

Honda R&D

Technical Review
Vol.31 No.2

October 2019





表紙の言葉

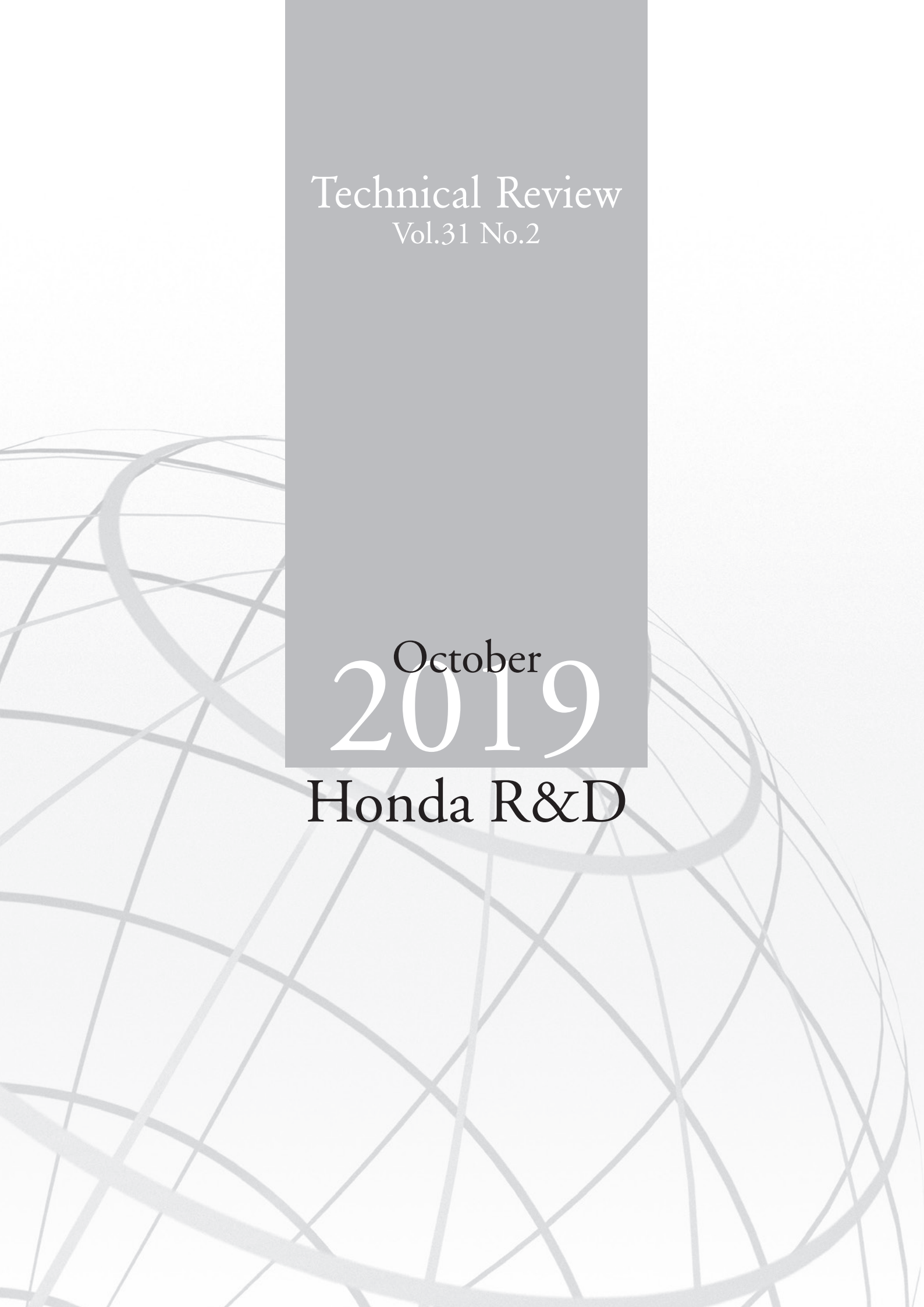
今作は「ホンダ製品における機能美」をシリーズテーマとして作成した二作目の表紙です。

CVTベルトをモチーフとして選定し、中でもエレメントが輪を描きながら循環している様子を図解した構図で表現しました。

摩擦と潤滑の相反する性質を自在にコントロールすることが要求されるCVTの改良は幾重にも渡って実現する中で、本3テーマは技術者達の更なる探求と緻密な努力を続けた結晶だと思います。



オートモービルセンター
佐々木 敦

The background features a light gray wireframe sphere. A solid gray vertical bar is positioned in the upper center, containing the text 'Technical Review' and 'Vol.31 No.2'. Below this bar, the word 'October' is in black, followed by the large year '2019' in white, and 'Honda R&D' in black at the bottom.

Technical Review
Vol.31 No.2

October
2019
Honda R&D

目次

技術紹介

- ◇ 2018 PCX のスタイリングデザイン 栗城大亮・八重樫裕郁 1
- ◇ 2018 Gold Wing におけるメータクラスタと操作スイッチ類のデザイン開発 井上大志 12
- ◇ コンシューマ向け汎用エンジンに適用するモジュール設計技術 鹿島壮二・木浦寿朗
杉村健太郎・徳備広太 25
- ◇ オイルポンプの機電直列配置による CVT の燃費向上技術 原田雅道・坂上恭平・中曽根牧人 31
- ◇ セル積層方向過渡伝熱シミュレーションによる燃料電池スタック温度推定技術
梅澤健輔・松井康佑・池田佑太 37
- ◇ 磁界 CAE を用いた Honda スマートキーシステムの試作車レス開発 丹田喜雄・河守俊明 44
- ◇ シリンダヘッド熱疲労強度予測技術 竹内俊輔・白井 裕・三王利一・山口義博・米永和昭
新井秀俊・伊藤 剛・佐藤佳行・石井 嘉・宮下哲也 50
- ◇ 外装用樹脂強度部品に適用可能な高速金型加熱冷却成形に用いる金型温度調回路設計手法の確立
杉生大輔 57

論文

- ◇ CVT 搭載 4 輪駆動車の発進加速時の振動予測技術 宮下真明・佐川正記
山本京平・福留弘幸 67
- ◇ 複合 V 面形状プーリおよびピッチ位置変更ベルトによる金属ベルト式 CVT の動力伝達効率向上
隅田聡一郎・矢ヶ崎 徹
青木亮太・浅井 光 74
- ◇ CVT のベルト挟圧力最適化に向けた瞬時安全率推定法 坂上恭平 81

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇ Styling Design of 2018 PCX Daisuke KURIKI・Hirofumi YAEGASHI 1
- ◇ Design of Instrument Cluster and Control Switches for 2018 Gold Wing Taishi INOUE 12
- ◇ Application of Modular Design Technology to Consumer-use General Purpose Engine
..... Soji KASHIMA・Toshiro KIURA
..... Kentaro SUGIMURA・Kota TOKUBI 25
- ◇ Technology to Boost CVT Fuel Efficiency through Series Connection of Mechanical and Electric Oil Pumps
..... Masamichi HARADA・Kyohei SAKAGAMI・Makito NAKASONE 31
- ◇ Technology for Estimation of Fuel Cell Stack Temperature Using Transient Heat Transfer Simulation
in Cell Stacking Direction
..... Kensuke UMEZAWA・Kosuke MATSUI・Yuta IKEDA 37
- ◇ Prototype-less Development of Honda Smart Key System using Magnetic Field CAE
..... Yoshio TANDA・Toshiaki KAWAMORI 44
- ◇ Prediction Technology for Thermal Mechanical Fatigue Strength of Cylinder Head
... Shunsuke TAKEUCHI・Yutaka SHIRAI・Toshikazu SAN' O・Yoshihiro YAMAGUCHI
..... Tomoaki YONENAGA・Hidetoshi ARAI・Tsuyoshi ITO・Yoshiyuki SATO
..... Yoshimi ISHII・Tetsuya MIYASHITA 50
- ◇ Establishing Design Method for Mold Temperature Control Piping of Rapid Heat and Cool Molding
Used for Fabrication of High Strength Exterior Resin Parts
..... Daisuke SUGIO 57

Technical papers

- ◇ Prediction Technology for Vibration at Takeoff and Acceleration in AWD Vehicle Fitted with CVT
..... Masaaki MIYASHITA・Masaki SAGAWA
..... Kyohei YAMAMOTO・Hiroyuki FUKUDOME 67
- ◇ Enhancement of Power Transmission Efficiency in Metal Pushing V-belt CVT
with Multi-V-surface Pulley and Modified-pitch Belt
..... Soichiro SUMIDA・Tooru YAGASAKI
..... Ryota AOKI・Hikaru ASAI 74
- ◇ Method of Estimating Instantaneous Safety Factor for Self-optimizing Control of Clamping Force in CVT
..... Kyohei SAKAGAMI 81

2018 PCX のスタイリングデザイン

Styling Design of 2018 PCX

栗 城 大 亮¹
Daisuke KURIKI

八重樫 裕 郁²
Hirofumi YAEHASHI

要 旨

初代 PCX のデザインは優雅さが、三代目は先進性が表現された。いずれのデザインも多くのお客様に支持されてきた。四代目の方向性として、いずれの支持者も満足させることをねらった。スタイリングテーマとして「美しさと力強さ」が設定された。また、数多くの二輪車と併走しても、まぎれない存在感を持っていることが、ターゲットとするマーケットの顧客要求としてあった。もう一つの重要な要素としては、日常の使い勝手の良さがあげられた。これらを達成するために、曲面を基調としたスタイリングデザインや、個性の際立つフロント、リヤデザイン、利便性を踏襲したハンドル周りデザインを施し、次世代 PCX のデザインが完成した。

ABSTRACT

Regarding design themes of the PCX, “elegance” was set for the first generation model and “innovation” for the third. The vehicle designs based on these themes were both well received by the customers. When the design direction was examined for the fourth generation model, it was decided to pursue satisfactions of both supporters of previous designs. Based on these considerations, “beauty and power” was determined as the design theme. Also, a requirement sought by the customers of the targeted market was to have a distinctive presence not overlooked even in a crowded traffic running with other motorcycles. Another important requirement was the convenience in daily use. To fulfill that, styling design featuring curved surfaces, front and rear designs appealing its distinctiveness, and the convenience-centered design for the handle bar and its neighboring area were implemented. As a result, the next generation PCX design was completed.

1. はじめに

2009 年に発売された初代 PCX は、それまでの 125, 150 cc クラスのスクータにはなかった、プレミアムシットインスクータという位置付けとし、開発がおこなわれた。日本市場においては、125 cc クラス（原付二種クラス）は、割安感のあるクラスとして認知されている。これは、低めに設定された税金や四輪車とセットにできる保険制度上の恩恵、さらには燃費の良さなど、比較的安価な維持費によるものである。PCX はその市場に対し、同クラス他モデルとは一線を画する、付加価値の高いワンランク上の商品魅力を有するモデルとして発売された。その結果、通勤通学など実用的なニーズに合致しただけでなく、所有感をも満たす高付加価値商品としても支持された。そして、お客様には、これまでの同クラスの製品に対し、コンパクトな車体サイズなのにゆったりと座れるなど、違いを持つ点が

評価された。日本以外のさまざまな国においても、実用性と高い付加価値の優れたバランスが認められた (Fig. 1)。

本稿では、2018 年にリリースされた四代目 PCX について述べる。最終的にデザインされた外観を Fig. 2 に示す。

Fig. 3 に、これまでに商品化された初代と三代目の PCX



Fig. 1 Global sales of the PCX

¹ 本田技研工業株式会社

² Honda R&D (India) Private Limited

の外観を示す。二代目は初代に対して、機能の見直しとフレーム骨格の変更をしているものの、デザインの変更はしていないので本稿では特に触れないこととする。

世界の多くの国々で高い評価を得ている PCX は、独自のスタイリングデザインを踏襲しつつ、時代ごとの先進装備を取り入れながら開発されてきた。いずれのモデルも



Fig. 2 Fourth generation of the PCX released in 2018



Fig. 3 The PCX of each generation (top: first generation, bottom: third generation)

お客様から高い評価を得ており、これらモデルのデザインについても不満として特筆すべき点はない。そのために、四代目ではどのようなデザインをお客様にお届けするか見極めるのが、容易ではなかった。このような背景の中、四代目 PCX のデザイン開発がはじめられた。

2. PCX に対してお客様が期待していることとデザイン

四代目のモデルのデザインに着手するにあたり、世界中で受け入れられている PCX を、顧客の立場から触れて感ずることこそが、最も重要であると考えた。そこで本開発への参画を期に、自らもそのユーザの一人となることとした。例えば、混合交通下における取り回しの良い車体サイズや、メータ視認性の良さなど、ユーザならではの視点で PCX の美点を実感することができた。その経験を通して、PCX の通勤車としての使い勝手の重要性や、日本のユーザの目にどのようにとらえられているかについて、理解を深めることができた。

さらに、PCX のメイン市場であるタイにおいても、顧客の受け止めや使用環境について、より現場に近い視点から知識を得たいと考えた。そこでモデルと共にタイに出向き市場調査に参加した。日本とタイでの交通環境の違いや、お客様の使い勝手を知ること、そして、本モデルに対する意見を聞くためである。

そこで得られた事柄の中で最も重要なことは、タイの顧客は自分の乗るバイクを通して自分の存在を主張することであった。彼らが主張する存在には二つの意味がある。一つはステイタス、一つは安全性である。

まず、バンコクの交通環境は、常に数多くの四輪車と二輪車が混走し、日本の渋滞とは異なる特有の様相を呈していた。その環境において PCX は、周囲のカブタイプのバイクや他のスクータ、モータサイクルと比較して、その存在が即座に認知できた。特に大きなフロントまわりや灯火器がその存在を主張する役割を担っていた (Fig. 4)。この存在の主張が彼らのステイタスを満足させ、同時に周囲に自己の存在を知らせることで安全性にもつながるのである。一方、走り去っていく PCX の後ろ姿には、そのような特徴が感じられなかった。ヘッドライトに比べ、テールライトの主張が弱かったことが、写真からもわかる (Fig. 5)。

次に、直接ユーザの方々に会って話を伺った。三代目 PCX のオーナーで、タイ市場における PCX のターゲットユーザとなる、30 代男性のインタビューの例を紹介する (Fig. 6)。PCX の使用用途は、日本のユーザと同様、主に通勤であった。また、PCX で最も気に入っている点は「デザイン」とのことであった。このクラスのスクータでありながら、上位機種の 250 cc クラスのスクータに負けない立派さと、カブタイプや他のスクータにはない、エレガント

なスタイリングを有している点が気に入っているとのことだ。車両外観に対する顧客の要求は、カスタマイズパーツの装着にも現れる。しかし、このカスタマイズパーツについても、日本のユーザが所有する車両との間に、主だった違いは見られなかった。

タイにおいては、二輪車の排気量、車種によって駐輪できる場所が異なるなど (Fig. 7), 自分の所有するものによって所属する階層を示す傾向がある。すなわち、自分の存在を主張し、周囲の環境に埋没しないということにたいするこだわりを再確認させられた。



Fig. 4 View of intersection in Bangkok. Front area design of the PCX is distinctively standing out from other motorcycles.



Fig. 5 View of intersection in Bangkok. Rear area design looks less distinctive.



Fig. 6 User survey in Bangkok, Thailand



Fig. 7 Parking lot exclusive to high-end scooters such as PCX

3. 四代目 PCX デザインの開発

PCX をデザインするにあたり、歴代のデザインと、それら进行评估してきた顧客を満足するために、以下に示すような要件や方向性が設定された。

3.1. スタイリングと使い勝手を満たすデザイン

「Personal Comfort Saloon」をキーワードに、PCX は時代ごとに進化し、世界各地のお客様に新しい価値を提供してきた。初代は、アジアと日本を中心に販売をおこなってきた。三代目からは、世界中の顧客を対象に販売され、好評を得てきた。また、高く評価されているポイントはいずれの国でも共通していた。PCX は、125 cc クラスのサイズ、重量と、シットインポジションを両立した唯一のスクータである。これにより、通勤で不便を感じない実用性と、所有感を満たすデザインをバランスよく実現していた。すなわち、PCX はクラスを超えた存在感と使い勝手を両立するという、優れた特徴を踏襲してきた。四代目としてふさわしい商品にするために、これら存在感と使い勝手を満たしつつ、機種コンセプトとして踏襲されてきた先進性をも兼ね備えた、次世代 PCX デザインを実現したいと考えた。その一方、ハンドル周り、メータ表示、収納部分などに関わる、細かな使い勝手向上のポイントも併せて反映させ、スタイリングとしてのデザインのみならず、使って心地よいデザインを意識することとした。

3.2. 歴代スタイリングの踏襲と四代目の方向性

歴代の PCX が築いてきた事柄と、四代目として必要とされる基本的な要素について前節で述べた。しかし、それらの要素をまとめた、スタイリングの方向性の決定には時間を要した。初代、三代目のスタイリングはそれぞれに独特な個性があり、それぞれのデザインに対して固有のファンを持っていた。

初代 PCX のスタイリングは優雅さを表現し、多くの人たちの支持を得た。三代目 PCX のスタイリングは、灯火器に LED を用いるなど先進的を表現し、このデザインに対しても多くの方々の支持を得た。

そこで四代目 PCX をデザインするにあたっては、これらいずれのデザインを支持して下さった方々にも満足していただけるような、初代の優雅さと三代目の先進性を併せ持ったデザインにしたいと考えた (Fig. 8)。

3.3. 四代目 PCX デザインコンセプト

四代目 PCX のデザインコンセプトは、「美しさと力強さ」と設定された (Fig. 9)。

このデザインには、初代の持つ優雅さと三代目の持つ先進性に加え、近年の高級四輪車のスタイリングのトレンドも反映した。美しさと力強さという性格の異なるキーワードを造形として表現するにあたり、ボデー前後につながる面が生み出す美しさを表現する一方で、力強い塊を感じさせる造形表現を目指した。これにより、優雅な美しさと力強さを実現しようとした。さらに、ボデーシェイプだけでなく、灯火器などすべてのパーツのデザインに、同じ造形表現を反映することとした。

3.4. 海外デザイナーとの共創

デザインに対する発想のダイバーシティを高めるために、各国のデザイナーを交えてスタイリングの検討会をおこなった。日本人だけではなく、世界中の人々の感性を交えることで、これまでより、いっそうグローバルに通用するデザインを実現するためである。「美しさと力強さ」というデザインコンセプトに対し、各々の感性をスケッチに表現していった。海外デザイナーと幾度となく議論を繰り返した、



Fig. 8 Styling design concepts for first and third generation models



Fig. 9 Design concept for fourth generation model

四代目にふさわしいデザインの実現に向けて作業を進めた (Fig. 10)。

3.5. 先行クレイモデルの検討

四代目 PCX のスタイリングの開発では、通常とは異なり、スタイリングスケッチの決定を待たずに、先行クレイモデルに着手することとした。アイデアスケッチをいくつか選び、造形の検討をおこなった。PCX は趣味性を追求する商品ではなく、日々の生活を支える通勤用である。見栄えの良さのみならず、毎日の使用における利便性が重要な要素となる。一方、本開発では、エンジンユニットの変更に伴い、フレーム構成の見直しも開発メニューに含まれていた。ファイナルスケッチを決定すると、フレームの形状とボデーへの通し方が、ほぼ決定してしまう。そのため、スタイリングスケッチ決定後にクレイに取り掛かると、使い勝手向上に必要となる細かい造形的配慮や、フィーリングのレベルに至るような微細な変更が実施しづらくなる。すなわち、モデラが実現したい立体表現が、その内側を構成するフレームコンポーネント等と干渉し、造形の自由度に妥協を余儀なくされることが生ずる。今回の PCX のデザイン開発では、今まで以上に細部に至る造形を理想的なレベルまで高めたいと感じた。そのため、今回はスタイリングスケッチ決定前にクレイモデリングを実施した。どの部分にボリュームを持たせ、どの部分をそぎ落とす、ありきたりな塊を造型して測定をおこない、直ちにフレーム設計担当と共に成立性を確認した。それにより、性能と外観の両立を図りながら、デザイン造型の自由度を確保していった。



Fig. 10 Discussion scene with designers from various countries on sketches, and sketches they prepared

なお、今回のデザインを進めるにあたり、クレイモデルを室外に持ち出してボデー面の表情を確認した。本モデルにおいて、二輪車のボデー面という限られた面積、領域内で、豊かに起伏する曲面を造形するにあたり、生み出される光と影のパターンが、デザイナーのねらい通りになっているかどうか検証するために、室外における確認もおこなった (Fig. 11)。

3.6. 四代目デザインスケッチの決定と立体反映

こうした過程の中、ファイナルスケッチの選定がおこなわれ、先行で進めていたクレイモデルに反映することになった。選ばれたスケッチは造形的にとってもチャレンジングなものであった (Fig. 12)。通常、デザイナーが描くスケッチには、キャラクタラインが明確に表現されている。しかし、PCX のファイナルスケッチには、キャラクタラインがほとんど存在しなかった。一般に、造形上のラインは面と面の交線によって生まれる。すなわち、構成される面の質がラインの性質を決める。スケッチに現れたキャラクタラインは、表現したい面と面が出会った結果生まれたラインである。これまで得てきた経験においては、ラインの勢いから各々の面の性質を読み取り、それをガイドにして各々の立体を作成した。ところが、今回提示されたファイナルスケッチには、キャラクタラインとしてとらえられるラインはほとんどなく、これまでの造形手法が通用しない (Fig. 13)。ラインを手掛かりとすることができないため、光と影のグラデーションを頼りに面の起伏をコントロールし、盛っては削る作業を繰り返した。その都度シルバーフィルムを貼ってコントラストを確認しながら美しい面を追及した。単に流麗な表現に留まらず、躍動感や骨格を表現するには「力のたまるところ、抜くところ」「緊張感のあるところ」などの配分を考えた。最新の四輪車の面表現を観察する一方、人体や動物の筋肉も参考にした。このような過程から生まれた造形は、スケッチだけでは表現されていない多様な面の可能性を含んでいたため、それを見る側

の解釈もさまざまで、面の決定を即座におこなうことはできなかった。

さらに、外観に要求されるのは、デザインの美しさや新しさのみではない。面形状の質をわずかでも変えれば、空気に影響がおよび、風や雨水の侵入経路も変わっていく。二輪車は四輪車のように壁に囲まれた形状をしておらず、ライダーが露出する乗り物である。このように、ほんのわずかな面質の変化もライダーの乗車環境の快適性に影響を与えてしまうのだ。特にプレミアムシットインスクータを掲げる PCX においては、他の機種と比べて、運転中の快適性が



Fig. 12 Final sketch



Fig. 11 Preceding clay model in photographic views taken indoors and outdoors



Fig. 13 Previous PCX models and final sketch (top: first generation, middle: third generation, bottom: fourth generation)

とりわけ重要な要素となる。したがって、通常のスクータよりもその要求は厳しい。

今回のPCXのデザインにおいては、面表現によって新しさを示す必要があった。一方、明快なキャララインを持たないボデー面は、空力上の設計に強い制約がある。そのために、見た目の新しさと、ライダーの快適性の両立を目指して検討を重ねていった。面が生み出す視覚的印象の個人差により、さまざまな意見が出され、それらを実際の面を作って検証することを繰り返しておこない、進むべき方向を見だしていった。Fig. 14にクレイモデルの変遷を示す。左上が開発当初、左から右への流れで右下が完成形となる。

3.7. スタイリングのさらなる熟成

以上のプロセスを経て、クレイモックアップモデルを完成させた。この段階において、初めて実際の商品に近い状態での確認が可能となる。そこで、クレイモデルの段階では気づくことができなかった、三代目デザインに対する新鮮さ、四代目としての独自性や存在感を更に強める必要性を感じた。

そのため、個性を主張するために重要なフロントとリアのデザインを見直し、また、ボデーサイドの特徴的な造形もさらに熟成させた。その結果、初代、三代目の特徴をそれぞれ継承しながら、明らかに世代が代わったことを伝えることができるスタイリングにすることができた。その熟成作業前後の違いをFig. 15に示す。



Fig. 14 Design changes of clay model



Fig. 15 Comparison of photographs of clay model designs before and after additional deeper sophistication (top: before change, bottom: after change)

3.8. 開発されたスタイリングデザインの特徴

開発されたスタイリングデザインの特徴を、歴代の PCX のスタイリングと比較して述べる。

歴代 PCX は、それぞれの時代の欧州四輪車のデザイントレンドが取り入れられてきた。初代は豊かなカーブを基調とした造形に、車体前後に流れる水平基調のキャラクターラインが、伸びやかでエレガントな印象を付与している。三代目では、初代においては途切れた面でデザインされていた、前側上下のボデーをつなぎ、ライダーとの一体感を醸成した。同時に、シャープで張りの強い面を基調とし、シンプルでモダンなスタイリングとした。四代目は、前章でも述べたように、美しさと力強さという性格の異なるキーワードを表現した。前後につながるボデーに対し、ボデー面が織り成す美しいラインと、力強い塊を感じさせる造形表現をおこなった。サイドカバーの造形は剛健な筋肉をイメージし、車体のマスが集中するさまを象徴的に表現した。さらに、周辺からサイドカバー中央の造形を支えるように、緊張感を持った面を配した (Fig. 16)。

サイドのシルエットにおいては、上質さを感じる前後につながる造形美と、ライダーと車体の一体感が PCX としての存在感につながっており、四代目でも踏襲すべきと考えた (Fig. 17)。



Fig. 16 Comparison of designed surfaces of individual PCX models (top: first generation, middle: third generation, bottom: fourth generation)



Fig. 17 Riders' postures and atmosphere of integration with vehicle body (left: first generation, middle: third generation, right: fourth generation)

4. デザインディテール

4.1. フロントデザイン

歴代の PCX では、その存在感を主張するために、特にフロントデザインに強いこだわりを持って開発をおこなってきた。

初代は、デュアルヘッドライト、ウインカ、ポジションライトを一体化したフロントコンビネーションライトを配し、これがフロントエリアの大半を占めた。この一体化された灯火器の面積の大きさによって、他車にはない存在感を示すことができた (Fig. 18 上段)。三代目では、当時欧州四輪車に採用されつつあった LED 灯火器を、二輪車コミュニティとして初めて取り入れた。導光棒を用いた特徴的なラインを、LED によって表現可能な、白熱電球では得られない白い光によって表現した。これによって、新しさを表現した灯火器を実現すると共に、被視認性にも寄与した (Fig. 18 中段)。四代目では、主照明となるヘッドライトに対し、LED 基板の斜め配置を実施した。基板の斜め配置は容易ではないとされていたが、これを実現したことによって、にらみが利いた顔つきとすることができた。また、ウインカにつながるポジションライトをライン状に発光させ、存在感を強調した。さらに、ヘッドライトとポジションライトをまたぐように主体色のパーツを配置することで、シャープな印象のデザインとし、これまでにない新たな顔を創造することができた (Fig. 18 下段)。

4.2. リヤデザイン

本開発の PCX は三代目よりも、よりいっそう特徴的で存在感のあるテールライトを実現することが望まれた。三代目のテールライトは、内部の構造に工夫が施されていたものの、見た目にはシンプルな四角形状であった。さらにウインカはその外側に配置されていたため、ダイナミック



Fig. 18 Comparison of headlight designs (top: first generation, middle: third generation, bottom: fourth generation)

な印象にかけた (Fig. 19 中段). 四代目では, 灯火器内の限られたスペースを活用して, 最大限に特徴を打ち出すために, テール, ストップ部を同一エリアに納めた. これにより, 発光部を印象付けるためのデザインの自由度が上がり, 上下二段の左右に伸びる帯状の形状によって, 特徴的でシャープな印象を持たせることができた. ウインカは, 上帯と下帯の間に配置することで, リヤ灯火器の意匠全体に融合され, 点灯時の存在感を示すことができた (Fig. 19

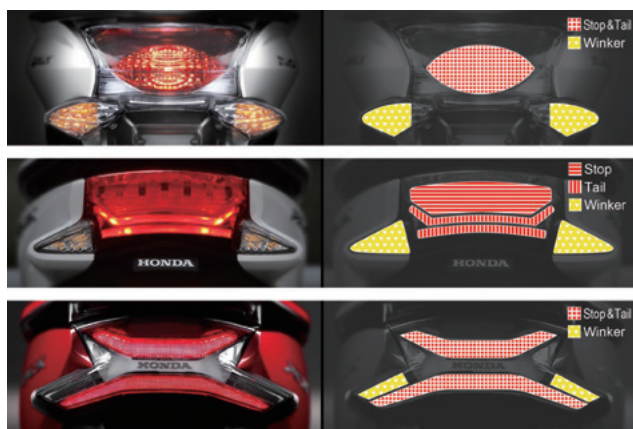


Fig. 19 Comparison of designs of rear combination lamps (top: first generation, middle: third generation, bottom: fourth generation)

下段). これらのデザインを施すことによって, 車両後方から見た場合にも, 四代目 PCX であることが, 一目見ただけで明確にわかるようにすることができた.

4.3. コックピットデザイン

毎日の通勤で使用される通勤車において, メータによって提示される情報が, 瞬時に確認できることは, 使い勝手としても重要である. 四代目ではフルデジタルメータを採用し, 機能上の進化を表現しつつ, これまでにも増して視認性の向上を図った. メータ視認性に対する優先度は, スピードメータ, 時計, 燃料計, ODO/TRIP メータとした. これらを, メータユニット中央部に配し, 欲しい情報が, 常時, 優先的に認識できるレイアウトとした. ターニングシグナルインジケータはメータ全体のデザインに合わせた特徴的な形とし, 他のインジケータは, メータ内の左右にまとめて配置し, 点灯時の提示情報を把握しやすくしている. メータ表示文字のデザインにおいては, 情報として重要性が高い速度表示の数字を最も大きくし, その他の情報は, 適度に文字サイズを変え, スペーシングにも気を使い, 視認性の向上に努めた (Fig. 20). また, 速度表示に用いる数字は, 一般的に用いられる 1 桁 7 セグメントの文字に対し, より優れた判読性を得るために, 1 桁当たり 33 セグメントに増やした. フォントデザインも, 他の部分に用いられるデジタル数字とは異なるものにするこ

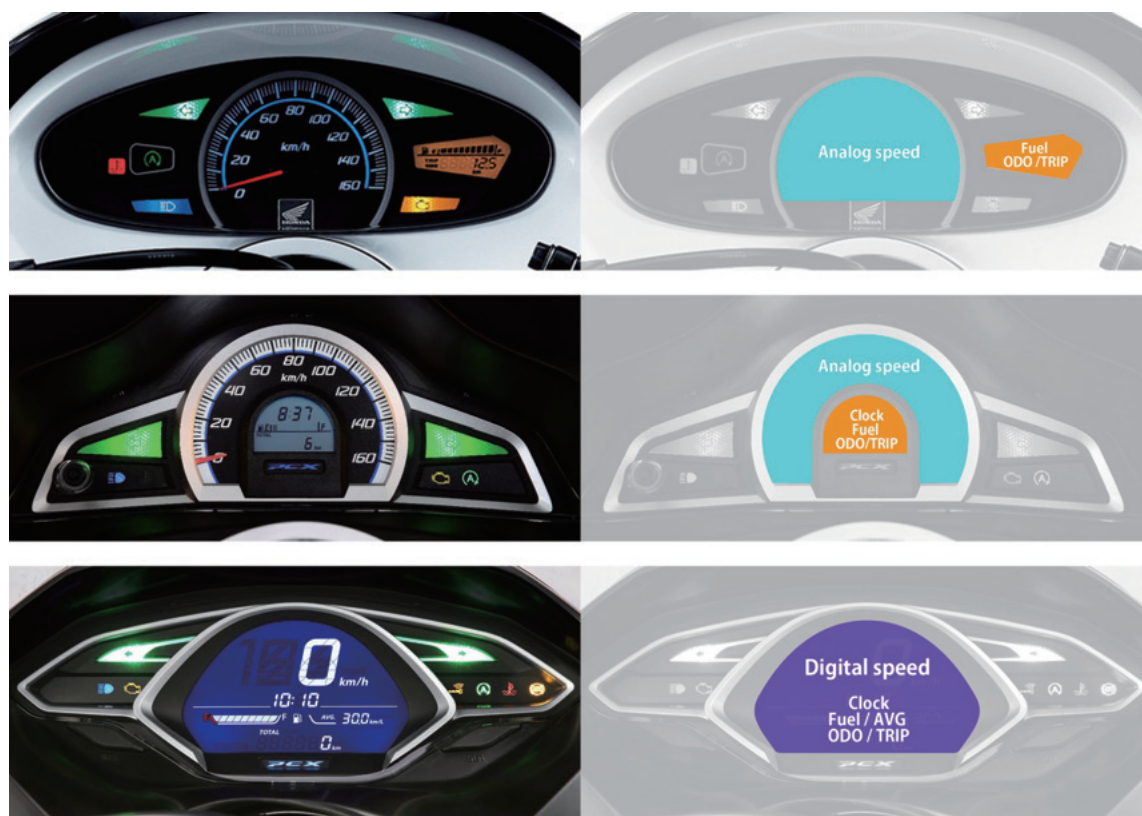


Fig. 20 Designs of meter units of previous and current models (top: first generation, middle: third generation, bottom: fourth generation)

感を際立たせた (Fig. 21).

ハンドルは、初代から継承されているバータイプとした。これも、ハンドル周辺へのアクセサリの取り付けなど、お客様の使い勝手を考慮したためである。初代、三代目がクロームメッキのハンドル周りに対して、本開発のPCXでは黒とクロームメッキを基調としたデザインに変更した。ハンドルウェイトの形状は、初代から三代目は共通のものだった。しかし、四代目ではハンドルウェイトの形状にもこだわり、より上質な外観を実現した (Fig. 22)。

4.4. エンジンユニット

今回のPCXの開発においては、エンジンユニットにハイブリッドエンジン派生を持つことや、エアクリーナ容量アップによるドライバビリティ向上など、これまでのパワーユニットに対して、大幅な進化を想定していた。それに伴い、エアクリーナを含むエンジンユニット全体にまったく新たなデザインを施し、その進化を表現した。これまでのデザイントレンドとしては、ベルトコンバータカバーとエアクリーナカバーが分かれた形式が一般的であった。しかし、四代目では、ベルトコンバータとエアクリーナを一つの機能パーツととらえ、一体感のあるデザインを施した。ベルトコンバータカバーはスイングアームを思わせる



Fig. 21 Comparison of number of segments (left: 7 segments, right: 33 segments)



Fig. 22 Designs of handlebars and their adjacent areas (top left: first generation, middle left: third generation, bottom left: fourth generation), and handle weights (top right: first and third generations, bottom right: fourth generation)

シャープな形状と、カバーに内蔵されているプーリーを感じさせる円形状を組み合わせたデザインとしている (Fig. 23). 同エンジンユニットはPCXのみならず、今後多くの商品への採用を見込んでいる。したがって、エンジンユニット単体でも、その進化が感じられる外観としながら、どの商品にも適用できるユニバーサルなイメージを持つデザインを施すことをねらった。

4.5. ホイール

本開発のPCXでは、幅を広げたタイヤを採用した。これに伴い、ホイールのデザインも刷新した。スポークはハブからリムにかけて幅が広がっていく形状と、回転方向の動きを感じさせるシルエットを施した。これらデザイン上の効果により、堅固な印象を与え、回転したときにも美しく魅せることをねらった。また、スポークの数を、先代の5本から8本にしたことで、回転したときの優雅さを演出した (Fig. 24)。このデザインをするにあたり、試作したホイールを実際に回転させ、そのさまが美しいかどうかを確認し、その結果を繰り返し反映することで、形状の細部にわたって熟成をおこなった。なお、スポーク本数の増加は、デザイン上の効果をもたらしただけではなく、リムに

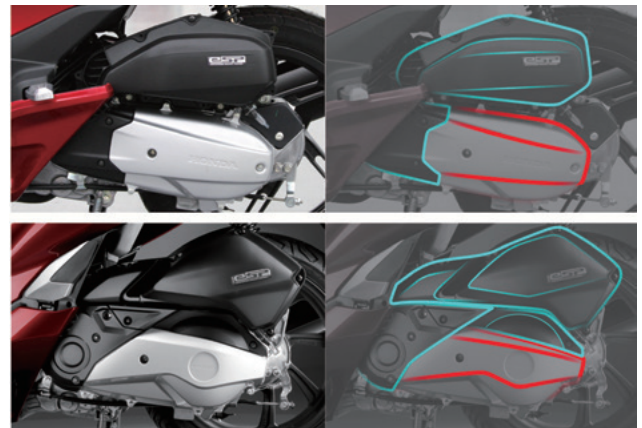


Fig. 23 Design of engine unit (top: first and third generations, bottom: fourth generation)



Fig. 24 Wheel design (left: first and third generations, right: fourth generation)

かかる円周方向の応力を下げ、リムの薄肉化にも貢献している。ハブ周辺も軽量化され、先代ホイールと比較して約0.7 kg(前後ホイール合計値)軽くすることができた⁽¹⁾。

4.6. カラーリング

カラーリングは、優雅さと落ち着きのある上質な印象を目指した。Fig. 25 には、各国のカラーラインナップを示す。開発されたデザインにおけるカラーラインナップは、グローバルで統一性をイメージさせるように配慮した。カラーリングは、今回施した造形の美しさを引き立たせること意識しながら設定した。特に赤系の色調は、四代目PCXの造形美を最大限引き立たせ、優雅で上品な印象を高めるカラーとなっている。シルバーは、面の起伏が美しく現れ、デザイナーの意図した造形美を表現し、落ち着きのある色調を通して上質さも感じさせる色調である。ブラック、ホワイトは、どの年代層にも幅広く愛される定番色として採用した。

本開発においては、ガソリンエンジンモデルと同時に、ハイブリッドモデルのカラーリングもデザインした。ガソリンエンジンモデルとの違いを表現するために、ボデー色だけではなく、機能パーツの色にも手を加えた。詳細は5章で述べる。

4.7. 量産モデルの完成

これまで述べた手法をもって、四代目としてのデザインを完成させた。前後につながる造形表現の美しさ、特徴的な面構成をしたボデー、その印象を高めるカラーリングなどの全体に関わるデザインから、細部までこだわり抜いた機能部品のデザインまで、これらをすべてやりきること四代目PCXに求められる存在感と所有感を達成させた(Fig. 26)。



Fig. 26 Completed design of mass production model

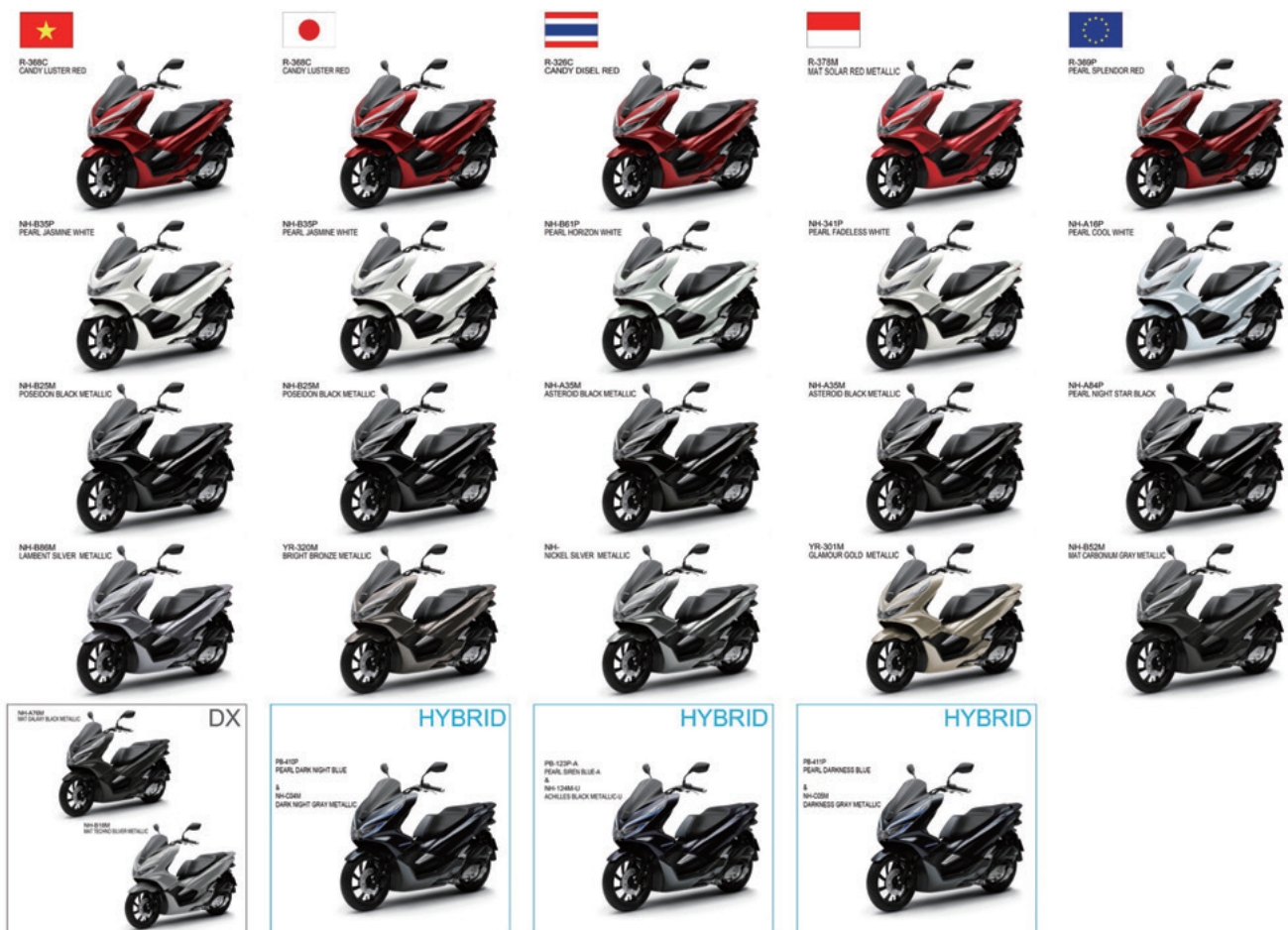


Fig. 25 Color variations applied to major markets



Fig. 27 Color sketch and mass production model of hybrid model

5. Hybrid モデルのデザイン

PCX ハイブリッドは、二輪量産車初のハイブリッドシステムを搭載したモデルである。そのため、ハイブリッドモデル専用仕様デザインとし、ガソリンモデルとは違う印象を与えたかった。Honda ハイブリッド四輪車と同じデザインの Hybrid エンブレムを採用し、当社のハイブリッド商品としての統一感を持たせた。そのためスケッチの段階から、PCX ロゴとのバランスや、車体へのエンブレム貼りつけ位置、サイズについて検討した (Fig. 27)。

また、ハイブリッド車のイメージを印象付ける、アクセントカラーとしてのブルーを、ヘッドライトとテールライトのライン発光部、シートステッチ、スマートキーのオーナメントに施した。車体色は黒に近いブルーを採用し、アクセントカラーのブルーを引き立てながら同系色でまとめ、統一感を演出した。シート下ラゲッジスペースの一角に、リチウムイオンバッテリーを搭載しているが、フルフェイスヘルメットの収納スペースを確保した専用のデザインとしている。このように、外装だけではなく細かなところにもまで意思を入れたデザインを施すことで、完成車としてのクオリティを上げた (Fig. 28)。



Fig. 28 Completed design of mass production hybrid model

6. まとめ

四代目 PCX の開発にあたり、デザインの評価が高かったこれまでの PCX の良さを併せ持ち、さらにそれを超える、新しい満足感が得られる商品を目指した。今回の開発を通じて、デザイナーが関与した部品は外装のみならず、機能パーツなどすべてに及んだ。四代目 PCX のデザインは、デザインチームの強い思いと、それを高い技術で実現した技術者の集大成である。本モデルは 2017 年 12 月ベトナム向けを皮切りに、2018 年 12 月までの 1 年間で 35 万 5 千人の世界中のお客様の元にお届けすることができている。日本国内外問わず、初代、三代目のユーザーからも、好印象を以って受け入れられていると伝えられている。今回の PCX が世界中のお客様に心から喜んでいただける商品になったと、自信を持つと共に誇りに感じている。これまでに築きあげてきた PCX ブランドが、これからも世界中のお客様のプレミアムな日常の足として愛され続けることを心から願っている。

参考文献

- (1) 大森純平, 少覚功, 高山慶士: 2018 年モデル PCX および PCX HYBRID の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.31, No.1, p.40-47

■ 著 者 ■



栗城大亮



八重樫裕郁

2018 Gold Wing におけるメータクラスタと 操作スイッチ類のデザイン開発

Design of Instrument Cluster and Control Switches for 2018 Gold Wing

井 上 大 志¹

Taishi INOUE

要 旨

Gold Wing はツーリング用的高级大型モータサイクルとして開発された。そのメータクラスタと操作スイッチ類のデザインは、視覚と操作感を通じてライダーによる喜びや楽しさを提供するための重要な要素である。17 年ぶりのフルモデルチェンジにあたり、数多くの先端技術が投入された結果、メータクラスタに表示される情報量およびスイッチによる操作項目数は大幅に増大した。そこで、相互に関連し合う情報の表示と機器の操作は、Human Machine Interface として一体的にデザインし、それらの増加をライダーに負担と感じさせない自然な情報提供と操作感を追求した。メータクラスタと操作系部品は、その外観の美しさにおいても、形状や質感を時代に合わせて進化させ、最先端、最高級のモータサイクルにふさわしいクオリティを実現した。その結果得られた機能性と外観の美しさの両立は、最高峰のモータサイクルを操る楽しさと所有するよる喜びの提供に貢献し、新型 Gold Wing の高評価の一翼を担っている。

ABSTRACT

The Gold Wing was developed as a large luxury touring motorcycle. The styling design of the instrument cluster and control switches is therefore important in creating an enjoyable experience for the rider through their appearance and operation. In its first full model change in 17 years, the Gold Wing was updated with numerous advanced technologies. That brought significantly increased information displayed and rider controls. The design goal was set as an integrated human-machine interface (HMI). The integration is made among mutually interrelated information on the display and device operations. That enables the intuitive operation and information presented in the most natural way minimizing riders' stress. For the instrument cluster of this particular vehicle, a beautiful appearance is also a crucial design factor. The design objects range the operation parts, the surface textures and the shapes. For those, further advanced designs were implemented aiming at the relevance to the current generation and luxurious feels. By doing that, we tried to make the vehicle worthy deserving the motorcycle of the highest class. These efforts resulted in achieving both the functionality and beautiful appearance at high level. The design contributed to the owners to have joy of riding while satisfying the pride of ownership of a globally recognized motorcycle. In addition, the design has helped the new Gold Wing has received excellent customers' reviews.

