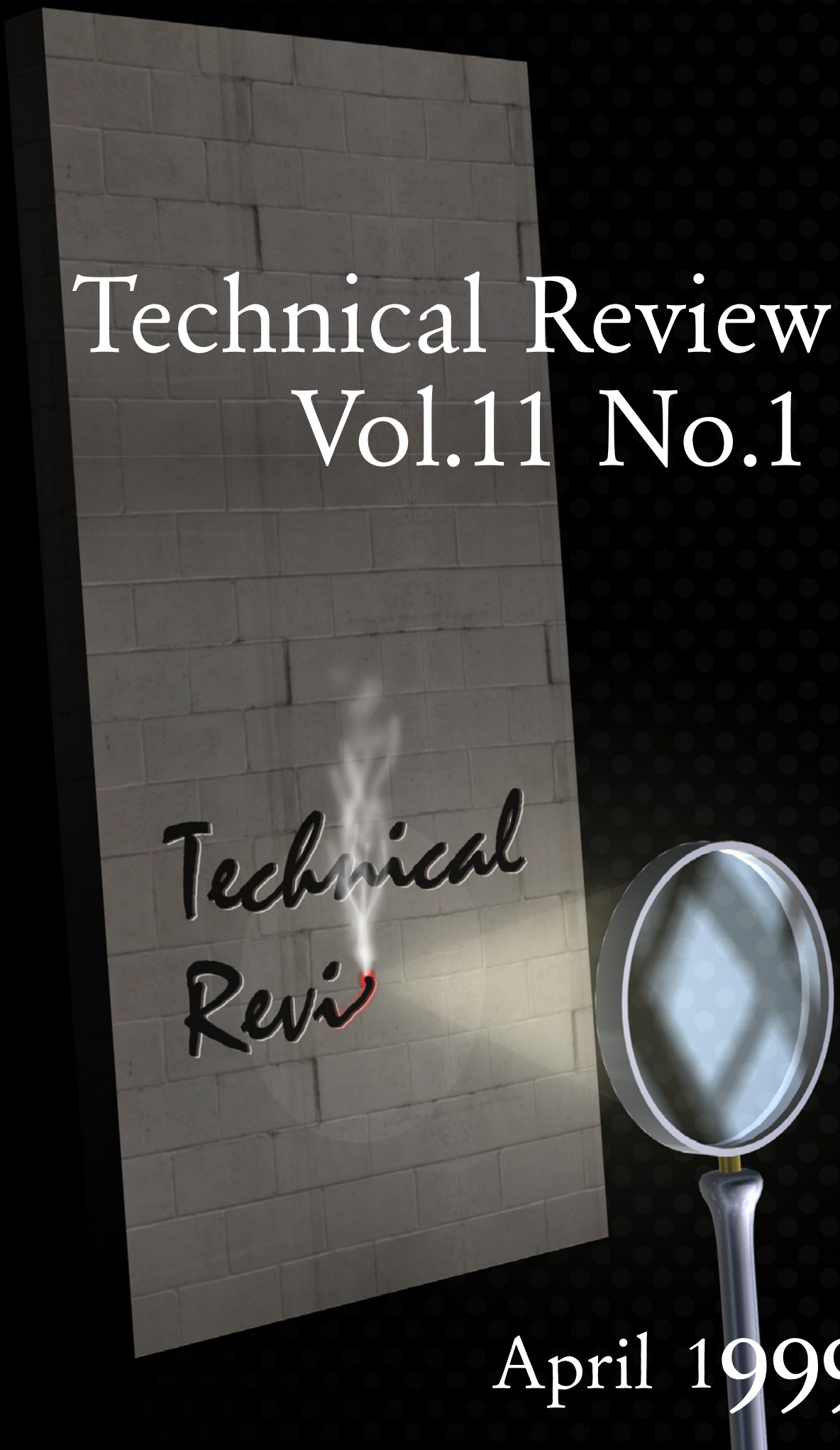
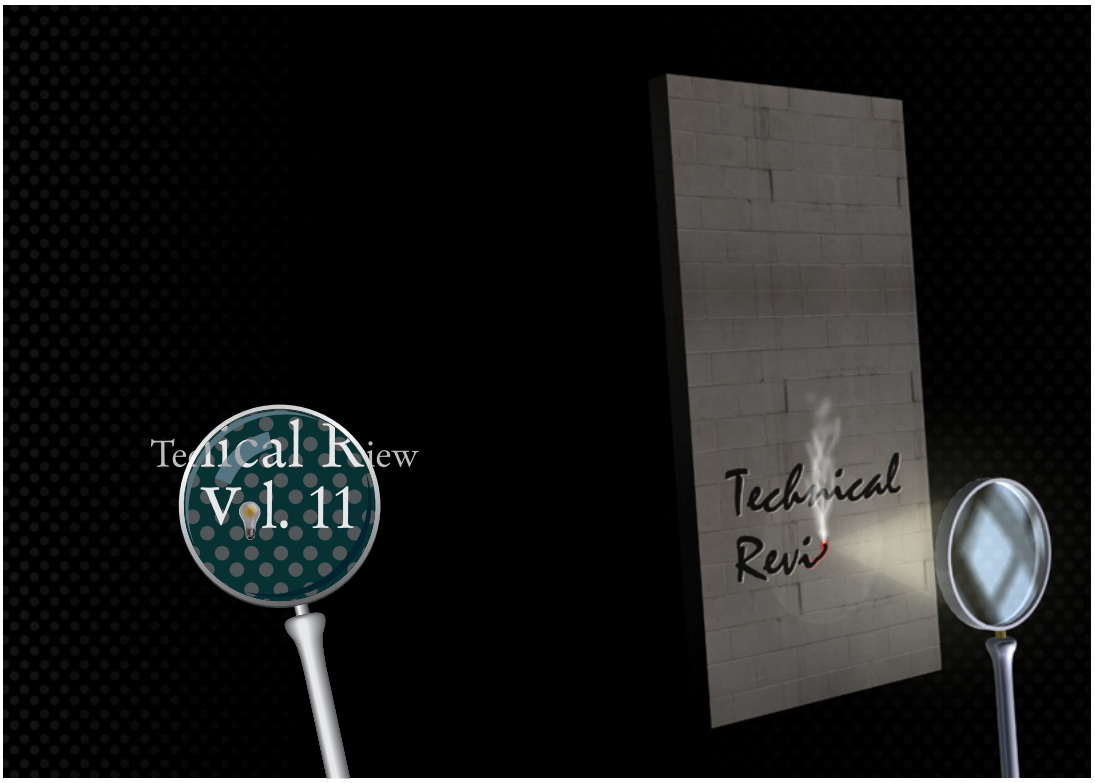
ISSN 0915-3918

HONDA R&D

Technical Review Vol.11 No.1



April 1999



表紙の言葉

子供の頃、こんな遊び、イヤ実験、しませんでした？
新しい発見と、そのエネルギーにビックリして、
妙にいたずら心をくすぐられたように覚えています。
思えば、そんな好奇心が今の自分に繋がっているような・・・。
アカデミックなTechnical Reviewのイメージを、
そんな童心に帰った気分で表現してみました。



朝霞東研究所
瀧澤敏明

Technical Review

Vol. 11 No.1

April 1999

HONDA R&D

企業アイデンティティの構築を目指して



ホンダは二輪メーカーとしての創業期においても，最後発の四輪メーカーとしても，技術の先進性と独自性によって発展してまいりました．21世紀が間近に迫った現在，企業にとってのアイデンティティがますます重要になっております．併せて自動車各社にとっては，今後の生き残りと更なる発展を目指した経営戦略が不可欠となっています．

その中で，研究開発部門における商品開発は企業発展の柱であり，企業にとっての生命線であることは，これまでもこれからも変わりありません．そしてそれを実現していくうえで，技術開発力と技術の先進性が大きな要素となることは言うまでもありません．技術開発を進め新技術が確立されれば，そこには多くの技術が特許として保証されたり，あるいは学術的知見を論文という知的財産として確保することができます．

本来，企業が発信する論文は単なる執筆者の自己満足としてではなく，企業の技術力や研究文化の発信として積極的に活用されるべきものであります．技術的にあるいは学術的に意義のある論文を，商品発表や技術発表とともにタイムリーに発表していくことができれば，そこには大きなシナジー効果が生まれることにもなるでしょう．

HONDA R&D Technical Reviewは，創刊11年目にあたる1999年のVol.11より年２回発行されることになりました．この施策は商品や技術の発信と論文の発信を効率よく同期させ，相互の価値を高めていくことに主眼をおいたものです．企業アイデンティティを確立していく上でも，このような活動を通してホンダのプレゼンスの地歩を固めていくことが必要と考えます．

このTechnical Reviewが，ホンダの先端技術を盛り込んだ内容の濃いコミュニケーションツールとして，広く社会に発信され活用されていくことを期待します．そのためにも個々人が誇りと自信を持ち，自らの技術を最高水準のレベルで発信し，個々人のプレゼンスを確認するメディアとしても発展させていくことがこれからの課題と考えます．

福　井　威　夫



(株)本田技術研究所 社長

Establishing the Corporate Identity

Since its founding as a motorcycle manufacturer and as the last to come into the automotive manufacturing, HONDA has grown to where we are today basing upon the innovative and distinctive technologies that we have created. As the new century is approaching, the corporate identity is becoming ever more important. For the automotive companies worldwide, business strategies aimed for the survival and further growth into the future are indispensable.

As it has always been in the past, the product research and development activities at the R&D division are not only the vital pillars of HONDA s business growth but also the lifeline of our corporate existence. Increasing our technological development capability and enhancing the advancement of technology are essential elements for our continuous growth and existence. If we were able to further promote the technological development and establish new technologies, we can expect many patentable technologies to be born and the technical papers can also secure those new technologies as our vital intellectual properties.

In generally speaking, the technical papers published by a corporation should actively and effectively be used as a message of the company s technological capability and research culture and should not be considered as a mere self-satisfaction of authors. If we can publish technically and academically meaningful papers in timely with the launching of new product or the announcement of new technology, I am sure that we will be able to produce a significant synergy effect.

We have decided to publish HONDA R&D Technical Review twice a year starting from the Vol. 11 of the 1999 edition coinciding with the 11th year of its publication. This decision is aimed to effectively synchronize the introduction of new products and technologies with the publication of technical papers, so that we can mutually enhance their values at the same time. For establishing our corporate identity also, I felt it is necessary to establish HONDA s corporate presence through those activities.

I hope that this Technical Review with rich content will send a message to and be used as broadly as possible in the society as a communication tool conveying the HONDA s new technologies. With that in mind, I trust that everyone will have a pride and confidence in writing papers, sends the highest level of technological message, and develop the opportunity as a media to establish his or her presence.

Takeo Fukui



President
HONDA R&D CO., LTD.

目　次

技術紹介

◇近未来型地域交通システム「ホンダICVS」の紹介 …… 安達章男・小椋正巳・林徹
畑中薫・矢口忠博・立田勝男 ……1

◇新有機系媒体を用いた吸収式ヒートポンプ …… 石川満・茅沼秀高・高石敏充
福田徹・市川和馬・由利信行 ……7

◇大型４ストローク船外機「BF115/130」の開発 …… 角田正樹・設楽貞文
島崎弥・林崎正一 ……15

◇新世代リアルオープンスポーツS2000の開発 …… 上原繁 ……23

◇S2000用高出力低エミッションDOHC-VTECエンジンの開発 …… 明本禧洙・上島英夫・川口仁
天川豊・松本誠司・中村健佐・佐藤利行 ……29

◇S2000用６速マニュアルトランスミッションの開発 …… 北島恭司・岡田靖志
平野浩司・三谷真一・有動秀男 ……39

◇S2000用モノコックボデーの開発 …… 高井章一・塚本祥士
岡田賢治・日比亜史也 ……45

◇S2000の軽快でダイレクトなハンドリング性能の開発 …… 中川亮司・柿沼秀樹 ……53

◇S2000におけるオープン走行時の風処理と暖房 …… 鈴木秀男・若生真一郎・中野武 ……59

論文

◇触媒後O_2フィードバックのための適応スライディングモード制御 …… 安井裕司・赤崎修介
上野将樹・岩城喜久 ……65

◇吸入空気量と点火時期の適応制御による始動後急速暖機システム …… 上野将樹・赤崎修介
安井裕司・岩城喜久 ……73

◇直押し動弁系可変バルブ制御システムの開発 …… 津久井孝明・堤崎高司
西澤賢一・熊谷吉彦・中島睦夫 ……79

◇高出力エンジン用低熱容量4-2集合エキゾーストマニホールドの開発 ……橋本宏・石井和夫・三部敏宏……85

◇エンジン・CVT 統合制御システムの開発 ……山本和久・阪口伸一
岸田真・木村英輔・阿部浩之……93

◇ CVT 用金属Ｖベルトの積層リングに作用する力の研究……赤木宏文・吉田秀昭……101

◇ギヤ比が車速と操舵角の関数として変化するステアリングシステムの研究
清水康夫・河合俊岳・杠順司・滝本繁規……107

◇ステアリングキックバックの原因に関する力学的解析 ……小高賢二・皆川正明……119

◇衝突時の乗員減速度制御に関する新概念 ……本澤養樹・亀井孝博……129

◇大型二輪車用エアバッグの基礎研究 ……飯島聡・細野總一郎・山本武典・大田淳朗……135

◇ Hybrid-IIIダミー足部および足首のシミュレーションモデルの開発 …… 菊池裕二・高橋裕公・菊地純一……143

◇ガス燃料エンジン用バルブシート材の開発 ……佐藤克明・緑川輝明・山崎安弘・高橋輝夫……149

◇金属射出成形法の適用による可変動弁機構用ロッカアームの開発 ……神山敏宏・佐藤利行
倉満秀文・小菅衛……157

◇耐衝撃・無塗装インストルメントパネルの開発 ……山田哲史・小田哲也……165

◇大型外装樹脂部品の少量生産技術の開発 ……西山公人・江井良治・加藤良幸・石橋一穂……173

◇内装樹脂部品のつやコントロール技術の開発 ……高橋信之……179

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇ HONDA's Regional Transport System ICVS for the Near Future
…… Akio ADACHI, Masami OGURA, Akira HAYASHI,
Kaoru HATANAKA , Tadahiro YAGUCHI, Masao TATSUTA ……1

◇ Absorption Heat Pump Using New Organic Working Fluids
…… Mitsuru ISHIKAWA, Hidetaka KAYANUMA, Toshimitsu TAKAISHI,
Tooru FUKUDA , Kazuma ICHIKAWA, Nobuyuki YURI ……7

◇ Development of Large-sized 4 Stroke Outboard Motor " BF115/130 "
…… Masaki TSUNODA, Sadafumi SHIDARA,
Wataru SHIMAZAKI, Shoichi RINZAKI ……15

◇ Development of the " New Generation Real Open Sports " HONDA S2000 …… Shigeru UEHARA ……23

◇ Development of a High-power and Low-emisson Engine for the HONDA S2000
…… Yoshiaki AKIMOTO, Hideo UESHIMA, Hiroshi KAWAGUCHI,
Yutaka AMAKAWA, Seiji MATSUMOTO, Kensuke NAKAMURA, Toshiyuki SATO ……29

◇ Development of a High-revolution 6-Speed Manual Transmission for the HONDA S2000
…… Kyoji KITAJIMA, Yasushi OKADA, Koji HIRANO,
Shinichi MITANI, Hideo UDOU ……39

◇ Development of a Monocoque Body for the HONDA S2000 …… Akikazu TAKAI, Shouji TSUKAMOTO,
…… Kenji OKADA, Ashiya HIBI ……45

◇ Development of a Light and Direct Handling Characteristic for the HONDA S2000
…… Ryoji NAKAGAWA, Hideki KAKINUMA ……53

◇ HONDA S2000 Convertible-Cabinroom Windflow Management and Heater Performance Under Open Top Conditions
…… Hideo SUZUKI, Shinichiro WAKO, Takeshi NAKANO ……59

Technical papers

◇ Adaptive Sliding Mode Control for Secondary O_2 Feedback
…… Yuji YASUI, Shusuke AKAZAKI,
Masaki UENO, Yoshihisa IWAKI ……65

◇ A Quick Warm-up System during Engin Startup Period Using Adaptive Control of Intake Air and Ignition Timing
…… Masaki UENO, Shusuke AKAZAKI,
Yuji YASUI, Yoshihisa IWAKI ……73

◇ Development of Variable Valve Control System for Directly Actuated Type
…… Takaaki TSUKUI, Takashi TSUTSUMIZAKI, Kenichi NISHIZAWA,
Yoshihiko KUMAGAI, Mutsuo NAKAJIMA ……79

◇ Development of the 4-into-2 Low Heat Capacity Exhaust Manifold for High Power Engine
Hiroshi HASHIMOTO, Kazuo ISHII, Toshihiro MIBE ····· 85

◇ Development of Integrated Engine・CVT Control System
Kazuhisa YAMAMOTO, Shinichi SAKAGUCHI, Makoto KISHIDA,
Eisuke KIMURA, Hiroyuki ABE ····· 93

◇ A Study of the Forces Acting on the Layered Rings of a Metal Pushing V-Belt for CVT
Hirofumi AKAGI, Hideaki YOSHIDA ····· 101

◇ A Study of a New Steering System with Variable Gear-ratio According to Vehicle Speed and Steering Wheel Angle
Yasuo SHIMIZU, Toshitake KAWAI,
Junji YUZURIHA, Shigenori TAKIMOTO ····· 107

◇ Dynamic Analysis on the Cause of Steering Kick Back
Kenji KODAKA, Masaaki MINAKAWA ····· 119

◇ New Conception of Occupant Deceleration Control in Crash
Yasuki MOTOZAWA, Takahiro KAMEI ····· 129

◇ Exploratory Study of an Airbag System for Large Touring Motorcycle
Satoshi IIJIMA, Soichiro HOSONO,
Takenori YAMAMOTO, Atsuo OTA ····· 135

◇ Development of a Simulation Model for Hybrid-III Foot and Ankle
Yuji KIKUCHI, Yuukou TAKAHASHI, Junichi KIKUCHI ····· 143

◇ Development of Valve Seat Material for Gas Fueled Engine
Katsuaki SATO, Teruaki MIDORIKAWA,
Yasuhiro YAMASAKI, Teruo TAKAHASHI ····· 149

◇ Development of a Rocker Arm for Variable Valve Timing Mechanism Applying Metal Injection Molding
Toshihiro KAMIYAMA, Toshiyuki SATO,
Hidefumi KURAMITSU, Mamoru KOSUGE ····· 157

◇ Development of High Impact Resistant and Non-painted Instrument Panel
Tetsushi YAMADA, Tetsuya ODA ····· 165

◇ Development of Small-scale Production Method for Large-size Exterior Plastic Parts
Kimito NISHIYAMA, Ryouji EI,
Yoshiyuki KATO, Kazuho ISHIBASHI ····· 173

◇ Development of Gloss Control Technology for Interior Plastic Parts ····· Nobuyuki TAKAHASHI ····· 179

近未来型地域交通システム「ホンダICVS」の紹介

HONDA's Regional Transport System ICVS for the Near Future

安達章男* 小椋正己** 林 徹***
Akio ADACHI Masami OGURA Akira HAYASHI
畑中 薫*** 矢口忠博**** 立田勝男*****
Kaoru HATANAKA Tadahiro YAGUCHI Masao TATSUTA

要 旨

地球規模の環境問題から地域における大気汚染や交通渋滞まで，今日の車社会が抱える問題は多い．この問題をクリーンで効率の高い電動車両の共同利用により軽減する近未来型地域交通システムICVS(Intelligent community vehicle system)の構想を94年にデトロイトにて提唱し，その運用のシステムを研究するとともに車両を開発・製作してきたが，98年３月からツインリンクもてぎ(栃木県茂木町)の中で実際に展示・試験運用を開始している．

本稿ではICVSの概要を述べ，その４種類のICVS車両を紹介するとともに，ツインリンクもてぎでの公開実験デモの内容を紹介する．

ABSTRACT

From global environmental problems to local air pollution and traffic congestion issues, the current motorized society has a number of problems to be solved. In 1994, we proposed the concept of a near-future transport system made up of energy efficient electric powered community-use vehicles called the ICVS (Intelligent Community Vehicle System). After fabricating many prototypes, a fleet of ICVS vehicles has been in actual use at the TWIN RING MOTEGI facility since March of 1998.

This paper describes an overview of ICVS, and introduces four types of vehicles for ICVS. Additionally, it describes the details of the public demonstrations which were held at TWIN RING MOTEGI.

１．はじめに

ホンダは92年よりICVSの検討を開始し，その構想を94年10月，「社会環境の問題と個人が車を所有する欲求の最適バランス」の表題で発表した．車のパーソナルな移動の楽しさを損なうことなく，このまま車が増え続けることにより発生するエネルギー問題・環境問題を軽減するため，社会とともに21世紀の車社会のあり方を考えるものとして提唱し，小型高効率な電動車両と，それを多くの人が共同で利用できる便利で効率的な車両とシステムとをセットで提案したものである．

96年には東京都主催のメトロポリス96でICVSのコンセプトと３つの新しい研究実験車両(ICVS-I，II，EM-X)を展示し，参加者の関心を呼んだ．

＊本田技研工業(株)
＊＊栃木研究所
＊＊＊朝霞研究所
＊＊＊＊朝霞東研究所
＊＊＊＊＊ホンダエンジニアリング(株)

97年春にICVSの研究・開発は企業プロジェクト化され，チーム内の議論を経てICVSのコンセプトを94年の提案内容を踏まえ次の様に定めた．

・いつでも使える
・目的地の明確な
・地域内での移動に供する
・環境適合車を用いた
・利用者個々の運転で
・共同で車を利用するシステム

このシステムの最大の特徴は，ワンカード・マルチポート・マルチビークルにある．１枚のICカードで複数の地点より複数の種類の乗り物を利用可能としたもので，カードによる貸出し，運転，返却，精算ができる上，このシステムを適用する地域の条件に合ったICVSの乗り物(電動アシスト自転車：ラクーン，１人乗り電動車：モンパル，１人乗りハイブリッド車：ステップデッキ，および２人乗り電気自動車：シティパルの４車種)を選択・組み合せを可能にしたものである．Fig.1にICVSのICカードを示す．

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_1

２．ICVSの運用システム

２．１．共同利用と運行管理

車両の共同利用を行なう際には車両の管理責任，費用の負担，運用の処理時間，利用場所などが問題となる．

共同利用の場合，従来の個人所有の形態とは異なり利用者には車両の利用時のみ管理責任があるが，それ以外は共同利用システムの運営者に管理責任がある．費用負担の公正さも重要な課題である．利用車種，時間などに応じてきめ細かく誤解が起きないように使用料の課金をする必要がある．またこのようなシステムの場合にはレンタカーより



Fig.1 IC Card for ICVS

も短時間の利用が多いと考えられ，15分利用するのに手続きに10分かかっていては，その効能が著しく阻害される．従って利用手続き，課金計算などは迅速に処理する必要がある．さらに地域交通システムとして利便性を高めるためには借り出し・返却は利用者の多い複数の場所で行なえる必要がある．

ICVSでは運用の中心となる中央管制のもとにICカードや各種の管理端末機を使い車両の管理と利用手続き，課金計算などを自動化した．さらに適正なポート(車両の貸し出し端末があるアクセスポイント)を配置した上で，これらをネットワークで結び複数車種の車両の利用に対応できるようにした．利用目的に応じ，適した車種を選択しても，各車種のそれぞれ異なる料金形態を正確に把握できるようにした．

２．２．運行管理システムの概要

運行管理システムには次の基本機能がある．

- ユーザ登録管理機能
- 課金機能
- 車両管理機能
- インフラ管理機能

Fig.2にツインリンクもてぎに設置したシステムを示す．

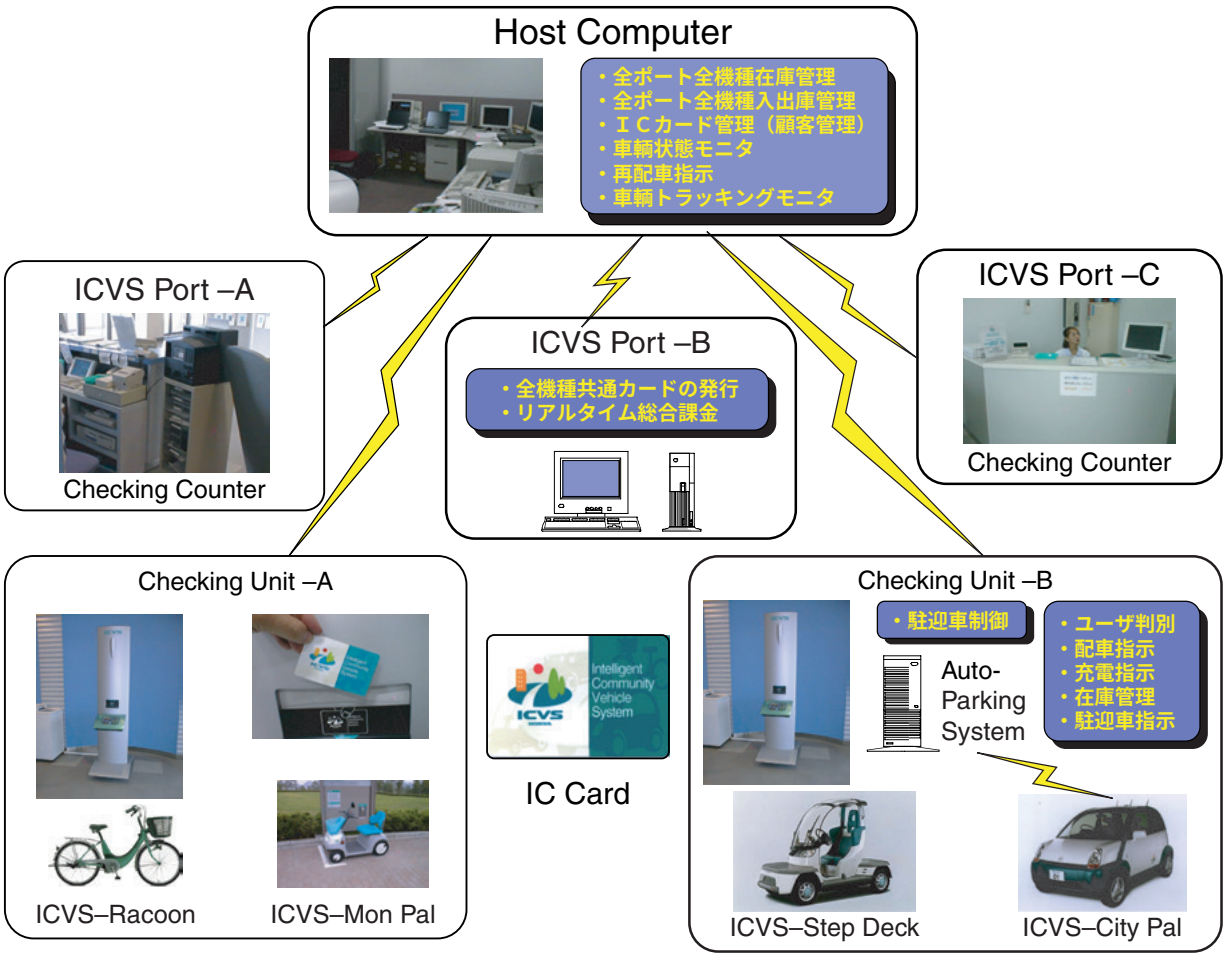


Fig.2 ICVS System

基本的な要素としてはシステム全体を監視し種々のデータを管理している総合ホストコンピュータ，ユーザの登録・使用料金の清算を行う受付清算端末，実際にユーザが借り出し・返却を行うポート端末から構成されている．この他にラクーンのバッテリ交換用のパワーステーション，シティパルの自動駐迎車用のAPS(Automated Parking System)などがあり，これらを光ファイバーによるネットワークで結んでいる．これらの各種端末とICカードにより，顧客管理，車両管理を行なっている．Fig.3にポート端末を示す．車両は目的に応じ各ポートに配置されている．次に各車両の説明を行なう．



Fig.3　IC Card & Checking Unit

3．ICVS－ラクーン

自転車の手軽さはそのままに，坂道でも軽々と走行できるようにアシスト自転車・ラクーンは開発された．ペダルを踏むとモータが走行状況に応じたアシストを行なう．発進から時速が15km/hまでは踏む力が一般の自転車の半分ですむようにアシストし，時速が15km/hを超えるとアシスト力は減り始め，時速23km/hでゼロになるように設定している．人間の感覚になじむ自然なアシストで快適な走行が可能である．

ICVS-ラクーンは多機種同時の共同利用に適合させるため，市販のラクーンをベースにICカードでアシスト電源のONと車両ロックの開錠を同時に行うカードキーシステムを搭載した．待機中のバッテリの電力消費を避けるため，ICカードの挿入によりカードリーダの電源が入るカードホールド型としている．また，電力蓄積容量の大きいニッケル水素バッテリを採用した．これは共同利用での利用状況を考慮し市販ラクーンのバッテリより少ない容量としたためおよそ50%の軽量化となり，より一層の軽快感を演出できた．Fig.4にラクーンを，Table 1にその仕様を示す．

4．ICVS－モンパル

近年，高齢者や非健常者の社会参加を支援する簡便な移動具として，またコミュニティ内及び大型施設における屋内移動のためのクリーンなモビリティへのニーズは高まっている．

ICVS－モンパルはこういった社会的要請に応える車両として開発された．歩行者との混合交通に配慮し，サイズを小さく，簡単操作で，歩行速度と同じスピードで走行するように設計された１人乗り小型電動車である．これもICVSのマルチビークル利用に対応し，同じようにICカードで電源ONを行うカードキーシステムを搭載した．Fig.5にICVS-モンパルを，Table 2にその仕様を示す．



Fig.4　ICVS–Racoon

Tabele 1　Specifications of Racoon

Dimensions (L·H)	1885 × 580 mm
Saddle Height	770 ~ 920 mm
Motor Type Power	DC Motor 220 W
Assist Speed	0 ~ 15 km/h (Linear Assist) 15 ~ 23 km/h (Reduce Assist)
Assist Range	27 km (Honda Test Mode)



Fig.5　ICVS–Mon Pal

Tabele 2　Specifications of Mon Pal

Dimensions (L·W·H)	1450 × 690 × 1530
Seating Capacity	1
Motor Type	DC Motor
Drive Wheels	Rear
Maximum Speed	6 km/h (Forward)
Driving Range	30 km (Constant Speed)

5．ICVS－ステップデッキ

現在の都市部における自動車は，ほとんどの場合，重量１～1.5トンの車に１名の乗車で使われており，また約３m×５mの駐車スペースを必要としている．ICVS－ステップデッキは通常の乗用車1台分の駐車スペース，環境負荷(排気ガス)，エネルギー(燃料消費量)，資源(重量)で，４人の移動が可能となるビジネスミニマムコミュータを提案するものである．Fig.6にICVS－ステップデッキを，主要諸元をTable 3に示す．

デザイン上の最大の特徴はキャビンの前後左右にフラットなデッキを設定したことである．これにより隙間無く高密度に駐車した場合でも乗降できるようになっている．つまり乗用車１台の駐車スペースに４台のステップデッキが駐車可能となり，オフィスビルの地下駐車場などではICVSと組み合わせることで更に高密度な駐車が可能となる．また，このデッキ部は様々なアタッチメントの取り付けや長尺物の取り付け，運搬が可能で，自由なユーティリティスペースとして利用可能となっている．

車体構造は車両前部にはアルミニウム押し出し材による前面衝突衝撃吸収構造，またキャビンには側面からの衝突時に乗員を保護する衝撃吸収パッドが設けられており，これらにより国内乗用車衝突安全基準を満たす安全構造となっている．バッテリ等の高電圧部もフロア下の強固なメインフレームに囲まれた床下中央配置となっている．



Fig.6 ICVS Step Deck

Tabele 3 Specifications of Step Deck

Dimensions (L·W·H)	2400 × 1185 × 1690
Seating Capacity	1
Power Plant	Water Cooling 50cc 4-Cycle Engine + Permanent Magnet Synchronous Motor Hybrid
Drive Wheels	Rear
Maximum Speed	60 km/h

パワープラントはリアデッキ内部に配置されており，新設計のハイブリッドシステムMHS(Modulated hybrid system)を採用している．低速低負荷時，つまりアーケード走行や住宅地での発進時などではモータ走行に，幹線道に代表される高速高負荷時はエンジン走行に，切り替わるもので，１人の人間が近距離を移動するのに最もバランスの良いシステムとなっている．このMHSは水冷50cc４サイクル機械式過給エンジン(＋Cエンジン)と小型高効率ダブルコーン式無段変速機(DCマチック)，2.5kW DCブラシレスモータ，40kgの鉛バッテリで構成される．バッテリ容量は都市部における平均的な１日の走行に必要な量に設定されており，バッテリ残量が少なくなった場合には自動的にエンジン主体の走行に切り替わる．このため余分なバッテリを搭載することによる重量増とコストアップを押さえる事が可能で，コミュータとしてトータルバランスに優れたハイブリッドシステムとなっている．Fig.7にパワープラントを示す．

その結果，駐車スペース，都市部での走行時の排気ガス量，燃料消費量，重量いずれも乗用車の約1/4に低減し，かつ安全に関しても考慮された新しいビジネスコミュータとなっている．



Fig.7 Power Unit of Step Deck

6．ICVS－シティパル

シティパルは次世代のコミュータを目指して開発された２人乗り小型電気自動車である．コンパクトな設計ながら広い居住空間とカーゴスペースを持っている．Fig.8にシティパルを，Table 4に仕様を示す．

原動機には30kWの小型高回転の永久磁石型同期モータを採用した．バッテリには最新のニッケル－水素金属化物電池(Ni－MH)を採用し，床下中央に配置した．ボディはオールアルミニウムセミスペースフレームで骨格は押出しのアルミニウム部材を使用し，ピラーなどでは３次元曲げ加工を行なった．継ぎ目にはアルミニウムダイキャスト部品を



Fig.8　ICVS–City Pal

Table 4　Specifications of City Pal

Dimensions (L·W·H)	3210 × 1645 × 1645
Seating Capacity	2
Motor Type	Permanent Magnet Synchronous Motor
Drive Wheels	Front
Maximum Speed	110 km/h
Driving Range	130 km (10·15 Mode)

使い，パネル部にはプレス成形を使った．これにより従来のボディより約30％の軽量化を達成している．メインフレームをストレートに通すことに加え，パワープラントが衝突時床下にすれ違いストロークすることによる衝撃吸収構造とし，ショートノーズながら衝突安全性を高めた．

ICVSに対応するためのICカードを使ったキーレスエントリシステムとし，ドアキーやイグニッションキーの代わりにしている．ICカードがカードリーダに入っているときは利用者によるマニュアル運転が可能で，カードが無く無人運転エリアにあるときは管制制御により自動運転が可能である．自動運転のために走る，曲る，止まるの全てにわたりコントロールバイワイヤ技術を搭載している．

自動運転技術としてはロボットアームによる自動かん合装置を備えたインダクティブ自動充電システム，ポート端末機からの利用要求に応じてAPSにより無人で駐車場と乗降場の間を走行する自動駐迎車システム，ポート間に車の偏りが生じたときに先頭車両をスタッフが運転すると，最大４台の後続車両が無人で追従走行する隊列回送システム(かるがも走行)を装備し，もてぎ内で公開デモ走行を行なっている．Fig.9にかるがも走行の状況を示す．

７．ツインリンクもてぎでの運用

Fig.10にツインリンクもてぎのICVS配置を示す．

ツインリンクもてぎにおけるICVSはショーケースと位置づけられる．このため車両はもちろんのこと施設や端末機に至るまで，メインカラーを環境に優しいイメージのブルーグリーンに決め，デザインの統一感を持たせた．



Fig.9　Automated Platooning

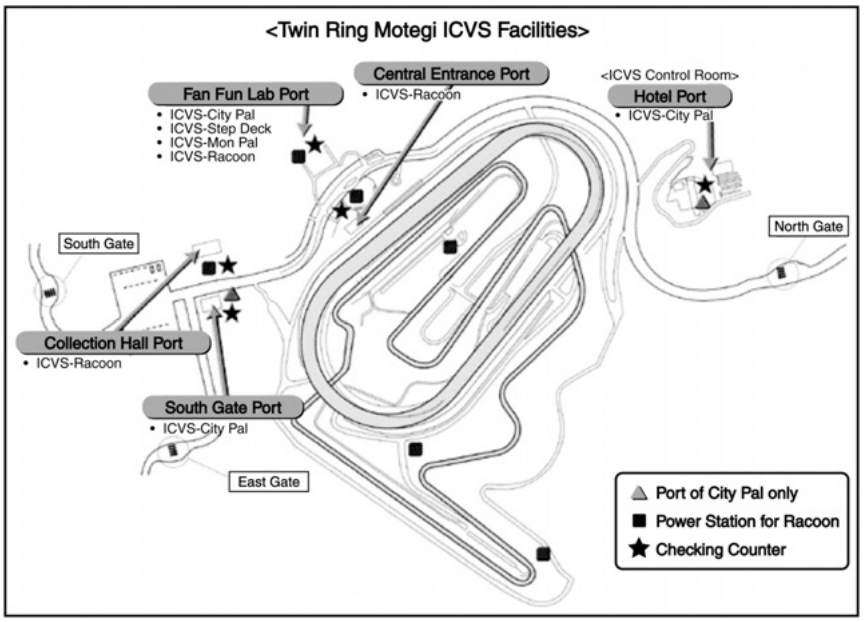


Fig.10　ICVS Location of TWIN RING MOTEGI

もてぎの公開は３つのステップを踏んで行なった．まず第１ステップとして，98年３月中旬から20台のラクーンを展示施設ファンファンラボの前に用意し，シングルポート・シングルビークルでスタートした．この方式では約４ヶ月の運営期間で2 000人を超える方々に利用していただいたが，ラクーンの性格上天気によって利用回数が大きく変わった．また，ツインリンクもてぎの特性上，週末の来場者が多く，稼働率は土曜日と日曜日の平均で２回転／台であった．

第２ステップとして８月よりラクーンの台数を80台に増やし，マルチポート（３か所）にした．３か所のどのポートでも借り出し，返却ができ，利用客の利便性を大幅に向上させた．入場者のツインリンクもてぎ内における目的地間の移動動向調査，アンケート調査，各駐車場での時間帯別駐車台数調査により，ポートの位置及びポート別の配置台数を設定した．同時に通常のキー方式からICカード方式に変えカードのみで使えるシステムとした．さらに長距離走行して途中でバッテリが切れることに備え，パワーステーション（バッテリ交換器）を場内に３ヶ所設置し，これもカードで交換できる様にした．Fig.11にパワーステーションを示す．同時に新開発の一人乗り電動車，モンパルをファンファンラボ前でシングルポート方式として導入した．このモンパルは98年10月よりファンファンラボ館内で屋内走行実験をしている．

第３ステップは98年10月の本田技研工業（株）の創立50周年イベントに合わせ，ステップデッキとシティパルを追加導入した．これによりICVS４車種フルラインアップとなり，マルチポート・マルチビークルシステムが完成した．98年３月から12月までの９か月間の延べ利用回数は約16 000回となっている．

ステップデッキはファンファンラボ前で高密度駐車の展示と試乗を中心に，シティパルはサウスゲートポートで自動駐迎車，自動充電，隊列回送システムなどの自動化技術を中心にデモを行い，来場者に見学及び試乗をしていただいている．



Fig.11 Power Station for Racoon

またホテル内コントロールルームではシステムの運用管制を公開し，将来システム運営オーナとなる来場者など招待客に運用状況を見学していただいている．さらにマルチポートシステムで最大の課題となる車の偏りを再配車により効率よく最小化する手法について，独自開発したシミュレーションソフトを使い紹介している．

８．むすび

ツインリンクもてぎのICVSシステムはほぼ当初の計画通りに運用ができるようになり，数多くの来場者に対しデモや体験試乗を行なっている．来場者からはそのコンセプトや技術に対する賛辞とともに，幾多の意見が寄せられており，得られたデータとともに今後のシステム改良及び実際の地域展開に反映していきたい．

また，ICVSはホンダが得意とする車両の開発だけでなく，それぞれの地域にマッチした交通システムまで対象にしたトータルな開発が必要である．これはホンダだけで検討できるものではなく，今後共同で検討したいという自治体，ディベロパ等の方々と共創の理念（共に新しい社会を築くというホンダの考え方）に基づき，お互いに議論を重ねながら地域に合ったより良いシステムを構築していきたいと考える．

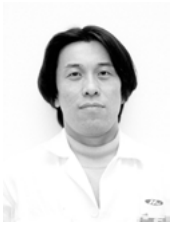
■著　者■


安達章男


小椋正己


林　徹


畑中　薫


矢口忠博


立田勝男

新有機系媒体を用いた吸収式ヒートポンプ

Absorption Heat Pump Using New Organic Working Fluids

石川　満*　茅沼秀高*　髙石敏充*
Mitsuru ISHIKAWA　Hidetaka KAYANUMA　Toshimitsu TAKAISHI
福田　徹*　市川和馬*　由利信行*
Tooru FUKUDA　Kazuma ICHIKAWA　Nobuyuki YURI

要　旨

非フロン冷媒を用い，電力消費の少ない吸収式エアコンは，オゾン層破壊，地球温暖化などの環境問題や，夏期のピーク電力需給問題に応え得る，将来の家庭用エアコンとして有望な方式である．家庭用に最も適した吸収式作動媒体の探求を行った結果，トリフルオロエタノール(TFE)を冷媒とし，ジメチルイミダゾリジノン(DMI)を吸収剤とする新たな有機系媒体ペアが最適であることが判った．この新媒体ペアを用いた吸収式冷凍サイクルの熱力学的評価のため，媒体の熱物性諸データを測定し，積層板タイプの熱交換器における新媒体の熱および物質伝達特性を求めた．また，新媒体を用いた家庭用チラー／ヒートポンプシステムのプロトタイプを試作評価し，実用性を検証した．

ABSTRACT

New working fluids more favorable for domestic air conditioning are investigated and it is concluded that new organic working fluids, namely trifluoroethanol (TFE) as the refrigerant and dimethylimidazolidinone (DMI) as absorbent are very promising. Property data for thermodynamic evaluation of these new working fluids are measured. Heat and Mass transfer characteristics for the suggested pair are also investigated in a practical aspect using laminated plate type absorber having constant curvature surfaces. The prototype residential chiller/heat pump system using the new working fluids are built to prove its feasibility.

