 3 dB のさらなる振動低減効果が確認できた.

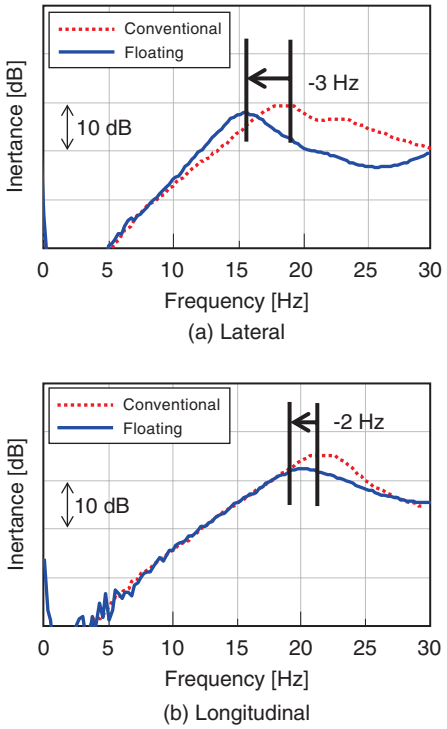


Fig. 10 Resonance frequencies of floating and rigid seat

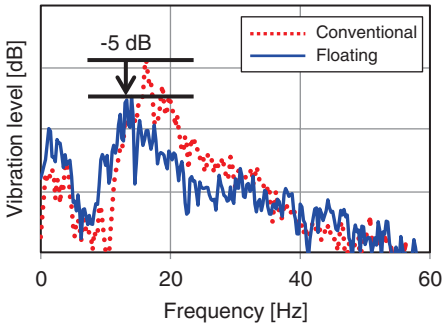


Fig. 11 Results for vibration when vehicle is in motion

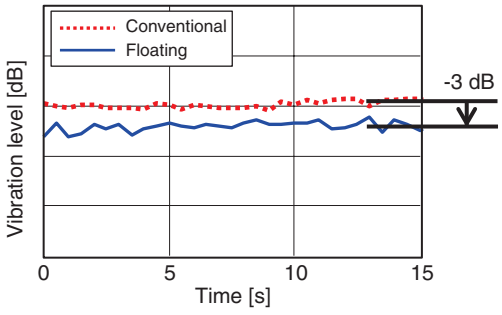


Fig. 12 Results for vibration when vehicle is idling

5. まとめ

本稿の三つのねらいに対し, 以下の結果が得られた.

(1) シート取付け部の一部にフローティング構造を適用することで, シート共振周波数のコントロールを可能にした.

(2) 衝突耐久性能および衝突安全性能との両立のために, フローティング構造内にストッパを設けることで, 従来と同等の性能を維持することができた.

(3) ダイナミックダンパを適用した従来の類似形状のシートに対し, 一脚あたり 0.88 kg の軽量化を実現した.

この手法を実際の車両搭載シートに適用し, 目標とする振動性能を達成した. このフローティングシートは今後開発される車両に適用していく.

参考文献

(1) 松岡英樹, 三笠哲雄, 根元浩臣 : アクティブエンジンマウントの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.84-03, p.5-8(2003)

(2) 玉木良典, 小西健司, 村田誠 : 人の感度を考慮したシートによる突起乗り越し時乗り心地向上技術検討, 自動車技術会学術講演会前刷集 No. 138-13, p.1-5 (2013)

(3) Kato, K., Kitazaki, S., Tobata, H.:Prediction of Seat Vibration with a Seated Human Subject Using a Substructure Synthesis Method, SAE Technical Paper, 2004-01-0371(2004)

■著 者■



矢部健剛



稲垣 徹



近藤 隆

CFD による気流音予測シミュレーション

Predictive Simulation of Flow-induced Noise using CFD

金 井 克 友* Katsutomo KANAI
勝 山 秀 樹** Hideki KATSUYAMA
伏 見 雄 一* Yuichi FUSHIMI
山 本 則 一* Norikazu YAMAMOTO

要 旨

Computational Fluid Dynamics による気流音の予測シミュレーション手法構築をおこなった．気流音をシミュレートするためには詳細な渦流れと空気の密度変化を計算する必要がある．そこで今回は，乱流モデルの一つである Large Eddy Simulation を用いた非定常圧縮性計算をおこない，気流音の発生有無を予測した．対象とする気流音は笛吹き音とも呼ばれるある周波数の音が大きくなる狭帯域騒音とした．気流音を予測シミュレートする対象は複雑形状である消音器を含む排気管とし，定常流試験装置による計測状況を模擬した条件にて予測精度を検証した．本手法により，狭帯域騒音の発生有無判定，音源位置の特定が可能となった．

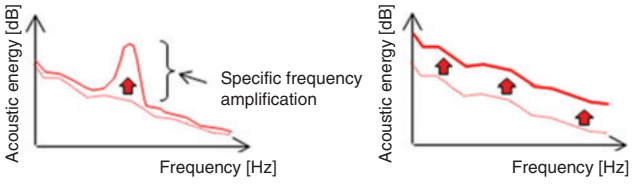
ABSTRACT

A method of predictive simulation of flow-induced noise using computational fluid dynamics has been developed. In order to simulate flow-induced noise, it is necessary to compute detailed vortex flows and density change of air. This paper introduces the existence of flow-induced noise predicted by unsteady compressible flow calculations using large vortex simulation, a type of turbulence model. The target flow-induced noise for prediction was narrow-band noise, also known as whistling noise, a type of noise in which sound increases at specific frequencies. With the exhaust pipe, including the complex shape of the silencer, as the subject of predictive simulation of flow-induced noise, predictive accuracy was verified by simulating the measurement conditions of steady-state flow. The developed method makes it possible to judge whether narrow-band noise will be generated or not, and to identify the position of the sound source.

1．はじめに

今日，四輪車の環境負荷低減，燃費向上に対する要望はさらなる高まりを見せている．その中でパワープラントではハイブリッド車の普及，車体では軽量化といった取り組みがおこなわれている．一方，商品性観点から快適性向上のために車室内の静粛性が求められる．四輪車メーカ各社では，騒音源となるエンジン音，ロードノイズ，気流音などの低減技術開発がおこなわれている．ハイブリッド車などは車室内の静粛性において気流音に起因する騒音が顕著になってきた．気流音とは，風流れが物体に当たり発生する音であり，四輪車の外装や空調機器，排気管などの空気流れが存在する至る箇所で発生する．

気流音は広帯域騒音と狭帯域騒音の２種類に分けることができる (Fig. 1)．広帯域騒音とは Fig. 1 (b) のように広範囲に渡る周波数域の音圧が上昇するもので，風切音と呼ばれる音がこれにあたる．狭帯域騒音は Fig. 1 (a) のようにある特定周波数の音圧のみが増幅する音である．狭帯域騒



(a) Narrow-band noise　(b) Broad-band noise

Fig. 1　Classification of flow noise

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

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_21

音は笛を吹いたようなピーという音がする．そのため，狭帯域騒音は乗員が認識しやすく，商品性の観点から課題となる．

開発の効率化および品質の向上の双方の面において，気流音予測シミュレーション手法の確立が望まれている．気流音は小さな段差や隙間，流路の曲がりなどの小さな形状変化に敏感なため，図面段階での予測が課題となっている．従来では，課題となる音の発生有無は試作品で計測するまで評価できなかった．計測にて修正が必要と判断されると，要因特定，形状改善をおこない，設計変更が必要となってしまう．広帯域騒音へのシミュレーション手法は市販の Computational Fluid Dynamics（CFD）ソフトウェアで定常計算から求める計算モデル[1]が用意されている．しかし，狭帯域騒音は時刻歴変化を考慮した計算負荷の高い流体計算が必要なため，適用には課題がある．

音は空気の疎密が周期的に変化し，波動となり，伝播していく．音をシミュレーションするには微小な圧力変動と発生原因となる微細な渦流れを含む流れ場を把握するのに十分な解像度を持つ流体計算が必要である．また，気流音は構造物の振動によって発生する音に比べ高周波成分が支配的であり，1000 Hz 以上の高周波数帯が対象となる．波長の短い高周波成分を計算するには計算空間と時間を細かく離散化する必要があるため，さらに計算負荷が高くなってしまう．しかし，近年のコンピュータ性能向上により詳細な渦流れが計算可能となってきた．気流音の計算手法として，直接法（Direct Numerical Simulation: DNS）や Large Eddy Simulation（LES）といった計算手法でのシミュレーション手法が報告されている[2),(3)]．気流音への取り組みでは，ドアミラー周辺への事例[4]などが報告されているが，報告数はまだ少ない．

本稿では，狭帯域騒音を対象とした気流音予測技術を構築した．シミュレーションと計測との結果を比較し，シミュレーションが計測の現象を再現した予測手法であることを示す．予測手法は四輪車開発への適用を目的とするため，開発適用可能な精度と計算負荷を持つ手法を構築した．

2．計算対象

2.1. 計算対象選定

狭帯域騒音シミュレーション構築の計算対象は消音器と排気管の一連部品（まとめて排気管と呼ぶ）の定常流試験とした．排気管の内部構造はパイプやセパレータの小さな穴が各部に配置された箇所，厚さの薄いパイプ，パイプの曲がり，分岐，部品の溶接など，複雑な形状をしている（Fig. 2）．そのため，音の発生要因を持つ箇所が多く存在するので音源特定が課題である．音の発生現象を再現するために，計測とシミュレーションは簡易形状でなく，実形状を用いた．

2.2. 狭帯域騒音

Fig. 3 に排気管の騒音計測方法を示す．Fig. 4 は計測結果を示す．エンジン回転数 5000 rpm から 6000 rpm，3800 Hz 付近で他周波数領域に比べ，音圧が大きくなっていることがわかる．これが狭帯域騒音である．

排気音は，気流による音，急激な温度差によって発生する音，構造物の振動による音など，さまざまな音がある．排気の気流音は，エンジンからの排気脈動がエンジン回転数によって変化し，これに伴い排気管内の流動が変化することが要因となっている．狭帯域騒音が発生している状況下では，排気管内部の特徴的な構造による周期的な体積変動が発生していると考えられる．ある流速条件下で周期的に発生する渦同士が干渉することで周期的な圧力変動が発生しており，形状ごとにエッジトーンやキャビティトーンなどの現象が起きることで音が発生する[5]．

2.3. 開発のねらい

狭帯域騒音の予測は，今まで計測しないと判定できな

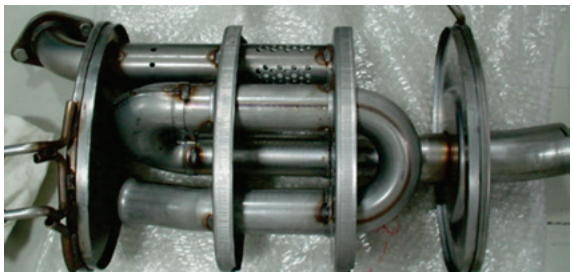


Fig. 2　Silencer internal structure

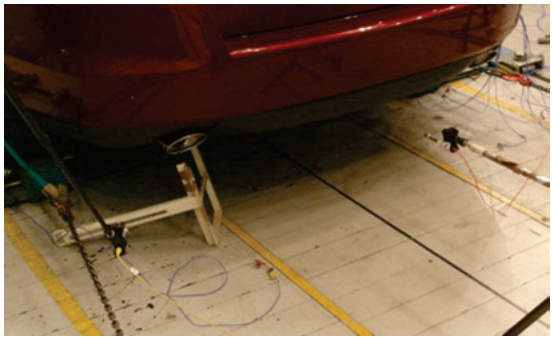


Fig. 3　Noise measurement landscape

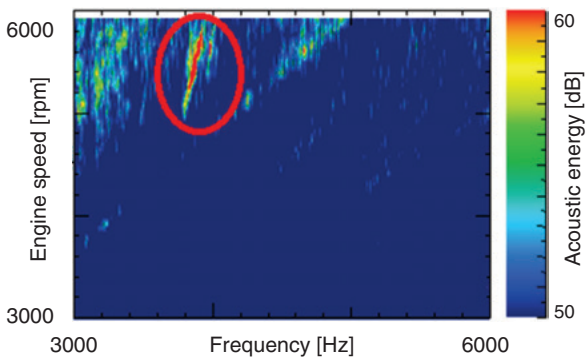


Fig. 4　Noise measurement result

かった項目を図面段階で検証可能とすることを目的としている．予測シミュレーション開発のねらいを下記三つとした．

（1）車両開発において不適レベルとなる狭帯域騒音の発生有無判定を可能とする．
（2）発生音のピーク周波数を± 200 Hz の予測精度で検出する．
（3）音源位置の特定を可能とする．

3．解析手法構築

狭帯域騒音の発生原因は，特定周波数域の音を増幅する機構が排気管に存在することである．この増幅メカニズムを計算するためには，流量や圧力損失および抗力係数を求める際に用いるような時間平均流れ場を解く従来手法ではなく，流れ場の非定常性および圧力伝播を高い空間解像度で把握する手法が必要となる．この手法を実施するためには膨大なメッシュ数による計算負荷が課題であったが，大規模な並列計算を用いて負荷を分散することで，現実的な時間での解の取得が可能となってきた．

3.1. 乱流モデル LES の適用

流れを計算するには一般的に乱流モデルと呼ばれる乱流を数値計算するためのモデルを用いる．乱流モデルに代表されるものに Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations (RANS) と LES の二つがある．LES と RANS の比較を Fig. 5 に示す．RANS は乱流運動全てをモデル化して計算し，主に定常の平均流れを解くのに適している．LES では比較的大きい渦を Navier-Stokes 方程式で直接計算し，細かい流れに関してはモデル化して計算する．LES は RANS に比べ，詳細な流れをシミュレーションすることができ，剥離渦などの非定常性の高い事象のシミュレーションに優れている．

3.2. 圧縮性の考慮

乱流渦の生成および散逸に伴う微小な圧力変化をシミュレートするため，空気の密度算出において理想気体の状態方程式を用いて圧力依存性を計算する．Fig. 6 は流路の曲がりや断面積の急拡大，急縮小があると起きるキャビティトーンという音発生現象をシミュレートした結果である．

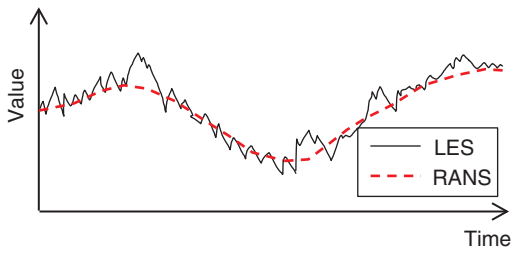


Fig. 5　Comparison of LES and RANS

キャビティ上流のエッジにて発生した渦が下流のエッジに衝突した際に音波を発生する．伝播した音波が上流のエッジにてさらに強い渦の発生を励起する．これが一定周期で繰り返されることでキャビティトーンが発生する．圧縮性を考慮した計算をおこなうことで，音波の伝播やキャビティ内の共鳴を表現できるため，特定の周波数域における音圧ピークの発生をシミュレーションできる．

3.3. 無反復時間前進法の適用

流れ場における周期性を計算で捉えるためには一定時間間隔の非定常計算を実施する必要があり，時間平均流れ場を求める解析に比べて計算コストが増大する．無反復時間前進法アルゴリズム (Non-Iterative Time Advancement: NITA[3]) を適用すれば時間刻みごとの外部反復は 1 回のみ実行されるため，従来の完全な反復時間前進アルゴリズム (Iterative Time Advancement: ITA) に比べて計算コストを削減することができる (Fig. 7)．Fig. 8 を見ると，反復法

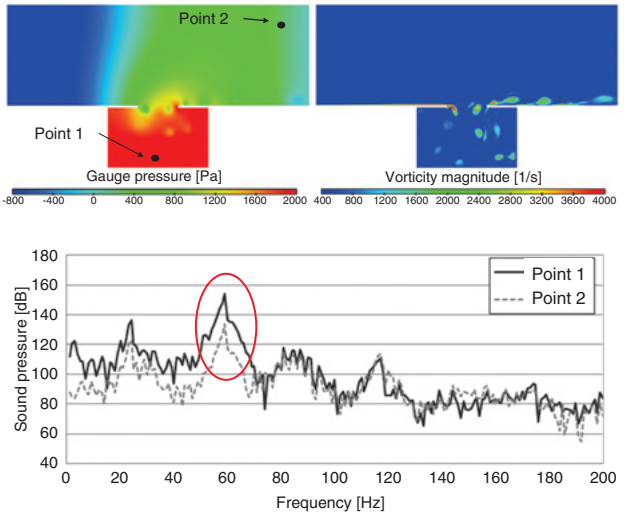


Fig. 6　Cavity tone calculation results

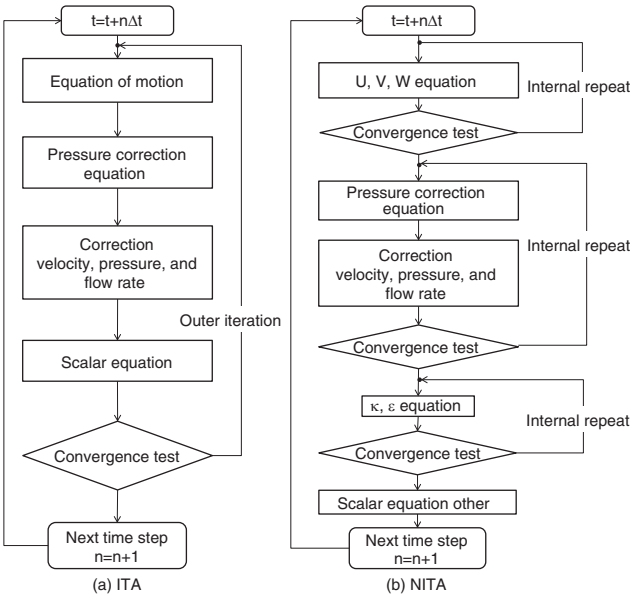


Fig. 7　Convergence process

とNITAでは全体の傾向は一致するが，NITAでは詳細な圧力変動が消えてしまっている．そのため，NITAは収束解が得られるまでの過程でのみ使用して，圧力変動に周期性が見られるようになれば従来の反復法に切り替える，といった使い分けが必要となる．

3.4. 条件設定

狭帯域騒音の原因となる流動を捉えるためには空間解像度だけでなく，高い時間解像度も必要となる．後述するように今回の解析対象は数kHz帯域であるため，0.1 msオーダの周期性を持つ流動が発生していることが考えられる．この流動を計算するためには，その周期を数十分割する0.001 msオーダのタイムステップ長さが必要となる．また数値流体解析においては計算安定性を得るためにクーラン数が1から10^1オーダとなるようにメッシュサイズを設定する．以上の手順からタイムステップ長さおよびメッシュサイズを決定した．流入境界条件は，フローテスタ計測時の流量割合を設定する．流出境界条件は大気開放とする．流体の温度は常温とする．

本計算では計算時間を短縮するため，初期流動場として定常流解析解を設定する．非定常計算を開始して解析領域内に設置した圧力のモニタリングポイントを観測し，シミュレーション結果が安定し，圧力変動に周期性が見られるようになったタイミングで評価用のデータをサンプリングする．

3.5. 解析形状

使用する排気管の全体形状をFig. 9に示す．排気管内に設置してあるチャンバ内の吸音材は排気管後流部に与える影響が少ないことを流動可視化計測により確認できたため，分岐部上流にあるチャンバ形状を流体解析領域から除外した．消音器内部形状をFig. 10に示す．消音器内部にはパイプ部とセパレート部に小さい穴が多数存在している．穴部付近で発生する渦が音発生への影響が高いことが事前のテスト結果から予想されるため，本計算では穴もすべてメッシュでモデル化した．

今回は音の伝播を考慮しないことで，計算空間を排気管の形状内のみとした．音のシミュレーションは従来音源の生成と観測位置までの伝播の二つの計算対象がある．音源の生成は上記したLESを用いた圧縮性非定常計算から算出可能である．伝播は流体計算もしくは音響計算で算出する方法がある．本来は伝播を考慮しないと，音の減衰等が影響されないので音圧の絶対値比較ができなくなってしまう．しかし，狭帯域騒音の発生有無は周囲の音と突出するピークの差から判定可能であると判断した．また，伝播を流体計算で算出するためには，反射等の影響も考え，数メートルの膨大な計算空間が必要となる．伝播を解くために，音波の波長を15から20分割するメッシュが必要となる．仮にシミュレーションの対象最大周波数を5000 Hzとした場合，波長は68 mmとなり，最低限必要なメッシュサイズは約4.5 mm以下である．数メートルの空間を4.5 mm以下で離散化していくとメッシュ数が膨大になり，計算負荷も高くなってしまう．このことから，伝播は考慮せずに狭帯域騒音を判定することで計算負荷軽減を図った．

3.6. 計算空間

LESの計算する流れ場はメッシュ解像度に依存する．狭帯域騒音の発生有無を予測するためには，それを誘起する乱流渦の挙動を捉えることができる程度のメッシュサイズが必要となる．Fig. 11は一様流が円柱を通り過ぎた後にカルマン渦列を生成する様子をLESで計算した結果である．円柱の直径および流速に対して十分な空間解像度にて解析をおこなっているため，交互に並んだ渦列の生成を計算できており，圧力の低い領域が周期的に発生している状況が確認できる．必要な空間解像度は流れ場の流速や特徴的な長さ（図中の場合には円柱の直径）に依存するため，解析対象ごとに適切な空間解像度を選ぶ必要がある．

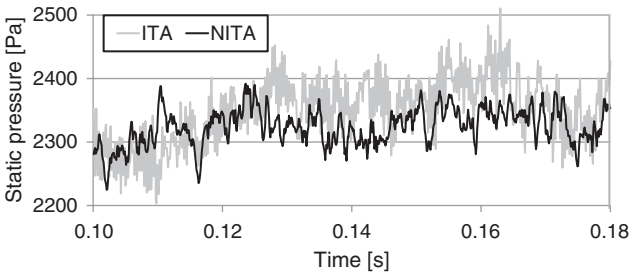


Fig. 8　Pressure fluctuation comparison

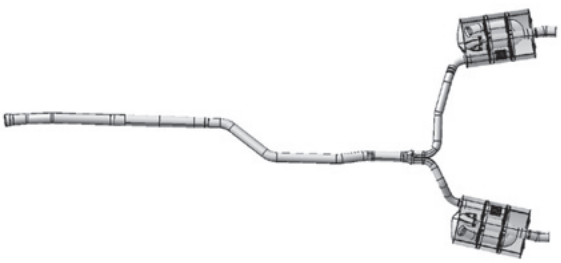


Fig. 9　Entire exhaust pipe

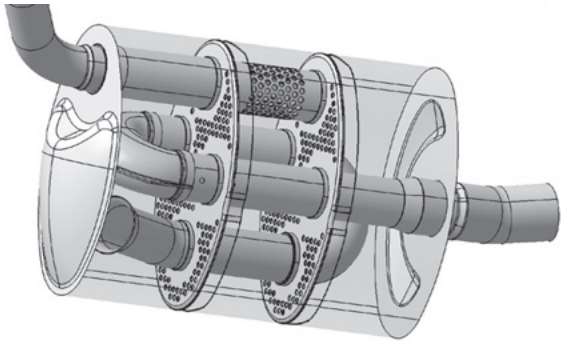


Fig. 10　Inner view of silencer

3.7. 直交格子カットセル法の適用

排気管内の流動を精度よく計算するためにはパイプやセパレータに開けられた穴やパイプ厚さをメッシュ形状にて表現する必要がある．このような形状に対して，カットセル法はメッシュ生成やメッシュサイズ制御の容易さだけでなく，境界面における形状再現性の点においても優位性がある (Fig. 12)．

局所的なメッシュサイズ制御は流動の複雑な領域のみメッシュサイズを細かくすることを可能とするため，メッシュ数の削減による計算時間短縮が可能となる．また，同じサイズの四面体メッシュに比べて，直交格子により生成される六面体メッシュは，より高次の空間差分を適用することができるため，数値拡散を抑えることができ，局所的な圧力変動を精度よく計算するには有効である．

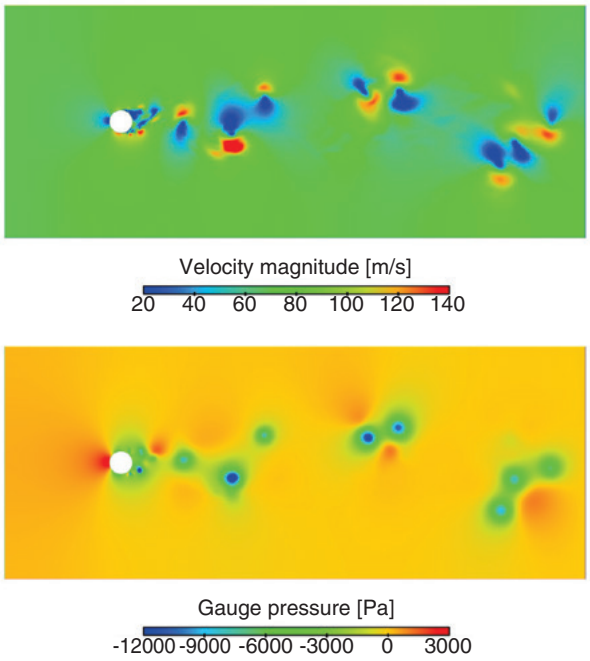


Fig. 11　Cylinder flow calculation results

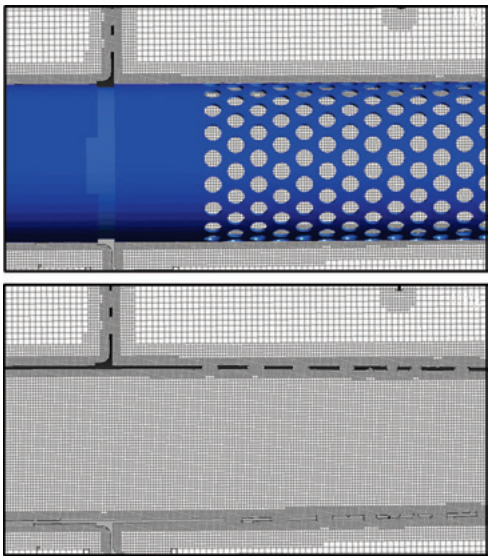


Fig. 12　Cut-cell mesh

4．検証

4.1. 評価方法

4.1.1. 計測との比較

狭帯域騒音が発生する流入条件下にて，排気管吐出口周辺での音圧計測データと，排気管内部の圧力計測データを比較した．Fig. 13 と Fig. 14 に各々の計測データの周波数分析結果を示す．両者は個別に計測を実施したため，値は異なるものの，両者ともに 2800 Hz 付近にピークを持つ．このことから，吐出口付近における音圧と排気管内の圧力変動は強い相関性がある．これを前提に，本シミュレーションでは排気管内部に観測点を設置し，圧力変動を判断指標とした狭帯域騒音の発生有無を予測する方針とした．観測点を排気管内部としたことで，シミュレーションでは計算空間を排気管内部のみに限定できる．このことで，計算負荷の軽減を図る．

4.1.2. 音の評価

シミュレーションの観測点を Fig. 15 に示す．流体計算からは各点の音情報の出力はできないため，静圧の時刻データを用いた．静圧値の時刻歴データを高速フーリエ変換 (Fast Fourier Transform: FFT) にて，周波数成分に変

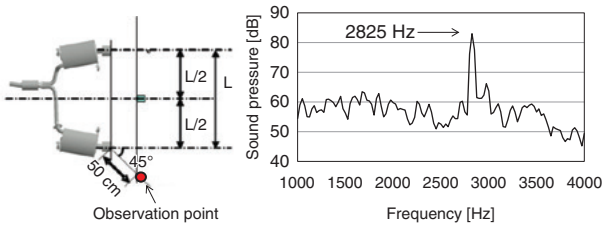


Fig. 13　Sound pressure measurement

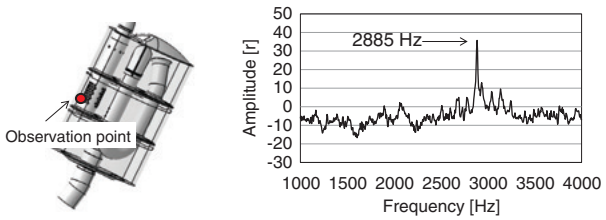


Fig. 14　Pressure measurement

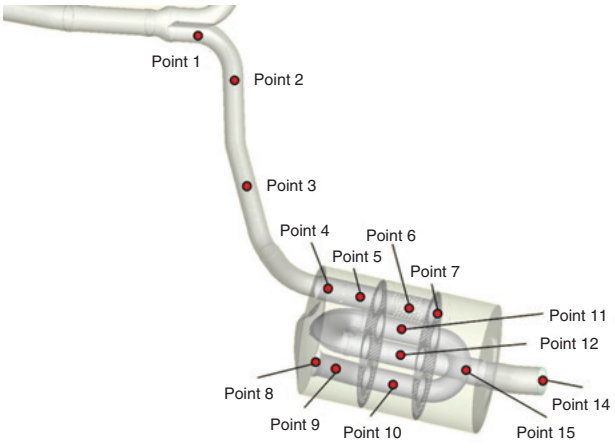


Fig. 15　Simulation observation points

換し音の評価をおこなう．データサンプリング期間を 0.15 s とし，データは 1×10^{-4} s 間隔で出力した．0.15 s のデータを 0.04 s 毎に分割し，オーバラップ 50% で FFT をおこなった．周波数分解能は 25 Hz である．

4.1.3. 狭帯域騒音発生有無判定方法

開発において不適と判断される狭帯域騒音の発生有無は，ピーク周波数の突出度合にて判定する．対象音以外でその場に存在する音である暗騒音のレベルを各観測点における周波数分析結果から仮定し，ピーク値との差分を算出する．この差分値を計測により定めた値と大小比較することで，発生有無を判断する．

4.2. 実施条件

シミュレーション実施条件となる計測概要を Table 1 に示す．Table 1 は計測時の形状，背圧条件，計測時に発生した狭帯域騒音の周波数を示している．比較対象は，背圧違いと形状違いである．背圧違いでは Fig. 16 に示す形状 A に対し，4000 Pa，5500 Pa での比較をおこなった．計測では背圧条件によって，発生する狭帯域騒音のピーク周波数が推移することを確認した．形状違いでは，Fig. 16 に示すようにパイプの穴集合部を埋めた形状 B と形状 A の比較をおこなった．形状 B では狭帯域騒音の発生が無くなり，周波数ピークも見られない．上記 2 条件に対しシミュレーションと結果比較し，精度検証をおこなった．

4.3. 解析結果

シミュレーションと計測の比較結果を述べる．シミュレーションの計算値は排気管内の各点から計算結果の圧力が出力される．今回は Fig. 15 図中のポイント 7 の値で検

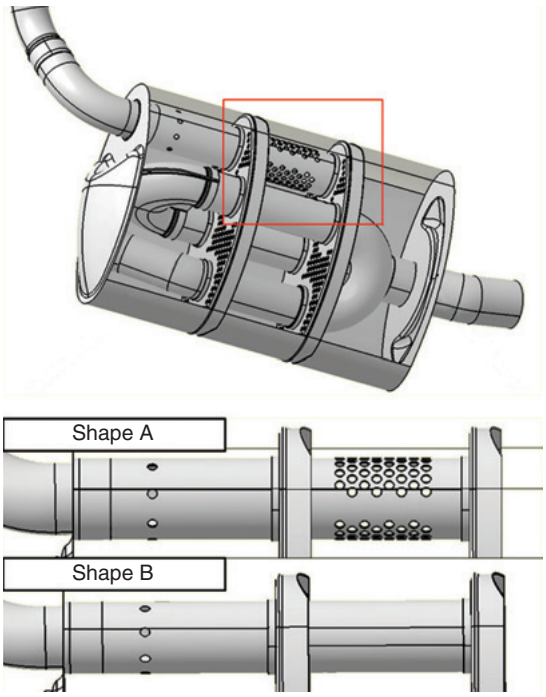


Fig. 16 Shape difference specification

Table 1 Implementation condition

Shape	Pressure [Pa]	Measuring peak frequency [Hz]
A	4000	2600
A	5500	2825
B	5500	No Peak

証していく．

4.3.1. 背圧条件別結果

シミュレーションと計測の比較結果を Fig. 17 に示す．観測点が計測，シミュレーションで異なることから音圧の絶対値は一致しないが，ピーク発生の傾向が一致していることがわかる．シミュレーションと計測で近似周波数に明確なピークを示している．背圧条件を 4000 Pa から 5500 Pa に変更した際の周波数の推移，音圧の上昇もシミュレーションで再現できている．また，狭帯域騒音の発生有無判定は背圧条件 4000 Pa，5500 Pa ともに判定値を超えたことから発生ありとした．上記より，狭帯域騒音の発生をシミュレーションで予測できた．

4.3.2. 形状別結果

Fig. 18 に背圧条件が 5500 Pa で消音器内のパイプ部穴集合を埋めた形状 B での計測結果とシミュレーション結果の比較を示す．計測およびシミュレーションともに，全体周波数から見ても，突出したピークが存在していない．また，Fig. 17 の形状 A で 5500 Pa 時の発生ピークと比較して，形状 B ではピークが大幅に低下している．狭帯域騒音発生有無判定においても，2800 Hz 付近のピークは暗騒

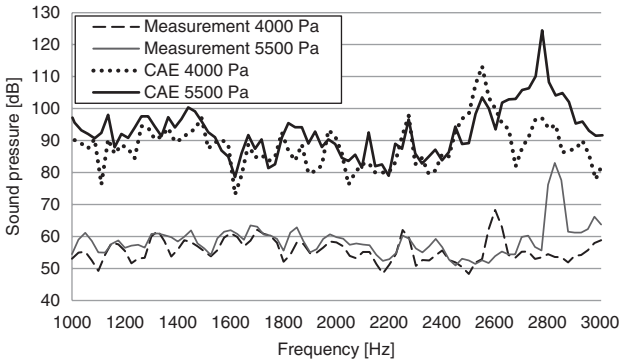


Fig. 17 Comparison results of pressure conditions

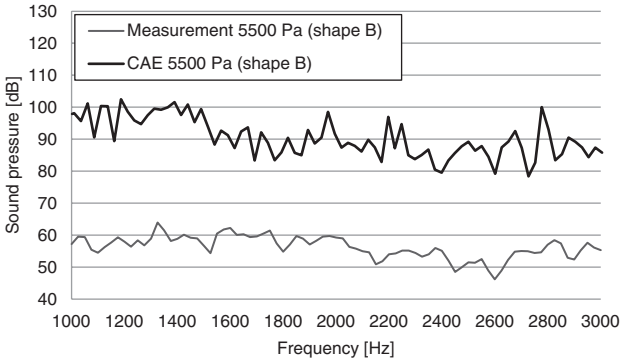


Fig. 18 Results with different shapes

Table 2　Peak frequency comparison

Pressure [Pa]	Measurement [Hz]	CFD [Hz]	Difference [Hz]
4000	2600	2550	50
5500	2825	2775	50

音との差分が小さく，発生なしと判定した．このように，形状違いでの狭帯域騒音の発生しないこともCAEと計測で一致した．上記より，狭帯域騒音の発生しないことをシミュレーションで予測できた．

4.3.3. 精度検証

本研究ではCAEの精度目標として，目標値は計測評価時に1/3オクターブバンドで評価していることから，計測とCAEで発生する周波数のズレをこの幅に収まる± 200 Hz以内とする．

形状Aの計測とCAEでの発生周波数のズレをTable 2に示す．背圧条件それぞれでのズレが4000 Paの時は50 Hz，5500 Paの時も50 Hzとなっている．両条件結果は目標値を満たしており，予測手法として十分な精度を達成している．

4.4. 音源特定

狭帯域騒音予測が可能になると，その計算結果から音源の特定も可能になる．音源特定は各観測点のパワースペクトル密度値(PSD)比較でおこなった．

Fig. 19に各観測点での2775 HzのPSD値をプロットした．このグラフは各観測点での2775 Hzの音の強度を示しており，PSD最大値であるポイント7が音源であると推定できる．Fig. 20に消音器断面での時刻歴の異なる静圧のコンター図を示す．図中(a)と(b)は計算経過時間の異なる結果で，丸枠内が音源と推定される箇所である．他の領域と比べ，丸枠内の静圧値の時刻歴変化が大きいことがわかる．図中(a)，(b)の現象は周期性を持って繰り返す．一箇所での静圧値が周期的に変動することで，音になっていることがコンター図からも予想できる．

音源探査計測をおこなった結果，同様の箇所が音源であることを確認した．形状A，Bの違いも同箇所であるため，

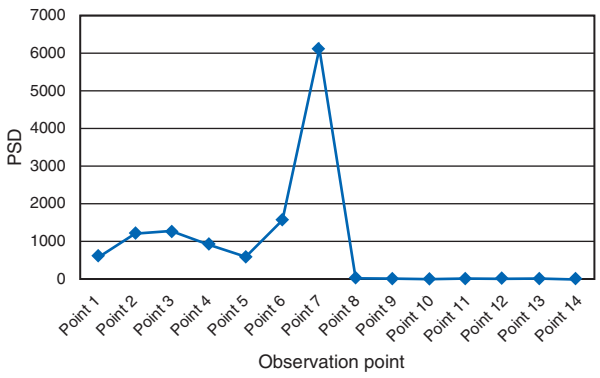


Fig. 19　2775 Hz-PSD

音源への形状修正が狭帯域騒音有無へ影響したことがわかる．これらにより，CAE結果により音源が特定できることを確認した．

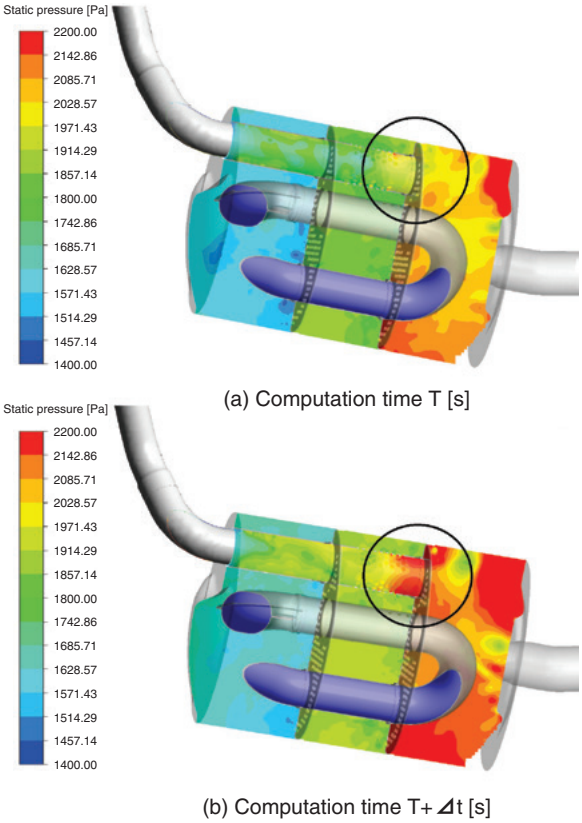


Fig. 20　Static pressure of silencer section

5．まとめ

CFDによる狭帯域騒音予測シミュレーションを構築した．本手法の予測対象は狭帯域騒音であるため，解析領域内の流体圧力変動に着目し，シミュレーション開発のねらいである下記三項目を達成した．

(1) LESを用いた流体計算によって，圧力変動から狭帯域騒音をシミュレーションした．判定値を設定し，問題となる狭帯域騒音の有無を予測可能とした．

(2) 発生ピーク周波数の予測精度は本対象では50 Hzのズレであった．精度目標の± 200 Hz以内の精度を確認した．

(3) 流体計算結果から各観測点のピーク周波数の強度を比較することで，音源位置を特定できることを確認した．

本手法により3次元形状データを用いて，試作品を作る前に狭帯域騒音の発生有無判定，音源位置特定が可能となり早期段階での検証，形状改善をおこなえるようになった．今後，発生する音圧を定量評価するためには流体圧力変動から音圧変動を分離し，かつ音源から排気管外の受音位置

に至るまでの伝播経路を考慮したシミュレーションをおこなう必要がある.

参考文献

(1) Perot, B. J.: An Analysis of the Fractional-Step Method, Journal of Computational Physics, Vol. 108, p.51-58(1993)

(2) 高橋公也, 宮本真孝, 伊藤泰典, 岩崎拓也, 高見利也, 小林泰三, 西田晃, 青柳睦:３次元エアリード楽器の流体音源と発振特性, 数理解析研究所講究録, 第 1776 巻, p.100–114(2012)

(3) 横山博史, 加藤千幸:乱流境界層内のキャビティ音発生におけるフィードバック機構, 日本機械学会論文集 B編, 75 巻, 760 号, p.2369–2378(2009)

(4) 飯田明由:自動車の空力音について, 日本風工学会誌, 第 36 巻, 第３号, p.250-257(2011)

(5) 望月修, 丸田芳幸: 流れの音はどこからくるのか (音源), 流体音工学入門, 朝倉書店, p.74–97(1996)

■著　者■



金 井 克 友



勝 山 秀 樹



伏 見 雄 一



山 本 則 一

知能ロボットソフトウェア用 コンポーネント指向ミドルウェアの開発

Development of Component Based Middleware for Intelligent Robot Software

関谷 眞* Makoto SEKIYA
根木教男* Norio NEKI
宮下善太* Zenta MIYASHITA
大野信之* Nobuyuki ONO

要 旨

ロボットの知能化が進むにつれ，機能を実現するためのソフトウェアシステムは複雑かつ大規模化しており，コンポーネント指向ミドルウェアを用いて，機能単位（コンポーネント）を適切なインターフェースで分割し，それらを結合して全体を設計する手法が有効である．

知能ロボットのソフトウェアシステムには，階層型コンポーネント，状態遷移型コンポーネントが必要となり，ミドルウェア開発にあたっては，これらのコンポーネントが特定のタイミングに同期できることと，一定時間内に一定の順序で処理を終えるために，通信を含む処理時間が最小かつ予測可能なハードリアルタイム性を保証することが課題となる．

本稿では，上記課題の解決をねらいとして独自に開発した，コンポーネント指向ミドルウェア Honda Robotic Technology Middleware について紹介する．

なお，ミドルウェアの仕様は外部機関での利用も考慮し，国際標準化団体 Object Management Group で策定された Robotic Technology Component 準拠としたが，独自拡張仕様については，Object Management Group における標準化作業を推進中である．

ABSTRACT

As robots become more intelligent, the software systems for realizing functions are becoming larger and more complex. This makes the use of component based middleware an effective means of design by dividing the overall system into function units (components) and then joining these components with the appropriate interfaces.

Intelligent robot software systems require composite components and finite-state machine components. The issues when developing middleware are the ability to synchronize these components to specific timings, and guaranteeing hard real time performance of minimum and predictable processing times including communication so that processing can finish in a certain sequence within a certain time.

This paper introduces Honda Robotic Technology Middleware, which is original component based middleware developed to address the above issues.

In consideration of use by outside organizations, the middleware specifications comply with the Robotic Technology Component specification formulated by the Object Management Group, which is an international standards organization. In addition, work is underway within the Object Management Group to standardize the original expanded specification.

1．はじめに

二足歩行制御から始まり[(1)]，作業機能やインタラクション機能を進化させてきた[(2),(3)] ASIMO のソフトウェアシステム（以下システム）は，近年その複雑さと規模が急速に拡大しており，コンポーネント指向ミドルウェアを用いて，システム全体を適切なインターフェースで分割した機能単位（以下コンポーネント）を結合して設計することが有効である．なぜなら，システムをより小規模かつ簡潔な機能単位で理解し，検証することが可能となるからである．

ASIMO のような知能ロボットシステムに適用可能なコンポーネント指向ミドルウェアの開発にあたっては，既存の

＊基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_22

システムをコンポーネント化するために，階層型コンポーネントと状態遷移（FSM）型コンポーネントの設計および実行機能が必要となる．また，これらのコンポーネントが特定のタイミングに同期できることと，一定時間内に一定の順序で処理を終えるために，通信を含む処理時間が最小かつ予測可能なハードリアルタイム性を保証することが課題となる．

本稿では，上記課題の解決をねらいとして開発した，コンポーネント指向ミドルウェア Honda Robotic Technology Middleware（HRTM）について紹介する．

2．コンポーネント指向ミドルウェア

コンポーネント指向ミドルウェア（以下ミドルウェア）とは，コンポーネント指向開発を実現するための開発環境であり，Fig. 1 に示す設計ツール，コンポーネント仕様，およびフレームワークの三つの要素からなる階層構造で構成される．

設計ツールは，視覚的な手法によって，コンポーネント定義や接続関係の設計をし，コンポーネントのソースコードを生成することを目的としたツールである．デバッグ支援機能などを持つ場合もある．

コンポーネント仕様は，ミドルウェア上の共通機能単位となるコンポーネントを操作するための共通インターフェースを定義するものであり，一般的にはデータ送受信用のポートや，パラメータの取得および変更のためのインターフェースなどが定義される．

フレームワークは，コンポーネント仕様に基づいて実装された，コンポーネントの起動や通信など，共通インターフェースの実際の処理を行う特別なプログラムである．

Software In the Loop Simulation（SILS），Hardware In the Loop Simulation（HILS）およびターゲット環境におけるコンポーネントの再利用を実現するためには，フレームワークが各々の環境でコンポーネントが必要とする機能を提供しなければならない．

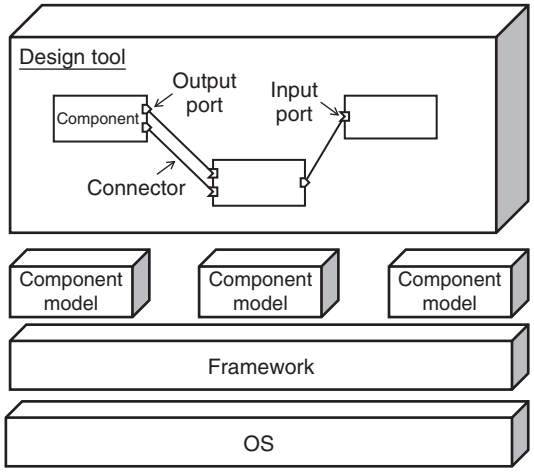


Fig. 1　Architecture of a component based middleware

3．知能ロボット用ミドルウェアの要件

知能ロボットシステムに対するミドルウェアの役割は下記の通りである．

1．知能ロボットシステムをコンポーネント化する
2．SILS，HILS，ターゲット環境間でコンポーネントの再利用を実現する

ここでは，上記の役割から導き出した，ミドルウェアの構成要素に対する具体的な要件について説明する．なお，本開発における特徴的な要件については，階層型コンポーネント，状態遷移型コンポーネント，複数通信プロトコル対応である．

3.1. 設計ツール要件

3.1.1. 標準的なモデル言語でシステムを設計できること

システム設計に独自のモデル言語を使用すると，ツールの使用方法の習熟や設計内容の理解が難しくなるうえ，既存の設計ツールを再利用することもできない．また，外部機関での使用を想定し，設計ツールには広く知られている標準的なモデル言語を採用する．

3.2. コンポーネントに関するミドルウェア要件

3.2.1. コンポーネントを階層的に設計できること

大規模かつ複雑化した知能ロボットシステムは，一つの機能が複数のサブ機能で階層的に実現されているため，これをコンポーネント化するためには，コンポーネントをサブコンポーネントによって階層的に設計できる必要がある．

3.2.2. 状態遷移型コンポーネントを設計できること

知能ロボットシステムの作業機能やインタラクション機能の実装には，複雑な状態遷移が使用されており，そのメンテナンス性の向上が課題となっているため，状態遷移型コンポーネントは内部の状態遷移をモデルとして設計できるようにする．

3.2.3. 標準的なコンポーネント仕様に準拠すること

外部機関で開発された多くのコンポーネントを再利用してシステムを構築することが容易になるため，広く採用されている標準的なコンポーネント仕様を採用する．

3.3. フレームワーク要件

3.3.1. コンポーネントを様々な OS 上で実行できること

知能ロボットのハードウェアシステムは，役割の異なる複数のセンサから構成されている．これらのセンサは，提供されるドライバの制約等によって，様々な OS 上で動作しており，センサからのデータを高速に処理するためのプログラム群は，センサと同じ OS 上で実行されている．

このようなシステムをコンポーネント化するためには，フレームワークに対して，様々な OS でコンポーネントの実行環境を提供するマルチプラットフォーム対応が要求される．

3.3.2. ソースコードを異なるOS間で再利用できること

SILS, HILS, ターゲット環境間でコンポーネントの再利用を実現するために, フレームワークはコンポーネントのソースコードを異なるOS上で再利用できるようにする必要がある.

3.3.3. コンポーネント間通信に複数のプロトコルを利用できること

知能ロボットシステム内の各プログラム同士の通信では, 通常, 用途に応じてTCP/IP, UDP, 共有メモリ, バス通信などが使い分けられている.

通信プロトコルを使い分ける理由は, プログラムの動作環境で利用できる最も高速な通信手法を用いることが, 処理時間の短縮につながるからである.

また, SILSとHILS, ターゲット環境間でコンポーネントが使用する通信プロトコルが異なることもある. このような状況でコンポーネントの再利用と処理の高速化を実現するために, フレームワークはコンポーネント間通信の複数のプロトコルに対応し, それらをコンポーネントのコンパイル時や実行時に選択できるようにする必要がある.

3.3.4. フレームワークの処理時間を最小限にすること

コンポーネント化によって, 処理時間が著しく増加してしまうと, SILSから処理能力が限られるリアルタイムOSで動作するターゲット環境への移行が難しくなる. フレームワークはコンポーネントの再利用性を高めるため, 通信を含めた処理時間を最小限かつ一定にできるようにする必要がある.

4. HRTMの開発

HRTMの開発にあたり, 主なロボット向けミドルウェアの機能に関する調査をした. 以下, 調査対象のミドルウェアを簡単に説明する.

OpenRTM-aist[4]は日本の産業総合研究所が開発したロボット向けミドルウェアで, 国際標準化団体であるObject Management Group(OMG)[5]Robotic Technology Component(RTC)[6]準拠や幅広いOSへの対応, 通信プロトコルに国際標準のOMG CORBA[7]を採用することを特徴とする. また, ART-Linux[8]上でのハードリアルタイム対応実績がある.

ROS[9]はアメリカのWillow Garage社が開発したロボット向けミドルウェアで, 現在はOpen Source Robotics Foundationで開発が継続されている. オープンな体制で, 多数の開発者による豊富な成果物が存在するが, 正式な対応OSはUbuntuに限られる[10].

OROCOS[11]は欧州連合がスポンサーとなって始まったロボット用ソフトウェア開発プロジェクトである. 主要なOSに対応し, リアルタイム環境での動作実績もあるが, コンポーネントモデルを持たず, これまでは, ロボットの制御機能開発のためのソフトウェアライブラリという位置付けであった. 現在はスペインのPAL ROBOTICS社の支援を受けて開発が続けられており, 独自のコンポーネントモデルの追加など着実な進化を遂げている.

Table 1　Comparison of robotic middleware

Name	HRTM	OpenRTM-aist	ROS	OROCOS
Composite component	Yes	Up to sub-component	No	No
FSM component	Yes	No	Yes (Python)	No
Supported OS	Linux Windows Mac OSX	Linux Windows Mac OSX	Linux	Linux Windows Mac OSX
Supported protocol	CORBA shmem bus	CORBA	TCP/IP UDP	TCP/IP UDP
Supported RTOS	Proprietary RTOS	ART-Linux	No	No
System modeling language	UML	Original block diagram	No	No
Component model	RTC	RTC	Original	Original

調査の結果, 3章で述べた要件を全て満たすミドルウェアが存在しないこと, 国際標準コンポーネント仕様としてOMG RTCが利用可能であることがわかった. そこで, コンポーネント仕様は国際標準のOMG RTC準拠としつつ, 必要要件を満たすことをねらいとして, 独自のミドルウェアHRTMの開発を開始した.

Table 1にHRTMと主なミドルウェアの機能比較表を示す.

5. 達成機能

ここでは, HRTMの特徴をその達成機能とともに説明する.

5.1. システム設計ツール

HRTMでは国際標準のモデリング言語であるUnified Modeling Language(UML)[12]を用いた視覚的な設計ツールによるシステム設計を可能とした.

設計ツールでは, UMLの複合構造図をRTC仕様にあわせて拡張した図を用いて, コンポーネントの入出力ポートの種類や接続関係, 実行順などのパラメータを定義することができる. なお, 入出力データ型の不一致など, 検出可能なエラーは設計ツールによって警告される.

また, 状態遷移図をUMLのstatechartを用いて設計し, 後述する状態遷移型コンポーネントの内部設計を行うことができる. Statechartは階層構造を持つ状態遷移図であり, 作業やインタラクション機能の複雑な状態遷移ルールを見通しよく設計することが可能である.