1. はじめに

Gold Wing は Honda の最高級ツーリング用大型モータサイクルである。その歴史は 1975 年に発売された GL1000 以来現在まで 40 年以上におよび、Gold Wing というペットネームは、強力なブランドとして受け継がれている⁽¹⁾。

2001 年以來、17 年ぶりのフルモデルチェンジとなる新

型 Gold Wing の開発をおこなうにあたり、市場の変化と顧客の世代交代、Gold Wing ブランドの将来への永続性などを考慮し、開発コンセプトの刷新が図られた。それは、先代モデルまでの豪華さやりっぱさを追及し続けた重厚長大路線から大きく舵を切り、歴代 Gold Wing の持つ上質感は継承しつつも、操る楽しさを高めた、軽量かつ高密度な完成車パッケージングへの転換であった⁽¹⁾。コンセプトの刷

¹ 本田技研工業株式会社

新は、走りの楽しさと共に、日常の利便性から長距離ツーリングにおける快適性も含めた最大の楽しさを提供することを求めた。

そこで、最高級のモータサイクルにふさわしい最新技術を用いた装備の一つとして、車載インフォテインメント (In Vehicle Infotainment: IVI) の充実を計ることとなった。なお、インフォテインメントとは、情報と娯楽の提供を統合した概念の呼称である。本稿では、IVI とそれにまつわる操作系、Human Machine Interface (HMI) および、その外観デザインについて紹介する。

歴代の Gold Wing は、1980 年の GL1100 以降、常にモータサイクルとして最先端のオーディオ機器を搭載してきた (Fig. 1)⁽²⁾。また、2006 年 (北米向け、日本国内は 2008 年モデルから) のマイナチェンジ時には、モータサイクルとしては世界初となる GPS ナビゲーションを装備し、オーディオ一体の IVI として統合された機器となった。

上記 IVI の搭載から 12 年の間に、四輪車の世界における IVI の技術は、近年のスマートフォンとの連携によるコネクティビティ機能にも見られるように、急速な進化を遂げた。それとともなって、新型 Gold Wing においても機能のアップデートが必要となった。また、近年のモータサイクルにおける電子制御技術は大きく進歩した。本開発の Gold Wing においても、エンジン、サスペンション、スロットル、ブレーキ、トランスミッションなど、主要コンポーネントのすべてに電子制御が導入された。そのため、ライダーが好みや必要に応じて、走行モードや各種セッティングなど、さまざまな設定が選択可能となった。これら IVI の充実および電子制御技術の進歩により、メータクラスタ (運転に必要な各種メータを集合させたユニット) を通じて車両からライダーへ伝達されるべき情報量と、ライダーが車両に与える操作量が共に増加することとなった。

一方、全体のスタイリングデザインも、最高級のモータサイクルとして、歴代 Gold Wing の持つ上質感は継承しつつ、新たな開発コンセプトに即して刷新された。本稿で述べる

メータクラスタやハンドルスイッチのデザインにも、全体のスタイリングデザインの一部としての調和が求められた。

これらのデザインは、特に運転操作に深く関与するため、見やすさや使いやすさが、形状や質感などよりも優先的に考慮される。

その一方、Gold Wing のような大型ツーリング用モータサイクルは、高額な趣味商品としての一面も持ち合わせているため、それにふさわしい造形、色調、質感が求められる。また、街角での駐車時においても、モータサイクルのメータクラスタは、外観デザインの一部として人々に見られる。そのような点にも配慮し、たとえ電源が入ってなくても見栄えのするデザインをおこなった。Fig. 2 にて完成車の状態を示す。



Fig. 2 Instrument cluster, handlebar switches, and center panel of developed Gold Wing

2. ユーザを取り巻く情報環境の変化と 新型 Gold Wing への期待

2.1. IVI の up-to-date と車体電子制御技術の充実

2014 年に発表された Apple CarPlay (Apple CarPlay は、Apple Inc. の商標です) や、Google Android Auto™ (Android Auto™ は、Google Inc. の商標です) は、クルマの中でスマートフォンを使うためのサービスで、世界中の四輪車メーカーおよび IVI 機器メーカーに採用されていた^{(4), (5)}。



Fig. 1 History of the Gold Wing from perspective of their infotainment systems

その結果、人々がスマートフォンで使い慣れた、通信、オーディオ、ナビゲーションなどを、運転中にも扱える環境が実現した。

そのような状況において、モータサイクルのユーザからも同様の環境が求められるようになった。特にツーリングという Gold Wing の主要な用途においては、これら機能の利便性は高い。さらに、スマートフォンで用いられている音声入力による操作は、モータサイクルのライダーにとっては四輪車のドライバ以上に恩恵をもたらすと考えられる。Gold Wing は Honda として IVI を搭載する唯一のモデルであることから、本モデルにふさわしいコネクティビティを備えた、最新のインフォテインメント技術が求められると考えた。これらの背景から、モータサイクルとしては世界で初めて Apple CarPlay に対応する IVI の搭載が決定された。

また、前述の電子制御技術に関する例としては、足を踏みながらの取り回しを容易にする微速前後進機能「ウォーキングスピードモード」⁽¹⁾や、ライディングスタイルや走行環境に合わせてツーリング、スポーツ、雨中、省燃費走行の4種が選べる「シーン別ライディングモード」⁽³⁾などが挙げられる。

2.2. 新たな課題

(A) 情報量の増大に伴う画面表示方法

IVI と電子制御の充実にともない、設定画面上にさまざまな状態表示が追加されたため、必要な情報を瞬時に誤りなく認知させることが重要となる。

表示項目の増加に応じて単にメータクラスタを大型化することは、開発目標である車体のコンパクト化に相反することとなる。また、表示される文字やマークを縮小することは、情報の判読性を担保するためにも許容できない。よって、限られた面積の中で、多くの情報を整理し、わかりやすく表示することが課題となった。

(B) 選択項目の増大にともなうスイッチの見直し

各種選択肢の増大にともない、操作項目が追加されたため、必要な操作を短時間で誤りなく完遂させることが重要となる。

先代モデルまでは、オーディオやナビゲーションに関するほとんどの操作は、一つの機能に対し一つのスイッチが対応する構成であった。そのため、ボデーパネルを数多くのスイッチが占めていたが、関連する機能とスイッチを記憶すれば簡単な操作が可能であった。また、ハンドルスイッチボックスは、指が届く限界の大きさに収められていた (Fig. 3)。操作項目の増加に応じてスイッチを増やすことは、開発目標である車体のコンパクト化に相反することとなる。また、各スイッチを小型化することは、操作性を担保するためにも許容できない。よって、操作手法を抜本的に見直すことによる操作の簡略化、スイッチ数の削減およびコンパクト化が必要となった。



Fig. 3 Instrument cluster, handlebar switches, and body panels of previous model

3. HMI による課題の解決

情報の視認と機器の操作が運転動作を阻害しないことを最上位の概念とし、表示と操作が連携し、ストレスとなる迷いや違和感を与えないデザインを目指した。すなわち、HMI を強く意識し、メータクラスタ内の表示と操作スイッチを統合した概念でまとめるデザインをおこなうこととした。また、外観の一部となるモータサイクルのメータクラスタのデザインは、全体のスタイリングデザインに調和していなくてはならない。

- ・ 最高峰のモータサイクルにふさわしい、メータクラスタの視認性の具現化
- ・ 車両全体のプロポーションやボリューム感の堅持
- ・ Gold Wing の世界観として求められる外観の上質感や高級感の表現

上記を踏まえ、視認性、操作性、デザイン性について、以下の章で述べていく。

4. メータクラスタの視認性

4.1. メータクラスタ全体の構成

視線の移動量が少なく済むメータクラスタ中央に、多機能情報表示画面として、モータサイクルとして最大級の 7 inch のフルカラーTFT-LCD スクリーンを配置した。ナビゲーション、オーディオ、電話機能のほか、各種の設定画面としても機能する。

速度計およびエンジンの回転計は、指針と文字盤を有するアナログメータとし、中央ディスプレイの左右に配置した。先代モデルでは、中央ディスプレイと上下に並べた配置であったが、本開発モデルでは、左右リヤビューミラー間に、横方向に表示機器を配置し、上下方向に薄く横方向に広いレイアウトとした。これにより、リヤビューミラー確認という自然な運転動作の範囲内で効率よく情報を視認させることをねらった (Fig. 4)。

4.2. HMI 視点におけるアナログメータ採用とねらい

4.1. 節で示したとおり、フルカラーTFT-LCD スクリーン表示を含むメータクラスタ内において、文字情報の比率は高い。そこで、速度やエンジン回転などの基本情報は、直感的に量で把握できるアナログメータが有効であると判断した。その特徴は、指針の位置などにより、文字を読むことなく、量として短時間に情報を認知できることにある。

また、アナログ表示は、指針の向きに機能を付加させることが可能である。回転計においては、出力のピークとなる回転数で指針が真上を向くようにセットすることで、スポーツ走行やレース時のギヤチェンジのタイミングを知らせることができる (Fig. 5)。速度計の場合では、ハイウェイ

での巡航時に指針が真上を向くようにするなどである。

本開発の Gold Wing においては、ハイウェイ上におけるトップギヤでの巡航時に、速度計の指針が水平付近、回転計の指針が垂直付近を指すようにデザインしてある (メイン市場であるアメリカにおける 55 mph, 1800 rpm)。

4.3. アナログメータの配置

4.3.1. 小径化

アナログメータの視認性を考慮した場合、大径であることが望ましい。しかし、メータクラスタ全体を大型化することは車体外形に大きく影響し、開発コンセプトに反するため、限られた面積のメータクラスタで高い視認性を確保することが課題となった。

視認性は、アイポイントからの距離にも関連する。近距離であれば見かけ上大きく見えるため、同じ視認性を確保しつつ小型化が可能である。ここでは見かけ上の大きさを視野内に占める範囲を角度で表した視野角にて表す。先代モデルのメータ位置が、平均的体格のライダーのアイポイントから約 1000 mm だったものに対して、本開発モデルでは約 800 mm である (Fig. 6)。これは、車体やパワーユニットのコンパクト化により、乗車位置が前方に移動されたことと、フロントダブルウィッシュボーン式サスペンション採用にともなう操舵軸の後方オフセットによるものである⁽¹⁾。この距離で先代モデルの速度計の直径、110 mm と同等の視野角を確保するための直径は 90 mm となり、視認性を保ったままの小径化を実現した (Fig. 6)。

4.3.2. コンパクトな配置

小径化された直径 90 mm のメータを、そのまま 7 inch の大型フルカラーTFT-LCD スクリーンの左右に配置した

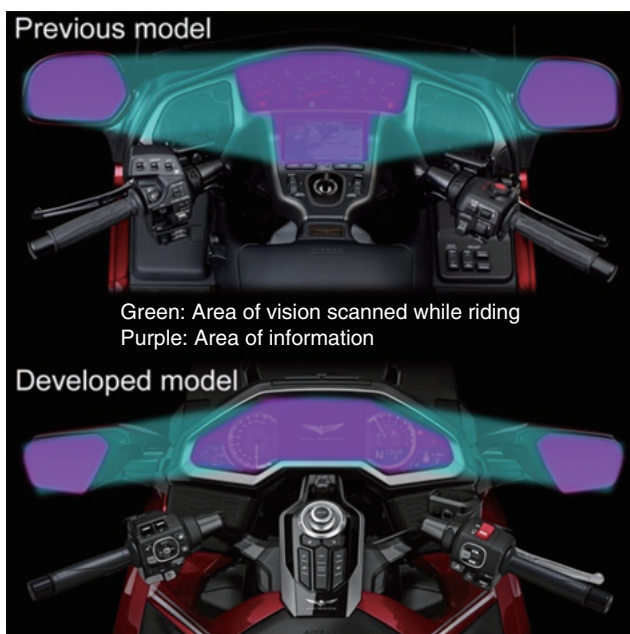


Fig. 4 Comparison of visual areas classified by gazing time of rider's eyes



Fig. 5 Rotated tachometer on 1980 Ralt Honda racing car optimized to show upshifting of gears

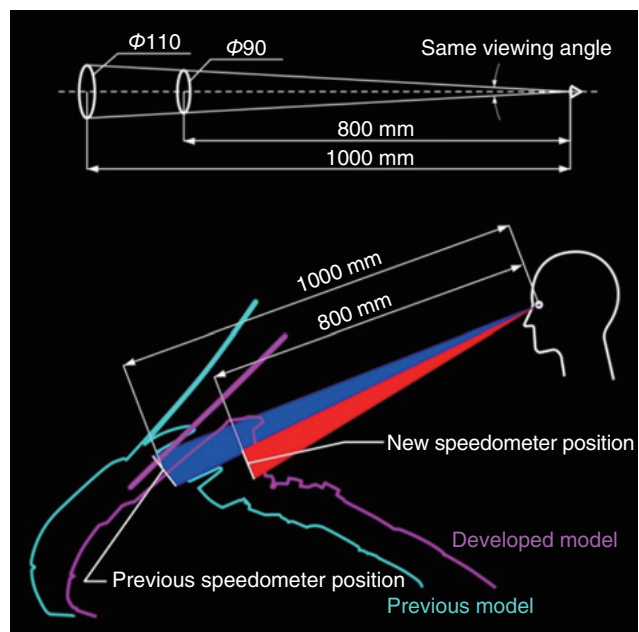


Fig. 6 Comparison of positions and diameters of speedometers in light of viewing angle

場合、それらの左右の軸間距離は 263 mm となる。これはまず、外観デザインの観点においては、左右に離れすぎていてバランスの悪さを感じるものであった。また、HMI 的観点においても、視野角が横方向に広くなり、走行に必要な情報表示が左右に大きく離れるため、これを極力センタに寄せたいと考えた。そこで、あえて直径 80 mm に縮小したメータで、机上検討をおこなった。まずデザイン観点では、直径の縮小に対して内幅が変わらないことから、むしろ左右の円弧が離れて見えることが確認された。また、混合交通時の速度表示の位置は 5.5 mm ほどの移動にとどまり、小径化による視認性低下に対し、左右間の短縮効果は薄いことが確認された (Fig. 7)。

速度計や回転計などの円形アナログメータは、時計などと異なり指針が 360 度回転することはない。そのため、指針が作動する範囲外を切り欠くことが可能である。そこで円形の内側となるフルカラーTFT-LCD スクリーン側を切り欠くことで、両側のメータをセンタに寄せ、視線移動量を低減することとした。切り欠き量は、円形の印象を保つことができる、約 15% と設定した。それにより、90 mm の外径を維持したまま左右の軸間距離を 263 mm から 235 mm まで短縮し、先代モデル同等の幅で走行に必要な情報を視認可能とした (Fig. 8)。

4.4. メータクラスタ内レイアウト詳細

Fig. 9 にメータクラスタ全体の配置図を示す。メータクラスタ中央には、フルカラーTFT-LCD スクリーンを配置している。そして、赤枠 1, 2, 3 で示す速度計の左下部分、および回転計の下から右下部分にかけては、モノクローム LCD スクリーンを配置した。これらの部分には、走行に関

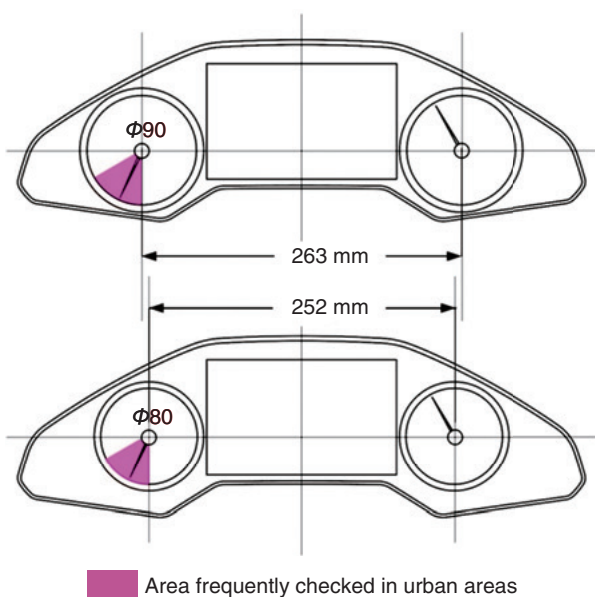


Fig. 7 Study of gauge display arrangement applying composition of full circles

わる常時表示が必要な情報を示している。具体的な配置とそこに表示される情報の種類については以下に述べる。

まず、万一の故障や不具合を示す各種警告灯は、視線移動の少ないメータ最上部から上半分の中に配置することで、速やかに認知させることをねらった (Fig. 9 赤枠 4, 5, 6, 7)。燃料残量の警告灯 (Fig. 9 赤枠 8)、水温の警告灯 (Fig. 9 赤枠 9) は左右下部のモノクローム LCD スクリーン部に表示される燃料計および水温計の真上に配置し、ひと目で何の警告かわかることをねらっている。

左側には速度計と距離に関連するものを集めている。オドメータ、トリップメータ、クルーズコントロールの設定、燃費計および航続距離に関わる燃料の残量等を表示した (Fig. 9 赤枠 1)。クルーズコントロールの動作状態を示すインジケータも、速度計の文字盤内の表示とし (Fig. 9 赤枠 10)、設定した速度、動作状態、現在の速度をまとめて認知できるようにした。

右側にはエンジンの回転計周辺にはエンジンに関連する情報を集中させている。

回転計の下の方のモノクローム LCD スクリーン (Fig. 9 赤枠 2)、の左端には、表示項目最大となる高さ 16 mm の文字

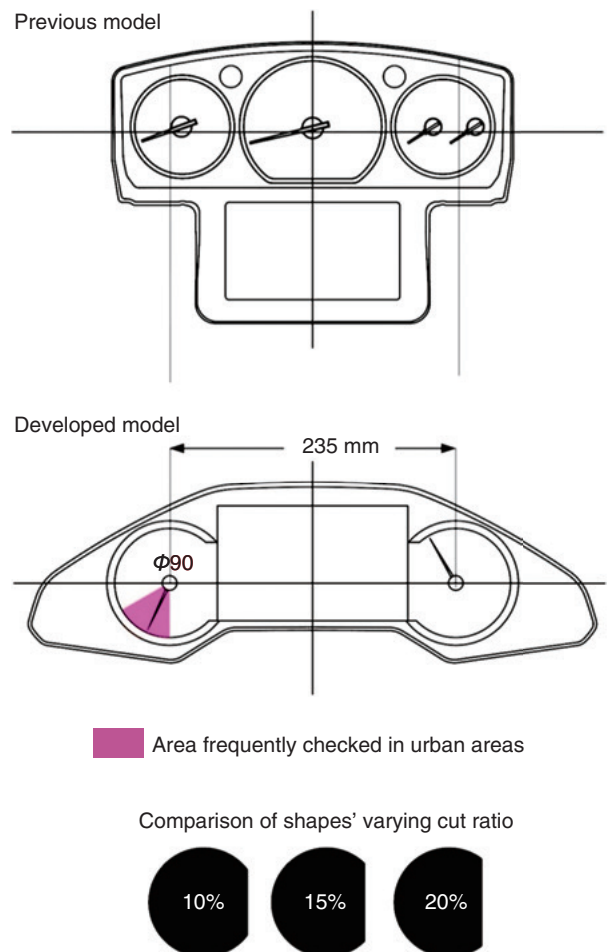


Fig. 8 Examples of space reduction arrangement for rotating pointer type gauge displays maintaining required visual diameters

でギヤポジションを表示した。走行モードの設定表示も、同エリア内に配置した。さらに、回転計の文字盤内にはニュートラルやアイドルリングストップ OFF のインジケータを配置した (Fig. 9 赤枠 11)。

最も右側のモノクローム LCD スクリーンには (Fig. 9 赤枠 3)、駐停車時に確認または設定するもの、もしくは走行中の使用頻度がさほど高くないものとして、サイドスタンドやトランクの開閉状態、乗車人数や荷物の有無によって設定されるサスペンションのプリロード表示、ヒータ類の設定表示を、それぞれピクトグラムによって示している。

4.5. 多機能情報画面の視認性

Gold Wing に搭載されている、Apple CarPlay および Honda 独自の IVI や車両の各種設定は、すべて同じ画面上

に表示される。使用中には、双方の表示を行き来するため、切り替わりをしっかりと認知できることと、それによる違和感がないことが重要となる。

まず、Honda の IVI のホーム画面では、アイコンデザインを角丸の正方形とすることにより、Apple CarPlay ホーム画面との共通性を持たせた。また、Honda の IVI であることを示すために、基調となる色調に違いを持たせた。さらに、アイコンのタイトル文字を大型化し、各アイコンの右に配置することで、Apple CarPlay の表示との違いを表現した。特に文字については、モータサイクルの運転環境での使用であることなどを考慮した。より高い視認性と判読性をねらい、Humanist 体と呼ばれる判読性の高い書体の中から Frutiger を選択し⁽⁶⁾、サイズはホーム画面で約 6.8 mm としている (Fig. 10)。なお、Apple CarPlay の書体

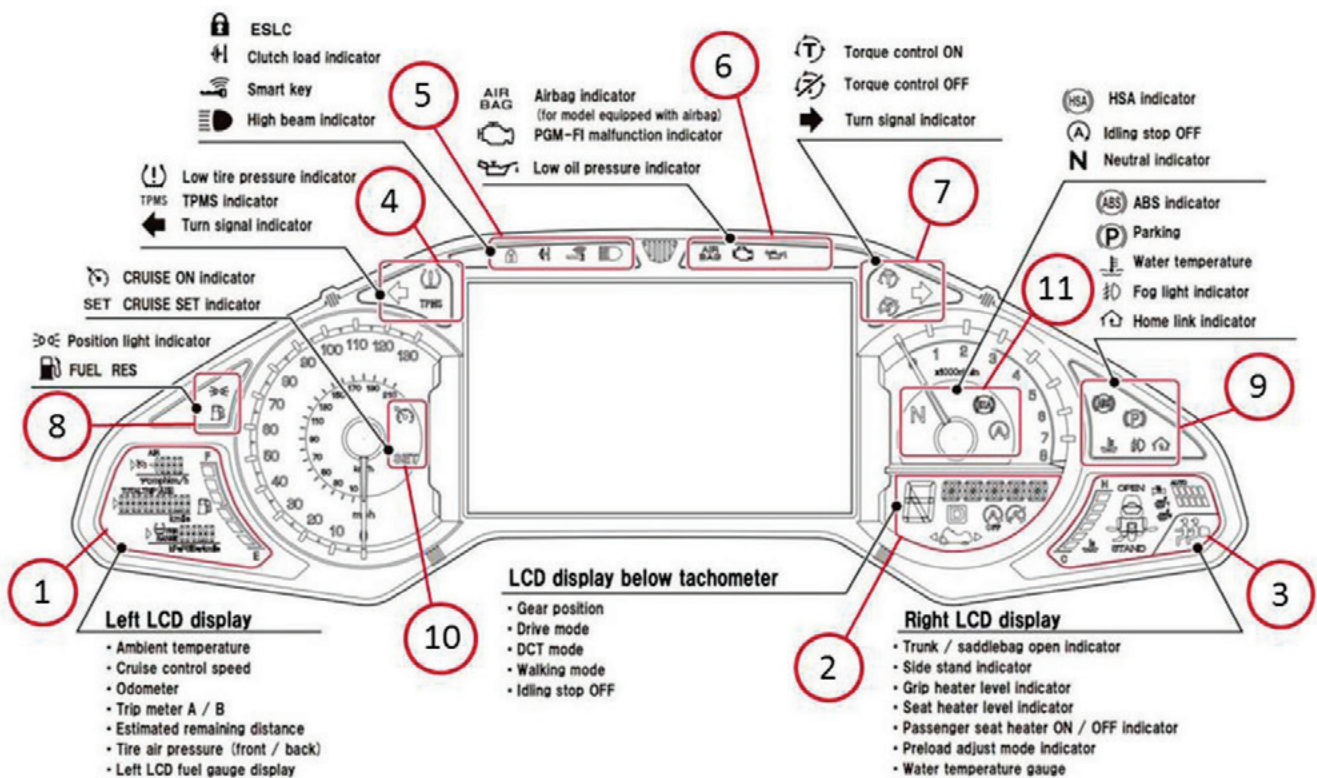


Fig. 9 Arrangement of display components on instrument cluster

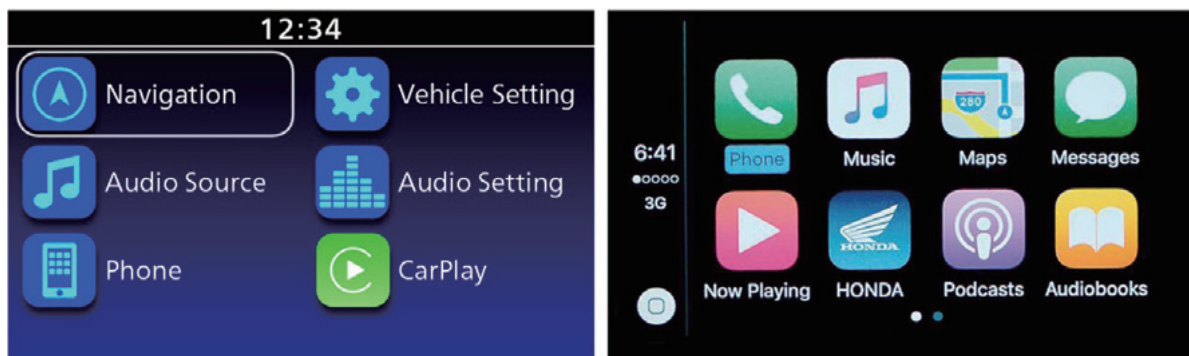


Fig. 10 Honda HMI home screen (left) and Apple CarPlay™ home screen (right)

は、Apple Inc. のシステムフォントである San Francisco であり、サイズはホーム画面で約 4.8 mm である。

4.6. 表示情報量の制限および各種設定表示

各種の設定表示では、ホーム画面からそれぞれの階層に入った際に、各選択項目がリスト状に並んだ画面デザインとしている。これにより、選択肢の配置を上下に限定し、乗車中の操作においても上下および決定のスイッチだけで、シンプルかつ迅速に必要な項目の選択と決定が可能になることをねらった。

リスト化された項目を短時間で認知できる数の限界については、アメリカの心理学者 George A. Miller の「日常的なことを対象にする限り記憶容量は7個プラスマイナス2個となる」という説を参考にした。ここでいう個数は、意味を持ったかたまり(チャンク)の数のことであり、色調や設定内容を含めたリストの項目を示す⁽⁷⁾。本開発の Gold Wing では、前述の説からマイナス2個の5項目とし、モータサイクルの運転環境において、余裕を持った情報の認知をねらった (Fig. 11)。

4.7. 色調によるガイダンスとフィードバック

情報の表示においては、正しい操作を促すガイダンス性と操作に対する反応を示すフィードバックが重要である。Gold Wing の画面上では、フルカラー表示であることを活かした色調の変化でそれを表現した。表示色は、基本を白とシアンの組合せとし、必要な場合のみグレーを加えた3色に抑えている。

以下の4種類の表示により、説明がなくとも自然に情報の選択と操作の完了を認知させることをねらった。

- (1) 選択可能なもの (白字に白枠)
- (2) 選択しようとしているもの (視認性の高いシアン色、枠内で階調を反転: 最も目立たせる)
- (3) 選択が決定されたことを示すフィードバック (次の操作画面への移行、または、枠の色のみをシアン色)

Menu list items contain group of properties of text, color, and status

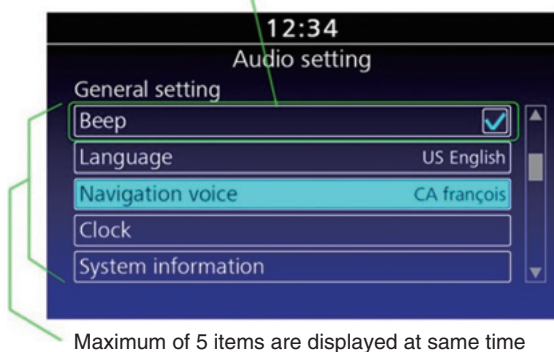


Fig. 11 Example of menu list

- (4) 選択できないもの (文字、枠共にグレー: 存在感を希薄化)

Fig. 12 に、実際の表示画面を示す。

4.8. 表示の色調、明度

前述のとおり、本開発の Gold Wing のメータクラスタにおいては、中央のフルカラーTFT-LCD スクリーン、アナログ表示の速度計、回転計、および両端に備えたモノクローム LCD スクリーンの3種類を併用している。

まず、これら表示の照明手法の違いと視認性への配慮について述べる。カラー、モノクロームの LCD スクリーン2種については、スマートフォンやパソコンモニター同様、バックライトを備えた自発光式としている。アナログメータでは、盤面の照明に指針基部からの間接光を用い、目盛、文字、マーク類には、裏面からの透過光を用いている。

モータサイクルは、昼間、夜間、薄暮時等のさまざまな光環境下で使用されるため、これら異なる性質および明るさを持つメータ類の視認性を担保するための配慮が必要となる。例として、フルカラーTFT-LCD スクリーンのみに注目した場合、昼間時では白地に黒などの暗色の表示とし、図と地のコントラストを大きくとることによって高い視認性が得られる。しかし白地の明るい画面を見た後、よそに眼を転じたときに生じる負の残像の影響でアナログメータの視認性を損なう (Fig. 13)。なお、負の残像とは、明暗や色相が逆転して見える残像現象である。本開発の Gold Wing においては、アナログメータ部を、光環境の影響が少ない黒ベースとし、フルカラーTFT-LCD スク

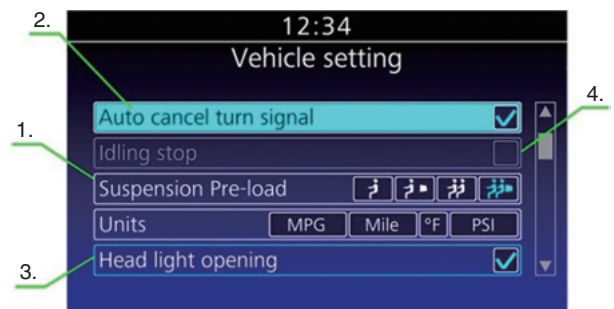


Fig. 12 Example of screen design



Fig. 13 Residual visual effect caused by excessively high contrast on display screen

リーンもアナログメータ部に合わせた暗めの背景色とすることで、互いに大きな明度差を作らない設定とした。また、メータクラスタ両端のモノクローム LCD スクリーンは、昼間時には黒地に白文字として見えているが、夜間のバックライト点灯時には背景がダークブルーとなる。これはバックライト点灯時も、表示物と背景に可能な限りのコントラストを持たせて視認性を高めるためである。中央のカラー画面も、同様のダークブルーを基調色とし、メータクラスタ全体の色調に統一感を持たせた (Fig. 14)。



Fig. 14 Color tone coordination by using unified colors

5. 操作性向上のためのスイッチ類の構成とねらい

5.1. 表示と操作の連携

モータサイクルの乗車時にはグローブを着用することが前提となるため、操作スイッチ類の小型化は操作性の低下につながる可能性がある。そこで、本開発の Gold Wing では、一つのスイッチに割り当てる機能を複数化することで対応した。そのために、情報画面の表示の節で述べたとおり、中央のフルカラーTFT-LCD スクリーンに表示される情報に階層を持たせ、スクリーンの表示内容と操作を連動させた (Fig. 15)。これは、多くの操作項目から何が選ばれているか、もしくは操作による変化のフィードバックを、視覚を通じてすばやく理解させることがねらいである。

このような表示と操作の連携により、基本操作方法を、項目の「選択」と「決定」の2種類に集約し、スイッチの整理再編に大きく貢献した。この方法は各種設定変更、音楽や電話番号、ナビゲーションの目的地選択など、ほかにも多くの項目に適用され、異なる操作方法が混在する煩雑さを回避することにも寄与している。

また、乗車中の操作は、ハンドルから手を離さずにおこなえることが前提のため、項目の選択は左ハンドル上の十字型スイッチでおこない、項目の決定は、十字型スウィ

チ中央の Enter キーにておこなう。なお、センタコンソール上のインタフェイスダイヤルと、ダイヤル上面に備えた Enter キーも同様の機能を持つが、走行中は作動しないように制限されている。このダイヤルは、停車中におこなう細かな設定や、文字の入力などの複雑な操作に使用する。

一つ前に戻るリターンスイッチと、最上位階層であるホーム画面に戻るためのホームスイッチは、比較的頻度が高いと想定される。これらは、操作の簡略化に大きく寄与するため、あえてそれぞれを別のスイッチとした。

使いやすさとスイッチ数の関係は、直接操作と階層下操作のバランスで決まる。IVI で先行する四輪車を調査し、直接操作すべきものを見極めた。四輪車では、室内温度設定とオーディオの音量設定などの、人間の感覚に直接影響するもの、感じた瞬間にコントロールできないとストレスになるものが直接操作スイッチとして設定されていることが見いだされた。

Gold Wing においては、オーディオ機器のボリューム設定、オーディオソースの切替えスイッチ、ウインドスクリーンの上下やヒータ類の設定スイッチがそれに相当する。

また、オーディオソースの切り替えスイッチには、長押しすることでオーディオの消音 (Mute) 機能を付加してある。すばやく消音が可能となるため、電話機能やインタカムでの会話時など、瞬時にオーディオの音を消したい際に便利な機能である。

また、エンジンの出力特性、サスペンションのダンパの減衰特性、DCT 搭載モデルにおける変速特性なども、ライダーの感覚に直接影響する。本開発の Gold Wing においてはこれらを4種類のライディングモードとして統合し、右側のハンドル上に設定したスイッチで選択可能とした。完成した左右のスイッチを以下に示す (Fig. 16)。

5.2. 自然な操作感の追及

スイッチの操作を違和感なく自然に感じさせる要素の一つとして、長い歴史を経てデファクトスタンダードとなったものの活用がある。

例えば、回転型の ON, OFF スwitch においては、イグニッションスイッチのように、時計回りが ON, 反時計回りが OFF となる。数値や量をコントロールする場合では、



Fig. 15 Layered screen display structure

時計回りで増加, 反時計回りで減少となるのが一般的である。

Gold Wing のセンタコンソールに搭載したインタフェースダイヤルは, 上下左右と各方向の中間 45 度の 8 方向に傾けることによる画面上の表示物の選択という機能と, 回転型のスイッチとしての機能を持つ (Fig. 17)。

Gold Wing で多用している縦並びのリスト表示では, インタフェースダイヤルを回転させることによって, 上下方向の高速スクロールを可能とした。それにより, オーディオの曲目リストや, スマートフォンから取り込んだ電話番号リストなど, 特に選択項目が大きな場合のすばやいアクセスに貢献する。

リスト表示は, 上段から下段に進む, という一般的な感覚に従い, 下段への方向が「進む」, 逆が「戻る」となる。イ

ンタフェイスダイヤルの操作方向も, 上述の例に習い, 時計回りが「進む」, 反時計回りが「戻る」となる。ただし, 選ぶものが常にセンタに表示されることから, リストを下段に向かって進める場合, 表示画像全体は相対的に上段に向かって動くことになる。画面内の画像が動く方向は逆であるが, リストを下に向かって読み進むという意味では自然な方向であるため, 違和感を抱くことはない。

このように, 操作と画面内の動きから, 操作する者が受ける印象を自然なものになるよう設定している。それにより, 操作項目は増加したものの, ほとんどの操作を「選択」と「決定」に統一し, 操作の単純化が可能となった。同時にスイッチ数の削減も可能となり, 車両のコンパクト化にも貢献した。

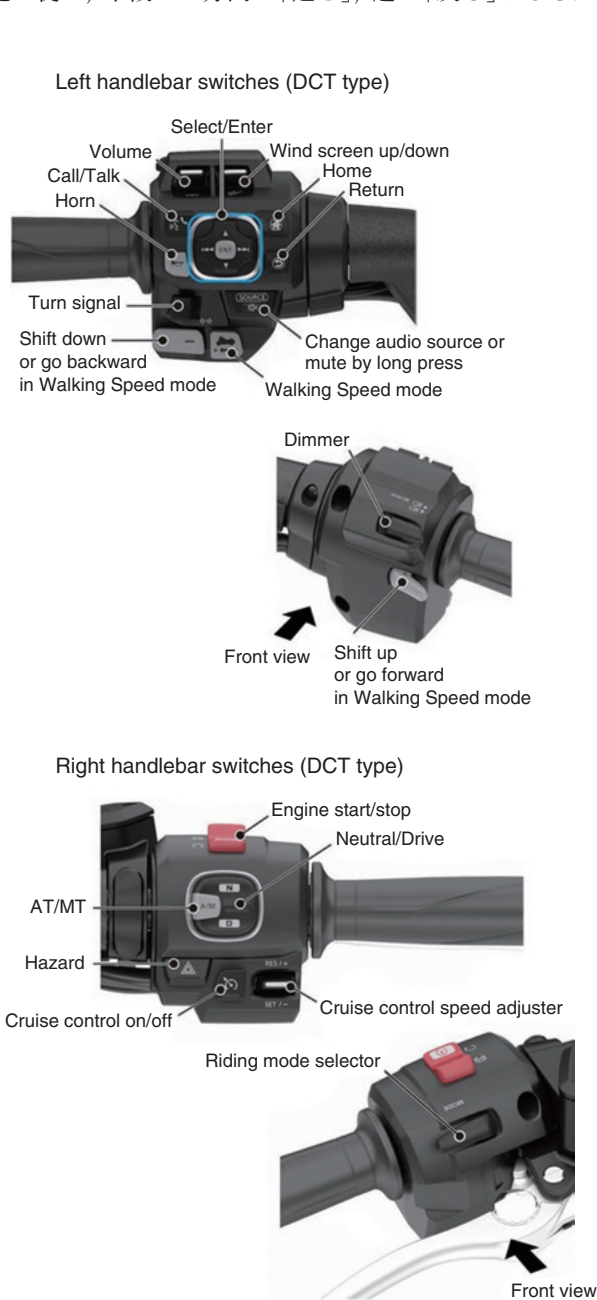


Fig. 16 Handlebar switches

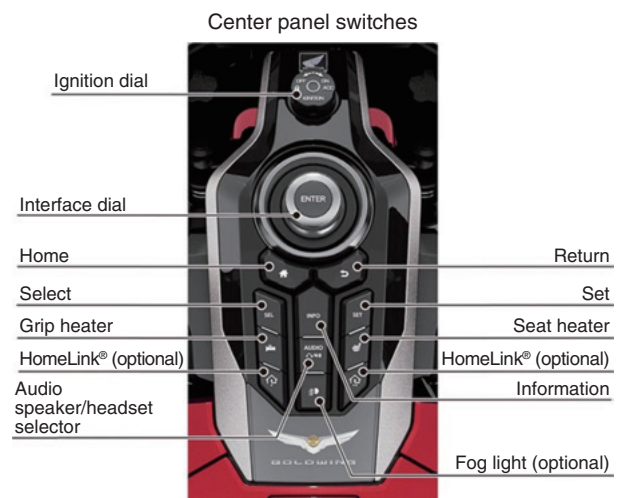


Fig. 17 Switches and dials on center panel

6. 外観魅力の創造

6.1. 実体としてのアナログメータの価値

アナログ式を採用した速度計と回転計は, 指針と文字盤を備え, その周囲に金属的な質感のリングを加えた (Fig. 18)。これは Gold Wing としての高級感, 上質感をねらったものである。

技術的には, 大型フルカラーTFT-LCD スクリーンに精緻なコンピュータグラフィックによるアナログメータの映像を表示することも可能であり, その手法をとっている四輪車も多い。メータクラスタの周囲に大きなボリュームを持つ四輪車では, 同スクリーンの電源をオフにしたときの黒い平面が, むしろ凄みや奥行きを感じさせる魅力となる。また, 周辺部品のデザインでも魅力表現が可能である (Fig. 19)。しかし, モータサイクルは, メータクラスタの周囲にデザインの魅力表現に利用できる部品が少なく, 四輪車同様の手法は採りえない。

モータサイクルはメータクラスタが外観部品の一部とし

て見られるため、電源をオフにしたときでも魅力的でありたい。特に Gold Wing というモデルにおいては、その魅力として、メータクラスタを活かした高級感を表現したいと考えた。

高級であること、という定義はさまざまであるが、一つの側面として、その価値を長く維持できるということが挙げられる。

メータクラスタデザインと非常に近い分野の腕時計の世界では、高級ドレスウォッチは、いまだにアナログ式のもの主流となっている^{(8),(9)}。このような事例からも、時代を超えた普遍的な高級感や価値の表現として、実体としての文字盤と指針を有する計器は欠かせない要素であると考えた。

6.1.1. アナログメータ外周リング

アナログメータ外周リングを、先代モデルまで各部に用いられていたクロームメッキから、同心円状のヘアライン仕上げに変更した。それにより、ヘアライン仕上げが持つ金属の塊を削りだしたような質感の魅力を表現した。細かい線状の乱反射と、加工の方向に向かって柔らかく反射す

る光によって、上品で落ち着いた表現をねらった (Fig. 20)。

加えて、外周リング上に組み合わせられ発光する目盛を、導光体を用いた立体的なものとし、精巧でメカニカルな造形とした (Fig. 21)。また、メータクラスタを囲むフレームも、光沢を押さえたダークシルバーの塗装を施し、全体の階調を整えた。

6.1.2. 光と反射光による魅力表現

前項にて記したアナログメータ外周リングは、すり鉢状の面形状を備え、配置された発光目盛と共に、指針の先端の受け皿となっている。それにより、文字盤全体に奥行きを持たせ、立体感を表現した。この配置により、発光する指針先端の光を外周リングに反射させ、アナログメータならではの魅力として演出した (Fig. 22)。

指針先端から投影された光は、外周リングに反射し、指針の動きに合わせて移動する。これにより、あたかも指針の指し示す位置のリング表面が発光しているかのように見える。

反射の位置は実際の指針長さより外側であるため、リング上で指針位置を感じさせ、実際の径以上に大径のメータに感じられる効果もねらった。また、クロームメッキでは指針から出た光が、鋭く1点で反射してしまうが、ヘアラ



Fig.18 Decoration ring with metallic texture



Fig. 20 Hairline finish on decoration ring



Fig. 19 Instruments cluster unit of Honda NSX as example of automotive application



Fig. 21 Exploded view showing gauge ring construction

イン仕上げにより柔らかく筋状に反射するため、リング上を動く反射光の残像が帯状に感じられる効果も併せ持つ (Fig. 23)。

6.2. 動きの演出による魅力表現

6.2.1. タコメータ指針

エンジン回転数の上下は、排気音や振動、鼓動と併せて、回転計の動きとして視覚からも運転者に伝わる。また、運転の楽しさを語るとき、「車両との対話」などとも表現され、エンジン回転数の変化も、単なる数値的な情報を超えた要素となっている。すなわち回転計の動きもまた、楽しみやよろこびにつながる重要な要素となる。

例えば、ダイナミックな針の動きを求めるのであれば、指針の作動角を広く取り、少ない回転変動でも大きく指針を動かせばよい。しかし、限られた表示スペースという条件下では、回転計に大きく面積を割くことはできない。

初期の試作品は、通常通り目盛を均等に配置したものであった。しかし排気量の大きい Gold Wing での日常走行の場合、1000 rpm から 4000 rpm の範囲で充分カバーできてしまう。そのため、回転計の針がほぼ真上の辺りで小さく震えているようにしか見えないことが判明し、前述の、「車両との対話」としての楽しさに欠けるとされた。

そのため、目盛の間隔を不等間隔とし、常用回転域での指針の作動角を広く取ることとした。しかし、外観デザイン観点では、一部だけを不均等とした場合、不自然なものとなる。よって、必要とされる部分の前後の目盛も段階的

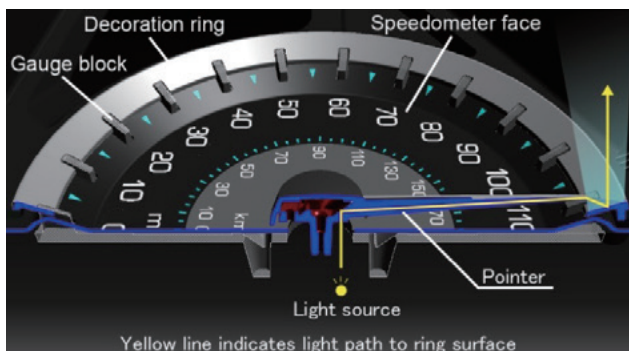


Fig. 22 Cross sectional view of rotating pointer type gauge and light paths of illumination

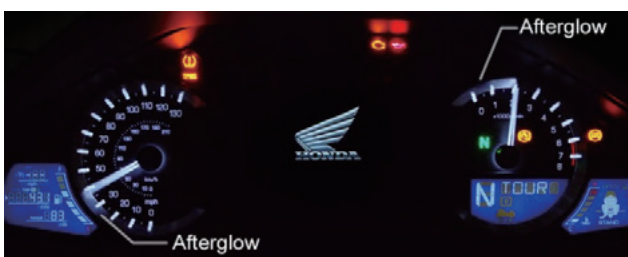


Fig. 23 Afterglow effects following rotation of pointer

に変化させ、違和感を覚えないための配慮を加えた。これにより、1000 rpm から 4000 rpm 間の角度を、45 度から 57 度まで拡大し、日常のライディング時に針が大きく動くことで、エンジン回転数の変化や楽しさを感じさせることを実現した (Fig. 24)。この指針の動きと前述の金属質感表現、光の反射表現を併せ、最高峰のツーリング用モータサイクルの計器にふさわしい魅力を表現した。

6.2.2. メータクラスタとフルカラー-TFT-LCD スクリーンアニメーション

中央のフルカラー-TFT-LCD スクリーンでは、メインスイッチ ON 時にオープニングアニメーション、メインスイッチ OFF 時にエンディングアニメーションを表示している。メインスイッチ ON 時には、まず左右のモノクローム LCD スクリーン点灯と共に、アナログメータの針が最大値まで回って戻る。その後にフルカラー-TFT-LCD スクリーン上にクロームめっき風ウイングマークが現れた後に、機能画面に移る。これは、システムの起動時間をエンタテインメント化することと、メータクラスタ表示が正常に働いていることの確認を兼ねる。また、メインスイッチ OFF 時のエンディングアニメーションでは、Gold Wing のエンブレムが現れた後に消えてゆく。これは、ユーザーに Gold Wing をライディングした後の余韻を感じていただく演出である (Fig. 25)。

このような、アナログメータ、モノクローム LCD スクリーン、フルカラー-TFT-LCD スクリーンを連携したオープニングの演出を施したのは、Honda として初の試みであった。

6.3. センタコンソール

センタコンソール中央には、艶を抑えたアルミ調のインタフェイスダイヤル、その後方に艶消しブラックのスイッチを配置した。操作ダイヤルおよびスイッチ周辺のパネルは、深い艶を持つピアノのようなブラックとし、その両側

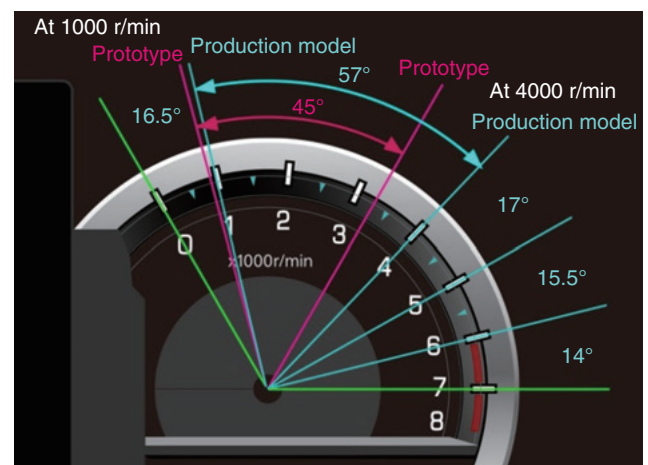


Fig. 24 Comparison of angular intervals of gauge among divisions for tachometer



Fig. 25 Animations displayed at turning on and turning off of vehicle system

面を覆うカバーはメータクラスタ周囲のフレームと同色の、艶と明度を抑えたシルバーの塗装を施した。艶を抑えた左右のカバーとインタフェイスダイヤルは、艶のあるブラックパネルとのコントラストが際立ち、新しい高級感を表現することができた。

また、新しくデザインされた Gold Wing のエンブレムを、ブラックのセンタパネル後方に配置した。エンブレム周囲のブラックが、数少ないクロームめっき部品であるエンブレムの輝きをより引き立てる効果をねらった。Fig. 26 にセンタコンソール全体像を示す。

6.4. 全体スタイリングデザインとの融合

これまで述べた部品個別の外観魅力は、多くが表面処理のねらいに関するものであった。メータクラスタおよびセンタコンソールとも、エンジンと同じく外観として見せる機械部品であることから、特にエンジンのカラーマネジメントの考え方⁽¹⁰⁾に合わせて全体との融和を図った。

形状についても、完成車としての外観魅力を最大化することをねらった。まず、ライダービューにおいて、メータクラスタ外形を車体上側のシルエットに合わせた。また、メータクラスタ中央下部とセンタコンソール前端は、転舵

時にハンドル基部をよける必要がある。そのために、メータクラスタに設けた切り欠き形状を下広がり台形とし、左右の傾斜方向をハンドルの傾きに流れる形状とした。また、幅を狭めたセンタコンソール前端においても、幅広部との接続方向を同様の方向としている。このように各部品の外形線が成す方向にも細心の注意を払い、全体のスタイリングデザインに調和させた (Fig. 27)。



Fig. 26 Center panel

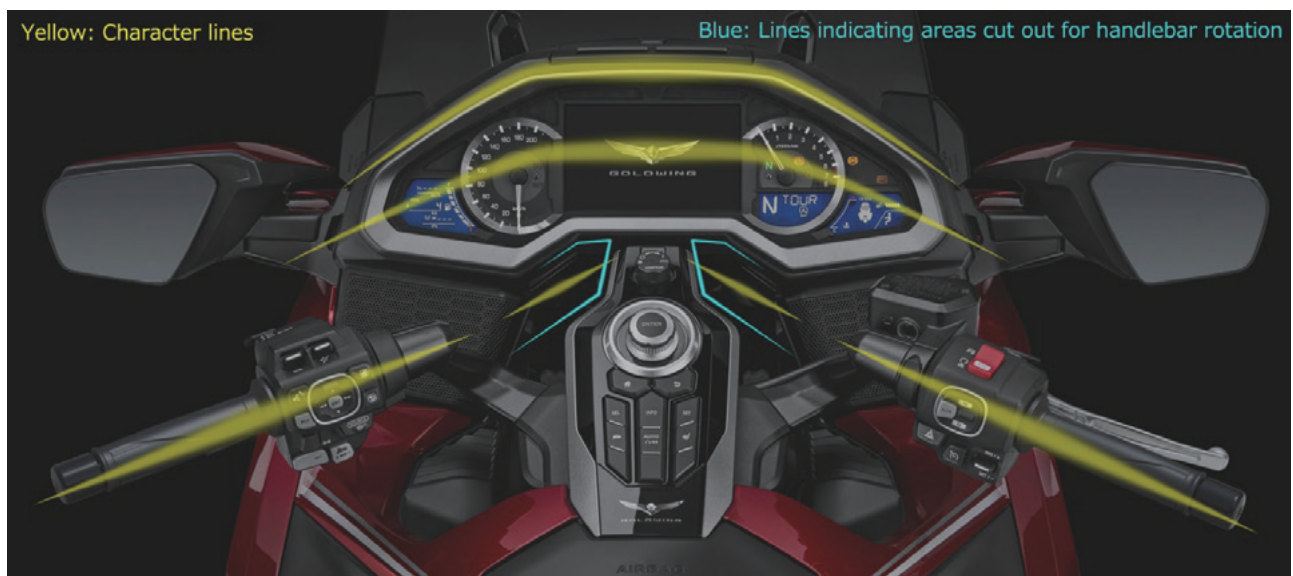


Fig. 27 Designing key lines of instrument cluster and control switches

7. まとめ

本開発の Gold Wing におけるメータクラスタおよび操作系部品は、車両全体のスタイリングを構成する要となるパーツとして、外観上の美しさにこだわってデザインされた。実体としてのアナログメータの存在は見る者によるこびを与え、HMI として考え抜かれた情報表示と操作手法は、増加した装備の操作をスマートに解決した。これらは、軽量かつ高密度な完成車パッケージングへの転換というテーマの具現化と、最高級モータサイクルにふさわしいIVIの充実に対し、大いに貢献し得たと考える。

また、本開発によって得られた HMI における知見は、今後の Honda モータサイクルの開発にも大きく貢献するものであると考える。

参考文献

- (1) 会田樹穂子, 中西豊:2018 Gold Wing の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.30, No.2, p.1-14
- (2) <http://hondanews.com/channels/gold-wing/releases/honda-gold-wing-timeline-2>
- (3) 楠田篤志, 横川幸生, 中井一穂:2018 Gold Wing 用シーン別ライディングモードの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.30, No.2, p.36-43
- (4) <https://www.apple.com/jp/ios/carplay/>
- (5) Android Auto https://www.android.com/intl/ja_jp/auto/
- (6) <https://www.monotype.com/fonts/fonts-for-cars/>
- (7) Miller, A G.: The Magical Number Seven, Plus or Minus Two Some Limits on Our Capacity for Processing Information, Psychological Review, Vol. 101, No. 2, p.343-352, (1956)
- (8) <https://www.rasin.co.jp/blog/sihh/>
- (9) <https://www.rasin.co.jp/blog/baselworld/>
- (10) 桂川碧:2018 Gold Wing のスタイリングデザイナーカラーリング, Honda R&D Technical Review, Vol.31, No.1, p.18-27

■ 著 者 ■



井上大志

コンシューマ向け汎用エンジンに適用する モジュール設計技術

Application of Modular Design Technology to Consumer-use General Purpose Engine

鹿 島 壮 二¹

Soji KASHIMA

杉 村 健太郎¹

Kentaro SUGIMURA

木 浦 寿 朗²

Toshiro KIURA

徳 備 広 太³

Kota TOKUBI

要 旨

さまざまな要望に応じながらエンジン構成部品の共用化を最大限にし、シリーズ総部品点数の削減と低コスト化、高い環境性能を有するコンシューマ向けエンジンの開発をおこなった。三排気量シリーズをボア径の異なるユニブロックシリンダとピストンで構成されるシリンダモジュールの変更のみで設定した。搭載フレームにより仕様が多数要求される部品をクランクケースモジュールとして排気量シリーズで共用し、同バリエーションを構成するエンジンブロック部の総部品点数を前モデルに対して 43% 削減した。クランクケース形状のシンプル化と冷却性能の向上によりエンジンブロック部の材料質量を前モデルに対して 25% 低減した。それらにより前モデルに対してコストを約 15% 低減した。小排気量の環境性能向上のため、燃焼室形状の変更とロングストローク化をおこない、三排気量すべてを各国の環境規制に適合させた。またクランクケース構造と動弁機構の配置により前モデル以上のメンテナンス性を確保した。

ABSTRACT

A series of engines for the consumer market has been developed that responds to a range of demands by maximizing the sharing of constituent parts, which also realizes a reduction in the total number of parts employed across the series, a reduced cost, and a high level of environmental performance. Three different displacements engines have been realized in the series by changing only the cylinder modules, consisting of uniblock cylinders of differing bore diameters and pistons. Parts, for which a range of specifications are demanded across the series of different displacements depending on the engine framework, have been shared as a crankcase module, reducing the total number of parts employed in the engine block for engine variations by 43% against the previous models. Simplification of the crankcase shape and the realization of an increased cooling performance reduced the mass of materials in the engine block by 25% against the previous engines. These innovations have reduced the cost of the engines by approximately 15% against the previous models. The combustion chamber shape was modified and a long stroke was employed in order to boost the environmental performance of the low-displacement model, and each of the three different displacement models clears environmental regulations in its countries of sale. In addition, crankcase configuration modification and valve mechanism position have made it possible to realize a greater ease of maintenance than the previous models.