1．まえがき

地球環境保護の上で大きな問題の一つは，蒸気圧縮式エアコンに使用されるフロンガスによるオゾン層破壊である．モントリオール議定書が既に発効し，CFC，HCFCなどのオゾン層破壊物質の撤廃はスケジュール通りに進行しており，代替冷媒として，分子構造中に塩素を含まず，オゾン層を破壊しないHFC冷媒が使用され始めている．しかし，HFC類は，Table 1に示すようにCO_2の千倍以上の温暖化係数を有しており，COP3において温暖化効果ガスに指定されるなど，地球温暖化問題の観点からは，必ずしも将来にわたって有望とは言えない．

一方，日本国内においては，夏期の冷房需要急増による電力負荷のピークカットの必要性が叫ばれて久しい．Fig.1の日電力負荷曲線に見られるように，各家庭のエアコン使用による電力負荷のピーク時には，深夜電力を利用した揚水水力発電や，IPP(Independent Power Producer)などの他社融通電力にも頼ってぎりぎりの対応をしているのが現状である．

このような社会背景から，将来のエアコンには，オゾン層破壊や温暖化効果のない冷媒を用いた，電力消費の少ないエアコンが最も望ましいと言える．これらの要求を満たす空調方式として考えられるのが，吸収式である．吸収式エアコンの原理を，従来の蒸気圧縮式と対比してFig.2に示す．蒸気圧縮式エアコンがコンプレッサーの動力によって冷媒ガスを圧縮するのに対し，吸収式では，再生器と呼ばれる熱交換器に収められた冷媒と吸収剤の混合液を熱することにより，冷媒ガスの圧縮を行う．すなわち，吸収式の場合，機械動力ではなく熱が駆動エネルギーであり，このため，ガス，灯油の燃焼熱や廃熱などを熱源として空調を行うことができる．

吸収式は，大型業務用エアコンの分野ではすでに広く採用されているが，臭化リチウム／水系など既存の媒体を用いた吸収式は，媒体の腐食性や結晶回避問題などの難点のため，家庭用などの小型機分野ではほとんど普及していない．

筆者らも，研究の初期の段階において，臭化リチウム／

＊朝霞東研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_2

Table 1 Ozone depletion potential (ODP), global warming potential (GWP) of freons

Conventional refrigerant	Alternative refrigerant	ODP*1	GWP*2
R-12 (CFC12) (for automobiles)		1.0	8100
	R-134a (HFC134a)	0	1300
R-22 (HCFC12) (domestic use)		0.055	1500
	R-407C (HFC32/125/134a)	0	1520
	R-410A (HFC134a/125)	0	1725

*1 ; Relative value to CFC = 1
*2 ; Relative value to CO_2 = 1
(Integration period of 100 years)

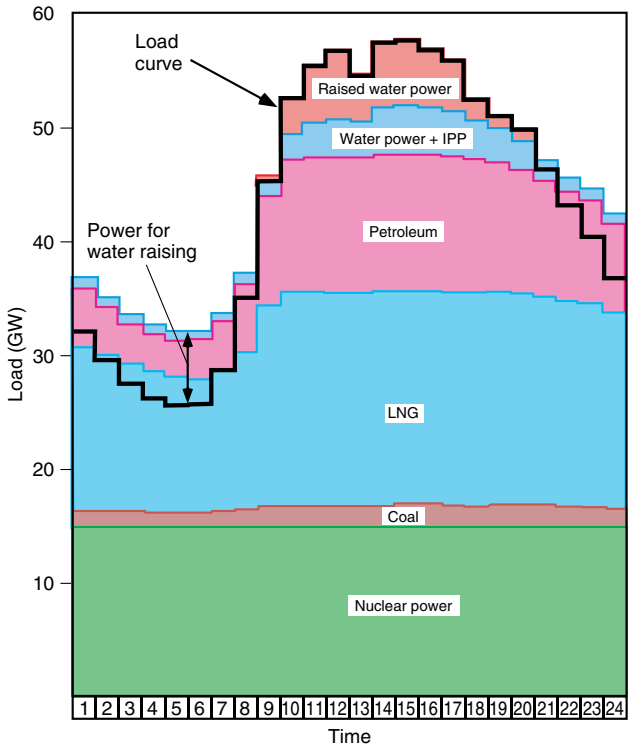


Fig.1 Daily load characteristic of electric power on the day when the peak load occured

水系によるシステムを試みたが，上記の困難に遭遇し，一般消費者向けの小型吸収式エアコンを実現するためには，新たな作動媒体が必要であると考えるに至った．

当時，有機物系の新媒体の可能性を示唆する研究が国内外に現れ始め[1)2)3)4)]，これらを手がかりとして，広範囲にわたる探索を行った結果，トリフルオロエタノール(TFE)を冷媒，ジメチルイミダゾリジノン(DMI)を吸収剤とする系が最も適していることを見いだすことができた．

本報では，この新たな吸収式媒体の探索の経緯と諸物性について簡単に述べ，新媒体を用いた家庭用吸収式エアコンの開発について紹介する．

2．作動媒体

2．1．新作動媒体の探索

媒体の探索研究に際しては，上述の事情から，家庭用，自動車用など一般消費者を対象とした空調製品に応用されるべき新作動媒体の基本要件を下記のように定めた．

1）家庭用，自動車用の使用温度範囲で結晶が発生しない
2）軽量化，量産性の観点から，アルミニウム材料が使用できる
3）高効率な冷房，暖房運転が可能である
4）環境に適合する(オゾン層破壊係数，地球温暖化係数とも0)
5）安全性のアセスメントが構築できる

これらの基本要件のうち，製品の性能，機能に関わる最初の三つの要件について，既存もしくは提案されている各種作動媒体の適合性をFig.3に示す．本図のように，基本要件を満たす可能性があるのは，唯一有機物を用いた系のみであることが予想され，種々の有機物の系の探索研究を実施することとした．

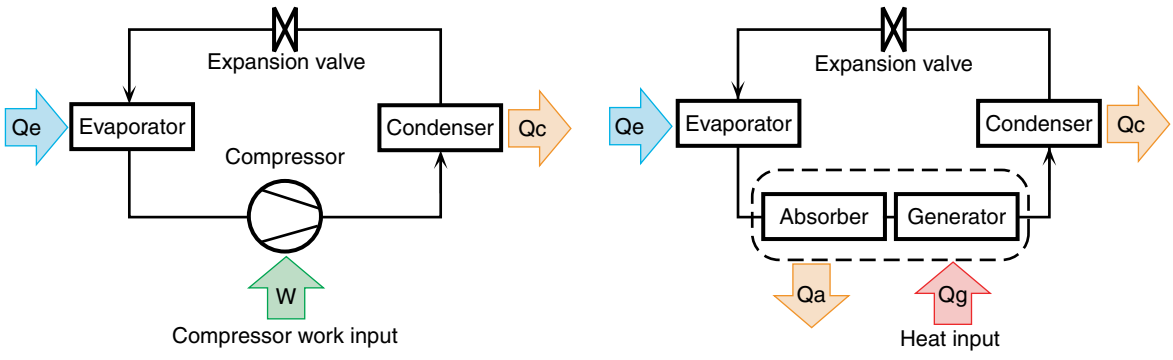


Fig.2 Principle of absorption heat pump

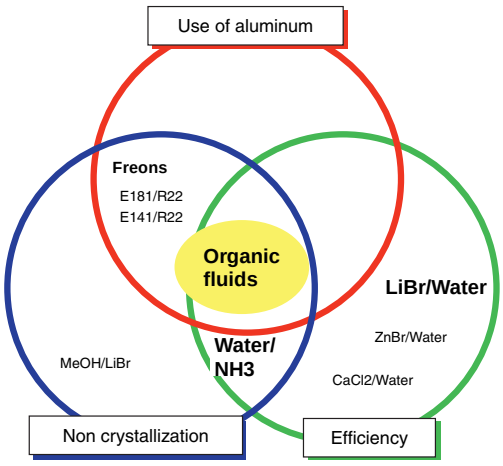


Fig.3　Compatibility map of working fluids for domestic use absorption air conditioners

候補に上がった化学物質のリストをTable 2に示す．冷媒・吸収剤間の相溶性ができるだけ良好で，沸点差がなるべく大きいことが，吸収式の作動媒体ペアとしてより好ましいことから，冷媒の選択に際しては，一般に電気的陰性度が強く，極性の大きいフッ化分子を持つものを候補とした[2)]．また，吸収剤の選択にあたっては，できるだけ沸点が高く，双極子モーメントの大きいことを基準に選び出した．

候補物質の組み合わせは種々考えられたが，最終的に，最も性能的に優れた媒体ペアを決定するため，500W級の作動媒体評価用吸収冷凍機(媒体テスター)を製作し，媒体ペアの性能比較試験を行った．結果の一例をFig.4に示す．比較試験を通じ，媒体の粘性による熱交換器での熱・物質伝達の低下，および沸点差に伴う精留損失の増大などが性能を左右する大きな要因であることが判った．図には，既存媒体である臭化リチウム／水系の比較結果をも示している．臭化リチウム／水ペアは，再生器温度が低い範囲では最も良い性能を示すが，100℃をわずかに上回る温度で結晶が発生し，運転不能となった．このように，媒体テスター上で，任意の熱入力に対し最も高い冷房性能を示すペアはDMI／TFEであることが確認できた．

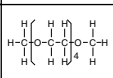
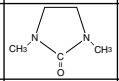
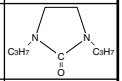
Table 2　List of nominated chemical substances

【Refrigerant】

	EtOH	TFE	4FP	5FP
Molecular Structure	CH_3CH_2OH	CF_3CH_2OH	$CHF_2CF_2CH_2OH$	$CF_3CF_2CH_2OH$
Latent Heat [kcal/kg]	200	97.7	88.4	73.2
Boiling Point [°C]	78.3	73.6	108.2	80.7
Viscosity [cp]	1.2/20°C	1.0/25°C	5.2/25°C	2.8/25°C

EtOH; Ethanol, TFE ; 2,2,2-Trifluoroethanol
4FP ; 4-fluoropropanol, 5FP ; 5-fluoropropanol

【Absorbent】

	E181	NMP	DMI	DPI
Molecular Structure				
Boiling Point [°C]	275.3	204.0	225.5	260.0
Bipolar Moment	1.2	4.09	3.8	3.6
Viscosity [cp]	4.1/20°C	1.8/20°C	2.1/20°C	5.7/20°C

E 181; Tetraethyleneglycoldimetylether
NMP; n-metylpyrrolidone, DMI; Dimetylimidazolidinone
DPI; Dipropylimidazolidinone

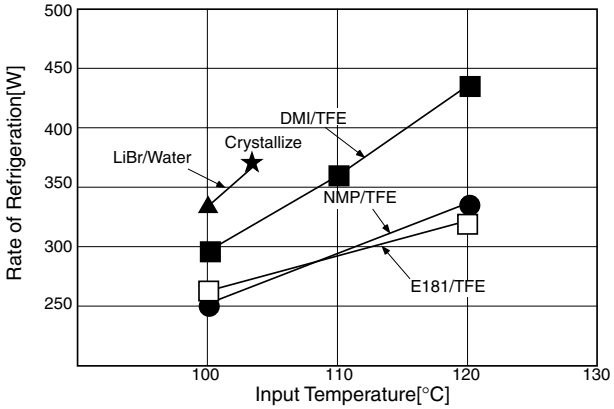


Fig.4　Evaluation of working fluid pairs using the solution-tester

2．2．媒体の熱物性

DMI／TFEペアを用いた吸収冷凍サイクルを定量的に評価し，具体的な機器の設計を行うためには，媒体の種々の熱物性データを把握し，熱交換器表面における熱・物質伝達特性を知る必要がある．

基本的な熱物性を求めるため，媒体溶液の蒸気圧，比熱，混合熱，蒸発潜熱，気液平衡，密度，粘性について一連の精密な測定を実施し，蒸気圧線図，濃度エンタルピー線図などを作成した．

一例として，吸収冷凍サイクルを評価する上で最も基本的な特性である溶液の蒸気圧線図(PTX線図)をFig.5に示す．本図より，エアコンの蒸発温度，凝縮温度をそれぞれ7℃および50℃程度とすると，冷媒TFEの蒸発圧力，凝縮圧力はそれぞれ25mmHg，280mmHg程度となることがわかる．すなわち，DMI／TFEペアを用いた吸収式エアコンは，大気圧よりも低い圧力，すなわち減圧下で作動するシステムである．冷凍サイクルの具体例については，プロトタイプの項で紹介する．

2．3．媒体の腐食性

DMI／TFEペアは，臭化リチウム／水ペアなどに比べ，はるかに腐食性の低い物質であるため，当初からアルミニウム材料の使用が可能であると期待された．予備的評価の結果，吸収剤DMIがアルミニウム使用に関し全く問題のな

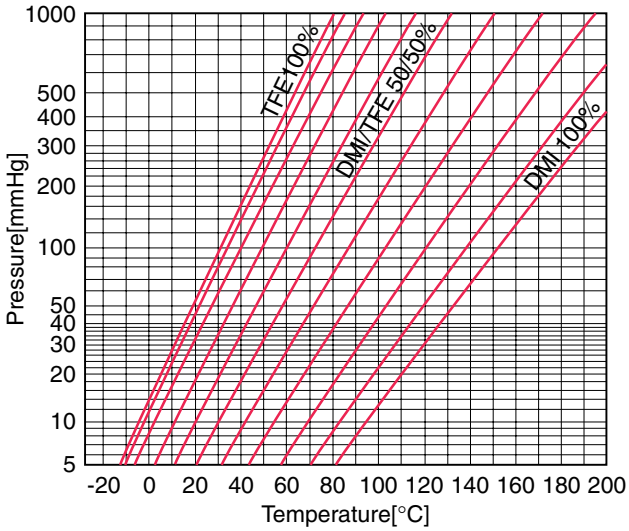


Fig.5 PTX diagram of DMI/TFE

いことが確認されたが，冷媒TFEについては，フッ化アルコール類であることから，アルミニウムとの間で次に示すアルコキシド反応を生じる場合があることが判った．

$$M + ROH \rightarrow MOR + 1/2H_2$$
(Al) (alcohol) (alcoxide)

但し，アルコキシド反応は，少量の水を添加することで抑制できることが知られている．そこで，TFEによるアルミニウム腐食が，水分量と温度によってどのように影響されるかを把握するため，広範囲な腐食試験を実施した．対象としたアルミニウム材は，熱交換器に用いるA3003を主とし，ロウ付け材であるA4004およびA4104，また参照材としてA1050である．腐食有無の判断基準は，CFC類のアルミニウム腐食試験と同等，すなわち，試験材の重量減少が一日当たり5mg/decimeter^{2}以下(5mdd以下)であれば腐食なしと判定した．結果をFig.6に要約して示す．

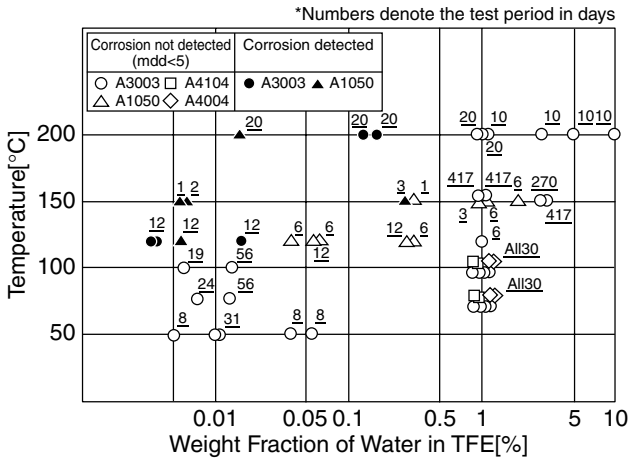


Fig.6 Corrosion resistance of aluminum against TFE

図より，TFE中に１重量%以上の水分が含まれていれば，アルミニウム腐食は200℃まで抑制されることが判る．実用上は，アルミニウム表面の酸化皮膜の状態を考慮し，限界温度を水分含有率１%のとき150℃と設定した．

水分によるアルミニウム保護は，水分子中の酸素が，微視的なアルミニウムの酸化皮膜欠陥を修復するというメカニズムによっている．このため，この皮膜保護プロセスを通じて，微量の水素ガスが発生する．非凝縮性ガスの存在は，冷凍システムの性能を低下させるので，発生した水素ガスは，システムから除去する必要がある．この問題に対し，筆者らは，発生した水素ガスを固定する手法を開発し，実機にてその有効性を確認した．

２．４．媒体の安全性

(１)毒性

DMIおよびTFEは，化審法(化学物質の審査および製造等の規制に関する法律)上は既存化学物質であり，CAS登録番号を有し，MSDS(製品安全データシート)も入手できるが，これらの物質の用途は，従来，産業用に限られていた．従って，家庭用途としての安全性を再確認するため，必要と考えられる毒性データの評価を実施した．結果をTable 3に示す．

TFEの経口毒性が，ほぼアンモニア(LD50＝350mg/kg)と同等レベルである点は，注意すべきである．一方，TFEの吸入毒性は，アンモニア(LC50＝4837ppm/1H)と比べてもかなり穏やかである．TFEが体内に摂取される経路として最も可能性が高いのは，室外機の破損などに伴う吸入であることを考えると，吸入毒性が低く，かつ蒸気圧が低いTFEにおいては，リスクは大幅に低下すると言える．発ガン性評価のため，両物質についてAMESテストおよび染色体異常テストを実施し，陰性との結果を得た．また，両物質とも，蓄積性ないし生体濃縮性は十分に低く，万一摂取しても体内に残留しないことが判った．さらに，両物質を混合しても，毒性は増幅されないことが確認された．

Table 3 Toxicity of DMI/TFE

	TFE	DMI
Orl-rat LD50*	240mg/kg	1250mg/kg
Skin-rat LD50**	1680mg/kg	(rabit)977mg/kg
Ihl-rat LC50	16000ppm/6H, 2900mg/m3	(extremely low vapor pressure)
AMES test	negative	negative
Chromosomal aberration test	negative	negative
Accumulativeness/ biological concentration	low (Log(Pow)<0.3)	low (BCF<0.37~0.45 at 2ppm(w/v) <3.6 at 0.2ppm(w/v)

* 536 mg/kg for DMI/TFE Mixture(50%/50%)
**over 2000mg/kg for DMI/TFE Mixture

以上の評価により，本媒体ペアは，エアコン室外機内に気密封止された状態で使用する限り，家庭用として使用できるとものと考えられる．後述のプロトタイプにおいては，室内への熱搬送を冷温水で行うことにより，媒体が室外機内に密閉され室内配管中には存在しないよう配慮している．

(2)可燃性

DMI，TFEの引火点，発火点をTable 4に示す．TFEの引火点は比較的低いが，一般に冷媒に使用される物質は大気中での燃焼熱よりも蒸発潜熱の方が大きいため連続燃焼性はなく，灯油などの家庭用燃料の有するリスクレベルに比べ危険性は低いと考えられる．

3．熱伝達および物質伝達

TFEの熱・物質伝達特性に関しては，従来，いくつかの研究がなされており，例えば，NMP／TFE溶液におけるTFEのプール沸騰に関して，熱流束が同等であればTFEの沸騰熱伝達率は水とほぼ等しいとの報告がある[5]．しかし，吸収式エアコンを設計するためには，新たに導入した吸収剤DMIを用い，熱交換器表面での熱・物質伝達特性を把握する必要がある．この目的のため，Table 5に示すように，積層板タイプとコルゲートフィンタイプという２種類の熱交換器を選択した．これらの熱交換器は，既存の水平管式熱交換器に比べ，体積当たりの表面積を大きく取れるため，パッケージした際のユニットサイズを小さくでき，家庭用に適していると考えられる．なお，材質はともにA3003製で，接合はいずれもは真空ロウ付けである．

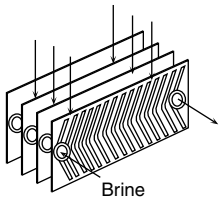
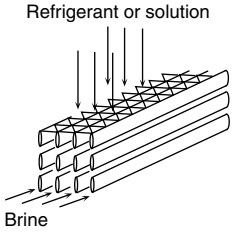
3．1．凝縮器，蒸発器

熱交換器の２つのタイプについて，TFEの蒸発および凝縮熱伝達性能を比較した結果をFig.7に示す．図より，蒸発・凝縮の双方とも，積層板タイプの方が優れた性能を示すこと，また，積層板タイプでは，外部流体の流量とともに性能が直線的に増大することが判る．この理由としては，積層板タイプの方が，コルゲートフィンタイプよりも冷媒側の熱伝達率が大幅に勝ること，また，外部流体側の熱伝達率は，コルゲートフィンタイプでは流量に対して変化しないのに対し，積層板タイプでは流量とともに増大するためであることが判った．

Table 4　Flammability of DMI/TFE

	TFE	DMI
Flash point	30°C	120°C
Ignition point	450°C	–

Table 5　Types of heat-exchanger

	Laminated plate type core		Corrugated fin type core
Configuration	Refrigerant or solution  Brine		Refrigerant or solution  Brine
Core size W × H × T (mm)	99.6 × 281.5 × 76		96.2 × 281.5 ×72
Heat trans. area (m^2)	Ref. side	0.93	2.51
	Water side	0.93	0.34
Cross sectional area ($\times 10^{-4} m^2$)	Ref. side	141.32	213.95
	Water side	17.90	6.85

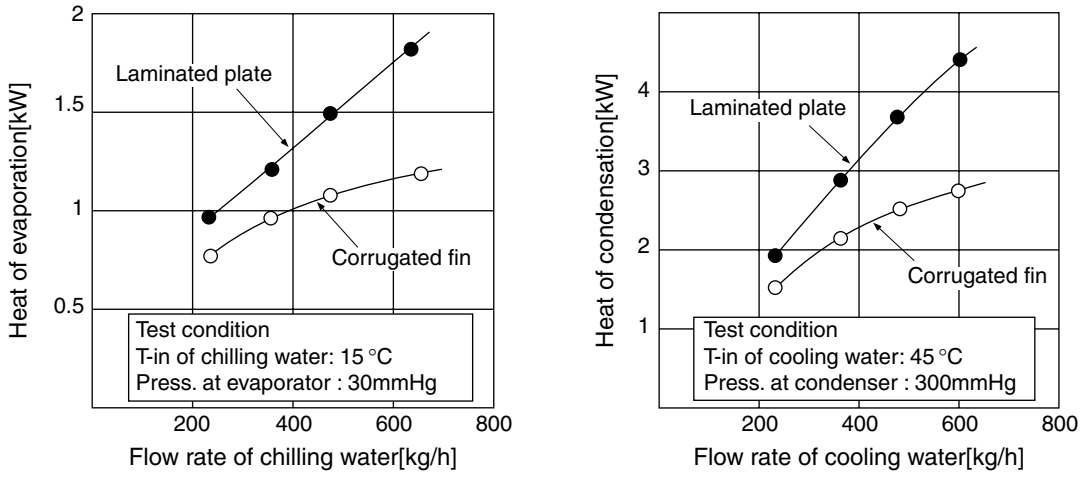


Fig.7　Comparison of performance of heat-exchanger

３．２．吸収器

吸収器においては，冷媒の吸収剤溶液への吸収とそれに伴う熱授受が行われる．そのため，前節の結果を考慮し，一定曲率曲面(CCS)の概念[6)7)]を導入することにより，積層板タイプ熱交換器の表面における熱および物質伝達の改善を図った．CCSは，熱交換器の表面形状を局所的に曲率一定となるように形成することにより，表面に一定の液膜厚さを確保し，吸収熱伝達を向上させる方法である．

CCSコンセプトを取り入れた積層板タイプ吸収器を製作するに際し，次の３点に留意した．１つめは，熱交換器内部の冷却水の流れを適切に乱すことであり，２つめは，熱交換器表面に吸収剤をできるだけ均等に分配することである．この２点から，積層板表面に，Fig.8に示すようなクロスウェーブ・パターンを施すこととした．３つめの留意点は，積層板を垂直に配置することにより，吸収剤の分散のための断面積を減らし，コンパクト化を図ったことである．

CCS吸収器による改善効果を，実機の冷凍サイクル上で確認した例をFig.9に示す．ここで，熱および物質伝達率は，実機のサイクルデータを用い次式により計算した．

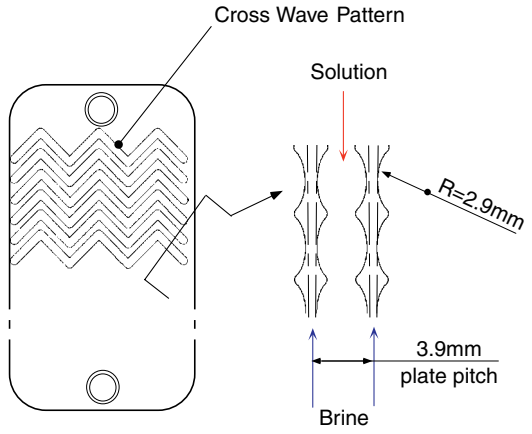


Fig.8 Cross wave core plate with CCS surface

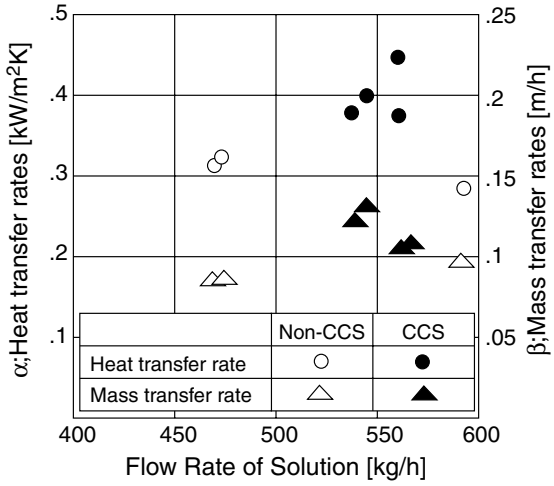


Fig.9 Heat and mass transfer rates of absorber evaluated on an actual absorption machine

$$Qa = \alpha \cdot A \cdot \Delta Tm$$
$$Gr = \beta \cdot A \cdot \Delta Cm$$

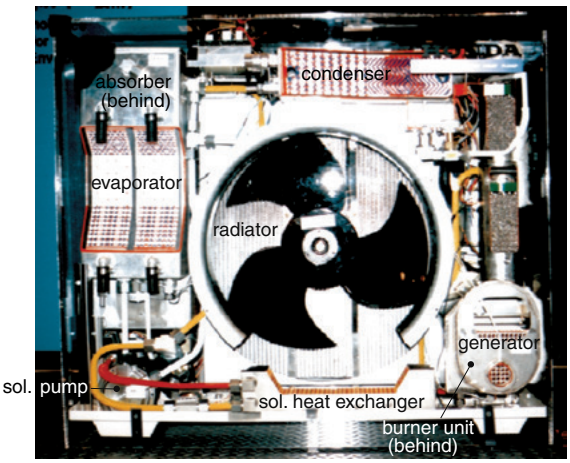
ここで，Qa：吸収器熱量[W]
Gr：冷媒吸収量[kg/h]
α：熱伝達率[W/m²K]
β：物質伝達率[m/h]
A：伝達面積[m²]
ΔTm：溶液と冷却水との平均温度差[K]
ΔCm：飽和溶液と実溶液との平均冷媒濃度差[kg/m³]

Fig.9より，CCS吸収器における熱および物質伝達率は，非CCS吸収器に比べそれぞれ約25%および10%向上していることが判る．

４．家庭用ヒートポンプエアコンへの応用

DMI／TFEペアを実際のエアコン開発に応用するにあたり，最初の製品ターゲットとして家庭用ヒートポンプエアコンを選んだ．プロトタイプの開発においては，システムをできるだけコンパクト化すること，およびこの媒体ペアの非結晶・非凍結という特長を生かし，高効率ヒートポンプの可能性を追求することを主眼とした．

プロトタイプとして製作した冷房能力2.5KWクラスの家庭用ヒートポンプエアコンの諸元および室外機のカットモデルをFig.10に示す．本機は，都市ガス，LPGまたは灯油を燃料とする単効用間接空冷式冷温水システムで，吸収式と



Specifications

Rate of cooling/COP*	2.5kW/0.5(Cooling mode)
Rate of heating/COP*	4.0kW/1.3(Heat pump mode) 4.5kW/0.8(Boiler mode)
Size of outside unit	800W × 680H × 250D
Weight of outside unit	53kg

*based on higher heating value of natural gas

Fig.10 Prototype of absorption air conditioner (cut model) and its specifications

しては世界で初めて，高効率なヒートポンプ暖房(COP＝1.3)を実現したシステムである．

本機の重要な特徴の一つは，間接空冷方式の採用である．冷却塔を使った水冷方式は，水資源の保存という環境問題の観点から，家庭用としては好ましくないと考えられる．一方，直接空冷方式は，間接空冷方式に比べ，吸収器温度を低くできるため冷房運転時の効率はやや勝るが，ヒートポンプ暖房運転を行うことができない．以上の理由で，ヒートポンプ運転時の効率を最も高くできる間接空冷方式を採用することとした．

本機のもう一つの特徴は，単効用サイクルの採用である．システム効率を高める手法の一つである２重効用サイクルは，次の理由から採用を断念した．一つは，間接空冷方式のもとでは溶液温度が高くなりすぎること(200℃以上)で，溶液の長期安定性の観点から好ましくない．もう一つは，２重効用化により必然的に構造が複雑化し，システムサイズおよび製品コストの増大を招くためである．

Fig.11に，冷房モードにおけるシステムの代表的な冷凍サイクルを示す．温度条件は，外気温35℃，蒸発温度7℃，このとき再生器温度は128℃である．図に示すように，DMI／TFE系では，20%程度の溶液濃度幅を取ることができる．これは，同一温度条件下での臭化リチウム／水系の約４～５倍に相当する．TFEの蒸発潜熱は水の約1/5であるが，このように濃度幅が大きく取れるため，臭化リチウム／水系とほぼ同等の溶液循環比とすることができ，性能上遜色のないレベルを実現することが可能である．

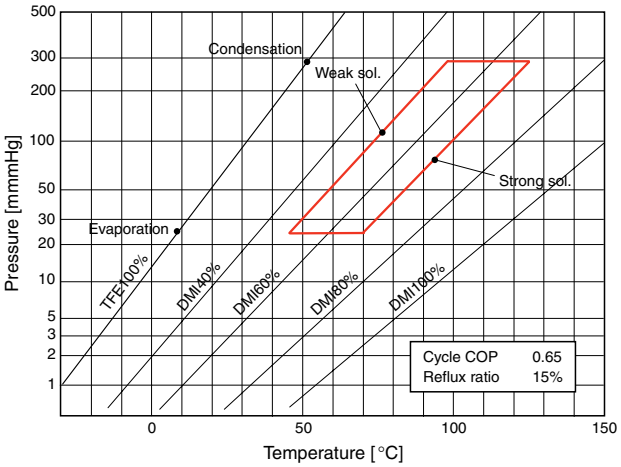


Fig.11　Typical refrigerating cycle of prototype

プロトタイプのシステム回路をFig.12に示す．本機は冷水と温水(冷却水)の２系統の水回路を備えており，４方弁でこれら水回路を切り換えることにより，冷凍サイクル自体を変更することなく冷房運転とヒートポンプ暖房運転の切り換えを行うことができる．外気温が極度に下がりヒートポンプ運転が困難になる場合には，システムは冷凍サイクルを停止するとともに，凝縮器から再生器への還流バルブを開く．こうして，システムはボイラーとして作動し，冷媒の凝縮熱のみが熱パイプ的に暖房利用される(直火暖房)．以上のように，本機は，冷房・ヒートポンプ暖房・直火暖房の３モードを備えており，Fig.13に示すように外気温に応じてこれら３モードを自動的に切り換えることにより，年間を通じてユーザーに快適性を高効率に提供できる空調システムとなっている．

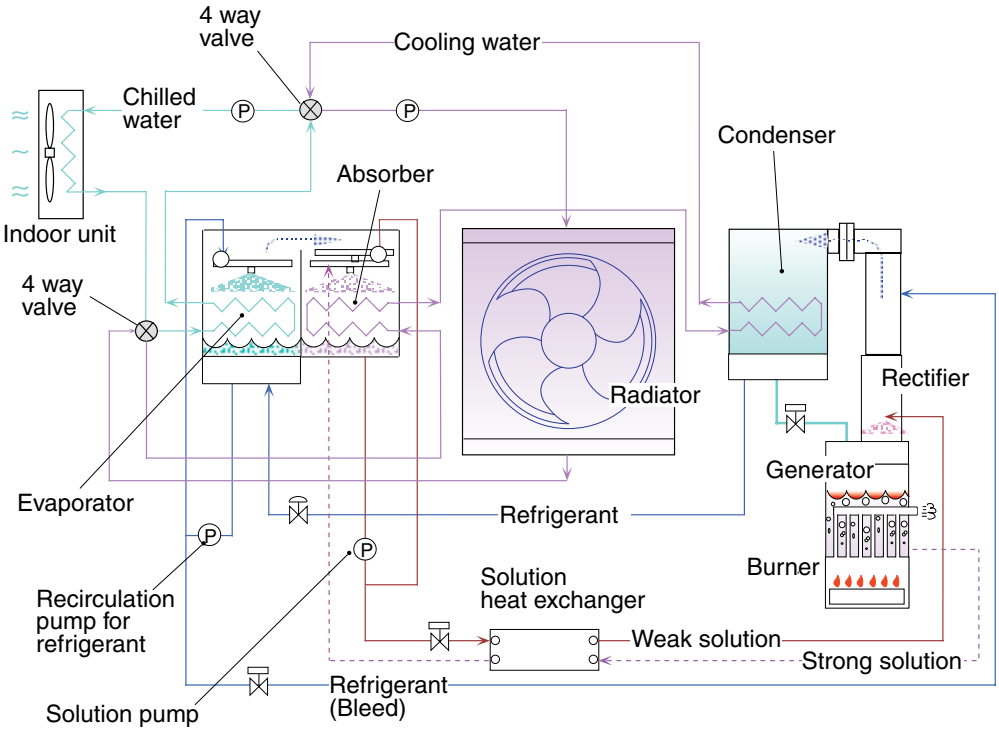


Fig.12　System circuit of prototype (cooling mode)

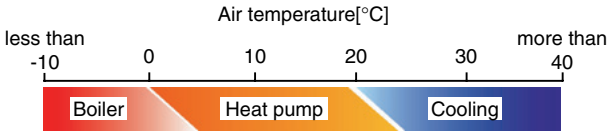


Fig.13 Three-modes operation

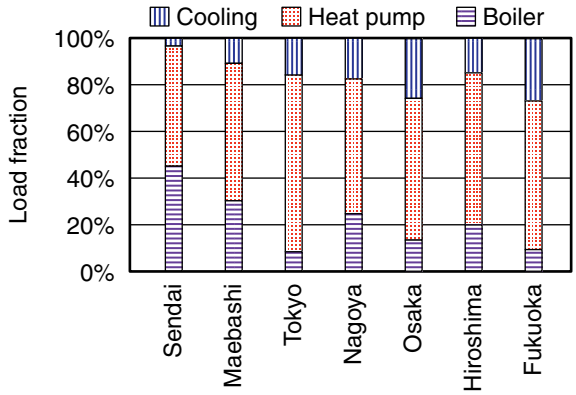


Fig.14 Fraction of cooling and heating load at various cities in Japan

Fig.14に，国内主要都市における冷暖房の負荷割合の試算値を示すが，東北から九州地方まで広範囲の都市において，ヒートポンプ暖房(外気温２℃～10℃程度のいわゆる中間暖房)の負荷比率が高いことが判る．従って，通年使用を前提とすれば，本機のようにヒートポンプ時の効率の高いエアコンは，経済性や地球環境保護の上できわめて有効であると考えられる．

５．まとめ

非結晶，高効率でアルミニウム材料が使用可能な，一般消費者向けエアコンに適合した有機系の吸収式作動媒体ペアDMI／TFEを見いだすことができた．また，新作動媒体を用いた家庭用吸収式ヒートポンプエアコンを試作し，高効率なヒートポンプ運転が可能であることを，小型軽量なパッケージングのもとで実証することができた．今後の商品化へ向けてのおもな課題は，フィールドテストを含めたシステムの耐久性確認と商品成立性の検証であり，現在，鋭意推進中である．

６．謝辞

新作動媒体の探索研究は，東京ガス(株)および旭硝子(株)との共同研究によるものであり，媒体の熱物性測定は，(株)東レリサーチセンターにて実施された．また，熱交換器の研究は，東洋ラジエター(株)との共同で行われた．関係各位に深く感謝する次第である．東京工業大学の一色尚次名誉教授，前ガスター(株)取締役の山岸一夫氏並びに東京ガス(株)の小島弘氏には種々貴重なご助言を賜った．以上の方々に厚く御礼申し上げる．

参考文献

1）Girsberger, W.: Hochtemperatur-Absorptionswärmepumpe, Abhandlung zur Erlangung des Titels eines Doktors der technischen Wissenschaften der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich, 1981

2）真下ほか：太陽熱吸収冷凍機による冷蔵倉庫，Refrigeration, Vol.64, No.735 (1989)

3）柏木：吸収サイクルの多目的利用と冷凍空調システムへの貢献，Refrigeration, Vol.65, No.748 (1990)

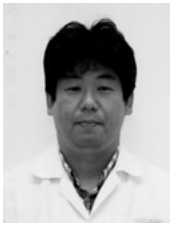
4）Kawada, A. et al: Absorption Compression Heat Pump Using TFE-E181, Proceedings of Absorption Heat Pump Conference '91, p.121-126 (1991)

5）Oka, H. et al: Study of Nucleate Pool Boiling Performance of TFE-NMP, Tokyo Gas Technical Review, Vol.1, p.107-115 (1991)

6）Isshiki, N. et al: R & D of CCS (Constant Curvature Surface) Tubes for Absorption Heat Exchangers, Proceedings of Absorption Heat Pump Conference '91, p.377-382 (1991)

7）一色ほか：吸収熱伝達におけるCCS伝熱面の考え方とその効果，第31回日本伝熱シンポジウム講演論文集，1994

■著　者■


石川　満


茅沼秀高


高石敏充


福田　徹


市川和馬


由利信行

大型４ストローク船外機「BF115/130」の開発

Development of Large-sized 4 Stroke Outboard Motor “BF115/130”

角田正樹* 設楽貞文*
Masaki TSUNODA Sadafumi SHIDARA
島崎弥* 林崎正一*
Wataru SHIMAZAKI Shouichi RINZAKI

要　旨

環境問題の高まりに対応するため，４ストロークとしては世界で初めて115/130馬力の船外機を開発した．この「BF115/130」船外機は，電子制御燃料噴射方式および２軸二次バランサを採用し，

環境　：EPA(米国環境保護庁)のマリンエンジンに対する排出ガス規制値のクリア

経済性：燃費性能の向上(既存２ストロークの同馬力帯の船外機に対して，実用モードで燃費50%向上)

快適性：始動性能向上，トローリング性能向上および既存モデルに比べさらに低振動であること

を達成した．

また，四輪車の分野で信頼性の確立されたアコードのエンジン部品活用や船外機既存機種とのフレーム部品の共用を図るなどして，高性能，高信頼性と低コスト化を同時に達成した．

ABSTRACT

The world’s largest four-stroke outboard motor with 115/130 PS has been developed to correspond to the growing interest in the environmental problems such as water and air pollution. By adapting the electronically programmed fuel injection system and the second order twin shaft balancer for the BF115/130 outboard motor, the followings are realized.

Environment: Exhaust gas emission level meets and exceeds the mandatory regulated values on marine engines by EPA (Environment Protection Agency),

Economical feature: Improvement in fuel consumption rate as much as 50% compared with those of existing models has been achieved,

Comfort: Easy starting, excellent trolling performance, and low vibration level has been achieved.

The reduction in cost has been achieved as well as high performance and excellent reliability through utilizing mass-produced automobile engine parts for HONDA ACCORD series and frame parts from an existing outboard motor.