新規のコンポーネントを作成する場合は, 完成したUML図から自動生成したスケルトンコードを利用する. データ通信などコンポーネント仕様に基づく共通機能はフレーム

ワークによって処理されるため，コンポーネント開発者は，スケルトンコードに内部処理の実装を追加するだけでよい．

5.2. コンポーネント仕様

5.2.1. 国際標準仕様準拠

HRTM が準拠している RTC はロボットアプリケーション用のコンポーネント仕様として定義されているが，その拡張性は高く，ロボット以外の適用例も存在する[13]．RTC 仕様に準拠したミドルウェアには，前述の OpenRTM-aist など複数の実装[14),(15)]があり，国内外の研究所や大学で利用されている．

HRTM と OpenRTM-aist のコンポーネントは RTC 仕様に基づき相互接続が可能であるため，外部研究機関との共同研究を行う際に ASIMO ソフトウェアシステムと既存のコンポーネントを容易に連携させることができる．

5.2.2. 階層型コンポーネント

前述の通り，大規模システムのコンポーネント化において，階層化はシステムの見通しを良くし，メンテナンス性の向上を実現するうえで重要な機能であるため，HRTM では，RTC 仕様を拡張した多階層型コンポーネント機能を実装している．

RTC 仕様に基づく階層型コンポーネントは下記の構成要素からなる (Fig. 2)．

1．親コンポーネント (Super component)
2．サブコンポーネント (Sub component)
3．公開ポート (Public port)
4．実行スレッド (Execution thread)

親コンポーネントは内部に一つ以上のサブコンポーネントを含む．公開ポートは，サブコンポーネントが外部コンポーネントとの通信を行うために利用する，親コンポーネントのポートである．実行スレッドは，割り当てられた一つ以上のサブコンポーネントを実行する．

RTC 仕様は，階層化コンポーネントに含まれるサブコンポーネントの実行順序を指定する手段が明示していないため，HRTM では，独自機能として実行スレッドに対して，サブコンポーネントの実行順をパラメータで指定できる順序実行スレッドを開発した．

5.2.3. 状態遷移型コンポーネント

知能ロボットシステムの作業やインタラクション機能の実装には，複雑な状態遷移が使用されており，それらのメンテナンス性向上はこれまでの課題であった．HRTM では，UML statechart による視覚的な状態遷移モデル設計を実現し，複雑な状態遷移を簡潔に表現できるようにした．

Fig. 3 に簡単な状態遷移モデルの例を示す．図中の黒丸は開始状態，角丸の矩形は状態，矢印は遷移を表す．各ラベルは対応する要素名を示している．Fig. 3 の状態遷移モデルはまず，開始状態から自動的に State A に遷移する．その後は遷移ルールに基づいて，状態が遷移していくことになる．例えば，初期状態から Event A, Event B, Event C が入力されると State B, State C, State A に遷移する．

Fig. 4 は Fig. 3 のモデルに遷移ルールを追加したモデルである．State A, State B 共に Event B によって State C に遷移する．このような状態間の共通遷移ルールは，実際のモデルにおいても，リセット処理などでよく使われている．しかし，状態や遷移ルールの数が増えると遷移ルールの付け忘れが発生しやすくなる．

UML statechart では状態を階層的に設計することで，サブ状態の共通遷移ルールをまとめることができる．Fig. 5 は Fig. 4 と同じモデルを階層化したモデルである．図中で，State A と State B は Super State のサブコンポーネントとして設計されている．UML statechart の仕様により，サブコンポーネントは親である Super State の状態遷移ルー

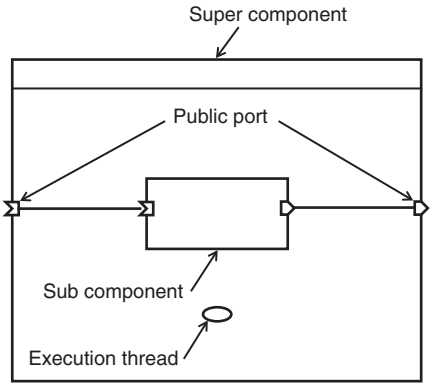


Fig. 2　Overview of a composite component

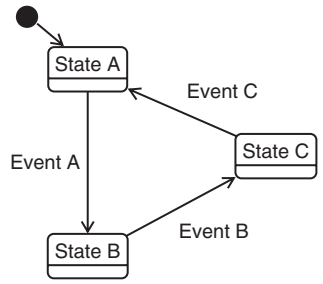


Fig. 3　UML statechart of simple finite state machine

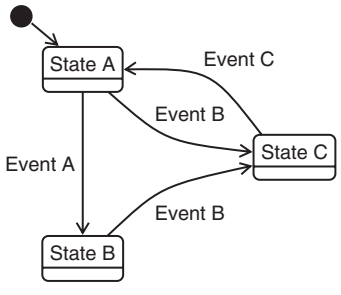


Fig. 4　UML statechart of finite-state machine in which different states have share transition rule

ルを引き継いでいるため，Event B による State C への遷移は Super State の遷移ルールとして，一つに統合された．Fig. 4 と Fig. 5 を比較すると，階層化設計によってモデルがより簡潔に記述できることがわかる．

設計した状態遷移モデルの実装は，状態遷移型コンポーネントのスケルトンコードに含まれるため，開発者が実装する必要はない．さらに，設計ツール上で状態遷移モデルのエラー検出が行われるため，不正な状態遷移モデルはスケルトンコードとして出力できない．

これらの機能によって，複雑な状態遷移のメンテナンスを容易にし，実装時の不具合を排除することができる．

5.3. フレームワーク

5.3.1. マルチプラットフォーム対応

コンポーネントを様々な OS 上で動作させることはフレームワークの必要要件であるため，リアルタイム OS を含めた複数の OS を隠ぺいする OS 抽象化層を OS とフレームワークの間に構築した (Fig. 6)．

この抽象化層を用いて作成したプログラムは，ソースコードを変更することなく，複数の OS 上でコンパイルおよび実行させることが可能であるため，移植性の高いマルチプラットフォーム対応フレームワークを実現することができた．

5.3.2. マルチ通信プロトコル対応

HRTM では，コンポーネント間の通信プロトコル指定用パラメータを，コンポーネントが持つデータベース内に格納して，実行時に選択する機能を実装した．

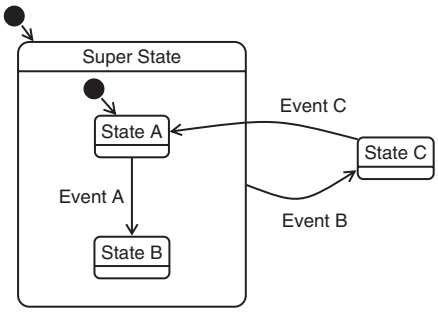


Fig. 5　UML statechart of the finite state machine in Fig. 4 with hierarchically nested states

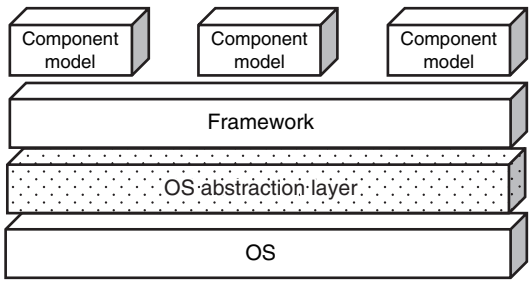


Fig. 6　OS abstraction layer of HRTM

Table 2　Processing time to send/receive 1000 bytes data [us]

	Data conversion	Data copy	Data receive	Data send	Total
Send	100	13	-	75	188
Receive	100	13	10	-	123

選択されたプロトコルによる通信処理は，フレームワークによって実行され，コンポーネントの実装は通信プロトコルに依存しないため，SILS, HILS, ターゲット環境間で利用できる通信プロトコルが異なっていても，コンポーネントのソースコードを変更することなく再利用して実行することができる．

5.3.3. ハードリアルタイム性

二足歩行ロボットの制御システムは，ハードウェアの割り込み信号などの特定のタイミングに同期しながら，一定時間内に一定の順序で指令値の計算を完了するハードリアルタイム性を保証しなければならない．コンポーネントのハードリアルタイム性を保証するために，HRTM では優先度に基づいて動作する同期型順序実行スレッドの開発とフレームワークの実行処理時間の削減に取り組んだ．

同期型順序実行スレッドは，順序実行スレッドの機能に加えて，ハードウェア割り込みや内部クロックなどの同期元をパラメータで指定することが可能である．これによって，特定の周期内でコンポーネントの処理時間を最小化した実行順序を指定することができ，ハードリアルタイム性を保証できる．

フレームワークの処理時間削減は HRTM 開発において最も困難な技術課題であったため，詳細に説明する．開発の初期段階でコンポーネント実行時のフレームワークの処理時間を分析した結果，通信時間の割合が大きいことがわかったため，通信時間の削減を主な課題とした．通信時間の削減対策前に，1000 バイトのデータを TCP/IP 経由で送受信するために必要な処理時間を計測した結果を Table 2 に示す．

計測の結果，受信時は 123 μs，送信時は 188 μs の処理時間がかかることがわかった．これらの値は，ASIMO システムにおいて，ハードリアルタイムで動作するプログラムの平均的な処理時間に対して大きな割合を占めるため，データの入出力を伴う既存プログラムのコンポーネント化は，著しい処理時間の増加をもたらすことになる．

処理時間増加の主な要因は，RTC 仕様に基づく通信時間に含まれるデータのネットワーク形式への変換および逆変換の処理時間 100 μs と，TCP/IP 経由のデータ送信時間 75 μs である．データ送信時間は，通信プロトコルを TCP/IP より高速なものに置き換えることで短縮することが可能であるが，データ変換処理を省略してしまうと RTC 仕様に準拠できなくなってしまう．

そこで，HRTM では，RTC 仕様を拡張し，通信プロトコ

Table 3 Required processes and types of communication

	Send or receive	Data conversion	Data copy	Data receive	Data send
Network	Send	Yes	Yes	-	Yes
	Receive	Yes	Yes	Yes	-
Inter-process	Send	No	Yes	-	Yes
	Receive	No	Yes	Yes	-
Inner-process	Send	No	Yes (address)	-	Yes
	Receive	No	Yes (address)	Yes	-

Table 4 Processing time of intra-process communication [us]

	Data conversion	Data copy	Data receive	Data send	Total
Send	-	7	-	-	7
Receive	-	13	3	-	16

ルに加えて，ネットワーク，プロセス間，プロセス内の３種類の接続形態を選択できるようにした．この拡張によってRTC 仕様のコンポーネントと接続する場合は，RTC 仕様に準拠した通信手法を用い，HRTM のコンポーネント同士はデータ変換処理を省略したプロセス間通信や，データコピーをアドレス参照にしたプロセス内通信を利用できるようになり，通信時間の高速化を実現できた (Table 3)．

以上の対策により，最も高速なプロセス内コンポーネント間通信を用いた場合，通信処理時間は受信時が 123 μs から 16 μs，送信時が 188 μs から 7 μs に改善した (Table 4)．プロセス内の通信はプロセスメモリ空間のアドレス参照による通信のため，通信時間は確定的となり，ハードリアルタイム性を保証することが可能となった．

6．ASIMO への適用

ここでは，HRTM の機能実証例として，ASIMO システムの経路追従歩行部に適用した結果について示す．経路追従歩行部は Fig. 7 に示すように，現在位置に対して，与えられた経路に沿った足平の着地位置を繰り返し計算し，経路への追従歩行を行うためのプログラムである．

6.1. 経路追従歩行部概要

経路追従歩行部の概要を Fig. 8 に示す．経路追従歩行部は，5 ms 周期でタイマー割り込みを受けて，歩行状態の確認と着地位置計算を繰り返しているため，通信性能を含むハードリアルタイム性の検証対象として適している．

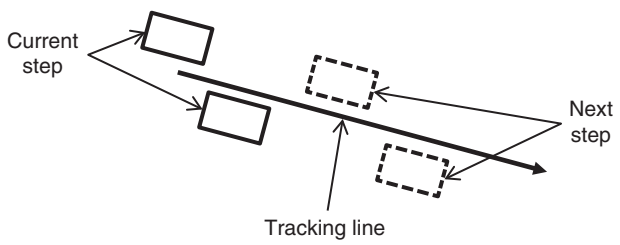


Fig. 7 Overview of path tracking walk

6.2. 適用手順

経路追従歩行部へのミドルウェア適用手順は下記の通りである．

1．コンポーネント設計
2．SILS による動作確認
3．ターゲット環境上での動作確認

6.3. コンポーネント設計

経路追従歩行部のコンポーネント化前の構成を Fig. 9 に示す．経路追従のための着地位置決定処理は 5 ms 周期の割り込みシグナルを受け，Fig. 8 の一連のステップを実行した後，計算結果を共有メモリを介して脚軌道制御部に渡す．

そして，同じく 5 ms 周期で動作する脚軌道制御部が，与えられた着地位置に足平を置くための軌道計算を行い，脚を移動することで，経路追従歩行が実現する．

コンポーネント化の方針は，着地位置決定処理部に実装されている状態遷移を，状態遷移型コンポーネントとしてモデル化することとした．そのため，着地位置決定処理を階層化し，内部を状態遷移部とロボット状態通知部に分割した (Fig. 10 青枠部分)．分割された状態遷移部と状態通知部は共に 5 ms 周期で動作するが，実行は状態通知，状態遷移の順でなければならないため，サブコンポーネントの実行順序をパラメータで設定した．実際に設計ツールで作成した着地位置決定部のモデルを Fig. 11，状態遷移部のモデルを Fig. 12 に示す．

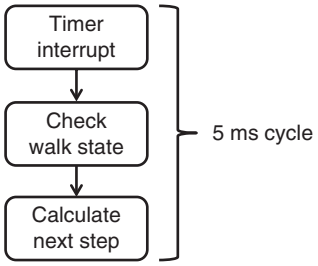


Fig. 8 Processing steps of path tracking walk

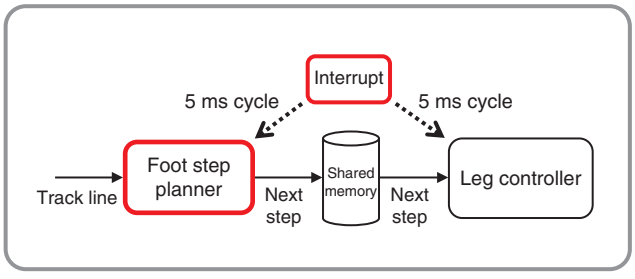


Fig. 9 Original architecture of path tracking walk (red line part)

6.4. SILS による動作確認

設計したモデルから，コンポーネントのスケルトンを自動生成し，コンポーネント化前のプログラムから SILS 環境用に機能を移植した．

完成したコンポーネントを用いて，SILS 環境上での動作をコンポーネント化前とコンポーネント化後で比較し，結果が完全に一致することを確認した．

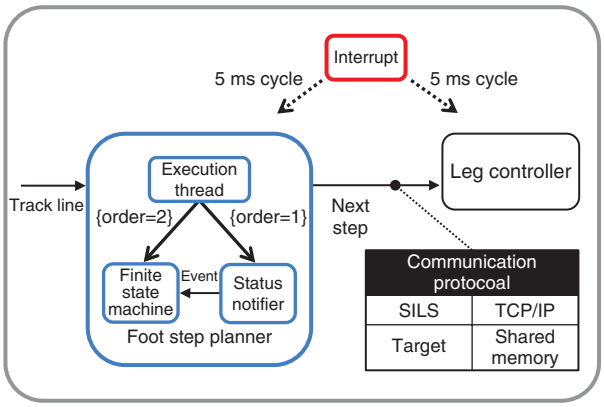


Fig. 10　Componentization of path tracking walk (blue line part)

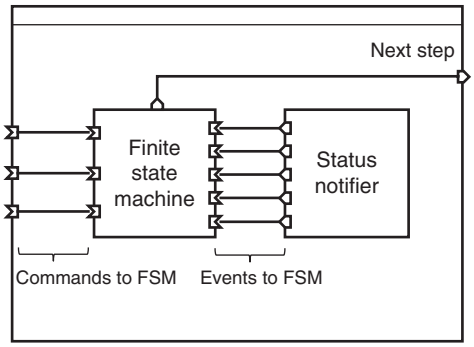


Fig. 11　UML diagram of foot step planner

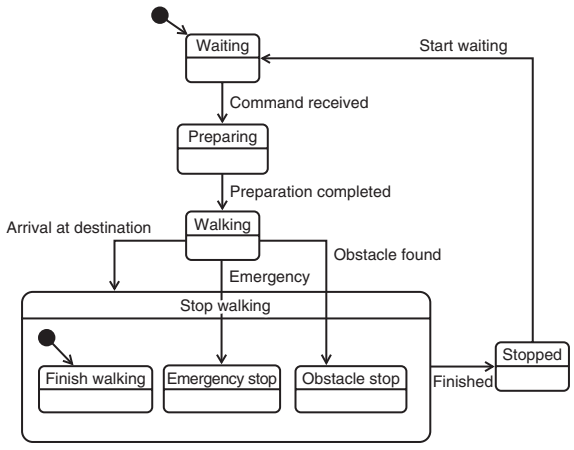


Fig. 12　UML statechart diagram of FSM component

Table 5　Comparison of processing time [us]

	Interruption processing	Input port processing	Walk status checking	Next position calculation	Total
Original	42	-	309		351
Component	22	80	50	280	432

6.5. ターゲット環境における動作確認

ASIMO 実機による動作確認時には，SILS で用いたコンポーネントソースコードを修正することなく，ターゲット環境でコンパイルし直すだけで実行することができた．

環境に依存して変化するパラメータは，全てファイルやコンポーネント内データベースに格納されており，コンポーネント再利用性を確認することができた．

6.5.1. 実行結果比較

実機による歩行テストの結果，コンポーネント化した経路追従歩行部は 5 ms 周期で動作し，状態遷移コンポーネントが設計通りに状態遷移していることを確認した．

さらに，コンポーネント化前後の脚軌道を比較し，両者が完全に一致することを確認した．

6.5.2. 処理時間計測結果

ハードリアルタイム性を満たしているかを検証するために，経路追従歩行部の処理時間をコンポーネント化前と後で計測した (Table 5)．コンポーネント化にあたり，元々のプログラムから，タイマー割り込み処理の実装が変更され，状態通知と着地位置計算が分離されたため，各部の処理時間を直接比較することは難しいが，コンポーネント化後に全体の処理時間が 81 μs (23%) 増加している．

6.6. 考察

ASIMO の経路追従歩行部のコンポーネント化によって，設計したモデルから自動生成したコンポーネントのソースコードが修正することなく，SILS，ターゲットの両環境上で利用できることを確認することができた．

また，コンポーネント化によって，処理時間が 23% 増加した．今回の実機動作に対しては，許容可能な範囲であったが，より厳しい状況を考慮して処理時間増加分の削減手法について考察する．

コンポーネント設計の修正によって削減可能なのは，入力ポートの数である．Fig. 11 に示されているように，着地位置決定コンポーネントへの入力ポートの数は全部で 8 個あり，受信データサイズは 10 から 20 バイトの範囲である．個々の入力ポートは順番に受信処理が行われるため，ポート数と受信時間の積が合計の処理時間となる．計測の結果，プロセス内通信のデータ受信時間は，20 バイト受信時で 9.4 μs という結果が得られており，8 ポート受信時の推定処理時間 9.4 × 8 = 75.2 μs と比較して Table 5 より得られる入力ポート処理時間の 80 μs は妥当な値と考えられる．

今回のコンポーネント設計では，Fig. 11 のように指令の種類と状態通知の種類ごとにポートを作成したが，指令

と状態通知を一つのポートにまとめて設計することも可能である．この場合，Table 4 より 1000 バイトの受信時間は 16 μs であるため，処理時間の増加は 16×2＝32 μs(10%) 以下に抑えることができる．

7．標準化活動

最後に HRTM に関する標準化活動について述べる．HRTM は RTC 仕様に対して下記の仕様を追加拡張して実装されている．

- 複数のプロトコルを扱えるデータポート仕様
- 状態遷移コンポーネントの現在状態通知および取得インターフェース仕様

これら拡張仕様は，OMG のロボティクス領域の仕様を策定する委員会である Robotics Domain Task Force に属する Infrastructure Working Group において，FSM4RTC 仕様として，2015 年中の公開仕様化を目標とした標準化作業を推進中である．

拡張仕様を標準化することで，RTC 準拠のミドルウェア間で，互換性のある高速コンポーネント間通信と状態遷移型コンポーネントを利用することができる．

8．まとめ

国際標準の RTC 仕様に準拠しつつ，独自の機能拡張を施したコンポーネント指向ミドルウェア HRTM を開発した．

また，HRTM フレームワークの性能を検証するため，ASIMO の経路追従歩行部をモデル化し，生成したスケルトンコードに既存のプログラムを移植した．検証の結果，コンポーネントが SILS 環境および実機ターゲット環境で再利用できることと，ハードリアルタイム性能を満たしていることを実証できた．

コンポーネント化は，設計ツールによって定義されたシステムモデルから生成したスケルトンコードに，既存のプログラムから通信処理などを除いたソースコードの一部を追加することで実現できるため，開発者が取り扱うソースコードの量が減少し，メンテナンス性や品質の向上が期待できる．

今後は，HRTM を用いた ASIMO の開発によるコンポーネント指向開発の効果の拡大を目指すとともに，拡張仕様である FSM4RTC の標準化を実現し，外部研究機関やロボット以外の領域への HRTM 適用範囲の拡大を図っていきたい．

参考文献

(1) 広瀬真人，竹中透：ヒューマノイドロボット ASIMO の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.1-6
(2) 重見聡史，河口裕一郎，吉池孝英，川邊浩司，小川直秀：新型 ASIMO の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.38-44
(3) 重見聡史，川邊浩司，中村孝広：新型 ASIMO の開発－自律機械の実現－，Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.1, p.34-41
(4) Ando, N., Sehiro, T., Kotoku, T.: A Software Platform for Component Based RT-System Development: OpenRTM-aist, International Conference on SIMULATION, MODELING and PROGRAMMING for AUTONOMOUS ROBOTS (SIMPAR 2008), p. 87-98 (2008)
(5) http://www.omg.org/
(6) http://www.omg.org/spec/RTC
(7) http://www.omg.org/spec/CORBA
(8) http://www.ros.org/
(9) http://www.dh.aist.go.jp/jp/research/assist/ART-Linux//
(10) http://www.ros.org/reps/rep-0003.html
(11) Bruyninckx, H.: Open Robot Control Software: the OROCOS project, Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 3, p. 2523–2528 (2001)
(12) http://www.omg.rg/spec/UML
(13) http://daqmw.kek.jp/
(14) http://www.sec.co.jp/robot/openrtmnet/introduction.html
(15) http://www.gostai.com/products/rtc/

■著　者■


関谷　眞


根木教男


宮下善太


大野信之

モデルベース設計を用いたISO26262対応システム設計プロセス

System Design Process in Compliance with ISO26262 Using Model-Based Design

相模宏樹* 広中慎司*
Hiroki SAGAMI Shinji HIRONAKA
森良司* 向井拓幸*
Ryoji MORI Takuyuki MUKAI

要旨

自動車に搭載される電気，電子システムは，機能安全規格ISO26262への準拠が必要である．ISO26262では，安全性を証明するためのプロセスの実施，および成果物の作成が要求されている．一方で，ISO26262の基本はV字開発プロセスであり，開発全体の工数増加の有無は設計段階での構造と要求の定義に左右される．そこで，工数増加を抑制するための手段として，上流工程にあるシステム設計段階に着目し，モデルベース設計を用いたISO26262対応のシステム設計プロセスを構築した．その結果，規格に準拠するためのプロセスの実施，および成果物の作成を一連の作業で実施するとともに，モデルによる構造と要求の正確な定義を実現できるプロセスを構築できた．

ABSTRACT

It is necessary for automotive electrical and/or electronic systems to conform to the functional safety standard ISO 26262. ISO 26262 stipulates the implementation of Processes and the creation of Work Products in order to prove safety. However, ISO 26262 is based on a V-model development process, and the definition of structures and requirements at the design stage affects whether or not there is an increase in person-hours across the course of the development as a whole. The research discussed in this paper therefore focused on the system design stage, an upstream process, and formulated a system design process that conforms to ISO 26262 using model-based design as a means of controlling increases in person-hours. As a result, a process was formulated that makes it possible to implement processes conforming to ISO 26262 and create Work Products as a series of procedures, in addition to accurately defining structures and requirements by means of models.

1．はじめに

2011年11月に機能安全規格ISO26262(Fig. 1)が正式に発効された[(1)]．この規格は，車両に搭載される電気，電子システムが潜在的に持つリスクを許容できるレベルまで低減して安全を確保するためのものである．機能安全規格に準拠するためには，機能安全規格で定められている開発プロセスの実践，および安全を論理的に証明するための成果物の作成が必要になる．

しかしながら，機能安全規格に準拠した開発を実施する場合，その要件が多いため，規格適用前の開発に比べて工数増加することが懸念される．また，ISO26262の基本はV字開発プロセスであり，段階的に設計，および検証を実

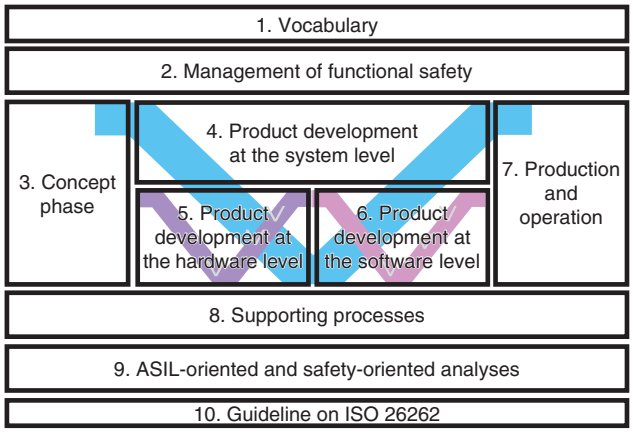


Fig. 1 Overview of ISO 26262

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_23

施するウォータフォール型開発が基本となる[2]．一方で，Fig. 2 に示すように，V 字開発プロセスでは設計段階が上流になるほど検証は後工程になる．したがって，上流工程になるほど設計の精度が手戻りの大きさに強く影響し，最終的には工数増加につながる．以上の背景から，規格準拠のために予測される工数増加をいかに抑制しつつ開発するかが，今後の電気，電子システム開発の課題となる．

そこで，V 字開発プロセスの上流工程にあたるシステム設計段階（ISO26262 Part 4 に相当する部分）に着目し，前述の課題を解決する手段として，モデルベース設計を利用した ISO26262 対応システム設計プロセスを構築した．

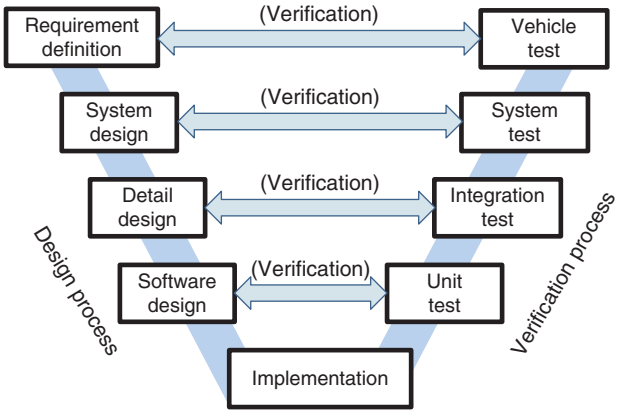


Fig. 2　General V-model development process

2．プロセス構築のねらい

ISO26262 Part 4 の概要を Fig. 3 に示す．Part 4 では，システムレベルにおける V 字開発プロセスが求められている．その中で，設計段階として該当する節は図中の Part 4-Clause 6，および Clause 7 である．Part 4-Clause 6 の目的は技術安全要求の仕様化であり，システムが潜在的に持つリスクを低減して安全を確保するための具体的手段を，システム特性に基づき定義することが求められている．また，Part 4-Clause 7 の目的はシステム設計であり，Clause 6 で定義した技術安全要求を実現するためのシステム構造を定義することが求められている．

1 章で述べたとおり，ISO26262 に準拠するためには，規格で求められている開発プロセスの実践と，成果物の作成が必要である．したがって，工数増加を抑制しつつ ISO26262 に準拠するためには，開発プロセスの実践と成果物の作成をいかにして連動させるかが重要になる．

また，システムレベルの設計工程は開発全体における上流工程であるため，ある程度必要な情報を抽象化して表現しなければならない．一方で，システム設計の後工程には，その設計を実現するためのハードウェア（HW）開発，およびソフトウェア（SW）開発を経て，システムレベルのテスト検証が控えている．以上から，抽象度が高い中で正確に要求や構造を決定することが，後工程からの手戻り等による工数増大を抑制するためにも重要となる．

以上の観点を踏まえて，プロセス構築のねらいを以下に定めた．

（1）設計プロセスを実践した結果，得られた情報を成果物に直接反映できる仕組みにする．

（2）システムレベルにおいて，機能安全に関連する要求と構造が正確に定義できる仕組みにする．

3．ISO26262 対応のシステム設計プロセス

3.1. プロセス概要

ISO26262 で要求されている V 字開発プロセスを実践するために，モデルベース設計（Fig. 4）を応用した．モデルベース設計は，V 字開発プロセスを効率良く実施するために有効な手段の一つである．ここで，モデルとは，システムの情報が抽象化され，整理された結果を表現するものである．システムを表現するモデルには，システムの構造，システムに求められる要求，およびシステムの振舞が含まれる．なお，モデルの表記方法としては，例えばシステムモデリング言語（SysML）がある[3]．よって，設計にモデルを利用するモデルベース設計では，設計の早い段階でも曖昧さを除いたシステムの定義が可能となるとともに，早い段階での検証もモデルを用いたシミュレーション等により可能となる．また，モデルを階層化することにより，段階的に要

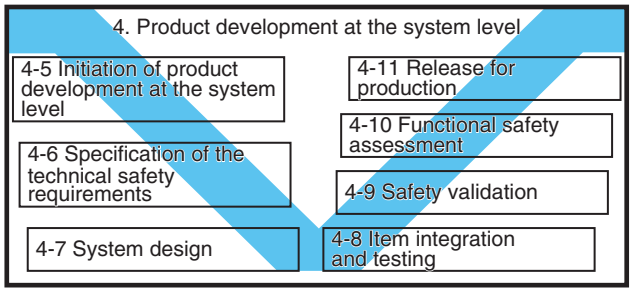


Fig. 3　ISO26262 Part 4

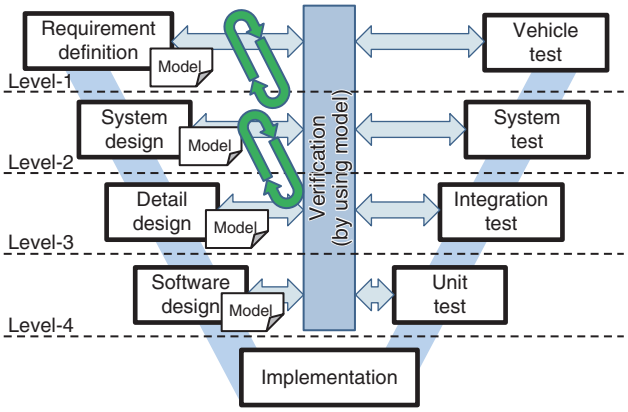


Fig. 4　V-model development process using model-based design

求や仕様を詳細化することができるために，前後工程との関連を明確に表現することができる．以上から，システム定義の曖昧さ，および抜け漏れを除くことで，手戻りの要因を排除し，工数の増大を抑制することが期待できる．

そこで，ISO26262対応のシステム設計プロセスを構築するにあたり，システムをモデルで表現するために，Fig. 5のようなシステムの構造と要求の階層を定義した．図中のSGは，危険事象を回避するためのトップレベルの安全目標を，FSRは，SGを達成するためのコンセプトレベルの機能安全要求を示す．また，図中のTSR1はFSRの実現手段方式として定義する技術安全要求を，TSR2はTSR1の実現手段詳細（HW，SWの識別，エレメントへの割り付け等）として定義する技術安全要求を示す．なお，SysMLによる階層の表現例はFig. 6のようになる．

以下に，ISO26262に準拠するためのシステム設計レベルでの構造と要求の設計プロセスを示す．

3.2. 技術安全要求の仕様化プロセス

技術安全要求は，コンセプトレベルの安全要求である機能安全要求の具体的実現手段として定義される．技術安全要求を詳細化することで，フェールセーフ等の具体的な仕様が定義される．ISO26262では，システムの故障により危険事象に至ることが無いよう，技術安全要求を漏れなく定義することが規定されている．

そこで，Fig. 7に技術安全要求を漏れなく，かつ的確に仕様化するためのプロセスを示す．なお，プロセスを説明するにあたり，前提条件として，Fig. 7(a)のようなコンセプトレベルの構造，および割り当てられたFSRが既に定義されていると仮定する．

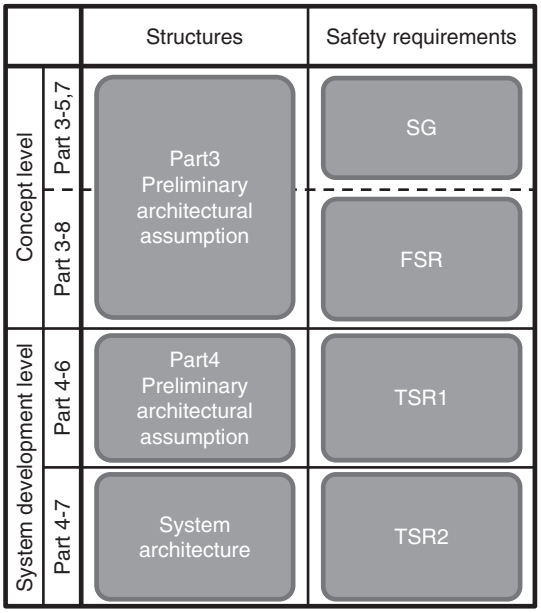


Fig. 5　Hierarchical definition of structures and requirements

3.2.1. 初期アーキテクチャの定義

上位要求（コンセプトレベルの要求）の分析を実施し，コンセプトを実現するための手段，および構造をシステムレベルの初期アーキテクチャとして定義する〔Fig. 7(b)〕．

3.2.2. 安全分析の実施

システムレベルの初期アーキテクチャに対して安全分析（例えば，FTA[4]，FMEA[5]，HAZOP[6]など）を実施し，安全目標を侵害する可能性のある初期アーキテクチャのエレメント，およびその故障モードを抽出する〔Fig. 7(c)〕．

3.2.3. TSR1の定義

3.2.2. 項で抽出した初期アーキテクチャエレメントの故障モードによる危険事象の発生を防止するための手段，および上位要求であるFSRを実現するための手段をTSR1として定義する〔Fig. 7(d)〕．

3.3. システム設計プロセス

システム設計の目的は，技術安全要求を実現するための構造を決定することである．ISO26262では，上記目的のために，技術安全要求を実現するエレメントの特定，技術安全要求のHW，またはSWの役割の明確化，およびHW

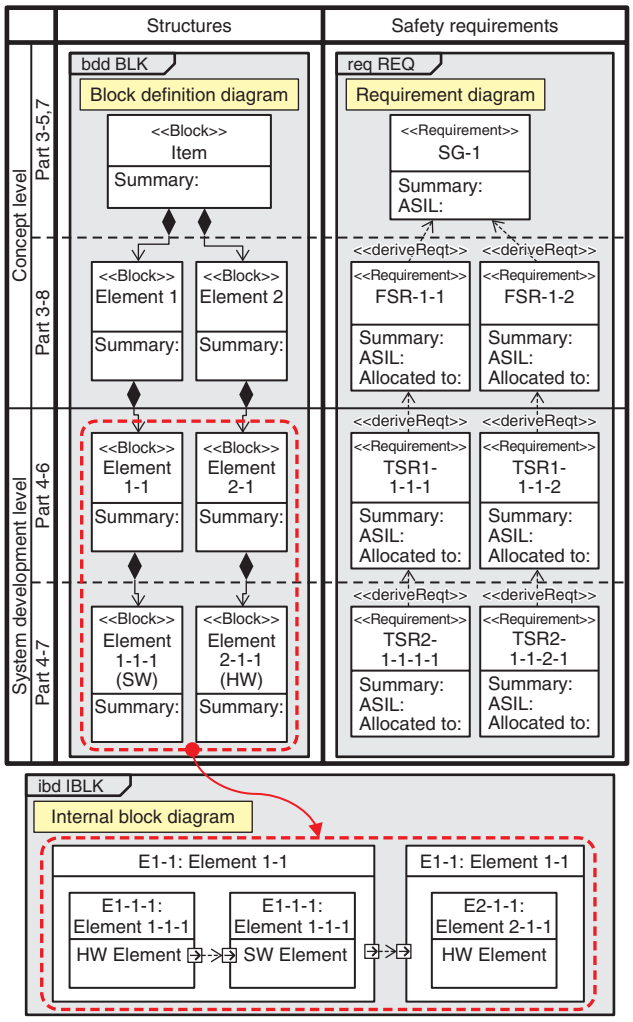


Fig. 6　Structure and requirement definition using SysML

エレメント，SW エレメント間のインタフェースの特定が求められている．

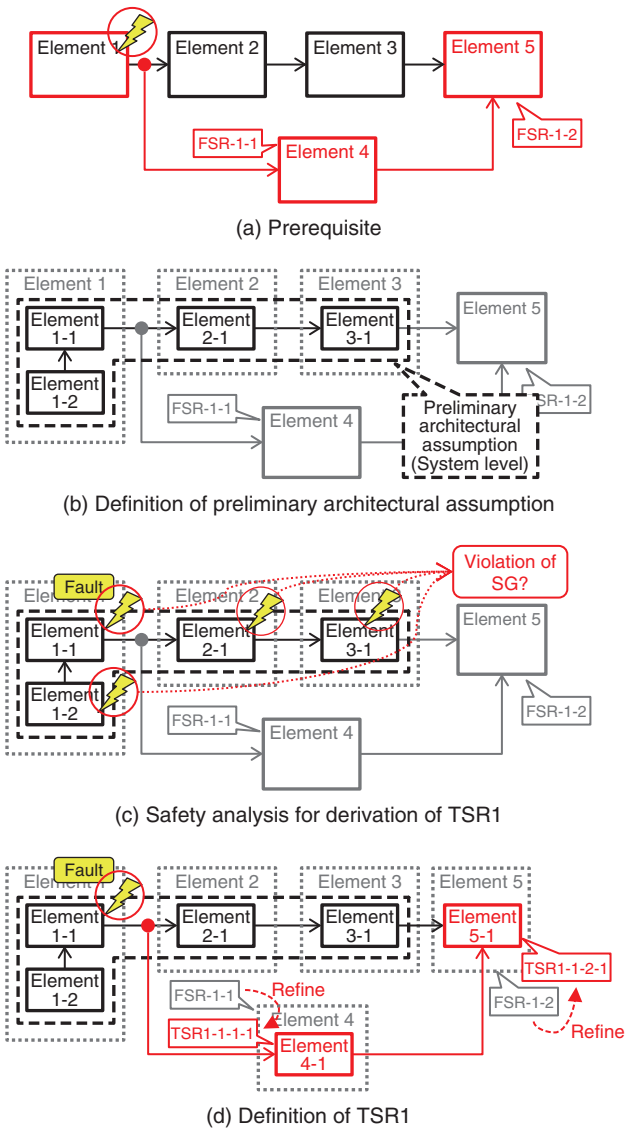
そこで，3.2. 節で定義した TSR1 に対し，上記項目を含めた構造を決定するためのプロセスを示す (Fig. 8)．

3.3.1. システムアーキテクチャの定義

3.2.1. 項で定義したシステム要求と初期アーキテクチャに対し，HW，SW の役割を特定できる段階まで詳細化されたアーキテクチャをシステムアーキテクチャとして定義する〔Fig. 8(a)〕．

3.3.2. 安全分析の実施

3.3.1. 項で定義したシステムアーキテクチャの安全分析を実施し，安全目標を侵害する可能性のあるシステムアーキテクチャのエレメント，およびその故障モードを抽出する．ただし，3.2.2. 項の安全分析の結果，安全目標を侵害しないエレメントであることが識別されている場合，それから更新されたエレメントに対する安全分析は実施する必要はない〔Fig. 8(b)〕．



(a) Prerequisite

(b) Definition of preliminary architectural assumption

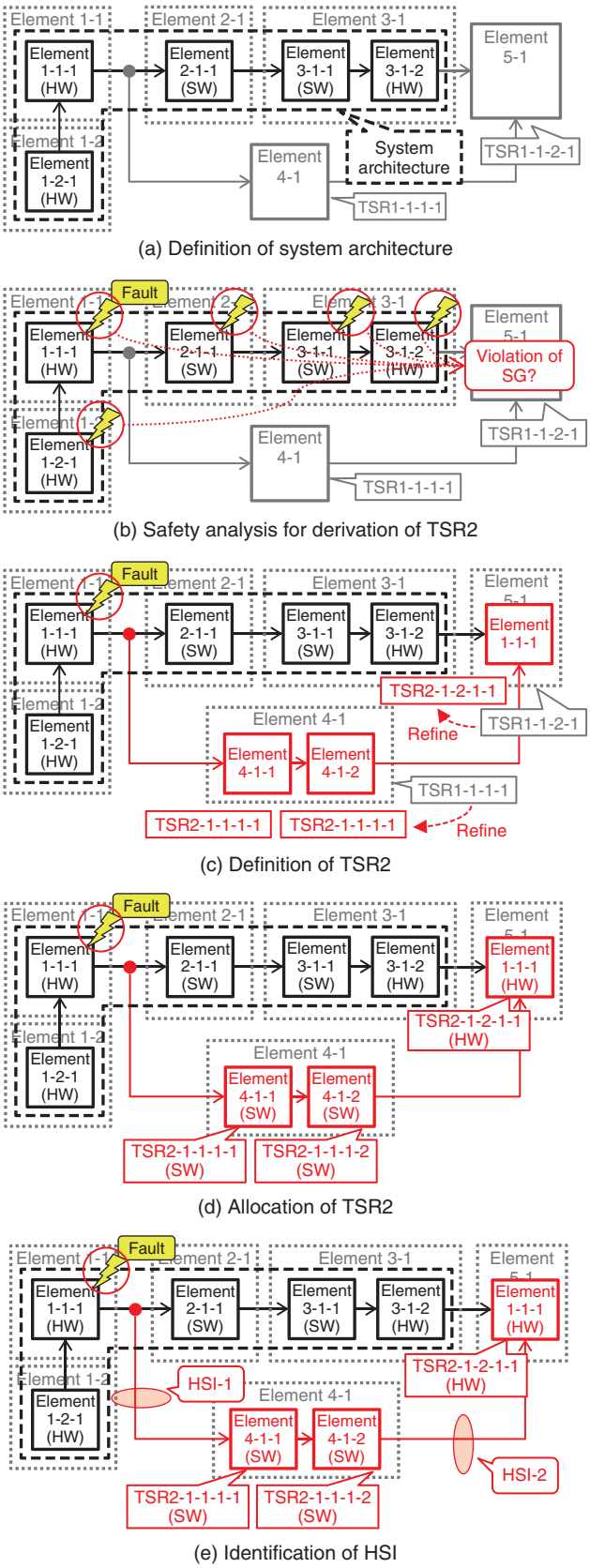
(c) Safety analysis for derivation of TSR1

(d) Definition of TSR1

Fig. 7 Procedure for derivation of TSR1

3.3.3. TSR2 の定義

3.3.2. 項で抽出したシステムアーキテクチャエレメントの故障モードに対し，3.2.3. 項で定義した TSR1 を HW，



(a) Definition of system architecture

(b) Safety analysis for derivation of TSR2

(c) Definition of TSR2

(d) Allocation of TSR2

(e) Identification of HSI

Fig. 8 Procedure for system design (Including derivation of TSR2)

SWの役割を特定できる段階まで詳細化する．その結果をTSR2として定義する〔Fig. 8(c)〕．

3.3.4. TSR2の割り付けとHW，SWの役責の決定

3.3.3.項で定義したTSR2に対し，システムアーキテクチャエレメントへの割り付けをおこなう．このとき，TSR2を実現するために，必要があればシステムアーキテクチャに新たなエレメントを追加する．また，HW，SWのどちらの役責とするかも併せて定義する〔Fig. 8(d)〕．

3.3.5. ハードウェアソフトウェアインタフェースの定義

3.3.4.項で更新されたシステムアーキテクチャから，TSR2に関わるHWエレメント，SWエレメントの特定を実施する．その上で，HWエレメントとSWエレメントが直接接続されている部分のインタフェース仕様をハードウェアソフトウェアインタフェース(HSI)として定義する〔Fig. 8(e)〕．

4．成果物の作成

4.1. 成果物の概要

ISO26262では，Part 4-Clause 6の成果物として仕様化された技術安全要求，Part 4-Clause 7の成果物として技術安全コンセプトとシステム設計仕様，およびHSI仕様が求められている．これらはいずれも規格準拠性を論理的に証明するために必要なドキュメントであり，そのためにはISO26262で求められているプロセスを踏まえた上で作成する必要がある．

一方，3章ではISO26262に準拠するためのプロセスを構築した．したがって，プロセスの実施の過程で取得する情報を成果物に反映すれば，成果物による規格準拠性の論理的な証明は十分可能である．

そこで，本節では3章のプロセスを踏まえた成果物の作成手順を示す．

4.1.1. 仕様化された技術安全要求

3.2.3.項，および3.3.3.項により作成したTSR1，およびTSR2を，技術安全要求の成果物としてまとめる．この際に，階層設計により得られたトレーサビリティも含めて成果物に反映することで，追加の作業をおこなわなくても規格準拠性を証明できるドキュメントにすることができる．例えば，SysMLの要求図を用いて作成すると，要求図そのものを成果物とすることができる．また，別の作成例として，Table 1のように，FSRからTSR2までを表にまとめて記載してもよい．

4.1.2. 技術安全コンセプトとシステム設計仕様

TSR2のエレメントへの割り付け結果，およびHW，SWの役割の選択結果を，技術安全コンセプトの成果物としてまとめる．例えば，Table 2のように，TSR2のエレメントへの割り当て先，およびHW，SWの役割を明確に記載すれば良い．

Table 1　Example of work product of TSR

SG	FSR	TSR1	TSR2
SG-1	FSR-1-1	TSR1-1-1-1	TSR2-1-1-1-1
			TSR2-1-1-1-2
		TSR1-1-1-2	TSR2-1-1-2-1
			TSR2-1-1-2-2
	FSR-1-2	TSR1-1-2-1	TSR2-1-2-1-1
			…
…	…	…	…

Table 2　Example of work product of technical safety concept

TSR2	Allocated system element	HW or SW
TSR2-1-1-1-1	Element A	HW
TSR2-1-1-1-2	Element B	SW
TSR2-1-1-2-1	Element C	HW
...	...	...

Table 3　Example of work products of HSI

Description	HW			SW			Interface type	Related TSR2
	Symbol	Range	Unit	Symbol	Range	Type		
XXX1	xxx1h	0 to 5	V	xxx1s	0 to 255	Byte	A/D	TSR2–...
...								

4.1.3. HSI仕様

3.3.5.項により特定したHWエレメントとSWエレメントの間のインタフェースを，HSI仕様の成果物としてまとめる．例えば，Table 3のようなドキュメントがHSI仕様のドキュメントとなる．

5．電動パワーステアリング制御システムへの適用事例

電動パワーステアリング(Electric Power Steering: EPS)システムはドライバの操舵負荷を軽減することを目的として，ドライバの操舵トルクに応じてアシスト量を決定し，出力するシステムである．

ここでは，3章，および4章で構築したプロセスについて，EPSの代表例を用いてその適用事例を説明する．

5.1. SGとFSR

EPSシステムの機能安全対応のシステム設計例を説明するにあたり，前提条件として必要なSG，FSRを含むコンセプト定義について，EPSシステムの代表例を定義し

た．SG は車両が勝手に曲がる出力をさせないと定義した．また，FSR は操舵トルク検知機能の故障を検知したら出力を遮断すると定義した．以上を踏まえたコンセプトのアーキテクチャを Fig. 9 のように定義した．

5.2. TSR1 の導出

EPS システムのシステムレベルの初期アーキテクチャを Fig. 10 に示す．トルクセンサにより操舵トルクを検知し，トルクセンサ値からアシスト量を決定する．また，アシスト量を出力するためにモータ制御を実施して，実際のアシスト量をモータから出力する．

この初期アーキテクチャをもとに 5.1. 節で設定されている SG を侵害する可能性のある故障の要因を分析する．その結果，トルクセンサの出力が故障により規定範囲から外れた値が出力される．その場合，意図しないアシスト量が算出，および出力され，SG を侵害して危険事象が発生する可能性があることが抽出された．この結果から，TSR1 は，トルクセンサ出力が規定範囲から一定時間以上外れたらリレー機能によってモータ駆動の出力を遮断すると定義した（Fig. 11）．

5.3. TSR2 の導出

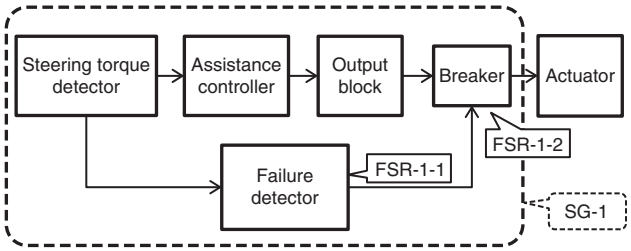
EPS システムのシステムアーキテクチャを Fig. 12 に示す．これは，5.2. 節で作成した初期アーキテクチャの各エレメントに対し，HW，および SW の役割が識別できるまで詳細化された結果である．

ここで，再度システムアーキテクチャレベルで要因の分析を実施した．その結果，HW エレメントのトルク信号入力部に故障が発生した場合に，5.2. 節で抽出した事象が発生することを抽出した．この結果から，TSR2 は，トルク信号入力部の出力が規定範囲から一定時間以上外れたら，リレーによってモータ駆動部の出力を遮断すると定義した．

さらに，TSR2 を分割して，システムアーキテクチャエレメントへの割り当てを実施した．SW エレメントのトルクセンサ故障検知機能に割り当てる TSR2 は，トルク信号入力部の出力範囲が規定範囲から一定時間外れることを監視すると定義した．また，SW エレメントのリレー制御機能に割り当てる TSR2 はリレーオフの指示を出力すると定義した．さらに，HW エレメントのリレー部に割り当てる TSR2 はリレーオフによりモータ駆動部の出力を遮断すると定義した．これらの結果をもとに，Fig. 13 のようにシステムアーキテクチャを更新した．

5.4. HSI の導出

5.3. 節にて更新したシステムアーキテクチャより，トルク信号入力部とトルクセンサ故障検知機能の間，およびリレー制御機能とリレー部の間のインタフェースが



SG	FSR
EPS shall avoid output which turns vehicle freely. (SG-1)	Failure of steering torque detector shall be detected. (FSR-1-1)
	Output shall be blocked. (FSR-1-2)

Fig. 9 Example of SG, FSR, and architecture at concept level

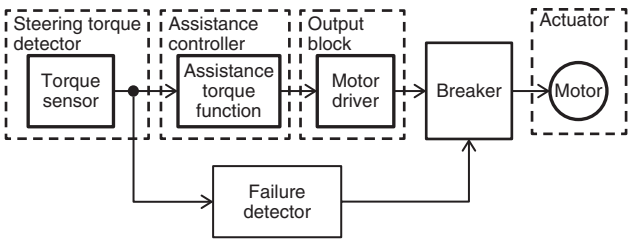
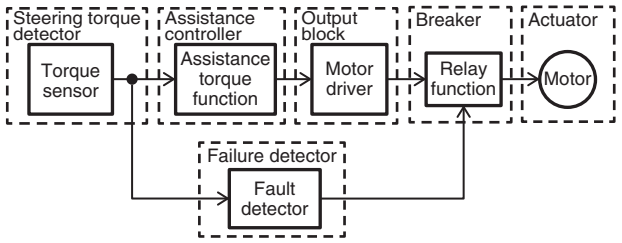


Fig. 10 Example of preliminary architectural assumption at system level



FSR	TSR1
Failure of steering torque detector shall be detected. (FSR-1-1)	If torque sensor output deviates from specified range for xx msec, torque sensor shall be judged as having failed. (TSR1-1-1-1)
Output shall be blocked. (FSR-1-2)	Motor driver output shall be blocked by relay function. (TSR1-1-2-1)

Fig. 11 Example of TSR1 and refined preliminary architectural assumption at system level

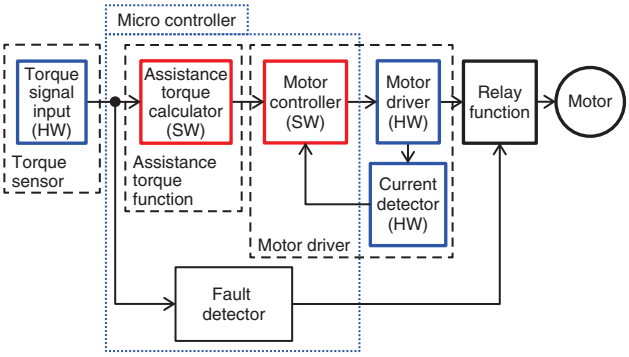
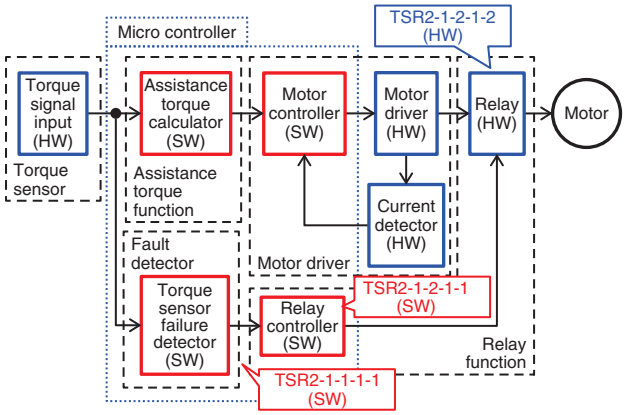


Fig. 12 Example of system architecture

TSR2に関連するため，HSI定義の対象部分として抽出した（Fig. 14）．

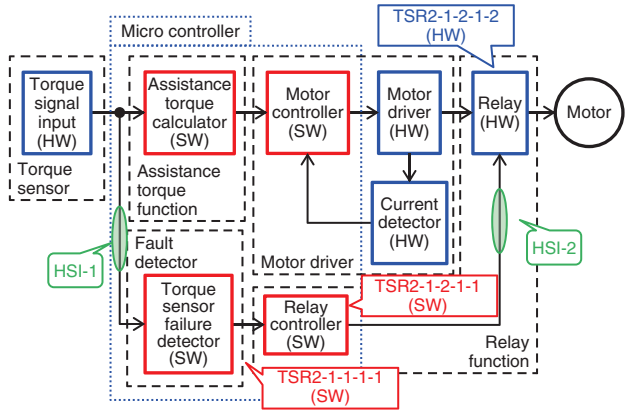
5.5. 開発プロセス適用による効果

構築した開発プロセスをEPSシステムの設計に適用した結果，後工程からの手戻りの原因となる安全目標の侵害の潜在的な要因を排除することができた．例えば，システムの構造と要求が階層的に明確に定義されるため，要因を抽出し，排除するためのレビューやシミュレーション等による設計段階での検証精度が向上した．また，後工程のHW開発，およびSW開発のそれぞれの対象がシステムアーキテクチャにより明確になるため，情報伝達の抜け漏れによる要因を排除することができた．



TSR1	TSR2
If torque sensor output deviates from specified range for xx msec, torque sensor shall be judged as having failed. (TSR1-1-1-1)	If output of torque signal input deviates from specified range for xx msec, torque signal input shall be judged as having failed. (TSR2-1-1-1-1)
Motor output shall be blocked by relay function. (TSR1-1-2-1)	Instruction of turning relay off shall be output. (TSR2-1-2-1-1)
	Relay shall block motor driver output by giving an instruction to turn relay off. (TSR2-1-2-1-2)

Fig. 13　Example of TSR2 and refined system architecture



Description	Hardware			Software			Interface type	Related TSR2
	Symbol	Range	Unit	Symbol	Range	Type		
HSI-1	Trq1h	0 to 5	V	Trq1s	0 to 255	Word	A/D	TSR2-1-1-1-1
HSI-2	Rly1h	0 to 5	V	Rly1s	0 to 1	Byte	A/D	TSR2-1-2-1-1 TSR2-1-2-1-2

Fig. 14　Example of HSI

6．まとめ

構築した開発プロセスにより

（1）設計の過程で取得した情報を成果物に直接反映することで，成果物の作成にかかる工数を抑制することができた．

（2）システムの構造，および安全要求を階層的に定義することで，手戻りの原因となるシステムの安全目標の侵害要因を削減した結果，工数増加を抑制することができた．

参考文献

（1）ISO26262: Road Vehicles – Functional Safety(2011)

（2）村上真，野村和範，久木隆，笠原康彦：パワープラント分野におけるシステムモデリング技術，Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.2, p.99-105

（3）http://www.omgsysml.org/

（4）IEC61025: Fault tree analysis (FTA)(2006)

（5）IEC60812: Analysis techniques for system reliability – Procedure for failure mode and effects analysis (FMEA)(2006)

（6）IEC61882: Hazard and operability studies (HAZOP studies) – Application guide(2001)

■著　者■


相模宏樹


広中慎司


森　良司


向井拓幸

ISO26262 準拠のための構成管理システム構築

Development of Configuration Management System for ISO26262

宅 美 仁 史* Hitoshi TAKUMI
黒 崎 泰 央* Yasuo KUROSAKI
石 田 宏 司* Hiroshi ISHIDA

要　旨

2011 年 11 月に機能安全規格（ISO26262）が発行された．この規格は車載電子制御システムに関する機能安全規格である．規格に準拠するためには，開発プロセスを定義し，開発プロセスを実施した証拠として多くのドキュメントを作成する必要がある．開発プロセスに従って作成されるドキュメントを事前に定義でき，開発中のイベントごとにレビュー結果と共に保管できる構成管理システムを構築した．また，トレーサビリティを実現するために，あらかじめ定義した書式で記述されたドキュメントから，機能安全で管理が必要とされる項目を自動抽出し，項目間の関連の定義と項目を一覧表示できる機能を独自開発した．

本システムにより，ISO26262 への準拠および業務負荷の増加を抑制することが可能となった．

ABSTRACT

The functional safety standard ISO 26262 was published in November 2011. It is a functional safety standard for electrical and/or electronic systems within road vehicles. Compliance with this standard requires that the development process be defined and that numerous documents be created as proof that the development process has been implemented. The documents to be created in accordance with the development process were defined in advance and a configuration management system was developed to be capable of storing them together with the review results for each event during development. In order to realize traceability, a proprietary function was developed that automatically extracts items that are considered to require management for the purpose of functional safety from documents that are entered in predefined formats. This function is capable of displaying a list of the items, as well as a list of the definitions of the relations between items.