1. ま え が き

Honda のコンシューマ向けエンジンである GCV エンジンシリーズ⁽¹⁾は、1997 年の発売後、主に北米や欧州市場で家庭用の芝刈機や高圧洗浄機といったホームユース商品に搭載され、累計 3600 万台を生産販売してきた。GCV エ

ンジンシリーズは、135/160/190 の三排気量でシリーズ化され、自社芝刈機搭載のみならず生産台数の約 8 割は他社製芝刈機や高圧洗浄機などの完成機メーカーへ OEM エンジンとして販売されている。OEM エンジンは、各完成機メーカーのシリーズ展開や商品要望に適用するべく、シリーズラインナップと仕様バリエーションが必要である。

¹ ライフクリエーションセンター

² ライフクリエーションセンター、博士(システムデザイン・マネジメント学)

³ 嘉陵 - 本田発動機有限公司

一方、コンシューマ向けの商品は販売価格競争が厳しく、搭載されるエンジンにも低コストが強く要求されるため、エンジン性能、仕様バリエーションを兼ね備えた上で、低コストなエンジン骨格が競争力の源泉である。

近年の環境規制強化により、排気エミッション低減と低コストのバランスを維持することは特に小排気量な GCV135 で対応が容易ではなくなり、これを廃止した。

そこで本開発では Honda エンジンとして、環境性能、信頼性、仕様バリエーション、コストを高次元で成立させる新 GCV エンジンシリーズの開発をおこなった。Fig. 1 にエンジンの外観を示す。



Fig. 1 External view of new GCV engine

2. 開発のねらい

エンジン骨格の刷新によりさまざまな要望に応じながら構成部品の編集性を最大限にし、総部品点数の削減と低コスト化を達成する高い環境性能を有するコンシューマ向けエンジンをねらいとし、主な開発目標を以下とした。

(1) コスト 10% 以上低減

- ・ エンジンブロック部シリーズ総部品点数 30% 以上削減
- ・ エンジンブロック部アルミニウム質量 20% 以上低減

(2) 各国の環境規制クリア

(3) メンテナンス性を前モデル同等以上

3. エンジン基本骨格

エンジン供給をおこなうお客様である完成機メーカーにとって、芝刈機や高圧洗浄機などのコンシューマ作業機器には、作業負荷に応じて出力のバリエーションが必要である。新 GCV エンジンシリーズでは 145/170/200 の三排気

量を設定した。主要諸元比較を Table 1 に示す。

以下、各コンポーネントについて詳細を述べる。

3.1. エンジンブロック構造

3.1.1. シリンダモジュール

シリンダヘッドとシリンダが一体となったユニブロックシリンダを採用し、これとピストン系部品を合わせてシリンダモジュールとした。Fig. 2 に示すように、ボア径のみが異なる三つのシリンダモジュールを設定することで三排気量シリーズを構成した。

3.1.2. クランクケースモジュール

クランクケースモジュール構成部品のクランクケース、クランクシャフトは搭載フレームとの結合部であり、各フレームの要望により多くの仕様バリエーションが設定される部品である。そのため、これらの部品を排気量ごとに専用設定するとシリーズでの総部品点数は多くなってしまう。

新 GCV エンジンシリーズでは、Fig. 2 に示すようにクランクケースモジュールを全排気量で共用とした。これによりシリーズ総部品点数の削減が可能となる。Fig. 3 に新旧のシリーズ全体でのエンジンブロック構成を示す。

また、近年リコイルスタータからスタータモータによるエンジン始動の要望が高くなっている。前モデルではシリ

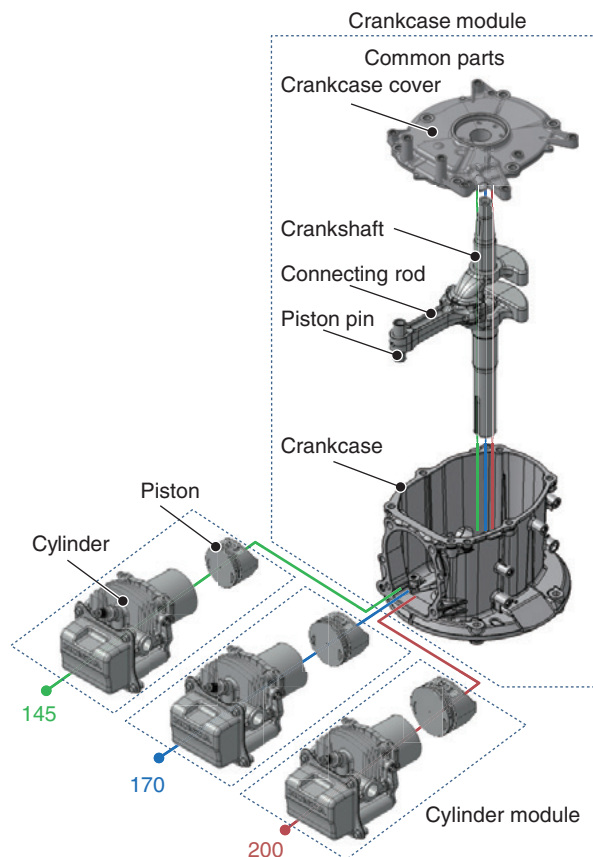


Fig. 2 Structure of engine block module

Table 1 Engine specifications

	Previous model			Developed model		
Model	GCV135 (Discontinued)	GCV160	GCV190	GCV145	GCV170	GCV200
Cam type	OHC			OHV		
Displacement (cm ³)	135	161	187	145	166	201
Bore x Stroke (mm)	64 x 42	64 x 50	69 x 50	56 x 59	60 x 59	66 x 59
Compression ratio	8.5			7.7	8.0	
Maximum power (kW/rpm)*	2.6/3600	3.3/3600	3.8/3600	3.1/3600	3.6/3600	4.2/3600
Maximum torque (N·m/rpm)*	6.9/2500	9.4/2500	11.3/2500	9.1/2500	11.1/2500	12.7/2500
Dry mass (kg)	10.4	10.5	12.4	10.1		

*According to SAE J1349

ンダにスタータモータを取り付ける構造となっていたが、新 GCV では簡単な形状のクランクケースカバーに取り付けられる構造となり、低コストでバリエーション設定することが可能となった。

クランクケースとクランクケースカバーの分割面はクランクケース上面とした。これによりクランクケースの形状を直線で繋ぐシンプルな構造とすることで、材料を削減した。Fig. 4 にクランクケース断面形状を示す。

3.2. 補機類

シリンダモジュールとクランクケースモジュールにて構成されるエンジンブロックモジュールに、各完成機メーカーの仕様やデザインバリエーション要求を満足するために、

吸気系、排気系、燃料系、カバー類をそれぞれの機能ごとにモジュール化した。例えば北米等の燃料透過規制がある地域には活性炭内蔵の燃料タンクキャップと多層ブロー成形の燃料タンク、低透過燃料チューブの燃料系モジュール

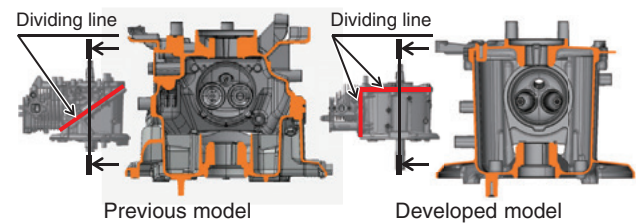


Fig. 4 Shape of crankcase

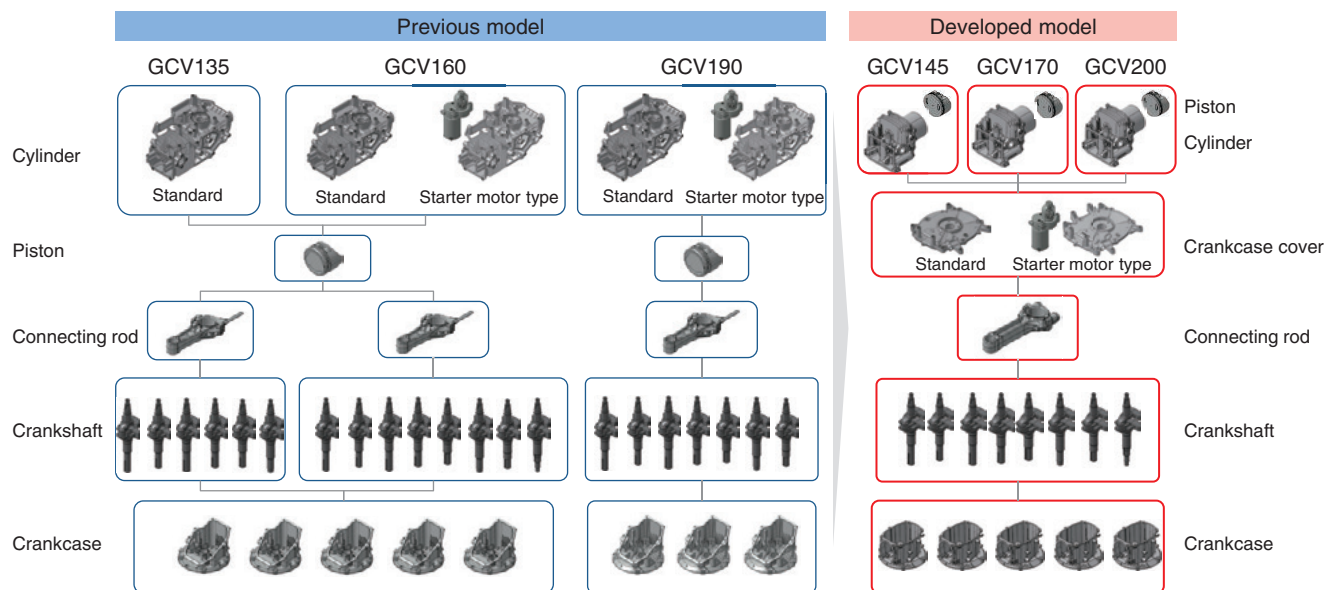


Fig. 3 Comparison of engine block structure

を選択するなど、販売国にあった仕様を構築することが可能となる。Fig. 5 に補機類のモジュール構成を示す。

カバー類は、冷却風のガイド機能を有するファンカバーの上部にさらにトップカバーを設ける構造とすることで、OEMのブランドカラーや形状といった要求に応じられるようにした。Fig. 6 にトップカバー構造を示す。

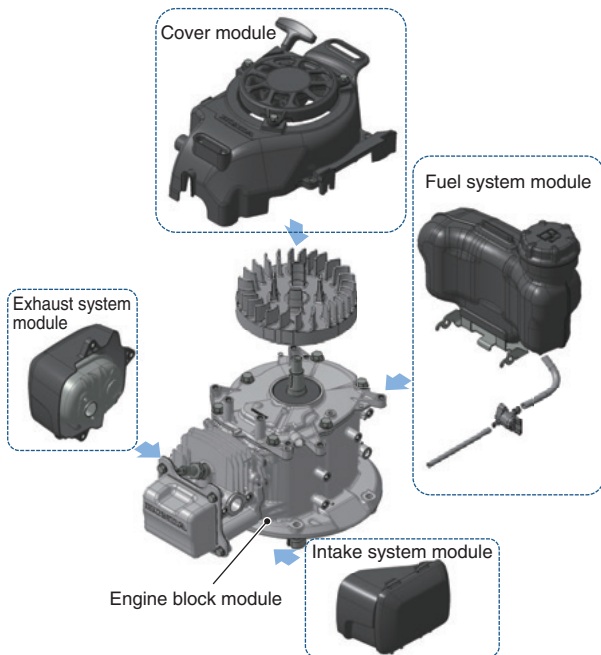


Fig. 5 Engine structure



Fig. 6 Top cover and fan cover of developed model

3.3. 冷却系

強制空冷エンジンでは効率的に冷却風を活用できれば、冷却フィンを小さくでき、材料低減に寄与する。効果的に冷却風を高温部に集中するように数値解析をおこない、その結果を Fig. 7, Fig. 8 に示す。これにより前モデルの GCV190 に対し新 GCV200 は排気量を増加させているが冷却フィン面積は 28% 低減が可能となった。

また冷却性能に効果的な位置に冷却フィンを設けるためにシリンダ上側の締結ボルトをクランクケース内からフランジボルトにて締結する構造とし、冷却性と低コスト化の両立をおこなった。Fig. 9 に締結部のエンジン断面を示す。

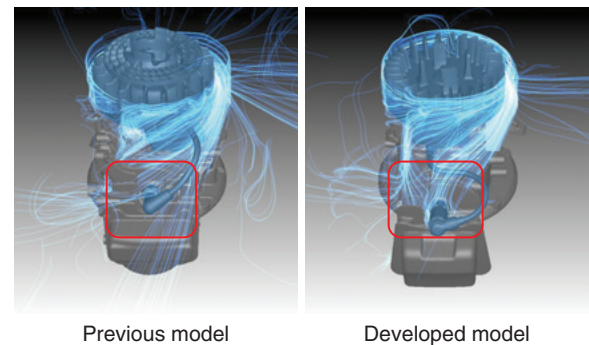


Fig. 7 Flow lines of cooling air

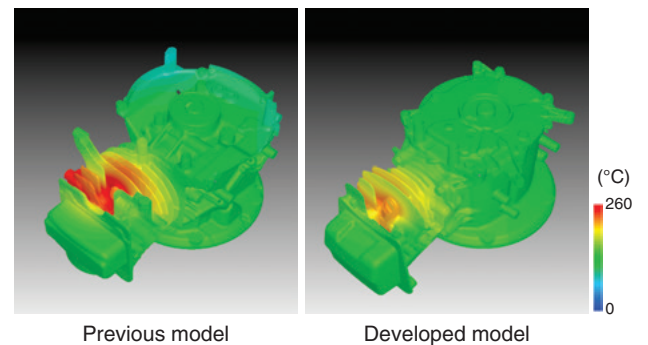


Fig. 8 Temperature of engine surface

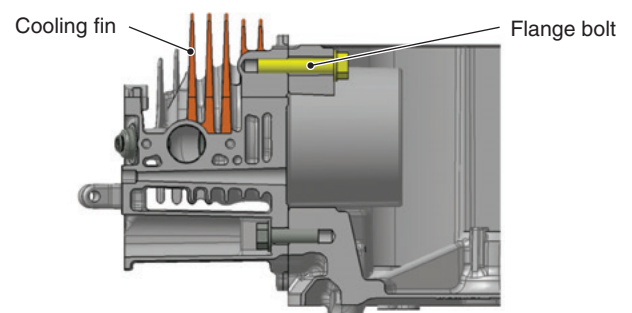


Fig. 9 Cross-section of cooling fins

3.4. 燃焼室

小排気量へシリーズ展開をおこなうには、より優れた環境性能が必要となる。新 GCV エンジンでは燃焼室形状をコンパクトなペントルーフ型とし、前モデルよりもロングストローク化した。これにより筒内流動が強化され乱流運動エネルギー (TKE) が向上し、燃焼の安定性と低エミッション、低燃費を図った。Fig. 10 に点火タイミングでの TKE の計算結果を示す。

また吸気、排気バルブ径、点火プラグ位置は全排気量同一とし、加工の共用化により生産性の向上を図った。

3.5. 動弁系

動弁機構を前モデルのエンジン内蔵型タイミングベルトの Over Head Camshaft (OHC) 機構からプッシュロッドとバルブリフタによる Over Head Valve (OHV) 機構とした。前モデルのタイミングベルト室によって冷却風が流れ難くなっていた燃焼室近傍の冷却風の通路を OHV 化により拡大することができ、冷却性能の向上に貢献した。Fig. 11 に新旧の形状比較を示す。

またシリンダ下の油中に動弁機構を配置し、樹脂製カムシャフトを採用することで低コスト化した。さらにこの構造によりメンテナンス時に動弁機構を分解することなくクランクシャフトを取り出すことが可能となった。Fig. 12 にエンジン断面を示す。

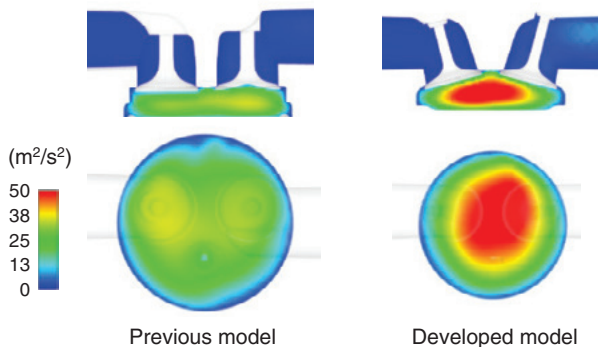


Fig. 10 Results of TKE calculations

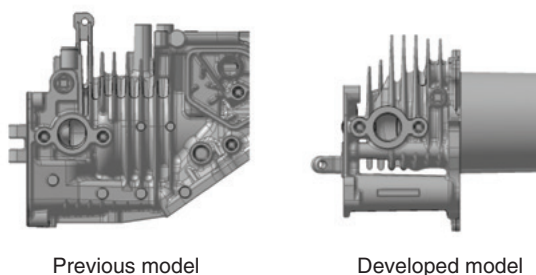


Fig. 11 Side view of cylinder

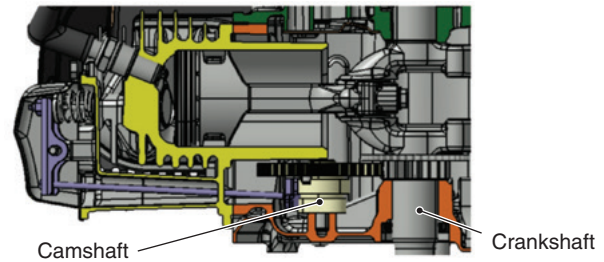


Fig. 12 Layout of camshaft

4. 適用効果

4.1. コスト

軽量化による材料費の低減や排気量シリーズでの部品共用により、新 GCV シリーズは前モデルに対して約 15% の低コスト化を達成した。

4.1.1. エンジンブロックのシリーズ総部品点数

部品共用化により同バリエーション構成するエンジンブロック部のシリーズ総部品点数は前モデルに対して 43% 削減となった。

4.1.2. 軽量化

冷却フィンの最小化やエンジンブロック部の形状変更により、エンジンブロックを構成するアルミダイキャスト部品の質量は、新 GCV200 では前モデルの GCV190 に対し 25% 低減した。Fig. 13 に新旧のエンジンブロック部のアルミニウム質量を示す。

Table 1 に示したようにエンジン全体質量も前モデルよりも排気量を増加しながら GCV200 では前モデル GCV190 に対し 18% 低減した。

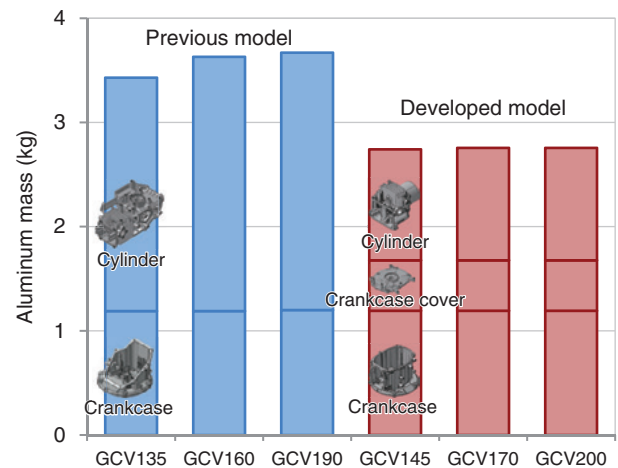


Fig. 13 Aluminum mass of engine block

4.2. 環境性能

燃焼性能向上により、小排気量である GCV145 の HC+NO_x の排出量は前モデルの GCV135 に対し、22% 低減した。Fig. 14 にその新旧比較を示す。これによりすべてのモデルが各国の排気ガス規制をクリアした。

4.3. メンテナンス性

芝刈機のクランクシャフト交換作業において、3.1.2. に示したクランクケースの構造により、フレームに搭載したままエンジンの分解が可能となった。さらに OHV 機構により動弁機構部品の分解、組み立て調整が不要になり、作業工数は 60% 低減した。Fig. 15 にクランクシャフト交換時の部品構成図を示す。

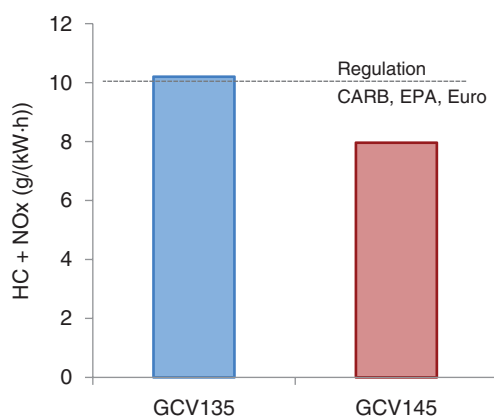


Fig. 14 Mode emissions



Fig. 15 Replacement of crankshaft

5. まとめ

さまざまな要望に応じながらエンジン構成部品の共用化を最大限にし、シリーズ総部品点数の削減と低コスト化、高い環境性能を有するコンシューマ向け汎用エンジンの開発をおこなった。エンジンの基本骨格を設計するにあたり、構成部品の編集性を最大限にするため、エンジンブロックならびに補機類のモジュール化をおこなった。

最大のモジュールであるクランクケースモジュールを共用部品とし、シリンダモジュールを変更することで三種類のエンジンをラインナップさせた。

これにより、以下の結果を達成した。

(1) 前モデルに対してコストを約 15% 低減した。

- ・ エンジンブロック部シリーズ総部品点数を 43% 削減
- ・ エンジンブロック部アルミニウム質量を 25% 低減

(2) 三排気量すべてを各国の環境規制に適合させた。

(3) 前モデル以上のメンテナンス性を確保した。

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

■ 著 者 ■



鹿島 壮二



木 浦 寿 朗



杉村健太郎



徳 備 広 太

オイルポンプの機電直列配置による CVT の燃費向上技術

Technology to Boost CVT Fuel Efficiency through Series Connection of
Mechanical and Electric Oil Pumps

原 田 雅 道¹
Masamichi HARADA

坂 上 恭 平²
Kyohei SAKAGAMI

中曾根 牧 人¹
Makito NAKASONE

要 旨

メカオイルポンプと電動オイルポンプを組み合わせた新しいオイルポンプシステムにより、低負荷運転状態におけるオイルポンプ仕事の最適化を図った。オイルポンプでのエネルギー損失を低減して、CVT の伝達効率を高め、車両の燃費向上をおこなった。

油圧回路の特徴として、メカオイルポンプの下流側に電動オイルポンプを配置し、プーリ等への油圧供給元を切り替えられる構造とした。さらに電動オイルポンプの機能失陥が起きた際に、走行性能低下を起こすことを防止できるようにした。

組み合わせる電動オイルポンプ定格出力を、さまざまな運転状況下において効果を得られるように選定をおこない、実車制御の最適化を図った。結果として CVT の平均伝達効率を 0.71% 向上、実車での燃費向上 1.23% を達成した。

ABSTRACT

A new oil pump system that combines mechanical and electric oil pumps has been developed in order to optimize oil pump work under low-load driving conditions. The use of the new system has reduced energy loss in the oil pumps, increased CVT transmission efficiency, and increased vehicle fuel efficiency.

A distinctive feature of the hydraulic circuit employed in the developed system is the positioning of the electric oil pump downstream from the mechanical oil pump, realizing a configuration in which it is possible to switch between the sources of hydraulic pressure supply to the pulleys and other parts. In addition, the configuration helps prevent any decline in driving performance in the event that the electric oil pump loses function.

The rated output of the electric oil pump employed was selected in order to realize benefits under a variety of driving conditions, and the control applied in the actual vehicle was optimized. As a result, an increase of 0.71% in CVT average transmission efficiency and an increase of 1.23% in fuel efficiency in an actual vehicle were realized.

1. まえがき

CVT では、有段変速機に対して燃料消費量の少ない変速運転が可能である⁽¹⁾。そのため、市街地走行を中心に燃費を向上することができ、近年急速に普及した⁽²⁾。しかし、変速を必要としないクルーズ走行時は、有段変速機に比べて伝達効率や燃費が劣る場合もある⁽³⁾。さらなる燃費向上のためには、CVT の伝達効率を向上することが重要である。

CVT の伝達効率が有段変速機に比べて低い理由の一つ

として、オイルポンプ仕事が大きいたことが挙げられる⁽⁴⁾。

⁽⁵⁾ Fig. 1 に JC08 燃費モード走行時の、CVT のエネルギー損失割合を示す。CVT は、油圧によりベルト挟圧力を発生させ、このベルト挟圧力による金属 V ベルトとプーリとの摩擦でもってトルクを伝達する。最大のベルト挟圧力は有段変速機の最大使用圧に対して数倍必要である。

Fig. 2 に、CVT における油圧仕事分担の概念図を示す。CVT が必要とする油圧仕事は、二つに大別される。一つは、前述のベルト挟圧力やクラッチの締結に要する仕事であり、トルク伝達のための高圧 P_H と変速を含めた必要流

¹ オートモービルセンター

² オートモービルセンター、博士(工学)

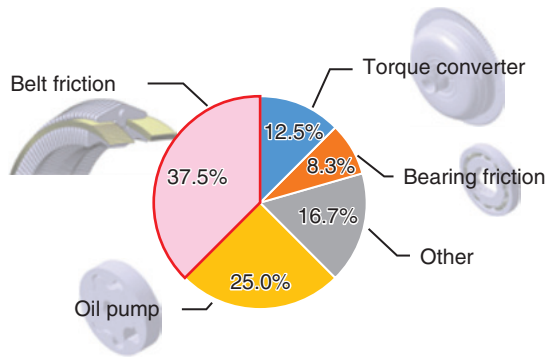


Fig. 1 Breakdown of power consumed in CVT (during operation in JC08 mode)

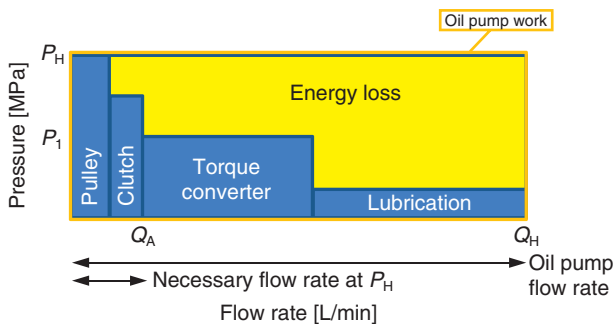


Fig. 2 Oil pump work in CVT

量 Q_A が要求される。もう一つはトルクコンバータに供給するためと潤滑に要する仕事であり、油圧 P_1 が要求される。このように、CVTのオイルポンプは、二つの要求を満足する必要がある。オイルポンプは、ベルト挟圧力に応じた高压の作動油を、潤滑状態を維持できる大流量で供給しなければならないため、これらを包含する最大枠の油圧仕事を運転中に発生している。最大枠内で有効な油圧仕事でない領域は、エネルギー損失となる。

このような背景から、オイルポンプのエネルギー損失を低減するため、2ロータタイプのトロコイドポンプ⁽⁴⁾、⁽⁵⁾や、吐出流量可変型のオイルポンプ⁽⁶⁾といった手段が実用化されている。しかし、これらはCVTの作動状態に応じて吐出流量を段階的に切り替えるものであり、油圧仕事の最適化には至っていない。

本稿では、より一層の最適化をねらったオイルポンプシステムによる燃費の向上技術について述べる。

2. 開発のねらい

CVTは、プーリーを軸方向にストロークさせ、ベルトの巻き付き径を変更することで無段階に変速をおこなう。変速時には、作動油の圧力変化と、プーリーのストロークが同時に起きる。プーリーがストロークするとプーリー油室容積が増

減するため、作動油として必要な流量も変化する。そのため、急峻な変速に対応できるよう、オイルポンプの理論吐出流量は低減しないことを前提とした。

オイルポンプがエンジンのクランクシャフトにより駆動される機構の場合、メカオイルポンプ（以下、メカOP）の吐出流量はエンジンの回転数に比例する⁽⁷⁾。同じ吐出圧であってもエンジン回転数の高い状態では、より大きなエネルギー損失を生じる。油圧仕事を最適化するにあたっては、エンジン回転数とは独立したオイルポンプの駆動方法が必要となる。本開発では電動オイルポンプ（以下、電動OP）を選択した。

オイルポンプ仕事を最小にできるように、電動OP仕様を選択と、電動OP作動を選択することを設計コンセプトとした。電動OPを採用する要求として、機能失陥が生じたさいにも油圧供給に支障のない油圧回路が求められる。

開発のねらいとして主に以下の3点を設定した。

- (1) 電動OPの機能失陥が生じても走行性能に支障のない油圧回路構成
- (2) オイルポンプ仕事を最小とするための電動OPに用いるモータ定格出力選定
- (3) 運転状況に応じた電動オイルポンプの最適制御

3. 基本構造

Fig. 3に走行状態における電動OP作動の概念図を示す。A、B区間のようにシステムの最大圧 P_H が低く、 Q_A の要求流量が少ない時は二つのオイルポンプを併用してエネルギー損失を低減させる。C区間のように最大圧が高く、要求流量も多い時は電動OPを停止して、メカOPのみで油圧供給をおこなう。

3.1. オイルポンプ直列配置油圧回路

本開発にて考案した油圧回路の概略図をFig. 4に示す。二つのオイルポンプは直列に配置されており、バイパスバルブの開閉によって高压供給源を切り替える。電動OP吸入側とメカOP間の油路圧を P_1 圧、電動OP吐出部圧を P_H 圧と呼称する。また、電動OP制御用にて油圧フィード

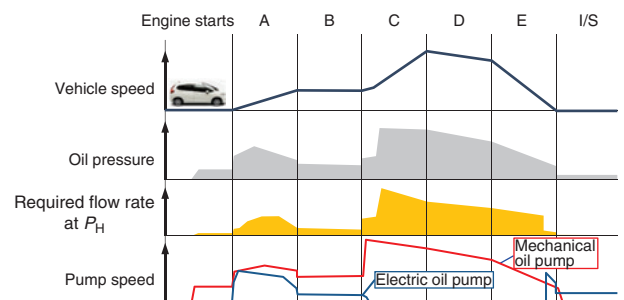


Fig. 3 Schematic image of electric oil pump operation

バックをおこなうための、 P_1 圧を測定する P_1 センサを備える。

直列配置のため、メカ OP の吐出圧を受けて、電動 OP はさらなる圧力を上乗せする形で出力する。バイパスバルブが閉じている時は、メカ OP は低圧部を受け持ち、電動 OP は低圧部から高圧部までの差圧を受け持つ。その時のオイルポンプシステムとしての油圧仕事の内訳は Fig. 5 で示す分担となる。Fig. 2 におけるメカ OP のエネルギー損失の面積が縮小されていることがわかる。ベルト挟圧で高圧を要求される場合や、急変速を要求される運転状況では、電動 OP は限られた吐出性能であるため、Fig. 5 の分担を維持できなくなる。よって電動 OP の吐出性能を上回る運転状態では、バイパスバルブが開いてメカ OP 単体で油圧供給を受け持ち、Fig. 2 の油圧仕事分担に戻る。

電動 OP は直列配置の構成上、メカ OP の吐出流量を増加させることはできない。メカ OP の理論吐出流量は従来の油圧回路から変更はないため、メカ OP 単体でのフリクション低減効果はない。

従来のアイドリングストップ（以下、I/S）用電動 OP は、本開発での要求仕様である基本油圧特性や耐久性が異なるため新たに開発した。

電動 OP は電源供給や通信用のハーネス不具合、またはモータ制御回路等の電気構成部品不具合により、作動不能

になることを考慮しなければならない。本システムでは、バイパスバルブが前後の差圧で切り替わる構造のため、電気的な不具合によらず常時作動可能である。よって電動 OP が作動不能に陥っても、メカ OP 単体での供給に切り替わるため通常走行に支障をきたすことが無い。

3.2. 電動 OP 出力仕様選定

Fig. 2 において、従来のメカ OP のみによって油圧を供給した場合のオイルポンプ仕事は次式であらわされる。

$$W^* = \frac{P_H Q_H}{\eta_p} \quad (1)$$

Fig. 5 において、電動 OP とメカ OP で油圧を供給した場合は、オイルポンプ仕事は以下の式であらわされる。

$$W = \frac{P_1 Q_H}{\eta_p} + \frac{(P_H - P_1) Q_A}{\eta_{sys} \eta_a} \quad (2)$$

右辺第一項はメカ OP による仕事であり、 η_p はポンプ効率である。第二項は電動 OP による仕事であり、 η_{sys} は電動 OP のシステム効率、 η_a は発電効率である。電動 OP の駆動に必要な電力はエンジンにより供給されるため、その発電効率を考慮する必要がある。であるから、エネルギー損失の低減量 ΔW は次式となる。

$$\begin{aligned} \Delta W &= W^* - W \\ &= (P_H - P_1) \left(\frac{Q_H}{\eta_p} - \frac{Q_A}{\eta_{sys} \eta_a} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

式 (3) から明らかなように、 $P_H - P_1 > 0$ であるから、 $Q_A / \eta_{sys} \eta_a \geq Q_H / \eta_p$ のとき ΔW は負となる。すなわち、電動 OP を最大限に活用するためにはシステム効率 η_{sys} が重要な意味をもつ。

システム効率 η_{sys} の算出式を以下に示す。

$$\eta_{sys} = (P_H - P_1) * Q / (V * I) \quad (4)$$

Q : 電動 OP の吐出流量

V : 電動 OP の入力電圧

I : 電動 OP の消費電流

システム効率 η_{sys} は、主として電動 OP のモータ定格出力に依存するため、その選定が重要となる。

Fig. 6 は本システムで使用した電動 OP のシステム効率の一例である。横軸は電動 OP の吐出量で、縦軸は吐出圧を示す。また、赤い色になるほどシステム効率が高いことを意味する。点線は縦軸と横軸を乗じた等出力線図である。Fig. 6 でわかるように高出力側でシステム効率は高くなる。

電動 OP に搭載されるモータ定格出力が大きいほど、より高圧かつ高流量まで Fig. 5 の状態を維持できる。すなわ

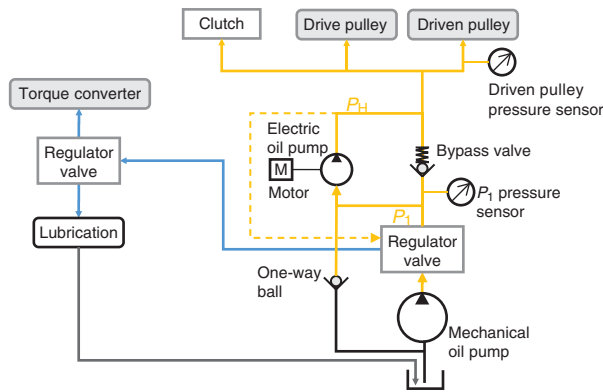


Fig. 4 Hydraulic circuit

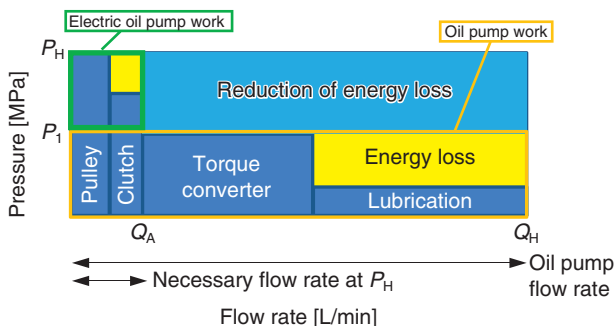


Fig. 5 Developed oil pump system

ち、より広範な運転条件に対して、メカ OP のエネルギー損失を低減できる。しかしモータ定格出力の増大に伴って、その質量や外形も大きくなり、車両搭載上のデメリットは増えていく⁽⁸⁾。得られる効果に対して最小のモータ定格出力の選定が望ましい。

Fig. 7 は、車両発進時のエネルギー損失低減量を電動 OP のモータ定格出力違いで比較したものである。図からわかるように、モータ定格出力と効果は非線形の特性を示す。

Fig. 8 にさまざまな運転状態を複合した条件で、エネルギー損失低減量を机上検討にて比較した結果を示す。モータ定格出力の大きい 300 W で、メカ OP のエネルギー損失

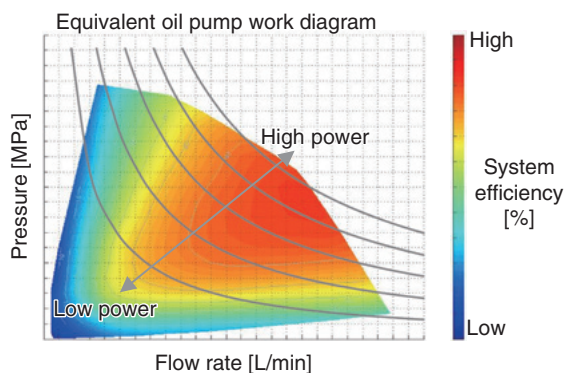


Fig. 6 System efficiency of electric oil pump

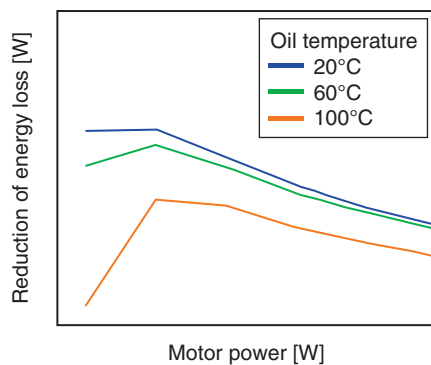


Fig. 7 Comparison of reduction of energy loss at vehicle takeoff for differing electric oil pump rated outputs

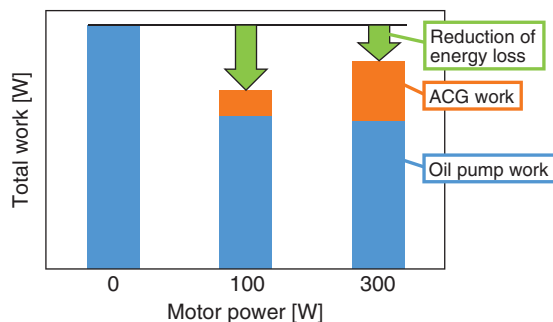


Fig. 8 Effect of reduction of energy loss

は 100 W より減少している。すなわち CVT の伝達効率は 300 W が優れている。しかし、電動 OP の作動に伴う電力損失は 300 W の方が大きい。車両から見たエネルギー損失の少ない、燃費の良いモータ定格出力は 100 W の方である。

Fig. 9 に代表的な燃費モードにおける、モータ定格出力違いでのエネルギー損失低減量を机上検討にて比較した結果を示す。走行パターンの異なる三つの燃費モードのいずれにおいても、モータ定格出力が 100 W で十分な効果を得られることがわかった。

3.3. 電動 OP 制御

本システムで採用する電動 OP は、CAN 通信を用いて、上位 CPU からの回転数指令値を受ける。電動 OP は受け取った回転数指令値に沿うように制御をおこなう。

本システムの制御コンセプトである状態遷移図を Fig. 10 に示す。五つの状態を定義しており、電動 OP の作動は Driving と I/S を基本とする。Driving の状態から、メカ

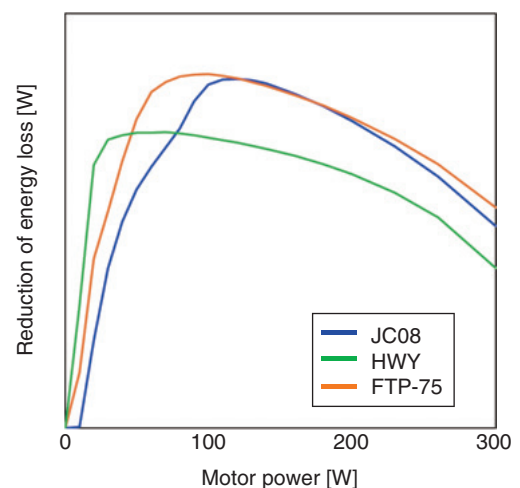


Fig. 9 Fuel economy improvement

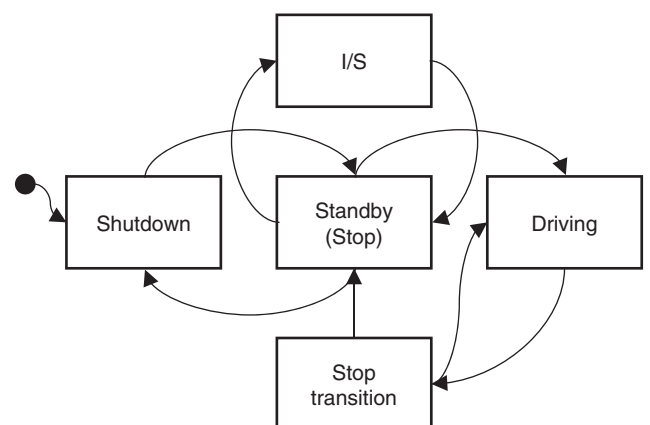


Fig. 10 State transition diagram

OP のエネルギー損失を低減できない状況や、必要な油圧や流量が電動 OP の性能を超える状況、他のシステムに異常が生じた等の状況変化で、Stand by に戻るよう状態は遷移する。Driving から Stand by には直接戻ることが無く、Stop transition を経由するのが特徴であり、バイパスバルブが開いた状態に移行するまで継続される。

Fig. 11 に Driving 状態における電動 OP の回転数指令値を算出するフローを示す。CVT のプリー挟圧を算出する制御フローの下位にこの制御フローは位置し、上位フローにて決定された油圧や変速に必要な吐出流量の物理値を変数とする。油圧制御系を構成する部品のばらつきによって、指令した回転数では目標のメカ OP 吐出圧まで下げることができない場合も想定される。そういった状況にも対応できるように、 P_1 圧センサの値と目標圧との差圧をフィードバック圧として用いる。必要な変数を電動 OP の性能マップと比較して、回転数指令値を算出する。

Stop transition では運転状況に応じて、バイパスバルブを開く際の油圧変動を最小化するための電動 OP 回転数指令値を算出する。

本システムにおける電動 OP 作動時の油圧変化を Fig. 12 に示す。A 点において電動 OP の回転数は上昇中であり、吐出流量も増加中である。この時点ではバイパスバルブは開いているので、メカ OP の吐出圧である P_1 圧は変化

しない。回転数が B 点に達すると、バイパスバルブを通過していた流量がすべて電動 OP 側を通過することになり、前後差圧が無くなることからバネ力によってバイパスバルブが閉じて、 P_1 圧が下がり始める。C 点に達すると、 P_1 圧はトルクコンバータ回路の圧力と同じになり、これ以下には下がらない。この運転状況において、電動 OP 回転数の最適値はメカ OP の吐出圧が下がり切った C 点での回転数であり、それ以上の余剰回転数は発電に伴うエネルギー損失を増加させるため好ましくない。

4. 性能向上効果

本システムを搭載した実車を用いて得られた、従来システムからの性能向上効果について示す。

4.1. トランスミッション伝達効率

定常運転での変速レシオ別のトランスミッション伝達効率を Fig. 13 に示す。電動 OP 作動時に伝達効率が高くなっており、常用域における定常運転条件のレシオ別平均向上率は 0.71% となった。

4.2. I/S 時消費電流

従来の実車にて I/S 用に用いている電動 OP は、ON-OFF 制御で一定回転数を維持する仕様であり、クラッチ圧を維持するのに必要な流量を越える分は排出する構造である。必要流量は油温と正の相関を示すが⁽⁹⁾、電動 OP の吐出流量は変化しないので、モータの消費電流は油温に関係なくほぼ一定になる。

本システムでは油温ごとの必要流量に合わせて回転数を指令することで油圧仕事を適正化し、消費電流を低減している。Fig. 14 に電動 OP の I/S 時吐出流量を示す。本システムで使用している電動 OP のモータ出力は既存の I/S 用に比較して大きいものの、制御の適正化によって消費電流を低減し、実車における燃費向上に寄与している。

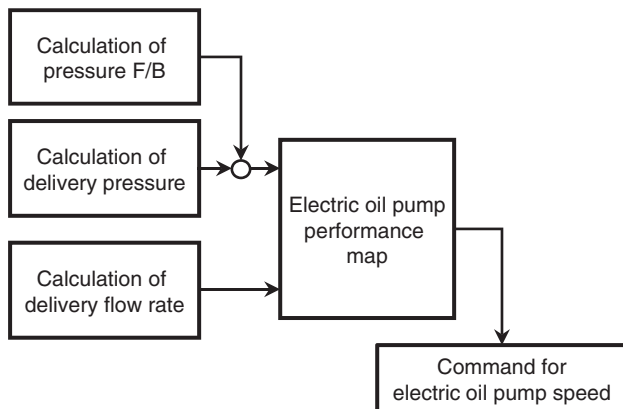


Fig. 11 Calculation of command value

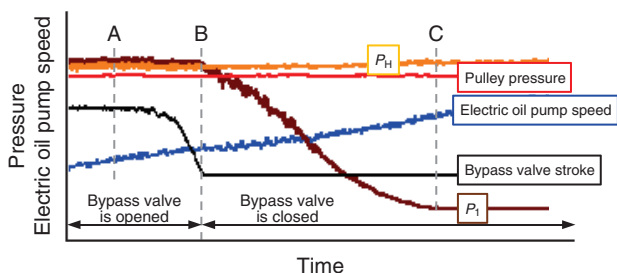


Fig. 12 Reduction in P1 pressure

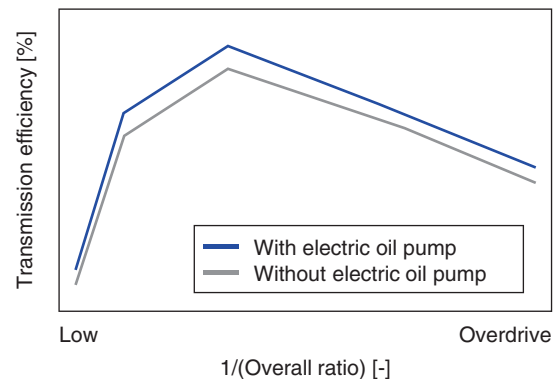


Fig. 13 Transmission efficiency

4.3. 燃費向上効果

Fig. 15 に本システムを搭載した車両による、NEDC モードでの燃費向上効果を示す。電動 OP 作動のための発電仕事が増加した分を考慮しても、車両トータルで 1.23% の燃費向上を確認できた。

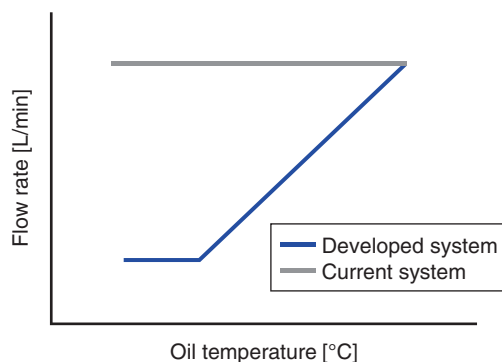


Fig. 14 Flow rate during Idling stop

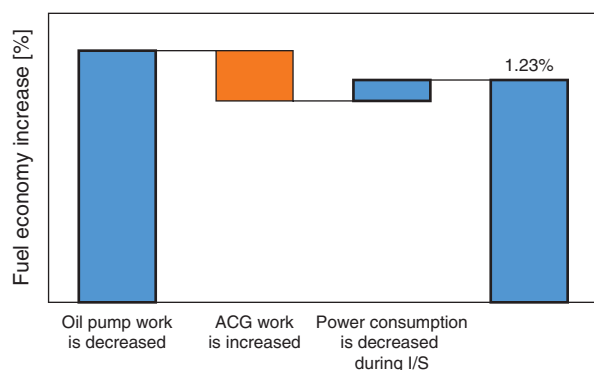


Fig. 15 Fuel efficiency increase (NEDC mode)

5. まとめ

小型車用 CVT の燃費向上技術として、オイルポンプシステムを開発し、以下の成果を得た。

- (1) 電動 OP の機能失陥が生じて走行性能に支障のない油圧回路構成を適用した。
- (2) 最適なモータ定格出力を選定し、平均伝達効率 0.71% 向上と NEDC モード燃費 1.23% 向上を達成した。
- (3) メカ OP 吐出圧をフィードバックして、油圧制御系構成部品のばらつきによらず、電動 OP の回転数を停止から最適回転数まで変化させられる電動 OP 制御を構築した。

参考文献

- (1) Van der Sluis, F., Van der Noll, E., De Leeuw, H.: The Success of the Pushbelt CVT, 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.26-12, p.9-16, (2012)
- (2) Van der Sluis, F., Yildiz, S., Brandsma, A., Veltmans, P., Markus, K.: The CVT Pushbelt Reinvented for Future Compact and Efficient Powertrains, 自動車技術会 2017 年春季大会 学術講演会講演予稿集, p.245-252, (2017)
- (3) Fornari, R. V., Suzuki, A. R., Yamada, D. S.: Prospects for Future Non-Manual Transmissions Developments for Vehicle Applications in Brazil, SAE Technical Paper, 2015-36-0348, doi:10.4271/2015-36-0348, (2015)
- (4) 大形勇介, 二宮啓輔, 栗澤伸平, 田村直己: 燃費, 静粛性, ドライバビリティを改良した CVT の開発, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.5, p.1211-1214, (2013)
- (5) 荏澤英夫, 畝山俊和: 2018 年モデル N-BOX 用 CVT, Honda R&D Technical Review, Vol.29, No.2, p.28-34
- (6) 犬飼浩一郎, 柴原章宏, 村上康則, 内野雄之, 小島三千夫, 西山恵以地: 中型車用新型 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.2, p.47-52
- (7) 西田裕基, 小野壽, 寺島宏仁, 豊田文彦, 沼波晃志: 連続可変容量オイルポンプの開発, 自動車技術会 2017 年春季大会 学術講演会講演予稿集, p.1942-1945, (2017)
- (8) 阪田隆敏, 横井弥壽雄: ドライブトレイン用電動ポンプユニットの開発, KOYO Engineering Journal No.159, p.74-77, (2001)
- (9) 宮島淳一, 渡邊貴俊, 加藤悠也: 感温式可変オイルポンプの開発, 自動車技術会 2017 年春季大会 学術講演会講演予稿集, p.1938-1941, (2017)

■ 著 者 ■



原田 雅道



坂上 恭平



中曽根 牧人

セル積層方向過渡伝熱シミュレーションによる 燃料電池スタック温度推定技術

Technology for Estimation of Fuel Cell Stack Temperature
Using Transient Heat Transfer Simulation in Cell Stacking Direction

梅 澤 健 輔¹
Kensuke UMEZAWA

松 井 康 佑¹
Kosuke MATSUI

池 田 佑 太¹
Yuta IKEDA

要 旨

ABSTRACT

車両環境で想定されるあらゆる運転条件下で、きょう体部品および端部セルを含む、スタック内の積層位置の異なる任意の位置の MEA 温度を高い精度で推定できる、セル積層方向過渡伝熱シミュレーションを構築した。MEA 温度への影響度が大きい計算量の多い因子については、発電中のスタックで実測した基礎データを基にした補正項を導入することにより、計算を簡略化した。また、従来のシミュレーションに対して、MEA 温度への影響度が少ない因子を特定して省略した。これらの対応により、温度推定精度を低下させることなく、スタック構成部品の連成計算ができるようになった。定常時スタック発電条件および、過渡を含むスタック起動モードにおける、セル積層方向過渡伝熱シミュレーションの温度推定精度は、目標値である実測比±5%以内を達成できることを確認した。

A simulation of transient heat transfer in the cell stacking direction was developed that makes it possible to estimate the temperature of the MEA at different arbitrary stacking positions within the stack, including the case components and the end cells, at a high level of accuracy under all operating conditions that can be assumed for the vehicle environment. With regard to factors that have a considerable effect on the temperature of the MEA but necessitate a high volume of calculations, the introduction of a correction term based on fundamental data measured in a stack while generating power simplified the calculations. In addition, by contrast with conventional simulation technology, factors that have little effect on the temperature of the MEA were identified and omitted. These initiatives have made it possible to conduct coupled calculations for the constituent components of the stack without any decline in the accuracy of temperature estimations. It was verified that the simulation of transient heat transfer in the cell stacking direction was able to realize the target figure for temperature estimation accuracy of within ±5% against actual measurements for both steady-state stack generation conditions and stack warm-up mode, including transient states.