１．まえがき

世界の船外機市場は，現在まで２ストローク船外機がその大勢を占めてきた．しかし，世界的な環境問題の高まりに伴い，これ以上の水および大気汚染をくい止めるためにもEPA(米国環境保護庁)のマリンエンジンに対する2006年排出ガス規制の適合が重要課題であり，２ストロークエンジンでは規制をクリアすることに大きな困難が予想されている．そこでクリーンな排出ガス，低燃費による優れた経済性，低騒音，低振動で快適などの特徴を持つ４ストローク船外機に対する需要が拡大してきている．

ホンダは1964年に汎用エンジンを搭載した最初の船外機を発売して以来，一貫して４ストローク船外機のみを生産してきた．このような背景の中，大型船外機の主要市場である北米地域の要望に応えるべくホンダ船外機シリーズの最大出力機種として開発されたのが，Fig.1に示すBF115/130である．

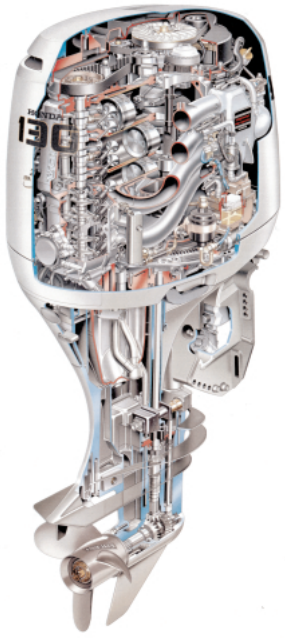


Fig.1　Cut up view of BF130

＊朝霞東研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_3

2．基本コンセプトと開発のねらい

このBF115/130は，ホンダ船外機シリーズの基本コンセプトである

“人と環境に優しい
経済的で高品質な４ストローク船外機”

を踏襲しながら，

●大型４ストローク船外機初の電子制御燃料噴射方式（Programmed Fuel Injection：以下PGM-FIと略す），
●縦置き２軸二次バランサ
●大容量ベルト駆動オルタネータ
●カウンタローテーション機構

などの新しい技術と機構を導入し，潤滑や冷却の技術と組合せて更なる高性能をねらって開発された．

開発にあたり，下記項目を重点目標とした．

まず，ホンダ船外機の特長である“環境，経済性，快適性”の更なる進化として，電子制御燃料噴射および２軸二次バランサ技術などにより，

① 環境　：EPAマリンエンジン排出ガス2006年規制値のクリア
② 経済性：既存の２ストローク船外機に対し，実用モードで50%の燃費向上
③ 快適性：既存機種に対し，振動の低減，始動性向上，トローリング速度20%低下

をねらった．

また，四輪車用2.3L直列４気筒エンジン[1)]と基本寸法を統合し，主運動系部品とバルブなどの動弁系部品を共用した．またフレーム部品においても，90馬力の船外機BF90と主要部品を共用化することで部品流用率を高め，高い信頼性を確保しつつ，コスト上昇をおさえた．

3．主要諸元および概要

BF130の主要諸元をTable 1に，断面図をFig.2に示す．

エンジンはアコード用2.3L L4エンジンのクランクシャフト，コネクティングロッド，バランサシャフトなど主運動系部品を共用し，動弁系はコストを重視して通常のSOHCエンジンの部品を共用し，船外機搭載のためにエンジン本体を縦置きにしている．そのため，潤滑，冷却系統も船外機に適するように変更している．補機類の配置は，進行方向に向かって右側に吸気・燃料系統を配置し，左側に排気・電装系統を配置している．

燃料系には，大型４ストローク船外機初の電子制御燃料噴射方式を採用し，燃費，始動性の向上と，トローリング速度の低下を図っている．制御システムは信頼性の高い四輪車の制御システムを踏襲しながら，船外機特有の機能と使われ方に対応するための変更を加えている．

Table 1　Specifications

Code name	BF130 L type
Overall length	825mm
Overall width	550mm
Overall height	1650mm
Transom height	537mm
Dry weight (with propeller)	225kg
Engine type	4 stroke inline 4 cylinder
Displacement	2254cc
Bore × stroke	86 × 97
Compression ratio	8.8 : 1
Valve train	SOHC 16 valves
Valve number	4/cylinder
Maximum power	97kw/5500rpm 130ps/5500rpm
Maximum torque	180Nm/4500rpm
Recommended engine rpm range	5000〜6000rpm
Fuel supply system	Programmed Fuel Injection
Ignition system	Programmed Ignition (Full transistored)
Charge output	40A
Cooling system	Water cooling (with thermostat)
Exhaust system	Through propeller hub

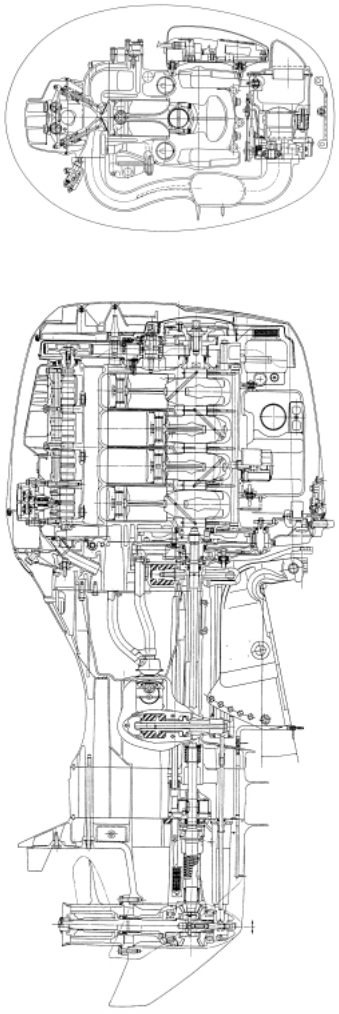


Fig.2　Layout of BF130

４．採用技術の特徴と性能

４．１．電子制御燃料噴射方式（PGM-FI）

４．１．１．システムの特徴

前述のEPAマリンエンジンの最終年度（2006年）規制値適合は，BF90まではキャブレタ仕様で達成しており，単に排出ガス規制対応であれば，BF130も同様の手法でクリアできる見通しは立っていた．しかし世界初の100馬力を超えた４ストローク船外機として，始動性，ドライバビリティ，低速回転安定性などで高い商品力の確保をねらい，電子制御燃料噴射方式を採用する事とした．採用にあたっては，四輪の制御システムを基本とした上で，船外機特有の使われ方への対応，すなわち，アラート機能の充実，各部品の搭載性の向上および熱，振動，耐食性などに対する信頼性向上を図った．

Fig.3に船外機の制御システムと四輪車の基本システムとの対比を示す．

４．１．２．エンジン保護システム

船外機の冷却系は海水などを直接エンジンへ吸水し冷却している．このため海に浮遊しているビニールなどのゴミが吸水孔をふさぎ，一時的に冷却水が遮断されることがある．このためエンジンがオーバヒートを起こしたり，オイル補給を怠ったことによる油圧低下が起きた場合などに，ランプ，ブザーによる警告と，エンジン回転数の制御により，エンジンを保護するシステムを採用している．

オーバヒートの場合，一定時間経過後，異常状態が解消しない場合には更にエンジン回転数を低下させ，最終的にはエンジンを停止させる．しかし，この制御の間に異常状態が解消した場合はエンジン回転数を徐々に回復させ，通常運転に復帰させる．

Fig.4および5に，油圧アラートおよびオーバヒートアラートの制御アルゴリズムを模式的に示す．

以上のアラート制御に加え，BF115/130ではオルタネータの異常時にも，エンジン保護システムのランプ，ブザーによる警告をおこなうシステムを追加し，信頼性の向上を図っている．

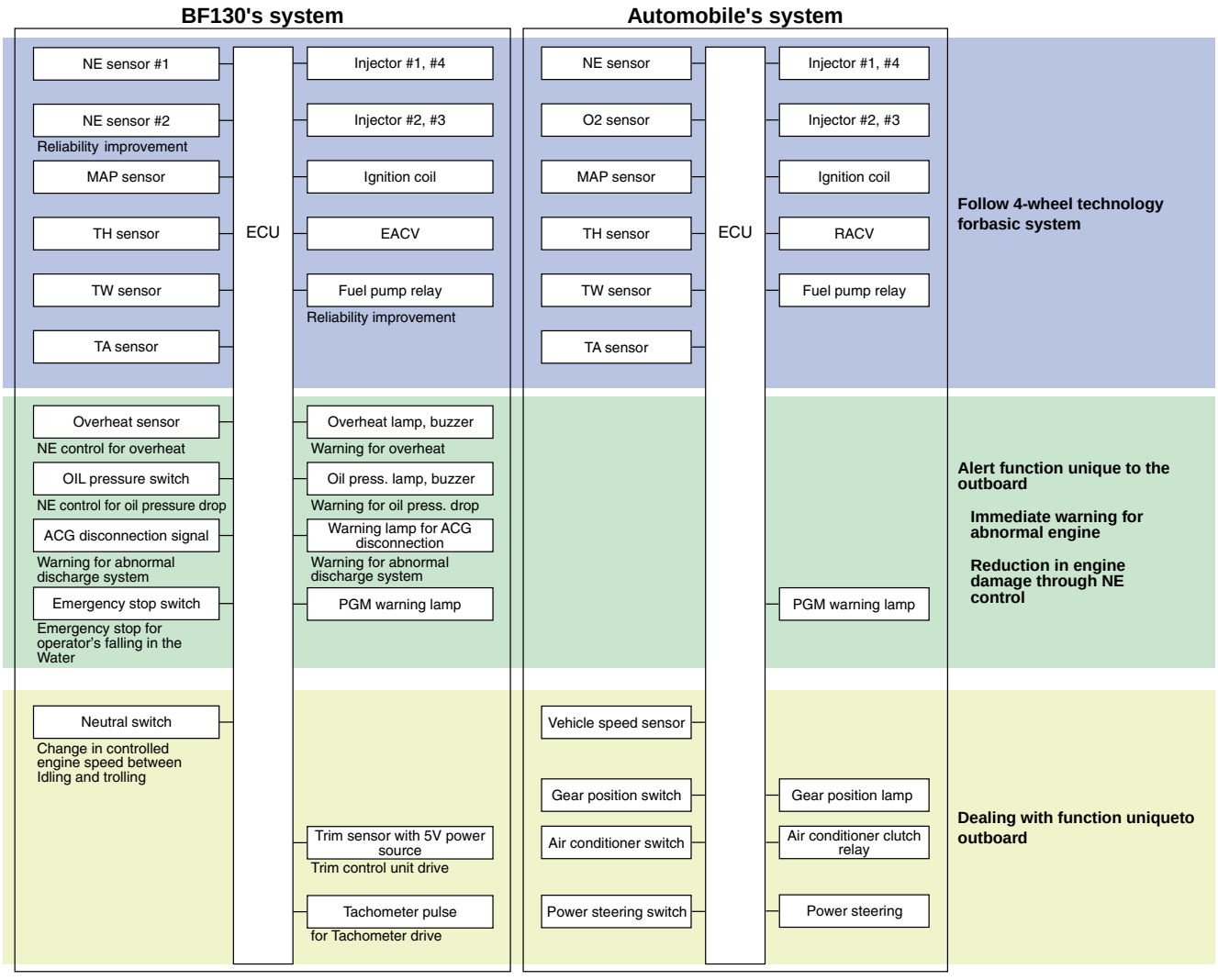


Fig.3　PGM-FI system of BF115/130 compared with an automobile's system

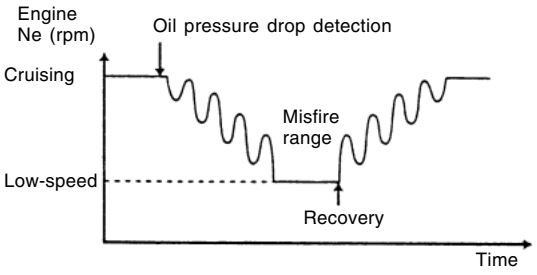


Fig.4 Schematic figure of oil alart and RPM control

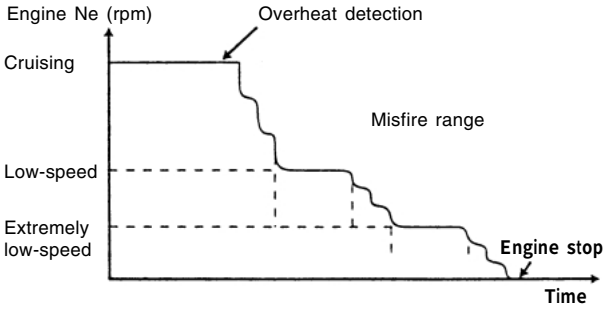


Fig.5 Schematic figure of over heated alart and RPM control

４．１．３．制御系部品の使用環境適合性

船外機は，エンジン本体にほとんどの補機部品が直接搭載されている．またエンジン全体は，被水防止のためにカウリングされている．従って電装部品や燃料系部品は，振動および熱に対し非常に厳しい条件で使用される．

BF130のECUはCPUを含む電子部品を樹脂モールドし，耐振動，耐水性を高めた．また，搭載性の要求から面実装基板の採用と，イグナイタを内蔵し，ECUおよびシステムのコンパクト化を達成した．さらにフィン付きアルミニウムケーシングを採用することにより，エンジンからの受熱および内部部品であるイグナイタの発熱を効率良く放熱，冷却し，作動信頼性を確保した．

Fig.6にECU搭載状態を示す．

４．１．４．船外機特有の燃料系

船外機はさまざまな艇体に適合できる構造であることが必須条件であるため，二輪車や四輪車のように高圧燃料ポンプを燃料タンク内に配置することができない．従ってBF115/130の燃料系においては，低圧ダイアフラム式燃料ポンプを採用し，一度艇体の燃料タンクから船外機本体の中に燃料を汲み上げ，その燃料を一時的にチャンバ(ベーパセパレータ：以下V/Sと略す)に貯蔵し，このV/Sから高圧燃料ポンプでインジェクタに送り，余剰となった燃料を戻す構造とした．このV/Sの採用により，燃料系に発生するベーパを分離し，船外機における高圧燃料ポンプを用いた安定した電子制御燃料噴射方式が可能となった．さらに燃料からのベーパ発生自体を抑えるために水冷ジャケットを設置した．高圧燃料ポンプはインライン式ポンプとし，インシュレータで断熱する構造を採用し，高温性能の向上を図った．

Fig.7はBF115/130の燃料経路図である．

４．２．振動低減のための２軸二次バランサとオイル戻り性能の確保

BF115/130の防振マウントは，既存機種で実績のある

● トルクロール軸上マウント配置

● 非線形バネ定数マウントラバー構造

を採用した．

BF115/130のエンジン形式である直列４気筒エンジンの振動要因の大半は，往復運動部による二次慣性力に起因している．そこで，このエンジンの二次振動を打ち消すため，Fig.8および9に示すように四輪車で採用している２軸二次バランサ機構を採用した[2)]．

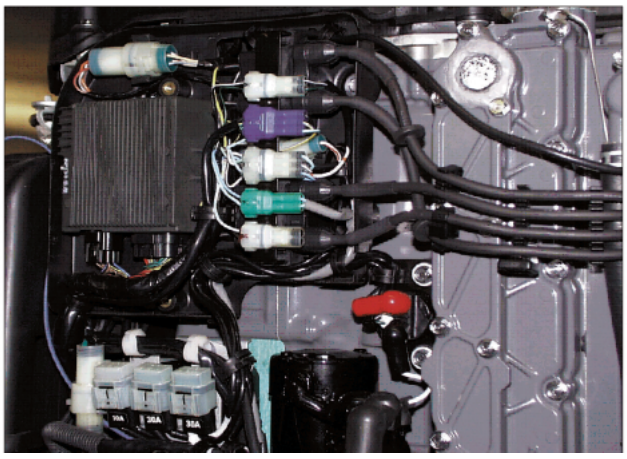


Fig.6 Loading condition of ECU

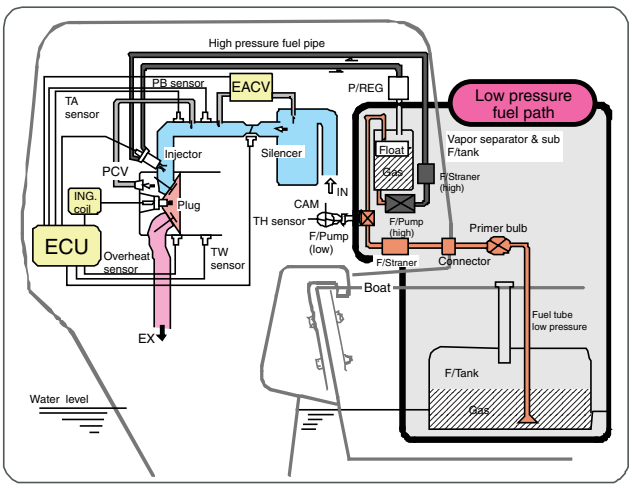


Fig.7 Fuel system of BF115/130

バランサシャフトはシリンダスリーブの吸気側および排気側に１本ずつ縦置きに配置し，片歯式ベルトによりクランクシャフトの２倍の速さで回転させる機構を採用した．これは，四輪車のエンジンと同じ機構であるが，エンジンの回転方向が異なるため，ギヤによる反転機構とベルト駆動部品などは船外機用に設計した．

このバランサシャフトは四輪車の部品を流用しているが，縦置きエンジン(バーチカルエンジン)である船外機は，バランサシャフトが縦置きに配置されているため，オイル戻し経路が独特なものとなる．

クランク，コネクティングロッドおよびピストンへ供給されたオイルは，クランクウエイトとクランクケースの隙間を通って，＃１→＃２→＃３→＃４気筒へと順次落ちて行き，最終的にオイルパンへ戻る構造となっている．BF115/130では，従来機種に対し，さらにバランサ潤滑分のオイルが加わるため，高いオイル戻し性能が必要となった．

オイル戻し性能の確保は，

●クランクケース室内戻り通路必要面積の確保

● バランサシャフト部オイル戻り通路の追加

を行い，従来機種同等のオイル戻り性能を達成した．

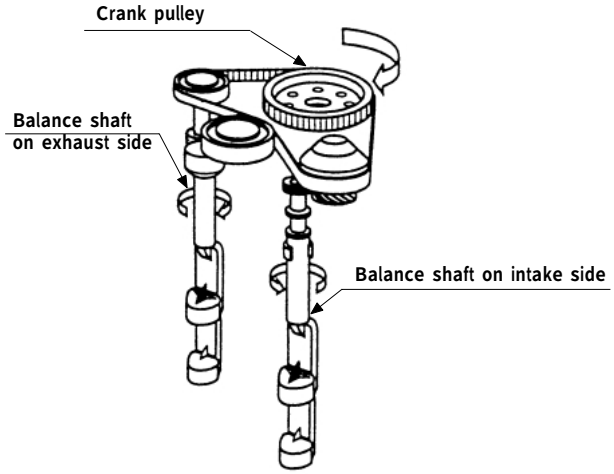


Fig.8　Second order-twin shafts balancer

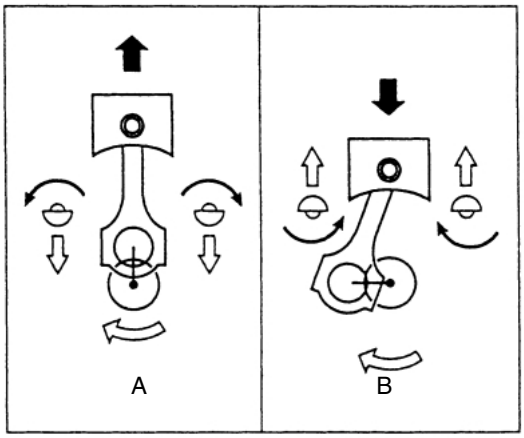


Fig.9　Inertia of piston and positions of balancer

この２軸二次バランサ機構により，エンジン本体の二次振動を打ち消し，特に中高速域で船外機自体が発生する振動と船体に伝わる振動を大幅に低減し，低速から高速までのすべての使用回転数領域において，Fig.10に示すように競合する同クラスの船外機に比べ振動を低減し，快適性を確保した．

４．３．その他の採用技術

４．３．１．カウンタローテーション仕様の設定

一般に船外機のプロペラは，後方からみて時計方向に回転するのでトルク反力により艇体が左に傾きトルクステアが発生する．船外機を１基取付ける場合は，このトルクステアをトリムタブという部品の取り付け角度を調整し抑制している．

しかし，船外機を２基取付けた場合(以下，２基掛けと称する)，上記トルクステアが更に増加し，直進安定性の悪化や，操舵力の増大につながる．そこで，２基掛けの場合には，Fig.11に示すように左右のプロペラの回転を逆方向にすることにより，各々の船外機が発生するトルクステアを打ち消しあい，直進安定性や操舵力を維持する方法が採用される．このプロペラが後方からみて反時計方向に回転する仕様をカウンタローテーション仕様という．

BF115/130では，クラス初のカウンタローテーション仕様を設定し，２基掛けのときの直進安定性，操縦安定性の向上を図った．Fig.12に実際の２基掛けでのクルージング状態を示す．

船外機ではプロペラ軸の動力伝達にベベルギヤを採用している．また，前後進の切り替えはドグクラッチで行っている．カウンタローテーションは通常の後進時に使用するリングギヤを前進用に使用し，エンジンの回転方向は同一のままプロペラ軸を逆方向に回転させる．

このため，

● ドグクラッチの移動方向の変更

● リングギヤの荷重支持構造の変更

が必要となる．

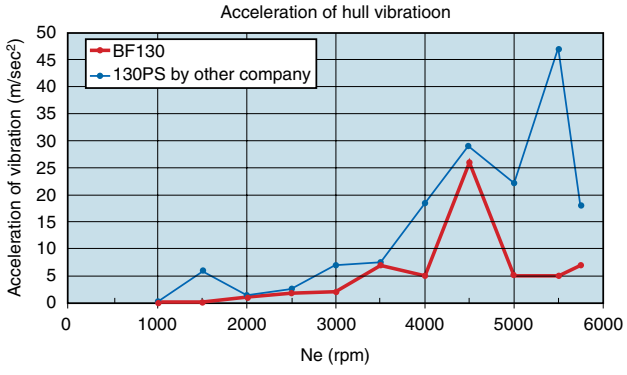


Fig.10　Comparison of objective vibration level

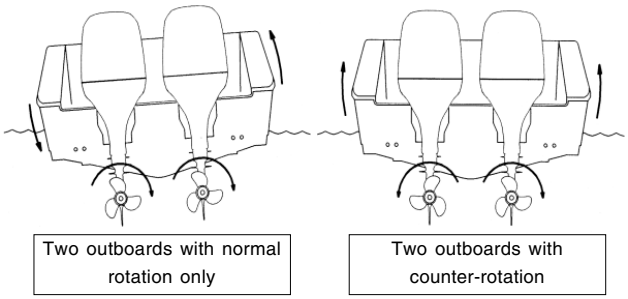


Fig.11 Momentum balance by counter-rotation



Fig.12 Cruising by a set of counter-rotated BF130s

BF115/130では，正転，逆転両仕様は最少限の部品変更で成立させるため，シフト機構には回転式を採用し，シフトカムの位相変更のみでドグクラッチの移動方向変更をおこなった．また軸受け支持構造はスパイラルベベルギヤのリングギヤ軸受けベアリングを変更することで対応した．以上の結果，Fig.13および14に示すように正転，逆転仕様相互の変更部品は，シフトカム，リングギヤおよび軸受けベアリングなどのみにし，部品共用率を90%とした．

４．３．２．ベルト駆動大容量オルタネータ

オルタネータには従来型のクランク軸駆動のフライホィールマグネト方式ではなく，コンパクトで大出力のベルト駆動多極型オルタネータを採用した．これにより，高い充電性能とコンパクトな配置を両立させた．Fig.15に示すようにこのオルタネータの定格出力は40Aで，低速での出力特性を含めこのクラスの船外機では最高の出力性能である．

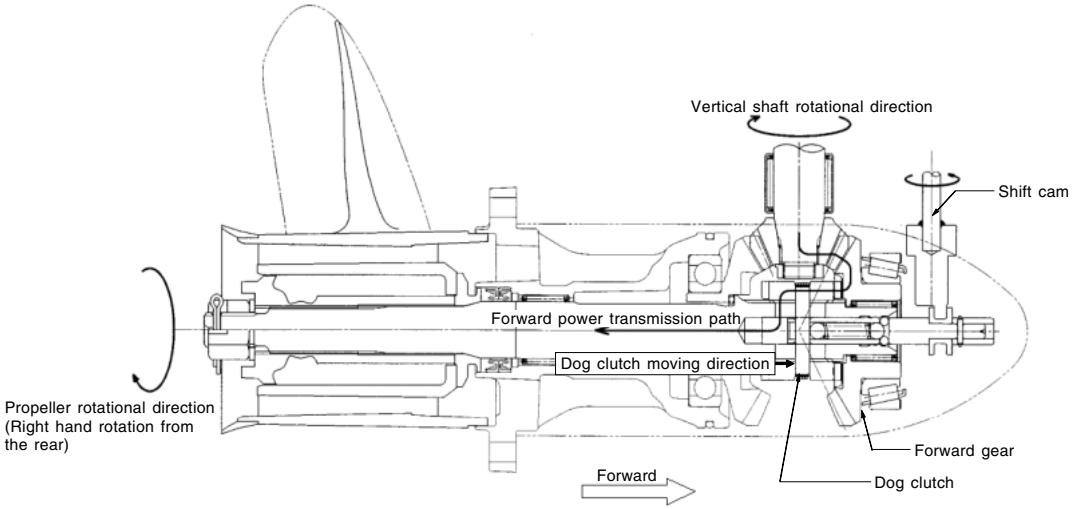


Fig.13 Standard rotating type of BF130

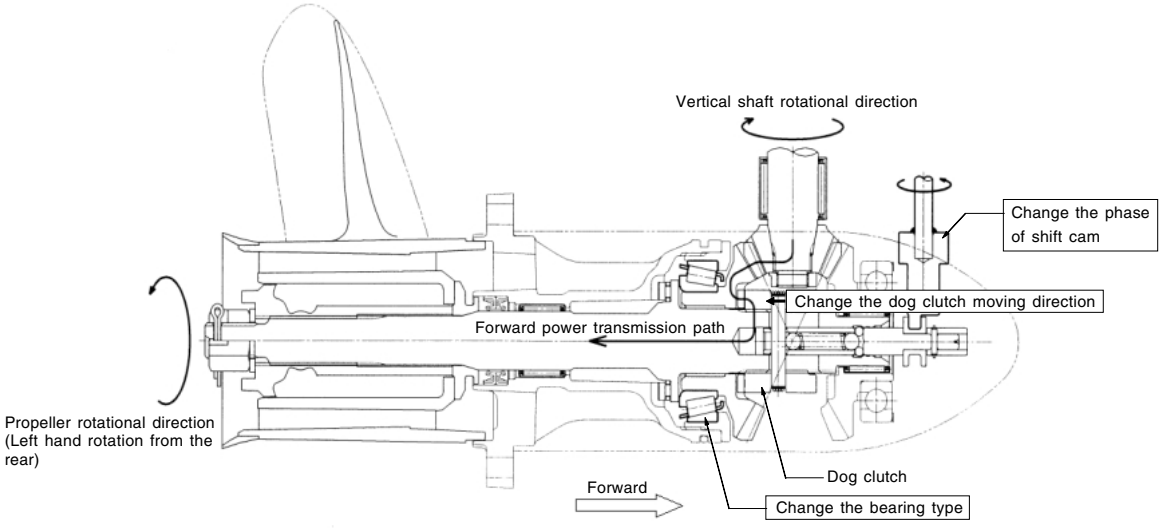


Fig.14 Counter rotating type of BF130

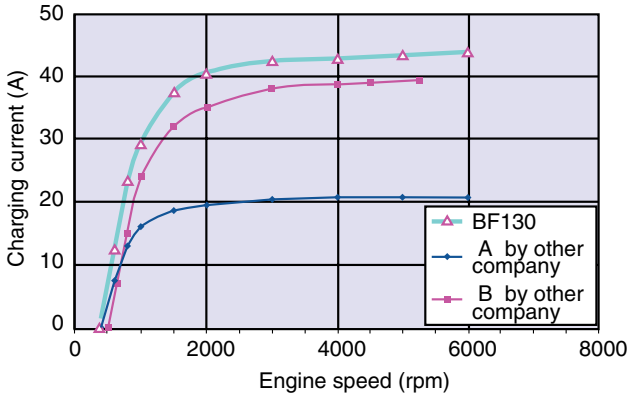


Fig.15　Comparison of charging performance

５．四輪車の部品との共用化

前述の様にこのBF115/130は，'98モデルアコードとエンジンの基本寸法を同一化することで，

- ●クランクシャフト
- ●コネクティングロッド
- ●左右バランサシャフト
- ●インテークバルブおよびエキゾーストバルブ
- ●他のメタル，リングなどの部品

を流用した．また，フレーム部品についても，BF90の大物部品を流用し，投資削減と低コスト化を達成した．

６．開発の成果

電子制御燃料噴射技術により，まず，環境に関しては，Fig.16に示すように，それぞれの馬力帯で既存２ストローク船外機では達成できていないEPAマリンエンジン排出ガス2006年規制値をクリアした．

また，経済性に関しては，Fig.17に示すように実用モードで同クラスの２ストローク船外機に対しては燃費を50%以上向上させた．

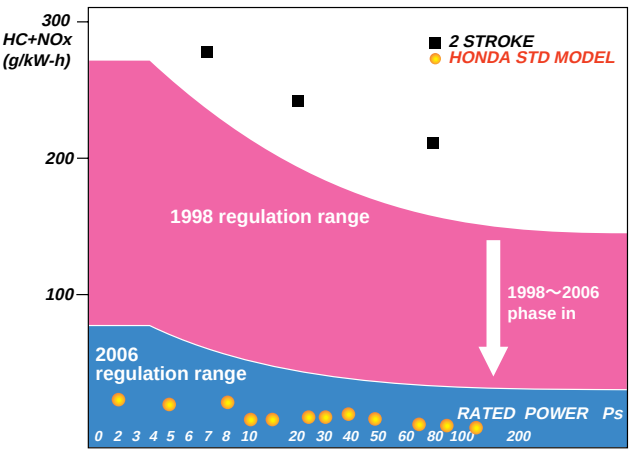


Fig.16　Emission regulation ranges of EPA and achieving levels of each model

快適性に関しては，Fig.18に示すように低速トローリング性能20%以上の向上および既存機種に対して始動性向上を実現した．さらに船体振動フィーリングに関してはFig.19に示すように２軸二次バランサの効果も加わり，低速高速領域で既存機種よりも優れていることが確認された．

投資，コストの低減に関しては，四輪部品の活用，既存機種との部品共用化により，80%の部品共用率となった．

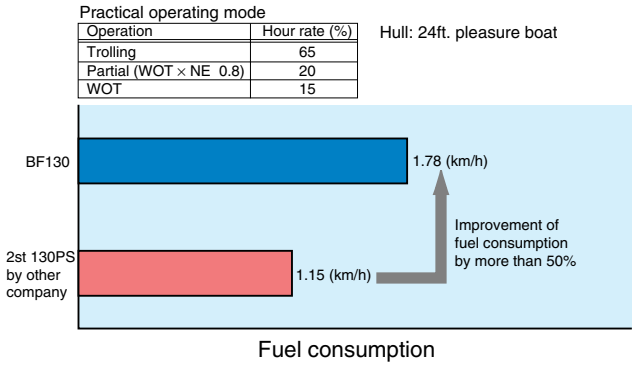


Fig.17　Comparison of fuel consumption

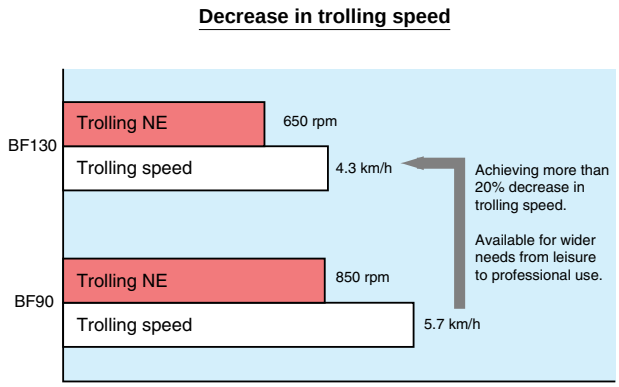


Fig.18　Decreasing trolling speed

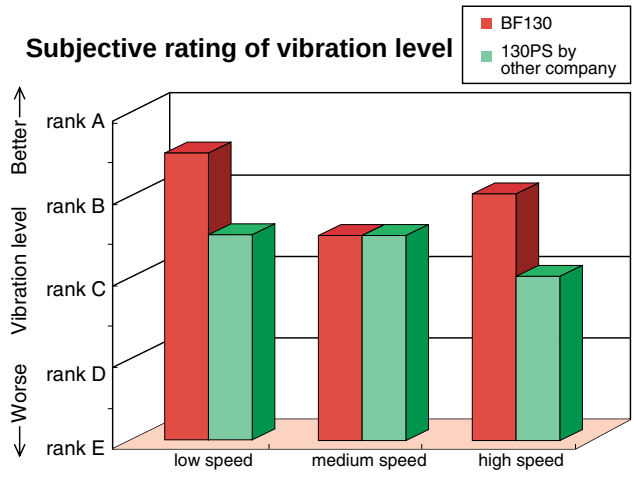


Fig.19　Subjective comparison of vibration level

7．結論

以上，述べてきたように，BF115/130は，電子制御燃料噴射方式，２軸二次バランサなどの採用による高性能および高信頼性の確保と，四輪車およびBF90との部品共用により，開発重点目標である，環境，経済性，快適性のそれぞれに関して，規制のクリア，燃費性能向上，始動性，トローリング性能，振動特性の向上を現有資源の活用により実現した．

この開発により，ハンディタイプの２馬力から最大90馬力であったラインアップに，今回，４ストローク船外機としては初めて100馬力を超えた大型機種が加わり，“環境，経済性，快適性”というホンダ船外機の特長を明確に示すと共に，クリーンな船外機のコンセプトをより広い領域において具現化することができた．

参考文献

1．柴田光弘他：’98モデル「アコード」用2.3L L4エンジンの開発，HONDA R&D Technical Review vol.10, p.58-66, 1998

2．斉藤秀樹他：’98モデル「アコード」用2.3L L4エンジンの振動，騒音低減技術，HONDA R&D Technical Review vol.10, p.67-77, 1998

■著　者■



角田正樹



設楽貞文



島崎　弥



林崎正一

新世代リアルオープンスポーツS2000の開発

Development of the “New Generation Real Open Sports” HONDA S2000

上　原　　繁*
Shigeru UEHARA

要　旨

「新世代リアルオープンスポーツ」をコンセプトとして，２座オープンスポーツカーS2000を開発した．

・前後軸重量配分を50：50にするとともに重心を低くし，ヨー慣性モーメントを小さくするためのフロントアクスル後方へのエンジンレイアウト
・フロアトンネルを高くし，ボックス断面を持たせることなどによる，クローズドボデーと同等の重量と剛性および衝突安全性能のオープンボデー
・リッター当り125PSという高出力と平成12年規制の1/2の排気エミッションの２Ｌ・Ｌ-４エンジン
・入力回転数9 000rpmに対応し，シフトの軽快な６速マニュアルトランスミッション
・オープン走行時の乗員近傍の風の抑制と暖房機能の拡充による冬季も含めた快適性の向上

など多くの技術を開発し，適用することにより，本格的なスポーツカーとしての「走る楽しさ」とともに環境・安全・快適性という時代性を備えたロードスターとすることができた．

ABSTRACT

Under the concept of “New Generation Real Open Sports”, a two-seater open sports car the HONDA S2000 was developed.

Applying the newly developed technologies below, the S2000 became a roadster with needs of the time, for example environmental protection, safety and comfort, as well as “fun to drive” that is the origin of sports car.

· The engine-layout behind the front axle that enabled weight distribution ratio of 50:50 for front and rear axles, lowered the center of gravity, and reduced the yaw moment of inertia.
· The open body, whose weight, body stiffness and crash safety performance are equal to those of closed body by the measures such as higher floor tunnel with a box shape section.
· The 2L L-4 engine that offered high power of 125PS/L and low exhaust emission levels half of the 2000 Japanese regulation.
· The 6-speed manual transmission that matches well to the input of 9 000 rpm and offers a light and smooth shift feel.
· The wind management technology and heater performance that make driving with the top opened comfortable even in winter.

１．はじめに

この車はF-１，CARTに代表される「ホンダスポーツスピリット」を体現するとともに，環境と安全に十分な配慮をすることにより，走りと社会との調和という「ホンダの企業メッセージ」を担う車として企画開発を進めた．

「走る楽しさ」をその第一の目標に設定し，２座オープンスポーツカー(ロードスター)として「ドライバが車を自在に操る楽しさ」，「人車一体の開放感」を味わえるような車をめざしつつ，同時に環境，安全，快適性という時代の要求にもこたえるため，多くの先進的な技術の開発に取り組んだ．

この車のコンセプトはFig.1に示すように，あくまでスポーツカー本来のダイナミクスを追求しつつも，時代性を兼ね備えたロードスターを実現しようというもので，われわれはこれを「新世代リアルオープンスポーツ」と称することとした．

さらに役割を「幅広くスポーツカーファンに受け入れられる車」という点に置き，多くの人たちに楽しんでもらえる車とするために，適切な車体サイズとエンジン排気量を決定した．

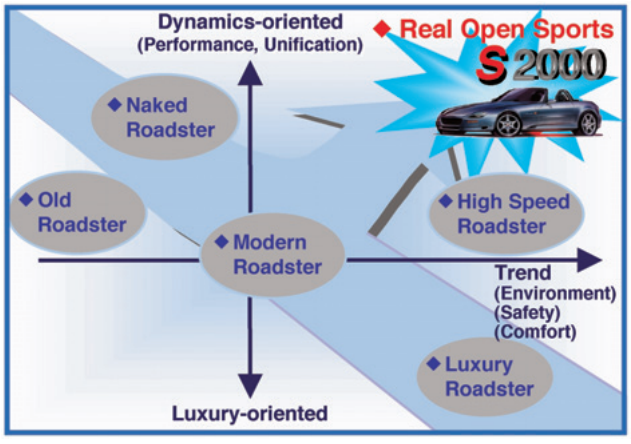


Fig.1　Perceptional positioning of roadsters

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_4

２．開発の方針

２．１．車両タイプ

第一の目標である「走る楽しさ」をもっとも体現しやすい２座オープンスポーツカー(ロードスター)を車両タイプとして選定した.

「走る楽しさ」のうちスポーツカーとしてとくに重要な「ドライバが車を自在に操る楽しさ」という観点から，ボデーが軽量でコンパクトな２人乗りとし，その上で，ドライバがリヤの滑りを素早く感知できるようにシート位置ができるだけリヤ車軸に近くなるレイアウトとした.

「人車一体の開放感」については，風，音，光などを直接に感じ取れ，スピード感もより味わえて，低速域からドライビングを楽しむことができるオープンカーとした．加えてドライバのアイポイントとフロントウインド上端との距離を大きく取ることにより，いっそう高い開放感をえられるようにした.

一般にオープンボデーではクローズドボデーに比較して車体の剛性が低く，そのため車両運動性能の低下やボデーシェイク増大などの乗り味の低下を招くことがある．この対応としては，後述するようにハイＸボーンフレームボデーと称する新しいボデー構造を開発して解決を図った.

２．２．駆動方式と前後軸重量配分

駆動方式は，「車を自在に操る楽しさ」を広げるために，フロントエンジン・リヤ駆動(以下，FR)方式とした.

現在の一般的なFRレイアウトでは前後軸の重量配分が55：45程度になり，路面に駆動力を十分に伝達できない．そこで後述するようにエンジンをフロントアクスルの後方に配置するレイアウト(ビハインドアクスルエンジンレイアウト)を開発して前後軸重量配分を50：50とすることにより，路面への駆動力伝達容量を確保するとともに旋回性能の向上も図った.

２．３．エンジンタイプ

応答性に優れた気持ちのよい吹き上がりのフィーリングと高い出力性能を持ち，軽量かつコンパクトな，高速２Ｌ・Ｌ-４エンジンを新規開発し，採用した.

このクラスのロードスターの重量は一般的に1 200〜1 300 kgの間にあり，「走る楽しさ」の重要な要素である十分な動力性能を確保するために，より大きな排気量の６気筒エンジンを採択している例が多い.

しかしながら，前述の前後軸重量配分を50：50とするレイアウトのためにはよりコンパクトな２Ｌ・Ｌ-４エンジンとすることが不可欠であった．Ｌ-４エンジンは重量も軽く，車両運動性能向上とともに燃費節減すなわち環境への適合性にも合致する．そこで量産車両用としては従来にない高速エンジンの開発により，車両重量／エンジン出力比を小さくし，「走る楽しさ」の実現を図ることとした.

２．４．動力性能と操縦性能

「車を自在に操る楽しさ」を実現する車両特性として「軽快感・一体感」に着目した．ハンドルを切ると応答よく曲がって速やかに車両重心が横移動し，アクセルを踏めば遅れなく駆動力がタイヤに伝わって加速を始める，というような，運動における応答性の良さ，換言すれば応答遅れの少なさを車両運動性能の目標においた．いかなる要素が軽快感に関与しているかを解析し，それに基づいて操安性，加速性能，ブレーキ性能等の目標(レスポンスパラメータ)を設定し，車両としての仕様(デザインパラメータ)の実現に努めた.

動力性能は２Ｌロードスターとして他車を凌駕するレベルをねらいとして，車両重量／エンジン出力比をこのクラスのロードスターの６〜８kg/PSに対し，５kg/PS前後に設定した．エンジン出力の目標値はこの値と車両重量とから決定した.

２．５．環境と安全への対応

21世紀という時代性に配慮し，社会との調和を重視して，高性能スポーツカーとしての運動性能を追求する一方で，環境への適合と安全性に関しては他の車種と同様にホンダの基準を満足する，「新世代リアルオープンスポーツ」の名にふさわしいロードスターをめざした.

エンジンは高出力と環境適合の両立を図ることとし，排気エミッションは昭和53年規制値の約70%減の平成12年規制のさらに1/2(Ｊ－ＬＥＶ)という高い目標を設定した.

衝突安全性能に関しては，事故実態分析に基づいて設定されたホンダ安全基準に沿って，日・米・欧の公的基準を超える55km/hフルラップ衝突や64km/h前面オフセット衝突等への対応を図るなど，オープンボデーながらクローズドボデー並の高い性能を求めることとした.

さらに両席エアバッグシステム，ロードリミッタ付プリテンショナELRシートベルトおよびABSを標準装備とし，夜間の走行を安全かつ快適なものとするためHIDヘッドランプを採用することとした.

２．６．快適性と軽快感

時速200キロでのオープン走行を可能にするために，空力研究に基づく細部の設計やデザイン的な配慮をして乗員近傍への風の巻き込みを抑制することとした.

空調の面でも「オープンモード」を設けることにより下半身全体にわたり温風を行き渡らせ，冬期でも暖かいオープン走行を可能とすることで，より広い環境条件とシーズンにおいてロードスターとして適合できることをねらいとした.