This system contributes to compliance with ISO 26262 and contains the increasing operational and administrative load.

1．はじめに

近年の自動車においては，安全，環境，快適などの各性能に対し高度な要求があり，これらを満足するために数多くの車載電子制御システムが搭載されている．自動車の安全を確保するために，部品の品質管理によって危険につながる不具合部品の流出を防止し，危険そのものが起こらないようにする考え方（本質安全）に加えて，起こり得る危険事象を想定し，フェイルセーフ設計，フォールトトレラント設計された安全装置等の機能によって許容できるリスクまでに低減させ，安全性を確保する考え方（機能安全）を適用し開発をおこなう必要がある．この機能安全を製品に適用するために，開発時の要求管理や開発手順を規定した国際規格が機能安全規格（ISO26262）[1]になる．

ISO26262 は，国際電気標準会議（IEC）によるプロセスやプラント産業における電気，電子，プログラマブル電子の機能安全に関する国際規格 IEC61508[2]を基本とし，2005 年 11 月より規格化が開始され，2011 年 11 月 15 日に正式発行された．

ISO26262 に準拠するためには，車載電子制御システムの安全機構の開発において，構成管理として以下のような作業の実施が必要となる．

はじめに，車載電子制御システムの開発プロセスに従って開発を開始し，その活動によって作成されるドキュメント成果物（Work product：WP）の構成を定義し，管理する．次に，危険事象のリスクレベルを表す Automotive Safety Integrity Level（ASIL）を開発対象システムにに設定する．ASIL に従って，成果物の監査，査定を実施し，その結果と

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_24

共に成果物を保管する．三つめとして，影響分析に備えて，機能安全の要求事項に関係する設計，テスト結果に関連を定義し，トレーサビリティを可能にする．最後に，作成された成果物を版管理し，成果物の変更をおこなう際には，変更による影響範囲を特定し，適切な管理者による変更内容と変更理由の承認を実施する．

弊社では 2008 年より ISO26262 の対応を開始しており，従来の車載電子制御システム開発において，既に機能安全は考慮されている．ただ，開発コンセプトの検討の際に，担当者間で打ち合わせを重ねることによってコンセプトを成熟させていくため，変更による影響範囲の算出および変更内容の監査，査定回数が増大している．加えて，ISO26262 が要求する成果物にトレーサビリティを設定する必要があり，さらに業務負荷が増大することが懸念されている．

そのため，ISO26262 に準拠しながら，開発工数の増加を最小に抑える取り組みとして，構成管理とトレーサビリティを容易に実施できるシステムが必要となった．

2．ISO26262 準拠対応

2.1. ISO26262 の概要

ISO26262 は，Part1 から Part10 の 10 章で構成されており，車載電子制御システムの開発から生産，サービスに至るまでのライフサイクル全体に対しての規格で構成されている (Fig. 1)．

各 Part の内容は以下のとおりである．

Part1 は用語の定義，Part2 は機能安全管理として機能安全活動を実施するための企業文化 (安全文化)，会社組織に対する要求が記述されている．

Part3 から Part7 においては，機能安全活動を実施する部門への要求事項が体系的に記述されている．

自動車メーカの開発部門は Part3 で規定されているコンセプト設計を担当する．Part3 では，機能安全として許容できるリスク以下に低減させる安全目標 (Safety Goal) を設定し，開発結果として，安全目標が妥当かどうかを確認することが規定されている．また，安全目標を実現するための要求事項である機能安全要求 (Functional Safety Requirement ：FSR) を定義し，あわせて開発結果を検証することが規定されている．

その内容を受け，開発部門またはサプライヤが Part4 で規定されるシステム開発を担当する．Part4 では，Part3 で提示された FSR を詳細化し，技術安全要求 (Technical Safety Requirement：TSR) を設計し，開発結果を検証することが規定されている．

同様に，Part5 のハード設計，Part6 のソフト設計では要求事項がそれぞれ詳細化され，開発結果の検証が規定されている．

Part7 の生産と運用では，生産部門およびサービス部門が担当する内容が規定されている．

Part8 は機能安全開発全体に関わる支援業務として，機能安全の要求事項の管理およびトレーサビリティ管理，ドキュメントの構成管理規定，再利用されるソフトウェアライブラリやツールの認定について規定されている．

Part9 は ASIL 指向と安全指向の分析として，ASIL の分解の実施方法と実施にあたっての要件が定義されている．

Part10 は規格適用のためのガイドラインが記載されている．

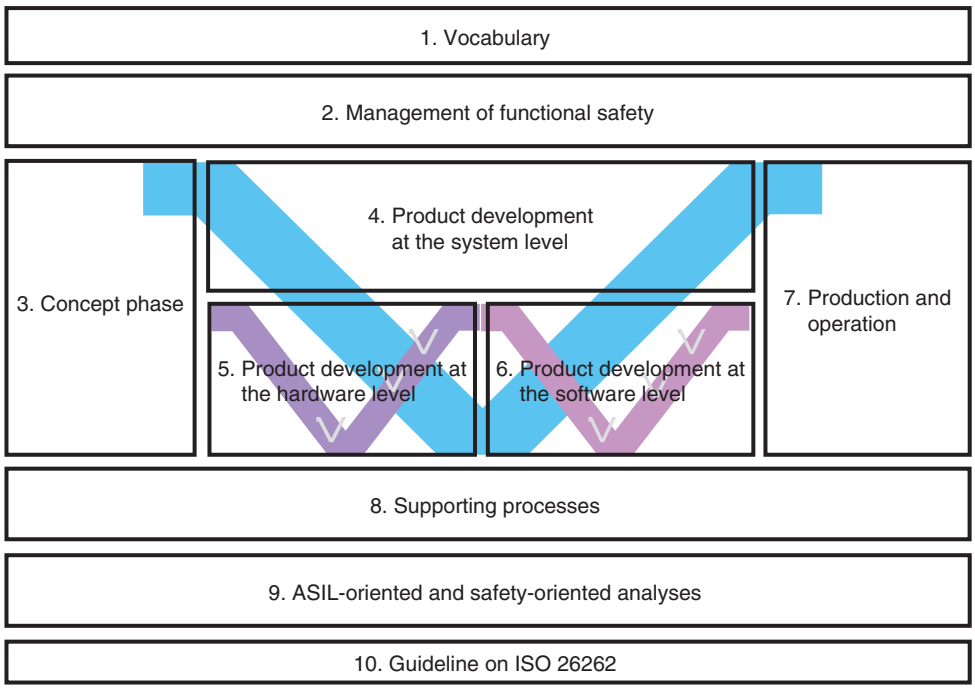


Fig. 1　Overview of functional safety standard

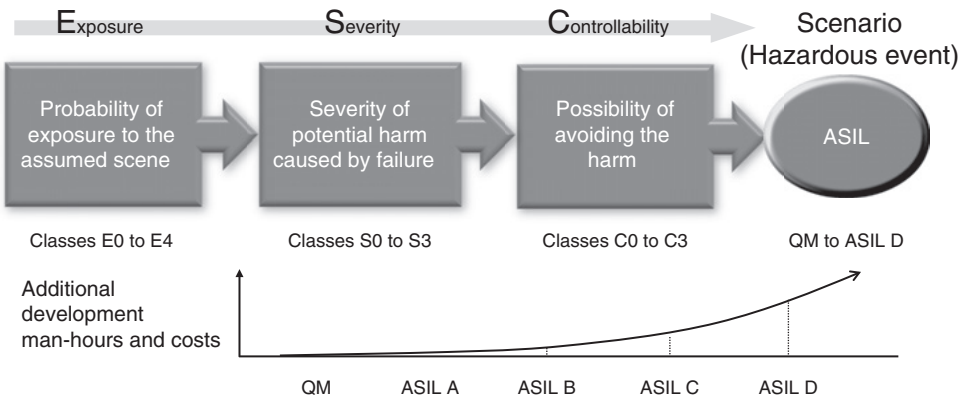


Fig. 2 Definition of ASIL and development cost

2.2. ASIL の定義

機能安全には，危険事象の想定が必要となる．危険事象のリスクのレベルを定義するためには，その危険事象が起こる頻度（Exposure），危険事象が起こった場合の人に対する危害度（Severity），危険事象が起きた場合に人が回避動作をとれるかどうかの確率（Controllability）を用いる．

Fig. 2 で示す三つの指標値（Exposure，Severity，Controllability）を見積もり，ISO26262 で定義されているテーブルに照らし合わせて，想定される ASIL を決定する．ASIL はアルファベットの A から D で表現され，D が一番高いリスクレベルと定義される．

ASIL に従って，作成された成果物の監査，査定の回数や承認者の条件が設定される．

3．システム開発方針

ISO26262 に準拠するためのデータ管理アプリケーションは，ソフトウェア開発会社から既に市販されている．

工数削減の観点から各社のアプリケーションを評価した．

トレーサビリティ設定や操作性において弊社の要求を満たすものは見つからなかったため，独自システムを開発することとした．

開発に際して，ISO26262 を解析し，以下の達成項目を設定した．

（項目 1）開発プロセスをシステムに定義でき，作成された成果物の版管理が可能で，プロジェクト間で成果物を共用できること

（項目 2）Microsoft 社の Office 文書から要求事項等の項目を抽出し，抽出された項目間に関連を設定し，その関連を一覧表示できること

（項目 3）成果物の登録操作が簡単にでき，システム上で監査，査定の補助をおこない，結果を管理できること

（項目 4）取引先と要求事項や成果物を簡単に交換できること

四つの項目をシステム化するにあたって技術課題を設定し，システム開発をおこなった．

4．システム開発項目について

4.1. 構成管理

ISO26262 の Part8 に規定されている構成管理を実現するためには，開発プロセスの管理，成果物の構成管理，変更管理およびトレーサビリティの確立が必要となる．

上記内容を車載電子制御システムの開発作業中に実施し，管理内容を記録するため，データベースの概念設計を実施した．

まず，構成管理（Configuration Management）として，開発機能対象（Project），開発プロセス（Process）とその開発プロセスの実施結果として作成される予定成果物（Work Product Box: WPBox）を定義し，データベースへ記録できるようにした．

トレーサビリティとしては，成果物から抽出される管理対象項目（Object）との関係（Relation）を管理するように定義した（Fig. 3）．

次に，プロセス管理（Process Management）として Project，Process および WPBox それぞれに，進行状況を示すステータスや作業開始日付や完了日付等のスケジュールを設定することができるようにした．

最後に，変更管理（Change Management）として，開発結果を検証した結果を保存するため，監査，査定予定を検証会（Event）としてシステムに定義し，検証対象となる WPBox を設定できるようにした．検証会実施時には，

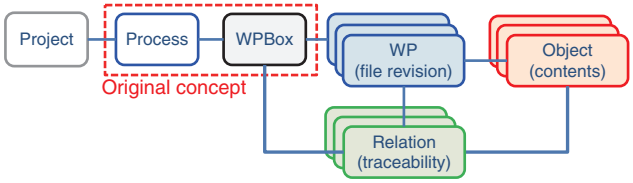


Fig. 3 Concept of configuration management

WPBox に対し，監査，査定対象となる成果物の版番号を登録し，開発対象の ASIL に従った承認処理（Approval Flow）を実施できるようにした．

承認処理によって確定された成果物は，変更を実施する際の基準（Baseline）として利用され，開発を完了し量産に移行する場合には，セーフティケース（Safety Case）として扱うことができる（Fig. 4）．

4.1.1. ツリー構造と版管理

ISO26262 では，開発プロセスと結果として作成される成果物を合わせて管理することが必要になる．

この内容をツリー構造で表現し，ツリー上のノードを Process とし，ノード配下に作成されるリーフを WPBox と定義した．

システム上で Project 毎に作成された Process と WPBox のツリー構造の構成を追加，変更，削除できるようにし，ツリー構造の履歴を管理できるようにした（Fig. 5）．

WPBox に登録された成果物自体は，登録された順序で自動的に管理番号を採番し識別される．

これにより，同じ成果物が複数回登録された場合でも，システム内部で上書きせず，管理番号を用いて版管理できる．設計者が過去の成果物を参照したい場合は，管理番号を指定して閲覧することができる．

4.1.2. 流用設定

既に開発がおこなわれているシステムを部分的に変更し類似機能の開発をおこなう場合がある．部分変更するプロジェクトから，元となるプロジェクトの WPBox を参照する機能（流用設定）を開発した．

これにより，既に開発がおこなわれている WPBox（流用元）で成果物が更新されて登録された場合，部分変更するプロジェクトの WPBox（流用先）においても自動的に最新の成果物を参照できる．

最新の変更内容を採用したくない場合や，参照せずに独自の変更を加えたい場合には，流用先の WPBox に新規に成果物を登録することで，自動的に流用元の WPBox との関係を解除し開発を進めることができる．

流用設定を実行した際に，流用先と流用元の WPBox 間で Relation が設定され，トレーサビリティが可能となる．よって，後述する影響計算の対象として扱うことができ，設計変更時の工数削減が可能となる．

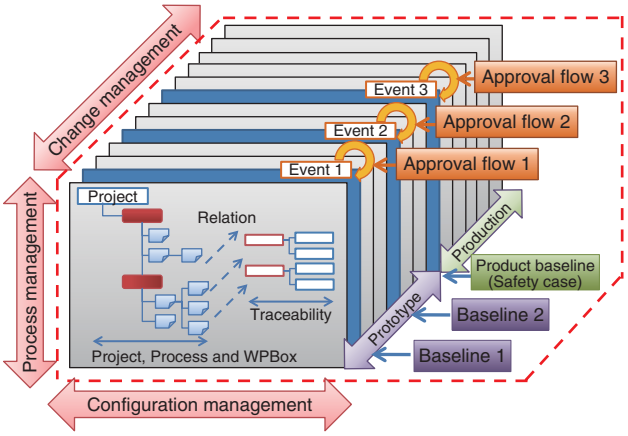


Fig. 4　Concept of data management

4.2. トレーサビリティ

ISO26262 で求められるトレーサビリティを実現するには，成果物の関連だけでなく，成果物の内部に記述された

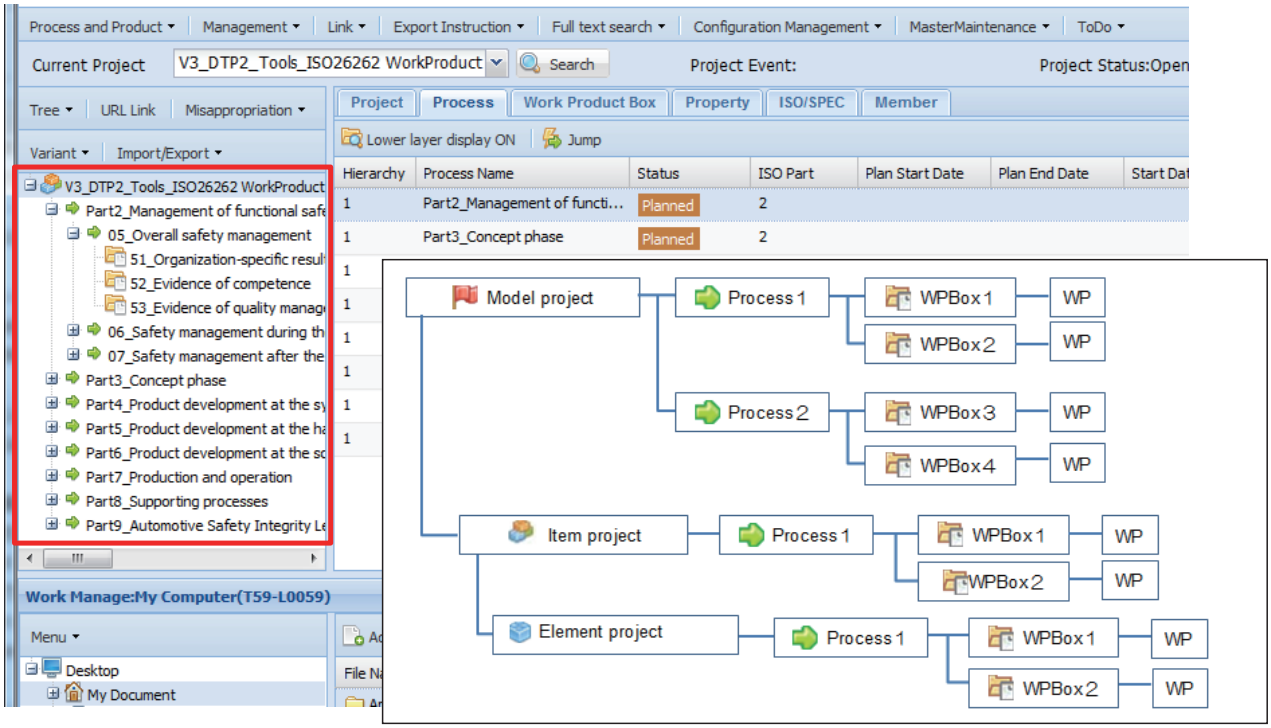


Fig. 5　Project tree, process and WPBox

要求事項やテスト結果そのものに対して関連を設定し，追跡できるようにする必要がある．

要求事項の関連については，開発プロセスに従って要求事項を詳細化する際に，要求項目に与える管理番号を階層化することで設定することが可能である．

また，設計内容を確認するテスト項目については，単体テストからユニットテスト，機能間の結合テスト等，段階的にテストが実施されテスト項目が集約されるため，テスト段階ごとに管理番号を与え集約に従って関連を設定する．

機能安全の要求事項が達成されているかどうかを検証するため要求事項とテスト項目との間にトレーサビリティを設定する必要がある (Fig. 6)．

システムに登録された成果物から要求事項およびテスト項目を抽出し，設定された Relation を一覧表示する機能を開発した．

4.2.1. ドキュメント内の項目抽出

達成すべき安全目標や FSR を記載した成果物を仕様書として発行し，弊社関係部門およびサプライヤに情報を伝達する．

ISO26262 に準拠するための項目が記載された仕様書のひな形を Microsoft 社の Office 文書で作成する．そのひな形を Microsoft 社で公開されている Office Open XML 形式で解析し，XML のタグ名と記載内容から Object を抽出できるようにした (Fig. 7)．

また，ひな形で表現されている Object の階層構造も抽出し，データベースへ登録することを可能とした．

4.2.2. リレーションの考え方

本システムでは，構成管理として，Process と WPBox を定義し，WPBox に登録される成果物が版管理される．

成果物間の関係が事前に確定している場合には，WPBox 間にあらかじめ Relation を設定できる〔Fig. 8 (1)〕．

成果物を登録した場合には，WPBox 間の Relation により，システムが自動的に成果物間に Relation を追加する〔Fig. 8(2)〕．

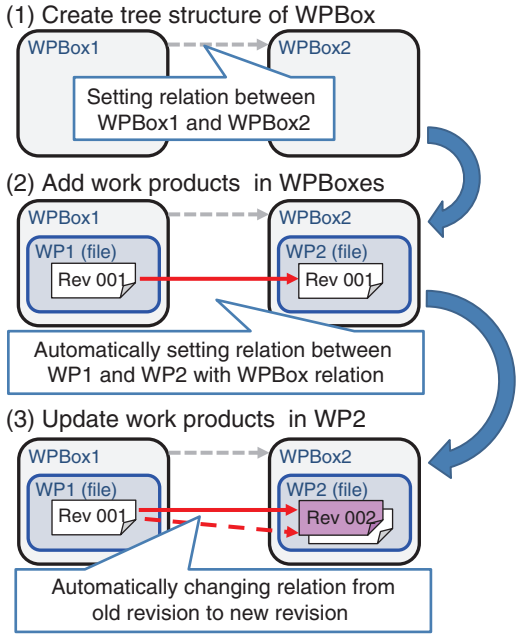


Fig. 8 Automatically setting a Relation

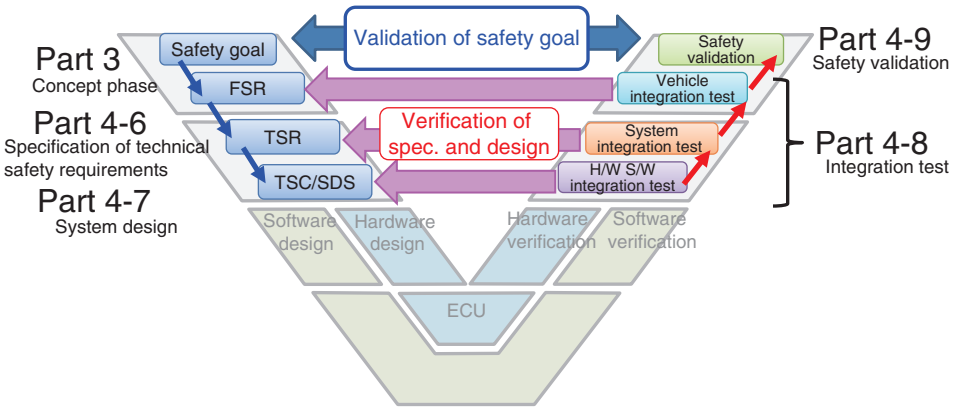


Fig. 6 Verification and validation in ISO 26262

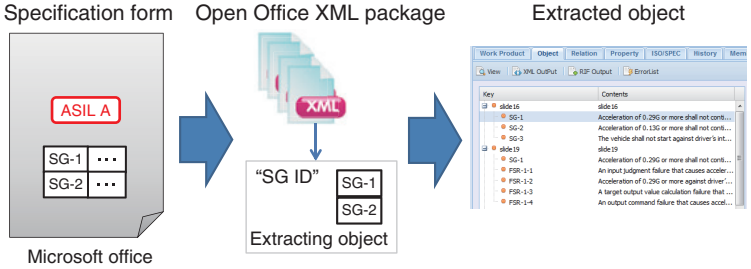


Fig. 7 Extracting object from Microsoft office

WPBox 内での版管理により，WPBox に成果物が変更されて登録された場合には，変更前に設定されていた成果物間の Relation を変更後に引き継いで設定することが可能となる〔Fig. 8(3)〕.

また，本機能の特徴として，Relation を設定する際に，方向と種類を設定できる.

Relation に設定された方向によって，Object 間の参照する関係や参照される関係を表現することができる．加えて Relation の種類を設定することで，関係の意味を表現することができる (Fig. 9).

4.2.3. 影響範囲の計算

要求項目を変更する場合，関連する設計内容やテスト結果を検索し，影響範囲を特定する必要がある.

本システムでは，設定された Relation を順次たどり，関連づけられた項目を階層構造で表示することで，影響する範囲を明示することができる (Fig. 10).

Relation の方向や種類，階層構造の深さを検索条件として設定し，影響範囲特定時の検索結果を絞り込むことができる．検索結果に表示された項目に対して，検索条件を再度設定し，連続して影響範囲の計算を実施することができ，開発時の検索作業の効率化を図ることが可能となっている.

また，Fig. 11 で示すように抽出された項目の中から，縦軸と横軸に表示させる項目と，それらの項目に設定されている Relation の種類を指定し，クロス集計した帳票を作成できる．この帳票により，関連が漏れなく設定されているか確認することができる.

4.3. ユーザビリティ

特別なアプリケーションをインストールすることなくドキュメントを参照し，登録することが必要なため，Web Browser で稼働することをシステム要件とした.

Web Browser 上での使い勝手 (ユーザビリティ) を向上させるため，Rich Internet Application (RIA) 技術として，Javascript ライブラリの Extjs を採用した．これにより Web Browser 内でのドラッグとドロップが可能となり，ドキュメント登録時や関連の設定時に直観的な操作を実現した (Fig. 12).

4.4. サプライヤ連携

ISO26262 に準拠するためには，自動車メーカとしてサプライヤに要求事項を正確に伝達する必要がある．要求を伝達されたサプライヤは，要求を実現する機能を設計し，設計結果として成果物を自動車メーカに提示する必要があ

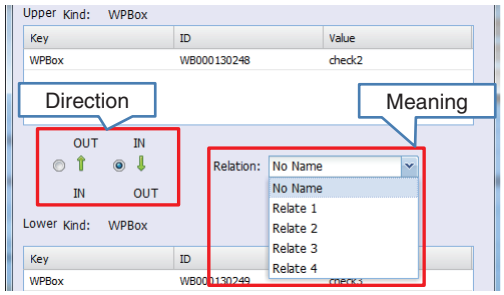


Fig. 9　Setting direction and meaning of a Relation

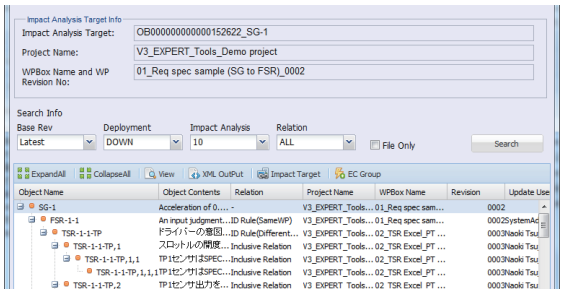


Fig. 10　Results of impact analysis

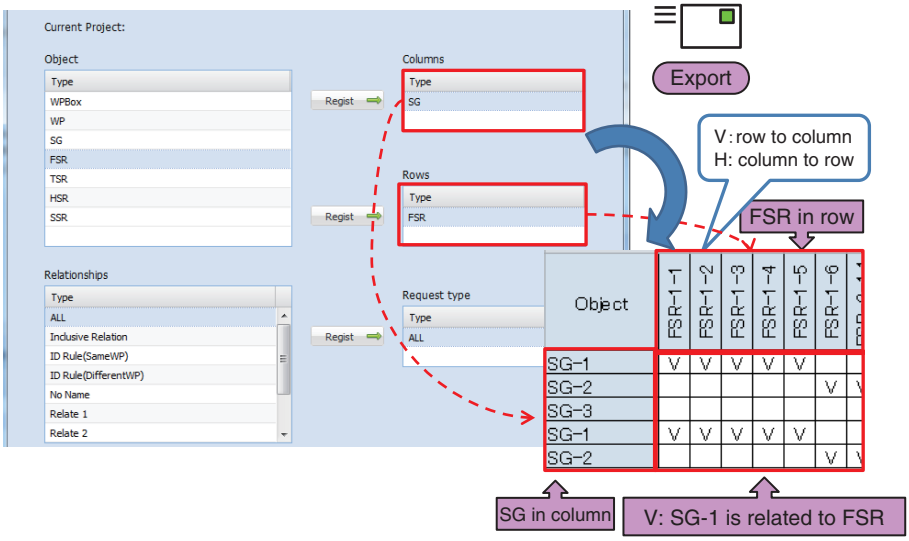


Fig. 11　Matrix of objects and Relations

る．これら要求事項と設計内容およびテスト結果はトレーサビリティの設定が必要であるため，自動車メーカとサプライヤ間でのデータ交換機能を開発した (Fig. 13)．

4.4.1. 要求項目の RIF 出力

Requirements Interchange Format (RIF) は要求事項を企業間で交換するためのフォーマットである．これは Audi, BMW, Daimler, Porsche, Volkswagen の５社で構成されている Hersteller Initiative Software (HIS) という組織によって作成された[3]．

このフォーマットは要求事項を管理する市販アプリケーションで採用されており，サプライヤに要求事項を伝えるためには RIF への対応が必要である．

そのため，仕様書に記載された要求項目を抽出し，データベースに登録された内容から，RIF に準拠したフォーマット (XML ファイル) で出力できるようにした．

ただし，RIF に対応している市販アプリケーションごとに RIF の記載内容に差異があるため，データ交換時に変換作業が必要である (Fig. 14)．

4.4.2. 構成管理内容のインポートおよびエクスポート

ISO26262 では規格準拠の成果物を開発完了時にまとめて保管する必要がある．保管された成果物は，設計変更時の基準として使用するため，任意のタイミングで復元できる必要がある．

また，機能安全だけでなく，機能開発に必要な情報をサ

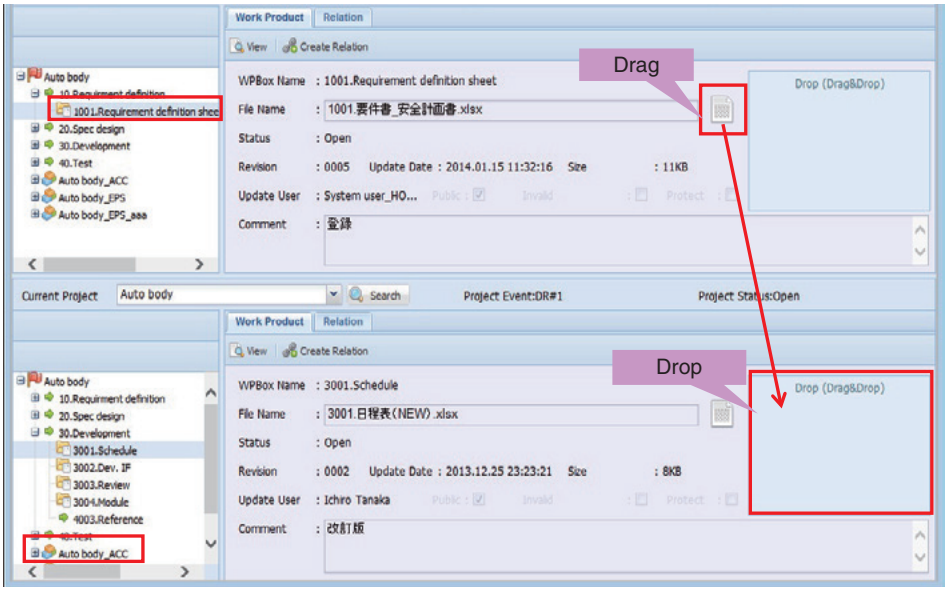


Fig. 12　Setting relations with drag and drop operation

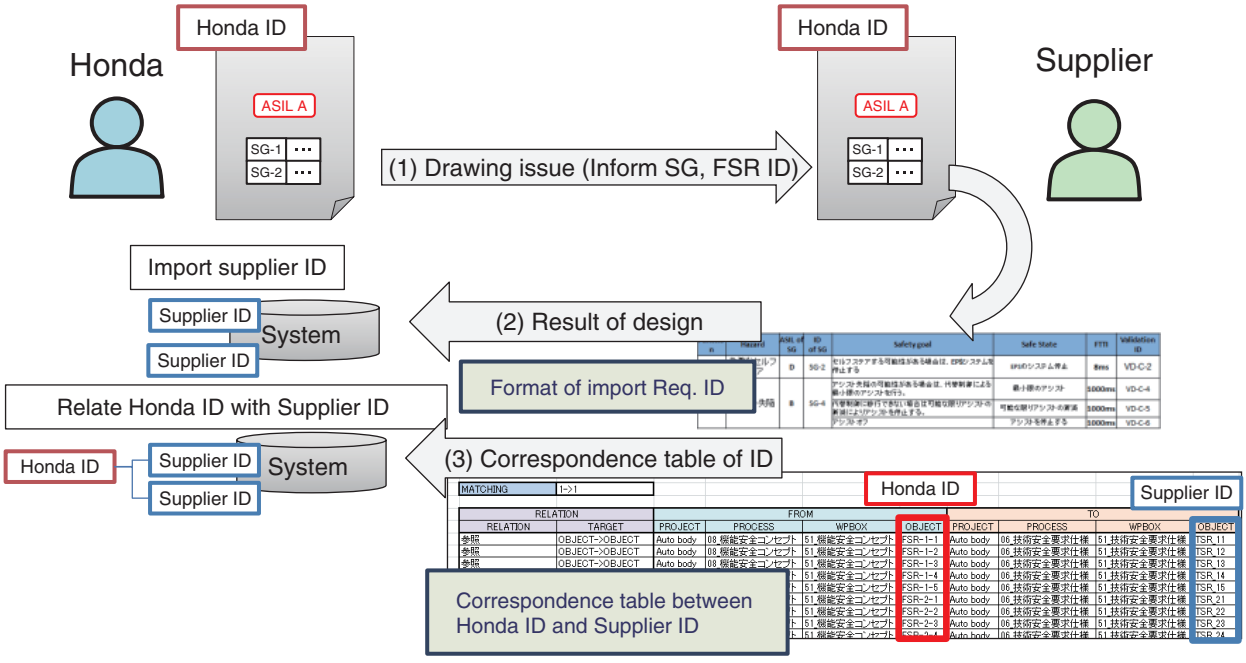


Fig. 13　Data exchange between Honda and suppliers

プライヤと交換し，開発業務を効率化することが望ましい．

これらを実現するために，構成管理で作成したツリー構造と指定された版番号の成果物の両方をインポートおよびエクスポートできる機能を開発した．

サプライヤへの伝達事項や機密事項の有無を確認するため，システム上に設定された承認処理の後にエクスポートされる機能とした（Fig. 15）．

成果物のインポートに関しては，システム上の構成情報に対して，影響を確認してから反映する機能とした（Fig. 16）．インポートできるデータは基本的に本システムから出力された XML データを想定しているが，他ツールから出力された XML を本システム用に変換することで，インポートが可能となる．

5．まとめ

上述のシステム開発により，

（1）ISO26262 に準拠した開発プロセスおよび成果物をシステム上に定義できるようにした．

（2）登録された成果物から，自動的に要求項目を抽出し，

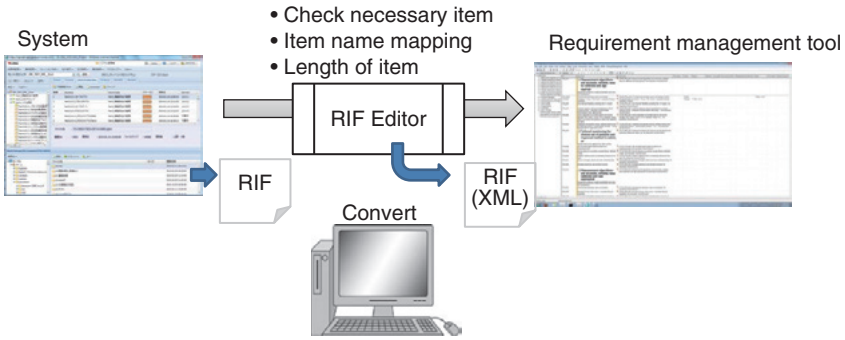


Fig. 14　Convert RIF format for exchange

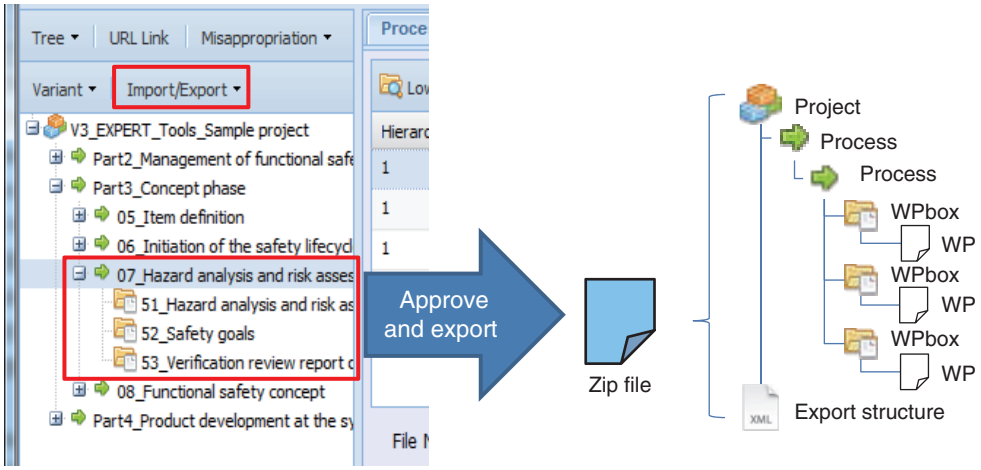


Fig. 15　Export operation

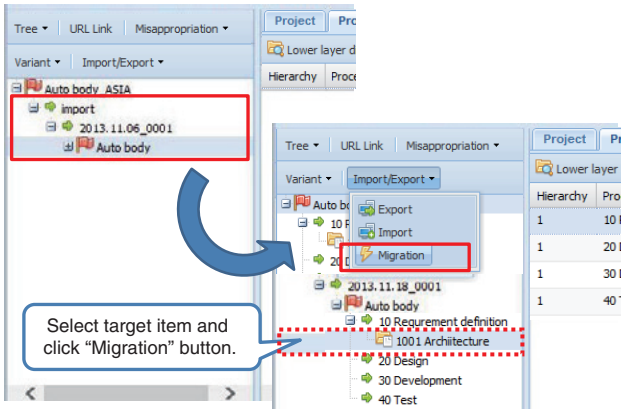


Fig. 16　Import operation

要求項目間の関連を定義することでトレーサビリティを実現した.

(3) 開発中の検証会をイベントとしてシステムに定義し, 成果物と検証結果を保存することが可能になった.

(4) 設定された項目間の関連を一覧表示することで, 影響範囲を特定できるようにし, 検索工数の削減が可能になった.

参考文献

(1) ISO 26262 : Road Vehicles – Functional Safety(2011)

(2) IEC 61508: Functional Safety of Electrical/Electronic/Programmable Electronic Safety-related Systems(2000)

(3) http://www.automotive-his.de/rif/ 2014/4/14

■著　者■



宅美仁史



黒崎泰央



石田宏司

燃料電池カソード電極近傍の酸素濃度計測用酸素センサ内蔵 MEA の開発

Development of MEA with Built-in Oxygen Sensor for Measurement of Oxygen Concentration around Fuel Cell Cathode Electrode Layer

毛 里 昌 弘*
Masahiro MOURI

要　旨

種々の発電条件が燃料電池カソード電極近傍への酸素ガス輸送に与える影響を明確にするために，カソード電極近傍の酸素濃度計測を可能にする光ファイバ型酸素センサ内蔵膜電極接合体の開発をおこなった．酸素濃度計測は，光ファイバの先端に塗布した酸素感応色素の燐光寿命の変化を利用した．本研究は，車載用セルで発電中のカソード電極近傍の酸素濃度分布と電極エリア内の発電分布を表す電流密度分布を同時計測した世界初の事例になる．具体的には，カソード電極への酸素ガス輸送阻害が，高電流密度運転下での発電出力と低電流密度運転下での発電安定性に与える影響を確認した．

これらの結果と中性子ラジオグラフィの観察結果を合わせて，ガス流路に発生した凝縮水がガス供給阻害をひき起こし，発電性能の低下を招くことを明確にした．

ABSTRACT

A membrane electrode assembly with a built-in fiber-optic oxygen sensor able to measure the oxygen concentration around fuel cell cathode electrode has been developed to clarify the effect of a variety of generating conditions on the transport of oxygen to the area around cathode electrode. Changes in the phosphorescence lifetime of an oxygen-sensitive dye coated on the tip of the optic fiber are used to measure oxygen concentration. This paper presents an example of the first-ever simultaneous measurement of the oxygen concentration distribution around cathode electrode and the current density distribution, which expresses the distribution of generation in the active area, in a vehicle-onboard cell during generation. Specifically, it was found that obstruction of transport of oxygen gas to the cathode electrode affects generation output under conditions of high current density operation and generation stability under conditions of low current density operation.

These results, together with the results of neutron radiography observation, indicate that condensed water formed in the gas channels of the cell impede the supply of gases, and can result in a decline in generation performance.

1．まえがき

地球温暖化や大気汚染等の環境問題，さらに石油などの化石燃料に依存した不安定な需給環境の中で，CO_2 や有害物質を排出しない究極の環境適用車である燃料電池電気自動車の開発が加速している．米国カリフォルニア州大気資源局（CARB）は，同州内で一定以上の台数を販売する自動車メーカに対して，その販売台数のうち決められた比率を無公害車（Zero Emission Vehicle：ZEV）にすることを ZEV 法で義務付けている．さらに 2018 年からは，無公害車を電気自動車や燃料電池電気自動車に限定した ZEV2.0 に移行する予定である．このことから，燃料電池電気自動車開発の重要性が増している．Honda では，低温時においても始動可能で，小型化が期待できる固体高分子型燃料電池（Polymer Electrolyte Fuel Cell：PEFC）を用いた燃料電池電気自動車の開発が推進されている．PEFC の発電には，高分子電解質膜（Polymer Electrolyte Membrane：PEM）のプロトン導電性を確保するために適度な水が必要である．しかし，ガス流路やガス拡散層（Gas Diffusion Layer：GDL）に発生した過剰な水は，発電の反

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_25

応場である電極触媒へのガス供給阻害をひき起こす要因となっており，高電流密度運転下での出力低下と低電流密度運転下での発電安定性の低下を招く．このことから，発電中の燃料電池内部の水を適切にコントロールする必要がある．発電出力の低下と発電安定性の低下をひき起こすガス供給阻害を直接評価する方法としては，可視化窓を有したカソードガス流路壁面に酸素感応色素を塗布した専用の可視化発電セルとレーザ分光を組合せた方法がある[(1)]．しかしこの方法では，専用の可視化セルのみでの評価に限定され，また，発電反応場であるカソード電極近傍の酸素濃度を直接捉えることもできない．これらの課題を解決するために，酸素センサ内蔵膜電極接合体（Membrane Electrode Assembly：MEA）の開発に取り組んだ．

2．酸素濃度計測の必要性

2.1. 燃料電池

燃料電池とは，水素と酸素の電気化学反応によって電気を取り出す発電装置である．実際の反応は，式（1）に示すアノード極の水素酸化反応と式（2）に示すカソード極における酸素の還元反応からなる．カソード極では副生成物として水を生成する．

$$\text{アノード（An 極）：} H_2 \rightarrow 2H^+ + 2e^- \qquad (1)$$

$$\text{カソード（Ca 極）：} 1/2O_2 + 2H^+ + 2e^- \rightarrow H_2O \qquad (2)$$

Fig. 1 に PEFC の概略図を示す．PEFC は，PEM の両側に触媒層（Catalyst layer：CAT）と GDL を配置した MEA，およびガスや冷媒流路が形成されたセパレータで構成される．これらの最少構成で形成されたものを単セルと呼ぶ．また，単セルを複数積層したものをスタックと呼ぶ．PEM は，式（1）の水素の酸化反応によって生じたプロトン（H^+）の伝導を担う．PEM の両側に設置した CAT は，それぞれ式（1）と式（2）の反応を担う．GDL は，ガス流路に暴露していない部分への反応ガスの拡散と通電機能を担う．セパレータは，アノードとカソードの各電極への反応ガスの供給と隣接するセル同士の反応ガスの隔離，冷媒の供給による冷却機能，および CAT からの通電機能を担う．この他に，CAT と GDL の間へ CAT からの排水とガスの置換促進機能を向上させるための下地層（Micro-Porous Layer：MPL）を形成したものも存在する．

2.2. 燃料電池における水マネジメントの重要性

発電出力と発電安定性を確保するためには，発電中の燃料電池内部の水を適切にコントロールする必要がある．車載用の燃料電池では，燃料電池システム全体を含めた小型化とエアポンプ等の駆動電力を抑えるために酸素利用率を高めた運転が要求される．また，さらなる燃料電池スタックの小型化に向けて，より生成水量が多くなる高電流密度で運転可能な技術が必要となっている．

2009 年モデルの FCX クラリティに搭載された燃料電池スタックの容積出力密度は，2005 年モデルの FCX に搭載された燃料電池スタックに対して 50％向上している．また，重量出力密度は，2005 年モデル比で 67％向上している[(2)]．

2.3. カソード電極近傍の酸素濃度計測の必要性

前述したとおり，発電中は，プロトン導電性を確保するために投入した加湿水や発電によって生じた生成水が凝縮し，反応ガスの輸送を低下させる．これをフラッディング現象という．発電中は，Fig. 2 に示した三つの分極損失によってエネルギーロスを生じる．触媒活性に起因した活性化分極ロス，プロトン伝導と電子伝導に起因した抵抗分極ロス，反応ガスの輸送抵抗に起因した濃度分極ロスがある．

セル電圧は，水素と酸素の電位差によって発生する理論起電圧から，各分極損失を除した値となる．理論起電力は，開回路電圧（Open Circuit Voltage：OCV）に相当する．フラッディング現象は，反応ガスの輸送抵抗を表す濃度分極ロスを加速させ，セル電圧の低下を招く．特にカソード

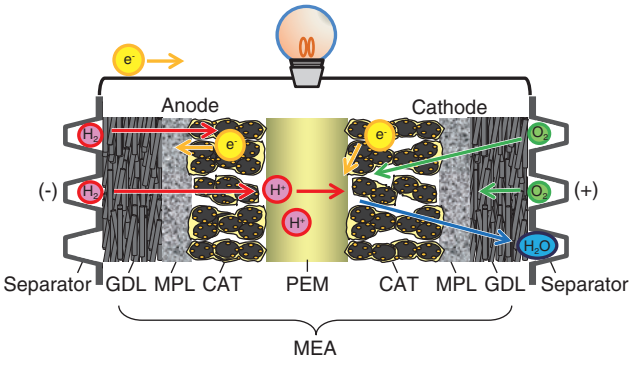


Fig. 1　Schematic image of PEFC

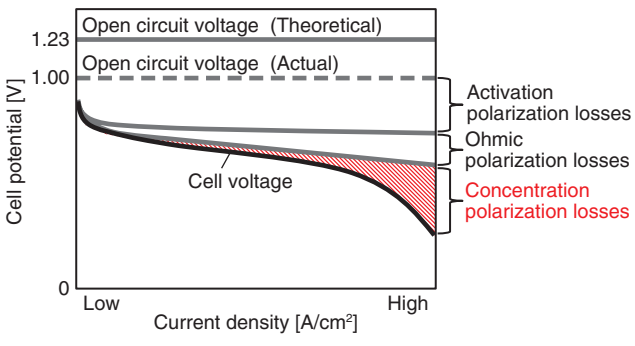


Fig. 2　IV curve and various polarization losses of operating fuel cell

極では，生成水が発生し，電気浸透により随伴水としてアノードからも水が移動してくるため，過剰な水が電極やGDL に蓄積しやすい．よって，カソード極の方が濃度分極の影響を受けやすい．フラッディング現象の起こりやすさは，GDL や電極材料の水に対する濡れ性の違いによっても左右される．また，フラッディング現象は，Fig. 3 に示すとおり，電極エリアに位置するカソード反応ガス流路の上流部よりも下流部の方が起こりやすい．これは，カソード反応ガスの上流部で発生した生成水の一部が水蒸気として蒸散し，下流部にいくほど水蒸気が蓄積されて飽和水蒸気圧に近づくためである．

さらにカソード極では，反応ガスに空気中の酸素を利用するため，アノード極の反応ガスである水素に比べて分圧が低く，分子量も大きいことからガスの通り道である細孔径の影響も受けやすい．したがって，カソード極の濃度分極は，高電流密度運転でより顕著にあらわれる．セル内部でのカソード反応ガスである酸素の輸送は以下に大別される．

（1）カソード GDL および MPL の細孔内での気相拡散
（2）カソード CAT の細孔内での気相拡散
（3）カソード CAT の電解質への気相拡散と溶解拡散

酸素の拡散様式は細孔径によって異なる．（1）の GDL へ一般的に用いられるカーボンペーパの細孔径は，50 μm から 100 μm 程度である．（2），（3）の CAT の細孔径は，0.01 μm から 0.1 μm 程度である[3]．細孔径が気体分子の平均自由行程よりも十分に大きければ，気体分子同士の衝突に依存する分子拡散とみなすことができる．他方，細孔径が小さい場合には，気体分子と細孔壁面との衝突の影響が無視できなくなり，クヌッセン拡散が支配的となる[4)-6)]．GDL は分子拡散に依存し，細孔径が小さい CAT は，クヌッセン拡散に依存する．このクヌッセン拡散は，気体の分子量が大きいほど小さくなる．したがって，酸素の分子量を 32，水素の分子量を 2 とすると，細孔内での酸素の拡散定数は水素ガスよりも 4 分の 1 程度に小さくなる．さらに高電流密度運転をおこなう場合，反応ガスの消費が増えるため，カソード極の方がクヌッセン拡散の影響を受けやすい．クヌッセン拡散の影響を確認するために，種々の発電条件でカソード電極近傍の酸素濃度をリアルタイムで計測する技術が必要である．