1. まえがき

CO₂による地球温暖化、化石燃料資源の枯渇によるエネルギー確保という両方の課題に対応できる技術として、Honda は燃料電池自動車 (FCV) の開発を進めてきた⁽¹⁾。

2016 年モデル CLARITY FUEL CELL に搭載した燃料電池スタック (以下、スタック) の構成を Fig. 1 に示す。スタックは燃料電池セル (以下、セル) の積層体とスタックきょう体部品 (以下、きょう体部品) で構成される。セル内の膜電極接合体 (membrane electrode assembly: MEA) は、

燃料電池反応のエネルギー損失等により発熱するが、セル間に流れる冷媒で冷却することにより、適正な温度に制御されている。

きょう体部品と接するセル (以下、端部セル) は、Fig. 2 に示すように、セルからきょう体部品および大気への放熱の影響を受けやすい。きょう体部品の温度が低い状態からのスタック起動時における、スタック積層方向の中央に位置するセル (以下、中央セル) および端部セルの温度分布を Fig. 3 に示す。

端部周辺セルの温度は、中央セルに対して温度が低い。

¹ オートモービルセンター

中央セルと端部セルのMEA温度差(ΔT_{MEA})が大きくなると、端部セル内の結露量は、中央セルに対して多くなる。この事象は、セル電圧挙動を不安定にさせる要因の一つである⁽²⁾。

スタック起動時の ΔT_{MEA} を減少させるためには、きょう体部品の断熱性を向上させると共に、冷媒による熱交換や通電部品の発熱により、適切な熱をセルに供給する必要がある。つまり、スタックの熱設計では、冷媒による各セ

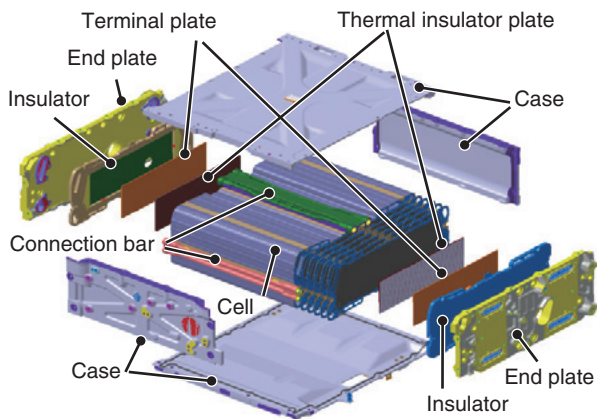


Fig. 1 Structure of fuel cell stack

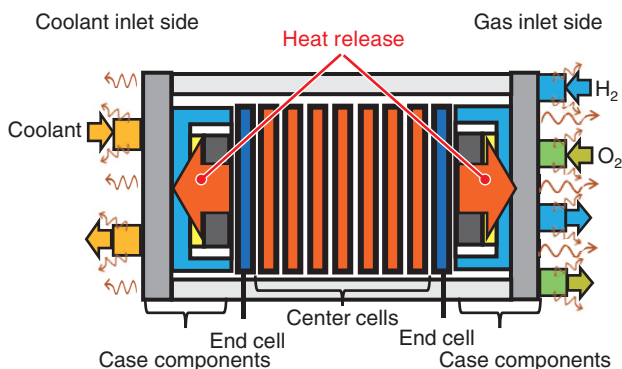


Fig. 2 Schematic image of heat release from case components

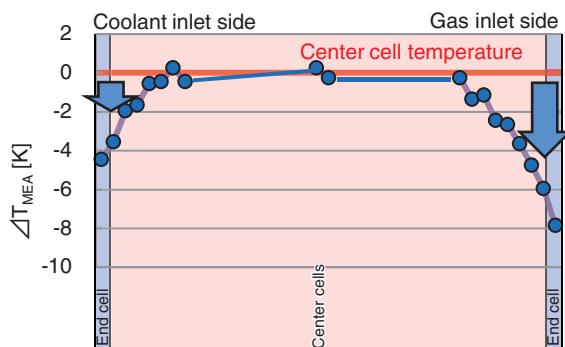


Fig. 3 Relationship between ΔT_{MEA} and position in stacking direction

ルの冷却だけではなく、あらゆる運転条件で、端部セルの温度が適切にコントロールされることが重要となる。

Hondaでは市販のソフトウェア⁽³⁾に独自の改良を加えることで、発電時のセル内部環境を推定するシミュレーション技術に取り組んできた⁽⁴⁾。しかし、このシミュレーション技術は、一般的な燃料電池シミュレーション技術と同様に⁽⁵⁾⁻⁽⁸⁾、圧力、温度、MEA含水量などの中央セル面内環境推定を目的とするため、温度以外の計算量が多いという課題がある。

従来のシミュレーション技術を用いた ΔT_{MEA} 推定は、以下の二つの手法が考えられる。一つ目は、単セルの計算に対して、セル積層方向への入力パラメータに放熱項を追加することで、対象セルを端部セルに見立てる手法である。二つ目は、スタックを構成する全セルときょう体部品を連成計算する手法(以下、スタック連成計算)である。前者は、隣接セルの温度低下が考慮できないため、精度の高い推定には向かない。後者は、端部セルの温度低下を高い精度で推定できるが、大規模計算が必要となっていた。

本稿で検討するシミュレーション技術は、スタック内の積層位置の異なる任意の位置のMEA温度を、大規模計算することなく、高精度で推定することを開発の目的とした。

2. 計算手法の検討

2.1. MEA温度に対するセル内の各熱交換因子の影響度

CLARITY FUEL CELLに搭載したスタックにおける、各流体の流れ方向をFig. 4に示す。空気と冷媒の流れ方向は同一方向だが、 H_2 は反対方向に流れる構造になっている。

発電時にMEAから発生する熱に対して、セル内で熱交換に利用できる因子はアノードガス(H_2)、カソードガス(空気)、冷媒が想定される。そこで、車両環境において想定される発電条件である、電流密度 0.03 A/cm^2 、 0.1 A/cm^2 、 0.3 A/cm^2 、 0.7 A/cm^2 、 1.5 A/cm^2 各発電中におけ

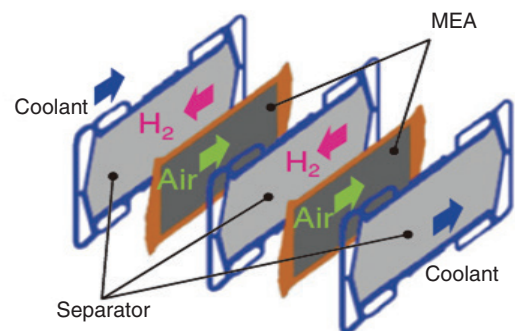


Fig. 4 Flow directions of anode gas, cathode gas, and coolant

る、各因子の出入口温度変化量と物性値（熱容量、流量）から熱交換量を算出することで、支配的な熱交換因子を特定した。冷媒の熱交換量を基準としたときの、各流体の熱交換量の比率を Fig. 5 に示す。この結果からガス（ H_2 と空気）の熱交換量は、冷媒の熱交換量に対して $\pm 3\%$ 以下であることがわかった。単位面積当たりのスタック電流により、冷媒とガスの熱交換量の比率が異なるのは、冷媒と各ガスのスタック入口温度と流量が異なるためである。また、 H_2 の熱交換が放熱側となるのは、支配的な熱交換因子である冷媒の流れ方向に対して、 H_2 は逆方向に流れる構造となるためである。

2.2. MEA 温度に対する MEA 面内の熱伝導の影響度

MEA の熱の移動は、熱伝導とそれに直交するセル積層方向の熱伝達が生じる。面内の熱伝導が支配的な場合と、セル積層方向の熱伝達が生じる場合のイメージ図を Fig. 6 に示す。MEA 面内方向の熱伝導の影響が大きい場合、スタック入口から出口に至る冷媒の温度勾配によらず、MEA 面内温度分布は均一になることが想定される。逆に、セル積層方向の熱伝達が生じる場合、MEA 面内温度分布は、スタック入口から出口に至る冷媒の温度勾配に追従することが想定される。

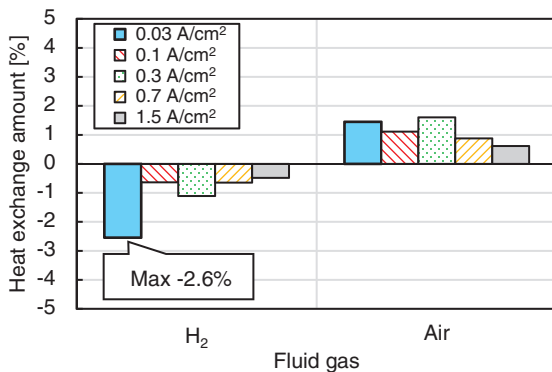


Fig. 5 Heat exchange amount for each fluid with coolant as benchmark

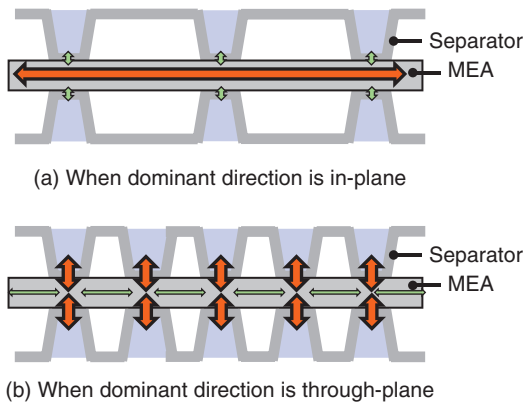


Fig. 6 Schematic image of heat exchange in cell in in-plane direction and through-plane direction

そこで、暖機時の代表的な発電条件である 0.1 A/cm^2 発電中において、中央セル MEA 面内の温度測定位置を Fig. 7 に示す、冷媒入口側、中央、冷媒出口側の 3 点としておこなった。冷媒入口温度を基準にした温度差 ($\Delta T_{\text{cool in-out}}$) で整理したグラフを Fig. 8 に示す。この結果より、MEA 面内方向の温度分布は冷媒の温度分布と同等であることがわかった。つまり、MEA 面内方向の熱伝導よりも、冷媒と MEA 間の熱交換の方が MEA 温度に対して強い相関があると考えられる。

2.3. 計算手法の考え方

前述の結果から、 H_2 と空気による熱交換と、MEA 面内の熱伝導の計算は、MEA 温度に対して影響度が小さいため、省略できると考えた。また、MEA 面内の熱伝導の影響が少ないことに着目して、各部品における計算部位を、セル面内の一点に限定した。従来のシミュレーション技術はセル面内の温度分布を推定するツールであるのに対して、本稿で検討のシミュレーション技術は、Fig. 9 に示すように、きょう体部品を含めたセル積層方向の温度分布を推定できることが特徴である。セル面内の計算部位は任意で設定することが可能であり、面内複数点を計算することで、スタック全体の温度分布を精度良く推定することができる。

セル積層方向シミュレーション化にあたり、例えば乱流の度合いを表す指標であるレイノルズ数のように、セルの

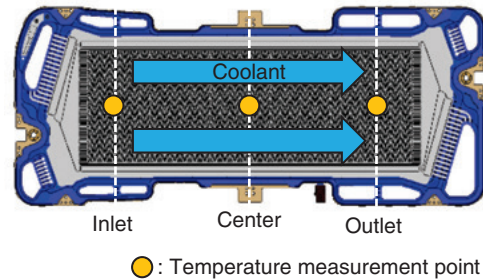


Fig. 7 Temperature measurement points for inlet, outlet, and center cell

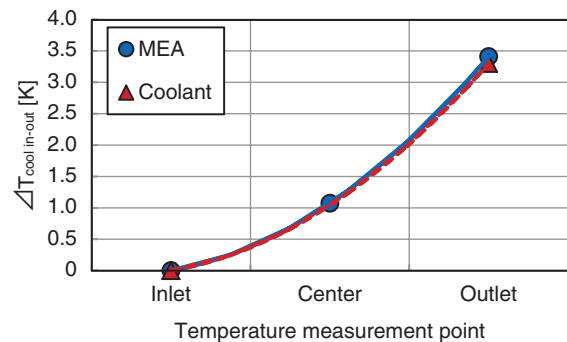


Fig. 8 Temperatures of MEA and coolant

三次元構造が大きく影響する因子も存在する。そのため、単純にセル積層方向シミュレーション化をするだけでは、推定精度が不足してしまう。しかし、セルの三次元構造が影響するような因子の詳細計算をおこなうと、計算量が膨大になってしまう。そこで、一般的な理論式と物性値に加えて、発電中のスタックで実測した基礎データを基にした補正項(コリレーション係数)を導入することにした。この対応により、本稿で提示するシミュレーション技術は、推定精度を低下させることなく計算量を減らすことができた。

温度推定精度の目標値は、センサ誤差と部品ごとのばらつきを考慮した実測ばらつき範囲から、実測比±5%以内に設定した。この目標値は、従来のセル面内シミュレーション技術と同等の推定誤差である。

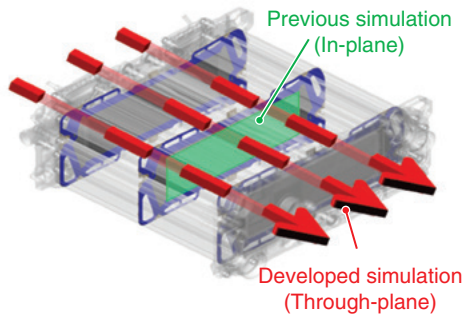


Fig. 9 Roles of developed simulation and conventional simulation

3. セル積層方向過渡伝熱シミュレーションの構築

3.1. 部品内部の伝熱

Fig. 10 (a) に示すような、部品 A の内部において、セル積層方向過渡伝熱シミュレーションで考慮する熱の移動は、Fig. 10 (a), (b), (c) および式 (1) で示すように熱伝導、熱伝達(外気への放熱、冷媒による熱交換)、内部発熱とした。また、式中の略称の意味は、略称一覧として末尾に記載する。

$$mC \frac{dT_n}{dt} = Q_c - Q_t + Q_h \quad (1)$$

式 (1) の熱伝導に関する項は式 (2) から式 (4) で表現される。

$$Q_c = Q_{n-1} - Q_n \quad (2)$$

$$Q_{n-1} = \frac{\lambda}{l} (T_{n-1} - T_n) A_c \quad (3)$$

$$Q_n = \frac{\lambda}{l} (T_n - T_{n+1}) A_c \quad (4)$$

式 (1) の熱伝達に関する項は式 (5) から式 (8) で表現される。ここで、式 (7) で表現される冷媒による熱交換において、冷媒の熱伝達係数 (h_{cool}) は、冷媒の流速、またセル流路形状のような三次元構造の影響を受けて変動する値である。そのため、 h_{cool} の理論式による表現は容易ではない。そこで、セル積層方向過渡伝熱シミュレーションでは、Fig. 11 に示す実際のセルを用いて実験的に求めたコリレーション係数 α と冷媒流量の関係式を、 h_{cool} の補正項として用いた。これより、一定のセル形状時における冷媒流量の変動による h_{cool} の変動を、計算量を増やすことなく表現できる。

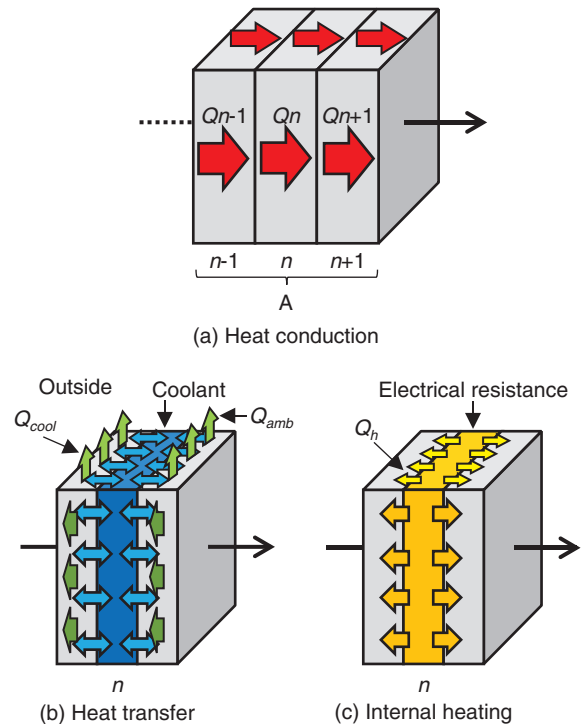


Fig. 10 Schematic image of heat flux in components

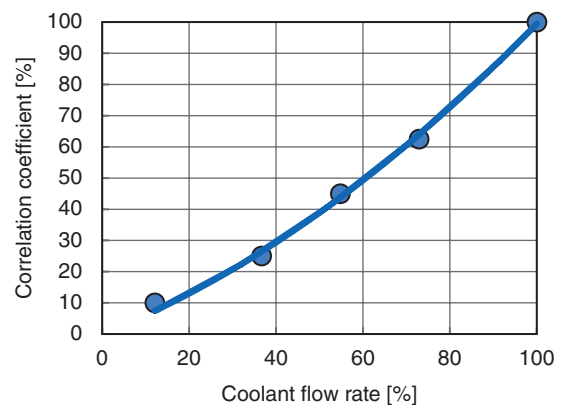


Fig. 11 Relationship between correlation coefficient and coolant flow rate

$$Q_t = Q_{amb} + Q_{cool} \quad (5)$$

$$Q_{amb} = h_{amb} A_{amb} (T_n - T_{amb}) \quad (6)$$

$$Q_{cool} = \alpha h_{cool} A_{cool} (T_n - T_{cool}) \quad (7)$$

$$\alpha = f(v_{cool}) \quad (8)$$

式(1)の内部発熱は、一般部品とMEAで使用する式が異なる。一般部品はジュール熱を考慮した式(9)、MEAは燃料電池の化学反応における熱損失を考慮した式(10)で表現される。

$$Q_{h\ parts} = I^2 R \quad (9)$$

$$Q_{h\ MEA} = I \Delta E \quad (10)$$

3.2. 部品間の伝熱

Fig. 12に示すような、部品Aと部品Bの界面において、セル積層方向過渡伝熱シミュレーションで考慮する熱の移動は、式(11)から式(13)で示すように部品間の熱伝達と界面抵抗による発熱と設定した。

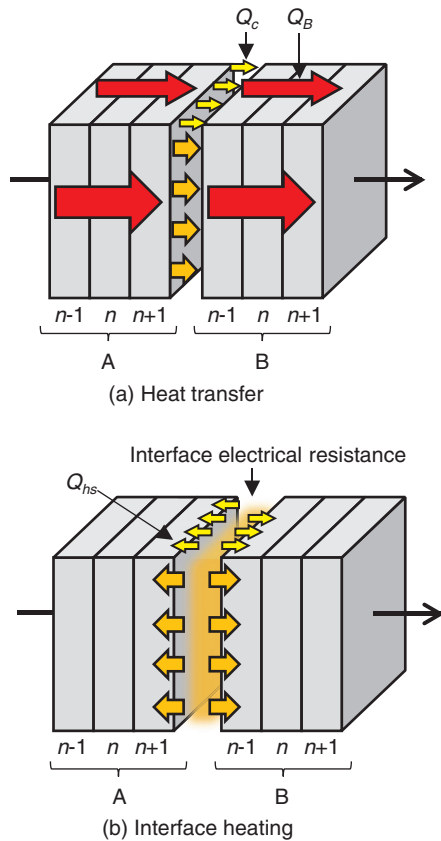


Fig. 12 Schematic image of heat flux between components A and B

$$Q_B = Q_{A-B} + Q_{hs} \quad (11)$$

$$Q_{A-B} = h_{A-B} A_c (T_A - T_B) \quad (12)$$

$$Q_{hs} = I^2 R_s \quad (13)$$

スタック構成部品ごとに上記の計算式を適用し、それぞれの物性値および寸法をパラメータとして入力することで、スタック部品モデルを構築した。

4. シミュレーションの結果とその精度確認

4.1. 発電モード違いの温度推定精度の確認

車両環境において想定される発電条件である、電流密度 0.03 A/cm^2 , 0.3 A/cm^2 , 0.7 A/cm^2 , 1.5 A/cm^2 各発電時の計算をおこなった。中央セル、端部セル、きょう体部品の最外部部品であるエンドプレートを評価対象として、実測と計算結果の比較をおこなった (Fig. 13)。各運転条件における、定常時の温度推定誤差は最大で実測比3.7%であり、目標値を達成した。この結果から、セル積層方向過渡伝熱シミュレーションは、特定のモードに限定することなく、低負荷から高負荷まで、幅広い発電モードのスタック温度推定に適用できることが確認できた。

4.2. スタック起動モードにおける温度推定精度の確認

車両環境において、中央セルと端部セルのMEA温度差 ΔT_{MEA} が最も大きくなることが想定される、スタック起動モードのイメージ図を Fig. 14に示す。本モードは、長時間のソークにより、セルの温度が外気温と同等まで低下した状態でスタックを起動し、アイドル発電によりセル温度が上昇しはじめ(過渡時)、セル温度が一定になるまで(定常時)の一連のモードである。本モードにおいて、熱容量が大きく温度追従性の低いきょう体部品は、端部セルに対し

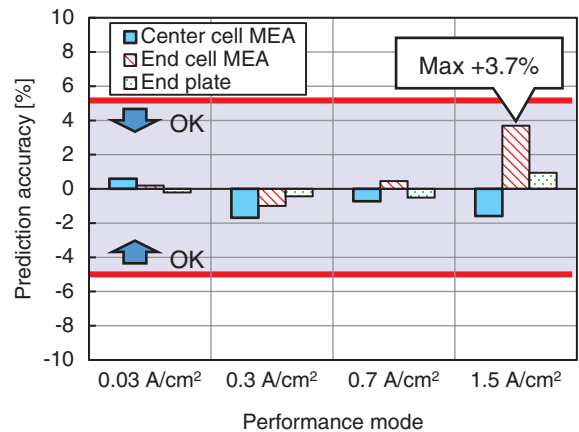


Fig. 13 Simulation and measurement results for fuel cell stack part temperatures during steady-state operation

て温度差が付きやすい。そのため端部セルからきょう体部品への放熱量が大きくなり、 ΔT_{MEA} が大きくなる。本モードにおける実測データと計算結果を比較することにより、過渡時における温度推定の精度確認をおこなった。

スタック起動モード中の過渡時における中央セル、端部

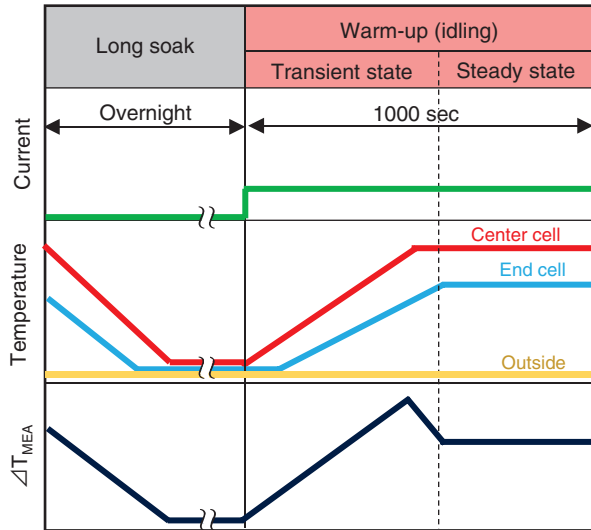


Fig. 14 Schematic image of warm-up mode

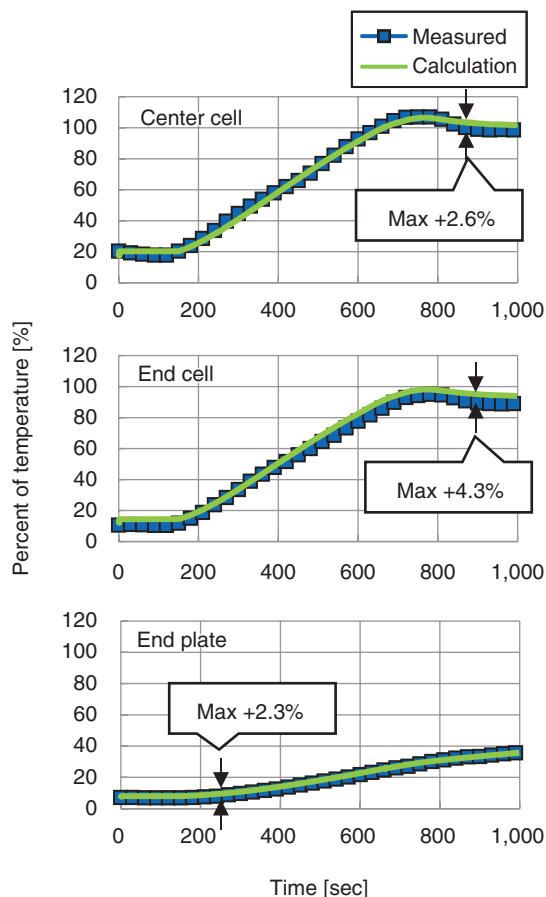


Fig. 15 Simulation and measurement results for fuel cell stack part temperatures in transient state during warm-up mode

セル、エンドプレートの実測と計算の温度推移を Fig. 15 に示す。このグラフの温度は、外気温を基準として、1000 sec 経過時の中央セル温度を最大温度としたときの割合で表している。長期ソークにより、セル温度が外気温と同等まで低下した状態から、各部品温度が上昇する過程を、シミュレーション技術で再現できることを確認した。また、温度推定誤差は最大で実測比 4.3% であり、過渡時を含むスタック起動モードにおいても目標値を達成した。この結果から、セル積層方向過渡伝熱シミュレーションは、過渡時を含めたスタック温度推定にも適用できることが確認できた。

4.3. 計算速度の確認

従来のシミュレーション技術では、ワークステーションレベルの計算リソースを用いたときの、スタック起動モードの計算時間は、中央セル 1 セルだけで数日以上かかっていた。これに対して、本稿で検討のシミュレーション技術では、ノート PC レベルの計算リソースを用いたときの、スタック起動モードの計算時間は 60 sec であり、面内数点の計算をおこなっても数分程度で計算可能である。このことから、セル積層方向過渡伝熱シミュレーションの構築により、一般的な計算リソースであっても、実用的な計算時間で、スタックの全体の温度分布を推定できるようになった。

5. まとめ

スタック内の積層位置の異なる任意の位置の MEA 温度を、大規模計算することなく、高精度で推定できる、セル積層方向過渡伝熱シミュレーションを構築した。MEA 温度への影響度が大きい計算量の多い因子については、発電中のスタックで実測した基礎データを基にした補正項を導入することにより計算量を削減した。同時に従来のシミュレーション技術に対して、MEA 温度への影響度が少ない因子を特定して省略する手法を確立した。定常時のスタック発電条件における温度推定誤差は、最大で実測比 3.7% であった。また、過渡時を含むスタック起動モードにおける温度推定誤差は、最大で実測比 4.3% であった。これらの結果から、セル積層方向過渡伝熱シミュレーションの温度推定精度は、目標値である実測比 $\pm 5\%$ 以内を達成できた。

参考文献

- (1) 木村顕一郎, 河崎輝明, 大村孝之, 渥美淑弘, 清水潔: 新型燃料電池自動車 CLARITY FUEL CELL の開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 1, p. 1-7
- (2) 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
- (3) Yoneda, M., Tago, Y., Suzuki, K., Takimoto, M., Ejiri, E.: Macroscopic Modeling and Simulation for Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cells, ECS Transactions, Vol. 3, Issue 1, p. 1105-1114, (2006)
- (4) 南雲健司, 井ノ上雅次郎: シミュレーションによる燃料電池スタックセル面内 CCM 含水量分布予測, Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 1, p. 24-30
- (5) 米田雅一, 吉村英人, 高山務, 茂木春樹, 高山糧, 仮屋夏樹: 固体高分子形燃料電池シミュレーション技術の展望, みずほ情報総研 技報, Vol. 6, No. 1, p. 51-58, (2014)
- (6) Nonoyama, N., Ikogi, Y.: PEMFC model development for designing MEA: Model Validation and a Parameter Study for Low Humidity Operations, ECS Transactions, Vol. 16, Issue 2, PART 1, p. 13-21, (2008)
- (7) 山本恵一, 藤田悠介, 安本栄一, 菅原靖: 燃料電池マルチスケールシミュレーション, パナソニック技報, Vol. 63, No. 1, p. 72-77, (2017)
- (8) 高山務, 吉村英人, 塚本貴志, 茂木春樹, 高山糧, 米田雅一: 固体高分子形燃料電池シミュレータ「P-Stack4.0」フルスタック性能解析を実現する専用ソフトウェア, クリーンエネルギー, Vol. 26, No. 1, p. 1-8, (2017)

Q_{cool}	Amount of heat exchange with coolant [W]
Q_c	Amount of heat conduction [W]
Q_h	Amount of internal heat generation [W]
$Q_{h\ parts}$	Amount of internal heat generation for general components [W]
$Q_{h\ MEA}$	Amount of internal heat generation for MEA [W]
Q_{hs}	Amount of heat generation at interface [W]
Q_{n-1}	Amount of heat conduction for $n-1$ [W]
Q_n	Amount of heat conduction for n [W]
Q_i	Amount of heat transfer [W]
R	Specific electrical resistance [Ω]
R_s	Interface electrical resistance [Ω]
v_{cool}	Coolant flow rate [L/min]
α	Correlation coefficient [-]
λ	Thermal conductivity [W/(m·K)]
ΔE	Voltage drop [V]

List of Symbols

A_{amb}	Heat transfer area of external air [m^2]
A_c	Heat conduction area [m^2]
A_{cool}	Coolant heat transfer area [m^2]
C	Heat capacity [J/(kg·K)]
h_{A-B}	Coefficient of heat transfer between A and B [W/(K· m^2)]
h_{amb}	Heat transfer coefficient of external air [W/(K· m^2)]
h_{cool}	Heat transfer coefficient of coolant [W/(K· m^2)]
I	Current [A]
l	Length [m]
m	Mass [kg]
t	Time [sec]
T_A	Surface temperature of A [$^{\circ}C$]
T_B	Surface temperature of B [$^{\circ}C$]
T_{amb}	External air temperature [$^{\circ}C$]
T_{cool}	Coolant temperature [$^{\circ}C$]
T_n	Temperature of n components [$^{\circ}C$]
T_{n+1}	Temperature of $n+1$ components [$^{\circ}C$]
Q_{A-B}	Amount of heat transfer between A and B [W]
Q_B	Amount of heat conduction in B [W]
Q_{amb}	Amount of heat release to external air [W]

■ 著 者 ■



梅澤 健輔



松井 康佑



池田 佑太

磁界 CAE を用いた Honda スマートキーシステムの試作車レス開発

Prototype-less Development of Honda Smart Key System using Magnetic Field CAE

丹 田 喜 雄¹

Yoshio TANDA

河 守 俊 明¹

Toshiaki KAWAMORI

要 旨

スマートキーシステムの開発を効率化するため、磁界 CAE を活用し、試作車レスで短時間に LF アンテナの取り付け位置とキー位置の検知性能を検証できる技術を開発した。試作車がない段階でボデーの形状や接合部の導通状態で変化する車室内外の磁界分布を検証するため、衝突 CAE 用のボデーモデルを簡素化し、導通状態を追加して、ボデーとシートのモデルを作成した。磁界 CAE と実験解析の結果、ボデーの形状や導通状態に影響されて変化する LF アンテナがつくる磁界を短時間で解析できることを確認した。さらに、安定した計測精度をもつワイヤレスかつ小型の磁界センサを開発し、解析精度の向上と検証の効率化を実現した。その結果、試作車のない新型車の開発初期段階でスマートキーシステムの開発ができるようになった。

ABSTRACT

In order to increase the development efficiency of smart key systems, a technology was developed that makes it possible to verify the mounting positions and key position detection performance of LF antennas in a short period and with no prototype vehicle using magnetic field CAE. A body model employed in collision CAE was simplified and the state of conduction in the vehicle was added in order to formulate body and seat models to study the magnetic field distribution inside and outside the vehicle, which changes in response to the body shape and the state of conduction between connected sections, at stages of vehicle development during which no prototype exists. The results of magnetic field CAE analysis and tests showed that it is possible to analyze the magnetic field produced by an LF antenna, which changes due to the effect of body shape and state of conduction, in a short period. In addition, a small, wireless electromagnetic sensor displaying stable measurement accuracy was developed, making it possible to increase analytic accuracy and boost the efficiency of studies. As a result, it is now possible to conduct smart key developments at the initial stage of new vehicle development, when no prototype vehicle exists.

1. まえがき

スマートキーシステムの普及により、ユーザはメカニカルキーを鍵穴に差し込むことなく、キーを携帯しスイッチを操作するだけで、自動車のドアのロック、アンロックやパワーユニットの始動などができるようになった。Honda では 2003 年モデルの ACCORD から適用を開始し、現在では Honda スマートキーシステムとして、ほぼすべての車種に搭載している。

Honda スマートキー（以下キー）の検知は Fig. 1 に示す無線通信によっておこなわれる。キーの位置を検知するために、センタコンソールやドアハンドルの中など、車室内外

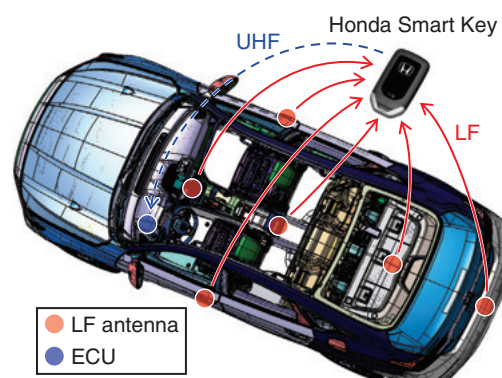


Fig. 1 Wireless communications in Honda Smart Key system

¹ オートモービルセンター

に複数の Low frequency (以下 LF) アンテナが取り付けられている。

LF アンテナに高周波の電流を印加すると周囲に磁界が発生する。この磁界の強さはアンテナからの距離の 3 乗に反比例して減衰する。キーはそれぞれの LF アンテナがつくる磁界の強さを計測し、Ultra high frequency (以下 UHF) 帯の電波を用いて車両に搭載された ECU へ送信する。ECU はこれらの磁界強度の情報から、キーの位置が車室内か車室外かを判断する。

ECU はキーが車室外にあると判断したとき、ドアのロック、アンロックを許可し、車室内にあると判断したときにはパワーユニットの始動を許可する。

また、あらかじめ車両に登録されたキーのみが応答するように設計しているため、イモビライザとして自動車のセキュリティ性能も向上する。さらに、キーの位置情報を利用し、ユーザが車両へ接近したときにドアハンドルの照明を点灯させるスマートウエルカムランプ⁽¹⁾ (Fig. 2) や、足先でテールゲートを開閉できるハンズフリーアクセスパワーテールゲート⁽²⁾ (Fig. 3) など自動車の利便性向上にも活用されている。

一方で、キー位置の誤検知はキーの車室内への閉じ込めや誤ったパワーユニット始動の要因となるため、キー位置を正しく判断できるように設計する必要がある。

しかし、多くの自動車のボデーは導体である鉄鋼材やアルミニウム合金などでつくられている。LF アンテナがつくる磁力線は導体の影響によって曲がる特性があるため、車室内外の磁界の広がり方は車両デザインや導体部品同士の導通状態によって変化する。



Fig. 2 Smart Welcome Lamp



Fig. 3 Power Tail Gate for hands-free access

そのため、スマートキーシステムの開発では新型車の開発ごとに LF アンテナの取り付け位置を決め、キー位置の検知性能を検証する必要がある。また、ミニバンに 2 列シート仕様と 3 列シート仕様があるように、同一車種にも異なる車両仕様がある。車室内外の磁界の広がり方が異なると考えられる場合には、その仕様ごとに検証する必要がある。

新型車の開発では初期に既販量産車の構造の一部を変更した車両を用いて、キー位置の検知性能を検証している。しかし、確認に用いた車両と新型車では車両デザインと構造が異なるため再度検証をおこなっているが、目標とする検知性能が得られなければ LF アンテナの取り付け位置を変更するため周辺部を含めた設計変更が必要となる。

近年は、自動車の開発日程短縮のため試作車レス開発^{(3), (4)}が進んでおり、スマートキーシステムにもその対応が要望されている。そこで、試作車レスでスマートキーシステムを開発するため、新型車の開発初期段階で LF アンテナの取り付け位置とキー位置の検知性能を評価できる磁界 CAE を活用したシミュレーション技術を構築した。

2. 開発のねらい

試作車レスでスマートキーシステムの評価ができるシミュレーション技術を構築するにあたり、開発のねらいを以下に示す。

- (1) 新型車の開発初期段階で入手できるデータが活用できること。
- (2) LF アンテナの取り付け位置とキー位置の検知性能を評価できること。
- (3) 量産開発における実用的な時間内で計算できること。

3. 磁界 CAE モデル

LF アンテナが車室内外につくる磁界を解析するため、磁界 CAE で用いるモデルを開発した。

3.1. ボデーモデル

ボデーモデルは車両デザインの違いによって車室内外での磁界の広がり方が変化的ことから、新型車の開発ごとに作成する必要がある。そこで、ボデーモデルを効率的に開発するため、自動車の衝突 CAE で用いるボデーモデル⁽⁵⁾をベースに磁界 CAE モデルを作成した。

しかし、衝突 CAE 用モデルは衝突時のボデー変形を再現するため、各部品の形状が詳細にモデリングされていることから、解析計算に時間を要する。そこで、計算時間を短縮するため、磁界 CAE 解析に必要な要素のみを抽出し、モデルを簡素化した。さらに、導体部品同士の導通状態を追加した。

3.2. シートモデル

シートモデルもボデー同様に磁界 CAE 解析に必要な要素のみを抽出し、モデルを簡素化した。

磁力線がループ構造の導体を通過するとき、電磁誘導により、その導体に誘導電流が流れる。この誘導電流がつくる磁界によって磁力線がねじ曲げられ、磁界分布に乱れが生じる。そのため、導体ループ構造を有する部品の中でも比較的大きく、複雑な構造であるシートが車室内外の磁界分布に大きく影響を及ぼす。

また、シートレールやシート可動部は、シートの位置や金属表面に形成される酸化被膜の影響により導通状態が変化する。そこで、シートの導体ループ構造を構成するシートフレームの各骨組み同士の導通状態を追加した。

3.3. LF アンテナモデル

LF アンテナは全長が約 60 mm のフェライトコアにコイルを巻いたアンテナである。磁界 CAE モデルでも、フェライトコアの寸法および透磁率、コイルの巻数、線径およびインダクタンスなど、実際の LF アンテナと同等の形状と電気的特性を再現した。

ボデー上に取り付けた LF アンテナがつくる磁界分布の再現性を確認するため、金属板上に LF アンテナを置いた条件で、実験による計測と磁界 CAE を用いた解析の結果を比較した。フロア上にキーを置いた状態を想定し、金属板から 50 mm の高さの位置で比較した。

磁界 CAE 解析には、市販の電磁界シミュレーションソフトウェア CST Studio Suite と汎用ワークステーションを用いた。解法には有限要素法 (Finite element method: FEM) を用いた。

磁界の強さと LF アンテナからの距離との関係を Fig. 4 に示す。解析誤差は最大で 8 % であった。距離に換算するとキー 1 個分よりも小さく、開発初期段階でキーの位置が

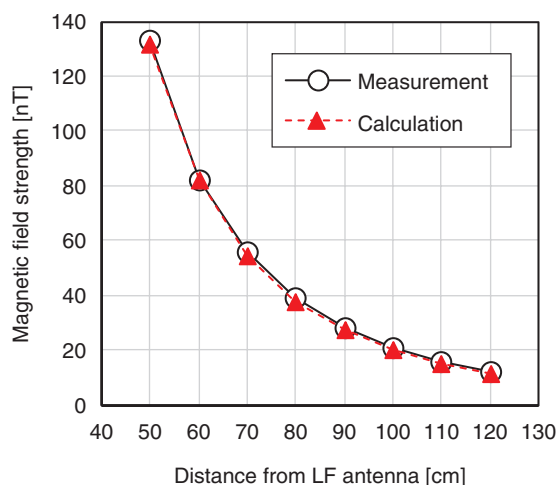


Fig. 4 Relationship between distance and magnetic field strength in measurement and CAE results

車室内か車室外かを判断する上で十分な精度であると判断した。

つぎに、車室内中央付近に取り付けた LF アンテナによる磁界分布の解析例を Fig. 5 に示す。LF アンテナを実車と同じ位置、角度でボデーモデル上に配置し、LF アンテナがつくる磁界分布を解析した。

その結果、磁界 CAE により LF アンテナがつくる磁界が車室内でシートなどの導体部品の影響により不均一に広がる様子と、ボデーやドアで遮蔽される様子を検討できることが確認できた。

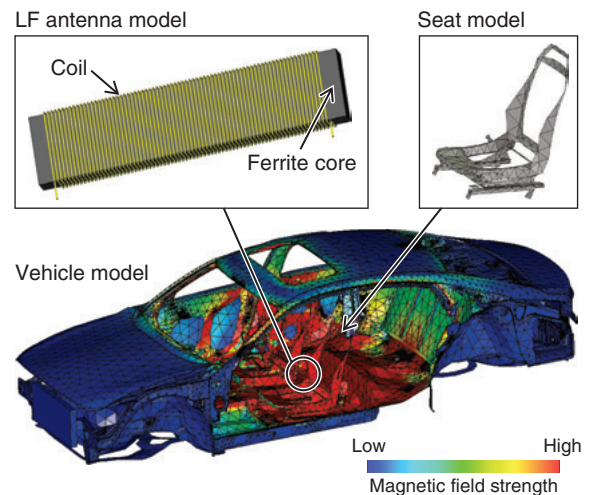


Fig. 5 Magnetic field analysis using CAE

4. 磁界 CAE の検証

磁界 CAE を用いてシートフレームの導通状態が磁界分布に及ぼす影響を確認した。そして、磁界 CAE の実車状態での磁界分布の再現性を実験による計測結果と比較して検証した。

4.1. 実験用シート

シートフレームの導通状態が磁界分布へ及ぼす影響を確認するため、シートフレームの各骨組み同士の導通状態を自由に変更できる実験用シートを作成した (Fig. 6)。

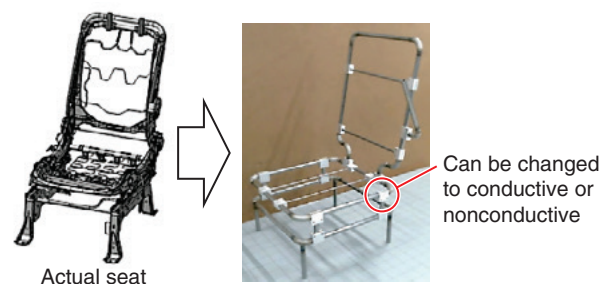


Fig. 6 Experimental seat

実験用シートは自動車のシートの主要構造を抽出し、シートフレームの各骨組みの結合部の材質は導電性の異なる金属製と樹脂製から選択できるようにした。結合部がすべて樹脂製で骨組み同士がすべて絶縁された状態を完全非導通と定義した。また、結合部がすべて金属製で骨組み同士がすべて導通の状態を完全導通と定義した。

4.2. 磁界センサの開発

キーはカップホルダやコンソールボックスの中などの狭い場所に置かれることが考えられる。そのため、スマートキーシステムの開発では、車室内のさまざまな狭い場所でもキー位置を検知できることを検証する必要がある。

そこで、キーと同程度の大きさでナノテスラオーダの磁界を計測できる小型でワイヤレスの磁界センサを開発した (Fig. 7)。

さらに、計測結果に含まれる計測器の計測精度や受信指向性などによる計測誤差を明らかにすることで、解析精度の検証を効率化した。

4.3. シートフレームが磁界分布へ及ぼす影響

シートフレームの導通状態が磁界分布に及ぼす影響を確認するため、磁界 CAE を用いて実験用シートの導通状態を完全非導通および完全導通としたときの磁界分布を検証した。

実験用シートと LF アンテナは自動車のフロアパネルを模擬した金属板上に設置した。完全非導通のシートは金属板から絶縁し、完全導通のシートは金属板と導通させた。

磁界 CAE を用いて解析した完全非導通および完全導通のシートにおける磁界分布の比較を Fig. 8 に示す。完全非導通のシートでは磁界が均一に広がり、完全導通のシートでは磁界の広がりが妨げられていることから、シートフレームの導通状態によって磁界分布が変化することが確認できた。

磁界 CAE を量産開発に適用するためには、シートの状態に関わらず、キーの位置を検知できるようにする必要がある。そこで、シートフレームが磁界分布へ及ぼす影響を最大限に考慮するため、シートモデルは完全導通とし、シートとフロアパネル同士も導通状態とすることとした。

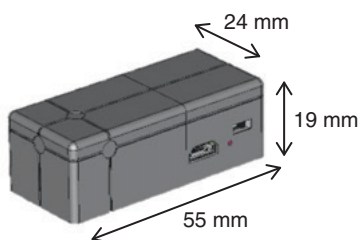


Fig. 7 Magnetic field sensor

4.4. 車室内での磁界分布の再現性

磁界 CAE の解析精度を確認するため、実車を用いて解析結果の相関性を検証した。

シートフレームの導通状態の寄与を確かめるため、運転席に実験用シートを 1 脚だけ完全導通の状態に配置した。このとき、シートとフロアパネルも導通状態とした。

車室内中央付近に取り付けた LF アンテナがつくる磁界分布の計測と解析の結果を Fig. 9 に示す。

磁界センサの計測誤差を加味しても、計測と解析の誤差は最大でも 10% であった。

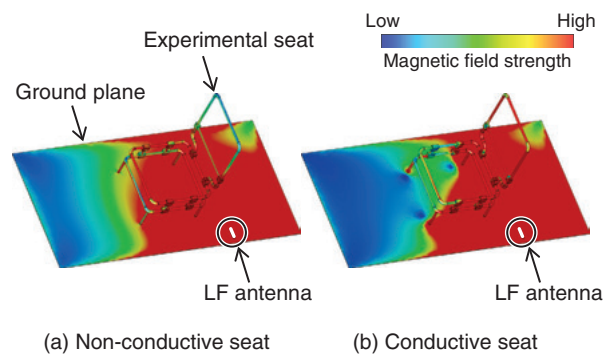


Fig. 8 Comparison of magnetic field distribution with conduction difference in seats