スポーツカーで重要となるマンマシンインターフェースにおいては，「人車一体感」を得られるドライビングポジションをめざした．とくにSRSエアバッグ付きのステアリングホイールは，操作性を良くする目的で直径360mmと小径のものを採択し，ホイールセンタと回転軸を一致させてホイールオフセットをゼロとした．

またメータは，小径のステアリングホイールを通しての視認性確保のためにデジタルメータを採用した．スイッチ類の操作の際に手先の移動量が小さくなるように，それらをステアリングホイール近傍に配置した．シートポジションはできるだけ低い位置とし，シートのフィット性については高い横加速度に対してドライバを十分に保持できる性能を持たせた．シフトノブはステアリングホイールから手を自然に下ろした位置とし，高いフロアトンネル上での操作性を快適なものとするために，軽く，ストロークを短くすることを図った．

２．７．スタイリング

エクステリアデザインはFig.2に示すように「Sharp」，「Sleek」，「Modern」をテーマに，従来にないダイナミックなスタイリングをめざした．とくにフロントではFRを強調するロングノーズが，リヤでは空力的な配慮をし，ハイマウントストップランプを組み込んだダッグテールなどがデザインの特徴になっている．

インテリアデザインはFig.3に示すように「Advanced」，「Driver Ties」，「Pure Sports Feel」をテーマに，先進性が感じられ，ドライバにぴったりとフィットし，純粋なスポーツ感覚を得られることをめざした．とくにインストルメントパネルについては，新規に開発したデジタルメータを主体として，視認性の向上とともに先進性を強調することとした．



Fig.2　Exterior styling



Fig.3　Interia styling

３．主要技術

３．１．パッケージレイアウト

後軸の重量配分を高めるとともに車両のヨー慣性モーメントを小さくする目的で，Fig.4に示すようにフロントアクスルの後方にエンジンを配置する「ビハインドアクスルエンジンレイアウト」を開発した．このことにより，路面への駆動力伝達容量を確保し，ステアリング応答性を高めるとともに，車両の重心も低くでき，旋回時の限界性能向上を図ることができた

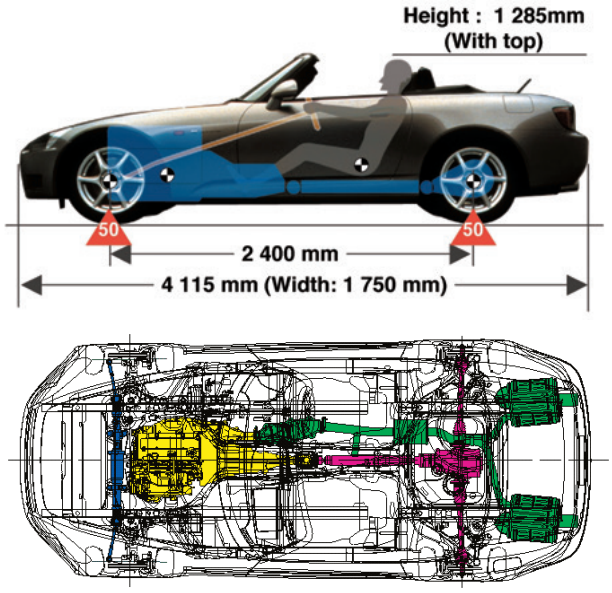


Fig.4　Behind-the-axle engine layout

このレイアウトにより通常のFRレイアウトよりエンジンおよびトランスミッションが後方に配置されるため，トランスミッションとデファレンシャル間の距離が短縮され，プロペラシャフトを分割する必要がなくなり軽量化と構造の単純化および駆動系の剛性向上がえられた．

さらに加速時の応答性を向上させるために，直径36mmと大径のドライブシャフトを用いるなど駆動系の剛性向上を図った．

3．2．ボデー

軽快感と操縦性を高め，衝突安全性能を確保することをめざし，クローズドボデーと同等の剛性と衝撃吸収性能を有するオープンボデーとして，「ハイXボーンフレーム構造」を中核としたモノコックボデーを開発した．これはFig.5に示すようにボックス断面のフロアトンネルを前後のサイドメンバと同じ高さで結合してX型のフレームを形成したもので，フロアフレームおよびサイドシルとあわせて三つの部材がサイドメンバに結合された「三つ又分担骨格」をなす．このような構造により，Fig.6に示すようにクローズドボデーと同等のボデー剛性を得るとともに，高い衝突安全性能を確保することができた．

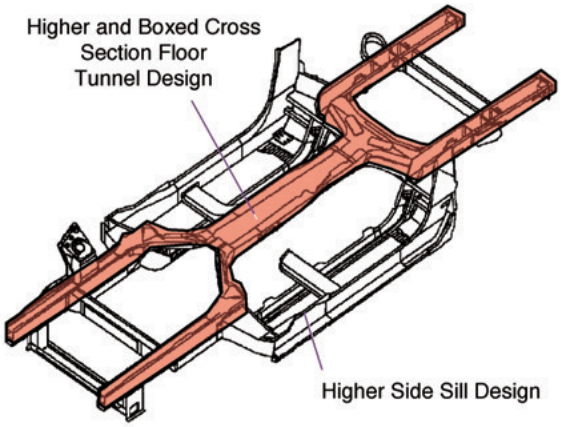


Fig.5 High “X” bone frame body

一般にクローズドボデーから単純にルーフを除去してオープンボデーにしたとすると，ボデー剛性はおよそ1/3に低下してしまう．サイドシルやフロアフレームなどの板厚増大や部分補強によりそれを補ってクローズドボデーと同等のボデー剛性を得ようとすると著しい重量の増加を伴うことになってしまうが，S2000ではハイXボーンフレーム・モノコック構造によって，重量の増化を伴うことなくクローズドボデーと同等のねじりおよび曲げ剛性と衝突安全性能を確保することができた．

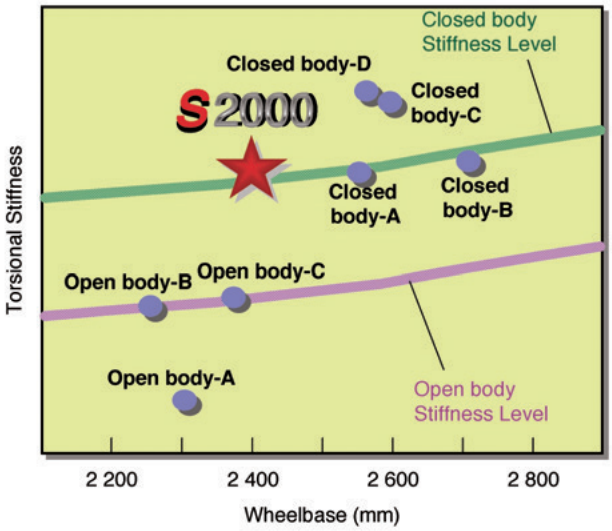


Fig.6 Body stiffness

3．3．エンジン

環境への適合と高出力を両立させるとともに，ビハインドアクスルエンジンレイアウトを可能とするため，新たにコンパクトな２LのL-４エンジンを開発した．設定した目標は，量産エンジンとしては従来にない高回転，高出力および高応答性に加え，平成12年規制の1/2の排ガス性能とコンパクト化および軽量化という多岐にわたるものである．その達成のためにFig.7および以下に示すように多くの技術を開発し適用した．

- 高回転化のために新たに開発した技術であるローラフォロア付き金属射出成形ロッカアームと高強度バルブスプリングを用いた新型DOHC-VTECシリンダヘッド
- 高出力化対応のためのホンダ四輪車用では初めてのアルミ鍛造ピストン
- 高出力と低排ガスの両立を目的とした低排圧メタルハニカム触媒を使った排気系および電動エアポンプを使ったマルチポート排気２次エアシステム
- コンパクト化のためのサイレントチェーンとシザーズギヤを用いた２ステージカム駆動
- サーペンタイン補機駆動

これらの技術の適用により，ホンダの従来の同クラスのエンジンに比較して，重量では８kgの軽量化を，長さでは30mmのコンパクト化を得た．また比出力では，Fig.8に示すようにこれまでのVTECエンジンを大きく上回る125PS/Lを得ることができた．

3．4．トランスミッション

高回転エンジンの特性を十分に引き出すために，クロスレシオの６速マニュアルトランスミッションを新規に開発した．このトランスミッションは9 000rpmという高回転入力に対応すると同時に「新世代リアルオープンスポーツ」に

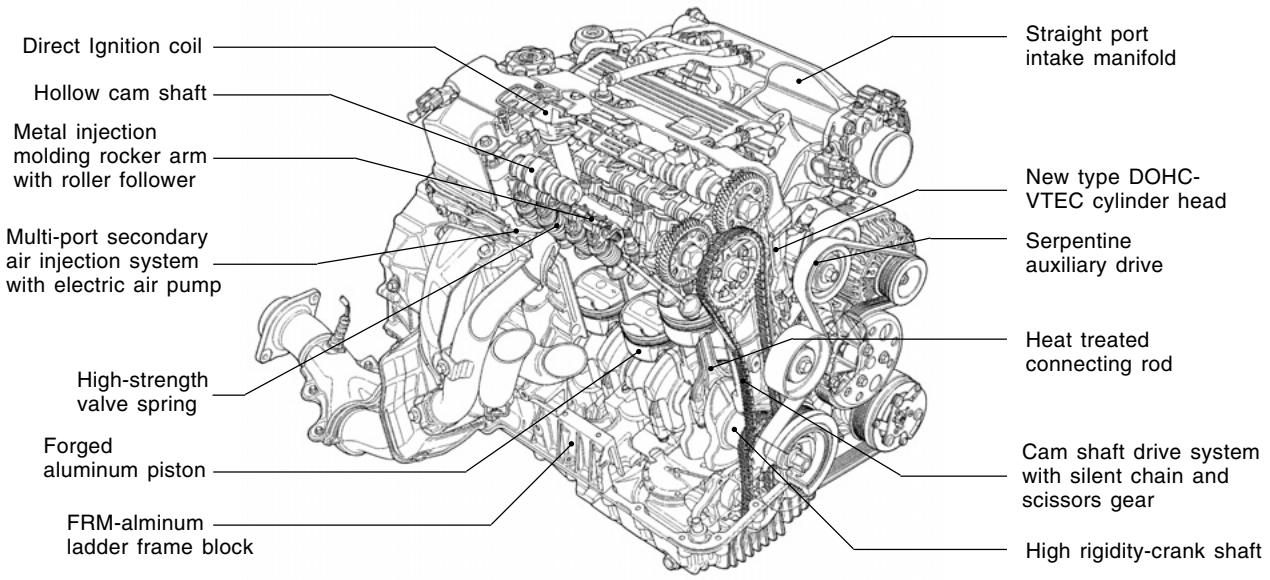


Fig.7　Main technologies of the engine

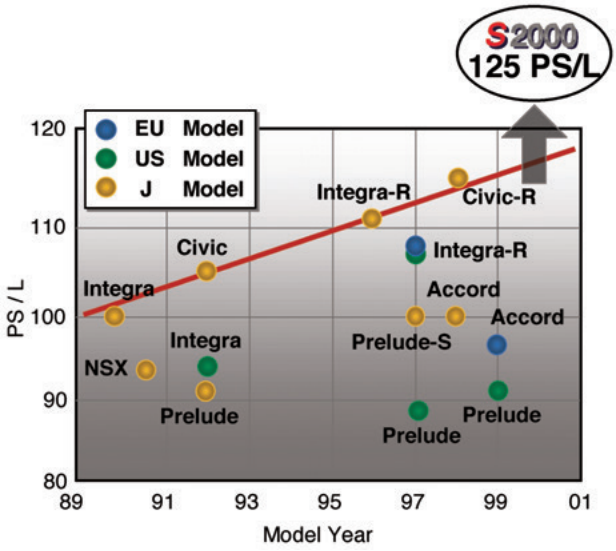


Fig.8　Comparison of DOHC-VTEC engine power ratio

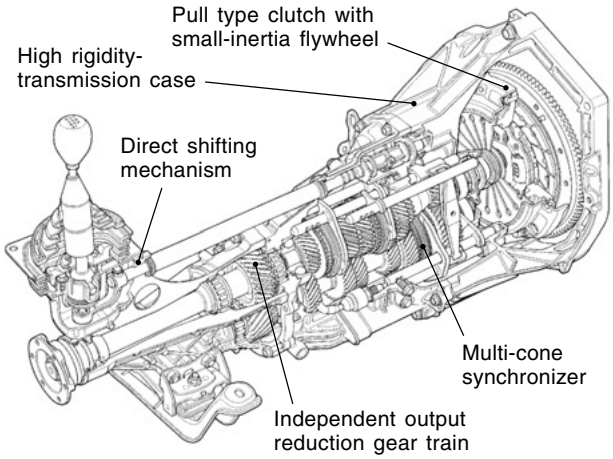


Fig.9　Main technologies of the transmission

ふさわしい軽快なシフトチェンジをも実現するため，Fig.9および以下に示すような技術を開発し適用した．

- ２層構造クラッチフェーシング材による回転強度の向上
- プルタイプクラッチによるクラッチペダルのストローク効率向上とダイレクトでスムーズな操作フィール
- 1.8Lエンジン用トランスミッション並の低慣性質量フライホイールによるエンジンレスポンスの向上
- ダイレクトチェンジ構造による軽快なシフトフィール
- ２速にトリプルコーン，１速，３速および４速にダブルコーンを採用することによるシンクロナイザ容量の増大
- シンクロナイザの負荷を小さくする，変速部と独立した出力側減速機構
- 内蔵型強制潤滑オイルポンプによる高回転および旋回時の潤滑性の向上

以上の技術の適用により，このトランスミッションは高回転入力に対応し，軽量であるとともに「新世代リアルオープンスポーツ」にふさわしいショートストロークかつダイレクトでスムーズなシフトフィールを得ている．

３．５．シャシ

ステアリング応答性とコントロール性の優れた車両特性の実現のために，サスペンションは前後ともFig.10に示すように上下Aアームで構成されるシンプルなダブルウィッシュボーンタイプとした．高応答性を得るために，アッパアームのサイドフレーム真横への配置，ロアアームとナックルおよびロアアームとサブフレームを取り付けるポイント間の軸線が車軸と平行となる配置など，横剛性に特に配慮したジオメトリを持つコンパクトなインホイールタイプ

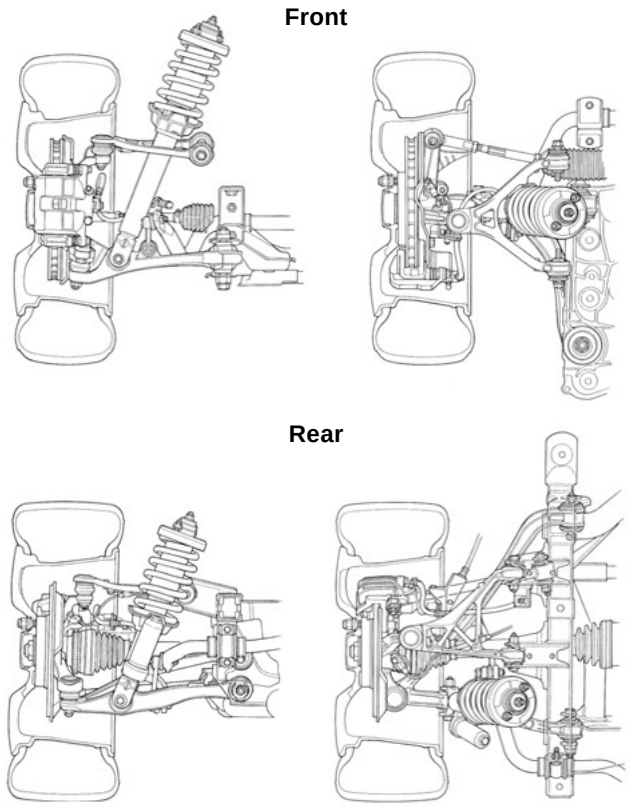


Fig.10 In-wheel double wishbone suspension

のサスペンションを開発し，部品にも高剛性のものを採用した．

更にリヤサスペンションはコントロールアームの配置を車軸前方かつロアアーム下とし，トー剛性とキャンバ剛性を高くして車両のスタビリティとコントロール性の向上を図った．

ダンパはフローティングピストンの入ったシングルチューブ分離加圧式(ド・カルボンタイプ)を採用して応答性の高いものとし，ロールレスポンスと路面への追従性を高めた．

ステアリングにはエネルギー消費が少なく，セッティング自由度を大きく取ることのできる同軸電動パワーステアリングを採用した．このことにより，スポーツカーに要求される，路面フィールを正確に伝えるとともに手応えのしっかりした操舵力設定が可能となった．

ブレーキはABS付15/16インチディスクブレーキシステムを採用した．

4．新世代リアルオープンスポーツに向けての仕様熟成

この車で特に留意した点は，一般路で使われる状況における人車一体感とオープン走行時の快適性，及び景色とスタイリングとのマッチッグであった．そのため開発の早い段階からヨーロッパの一般道，高速道路，マウンテンワインディング，市街地などを走り込むということを繰り返し行った．

軽快感と一体感の研究結果の検証，車体剛性とハンドリング，空力と加速性能との関係，エンジン性能とギヤリング，制動性能とブレーキサイズ，高速オープン走行時の風処理，操作性や視認性などのエルゴノミクス，スタイリングの存在感など様々な検証をし，一台の車としてコンセプトの「新世代リアルオープンスポーツ」の実現のために仕様を熟成させていった．

Table 1に同クラスのロードスターと比較して主要諸元を示す．同表からわかるように，S2000では高出力エンジン，軽量な車体と６速マニュアルトランスミッションの採用などにより，高い総合性能を得ることができた．

Table 1 Comparison of roadsters

	S2000 Prototype	Other roadsters		
Engine type	L4DOHC VTEC	FLAT-6 DOHC	L6 DOHC	L4 DOHC S/C
Engine displacement	1 997	2 480	2 793	2 295
Maximum output (PS/rpm)	250/8 300	204/6 000	193/5 300	185/5 300
Maximum torque (kg-m/rpm)	22.2/7 500	25.0/4 500	28.5/3 950	28.6/2 500
Transmission	6MT	5MT	5MT	5AT
Drive train	FR	MR	FR	FR
Length (mm)	4 135	4 315	4 035	3 995
Width (mm)	1 750	1 780	1 740	1 745
Height (mm)	1 285	1 290	1 280	1 285
Wheelbase (mm)	2 400	2 415	2 445	2 400
Weight (kg)	1 240	1 280	1 320	1 350
Tire size (Front)	205/55VR16	205/50ZR17	225/45ZR17	205/55VR16
Tire size (Rear)	225/50VR16	255/40ZR17	245/40ZR17	225/50VR16
Acceleration 0-400m (sec)	Under 14.5	15.2	15.5	–
Maximum speed (km/h)	Over 240	240	218	231

R&D test data

5．むすび

「新世代リアルオープンスポーツ」を創るということを原点に，創るべきロードスターはどういう技術を投入すれば実現できるかということとパッケージングを並行して考え，必要となる技術要素には非常に高い目標を課した．それらの技術を「軽快感」を中心に一台の車としてまとめ上げた．その結果当初の目標とした，軽快で人車一体感に優れ，かつ社会とも調和するロードスターとすることができた．

この車を完成させるに当たり，内外の多くの人たちの多大なる御協力をいただいた．改めて感謝の意を表する．

■著 者■



上原 繁

S2000用 高出力 低エミッション DOHC-VTECエンジンの開発

Development of a High-power and Low-emisson Engine for the HONDA S2000

明本禧洙* 上島英夫* 川口仁*
Yoshiaki AKIMOTO Hideo UESHIMA Hiroshi KAWAGUCHI
天川豊* 松本誠司* 中村健佐*
Yutaka AMAKAWA Seiji MATSUMOTO Kensuke NAKAMURA
佐藤利行*
Toshiyuki SATO

要旨

新世代リアルオープンスポーツS2000用に開発された新型２LDOHC-VTECエンジンは，２L自然吸気エンジンながら125PS/Lという高出力を発生し，同時に平成12年排ガス規制値の1/2の低排ガスレベル(J-LEV)を達成した．

このエンジンには新型VTECシリンダヘッド，新構造シリンダブロック，カムチェーンドライブ，メタル担体触媒など多くの新技術を採用している．本稿では新型エンジンの主要諸元，構造の概要と採用技術および出力と排ガス性能について述べる．

ABSTRACT

2 liter DOHC-VTEC engine was developed for the HONDA S2000. It produced the highest power-output as a naturally aspirated 2 liter mass-production engine. At the same time, it also achieved a half of the emission level of 2000 Japanese exhaust emission regulation (J-LEV).

The new engine utilized a newly designed VTEC cylinder head, new construction cylinder block, camshaft chain drive system, metal honeycomb catalyst and many other new technological elements. This paper describes the major specifications, general construction, technological features, power-output, and exhaust emission characteristics of the engine.

１．まえがき

ホンダは創立50周年を契機にスポーツカーの原点である「操る楽しさ」をスポーツカーファンに幅広く提供する目的で「新世代リアルオープンスポーツ」S2000を開発した．近年は地球環境や都市環境への関心の高まりから，自動車用エンジンに対する環境負荷低減の要求が高まっておりスポーツカーエンジンについても例外ではない．そこで，21世紀のスポーツカーエンジンのベンチマークをめざして，スポーツカーにふさわしい高回転・高出力と低排ガス性能を高い次元で両立した新型の２Ｌ Ｌ４エンジンを開発した．

本稿ではこのS2000専用エンジン(F20C型)の主要諸元，構造の概要と採用技術および出力と排ガス性能について紹介する．

２．エンジン開発のねらい

S2000はエンジンをフロントアクスルの後方に配置したFRビハインドアクスルエンジンレイアウトの本格スポーツカーであり，エンジンに対しては高い出力性能のみならずビハインドアクスルレイアウトの可能な短いエンジン全長や車両の前後重量配分を50：50とするための軽いエンジン重量，スポーツカーらしいレスポンスが要求された．

これらの要求に応えてエンジン開発の狙いを次の４つのポイントに定めた．

１）高回転･高出力(125PS/L)
２）平成12年規制の1/2の低排ガス(J-LEVと称す)
３）コンパクト／軽量
４）高レスポンス

３．エンジンの概要と主要諸元

F20C型エンジンの主要諸元をTable 1にF20B型(アコード用)と比較して示す．また透視図をFig.1に示す．

F20B型に対し，ボアを２mm拡大しストロークを４mm短縮することで，高回転・高出力エンジンとした．スポーツカー用エンジンとして出力性能を重視して，主に主運動系往復部重量の低減とショートストローク化によりエンジン

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_5

の振動を抑え，バランサシャフトを廃止した．シリンダブロックはFRM(Fiber Reinforced Metal)スリーブアルミニウムダイキャスト製でクランクケースをラダーフレーム構造とし高剛性化を図った．

新開発のシリンダヘッドではコンパクト化のために三段分割構造を採用し，フリクション低減のためにカムフォロアをローラフォロア仕様とした．またカム駆動系にはエンジン全長を短縮するため従来のタイミングベルトに代えチェーンシステムを採用した．

新構造，新機構の採用により，F20Bエンジンに対し，エンジン全長は30mm短縮し，重量は約８kg軽量化された．また，インテークマニホールドの容積縮小やフライホイールの軽量化により，過渡応答性の優れたエンジンとした．F20C型エンジンに採用した新機構とそのねらいをTable 2に示す．

Table 1 Major specification

Engine type	F20C	F20B
Car model	S2000	ACCORD SiR-T
Displacement	1 997cc	1 997cc
Bore × Stroke	ø87 × 84mm	ø85 × 88mm
Maximum output	250PS/8 300rpm	200PS/7 200rpm
Maximum torque	22.2kgm/7 500rpm	20.0kgm/6 600rpm
Red-zone engine revolution	8 800rpm	7 400rpm
10-15 Modal fuel consumption	12.0km/L	12.2 km/L
Exhaust emission	2000-Japanese exhaust emission regulation (J-LEV)	1978-Japanese exhaust emission regulation (Corresponding 7-metropolis & prefecture & city emission regulation

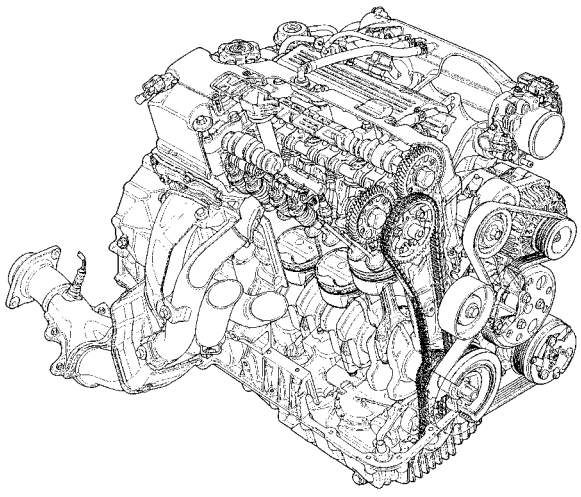


Fig.1 Bird's-eye view

Table 2 New technologies and purposes

Contents	High rev./ High power	Low emission	Light weight/ Compactness	High response
New DOHC-VTEC cylinder head	○		○	
Coaxial roller bearing VTEC	○		○	○
MIM-made rocker arm	○			
High strength valve spring	○			
Chain drive system	○		○	
Aluminum forged full floating piston	○			○
Carburized connecting rod	○			○
Ladder-frame cylinder block	○		○	
Straight port intake manifold	○		○	○
Air cleaner module	○		○	
Double-pipe exhaust manifold	○	○		
Metal substrate catalytic converter	○	○		
Exhaust secondary air injection system		○		
Plug hole ignition coil	○		○	
High response intake air temperature sensor				○
Serpentine belt drive system	○		○	

４．エンジン構造

４．１．シリンダブロック系

４．１．１．シリンダブロック

シリンダブロックは，アルミニウムダイキャスト製でスリーブにFRMを採用し，ボアを拡大しつつボア間部分の温度低下を図った．

クランクケースは，Fig.2に示すようにクランク軸センタで上下に分割し下半分をラダーフレーム構造とし，ベアリング部の高剛性化とクランクケースのコンパクト化を図った．クランクケースをコンパクト化することにより補機類をエンジンに近づけるレイアウトを可能とし，更にスティフナ一体のアルミニウム製オイルパンを採用してトランスミッション締結剛性の向上を図った．ダイキャスト製のロアブロックには，鋳鉄製ベアリングキャップを鋳込み，温度変化によるジャーナル径の変化を小さくしてメタル打音の低減を図った．

気筒間に設けたブリージング通路とオイル落とし通路は，クランク室に開放せず，Fig.3に示すようにコネクティングロッドローカスの下に設置したバッフルプレートの下方まで，パイプ状に通した．また，気筒間連通路を，ジャーナル横とバッフルプレートの上に設けた．これらにより，高回転運転時のクランク室内のオイル攪拌を防止し

て機械損失の低減を図り，オイルのエアレーションを抑えた．チェーンケース内についても，ブリージング通路とオイル落とし通路を分離し，チェーンによるオイルの攪拌を防止した．

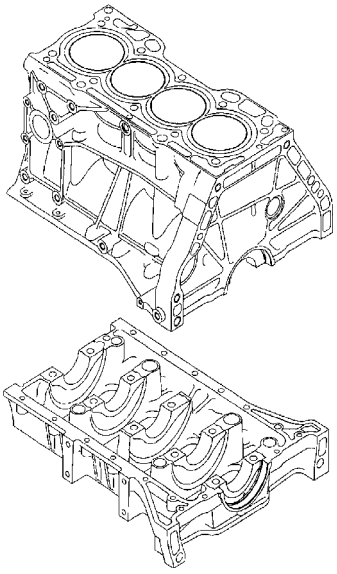


Fig.2　Cylinder block

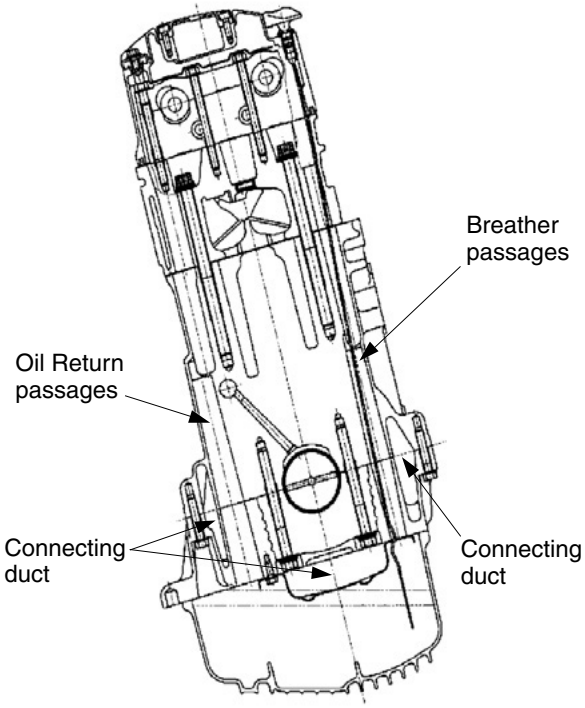


Fig.3　Oil return and breather passages

４．１．２ 主運動系

ピストンは，高回転･高出力化に対応し，強度・耐久性を確保するため，アルミニウム鍛造材を採用した．ピストン軸受け部(ピンボス)とピストンピンの形状は，応力や面圧分布，スカート変形を，有限要素法解析および単体テストにより検討し，最適形状を求めた．更にピンボス部の温度低下のために，Fig.4に示すようにオイルリング溝からピンボスへのオイル穴を設けて，リングでかき落とされたオイルによる冷却効果を狙った．

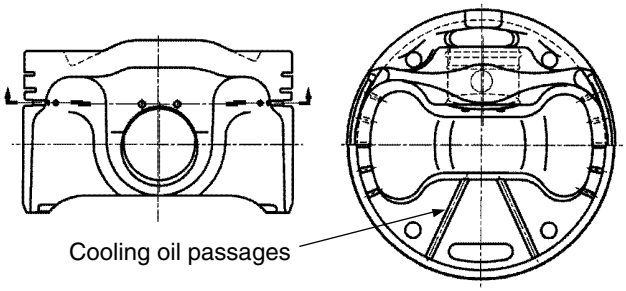


Fig.4　Piston

ピストンピンは，両端の内径部をテーパ形状にし軽量化を行った．また表面は，Fe_3O_4皮膜処理を施し初期のなじみ性の向上を図った．

ピストンのトップリング溝には，耐磨耗性を向上させるNiPめっきを施した．更にブローバイガス量の特性を考慮し，トップリング幅を従来より小さくした．オイルリングは厚さを2.0mmと小さくし，ピストンハイトの短縮を行い，同時に高回転化に伴うオイル消費の悪化を防止した．

コネクティングロッドをFig.5に示す．クランクケースを小型化するため，ナットレスとし浸炭材を採用した．小端部は，ブシュレスのフルフローティングとし，小端先端幅をテーパ状にして軽量化を行なった．桿部や大端部は有限要素法 解析を行ない，捩り･曲げ固有振動数や変形･応力の解析結果を基に最適形状とした．

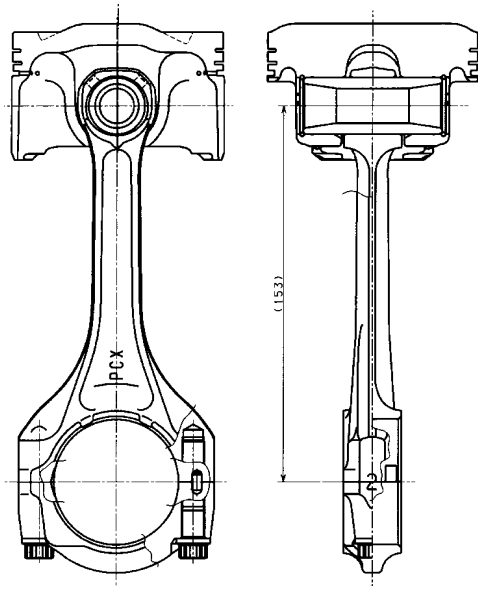


Fig.5　Piston and connecting rod

クランクシャフトは，高回転化対応のため，マンガンを添加してせん断疲労強度を向上させたS48C材の鍛造品を採用した．更にピンの給油穴口元に20 面取りを採用し，ねじり応力の集中を緩和し強度を向上させた．

４．２．シリンダヘッド系

４．２．１．シリンダヘッド

シリンダヘッドの断面および外観形状をF20B型と比較しFig.6に示す．従来のカムジャーナル下側の部分を分離してシリンダヘッドを三段構造とすることによりオイルジャケット中子の廃止が可能となり，鋳型の簡素化とシリンダヘッドの小型化が図れた。その結果DOHC-VTECシリンダヘッドが従来のSOHCシリンダヘッド並の大きさおよび重量となった．

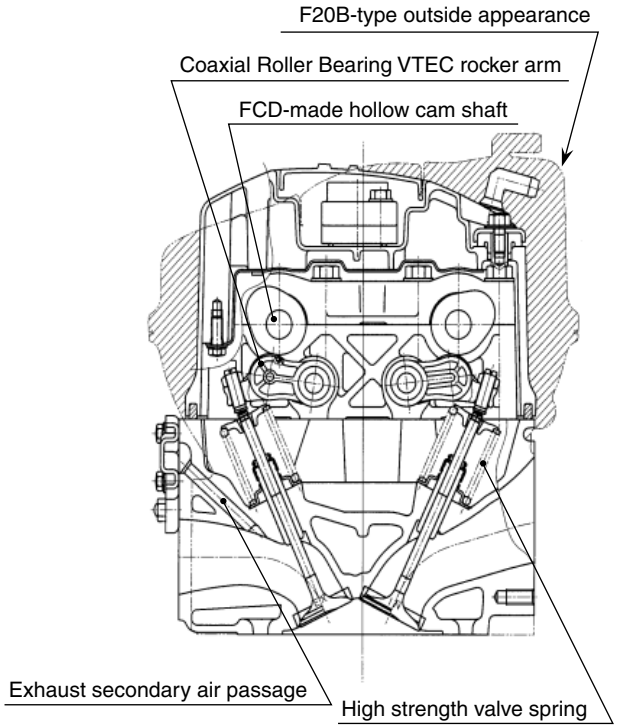


Fig.6 Cylinder head sectioned drawing and comparison with F20B-type outside appearance

更に，FCD材を用いたカムシャフトの中空部をカムジャーナル給油の通路とし，またローラフォロアの採用により，スリッパタイプで必要であった給油用のシャワパイプが不要となり，オイル通路の単純化，集約化ができた．

カムシャフト駆動にはチェーンとギヤを採用し，従来のベルト駆動方式に比べカム軸間距離およびエンジン長さを縮小した．カムシャフト駆動ギヤにはシザーズギヤを設け歯打ち音を防止した．

排気ポート上のシリンダヘッド側面には，二次エア用の通路を設け，エンジン始動時に各排気ポートにエアを供給して排ガスの低減を図った．

４．２．２．動弁系

ロッカアームには，高精度な金属射出成形(MIM)法を用いたSCM415相当の焼結素材を採用した．またFig.7に示すように，ローラフォロワ化すると共に，そのインナシャフト内にVTEC切換用の連結ピンを内蔵した．この様なローラ同軸VTEC構造の採用により，フリクションと慣性モーメントを低減した，高回転運転可能なVTEC構造を成立させた．

バルブスプリングは，低炭素・高ニッケル系の高強度SWOSC-VX材を採用することによりシングルスプリング化を図り，省スペースおよび軽量化を達成した．

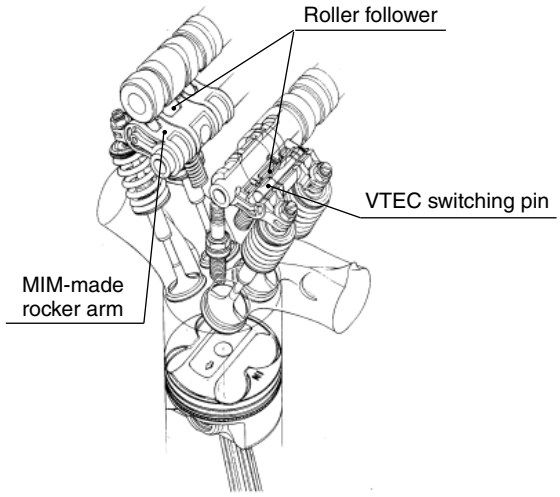


Fig.7 Coaxial roller bearing VTEC structure

４．２．３．サイレントチェーン駆動システム

カム駆動系にはエンジン長の短縮とメンテナンスフリーを目的としてFig.8に示すチェーンシステムを採用した．

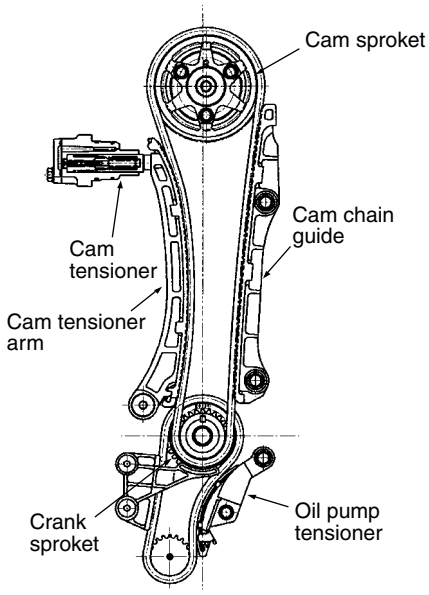


Fig.8 Camshaft and oil-pump driving system

カム駆動用チェーンには四輪用ローラチェーンに対して騒音の低い，Fig.9に示すサイレントチェーンを選択し，サイレントチェーンの弱点であった摩耗伸びについて以下の改良を行なった．

- 小ピッチ化による多角形挙動および連結ピン部の摺動低減．
- 連結ピンのバナジウムカーバイト処理によるピン表面の高硬度化．
- リンクプレートの高速ファインブランキング製法の採用によるピン穴の面粗度の向上と摺動幅の確保．

また，リンクプレートを２種類の板厚の混成配列とし予荷重付与時のピン曲りを抑えることにより，リンクプレートの変形量の均等化を図った．これにより運転時のピンの荷重分担が均等化し，更に全リンクプレートへの高い予荷重の付与が可能となり疲労強度が向上した．

改良の結果，ピッチ6.35mmのサイレントチェーンで磨耗伸びをピッチ8.0mmのローラチェーン以下に抑えることができた．

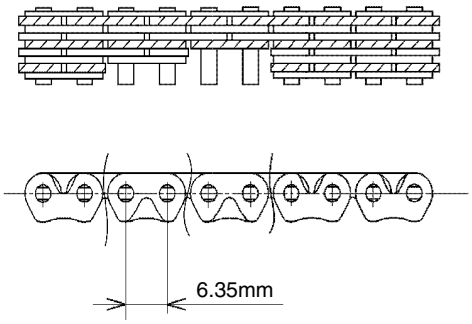


Fig.9　Silent chain

Fig.10にカムチェーンテンショナの構造を示す．カムチェーンテンショナにはチェーン張力を保持するプランジャの前進特性と，戻り側でのエンジン停止時のチェーンゆるみ止め機能を両立した鋸歯ねじ機構を採用した．合わせてプランジャ背部へのエンジン油圧導入によるチェーン反力の保持により，高回転領域でのチェーン追従性能を改善した．

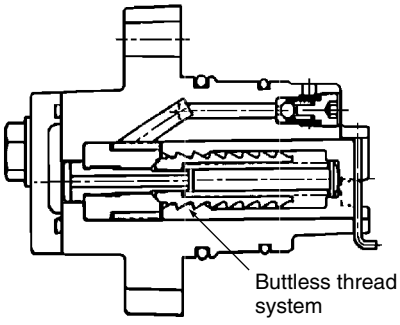


Fig.10　Cam chain tensioner

４．３．潤滑系

４．３．１．オイル回路

エンジン前側のシリンダブロック下に設置したオイルポンプの直上に，オイルクーラとフィルタを設置した．フィルタ部から横にメインギャラリを，上にはVTEC用スプールバルブとチェーンテンショナを配置する給油経路の短いレイアウトを採用した．

シリンダヘッドのオイル通路は，ロッカシャフトや，カムシャフトの内部をオイル通路にすることにより簡素化した．また，ローラフォロアの採用により，従来DOHC-VTECで行なっていたオイルシャワによるカム給油を廃止した．

４．３．２．オイルポンプ

エンジン全長の短縮化と，高回転化のため，ロアブロックの下側に，サイレントチェーンで増速駆動するオイルポンプを設置した．小径化したトロコイドロータを採用し，フリクションを低減してポンプの効率を向上した．またポンプ本体とオイルストレーナとを一体とし，部品点数を削減すると供に，吸入抵抗を減らした．

オイルポンプ駆動用チェーンの諸元は，カム駆動用と同一である．テンショナには，リーフスプリングとナイロンシューを組み合わせたブレードテンショナを採用してチェーン張力の安定化を図った．

４．４．吸気系

S2000の吸気系は縦長のエンジンルームを生かしてラジエータの後方に配置した． またFig.11に示すように 消音デバイス類をエアクリーナ本体と一体成型しモジュール化した．生じた空間を消音容量として活用して，高出力エンジンに対応した低い吸入抵抗ながら，十分な消音容量を確保した．モジュール化による部品点数の削減により組付け工数も大幅に削減できた．

また空気吸入口をラジエータ上方に設置することにより走行中の吸気温度の上昇を抑えると共に，円錐軸流エレメントの採用により十分なろ過面積を確保しつつ，吸入抵抗を削減した．

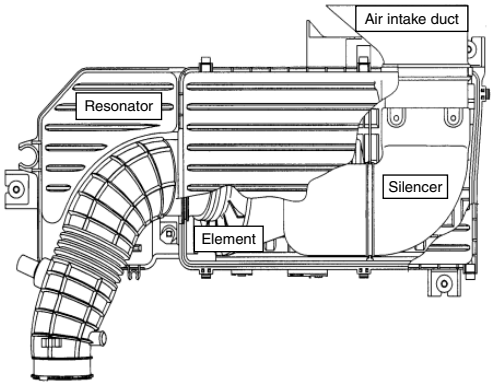


Fig.11　Air intake module

４．５．補機駆動系

４．５．１．補機ベルト駆動システム

補機ベルトの駆動システムをFig. 12に示す．エアコンディショナ用コンプレッサ，オルタネータ，ウォータポンプをサーペンタインベルト駆動方式とした．

補機ベルト用オートテンショナはＶ６エンジンにて既に採用しているが，より大きなトルク変動が発生する高回転型Ｌ４エンジンにてこのシステムを成立させるために，F20C型ではベルトには伸びの少ないアラミド芯線を採用し，回転変動に伴い発生するオートテンショナ挙動を抑えた．