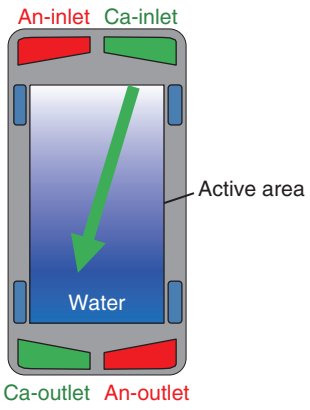


Fig. 3　Water distribution in active area

3．光ファイバ型酸素センサ内蔵 MEA の開発

3.1. 酸素濃度計測手法の選定

一般的な酸素濃度計測手法には，濃淡電池の起電力を利用したジルコニアセンサ，酸素の常磁性を利用した磁気式，質量数の違いを利用した質量分析式などがある．本手法では，六つの観点から酸素感応試薬を用いた光ファイバ型酸素センサを採用した．六つの観点とは，MEA に内蔵可能であること，サンプルリングによるガス消費が無いこと，液水共存下での計測が可能なこと，電気絶縁性および防爆性が確保できていること，過渡応答性が早いこと，多点同時計測が可能なこととした．

センサプローブの外径サイズは，CAT と GDL を足した厚み以下に抑える必要があり，250 μm 以下にすることが望ましい．このことから，光ファイバセンサの外径サイズを 90 μm（コア径 50 μm，クラッド層 40 μm）と 220 μm（コア径 200 μm，クラッド層 20 μm）の 2 種類で試作した．

3.2. 光ファイバ型酸素センサプローブと計測装置構成

酸素濃度計測には，酸素感応色素を用いた．また，酸素感応色素には，Ru-ポルフィリン錯体を採用した．Ru-ポルフィリン錯体は，バンドギャップエネルギーに相当する光を吸収すると励起され，燐光を放出する[7]．Ru-ポルフィリン錯体の周囲に酸素分子が存在すると，燐光エネルギーの一部が酸素分子の励起エネルギーとして利用される．したがって，酸素分圧が高いほど燐光強度が減少し，燐光寿命が短くなる．励起光と Ru-ポルフィリン錯体の燐光寿命の関係を Fig. 4 に示す．

このことから，燐光寿命を計測することで酸素分圧および酸素濃度に換算できる．燐光寿命から酸素濃度への換算は，式（3）の Stern-Volmer 式で与えられる．

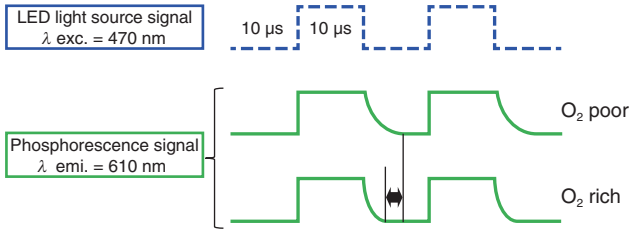


Fig. 4　Relationship between excitation light signal and phosphorescence signal

$$I_0/I = 1 + Ksv\cdot[Q] \qquad (3)$$

I_0：無酸素状態での燐光強度
I：酸素存在下での燐光強度
Ksv：Stern-Volmer 定数（＝消光定数×燐光寿命）
$[Q]$：酸素分圧 [Pa] or 酸素濃度 [%]

今回作製した光ファイバ型酸素センサプローブの写真と概略図を Fig. 5 に示す．光ファイバは，波長選択性が小さく，光を伝播するコア径が太いマルチモードタイプを選択した．光ファイバセンサプローブの片側にセンシング部に相当する窓を形成し，逆側へは中継ケーブルへの接続用 SMA905 のコネクタを形成した．センシング部の窓は，受光面積の拡大と励起光の反射成分の低減を考慮して，窓面が約 30° のテーパ角になるように形成した．窓面は鏡面研磨処理をおこなった．光ファイバの外周保護機能を担うポリイミド樹脂被覆は窓面を除いて残した．酸素感応色素である Ru-ポルフィリン錯体は，ゾルゲル法によりシリカガラス膜に分散固定された形になるように窓面に塗布した．この塗布膜はガス拡散機能を有した多孔質膜となっている[8),(9)]．

光ファイバ式酸素濃度計測装置の構成を Fig. 6 に示す．計測装置は，励起光源，励起光源の光パルスに同期したロックインアンプを内蔵する検出器，光ファイバ型酸素センサプローブおよび光ファイバ中継ケーブルから構成される．励起光源は，Ru-ポルフィリン錯体の励起波長に対応した波長 470 nm の LED 光源を使用した．センサプローブへの励起光信号の導入は，2 分岐光ファイバ中継ケーブルを用いた．2 分岐中継光ファイバの役割は，センサプローブの窓部からの燐光成分を含んだ反射光信号を検出器へ伝送する役割も兼ねる．検出器は，燐光のピーク波長に対応した波長 610 nm ± 15 nm のバンドパスフィルタを備える．このバンドパスフィルタは，基準とする燐光信号波長の抽出と励起光成分の除去機能も兼ねる．燐光信号の検出は，フォトダイオードでおこなった．

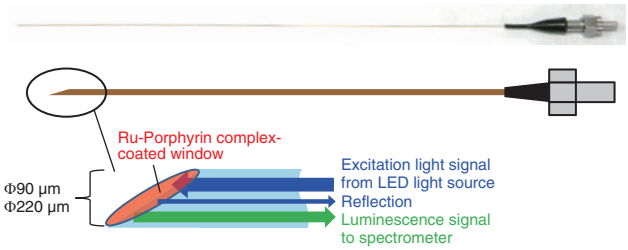


Fig. 5 Schematic image of fiber-optic oxygen sensor probe

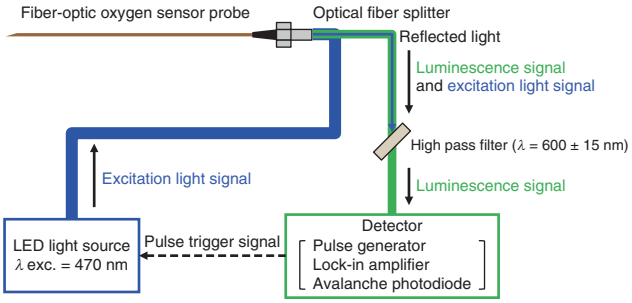


Fig. 6 Block diagram of fiber-optic oxygen sensor system

3.3. 酸素センサの動作特性

励起光信号は，Fig. 4 に示すとおり，オン，オフ時の各パルス幅を 10 μs として約 50 kHz で駆動した．酸素濃度計測の指標となる Ru-ポルフィリン錯体の燐光信号は，励起光パルスの停止後に燐光が減衰するまでの寿命時間として定義した．また，実際の酸素センサで取得した酸素濃度と Ru-ポルフィリン錯体の燐光寿命の関係を表す校正曲線を Fig. 7 に示す．酸素分圧が高いほど燐光寿命が短くなる．この燐光寿命は，センサの周囲温度にも依存する．温度による燐光消光速度は，アレニウス式にしたがう[6]．Ru-ポルフィリン錯体の燐光消光速度は，温度が高いほど速くなり，燐光寿命が短くなる．したがって，Ru-ポルフィリン錯体の燐光寿命を利用して酸素濃度を計測する場合には，計測点近傍の温度計測をおこない，温度補正をおこなう必要がある．

計測される燐光寿命はセンサごとに異なる．これはセンサプローブの窓に塗布した Ru-ポルフィリン錯体の濃度ばらつきとガスが拡散する塗布膜中の細孔ばらつきに起因する．このことから計測に使用する全ての酸素センサの校正曲線を取得する必要がある．

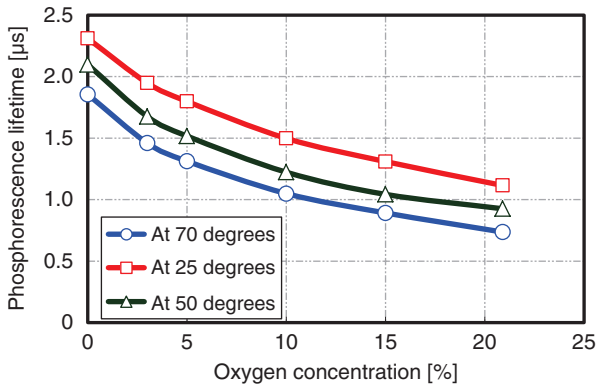


Fig. 7 Relationship between oxygen concentration and phosphorescence lifetime

4．実験

4.1. 運転条件

今回開発した光ファイバ型酸素センサ内蔵 MEA を用いて，発電中のカソード電極近傍の酸素濃度計測をおこなった．具体的には，高電流密度運転下での酸素輸送抵抗の影

響と運転頻度の高い低電流密度運転下でのガス流路に発生した凝縮水が発電安定性に与える影響を確認した．

4.2. 評価セルについて

評価セルはFCXクラリティに搭載しているものを用いた．評価セルの概略図を Fig. 8 と Fig. 9 に示す．Fig.9(b) のセルを評価対象とした．

セル内の反応ガスの流れは，アノード，カソードともに重力方向に沿った V-Flow となっている．また，小型軽量化を目的として２セルごとに冷却される構造になっている．そのため，カソード面が冷却される A セルとアノード面が冷却される B セルの２種類が存在する．この A セルと B セルを組み合わせた最小単位をセルユニットコンプと定義する．

4.3. 酸素センサの計測位置

MEA に内蔵した酸素センサの組込み位置を Fig. 10 に示す．酸素センサは，外径 220 μm のものを使用した．この酸素センサを電極エリア (Active area) 全体の分布傾向を捉えるために９点に設置した．また，温度補正用の熱電対も酸素センサに隣接する形で９点に設置した．熱電対は，電気絶縁を確保するためにテフロン被覆された極細線の K 型熱電対を使用した．酸素センサと熱電対は，5 mm 程度離間して，Fig. 10(b) に示すとおりカソードガス流路中央部の直下にくるように配置した．それぞれのセンサをカソード電極の MPL とカソード電極の間に挟み込み，膜電極接合時のホットプレス工程を経て固定した．排水とガスの置換促進機能を有する MPL は，膜と電極を接合する接着材の機能も兼ねる．成形したセンサ内蔵 MEA をセパレータに挟持して，セルユニットコンプを形成した．なお，センサがセパレータに形成されたガスを隔離するシールラインをまたぐ部分に，シリコーン系の液状シールを塗布し，締結硬化させてガスリークを防止した．A セル，B セルのそれぞれに酸素センサおよび熱電対内蔵 MEA を組み込んだ１セルユニットコンプをスタックの中央部に積層して評価した．酸素センサおよび熱電対内蔵セルユニットコンプの積層位置を Fig. 11 に示す．酸素センサ内蔵セルユニットコンプは，あらかじめ単セルユニットコンプの状態で酸素濃度と燐光寿命の長さの関係

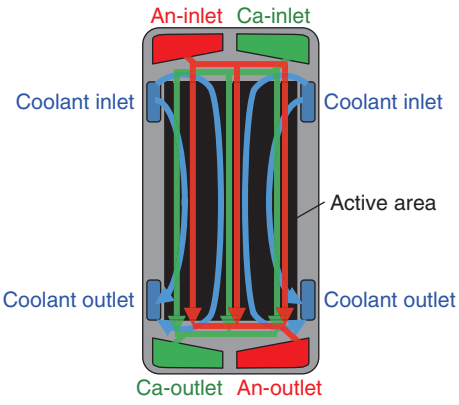
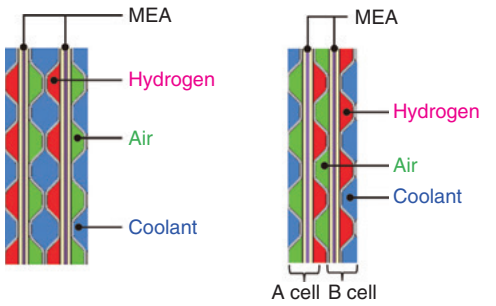


Fig. 8　Schematic image of cell structure



(a) Two cooling layers per two cells　(b) One cooling layer per two cells

Fig. 9　Schematic images of two modes of stacking

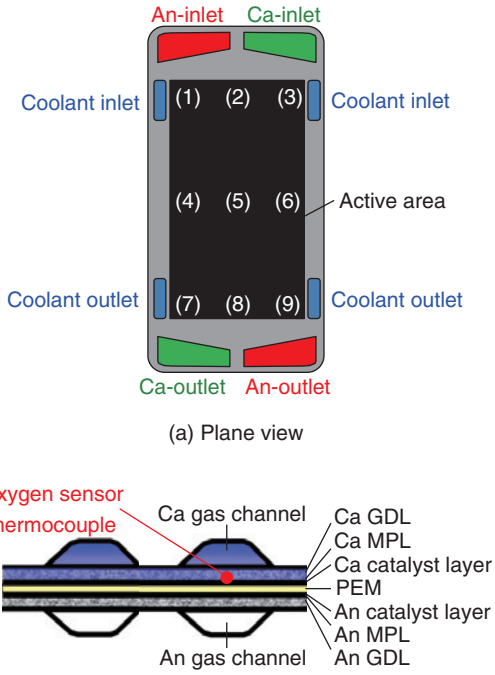


Fig. 10　Schematic image of oxygen measurement positions

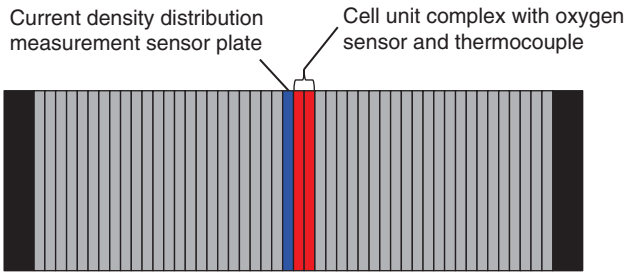


Fig. 11　Schematic image of sensor position in stack

を取得して校正曲線を作成した．酸素濃度の校正は，発電をおこなわずに各発電条件で投入カソードガス量を固定して，酸素と窒素を混合してガス組成を変化させて校正曲線を取得した．

4.4. 酸素濃度と電流密度分布の同時計測

電極エリアの発電分布を取得する電流密度分布センサプレートを，酸素センサ内蔵セルユニットコンプのAセルの裏面に隣接させて積層した．電流密度分布センサプレートの積層位置をFig. 11に示す．また，実機組込み後の積層部位の拡大図をFig. 12に示す．この電流密度分布センサプレートは，電極エリアを均等に多分割して，各セグメントに流れる電流を高精度にモニタすることができる．セグメントに流れる電流量が多いほど発電量が多い．これにより，車載用セルを用いた実機組込み発電環境下で，世界で初めてセルの電極エリア内におけるカソード電極近傍の酸素濃度分布と温度分布と発電分布の同時計測が可能になった．

4.5. 発電評価条件

発電評価条件はカソード電極への酸素輸送抵抗と発電中に発生する凝縮水による影響を確認するために，カソード反応ガスのストイキオメトリ依存性について確認した．本稿では，ガスの流量をストイキオメトリで表現している．ストイキオメトリとは，式(4)より計算される値であり，燃料電池の反応に必要なガス量が過不足無く供給される場合を1として表現する相対値である．

$$\text{ストイキオメトリ} = \text{供給ガス量} / \text{反応必要ガス量} \quad (4)$$

投入ガスの加湿量は，アノード投入ガスの相対湿度(RH)を60%，カソード投入ガスの相対湿度を95%に設定して評価した．RH95%は，凝縮水が発生する直前の加湿量を示す．

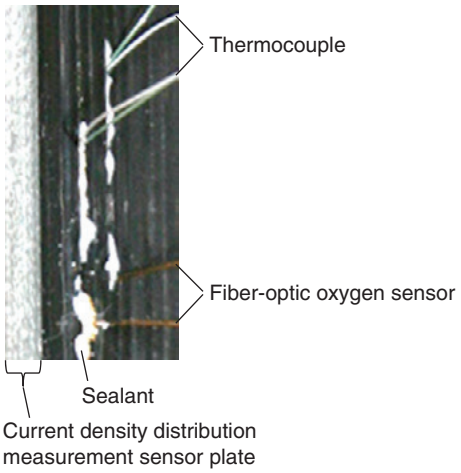


Fig. 12 Enlarged view of sensor position in stack

5. 結果

5.1. 酸素センサの動作確認

酸素センサの動作確認は，発電条件を1.0 A/cm^{2}条件に固定して，負荷変動の追従性を確認した．Fig. 13に負荷印加速度0.1 A/cm^2/sで負荷変動サイクル試験をおこなった結果を示す．また，Fig. 14にOCVから1.0 A/cm^{2}まで複数ステップに分けて一定時間保持した結果を示す．計測酸素濃度は，Fig. 10(a)の(5)の位置のデータになる．

負荷変動サイクルの計測酸素濃度は，発電消費に伴うカソード電極部での急峻な酸素濃度の変化にも追従している．また，一定時間保持しながら負荷を変動させた場合の計測酸素濃度も，負荷に応じた酸素消費の違いを表現できている．以上の結果から，本手法で計測した酸素濃度は，発電中のカソード電極近傍の酸素濃度環境を捉えられていると判断した．

5.2. 高電流密度運転評価

高電流密度運転下での酸素輸送抵抗の影響を確認するために，1.0 A/cm^{2}条件と1.5 A/cm^{2}条件でカソード電極エリア内の酸素濃度分布と電流密度分布を比較した．この結

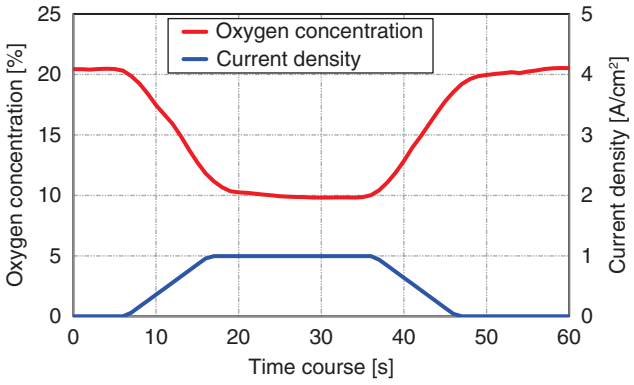


Fig. 13 Change in measured oxygen concentration over time with current density fluctuation

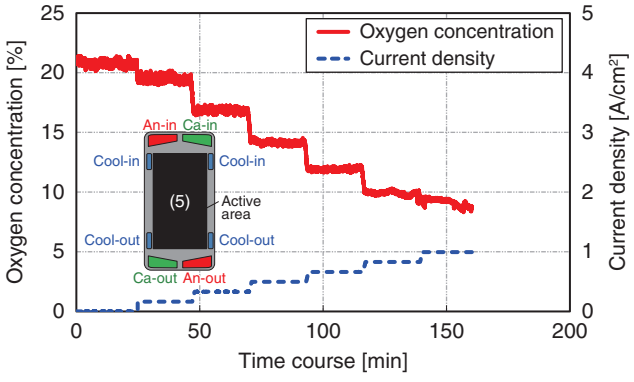


Fig. 14 Measured oxygen concentration at various current density

果を Fig. 15 に示す．また，1.0 A/cm^2 条件と 1.5 A/cm^2 条件でカソード電極エリア内の電流密度分布の標準偏差を比較した結果を Fig. 16 に示す．カソードガス流路中および下流部での酸素濃度の低下は，1.5 A/cm^2 条件の方が大きい．これは生成水の増加によるフラッディング 現象の進行と反応ガスの発電消費の増加による反応ガスの拡散律速の進行が原因と考えられる．このことは，1.5 A/cm^2 条件での電極エリア内の電流密度分布の拡大とカソード流路下流部での電流密度の低下傾向からも確認できる．

カソード下流部中央の局所的な酸素濃度の低下は，カソード反応ガスのストイキオメトリ分布と相関が見られる．1.0 A/cm^2 条件でカソード電極エリア内の酸素濃度分布とカソード反応ガスの導入部である電極エリア上端部のカソード反応ガスストイキオメトリ分布の比較を Fig. 17 に示す．なお，カソード反応ガスのストイキオメトリ分布は，セルのカソードガス流路モデルを使用して，粒子画像流速測定法（Particle Image Velocimetry：PIV）よりガス流路毎の流速分布から換算した値になる．具体的には，反応ガスの投入ストイキオメトリの少ない部分で酸素消費による酸素濃度の低下が大きくなっている．

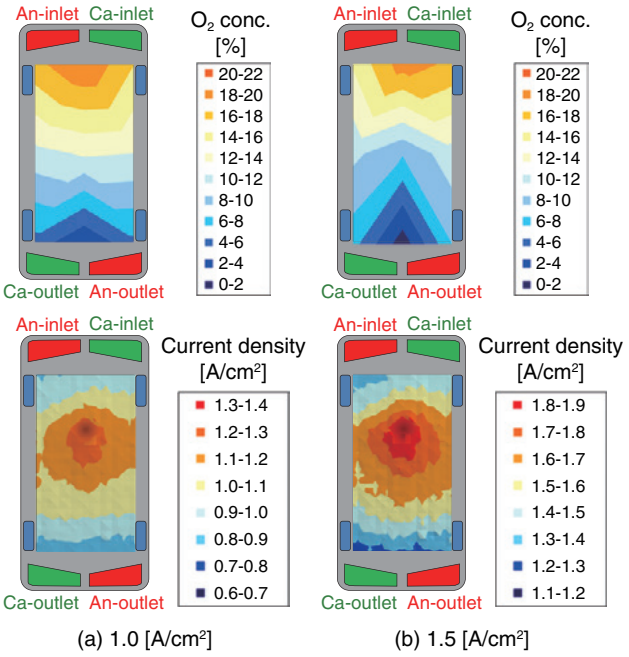


Fig. 15 Oxygen concentration distribution and current density distribution under conditions of high current density

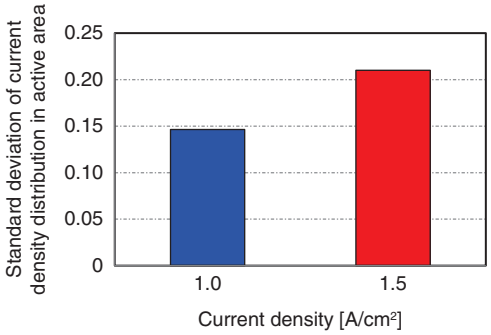


Fig. 16 Comparison of current density distribution at 1.0 A/cm^2 and 1.5 A/cm^2

5.3. 低電流密度運転評価

低電流密度運転下での酸素輸送抵抗の影響を確認するために，0.1 A/cm^2 条件でカソード反応ガスのストイキオメトリの依存性を確認した．カソード電極エリア内の酸素濃度分布と電流密度分布の比較結果を Fig. 18 に示す．

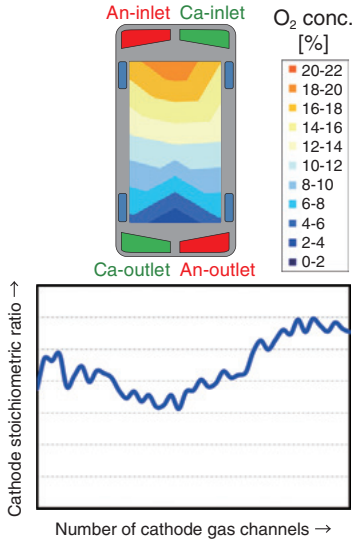


Fig. 17 Comparison of oxygen concentration distribution and cathode stoichiometric ratio distribution in cathode gas channel at 1.0 A/cm^2

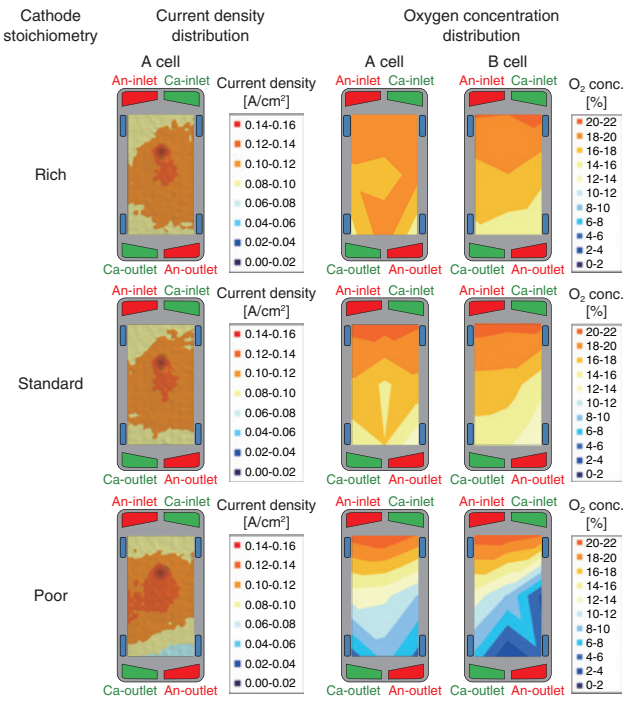


Fig. 18 Cathode stoichiometry-dependence at 0.1 A/cm^2

カソード反応ガスの投入ストイキオメトリが不足すると，カソードガス流路中流部および下流部に位置するカソード電極エリアの酸素濃度の低下が確認できる．この傾向はBセルでより顕著である．また，同部において発電量の低下を表す電流密度の低下も確認できる．この酸素濃度の低下部位は，ガス流路内で発生した凝縮水の位置と対応する．カソード反応ガスの投入ストイキオメトリを不足条件で，中性子ラジオグラフィによってセル内の凝縮水発生部位を確認した結果をFig. 19に示す[10]．電極エリアに位置するガス流路内の凝縮水は，アノード，カソード共にBセル側で多い．これは，Bセルの冷媒流路がアノードガス流路の裏面に位置していることが関係している．

式(1)のアノード電極反応は，式(2)のカソード電極反応よりも分極損失が小さいため発熱量も少ない．さらに，Bセルは，冷媒面が発熱量の少ないアノードガス流路の裏面に位置するため，冷媒面がカソードガス流路の裏面に位置するAセルよりも温度環境が低くなる．このことから，Bセルの方がAセルよりもアノード，カソードの流路共に凝縮水を発生しやすい[10]．したがって，AセルとBセルの発電安定性に差が生じる．セル電圧から発電安定性を比較した結果をFig. 20に示す．セル電圧は特定の電位窓で拡大表示している．カソード反応ガスの投入ストイキオメトリが不足すると，Bセルの発電安定性が低下して，性能低下も大きくなる．

さらに低電流密度運転下では，高電流密度運転下よりも投入する反応ガス流量が少ないことから，ガス流路内で発生した凝縮水の排水能力が低いことも影響している．ガス流路の排水モデルをFig. 21に示す．ガス流路内で発生した凝縮水が留まろうとする力には二つある．一つはガス流路壁面への付着力ともう一つは凝縮水の下流部に働くガス圧力である．逆に排水させるには，凝縮水の留まろうとする力に打ち勝つ必要がある．式(5)に示すとおり，一つは凝縮水自体の自重であり，もう一つは凝縮水を押し戻そうとする下流部の圧力よりも凝縮水の上流部のガス圧を高めて，凝縮水を押し出す方法がある．この凝縮水を押し出す力は，ガス流量が多い程大きくなる．このことから発電不安定性をひき起こすガス流路の凝縮水を排出させるためには，反応ガスのストイキオメトリを増やしてガス流量を一定量以上確保する必要がある．

$$\text{Water drainage capacity} \propto \text{Pressure 1} - \text{Pressure 2} + \text{Gravity} \quad (5)$$

A，Bセルの酸素濃度分布の標準偏差とA，Bセルのセル電圧差と電流密度分布の標準偏差を比較した結果をFig. 22に示す．

カソード反応ガスのストイキオメトリが標準条件を下回ると，A，Bセルのセル電圧差と発電分布を示す電流密度分布が拡大していることがわかる．この傾向はカソード電極エリア内の酸素濃度分布にも当てはまり，Bセルの方がより顕著である．このことから，Bセルのカソードガス流路に発生した凝縮水が抵抗となり，カソード反応ガスの供給を妨げていると考えられる．

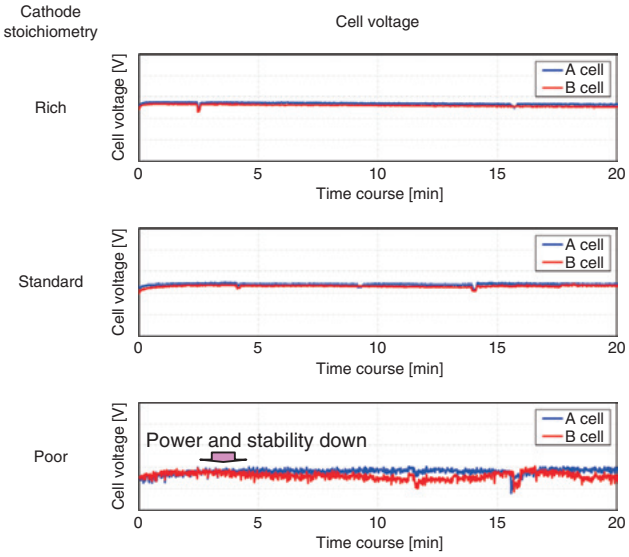


Fig. 20 Cell voltage trend data for A cell and B cell at 0.1 A/cm^2

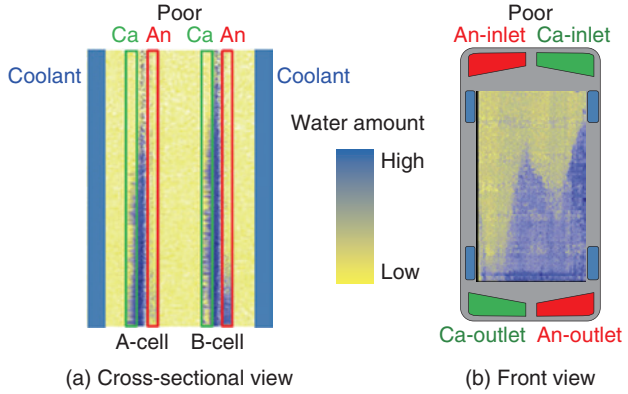


Fig. 19 Neutron radiography images of fuel cell at 0.1 A/cm^2

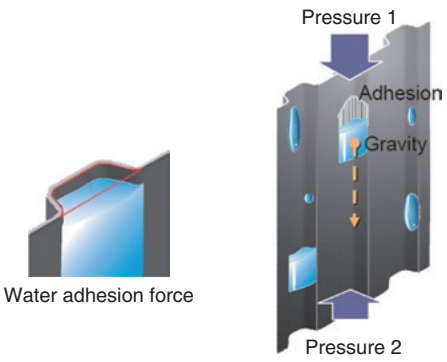


Fig. 21 Water drainage model of gas flow channel

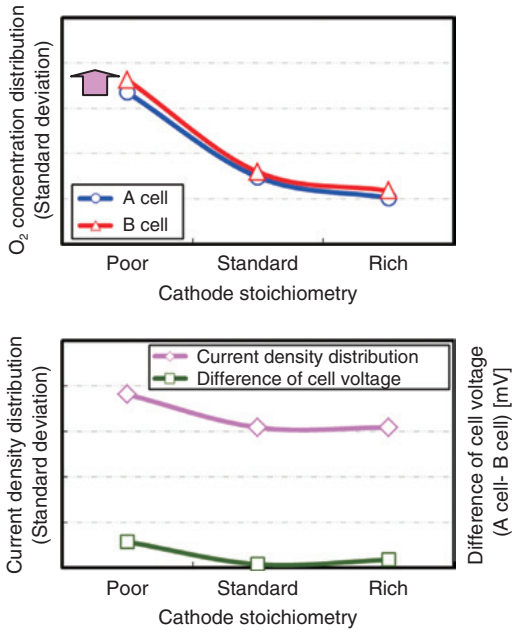


Fig. 22　Cathode stoichiometry-dependence of various parameters at 0.1 A/cm^2

6．まとめ

車載用セルを用いた，発電中のカソード電極近傍の酸素濃度分布と電極エリア内の発電分布を表す電流密度分布の同時計測技術を新たに構築した．今回開発した酸素センサ内蔵 MEA は，燃料電池の設計指針や発電環境の均一化を図るための運転条件の指針を作る評価技術として有益であると考える．

参考文献

（1）Inukai, J., Miyatake, K., Takada, K., Watanabe, M., Hyakutake, T., Nishide, H., Nagumo, Y., Watanabe, M., Aoki, M., Takano, H.: Direct Visualization of Oxygen distribution in Operating Fuel cells, Angewandte Chemie International Edition, Vol. 47, Issue 15, p. 2792-2795(2008)

（2）斉藤信広，菊池英明，中尾靖宏：ＦＣＸクラリティ搭載の新燃料電池スタック，Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.1, p.15-22

（3）Xie, Z., Navessin, T., Shi, K., Chow, R., Wang, Q., Song, D., Andreaus, B., Eikerling, M., Liu, Z., Holdcroft, S.: Functionally Graded Cathode Catalyst Layers for Polymer Electrolyte Fuel cells – Ⅱ Experimental Study of the Effect of Nafion Distribution –, Journal of the Electrochemical Society, Vol. 152, No. 6, p. A1171-A1179(2005)

（4）日本流体力学会編：25 章多孔性固体中の流れ，５節 細孔構造内の気体流れと輸送現象，流体力学ハンドブック第２版，p.1173(1998)

（5）高城敏美，松本洋一郎，南部健一，神山新一：２章 希薄流の解析，１節 希薄流とは何か，燃料･希薄流･混相流･電磁物体の解析，東京大学出版会，p.37(1995)

（6）久保則夫：自動車用固体高分子形燃料電池の性能向上に関する研究，早稲田大学，博士論文，p.87-108(2006)

（7）亀田正治，江上泰広，浅井圭介：感圧塗料による風洞実験技術，冷凍（日本冷凍空調学会誌），第 77 巻，第 901 号，p.991-996(2002)

（8）Krihak, M., Shahriari, M. R.: A Highly Sensitive All Solid State Fiber Optic Oxygen Sensor Based on the Sol-gel Coating Technique, Electronic Letters, Vol. 32, No. 3, p. 240-242(1996)

（9）Klimant, I., Wolfbeis, O. S.: Oxygen-Sensitive Luminescent Materials Based on Silicone-Soluble Ruthenium Diimine Complexes, Analytical Chemistry, Vol. 67, No. 18, p. 3160-3166(1995)

(10) 千葉裕人，岩澤力：中性子ラジオグラフィを用いた水観察による燃料電池の発電環境最適化，Honda R&D Technical Review, Vol.25, No.1, p.119-127

■著　者■



毛 里 昌 弘

国内仕様ソーラー水素ステーションの実証試験結果

Verification Test Results for Solar Hydrogen Station in Japan

吉田 喜祐* 三宅 葵*
Nobuyoshi YOSHIDA Aoi MIYAKE

要 旨

差圧式高圧水電解型ソーラー水素ステーションを埼玉県庁の敷地内に設置し，２年間の実証試験をおこなった．差圧式高圧水電解型ソーラー水素ステーションを埼玉県庁などの公共機関に引渡して実証試験をおこなう試みは，Hondaとしては初めてである．本実証試験では，高圧水電解システムで製造した水素を，埼玉県の公用車に利用される燃料電池電気自動車，FCXクラリティの燃料として供給し，データの収集ならびに解析を実施した．２年間の実証試験において，屋外での環境適合性と高圧水電解スタックの性能推移を確認した．また，水素品質が保たれ，常に安定した水素供給をおこなえることが実証できた．FCXクラリティに供給した全ての水素は，太陽電池からの電力のみでまかなうことができた．埼玉県庁で１台のFCXクラリティを運用したことにより，FCXクラリティを管理している部署の全公用車から排出されるCO_2の削減効果は約16%となった．さらに太陽電池の電力を最大限活用することで，約41%のCO_2を削減できる見込みである．

ABSTRACT

A high differential pressure water electrolysis-type solar hydrogen station was installed on the grounds of the Saitama Prefectural Offices and a two-year verification test was carried out. This was the first time for Honda to hand over a high differential pressure water electrolysis-type solar hydrogen station to a public institution such as the Saitama Prefectural Offices for verification testing in this way. The verification test involved using hydrogen produced by a high-pressure water electrolysis system to supply as fuel for an FCX Clarity fuel cell electric vehicle used as an official vehicle by Saitama Prefecture, collecting data, and conducting analysis. During the two years of the verification test, the outdoor environmental suitability of the system and the changes in performance of the high differential pressure water electrolysis stack were confirmed. This also demonstrated the ability to maintain hydrogen quality and provide a constantly stable supply of hydrogen. All of the hydrogen supplied to the FCX Clarity automobile was provided entirely with the electric power from photovoltaic cells. Since the Saitama Prefectural Offices operated one FCX Clarity automobile, this had the reduction effect of approximately 16% on the CO_2 emitted by all the official Saitama Prefectural vehicles operated by the particular office that operated the FCX Clarity. There is a likelihood that a CO_2 reduction of approximately 41% can be further achieved by maximizing the use of electric power from photovoltaic cells.

1．はじめに

Hondaはかねてより大気汚染，温暖化，エネルギー問題の３項目の対策に取り組んでいる．その３項目を同時に解決しうる次世代パワープラントとして，燃料電池電気自動車の開発をおこなっている．

それと同時に，水素製造技術開発も平行しており，太陽電池を電源とする高圧水電解技術を用いたソーラー水素ステーションの実証試験を実施している．

第一歩として，米国カリフォルニア州ロサンゼルスのHonda R&Dロサンゼルスセンタにて2001年７月から市販の機器を組み合わせたソーラー水素ステーションの試験を開始した．2003年10月からは常圧水電解型ソーラー水素ステーション（Solar Hydrogen Station: SHS1）[(1)]に独自技術である常圧式水電解スタックを投入した．2010年１月からはSHS1に代わり差圧式高圧水電解型ソーラー水素ステーション（High Differential Pressure Water Electrolysis-type Solar Hydrogen Station:SHS2）[(2), (3)]の実証試験をおこなっている．

本稿では，2012年３月より埼玉県庁敷地内に設置して運用をおこなっている，国内仕様SHS2の実証試験結果を紹介する．なお，本稿の実証試験期間は，2012年３月から

＊四輪R&Dセンター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_26

2014 年 3 月までの 2 年間である.

本実証試験では, 主に下記 3 項目の確認をおこなうことを目的とした.

(1) 環境適合性 (防水, 低温)
(2) 高圧水電解スタックの性能推移
(3) 高圧水電解システムの水素品質

なお, 本システムは, 環境省平成 23 年度地球温暖化対策技術等新規採択案件のうち「交通低炭素化技術開発分野の小型ソーラー水素ステーションと燃料電池車を組み合わせた CO_2 排出ゼロシステム開発」の一環として埼玉県庁, 岩谷産業株式会社, 本田技研工業株式会社, 株式会社本田技術研究所の四者により設置されたものである.

2. システム概要

2.1. 差圧式高圧水電解の原理

Fig. 1 に差圧式高圧水電解の単セルの模式図を示す. 固体高分子電解質膜 (Proton Exchange Membranes: PEM) を用いた水電解セルは, 純水を供給して PEM に電圧を加え続けることによって酸素と水素を発生し続ける. したがって, 水素出口側に高圧タンクを設置するとタンク内の圧力は徐々に上昇し続け, 最終的には高圧水素を得ることができる. 一方で, 酸素は大気圧にしているため, 差圧式高圧水電解セルでは PEM を介して圧力差が生じる.

差圧式高圧水電解は, PEM の両端に電圧を加えると酸素極側で純水が酸素とプロトン (H^+) になり, プロトンは対極へと移動し水素となる. この現象は一般的な常圧水電解と同じだが, プロトンが対極へと移動する際には, 水素の分圧差による起電力を加える必要がある.

式 (1) に差圧式高圧水電解に必要な電解電圧 E_{WE} の式を示す. 電解電圧 E_{WE} は, 常圧水電解の理論電解電圧 E_1 とセル抵抗 Ir に加え, ガス濃淡電池[4]に必要な水素濃度差電位を印加することにより達成される. 式 (1) の第 2 項がネルンスト式の水素濃度差による起電力になる.

$$E_{WE} = E_1 + \frac{RT}{2F} \ln \frac{P_1}{P_2} + Ir \qquad (1)$$

R : 気体定数
T : 絶対温度
F : ファラデー定数
P_1 : 高圧側の水素分圧
P_2 : 低圧側の水素分圧

2.2. システム構成

Fig. 2 に国内仕様 SHS2 のシステム構成図を示す. 本システムは, 高圧水電解システムと太陽電池を組み合わせた構成となっており, 水素を製造する過程において CO_2 を排出しないことが特徴である. 太陽電池は株式会社ホンダソルテック製の CIGS 薄膜太陽電池[5]を 10.5 kW 搭載している. 太陽電池の容量は, 公用車としての FCX クラリティの走行距離を年間最大 20,000 km と想定し, その走行に必要な水素を, すべて太陽電池の電力を用いて製造が可能な容量とした.

また, 商用電力を利用して, 雨天時や夜間においても水素製造をすることが可能となっている. さらに, FCX クラリティの水素タンク容量 4 kg に対し, 貯蔵量約 20 kg (35 MPa, 828 L) の水素タンクが備えられている.

2.3. 外観

本稿で述べる国内仕様 SHS2 の外観を Fig. 3 に示す.

本仕様は, 太陽電池モジュール (Photovoltaic cell modules) と差圧式高圧水電解装置により高圧水素を発生させる電解ユニット (Electrolysis unit), FCX クラリティに水素を充填するディスペンサユニット (Dispenser unit) および水素貯蔵タンクから構成されている.

各ユニットの配置は, 埼玉県庁内の設置周辺環境に違和感なく融合するようにエリアを造作し, 色彩の選択をおこなった. また, シンプルな曲線形にすることにより親近感や安全性, 使いやすさを表現したデザインとした.

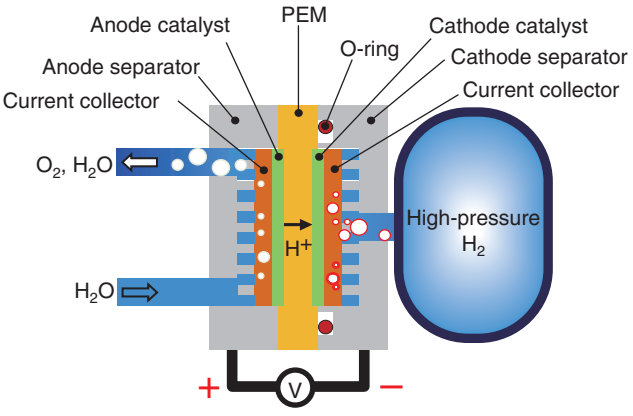


Fig. 1 Schematic of high-differential-pressure water electrolysis cell

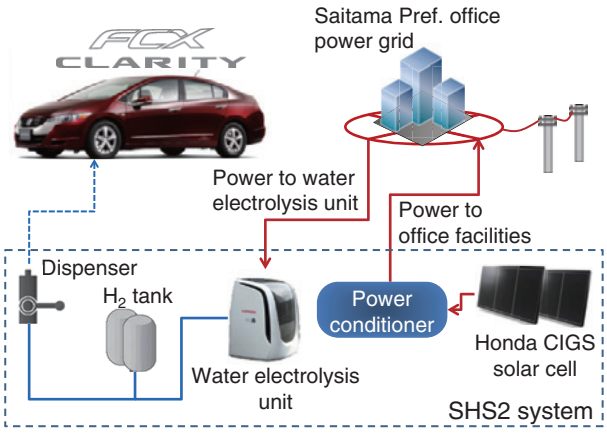


Fig. 2 System layout of SHS2

Table 1 Specifications of SHS2

Hydrogen production	Flow rate	0.7 Nm³/h
	Filling pressure	35 MPa
	Purity	>99.99%
	Storage	20 kg
Component	Photovoltaic module	CIGS 10.5 kW
	Electrolysis unit	High-differential-pressure electrolyzer
Utility	Electricity	200 VAC /50 Hz
	Water	Tap water
Unit volume		Approx. 0.33 m³

2.4. 仕様

Table 1 に国内仕様 SHS2 の仕様を示す.

SHS2 は, 水道水と電気を供給することによって最大 35 MPa の高圧水素を製造して貯蔵し, 必要なときに FCX クラリティに充填することができる. 水素製造量は 1 時間当たり 0.7 Nm^3 であり, 24 時間運転をおこなった場合, FCX クラリティが約 150 km 分走行できる水素を製造する.

なお, 国内仕様 SHS2 は, Honda R&D ロサンゼルスセンタに設置したものとは異なり, 氷点下での運用となることを予測し, 電解ユニット内部の凍結防止対策をおこなった.

Fig. 4 に凍結防止対策の概要を示す. 保温するべき部位は電解ユニット内部のみではなく, 水供給配管や発生酸素を放出するベント配管など, 電解ユニット外部にもおよぶため, それぞれの部位に合せた効果的な保温方法を採用した. 電解ユニット内部は, 外気を取り入れる吸気ダクトに空気加熱ヒータを連結させることによって, 内部を全体的に加熱した. 一方, 外気に直接さらされる水供給配管や酸素ベント配管は防爆仕様の配管ヒータと断熱材を用いて凍結防止対策とした.

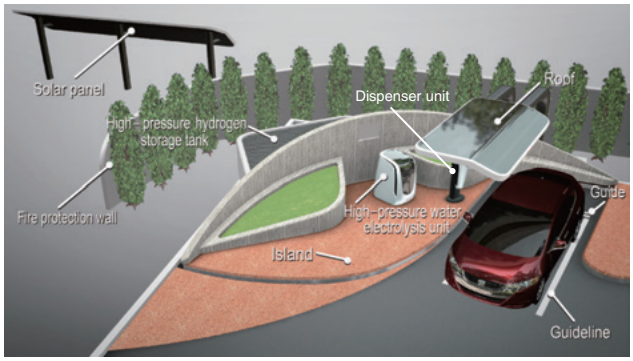


Fig. 3 External view of SHS2

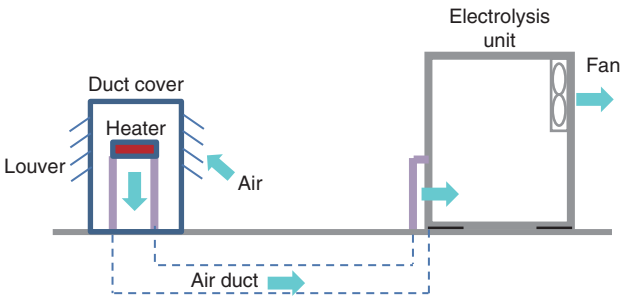


Fig. 4 Ventilation and heating system

3. 実証試験結果

3.1. 環境適合性

設置初期には, 雨が多い時期, 特に暴風雨の際に, 電解ユニット内部に雨水の飛まつが換気ファンから吸い込まれ, 内部の漏水センサが誤報を出すという不具合があった. これは Honda R&D ロサンゼルスセンタに設置したものでは経験したことがなかった. 日本の気象条件がロサンゼルスと比較し多雨, 多湿であること, および換気風量に関する日米の法規の違い[6]によって国内仕様の換気風量が米国仕様よりも増量されたことが, 雨水の吸引の主な原因であったと考察される. 雨水の浸入に関しては, 換気風吸引部に Fig. 5 に示す防水カバーを追加することで対策をおこなった.