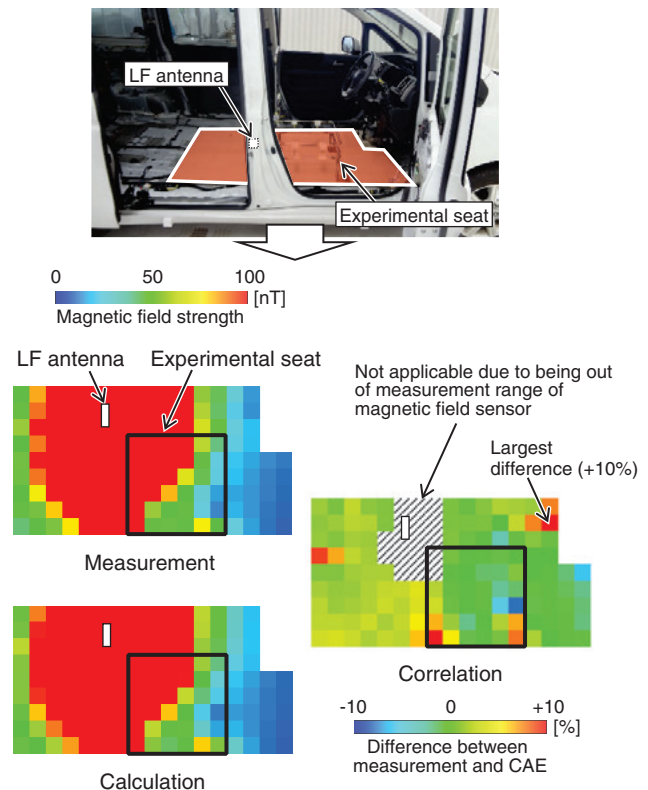


Fig. 9 Comparison of magnetic field distribution in measurement and CAE results for actual vehicle with experimental seat

これは距離に換算してキー1個分よりも小さな誤差であるため、磁界 CAE により実車の車室内のキー位置が十分な精度で予測できることが確認できた。

5. 実機確認

5.1. LF アンテナの配置検討

磁界 CAE を用いて車室内に取り付ける LF アンテナの配置を検討した一例を紹介する。

車室内では、インストルメントパネル、センタコンソール、そして、トランクルームに LF アンテナを取り付けているが、セダンではトランクルーム周辺の構造が複雑なため、車室内後方でのキー位置の検知が課題となる。

そこで、磁界 CAE を用いてセダン車の車室内後方でのキー位置の検知性能を、複数の LF アンテナ配置案から検討した。センタコンソールに配置した LF アンテナの磁界分布を解析した結果を Fig. 10 に示す。

解析結果より LF アンテナの取り付け位置がわずかに異なるだけでトランクルーム周辺の磁界分布が変化することが確認できた。

この例では、車室内後方でのキーの検知性能を向上するため車室内後方へ均等に磁界が広がるC案を採用した。

磁界 CAE により、実車を用いた評価をおこなうことなく、LF アンテナの配置を検討できるようになった。

5.2. キー位置の検知性能

シートフレームの導通状態により車室内外の磁界分布が変化するため、どのようなシートフレームの導通状態でも正しくキー位置を検知することが課題となる。

そこで、シートフレームが磁界に及ぼす影響を確認する

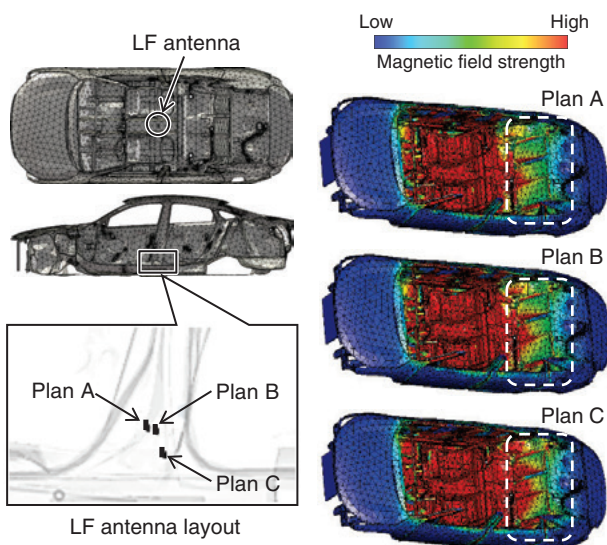


Fig. 10 Determining optimum layout from multiple antenna layouts

ため、3列シート仕様のミニバンの量産車を用いて検証した。車室内では、LF アンテナをインストルメントパネル、車室内中央付近のフロア上、そして、カーゴルームに配置した。

シートによる影響が最も大きい車室内中央付近のフロア上に配置した LF アンテナによる車室内外の磁界分布の計測と解析の結果を Fig. 11 に示す。

車室外へ漏れた磁界の分布を Fig. 11 (a) に示す。LF アンテナに近いフロントドアとリヤドアのすき間からの漏れが大きいことが確認できた。磁界 CAE で予測した磁界分布の様子や漏れが最大となる位置はおおむね一致した。

車室外でキー位置を正しく検知するため、磁界 CAE で得られた磁界の漏れの最大値を基準とし、この基準値よりも磁界が小さい範囲にあるキーの位置を車室外と判断するようにした。

つぎに、車室内の磁界分布を Fig. 11 (b) に示す。この基準値よりも磁界が大きい範囲にあるキーの位置を車室内と判断するようにした。磁界 CAE で予測したキー位置が車室内と判断する範囲は計測結果とおおむね一致した。

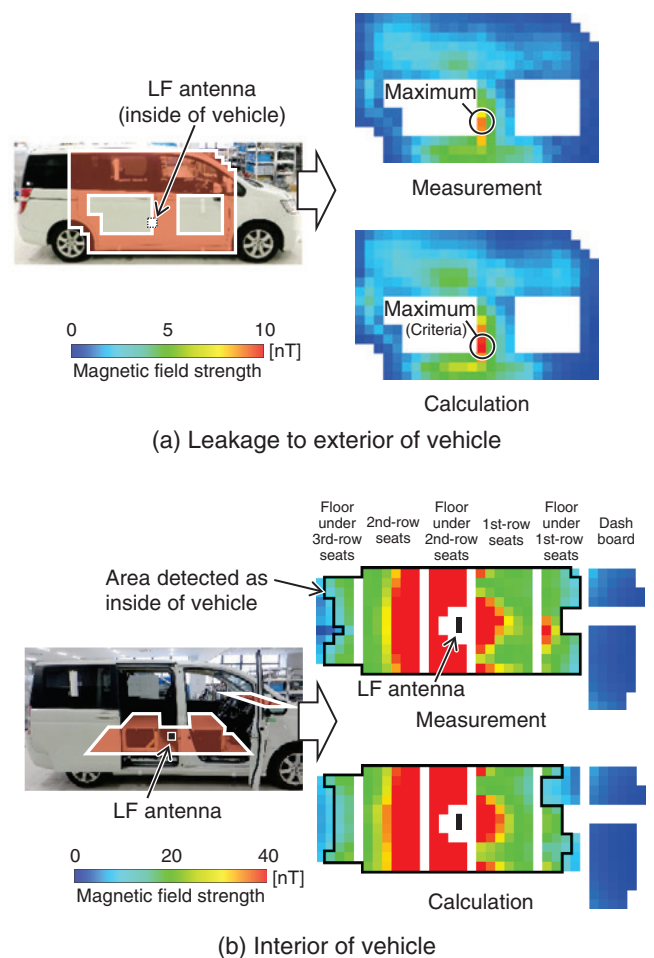


Fig. 11 Comparison of magnetic field distribution inside and outside mass production vehicle in measurement and CAE results

開発の初期段階でキー位置の検知性能を評価するにあたり十分な精度で予測できることが確認できた。

5.3. モデルの開発期間および計算時間

4 ドアセダン車の量産開発で、衝突 CAE 用のボデーモデルを用いて、磁界 CAE 用のボデーモデルとシートモデルを作成した。作成期間は合計で約 1 ヶ月であった。

車室内に LF アンテナを 1 個配置したモデルにおける計算時間は約 5 時間であった。

磁界 CAE を用いることにより、LF アンテナの取り付け位置を検討した後、適時に解析できることから、実車を用いた評価よりも効率的に検証ができるようになった。

以上より、新型車の量産開発の初期段階で入手できるデータから磁界 CAE モデルを作成し、実車を用いた評価よりも短時間でスマートキーシステムの評価ができることを確認できた。

6. まとめ

磁界 CAE を用いて、自動車開発の初期段階で適用できるスマートキーシステムの開発技術を構築した。

以下に、開発技術の概要を示す。

- (1) 自動車開発の初期段階で入手できるデータから、短時間で磁界分布を検討できる車両モデルを構築する技術を開発した。
- (2) 磁界 CAE の解析精度を検証するため、計測誤差が明確で車室内外の磁界計測ができる小型の磁界センサを開発した。
- (3) 実験用シートを用いた検証により、解析誤差の主要因がシートフレームの導通状態であることを確認した。
- (4) 磁界 CAE による解析結果を用いてスマートキーシステムの検証ができることを確認した。
- (5) 開発技術が量産開発に適用可能であることを確認した。

参考文献

- (1) https://www.honda.co.jp/factbook/auto/LEGEND/201411/LEGEND_1411.pdf
- (2) https://www.honda.co.jp/factbook/auto/CR-V/201808/CRV_201808.pdf
- (3) 深澤将弘，雲丹亀真剛：試作車レス開発を考慮した自動車空調用ホース振動伝達予測，Honda R&D Technical Review, Vol.30, No.2, p.83-88
- (4) 吉田俊秀，浜田康，沼元正樹，稲田貴裕：磁界 CAE を用いたアドバンストキーレス開発，マツダ技報，No.30, p.181-185, (2012)
- (5) <https://www.honda.com/safety/virtual-and-real-world-tests/>

■ 著 者 ■



丹田 喜雄



河守 俊明

シリンダヘッド熱疲労強度予測技術

Prediction Technology for Thermal Mechanical Fatigue Strength of Cylinder Head

竹内 俊輔¹

Shunsuke TAKEUCHI

米 永 和 昭¹

Tomoaki YONENAGA

石 井 嘉¹

Yoshimi ISHII

白 井 裕¹

Yutaka SHIRAI

新 井 秀 俊¹

Hidetoshi ARAI

宮 下 哲 也³

Tetsuya MIYASHITA

三 王 利 一¹

Toshikazu SAN'Ō

伊 藤 剛¹

Tsuyoshi ITO

山 口 義 博²

Yoshihiro YAMAGUCHI

佐 藤 佳 行¹

Yoshiyuki SATO

要 旨

実機テストによる同定が不要なシリンダヘッド熱疲労強度予測手法を確立した。温度境界条件を算出するCFD計算の渦モデルと物性値を見直すことで温度解析の精度が向上した。熱疲労解析は移動硬化則、温度依存性のある硬度劣化を考慮した材料モデルを適用し、また、ボルト結合モデルをFEM接点共有から多点拘束結合に変更することで解析精度を向上した。本CAE予測技術の確からしさを検証するため、実機によるエンジン耐久試験をおこなったところ、CAEで予測した耐久サイクルでクラックが発生することが確認できた。本研究により、従来必要であった実測温度との合わせ込みが不要となり、出図前のモデルベースによる熱疲労強度が予測できるようになった。

ABSTRACT

A method was established for predicting the thermal mechanical fatigue strength of a cylinder head without the need for verification by engine tests. The accuracy of thermal analysis was enhanced by revising the turbulent model and physical property values used in CFD calculations to calculate the thermal boundary conditions. Thermal mechanical fatigue analysis used a material model that takes into account the kinematic hardening rule and hardness overaging, which is dependent on temperature. The analysis accuracy was also increased by changing the bolt connection model from FEM node merging to multi-point constraint connection. Engine durability tests using an actual engine were performed to verify the accuracy of this CAE prediction technology, and the results confirmed that cracks occurred at the durability test cycle predicted by CAE. This research helped eliminate the former need for verification with measured temperatures, and enabled model-based prediction of thermal mechanical fatigue strength in the design phase.

1. まえがき

近年、自動車のエンジンに対する高出力、低燃費、低エミッション要求はさらなる高まりを見せている。このため、排気部品保護を目的とした燃料増量の廃止による排気ガス温度上昇や、過給機を用いたダウンサイジングエンジンによる比出力増加などの熱負荷の増加への対応が必要となっている。

シリンダヘッドは高温、高圧の火炎および燃焼ガスにさ

らされる燃焼室、排気ポートと、冷却水が通るウォータジャケット、バルブ機構を有したオイルに面するカム室と油路、新気の通り道である吸気ポートからなる。このため、単一部品ではあるものの運転状態の温度分布の偏差が大きいためから熱ひずみが発生する。この中でも高熱負荷により熱疲労強度が課題となる部位は運転中に高温となる燃焼室、排気ポートと、これらと隣合うウォータジャケットである。これらの部位はひずみゲージを用いた計測が容易ではない場所のため、CAEによる熱疲労予測をおこなってきた。

¹ オートモービルセンター

² オートモービルセンター、博士(工学)

³ SOLIZE Engineering 株式会社

熱疲労^{(1), (2)}は温度分布の変化と、材料特性や拘束による剛性分布の変化により熱ひずみが繰り返し発生すること起因して、蓄積される。シリンダヘッドにおける熱ひずみ発生要因を拘束形態で分けると内部拘束と外部拘束の2種類に分けられ、これが複合作用することで熱ひずみが発生している。内部拘束による熱ひずみは単一部品間における温度分布の偏差による熱伸び差で発生し、例えば高温の燃焼室を比較的低温の低い周辺部位が拘束することで発生する。これに対し外部拘束による熱ひずみは他の部品による拘束に起因し、例えばターボチャージャが熱膨張することでシリンダヘッドとの接合部に対してボルトを介して力を伝えることで発生するひずみである。

熱疲労強度評価にはこれらの熱ひずみを高精度に予測する必要がある。しかし従来の評価手法では、以下の課題があった。第一に CAE の温度合わせ込みは、約 100 点の測温線を施工した測温用シリンダヘッドを作成し、実機の測温結果をフィードバックする必要がある、設計から評価までに約半年の期間を要する。第二に高温高ひずみ部位においては CAE によるひずみ予測精度が低く、材料特性のより詳細な把握が求められていた。第三にターボチャージャは高温高剛性で熱伸びが大きいためにシリンダヘッドとのボルト締結部周辺に高いひずみが発生する。しかしボルト締結部の接触モデルが実態と合わず、ひずみ予測精度が低かった。従来はこれらの課題を抱えながら試作 1 号機の測温結果を用いて CAE 同定をおこない、熱疲労強度評価の結果が評価基準に満たない場合はシリンダヘッドの再設計と耐久試験のやり直しが必要で、大きな開発手戻りが発生していた。

2. 評価手法の技術要素

Fig. 1 に熱ひずみ発生の系統図を示す。熱ひずみ発生要因は温度分布と剛性分布に分けられる。熱疲労強度評価 CAE のフローを Fig. 2 に示す。まず初めに排気ポートとウォータージャケットの温度境界条件を CFD により算出し、次に温度解析をおこなう。算出した温度分布を用いて熱疲労解析をおこない、計算結果からひずみを抽出して疲労強

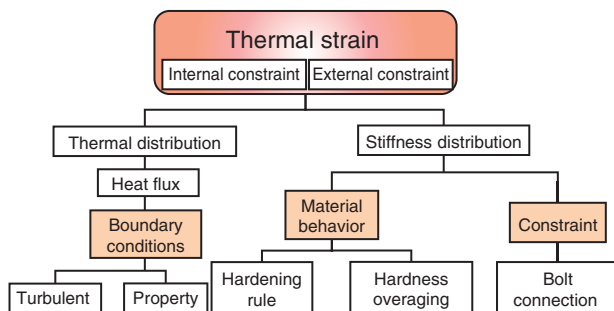


Fig. 1 Diagram of thermal strain factors

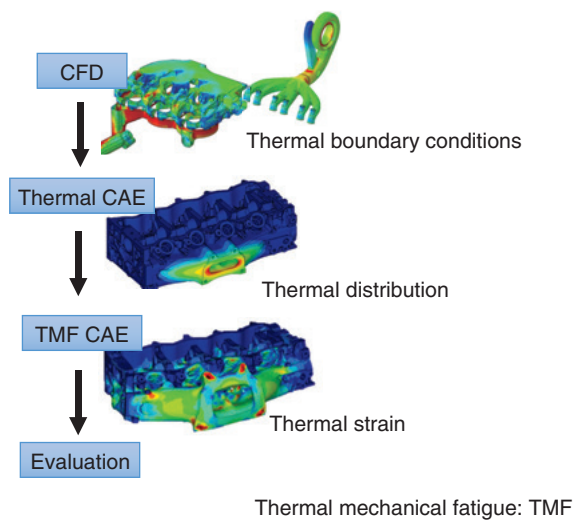


Fig. 2 Analysis flow of TMF evaluation

度評価をおこなう。

前述した熱疲労強度予測の課題を解決するには温度境界条件、材料挙動、拘束の解析精度向上が必要である。温度境界条件は、これを算出するための CFD における乱流モデルと熱伝達係数算出式が重要である。材料挙動は高温下における硬化則と硬度劣化、拘束はボルト結合モデルが重要である。本研究では再設計や耐久試験の手戻りを削減し、出図前の熱疲労強度評価を可能とすることを目指し、

- (1) 実機同定を必要としない高精度な温度解析を達成するための温度境界条件算出手法の構築
- (2) 高熱負荷における材料非線形特性を再現可能な材料モデルの構築
- (3) ボルト締結部周辺のひずみを再現可能な結合モデルの構築

をおこなった。

3. 評価手法の構築

3.1. 温度境界条件

出図前の実機同定ができない時期に熱疲労強度を評価可能な温度解析精度を達成するため、温度境界条件の計算手法の見直しをおこなった (Table 1)。ここで、温度境界条件とは流体からの熱伝達係数 (以後、HTC とする) と壁面近傍の流体温度 (以後、境界温度とする) である。ウォータージャケットと排気ポートは CFD 計算手法の見直しをおこない、燃焼室は新たに CFD による燃焼解析をおこなった。目標となる温度解析精度は $\pm 10^{\circ}\text{C}$ とした。

3.1.1. ウォータージャケットと排気ポートの温度境界条件

ウォータージャケットと排気ポートそれぞれの温度境界条件は CFD により求める HTC と一定値の境界温度である。ウォータージャケットは定常流れ解析をおこない HTC を算出する。排気ポートは脈動を考慮した各クランクアングル

Table 1 Thermal boundary conditions

		Previous method	New method
Water jacket and exhaust port	Turbulent model	Standard k-ε	Realizable k-ε
	Gas/LLC property	Constant	Variable with temperature
Combustion chamber	Boundary condition	Empirical value	Combustion CFD

ごとの非定常流れ解析をおこない、各クランクアングルの HTC を平均して用いる。

ウォータージャケットや排気ポートは複雑な流路であるために、はく離と再付着の現象を再現することで HTC の解析精度の向上が見込まれる。そこで、より適切な乱流モデルを検討した。はく離と再付着の再現性検証としては、乱流モデルの精度検証として多く参照される後方ステップモデル^{(3), (4)}を用いた検証をおこなった [Fig. 3 (a)]。乱流モデルを従来の標準 k-ε モデルから Realizable k-ε⁽⁵⁾に変更することにより、はく離と再付着の流れ解析精度が向上し、壁面における圧力係数分布の再現性が向上した [Fig. 3 (b)]。

また、従来の手法で算出した排気ポートの HTC を用いた温度解析では、排気ポート内部の温度が実測に対して高くなる傾向にあり、0.6 から 0.8 程度の係数を掛けることで温度同定をおこなってきた。これは温度変化による物性値変化が大きい排気ガスにおいて、HTC を算出する際の排気ガスの物性値を一定値としていたことで、HTC のずれが

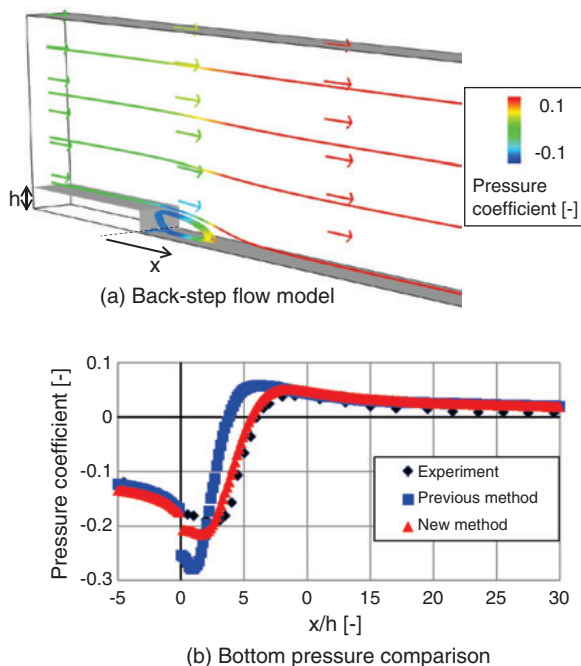


Fig. 3 Turbulent model verification in back-step flow

大きくなったと考えられる。そこで、新たに物性値を温度の関数として HTC を算出する手法を構築した。

乱流モデル変更と HTC 算出手法の見直しによる温度解析精度検証結果を Fig. 4 に示す。比較のために排気ポートの HTC は CFD 計算結果に係数を掛けずに用いた。新手法による温度境界条件を用いた温度解析では実測に対して ±10℃ の予測精度を達成した。

3.1.2. 燃焼解析による燃焼室温度境界条件算出

従来は燃焼室の温度境界条件を経験則に基づき領域分けし、境界温度を一定として HTC を重みづけすることで温度分布を再現したが、この手法は実測結果に対して HTC を重みづけして合わせ込む必要があるため、測温試験結果があることを前提としていた。また、昨今の直噴化や過給化による燃焼形態と燃焼室形状の複雑化により従来手法での温度の合わせ込みが容易ではなくなった。そこで本研究では、出図前に高精度な燃焼室温度を算出可能とする手法を検討した。

燃焼室における温度境界条件の分布を把握するために CFD による燃焼解析を用いた。燃焼解析結果よりクランクアングルごとの境界温度と HTC を抽出し、これらを平均して温度境界条件とした。Fig. 5 に燃焼解析による温度境界条件を示す。火炎から燃焼室への熱流束 q は式 (1) で求める。

$$q = h \cdot \Delta T \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (1)$$

h : HTC (熱伝達率) [W/m²K]

ΔT : 燃焼室壁面温度と境界温度の差 [K]

従来は HTC を重みづけすることで熱流束を表現していたが、燃焼解析結果から、境界温度も HTC も分布をもっており、従来のようにどちらか一方を固定して熱流束を表現す

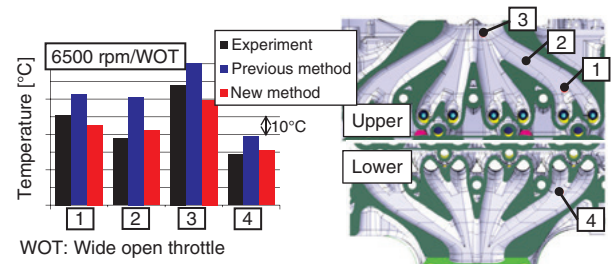


Fig. 4 Temperature comparison on exhaust port surface between experiment and CAE

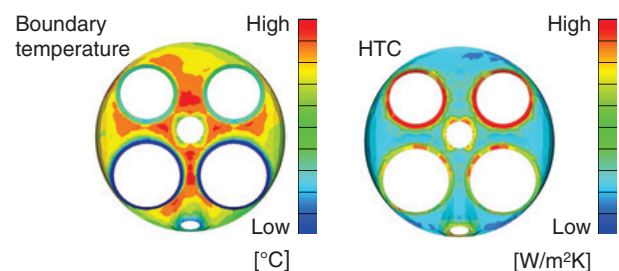


Fig. 5 Boundary conditions calculated by CFD

ることは容易ではないと判断し、燃焼解析による境界温度と HTC 両方を温度解析モデルにマッピングすることとした。

本手法の精度検証として実機試験との温度比較をした (Fig. 6). 実機同定前の経験則に基づいた従来手法では実測に対して最大で 20℃ の誤差があるが新手法では ± 10℃ を達成した。

3.2. 材料モデル構築

従来の熱疲労解析における材料モデルは、各温度におけるヤング率、ポアソン比、線膨張係数を使用した線形材料モデルであり、塑性や劣化の考慮をしていなかった。しかし燃焼室のように、温度が高く周囲から拘束されて塑性変形する部位については、強度評価のために材料の非線形挙動を正確にとらえる必要がある。CAE による熱疲労評価で扱う材料モデルは温度依存性を考慮したヤング率と応力-ひずみ特性 (S-S カープ)、線膨張係数を用いるが、中でも S-S カープは材料の非線形挙動を予測するための重要なパラメータである。今回は高温材料の非線形挙動を再現するために移動硬化則⁽⁶⁾と硬度劣化^{(7), (8)}のモデル化をおこなった。また、シリンダヘッドに用いる時効硬化合金では高温保持による過時効によって強度低下する一方で、ヒステリシスループの縮小によるエネルギー損失減少により結果的に長寿命化することが単体試験によって明らかとなったため、より厳しく強度評価をおこなう目的でクリープを考慮しないこととした。

3.2.1. 移動硬化則の適用

冷熱サイクルの繰り返しによる S-S カープは、硬化則により変化する。硬化則には等硬化則と移動硬化則があり、本研究において両者を比較した。繰り返しの熱負荷が加わるときの S-S カープについて、熱疲労試験を用いて CAE の精度検証をおこなった。この試験は、材料単体テストピース (TP) に機械的な負荷と熱サイクルによる負荷を複合的に与えるもので、さまざまな部品の耐熱疲労性評価に用いられてきた。Fig. 7 にその概要を示す。CAE と実測のコリレーションのために Fig. 7 (b) のように評価部位のみ切り出してモデルを作成した。試験モード [Fig. 7 (c)] は

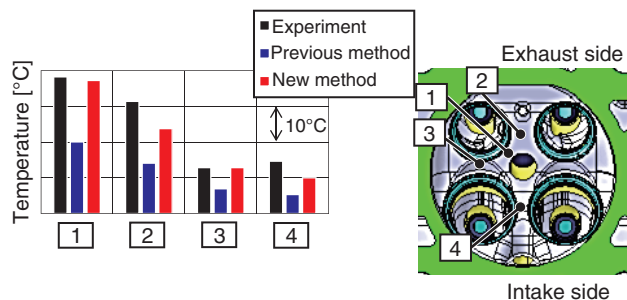


Fig. 6 Temperature comparison on combustion chamber surface between experiment and CAE

熱間時に圧縮ひずみが発生する負荷条件で 50℃ から 250℃ までの加熱と冷却を繰り返した。入力する機械ひずみを ± 0.3% とし、試験中に計測したヒステリシスループと CAE による解析で得られたヒステリシスループを比較した結果を Fig. 8 に示す。Fig. 8 (a) に示す等硬化則による非線形挙動の計算結果に比べ、Fig. 8 (b) に示す移動硬化則を用いた方がよく実機結果に合うことがわかる。移動硬化則を考慮することでヒステリシスループの 1 サイクル目からパウシンガー効果⁽⁹⁾を模擬でき、3 サイクル目の最大応力の実機との誤差はわずか 3% 以内にとどまった。対して、等硬化則の場合は 3 サイクル目の最大応力の実機との誤差は 30% に及んだ。よって移動硬化則を用いることとした。

3.2.2. 硬度劣化の考慮

シリンダヘッドに用いられているアルミニウム合金は、熱処理による強化をおこなっているため、長時間高温環境で暴露されることにより硬度劣化を引き起こす。これによ

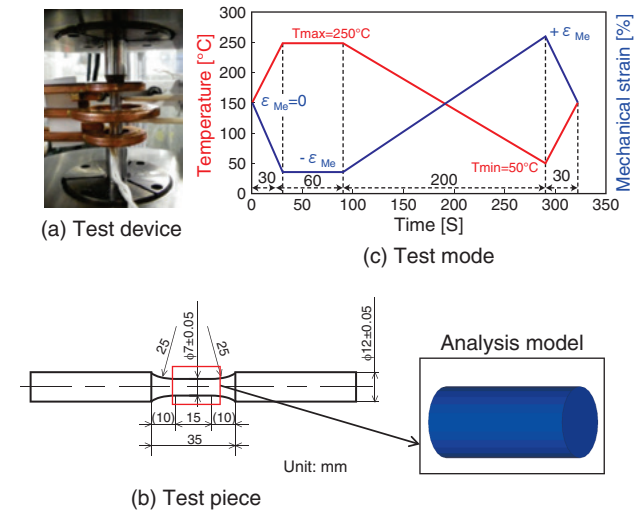


Fig. 7 TMF test outline and analysis model

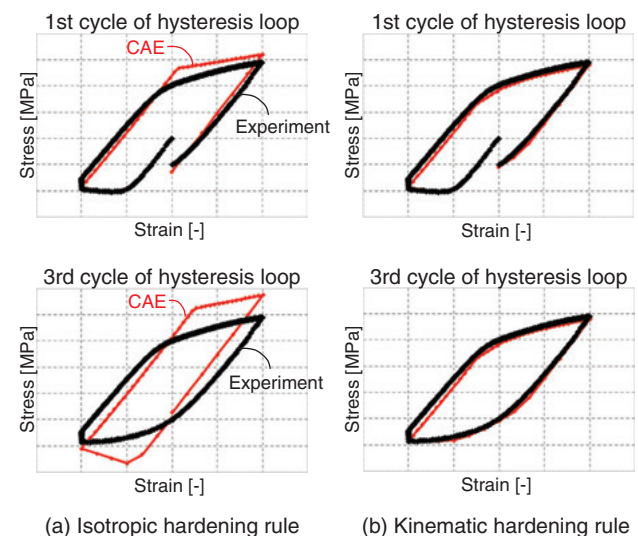


Fig. 8 Hysteresis loop due to hardening rule

り材料の強度は低下し、S-Sカーブも変化する。Fig. 9に、シリンダヘッド材の各温度環境下でさらされた時間による硬度劣化特性を示す。特に燃焼室などがエンジン稼働時にこのような高温環境にさらされるため、CAEによる強度評価の中で硬度劣化を考慮する必要がある。硬度劣化は時間的に連続的に起きる現象であるため、弾塑性解析でそれを表現するのは容易ではない。本研究の取り組みでは、硬度劣化の度合いとして、劣化度A (HRB 60以上)、劣化度B (HRB 40から60)、劣化度C (HRB 20から40)、劣化度D (HRB 20以下)の4段階に分け、各劣化度におけるS-SカーブをFig. 10に示すように作成した。Fig. 10(a)はHRB 70, 50, 30, 10の硬度ごとのS-Sカーブを示す。これら4種の硬度をそれぞれ劣化度AからDの代表硬度として割り当てる。これらの硬度のS-Sカーブを温度ごとに計測し、Fig. 10(b)に示すように各硬度劣化度ごとに温度別のS-Sカーブを作成し、熱疲労解析に反映した。

温度と時間によって劣化度が変わるため、解析対象物の劣化度はエンジンの運転条件によって変化する。まず温度は温度解析より求められ、劣化時間は想定する運転モードによって決まるので、それらから解析対象物各部の劣化度がわかる。各部の劣化度ごとにS-Sカーブを持ち分けて弾塑性解析を実行することで、材料の熱劣化を考慮した強度解析が実現できる。

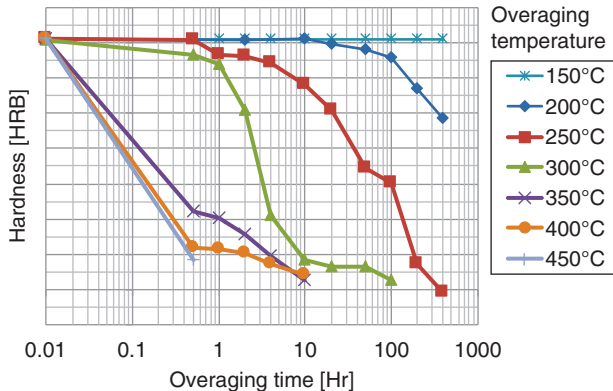


Fig. 9 Hardness overaging characteristics of aluminum alloy

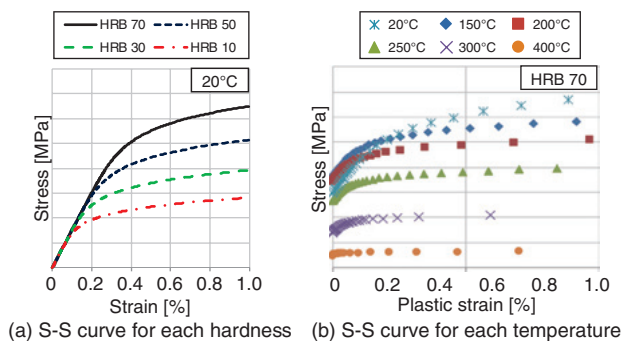


Fig. 10 Creation of S-S curve for each degree of overaging

3.3. 結合モデル

ターボチャージャとシリンダヘッドの締結ボルト周りには、従来のCAEではひずみ予測が容易ではなかった。これはターボチャージャによる外部拘束をシリンダヘッドに伝えるボルトのモデル化に課題があると考えた。

ターボチャージャ締結部はターボチャージャの熱伸びによるボルトの曲げ影響が大きい。従来のネジ部の結合モデルはボルトとメネジの接合部のFEMモデルを接点共有することで表現していた[Fig. 11(a)]。しかし接点共有した接合部に対しボルトに曲げの力を加えたときにボルトがメネジから離れる挙動を再現できず、外部拘束による影響を適切に表現できなかった。そこでFig. 11(b)に示す多点拘束(Multi-point constraint: MPC)を用いることでボルトのスラスト方向に追従し、ラジアル方向は接触を定義することでボルト軸力と曲げによる力の伝達を再現した。ボルト締結モデルの妥当性を検証するためにシリンダヘッド排気フランジ周りを模擬したTPを用いて検証試験を実施した(Fig. 12)。試験はシリンダヘッドを模擬したアルミ製TP

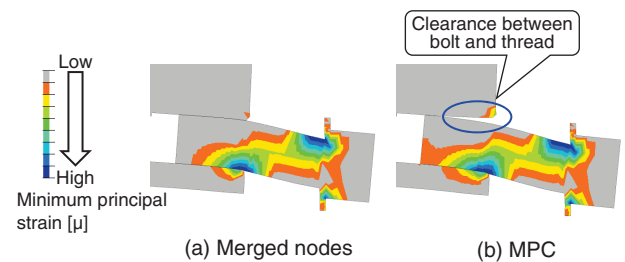


Fig. 11 Rigid body connection model

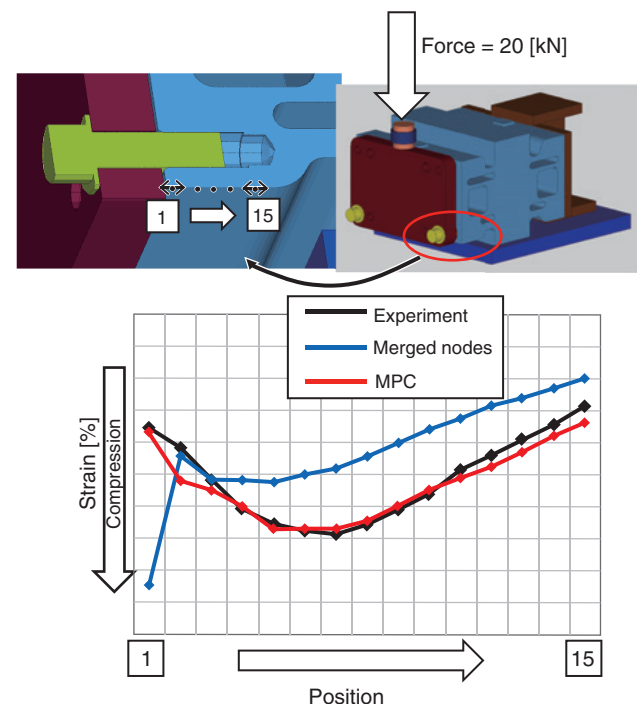


Fig. 12 Advanced rigid body connection model

を定盤に固定し、排気フランジを模擬した鉄製の板をボルトで締結して板に対して荷重を与えた。メネジ近傍にはひずみゲージを15枚連続して施工し、ボルト締結部周りのひずみ分布を計測した。荷重はオートグラフを用いて垂直方向に20 kNを加えた。実機試験結果とCAE結果をFig. 12下段に示す。従来手法に比べて全域の解析精度向上を確認した。

次に、実機を用いて排気系の外部拘束によるボルト締結部周りの熱ひずみ解析精度の検証をおこなった。試験は単気筒シリンダヘッド (Fig. 13) を用いた。ひずみ解析精度は従来の接点一致によるボルト結合モデルに比べて MPC を用いた結合モデルにおいて向上し、実機に対して $\pm 10\%$ の精度を確保できた。

これらの解析精度向上を加味したシリンダヘッド熱疲労強度解析を実施した結果、最も熱ひずみが大きい部位は燃焼室であることを、あらためて確認することができた。

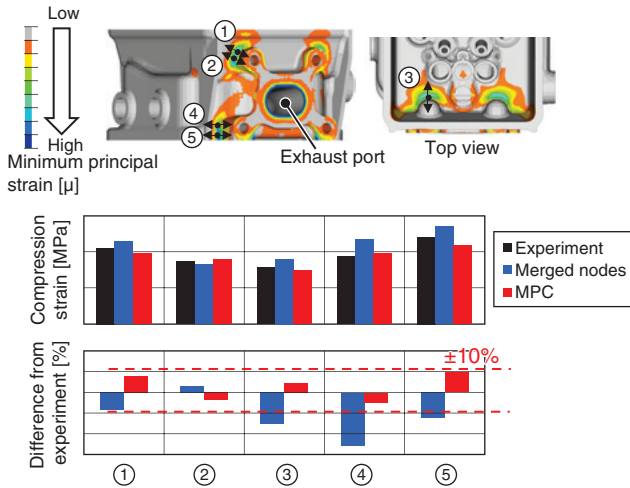


Fig. 13 Verification on thread connecting area with exhaust port

4. 予測技術と実験結果の比較

本手法による熱疲労評価の確からしさを確認するため、シリンダヘッドで最も熱ひずみが大きい燃焼室に着目し、実機による濃縮耐久試験を実施した。Table 2 に本試験で用いたエンジン諸元を示す。本耐久試験は WOT 条件で過給圧力調整による出力増加と冷却水流量コントロールにより熱ひずみを増加させた。また、モード運転中の測温試験結果から熱ひずみがおおむねサチレートする保持時間を算出し耐久試験モードを設定した (Fig. 14)。

Fig. 15 に本耐久試験モードでの熱疲労解析結果を S-N 線図にプロットしたものを示す。材料モデルを従来の線形材料モデル (Fig. 15 の青プロット) から非線形材料モデル (Fig. 15 の赤プロット) に変えることで熱ひずみが増加し

Table 2 Engine specifications

Engine type	L4 DOHC VTEC Turbo
Bore × Stroke [mm]	73.0 × 89.4
Displacement [cm ³]	1496
Compression ratio [-]	10.6
Maximum power [kW/rpm]	110/5500
Maximum torque [Nm/rpm]	203/1600-5000
Fuel type	Gasoline (RON91)

た。これは高温、高ひずみに暴露されることに起因する移動硬化則と硬度劣化を再現することで、ひずみ解析精度を向上させたためである。

S-N 線図より熱ひずみが大きい A だけにクラックを発生させられる耐久サイクル数 N_t を決定し、耐久試験を実施した。耐久試験結果を Fig. 16 に示す。A だけにクラックが発生し、B にはクラック発生が無いことが確認できた。

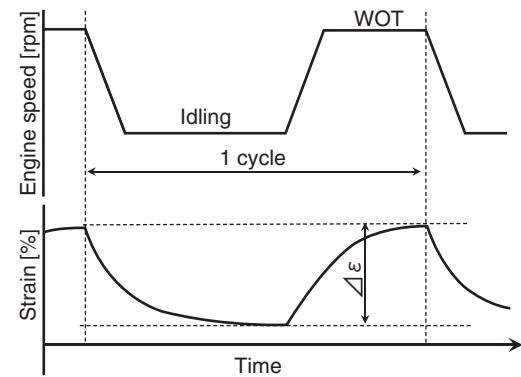


Fig. 14 Durability test cycle

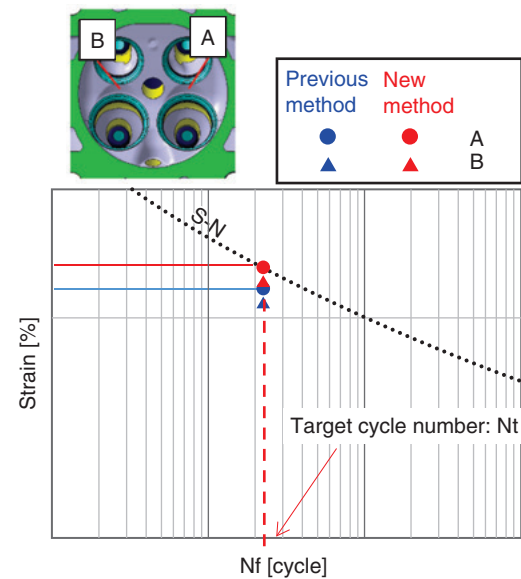


Fig. 15 Effect of new method on S-N diagram

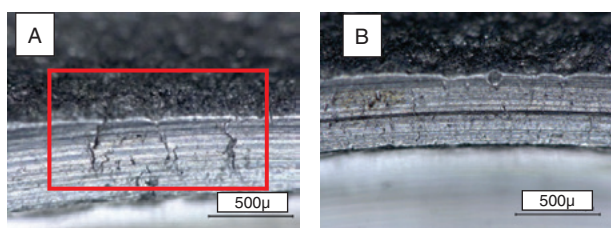


Fig. 16 Combustion chamber after durability test

5. まとめ

出図前のシリンダヘッド熱疲労強度をモデルベースで予測可能な手法を確立した。以下に構築した技術をまとめる。

- (1) ウォータージャケット、排気ポートのCFD解析手法を見直し、燃焼解析を用いることで、温度境界条件を求め、実機同定せずに±10℃の精度でシリンダヘッドの温度予測が可能な技術を構築した。
- (2) 硬化則、硬度劣化を考慮することで、高熱負荷までの材料挙動を再現可能な材料モデルを構築した。
- (3) ボルト締結の結合モデルを見直し、実機同等のひずみ分布を再現するモデルを構築した。

参考文献

- (1) 鶴戸口英善:熱サイクル疲労, 溶接学会誌, 第37巻, 第6号, p.573-585, (1968)
- (2) 戸田裕之, 小林正和:材料の熱疲労破壊, 軽金属, 第59巻, 第6号, p.312-319, (2009)
- (3) https://turbmodels.larc.nasa.gov/backstep_val.html
- (4) Lee, C. Y., Park, S. H., Cho, S., Lee, I.:Delayed-Detached Eddy Simulation for Optical Path Control on Backward-Facing Step Flow, Seventh International Conference on Computational Fluid Dynamics, ICCFD7-2701, (2012)
- (5) Shin, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J.: A New $k-\epsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation, Computers & Fluids, Vol. 24, Issue 3, p.227-238, (1995)
- (6) Lee, M. G., Kim, D., Chung, K., Youn, J. R., Kang, T. J.:Combined Isotropic-Kinematic Hardening Laws with Anisotropic Back-stress Evolution for Orthotropic Fiber-Reinforced Composites, Polymers & Polymer Composites, Vol. 12, No. 3, (2004)
- (7) 戸田裕之, 福永哲也, 小林正和, 上杉健太郎, 小林俊郎, 山田徹, 大場義夫, 柿崎みな子:表面冷間加工処理を施したAC4CHアルミニウム合金鋳物の熱機械疲労

特性, 軽金属, 第58巻, 第6号, p.236-241, (2008)

- (8) 茂泉健, 手塚裕康, 里達雄:Al-Si-Mg-Cu系鋳造合金の熱疲労寿命に及ぼす析出硬化および共晶Si組織の影響, 軽金属, 第54巻, 第6号, p.205-210, (2004)
- (9) White, C. S.:A Combined Isotropic-Kinematic Hardening Model for Large Deformation Metal Plasticity, Final Report, MTL TR 88-46, U.S. Army Material Technology Laboratory, (1988)

著者



竹内 俊輔



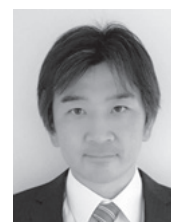
白井 裕



三王 利一



山口 義博



米 永和昭



新井 秀俊



伊藤 剛



佐藤 佳行



石井 嘉



宮下 哲也

外装用樹脂強度部品に適用可能な高速金型加熱冷却成形に 用いる金型温調回路設計手法の確立

Establishing Design Method for Mold Temperature Control Piping of Rapid Heat and Cool Molding
Used for Fabrication of High Strength Exterior Resin Parts

杉 生 大 輔¹
Daisuke SUGIO

要 旨

外観性が求められる自動二輪車の樹脂強度部品を量産するため、廉価なガラス繊維強化ポリプロピレンでのヒート＆クール成形法を検討した。成形サイクルタイムと温度均一性を両立するために、三次元曲面に沿った温調回路を採用し、テストピース実測に基づいた検討により配管の基本仕様を決定する考え方を整理した。また、理想的な配管設計ができない箇所に対して、キャビティ表面温度分布が検証可能な伝熱シミュレーション手法を開発した。その際、ボイラの飽和蒸気を熱媒体として用いるシステムに対し、熱媒体を熱水と仮定する簡易的手法が有用であることを示した。

ABSTRACT

Assuming the mass production of good appearance and high-strength plastic parts to be used on motorcycles, we studied the Heat and Cool (H&C) molding method to fabricate low-cost glass fiber reinforced polypropylene parts. In order to satisfy both molding cycle time and mold surface temperature uniformity requirements when temperature control piping are laid along a three-dimensional surface of a mold cavity, we used actual measurements made on test pieces to systematically define basic specifications for the piping arrangement. In addition, to deal with portions where an ideal piping design cannot be made, we developed a heat transfer simulation method that can effectively determine the surface temperature distribution of a mold cavity. With this, for a system that uses saturated steam from a boiler as the heating medium, it was indicated that a simple method to assume hot water for the heating medium can in fact be quite useful.