サーペンタイン補機駆動により，補機レイアウトの自由度が増し，エンジン全長および全幅の縮小化が可能となり，ビハインドアクスルエンジンレイアウトに貢献した．

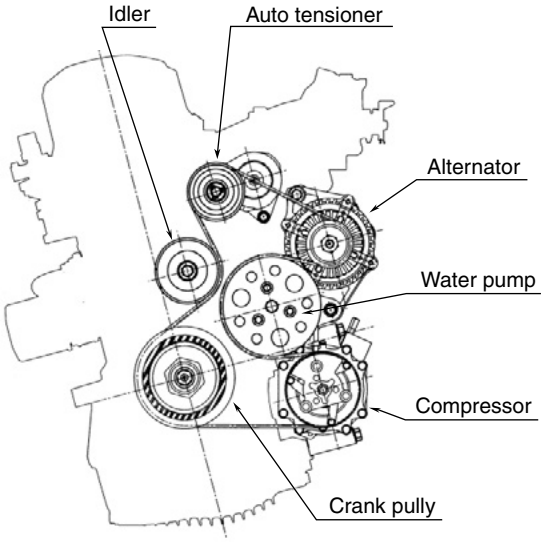


Fig.12 Serpentine belt drive system

４．５．２．ウォーターポンプモジュール

サーモスタットケースは，ウォータポンプのハウジング，水通路および補機ブラケット(エアコンディショナ用コンプレッサ，オルタネータ)を兼ねたモジュール構造とした．これにより補機をエンジンに寄せて配置でき，エンジンのコンパクト化，軽量化，高回転化に寄与した．

ウォータポンプはエンジンと別置きタイプとしたため，メンテナンス性に優れている．

４．５．３．オートテンショナー

補機ベルト用テンショナとしては，Ｖ６エンジンにおいて既に採用済みである摩擦摺動式オートテンショナを採用した．

高回転型Ｌ４エンジンでは，従来のＶ６エンジンに比べ1.2倍の振幅増加が見られた。それに対し，同等の寿命を確保できるようテンショナ本体を大型化(外径1.1倍，高さ1.2倍)して摺動部面積を拡大した．この結果摺動部面圧が８％低減し，同等の寿命が確保できた。

４．６．制御系

４．６．１．点火システム

エンジンの高回転化対応とコンパクト化のためにデストリビュータレス方式の点火システムを採用した．

点火時期制御には２つのカム角度センサとクランク角度センサの３センサを用い，すべて油の飛沫中でのセンシングを行っている．インテークとエキゾーストの各カムシャフト後端のロータとヘッドカバーに取り付けたセンサにより，気筒判別を行い，クランクシャフトのロータとチェーンケースにとりつけたセンサにより，クランク角度を検出してECU(Electronic Control Unit)にて点火時期制御を行う．センサについては，コンパクトなシリンダヘッドに搭載するためにロータ径を小さくしていることから，従来方式のセンサでは出力が確保できないため，コイル後部にバックコアをいれて対応した．

点火コイルにはイグナイタ内蔵のプラグ・ホール・コイルを用いており，ヘッドカバーに取り付けている．

従来，シリンダヘッド後端にあったデストリビュータを廃止したことにより，シリンダヘッド後端とダッシュボードとの隙間を狭められ，ビハインドアクスルレイアウトに貢献した．

４．６．２．高応答吸気温度センサー

従来は吸気温度センサの応答性が充分ではなく，吸気温度が低くなっているにもかかわらず高吸気温時の点火時期のリタードが継続して，加速性能を悪化させることがあった．そこでF20C型には，加速性能向上手段のひとつとして，吸気温度が変化する際の過渡時の制御精度を向上するために高応答吸気温度センサを採用した．その構造をFig.13に示す．

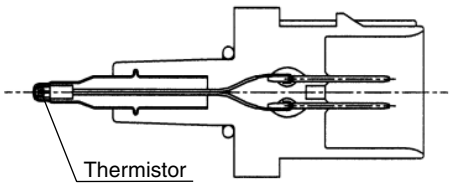


Fig.13 High response intake air temperature sensor

センサ内部のサーミスタの小型化を図るとともに，熱容量低減のためジュメット線の細線化を行っている．サーミスタ部への熱伝達向上のため，ケースをステンレスに変更し，インテークマニホールドからの受熱を防ぐためにセンサのボディは樹脂製とした．これにより熱応答時間を従来センサの1/6に短縮できた．

5．出力性能

5．1．出力

F20C型エンジンの開発目標は，排ガスのクリーン化(J-LEV)を前提にレーシングエンジン並みの出力を得ることであり，目標出力は，Fig.14に示す レーシングエンジン領域を目指し，自然吸気エンジンでエンジン回転数8300rpmにおいて 125PS/Lとした．

このため，エンジンのボアストローク比を大きくとり高回転型エンジンとし，さらに排気系の圧力損失や機械損失の低減を図った結果，Fig.15に示す出力特性が得られた．

F20B型に対し，低中速トルクを損なうことなく 目標出力250PSを達成した．

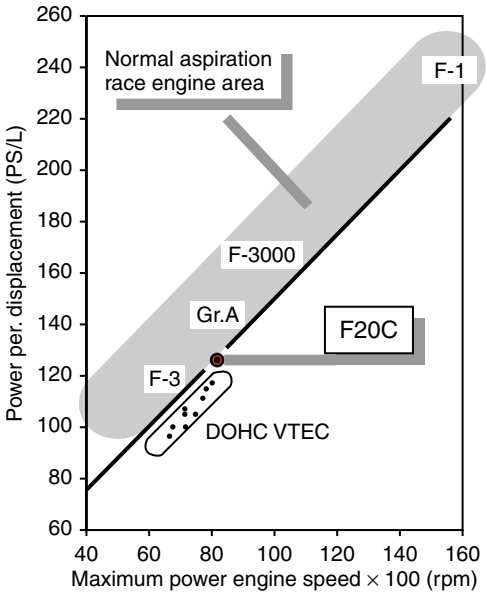


Fig.14　Target of power/displacement

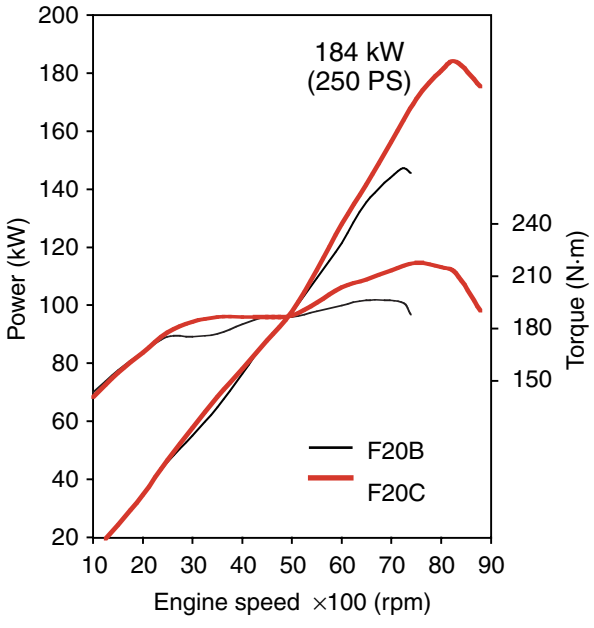


Fig.15　Engine performance

5．2．最大回転数と体積効率向上技術

F20B型エンジンに対して FRMシリンダブロックを採用し，ボアを2mm拡大することで，吸気バルブ径および排気バルブ径をそれぞれ 2mm 拡大した．その結果Fig.16に示すように吸気弁有効開口面積 は，最大リフト領域で，15%の向上が図られた．

吸入系は新型のエアクリーナモジュールを採用することで，吸気騒音を悪化させることなく通気抵抗を低減し，従来比20%の流量向上を可能とした．

排気系は低圧損を実現するため，後述するメタルハニカム触媒を採用し，従来比 66%の流量向上を達成した．

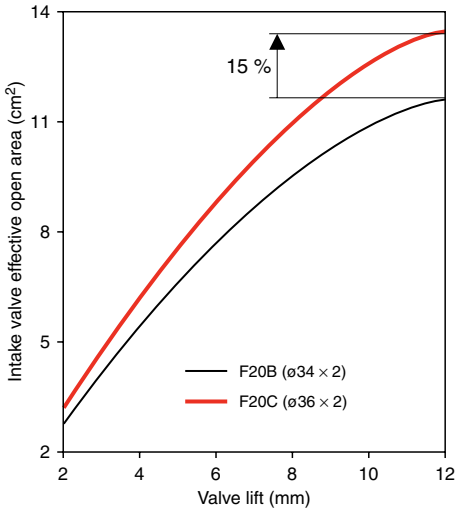


Fig.16　Intake valve effective open area

5．3．機械損失低減技術

F20B型エンジンに対して，ボア，ストロークの変更，ローラフォロア付きロッカアームの採用，鍛造ピストンおよび 浸炭材コネクティングロッド採用により，レシプロ系で10%の軽量化，補機振動低減を考慮した集約型補機ブラケットレイアウトによるバランサレス化により，エンジン回転数7000rpmにおいて25%の機械損失の低減が図れた．

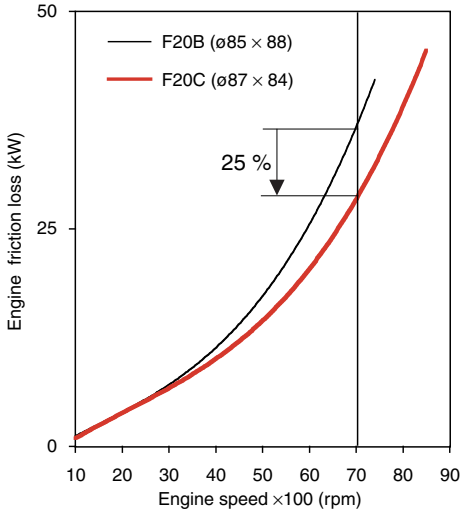
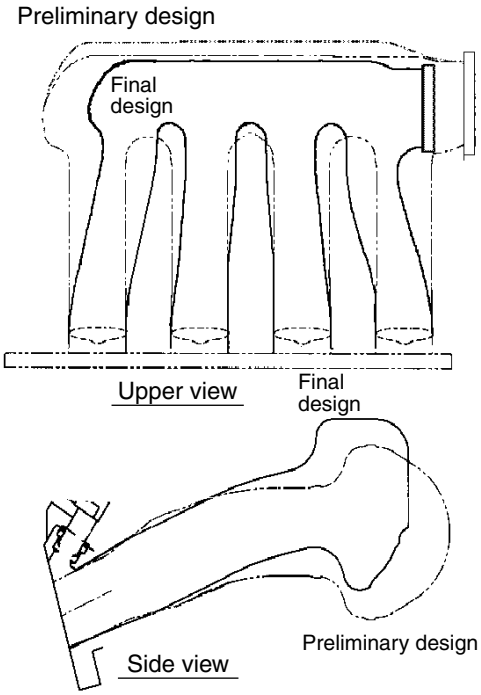


Fig.17　Engine friction loss

５．４．エンジン回転レスポンス

スポーツエンジンは，高出力，高効率化の追求と，ドライバの意志に即座に反応する回転レスポンスもまた重要である．このため吸入空気の動的効果による体積効率の向上を最大限にねらった可変長型のインテークマニホールドなどは採用せず，スロットルバルブ下流の容積（以下，インマニ容積 と称す）を低減し，スロットルの動きに対してインテークマニホールド内圧のレスポンスの良い独立ストレートポート型のインテークマニホールドを採用した．

インテークマニホールドはFig.18に示すように，最大出力を損なわないように，ポート径，ポート長とチャンバ容量の縮小化を図り，2.0Lエンジンでありながら1.6Lエンジンと同等まで容積の低減を図った．



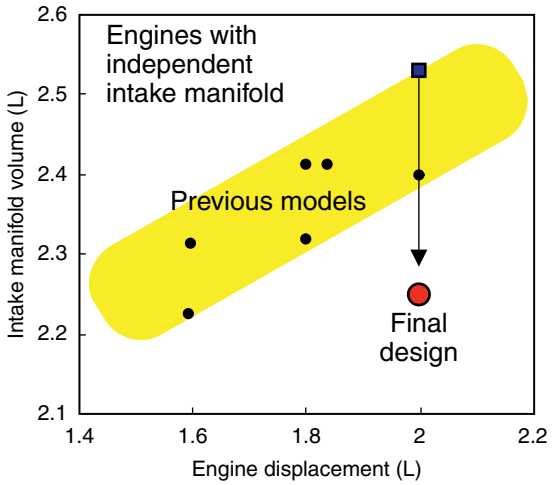


Fig.18 Intake manifold volume

これにより アクセル全開レスポンスはむろんのこと，Fig.19に示すとおり スロットル全開から急全閉時，インテーク マニホールド圧力が80kPa に至るまでのレスポンス時間は，可変吸気タイプ(F20B)に対して42%の向上が図れた．

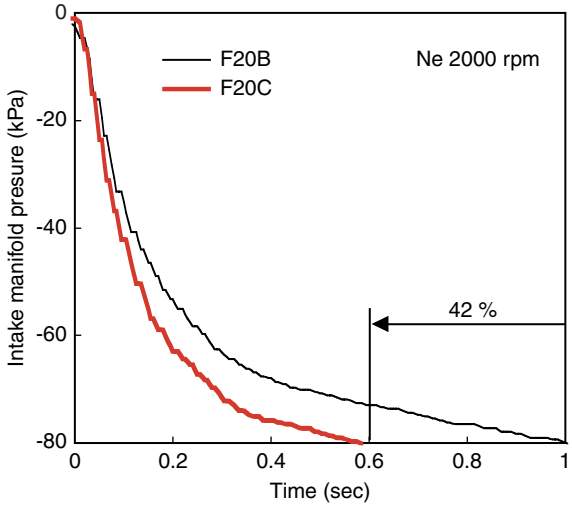


Fig.19 Intake manifold pressure response with throttle off

この効果としてシフトチェンジ時クラッチを切った際のエンジンの吹き上がりが防止できた．

さらに，徹底的なレシプロ系およびフライホイールの軽量化，高精度な燃料制御系およびエア系デバイス制御により得たスナップレスポンスは，Fig.20に示すとおり自社の高出力DOHC-VTECより18%向上ができ，素早いシフトチェンジやヒールアンドトーなどの高度な運転を容易にして，レーシングフィールが実現できた．

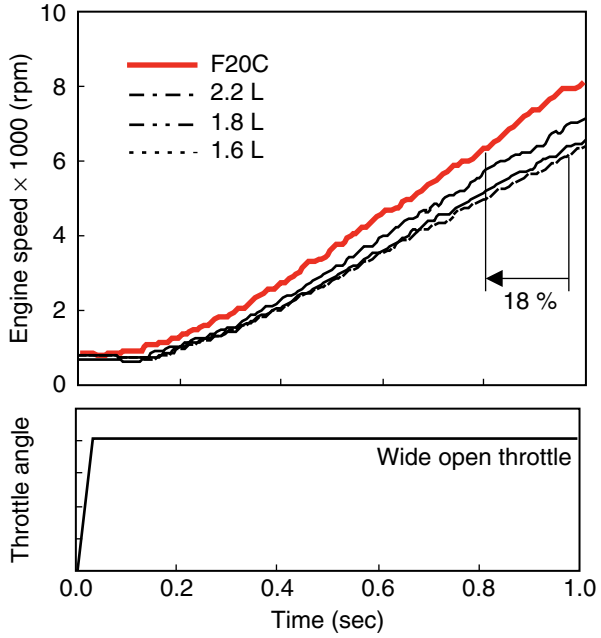


Fig.20 Engine speed response after throttle opening

6．排ガス性能

F20C型エンジンの排ガスシステムは，このエンジンの特徴である出力特性に対する影響を最小限に抑えつつ，平成12年規制の1/2にあたるJ-LEV基準に適合することを目標とした．

従来の手法で排ガス低減を行うとすると，排気熱損失を少なくするために，触媒までの排気系を細く短く軽くすること，また触媒の容量を大きくしたりセル密度を上げることが常套手段であったが，何れの手法も高出力化とは相反する仕様設定となってしまう．

そこでF20C型の開発にあたってはエンジン本体，排気系の仕様は出力特性に重点を置いた仕様設定とし，排ガスに関しては新規システムにより対応を行うこととした．

Fig.21に新規の排ガス制御システムとして採用したメタルハニカム触媒とエアポンプシステムを示す．

Table 3　10-15MODE emission level & system specification

		F20C	F20B
10-15 MODE emission	CO	0.3	0.8
	HC	0.02	0.10
	NOx	0.03	0.10
Catalytic converter		Matal substrate 400cpsi Capacity: 1L	Ceramic substrate 400cpsi Capacity: 1L
System		Secondary air injection system	EGR system

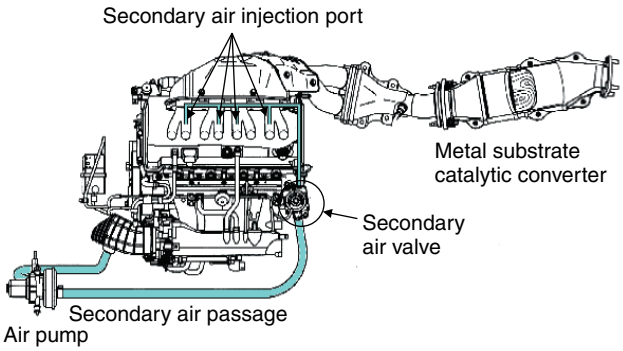


Fig.21　Exhaust emission control systems

6．1．メタルハニカム触媒

触媒は排気抵抗を極力落としながら排ガス濃度を低減するため，熱容量が小さく昇温性の優れたメタルハニカム担体を採用した．メタルハニカムではFig.22に示すように，同等の表面積と浄化特性を持つ従来のセラミックハニカムに対し排気抵抗が42%低減できた．

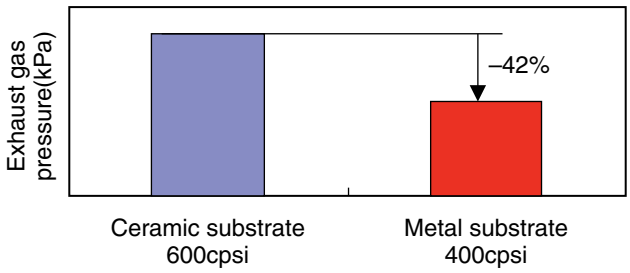


Fig.22　Comparison of exhaust gas pressure

この理由は，Fig.23に示すようにメタルハニカムはセル密度に対するハニカム表面積が大きいので，セル密度を上げずに排ガスを低減ができ，またハニカム板厚もセラミックの105μmに対し40μmという薄さで熱容量が小さいことである．

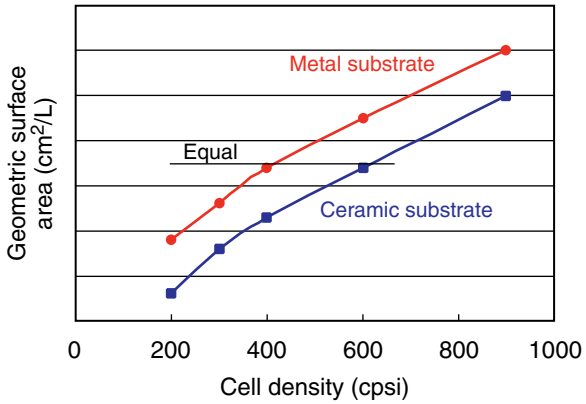


Fig.23　Comparison of geometric surface area

6．2．エアポンプ システム

コールドスタート後の触媒を早期活性化させるため，エアポンプ式排気二次エアによる触媒の急速暖機システムを開発した．これはエンジンの暖機過程で通常よりやや濃い混合気を燃焼させて未燃成分の多い排ガスを発生させ同時に各気筒の排気ポートにエアポンプで空気を送り，排気管と触媒で反応させて短時間に触媒の温度を上昇させるシステムである．

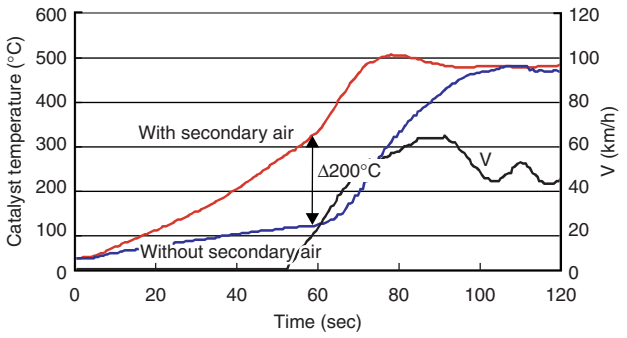


Fig.24　Catalyst temperature after engine start in 11mode

触媒の昇温に対する効果はFig.24に示すように11モードの1山目発進直後で200℃あり，排ガスに対してはFig.25に示すようにCOが72%，HCが55%，NOxで64%の低減効果があった．

メタルハニカム触媒と急速暖機システムを採用することにより，高出力と低排ガスとを高い次元で両立させることができた．

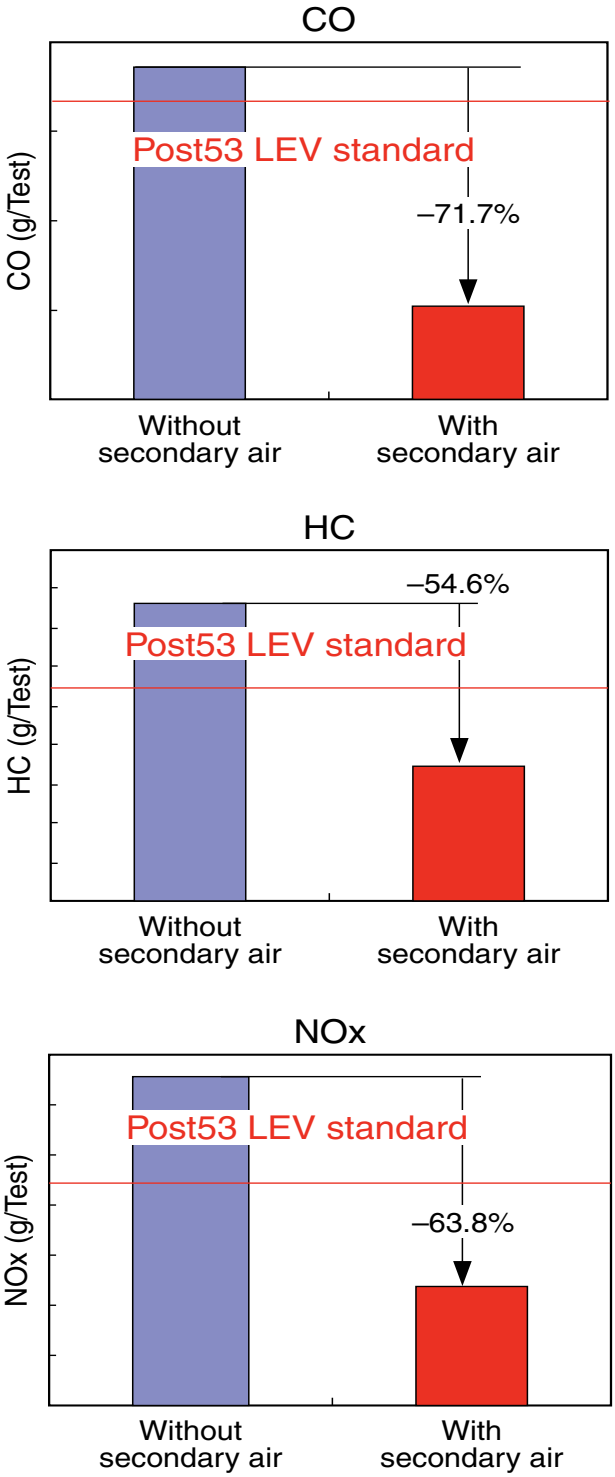


Fig.25 Effect of 11mode Emission with Secondary Air System

7．まとめ

S2000用に開発したF20C型エンジンは，２Ｌクラス世界最高水準の250PS(125PS/L)という高出力と，平成12年規制の1/2レベルの低排ガス性能を同時に達成した．高出力エンジンでありながら時代を先取りした低排ガスレベルを達成し，同時にコンパクトで軽量なエンジンとしたことで新世代リアルオープンスポーツS2000のコンセプトの具現化ならびに，動力性能と運動性能の目標達成に大いに貢献できたと考える．

8．あとがき

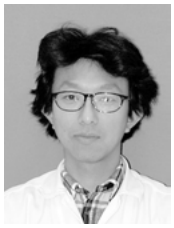
最後に本エンジンの非常に高い開発目標を達成するために，研究所内外でご支援をいただいた方々に心より感謝いたします．

■著　者■


明本禧洙

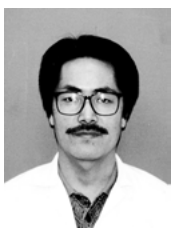

上島英夫


川口　仁


天川　豊


松本誠司


中村健佐


佐藤利行

S2000用６速マニュアルトランスミッションの開発

Development of a High-revolution 6- Speed Manual Transmission for the HONDA S2000

北島恭司* 岡田靖志* 平野浩司*
Kyoji KITAJIMA Yasushi OKADA Koji HIRANO
三谷真一* 有働秀男*
Shinichi MITANI Hideo UDOU

要　旨

新世代リアルオープンスポーツS2000用の６速マニュアルトランスミッションを新規開発した.

変速比はエンジンの特性を引出すためクロスレシオとし，動力性能を重視して６速で最高速度を出すオーバーオールレシオとした.

独立出力側減速機構，高剛性なトランスミッションケース構造を開発することにより，9 000rpmという高回転に対応し，36mmという短いシフトストロークで軽快なシフトフィーリングのある，従来の５速マニュアルトランスミッション並みに軽量な６速マニュアルトランスミッションとすることができた.

ABSTRACT

HONDA S2000 has been developed with the key words “New Generation Real Open Sports”.

It provides with the newly developed 6-speed manual transmission which is expected to show supple feel of shifting with the extremely short transmission shift stroke 36mm while the higher engine revolution 9000rpm,which is unprecedented in the mass production cars, is available.

The IOR (Independent Output Reduction gear train) is employed in order to substantially reduce the equivalent inertia mass of synchronizer and allow the ultimate engine revolutions.

The construction of highly rigid transmission case allows the shift knob to be stiff and well control of vibration occurrence.

Consequently the basic construction of FR transmission has been successfully improved to the development objective.

１．まえがき

S2000用のトランスミッションに与えられた技術的な課題は，FR(Front engine Rear drive；以下FRと記す)車用のマニュアルトランスミッションで許容入力回転数9 000rpmに対応し，高回転まで軽快なシフトフィーリングを引出すことであった．この難度の高い技術的な課題を解決することは従来のFRに適用されている技術だけでは不可能であり，FR用の６速マニュアルトランスミッション(以下FR/6MTと記す)を開発した．本稿では本トランスミッションの技術的な特徴について紹介する.

２．開発のねらい

新型FR/6MTを開発するに当たり，「新世代リアルオープンスポーツ」をコンセプトに開発したS2000の「軽快感」のひとつをトランスミッションで実現するために以下の項目を目標とした.

- 「新世代リアルオープンスポーツ」の重要な要素であるドライバの思い通りの軽快なシフトができる.
- 許容入力回転9 000rpmに対応できる.
- 同クラスの他の５速マニュアルトランスミッションと同等の重量およびコストである.

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_6

3．形式と仕様の設定

高回転高出力型エンジンの特性を活かすためにクロスレシオの6速マニュアルトランスミッションとした．ギヤトレインは，シンクロナイザ被同期側の等価慣性質量を低減するために，出力側減速機構を採用した．ギヤレシオの設定は，エンジンの最高回転数付近でシフトアップするたびにVTEC(Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System：可変バルブタイミング・リフト機構)エンジンの良さである高回転域のトルク特性の範囲になるクロスレシオ(各変速段のギヤレシオが近接している)で，動力性能を最優先にするために6速で最高速度を出すオーバーオールギヤレシオとした．Fig.1にS2000の走行性能線図を示す．

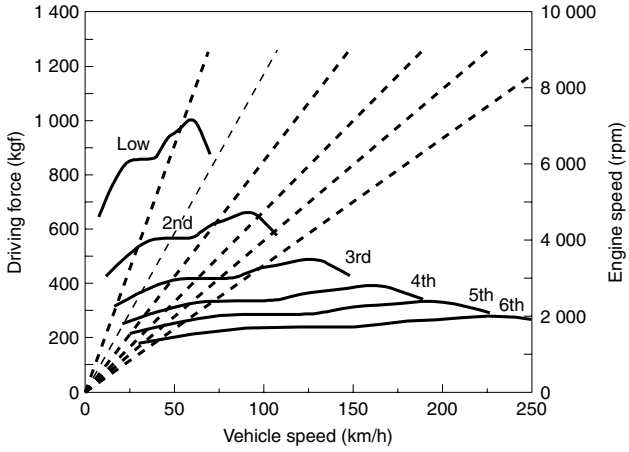


Fig.1 Driving force curve

4．独立出力側減速機構の採用

4．1．従来のギヤトレインの課題

ギヤトレインについて，Fig.2に示す従来のFR/6MTを検討したところ，下記課題が明らかになった．

(1)従来のギヤトレインは入力側で減速(インプットリダクション)した後，各変速段に動力を伝達する．そのためシンクロナイザ被同期側の等価慣性質量は同等クラスのFF車用マニュアルトランスミッションと比較し大きい．そのため従来採用してきたマルチコーン(摩擦面が複数あるシンクロナイザ)の適用によるシンクロナイザ容量の増大だけでは，シフト時のノブ荷重の低減が不十分で軽快なシフトをおこなうことは困難である．

(2)アイドリング時のガラ音(ガラガラと聞こえる音)及び直結走行時におけるザー音(ザーと聞こえる音)など，エンジン回転変動による歯打ち音の対策としては，インプットシャフトの回転変動の低減やアイドルギヤ(駆動力を伝達していないギヤ)の回転エネルギの低減がある．デュアルマスフライホイールを採用しインプットシャフトの回転変動を低減する手法は，クラッチ慣性質量が増加し，「軽快感」にとって重要であるエンジン回転レスポンスの低下を招くため，ギヤトレインによる何らかの対応が不可欠である．

(3)従来のFR車のトランスミッション(Fig.2)は，いずれかの段で直結構造をとる．このギヤトレインにおいては，5速時の動力伝達方法は，他の変速段とは異なりインプットシャフトとアウトプットシャフトがスリーブにより結合し，ギヤによる動力伝達をおこなわない．このため，直結構造を採用しないギヤトレインに比べて，1セットのギヤが不要となり部品点数及び重量を低減できるが，シャフトの回転の影響が小さいシャフト端面からの軸内潤滑手法が採用できない．これに対し，インプットシャフトに設置したオイルバッフルの回転による軸内潤滑の方法もあるが，9 000rpmで成立させるには，オートマチックトランスミッションのように動力伝達用の油圧システムによる軸内潤滑などが必要であり重量およびコストが増加する．

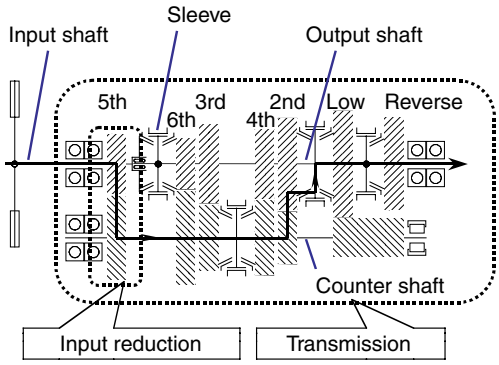


Fig.2 Outline of conventional FR/6MT gear train

4．2．課題への対応

前節の(1)，(2)の課題に対しては，従来の入力側での減速機構を採用せず，Fig.3に示すように入力を直接各変速段に伝達した後に出力側で減速を行なった．大容量のシンクロナイザを採用するために1速及び2速のシンクロナイザはカウンタシャフト軸上に設置した．

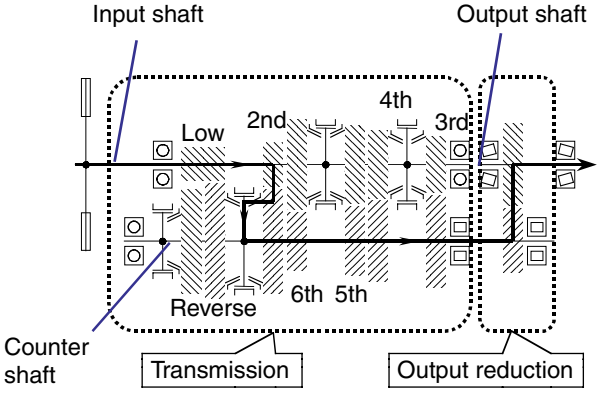


Fig.3 Outline of IOR (for S2000)

（３）の課題に対しては，変速部分と出力側減速機構を独立させ，インプットシャフトとアウトプットシャフトの端面から軸内潤滑が可能な構造とした．

この出力側減速機構を変速部分に対して独立させた方式をIOR（Independent Output Reduction gear train：独立出力側減速機構）と称する．

４．３．IORによる等価慣性質量低減効果

IOR方式のギヤトレインの採用により前記（１），（２）の課題に対する効果を確認するため，従来のギヤトレインと比較検討した．対象としたギヤトレインの仕様をTable 1に示す．

Table 1　Simulation conditions

Gear train type		Input reduction (Conventional type)	IOR (S2000 type)
Gear ratio	Low	3.440	3.283
	2nd	2.243	2.182
	3rd	1.566	1.593
	4th	1.210	1.220
	5th	1.000	0.960
	6th	0.815	0.801
Inertia mass ($\times 10^{-3}$kg·m^2)	Friction disk	4.90	4.90
	Input shaft	0.82	-
	Main shaft	3.68	2.63
	Counter low	1.82	1.61
	Counter 2nd	1.41	1.19
	Counter 3rd	1.00	-

代表的な検討結果として，各シフトダウン時の等価慣性質量の比較をFig.4に，アイドリング時及び各変速段におけるアイドルギヤの回転エネルギの比較をFig.5に示す．

（１）の課題についてはFig.4のように，IOR方式を採用している本ギヤトレインは入力側減速機構を持つギヤトレインに比べ，シンクロナイザ負荷である等価慣性質量が小さくなり，開発目標である軽快なシフトに大きく寄与している．

（２）の課題である歯打ち音の低減手法のひとつであるアイドルギヤの回転エネルギ低減については，従来のギヤトレインと比べIOR方式は各変速段でのアイドルギヤ数が少ないためにFig.5のように回転エネルギが低速段では低く，

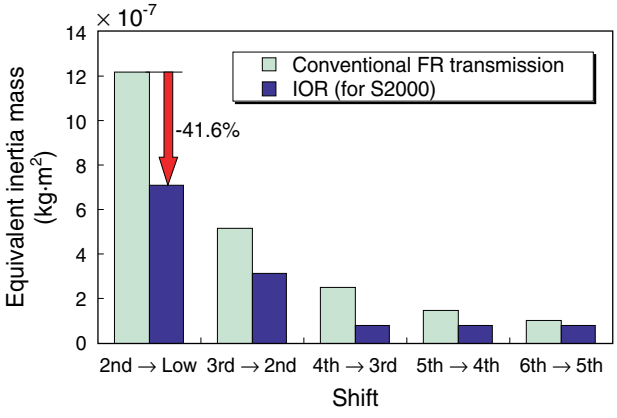


Fig.4　Evaluation of equivalent inertia mass

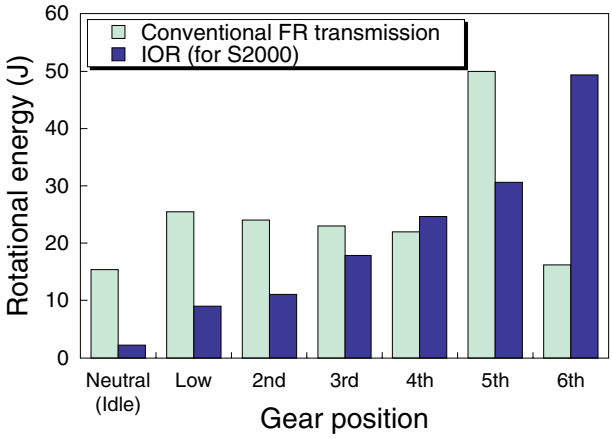


Fig.5　Evaluation of rotational energy

歯打ち音を低減しやすい．６速においてはアイドルギヤの増速により他の段に比較して回転エネルギが大幅に増加するが，従来のギヤトレインにおける直結時と同等の回転エネルギ値となっている．

５．パワープラント振動の低減

５．１．高回転時の課題

FR車の動力伝達系の曲げ共振は，パワープラント，プロペラシャフトなどの動力伝達系各部の剛性のみでなく，系としての振動特性の相互関係など，さまざまな要素が複雑に影響する連成振動である[1)]．従来のFR車のパワープラント上下曲げ共振周波数（以下，固有値と記す）と最大エンジン回転数の関係及び実車での音振動レベルを調査し分析した結果，S2000の動力伝達系で目標回転数9 000rpmにおいて騒音と振動を許容範囲内に抑制するために，固有値を大きくすることが効果的であることがわかった．従来のFR車における固有値を比較した結果とS2000での目標固有値の関係をFig.6に示す．

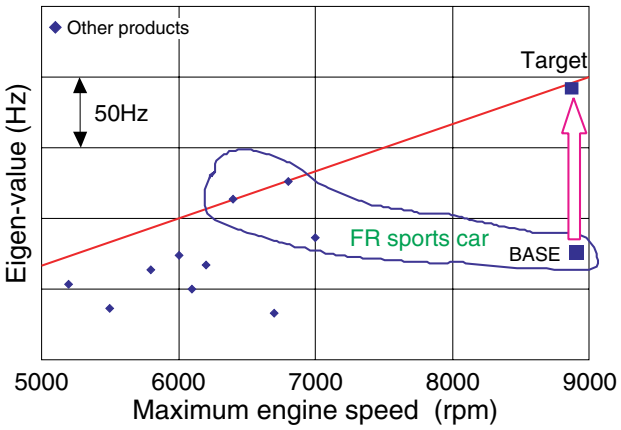


Fig.6　Test results of eigen-value by FR drivetrain (Vertical direction)

5．2．対策手法

動力伝達系全体及びパワープラント単体の加振による2次共振の変形モードを観察するとFig.7のようにトランスミッションの途中から折れ曲がっており，トランスミッションケース前方の剛性を上げる必要があることがわかった．パワープラントのシミュレーションモデルによる動解析をおこない，Fig.8に示すようにトランスミッションケース前方の断面形状を従来のFR車用のトランスミッションと比べ改善したことにより固有値を大きくできた．トランスミッションケースの形状の違いによる固有値の比較をFig.9に示す．

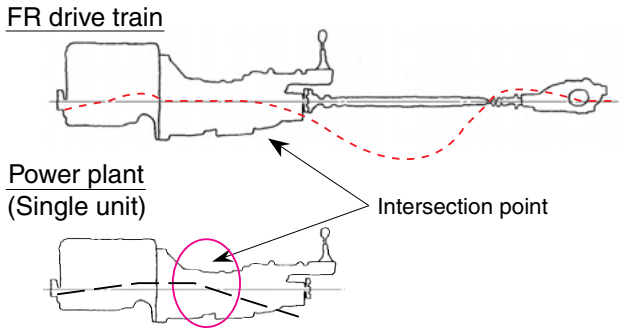


Fig.7 Test results of mode of vibration

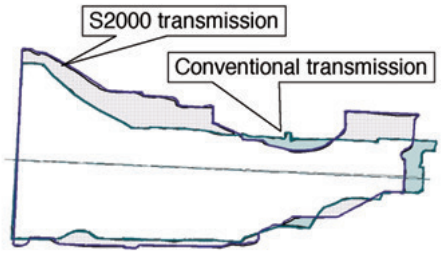


Fig.8 Comparison of external shape

5．3．振動低減効果

固有値を上げた上で，上下振動モードの節がトランスミッションマウント近傍となるように，トランスミッションケース後方の剛性の調整をおこなった．

これらの対策によるトランスミッションケース後方の上下振動の伝達特性変化量をFig.10に，振動低減量をFig.11に示す．これらの図より振動が大幅に低減されたことがわかる．