Fig. 6 は, 冬期間における電解ユニット内部と, 外気の温度を, 1 日の温度推移として示したものである. 2.4. 節で予測したとおり, 外気温度が氷点下になることが実際にあったが, 電解ユニット内部の温度は, 外気温度よりも高



Fig. 5 Duct cover

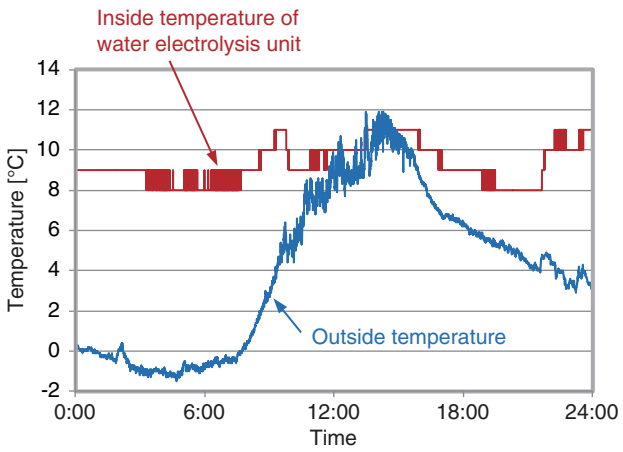


Fig. 6 Temperature change in a winter day (Jan. 16, 2014)

くなることがわかった．これは，電解ユニット内部に外気を取り入れる引き込み配管の一部が，地中に埋設されることにより，地中の保温効果で温められることが原因であることがわかった．したがって，実際に電解ユニット内部が氷点下になることはなかった．また，外部にさらされる配管類も，配管ヒータと断熱材の効果により凍結することはなかった．冬季は氷点下での運用をおこなったが，凍結による装置トラブルを回避することができた．

3.2. 高圧水電解スタックの性能推移

Fig. 7 は，高圧水電解スタック初期の性能を 100 とした場合，電解ユニットの運転時間に伴う効率の変化率をグラフで示したものである．Fig. 8 は，同じく効率の変化率を電解ユニットの起動回数に伴う変化として示したものである．電解ユニットは，同様のシステムを用いて弊社内のテストベンチにて埼玉県庁での実証試験に先駆けて耐久確認をおこなっている（弊社内で評価している機をプロト機と呼ぶ）．Fig. 7 および Fig. 8 で示すとおり，埼玉県庁で運用している高圧水電解スタックと，プロト機のスタック

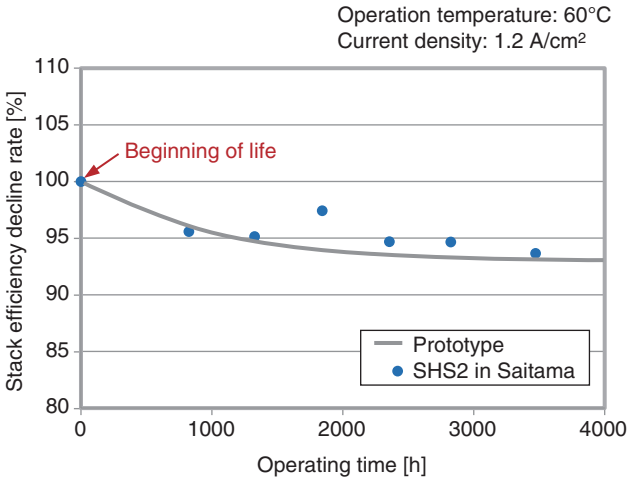


Fig. 7　Decline rate accompanied by operating time

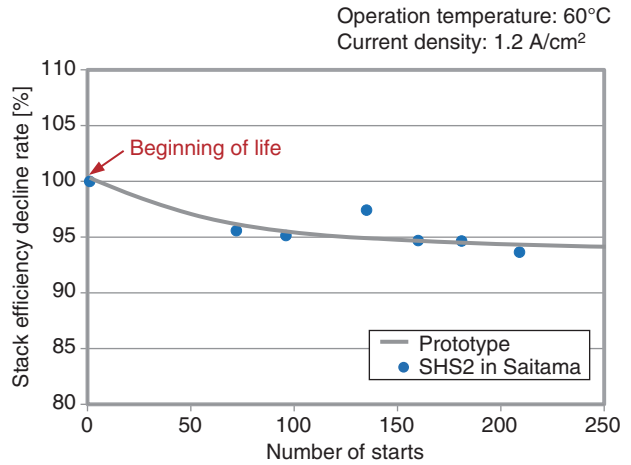


Fig. 8　Decline rate accompanied by number of starts

Table 2　Hydrogen quality of SHS2

	Sampling date		ISO 14687-2
	Feb. 16, 2012	Mar. 14, 2014	
H_2O (ppm)	< 5	< 5	< 5
O_2 (ppm)	< 1	< 1	< 5
N_2 (ppm)	4.7	< 1	< 100
CO (ppm)	< 0.1	< 0.1	< 0.2
CO_2 (ppm)	< 0.1	< 0.1	< 2
HC (ppm)	< 0.1	< 0.1	< 2

の性能変化はおおむね一致する推移を示している．プロト機は，周囲温度が 25℃ の一定条件下で，9 時間に 1 回の決められたスケジュールに沿って，起動と停止を繰り返す耐久運転をおこなう．一方，埼玉県庁での実証試験では，周囲温度は季節や日中の温度変化により変動する．さらに，FCX クラリティへの充填量に応じて運転時間がランダムに変化し，運転の周期も不定期となる．Fig. 7 および Fig. 8 で示すとおり，運転の時間と頻度による性能のかい離がないことから，弊社内のプロト機と，埼玉県庁というリアルワールドでの設置環境違いによる性能差はないことが実証された．したがって，弊社内でおこなっている，プロト機の耐久試験の運転モードの妥当性も同時に確認することができた．

3.3. 水素品質

Table 2 は，電解ユニットから製造される水素中の主な不純物元素の分析結果である．設置初期の 2012 年 2 月，2 年後の 2014 年 3 月における水素品質に変化はなく，さらにいずれの値も ISO14687-2 Grade D[7] に規定されている純度を満たしており，2 年間安定した品質の水素を供給できていることが実証された．したがって，FCX クラリティに燃料に起因する不具合などは発生させることはなく，埼玉県庁での実証試験を滞りなく実施することができた．電解ユニットにおいては，純水を電気分解して水素を得ているため，水素ガス中に含まれる主な不純物は酸素と水分のみである．酸素については膜間 35 MPa の圧力差が生じているため，酸素ガスが膜内を拡散して水素極側へと移動する量は極めて少ない．また水分については後段の吸着材で除去している．Fig. 9 は，電解ユニットから製造される 35 MPa の水素に含まれる水分濃度を，露点温度に換算して示したものである．ISO の基準値である 5 ppm を，35 MPa における露点温度に換算すると約 -16℃ となる．Fig. 9 に示すとおり，2 年間の全運用期間において基準値を下回っており，水分濃度が 5 ppm 以下を維持していることがわかった．なお，吸着材の容積は，電解ユニットの運転を 24 時間の連続運転とした場合，約 3 ヶ月分の交換インターバルとなるように設定した．

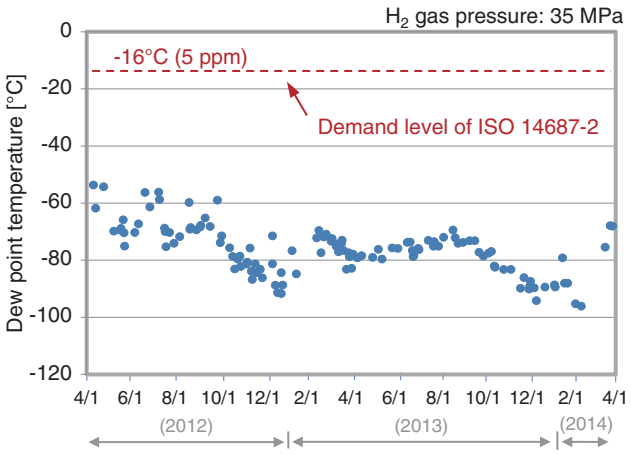


Fig. 9 Dew point temperature of hydrogen

4. 運用実績と CO_2 削減量

4.1. 発生水素量と太陽電池発電量

Fig. 10 は，2 年間の運用中に，太陽電池から発電された電力量を示す．積算すると約 28 MWh の電力量を発電した．Fig. 11 の実線は，同じく 2 年間の運用で電解ユニットから製造された水素の積算量を示している．電解ユニットで製造された水素は，タンクに貯蔵され，タンクが満充填となったところで電解ユニットは運転待機状態となる．その後，水素がタンクから FCX クラリティに充填され，タンクの圧力が低下した際に電解ユニットの運転が再開される．このような運転が繰り返されるため，電解ユニットの水素製造量は FCX クラリティの水素消費量と強い相関がある．したがって，Fig. 11 の実線に示す水素の積算量は，埼玉県庁での FCX クラリティの使用頻度に応じて変化することになる．一方で，Fig. 11 の点線は，太陽電池により発電された電力量が全て水素に変換されたと仮定した場合の水素量を示したものである．この点線のラインは，太陽電池で発電された電力量を元に計算した水素量であるが，

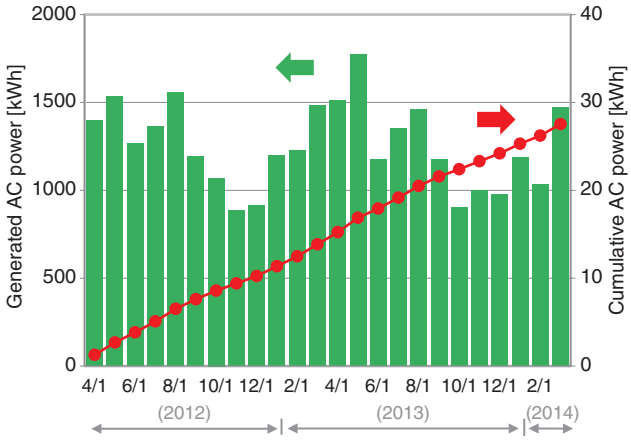


Fig. 10 Amount of AC power generated by photovoltaics

この水素量は，実際に電解ユニットで製造された水素量を上回っている．このことは，電解ユニットで製造された水素はすべて太陽電池の電力でまかなえたことを示している．2 年間で，太陽電池から供給された電力のみで製造可能な水素量 486 kg に対して，実際の水素製造量は 190 kg であった．

4.2. FCX クラリティへの充填頻度

2 年間の運用の結果，SHS2 から FCX クラリティに充填した回数は 165 回であった．Fig. 12 は，FCX クラリティが 1 回あたりに充填した水素量を度数分布図として示したものである．FCX クラリティの車載タンクには空の状態から約 4.0 kg の水素が充填可能である．図で示すとおり，本実証試験における 1 回あたりの水素充填量は，平均充填量 1.0 kg を中心に，9 割以上が 2.0 kg 以下の範囲に集中しており，燃料タンクの残量が 50% 以上の状況で充填されている．これに対して，ガソリン車の場合は一般的な平均値として，ガソリン残量が約 20% となった際に給油されるといわれている．

これは，FCX クラリティを埼玉県庁の公用車として運

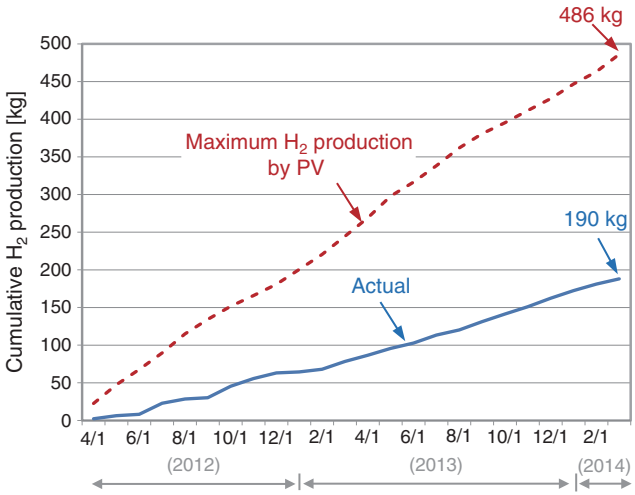


Fig. 11 Amount of H_2 production

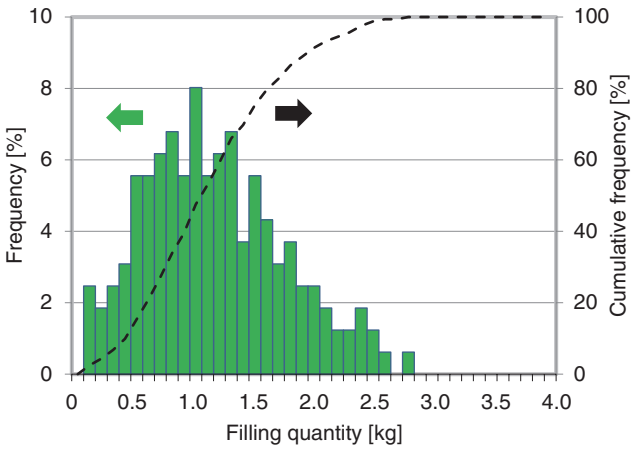


Fig. 12 Histogram of filling quantity

用する上で，行先やその途中に水素ステーションが存在せず，燃料切れに対する心理的な不安があるためと考察される．

4.3. 埼玉県庁における CO_2 削減の効果

埼玉県庁において１台のFCXクラリティを運用し，その結果，２年間で190 kgの水素を製造した．一方で，同２年間で太陽電池から発電された電力量は約28 MWhである．その28 MWhの電力から CO_2 を排出することなく製造が可能な水素量は，Fig. 11から486 kgである．この水素量は，現状の稼働率を基準とした場合，約３台分のFCXクラリティを運用できるだけの水素量となる．Fig. 13は，埼玉県庁でFCXクラリティを管理している部署の全公用車から排出された CO_2 量をベースに，FCXクラリティを使用したことによる CO_2 の削減効果を示したものである．製造された190 kgの水素を燃料にしてFCXクラリティを運用した結果，全公用車が使用したガソリン消費の約16%の CO_2 削減効果となった．さらに，太陽電池の電力がすべて水素に変換され，FCXクラリティの燃料として使われたと仮定すると，約41%の CO_2 を削減できる見込みとなる．なお，上記の CO_2 削減量は，１台のFCXクラリティを運用した結果であり，FCXクラリティの運用台数を増やすことにより，さらに CO_2 の削減効果を高めることが可能である．

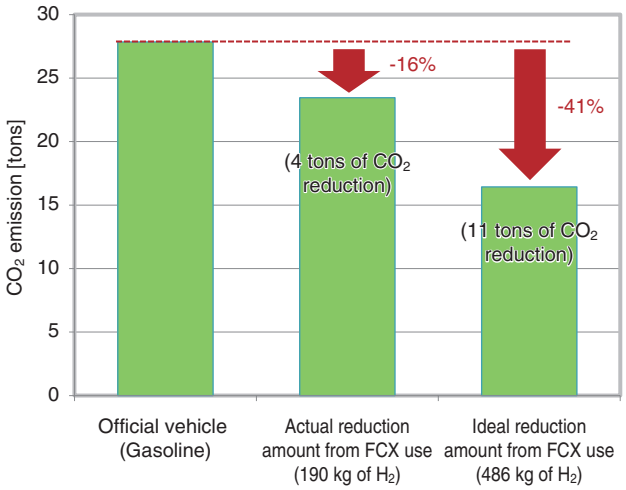


Fig. 13　CO_2 reduction effect by SHS2

5．まとめ

国内仕様SHS2の実証試験をおこなったことにより，以下の結果を得た．

（1）国内の環境適合性（防水，低温）の仕様に関する知見を得ることができた．

（2）高圧水電解スタックの性能は，弊社内のプロト機とほぼ同一の推移を示しており，リアルワールドとテストベンチの差異が小さいことが実証された．同時に弊社内でおこなっている，プロト機の耐久試験の運転モードの妥当性も確認することができた．

（3）電解ユニットから製造される水素品質は，試験開始時に対し変化はなく，常に安定した品質の水素をFCXクラリティに供給できることが実証された．したがって，FCXクラリティに燃料に起因する不具合などは発生させることはなく，埼玉県庁での実証試験を滞りなく実施することができた．

（4）埼玉県庁で１台のFCXクラリティを運用したことにより，FCXクラリティを管理している部署の全公用車から排出される CO_2 の削減効果は約16%となった．さらに太陽電池の電力を全て水素に変換することができると仮定すると，約41%の CO_2 を削減できる見通しを得た．

参考文献

（1）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

（2）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

（3）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

（4）電気化学会編：電気化学便覧，第５版，p.155(2000)

（5）http://www.honda.co.jp/soltec/cigs/index.html, 2012/8/24

（6）武内淳，中沢孝治，吉田喜祐，伊藤潤，岡部昌規，山下郁也：国内仕様ソーラー水素ステーションの紹介，Honda R&D Technical Review, Vol.25, No.1, p.85-90

（7）ISO14687-2: Hydrogen fuel – Product specification – Part 2, Type 1, Grade D

■著　者■



吉田喜祐



三宅　葵

次世代パーソナルモビリティ実証実験における地域デザイン活動

Project for Locally Rooted Design Development in Field Tests of Next-Generation Personal Mobility

矢口忠博* Tadahiro YAGUCHI
原田和典** Kazunori HARADA

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，熊本県と2010年8月に締結した「次世代パーソナルモビリティの実証実験に関する包括協定」のもと，さまざまなテーマで実証実験をおこなってきた．実証実験を始めた直後から，「EV実証実験と地域社会をつなぐコミュニケーション領域」に関するデザインニーズが発生した．そこで，熊本県，崇城大学とともに「人とEVと社会をつなぐインターフェースデザイン」をテーマとした開発に取り組み，地元に住む学生（生活者）の視点から「実証実験メッセージ」，「EV充電器サインデザイン」，「モンパル共同利用プロモーションデザイン」などのテーマを設定していくつかのアイテムを創出し，実証実験において，これらについての効果を確認した．

このような「自分たちの街で使うものを自分たちで考える」，「自分たちの地域課題を自ら解決していく」という地域発の新しいデザイン活動からプロダクト創造につなぐプロセスを具現化したことが，本実証実験の大きな成果である．

ABSTRACT

Honda Motor Co., Ltd. concluded a “Comprehensive Agreement Regarding the Electric Vehicle Testing Program for Next-Generation Personal Mobility Products” with Kumamoto Prefecture in August 2010, directed toward realizing the joy of free mobility and a prosperous sustainable society. On that basis, Honda has been conducting field tests on a variety of different themes. As soon as field testing began, it became apparent that design needs existed in the area of communication to bring together EV field testing with local communities. Therefore, Honda joined with Kumamoto Prefecture and Sojo University in a cooperative development project on the subject of “interface design linking people, EVs, and the community.” Various topics were formulated from the perspective of university students (consumers) who were local residents, such as “field test messages,” “EV charger sign design,” and “design promoting shared use of Monpal four-wheel electric scooters.” A number of items were created and their effectiveness was confirmed during the field test.

One major result of this field test is that concrete form was given to the process of linking the creation of products to activities of this kind to originate new designs in the local community. In other words, local residents engaged in thinking about things they would themselves be using in their own neighborhoods, as well as looking for solutions to issues in their own local community.

1．まえがき

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，熊本県と2010年8月に締結した「次世代パーソナルモビリティの実証実験に関する包括協定」のもと，2014年3月まで実証実験をおこなった．実証実験では，太陽光発電などの持続可能な電気エネルギーを個人的移動手段（モビリティ）に活用する低炭素社会の実現に対しての効果検証と住民のQOL（Quality Of Life＝生活の質）向上に貢献できる将来モビリティの構想検討を目的とした（Fig. 1）．

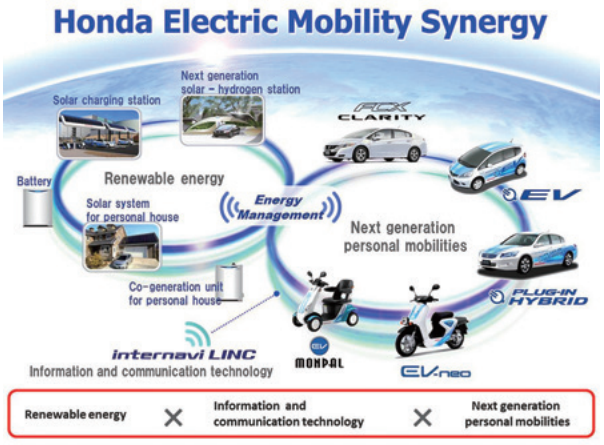


Fig. 1　Honda electric mobility synergy

＊　四輪R&Dセンター
＊＊崇城大学

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_27

2．実証実験推進のためのデザインニーズ

実験着手段階では，Honda が実証実験に供する EV 車両を配備し，熊本県が充電施設の設置を終えれば，実証実験は円滑に進んでいくものと考えられていた．

ところが，実証実験開始直後から，熊本県施設の充電ポートがどこにあって，どのように充電すれば良いか，電動カート「モンパル」を借りたいが，どこにでも駐停車できるものなのかとの声が寄せられた．

また，EV の試乗モニタを広く募る場面でも，EV そのものへの理解や実証実験の周知が不十分で参加者集めに苦慮する等，実験推進上の課題とデザインニーズが発生した．

当初は，Honda デザイン部門でニーズの収集とそれらに応じたデザイン検討をおこなっていたが，地域独自の想いやこだわりをベースに地域内でデザイン検討，展開，検証する方が，効果的な成果のアウトプットにつながるだけでなく，リアルワールドでのデザイン展開から得られる経験やノウハウを地元に還元できると考え，熊本県内デザイン学校崇城大学芸術学部デザイン学科に対して共同研究の提案をおこなうこととした．

崇城大学芸術学部漆原学部長からも「EV は普及に向けた過渡期にあるので，学生にも実証実験に参加する意識を持たせたい」，「提案したデザインが社会で揉まれ，自身にフィードバックできる好機」と賛意が得られたため，地域の未来を担う地元デザイン学生と共に「人と EV と社会をつなぐインターフェースデザイン」をテーマとしたデザイン開発に取り組むこととなった．

3．デザインプロジェクト

3.1. 実証実験メッセージロゴ

最初に取り組んだメッセージロゴのデザインは，単純に電動カートや電動バイクを運ぶトランスポータの車体ラッピングデザインのグラフィックモチーフとして発想されたものである．熊本県が取り組む「実証実験」という言葉の固さを和らげ，EV へ親しみをもってもらうため，「いっしょにつくろうワクワク EV コミュニティ」という長く説明的ではあるが，わかりやすくやさしいキャッチフレーズをつくり，電源コンセントのカタチを取り込んだロゴを制作した．

実証実験の対象は，電動カートから電動バイクや四輪の EV までさまざまな車両にとどまらず，それらのインフラや周辺環境にいたるまで多岐に渡ったため，それぞれに部会を定めてチームとしての充実した活動がおこなわれていたものの，全貌がわかりにくいという側面があった．制作した統一のメッセージロゴにより，それら複数の実証実験やプロジェクトが相互に連携した一つの大きな取り組みであることを感じさせる効果を生みだせたと思われる．

トランスポータのメッセージロゴに用いたキャラクタの「くまモン」により，熊本県のプロジェクトであることが視覚的にアピールできている．その後，メッセージロゴは，充電器の案内版やイベント用ののぼり旗，実証実験のチラシ，さらに観光地での貸出用 EV-Neo（Honda 製 EV バイク）の荷物ボックスのデザインなど，さまざまなメディアで活用された．それはグラフィックデザインを通して実証実験のプロモーションの幅を広げる効果的な例となった（Fig. 2, Fig. 3）．

3.2. EV 充電器設置サインのデザイン

実証実験では，充電インフラの拡充は EV の普及に欠かせないものとして補助制度を含めたさまざまな取り組みがなされ，その結果，各地に充電施設が設置された．充電器本体はさまざまなものが使用されており，設置箇所も道の駅や市役所の駐車場の一角などさまざまなため，当初，各設置担当の主観にまかされていた．そのため，サインには統一性がなく，標準サインの必要性が実感された．そこで，新設予定の充電ステーションを数ヵ所選定し，新規に統一感のあるデザイン検討とサインの設置を進めた．

そもそも，一般的には急速充電器と普通充電器の違いも認識されておらず，判別性を高めるためにもサインの重要性は高いと思われた．



Fig. 2　Wrap design for transpoter



Fig. 3　Logoed items

サイン設置にあたっては実証実験のプロモーションとして製作したのぼり旗などの仮設的なアイテムや，壁面がある場合にはパネルのみを設置するなど，各々の現場に適合した展開が検討された (Fig. 4)．

3.2.1. ピクトグラム

EV 充電器のピクトグラムは，東京電力が推奨しているものを利用しているところも多いが，それに統一されているわけではなく，現状では複数の種類のピクトグラムが使用されている．同じ充電施設であっても，路面表示と壁面表示に別のものを使用している場合もあり，混乱を招く状態にある．

このような状況に対応するため，充電器の種類 (急速充電器または普通充電器) を明確に示すピクトグラムを作成した．ピクトグラムのデザインは JIS で認定されている公益社団法人交通エコロジーモビリティ財団のピクトグラムを基に制作された．これは道の駅などの表示板に既存のピクトグラムと併記する場合の使いやすさに配慮したものである (Fig. 5)．

また，専用の充電スペースを持つ充電ステーションには，対応する EV の種類に合わせたピクトグラムも作成し (Fig. 6)，そのわかりやすさに配慮した．これらピクトグラムは Honda で商標登録をおこなっているが，これは独占的な利用を目指すものではなく，オリジナルデザインを安易に変形して使用されることを防ぐことが目的である．

ピクトグラムの色彩は，当初，メッセージロゴと合わせたライトグリーンを使用したが，白ベースとのコントラストが弱いことなどに配慮し，熊本県仕様としてはダークグリーンを標準色とした (Fig. 7)．

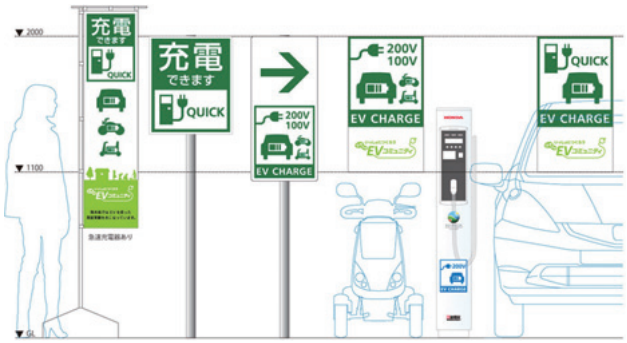


Fig. 4　Guidance signs for charging stations



Fig. 5　New pictogram matching JIS pictograms

また，Honda ディーラに充電器を設置する場合には，表示自体は同じで色彩をブルーとした．複数の Honda ディーラにおいて使用されているピクトグラムを Fig. 8 に示す．

また，熊本県では県内の充電施設を案内するために紙媒体のマップを作成しているが，充電施設の所在とともに充電器の種類を示すピクトグラムを併記することはきわめて有用である．今後はカーナビに充電施設が表示されることも多くなると考えられ，理解しやすいピクトグラムを統一的に利用することが重要になる．

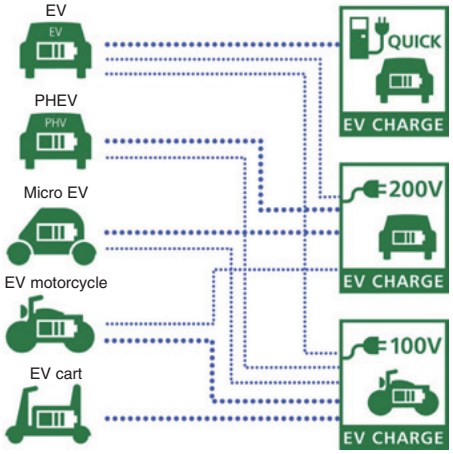


Fig. 6　Guidance signs for charger types available for specific EVs



Fig. 7　Guidance signs for municipal parking lot No. 2 at Kumamoto Castle



Fig. 8　Guidance sign at Uto Honda Cars dealership

3.2.2. サインデザインガイド

ピクトグラムは基本的に文字に頼らない表示で意味を伝えるものであるが，充電器の普及促進を進める過渡的な状況の中ではよりわかりやすい表現が必要であると考え，「充電できます」という文字列を前面に出した表示も作成した．これは，施設内の奥まった位置に充電器がある場合などに，道路入口から誘導するためにも有効であり，一連の誘導の仕組みを資料としてまとめたものを熊本県のホームページ上に公開している．熊本県は，県外でのピクトグラム等の利用を推奨しており，そのデータは自由にダウンロードして使用できる (Fig. 9)．

3.2.3. アプリケーショングラフィック

サインデザインの直接的な展開ではないが，スマートフォンを活用した電動カートの見守りアプリを実証実験にて制作し，そのインターフェースグラフィックにもピクトグラムを活用している．高齢者にとってはスマートフォン自体の利用が難しいといった利用者の声を反映したインターフェースの制作にまでは至っていないが，将来的にはこのようなモバイル機器でのインターフェースも重要である (Fig. 10)．

3.3. モンパル共同利用プロモーション

モンパルによる「まちなか共同利用実証実験」は熊本市内で４回おこなった．当初の実証実験では，興味は持たれるものの実際に試乗するのを躊躇する人々が多く，実施したアンケートについても回答者の負担が大きいものであった．この反省として，まずは実験を周知させるためのＰＲチラシを作成して地元の団体に配布したり，貸出しステーションを親しみやすいものにする等の改善をおこなった (Fig. 11)．

3.3.1. モンパルラッピングデザイン

最終の実証実験ではより話題性をつくるため，貸し出す６台のモンパルにそれぞれ異なるモチーフのラッピングデザインを施し，会期中にデザインの人気投票をおこなうなどして，イベント性を強めた企画とした．ラッピングのデザインは，からしレンコンや熊本城といった熊本の特産品や名所をモチーフにしており，人気投票では「くまモン」デザインが１位を獲得した．このような企画はマスコミへのアピールをねらったものであるが，「モンパル＝高齢者の乗り物」という印象を転換することにも貢献したと思われる (Fig. 12)．

また，この「くまモン」デザインのモンパルは熊本市内の水前寺公園周辺で観光客向け電動カートの貸出事業をおこなっている業者に引き継がれ (デザインを譲渡) 活用されている．

3.3.2. パーキングスポットサイン

最終実験では３ヵ所の貸出ステーションを使い，どのス

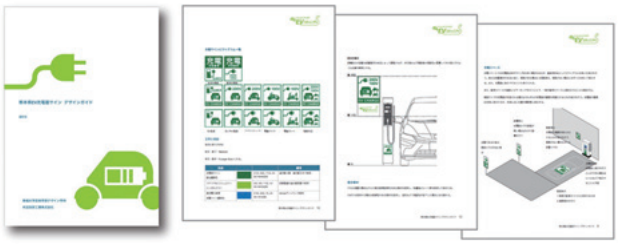


Fig. 9　Design guide pamphlet available on Kumamoto Prefecture website

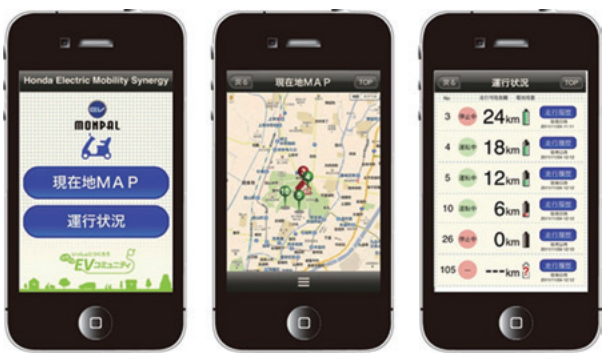


Fig. 10　Application interfaces



Fig. 11　Leaflets for experimental project event and area map



Fig. 12　Wrap design options for “Monpal”

テーションにも返却できる乗り捨て式の利用ができるようにしたため，ステーションの所在を示すマップが必要と考えられた．そこには，おすすめのルートとともに，商店街の中で安心して駐車できる場所も明記しており，商店街全体が駐輪禁止となっている店先に安心して駐車し，買い物を楽しむなどの活動を誘発する情報も合わせて明示して利用者に配布された．8ヵ所のパーキングスポットの店舗の店先路面にはマット式のサインが設置されていて，マップ上にそれらの位置をプロットすることで迷わず駐車できるように配慮した (Fig. 13)．

パーキングスポットの路面表示は実験中に限り設置する予定であったが，店先を貸していただいた店舗の中には継続して利用したいという声もあり，モンパルだけでなく，汎用の電動カート用パーキングスポットにアレンジしたサインを作成し，実証実験後も継続した利用がなされている．電動カートで店内に乗り込むことが難しい商店街では駐車スペースの確保が重要であり，このような環境の不備が利用者にとってのハードルの一つとなっている．

3.4. 新しい電動カートデザイン

モンパルについては，高齢者施設などへの長期の貸出し，まちなか実証実験での短期の貸出しを通じて，さまざまなニーズが抽出されており，それらに対応するための簡易な改造から始まり，3年目にはプロダクトデザイン専攻の学生の卒業研究としてコンセプトモデルのプロトタイプも作成された．

3.4.1. パーツ改良デザイン

共同利用の際にさまざまなメッセージを表示する上で，シートの背面に貼り紙をして利用する方法がよく見られたため，市販のクリアファイルを用いて簡易に取り付けができるメッセージボードのデザインをおこなった．これは，シンプルなつくりであることで，さまざまな利用シーンで活用できた (Fig. 14)．

次にカゴの改良をおこなった．車体に合わせたスリムなカゴは特に買い物で使用したいという利用者に不評なため，自転車の網カゴをアレンジして幅広にしたものや，アタッチメントを用いて着脱可能にした布製の買い物かごなど複数のデザインをおこなって試作をおこなった．

また，利用者から要望があった「外出時に時折必要となる充電用の延長コード」は，カゴと合わせて取り付けられるようにした．そのような経験の中で，やはりより大きな荷物スペースが望まれていることが実感された (Fig. 15)．

3.4.2. 荷物スペースを拡大した電動カート

前述の買い物カゴのアイデアを発展させ，プロトタイプモデルの一つに荷物スペースを拡大した電動カートのデザインを提案した．学生の卒業研究として取り組んだこのデザイン案はスタイリングよりも荷物を運ぶ機能性に特化した提案であり，特に原寸での確認が不可欠なため，既存のモンパルの外装部分を取り払い，フレームのみの状態をベースとして改造したプロトタイプが作られた．

それは，バイク用のパーツを流用するなど，簡易的な方法で製作しているが，あえて現行モデルのスタイリングから離れた印象をつくるように組上げている (Fig. 16)．



Fig. 14 Multi-purpose message board



Fig. 15 Removable shopping baskets



Fig. 13 Parking spot designation



Fig. 16 Modified prototype model

デザイン提案のポイントは以下の点である.

・産業用機器のようなパイプフレームを用いた多少のキズなどが気にならないラフなデザイン.
・シートを簡素化, バッテリーを小型のものに換装し, シート下を荷物スペースにする.
・充電コードリールを大型, 堅牢化し, コードを延長する.
・シートバックを取り除いた位置に折りたたみ式手押しカート (商店内で利用するため) を載せられるようにする.

上記要求を満たすべく製作したモデルを利用者に見てもらい, 印象や意見を聞いた結果を以下にあげる (Fig. 17).

・若々しい, おしゃれな印象. カッコいい.
・荷物を下の方に置けるのは重心が低くなって良い.
・シート横のキャリアは使えるかどうかわからないが乗り降りの手がかり (手すり) になる.
・手押しカートはより簡便に載せられる方法を検討した方が良い.
・座面が少し高いが, 見通しが良くていい.

積載機能に特化したコンセプトや工事車両風の形態についてもさほど抵抗はなく, 高齢者には受け入れられる可能性が感じられた.

また, 実証実験において, 車体の樹脂部分が割れたり傷ついたりしているものが多いため, あえてフレームがむき出しのデザインとしたが, 都市空間で歩行者と共存した場合の安全性については今後十分な検証が必要である.

熊本県におけるモンパルの実証実験では山間部の高齢者への貸出しもおこなわれているが, 急斜面や悪路での安定性を求める声や, 借りたものに傷を付けたら申し訳ないという謙虚な利用者意識が電動カート利用に二の足を踏ませているなど, 周辺環境や利用方法によってさまざまなニーズや意見があることがわかった. 一つのモデルでの対応に限界があるとすれば, オプションパーツで複数の選択肢を用意すること等が利用者のニーズへの直接的かつ効果的な近道ではないかと思われる.

実証実験の中ではさまざまな共同利用のあり方も調査しているが, 求められる車体スタイルは, 共有する場合と個人所有の場合で異なるため, デザインの適正を考える必要がある.



Fig. 17　New models in use on the street

4. まとめ

次世代パーソナルモビリティのある「未来のまちなか」を生活者, 来街者にとって居心地の良い空間にするためには, モビリティ単体のデザインのみならず, 生活者と社会とモビリティをうまくつなげるインターフェースにデザイン解が求められている.

「自分たちの街で使うものを自分たちで考える」「自分たちの地域課題を自ら解決していく」という地域発の新しいデザイン活動からプロダクト創造, 社会実装につながったことが, 本実証実験の大きな成果である.

参考文献

(1) http://www.pref.kumamoto.jp/site/evtaunkousou/ev-sign.html
(2) http://www.honda.co.jp/demo-program/report04/

■著　者■



矢口忠博



原田和典

アルミニウム合金製コネクティングロッドを有する汎用エンジン往復部の部品形状最適化の研究

Study of Optimization of Reciprocating Parts for General-purpose Engine with Aluminum-alloy Connecting Rods

大久保　将　美*　　鈴　木　真　人*
Masami OKUBO　　Masato SUZUKI

要　旨

汎用エンジン往復部は，アルミニウム合金製のコネクティングロッドを採用しているため，鉄製に対し材料強度で不利となる．また運転条件については，比較的低い回転数を保ちながら，高い負荷率で使用される場合が多く，燃焼圧に対する強度，耐久性が要求される．そのためエンジン往復部の軽量化と強度の維持を両立するためには，各部品の剛性バランスが重要である．本研究では，往復部部品の形状パラメータを検討する構造最適化システムを構築し，軽量化と強度維持を両立する形状を検証した．計算の結果，コネクティングロッドの円環応力はピストンピン変位に起因することが導出され，軽量化と強度を両立するためには，ピストンピンの小径化とコネクティングロッド小端円幹部の厚肉化が有効であることが明らかになった．これより，各部発生応力は量産形状と同等以下にしつつ，ピストンピンの単体質量を -20% とする形状の組み合わせを見出した．また軽量化された形状にて実験をおこない，この最適化システムの有効性を実証した．

ABSTRACT

The connecting rods employed in the reciprocating parts of general-purpose engines are manufactured from aluminum alloy, and therefore display lower material strength than steel connecting rods. In terms of operating conditions, general-purpose engines are frequently operated under high load while being held at a comparatively low engine speed, necessitating strength and durability in relation to combustion pressure. Realizing a balance between the rigidity of each part is an important factor in reconciling the achievement of weight reduction in the reciprocating parts while also maintaining strength. The research discussed in this paper developed a structure optimization system to examine shape parameters for reciprocating parts, and studied shapes that would balance the reduction of weight with the maintaining of strength. It was shown from calculation results that the annular stress of a connecting rod originates in piston pin displacement, and in order to achieve both weight reduction and strength retention, results confirmed that reducing the diameter of the piston pin and the formation of thick walls of connecting rod small-end annular sections are effective. This realizes a combination of shapes in which the stress generated on each part is equivalent to or lower than the stress generated on the mass-production shape, while reducing the mass of the piston pins by 20%. Tests were conducted on the reduced-weight shapes, and the effectiveness of this optimization system was verified.

1．はじめに

小型汎用エンジンは建設機械，農業機械，産業機械など可搬性や搭載性の自由度が求められるため軽量かつコンパクトであることが重要である．また運転条件については，比較的低い回転数を保ちながら，高い負荷率で使用される場合が多く，慣性力よりも燃焼圧に対する強度，耐久性が要求される．

過去に軽量コンパクト化を実現するため，さまざまな取り組みが施されてきた[(1)-(3)]．

汎用エンジンとして最も一般的な火花点火式ガソリンエンジンの往復部部品のうちピストン，コネクティングロッドはアルミニウム合金製，ピストンピンは鉄製であり，フルフロート構造となっている．コネクティングロッドにアルミニウム合金を使用している理由として，軽量化が挙げられる．次に，軸受け部品が不要となり部品点数削減でき

＊汎用 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_28

ること，生産性の高さなどから，低コスト化に効果が高い．さらにアルミニウム合金製コネクティングロッドは大端部を別体のキャップ構造としているため，部品交換が容易におこなえ，メンテナンス性能に優れている．新興国のユーザはみずから部品交換をおこなう頻度が高く，メンテナンスが容易であることは商品性の向上に大きく寄与する．このような理由から，汎用エンジンのニーズを高い次元で満足させるため，主運動部にアルミニウム合金製コネクティングロッドが多く採用されてきた．

コネクティングロッドに用いるアルミニウム合金は，鉄鋼材料に比べ強度が低いためピストンピン周辺の軽量化設計には詳細な強度検討が必要となる．例えば，比重の重いピストンピンを減量することが軽量化に効果的だが，ピストンピンの肉厚を薄くすると，燃焼圧によりピストンピン円環のつぶれ変形が増加する．これによりピストンピン変形に連動して，ピストンのピン穴周辺応力およびコネクティングロッド小端部の応力が増加する．このようなことから往復部の軽量化と強度維持はトレードオフの関係にあることが分かっている．このため，コネクティングロッド小端およびピストンボス周辺の設計にはFEMによる構造解析が活用され，試作前段階で強度判定をおこない図面の精度向上を図っている．

従来の検討方法は，3Dモデルを作成し，構造解析後に強度判定していた．しかし最適形状の検討には，多数の形状違いのモデルを計算するため，多大な時間を必要とすることが課題であった．近年このような検討に対し，CAE解析と最適化ツールとの連携が注目されており，さまざまな開発プロセスの中で活用されている[4),(5)]．そこで本研究では，汎用エンジンの往復部部品における強度を維持しつつ軽量化を達成する各部形状を計算により見出し，実験により実証することを目的とし研究をおこなった．

2．形状最適化システムの概要

2.1. 往復部の構造解析条件

一般的に往復部部品としてのコネクティングロッドの強度評価はピストンピン穴周辺以外にも棹部の座屈強度や曲げ強度なども含まれる．アルミニウム合金をコネクティングロッドに用いる場合，その低い材料強度を補うために，棹部の断面積を大きくして応力を低下させる．このためアルミニウム合金で作られるコネクティングロッドの棹部は十分剛性を有する傾向にあり，座屈強度や曲げ強度が課題になる場合が少ない．このような背景から本研究では，コネクティングロッド小端のピストンピン穴周辺強度に着目し構造解析条件を設定した．条件の詳細をFig. 1に示す．

コネクティングロッド強度は小端穴周りにのみに着目したため，棹部は大小端距離の中央でカットした．カット面の拘束はz方向のみを拘束し，xy平面方向の変形は許容する条件とした．また変形の対象性と計算時間短縮のため，各部品は1/2カットモデルとしてアセンブリ構成とした．荷重条件ならびに部品間の接触条件は，過去に報告された解析事例[6)]を参考にギャップ要素を用いて再現した．構造解析に用いた材料データをTable 1に示す．

Table 1　Material specifications

Part	Piston	Piston pin	Connecting rod
Material Heat treatment	JIS AC8B equivalent T7	SCM420 Carburizing	JIS ADC12 equivalent T6
Specific gravity	2.76	7.83	2.70
Young's modulus	75 GPa	204 GPa	72 GPa
Fatigue strength at room temperature	120 MPa	600 MPa	100 MPa
Fatigue strength at 150°C	115 MPa	600 MPa	95 MPa

応力の評価部位を，Fig. 2に示す．ピストン，コンロッド小端の2箇所ずつで計4箇所とし，これまでの構造解析や実験結果から，高い応力が発生する部位を選んだ．また各部応力とピストンピン剛性の関係を明らかにするため，ピストンピンの変形についても評価した．ピストンピンに発生する応力は高いものの，ピストンやコネクティングロッ

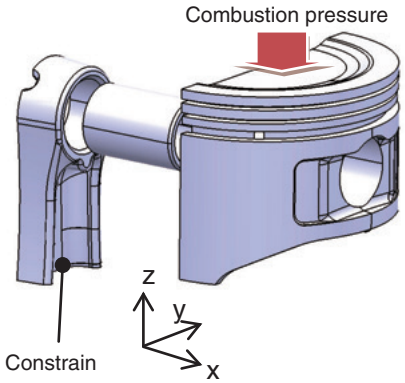


Fig. 1　Conditions for analysis

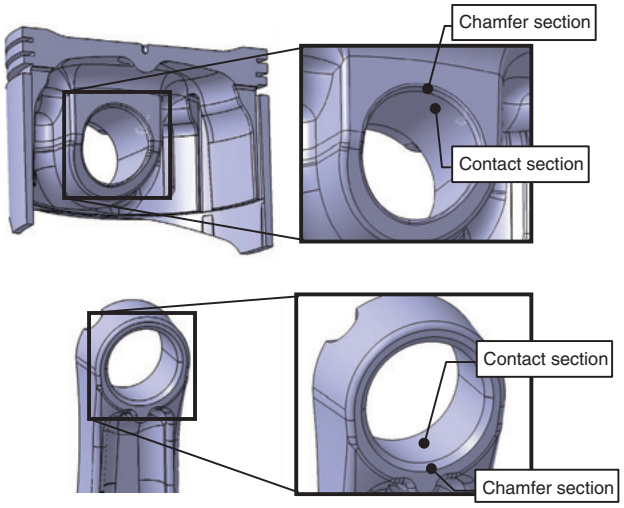


Fig. 2　Stress evaluation points

ドはピストンピンに比べ材料疲労強度が低いため，ピストンピンは本件の評価部位としなかった．

4箇所の応力評価部位に対して，影響を及ぼす寸法パラメータ九つを Fig. 3 に示す．これら寸法の変更に応じて，自動で 3D 形状が追従するパラメトリックモデルを作成した．寸法の変更幅は，形状の制約条件および量産性を考慮し，適切な範囲で可変とした．また九つの寸法のうち，(e) は長さを 8% 短縮させた形状を検討初期形状として固定した．過去の検討から，(e) の長さを短縮することは強度低下することなく質量の低減に効果があることが既知であった．このため寸法変化の自由度を減らすことで，計算コストの低減を図った．この変更により，質量で量産比 -1.3% となった．

2.2. 最適化アルゴリズム

本検討では，4 箇所の評価部位における発生応力を量産形状と同等以下にしながら，質量最小化を目的とした．使用した最適化アルゴリズムと計算条件は以下のとおりである．

実験計画法:一様乱数法

初期世代数:36

応答曲面:Kliging

最適化アルゴリズム:MOGA- Ⅱ

進化世代:30

計算により得られた解の候補から，全 4 点の応力を目標値以下としながら最も軽量なモデルを最適解とした．具体的な内容については，次章に記す．

各工程で用いたソフトウェアは，構造解析ならびにパラメトリックモデルの作成については CATIA V5 を用いた．最適化アルゴリズムの実行からデータ処理までは汎用最適化ツールである modeFRONTIER を用いた．

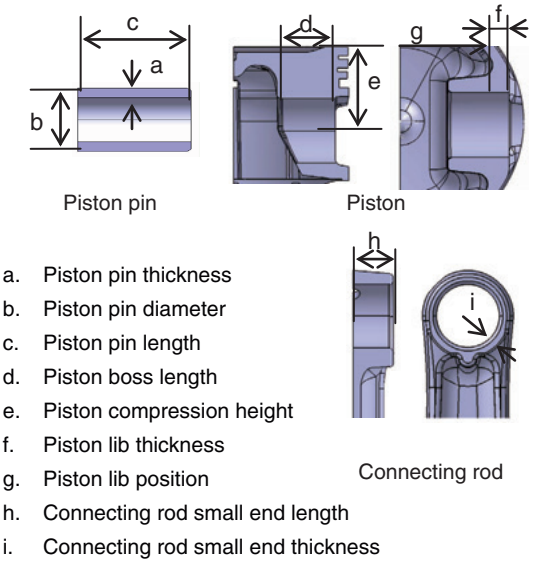


Fig. 3 Model parameters

Table 2 Engine specifications

TYPE	4-stroke air-cooled single-cylinder gasoline engine (OHV)
Number of cylinder	1
Bore × Stroke	68 × 54
Engine displacement (cm^3)	196
Compression ratio	8.5 : 1
Maximum power (kW/rpm)	4.1 / 3,600
Maximum torque (N·m/rpm)	12.4 / 2,500
Rated power (kW/rpm)	3.7 / 3,600
Fuel category	Unleaded gasoline for cars
Dry mass (kg)	17.1
Dimension: Length × Width × Height (mm)	352 × 376 × 346

3. 解析結果

第 2 章の解析手法を用いて，排気量 200 cm^3 クラスの汎用エンジンを対象に往復部の形状最適化を実施した．供試エンジンの諸元を Table 2 に記載する．

3.1. 応力発生メカニズム

燃焼圧荷重時の各部応力を Fig. 4 に示す．ピストン，コネクティングロッドいずれも，前述の面取り部と接触部に高い応力が発生することを確認した．この二つの応力の評価方法について述べる．まず面取り部はピストン，コネクティングロッドともに Fig. 5 に示すように円周方向の引張応力が支配的となるため最大主応力にて評価した．次に接触部は，半径方向に発生する圧縮応力と円周方向に発生

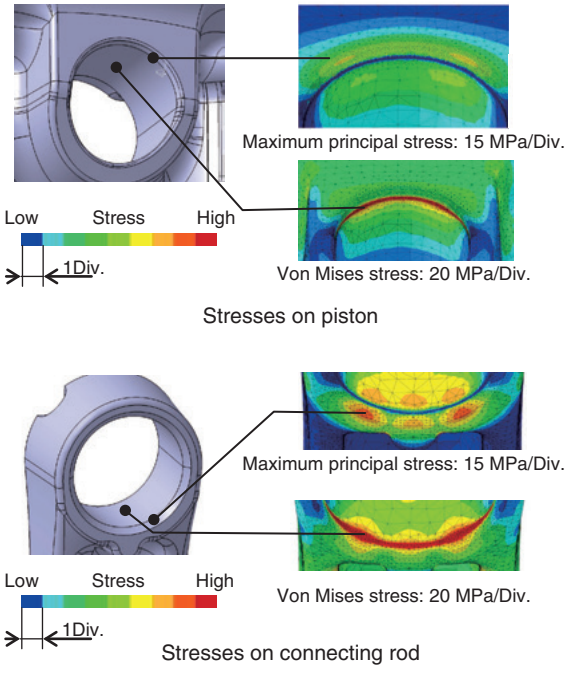


Fig. 4 Stress contour

する引張応力が同時に発生する 2 軸の応力場である．この二つの応力状態を単一の値で評価するための指標として，ミーゼス応力を用いた．

これら応力指標により，ピストンとコネクティングロッド小端の応力を比較した．コネクティングロッド小端はピストンよりも面取り部で 1.4 倍，接触部で 1.2 倍の応力が生じた．材料疲労強度ではコネクティングロッドがピストンよりもやや低いことからも，コネクティングロッド小端が往復部の最弱部であるという結果となった．これにより，往復部の形状最適化にはコネクティングロッド小端の強度を維持したまま軽量化が図れる仕様の検討が必要となる．

次にピストンピンの変形状態から，コネクティングロッドに発生する応力のメカニズムを推定した．燃焼圧力が負荷された時のピストンピンの変形モードは主に二つである．一つ目は，Fig. 6 の (a) に示すような曲げ変形，二つ目は (b) に示す円環が扁平につぶれる変形である．この二つの変形形態とコネクティングロッド小端の応力の相関関係を分析した結果を Fig. 7 に示す．その結果，各変形と各応力の相関係数は以下となる．面取り部の応力には曲げ変形が 0.8(a)，つぶれ変形が 0.5(b)，接触部の応力には曲げ変形が 0.9(c)，つぶれ変形が 0.7(d) といずれもピストンピン変形との相関性が確認できた．よって 4 箇所の応力を低減するためにはピストンピンの変形を低減することが有効であることが示された．

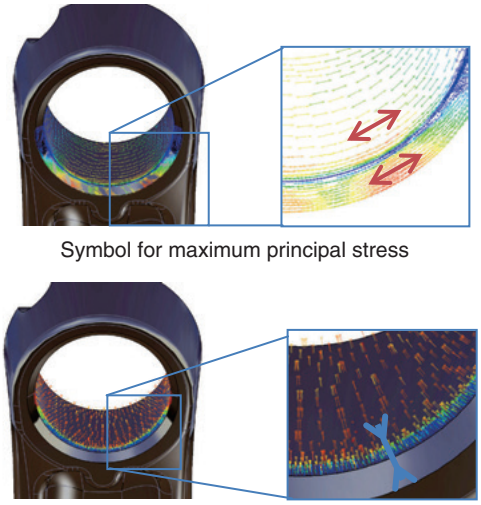


Fig. 5　Symbols for stress

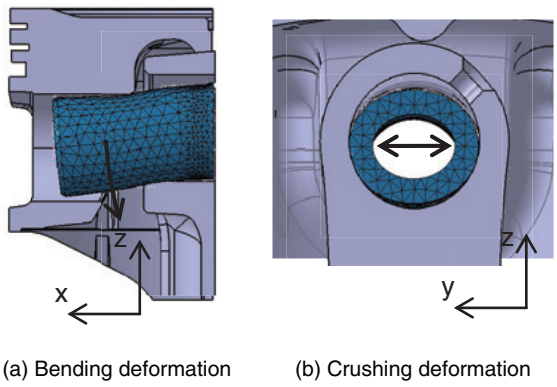


Fig. 6　Piston pin deformation

3.2. 最適形状の抽出

応力評価部位 4 箇所の応力と総質量の関係を Fig. 8 に示す．曲線で示した境界線上の解がパレート解であり最適解の候補である．また赤線は量産形状の往復部質量を示し，青線は量産形状の各部応力である．グラフには質量と応力の制約条件を満たす解のみ黒色でプロットし，制約条件を

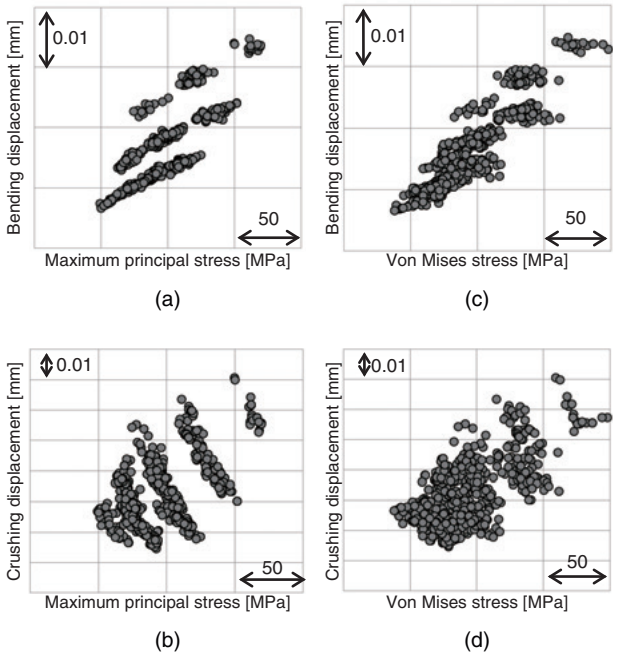


Fig. 7　Correlation matrix charts

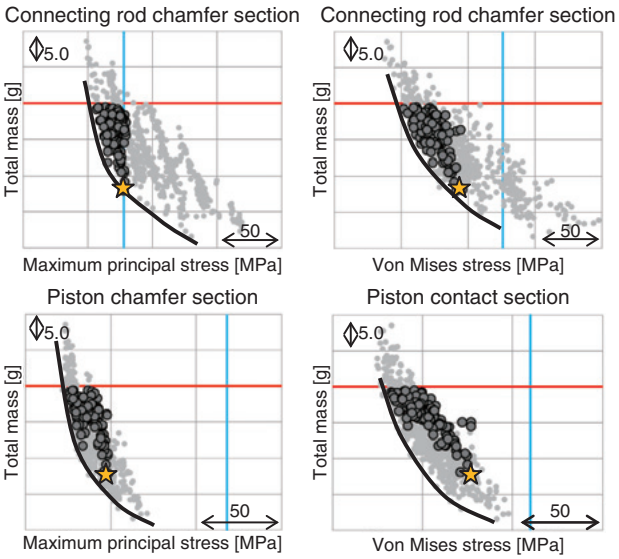


Fig. 8　Scatter diagrams

満たさない解は灰色で表示した．本検討における最適解の選択は，4 箇所の応力を満足する解のうち最軽量となる形状である．最適と判断した形状をグラフ上オレンジ色で示した．最適となる形状は，量産形状に対し 10% の軽量化が可能であることが示された．

3.3. 最適形状の特徴

最適形状を分析した結果，次のような特徴があった．ピストンピンは従来形状に対し 11% の小径化，長さは 3% の短縮，ピストンピン肉厚は従来形状と同等となり，部品質量は 20% 軽量化された．コネクティングロッド小端部を見るとピン穴の円環肉厚は小径化により量産形状に対し 25% 増加したが，ボス円環長さが 8% 減少したため，部品質量としては 2% の増加に留まった．

以上より，コネクティングロッド単体では質量の増加を招きつつも，ピストンピンをサイズダウンすることができた．

3.4. 実機検証

3.3. 節で選定した最適形状の往復部を試作し，実機による強度検証をおこなった．試作品を供試エンジンに組み込み，燃焼室に燃焼圧力相当の静荷重を負荷し，その時の応力をひずみゲージより測定した．実機の測定状態を Fig. 9 に示す．測定されたピストン，コネクティングロッドの面取り部応力と構造解析で予測された値の比較を Fig. 10 に示す．実測値は応力の予測値に対して ± 5% 以内となった．フルフロート部分のクリアランスの交差の影響により誤差が生じたものと推察される．

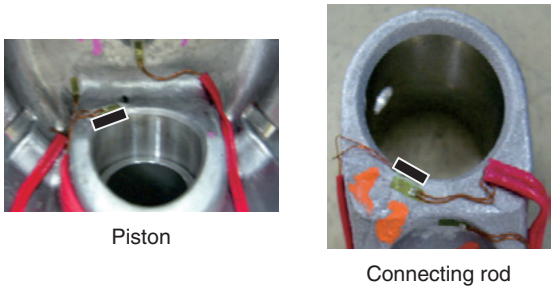


Fig. 9 Measurement of gauge stress

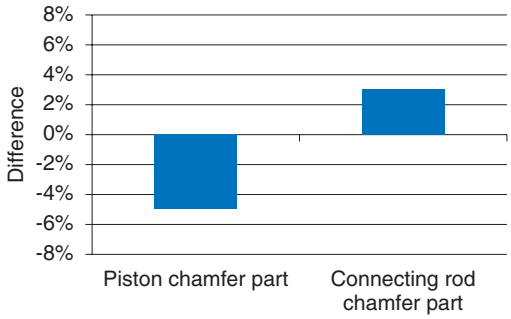


Fig. 10 Difference between measurement and calculation

商品開発などへの本システムの適用時には，このような寸法バラツキなどの要素も考慮した安全率の設定が必要となる．

3.5. 最適結果の分析

前項にて示した軽量形状において，軽量化の指針はピストンピン径の小径化と長さの短縮，さらにコンロッド肉厚の増加であることが示された．これらの形状の組み合わせが，往復部の強度と軽量化を両立させる重要な要素であると考えられる．これら三つの寸法の組み合わせについて検証をおこなった．検証方法は，最適化計算結果を用いて似かよった形状のクラスタリングによるグループ分けをおこなった．

形状のグループ化により最適化候補の指針は三つのグループに分けることができた．各グループの特徴は以下となる．

Group A: ピストンピン径を小径化して軽量化し，コネクティングロッド小端の円環肉厚を厚くして剛性を向上．

Group B: ピストンピン径を小径化して軽量化し，ピストンピン肉厚を厚くして剛性を向上．

Group C: ピストンピン径を大径化して剛性向上し，ピストンピン肉厚とコネクティングロッド小端円環肉厚を薄くして軽量化．

これらのグループに含まれる三つの寸法と質量との関係模式図を Fig. 11 に示す．本研究では最も軽量化が図れるグループ A に属する形状を選んだ．

以上より，アルミニウム合金製コネクティングロッドを用いたエンジン往復部の強度維持と軽量化を達成するためには，ピストンピンの小径化と長さの短縮により軽量化を図る一方で，低減した剛性はコネクティングロッド小端円環肉厚の厚肉化により補うといった設計指針が示された．

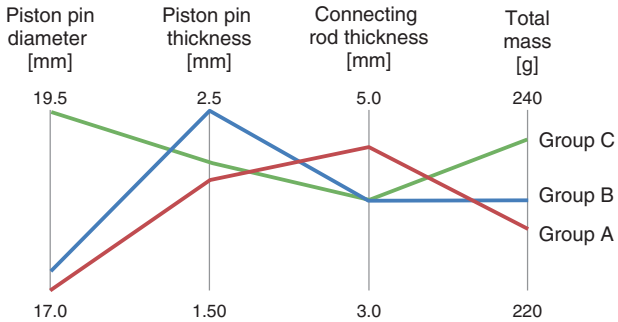


Fig. 11 Groups of optimal solutions

4. まとめ

アルミニウム合金製コネクティングロッドを用いた汎用エンジン往復部の形状を適正化するため，構造最適化システムを構築しこれを検証した．その結果，ピストンピ

ン単体で 20% の軽量化が可能な仕様が導出され，強度を保持しつつ往復部の軽量化が図られた．軽量化形状の特徴について述べると，ピストンピン径は小径化，ピストンピン肉厚は量産同等，コネクティングロッド小端円環肉厚は厚肉化の組み合わせとなった．軽量化形状にて実機による強度確認をおこなったところ，強度判定を満足できることが示された．これにより最適化システムの有効性が実証された．本研究結果より以下の知見が得られた．

（1）往復部強度の最弱部はコネクティングロッド小端の面取り部応力であり，これはピストンピンの曲げ変形およびつぶれ変形が起因して発生する．

（2）コネクティングロッド小端応力に関連する三つの寸法をピストンピン径の小径化，ピストンピン肉厚を量産同等，コネクティングロッド小端円環肉厚を厚肉化することで，往復部の強度を維持しつつピストンピン単体で 20% の軽量化が達成できた．

（3）軽量化仕様で実機強度試験をおこなったところ，予測に対して ± 5% 程度の誤差が生じた．このため実際のエンジン開発へ展開には，誤差範囲も考慮した安全率の設定が必要となる．

（4）強度を維持しつつ軽量化できる前述の三つの寸法の組み合わせとして三つのグループが示された．本研究で選定した軽量化形状はそのうち最も軽量化が図れるグループに属した．

参考文献

（1）鈴木卓，北條宏，井上聡，森山浩，藤永陽治：タイミングベルト内蔵型汎用 OHC エンジンの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.122-127

（2）川瀬祥司，浦田秀夫，石島善三，四方英雄：アルミニウム焼結合金コネクティングロッドの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.197-205

（3）高崎憲政，吉村祐子，佐藤和義，杉本幸男，佐藤貴紀：高圧金型鋳造用ピストン合金の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.175-184

（4）後藤哲男，遠藤一：エンジン開発における CAE の取り組みと最適化技術の紹介，自動車技術，Vol.67，No.5, 2013, p.56-61

（5）Obayashi, S., D. Sasaki, D.: Visualization and data mining of Pareto solutions using self-organizing map, Proceedings of the 2nd International Conference on Evolutionary Multi-Criterion Optimization, Springer-Verlag Heidelberg, p. 796–809(2003)

（6）小屋栄太郎，半田政男，吉本篤司，中川昌彦，瀬戸達弥，奥富直子：ＣＡＥによるピストン強度予測，HONDA R&D Technical Review, Vol.5, p.43-50

■著　者■



大久保将美



鈴 木 真 人

HCCIの着火制御性向上技術

Advanced Ignition Control Technology for HCCI Combustion

甲村公典* 高沢正信* 森田照義*
Kiminori KOMURA Masanobu TAKAZAWA Teruyoshi MORITA

要　旨

高い熱効率を実現できる予混合圧縮着火燃焼を実用化するために，直噴の噴霧に火花点火することにより着火をアシストする，火種HCCI燃焼を考案した．この手法により予混合圧縮着火の課題である着火制御性を向上させることが可能となり，着火燃焼範囲を従来に比べ最大３倍まで拡大することができた．

また，火種HCCI燃焼の燃費性能を検証し，クールドEGR燃焼技術に対して定常燃費で16%の燃費向上，JC08モード燃費シミュレーションで4.5%の燃費向上が確認できた．

ABSTRACT

Spark-Assisted HCCI combustion, which assists ignition by igniting direct injection spray with a spark, has been proposed to help enable the practical realization of homogeneous charge compression ignition combustion, thereby achieving high thermal efficiency. This method increases the controllability of ignition, an issue of homogeneous charge compression ignition, and expands the range of ignition combustion by a maximum of three times compared to the conventional method.