1. まえがき

自動二輪車は、中国、インド、タイ、インドネシア、ベトナムなどアジアを中心とする地域で広く利用されており、その経済発展に伴い大きな市場を形成している。これらの地域では交通インフラが十分に整っていないこともあり、自動二輪車は重要な移動手段であり、また、荷物を運搬するための手段としても広く用いられている。近年、市場が成熟するにつれて実用性のみならず、意匠性がこれまでよりもいっそう求められるようになってきている。そのため、自動二輪車の外装部品には高い生産性と形状自由度が

求められるようになり、樹脂射出成形品が広く用いられるようになった。

強度が求められるリヤグラブルールやキャリアは、従来、鉄パイプやアルミのダイカストを用いて製造されてきた。近年ではこれらの部品もガラス繊維強化樹脂を用いた樹脂化がおこなわれている。ガラス繊維強化樹脂は、マトリクスとなる樹脂にガラス繊維を混合して強度、弾性率を向上させた樹脂材料である。ガラス繊維は強化材として優れているが、一方で、成形品表面に混合したガラス繊維が露出してしまうことから、ガラス繊維樹脂を用いて高い外観品質の製品を作成することは一般的には容易ではない。そこ

¹ 本田技研工業株式会社

で、樹脂の改良、もしくは、塗装などによる隠ぺいの手法がこれまで広く用いられてきた。例えば、ガラス繊維強化ポリアミド (PA-GF) は、樹脂の改良によりガラス繊維露出を抑えることが可能である。

しかしながら、樹脂の改良による手法では素材コストが高くなってしまい、また、塗装は多くの工程を必要とすることから、生産性に課題を生ずる。そこで本研究においては、マトリクス樹脂としてより廉価なポリプロピレンをガラス繊維で強化した、ガラス繊維強化ポリプロピレン (PP-GF) の適用を検討した。一般に、PP-GF を従来の射出成形法で成形した場合には、要求される外観を十分に満足することができない。これは、PP-GF の結晶化速度が速くガラス繊維が露出したまま表層が固まってしまうためである (Fig. 1)。そこで、ヒート & クール成形法 (H&C 成形法) により、塗装なしで外観性を満足させる量産手法の確立を目指した。

H&C 成形は、同一成形サイクル内で金型のキャビティを蒸気などの熱媒体で加熱し、成形後に水などの冷媒で冷却する成形手法である。必要な温度まで金型が加熱された後、樹脂を型内に充填して成形をおこなう。高い金型温度で成形することで樹脂の固化が遅延され型転写が良くなり、繊維露出やウエルドのない高外観な成形品が得られる。ただし、生産性の要求から加熱・冷却サイクルを短縮していくと、キャビティ表面温度のムラが大きくなっていき、外観のムラやガス焼けやバリ等の成形不良が発生してしまう。よって、キャビティ表面温度のムラを小さくする

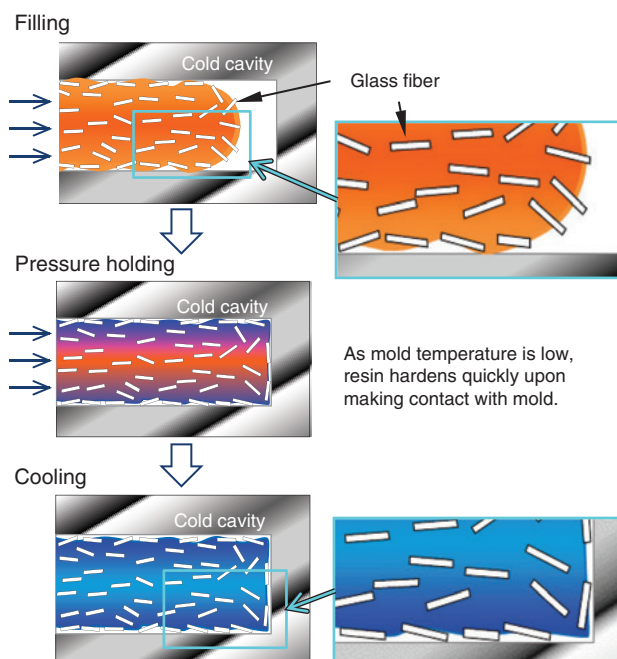


Fig. 1 Exposure of glass fibers on surface of glass fiber reinforced plastic molded by conventional injection molding

ための金型温度制御設計手法の確立が課題である。

本研究では、金型キャビティ表面温度の予測技術として、テストピース実測結果を用いた手法構築⁽¹⁾、シミュレーションによる手法構築⁽²⁾をおこなったので、それぞれについて4章、5章に記す。また、構築した手法の有効性についてリヤグラブレールを例として6章に記す。

2. 成形サイクルと金型キャビティ表面温度の目標値の設定

H&C 成形の金型加熱システムは、効率的な成形システムの構築のために電磁誘導加熱や高圧ボイラなどの特殊な設備を用いる場合もあるが、本研究ではさまざまな生産拠点への展開性を重視し、工場設備として普及している一般的なボイラの飽和蒸気を熱媒体として用いるシステムを採用した。また、生産性の要求より、成形サイクルの目標値は120秒以下と置いた。

成形品の外観品質を向上させるために必要なキャビティ表面の温度の範囲について、リヤグラブレールを模した肉厚のテストピースを成形する金型を製作し検証をおこなった。Fig. 2 に示すグラフは、金型のキャビティ表面温度を変化させて PP-GF を成形したときの、成型品表面の光沢の度合いと重量の変化を示す。光沢は ASTM D523 に基づき、入射角 60 度にて測定した値を示す。キャビティ表面温度が低いとガラス繊維が露出して光沢が得られない。また、キャビティ表面温度が高すぎると収縮が大きくなるため、重量が軽くなりヒケなどが生じ、強度不足の原因となる。したがって PP-GF を用いた成形においては、成形品のガラス繊維露出を抑えた上で、他の成形品質も満たすことが必要であるため、金型キャビティ表面の温度範囲をキャビティ全面にわたって 120 – 145°C の範囲にコントロールすることを目標値と設定した。

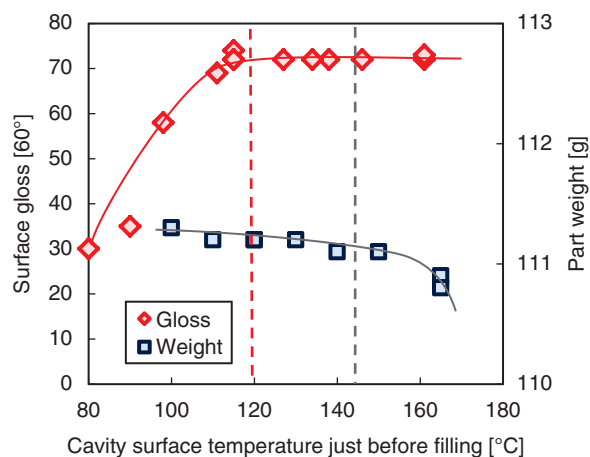


Fig. 2 Surface glossiness and weight of molded part in relation to different cavity temperatures

3. 三次元形状に対応した配管手法

キャビティ表面温度の加熱時の温度差を解決するには、加熱時の各キャビティ部位への熱の伝わりやすさを等しくするために温調配管からキャビティまでの距離を等しくすることが必要である (Fig. 3). これを実現するため、本開発ではモノリシックな金型ではなく、合わせ構造の金型によって温調配管を形成する手法 (Milled Groove Channel 法) を採用した (Fig. 4)⁽³⁾. この手法の採用によりキャビティ面の曲面に沿った配管を形成できるため、配管からキャビティ面までの距離を等しくすることができ、加熱時のキャビティ表面の温度上昇の時間差を低減できると考えた。また、曲面への追従性を向上させるために、配管の直径はできるだけ小さくすることと考える。

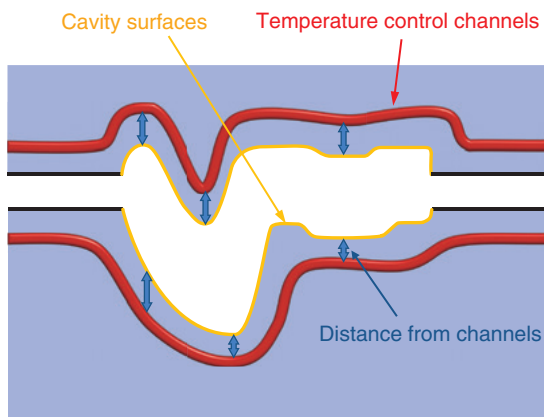


Fig. 3 Cross section of ideal Heat and Cool channels

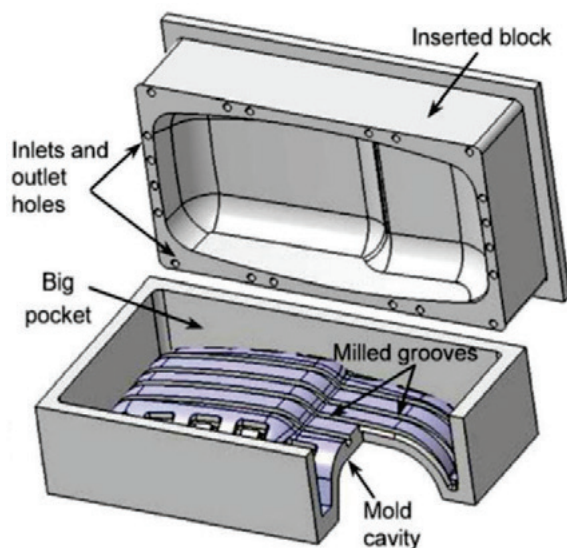


Fig. 4 Example of piping for cooling fabricated by Milled Groove Channel method

4. テストピース実測結果に基づく金型温調仕様の決定手法の構築

加熱冷却を短縮するためにはキャビティ表面近くに温調回路を設置するのが望ましいが、近すぎると配管のある場所とない場所の間に温度差を生ずる要因となる。そのため、この温度差を許容範囲内に抑えつつ効率的な加熱と冷却をおこなうことのできる、配管仕様を設定する必要がある。代表的なパラメータは四つあり、配管径 (D)、深さ (H)、ピッチ (P)、長さ (L) である (Fig. 5). これらについて、金型を模擬した構造モデルを用い、実測をおこなった結果に基づいて検討をおこなうことで金型温調仕様を決定する手法を構築した。以下、詳細に記す。

4.1. 配管径

三次元の曲面形状を持つキャビティ面に沿って配管を設置するためには、配管径が細いことが望ましいものの、配管径が細すぎると熱媒体の温度が下がってしまう。180°C の蒸気を用いたテストピースの昇温試験において、テストピースに設置した配管の蒸気の入り口と出口の温度差が、配管径に対してどのように変化するかを Fig. 6 に示す。グラフからわかるように、配管径 5 mm を下回ると入り口と出口の温度差が非常に大きくなる。一方、前述したとおり配管径はなるべく小さいほうが望ましい。そのため本検討においては、配管径は 5 mm とすることとした。

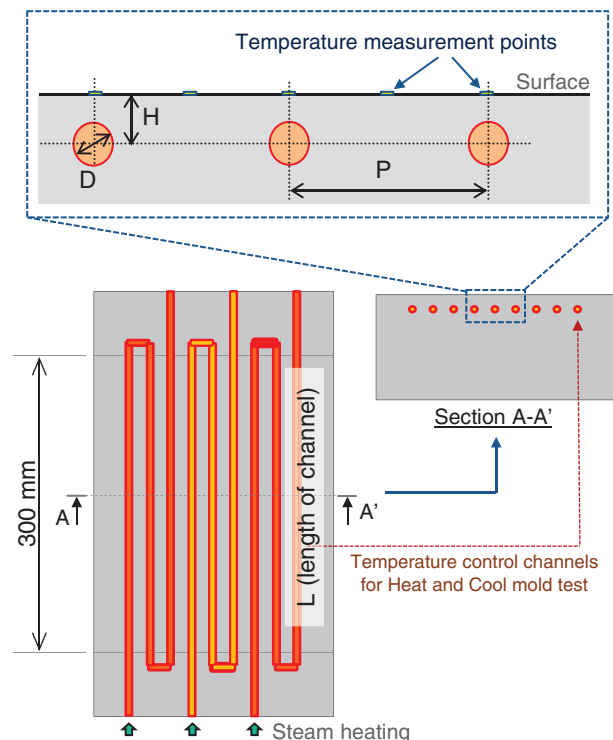


Fig. 5 Structure model of piping system for analytical investigation

4.2. 配管深さ

配管深さに対する、温調配管上のテストピース表面温度が120°Cに達するまでの時間をFig. 7に示す。深さが小さいほど温度上昇に要する時間は短くなる。しかし、配管の深さが小さくなると、金型の耐久性が低下する。そのため、金型の耐久性と生産性の要求から、本検討では配管深さは10 mmに設定した。

4.3. 配管長さ

配管径の検討と同様に、180°Cの蒸気を用いたテストピースの加熱昇温試験をおこない配管の長さの影響を確認した。配管長さは長いほどとりまわしの自由度が高くなるものの、長すぎると熱媒体が冷えて出口付近を十分に温め

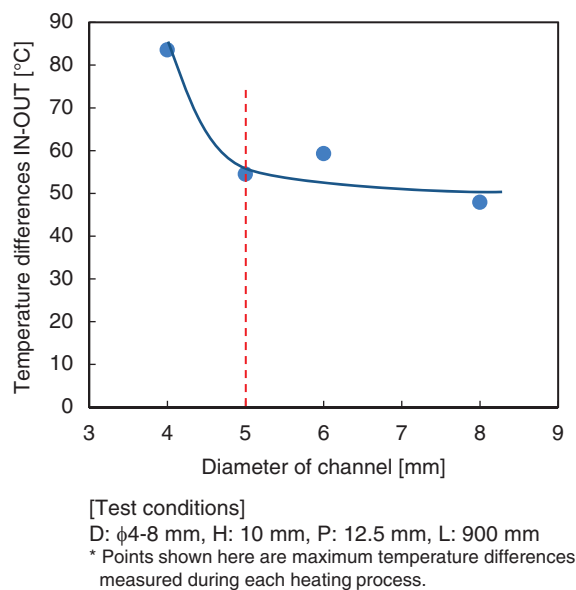


Fig. 6 Temperature differences between inlet and outlet

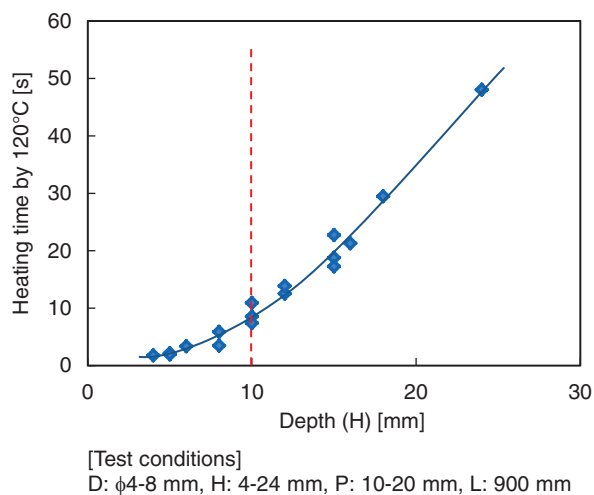


Fig. 7 Heating times to raise temperature from 40 to 120°C with different pipe diameters and pitches

られない。そこで、キャビティ表面を模したテストピース表面について、配管径路にそって温度を計測した。その結果をFig. 8に示す。ここに、図中のプロットは、本昇温試験において、温度上昇がもっとも早い点が130°Cに到達した時点での、各測定点の温度を示し、横軸は配管に沿って測定した配管の入り口からの距離を示す。このグラフより、配管長が1000 mmを越える部位での温度が低くなり、こうした部位において配管内を流れる蒸気の温度が低くなっていることが示唆される。この結果を踏まえ、また、前述したとおり、配管長はできるだけ長いほうが望ましいため、1000 mm以内と設定した。

4.4. 配管深さとピッチ

次に配管の深さとピッチについての検討をおこなった。Fig. 9に赤色で示したように配管の真上はもっとも温度が上がりやすく、青色で示した配管と配管の間部分部分は温度が上がりにくい。また、深さが小さければ温度上昇は速くなるが、温度が上がりやすい部分と上がりにくい部分の差が大きくなってしまふ。さらに、配管からキャビティ表面までが薄くなってしまふため、金型の強度が低くなる。一方、ピッチが小さければ赤と青の部分の温度差は小さくなるが、隣り合う配管が近くなり、金型強度が低くなってし

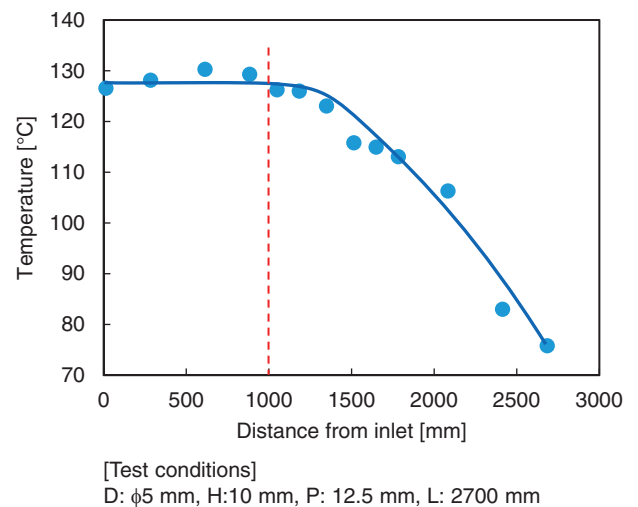


Fig. 8 Temperatures measured along channel on surface of structure model

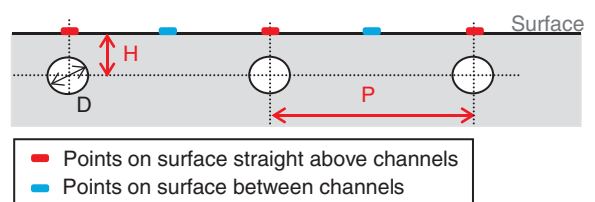


Fig. 9 Temperature measurement points on surface of structure model

まう。このように、深さとピッチの最適値はお互いの相対値によって決定され、その影響は Fig. 9 に示す赤色と青色の部分の温度差に現れる。そこで、深さとピッチの比 H/P に対するこの温度差を比較した (Fig. 10)。 H/P が 0.5 を下回ると温度差が大きくなる。また、 H/P が大きくなると温度差は小さくなり均一に表面が昇温されるようになる。一方で、昇温にかかる時間を短縮するためには、深さはなるべく小さいほうが望ましい。以上の事柄を勘案し、まず、深さとピッチの比を 0.5 から 1 の範囲に設定することとした。さらに、先に述べた、金型の耐久性からくる制約により、深さを 10 mm に設定したため、ピッチの範囲は 10 mm から 20 mm に設定することとなった。

4.5. 決定した配管の基本仕様

以上、温調配管仕様に起因する金型キャビティ表面の加熱時間と温度差を最少化する考え方を整理し、それに基づ

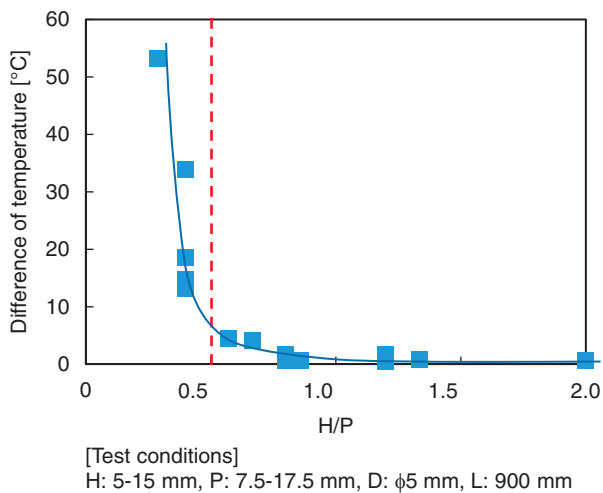


Fig. 10 Variation in deviations of cavity temperature in reference to ratio between H and P (H/P)

く実測結果からパラメータを設定した。 D は 5 mm, H は 10 mm, L は 1000 mm 以下, P は 10 から 20 mm (H/P は 0.5 から 1.0) とした。

5. キャビティ表面温度分布のシミュレーション

5.1. シミュレーション技術の必要性

実際の金型設計においては、金型組立てのための締結箇所や製品形状に起因する制約により、同じピッチで温調配管を配置するという理想的なとりまわしができない箇所が生ずる。このような部分は金型加熱時に十分な温度上昇が得られず、金型キャビティ温度が均一にならない原因となる。そのため、特別な設計を施さなければ、金型加熱時のキャビティ表面温度は不均一となる。そうした例を Fig. 11 に示す。赤線に示すように温調される箇所によって大きな温度差が発生している。このような温度差が発生する箇所の例について、その発生原因を示す図を Fig. 12 に示す。前述したとおり Fig. 12 (a) で示す部分では、金型組立てのた

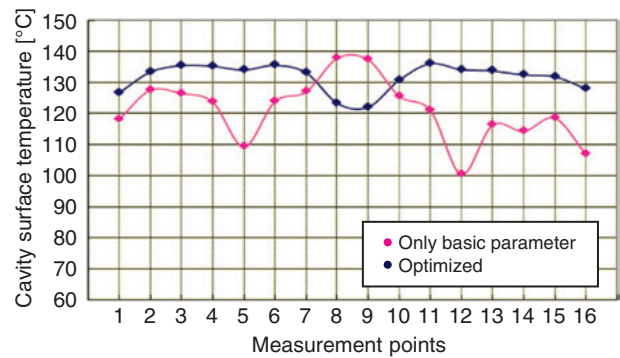


Fig. 11 Temperature distribution of cavity surface of mold for rear grab rail by optimized channel design compared with that by basic parameter channel design

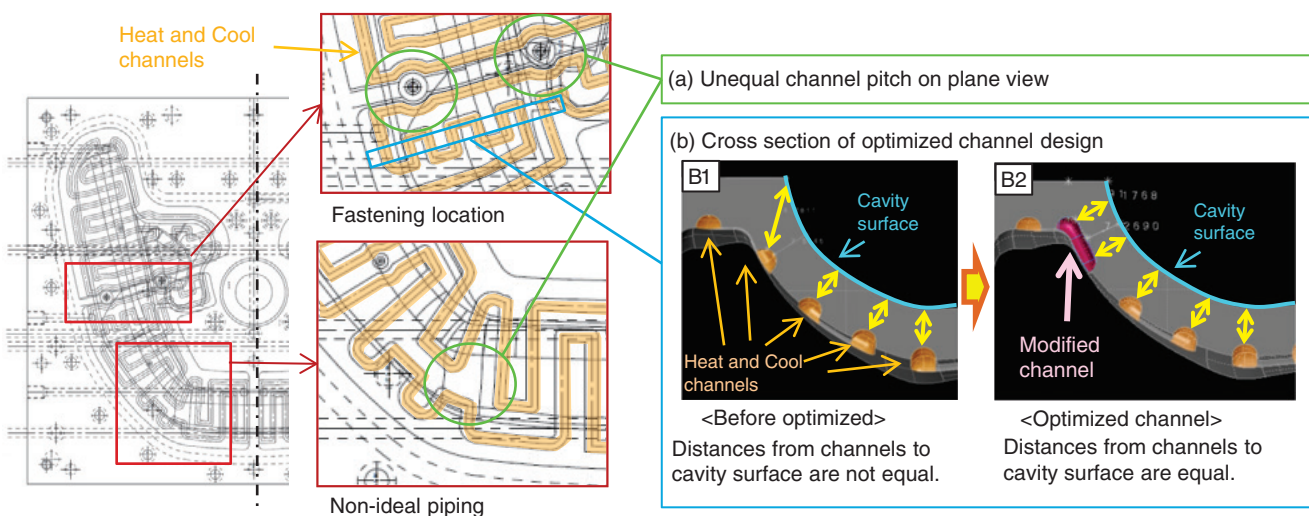


Fig. 12 Examples of non-ideal piping and cross section of optimized channel design of Heat and Cool channels

めの締結構造やその製品形状のために、平面図上でも同じピッチで温調配管を配置することができない。さらに Fig. 12 (b) に示す断面図の箇所では、平面図上では温調配管は設定されたパラメータにしたがって等ピッチで配置されているように見えるが、実際にはキャビティから遠い箇所ができてしまい、求められる温度分布が得られない。そこで、Fig. 12 (b) の図中の B2 に示すように配管の幅を広げて、この部分の温度上昇を助ける配管形状とする必要がある。

このように、実際の金型設計では、特別な温調配管構造を適用しなければならない箇所が生じる。そして、配管修正を適用した場合に、ねらいとする温度分布がすべての箇所で行われるかどうかを、型製作前に評価する必要がある。この評価を実現する手法としてキャビティ温度分布を推定できるシミュレーション手法の検討をおこない、パラメータ設定による配管設計を補うツールとすることを目指した。

5.2. シミュレーション手法

温度分布のシミュレーションは、部品開発における使いやすさを考慮し、樹脂成形の流動解析ソフトである東レエンジニアリング株式会社製の 3D TIMON[®] を用いた。温調回路内での熱伝達は、Gnielinski の式 (1) を用いてヌセルト数 Nu を求めて計算をおこなった⁽⁴⁾。

$$Nu = \frac{F_2 (Re - 1.0 \times 10^3) Pr}{1 + \frac{12.7(Pr^{2/3} - 1.0)}{1.414213562 \times F_1}} \quad (1)$$

$$F_1 = 3.64 \log_{10} Re - 3.28$$

$$F_2 = \frac{1}{2F_1^2}$$

$$Re = \frac{D \cdot u}{\nu} \quad Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{k}$$

Nu : Nusselt number

Re : Reynolds number

Pr : Prandtl number

D : Diameter

η : Viscosity

u : Flow velocity

k : Thermal conductivity

ν : Kinematic viscosity

c_p : Specific heat

H&C 成形法の熱媒体として用いられる蒸気は、ボイラから発生する飽和蒸気であり、液相の水と気相の水 (水蒸気) が共存している状態と考えられる。そのため加熱工程の開始時においては、前サイクルの水が残った冷えた温調回路内に、約 180°C の飽和蒸気がボイラから供給されるため、蒸気は温調回路内で急速に冷やされ、液相の水として回路内を流れると考えられる (Fig. 13)。

その後、さらに蒸気を供給し続けると温調回路内が蒸気に置換されるが、温調回路壁面は供給される飽和蒸気よりも温度が低いため、温調回路内で凝固して液相の水となる。よって、温調回路内が蒸気に置換された後も、蒸気と液相の水が共存し、蒸気からの熱伝達は液相の水を介しておこなわれる。

以上の考察により、熱の受渡しに主体的に寄与しているのは蒸気ではなく水であると考えた。そこで、加熱媒体を蒸気と同温の 180°C の熱水と仮定したモデル化をおこなった。

5.3. テストピースでのシミュレーション結果

シミュレーション手法の妥当性検証は、金型を模擬したテストピースの表面温度の変化について、実測結果とシミュレーション結果を比較することによっておこなった。実測結果と比較するため、Fig. 5 のテストピースをモデル化し、シミュレーションをおこなった。実際の H&C 成形プロセスと同様に温調回路に蒸気を流して加熱し、テスト

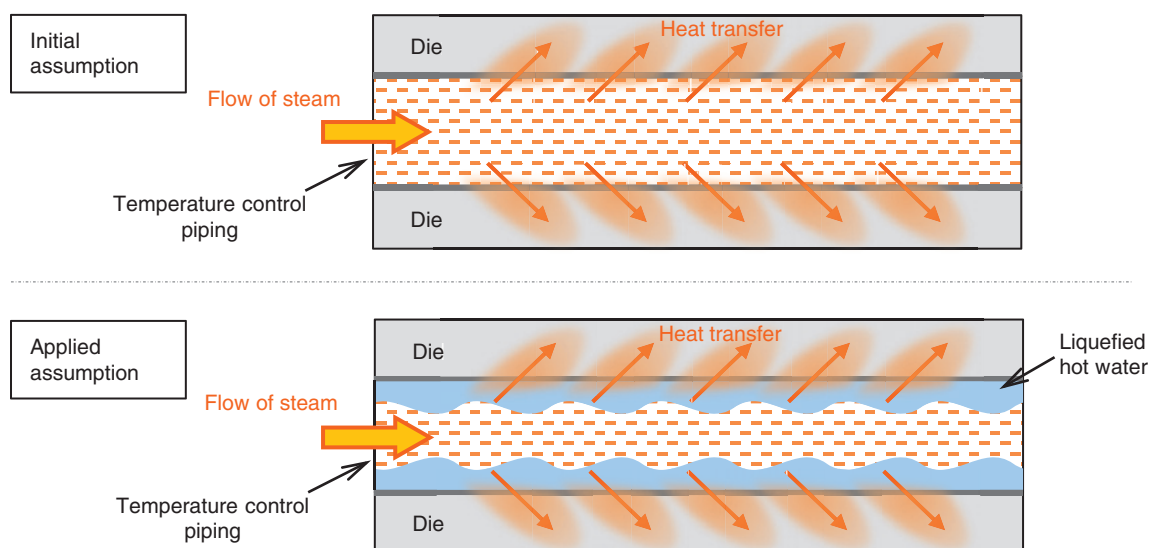


Fig. 13 Consideration on behaviors of heat medium in temperature control piping

ピース表面を金型キャビティ表面とみなして温度変化を測定した。また、温調回路は径 D 、深さ H 、ピッチ P 、長さ L の四つのパラメータで仕様が決定されるため、各パラメータを変量したテストピースを作製した。実測とシミュレーションの相関性は、昇温に要する時間とキャビティ表面の温度分布に対して、各パラメータがどのように影響するかを比較することで検証した。

深さ H に対する表面温度が 120°C になるまでの加熱時間を、熱媒体を熱水と仮定したシミュレーションにより求めた結果を Fig. 14 に示す。配管深さが 15 mm を超える領域では実測とシミュレーションの昇温時間の差異が大きくなるものの、 $H\&C$ 成形法で多用する 15 mm 以下の領域では、実測された時間を良く再現している。一方で、蒸気を加熱媒体としておこなったシミュレーションでは金型に伝達される熱量が小さく、加熱に要する時間が長くなってしまい、実測値を再現していないことがわかる。また、前述の Fig. 10 で示した、深さとピッチの比 (H/P) に対する、 120°C に到達した時点での表面温度差の実測値に対し、シミュレーションを比較した結果を Fig. 15 に示す。 H/P に

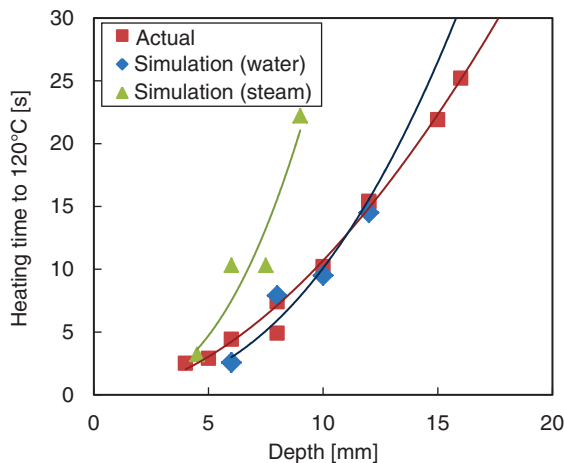


Fig. 14 Heating times to raise temperature from 40 to 120°C compared with different simulation methods

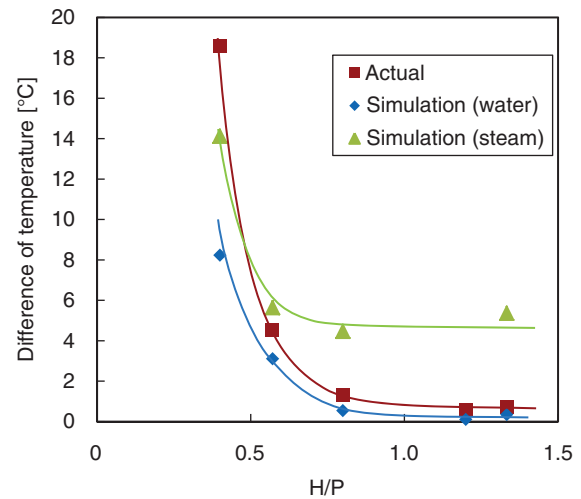


Fig. 15 Variation in deviations of cavity temperature in reference to ratio between H and P (H/P) compared with different simulation methods

対しても、実際に使用する可能性の高い H/P が 0.5 から 1.0 の範囲ではシミュレーションと実測の温度差は 2°C 以下であり、温度差の検証をおこなうには十分な精度を持っていると考えられる。これらの結果より、熱媒体を熱水と仮定したシミュレーションは、実測に対し十分に強い相関を持った結果が得られており、簡易解析用として実用的に使用可能と判断された。

6. 金型キャビティ温度予測手法のリヤグラブルールへの適用

6.1. リヤグラブルール金型の概要

テストピース実測に基づいて決定した配管仕様に従い、リヤグラブ規則の $H\&C$ 成形用金型の温調回路を設定した金型構造と温調回路を Fig. 16, 17 に示す。温調回路は分割した金型のあわせ面に形成され、可動側、固定側ともに 4 回路ずつ設定した。

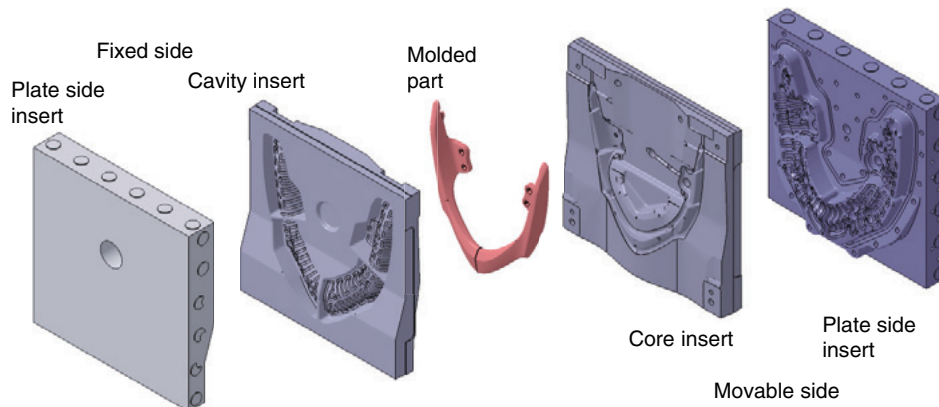


Fig. 16 Overview of mold parts fabricated by Milled Groove Channel method

6.2. 検証

Fig. 18 はリヤグラブレール用の金型のキャビティを示しており、各点は温度の測定点を示す。各測定点について、キャビティ表面温度が全域で 120°C を超えたときの温度を、Fig. 19 に示す。図からわかるように、各測定における

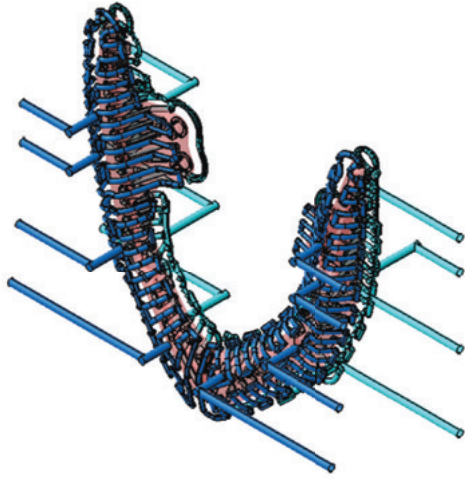


Fig. 17 Thermal control piping arrangement of Heat and Cool molding for rear grab rail mold, whose design is based on investigated specifications

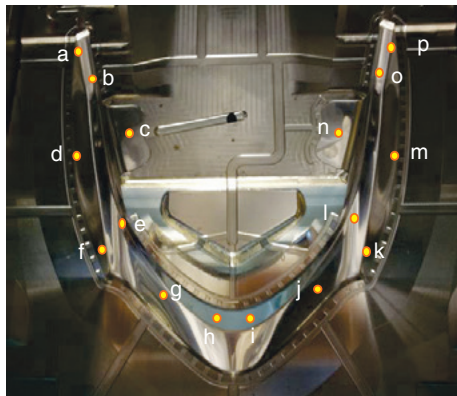


Fig. 18 Measurement points on cavity surface of mold for rear grab rail

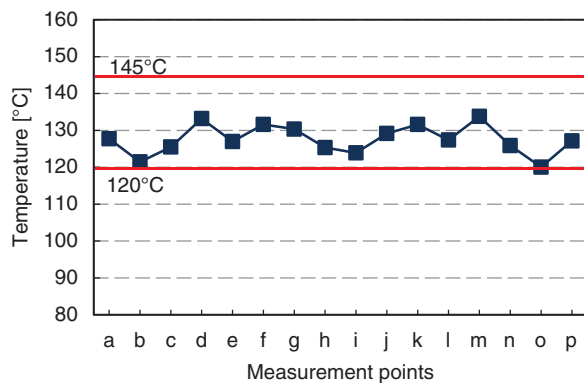


Fig. 19 Temperature distribution of cavity surface of mold for rear grab rail

温度は、目標とする温度範囲である 120°C から 145°C の範囲に入っていることが確認できた。

また、Fig. 20 に示すように、成形サイクルは目標とした 120 秒以下である 100 秒を達成することができた。

得られた成型品の外観を Fig. 21 示す。金型温度 40°C の通常の射出成形品の外観にはガラス繊維の露出が見られるが、H&C 成形法の成型品にはガラス繊維露出がないことが確認された。

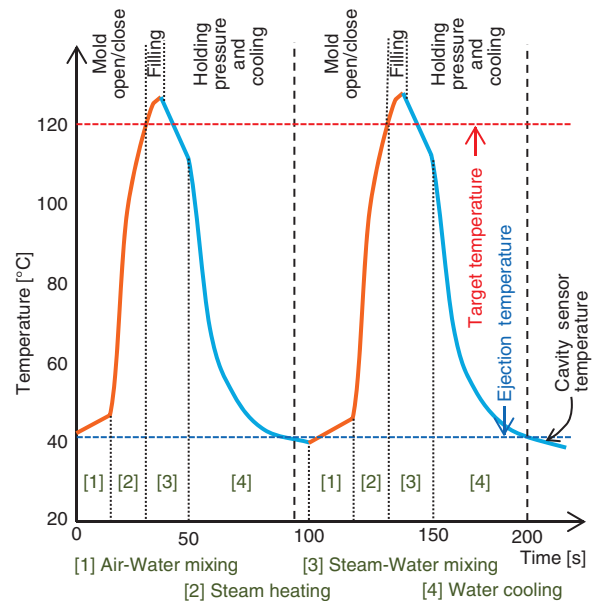


Fig. 20 Cavity temperature changes and molding cycle in actual molding processes using developed molds

Conventional injection molding	Heat and Cool molding
	
Gloss: 8-12	Gloss: 72-73

○ Gloss measurement area

Fig. 21 Exterior appearances and measured gloss value of part molded by Heat and Cool method compared with part molded by conventional method

6.3. シミュレーションと実測の比較

熱媒体を熱水と仮定した金型加熱時のキャビティ温度分布のシミュレーションを、Fig. 16 に示すリヤグラブレール金型の 3D モデルを用いておこなった。実測とシミュレーション結果の温度分布の比較は、全測定箇所が 120℃ 以上となったときの値を用いておこなった。シミュレーションで得られた温度分布表示上に、実測とシミュレーションの比較に用いた点を示した図を Fig. 22 に示す。また、各点での温度比較結果を Fig. 23 に示す。このグラフからわかるように、シミュレーション結果は、実測結果の温度分布の傾向をよく再現している。

測定箇所全体を見たときに、温度の高低分布幅について

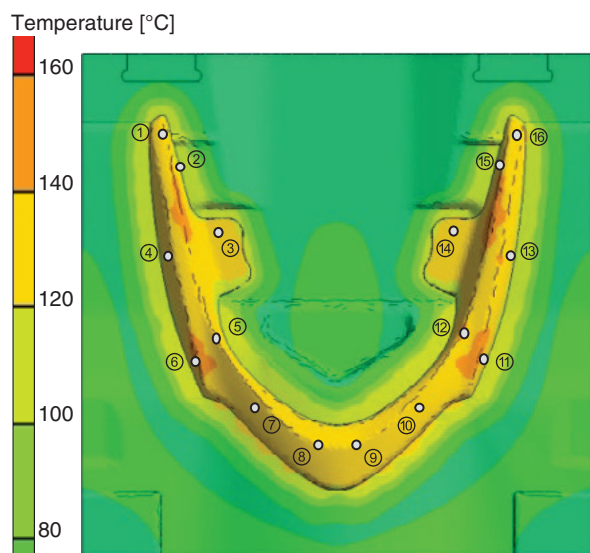


Fig. 22 Measurement points of cavity surface temperature of rear grab rail mold

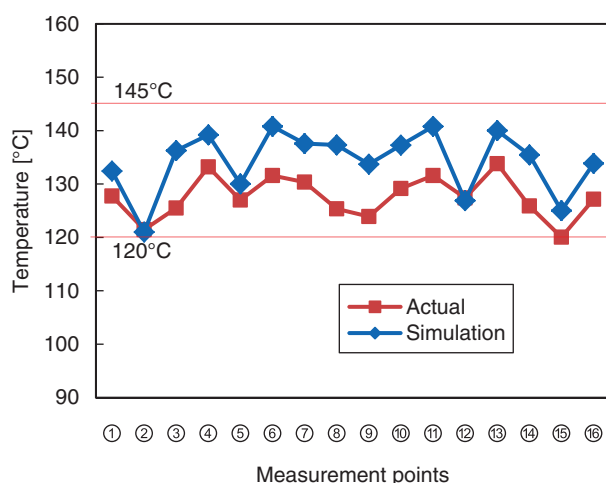


Fig. 23 Temperature distribution of cavity surface of rear grab rail mold

は、シミュレーションにおける温度幅 20℃ に対して、実測においては 15℃ とやや狭い。また、これとは別に、120℃ までの加熱時間を比較した結果において、実測では 23 秒であるのに対し、シミュレーションでは 10 秒と差異が生じていた。

これらの違いは、供給される熱量の違いによるものと推定する。シミュレーションにおいては、各温調回路に 180℃ の熱水が一定の流量で供給されているという理想的な条件で計算されている。一方、実測においてはボイラの能力の制限により、この理想的な条件よりも低い温度と流量で熱量が供給されていると推定される。金型が大きくなると、さらにボイラの能力が不足していき、シミュレーションでの理想的な条件からずれていってしまうと考えられる。したがって、実測に対しシミュレーションは、加熱するのに時間がかからず、また、熱拡散が生じる時間が短いので各部の温度差が大きくなる傾向を示すと考える。よって、金型の大きさに対し十分なボイラの能力が確保できていない場合、シミュレーションは加熱時間の予測には有用でないが、キャビティ表面温度分布の可否判断に対しては、実際の条件よりも評価を厳しくする方向に働くため有用と判断する。

7. 量産機種への適用

以上の検討結果により開発した製法を適用し、タイ生産の量産機種のリヤグラブレールを生産した。量産用金型を Fig. 24 に示す。また、適用した機種と部品の外観を Fig. 25 に示す。今回開発した金型は量産において 40 万ショット以上の生産実績を達成し、現在も更新型にて生産が継続中である。

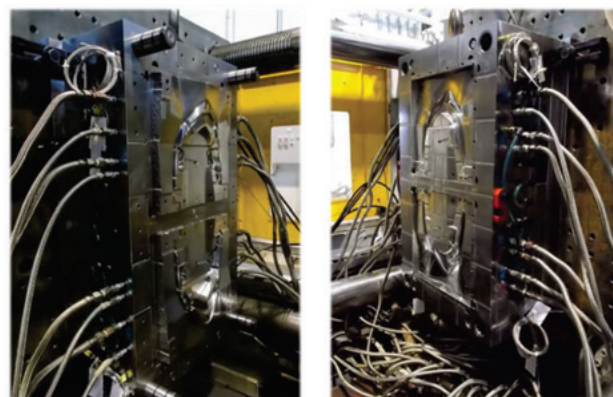


Fig. 24 Grab rail mold of Heat and Cool molding for mass production



Fig. 25 Mass production rear grab rail of Heat and Cool molding applied to Thai model

8. 結論

PP-GF の H&C 成形に用いる金型のキャビティ表面温度の予測技術として、テストピース実測結果を用いる手法とシミュレーションによる手法を構築した。その際、シミュレーションでは、ボイラの飽和蒸気を熱媒体として用いるシステムに対し、熱媒体を熱水と仮定する簡易的手法が有用であることを示した。

テストピースでの実測結果を用いる手法により、キャビティ表面温度を均一に速く加熱する金型温度調回路の基本設計が可能となった。

構築したシミュレーションは加熱時間の予測には有用でないが、キャビティ表面温度分布の可否判断に対しては、実際の条件よりも評価を厳しくする方向に働くため有用である。これにより、配管配置の制約でテストピース実測による手法を適用できない箇所に対しても、シミュレーションでキャビティ表面温度分布を予測・評価することができるようになり、金型温度調回路の設計が可能となった。

参考文献

- (1) Sugio, D., Okazaki, S., Kaneko, M.: Application of Rapid Heat and Cool Molding to High Strength Outer Parts without Painting Treatment, SAE International

Journal of Materials and Manufacturing, Vol. 10, No. 1, DOI 10.4271/2016-32-0024, (2017)

- (2) 杉生大輔, 岡崎信平, 金子光雄: 二輪車用樹脂部品のヒート & クール成形用金型設計評価のためのシミュレーション手法の検討, 自動車技術会 2017 年春季大会学術講演会 講演予稿集, No. 111-17, p. 2857-2862, (2017)
- (3) Shayfull, Z., Sharif, S., Zain, A. M., Ghazali, M. F., Saad, R. M.: Potential of Conformal Cooling Channels in Rapid Heat Cycle Molding: A Review, Advances in Polymer Technology, Vol. 33, No. 1, DOI 10.1002/adv.21381, (2014)
- (4) Gnielinski, V.: New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Chemical Engineering, Vol. 16, No. 2, p. 359-367, (1976)

■ 著 者 ■



杉生大輔

CVT 搭載 4 輪駆動車の発進加速時の振動予測技術

Prediction Technology for Vibration at Takeoff and Acceleration in AWD Vehicle Fitted with CVT

宮 下 真 明¹

Masaaki MIYASHITA

山 本 京 平¹

Kyohei YAMAMOTO

佐 川 正 記¹

Masaki SAGAWA

福 留 弘 幸¹

Hiroyuki FUKUDOME

要 旨

試作車を製作する前段階で振動騒音性能を早期に検討するための振動予測技術を構築した。車両開発で活用している振動騒音性能設計を目的として機構解析モデルに、CVT のベルト共振とリヤデフクラッチの差回転および変動成分をモデル化して組み込んだ。車両の発進時や加速する走行シーンにおいて、CVT のベルトやリヤデフクラッチの振動伝達特性は走行条件に応じて変化する。そこで、車体に先行して開発する CVT、4 輪駆動システムの単体テストを用い、モデルに与えるパラメータ同定をおこなった。本技術は、試作車を製作する前段階での性能設計に有効であり、従来おこなっていた実車テストによる性能検証の手戻り工数を削減できる。

ABSTRACT

A vibration prediction technology for the early examination of noise and vibration performance at development stages prior to the manufacture of a prototype vehicle has been developed. CVT belt resonance and differential rotation and the fluctuation component in the rear differential clutch were modeled and incorporated in a multi-body analysis model for use in noise and vibration performance design in vehicle development. The torsional vibration transfer characteristic of the CVT belt and the rear differential clutch vary in response to driving conditions in driving scenarios involving vehicle takeoff and acceleration. Parameters to be applied in the model are therefore identified in unit tests of the CVT and all-wheel drive system, which are developed in advance of the vehicle body. The developed technology is effective in performance design at development stages prior to the manufacture of a prototype vehicle, and reduces the man-hours involved in repeating performance validation using actual vehicle tests.