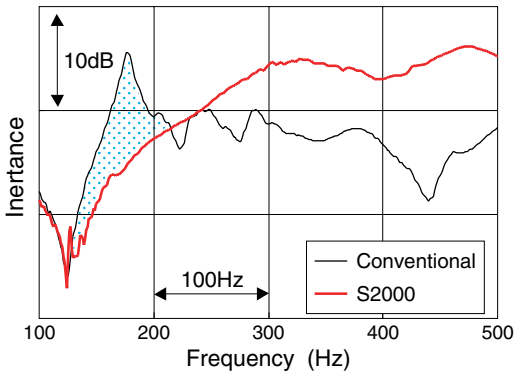


Fig.10 Reduction of inertance by increasing of stiffness of transmission

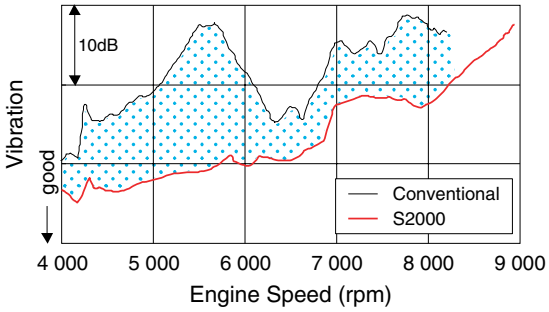


Fig.11 Reduction in vibration of transmission

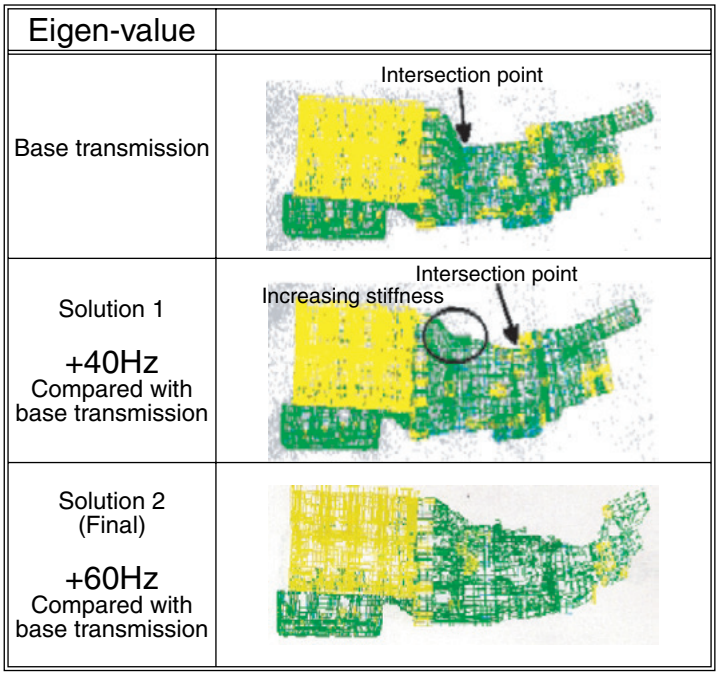


Fig.9 Simulation models of finite element method

６．軽快なシフトフィーリング

シフトフィーリング向上技術として，多くの研究や実施例についての報告[2),3)]がされている．本トランスミッションでも同様に，トリプルコーンシンクロナイザの採用やシフト終了時に発生する不快な荷重を低減するクラッチギヤのチャンファ形状の改良，操作時のシフトノブ軌跡，及び荷重特性等の各要素の改善をおこなったが，「軽快感」を実現するためには，前項４及び５で説明したIORの適用，トランスミッションケースの剛性向上，シフトノブに伝わる振動の低減に加え，シフトノブユニットを直接トランスミッションに設置するダイレクトチェンジ構造の採用が必要であった．これにより非常に単純なチェンジ構造となり，シフトノブ上のガタ(あそび)が低減し，荷重伝達効率が向上した．

これらの技術を適用した本トランスミッションの縦断面図をFig.12に，主要諸元をTable 2に示す．

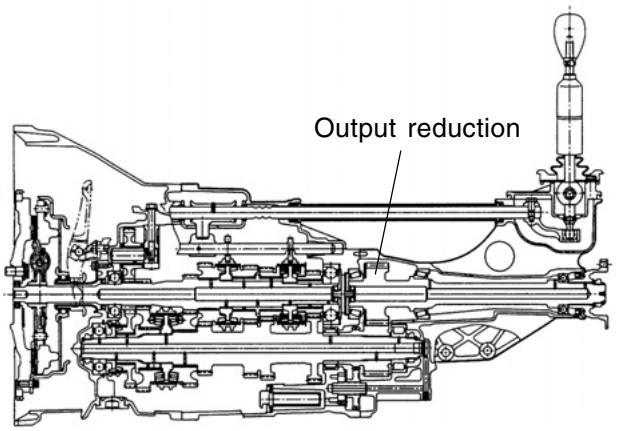


Fig.12　Sectional view of transmission

Table 2　Specification of transmission

Clutch size (mm)		ø212 × 150
Transmission type		Manual 6-speed
Gear train type		Independent output reduction
Allowable input revolution (rpm)		9 000
Transmissible torque (Nm)		216 OVER
Gear ratio	Low	3.634
	2nd	2.372
	3rd	1.718
	4th	1.347
	5th	1.125
	6th	0.940
	Reverse	3.248
Dry weight (kg)		55

シフトストロークとシフト荷重でシフトの軽快さを表現する手法を選択した．Fig.13にシフト前のエンジン回転数およびボーク時間を同一にした条件で３速から２速へシフトダウンした時のノブ上でのストロークと荷重を他の車種と比較して示す．同図より開発したトランスミッションではシフトの軽快さが向上していることがわかる．

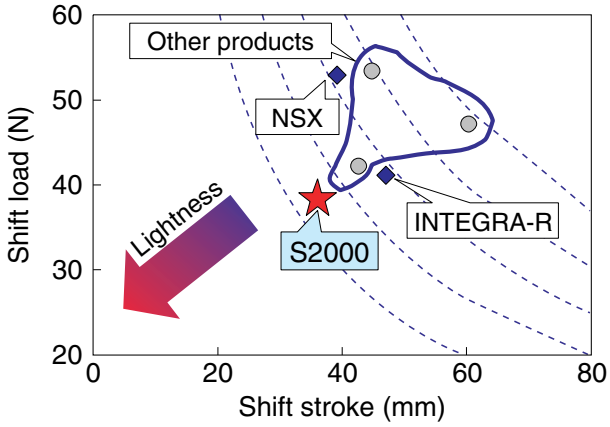


Fig.13　Shift performance chart
(Shift down from 3rd to 2nd)

７．軽量化とコスト削減

Fig.14にトランスミッション重量を他の車種と比較して示す．IOR方式のトランスミッションは直結構造を持たないため，従来のFR車のトランスミッションと比較してギヤが１セット多く，重量及びコストが大きくなりがちであるが，チェンジ部品など点数の削減と部品一点一点の軽量化の結果，6MTでありながら他社の同クラスのFR/5MTと同等の重量となった．

コスト削減のためには，各部品の加工工程削減，部品点数の削減，小型化をおこなった．加工程削減の例としては，セカンダリギヤのバックラッシュ低減のために採用したセラシギヤを焼結材とし，ねじれ角31 °という大きな角度にも関わらず歯面加工の省略やシフトフォークを鍛造加工からプレス加工に変更することで大幅にコストを低減させた．

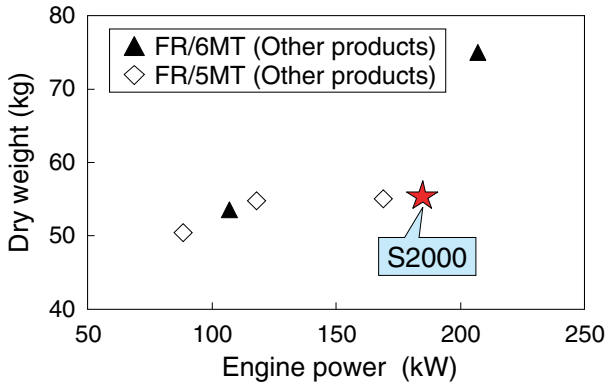


Fig.14　Comparison of transmission weight

8．まとめ

S2000のために新規に開発した６速マニュアルトランスミッションは以下の技術である．

（1）独立出力側減速機構の採用により，シンクロナイザ被同期側の等価慣性質量を低減した．

（2）高剛性なトランスミッションケース構造とすることで，パワープラントの振動を低減した．

（3）ダイレクトチェンジ構造の採用及びチェンジの各要素を改善することにより，軽快なシフトフィーリングを得た．

（4）各部品の加工工程削減，部品点数の削減，小型化により，軽量化及びコストを削減させた．

最後に，本トランスミッションを開発するにあたり多大なるご協力を頂いた関連メーカの関係者の方々に深く感謝いたします．

参考文献

1）矢野史朗ほか：高速時における動力伝達系の曲げ振動（第一報），日産技報，第３号(昭43-1)，p.24-36 (1968)

2）山口敏之ほか：新型マニュアルトランスミッションの開発，自動車技術会，学術講演会前刷集NO.75-98，p.9-12 (1998)

3）加藤昇二ほか：マニュアルトランスミッションの２段入り現象改善の検討，スバル技報，第24号，p.9-12 (1997)

■著　者■



北島恭司



岡田靖志



平野浩司



三谷真一



有働秀男

S2000用モノコックボデーの開発

Development of a Monocoque Body for the HONDA S2000

高井章一* Akikazu TAKAI
塚本祥士* Shouji TSUKAMOTO
岡田賢治* Kenji OKADA
日比亜史也* Ashiya HIBI

要　旨

S2000のコンセプトに沿って，新たにオープンモノコックボデーの開発を行った．

従来のオープンボデー骨格構造はボデー剛性や衝突安全性能の確保を目的とした補強のために大幅な重量増を必要としてきた．

今回新開発した「ハイXボーン」と名付けられた骨格構造においては，フロアトンネルを閉じられた大きな断面を持つメインフレームとした上で，その高さが前後のサイドメンバと同じになるように設計した．

これによって，一体のルーフを備えたクローズドボデーと同等以上のボデー剛性および衝突安全性能を，同等の重量によって実現することができた．

ABSTRACT

The new open monocoque body was developed to meet the concept of the HONDA S2000.

Large amount of additional weight was required to maintain the performance of body rigidity and crash safety of an open-body equivalent to a closed-body.

The new monocoque body, named High "X" Bone, was designed to have a closed floor tunnel section, which laid at the same height as the front and rear side members.

This enabled us to get better performance of body rigidity and crash safety than closed-body with the same weight level.

1．まえがき

S2000の開発に求められたのは「環境及び安全対応といった社会ニーズをふまえたうえで，走る楽しさ，操る喜びに焦点をあてた新世代リアルオープンスポーツをつくること」であった．

ボデー開発においては，高いボデー剛性と，世界最高水準の衝突安全性能を備えたオープンスポーツカーを創り出すことを目標とした．

本稿では剛性，安全，軽量化を両立させるためのボデー骨格構造，およびその成果について述べる．

2．オープンボデー開発の課題

構造部材のひとつであるルーフがオープンボデーには存在しないことがボデー剛性および衝突安全性能を低下させる要因となっている．

ボデー剛性が低い場合，走る，止まる，曲がるといったクルマとしての基本性能にかかわる剛性感の低下が顕在化し，様々な振動問題の発生および操縦安定性や俊敏な応答性の低下につながることになる．

一方，衝突安全性能においては，衝突時のキャビンへの荷重入力に対し，それを支えるだけの十分な強度を得にくいため，ボデーの変形を抑制して生存空間を確保し傷害を軽減することが難しくなる．

しかしFig.1に示す一般的なオープンボデーのように，これらの懸案を解決するために単純に(ルーフ以外の)基本骨格の板厚増加及び補強部材の追加などを施しても，クローズドボデーより重くなりながら不十分な性能しか得られない場合が多い．

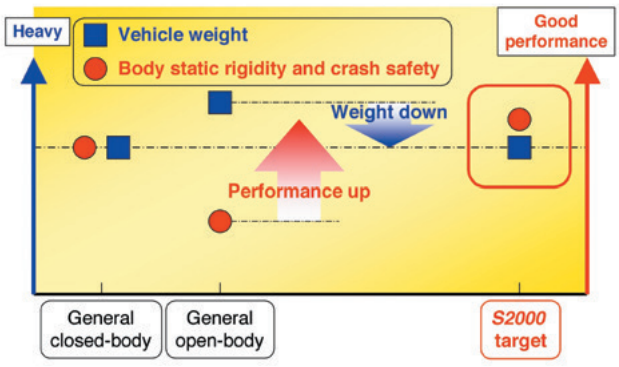


Fig.1　Body static rigidity and crash safety and vehicle weight

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_7

車両重量からみれば、オープンカーとリアルオープンスポーツという，ともすれば相反する要素を高次元で両立するために，オープンボデー専用設計を前提とすることで既成概念にとらわれることのない開発をこころみた．

S2000を新世代リアルオープンスポーツと位置づけるためには高性能化と軽量化の両立が必要不可欠であることから，あくまでもその目標はクローズドボデー同等以上のボデー剛性と衝突安全性能を同等の重量によって実現することとした．

3．ボデー剛性

3．1．オープンボデー構造の剛性

オープンボデー構造において剛性が不足する要因のひとつは，Fig.2に示すように車を横から見た時にキャビン部のボデー構造中立軸がクローズドボデーに比べて低いことである．このために，ボデー構造中立軸より下側に位置する基本骨格の板厚増加や補強部材追加をいくら行っても、ボデー構造中立軸自体は容易に高くできないために重量効率

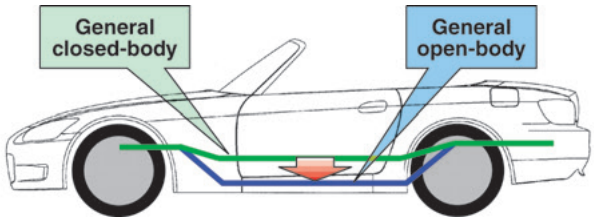


Fig.2 Comparison of neutral pivot height in each section

が悪く，結果としてボデーが重くなる．

また，キャビン前後端の結合部における横断面でも，ボデー構造中立軸について同様のことがいえる。Fig.3に示すように，キャビン前端において，キャビンへの入力点であるフロントサイドメンバの断面中立軸に対してキャビン側のボデー構造中立軸が外方向にオフセットしている．オープンボデーにおいてはサイドシルの大断面化によってさらにその傾向が強い．そのため，サイドメンバからの入力荷重に対してキャビンに発生する曲げとねじりの両モーメントが大きくなる．

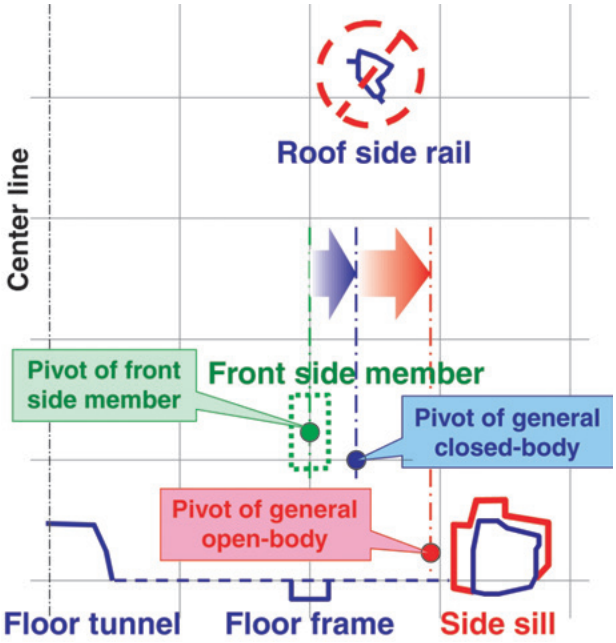
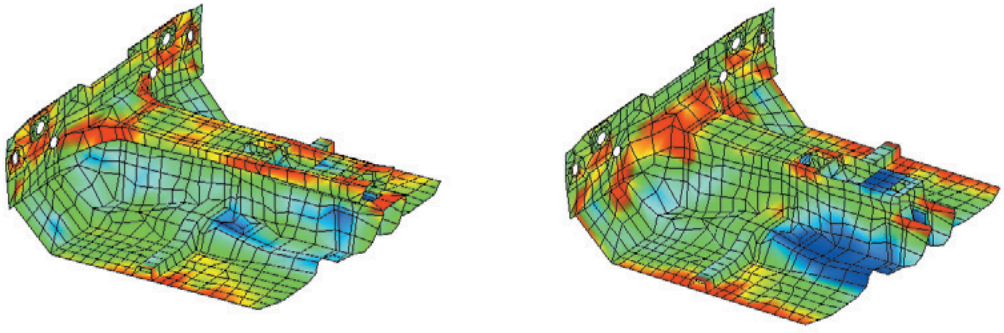


Fig.3 Comparison of neutral pivot of half section

3．2．オープンボデー高剛性化への対応

構造中立軸の低さと外側へのオフセットを改善する一般的な対応手法として，フロアトンネルの大型化と板厚増で断面二次モーメントを向上させる方法が考えられる．ただし，この手法はフロアトンネルの角陵から側面に荷重を伝えて剛性を確保する手法であるが，トンネルの前部で荷重が分散してしまうため，これだけでは十分な性能向上が図れず軽量化の観点からみても効果的でない．

S2000では，その高い目標を達成するために，Fig.4に示すように，クローズド断面をトンネル上面に設けて荷重を伝達するとともに，前後のサイドメンバと同一の高さで結合する構造を採用した．またボデーを上から見た時の形状がFig.5のようにX字型であることから，この構造を「ハイXボーン」と称した．



S2000 (floor tunnel with closed section) Floor tunnel without closed section

Fig.4 The effect of floor tunnel section about misses stress

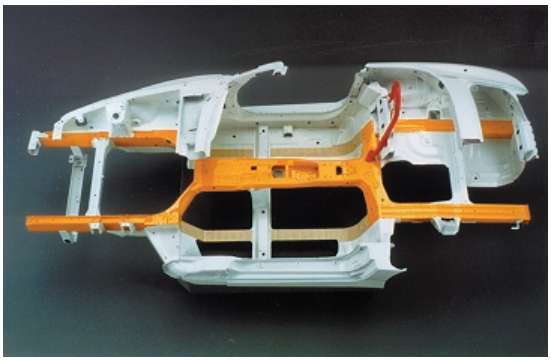


Fig.5　High "X" Bone structure

３．３．ハイＸボーンの効果

フロアトンネルを活用したハイＸボーンの優位性は，Fig.6に示すように従来手法とは異なりキャビン部のボデー構造中立軸そのものを荷重入力点であるサイドメンバの高さに近づけることで，ボデー全体にわたり構造中立軸高さのオフセット量を減らし，重量効率よくボデー剛性が確保できることにある．

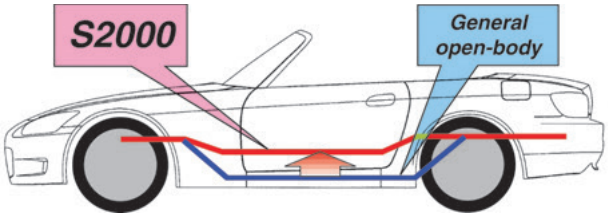


Fig.6　Comparison of neutral pivot height in each section

また，キャビン部のボデー構造中立軸の外側へのオフセットに関しても，Fig.7に示すようにフロアトンネル部の効率的な断面増加によってオフセット量が減少するため，同様のことがいえる．

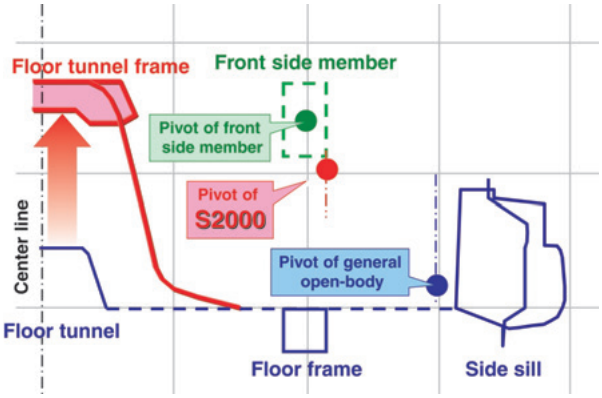
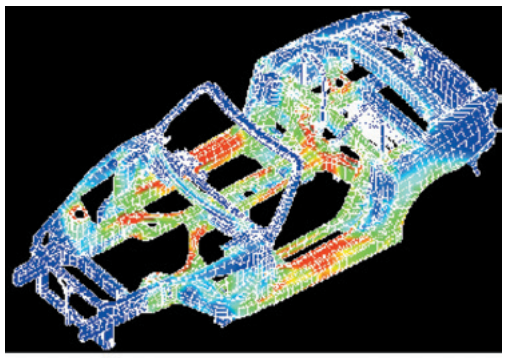
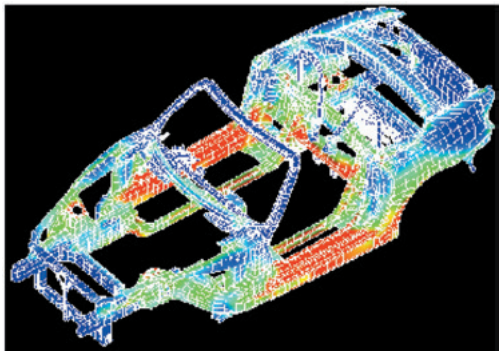


Fig.7　Comparison of neutral pivot of half section

以上のことは有限要素法を用いたシミュレーションを使ってS2000のボデーとそこからフロアトンネルの閉断面を除いた場合の上下曲げ剛性の比較であるFig.8およびねじり剛性の比較であるFig.9にも明確に現れている．

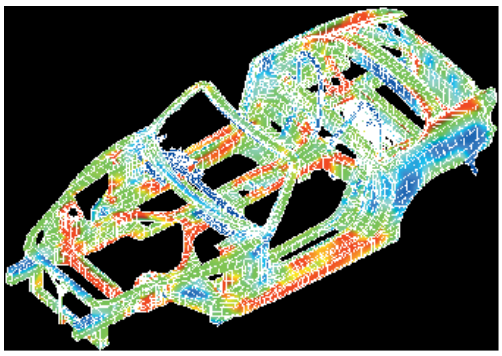


S2000 (with floor tunnel frame)

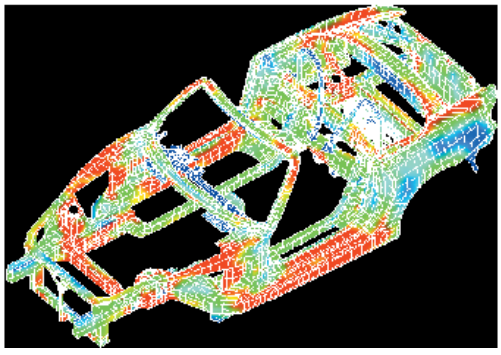


Without floor tunnel frame

Fig.8　Body static stiffness [bending]



S2000 (with floor tunnel frame)



Without floor tunnel frame

Fig.9　Body static stiffness [torsion]

フロアトンネルのねじり剛性に関する寄与度をFig.10に示す．

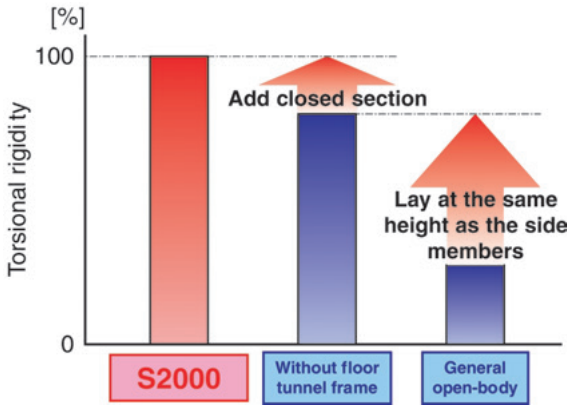


Fig.10 Effect of floor tunnel frame about torsional rigidity

Table 1に示すように，ハイXボーン構造においては，上下曲げ及びねじりに対するフロアトンネルの寄与度が高い．横曲げに対しては，最外側に位置するサイドシルの寄与度が高くなる．

Table 1 Divided rate about body rigidity in High "X" Bone

	Bending rigidity		Torsional rigidity
	Vertical	Lateral	
Floor tunnel frame	50%	20%	35%
Side sill	35%	60%	50%
Floor frame	15%	20%	15%

ハイXボーンの採用によりフロアトンネルを中心に効果的な補強が可能となったことで，オープンカーでありながら高剛性かつ軽量なボデーをつくる事ができた。さらにオープンボデー特有の剛性感の低下，操縦安定性の低下，振動などについても十分な改善がはかれ，これらの性能向上に対しても大きく貢献している．

4．衝突安全性能

4．1．前面衝突安全性能の目標設定

前面衝突安全性能を評価するための基準は事故実態調査の結果を考慮して決定した．Fig.11に示すように，実際の前面衝突事故の95%は55km/h以下の速度で発生している．これをもとにして，Fig.12に示すようにバリアテストに置き換えた場合の基準テストモードを選定した．

乗員の生存空間確保にとって厳しいとされる車両対車両の55km/hオフセット事故に対しては，その再現テストとして，欧州法規速度56km/hを上回る64km/h ODB(Offset Deformable Barrier)衝突テストを，乗員の傷害軽減にとって厳しいとされる車両対車両の55km/hフルラップ事故に対しては，その再現テストとして日本および米国の法規速度50km/hを上回る55km/hフルラップ衝突テストを基準とした．

同様の64km/h ODB衝突テストについては，米国のIIHS(Insurance Institute for Highway Safety)や欧州のFIA(Fédération Internationale de l'Automobile)などの機関により，その結果が情報公開されている．

また55km/hフルラップ衝突テストについても同様なテストの結果が米国のNHTSA(National Highway Traffic Safety Administration)や日本の自動車事故対策センターなどの機関により情報公開されている．

S2000の前面衝突においては，これらの基準テストにおいてホンダが独自に定めた乗員の傷害軽減と生存空間の確保についての高い基準をクリアすることを目標とした．

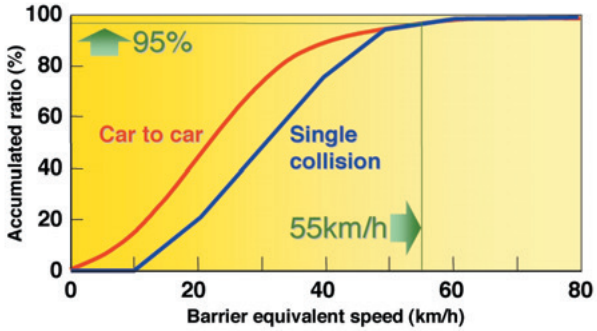


Fig.11 Analysis of accident speed

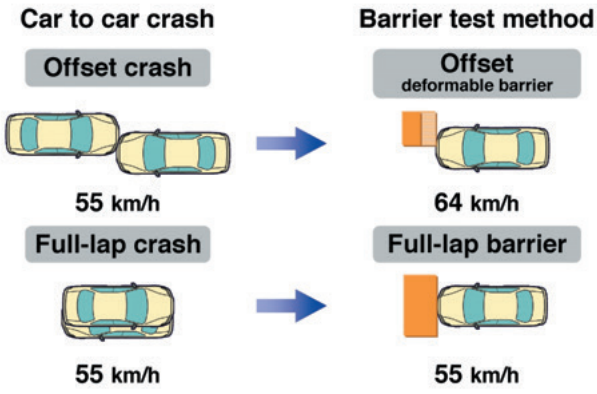


Fig.12 Replacement of test method

4．2．64km/h ODB衝突テストへの対応

オフセット衝突テストは，Fig.13に示すように衝突時の車両の運動エネルギが片側のフロントサイドメンバから入力するため，キャビンに発生する反力がフルラップ衝突に比べると小さくなることからキャビンの変形が大きく，乗員の生存空間確保や下肢の傷害にとって厳しい．

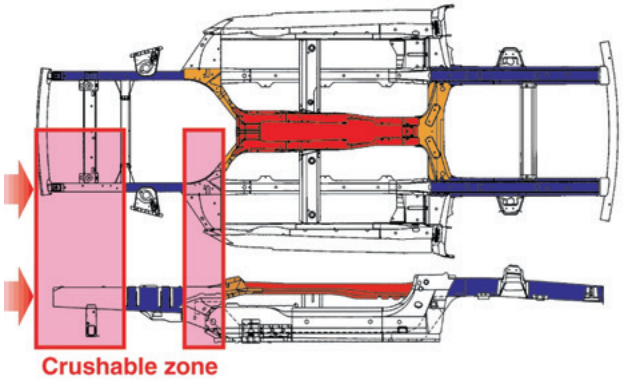


Fig.13　Crushable zone at the case of ODB test

乗員の生存空間を確保し傷害を軽減するためには，エンジンルームからの荷重入力に対して，それを支えるために十分なキャビンの反力を発生させなければならない．この問題がルーフ構造を持たないS2000にとっては特に大きな課題となるため，軽量化との両立の観点から，効率よくこの課題を解決するためのボデー構造を検討する必要があった．

S2000では，Fig14に示すようなハイXボーンによって構築されたフロントサイドメンバ後端部の三つ又構造によってキャビン反力を効率よく発生させるように設計した．新たにサイドメンバに連結されたフロアトンネルによってサイドメンバ後端部に発生するモーメントを極力小さくし，効果的に十分なキャビン反力が確保できる構造としている．

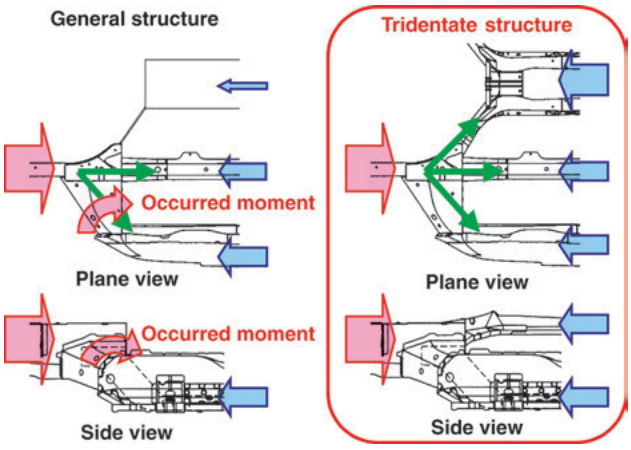


Fig.14　The effect of tridentate structure

また，この時，Fig.15に示すように，ボデー剛性の章で述べた構造中立軸のオフセットによってフロアトンネルに大きな圧縮荷重が発生する．したがって，オフセット衝突時の生存空間を確保するためには，この圧縮荷重に耐えられるようにフロアトンネルの強度を設定する必要がある．

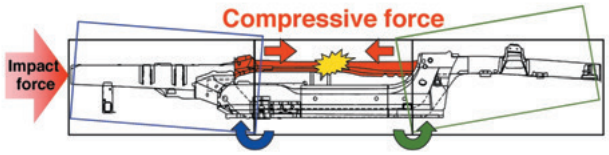
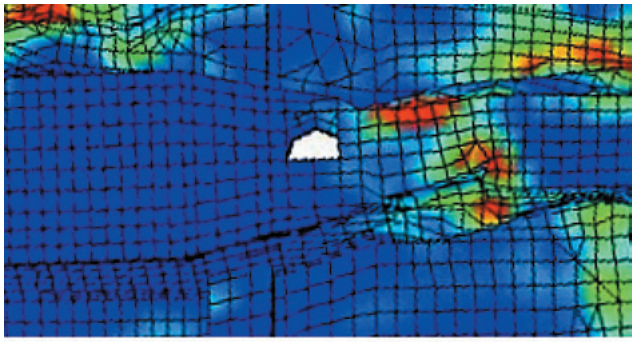


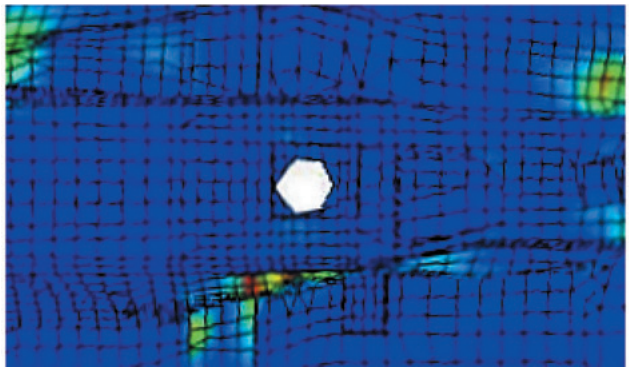
Fig.15　Compressive force occur at the floor tunnel

フロアトンネルにはシフトノブ，パーキングブレーキ，各種スイッチ等を配置する必要があり，応力集中を引き起こす穴や窪みが存在し，大荷重を分担するメインフレームとするためには補強部材の追加が必要である．

S2000では閉断面を持つフロアトンネルの両側面にキャビン前端から後端までつながる補強部材を追加することにより必要な強度を確保した．フロアトンネルの形状設定にあたってはFig.16に示すような有限要素法によるシミュレーションを用いた．



Original (without reinforcement)



Improvement (with reinforcement)

Fig.16　The effect of additional reinforcement

S2000ではここまで述べたような新骨格構造の採用により効率的なキャビンの荷重分担が可能となった．ここで，クローズドボデーのオフセット衝突におけるキャビン反力の分担例をFig.17に示す．エンジンルームからフロントサイドメンバ，ホイールハウスアッパメンバ，タイヤ等を介して入力した荷重は，フロアフレーム，サイドシル，ドア，ルーフサイドレール，フロアトンネル等によって分担して支えられている．このクローズドボデーの例ではルーフの

荷重分担は全体の15%を占めており，オープンボデーにおいてはルーフ以外の骨格にその荷重を効率よく分担させる必要がある．Fig.18にS2000の荷重分担率を示す．



Fig.17 Assignment force of the general closed-body

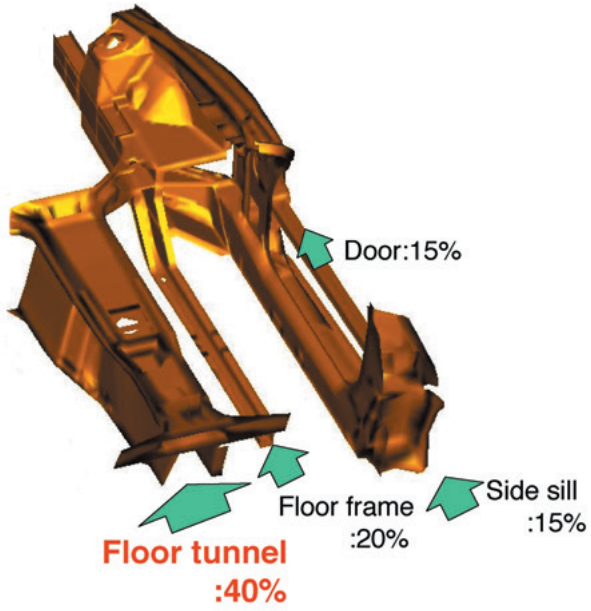


Fig.18 Assignment force of S2000

S2000においてはキャビン反力をフロアトンネルに集中して分担させており，その割合は全体の40%を占めている．これは，Fig.17に示したクローズドボデーの場合の５%と比較すると非常に大きな数字であり，フロアトンネルが衝突の際に最も大きな荷重を分担するメインフレームとしての機能を果たしていることがわかる．

４．３．55km/hフルラップ衝突テストへの対応

フルラップ衝突テストは，Fig.19に示すように衝突時の車両の運動エネルギが左右のフロントサイドメンバから入力するためキャビンに発生する反力が大きく，車体の減速度が大きくなることから乗員の傷害値にとっては厳しい．

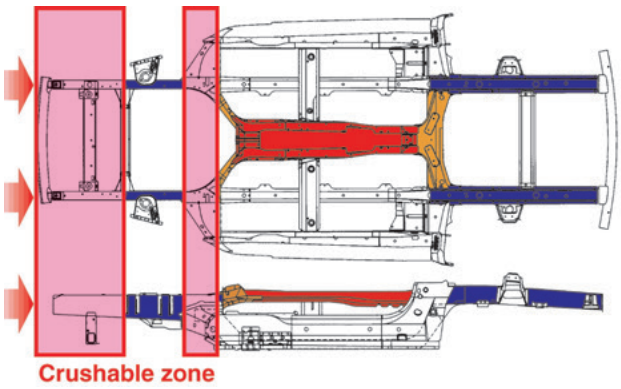


Fig.19 Crushable zone at the case of full-lap barrier test

乗員の傷害を軽減するためには車体の減速度をコントロールし，乗員の受ける衝撃エネルギを低減する必要がある．

S2000はボデー剛性確保とオフセット衝突時の生存空間確保への対応のためにフロントサイドメンバ後端部の強度が高く，この部分を変形させることは車体の減速度が大きくなり，乗員に与える衝撃エネルギーの増加につながる．

そこでFig.20に示すようにエンジンを前車軸の後方に搭載したレイアウトを活用して，ボデー前端からエンジンまでの間で車両の運動エネルギの大半を吸収することによって乗員が受ける衝撃エネルギを低減する構造とした．

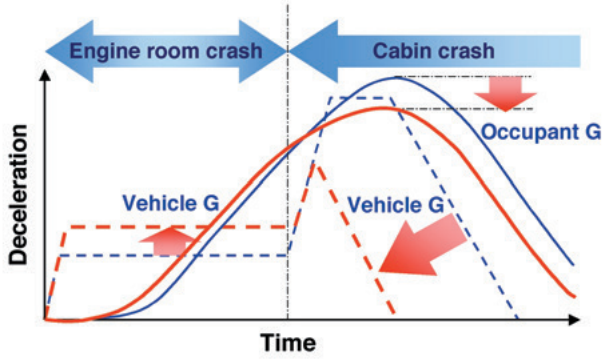


Fig.20 Vehicle and occupant deceleration management

具体的には，まず，Fig.21に示すように，フロントサイドメンバをストレートな形状として，衝突時に座屈せず蛇腹状に圧壊するようにした．後ろにいくにしたがって徐々に断面が大きくなるように，側面からみると３度のテーパーをつけてあり，安定的に前端部から圧壊するように設計されている．

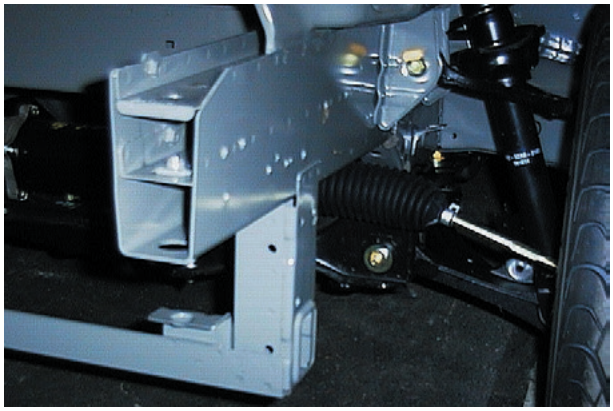


Fig.21　Photograph of straight front side member

次に，Fig.22に示すように，サイドメンバを前側からみた場合に「ダブルデッカ（二階建て）」断面となるように補強部材を配し，効率よく高い荷重を発生するように設計した．補強部材追加前と比較すると，強度の大きさに関係する角稜の数が４か所から６か所になることで約40%発生荷重が増加している．サイドメンバ全体への高張力鋼板の採用とあわせて効果的なエネルギ吸収性能と軽量化を両立させている．

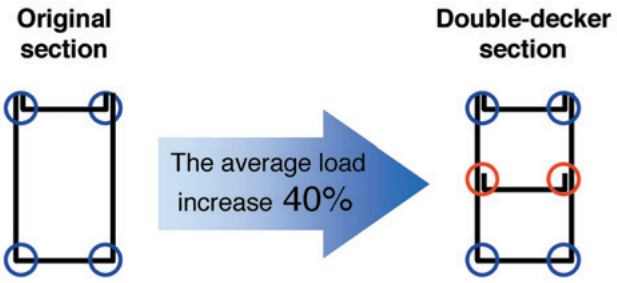
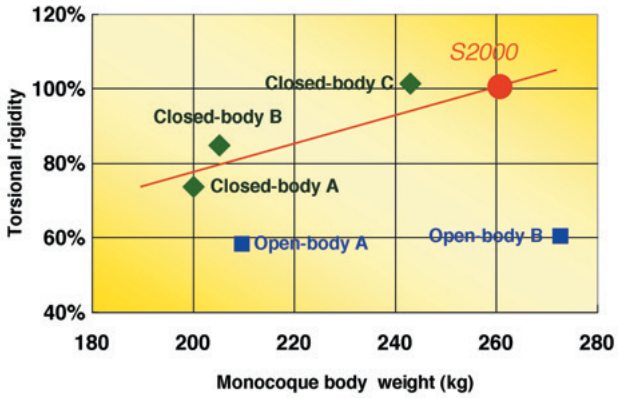


Fig.22　The effect of double-decker section

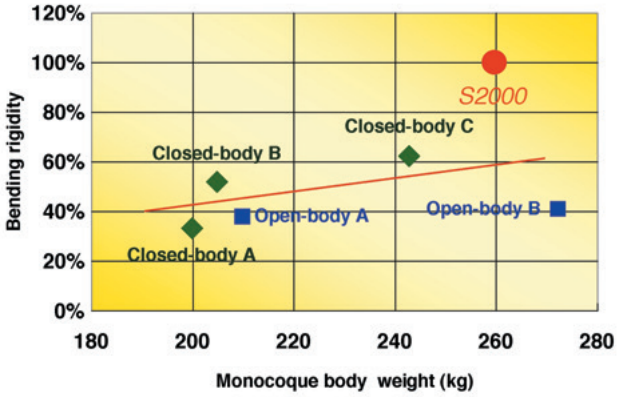
５．新オープンボデー開発の成果

５．１．ボデー剛性と重量

Fig.23にボデー剛性と重量の関係を示した．横軸はドアやボンネット，トランクフード等を除いたモノコックボデーの重量であり，縦軸はS2000をベースとした場合の剛性値の指標である．これらの図はS2000においてねじり剛性および曲げ剛性ともにボデー重量に対する性能値の効率が，クローズドボデーと同等またはそれ以上であることを示している．



Torsional rigidity



Bending rigidity

Fig.23　Body static stiffness- monocoque body weight

５．２．衝突安全性能と重量

衝突安全性能については，当初のねらい通り，日，米，欧の法規速度を上回る64km/h ODB衝突および55km/hフルラップ衝突テストにおいて，乗員の傷害軽減と生存空間確保に関してホンダが定めた高い独自基準をクリアした．具体的には，社内テスト結果として，オフセット衝突ではIIHS評価「GOOD」レベルを，フルラップ衝突では米国のNCAP（New Car Assessment Program）評価「★★★★★」レベルの性能を得た．

Fig.24は64km/h ODB衝突テスト後の写真である．衝突時のキャビン変形がほとんど無く，乗員の生存空間が十分確保されていることがわかる．



Fig.24　ODB 64km/h test result in HONDA

Fig.25に衝突安全対応の補強のために増加した重量を示す．フルラップ衝突やオフセット衝突などの前面衝突対応に要した重量は約５kgである．またそれ以外に，側面衝突対応に加えて転覆事故への配慮として行ったフロントピラー補強と座席後ろのロールバー追加を含めても合計で20kg弱であり，同レベルの衝突安全性能を備えたクローズドボデーと比較しても少ないことがわかる．このことは，衝突安全対応のためだけに追加した重量が極めて少なく，今回開発したS2000用の新オープンボデー構造(ハイＸボーン)の衝突安全性能に対する重量効率がねらい通り非常に高かったことを示している．

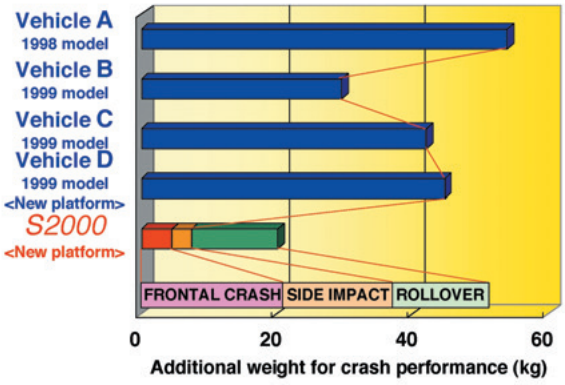


Fig.25 Comparison of additional weight for crash performance

６．まとめ

新開発のS2000用ボデー骨格構造を項目別に整理すると，
(1)フロアトンネルのメインフレーム化
(2)サイドメンバの完全ストレート化
(3)フロアトンネルフレームとサイドメンバとの連結
(4)「ダブルデッカ」断面フロントサイドメンバ
があげられる．

これらの新規構造により，クローズドボデーと同等以上のボデー剛性および衝突安全性能を，同等の重量にて実現することができた．

７．あとがき

弊社は自動車の開発にあたり，常に走る楽しさを追求し，操る喜びの水準を時代とともに向上させることに情熱を注ぎながら，安全性や機能性も高度に進化させてきた．

そして我々はS2000において，オープンカーの常識を超えた高いボデー剛性と，本格的スポーツカーの必要性能を損なうことなく世界最高水準の衝突安全性能を実現することで，「新世代リアルオープンスポーツ」という新しい価値観を創りだすことができたと考える．

将来，新しくオープンスポーツカーのボデー開発に携わる方々にとって，本稿が多少なりとも参考になることがあれば幸いである．

参考文献

1）山内章裕ほか：オープンボデー車のラテラルシェイクの解析，自動車技術会 学術講演会前刷集，901, p197-201 (1990)
2）平井敏彦ほか：ユーノスロードスターのボデー開発，マツダ技報，No.8, p94-100 (1990)
3）Toshihiko, Satoh & Kenji, Takada：Collapse and Energy Absorption of Thin-Walled Frame with Polygonal Section, the 15th ESV Conference (1996)

■著　者■


高 井 章 一


塚 本 祥 士


岡 田 賢 治


日比亜史也

S2000の軽快でダイレクトなハンドリング性能の開発

Development of a Light and Direct Handling Characteristic for the HONDA S2000

中 川 亮 司* 柿 沼 秀 樹*
Ryoji NAKAGAWA Hideki KAKINUMA

要 旨

「軽快感，一体感の実現」をテーマに，本格的なスポーツカーとしての軽快なハンドリング性能をめざしてS2000のシャシを開発した．

エンジンを前車軸より後方に配置することで前後重量配分を適正にするとともにヨー慣性モーメントを低減させ，横剛性の高いサスペンションを開発し，前後のタイヤのサイズを変えることによるリヤの追従性の向上などにより，「軽快な走り」を実現した．

またトー角コントロール特性やタイヤ特性の最適化，および空力特性の向上により，様々な状況における高い走行安定性を得た．

ABSTRACT

With the theme of “Comfortable driving, and ‘being one’ with the vehicle”, the chassis of the HONDA S2000 has been developed with an aim at a real sports car that has smooth and light handling characteristics.