The fuel efficiency of Spark-Assisted HCCI was verified, with results indicating a decrease of 16% in steady-state fuel consumption against cooled EGR combustion technology and a JC08 mode fuel efficiency simulation showing an increase of 4.5% in fuel efficiency.

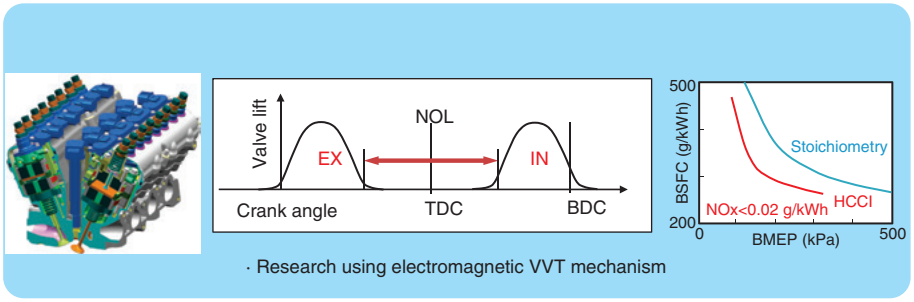
1．はじめに

近年，地球環境問題については高い関心が払われており，自動車業界においても地球温暖化や石油枯渇抑制の観点から，さらなるCO_2排出削減技術が求められている．エンジンの熱効率を向上させることでCO_2削減に貢献できることから，熱効率改善への研究が，企業や大学などの幅広い分野の研究機関で継続的に進められている[1),(2)]．均質予混合圧縮着火（Homogeneous-Charge Compression Ignition: HCCI）燃焼は，均質混合気を自着火させることで，希薄な混合気を安定して燃焼させることができる．したがって，高い理論熱効率と，低い窒素酸化物（NOx）排出量を両立することが可能であり，将来のエンジン燃焼方式として期待されている[(3)-(6)]．

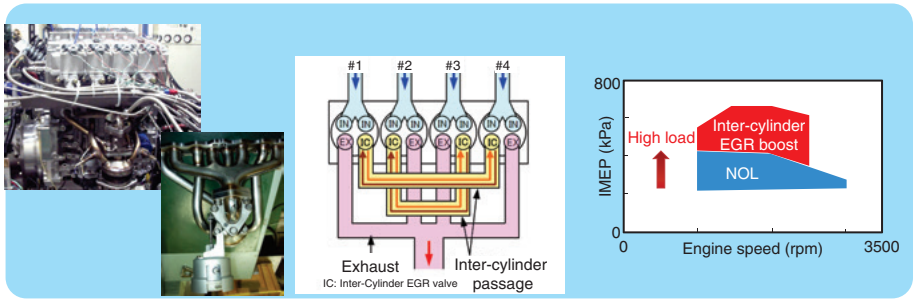
Fig. 1にHondaでこれまでおこなったHCCIへの主な取り組み内容を示す．1999年頃に，フル電磁バルブエンジンを用いて，負のオーバラップ（Negative valve Overlap: NOL）を作ることで排気再循環（Exhaust Gas Recirculation: EGR）をおこない，圧縮温度を高めてHCCIを実現する方式で基礎研究を開始した．この研究により，低負荷領域での高効率，低NOx排出を確認した．また，他気筒から排気ブローダウン圧力を利用してEGRを導入する他気筒EGR過給に取り組み，運転領域を中負荷領域まで拡大することができた．Fig. 2にNOLで運転した時のHCCI運転域と他気筒EGR過給でHCCI運転範囲を拡大した事例を示す．さらにはアルコール燃料とのデュアル燃料による燃焼制御性向上など，さまざまな取り組みをおこなってきた[(7)-(9)]．

＊四輪R&Dセンター

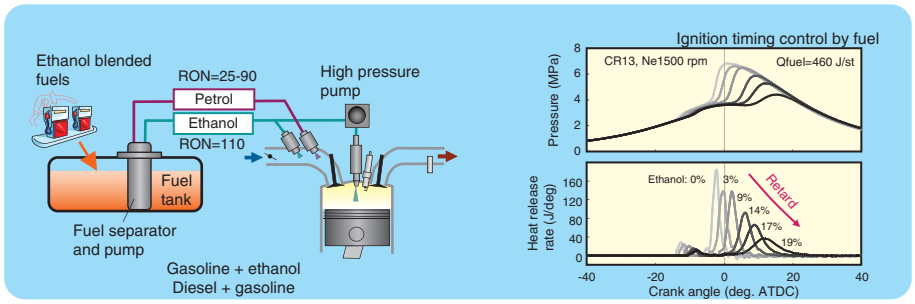
https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_29



(a) NOL (1999-2004)



(b) Inter-cylinder EGR boost (2004-2012)



(c) HCCI combustion control using dual fuel (2003-2007)

Fig. 1　Research on HCCI at Honda

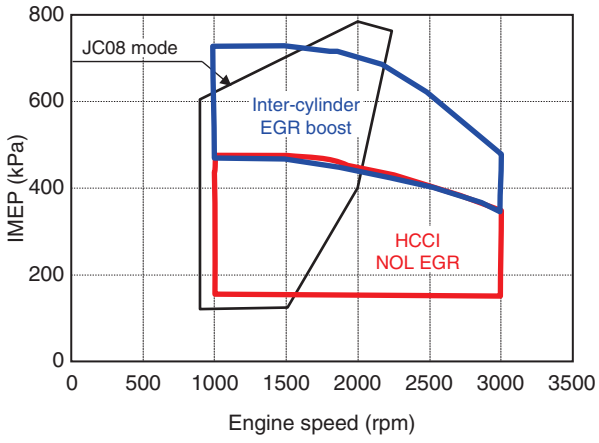


Fig. 2　HCCI operating range

しかしながら，これらの研究はコンセプトエンジンレベルであり，いまだ実用化には至っていないのが現状である．実用化に至らない大きな要因の一つとして，安定した燃焼を継続させるための着火時期制御の難しさが挙げられる．そこで我々は確実な着火時期制御をおこなう手法として，火種 HCCI 燃焼 (Spark Assisted HCCI: SA-HCCI) を立案し，NOL 領域で燃焼コンセプトの実証と必要なハードウェアの開発をおこなった．

2．SA-HCCI の燃焼コンセプト

2.1. HCCI の利点

HCCI とは，高圧縮比化と Fig. 1 に示したような手法で内部 EGR を導入することで筒内の混合気温度を圧縮上死点近傍で約 1000 K に上昇させ，燃焼室内全体の混合気が反応して自着火する均質予混合燃焼である．自着火で燃焼を開始することで，プラグ点火で燃焼を開始する Spark Ignition (SI) 燃焼では燃焼安定性の確保が困難な，空燃比 (A/F25) 以上の領域での希薄燃焼 (リーン燃焼) が可能となる．

自着火により，SI 以上のリーン燃焼が可能な HCCI は，理論熱効率が高く，ポンプ損失と時間損失が小さくなる．また，燃焼温度が低いため，熱損失が小さく NOx 排出量が少ない．このような利点により，ストイキ SI に対して 20% 程度燃費向上が期待でき，また同時に低エミッション (EM) との両立が可能な燃焼方式といえる．

Fig. 3 に同じエンジンで SI と NOL で内部 EGR を導入した HCCI をおこなった時の P-V 線図を示す．HCCI はポンプ損失や時間損失が小さくできていることがわかる．

しかしながら，HCCI はいまだに実用化に至らない複数の課題がある．

2.2. HCCI の課題

HCCI の大きな課題として以下の３点が挙げられる．

（1）運転領域が狭い

（2）燃焼の着火制御が難しい

（3）リーン雰囲気中で排気ガス浄化性能が低い

課題（1）の運転領域に関して，Fig. 2 に示すように他気筒 EGR で HCCI 運転範囲を拡大した事例では，JC08 モードはおおむねカバーできているものの，モード外の高負荷，高回転域では HCCI 運転ができない．したがって HCCI のみでは必要なエンジン運転範囲のすべてをカバーできていないのが現状である．

課題（2）の燃焼の着火制御に関しては，さまざまな環境下で使われる自動車にとっては重要な課題となる．

Fig. 4 に HCCI の圧縮行程から自着火までの熱発生履歴を混合気の酸化反応過程も含めて模式的に示す．

HCCI は混合気が 600 K 程度から冷炎の発生する低温酸化反応が開始し，ホルムアルデヒドの蓄積と CO，OH ラジカルの増殖により青炎が発生し，最終的に CO から CO_2 を発生する熱炎に至る．点火プラグによって急峻に反応が進み熱炎を発生する SI 燃焼では，プラグの点火タイミングによって容易に着火時期が制御できる．しかし，HCCI は圧縮行程中の温度，圧力の変化によって酸化反応過程が変化することから，着火時期をコントロールすることが難しい．さまざまな環境下で安定した燃焼を保障するためには，この着火時期を確実にコントロールし，失火やトルクの変動，排気ガスの増加を確実に防ぐ必要がある．

課題（3）の後処理に関しては，ストイキ SI に対して HCCI は排気ガスのエキゾーストマニホールド出口温度が低く，図示平均有効圧（IMEP）400 kPa 条件で SI が 500℃に対して HCCI は 320℃程度となる．さらに希薄燃焼であるため，従来の三元触媒（TWC）で EM 規制をクリアすることは難しい．したがって，新たな後処理システムが不可欠である．

これらの課題の中で，特に課題（2）の着火制御性が確保できなければ自動車用のエンジンとして成立しない．本稿ではこの着火制御性について主眼をおき，報告する．

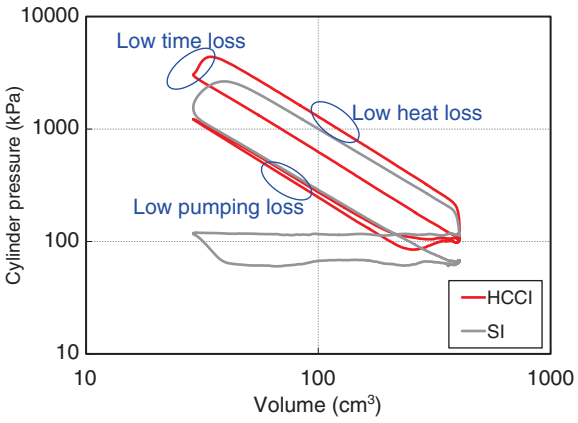


Fig. 3　Comparison of cylinder pressure

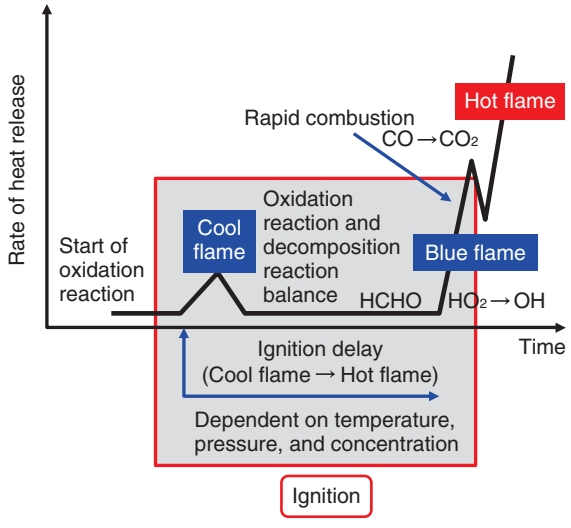


Fig. 4　Oxidation reaction process for HCCI

2.3. SA-HCCI の燃焼コンセプト

先に述べたように，HCCI の課題の一つである安定した着火時期を保障するために，微小な直噴燃料にスパークプラグで点火することで発生する微小な燃焼（火種：Trigger flame）で自着火をアシストする方法を試みた．Fig. 5 に従来の HCCI と SA-HCCI との筒内の昇温方法および熱発生履歴の違いを示す．通常の HCCI は多くの場合，内部 EGR と圧縮による温度上昇によって希薄な均質混合気の自着火

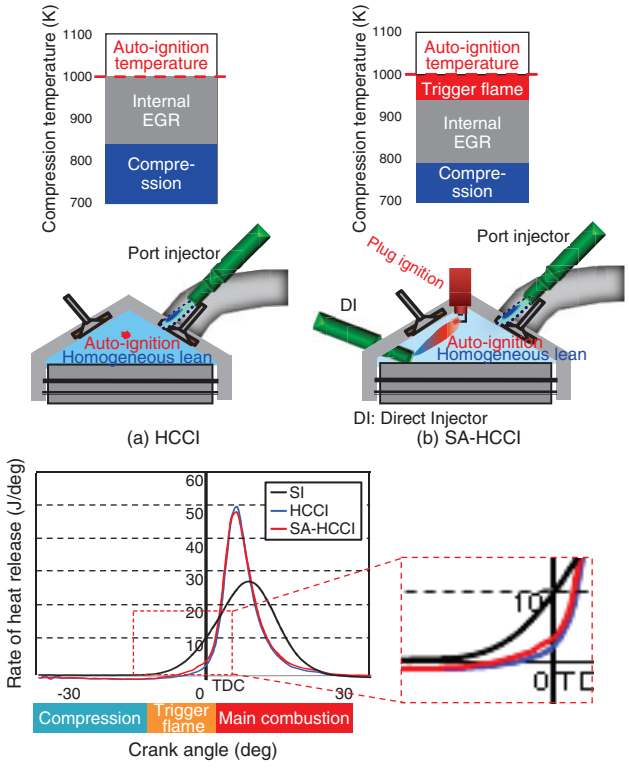


Fig. 5　SA-HCCI

を誘発する．一方，SA-HCCI は圧縮行程中に少量の燃料を点火プラグに向かって直接噴射し，プラグ点火によって火炎伝播をおこない，その温度上昇をきっかけにして自着火を誘発する．SA-HCCI の熱発生履歴を見ると，通常の HCCI に対して自着火前に火種が発熱している様子がわかる．SI や従来の HCCI 同様に熱効率を向上させるための燃焼重心位置は上死点後 10 deg 付近となるため，上死点後 2 deg 付近で自着火が発生するような熱発生履歴が目指す燃焼となる．

一方，火種部分はプラグ点火による火炎伝播燃焼をおこなうため，火種噴射はストイキ付近に設定する必要がある．したがって，火種部分の燃焼温度が高くなり部分的に NOx が発生してしまう．Fig. 6 に HCCI と SA-HCCI の着火過程をシャドウグラフで可視化した結果を示す．SA-HCCI が直噴の火炎伝播にアシストされて自着火が誘発されている様子が見られる．

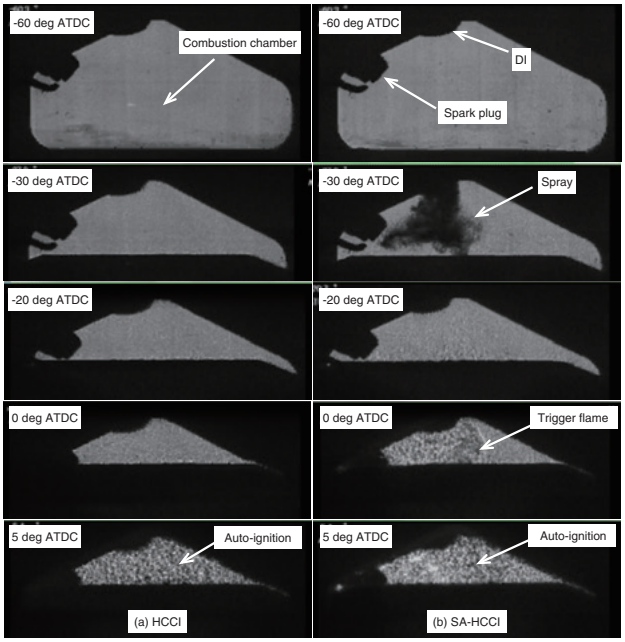


Fig. 6　Visualization of combustion chamber by shadowgraph method

3．SA-HCCI に必要な技術

3.1. 火種の設定

SA-HCCI は火種の設定が重要となる．火種は以下の観点で設定する必要がある．

（1）火種として必要な熱量
（2）プラグに到達するための噴霧到達距離（ペネトレーション）
（3）NOx 排出量の制約

以下にそれぞれの詳細を述べる．

3.1.1. 火種として必要な熱量

火種は，混合気を熱炎に突入させるための熱量を確保する必要がある．

必要な熱量は目標とする熱発生の履歴から逆算し，上死点後 2 deg 付近で自着火温度を迎えられるように火炎伝播速度を考慮し設定する．Fig. 7 にエンジン回転数（Ne）1500 rpm，IMEP350 kPa の時の筒内温度履歴を示す．混合気の着火に必要なガス温度は 1070 K 程度であり，内部 EGR とピストンの圧縮による温度上昇ではこれに満たない．そのため直噴混合気の燃焼による発熱により 50 K 程度上昇させてから目標の着火温度に制御する．1 シリンダあたり 375 cm^3 を前提とすると，50 K 上昇に必要な火種の発熱量は 1 シリンダあたり約 10 J となる．

3.1.2. プラグに到達するためのペネトレーション

火種となる成層混合気はプラグで点火するため，DI の噴霧はプラグに到達しなければならない．火種の燃料流量が少なすぎると噴霧のペネトレーションが不足し，プラグと DI の距離によっては噴霧がプラグに届かなくなってしまう．

Fig. 8 に DI とプラグ間の距離と着火可能な直噴発熱量の関係を実験的に調べた結果を示す．

DI とプラグの距離によって，着火を保障するための火種の発熱量（DI 噴霧の流量）が決まる．ただし，火種の発熱

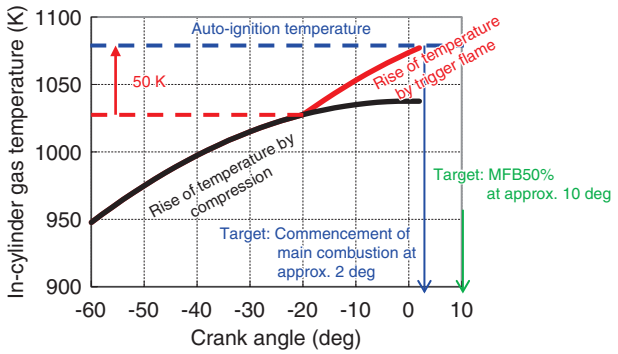


Fig. 7　Temperature rise process for SA-HCCI

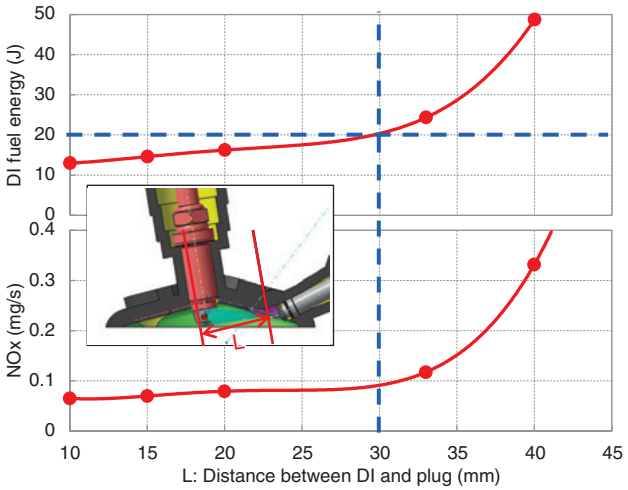


Fig. 8　Relationship between DI flow and DI penetration

量が増加すると火種部分からの NOx の排出も同時に増加する．DI とプラグの距離を 30 mm に設定すると，ペネトレーション確保のための火種の発熱量は 1 シリンダあたり 20 J となる．

3.1.3. NOx 排出量の制約

火種の発熱を多くすれば着火制御性も高くなるが NOx 排出量が増加し，リーンバーンの利点が失われる．

Fig. 9 に火種の発熱量と NOx 排出量の関係を示す．

NOx の排出量をどこまで許容するかはエンジン体格や EM 規制によって変わる．エンジンの排気量を 1.5 L と想定し，目標としたポスト新長期排ガス規制の 75% 低減レベル（☆☆☆☆）を達成するためには，目安として NOx 排出量の上限値を 0.12 mg/s 程度に抑える必要がある．したがって火種発熱量の上限値は Ne1500 rpm, IMEP350 kPa の条件で 1 シリンダあたり 25 J となる．

3.1.4. 火種の設定まとめ

Fig. 10 に適用した火種の設定方法について筒内ガス温度を基準に示す．

あらかじめ供給された均質希薄混合気を自着火させて熱炎に突入させるための熱量として 10 J を最低限確保し，さらに DI 噴霧をプラグに到達させるための流量分として 20 J を追加する．そこから NOx 排出量の上限値の 25 J までの 20 J から 25 J が火種の設定値となる．また，火種として必要な 10 J 以上の残りの熱量は余裕温度となり環境条件のばらつきや制御量のばらつきを吸収する熱量ともなる．

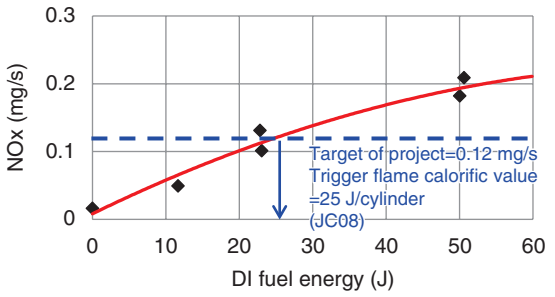


Fig. 9 Relationship between DI fuel energy and NOx

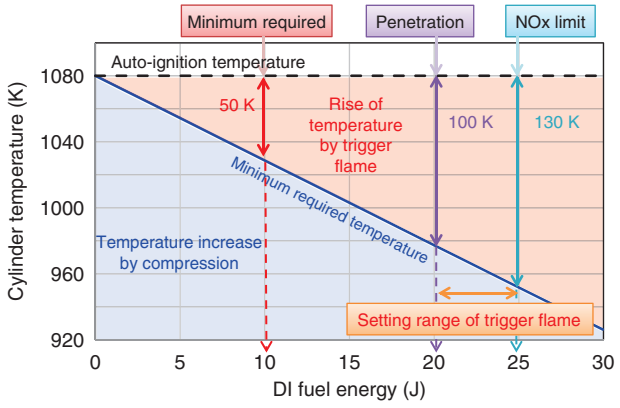


Fig. 10 Method of setting trigger flame

3.2. SA-HCCI のシステム構成

SA-HCCI コンセプトを実用化するために必要なシステム構成を Fig. 11 に示す．

図中 (1) の内部 EGR コントロールにはインテーク（IN），エキゾースト（EX）のバルブタイミングを変化させるための可変動弁系が必要となる．Fig. 12 に示すように，IN，EX カムに備えられた Valve Timing Control（VTC）により NOL を変えることで，負荷に応じた適切な内部 EGR 量をコントロールする．

図中 (2) の火種のコントロールには，火種を作るための小流量 DI と，負荷をコントロールするためのポートインジェクタの 2 系統の噴射系が必要となる．これは，火種用 DI が小流量で正確な流量規定が必要であり，負荷全域にわたる燃料量をカバーするダイナミックレンジをまかなえないことと，プラグ方向に指向性高く噴射するため，多くの燃料を噴くと燃焼が不安定になる恐れがあるためである．

図中 (3) のフィードバック燃焼制御では，筒内圧センサが必要となる．筒内圧センサの計測値により混合気の状態を推定し，運転条件より算出された内部 EGR 量や火種に必要な発熱量および噴射時期をパラメータとして着火時期制御を精度よくおこなう．我々は直噴インジェクタ内蔵の筒内圧センサ[10]の導入を前提とした．

図中 (4) の後処理については，リーン燃焼の低排気温度に対応した HC 浄化触媒と，HCCI の燃焼範囲をより広く使うために，NOx 浄化触媒が必要となる．

なお本稿では後処理および燃焼制御の詳細は割愛する．

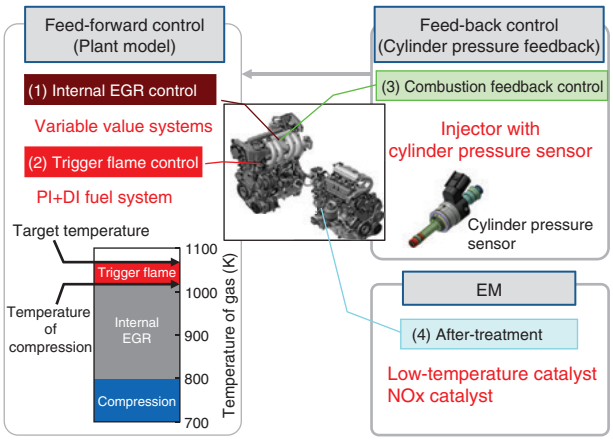


Fig. 11 SA-HCCI system configuration

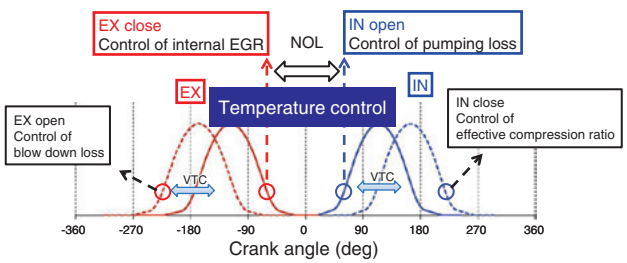


Fig. 12 Variable valve systems

Table 1　Engine specifications

Number of cylinders	4
Displacement [cm^3]	1500
Bore × Stroke [mm]	ϕ 73 × 89.4
Compression ratio	14
Valve train	IN EX VTEC and VTC
Gasoline	91RON

4．コンセプト検証結果

これまで述べてきた SA-HCCI を 4 気筒エンジンで検証をおこなった．検証に使用したエンジンの諸元を Table 1 に示す．

4.1. 着火制御性検証結果

Fig. 13 に Ne1500 rpm, IMEP420 kPa での着火制御性を HCCI と SA-HCCI で比較した検証結果を示す．検証は内部 EGR 量を変化させることで筒内温度を変化させたときの燃焼範囲で比較した．燃焼範囲は燃焼変動率が 4% 以下，燃焼音の指標である圧力上昇率（dP/dθ）が 400 kPa 以下と定義した．

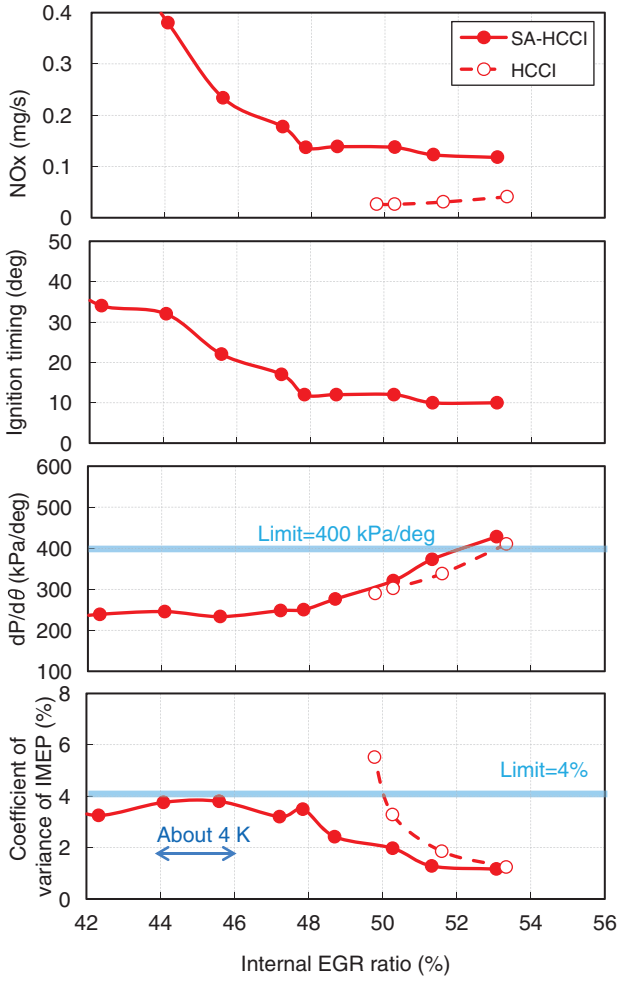


Fig. 13　Concept verification

通常の HCCI は上記の条件を満足する燃焼可能範囲が EGR 率で 50% から 53% 程度（このとき筒内のガス温度差でおよそ 6 K 程度）の狭い範囲にある．それに対して SA-HCCI では EGR 率を減らして筒内温度を下げても，火種の点火時期を進角し，火種燃焼量を拡大していくことで，EGR 率で 10% 以上（筒内温度で 20 K 以上）の範囲で燃焼が継続可能となる．一方，火種の燃焼量を増加することで NOx 排出量が増加していくことも見て取れる．SA-HCCI の様子は，Fig. 14 に示す熱発生率 dQ の波形にも表れており，HCCI に対して，自着火前に火種の燃焼が進行し，点火時期を進角することでその燃焼が拡大していく様子がわかる．

同様の検証を負荷ごとにおこない，燃焼可能範囲を検証した結果を Fig. 15 に示す．SA-HCCI は HCCI に対していずれの負荷でも効果が確認できた．

以上のように，SA-HCCI は HCCI と比較して着火制御性を向上させることで，EGR 量に対する燃焼可能範囲を 2 倍から 3 倍に拡大することができた．

4.2. 定常燃費検証結果

Fig. 16 に SA-HCCI の Ne1500 rpm での燃費および NOx の計測結果を従来のストイキ SI 燃焼と比較して示す．

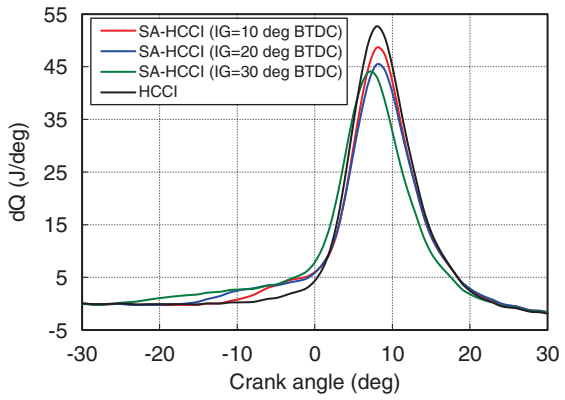


Fig. 14　Comparison of heat release rates

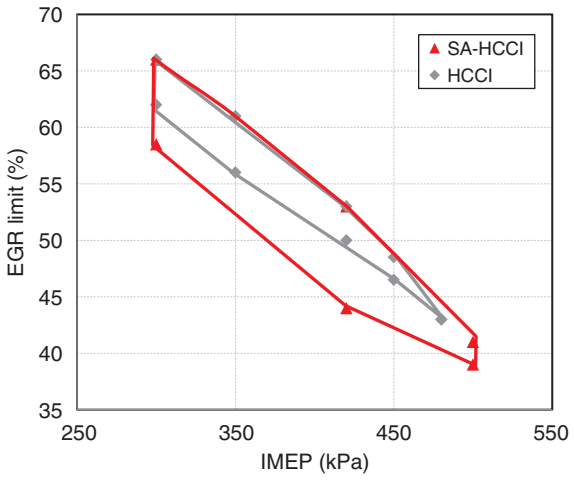


Fig. 15　Comparison of combustion range

Table 2 Engine specifications

	Stoichiom-etry	Atkinson cycle	Cooled EGR	SA-HCCI
Number of cylinders	4	4	4	4
Displacement [cm^3]	1.8	1.8	1.5	1.5
Compression ratio	11	13	13	14
EGR	None	Hot 15%	Cooled 25%	Internal 30-60%
Gasoline	91RON	91RON	91RON	91RON

比較した各技術の主な諸元を Table 2 に示す．SA-HCCI の運転範囲は商品性の指標から正味平均有効圧（BMEP）400 kPa が上限となり，そこで燃料消費率（BSFC）が最も少なくなる．Fig. 17 に BMEP400 kPa のポイントで，SI 燃焼で最も燃費の良いクールド EGR 燃焼との燃費差と熱解析による内訳を示す．クールド EGR 燃焼に対しては，理論熱効率の向上（リーン化や EGR 希釈による比熱比の増加や圧縮比拡大による），熱損失の低減などが主な要因で，

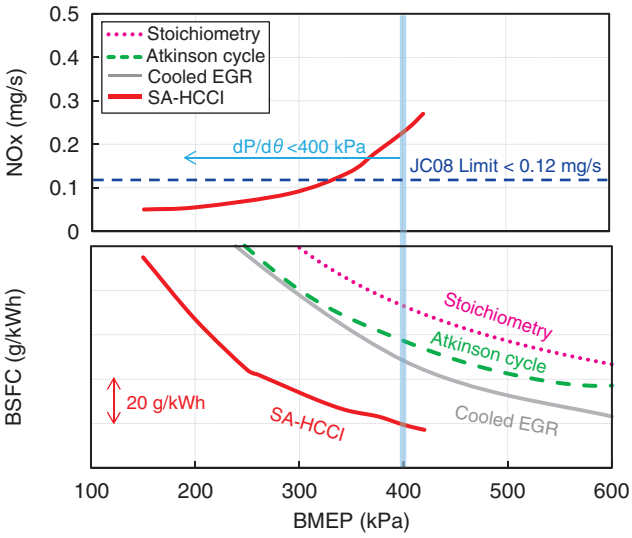


Fig. 16 Results for 4-cylinder engine

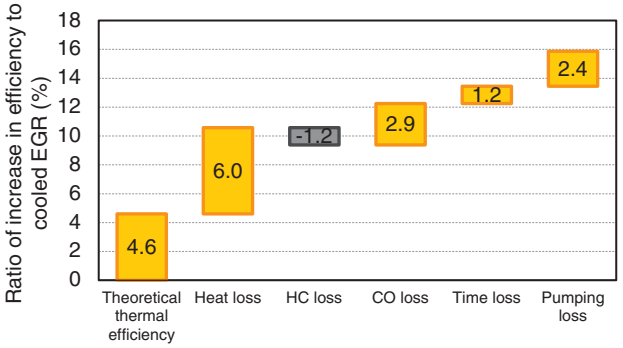


Fig. 17 Ratio of increase in efficiency to cooled EGR

Table 3 Specifications of simulated car

Car	FIT
Weight [kg]	968
Displacement [cm^3]	1500
Transmission	CVT

約 16% 燃費が向上する．今後圧力上昇率低減に取り組み運転負荷が拡大できればさらなる燃費向上が期待できる．

NOx 排出量に関しては，300 kPa 以下の領域では低い値で推移するが，さらに負荷が上昇すると排出量が急激に増加する．これは，低負荷領域では主燃焼部分はガス温度が低いため火種からしか NOx が排出されないのに対して，負荷が上昇してくると主燃焼部分のガス温度も上昇し，そこから NOx が発生するためである．現状最大負荷点の BMEP400 kPa までの運転を前提とすると，目安としたポスト新長期排ガス規制の 75% 低減レベル（☆☆☆☆）をクリア可能な排出量を超えてしまう．SA-HCCI の燃費向上効果を最大限に生かすために，リーン NOx 触媒の使用も視野に入れて，BMEP400 kPa まで運転することを想定した．

4.3. JC08 モード燃費シミュレーション検証結果

現状得られている SA-HCCI の運転範囲と定常燃費性能結果をもとに，JC08 モード燃費をシミュレーションにて検証をおこなった．Table 3 にシミュレーションで使用した車両の主な諸元を示す．モード燃費はクールド EGR 燃焼のエンジンとクールド EGR 燃焼に SA-HCCI を付加したエンジンとの比較をおこなった．

Fig. 18 にシミュレーション結果を示す．燃費はクールド EGR 技術に対して SA-HCCI 運転を付加することで約 4.5% 向上する結果となった．

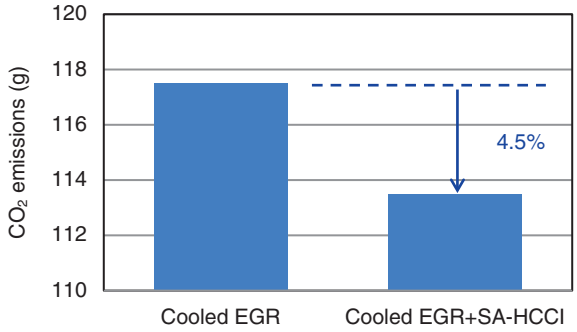


Fig. 18 Simulation results

5. まとめ

HCCI を実用化するために，着火制御性の向上を主眼に開発をおこない以下の知見を得た．

（1）着火制御性の向上をねらい，直噴燃焼で HCCI の着火をアシストする SA-HCCI を実証し，従来の HCCI に

対して２倍から３倍の燃焼範囲の拡大を実現できた.

（２）SA-HCCIの燃費を検証し，クールドEGR技術に対して定常燃費で約16%向上することがわかった．またシミュレーションによりJC08モード燃費を検証した結果，約4.5%燃費が向上する見通しとなった.

参考文献

（1）Wang, C., Daniel, R., Xu, H.: Research of the Atkinson Cycle in the Spark Ignition Engine, SAE Technical Paper, 2012-01-0390(2012)

（2）Lecointe, B., Monnier, G.: Downsizing a Gasoline Engine Using Turbocharging with Direct Injection, SAE Technical Paper, 2003-01-0542(2003)

（3）Aoyama, T., Hattori, Y., Mizuta, J., Sato, Y.: An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine, SAE Technical Paper, 960081 (1996)

（4）Hiraya, K., Hasegawa, K., Urushihara, T., Iiyama, A., Itoh, T.: A Study on Gasoline-Fueled Compression Ignition Engine －A Trial of Operation Region Expansion, SAE Technical Paper, 2002-01-0416(2002)

（5）Fuerhapter, A., Piock, W. F., Fraidl, G. K.: CSI-Controlled Auto Ignition － the Best Solution for the Fuel Consumption － Versus Emission Trade-Off?, SAE Technical Paper, 2003-01-0754(2003)

（6）Koopmans, L., Strom, H., Lundgren, S., Backlund, O., Denbratt, I.: Demonstrating a SI-HCCI-SI Mode Change on a Volvo 5-Cylinder Electronic Valve Control Engine, SAE Technical Paper, 2003-01-0753(2003)

（7）Urata, Y., Awasaka, M., Takanashi, J., Kimura, N.: Study on Gasoline HCCI Engine Equipped with Electromagnetic Variable Valve Timing System, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik(2004)

（8）窪山達也，森吉泰生，畑村耕一，山田敏生，高梨淳一，藤井徳明，浦田泰弘：排気ブローダウン圧力波を利用して過給するHCCIガソリンエンジンの研究，自動車技術会学術講演会前刷集，No.124-08，p.7-10（2008）

（9）神尾純一，黒谷忠司，佐藤卓哉，清弘幸彦，橋本公太郎，郡司貴浩：デュアルフューエル内燃機関の燃焼制御に関する研究，自動車技術会学術講演会前刷集，No.55-07，p.19-22（2007）

(10)山本裕司，佐藤岳，林貴之：直噴インジェクタ一体型超小型筒内圧センサの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.24, No1, p.52-56

■著　者■



甲村公典



高沢正信



森田照義

コースティングダウンモードにおけるブレーキ引きずりメカニズムの解明と引きずり安定化および低減手法

Identification of Brake-drag Mechanism in Coasting-down Mode and Proposal of Brake-drag Stabilization and Reduction Methods

小林　靖*　樋口祐多*　中村直樹**
Yasushi KOBAYASHI　Yuta HIGUCHI　Naoki NAKAMURA

要　旨

台上試験によるコースティングダウンモード中のブレーキ各部品の変位および引きずり抵抗値のモニタリングをおこなった．本モード中には，ブレーキ引きずり計測過程の前に暖気走行によるブレーキ作動過程が存在し，この時ブレーキディスクは温度上昇とともに熱変形する．その後の引きずり計測過程では，ディスク温度の低下とともに熱変形から戻ってくるディスクがインナ側のパッドに近づき，干渉した時に引きずりが発生する．また，その時のブレーキディスクに対するインナ側のブレーキパッドの姿勢が，ディスク回転方向に対し回入側が狭く回出側が広いクリアランスとなる姿勢の時，パッドがディスクに吸い寄せられて引きずりが突如増大する．この吸い寄せられる力は，ディスクとパッド間に発生する負圧による力である．これにより，引きずり低減のための構造であるパッドリターンスプリングの回入側と回出側の荷重設定バランスおよびキャリパロールバック量とキャリパボデー変形量の指針を設けることで，ブレーキの引きずり値を安定させるとともに低減させることができた．

ABSTRACT

The displacement of brake parts and values for brake drag were monitored during bench testing in coasting-down mode. In this mode, the brake-drag measurement process is preceded by a brake operation process while the vehicle is running warm, and at this time the brake disks undergo heat deformation as their temperatures rise. The subsequent brake-drag measurement process involves a reduction in disk temperature. This is accompanied by a return of the disk from its heat-deformed state so that the disk approaches more closely to the inner pad, and when it impinges on the pad, drag occurs. Also, when the inclination of the inner brake pad to the brake disk at that time is such that there is less clearance between the disk and the pad on the rotation input side (leading side) and there is more clearance on the rotation output side (trailing side), the pad is drawn toward the disk so that the drag suddenly increases. This force that draws the pad and disk together is the force of the vacuum pressure generated between them. This force was successfully used to both stabilize and reduce brake drag by establishing a setting that balances the load from the pad return spring, which is a structure for the purpose of reducing drag, between the leading side and trailing side, and by establishing guidelines for the amounts of caliper piston rollback and caliper body deformation.