1. ま え が き

近年、SUV の販売台数が世界各地で増加している。SUV には雪上等の低 μ 路や未舗装路でも高い走行性能を発揮させる 4 輪駆動 (All Wheel Drive: AWD) システムが搭載されることが多い。また、環境対応のため燃費性能の高い CVT を搭載した車両も増えている。

また、快適性向上のため、振動騒音 (Noise and Vibration: NV) 性能の向上ニーズが高まっている一方、燃費低減のための軽量化やコストダウンなどの要望も大きく、車両開発は益々複雑さが増している。同様に、開発期間短縮や試作車台数削減も求められており、これらへの対応として、車

を製作する前段階におけるシミュレーション技術は開発効率向上の有効な手法となっている。

昨今、走行性能向上のために車両の発進時や加速する走行シーンにおいて後輪へのトルク配分を増やす傾向にあるが、タイヤからの駆動反力に対してリヤデフアレナール (Rear Differential Unit: RDU) マウントの変位を抑制するためには、RDU マウントの支持剛性を高める必要がある。しかし RDU マウントの剛性を高めると RDU から車体への振動遮断量が減少するため NV 性能は低下する。一方、CVT を搭載した車両は、AT に対してトルクコンバータのロックアップ領域が広いことからロックアップダンパの振動遮断量が小さい。そのためにトルク変動入力と呼ばれる

¹ オートモービルセンター

エンジンからプロペラシャフトへの振動入力が大きくなる。プロペラシャフト、RDU マウントの仕様はレイアウトや支持方法に大きく依存することから試作車製作後の変更は容易ではない。

また車両発進時において、CVT ベルト、RDU クラッチの振動伝達特性は過渡的に変化し、定常状態を想定した従来のシミュレーションモデルでは再現が容易ではない。そこで、試作車製作前に AWD 走行性能向上による RDU マウントから車体へ入力される振動増加量を予測し、NV 性能を向上させるための仕様検討が可能な振動予測技術を構築した。Fig. 1 に示す直列 4 気筒エンジン搭載 FF ベースの AWD 車を検証対象として、CVT ベルト、RDU クラッチを含めた車両機構解析をモデル化した。

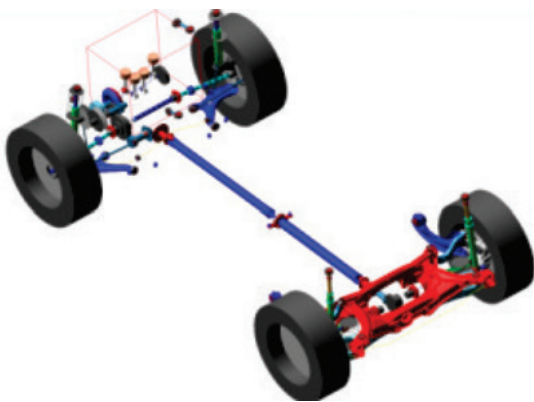


Fig. 1 Vehicle multi-body simulation model

2. 研究課題とねらい

CVT を搭載した AWD 車両の発進加速時の振動予測技術の課題について述べる。

車両開発で活用している従来の AWD-NV 性能設計シミュレーションモデルにおいて、CVT は剛体要素でモデル化している。また RDU クラッチに関しては差回転や変動成分を含まない静摩擦特性にてモデル化している。

本研究で対象とするベルト式 CVT において、CVT ベルトの加振力と共振周波数は、発進加速時に変速レシオやエンジンからの入力トルク等の走行条件により変化する。これまでの CVT ベルトのシミュレーション事例では⁽¹⁾⁻⁽³⁾、摩擦によるエネルギー損失を考慮しておらず、変速レシオや入力トルク等の走行条件の変化に対する減衰係数や加振力を再現できない。

また、本研究で対象とする電子制御油圧式の RDU クラッチは、発進加速時に前／後輪回転数差が発生し、差回転が生じる。RDU クラッチの振動伝達特性は差回転や変動成分に応じて変化する。これまでの RDU クラッチのシ

ミュレーション事例では⁽⁴⁾、変動成分が無い条件下で計測した動摩擦特性をモデルに反映しているため、発進加速時の RDU クラッチの振動伝達特性を再現できない。摩擦特性の計測方法については、実車走行状態で生じる差回転や変動成分がある状態でのクラッチの摩擦特性を計測できない。そのため、従来のシミュレーション技術ではプロペラシャフトを含む AWD システムの振動伝達特性を正確に表現できない。

これらのシミュレーション技術事例に関しては、CVT やクラッチといった単体での報告事例がほとんどであり、複数のシステムを組み合わせることで車体への入力振動を予測した研究事例はこれまでになかった。

本研究では、実車に対して先行して開発する各システム単体テスト結果から、変速レシオ等で変化する CVT ベルトの減衰係数、差回転や変動成分に応じて変化する RDU クラッチの動摩擦係数を同定する手法を構築し、Fig. 2 で示す CVT 搭載 AWD 車の RDU マウント振動を予測する技術を構築した。

本研究において、対象とする振動周波数は、車両発進時の NV 成立性の課題が大きい CVT ベルト、プロペラシャフト、RDU マウントの共振周波数が存在する 90 Hz から 120 Hz とした。対象とする走行条件は、車両の発進加速時とした。エンジンのトルク変動に加えて、CVT のベルト回転変動を入力として、試作車を製作する前段階に入手可能な情報のみでモデル化をおこない、車両応答モデルと組み合わせることで RDU マウントの振動レベルを予測できることをねらいとした。

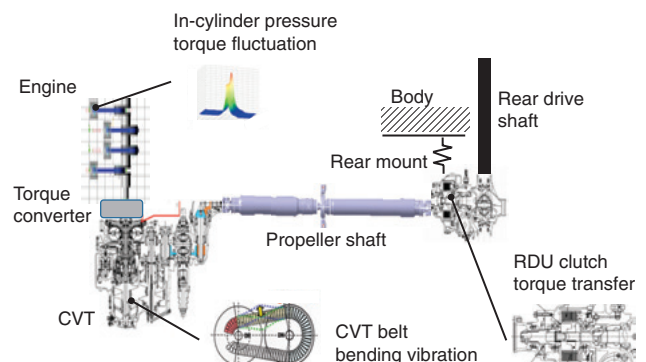


Fig. 2 Transfer mechanism

3. モデル化の全体像と考え方

シミュレーションモデルは、エンジン、CVT、プロペラシャフト、リヤドライブシャフト、RDU クラッチ、RDU マウント、ボデーで構成された機構解析モデルとした。本研究で技術構築した CVT ベルトと RDU クラッチのモデル化の考え方について説明する。

3.1. CVT ベルトのモデル化

CVT ベルトは、対象とする周波数で、弾性変形するので質量要素、バネ要素、減衰要素で表した。CVT ベルトモデルの模式図を Fig. 3 に示す。CVT ベルトは、100 Hz 帯で発生するベルト弦振動を再現しつつ計算負荷を低減する観点から、有限要素モデルではなく、ベルトを一つのパネ要素と減衰要素で表現した。またプライマリプーリとセカンダリプーリは、質量要素としてモデル化した。CVT ベルトは回転状態におけるエレメント、リング等の金属部品の接触によりエネルギーを損失する。式 (1) に、質量要素間における等価粘性減衰係数とエネルギー損失との関係式を示す⁽⁵⁾。 C' は等価粘性減衰係数、 E は一周あたりエネルギー損失、 ω は角速度、 A は振幅を表す。

$$C' = \frac{E}{\pi\omega A^2} \quad (1)$$

式 (1) に示す通り、理論上粘性減衰係数は実測したエネルギー損失と振幅より算出することが可能であるが、回転状態のベルトの共振状態における各エレメントやリング等の振幅を直接計測することは容易ではない。本研究では、実車走行を模擬した条件にて CVT 単体を対象としたねじり加振テストをおこない、計測したプーリ回転変動量から減衰係数を同定することとした。設計諸元で定まる質量、バネ特性と組み合わせることで、変速レシオ等の条件が違う CVT ベルトの弾性変形を再現可能なモデルとした。

3.2. RDU クラッチのモデル化

RDU クラッチは、プロペラシャフトに直結する入力側シャフトとハイポイドギヤに直結する出力側シャフトの間を湿式多板クラッチで結合しており、対象とする周波数で、弾性変形せず、質量要素、摩擦要素で表すことができる。RDU クラッチを含む AWD システムモデルの模式図を Fig. 4 に示す。クラッチの摩擦特性は、差回転や押し付け荷重によって潤滑状態が変化するため、その摩擦特性を数値解析的に算出するのは容易ではない。そこで、本研究では実験的に求めることとした。クラッチの摩擦特性は低速滑り摩擦試験機 (以下、LVFA 試験機) によって計測される。LVFA 試験機では、クラッチ単体に対してスラスト荷

重を加え、変動成分を含まない強制回転を与えることで動摩擦特性の計測をおこなう。Fig. 5 に LVFA 試験機で計測した差回転に対する動摩擦特性を示す。式 (2) に、クラッチ押し付け力と伝達トルクの関係式を示す。 T は伝達トルク、 μ_d は動摩擦係数、 n はクラッチ枚数、 R はクラッチ動半径、 F はクラッチ押し付け力を表す。

$$T = \mu_d n R F \quad (2)$$

車両発進加速時において、RDU クラッチは差回転を有し、また入力側であるエンジンや CVT からのトルク変動を受ける。本研究で対象とするねじり振動に対して、動摩擦特性は変動成分を含まない状態とは異なることが過去に報告されている⁽⁶⁾。変動成分を考慮していない LVFA 試験機で計測した動摩擦係数 μ_d を用いた従来のモデル表現では、車両発進加速時の RDU クラッチの振動伝達特性を正確に表現できない。そのため、変動成分を含んだ状態の動的なクラッチ摩擦特性を考慮する必要がある。

本研究では、AWD システム単体を対象としたねじり加振テストをおこない、計測した回転変動量から差回転違いの変動成分を考慮した動摩擦係数を同定することとする。式 (3) に本研究で提案する関係式を示す。 $d\mu_d/dV$ は変動成分から同定される動摩擦係数変動特性を表す。平均トルクおよび変動成分を考慮したクラッチ押し付け力と伝達トルクの関係を表現することで、RDU クラッチの振動伝達特性を表現する。

$$T = \left(\mu_d + \frac{d\mu_d}{dV} \cdot dV \right) n R F \quad (3)$$

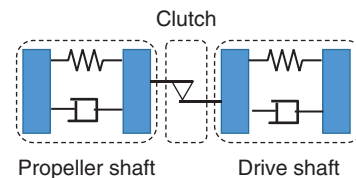


Fig. 4 Modeling of AWD unit

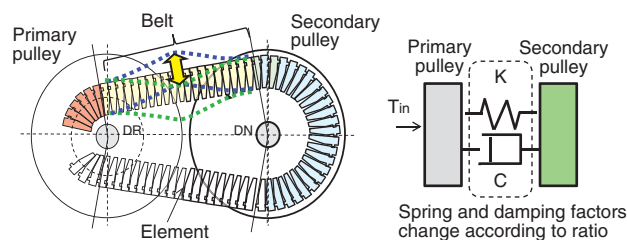


Fig. 3 Modeling of CVT belt

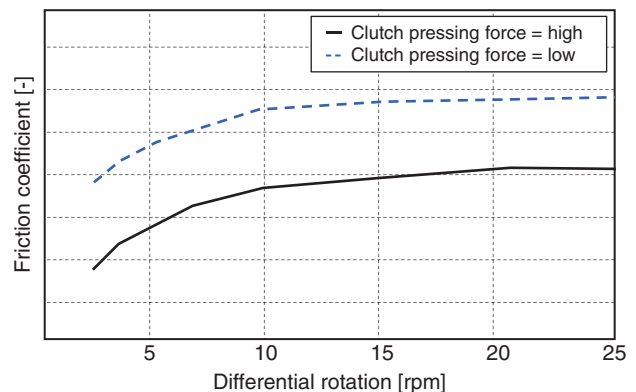


Fig. 5 Clutch friction coefficient in response to differential rotation

4. 同定手法と検証結果

4.1. CVT パラメータ同定手法

CVT ベルトのパラメータ同定は、質量を定数、目的関数を単体試験設備にて計測したプーリの回転速度変動として、バネ係数と減衰係数の同定をおこなった。

Fig. 6 に CVT 単体試験設備の模式図を示す。CVT を駆動ダイナモメータに取り付け、左右のドライブシャフトを介して、吸収ダイナモメータに取り付ける構成とした。テスト条件の各パラメータは、実車の使用領域と CVT ベルト共振の発生領域から Table 1 の範囲とした。また Table 1 の条件ごとに定常運転をおこないプーリの回転速度変動を計測した。

代表条件として Low レシオ時の回転数、入力トルクに対する減衰係数の同定をおこなった結果を Fig. 7 に示す。同定したパラメータの再現性の検証結果として車両発進加速時のセカンダリプーリの回転速度のシミュレーション結果を Fig. 8 に示す。弦振動の共振周波数変化とセカンダリプーリの回転速度変動量を再現できていることから十分な精度を有していると判断した。

4.2. RDU クラッチパラメータ同定手法

RDU クラッチのパラメータ同定は、質量を定数、目的関数を単体試験設備にて各条件ごとに計測したプロペラシャフトの回転速度変動として、摩擦係数の同定をおこなった。

Fig. 9 に AWD システムの試験設備の模式図を示す。プロペラシャフト先端部に駆動ダイナモメータを取り付け、RDU を介して、左右のドライブシャフトに吸収ダイナモメータを取り付ける構成とした。プロペラシャフトねじり共振時における RDU クラッチの振動伝達特性を計測するために、駆動ダイナモメータは CVT のベルト振動を模擬した 100 Hz 帯の変動入力可能な低慣性ダイナモメータ

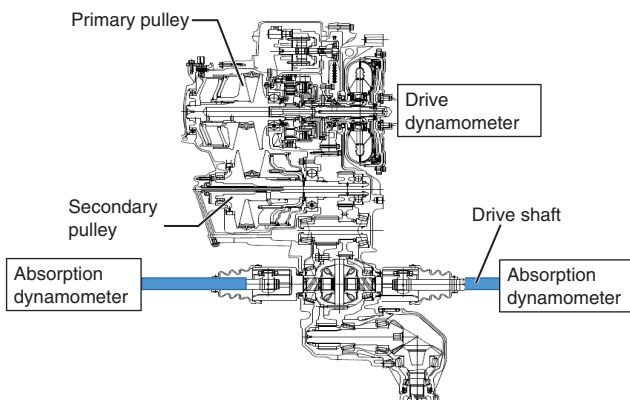


Fig. 6 CVT unit test

Table 1 CVT unit test parameters

Rotational speed	1000 to 4000 rpm
Input torque	0 to 200 Nm
CVT pulley ratio	0.5 to 2.65

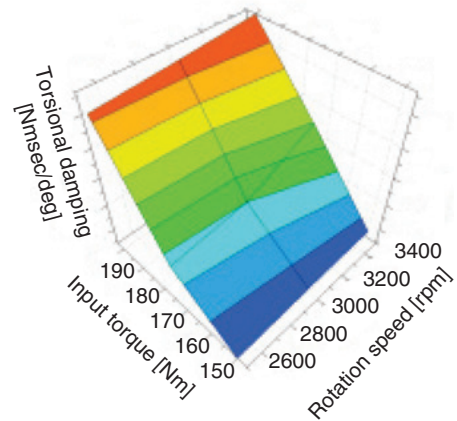


Fig. 7 Verified belt damping parameters at low pulley ratio

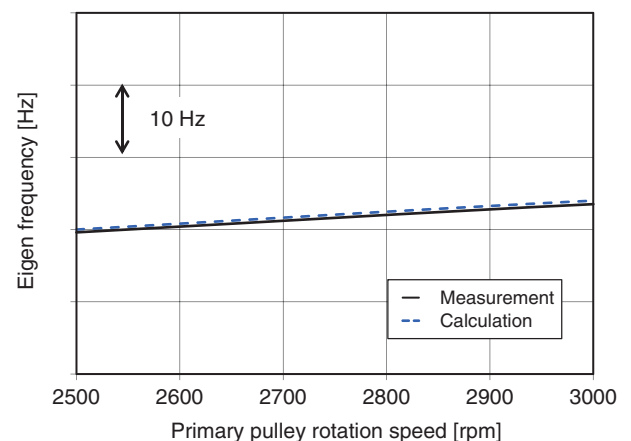
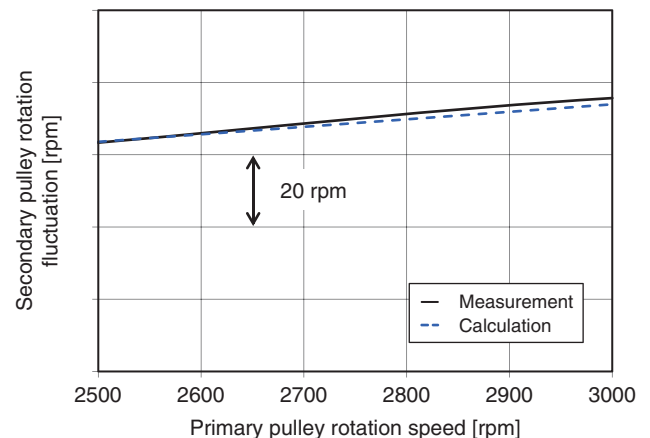


Fig. 8 Simulation results for CVT belt at vehicle takeoff and acceleration

を用いた。テスト条件のパラメータは、実車の使用領域から Table 2 の範囲とした。

次に、パラメータ同定手法と結果について説明する。

先行テスト結果より回転状態のプロペラシャフトは、ねじり角度と入力トルクの特性に関してヒステリシスを持つ。ヒステリシスによって生じるエネルギー損失は、ジョイント部やベアリングのしゅう動抵抗やガタ等の影響と考えられ、減衰特性を数値解析的に算出するのは容易ではない。そこで、プロペラシャフトの減衰係数同定を目的として、クラッチの差回転無し状態での計測を Fig. 9 の試験設備にておこなった。質量とバネを定数、目的関数をテストにて計測したプロペラシャフトの回転速度として、減衰係数の同定をおこなった。減衰係数の同定結果を Fig. 10 に示す。なお、RDU クラッチ部のモデル化は、式 (2) でおこない、変動成分を含まない動摩擦係数 μ_d を反映している。

次に、RDU の摩擦係数同定を目的としてクラッチの差回転有り状態での計測を Fig. 9 の試験設備にておこなった。

平均トルクの伝達は、LVFA 試験機で計測した従来の動摩擦係数 μ_d にて表現し、トルク変動の伝達は差回転数によって変化する動摩擦係数変動特性 $d\mu_d/dV$ を定義した。実測のプロペラシャフト回転速度変動を目的関数として変動成分に対する動摩擦係数変動特性 $d\mu_d/dV$ をパラメータ

Table 2 AWD unit test parameters

Input rotation speed	500 to 2000 rpm
Input torque	50 to 150 Nm
Torque fluctuation amplitude	10 to 80 Nm
Differential rotation speed of clutch	0 to 20 rpm

同定した結果を Fig. 11 に示し、トルク変動伝達特性のシミュレーション結果を Fig. 12 に示す。動摩擦係数変動特性を考慮しないシミュレーション結果 (破線) に対して、動摩擦係数変動特性を考慮することでクラッチの差回転有り状態でも対象とする周波数帯でねじり振動伝達特性を十分な精度で再現できている (実線)。

4.3. RDU マウント振動予測検証結果

単体テスト結果を元にパラメータ同定をおこなった CVT ベルトモデルおよび RDU クラッチモデルを車両モデルに組み込み、車両の発進加速時の RDU マウント振動の予測をおこなった。本予測技術の目標精度に関しては、対象周波数領域において、試作車を製作する前段階に検討するのに支障のない ± 3 dB の精度で振動のピークレベ

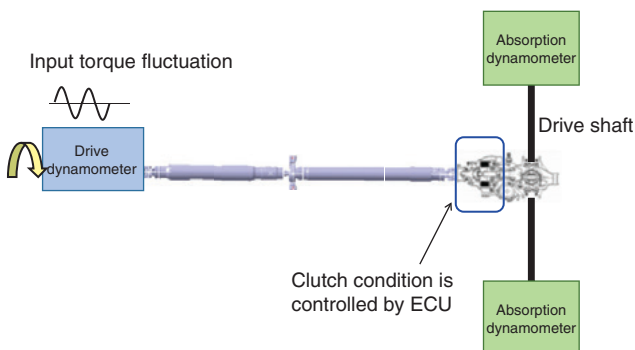


Fig. 9 AWD unit test of torsional vibration

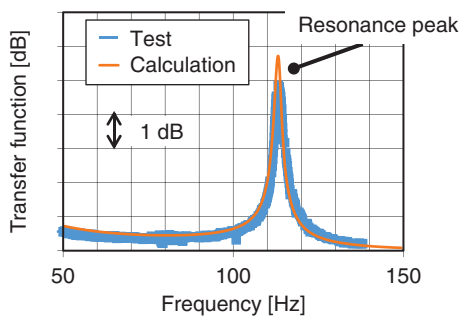


Fig. 10 Simulation results for transfer function of torque fluctuation without clutch differential rotation

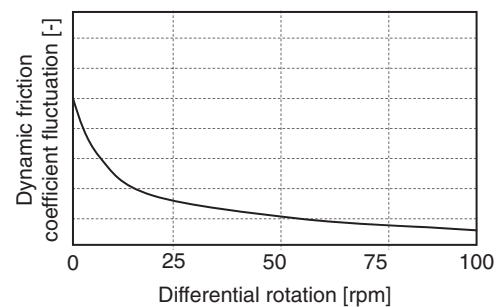


Fig. 11 Verified dynamic friction coefficient fluctuation parameters $d\mu_d/dV$

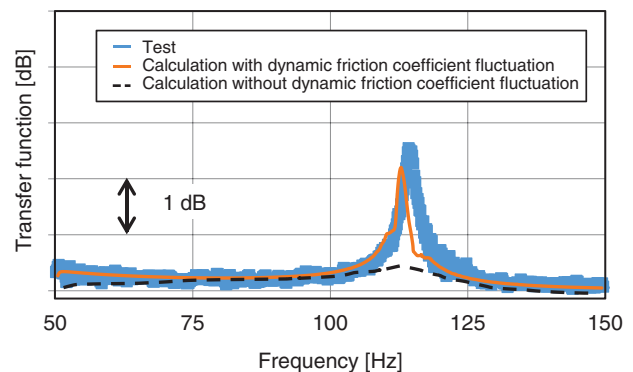


Fig. 12 Simulation results for transfer function of torque fluctuation with clutch differential of 10 rpm

ルを算出することと定めた。車両停止状態から全開加速時のRDUマウント振動の実車実験結果とシミュレーション結果をFig. 13に示す。解析対象周波数である90 Hzから120 HzにおけるRDUマウント振動において目標精度を満足する計算結果が得られており、開発に適用できる十分な精度を有している。

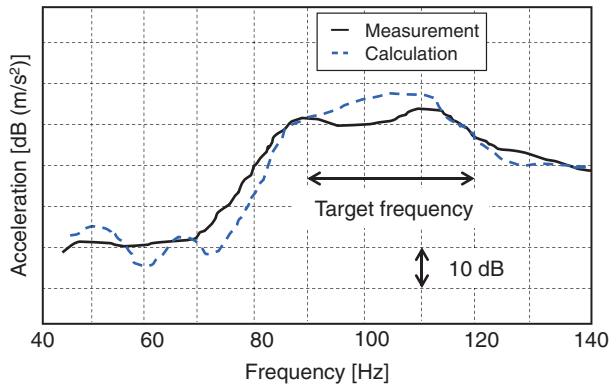


Fig. 13 Spectrum accuracy of rear differential mount vibration

5. 適用事例

本研究にて構築したモデル化技術を用いて開発を想定した試作車におけるNV性能の検討事例について述べる。

雪上走破性能や登坂性能を向上させるため、後輪へ配分される駆動力を向上させる条件を設定し、NV性能の検討をおこなった。

本研究にて構築した予測技術を用いて、AWD走行性能向上、すなわち後輪の駆動力配分を増加することによるRDUからボデーへの入力伝達荷重のシミュレーション結果をFig. 14に示す。ボデーへの入力伝達荷重が、現行モデル(破線)に対して、増加する計算結果が得られた(点線)。起振源側に対応する手法もあるが、今回はRDUマウント

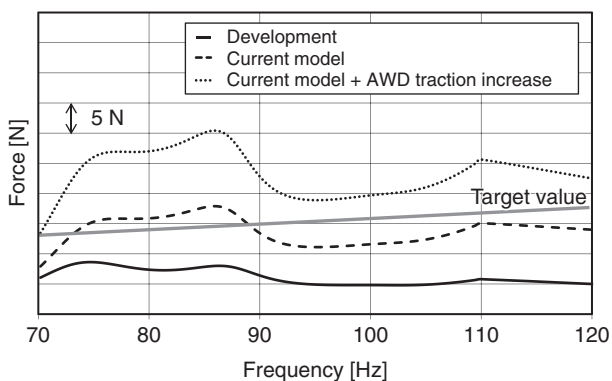


Fig. 14 Simulation results for input force from RDU to vehicle body at vehicle takeoff and acceleration

を変更可能部品として車室内音圧低減検討をおこなう。駆動反力に対する支持剛性を上げるため支持スパンを増やし、駆動力負荷状態でのRDUマウントバネ特性を低減することでFig. 14に示すボデーへの入力伝達荷重目標(実線)を満足できた。

検討した仕様にて試作部品を製作し、車両に反映して検証をおこなった結果をFig. 15に示す。車室内音に関して性能目標を満足することができた。

以上により、開発を想定したAWD走行性能目標およびNV性能を満足するシステム特性を検討可能な予測技術を構築できた。

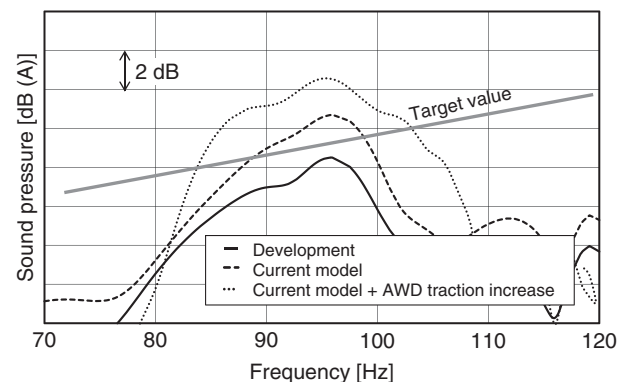


Fig. 15 Vehicle test results for in-cabin sound pressure

6. まとめ

従来のAWD-NV性能設計シミュレーションモデルをベースに、対象とする解析周波数や走行条件を拡大し、CVTとAWDを組み合わせたシステムのNVと走行性能を両立するためのNV検討可能なシミュレーションモデルを構築した。

- (1) CVTベルトにおいて、変速レシオや入力トルク等の走行条件によって変化する減衰係数をCVT単体テストで実験的に同定し、モデル化する手法を構築した。
- (2) RDUクラッチにおいて、差回転数や変動成分によって変化する動摩擦係数変動特性をAWDシステムテストで実験的に同定し、モデル化する手法を構築した。

この結果を反映したシミュレーションモデルにより、試作車を製作する前段階においてRDUマウントの振動を予測でき、開発初期にNVとAWD走行性能の仕様を検討することができるようになった。

参考文献

- (1) 坂上恭平: 金属Vベルト式CVTの滑り発生メカニズ

- ム, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 2, p.290-295, (2018)
- (2) Saito, T., Miyamoto, K.: Study of Self-induced Vibration in an Operating Metal Pushing V-belt CVT, SAE Technical Paper, 2012-01-0309, (2012)
- (3) 樽谷一郎, 長沢裕二, 播磨和典, 土屋慎治: CVT 用金属ベルトのリング挙動解析, 自動車技術会 2016 年春季大会学術講演会講演予稿集, No. 1-16, p.5-9, (2016)
- (4) 小泉陽, 藤川智士, 森田賢二, 丸谷哲史, 西川啓, 中島宏幸: 駆動系の非線形特性を利用した 4WD 車の燃費と NV の最適化, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 44-12, p. 5-8, (2012)
- (5) 岡本純三, 中山景次, 佐藤昌夫: トライボロジー入門 摩擦・摩耗・潤滑の基礎, 幸書房, p. 112-116, (2014)
- (6) 長沢裕二: 速度変動方式による新しい摩擦特性の測定, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 33, No. 2, p.74, (1998)

■ 著 者 ■



宮下 真明



佐川 正記



山本 京平



福留 弘幸

複合V面形状プーリおよびピッチ位置変更ベルト による金属ベルト式 CVT の動力伝達効率向上

Enhancement of Power Transmission Efficiency in Metal Pushing V-belt CVT
with Multi-V-surface Pulley and Modified-pitch Belt

隅田 聡一郎¹

Soichiro SUMIDA

青木 亮太¹

Ryota AOKI

矢ヶ崎 徹¹

Tooru YAGASAKI

浅井 光¹

Hikaru ASAI

要 旨

金属ベルト式 CVT においては、ベルト内部での滑りやプーリミスアライメントが機構特有事象としてこれまで許容されてきた。本研究では、さらなる効率向上のため、従来では許容されてきたこの損失の低減を、世界で初めて達成した。ベルト内部での滑りは、プーリ巻きかけ時のベルトピッチ半径とリング巻きかけ半径に差があることにより生じる。この半径差を小さくすることにより、エレメントとリングの間に発生する滑り量を低減した。また、プーリのV面形状を従来の11度から9度および曲率の複合形状とすることで、リング張力を低下させることができ、滑り部の接触荷重を低減した。さらに、変速時の駆動および従動プーリのストローク量の差を小さくし、変速比にかかわらずミスアライメントの発生を抑えるプーリベルト機構とした。その結果、動力伝達効率が最大で2.4%、変速比幅平均で0.9%向上した。

ABSTRACT

To date, slips in the interior of the belt and pulley misalignment have been allowed as phenomena inherent to the mechanism of metal pushing V-belt CVTs. The research discussed in this paper reduced loss, which had conventionally been allowed, for the first time ever in order to further increase efficiency. A slip in the interior of the belt is generated by a differential between the belt pitch radius and the ring winding radius when the belt is wrapped around the pulleys. Slippage between the elements and the rings was reduced by reducing this radius differential. In addition, changing the shape of the pulley V-surface from 11 deg to 9 deg and adopting a curved multi-V-surface shape made it possible to reduce the tensile force of the rings and thus reduce the contact load in the sliding sections. Furthermore, the developed pulley-belt mechanism reduces the stroke differential between the drive and driven pulleys when shifting and controls the occurrence of misalignment irrespective of the speed ratio. This has increased power transmission efficiency by a maximum of 2.4% and by 0.9% averaged over the speed ratio width.

1. まえがき

近年、化石燃料消費量の低減を受けて自動車用パワートレインは電動化へ急速にシフトしている。しかし、2030年においても動力を内燃機関のみとする従来車両の比率は30%以上で推移することが予想されている⁽¹⁾。そのた

め、従来車両においても今以上の燃費性能を向上する必要がある。こうした市場動向を鑑みて金属ベルト式 CVT は燃費性能向上の観点で適用が拡大してきている。Honda においては金属ベルトの自社開発⁽²⁾に取り組み内製化を実施した。ここで、Fig. 1 に金属ベルト式 CVT の JC08 モードにおける損失内訳を示す。これより、金属ベルト損失が

¹ オートモービルセンター

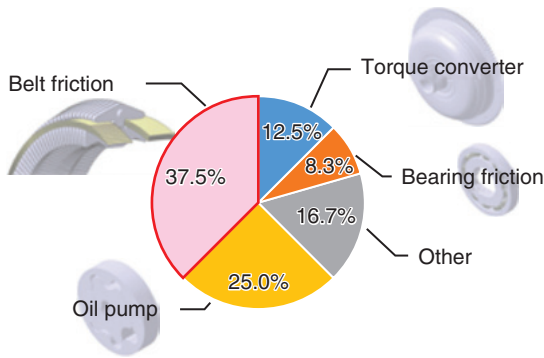


Fig. 1 Breakdown of power consumed in CVT (during operation in JC08 mode)

最も大きい要素であることがわかる。これは、金属ベルトの幾何学的な軌道に対し、実軌道が異なることに起因している。これまで、ベルト損失に着目して最適V面角度の研究⁽³⁾やプーリ軸推力低減およびプーリ傾倒抑制構造の研究⁽⁴⁾を実施し、金属ベルト損失の低減を図ってきた。しかしながら、ベルト内部で発生する摺動やベルトに発生する振れ（以下、ミスアライメント）は金属ベルト式 CVT の機構特有事象として許容されてきた。

本研究では、金属ベルト式 CVT の機構に依存する損失低減のために、理論的形状の追究とそれを達成するための生産技術の進化を目指した。その結果、金属ベルト式 CVT の性能向上効果が得られたのでその理論概要を報告する。

2. 開発のねらい

CVT はベルトが一对の固定プーリと可動プーリに挟み込まれV面の摩擦力により駆動プーリから従動プーリに動力を伝達する (Fig. 2)。その中で、金属ベルトは複数層からなる2束のリングと数百個の元素で構成され (Fig. 3)、元素が互いに押し合うことで動力を伝達する。この元素が互いに押し合う位置をロッキング位置 (Fig. 4) とし、金属ベルトのピッチ半径を決定する。このとき、元素とリング間では Fig. 5 に示すように、ベルトのピッチ半径 R とリングの巻きかけ半径 $R+\alpha$ が異なることから周速差 ΔV が生じる。この周速差により、プーリ回転に伴う元素とリングの滑りが発生する。同様に積層された各リング間においても、リングの厚みにより巻きかけ半径が異なることから、周速差によるリングとリングの滑りが発生する。

金属ベルト内部で起こる滑りによる各部の摩擦損失 P は、滑り部の摩擦係数 μ_s 、滑り部の垂直荷重 N 、滑り速度 ΔV より式 (1) で与えられる。

$$P = \mu_s N \Delta V \quad (1)$$

つまり、金属ベルト内部の滑りによる摩擦損失を低減するためには、元素とリング間およびリングとリング間の単位時間当たり滑り量（以下、滑り量）と元素を押さえつけるリングの力を低減することで達成できる。本研究ではこの点に着目し、動力伝達効率の向上を目指した。

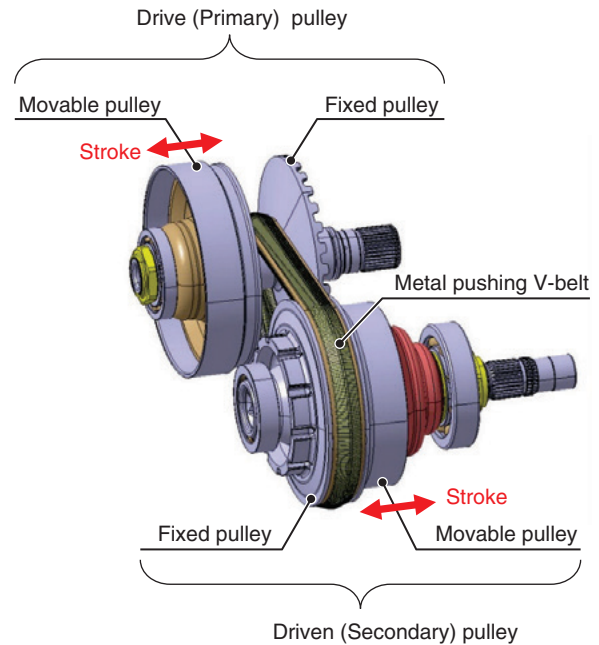


Fig. 2 Configuration of pulleys and metal pushing V-belt

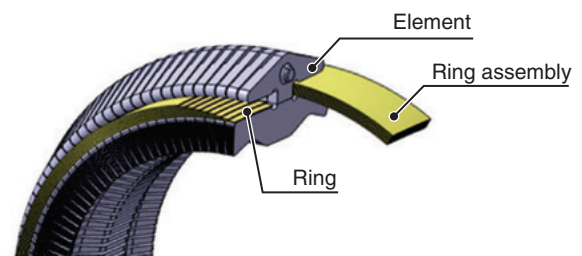


Fig. 3 Configuration of metal pushing V-belt

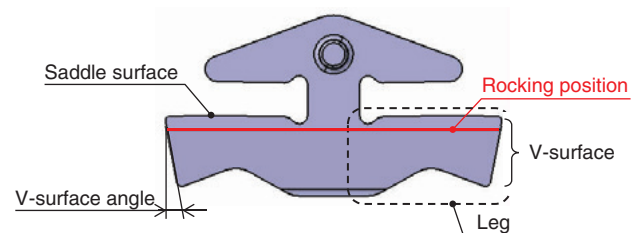


Fig. 4 Configuration of belt element

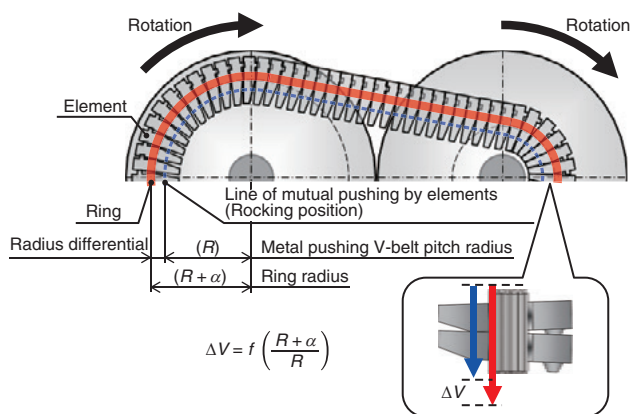


Fig. 5 Velocity differential between elements and rings

3. 伝達効率向上手法

Table 1 に示すように、伝達効率の向上を目的としてプーリとベルト仕様を変更した。変化点は大きく以下3項目である。一つ目は、金属ベルトのエレメントとリングの巻きかけ半径差 α を小さくし、滑り量 ΔV を低減するためにエレメントのロック位置をサドル面 (Fig. 4) に近づけた。また、巻きかけ半径差を小さくすることによるエレメントの耐久性課題に対応するために、エレメント背面にエレメント同士の接触面を設けた。二つ目は、金属ベルト張力を下げ、エレメントとリング間およびリングとリング間の接触荷重 N を低減するために、プーリ V 面基準角度を狭角化した。最後に、狭角化に伴って増加するプーリのベルト挟み付け力 (以下、プーリ軸推力) 低減と金属ベルトミスアライメント低減によるリング耐久性向上のために、プーリ V 面外周側に曲率を設けた (Fig. 6)。なお、プーリの V 面形状変更に伴い、エレメント V 面にも曲率を設けた。

3.1. エレメントロック位置の変更

金属ベルトは押し式ベルトのため、エレメントはプーリから動力を受け、エレメントが互いに押し合う位置 (ロック位置) で速度が決まる。それに対して、リングはエレメントのサドル面上に載った状態で連れ回される動きを取る。このため、金属ベルトの巻きかけ長さが大きいプーリ側でエレメントとリングが滑らずに回る⁽⁵⁾。また、巻きかけ半径の違いより巻きかけ長さが小さいもう一方のプーリ中ではエレメントとリングに滑りが生じる。同様に、リング同士もプーリ巻きかけ半径方向に積層した構造のため互いに滑りを生じている。つまり、滑りを生じさせているエレメントやリングの相互巻きかけ半径をなるべく等しくすることによって、滑り量を低減することが可能となる。

エレメントとリング間およびリングとリング間に発生す

Table 1 Specifications of pulley and belt

Item		Current model	Developed model
Pulley	Distance between pulley axes	156 mm	156 mm
	V-surface	Single angle 11 deg	Multiple angle 9 deg / Round
Belt	Element width	24 mm	24 mm
	Rocking position	1.00 mm	0.55 mm
	V-surface	Single angle	Multiple angle
		11 deg Grooved	9 deg Grooved Curved No groove
	#1 ring diameter	208.8 mm	208.8 mm

る滑り量は、駆動プーリと従動プーリの相互巻きかけ半径差で変わるため変速比によって変わる。そのため、各プーリでの金属ベルト巻きかけ半径に差が生じない Mid レシオでは滑りが発生せず、摩擦損失も Mid レシオで最少となる。逆に巻きかけ半径差が大きい Low/High レシオでは滑りが顕著となり、摩擦損失は大きくなる。

今回、エレメントとリングの巻きかけ半径差を小さくするために、ロック位置を 1.00 mm から 0.55 mm に小さくした (Fig. 7)。

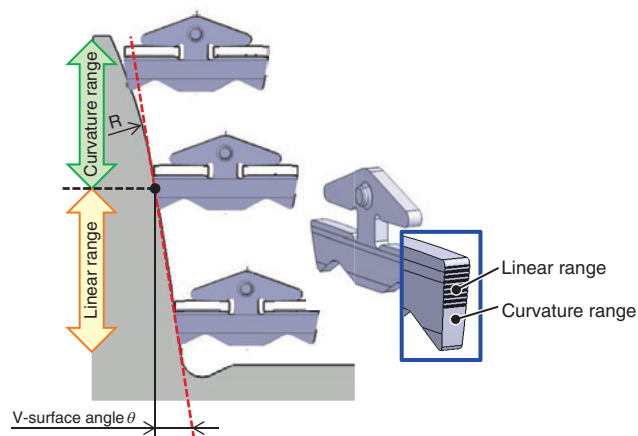


Fig. 6 Pattern diagram of pulley and belt

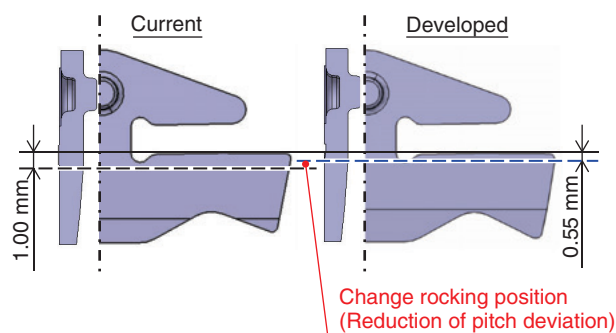


Fig. 7 Comparison of current and developed elements

エLEMENTとリング間の滑り量は、ELEMENTとリングの巻きかけ半径差 α に比例して大きくなるため、ELEMENTとリングの巻きかけ半径差0.45 mmの縮小は45%の滑り量低減となる (Fig. 8)。ただし、積層リングについては構成を変更していないため滑り量は変わらない。

従来より本技術の有用性は知られている⁽⁶⁾ものの、せん断加工部 (ELEMENT輪郭) にロッキング位置を近づけることは実施されてこなかった。それは、ELEMENT間に隙間が生じることで安定した接触状態が保てず、耐久性に影響する懸念があるためである。要因として、以下の二つが考えられる。一つ目は、ELEMENT成形時の板厚変化 (プレスだれ) によってレッグ部 (Fig. 4) が薄くなることによる。Fig. 9 に、ELEMENT板厚を高さデータとして表したコンター図を示す。これより、レッグ部の板厚が薄いELEMENTはそうでないものに比べて、ロッキング部がサドル面の上方よりも低い位置であることがわかる。二つ目は、ELEMENT相互にずれが生じることによる。運転中のELEMENTは、金属ベルトの構成上リングとプーリ以外の拘束がないため、ELEMENTは相互に微小なずれを生じる⁽⁷⁾。従来のELEMENTにおいては、ロッキング位置が1.00 mmあるため、このずれによる影響は無視できた。しかし、ロッキング位置を小さくしたELEMENTにおいては、このずれを無視できない。金属ベルトはプーリから動力を受けるため、V面 (レッグの先端) に荷重が印加される。このとき、ELEMENT相互に隙間が生じると、ELEMENTに発生する曲げ応力は隙間がないときに比べ余分に発生することとな

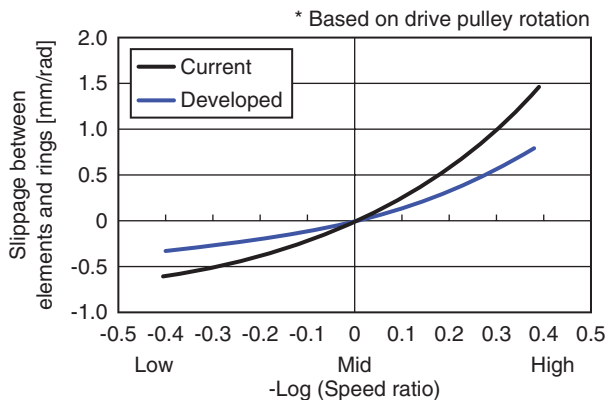


Fig. 8 Reduction of slippage between elements and rings

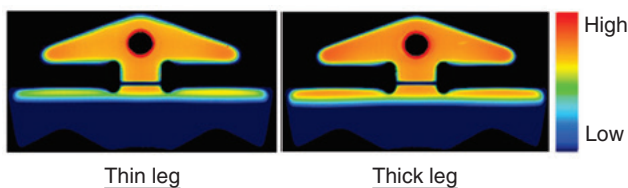


Fig. 9 Element thickness indicated by height

る。つまり、本技術の採用にあたってはこの接触課題に対応する必要があった。今回 Fig. 10 のように、ELEMENT背面に段差形状を設けることで、接触状態を維持できる形状とした⁽⁷⁾。段差の有無によるELEMENTの接触状態を Fig. 11 に示す。これにより、ELEMENTは幅全体で動力を受けることができるようになり耐久性の確保が可能となった。

3.2. 複合V面形状プーリの採用

プーリに巻きかかる金属ベルトの位置 (変速比) が決まった時、プーリ軸推力によってELEMENTがプーリ半径方向に押し出される力とリングによって金属ベルトのELEMENTがその場に保持される力が釣り合う。つまり、ELEMENTのサドル面とリングとの接触荷重 N が決定する。

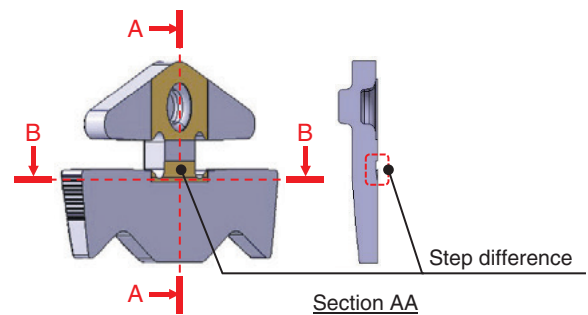


Fig. 10 Step difference on back of element

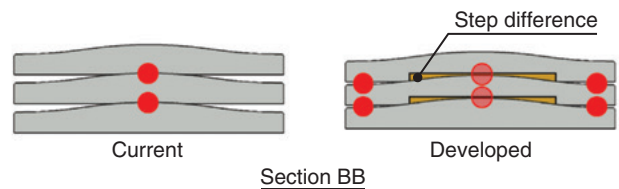


Fig. 11 Contact position of element

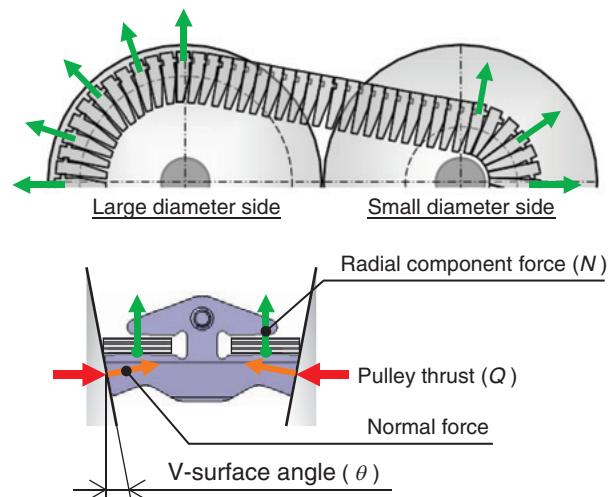


Fig. 12 Force applied to pulley and belt

Fig. 12 の通り、接触荷重 N はプーリ軸推力 Q とプーリ V 面角度 θ の半径方向分力に相当する。よって、接触荷重はプーリ軸推力とプーリ V 面角度に依存し、半径方向分力を下げることでエレメントとリング間の摩擦損失を低減することができる。しかし、プーリ軸推力 Q にはトルク伝達容量を決める役割がある。そのため、各プーリのトルク伝達容量 T は巻きかけ半径 R 、ベルト摩擦係数 μ_b より式 (2) で与えられ、トルク伝達に必要なプーリ軸推力が決まる。

$$T = \frac{2\mu_b R Q}{\cos \theta} \quad (2)$$

なお、運転条件等による影響についてここでは省略し、一義的に記載している。また、プーリ軸推力には式 (2) で与えられるトルク伝達容量を決める低軸推力側と変速比を決める高軸推力側があり、変速比により駆動プーリと従動プーリのいずれかに与えられる。この時、変速比を決める高軸推力側プーリには V 面角度 θ の巻きかけ半径方向分力に必要な軸推力が加算されるためトルク伝達容量以上の推力が与えられることとなる。つまり、トルク伝達容量は V 面角度 θ が小さいほどプーリ軸推力を低くでき、変速比を決める高軸推力側は V 面角度 θ が大きいほど加算される軸推力を低くできるという相反する特性を持つ。

今回、エレメントのサドル面とリングの接触荷重を小さくするために、プーリ V 面形状を 11 度単一形状から 9 度および曲率の複合形状に変更した。これにより、接触荷重 N を決定するプーリ V 面角度 θ は、プーリの半径方向に狭角から広角と推移するように設定した (Fig. 13)。

これによって、金属ベルトの巻きかけ半径が小さいときは接触角度を小さくでき、エレメントのサドル面とリングの接触荷重を小さくすることが可能となる。また、巻きかけ半径が大きいときは接触角度を大きくすることができるため、狭角化によって上昇する高軸推力側のプーリ軸推力を低減することが可能となる。ここで、複合 V 面形状採用によるエレメントのサドル面とリングの接触荷重低減効果を各プーリ軸間に働く力 (以下、プーリ軸間力) として Fig.

14 に示す。なお、プーリ軸間力とは金属ベルトがプーリ軸推力により押し出される際にプーリ軸が受ける力である。

3.3. ミスアライメントの低減

複合 V 面形状プーリの採用にあたって、以下の三点に留意し決定した。一つ目は、可動プーリのストローク量が従来プーリ (11 度単一角度) に対して増加しないようにする。二つ目は、金属ベルトのピッチ半径の小さい側で、プーリとベルトの V 面が点接触とならないようにする。最後に、可動プーリのストローク差をなくし、ミスアライメントを排除できるようにする。金属ベルト式 CVT は、駆動側および従動側の可動プーリがストロークすることで金属ベルトのピッチ半径を変更し、その半径差によって任意の変速比を決定する。このときに必要なストローク量は変速機の大

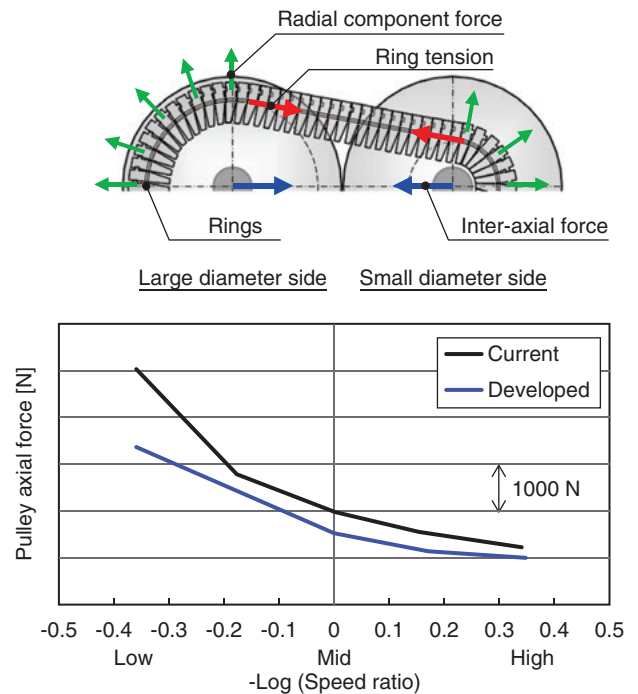


Fig. 14 Pulley inter-axial force

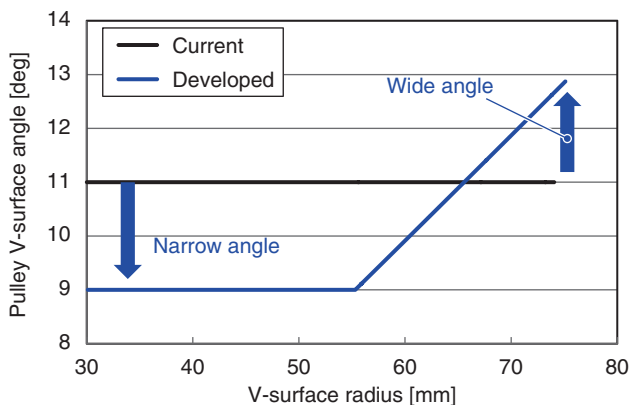


Fig. 13 Radius and angle of pulley V-surface

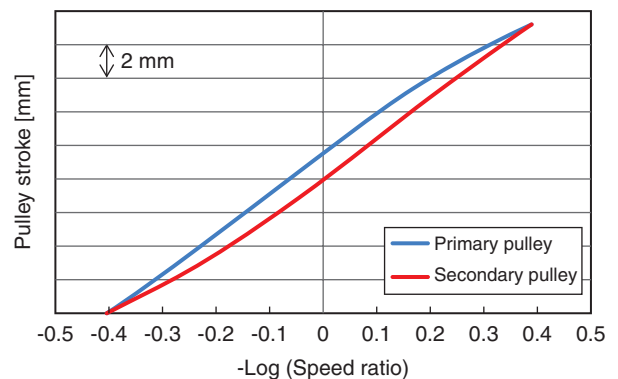


Fig. 15 Pulley stroke in 11 deg pulley

きさを決定し、プーリ軸間距離と金属ベルトの周長より各変速比を作るときの可動プーリストローク量が決定する。変速に必要な各プーリのストローク量は Fig. 15 の示すように駆動側と従動側で差を生じ、その差分の 1/2 がミスアライメントとなる。

ミスアライメント C_{MA} は、変速比 $i = 1.0$ (Mid レシオ) のときの巻きかけ径 D と駆動および従動プーリ軸間距離 s より式 (3) で与えられる。

$$C_{MA} = \frac{D^2(i-1)^2}{\pi s(i+1)^2} \tan \theta \quad (3)$$

今回、ミスアライメントをプーリ V 面形状で補正するための母線関数をプーリシャフト軸を Y, 半径軸を X として式 (4) で定義した。

$$\begin{aligned} X \leq \text{Mid ratio radius のとき} \\ \text{Pulley shape coordinates} = X \tan \theta \end{aligned} \quad (4-1)$$

$$\begin{aligned} X > \text{Mid ratio radius のとき} \\ \text{Pulley shape coordinates} = X \tan \theta + C_{MA} \end{aligned} \quad (4-2)$$

なお、実際のミスアライメント補正量はエレメント側に設けた曲率形状分多く付加する必要があるため、式 (4) は簡易式で表記した。

このように、ミスアライメント相当量をプーリ母線に付与することで、プーリストロークは各プーリでほぼ同一となる (Fig. 16)。変速比によらずミスアライメントを抑制できることは、エレメントの整列性を向上させることに寄与する。

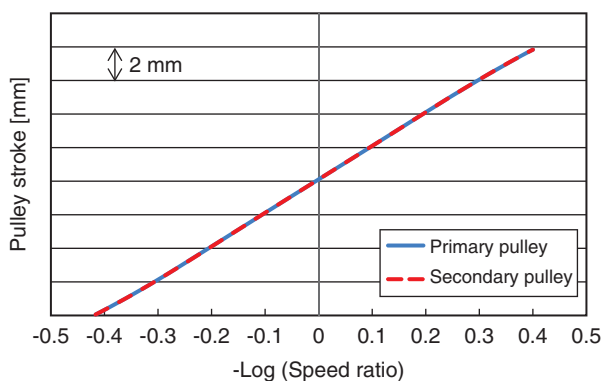


Fig. 16 Pulley stroke in developed pulley

4. 動力伝達効率の向上効果

検討した二つの動力伝達効率向上手法について、単体試験にて変速比ごとの動力伝達効率を試験した。動力伝達効

率は変速比によって駆動プーリおよび従動プーリでの巻きかけ半径が異なることなどにより変化する。そのため、動力伝達効率の評価は Low, Mid, High と各中間変速比である 1.5, Top の 5 種で実施した。その結果, Low レシオ 2.4%, High レシオ 1.6%, 平均動力伝達効率 0.9% 向上を達成した (Fig. 17)。ここでの平均動力伝達効率向上率は設定した各変速比での向上率の平均値で表した。また, Mid レシオにおいては駆動プーリと従動プーリの V 面角度が双方同一であること, かつ狭角化した影響で高軸推力側の推力が上昇したため, 動力伝達効率が低下したものと考えられる。

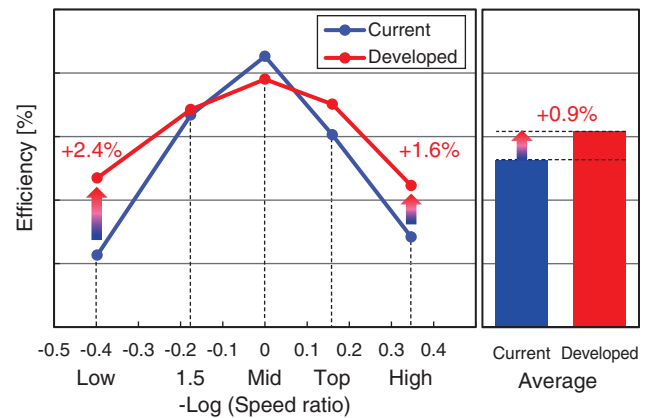


Fig. 17 Power transmission efficiency

5. まとめ

CVT の動力伝達効率向上をねらいとして、金属ベルト内部での滑りによる摩擦損失の低減を図った。

- (1) 金属ベルトのエレメントとリングにおける、プーリ巻きかけ半径差による滑りをエレメントロッキング位置の変更により小さく設定し、滑り量の低減から摩擦損失の低減を可能とした。また、課題となる耐久性についてもエレメントの相互接触を安定させることで対応した。
- (2) プーリの V 面形状を高軸推力側と低推力側の特徴を活かして複合形状に変更することで、金属ベルトエレメントとリングの接触荷重を低減し、摩擦損失の低減を可能とした。
- (3) プーリ V 面の複合形状化は、駆動および従動プーリのストローク量の差によるミスアライメントの補正が可能であり、金属ベルトの整列性を向上させた。

これら本プーリベルト機構を採用することにより、平均動力伝達効率 0.9% の向上を達成した。

参考文献

- (1) 経済産業省自動車新時代戦略会議中間整理(案)補足資料, p.18, (2018)
- (2) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 斎藤俊博, 石井和夫, 岡田善成, 有川守: CVT用金属ベルトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.181-190
- (3) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 一條秀治, 戸塚博彦, 原田雅道: 金属ベルト CVT の V 面角度の最適化, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.1, p.158-164
- (4) 一條秀治, 矢ヶ崎徹, 安藤大起, 坂上恭平, 隅田聡一郎: 高効率金属ベルト式 CVT 変速機構の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.26, No.1, p.33-39
- (5) Saito, T., Miyamoto, K.: Transmission Efficiency Prediction for CVT Metal V-belt with Ratio Feedback Control, CVT-HYBRID 2010 Proceedings, p.29-34, (2010)
- (6) 守本佳郎: 無段変速機 CVT 入門, グランプリ出版社, p. 53-56, (2004)
- (7) 特許番号, 第 6094911 号, (2017)

■ 著 者 ■



隅田聡一郎



矢ヶ崎 徹



青木 亮太



浅井 光

CVT のベルト挟圧力最適化に向けた瞬時安全率推定法

Method of Estimating Instantaneous Safety Factor for Self-optimizing Control of Clamping Force in CVT

坂 上 恭 平¹

Kyohei SAKAGAMI

要 旨

駆動プーリで発生する回転変動は、金属 V ベルトを介して従動プーリへと伝達される。その際、回転変動はベルト滑りの大きさに応じて減衰する。この回転数変化に着目して、ベルト挟圧力の瞬時安全率を推定する手法を提案した。駆動および従動プーリは弾性体を介して接続される 1 次元振動系とみなし、振動モデルを構築した。この振動モデルに基づき、駆動および従動プーリの回転数変化を入力とした状態推定をおこない、瞬時安全率を推定した。また、実験車両のドライブシャフトトルクとベルト挟圧力を測定することで実際の安全率を求めた。さらに、実際の安全率と提案手法による推定値とを比較し、提案手法の有効性を検証した。車両状態としては、車両質量の変化と、左右輪の差動を与えた。また、経年変化の影響を想定し、摩擦係数の異なる二種類の供試体を用いて検証をおこなった。その結果、安全率 1.25 以下の推定精度が要求される範囲において、2% の誤差範囲で瞬時安全率の推定が可能であることが確かめられた。提案手法を用いることで、従来未知であった摩擦係数の変化に対しても、ベルト挟圧力を適合させることができる。

ABSTRACT

When fluctuations in the drive pulley speed are transmitted to the driven pulley via the metal V-belt, the transmitted fluctuations are attenuated according to the belt slippage. The research discussed in this paper focused on these fluctuations in the pulley speeds and developed a method for estimating the instantaneous safety factor for belt clamping force. First, a vibration model was built by regarding the drive and driven pulleys as a one-dimensional vibrating system connected by elastic bodies. Based on this vibration model, the instantaneous safety factor was then estimated from changes in the pulley speeds. In order to verify the method's validity, the actual safety factor was calculated by measuring the driveshaft torque and belt clamping force in a test vehicle and compared with the value estimated using the proposed method. In verification testing, changes in vehicle body weight and left-right wheel differential were applied to the test vehicle. With the assumption that aging may affect the results, verifications were also performed with two test pulleys with different coefficients of friction.