For comfortable driving, the engine was positioned behind the front axle to reduce the yaw moment of inertia as well as proper distribution of the weight between the front and rear. The suspension was designed to be high in lateral stiffness. The size of rear tires are wider than the front tires so that they track well with the fronts.

The toe angle control, most suitable tire characteristics and improvements in aerodynamics make the handling characteristics highly stable in all driving conditions.

1．はじめに

「新世代リアルオープンスポーツ」をコンセプトとして開発したS2000のシャシには，本格的なスポーツカーとして軽快で一体感にあふれた，「操る楽しさを満喫できる」ハンドリング性能が要求された．それを実現するために，

（1）ドライバの操作に対して遅れの少ないダイレクトな車両応答性

（2）操舵およびアクセル操作によるステア特性のコントロール自由度

（3）高速走行における直進安定性，外乱に対する自立安定性，および湿潤路における安定性等，様々な環境下における走行安定性

というような多くの課題に対して高い目標を設定して開発に取り組んだ．

2．軽快でダイレクトな車両応答性

ドライバの操作に対し軽快で遅れの少ない車両応答性を実現するためには，車両のヨー慣性モーメントの低減と後輪を主としたコーナリングパワーの増加が重要な要素となる．そこでこれら要素の向上を目指し開発をおこなった．

2．1．パッケージレイアウトとヨー慣性モーメント

ヨー慣性モーメントの低減の手法として軽量化とともに取り組んだ課題が，重量物をいかにクルマの中心に近い配置とするかであった．そのため最大の部品であるエンジンおよびトランスミッションをフロントアクスルの後方へ配置する「ビハインドアクスルエンジンレイアウト」とした．

またバッテリ，スペアタイヤ，燃料タンク等の重量物についても，Fig.1に示すように前後車軸間への配置とすることで，Fig.2に示すようにヨー慣性モーメントを大幅に低減させた．

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_8

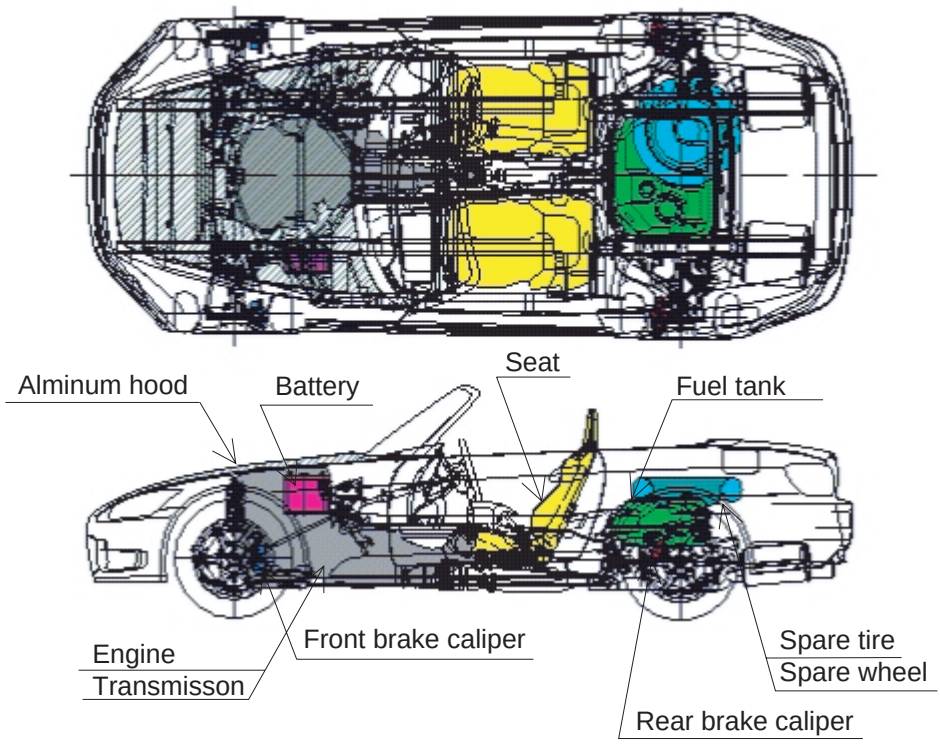


Fig.1 Reduction of yaw moment of inertia

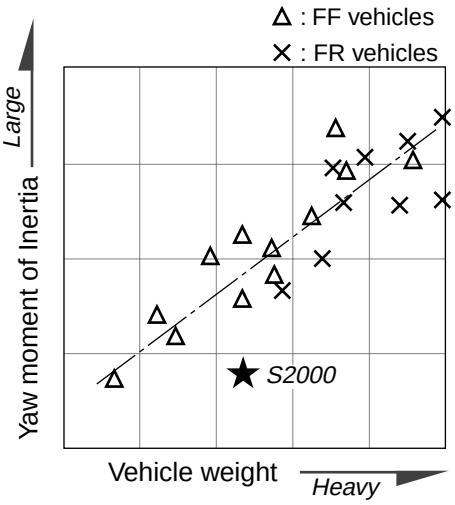


Fig.2 Comparison of yaw moment of Inertia

2．2．接地点横剛性

接地点での横剛性はサスペンション横剛性とタイヤ横剛性とからなり，コーナリングフォースの立ち上がり特性に大きな影響を及ぼす．

S2000ではサスペンション横剛性の向上のために，リヤサスペンションにおいてはFig.3に示すようにトーコントロールアームを車軸前方としてロアアームとのスパンを大きくとった．フロントサスペンションにおいてもFig.4に示すようにアッパアームをサイドフレームの真横に配置し，ロアアームとナックル，およびロアアームとボデーそれぞれの取付点を結ぶ線が車軸に平行になる配置とした．さらにサスペンションアームの取り付け点や個々の部品の剛性，ボデー全体のねじりおよび首振り剛性にも配慮することによって高いサスペンション横剛性を得た．

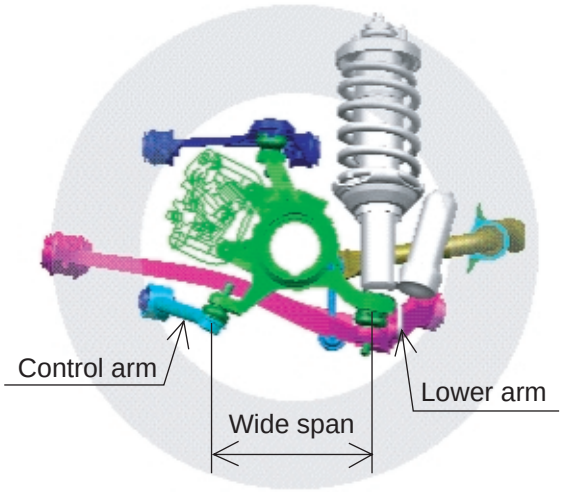


Fig.3 Side view of rear suspension

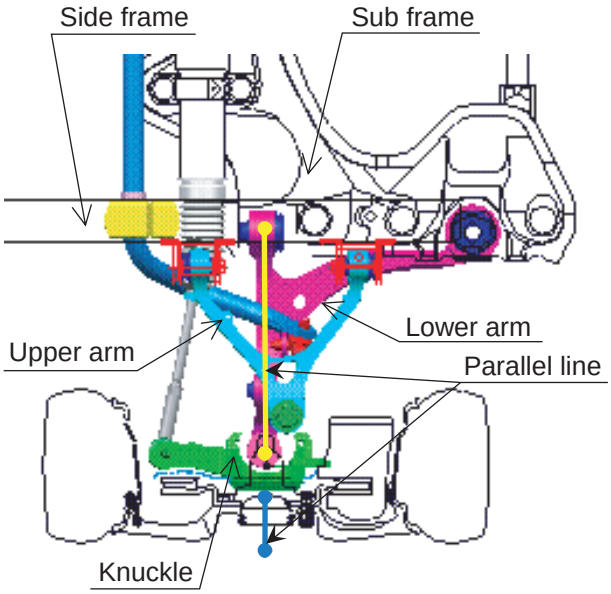


Fig.4　Plan view of front suspension

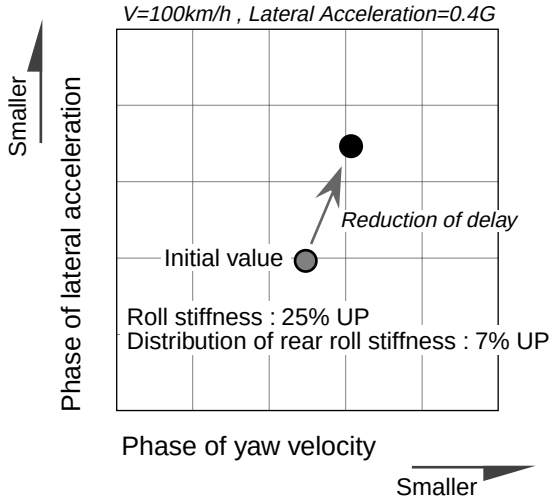


Fig.6　Improvement of vehicle responce by roll stiffness and distribution of roll stiffness for front and rear

一方，タイヤ横剛性はFig.5に示すようにタイヤ幅に比例した関係をもつので，前後で異なるサイズとすることで特にリヤタイヤの横剛性向上の自由度を大きくした．横剛性をはじめとするタイヤ特性は限界域でのコントロール性やウェット性能など他の性能に対しても影響が大きいため，４．３．節で述べる各種の性能のバランスに配慮した上で車両応答性の向上に必要なタイヤ横剛性を設定した．

さらに，サスペンションがストロークした時のトレッド変化による横力増加とジャッキングエフェクトを利用し，ロール軸が常に前下がりとなる前後のサスペンションジオメトリとすることで，特にリヤコーナリングフォースの立ち上がりを早めた．またこのことにより，Fig.7に示すように旋回時の車体ピッチング姿勢をやや前下がりとすることで，リニアなロールフィールを実現した．

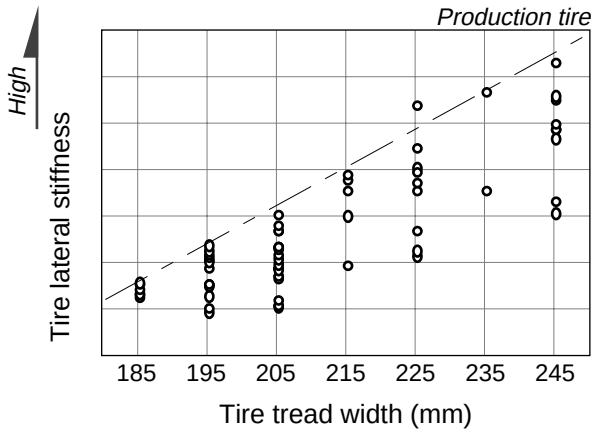


Fig.5　Relation between tire tread width and lateral stiffness

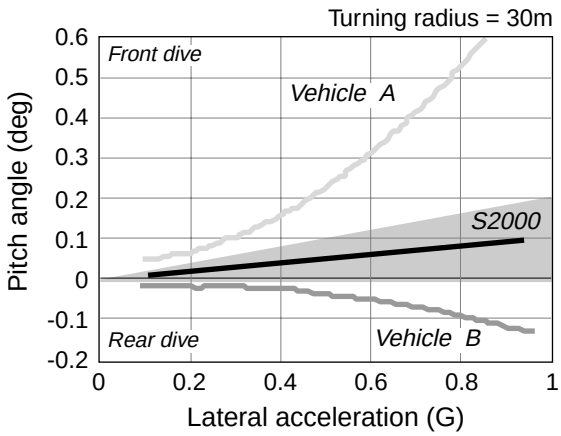


Fig.7　Diagonal roll characteristic

２．３．ロール剛性およびロール軸

操舵時の車体ロールによる荷重移動もコーナリングフォースの立ち上がり特性に及ぼす影響が大きい．ロール剛性が低いとコーナリングフォースの発生に遅れが生じてしまう．そこでS2000ではFig.6に示すようにロール剛性を高めながら，前後のロール剛性配分についても最適化を図ることによって，車両の応答遅れの低減を図るとともに，横加速度が高い領域でのアンダステアを低減しスポーツカーとしてふさわしいステア特性を実現した．

２．４．単筒式分離加圧ダンパ

車体ロール時の荷重移動を早めると共に応答収れん性に優れる特性を持った分離加圧ダンパを採用した．これにより，オープンカーにおいて課題となるボデーのシェイクやバネ下のバタツキといった事象に対しても減衰性(振動遮断)が向上し，シャシ剛性感が向上することで，軽快でダイレクトな乗り味が得られた．フロントおよびリヤのダンパをFig.8に示す．

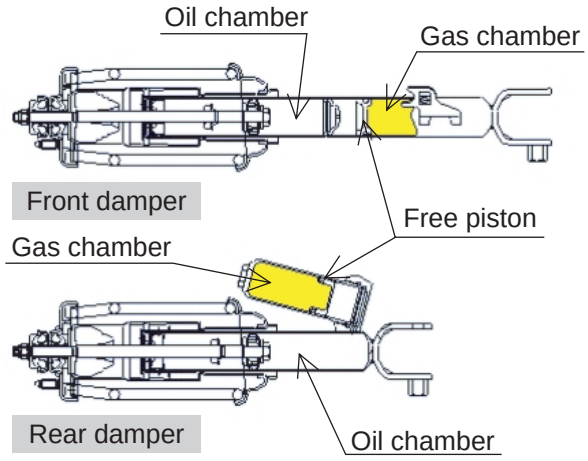


Fig.8 Mono tube damper

3．ステア特性のコントロール自由度の向上

ステアリングとアクセル操作により，幅広いステア特性の領域において車両挙動のコントロールができるということは，後輪駆動のスポーツカーを操る楽しみの代表的なものといえよう．そのためにダイレクトでリニアなコントロール性の実現をめざして，必要とされる技術の開発をおこなった．

3．1．アンチスクォートジオメトリ

後輪駆動車が発進もしくは加速をすると，駆動反力によるピッチングモーションでリヤが沈む挙動(スクォート)を生じるが，これが大きいと荷重移動に時間がかかり，アクセルワークに対する車両前後加速度のレスポンス遅れや，ピッチング挙動が大きいことによるダイレクト感の低下を招いてしまう．このため，S2000ではFig.9に示すようにアンチスクォートジオメトリを採ることにより，アクセルワークによる前後加速度と荷重移動のレスポンスを高め，ステア特性変化に対するリニアリティを向上させた．

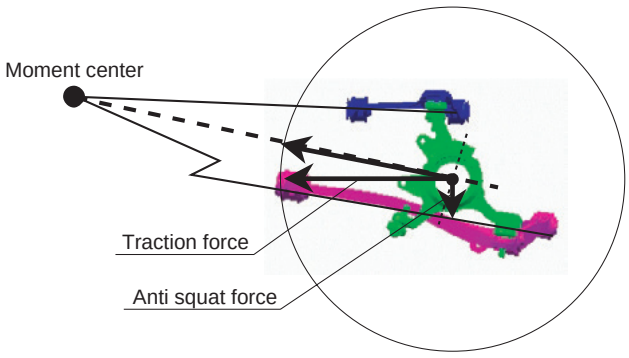


Fig.9 Anti squat geometry

この手法は，通常のリヤ荷重の小さいFR車においては安定性の低下を招くことにつながりやすいが，S2000では，FRレイアウトとしてはリヤ重量配分が高いことや，タイヤを前後で異なるサイズとすることによるリヤタイヤの摩擦限界の向上等から実現が可能となった．

3．2．リミテッドスリップデファレンシャル

通常のオープンデファレンシャルを持つ車両では，限界走行領域において旋回内側のタイヤ空転によるトラクション低下が生じやすく，アクセル操作によるステア特性のコントロール自由度を向上させにくい．そこでS2000では，シンプルで応答性に優れたトルク感応式のリミテッドスリップデファレンシャルを採用し，サスペンションとの相互マッチングを図った．これによってFig.10に示すようにトラクション限界を向上させるとともに，ステア特性変化が穏やかでリニアなコントロール性を実現した．

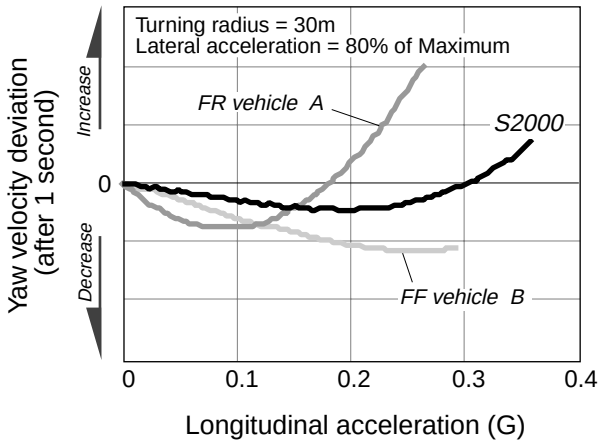


Fig.10 Yaw velocity deviation for each acceleration of step throttle work while cornering

4．直進安定性・外乱に対する自立安定性の確保

常用域における操縦性を追求するために車両応答の感度を上げていくことは，高速で高い横加速度の領域における安定性や走行外乱に対する安定性の低下を招きやすい．そのために，さまざまな路面状態や走行状況において高い操縦性と安定性を両立させることをめざして入念なシャシ開発を行った．

４．１．トーコントロール

外乱により発生したヨー運動に対し，常に収束方向の復元モーメントが発生するようなトーコントロール特性とした．フロントではステアリングギヤボックスの支持剛性およびラバーカップリング特性のチューニングやロールステアの設定により，適切なサイドフォースステア特性とアライニングトルクステア特性を実現した．リヤにおいては，前述のサスペンションアーム配置による高いトー剛性に加え，適度なサイドフォースステア特性とすることで高い自立安定性を実現した．

４．２．空力特性

車速の上昇に伴い，車両の運動特性は空力特性の影響を著しく受けるようになる．特にオープンボデーはその形状からクローズドボデーの車両に比較して空力特性が劣る傾向がある．また車両の前後重量配分と高速安定性には密接な関係があり，フロントの重量配分が減少するにつれて性能が低下する傾向がある．

そこでS2000の開発では，高速安定性の向上をめざしてFig.11に示すように車体の揚力係数低減と前後バランスの最適化に取り組んだ．その結果，フロントバンパのスカート形状やリヤトランクフードのダックテール形状，また床下アンダカバーのフラット化 等の設定により，Fig.12に示すようにオープンボデー車両においてトップレベルの高速直進性と横風安定性を実現した．

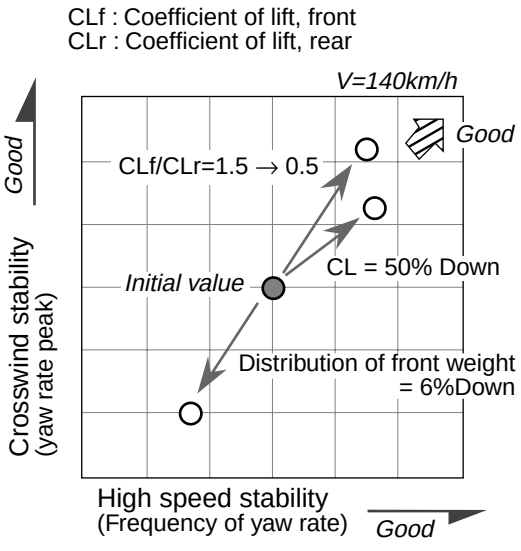


Fig.11　Parameter study of aerodynamics and vehicle dimension against high speed stability and crosswind stability

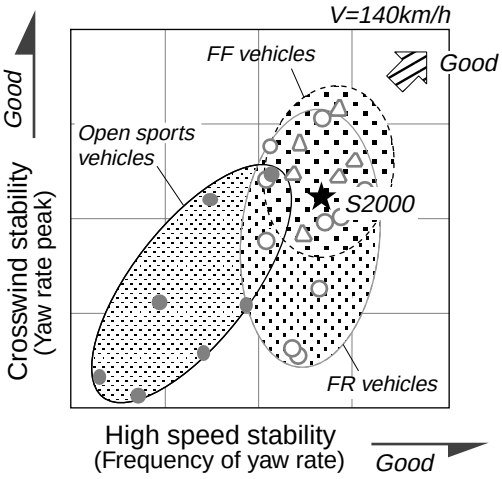


Fig.12　Comparison of high speed stability and crosswind stability

４．３．タイヤ特性

さまざまな路面状況に対する車両運動の安定性にはタイヤの特性が強く影響する．路面の荒れや摩擦係数の変化に対する接地性の向上に対してはタイヤ接地面の柔軟性と粘性を高めることが必要であり，湿潤路でのハイドロプレーニングに対しては排水性の高いタイヤトレッドパターンが必要となってくる．

そこでS2000のタイヤ開発では，V字形の溝を持ったトレッドパターンの採用や，タイヤ内部構造およびトレッドコンパウンドによる特性のチューニングによって，車両応答性の向上に必要な横剛性を確保しつつ，路面の摩擦係数の変化や荒れに対する接地性を高めるとともに，Fig.13に示すように湿潤路での対ハイドロプレーニング性能の向上を図った．

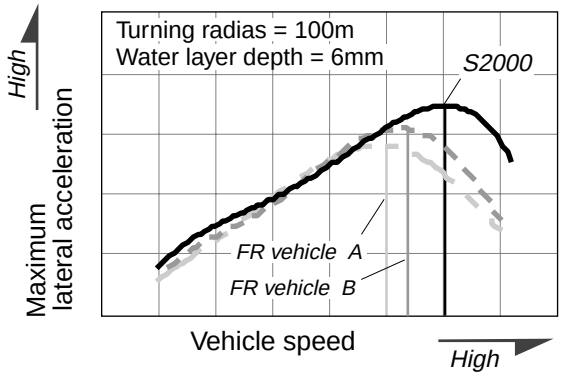


Fig.13　Lateral hydroplaning characteristics

５．まとめ

２座オープンスポーツカーS2000のハンドリング性能の開発において，新しい車両パッケージレイアウトや横剛性の高いインホイールダブルウィッシュボーンサスペンション等のシャシ技術の開発とともに，車両空力特性の向上やタイヤ特性の最適化等によって，軽快でダイレクトな車両応答性，ステア特性のコントロール自由度の向上，および様々な環境下における高い走行安定性を実現し，目標とした「操る楽しさを満喫できる」車両を開発することができた．

■著　者■



中川亮司



柿沼秀樹

S2000におけるオープン走行時の風処理と暖房

HONDA S2000 Convertible-Cabinroom Windflow Management and
Heater Performance under Open Top Conditions

鈴 木 秀 男* 若 生 真一郎* 中 野 武*
Hideo SUZUKI Shinichiro WAKO Takeshi NAKANO

要 旨

新世代リアルオープンスポーツS2000の開発において，「オープン走行を快適に楽しめること」をテーマとして，「風処理」と「暖房性能」に関する以下の技術を開発した．

(1)風処理については，ロールバー形状により後方からの逆流風を低減するとともに，フロントピラー形状により外側からの風を心地良く感じられるように制御した．

(2)また座席後方にエアロスクリーン(防風板)を設置することで逆流風を低減させ高速セミオープン走行においても快適な車室内の風環境を確保した．

(3)暖房性能については，腰や太ももを暖めるための吹き出し口を追加した「OPEN mode」と称する新しい配風モードを設定することによって，風処理では補えない腰のまわりの寒さ感を低減させ，冬期にも快適なオープン走行を楽しめる暖房性能を得た．

ABSTRACT

An important theme during the development of the “New Generation Real Open Sports” HONDA S2000 was to create a pleasant cabin feeling during open running conditions by controlling the wind flow in and around the cabin area, and also managing the performance of the heater/air-conditioner unit. These open running objectives were realized through the application of the following 3 items.

1) The shape of the rollover bar decreased the level of back-draft wind, while the A-pillar shape aids in the management of the frontal wind flow along the windshield.

2) A pleasant level of wind flow was achieved in a variety of open running conditions which contained a high speed region through the use of an aerodynamic wind screen.

3) A good level of heating distribution and overall heating feeling was attained during cold temperature conditions. This was achieved through the use of a new heater distribution method called “OPEN mode”.

1．まえがき

新世代リアルオープンスポーツS2000の開発においては，スポーツカー本来のダイナミック性能を追求する一方で，オープンカーであることを活かして「人車一体の開放感・心地良さ」を向上させることによる「走る楽しさ」の拡大を図った．

オープン走行時における車室内の風環境の改善は快適性向上の重要な課題である．オープン走行の心地よさである「気持ちよい風」を感じられるための重要な要素には，風の巻き込みをコントロールする「風処理」と，それと相まって特に冬期のオープン走行の快適性を助ける「暖房性能」とがある．本稿ではこれらの快適性を実現させるための手法およびその成果について述べる．

2．開発のねらい

S2000での風処理においては，いかに人が心地良い風を感じて走ることができるかをめざし，特に100km/h程度までの速度域(以下，常用域という)で最もそう快に走ることを重点として，気持ち良さを感じる条件を抽出し定量化することによって目標値を定めた．

目標を達成するための風処理手法の検討においてはスタイリングを犠牲にしない範囲で車室周辺各部の形状を変え，その効果によって風の流れをコントロールすることを優先的に考慮した．あわせて常用域から高速域に至る幅広いオープン走行状態においてもそう快さが得られることをめざした．

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_9

暖房性能においては，風処理により室内に巻込む風が低減されても，冬期には腰近傍へのわずかな冷風の巻込みでもオープン走行を快適に楽しむ妨げとなるため，S2000では一年を通してできるだけ長い期間オープン走行を楽しめるように，冬期には腰近傍を暖房することにより，風処理では補えない冬場の快適空間を実現することをねらいとした．

３．風処理の目標設定

３．１．フィーリング評価

常用域における「気持ちよい風」の目標を設定するにあたり，まず「気持ちよい風」の条件を抽出するために，市販のオープンカー（以下，比較車）４台を使用し，テストコースにおいて走行時の風のフィーリング評価を実施した．

サイドウィンドーを下げたフルオープン状態において，40～100km/hの速度範囲でFig.1に示す体の13部位への風の当たり方と感じ方を５点法によって評価して，その中で各車の評点に差が大きく現れた速度を評価速度とした．

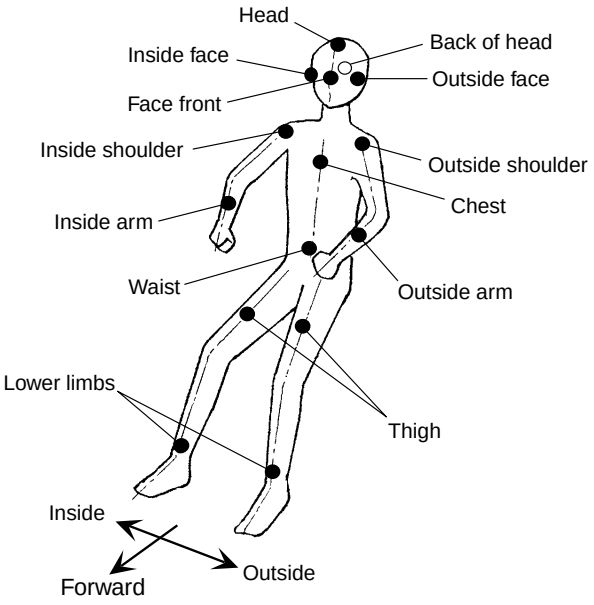


Fig.1 Feeling evaluation part of human body

評価速度における各比較車の評点平均値をFig.2に示す．この評点とパネリストのコメントを集約して以下の結果を得た．

（１）車両によってフィーリングに大きな差の出る部位は，車幅方向の中心側における顔側面部および外側の顔側面部（以下，それぞれ「内側顔」および「外側顔」という）である．

（２）比較車の中ではD車が内側顔および外側顔の評点が最も高く，全部位の合計点も高い．

（３）パネリストの意見を総括すると，オープンカーとして心地よい条件とは

・内側顔への巻き込み風（逆風）は大変不快であるため，少ない方がよい．

・外側顔へは適度な風が必要である（オープンカーとして，ある程度の風を感じられる方がよい）．

以上の結果をふまえて風処理の目標を設定することとした．

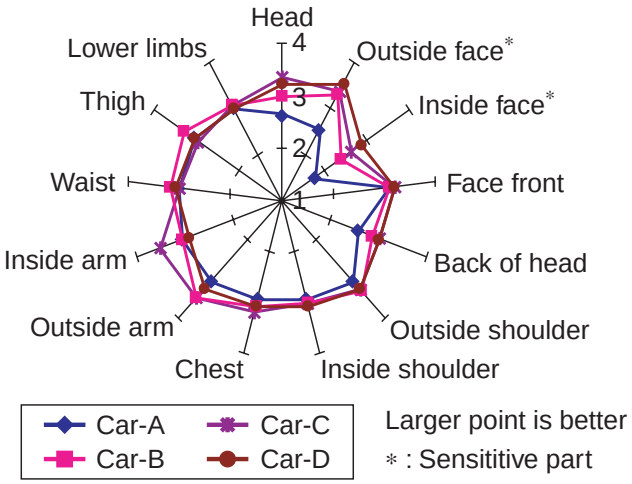


Fig.2 Feeling evaluation of wind in open car

３．２．目標値の設定

「気持ちよい風」という感覚的特性をより具体的な物理量と関係づけるために，先のフィーリング評価で用いた比較車４台について，外側顔および内側顔における風速を実車風洞において測定し，フィーリング評点と風速の関係を求めた．車両はフィーリング評価時と同様にフルオープン状態とし，風速の設定は風洞の主流速度を前述の評価速度とした．乗員の内側顔および外側顔の耳位置付近を測定点とし，一次元の熱線風速計を用いて車両前後方向の風速成分のみを測定した．

Fig.3に，比較車のフィーリング評点（パネリストの平均点）と風速の関係から目標値を設定した方法を示す．５点法における３点を気持ちよい風の境界線とし，３点以上のエリアを目標とするゾーン（以下，心地よいゾーン）と定義した．

外側顔に対しては適度に風が当たるのが心地よく，最も評点の高いD車を中心に風速が高いほど，あるいは低いほど評点は低くなっていることがわかる．このことより，外側顔への風速目標値をこの範囲とした．

内側顔の風については，逆流風のわずらわしい風であることから風速が低いほど評点は高いので，評点３ポイント以上の心地よいゾーンに入る風速以下を内側顔の風速目標値とした．

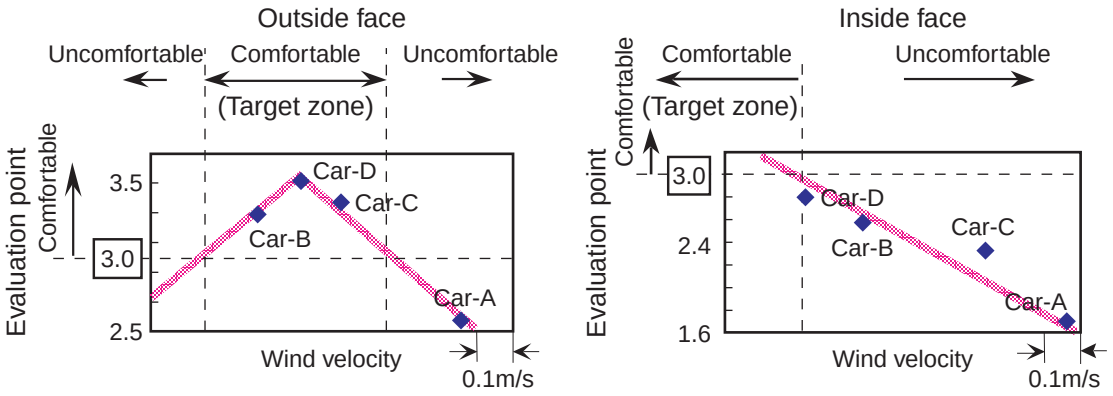


Fig.3　Settlement of target zone according to the correlation of wind velocity and feeling evaluation

４．風処理の手法と効果

オープンカーにおける風巻き込み(乗員への風当たり)にはFig.4に示すように，フロントウィンドー上部ではく離した流れがキャビン後方より逆流として車室内(主に車体中央部の左右座席間)へ流入してくる風と，フロントピラーの後流による車体側面方向からの流入風の二つが大きく寄与している[1)]．この二つの流れに着目し，設定した風処理の目標性能を達成するために開発初期段階からベースデザインに対し改良を加える実験的アプローチを重ねた．その手法と効果を以下に述べる．

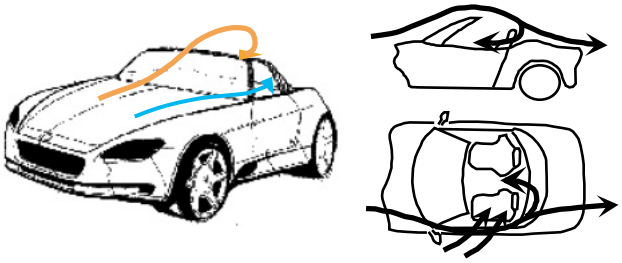


Fig.4　Wind in full-open condition

４．１．内側顔への風のコントロール

４．１．１．フロントウィンドー角度の影響

フロントウィンドーの最適角度について下記の方法で検討した．

(１)1/4クレーモデルによる解析

S2000のベースデザインのスケールモデルにより，模型用風洞においてスモークワイヤー法を用いて流れを可視化し，車体中央部の逆流域の風速を測定することでフロントウィンドーの角度と風速の関係を明らかにした．その結果をFig.5に示す．同図よりフロントウィンドーの角度を小さくするとキャビン後方の風の巻き込みが減少し，逆流風が低減することがわかる．

(２)風処理テスト車による解析

フロントウィンドーの角度を調整できるようにしたテスト車輌(以下，テスト車という)を製作し，上記(１)と同様の解析を行った．フロントウィンドーの角度を38 ℃(ベースデザイン)，34 ℃および30 ℃とし，タフトを使った流れの把握と内側顔の風速測定の結果をFig.6に示す．前述の1/4クレーモデルを用いた測定の結果と同様にフロントウィンドーの角度を小さくすることで内側顔の風速を低減できることが確認された．しかし，ベースデザインの角度38 ℃では目標値と比較して内側顔の風速は大幅に超過し，目標値をクリアするためには角度を33 ℃以下にすることが必要である．

フロントウィンドーの角度を小さくするには上部を後方に移動するか下部を前方に移動する必要があるが，衝突時の頭部衝撃保護および開放感やスタイリングの観点から，許容される範囲で下部を前方に移動してベースデザインの38 ℃と目標風速が得られる角度である33 ℃のほぼ中間の角度に決定したうえで，さらに内側顔の風速目標値を達成するために他の手法を併用した．

４．１．２．ロールバーのオフセット量の最適化

後方からの逆流風が乗員の内側顔に当たるのを防止するエアロスクリーン(防風板)効果を持つ部品として，座席後方部のリアデッキ上に設置されるロールバーに着目し，このロールバーガーニッシュの形状を工夫することで風処理の効果を得ることを試みた．Fig.7は，ロールバーが有る場合と無い場合での内側顔近傍における逆流風の車両前後方向成分の分布を示したものである．同図から，ロールバーによって内側顔の逆流風が低減しているのがわかる．

風処理に重要な因子は，座席のヘッドレストとロールバーとの車幅方向の相対位置(以下，オフセット量)であり，このオフセット量が大きい程内側顔への風当たり低減に効果があるが，後方視界とスタイリングを考慮した上で最適なオフセット量を設定した．

４．２．外側顔への風のコントロール

外側顔風速についてはフロントピラーを越えてくる側流の影響が大きいことからフロントピラーの形状を工夫して流れを制御することを試みた．

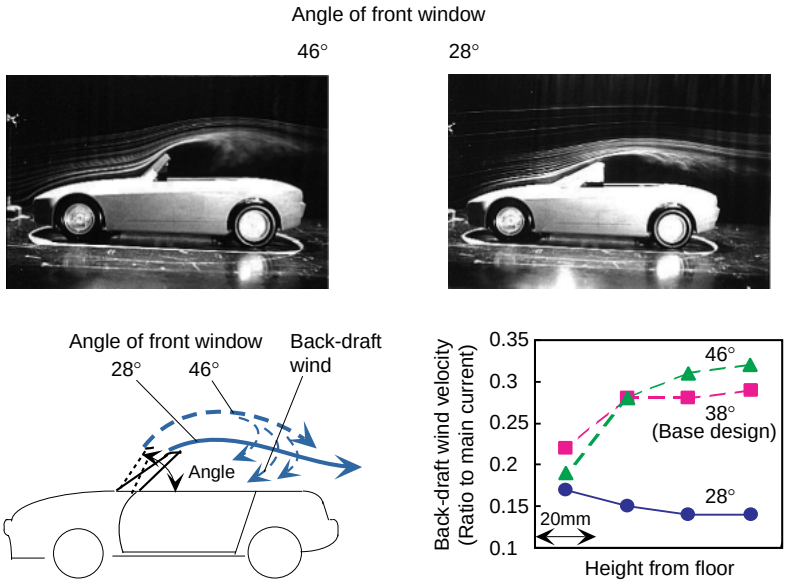


Fig.5 Analysis of back-draft wind using 1/4 scale clay model

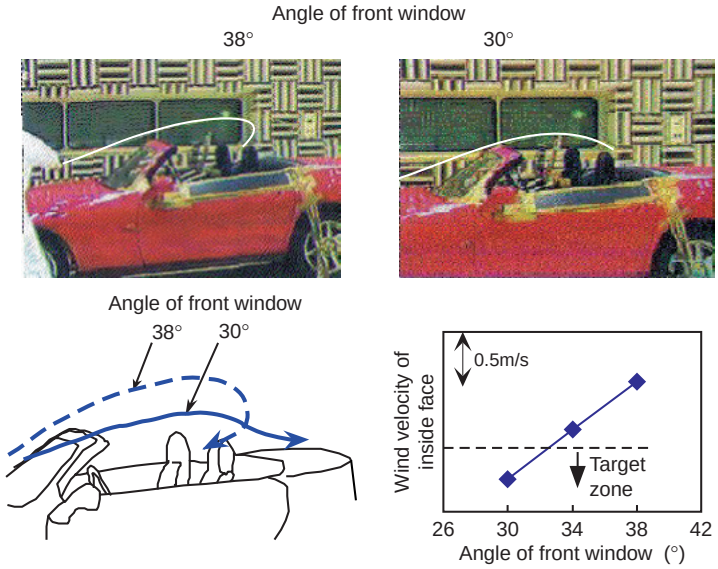


Fig.6 Analysis of back-draft wind using test car in the wind tunnel

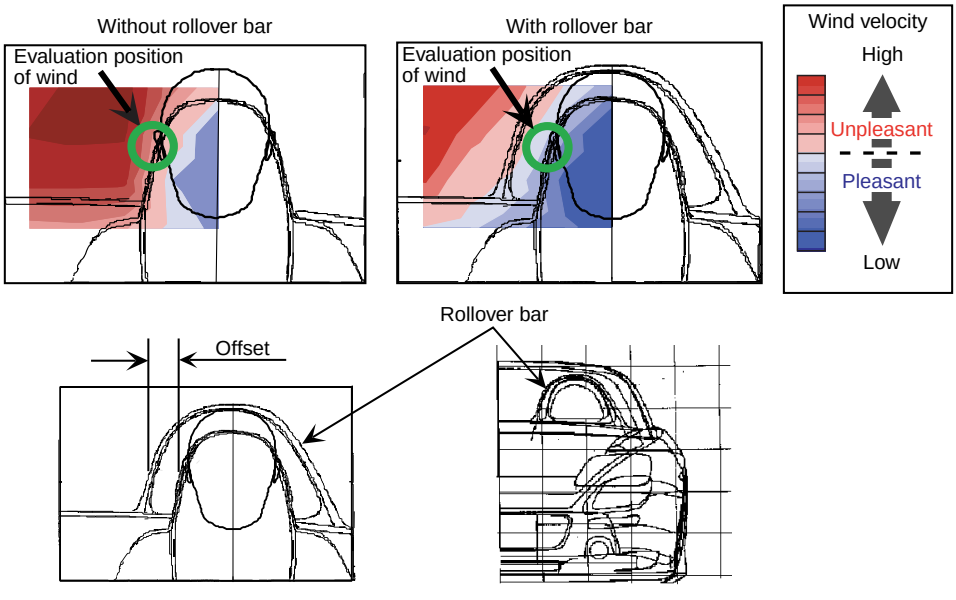


Fig.7 Influence of rollover bar on back-drft wind velocity at inside face

ベースデザイン形状における風の流れは，Fig.8に破線で示すようにフロントピラーではく離した流れの大半が比較的スムーズに後方へ流れるため，外側顔に対して適度な風速が得られていなかった．そこで同図中に示すようにドリップモール段差が設定されていないベースデザインに対しドリップ段差を付加することで，実線で示すようにフロントピラーまわりの流れを一たん車両外方向へはく離させた後に外側顔方向へ導くようにコントロールし，外側顔風速を増大させる効果を得た．さらに，フロントピラー面の角度をベースデザインより大きくすることでキャビン側への風の引き込み効果を大きくして，外側顔風速を目標ゾーンのほぼ中央とすることができた．