1．まえがき

近年において地球環境保護の観点から，低燃費化への要求の高まりに伴いディスクブレーキには多様な引きずり低減手法が提案されている．また，燃費を予測するために必要な走行抵抗を計測するモードがコースティングダウン（C/D）モード[1),(2)]であるが，実車を走らせて計測していたため，路面や空気抵抗などのさまざまな影響を受け，測定結果のブレーキ引きずりが安定しなかった．今回はモードを台上試験に置き換えて解析をおこなった．これにより，テスト条件によるばらつきは減ったが，依然として測定結果にはばらつきが存在していた．つまり，仕様ごとにブレーキの引きずりの実力値を把握しようにも，妥当な値の判断が容易ではなかった．また，新たな引きずり改善手法を提案しても，その効果の定量的な評価が容易ではなかった．そこで，台上試験にてモード中のブレーキ引きず

＊　四輪 R&D センター
＊＊日信工業株式会社

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_30

りのメカニズムを解明し，その引きずり値に影響を与える主要因を特定することで，引きずりの安定化をはかる．それをもとにさらなる引きずり低減のための仕様を構築することができる．本開発では量産車において主流となっている１ピストンピンスライドタイプキャリパのフロントブレーキについて明らかにする．

２．開発のねらい

本開発は以下の３点を主なねらいとした．

（1）引きずりのメカニズムの解明

（2）引きずりの主要因の特定

（3）引きずりの安定化および低減手法の提案

ブレーキの引きずりを安定的に低減させることは，燃費向上にとって重要である．ブレーキキャリパの基本構造を Fig. 1 に，これまで知られているブレーキ引きずりの一般的なメカニズムの概要を Fig. 2 に示す．ブレーキを作動した状態から解除した時，キャリパのピストンがピストンシールの弾性変形によってロールバック（ピストン R/B）しディスクから離れる位置に戻ってくる．この時，パッドはディスクに接触したままとなりブレーキ非作動時にも発生する抵抗力がブレーキの引きずりである[(3),(4)]．最近では，引きずりの低減のために，このパッドをバネによりピストンと一緒にディスクから離す構造（Fig. 3 および Fig. 4）を持ったキャリパも存在しているが，計測した引きずりは安定しなかった．

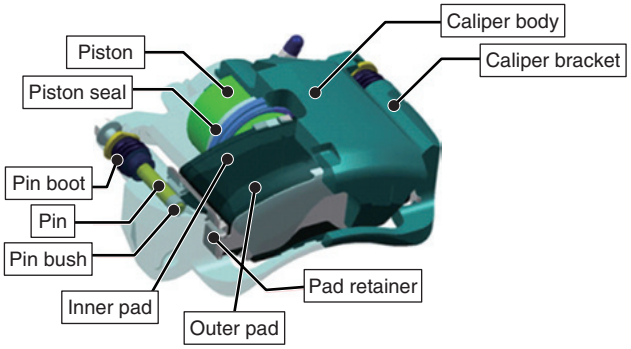


Fig. 1　Basic caliper structure

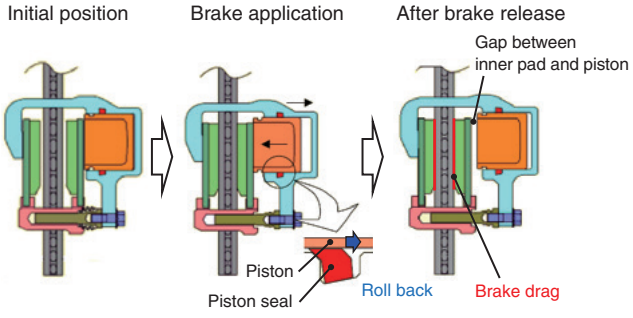


Fig. 2　Conventional brake drag theory

C/D モードを台上試験に置き換えた時の車速とブレーキパッド温度計測結果を Fig. 5 に示す．特徴はブレーキ引きずり計測過程の前に，エンジン暖気のための走行によりブレーキ作動が繰り返される過程が存在することである．その後，車速 140 km/h から 0 km/h まで自然減速させる．この自然減速過程を５回繰り返す時の抵抗値をブレーキパッド有り無しで計測し，その差をブレーキによる引きずり値としている．この図から，ブレーキの繰り返し作動過程において，ブレーキパッドの温度が上昇しているのがわかる．

モードでの台上試験にて計測したフロント１軸分（片輪のデータを２倍したもの）のブレーキ引きずりのデータを Fig. 6 に示す．ブレーキ引きずり計測の１回目（1st C/D）の途中で突然引きずりが増加し，２回目は不安定ながらも引きずりが増大しながら，車速低下とともに減少していく．

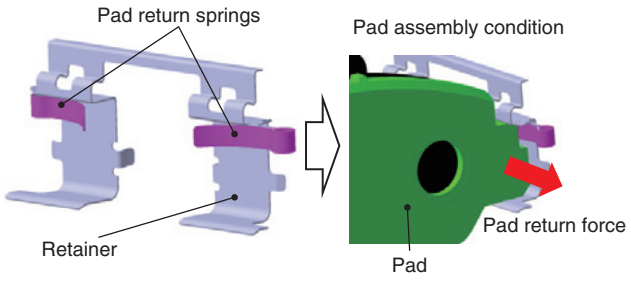


Fig. 3　Example of pad return spring structure

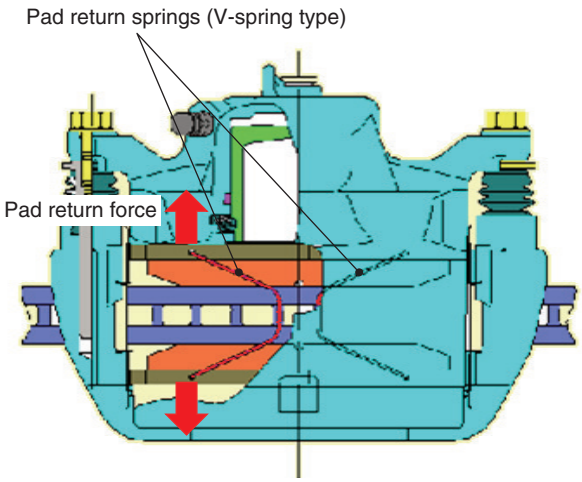


Fig. 4　Example of pad return spring structure (V-spring type)

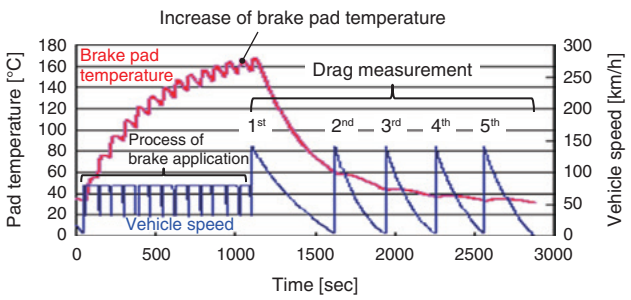


Fig. 5　Bench test condition in C/D mode

また，3回目以降からは徐々に値が減少し安定していく．

これらの原因を突き止め，ブレーキ引きずりの安定化および低減の手法を提案することを研究の目的とする．

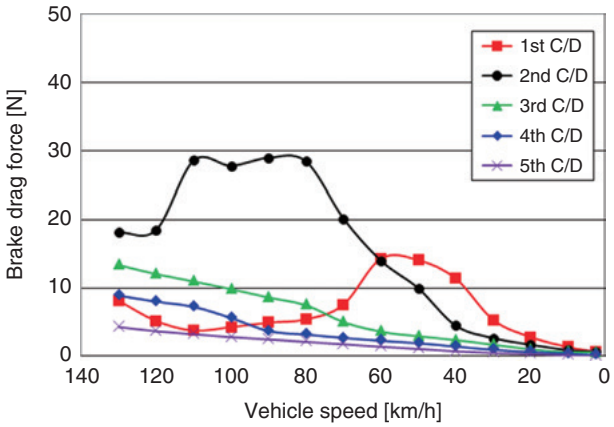


Fig. 6　Brake drag force variability in each C/D

3．ブレーキ引きずりメカニズムの解明

3.1. 改造キャリパによる引きずり確認

引きずりメカニズムを解明するための試験用キャリパを Fig. 7 に示す．本キャリパは引きずりがインナパッドもしくはアウタパッドのどちらで発生しているかを確認することを目的としている．よって，量産キャリパを加工して，インナパッドとアウタパッドに入るディスク回転方向に対する接線方向の抵抗力を別々に計測することができるようにロードセルを配置した．

これを用い，台上で C/D モード中のブレーキ引きずり抵抗力を計測したデータを Fig. 8 に示す．アウタパッドは引きずり抵抗力を検出せず，インナパッドのみに引きずり抵抗力を検出した．

3.2. 変位計測

インナパッドのみが引きずりを発生させている理由を確認するため，量産部品を用い，キャリパボデー，インナパッド，アウタパッド，ディスクの変位を各2点ずつ計測しながら台上にて C/D モード試験をおこなった．計測箇所を Fig. 9 に示す．また，それによって得られたモード中の各過程にて計測した各部品の位置を Fig. 10 に示す．

Fig. 10 の過程2のディスク位置より，引きずり計測の前の繰り返しブレーキ作動過程では，ディスクの温度が上昇することによるアウタパッド側へのディスク熱変形が確認できる．このディスク変位に追従するためにキャリパボデーおよびインナパッドとアウタパッドが外側へ移動する．しかし，引きずり計測をおこなう Fig. 10 の過程3でわかるように，その後ディスクの温度が低下することにより，変形していたディスク形状がインナパッド側へ戻って

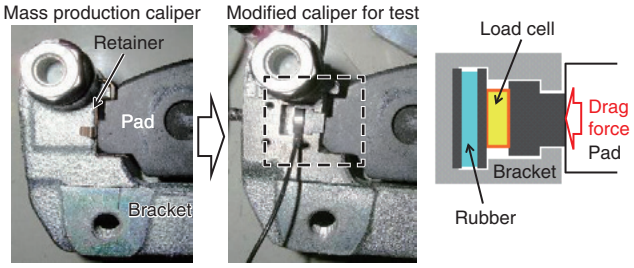


Fig. 7　Test caliper structure

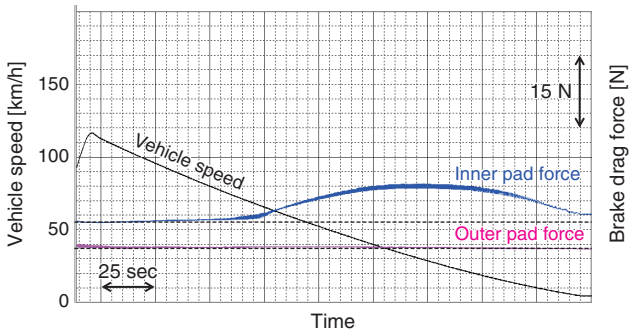


Fig. 8　Brake drag torque of each inner and outer pad in C/D mode

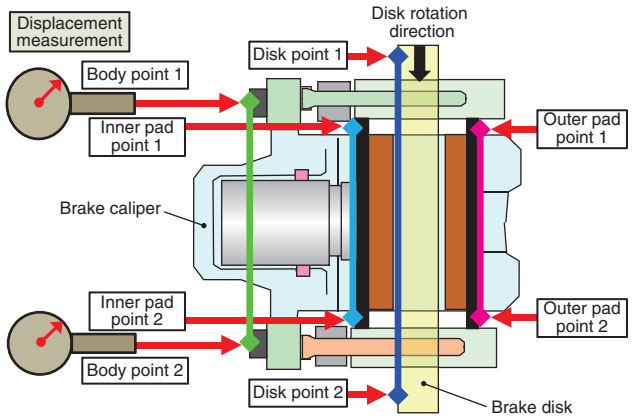


Fig. 9　Measurement points of each part

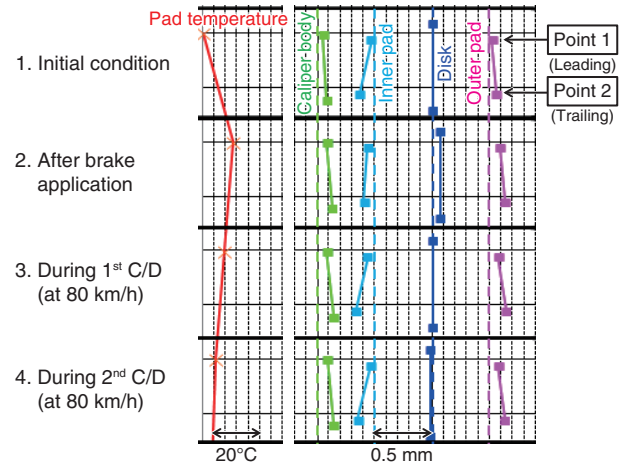


Fig. 10　Position of each part in C/D

くる．この時，ディスクがインナパッドを押すことで引きずり抵抗力が発生する．この振る舞いにより，Fig. 8 ではインナパッドからしか引きずり抵抗力を検出しなかったと考えられる．

また，Fig. 11 は C/D モード中のディスクの熱変形による変位を時系列で示したものである．ブレーキ繰り返し作動中にディスクのアウタパッド側への変形が最も大きくなる[5]．その後，ブレーキ非作動中にはディスクが冷却され元の形状に戻る．この時，ディスク面の厚さ方向の熱膨張もあり，１回目と２回目の引きずり計測時のディスク面は，初期位置よりもインナパッド側の位置になる．その後３回目以降は冷却がさらに進み元の位置に戻る．これにより Fig. 6 のばらつきと思われていた１回目と２回目に引きずりが発生し，３回目以降は引きずりが減少している理由も明確になった．

3.3. 負圧の発生

Fig. 12 に C/D モードのブレーキ引きずり計測過程におけるインナパッドのディスク回転方向に対する回出側

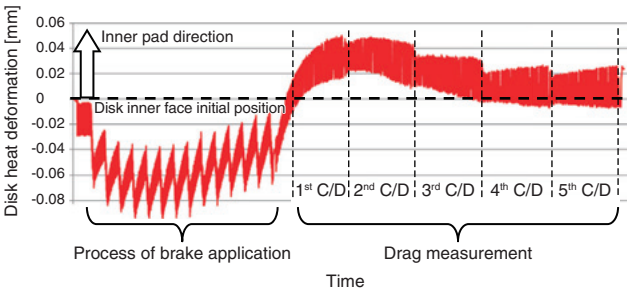


Fig. 11　Disk heat deformation in C/D

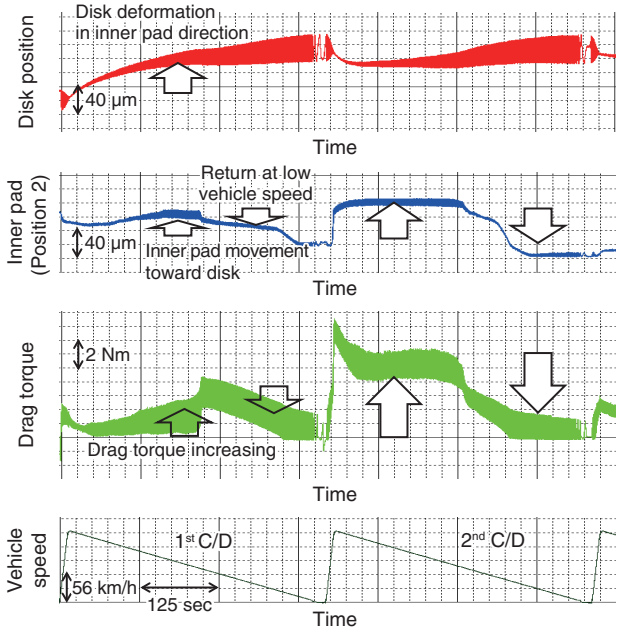


Fig. 12　Displacement behavior of each part in C/D mode

(Point 2)の変位，ディスクの変位，車速および引きずり抵抗力を時系列で示す．引きずり計測中のディスクがインナパッド側に近づく際に，インナパッドの回出側の位置がディスクの方向へ動いて引きずりが増大していることがわかる．このパッドの動きは車速が落ちてくると突然元の位置に戻る傾向がある．

Fig. 13, Fig. 14 にはパッドの姿勢と負圧発生の流体解析による計算結果を示す．インナパッドの回入側が回出側よりディスクに近い位置関係となるパッド姿勢の時，インナ

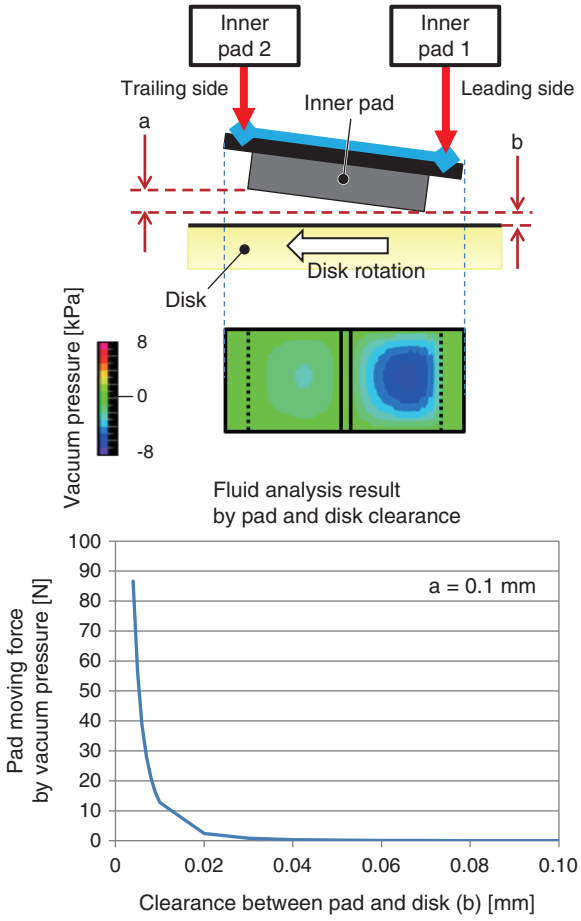


Fig. 13　Vacuum force simulation by pad and disk clearance

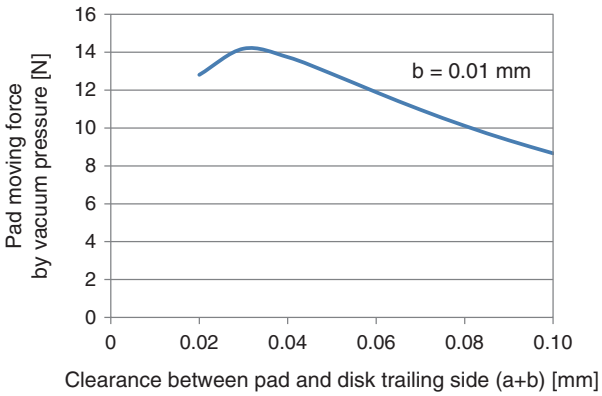


Fig. 14　Vacuum force simulation by pad inclination

パッドとディスク間に負圧による力が発生する．同じパッド姿勢でも，ディスクとのクリアランスが十分ある時は負圧はほとんど発生しない (Fig. 13)．Fig. 15 は実際にパッドに負圧センサを埋め込み，負圧の発生を計測した結果である．160 km/h 相当にてインナパッドを回入閉じの姿勢にセットした．これより，負圧の発生を検出すると同時に引きずり抵抗力も発生していることが確認できた．この負圧による力が，インナパッドをディスクへ引き寄せ，引きずりを増大させるきっかけとなっていると考えられる．

3.4. パッド姿勢と引きずり

Fig. 16 には，これまで計測したさまざまな引きずり計測のサンプルデータを，引きずり計測直前のインナパッドの姿勢の観点で整理したものを示す．引きずり計測直前のインナパッドとディスクのクリアランスが狭くても，パッドの回入側が回出側より近い姿勢の時でないと引きずりは増大しない．また，Fig. 16 の引きずりの傾向が示すように，引きずり値の大小はインナパッドとディスクのクリアランスや，インナパッドの姿勢の角度に比例していないこともわかる．これにより，Fig. 6 のデータのような急激に引きずりが増減する事象は Fig. 12 に示されたインナパッドの突然の移動によるものであり，原因は負圧であると考える．

以上より，C/D モードにおけるブレーキ引きずりのメカニズムを以下に整理する．モード中のブレーキ作動過程にてディスクの熱変形が起こる．その後のブレーキ非作動状態でのディスク冷却で形状が戻り，ディスクがインナパッドを押すことにより抵抗力が発生する．この時のインナパッドのディスクに対する姿勢が回入閉じの角度となる時，ディスクとインナパッドの間に負圧が発生し，インナパッドがディスクへ突然引き寄せられる．これをきっかけにインナパッドとディスクは接触し，ブレーキ引きずり値が急激に増大すると考えられる．

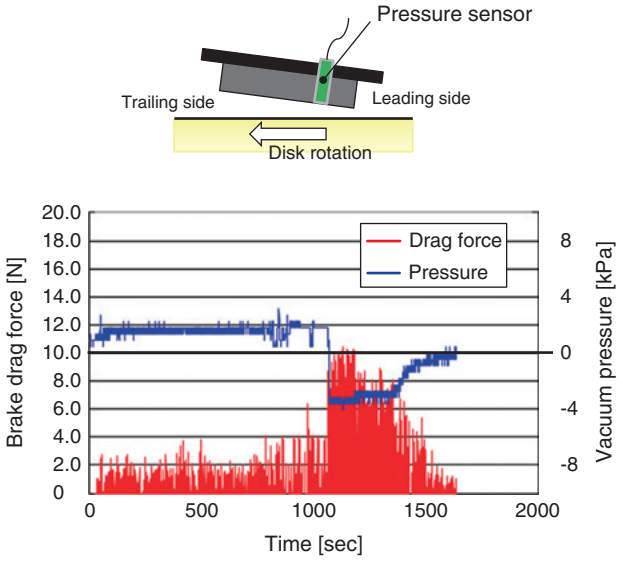


Fig. 15 Vacuum pressure between pad and disk

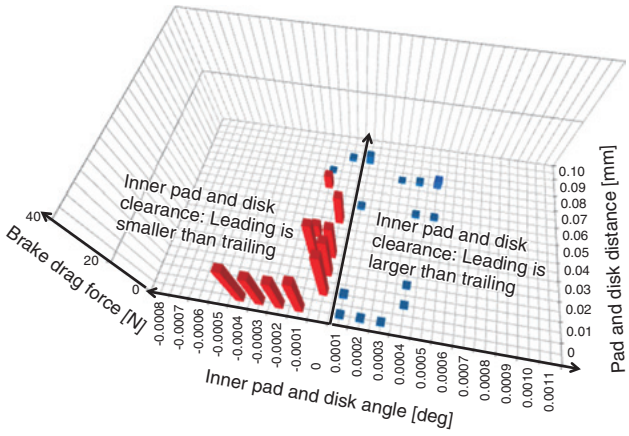


Fig. 16 Brake drag force by inner pad posture

4. 引きずりの主要因の特定

引きずりが増大する主要因を特定するため，キャリパの子部品のパラメータスタディをおこなった．前章における引きずり発生のメカニズムの観点から，パッド姿勢および，ディスクとインナパッド間のクリアランスに関連するパラメータを抽出し，各部品精度および仕様差における引きずり値の影響を検証した．また，実車レイアウトなどの理由から，車種ごとに異なる項目として，キャリパ搭載位置およびピンのキャリパブラケット穴に対するクリアランス設定 (タイトとルーズ設定) の回入側と回出側違いに対する引きずり値への影響を検証した．検証したパラメータ項目を Table 1 に示す．

パラメータスタディによりわかったことを以下に示す．インナパッドの姿勢に影響の大きいパッドリターンスプリングのパッド回入側と回出側の荷重比率を変えてブレーキ引きずり値への影響を確認した (Fig. 17)．回出側に比べ回入側のパッド戻し荷重が高いほど引きずり値が低く安定していることがわかる．縦軸はインナパッドのディスクに対する傾きを示し，パッドリターンスプリングの回入回出荷重比とパッド傾き姿勢との相関があることも確認できる．ここでは 4 種類の異なるキャリパで確認しているが，同じ傾向を示す．ただし，リターンスプリング荷重はピストンを押し戻す荷重以下の範囲で設定しなければ，インナパッドがピストンを押し戻してしまい，ブレーキ作動時の無効ストロークが増大してしまう．

次に，横軸にピストン R/B 量とキャリパボデー変形量の差をとり，それらの値が異なる仕様のキャリパにて引きずりへの影響を確認したものを Fig. 18 に示す．ピストン R/B 量とキャリパボデー変形量の差とは，ブレーキ解除後

Table 1　Parameter study items for caliper

Classification	Factor	Items
Accuracy	Pad inclination	Pad return spring force
Specification	Clearance between disk and pad	Piston roll back
		Body deformation
Installation condition	Body position	Car installation position
		Tight and loose pin application
		Car installation angle

のインナパッドとディスク間の存在しうるクリアランス量を意味し，それぞれの値はキャリパの仕様を把握する上で重要な値として管理している．C/D モード中においてはディスクが熱変形するため，ピストン R/B 量とキャリパボデー変形量の差から，さらにディスク熱変形量を引いた値がインナパッドとディスク間に残されたクリアランスとなる．ディスク熱変形量を一定とすると，Fig. 18 より，ピストン R/B 量からキャリパボデー変形量を引いた値が十分確保されていれば，引きずり値が低く安定している．これより，引きずり値を低くするためにはピストン R/B 量が大きい方が良い．しかし，ブレーキ非作動時にピストンがディスクからより離れた位置にいるため，ブレーキ操作時にピストンがディスク方向に移動する距離が長く，ブレーキペダルの操作量が増え，操作フィールの低下が発生する．また，キャリパボデー変形量が小さい方が引きずりは小さくなるが，一般的にキャリパボデー変形量を下げるには肉厚増加を伴い，部品重量を増加させる必要がある．また，ディスク熱変形過程が存在する C/D モードにおいてはディスク熱変形量を減少させることが引きずり値の低減につながる．しかし，一般的な手法では熱容量を増やす必要があり，部品重量が増大する傾向がある．以上より，これらを最適なバランスで設計することがブレーキ引きずり値低減とブレーキ部品としての競争力の維持には重要である．

次に，ディスク回転中心軸に対するキャリパ車両搭載角度違いによる引きずりの結果を Fig. 19 に示す．車両搭載角度を変えても引きずりに対する影響は少ないことがわかった．

また，ディスク回転中心軸に対するキャリパの搭載位置（軸に対し前付きか後ろ付き）およびピンとピン穴の径方向クリアランス設定を回入側と回出側でタイトとルーズを入れ替えた時の引きずりの結果を Fig. 20 に示す．全体として値は 2 N 以下と低く，引きずり値への影響は少ないことがわかる．以上より，キャリパの実車搭載角度およびキャリパピンの入れ替えをおこなっても引きずり値への影響は小さいことがわかった．これらの結果から，キャリパの搭載角度は，レイアウトの都合で機種ごとに違っていても，引きずり値に対する寄与が低く，キャリパ単体としての性能であるパッド戻し荷重とピストン R/B およびボデー変形量（剛性）の寄与が大きいことがわかった．

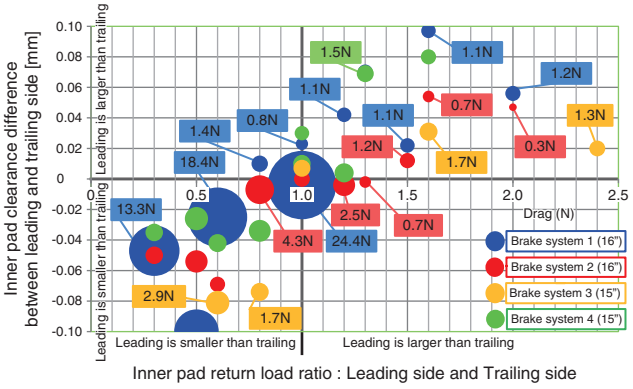


Fig. 17　Brake drag force by pad return spring load balance

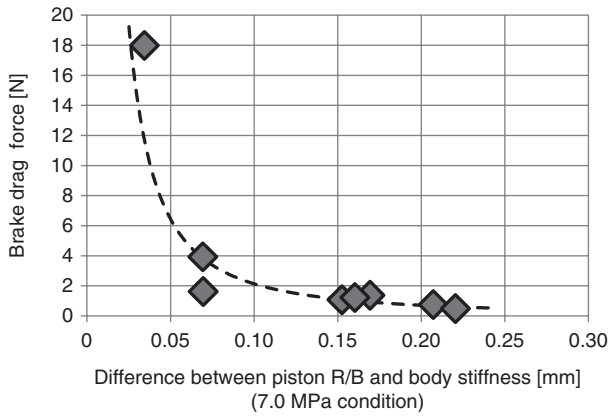


Fig. 18　Brake drag force by piston R/B and body deformation

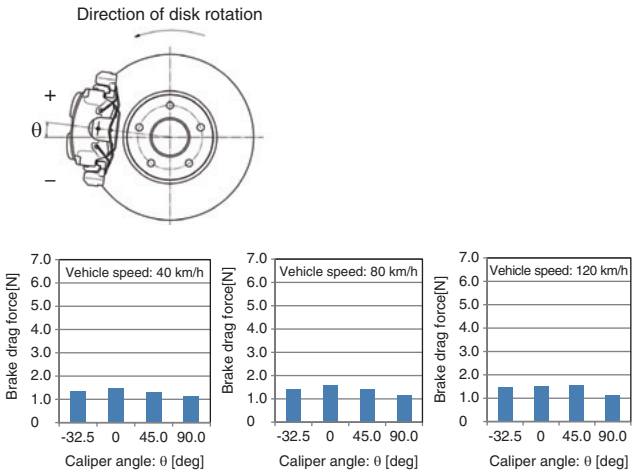


Fig. 19　Brake drag force by caliper installation angle

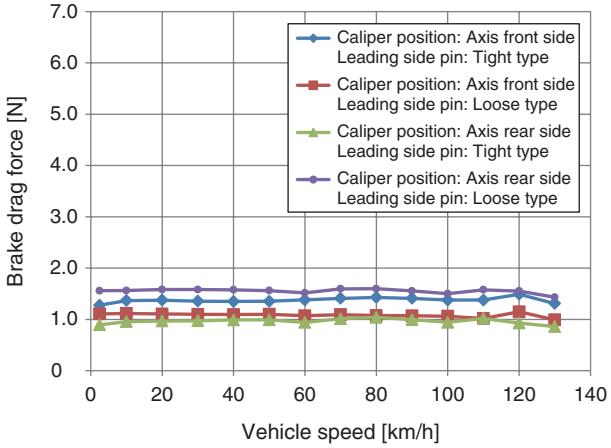


Fig. 20 Brake drag force by caliper position and pin type

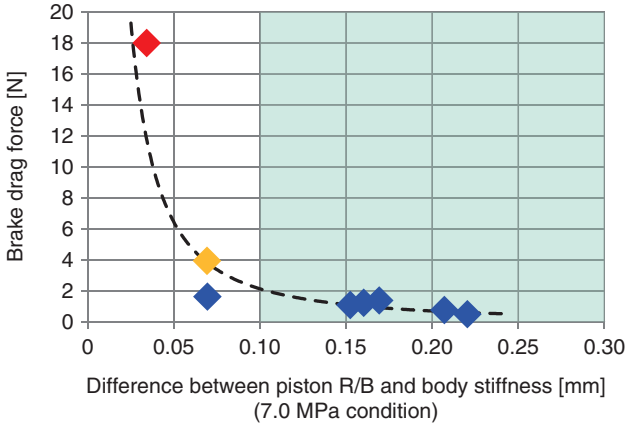


Fig. 22 Design target of piston R/B and body deformation

5. 引きずりの安定化および低減手法の提案

ブレーキ引きずり安定化および低減手法を具現化するため，引きずりの主要因についての設計的な指針となるものを以下に定めた．

パッドリターンスプリング構造を設定する．その時，パッドとディスク間に負圧を発生させないため，ディスクに対するインナパッドの姿勢を回入側開きとする必要がある．この姿勢を安定的に保つためには，パッド戻しバネ荷重バランスのパラメータスタディ結果を整理した Fig. 21 の傾向より，パッドリターンスプリングの回入側のパッド戻し荷重が，回出側より大きい必要がある．目安として Fig. 21 の網掛けで示すエリアが設定のねらいとなる．グラフの色は，2 N 以下の引きずり値を低め安定とし青色，2 N 以上 4 N 以下をオレンジ色，それ以上を引きずり大として赤色として区分した．パッド戻し荷重を安定させるため，リテーナとパッドの間へのグリス塗布が望ましい．

また，C/D モード中のインナパッドとディスクの接触を防ぐために，ピストン R/B 量からキャリパボデー変形量を引いた値を確保する必要がある．Fig. 22 の網掛けの示すエリアがねらいの仕様となる．

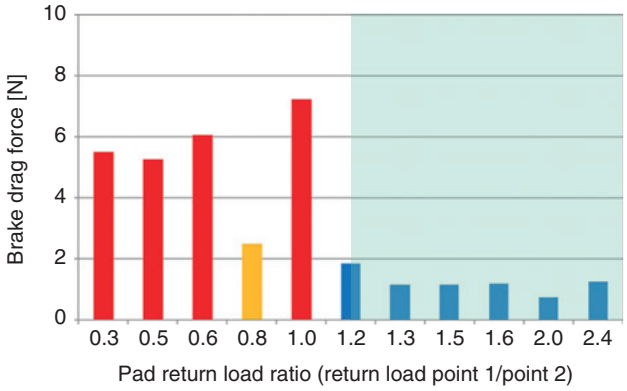


Fig. 21 Design target of pad return load balance

6. まとめ

台上試験において，C/D モード中のブレーキ引きずりのメカニズムを解明した．モード中のブレーキディスクは，ブレーキ繰り返し作動過程において熱変形する．その後の引きずり値計測過程においてディスク温度が低下し，熱変形から形状が戻ってくる．この時，ディスクとインナパッドが接触することにより引きずりが発生していることがわかった．また，その時インナパッドがディスク面に対して，回入側が回出側より近いクリアランスとなる姿勢の時，インナパッドとディスク間に負圧が発生する．これによりインナパッドがディスクに吸い寄せられるようにして接触する．これをきっかけに突然引きずり値が増大する現象が発生することがわかった．また，キャリパのパラメータスタディを実施することにより，引きずり値の安定化および低減のための以下の知見を得た．

（1）パッドリターンスプリングの回入側および回出側のパッド戻し荷重設定は，回入側の荷重を回出側より高くし，ディスクに対するインナパッドの姿勢を回入開き状態にすること．

（2）ピストン R/B 量からキャリパボデー変形量を引いた値を指標とし，これを十分確保すること．

（3）ブレーキディスク熱変形量を少なくするディスク設計をおこなうこと．

参考文献

（1）SAE J2263: Road Load Measurement Using Onboard Anemometry and Coastdown Techniques (2008)

（2）SAE J2264: Chassis Dynamometer Simulation of Road Load Using Coastdown Techniques (2014)

（3）蒲生慶一，鈴木伸二，久米村洋一：CLZ 型ディスクブレーキの設計技術開発，TOKICO REVIEW Vol.43,

No.1, p.6-13(2001)
（4）蒲生慶一, 石井英昭, 鈴木俊次, 久米村洋一:ブレーキ引き摺り低減技術の開発, TOKICO REVIEW Vol.42, No.1, p.20-26(2001)
（5）中井浩二, 野畑康寛, 斉藤範幸:ディスクの熱変形低減によるブレーキジャダー低減手法の開発, MAE テクニカルレポート, No.14, p.27-34(2005)

■著　者■


小 林　靖


樋 口 祐 多


中 村 直 樹

単一周波数適応ノッチ型フィルタの多重化による複数の狭帯域周波数騒音フィードバック型 ANC 技術の構築

Development of Feedback Active Noise Control Technology for Noise in Multiple Narrow Frequency Bands by Multiplexing of Single-frequency Adaptive Notch Filters

坂 本 浩 介* 井 上 敏 郎*
Kosuke SAKAMOTO Toshio INOUE

要 旨

自動車走行時に車室内には路面入力に起因する複数の狭帯域周波数騒音を成分としてもつ騒音が発生する．これは低周波ロードノイズなどと呼ばれ，快適性向上のため，低減が求められている騒音である．本研究では，フィードバック型制御技術をベースとし，複数の狭帯域周波数騒音を同時に低減可能とするアクティブノイズコントロール技術を構築した．適応フィルタの一種である単一周波数適応ノッチ型フィルタを複数用いて，その組み合わせ手法を検討した．その結果，フィルタを複数組み合わせることによって，コントローラ伝達特性において発生する相互影響を低減可能となる組み合わせ手法を考案した．これにより，複数の周波数帯域にて設計どおりの振幅と位相特性をもつコントローラを実現することができ，目標の騒音低減特性を得ることができた．

ABSTRACT

When vehicles are in motion, noise made up of noise in multiple narrow frequency bands, originating in input from the road surface, is generated in the cabin. This type of noise is termed low-frequency-band road noise, and it is desirable to reduce it in order to increase occupant comfort. The research discussed in this paper used feedback control technology as a base in the development of an active noise control technology able to simultaneously reduce noise in multiple narrow frequency bands. Methods of connecting multiple single-frequency adaptive notch filters, a type of adaptive filter, were studied. Based on the results, a method of connecting multiple filters that would mitigate mutual interference between controller transfer characteristics was proposed. This method made it possible to realize controllers with amplitude and phase characteristics in multiple narrow frequency bands corresponding to design values, and to obtain the target noise-reduction characteristic.

1．はじめに

自動車走行時に車室内にはさまざまな周波数成分で構成される騒音が発生する．Fig. 1 に 2 種類の荒れたコンクリート路面を一定速度で走行したときの室内音（Sound Pressure Level：SPL）のスペクトラムを示す．路面入力に起因する 200 Hz 以下の騒音は低周波ロードノイズと呼ばれ，複数の狭帯域周波数騒音で構成される．圧迫感を伴う不快な騒音であることから，いずれの周波数帯も同時に低減することが求められている．一方で，アクティブノイズコントロール（Active Noise Control：ANC）技術は大きな

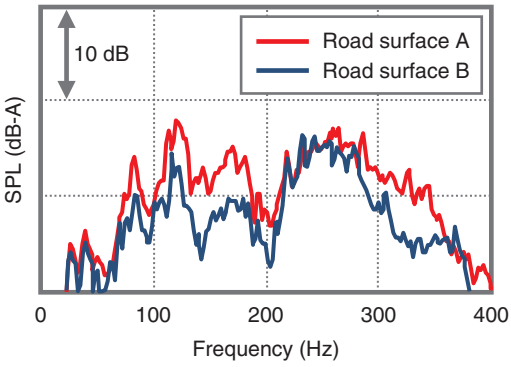


Fig. 1 Characteristics of interior noise

＊四輪 R&D センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_31

質量増を伴わずに騒音を低減できる技術として，注目が集まっている．技術提案がなされ，すでに商品適用されている技術としては，低周波ロードノイズの一種であるドラミングを低減する ANC 技術[(1)-(3)]，エンジンの燃焼に伴って発生するエンジンこもり音を低減する ANC 技術[(4)-(7)]，さらに，ドラミングとエンジンこもり音を同時に低減する統合化 ANC 技術[(8)]などが挙げられる．この統合化 ANC 技術は，適応フィルタの一種である単一周波数適応ノッチ型フィルタ (Single Frequency Adaptive Notch Filter：SAN 型フィルタ) をフィードバック制御に応用し，一つの狭帯域周波数騒音に対して目標の低減性能を得られるコントローラを実現している．フィードバック制御を用いることで，騒音源の信号を必要とするフィードフォワード型制御に比べ，少ないセンサで騒音低減を実現している．しかし，フィードバック制御にて複数の狭帯域周波数騒音を同時に低減する制御器を設計した例は少ない．そこで，SAN 型フィルタを応用し，複数の狭帯域周波数騒音を同時に低減可能なフィードバック型 ANC 技術を新たに構築し，次期モデルの車両に適用したのでその技術について示す．

2．制御方式

2.1. フィードバック型 ANC の基本原理

Fig. 2 に一般的に用いられるフィードバック型 ANC のブロック図を示す．フィードバック型 ANC は制御工学における外乱抑制制御に相当する．これはスピーカ出力からマイクロホンまでの伝達関数をプラント C，ベース騒音を外乱 d，マイクロホンで検出される残留騒音を誤差信号 e として扱い，目標値 r をゼロと置くことでコントローラ G を設計する．これらの関係は以下の式で表現できる．

$$\frac{e}{d}=\frac{1}{1+C(\mathrm{j}\omega)\cdot G(\mathrm{j}\omega)} \qquad (1)$$

式 (1) は感度関数と呼ばれ，外乱抑制の周波数特性を表すものである．ここで ω は角速度であり，周波数 f を用いて，$\omega = 2\pi f$ で表される．一例として，式 (1) の右辺の分母に注目して，$C(\mathrm{j}\omega)\cdot G(\mathrm{j}\omega)$ が 1 となるような $G(\mathrm{j}\omega)$ を設定したとき，感度は式 (2) に示され，

$$\frac{e}{d}=\frac{1}{2} \qquad (2)$$

これは周波数 f において騒音を 6 dB 低減することを示す．逆に，$C(\mathrm{j}\omega)\cdot G(\mathrm{j}\omega)$ が -1 に近づいた場合は，分母が 0 に近づくため，式 (3) に示すように，

$$\frac{e}{d}\to\infty \qquad (3)$$

これは無限に騒音を増幅していることと同義であり，制御発散である．一般的に，$C(\mathrm{j}\omega)$, $G(\mathrm{j}\omega)$ はそれぞれ周波数 f に応じて変化するが，分母である $1 + C(\mathrm{j}\omega)\cdot G(\mathrm{j}\omega)$ がゼロ点に近づかないように $G(\mathrm{j}\omega)$ を設定することが望ましい．

車両の音響特性をプラントとしたフィードバック制御のコントローラ設計について考察する．ここで車両における音響特性は，スピーカの出力特性とマイクロホンの検出特性，スピーカからマイクロホンまでの音響特性を含む．ここで，スピーカからマイクロホンまでの距離に起因する遅延時間であるむだ時間を含み，スピーカの構造に起因する共振特性，車室内が閉空間であることに起因する残響を持つことから，車室内の音響特性は一般的にむだ時間を含む高次数のプラントとなる．Fig. 3 に車両ドアに配置されたオーディオ用スピーカを入力，ルーフに配置された制御用マイクロホンを出力とする音響特性の一例を示す．振幅特性の山谷は高次数であることを表し，周波数が上がるにつれて変化する特性はむだ時間による遅延が表れている．フィードバック制御のコントローラ設計法としてはループ整形法，スミス法，H∞制御などが挙げられる[(9)-(11)]．しかし，これらの手法は低次数のプラントに対する，低次数のコントローラ設計を基本としている．これらの報告では，制御対象の周波数帯にのみ着目して低次数のモデルでプラ

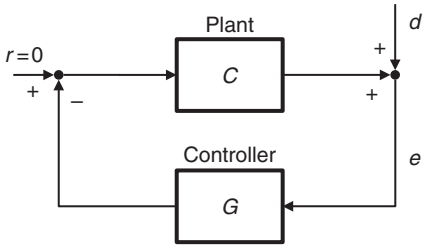


Fig. 2　Block diagram of feedback control

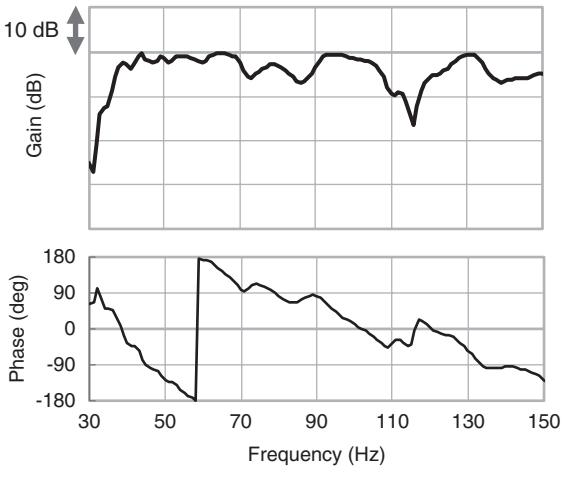


Fig. 3　Acoustic characteristic of automobile audio speaker

ントを近似して，これらのコントローラ設計法と組み合わせて制御効果を検討している．シミュレーション上にて，着目した特定周波数帯における制御効果を得られる見通しを得ている一方，実機ではこのモデル化誤差に起因する，外乱抑制特性の低下，外乱の増幅が発生しており，課題として報告されている．その上でこれを拡張し，複数の狭帯域周波数に対して同時に設計どおりの周波数特性となるコントローラを実現することは困難であると考えられる．

2.2. SAN 型フィルタによるフィードバック型 ANC

特定の狭帯域周波数の騒音を低減するため，SAN型フィルタを応用したフィードバック型 ANC が提案されている[8]．これは特定の狭帯域周波数の信号を中心に抽出する信号抽出器と，振幅と位相を調整した基準信号発生器と，信号抽出器で得られた適応フィルタ係数と調整基準信号を掛け合わせて出力する調整器で構成される．Fig. 4 にそのブロック図を示す．

ここで，A, B は信号抽出のための適応フィルタ係数，ω は着目する周波数の角速度，Φ_g は位相調整特性，K_g は振幅調整器として示す．

また適応フィルタ A, B の更新式は以下で表される．

$$A_{n+1} = A_n - \mu \cdot e \cdot \cos(\omega t) \qquad (4)$$

$$B_{n+1} = B_n - \mu \cdot e \cdot \sin(\omega t) \qquad (5)$$

ここで，μ はステップサイズパラメータと呼ばれ，適応フィルタの更新量を調整する係数である．この方式の特徴は，抽出する対象周波数の設定，位相および振幅の調整処理を容易に実現し，これらの処理を低演算負荷，低遅延で実現できることである．Fig. 5 に，この方式によるコントローラの周波数特性を示す．この図に示されるように，μ を変更することで信号抽出における通過周波数の幅を調整できる．コントローラの設計は，μ により通過周波数の幅を，Φ_g により位相特性を，K_g により振幅特性を独立に調整しておこない，Φ_g と K_g は式（1）と音響特性，目標低減量から一意に求められる．

2.3. SAN 型フィルタによるフィードバック型 ANC の周波数多重化

本研究は，SAN 型フィルタによるフィードバック型 ANC を応用して，複数の狭帯域周波数に同時に対応するための手法を検討した．SAN 型フィルタの信号抽出器と振幅位相調整器の二つを，単純に並列に接続することが第一に考えられる．簡略化のため，信号抽出をおこなう適応フィルタ係数を W, 基準信号を x, 位相調整量を Φ_g, 振幅調整量を K_g, Φ_g にて位相調整された補正基準信号を x' とする．Fig. 6 にそのブロック図を示す．

また，Fig. 4 のブロック図における変数との関係は以下で表現される．

$$W = A + \mathrm{j} \cdot B \qquad (6)$$

$$x = \cos(\omega t) - \mathrm{j} \cdot \sin(\omega t) = \mathrm{e}^{-\mathrm{j}\omega t} \qquad (7)$$

$$x' = \cos(\omega t + \Phi_g) - \mathrm{j} \cdot \sin(\omega t + \Phi_g) = \mathrm{e}^{-\mathrm{j}\omega t - \Phi_g} \qquad (8)$$

この方式は二つの SAN 型フィルタによるフィードバック型 ANC のコントローラ特性を足し合わせたものが全体のコントローラ特性となるため，容易に計算が可能であ

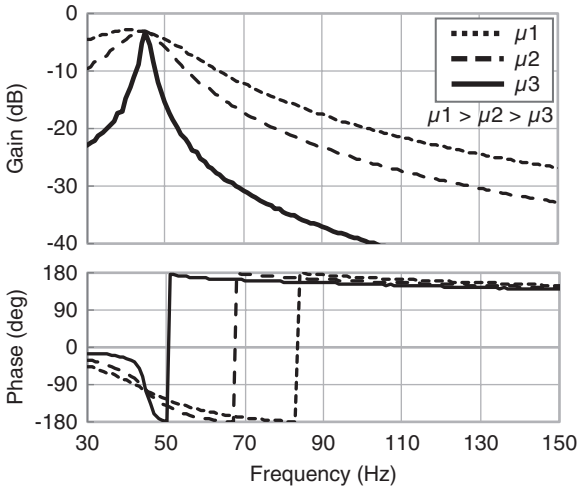


Fig. 5　Frequency response of SAN feedback controller

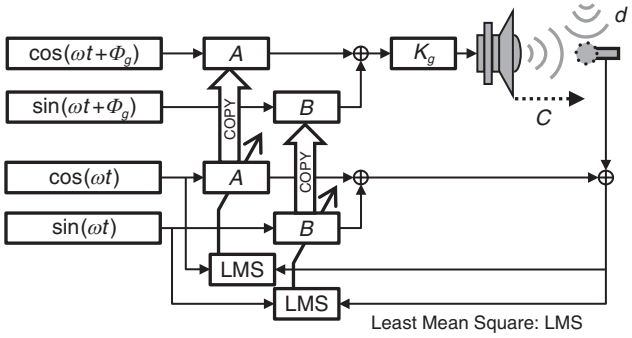


Fig. 4　Block diagram of SAN feedback control

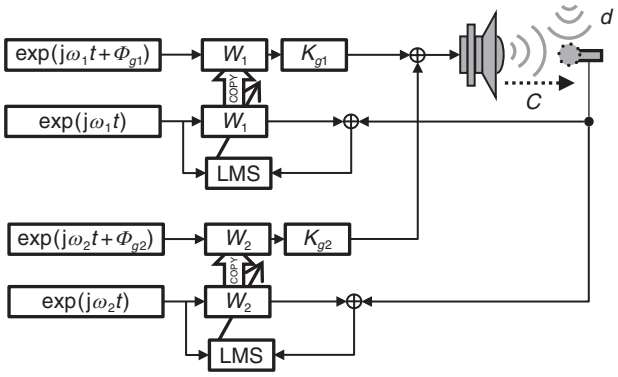


Fig. 6　Block diagram of parallel SAN feedback control

る．中心周波数を 45 Hz 帯と 125 Hz 帯とし，それぞれの中心周波数での低減目標を -4 dB として，コントローラの設計をおこない，そのコントローラの周波数応答特性を計算により求めた．Fig. 7 にその特性を示す．45 Hz 帯の制御器のみの特性，125 Hz 帯の制御器のみの特性，それらを並列に接続したときの特性，の３種類である．

図より，単独の制御器で得られる周波数応答特性と，並列に接続したものの特性には差異が発生していることがわかる．これは，45 Hz 帯の制御器の 125 Hz での特性が，125 Hz 帯の制御器の特性に加わるためである．同様に，125 Hz 帯の制御器は 45 Hz 帯でのコントローラ特性を変化させる．これは設計どおりの周波数特性をもつコントローラを得られず，結果的に目標の低減量が得られないことを意味する．よって，一方の周波数帯の制御器が他方の周波数帯の特性に与える影響を緩和するロジックが必要である．SAN 型フィルタの信号抽出器としての特性を制御器間の干渉緩和に応用した２種類の方式を考案した．先述の並列接続に加えた３種類の制御方式について特性と効果を比較検討した．以下にその特徴を示す．

（1）SAN 型フィルタによるコントローラを二つ並列に接続した方式をパラレル接続方式とした．コントローラ特性は二つのコントローラ特性の足し合わせで求めることができ，簡易な構造である．

（2）一方の SAN 型フィルタの抽出処理の残留信号を他方の SAN 型フィルタに対する入力として用いる方式をカスケード接続方式とした．一方の SAN 型フィルタの抽出処理の結果が一方向に伝搬するため，SAN 型フィルタの抽出処理の相互干渉が発生する可能性が小さく，一方の周波数帯の制御器特性が他方の特性に与える影響の緩和を見込める．

（3）二つの SAN 型フィルタの信号抽出処理を統合した方式をコモン接続方式とした．SAN 型フィルタの抽出処理の相互干渉の可能性があるが，双方の周波数帯の制御器特性の干渉の緩和を見込める．

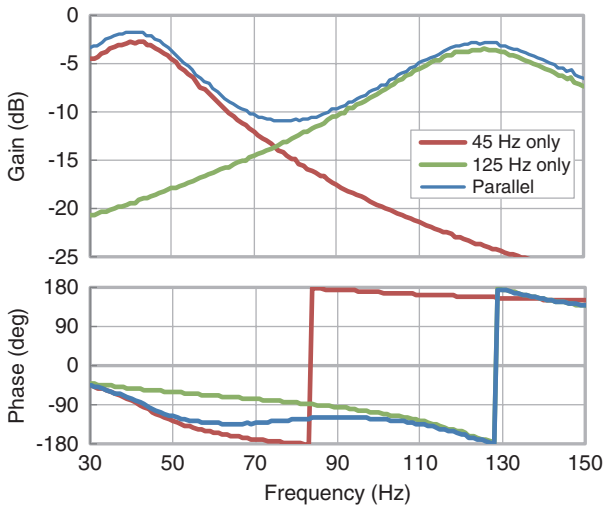


Fig. 7　Frequency response of parallel SAN feedback controllers

Fig. 8 にカスケード接続方式，Fig. 9 にコモン接続方式のブロック図を示す．

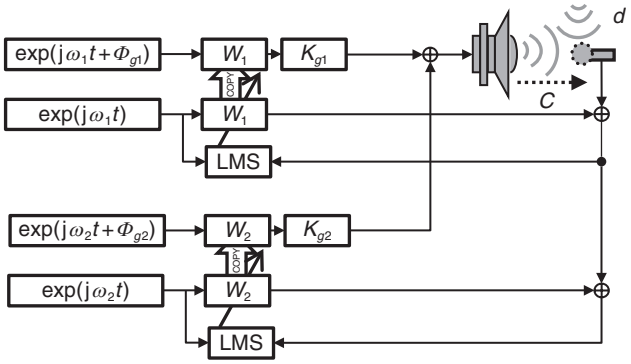


Fig. 8　Block diagram of cascade SAN feedback control

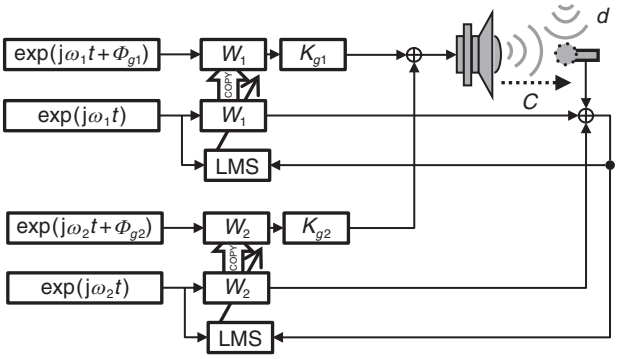


Fig. 9　Block diagram of common SAN feedback control

3．コントローラ特性の検証

3.1. コントローラシミュレーション

二つの周波数帯の制御器を組み合わせることによって発生する変化量の目標を±0.1 dB 以内とし，２章において検討した三つの接続方式のフィードバック ANC について，２章と同様の設計値でコントローラの設計をおこない，設計値である振幅特そのコントローラ特性を計算により求めて検証をおこなった．Fig. 10 に示す．

このように，パラレル接続方式，カスケード接続方式ではコントローラ特性の設計値に対して，ずれが生じてしまう．一方，コモン接続方式では 45 Hz 帯，125 Hz 帯ともに設計どおりの特性を得ることができた．カスケード接続方式は 45 Hz 帯において設計どおりの特性が得られるものの，125 Hz 帯についてはずれが生じている．この結果から複数の SAN 型フィルタを組み合わせる際，コモン接続方式で抽出器を組み合わせることで，設計どおりのコントローラ特性を得られることがわかった．

3.2. コモン接続方式の詳細解析

コモン接続方式の妥当性を検証するため，Fig. 9 の図中に示されるコントローラゲイン K_{g1}, K_{g2} をそれぞれ 0 とおき，シミュレーションを用いて，45 Hz 帯の制御器のコントローラ特性と，125 Hz 帯の制御器のコントローラ特性を分解して求めた．これらと 45 Hz 帯と 125 Hz 帯の同時制御をおこなうコモン接続方式のコントローラ特性と比較した．Fig. 11 にその結果を示す．

125 Hz 帯における 45 Hz 帯の制御器のコントローラ特性と 125 Hz 帯のコントローラ特性を比較すると，振幅特性が 40 dB 以上減衰しており，差異は 1% 以下となっている．つまりコントローラ特性の設計値に対する差異としては±0.1 dB 以内に抑えることができている．パラレル接続方式では 20 dB 程度の減衰であり，コントローラ特性を足し合わせると 10% 程度のずれが発生していた．コモン接続方式は，それぞれの周波数帯での特性に対する相互影響を低減した上でコントローラ特性を足し合わせることと同様の効果があり，設計どおりのコントローラ特性を得ることができたと考察する．

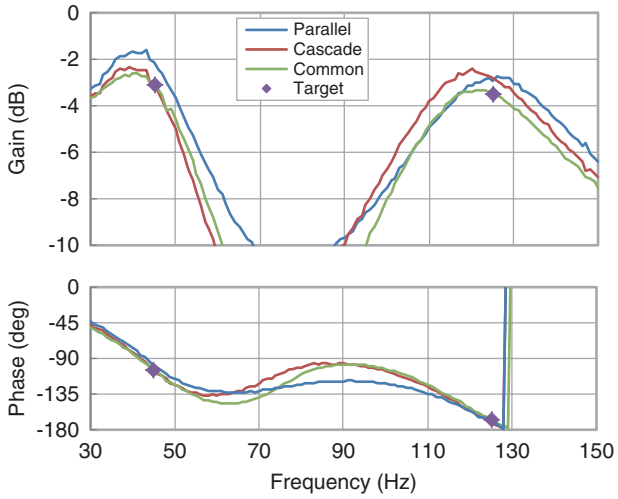


Fig. 10 Frequency response of three connection types

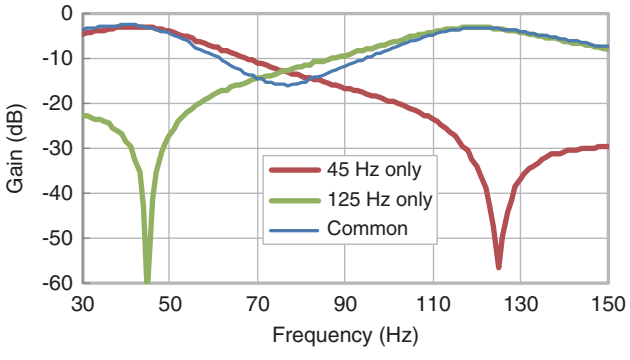


Fig. 11 Frequency response of decomposed common error-type SAN feedback controller

3.3. 従来手法による実現性の検証

一般的に用いられるデジタルフィルタである Finite Impulse Response(FIR)型フィルタと Infinite Impulse Response(IIR)型フィルタでの実現性の確認のため，SAN 型フィルタの置き換えを検討した．各係数は，コモン接続方式によるコントローラ特性を 20 Hz から 200 Hz までの重み付けによる最小二乗法を用いて求めた．Fig. 12 にその結果を示す．800 タップのフィルタ長となる FIR 型フィルタを適用しても，図で示されるような特性となり，IIR 型フィルタでは安定となるフィルタ係数を得ることができなかった．よって，SAN 型フィルタを二つ組み合わせる本方式は少ない演算で設計どおりのコントローラ特性を得ることができ，従来手法に対して優位性があると考える．