The results verify that, in the required estimation accuracy range of a safety factor of 1.25 or lower, instantaneous safety factor can be estimated to within an error range of 2%. Using the proposed method, belt clamping force can be adapted even for changes in friction coefficient, a traditionally unknown variable.

1. ま え が き

近年、燃費向上への要求がさらなる高まりをみせ、トランスミッション領域においては動力伝達効率の向上が重要となっている。自動車用トランスミッションには多様な形式が存在するが、エンジンの Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) を最適化できる Continuously Variable Transmission (CVT) が近年急速に普及した⁽¹⁾。CVT の構造としては、金属 V ベルトを用いた金属 V ベルト式 CVT (以下、単に CVT という) が主流である。この

CVT は、一対のプーリに対して、ベルトの巻き付き半径を任意に変更することで無段階に変速をおこなうことができる。CVT の動力損失内訳を Fig. 1 に示す。内訳は、燃費測定モードの一つである JC08 を走行した場合の一例である。CVT の動力損失要因としては、油圧ポンプ仕事と金属 V ベルト内部の摩擦損失が大半を占める。

CVT は、油圧によりベルト挟圧力を発生させ、このベルト挟圧力による金属 V ベルトとプーリとの摩擦で動力を伝達する。したがって、油圧を発生させるための油圧ポンプが必要である。

¹ オートモービルセンター、博士 (工学)

金属Vベルトは、複数のエレメントを二対の積層リングで保持する構造となっている (Fig. 2)。エレメントおよびリングは自由に相互運動できる構造のため、車両走行中の金属Vベルトには、エレメントとリングとの間に滑りが生じる。これが金属Vベルト内部に生じる摩擦損失の主たる要因である。

CVTの動力伝達効率を向上するためには、ベルト挟圧力を低減することが効果的である。ベルト挟圧力を低減するとリングに作用する張力が減少し、金属Vベルト内部の摩擦損失を低減することができる。ベルト挟圧力の低減は、同時に、油圧ポンプ仕事の低減にもつながる。

ここで、ベルト挟圧力を過度に低減するとプーリに対するベルト滑りが大きくなるため、限界のベルト挟圧力を把握することが重要である。Fig. 3に金属Vベルトの摩擦特性を示す⁽²⁾。ベルトは、自身の弾性変形により常に微小な滑り (弾性滑り) をともなうが、部分的にはプーリと固着した領域が存在する [Fig. 3 (A) の領域]。ベルト挟圧力が不足すると、ベルトはプーリの全域で滑り (移動滑り)、このとき固着領域は存在しない [Fig. 3 (B) の領域]。移動滑りが生じると動力伝達効率はかえって低下し、ベルトの損傷を招くおそれもある。したがって、動力伝達効率と耐摩耗性の観点から、弾性滑りの範囲内でベルト挟圧力を低減することが望ましい。ここで、摩擦係数の変化が課題となる。

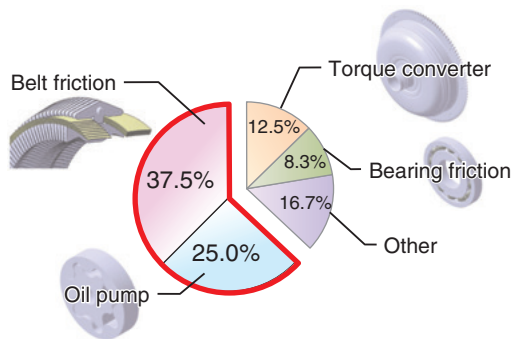


Fig. 1 Breakdown of power consumed in CVT (during operation in JC08 mode)

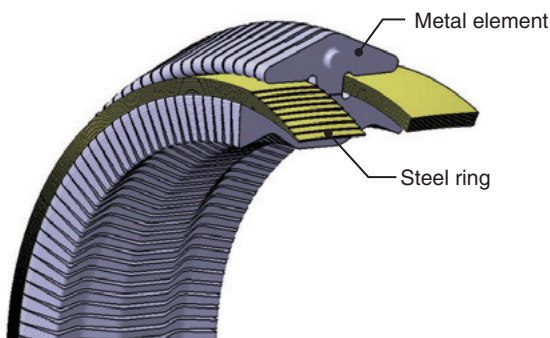


Fig. 2 Structure of metal V-belt

金属Vベルトとプーリ間の摩擦形態は境界摩擦である。摩擦係数は、摩擦面の表面粗さや、潤滑油により形成される境界潤滑膜のせん断強度の影響を受ける⁽³⁾。さらに、これらは運転負荷により変化するため、摩擦係数の経年変化を考慮に入れなければならない。したがって、考えられるユースケースのなかで最低の摩擦係数を想定し、狭圧力余裕を加えたベルト挟圧力を設定する。走行距離の少ない場合、この狭圧力余裕は余剰となる。

この課題に対し、車両走行中に限界のベルト挟圧力を学習する手法が研究されてきた⁽⁴⁾⁻⁽⁷⁾。しかし、いずれも、ベルト滑りの急速な増加によって限界のベルト挟圧力を判定するものである。これは短時間ながら移動滑りが生じることになり、アブレシブ摩耗の進展に対する懸念がある。また、油圧の脈動や応答遅れにより、ベルトの凝着摩耗といった事象も招くおそれがある。

動力伝達効率は弾性滑り限界 [Fig. 3 (A)-(B) の境界] において最大となる。しかし、実際の制御においては、油圧の脈動や応答遅れを許容する必要がある。挟圧力余裕を完全に排除することはできない。この挟圧力余裕を可能な限り低減するためには、弾性滑り限界に対する、その瞬間の安全率が把握できればよい。このような実際の挟圧力余裕をあらわす安全率を、瞬時安全率と呼ぶことにする。本研究では、移動滑りをともなうことなく、瞬時安全率を推定することを目的とする。これまでの研究において、弾性滑り限界を予測する手法を提案した⁽⁸⁾。本稿では、予測した弾性滑り限界をもとに瞬時安全率を推定することを考える。また、提案手法を実車両に適用し、その有効性を検証する。

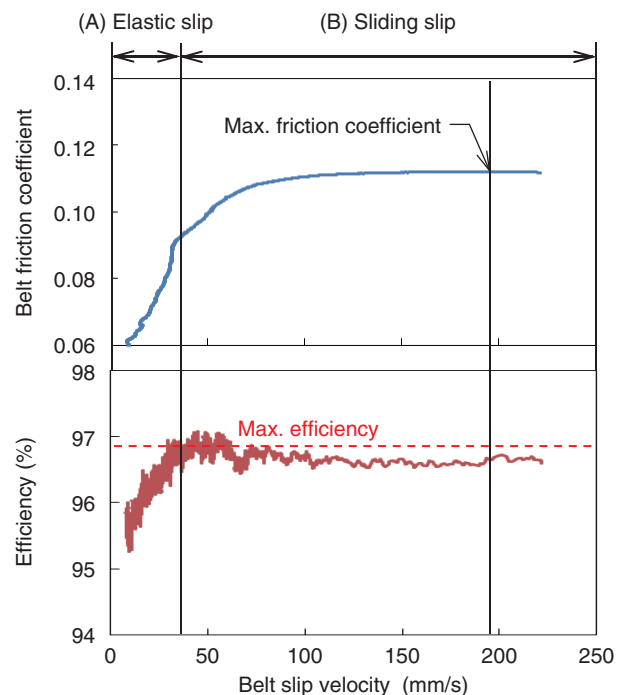


Fig. 3 Characteristics of belt friction

2. 滑りのモデル化と安全率推定式の提案

2.1. 前提条件と仮定

本研究では、クルーズ走行時（定常状態）における動力伝達効率の向上を目指す。対象とする車両は、動力源をエンジンとする車両であって、CVT にはエンジンの筒内圧変動が入力されるものとする。車両状態としては、タイヤと路面とは滑ることなく直進している状態を前提とする。CVT の変速状態としては、速度比 $i \leq 1$ （増速側、 $i = N_{DR}/N_{DN}$ ）であり、なおかつ、 $i = \text{const.}$ とみなせる定常状態を前提とする。

この前提条件のもと、安全率の定式化にあたっては下記の仮定を導入した。

(i) ベルト滑りは従動側で生じる

ベルト滑りの発生要因として、ベルトの弾性変形による滑り（弾性滑り）が支配的である⁽²⁾。プーリの回転にともなう、ベルトの弾性エネルギー変化を模式的にあらわすと Fig. 4 のようになる⁽⁹⁾。 $\beta_{DR,DN}$ のベルト巻き付き範囲に対して、 $\alpha_{DR,DN}$ の範囲に摩擦力が作用する。駆動プーリはベルトを押し出すことで従動プーリを回転させる。その際の圧縮力により、ベルトには圧縮ひずみが生じる。エネルギー観点では、駆動プーリからのトルク入力を受けて、ベルトには E_1 の弾性エネルギーが蓄えられる。一方、従動プーリでは、トルク伝達に際して圧縮ひずみが解放され、 E_2 の弾性エネルギーが散逸する。CVT 全体の系で捉えると、ベルト 1 回転あたりに E_2 だけ損失が生じることになる。この損失は、ベルト－プーリ間での摩擦損失と同義である。プーリ内での摩擦力分布が一樣であるとする、 $\alpha_{DN} \leq \beta_{DN}$ において、 E_2 は α_{DN} に比例する。トルク入力が増加すると、必要な摩擦力を得るために α_{DN} も拡大し、 $\alpha_{DN} = \beta_{DN}$ となったとき移動滑りが生じる。以上より、エネルギー的に等価な平均滑り速度 V のベルト滑りが従動側で生じるという等価変換が可能であり、

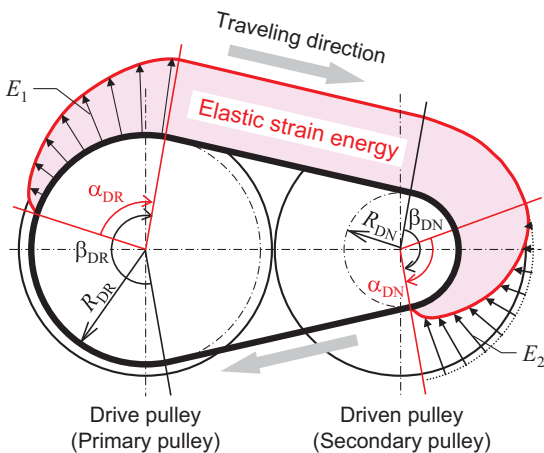


Fig. 4 Schematic diagram of transmitting power

$$\begin{aligned} V &\propto E_2 \\ &\propto \alpha_{DN}/\beta_{DN} = T_{DN}/T_{\max,DN} \end{aligned} \quad (1)$$

であると仮定した。 $T_{\max,DN}$ は従動側の最大伝達可能トルクであり、 $T_{DN}/T_{\max,DN}$ はトルク容量の使用率をあらわす。

(ii) 左右のドライブシャフトは等価剛性で代表できる

タイヤと路面とは滑ることなく直進していることから、左右ドライブシャフトのねじり剛性 k_{2L} , k_{2R} は、次式の等価剛性 k_2 であらわすことができると仮定した。

$$k_2 = k_{2L} + k_{2R} \quad (2)$$

(iii) 振動伝達経路として、車輪は固定端とみなせる

一般に、回転系の質量に比べ、車両質量は十分大きいことから、車輪の回転変動は無視できると仮定した。

2.2. 弾性滑り限界の予測

瞬時安全率を求めるためには、滑り状態の推定はもとより、弾性滑り限界を予測しなければならない。著者のこれまでの研究にて、プーリの回転変動情報のみを用いて弾性滑り限界を予測する手法を提案した⁽⁸⁾。この手法では、滑りによる摩擦減衰を考慮した振動モデルを用意し、測定された回転変動データに基づき減衰パラメータの推定をおこなう。すなわち、プラントの適切な振動モデルが必要となる。しかし、これまでの研究ではベルト試験機での検証にとどまり、提案手法を実車両に適用するためには、振動モデルの再考が必要となる。

Fig. 5 に実車両のパワートレインを構成する機械要素のねじり剛性を示す。Fig. 5 では、ねじり剛性を各機械要素

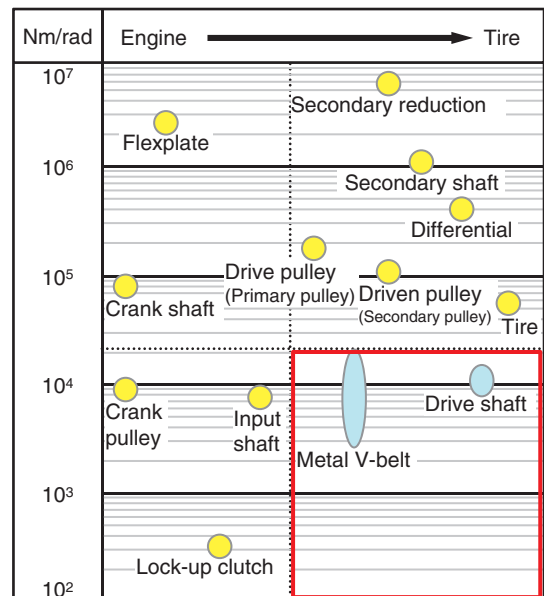


Fig. 5 Torsional rigidity of powertrain

素の接続順にしたがって、エンジンからタイヤに向かう順で左から右に示した。提案手法では、後述するように駆動プーリの回転変動を境界条件として与えるため、モデル化する範囲は駆動プーリからタイヤまでの間となる。

一般に、慣性モーメントに比べて相対的にねじり剛性が低い要素ほど固有振動数への寄与が大きい、弾性滑り限界を予測する観点においては、少なくともベルト剛性を考慮する必要がある。

したがって、振動モデルを設定するにあたって重点を置くべき要素は以下になる (Fig. 5 赤枠部).

- (i) 駆動プーリからタイヤまでの要素
- (ii) ねじり剛性が、ベルト剛性と同等かそれ以下の要素

ベルトとドライブシャフトをねじりばね要素とし、その他の要素を剛体として扱った。設定した振動モデルを Fig. 6 に示す。

前節の仮定のもと，動作点まわりの回転摂動を θ とすると，変分方程式は次式となる。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \tilde{x}_2 \\ \tilde{x}_2 \\ \tilde{x}_3 \\ \tilde{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\rho_1^2 \omega_1^2 & -2\nu_1 \rho_1^2 \omega_1 \zeta_1 & 0 & 2\nu_1 \rho_1^2 \omega_1 \zeta_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 2\nu_1 \omega_1 \zeta_1 & -\omega_2^2 & -2\nu_1 \omega_1 \zeta_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{x}_2 \\ \tilde{x}_2 \\ \tilde{x}_3 \\ \tilde{x}_3 \end{bmatrix} + \frac{\rho_1^2 \omega_1^2}{\Omega} \begin{bmatrix} 0 \\ a_1 \sin \Omega t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

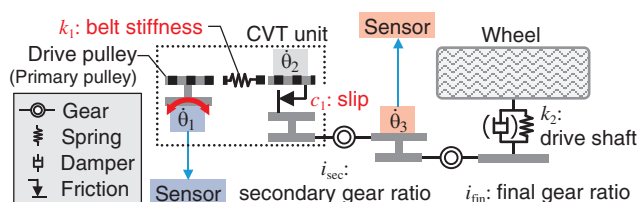
ただし、

$$x_2 = i\theta_2, x_3 = i\theta_3, i = R_{\text{DN}}/R_{\text{DR}}, i_a = i_{\text{sec}} i_{\text{fin}}$$

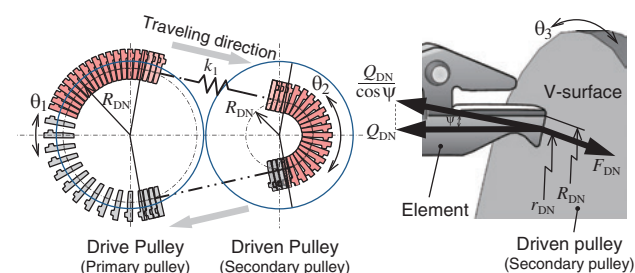
$$I_2 = WR_{\text{DN}}^3 \beta_{\text{DN}}, I_3 = I_{\text{DN}} + \frac{1}{i_{\text{sec}}^2} \left(I_{\text{sec}} + \frac{I_{\text{fin}}}{i_{\text{fin}}^2} \right)$$

$$v_1 = r_{\text{DN}}/R_{\text{DN}}, \rho_1 = \sqrt{I_3/I_2}$$

$$\omega_1 = R_{\text{DN}} \sqrt{\frac{k_1}{I_3}}, \omega_2 = \frac{1}{i_a} \sqrt{\frac{k_2}{I_3}}, \zeta_1 = \frac{c_1 Q_{\text{DN}} R_{\text{DN}}}{\sqrt{I_3 k_1} \cos \psi}$$



(a) Powertrain



(b) Variator

Fig. 6 Simple model of transmitting power

とおいた。ここでの動作点とは、全周波数成分における周期解 $x = {}^t(x_2, \dot{x}_2, x_3, \dot{x}_3)$ の平均値 (期待値) を指す (厳密な導出は参考文献⁽⁸⁾を参照されたい)。

式(3)において、未知数は (ω_1, ζ_1) の二つである。そのほかのパラメータは、定数であるか算出可能であって既知である。ベルト滑りの影響は ζ_1 にあらわれることから、未知数 ζ_1 を推定できれば、滑り状態を評価できることになる。ここで、駆動プーリにはエンジンの筒内圧変動に起因した周期的な回転速度の変動が生じる。この回転変動が、振幅 a_1 、角振動数 Ω であったとすると、 $\dot{x}_1 = \dot{\theta}_1 = a_1 \cos \Omega t$ であらわされる。式(3)の右辺第2項は、この回転変動入力をあらわしている。いま、従動プーリに $\dot{x}_3 = a_3 \cos(\Omega t - \phi)$ なる回転変動が伝達され、 $a_3/a_1 = m$ であったとする。 $\dot{x}_3 = a_3 \cos(\Omega t - \phi)$ を式(3)に代入し、 (ω_1, ζ_1) について解くと、 (ω_1, ζ_1) を (m, ϕ) であらわすことができる。

$$\omega_1(m, \phi) = \Omega \sqrt{\frac{\left[\left(\frac{\Omega}{\omega_2} \right)^2 \left(1 + \frac{1}{\rho_f^2} \right) - 1 \right] \left[\left(\frac{\Omega}{\omega_2} \right)^2 - 1 \right]}{\left(\frac{\Omega}{\omega_2} \right)^2 \left[\left(\frac{\Omega}{\omega_2} \right)^2 - 1 \right] \left(1 - \frac{\cos \phi}{m} \right)}} \quad (4)$$

$$\zeta_{s1}(m, \phi) = \frac{1}{2v_1} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{\left[\left(\frac{\Omega}{\omega_2} \right)^2 - 1 \right] \left[1 - \frac{1}{\rho_1^2} \left(\frac{\Omega}{\omega_1} \right)^2 \right]}{\frac{\sin \phi}{m} \cdot \frac{\Omega}{\omega_2}} \quad (5)$$

すなわち、式(5)より、観測された駆動および従動プーリの回転変動から振幅比 m 、位相遅れ ϕ を評価することで、現在の滑り状態 ζ_1 を推定することができる。また、式(4)は未知のベルト剛性 k_1 を同時に推定できることを示している。

以上より，現在の滑り状態量 ζ_l を推定する手法を示した．一方で，弾性滑り限界における ζ_l の値 ζ_c は一義的にあらわすことができる．

$$\zeta_c = \frac{\rho_1}{v_1} \left[\frac{\rho_1^4 + 20\rho_1^2 - 8 + \rho_1(\rho_1^2 - 8)^{\frac{3}{2}}}{32(\rho_1^2 + 1)^3} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

これは、式(3)の Jacobian が実数となる最大の ζ_1 を求めることで得られる。式(6)より、弾性滑り限界のしきい値 ζ_c は既知数のみから得られる。したがって、現在の滑り状態量 ζ_1 が推定できれば、弾性滑り限界までの余裕度を予測することができる。

2.3. 瞬時安全率の推定

ベルトが滑ることなく動力を伝達するためには、入力トルクを伝達可能なベルト狭圧力が必要である。実車両では、プーリのピストン室に油圧を供給し、ベルト狭圧力を作用させる。制御力が油圧であることから、油圧の脈動や

応答遅れを考慮した制御系設計が必要である。このような観点から、狭圧力余裕を見込んだ制御が必要であり、安全率 s_f は次式で定義される。

$$s_f = \frac{T_{\max}}{T} = \frac{Q}{Q_{\min}} \quad (7)$$

$T_{\max}$ は現在付与しているベルト狭圧力 (プーリの軸方向推力) Q に対して伝達可能な最大トルクである。一方、 $Q_{\min}$ は現在の入力トルク T を伝達可能な最小のベルト狭圧力である。ここで、伝達可能とは弾性滑り領域内での動力伝達をいう。本稿の条件では、従動プーリで移動滑りが発生するため、安全率 s_f は従動側について求めた。

前節より、 ζ_1 と ζ_c を比較することによって、滑り速度観点で弾性滑り限界を判定することはできる。しかし、弾性滑り限界に対する狭圧力余裕を直接的に求めることはできない。そこで、安全率 s_f を、既知の特性を利用して ζ_1 の関数であらわすことを考える。ここでいう既知の特性とは、

- (i) $\zeta_1 = \zeta_c$ のとき、 $s_f = 1$ (弾性滑り限界)
- (ii) $\zeta_1 \propto T_{\text{DN}}/T_{\text{max,DN}} = 1/s_f$ (ζ_1 が滑り速度に相関することと、式 (1) の仮定より)

上記の関係性を図示すると Fig. 7 のようになる。Fig. 7 には試験結果の一例をプロットで併記してある。 ζ_c は式 (6) より既知であるから、Fig. 7 の関係は ζ_1 を用いて次の形であらわされる。

$$s_f(\zeta_1) = \frac{1}{K_\tau(\zeta_1 - \zeta_c) + 1} \quad (8)$$

K_τ は係数である。無負荷時の滑り速度はベルトの構造に依存するため、使用するベルト (諸元違い) に対して式 (8) より、あらかじめ K_τ を求めておくことで安全率を推定した。

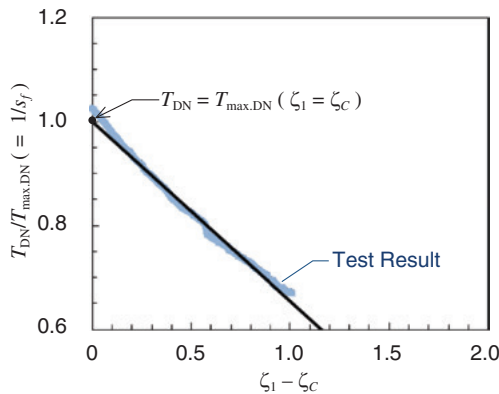


Fig. 7 Relationship between torque capacity and ζ_1

3. 実験方法

前章では、駆動および従動プーリの回転変動を用いて瞬時安全率を推定する手法について述べた。この手法の有効性を検証するため、実験車両を走行させた状態で瞬時安全率を測定し、推定値との比較をおこなった。実験車両の構成を Fig. 8 に示す。実験車両は、前輪駆動の FF 車両を用いた。エンジンから CVT への動力伝達経路としてトルクコンバータ、遊星歯車機構を備え、これにより動力の切断や前後進の切り替えをおこなう。CVT から出力された動力は、セカンダリ、ファイナルの二段階の減速機構を経て、タイヤに伝達される。

CVT の作動状態として、従動プーリにベルト挟圧力 Q_{DN} が与えられたとき、従動プーリ側の最大伝達可能トルク $T_{\text{max,DN}}$ は次式であらわされる。

$$T_{\text{max,DN}} = \frac{2\mu_c Q_{\text{DN}} r_{\text{DN}}}{\cos\psi} \quad (9)$$

ここで、 μ_c は弾性滑り限界における摩擦係数、 r_{DN} はベルト巻き付き位置に対する摩擦有効半径、 ψ は V 溝の半頂角である。安全率の定義より、式 (9) を式 (7) に代入して、

$$s_f = \frac{2\mu_c Q_{\text{DN}} r_{\text{DN}}}{T_{\text{DN}} \cos\psi} \quad (10)$$

を得る。従動プーリに対する、現在の負荷トルク T_{DN} 、ベルト挟圧力 Q_{DN} を測定し、式 (10) に代入して求めた s_f を瞬時安全率の測定値とした。摩擦有効半径 r_{DN} は、現在の速度比 $i (= N_{\text{DR}}/N_{\text{DN}})$ より幾何学的に求まる。従動プーリの負荷トルク T_{DN} を直接測定するのは容易ではないため、左右のドライブシャフトに作用するトルク $T_{\text{L,R}}$ を測定した。トルクの測定にはひずみゲージを用い、次式により、従動プーリの負荷トルク T_{DN} に変換した。

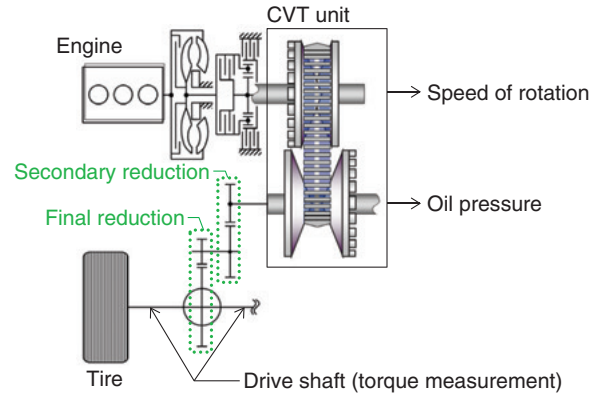


Fig. 8 Schematic view of test vehicle

Table 1 Test conditions

Vehicle speed	70, 80, 90, 100 km/h
Speed ratio, i	0.468
Vehicle body weight	1440, 1651 kg
Differential diameter rate, ε_{LR}	0.9-1.1 (used chassis dynamometer)
Oil temperature	85-105 degC

$$T_{DN} = \frac{T_L + T_R}{i_{sec,fin} \eta_{sec} \eta_{fin}} \quad (11)$$

$i_{sec,fin}$ は減速機構の減速比, $\eta_{sec,fin}$ は歯車の伝動効率である。 $\eta_{sec,fin}$ は, とともに 0.99 とした。ベルト挟圧力 Q_{DN} は, ピストン室への供給油圧を測定し, 回転による遠心油圧成分を加えることにより求めた。あらかじめ摩擦係数 μ_c を測定したベルトおよびプーリを実験車両に搭載した。

実験条件を Table 1 に示す。車速は 70-100 km/h とし, クルーズ走行をおこなった。そのため, 速度比は増速側で略一定となる。車両質量は, 空車状態 (1440 kg) と定員乗車相当 (1651 kg) の二通りとした。暖機後の走行とした。

また, 本研究では直進状態を前提としているが, 左右輪に異なる動半径のタイヤを装着した場合, 直進状態にもかかわらず左右輪の差動が生じる。このことは, 推定精度に影響を与える可能性がある。そこで, 実験車両の駆動輪をシャシダイナモメータに固定し, 左右輪の回転数を変化させた。左右輪の動半径を R_{LR} として, 左右の異径率 ε_{LR} を次式で定義する。

$$\varepsilon_{LR} = \frac{R_R}{R_L} \quad (12)$$

このとき, 異径率 ε_{LR} に応じて左右輪の回転数 $N_{L,R}$ は次のように変化する。

$$N_L = \frac{2\varepsilon_{LR}}{1 + \varepsilon_{LR}} \cdot \frac{N_{DN}}{i_{sec} i_{fin}} \quad (13)$$

$$N_R = \frac{2}{1 + \varepsilon_{LR}} \cdot \frac{N_{DN}}{i_{sec} i_{fin}}$$

N_{DN} は従動プーリの回転数である。パンク時など, テンパタイヤ装着時を想定し, $\varepsilon_{LR} = 0.9-1.1$ を模擬した左右輪の差動を与えた。

4. 実験結果および考察

車速 70-100 km/h にてクルーズ走行をおこない, 式 (5) に基づいて滑り状態量 ζ_1 を算出した。 ζ_1 と, このときの安全率 (測定値) との関係を図 9 に示す。実験条件は, Table 1 に示す条件のうち, 基準条件 (空車状態: 1440 kg, 左右輪の差動なし: $\varepsilon_{LR} = 1$) である。Fig. 9 の結果に対して, 式

(8) の K_τ を最小二乗法により決定した。式 (8) での近似結果を, Fig. 9 に実線で重ね描きしてある。この K_τ と, 走行中の回転変動より算出した ζ_1 とに基づき瞬時安全率を推定した。

上記基準条件において, 提案手法による安全率の推定誤差を図 10 に示す。安全率の推定誤差 ε_{sf} は次式で定義した。

$$\varepsilon_{sf} = \frac{s_{fest} - s_f}{s_f} \quad (14)$$

s_{fest} は安全率の推定値, s_f は測定値である。Fig. 10 (a) は車速に対して, Fig. 10 (b) は安全率の大きさ (測定値) に対する推定誤差を整理した。Fig. 10 (a) より, 最大で 30% 程度の推定誤差が見受けられるが, 推定誤差と車速との相関は認められなかった。一方, Fig. 10 (b) より, 安全率が 1 に近づくほど推定誤差は減少する傾向がみられた。これは, 安全率が減少するほどベルト滑り (回転変動の減衰) が増加し, 推定が容易になるためと考えられる。推定誤差は, $s_f \leq 1.67$ の範囲で 15% 以下 ($1.50 \leq s_{fest} \leq 1.93$), $s_f \leq 1.25$ の範囲で 2% 以下 ($1.22 \leq s_{fest} \leq 1.24$) となった。少なくとも, $s_f \leq 1.67$ の範囲では, 移動滑りをともなうことなく, 弾性滑り限界までの安全率を推定できることが確認できた。

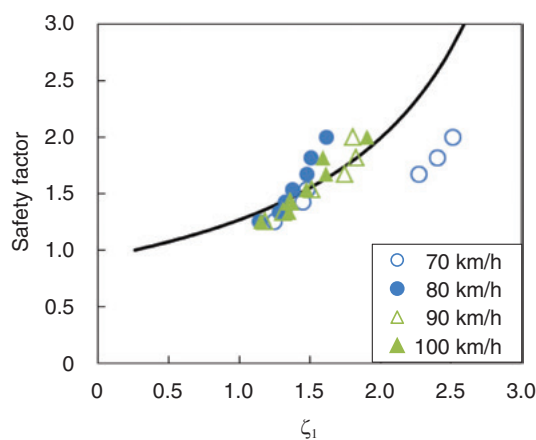
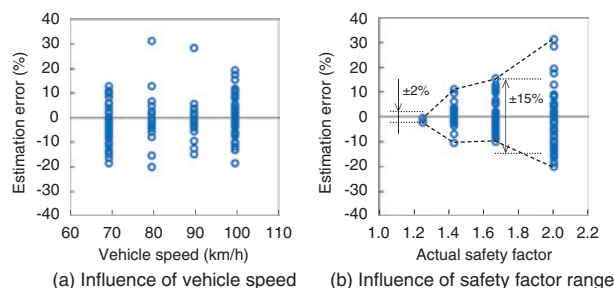
Fig. 9 Relationship between safety factor and ζ_1 

Fig. 10 Accuracy of estimating instantaneous safety factor

しかし、上述の推定精度は基準条件に対して K_t を同定した結果である。提案手法の有効性を検証するためには、車両条件の変化に対して上述の推定精度が保たれるかどうかを確認する必要がある。提案手法の導出過程において、車両条件の変化に関連した仮定を以下に再記する。

- (i) 左右のドライブシャフトは等価剛性で代表できる
- (ii) 振動伝達経路として、車輪は固定端とみなせる

(i) は左右輪が差動していない場合、(ii) は車両質量が十分大きい場合に成立する。

(i) に関して、一般的な FF 車両のドライブシャフト剛性は左右で異なる（左右が不等長）。そのため、左右輪が差動すると、等価剛性 k_2 に変化が生じる (Fig. 11)。Fig. 11 の上段は異径率 ε_{LR} に対する等価剛性 k_2 の変化率、下段は誤差伝播により求めた推定誤差の予測値である。 $\varepsilon_{LR} = 0.9$ -1.1 の範囲において、見込まれる推定誤差は 4% 以下であり、無視できる程度と予想した。(ii) に関して同様に、推定誤差の予測値を求めた (Fig. 12)。Fig. 12 は、車両質量を変化させた場合における推定誤差の予測値を示す。車両質量が 400 kg 以上であれば、見込まれる推定誤差は (i) と同様に 4% 以下であることがわかった。実験車両の車両質量は、少なくとも 1440 kg (空車状態) 以上である。したがって、車体質量の変化が及ぼす推定誤差への影響は無視できるものと予想した。また、車輪が路面に対して滑った状態（ホイールスピン）とは、回転振動系からみると車両質量が減少したことに同義である。Fig. 12 より、車両質量が 400 kg から車輪の単体質量に近づくにつれ、推定誤差が急峻に増加することがわかった。ホイールスピン時にベルト挟圧力を低減する意義はないが、制御を構築するにあたっては誤作動を防止するために注意を要する。

Fig. 13 に (i) (ii) の仮定に対する実験結果を示す。Fig. 13 (a) は、車両質量を定員乗車相当 (1651 kg) とした場合の推定誤差を示す。Fig. 13 (b) は、異径率を $\varepsilon_{LR} = 0.9, 1.1$ とした場合の推定誤差を示す。図中、破線は、基準条件 [Fig. 10 (b)] における推定誤差の最大、最小値（線形補間）

である。車両質量と異径率の変化に対して、いずれの場合も推定誤差は破線内に収まっており、基準条件と同等の推定精度が保たれていることが確認できた。特に、移動滑りが生じる危険性が増大する $s_f \leq 1.25$ の範囲では、高い推定精度が保たれることがわかった（誤差範囲 2% 以下）。また、左右輪の動半径が等しい場合、 $\varepsilon_{LR} = 0.9, 1.1$ の差動に相当する（旋回）横加速度は 23.5 m/s^2 (2.4 g) となった。このことから、基準条件において一般的な旋回であれば、旋回中も瞬時安全率の推定が可能であると考えられる。

これまでは、検証の観点として、車両状態の変化について述べた。もう一つの観点は、摩擦係数の変化についてである。経年変化により、摩擦係数 μ_c が低下した場合を模擬し、プーリ V 面を鏡面加工した供試体を準備した。この供試体を実験車両に搭載し、同様の実験をおこなった結果を Fig. 14 に示す。Fig. 14 (a) は供試体の摩擦係数 μ_c を示す。鏡面加工により、摩擦係数 μ_c は約 8% 低下した。Fig. 14 (b) に、摩擦係数 μ_c が低下した場合の推定誤差を示す。図中、破線は、基準条件の推定誤差範囲である。 $s_f = 1.67$ において、一部の結果で推定誤差が基準条件に対して増加したものの、この領域では十分な狭圧力余裕がある。移動滑りの危険性が高まる $s_f = 1.43$ においては、基準条件と同等の推定精度が保たれることが確認できた。推定誤差範囲の正負

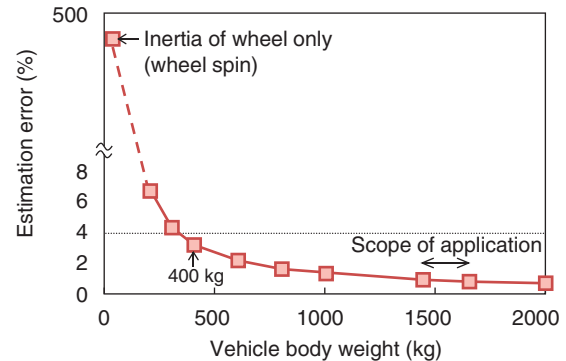


Fig. 12 Predicted influence of vehicle body weight

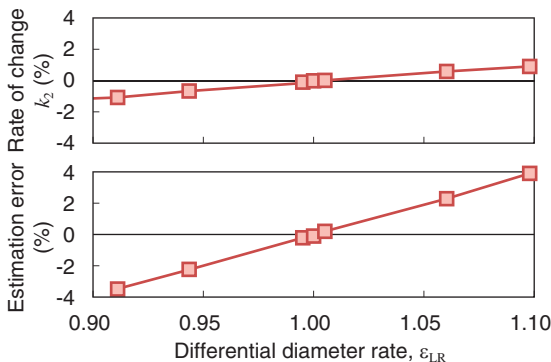


Fig. 11 Predicted influence of equivalent torsional rigidity of drive shaft

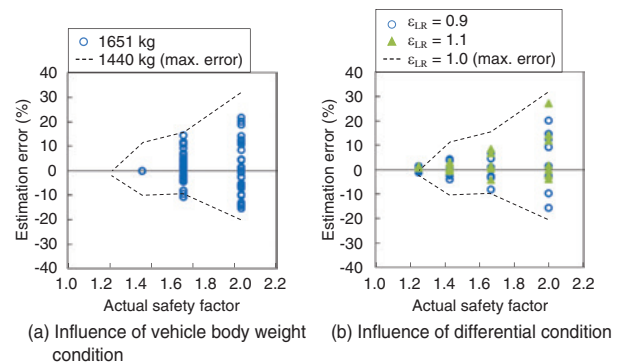


Fig. 13 Verification test results of estimating instantaneous safety factor

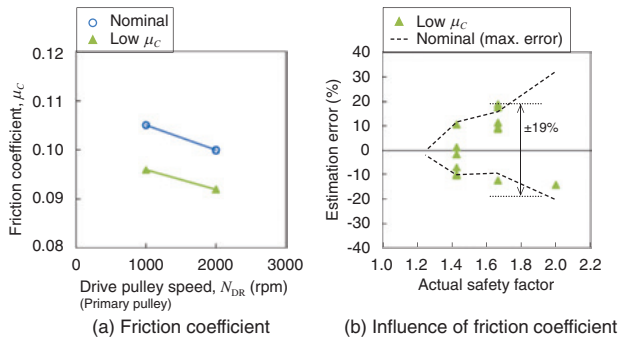


Fig. 14 Changes in estimated instantaneous safety factor over time

へのオフセットもみられなかった。

以上より、車両状態や摩擦係数の変化によらず、一定の推定精度が保たれていることが確認できた。推定精度が要求される $s_f \leq 1.25$ の範囲においては、2%の誤差範囲で瞬時安全率の推定が可能であることが確かめられた。

5. まとめ

駆動および従動プーリの回転変動情報のみを用いて、瞬時安全率を推定する手法を提案した。クルーズ走行時ににおいて提案手法の有効性を検証し、次の結果が得られた。

- (1) 車両状態（車両質量の変化、左右輪の差動）や摩擦係数の変化によらず、瞬時安全率を推定することができた。
- (2) 推定精度が要求される $s_f \leq 1.25$ の範囲においては、2%以下の誤差範囲で推定が可能であった。

今後は、急変速をはじめとした過渡状態における瞬時安全率の推定を目指す。その際に重要となる応答性の検証とあわせ、推定理論の拡張を進めていく。

参考文献

- (1) van der Sluis, F., Yildiz, S., Brandsma, A., Veltmans, P., Kunze, M.: The CVT Pushbelt Reinvented for Future Compact and Efficient Powertrains, 自動車技術会 2017 年春季大会 学術講演会 講演予稿集, p. 245-252, (2017)
- (2) 坂上恭平: 金属ベルト式 CVT の滑り発生メカニズム, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 2, p. 290-295, (2018)
- (3) Luengo, G., Israelachivili, J., Granick, S.: Generalized effects in confined fluids: new friction map for boundary lubrication, Wear 200(1-2): p. 328-335, (1996)

- (4) van der Sluis, F., van Dongen, T., van Spijk, G., van der Velde, A., van Heeswijk, A.: Efficiency Optimization of the Pushbelt CVT, SAE Technical Paper, 2007-01-1457, (2007)
- (5) van der Noll, E., van der Sluis, F., van Dongen, T., van der Velde, A.: Innovative Self-optimising Clamping Force Strategy for the Pushbelt CVT, SAE Int. J. Engines 2(1), p. 1489-1498, (2009)
- (6) 駕海恭弘, 岩月邦裕, 西澤博幸, 山口裕之: 金属ベルト式 CVT のベルト挟圧力最適化制御, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 8-05, p. 11-14, (2005)
- (7) Nishizawa, H., Yamaguchi, H., Suzuki, H., Osawa, M., Iwatsuki, K., Oshiumi, Y.: Friction Characteristics Analysis for Clamping Force Setup in Metal V-Belt Type CVT, SAE Technical Paper, 2005-01-1462, (2005)
- (8) Sakagami, K.: Prediction of Friction Drive Limit of Metal V-Belt, SAE Int. J. Engines 8(3), p. 1408-1416, (2015)
- (9) 坂上恭平: 金属 V ベルト式 CVT の摩擦伝動限界の予測に関する研究, 同志社大学博士学位論文, p. 70-73, (2018)

List of Symbols

$a_{1,3}$	Amplitude of speed fluctuation (1: drive pulley; 3: driven pulley)
c_1	Damping factor with belt slippage
$F_{DR,DN}$	Tangential friction force on the V-surface (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
i	Speed ratio, N_{DR}/N_{DN}
i_{fin}	Gear ratio of final reduction
i_{sec}	Gear ratio of secondary reduction
$I_{2,3}$	Moment of inertia
I_{DN}	Moment of inertia of driven pulley
I_{fin}	Moment of inertia of differential
I_{sec}	Moment of inertia of secondary shaft
k_1	Compression stiffness of belt
k_2	Equivalent torsional rigidity of drive shaft
$k_{2L,R}$	Torsional rigidity of drive shaft (L: left side; R: right side)
m	Amplitude ratio, a_3/a_1
$N_{DR,DN}$	Speed of rotation of pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
$N_{L,R}$	Speed of rotation of wheel (L: left wheel; R: right wheel)
$P_{DR,DN}$	Applied oil pressure for pulley thrust (DR: drive pulley; DN: driven pulley)

$Q_{DR,DN}$	Pulley thrust (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
$Q_{min,DR,DN}$	Minimum pulley thrust for transmitting load torque on pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
$r_{DR,DN}$	Effective radius of friction (DR: drive side; DN: driven side)
$R_{DR,DN}$	Belt pitch radius (DR: drive side; DN: driven side)
$R_{L,R}$	Effective rolling radius (L: left wheel; R: right wheel)
$T_{DR,DN}$	Load torque on pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
$T_{max,DR,DN}$	Maximum transmittable torque on pulley (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
s_f	Safety factor
V	Mean slip velocity between belt and pulley
W	Linear density of belt
$\alpha_{DR,DN}$	Active arc (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
$\beta_{DR,DN}$	Belt wrap angle (DR: drive pulley; DN: driven pulley)
ε_{LR}	Differential diameter rate
ε_{sf}	Relative error of estimating safety factor
ϕ	Phase lag
η	Power transmission efficiency
μ_c	Mean friction coefficient on the V-surface of pulley
θ_1	Degree of perturbation of angle of rotation of drive pulley
θ_2	Degree of perturbation of angle of rotation of elements wrapped around driven pulley
θ_3	Degree of perturbation of angle of rotation of driven pulley
$\omega_{1,2}$	Natural angular frequency
Ω	Excitation angular frequency
Ψ	1/2 the V angle
ζ_1	Quantity of slip state
ζ_c	Critical state quantity (elastic slip limit)

■ 著 者 ■



坂上 恭平

編集長 漆山 雄太 統括機能本部
笠井 聡人 ライフクリエーションセンター
桂井 隆 オートモービルセンター
齋藤 俊博 オートモービルセンター
白木 晶子 オートモービルセンター
須藤 晶 オートモービルセンター
桃原 茂郎 オートモービルセンター
友永 久人 オートモービルセンター
中原 淳 オートモービルセンター
西田 浩明 エアロエンジンセンター
藤原 良也 先進技術研究所
松浦 浩海 オートモービルセンター
山田 想 ライフクリエーションセンター
山本 若登 先進技術研究所
渡邊 生 ライフクリエーションセンター

編集協力 エアロエンジンセンター論文委員会
オートモービルセンター論文委員会
先進技術研究所 論文委員会
本田技研工業㈱ 二輪事業本部 ものづくりセンター論文委員会
ライフクリエーションセンター論文委員会

本年、日本の元号は平成から令和となりました。振り返れば、平成が始まった年、一流の証たることを目指して、Honda R & D Technical Review は発刊されました。当初は実力よりその思いが先行しておりましたが、現在では、購読登録者数33,328名、寄贈先は約600カ所に及ぶレビューにまで成長しております。まずは、ここまでの関係者のご尽力にお礼を申し上げます。

ところが、昨今では、残念なことに Technical Review の応募件数は減少傾向です。日常では、直観的にわかりやすいプレゼン資料で満足している方も多中で、論述や論文に関心が向かなくなっているように思います。一方で、現代はグローバルにもリージョナルにも変革期にあり、これまでの常識を根本的に覆す場面に出会うことが多くなりました。ゼロ発の思考を生むことが求められる時代です。このような新しい思考とそのプロセスは、伝達することが意外と難しいのですが、短時間で正確に多くの関連情報を伝達するには、論文記述というのは、大変優れていることを実感しております。ただし、使いこなすには、読む、書く、哲学する、などのそれなりの訓練が必要で、それは、今後も続く、一流に向けての課題ともいえます。

令和の Technical Review については、平成の本から e-Book への変化のように、伝達メディアは今後も想像を超えて変わっていくと思われます。したがって、私自身はこれからの時代にあっては、論文のコンテンツとメディア双方の変化を楽しんでいこうと考えております。

—(漆山)—

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 三 部 敏 宏

編集人 Honda R&D Technical Review 編集委員会

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 オートモービルセンター
商品企画室 技術広報ブロック 論文事務局
TEL: 028-677-3311(代表) FAX: 028-677-7775
E-mail: Tr_randd@n.t.rd.honda.co.jp
ホームページ: <https://www.hondarandd.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.