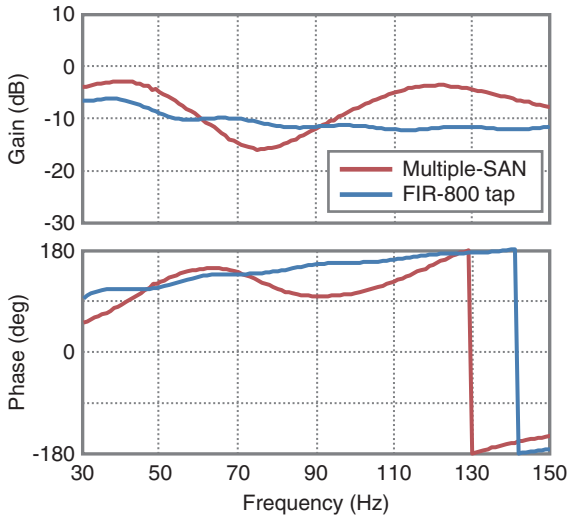


Fig. 12 Frequency response of multiple SAN filters and FIR filter

4．制御性能

本技術を車両に適用したときの制御性能を確認した．騒音低減目標を 45 Hz 帯においては -4.5 dB，125 Hz 帯においては -3 dB とし，Fig. 3 に示される音響特性に対して，フィードバック制御のコントローラを設計した．Fig. 13 にシミュレーションにより求めた開ループ特性を示す．図よりゲイン余裕が確保できていることから，このコントローラは安定であることがわかる．また，Fig. 14 に感度関数を示す．45 Hz 帯と 125 Hz 帯にて目標となる低減特性を実現している．制御設計によって得られたコントローラを車両に適用し，制御性能を確認した．Fig. 15 に荒れたコンクリート路を 60 km/h にて走行した際の騒音計測結果を示し，Fig. 16 に荒れたアスファルト路を 40 km/h にて走行した際の騒音計測結果を示す．この結果から，本提案手法は 45 Hz 帯と 125 Hz 帯の狭帯域周波数騒音を同時に低減

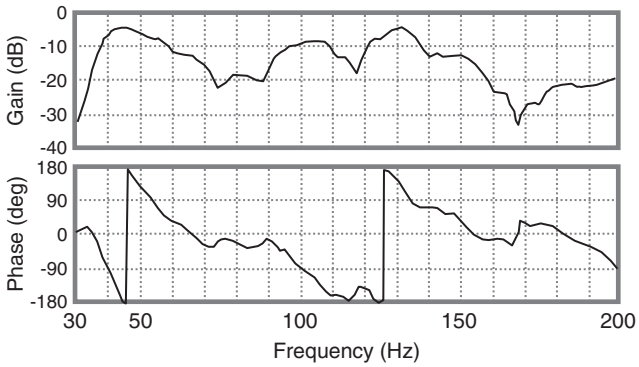


Fig. 13　Open loop function of common error-type SAN feedback controller

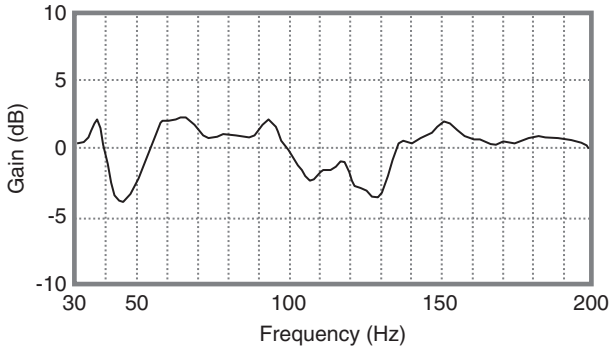


Fig. 14　Sensitivity function of common error-type SAN feedback controller

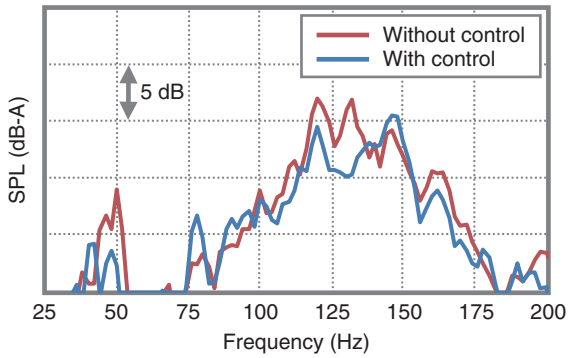


Fig. 15　Control performance 1 of common error-type SAN feedback controller on rough concrete surface

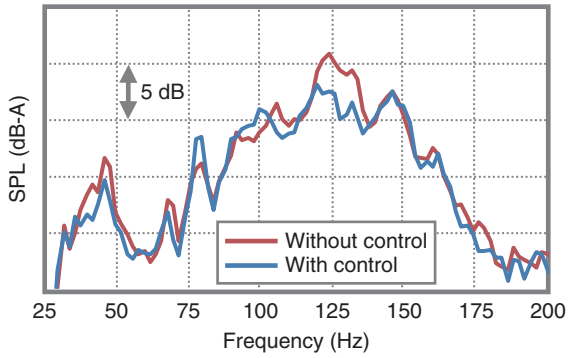


Fig. 16　Control performance 2 of common error-type SAN feedback controller on rough asphalt surface

しており，また感度関数と同等の制御性能が得られていることが確認できた．

5．まとめ

SAN 型フィルタによるフィードバック ANC を応用して，複数の狭帯域周波数の騒音を同時に低減可能な技術を構築した．車両によって異なる騒音の周波数特性と音響特性にあわせてコントローラ特性を調整することが容易であり，目標の制御特性を安定的に得ることが可能となった．本稿では二つの SAN 型フィルタを組み合わせた検討結果を示したが，三つ，またはそれ以上の SAN 型フィルタをコモン接続方式で組み合わせることで，三つ以上の狭帯域周波数騒音低減も対応可能である．

参考文献

（1）佐野久，井上敏郎，髙橋彰，石原大，山下剛，寺井賢一：オーディオシステムと結合した低周波ロードノイズのアクティブ制御システムの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.71-80

（2）井上敏郎，佐野久，髙橋彰，山下剛，石原大，中村光勇，寺井賢一，中村由男：低周波ロードノイズのアクティブ制御システムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.111-00, p.13-16(2000)

（3）Sano, H., Inoue, T., Takahashi, A., Terai, K., Nakamura, Y.: Active control system for low-frequency road noise combined with an audio system, Speech and Audio Processing, IEEE Transactions on, Vol. 9, Issue 7, p. 755-763(2001)

（4）井上敏郎，髙橋彰，箕輪聡，佐野久：エンジンこもり音低減のためのアクティブ騒音制御システムの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.201-208

（5）井上敏郎，髙橋彰，箕輪聡，佐野久，大西将秀，中村由男：適応ノッチフィルタを応用したアクティブこもり音制御システムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.84-03, p.1-4(2003)

（6）井上敏郎：車両のアクティブ騒音制御技術について，自動車技術会シンポジウムテキスト（環境と振動騒音との両立），No.08-10, p.26-31(2010)

（7）井上敏郎：自動車への標準適用を実現した車室内音のアクティブ制御技術，騒音制御，vol.34，No.5，p.336-341(2010)

（8）井上敏郎，髙橋彰，坂本浩介，小林康統：低周波音低減のための統合 ANC 技術の開発，Honda R&D Technical Review, Vol.23, No.2, p.113-120

（9）Widrow, B., Stearns, S. D.: Adaptive Signal Processing, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey(1985)

(10) Adachi, S., Sano, H.: Modeling, control and experiment of a feedback active noise control system for free sound fields, JSME International Journal, Series C, 45-2, p. 409-416(2002)
(11) Nishida, T., Sakamoto, K., Inoue, T., Adachi, S.: A comparative study of feedback active noise control for low frequency noise, The SICE Annual Conference(2013)

■著　者■



坂本浩介



井上敏郎

計算材料科学による高密度双晶 GaAs ナノピラー中の電子易動度の定量的解析

Development of Multiscale Computational Model for Carrier Mobility in GaAs Nanopillars with Twin Boundaries

川 合 光 幹*
Mitsumoto KAWAI

要　旨

Selective Area Metal Organic Vapor Phase Epitaxy 法により合成された GaAs ナノピラーを対象として，双晶構造が電子の易動度に及ぼす影響を定量的に予測する手法を構築した．まず，双晶構造が電子の移動に及ぼす影響をあらわに考慮するため，第一原理計算の一手法である非平衡グリーン関数法を適用して量子化コンダクタンスを求めた．次に，古典的描像である易動度評価式をナノピラーの双晶構造を評価できる形式に変換した．最後に，第一原理計算結果を古典的描像へマルチスケール化するため，量子化コンダクタンスを散乱因子に変換して，この易動度評価式に取り入れた．その結果，実験では測定が困難な様々な双晶構造を含むナノピラーの易動度を，双晶の平均密度と易動度の関係として定量的に予測することができた．具体的には，標準的条件で合成されたサンプル（平均双晶間隔 2.48 nm 程度）において，易動度は 1000 $cm^2/V/s$ 程度になると計算された．また，双晶構造が易動度に及ばす影響は散乱因子全体の 60% 程度であると予測された．

ABSTRACT

A multiscale computational model for the calculation of the effect of (111) twin boundaries on electron mobility in GaAs nanopillars synthesized using the Selective Area Metal Organic Vapor Phase Epitaxy (SA-MOVPE) method has been developed. The Non-equilibrium Green's function method is applied in the calculation of quantum conductance in order to explicitly incorporate the effect of twin defect morphology. Quantum conductance is converted to a thermally-averaged scattering factor to connect quantum conductance to mobility. With this newly introduced factor, electron mobility can be corrected for a twin boundary scattering model. The calculated electron mobility for GaAs nanopillars synthesized under standard SA-MOVPE conditions with a mean twin spacing of 2.48 nm was 1000 $cm^2/V/s$. In addition, the contribution of twin boundary scattering to the reduction of electron mobility was estimated to be 60% of the effect of the scattering factors overall.

1．まえがき

直径が数十 nm から数百 nm 程度のナノピラー形状の半導体素子が太陽光発電デバイス，センサ，熱電変換デバイスなどの用途のために造られている[(1)]．半導体素子がヘテロ接合界面を有する場合には格子不整合によるミスフィット転位が発生することがある[(2)]．転位は格子空孔であるため，デバイス性能にとって重要な電子の移動に対して大きな抵抗となり，これを避けるため，転位間隔より狭い直径を持つナノピラーが合成されている．合成方法は大別して二つある．一つは Vapor Liquid Solid（VLS）法，もう一つは Selective Area Metal Organic Vapor Phase Epitaxy（SA-MOVPE）法[(1)]である．VLS 法は Au などの触媒を使用する方法である．一方，SA-MOVPE 法は触媒を使用せず基板の一部を非晶質膜で覆うことにより供給ガスの基板への到達エリアを制限してボトムアップで成長させる方法である．いずれの方法を用いてもナノピラーには電子の移動方向（成長方向に同じ）に対して垂直に高密度な双晶構

＊基礎技術研究センター

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.2014_26_2_32

造が観察されている[3]．双晶構造は積層欠陥であるため，電子の移動障壁となることが，積層欠陥の影響による熱伝導率の低下から類推される[4]．ナノピラー形状の化合物半導体を用いたデバイスでは，高易動度を見込んで設計が行われているため，双晶構造の影響による易動度の低下量によってはデバイスの性能に大きな影響が現れることが危惧される．また，ナノピラーを対象とした易動度の実験的測定は，その小ささのため困難であり，かつ，定量的解析は調査した範囲では行われていない．

そこで，本研究ではSA-MOVPE法の標準的条件により合成されたGaAsナノピラーを対象として，高密度に入った双晶構造が易動度に及ぼす影響をあらわに考慮することが可能な電子易動度の定量化手法を構築した．また，同手法を用いて，双晶構造を含むナノピラーの易動度，および，双晶構造による影響が全体の散乱因子に占める割合を計算した．

2．GaAs半導体ナノピラーの双晶構造

計算対象としたGaAsナノピラーは$[\bar{1}\bar{1}\bar{1}]$を成長方向として，SA-MOVPE法により，GaAs(111)B基板上にエピタキシャルに成長させた．成長条件は，基板温度T=750℃，キャリアガスに水素を用いて，Ga供給源としてTrimethylgallium，分圧$P_{Ga} = 1 \times 10^{-6}$ atm，As供給源としてArsine，分圧$P_{As} = 1 \times 10^{-4}$ atmを用いた（以後標準条件と表記する）[1), 3)]．

Fig. 1にナノピラーのScanning Electron Microscope（SEM）による観察結果を示す．GaAs(111)B基板上に六角柱のナノピラーが成長している様子が分かる（left）．また，成長方向$[\bar{1}\bar{1}\bar{1}]$および六角柱の側面方位{110}も示す（right）．

このナノピラーの双晶構造形態を把握するため，Transmission Electron Microscope（TEM）による観察を行い，その結果を解析した．Fig. 2に$[01\bar{1}]$入射のTEM観察結果を示す．成長方向$[\bar{1}\bar{1}\bar{1}]$に垂直に高密度に双晶面が入っている状態が観察された（upper）．また，50万倍で撮影されたTEM写真を画像処理により100万倍程度に拡大した写真から3C構造と呼ばれる回転双晶（middle）と2H構造（AB構造）と呼ばれる双晶形態（lower）が観察された．しかしWurtzite構造と呼ばれるABAB...の繰り返し連続構造を持った双晶構造は観察されなかった．ここで，A，B，Cは成長方向である$[\bar{1}\bar{1}\bar{1}]$方向に対するGa-As原子対の位置関係を表す．

双晶面間隔の傾向を把握するためにTEM観察結果を用いて面間隔測定を行い，その結果に統計処理を施した．Fig. 3に双晶面間隔の測定に使用したTEM写真の一部と

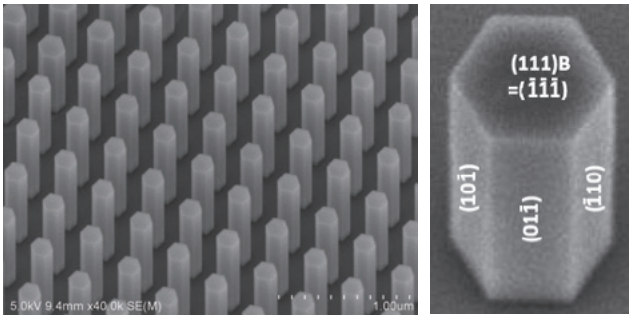


Fig. 1 Macroscopic SEM image (incidence of 30°) of synthesized GaAs nanopillars grown on (111) B GaAs substrate (left) and magnified SEM image of one nanopillar with plane directions (right)

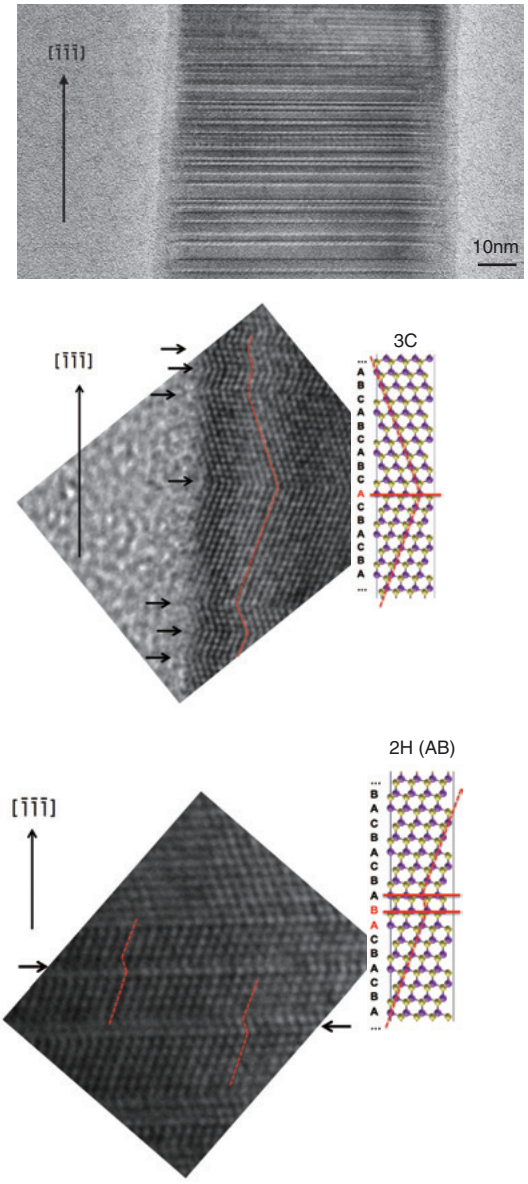


Fig. 2 Cross-sectional TEM image of multi-twinned GaAs nanopillar (upper) 3C-type twin boundaries which have so-called ABCBA stacking sequences from bottom to top (z-direction) (middle), and 2H-type (AB-stacking) twin boundaries which have so-called ABCABABC sequences (lower). Purple and yellow spheres represent Ga and As atoms, respectively.

測定された値の統計解析結果をヒストグラムで示す（横軸：双晶面間隔）．平均双晶面間隔は 2.48 nm，標準偏差は 1.64 nm（総測定数 248）であった．また，80% 以上が 3C 構造，20% 以下が 2H 構造であった．

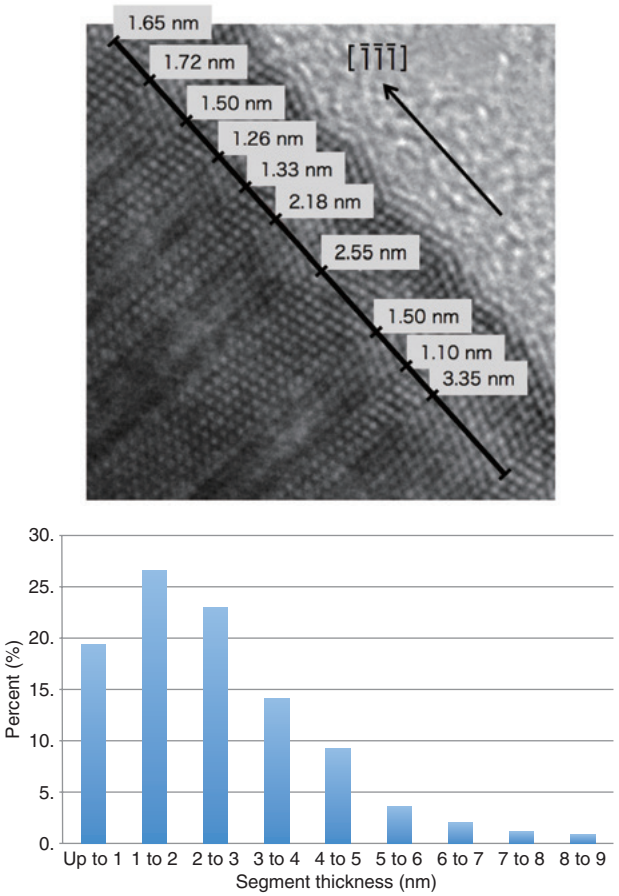


Fig. 3　TEM image of measured twin spacing along [1̄1̄1] direction (upper), and histogram of twin spacing with 248 sampling points, average twin spacing of 2.48 nm (lower)

3．計算方法

電子の易動度は，古典的描像として，ドリフト速度 v_{drift} と電界 E の比として以下のように定義される．

$$M \equiv \frac{\langle v_{drift} \rangle}{-E} \qquad (1)$$

この電子の動きやすさの指標に対して双晶構造が与える影響を定量化した．理論計算式の構築にあたっては，双晶構造が及ぼす影響をあらわに取り入れる必要がある．そのために，最初に様々な双晶構造を有する原子モデルを用いて，実験値を用いない第一原理計算手法を用いて量子化コンダクタンスを求めた（3.1. 節）．つまり，電子を波動として捉え電子散乱を評価した．次に，この値を散乱因子に変換することにより古典的描像である易動度評価式へ取り込みマルチスケール化を行った（3.2. 節）．

更に 3.3. 節で易動度に影響を及ぼす他の因子と双晶構造による影響の関係を示す．

3.1. 量子化コンダクタンスの計算手法

量子化コンダクタンス計算には密度汎関数法に基づく非平衡グリーン関数法（Non Equilibrium Green's Function 法：NEGF 法）[5] を用いた．計算コードは SIESTA[6]-[8] を用いた．このコードでは，内殻電子はノルム保存型擬ポテンシャルとして扱われ，基底関数には Linear Combination of numerical Atomic Orbital 法（LCAO method）が用いられている．交換相関汎関数は GGA-PBE[9]，Energy Cutoff は 300 Rydberg，k 点（逆格子空間上の座標）分割は Monkhorst-Pack 法[10] に基づいて 31x31x1 を用いた．

この NEGF 法により直接算出される値は，k 点およびエネルギ ϵ の関数である透過率 $T(k, \epsilon)$ となる．透過率と量子化コンダクタンス $G(k, \epsilon)$ には以下の関係が成立する[11]．

$$G(k, \epsilon) \equiv \frac{I}{V} \int_k \int_\epsilon T(k, \epsilon)\, d\epsilon dk \qquad (2)$$

Fig. 4 に，計算に用いたセットアップを積層欠陥が 1 層入ったモデル（3C 双晶構造）で例示した．NEGF 法は，電子の流入および流出源である電極を設定して，その影響をグリーン関数における自己エネルギーという形で考慮する方法である．そのため，計算対象の原子モデルは大別して三つの部分に分割される．左右の電極（とみなされる部分）と電極からの電子が送り込まれる部分（電子が散乱する部分）．これらの電極間に与えられる電位差は両電極間の化学ポテンシャルに差を与える形で考慮される．つまり，フェルミエネルギーを ε_f として左右電極に $\varepsilon_f \pm {}^{eV}/_{2}$ の電位差が付与される．

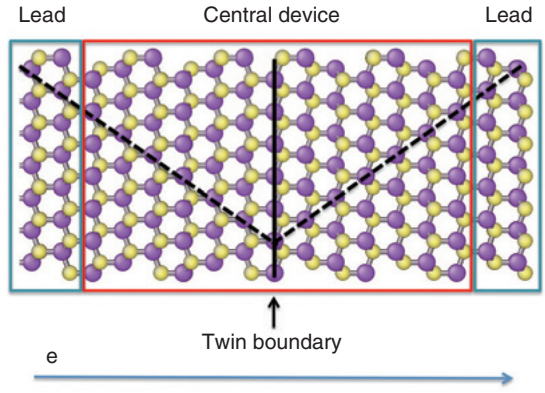


Fig. 4　Configuration of system treated by NEGF method with left and right leads along z-axis (electron transfer direction: [1̄1̄1]), under two-dimensional periodic boundary conditions on xy plane. Yellow spheres indicate arsenic, and purple spheres indicate gallium

考慮される双晶面が1層のこのモデルにおいては，電子が散乱する部分（双晶部分）にGa-Asを一つのペアとして13層，これに接する左右の電極部にGa-Asを2層ずつとした原子モデルを用いた．総原子数は136原子（2x2x(13+2+2)x2）である．

3.2. 量子化コンダクタンスの易動度への変換方法

まず古典的描像において双晶面で散乱される電子の捉え方の概要を示して，次に量子的描像である量子化コンダクタンスとの結び付け（マルチスケール化）方法を示す．

古典的描像において，双晶構造を唯一の散乱因子と考え，電子がある双晶面から次の双晶面に向かって，電界Eによってτ時間加速されるとする．ここで電界が小さいと仮定すると，電子のドリフト速度v_{drift}は以下の式で評価される．

$$\langle v_{drift} \rangle = -\frac{1}{2} \cdot \frac{eE\tau}{m} \qquad (3)$$

e：素電荷
E：電場
m：電子の質量
τ：散乱間の時間

係数の1/2は平均を表す．これは，ナノピラー中を伝導するすべての電子が散乱源である双晶面に必ず到達して散乱されること，および，ドリフト速度は双晶面で散乱された直後はほぼゼロとみなすことができ，次の散乱体で散乱されるまで$v_{drift} \propto E$により線形的に加速されるとみなすことができることによる．

次に散乱間の時間τをモデル化する．ドリフト速度は，熱速度と比較して非常に小さいため，散乱間の時間は電界に対して独立であり，かつ，熱速度に律速されていると仮定すると，散乱間の時間は次式で表すことができる．

$$\tau = \frac{\lambda}{\sqrt{\langle v \cdot v \rangle}} = \frac{\lambda\sqrt{m}}{\sqrt{\langle mv \cdot v \rangle}} = \frac{\lambda\sqrt{m}}{\sqrt{k_B T}} \qquad (4)$$

λ：散乱間の距離
k_B：ボルツマン定数
T：温度

ここで，ナノピラーを一次元とみなしている．
よって，易動度M[m^2/V/s]は，式（1），式（3）および式（4）から以下のように表すことができる．

$$M \equiv \frac{\langle v_{drift} \rangle}{-E} = \frac{e\lambda}{2\sqrt{mk_B T}} \qquad (5)$$

また，電子密度をnとおくと，電流密度Jは以下の式で表すことができる．

$$J = -en\langle v_{drift} \rangle = \frac{e^2 n\lambda E}{2\sqrt{mk_B T}} \qquad (6)$$

式（6）を用いると，古典的描像における電子の伝導率σ[Ω^{-1}m^{-1}]は式（7）の通りとなり易動度と伝導率の関係は維持されていることが分かる．

$$\sigma \equiv \frac{J}{E} = \frac{e^2 n\lambda}{2\sqrt{mk_B T}}\, enM \qquad (7)$$

以上のようにナノピラー中の双晶構造を散乱因子として導出された易動度の式（5）は，以下に示すように実験から得られた易動度の評価式[12]とよい一致が見られた．参考文献（12）の式（12）によれば，lを平均自由行程として，易動度M_lは以下のように定式化されている（参考文献（12）では易動度はμと記載されている）．

$$M_l = (4/3)el\frac{1}{\sqrt{2\pi mk_B T}} \qquad (8)$$

この式（8）と式（5）の比を取ると以下のように1.064となる（双晶構造が唯一の散乱体であるため$\lambda = l$とおいた）．

$$\frac{M_l}{M} = \frac{4/3\sqrt{2\pi}}{1/2} \approx 1.064$$

次にNEGF計算から得られる量子化コンダクタンスから構成される散乱係数$s(k_\perp, \epsilon)$を以下の式（9）の通り定義する．

$$s(k_\perp, \epsilon) \equiv 1 - \frac{G(k_\perp, \epsilon)}{G_0(k_\perp, \epsilon)} \qquad (9)$$

ここで，G_0，Gは，それぞれ双晶構造が存在しない場合の量子化コンダクタンス，存在する場合のそれを表す．

それぞれの量子化コンダクタンスはNEGF法により，k点とエネルギーの関数として求められる（3.1.節）．また，$k_\perp \equiv (k_x, k_y)$は電子の移動方向であるz軸に対して垂直に双晶面が存在するため，散乱前後において逆格子空間上の$k_x - k_y$平面で周期境界条件が維持されることを意味する．したがって，散乱前もしくは後の状態を(k_x, k_y)により指定することができる．

式（9）により定義された散乱係数は，その極限において，$s(k_\perp, \epsilon) = 0$の時は双晶構造による散乱はなく，$s(k_\perp, \epsilon) = 1$の時は双晶構造が非常に強い散乱因子となることを表している．

実際の計算においては，以下の式（10）に示すように各k点と各エネルギー準位における量子化コンダクタンスの熱平衡平均を，電子が存在する範囲において，計算した．そのため，熱平衡状態においてエネルギーϵの状態を占める電子の存在確率を表すフェルミ分布関数を用いた．温度T

は 300K とした.

$$\langle s \rangle = \frac{\sum_{k_\perp} \int_{\mu}^{+\infty} f(\epsilon) G_0(k_\perp, \epsilon) s(k_\perp, \epsilon) d\epsilon}{\sum_{k_\perp} \int_{\mu}^{+\infty} f(\epsilon) G_0(k_\perp, \epsilon) d\epsilon} \tag{10}$$

$f(\epsilon)$:フェルミ分布関数

$$f(\epsilon) = \left(1 + e^{\frac{\epsilon - \mu}{kBT}}\right)^{-1} \tag{11}$$

μ:化学ポテンシャル

式 (10) に従って計算された散乱係数の易動度および伝導率への導入方法を以下に示す. 双晶構造により及ぼす影響が異なるため, それぞれの構造による影響が取り入れられた散乱係数を用いて補正する. 具体的には, 双晶間隔 λ_{TB} に対して量子散乱を考慮した散乱因子 $\langle s \rangle$ により補正を行い平均自由行程とした. 易動度および伝導率に対して補正を行った式を以下の式 (12), (13) に示す.

$$M = \frac{e}{2\sqrt{mk_BT}} \cdot \frac{\lambda_{TB}}{\langle s \rangle} \tag{12}$$

$$\sigma = \frac{e^2 n}{2\sqrt{mk_BT}} \cdot \frac{\lambda_{TB}}{\langle s \rangle} \tag{13}$$

以上のように双晶構造における量子化コンダクタンスの影響を古典的描像である評価式に取り込みマルチスケール化を行った.

3.3. 易動度へ影響を及ぼす他の因子との関係

3.2. 節では, 双晶構造を唯一の散乱因子として易動度を計算する手法を示した. しかし, 実際の電子散乱には他に多くの因子が関わっている. それらを含めた易動度の総和 M_{total} は以下の式 (14) によって計算される[13]. 右辺はそれぞれの散乱因子から影響を受けた場合の個々の易動度を示している.

$$M_{total}^{-1} = M_{e\text{-}TB}^{-1} + M_{e\text{-}e}^{-1} + M_{e\text{-}phonon}^{-1} + M_{e\text{-}dopant}^{-1} + M_{e\text{-}surface}^{-1} + \cdots \tag{14}$$

$M_{e\text{-}TB}^{-1}$:双晶構造

$M_{e\text{-}e}^{-1}$:電子間散乱

$M_{e\text{-}phonon}^{-1}$:フォノン散乱

$M_{e\text{-}dopant}^{-1}$:ドーパントでの散乱

$M_{e\text{-}surface}^{-1}$:表面散乱

右辺の初項を除く項の和は, 双晶構造以外の因子による影響として, 双晶構造が観察されていない薄膜 GaAs での測定結果[14]を用いることが可能である. そこで, M_{total}^{-1} を求めるには, まず式 (12) を用いて M=$M_{e\text{-}TB}$ を求め, 次に, 上記の易動度測定結果を用いて, 式 (14) に従って計算を行った. また, 双晶構造による影響が全体の散乱因子に占める割合は, $M_{e\text{-}TB}$ と M_{total} の比として求めた.

4. 結果と考察

NEGF 計算により得られた量子化コンダクタンスを構築した易動度の定量的解析手法〔式 (12)〕に取り込んで計算した結果を示す. 4.1. 節で量子化コンダクタンス計算結果, 4.2. 節で量子化コンダクタンス計算結果を易動度へ変換した結果を示す.

4.1. 量子化コンダクタンス計算結果

Fig. 5 と Fig. 6 に基本的な双晶構造として 3C 構造と 2H 構造を対象とした計算結果を示す. 原子モデルは電子の移動方向を z 軸 (=[$\bar{1}\bar{1}\bar{1}$]) にとっている. 計算結果の縦軸は双晶構造を有しない場合の量子化コンダクタンスに対する比, 横軸はエネルギーとして図示している. いずれの双晶構造においても量子化コンダクタンスが低下しており, 散乱源としての影響が現れている. ただ, 各双晶構造ごとの

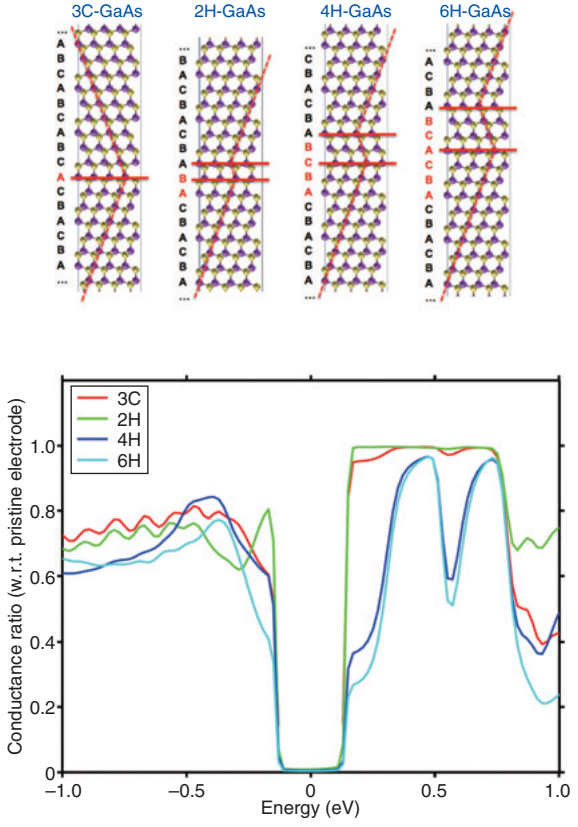


Fig. 5 Quantum conductance calculated using NEGF in different 3C-type structures. Schematic showing GaAs crystals with different types of 3C twin boundaries (upper). Calculated quantum conductance with respect to energy (lower).

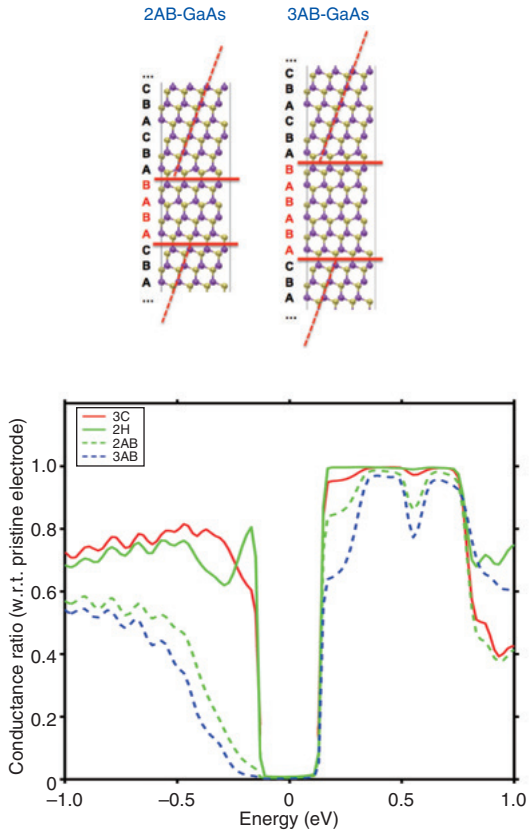


Fig. 6 Quantum conductance calculated by NEGF in different AB-type structures. Schematic showing GaAs crystals with different types of AB twin boundaries (upper). Calculated quantum conductance with respect to energy (lower).

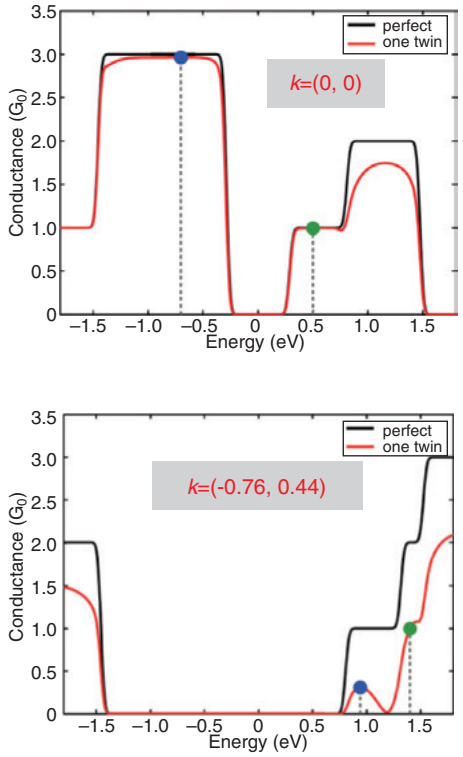


Fig. 7 Quantum conductance with respect to k-points in 3C twin morphology

系統的な影響は観察されなかった.

Fig. 7 に 3C 双晶面を一枚有する構造 (Fig. 5 上図の左の構造) において, k 点別に量子化コンダクタンスを解析した結果を示す. 同じ双晶面における散乱でも k 点により挙動が異なることが分かる. このことから, 双晶面が量子化コンダクタンスに及ぼす影響は k 点およびエネルギー依存性があることが分かる. つまり, 双晶面間隔が同じであったとしても, 双晶構造が異なれば量子化コンダクタンスが異なると言える.

Fig. 8 と Fig. 9 に Fig. 5 と Fig. 6 に示された結果を式 (2) に従って電流電圧特性 (I-V 特性) に変換した結果を示す. ここで計算された双晶面間隔の範囲において, 3C 型の場合 (Fig. 8), 双晶面間隔による系統的な差異は現れなかった. ただ, 2H 型の場合 (Fig. 9), 双晶面の数が増えると電流が流れにくくなる傾向がこの双晶面の数でも認められた〔elec (双晶無) → 3C → 2H → 2AB → 3AB〕.

次に 2 章のナノピラー解析結果から抽出された特徴から, 特に双晶面間隔に着目して, 代表的ナノピラー双晶構造モデルを 2 構成 14 種類作成した. Fig. 3 のヒストグラムから双晶面間隔の比率は, 40% が 2 nm 以下 (ABC 積層および AB 積層), 20% が 2 から 3 nm (ABCx2), 20% が 3 から 5 nm (ABCx3), 20% が 5 nm 以上 (ABCx5) と分類した. 一部に AB 積層 (2H) も観察されたことから, 上記の比

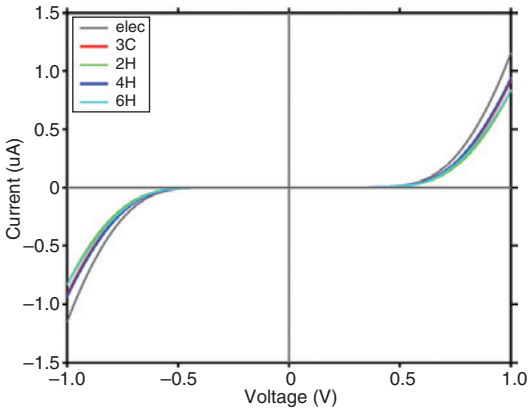


Fig. 8 I-V curve for 3C-type twin boundaries

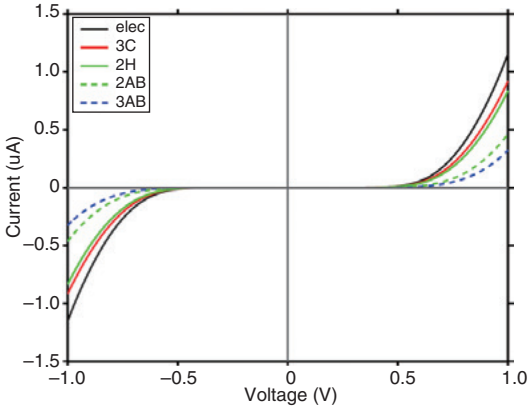


Fig. 9 I-V curve for AB-type twin boundaries

率の双晶間隔のモデルに AB 積層を取り入れた構造も含めて代表的モデルとした．AB 積層を挿入する場合には，各モデルのそれぞれの双晶界面に挿入した．Fig. 10 にその代表的双晶構造モデルの一例を示す．左は双晶間隔が規則的に配列された場合，右は不規則に配列された場合を代表している．

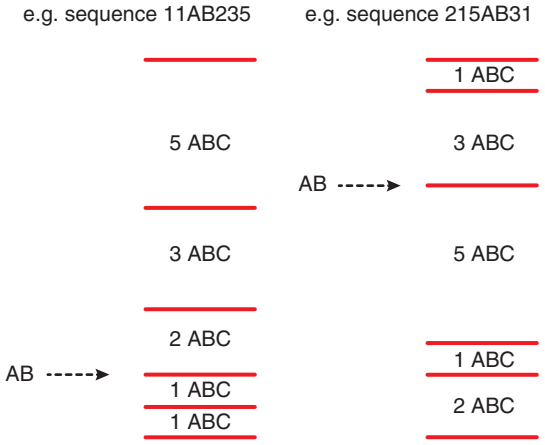


Fig. 10　Examples of representative twin sequence models AB stacks are inserted in 3C boundaries (red line) Ordered twin sequence from bottom to top with AB-stacking between “1ABC” and “2ABC” (left); Random twin sequence with AB-stacking between “5ABC” and “3ABC” (right)

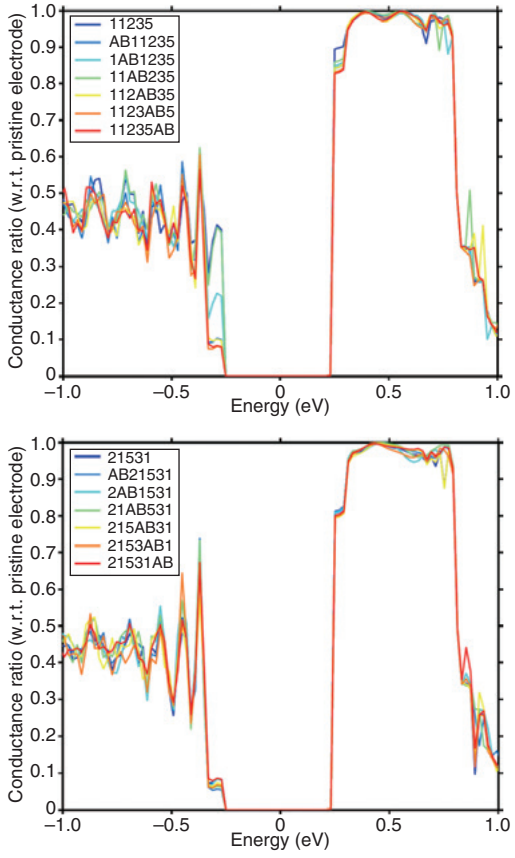


Fig. 11　Quantum conductance with respect to energy in representative models: Ordered twin sequences (upper); Random twin sequences (lower)

この構成での量子化コンダクタンス計算結果を Fig. 11 に示す．双晶面間隔の配列による影響が価電子帯に見られた（図中の矢印）が，全体的な傾向はほぼ同じであった．また，AB 構造の有無による顕著な差は見られなかった．

以上の結果から，双晶間隔の配列が量子化コンダクタンスに及ぼす影響は計算された範囲において大きくない．

4.2. 量子化コンダクタンスの易動度への変換結果

4.1. 節では双晶構造の影響をあらわに考慮するため，原子モデルを用いて量子化コンダクタンスを計算した．これらに，他の双晶間隔の組合せを用いて計算した量子化コンダクタンスも含めて，式 (12) を用いて易動度へ変換した結果を Fig. 12 に示す．変換された易動度は平均双晶間隔に比例しており，古典的描像の直感とも一致している．次に，式 (14) を用いて双晶構造による影響が全体の散乱因子に占める割合を算出した．右辺第一項には Fig. 12 から得られる結果を代入した．右辺のその他の項は，薄膜 GaAs（双晶構造無）を対象とした易動度測定結果 [14] を用いた．標準的な条件で合成されたナノピラーの平均双晶間隔は Fig. 3 より 2.48 nm 程度である．よって Fig. 12 より $M_{e\text{–}TB} \approx 1600$ cm^2/V/s と見積もることができた．参考文献 (14) より薄膜 GaAs（双晶構造無）の易動度は ($n \approx 10^{18}$/cm^3, $T = 300$ K)，$M^{-1}_{e\text{–}e} + M^{-1}_{e\text{–}phonon} + M^{-1}_{e\text{–}dopant} + M^{-1}_{e\text{–}surface} + \cdots \approx 2500$ cm^2/V/s である．従って，双晶構造が導入されることにより易動度は $M_{total} \approx 1000$ cm^2/V/s になると計算された．また，易動度に影響を及ぼす散乱因子全体に対して双晶構造による影響が占める割合は 60% 程度と計算された．

上記の結果は，平均双晶間隔が 2.48 nm 程度の場合，双晶構造を有しない GaAs のそれと比較して易動度の低下率が 60% であることを示唆し，高密度双晶の存在は，易動度に対して大きな影響を与える因子であることが分かった．

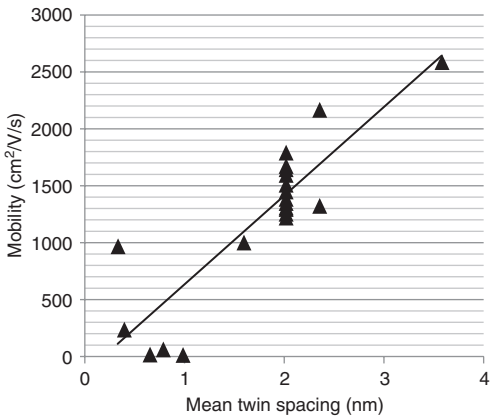


Fig. 12　Predicted mobility as a function of mean twin spacing

5. まとめ

双晶構造が電子の易動度に及ぼす影響を定量的に予測する手法を構築した. 第一原理計算に立脚したNEGF法を用いることにより, 双晶構造をあらわに考慮した. そのNEGF法により計算された量子化コンダクタンスを散乱係数に変換して易動度評価式へ取り込みマルチスケール化を行った. これにより双晶構造を有するナノピラーの易動度を計算することを可能にした.

本手法を用いて計算を行った結果, SA-MOVPE法における標準的な条件により成長させたGaAs半導体ナノピラー(双晶間隔2.48 nm程度)では, 電子の易動度が1000 $cm^2/V/s$となった. 双晶構造を有しない薄膜GaAsの易動度は2500 $cm^2/V/s$と測定されているので, 双晶構造による影響が全体の散乱因子に占める割合は60%程度であると計算され, 双晶構造による散乱の影響を独立に評価することができた.

以上の通り, 計算材料科学は実験では観測が困難な事象に対してそのメカニズムを明らかにすることが可能であり, 得られた結果は, 材料開発, デバイス設計などに適用することができる.

参考文献

(1) Goto, H., Nosaki, K., Tomioka, K., Hara, S., Hiruma, K., Motohisa, J., Fukui, T.: Growth of Core-Shell InP Nanowires for Photovoltaic Application by Selective-Area Metal Organic Vapor Phase Epitaxy, Appl. Phys. Express 2, 035004(2009)

(2) Kavanagh, K. L.: Misfit dislocations in nanowire heterostructures, Semicond. Sci. Technol. 25, 024006(2010)

(3) Ikejiri, K., Sato, T., Yoshida, H., Hiruma, K., Motohisa, J., Hara, S., Fukui, T.: Growth characteristics of GaAs nanowires obtained by selective area metal-organic vapour-phase epitaxy, Nanotechnology 19, 265604(2008)

(4) Guthy, C., Nam, C.-Y., Fischer, J. E.: Unusually low thermal conductivity of gallium nitride nanowires, J. Appl. Phys. 103, 064319(2008)

(5) Haug, H., Jauho, A.-P.: Quantum Kinetics in Transport and Optics of Semiconductors, Springer Series in Solid-State Science, Springer(1996)

(6) Rocha, A. R., García-Suárez, V. M., Bailey, S., Lambert, C., Ferrer, J., Sanvito, S.: Spin and molecular electronics in atomically generated orbital landscapes, Phys. Rev. B 73, 085414(2006)

(7) Sánchez-Portal, D., Ordejón, P., Artacho, E., Soler, J. M.: Density-Functional Method for Very Large Systems with LCAO Basis Sets, Int. J. Quantum Chem., Vol. 65, Issue 5, p. 453-461(1997)

(8) Soler, J. M., Artacho, E., Gale, J. D., García, A., Junquera, J., Ordejón, P., Sánchez-Portal, D.: The SIESTA method for *ab initio* order-*N* materials simulation, J. Phys.:Condens. Matter 14, p. 2745-2779(2002)

(9) Perdew, J. P., Burke, K., Ernzerhof, M.: Generalized Gradient Approximation Made Simple, Phys. Rev. Lett. 77, 3865(1996)

(10) Monkhorst, H. J., Pack, J. D.: Special points for Brillouin-zone integrations, Phys. Rev. B 13, 5188(1976)

(11) Buttiker, M.: Symmetry of electrical conduction, IBM J. Res. Develop., 32(3), p. 317-334(1988)

(12) Pearson, G. L., Bardeen, J.: Electrical properties of pure silicon and silicon alloys containing boron and phosphorus, Phys. Rev., 75, p. 865-883(1949)

(13) Li, S. S.: Semiconductor Physical Electronics, Second Edition, Springer, 697 p. (2006)

(14) Levinshtein, M., Rumyanstev, S., Shur, M. S., Handbook Series on Semiconductor Parameters, Vol. 1, p. 85, World Scientific(1996)

■著　者■



川合光幹

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

編集後記

Honda R&D Technical Review Vol.26 No.2を最新技術情報とともにお届けします．2013年12月13日にHF120ターボファンエンジンが米国連邦航空局（FAA）より連邦航空規則のPart33が定める型式証明を取得しました．この成果を受けてHF120ターボファンエンジン技術に関連する特集記事を掲載できたことを大変喜ばしく受け止めています．創刊当時よりHondaの研究成果である最新技術を広く世に周知することを役割とし，その責務を良く果たしてきたと自負しています．今後もHonda R&D Technical Reviewの役割を良く理解し，技術者相互の啓蒙を促すことで技術レベル向上を目指してまいります．

近頃，有名な独立行政法人研究所から海外学術雑誌に投稿された論文品質に関して疑義があるとの報道が世間を騒がせています．また，その論文執筆関係者が各々の立場で発言している内容についても報道されていますが，その内容には首を傾げることばかりです．最優先すべきは，論文に向けられた疑念に対して真摯に釈明し，かつ，その真理を明らかにすることです．いたずらに責任問題だけに終始している姿は残念であり，歯痒い思いで見ているばかりです．Honda R&D Technical Reviewに掲載する記事内容については，弊社独自の組織的な査読システムにより数回の審査を経て承認された記事のみが掲載される仕組みになっています．そして，記事内容についての疑義が生じた場合は，著者だけでなく組織として責任を持って釈明する体制を創りあげて来ています．これは創刊から携わった先輩らの英知を積み重ねながら創りあげられた成果であり，このような信頼できる体制の基で本誌を編集発行できることに感謝するばかりです．

（郷　土）

Honda R&D Technical Review

©2014 株式会社 本田技術研究所（禁無断転載）

2014年9月1日　Vol.26 No.2

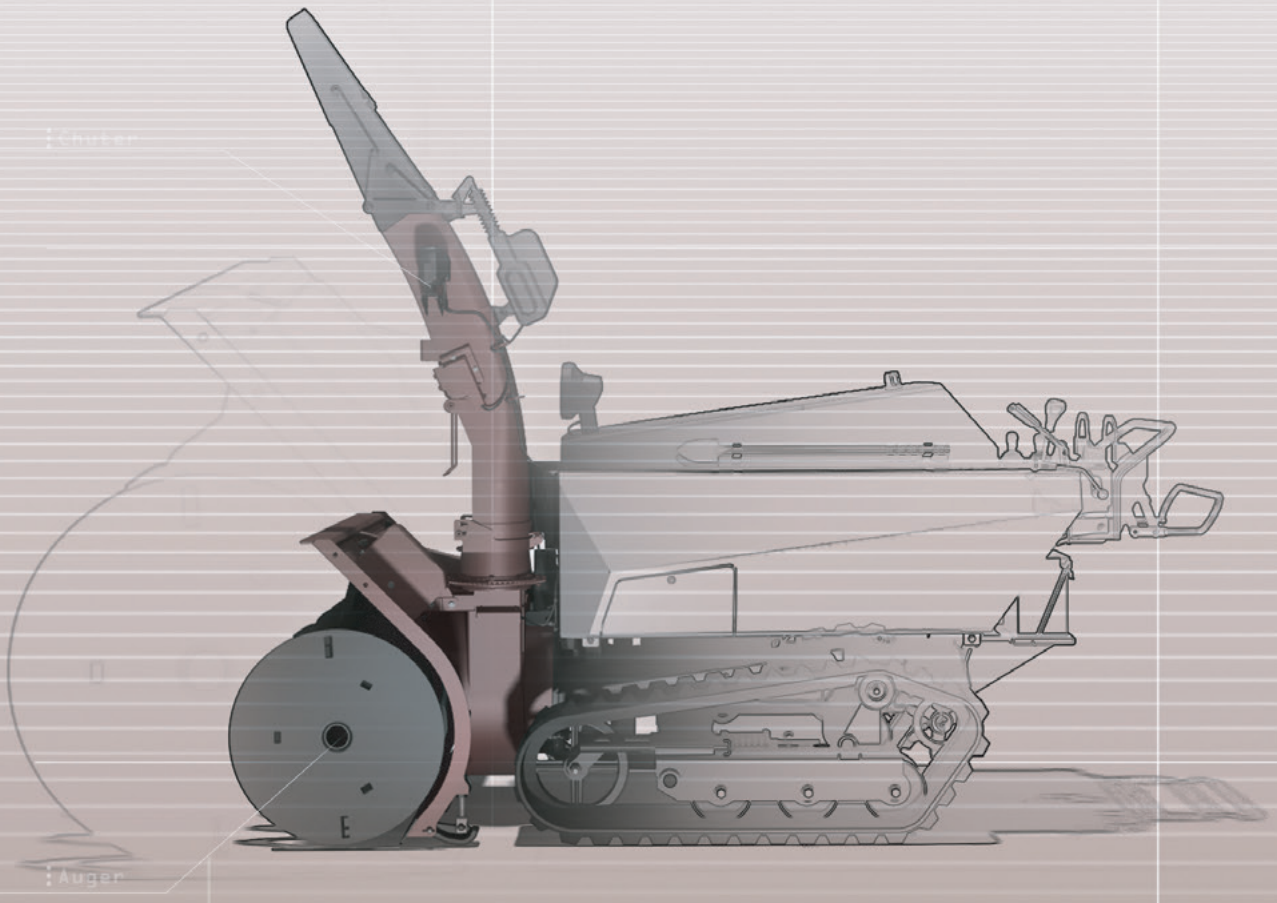
発行所　株式会社 本田技術研究所

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（代表） 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.