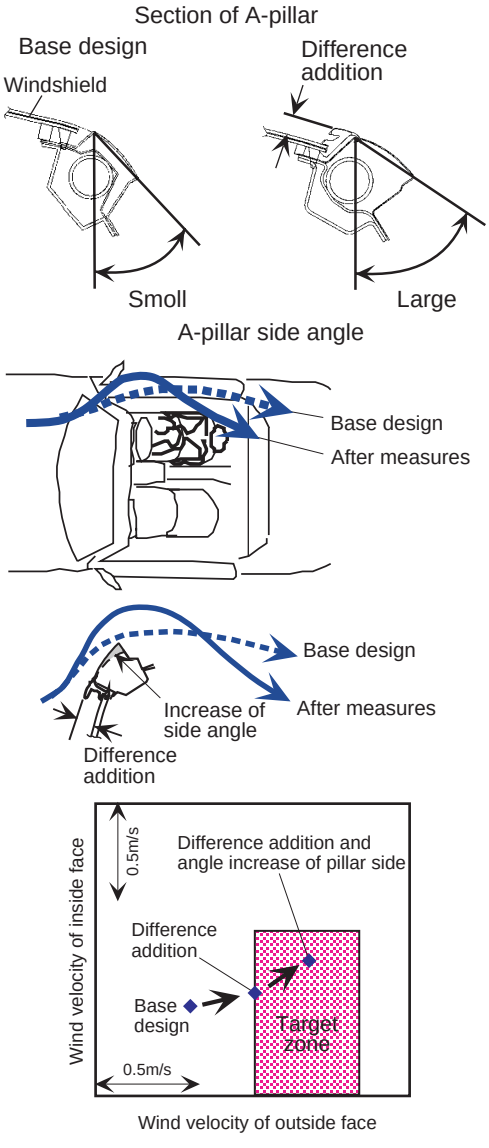


Fig.8　Control of wind velocity at outside face by A-pillar shape

テスト車において開発した以上の風処理手法を適用した結果，内側顔および外側顔ともFig.9に示すように目標とする風速の範囲に調整することができた．

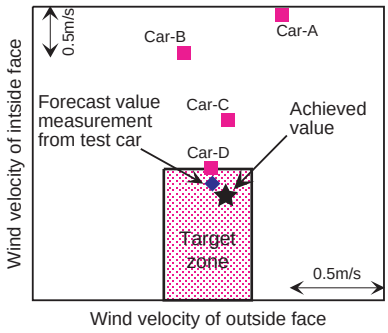


Fig.9　Velocity of the wind

4．3．高速走行における風処理

高速走行時にはサイドウィンドーを上げたセミオープン状態での走行も考えられるがその場合，外側顔に当たる風がほとんどないため内側顔への逆風がフルオープン時より強い不快感の要因となる．この状態ではできるだけ風を入れないことが快適な室内環境のためには望ましく，その手法として乗員頭部後方(座席後方)の車両中心部にエアロスクリーンを装着して内側への逆風を低減させた．

エアロスクリーンの高さは実験的に求めた逆風低減効果と後方視界とを考慮して約100mmとした．

Fig.10にエアロスクリーンの形状を，Fig.11にエアロスクリーン装着による逆風低減効果を示す．同図より，セミオープン状態ではスクリーン装着によりかなりの高速域まで快適なレベルが確保されていることがわかる．

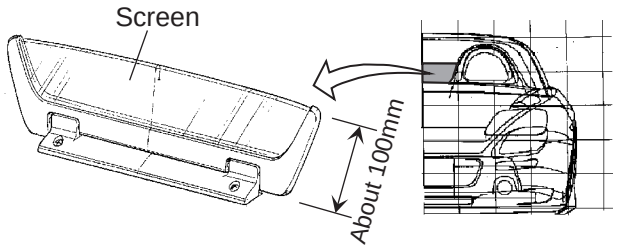


Fig.10　Aerodynamic wind screen

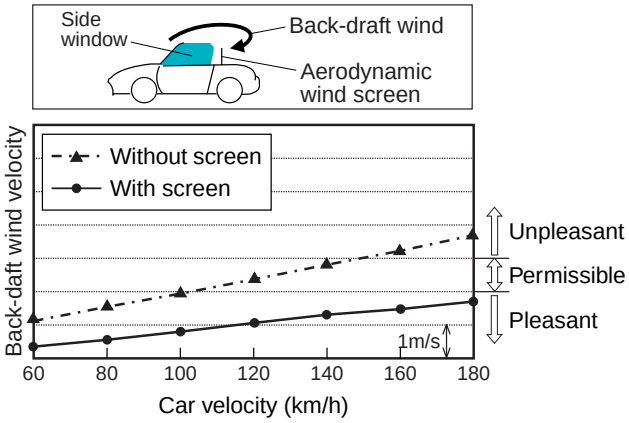


Fig.11　Effect of aerodynamic wind screen on back-draft wind velocity to inside face in semi-open condition

５．オープン走行時の暖房

５．１．オープン走行時の暖房の課題

一般的にオープン走行時にはセンターコンソール沿いに冷風が巻込んで腰や太ももに当たるため，冬期にオープン状態で走行することは快適ではない．その理由について各種オープンカーの試乗評価を行い，従来のヒータの配風は足を中心に配風されていることが多く，また風処理が不適切なためオープン状態ではひざから下の暖房効果しか得られないためであることが確認された．そこでS2000では，ヒータの配風改善により冬期のオープン走行の快適性を向上させることとした．

５．２．「OPEN mode」の設定

Fig.12に示すように，インストルメントパネル中央に新たに腰や太ももを暖めるための吹出口を設け，従来の足元吹出口からの温風はひざから下を暖める，「OPEN mode」を設定した．このような配風を実現するために，足元の吹出口もダクトタイプとした．従来の横吹き出しタイプにはない，上から吹出すシャワータイプの配風が，このモードにおける暖房効果の向上に大きな役割を果たしている．

OPEN modeの暖房効果を定量的に解析するために，温度センサを組み込んだ人体模型とコンピュータグラフィックスを用いて人体温度分布を表示する測定を実施した．温度変化に対し敏感な顔や下腿部は測定間隔を細かく，鈍感な胴回りは粗く測定し，全体で60の温度センサを用いて温度分布を測定した．数の限られたセンサから精度の高い温度分布を求めるために実測データからスプライン補間法によって各メッシュ格子点の温度を求めた．その結果を温度の高い所は赤系色，温度の低い所は青系色としてFig.13に示す．同図からわかるように従来のヒータのHEAT modeではひざまでしか暖房感を得られなかったが，OPEN modeによって腰から胸付近までを暖められるようになり，オープン走行時の暖房性能が大幅に向上したことが確認できた．

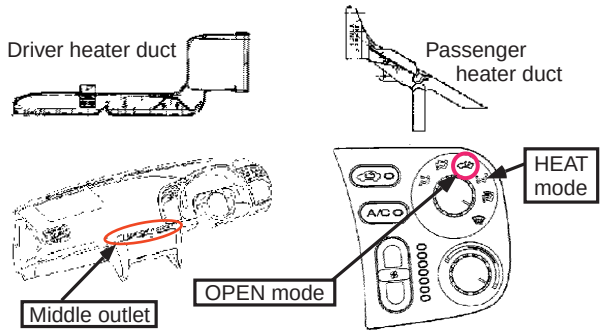


Fig.12 The outline of OPEN mode

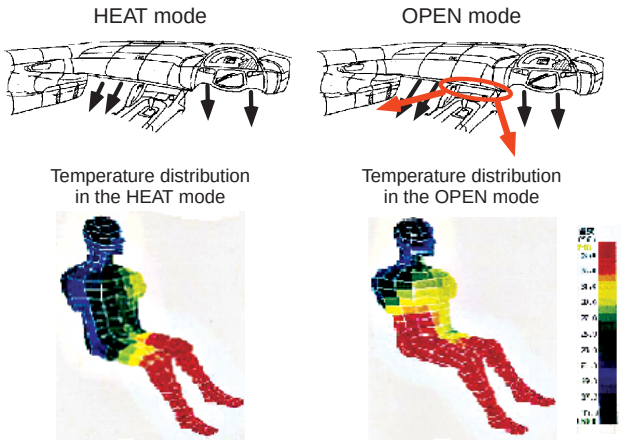


Fig.13 Effect of the OPEN mode

６．まとめ

「オープン走行を快適に楽しめること」をテーマとして，「風処理」と「暖房性能」の向上に取り組み，

（１）風処理において常用速度域のオープン走行での心地よい風の目標レベルを求めた．

（２）ロールバーの形状効果により後方からの逆流風を低減させた．

（３）フロントピラー形状の工夫により外側からの風を心地良く感じられるレベルにコントロールした．

（４）エアロスクリーンの装着により高速域においても快適なセミオープン走行を可能とした．

（５）エアコンに「OPEN mode」を設定し，腰から下の暖房性能を向上させることで冬期のオープン走行を快適なものとした．

その結果，さまざまなオープン走行状態において快適性を向上させることができた．

参考文献

１）Barnard, R., H.：Improving the wind environment in open cars, Veh NVH Refin, C487/021, I Mech E, p.73-78 (1994)

■著　者■



鈴 木 秀 男



若生真一郎



中 野　武

触媒後O_2フィードバックのための適応スライディングモード制御

Adaptive Sliding Mode Control for Secondary O_2 Feedback

安井裕司* 赤崎修介*
Yuji YASUI Shusuke AKAZAKI
上野将樹* 岩城喜久*
Masaki UENO Yoshihisa IWAKI

要　旨

排気エミッション低減に有効な三元触媒の浄化率向上のため，触媒の下流に設けたO_2センサ出力に基づいてエンジンの運転空燃比の制御を行なう触媒後O_2フィードバックが盛んに研究されている．

我々は，その性能向上には触媒の非線形的な応答特性によって生じるモデル化誤差に対する安定性向上が必要である事を明らかにした．

そこで，触媒をその周波数ゲイン特性に基づいてローパスフィルタとしてモデル化し，高いロバスト安定性を有する適応スライディングモード制御を制御アルゴリズムとして適用することにより，触媒後O_2フィードバックのモデル化誤差に対する安定性を大幅に向上した．

ABSTRACT

Large amount of efforts are put into the research of the secondary O_2 feedback that is the feedback control of air fuel ratio according to O_2 sensor output for increasing catalyst reduction rate.

The robust stability against the modeling error, which is caused by nonlinear characteristics of the catalyst, is necessary for improving the control performance.

Low-pass filer model was developed based on frequency characteristics of the catalyst, and Adaptive Sliding Mode Control was applied to that feedback algorithm. As a result, this secondary O_2 feedback obtained the superior stability against the modeling error.

１．まえがき

近年，環境問題への関心が急速に高まっており，米国を始め，欧州，日本でも自動車の排気エミッションや燃費に対する規制強化が行われている．その流れの中，米国カリフォルニア州において2004年から施行予定のLEV-II規制に代表されるように，特にNOx排出量の低減が望まれている．これらの動向に対し，各メーカや研究機関において，排気エミッション低減のための研究が精力的に行われ，その中でも，触媒の研究[1)]に並び，近年のマイクロプロセッサの能力向上に伴って，触媒浄化性能を有効活用するための空燃比制御の研究[2)~9)]がめざましい進歩を遂げている．

触媒浄化性能を有効活用するための空燃比制御としては，触媒の下流に設置したO_2センサ（以下，触媒後O_2センサ）の出力に基づきエンジンの運転空燃比を制御する触媒後O_2フィードバック[5)~9)]がある．

そこで，その性能向上が果たされれば更なる触媒浄化率の向上が期待できることから，触媒を含む排気系をローパスフィルタとしてモデル化し，ロバスト安定性の高い適応スライディングモード制御を適用することにより，モデル化誤差に対する安定性の向上を実現した．

以下にその内容について述べる．

２．着眼点とアプローチ手法

２．１．排気エミッション低減の着眼点

Fig.1に触媒後O_2フィードバックが適用されているエンジンの一般的な触媒とセンサのレイアウトを示す．この例では，触媒上流にリニア空燃比センサ（図のUEGO sensor），下流に触媒後O_2センサ（図のHEGO sensor）が設置されている．また，Table 1に実機テストで用いたプロトタイプの車両の諸元を示す．

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_10

Table 1 Specification of experimental vehicle

Vehicle :	'98 Model year ACCORD EX-ULEV
Engine	: L-4, 2.3 liters
ECU	: Prototype
Catalyst	: Tri-metal type (Pt:Rh:Pd=1:1:15) 277.5g/ft^3, 600cell/in^2, 1.7 liters, 50,000mile aging

Fig.1のエンジンにおいて，リニア空燃比センサによる混合気の空燃比に応じた出力をφin，触媒後O_2センサによる触媒後の排ガス成分に応じた出力電圧をVoutと定義し，Fig.2にトリメタル触媒(Pt/Rh/Pd触媒)の浄化率と2つのセンサ出力の関係を示す．

図より，HCとNOxの浄化率が最大となるφinは，触媒の劣化と共に減少するが，この浄化率が最大を示す時のVoutは0.6V近傍の一定値になることが分かる．この関係に着目すると，触媒後O_2フィードバックの安定性を向上し，Voutの0.6V近傍の最適値(以下，Vop)への整定を実現すれば，触媒の劣化状態によらず最大触媒浄化率が維持でき，更なる排気エミッションの低減を図れることが分かる．

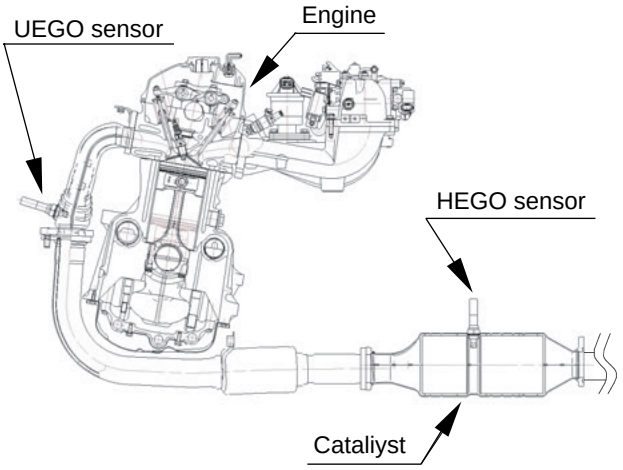


Fig.1 Layout of sensors and three-way catalyst

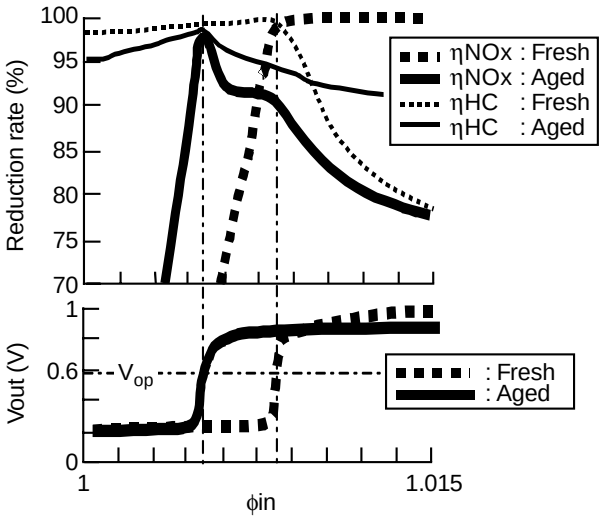


Fig.2 Reduction rate characteristics of three-way catalyst

2．2．触媒後O_2フィードバックの課題

Fig.3に，50,000mile走行相当のトリメタル触媒を用い，エンジンの空燃比を振幅±0.2，周期0.2Hzで正弦波状に加振したときのφinとVoutを同期サンプリングしたデータを示す．

図より，触媒への入力φinに対する出力Voutの応答は，Voutの増大時と減少時で応答が異なる非線形な特性となっていることが分かる．このような応答特性により触媒後O_2フィードバックはモデル化誤差を生じるため，これに対する安定性向上が不可欠となる．

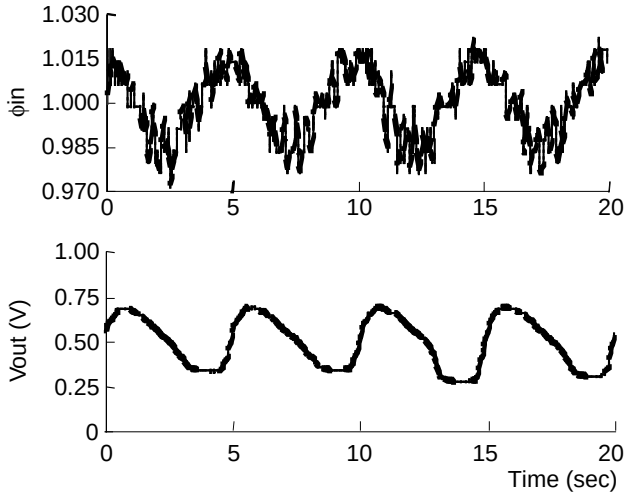


Fig.3 Frequency response characteristics of Vout and φin

2．3．解決手法

上記の課題解決のため，制御対象の周波数ゲイン特性に着目して触媒を含む排気系をローパスフィルタとしてモデル化し，そのモデルに基づき適応スライディングモード制御を用いた触媒後O_2フィードバックを構成した．制御系の全体構成は，Fig.4に示すように，Voutを最適値Vopへ収束させるためのφinの目標値(以下，φop)を適応スライディングモード制御によって算出し，エンジンの空燃比を制御するSTR(Self-tuning Regulator)を用いた触媒前空燃比制御によって，φinがφopに一致するように制御を行ない，結果的

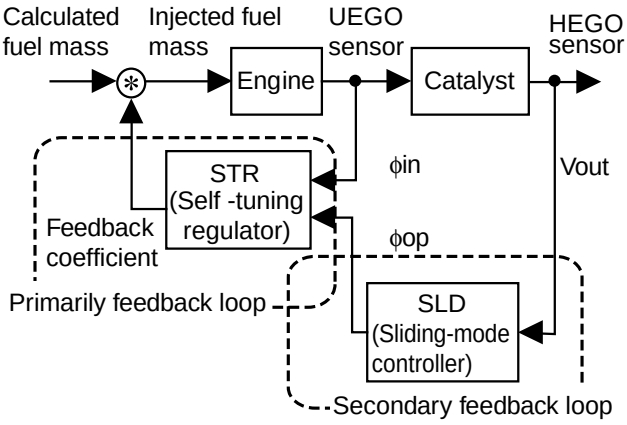


Fig.4 Overall configuration of double feedback loop

にVoutをVopへ収束させる二重フィードバックループの構成となっている．

３．排気系のモデル化

触媒後O_2フィードバックの制御アルゴリズムを設計するため，リニア空燃比センサから触媒後O_2センサまでの排気系を制御対象と考え，その周波数ゲイン特性を解析し，ローパスフィルタとしてのモデル化とモデルパラメータの同定を行なった．

３．１．制御対象の周波数特性

Fig.5にFig.3のφin，Voutをフーリエ変換した結果を示す．図より，制御対象の入力にあたるφinの周波数ゲインが各周波数に対してフラットであるのに対し，出力にあたるVoutの周波数ゲインは周波数の増加とともに減少しており，制御対象の周波数ゲイン特性がローパス特性であることが分かる．

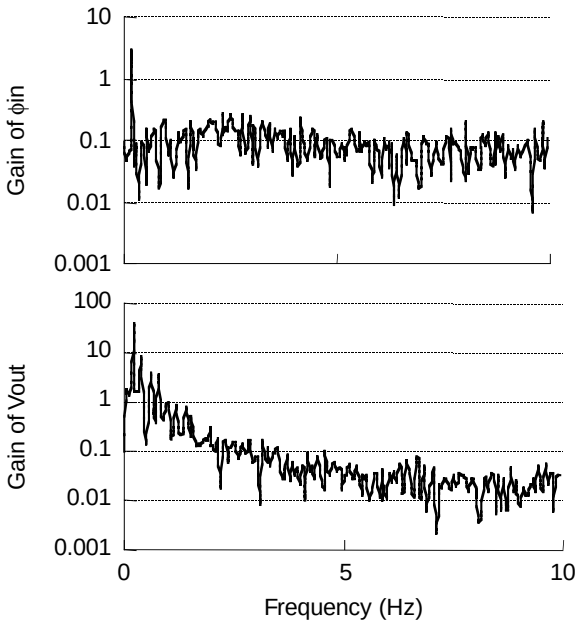


Fig.5　Frequency characteristic of three-way cataliyst

３．２．制御対象のモデル化

従来，触媒を含む排気系のモデル化手法として，O_2ストレージ反応などの化学反応式に基づいた化学式モデル[10]や，触媒の時系列応答の非線形特性に着目した非線形モデル[6]を用いる手法がある．ところが，それらのモデルは非常に複雑なものになり，そのモデルに基づいた高精度な制御の設計は困難であった．

そこで，前節の検討に基づき，制御対象を時系列応答特性ではなく，周波数ゲイン特性に着目し，入力をリニア空燃比センサによるφin，出力をO_2センサ出力Voutとした線形なローパスフィルタとして扱い，モデルパラメータの同定の容易さと構成次数の低減を考慮し，次の式(１)～(３)で示される離散時間系のARXモデル(自己回帰モデル)を用いてモデル化した．

$$VO2(k+1)=a1\cdot VO2(k)+a2\cdot VO2(k-1)+b1\cdot KACT(k) \quad (1)$$

$$VO2(k)=VO2''(k)-VO2\_TARGET \quad (2)$$

$$KACT(k)=KACT''(k)-KACT\_BASE \quad (3)$$

a1, a2, b1　：モデルパラメータ
VO2(k)　：VoutとVopの偏差
VO2"(k)　：Vout
VO2_TARGET　：目標値Vop
KACT(k)　：φinの基準値に対する偏差
KACT"(k)　：φin
KACT_BASE　：φinの基準値

３．３．モデルパラメータの同定

Fig.4のφinとVoutのデータを用いて，最小二乗法によりモデルパラメータa1、a2、b1の同定[11) 12)]を行った．その結果をTable 2に示す．

同定されたモデルパラメータa1、a2、b1とモデルの検証を行なうため，式(１)のモデルの入力にFig.3のφinを入力した時の出力(以下，Vout_m)をフーリエ変換し，Fig.6に示した．図より，モデルの周波数ゲイン特性は制御対象と同様のローパス特性となっており，同定されたモデルパラメー

Table 2　Result of model parameter

a1	a2	b1
1.4320	-0.4218	0.5531

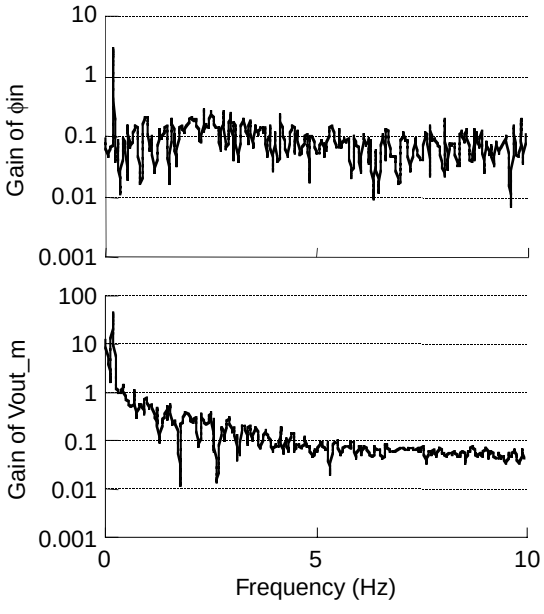


Fig.6　Frequency characteristic of　control object model

タa1、a2、b1とモデルは制御対象の周波数ゲイン特性を表現できていることが分かる．

４．制御アルゴリズムの設計

出力Voutを最適値Vopへ収束させるための目標値φopを算出する適応スライディングモード制御を用いた制御アルゴリズムの設計について述べる．

４．１．スライディングモード制御の採用

スライディングモード制御とは，Fig.7に示すように，制御対象モデルの状態変数であるVO2(k)，VO2(k-1)をそれぞれ座標軸とする位相平面上に，切換直線と呼ばれる状態変数によって構成される関数(図中のSwitching line)を定義し，状態量(状態変数の組み合わせ)を切換直線に拘束するように制御を行い，さらに切換直線に沿って位相平面の原点(＝目標値)へ収束させる制御である．

この状態量の切換直線に沿った収束挙動はスライディングモードと呼ばれるが，このモード中のスライディングモード制御系はモデル化誤差の影響を受けないロバストな状態になることが知られている[13]．

この特徴に着目して，触媒後O_2フィードバックのモデル化誤差に対する安定性向上のため適応スライディングモード制御を採用し，目標値φopを以下に示す三つの制御入力に基づいて算出する新たな構成とした．その詳細について以下に述べる．

等価制御入力Ueq：状態量を切換直線上に拘束するための入力
到達則入力Urch ：状態量を切換直線に載せるための入力
適応則入力Uadp ：モデル化誤差や外乱を抑制して状態量を切換直線に載せるための入力

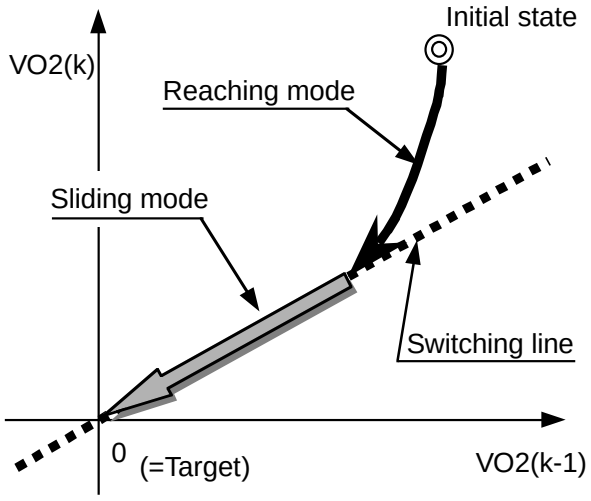


Fig.7 Sliding mode control

４．２．切換関数の設定

切換関数σを制御対象モデルの状態変数を用いて以下に定義する．

$$\sigma(k)=VO2(k)+S\cdot VO2(k-1) \qquad (4)$$

S；切換関数設定パラメータ

この時，切換直線は，

$$\sigma(k)=VO2(k)+S\cdot VO2(k-1)=0 \qquad (5)$$

となり，切換直線上に状態量が載った時，制御系の状態方程式は入力の無い一次遅れ系となる．

$$VO2(k)=-S\cdot VO2(k-1) \qquad (6)$$

したがって，式(６)のＳを調整することによって安定化すれば，状態はモデル化誤差の影響を受けることなく，時間の経過と共に原点へ収束する．また，式(６)の安定化は，Ｓを

$$-1<S<1 \qquad (7)$$

と選ぶことにより容易に実現できる．

４．３．等価制御入力の導出

スライディングモードの発生以後，状態量を切換直線上に拘束し，その状態を持続するために必要な入力である等価制御入力Ueqを導出する．

状態量が切換直線上に拘束され続ける条件は，

$$\sigma(k+1)=\sigma(k) \qquad (8)$$

であるから，式(８)を入力KACTについて解くことにより，等価制御入力Ueqが以下のように求められる．

$$Ueq(k)=\frac{-1}{b1}\{(a1-1)+S\}VO2(k)+(a2-S)VO2(k-1) \qquad (9)$$

４．４．到達モードの実現

スライディングモード制御における到達モードとは，状態を切換関数上に載せるためのモードである．ここでは，制御対象の入力と出力が微小ハンチング状態になるチャタリング現象を生じることなく到達モードを実現できる新たな制御入力を導出する．

一般的なスライディングモード制御では，到達モードを実現する入力として，式(10)に示すような到達則入力Urch'を採用し，

$$Urch'(k)=-(\frac{F}{b1}\ |\ \sigma(k)\ |+\Delta)\ sgn(\sigma(k)) \qquad (10)$$

sgn() ；符号関数
F　　；到達則ゲイン
Δ　　；モデル化誤差抑制パラメータ

制御入力Usl'を前節の等価制御入力Ueqと合わせて以下のように構成する．

$$Usl'(k)=Ueq(k)+Urch'(k) \qquad (11)$$

式(11)のように制御入力を構成した場合は，到達則入力Urch'の切換特性により，Fig.8に示すようなチャタリング現象を生じる．この現象は，スライディングモード制御特有の現象であるが，触媒後O_2フィードバックによって算出される目標値φopに基づいてエンジンの運転空燃比が決定されるため，エンジンの燃焼変動によるドライバビリティの悪化を招く恐れがある．

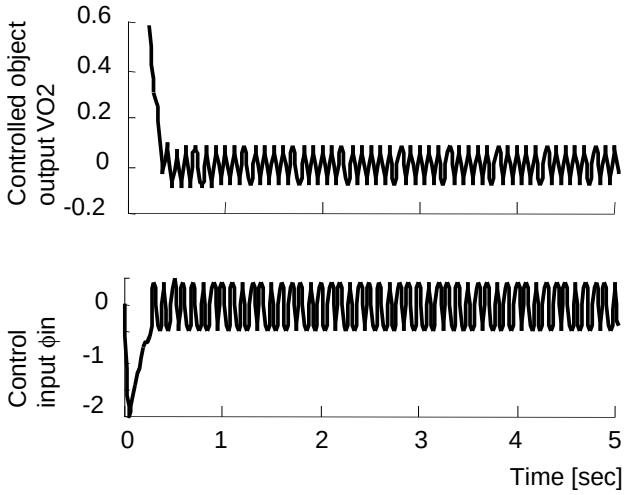


Fig.8　Chattering phenomena

そこでチャタリング現象を防止するため，その原因となる式(10)のモデル化誤差抑制パラメータΔを使用しない新たな制御入力を以下のように導出した．

まず，モデル化誤差を定常から低周波数域の成分(以下，E_L)とそれ以外の高周波成分(以下，E_H)に分離する．次に，３．１．節の検討による制御対象の周波数ゲイン特性に着目すると，E_Hは制御対象のローパス特性により，積極的な抑制を行なわなくても時間と共に減衰するため，E_Lのみを積極的に抑制すれば良い[13)~16)]ことが分かる．さらに，E_Lの影響がFig.9に示すような切換関数σ(k)の偏差となって現れることに着目すると，式(12)のσ(k)の積分値をフィードバックする適応則入力Uadpにより，モデル化誤差を抑制できる．

$$Uadp(k)=\frac{-1}{b1}G\cdot\sum_{i=0}^{k}\sigma(i) \qquad (12)$$

G；適応則ゲイン

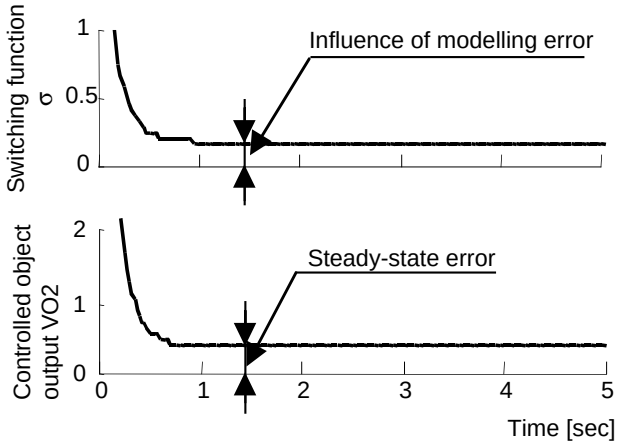


Fig.9　Influence of modeling error

よって，式(10)よりモデル化誤差抑制パラメータΔを取り除いた以下に示す到達則入力Urch

$$Urch(k)=-(\frac{F}{b1}\ |\ \sigma(k)\ |)\ sgn(\sigma(k))$$
$$=\frac{-1}{b1}F\cdot\sigma(k) \qquad (13)$$

と適応則入力Uadpを併用することにより，到達モードを実現し，適応スライディングモード制御の入力Uslを式(９)，(12)，(13)を用いた下式によって構成した．

$$Usl(k)=Ueq(k)+Urah(k)+Uadp(k) \qquad (14)$$

４．５．目標値φopの算出

式(14)による制御入力Uslは，制御対象モデルとして偏差系のモデルを採用したため，式(３)の基準値KACT_BASEに対する偏差として算出されている．よって，目標値φopは，下式によって求められる．

$$\phi_{op}=Usl(k)+KACT\_BASE \qquad (15)$$

５．シミュレーションによる安定性検証

シミュレーションにより，適応スライディングモード制御のモデル化誤差に対するロバスト安定性の検証を行った．

５．１．シミュレーション方法

シミュレーションによる適応スライディングモード制御の安定性検証を行うためには，制御対象の非線形特性を含めたシミュレーションモデルを構築し，それに対する制御系の安定性検証を行なわなくてはならない．ところが，制御対象は，触媒の化学反応過程を含んでおり，その非線形特性をモデル化することは困難である．現状では式(１)による線形モデルを用いているが，これをシミュレーションモデルとしたのでは，制御対象の非線形特性を含めた動特性を表現することはできない．

そこで，Fig.10に示すように制御対象を線形要素と非線形要素に分離し，線形要素の動特性のみを式(１)に基づいた式(16)に置き換え，式(17)に示すように線形出力(以下，VO2_l(k))に非線形要素成分の出力(以下，VO2_nl(k))を出力外乱として加えることにより出力(以下，VO2_m(k))を得るシミュレーションモデルを構成した．

$$VO2\_l(k+1) = a1 \cdot VO2\_l(k) + a2 \cdot VO2\_l(k-1) + b1 \cdot KACT(k) \quad (16)$$

$$VO2\_m(k) = VO2\_l(k) + VO2\_nl(k) \quad (17)$$

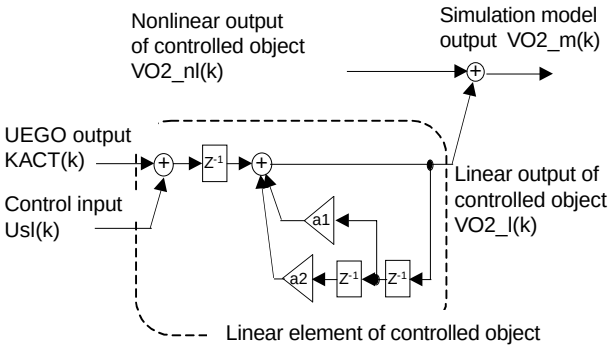


Fig.10 Simulation model of controlled object

５．２．シミュレーション結果

Fig.10のシミュレーションモデルを用いて安定性を検証し，Fig.11の結果を得た．

図より，適応スライディングモード制御により制御系の安定性が確保され，VO2_mの0±0.05V内への整定と切換関数σ(k)のゼロ近傍への整定が実現されていることから，目的としたモデル化誤差の周波数成分E_Lを抑制できていることが確認できた．

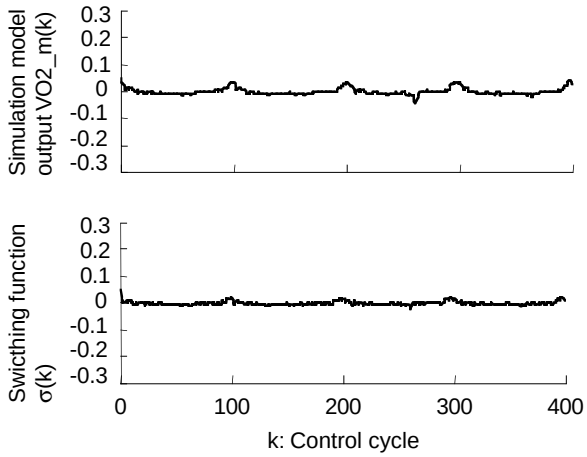


Fig.11 Simulation result of regulation by Adaptive Sliding Mode Control

６．実機による安定性検証

適応スライディングモード制御の実機における安定性検証を行なうため，プロトタイプの車両を用いて，50mile/hのクルーズ運転条件におけるPID制御と適応スライディングモード制御の制御性能比較を行なった．その結果をそれぞれFig.12と13に示す．

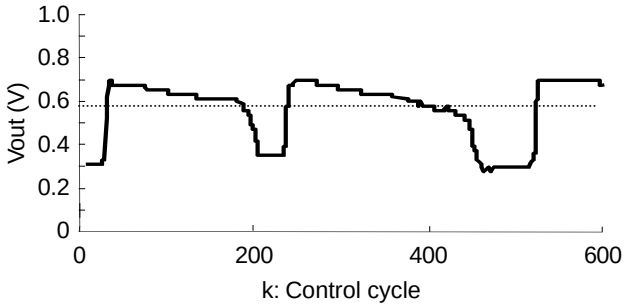


Fig.12 Steady operation test using PID controller

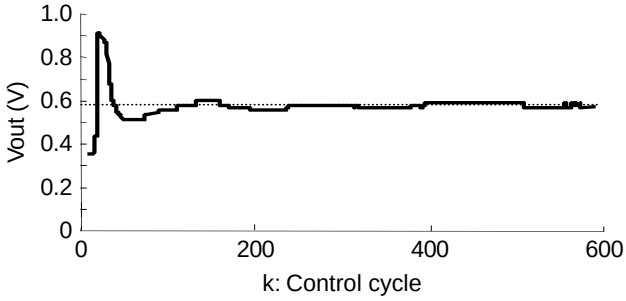


Fig.13 Steady operation test using Adaptive Sliding-mode controller

PID制御では，触媒後O_2センサ出力Voutを目標値Vopへ整定できないが，適応スライディングモード制御の場合は，目標値Vopに対する±0.025Vの範囲への高精度な整定を実現している．

また，スライディングモード制御特有の位相平面上にFig.13のVoutのVopに対する偏差VO2の軌跡を示すとFig.14のようになり，状態量が切換直線に拘束されながら原点へ収束するスライディングモードの発生も確認できた．

以上の結果より，実機における適応スライディングモード制御の安定性を検証できた．

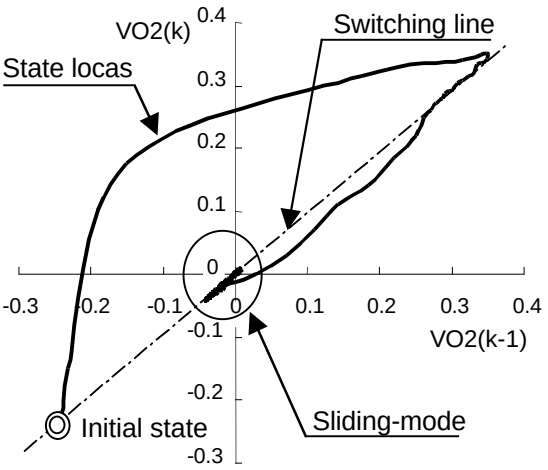


Fig.14　State locas on a phase plane

７．まとめ

以下に示すアプローチによって，触媒後O_2フィードバックの触媒の非線形的な応答特性によって生じるモデル化誤差に対する安定性を大幅に向上させた．

（１）制御対象であるリニア空燃比センサから触媒後O_2センサまでの排気系を、その周波数ゲイン特性に着目し、ローパスフィルタとしてモデル化した。

（２）ロバスト制御である適応スライディングモード制御を適用した．

また，50mile/hクルーズにおける実機テストにおいて，触媒後O_2センサ出力Voutの目標値Vopに対する±0.025Vの範囲への高精度な整定を確認した．

参考文献

１）平本，森田，関場，松下：三元触媒システムによる排気超クリーン化技術，自動車技術会 学術講演会前刷り集，NO.101-98, p.1-4 (1998)

２）Hasegawa,Y.,Akazaki,S.,Komoriya,I.,Maki,H., Nishimura,Y. and Hirota,T.：Individual Cylinder Air-Fuel Ratio Using an Observer, SAE Paper 940376 (1994)

３）Maki,H.,Hasegawa,Y.,Akazaki,S., Komoriya,I., Nishimura,Y. and Hirota,T.：Real Time Control Using STR in Feedback System, SAE Paper 950007 (1995)

４）Komoriya,I.,Hasegawa,Y., Akazaki,S., Maki,H., Nishimura,Y. and Hirota,T.：Application of Fluid Dynamics Model to Estimate Cylinder Intake Volume, SAE Paper 960075 (1996)

５）原田：自動車の制御技術,東京,朝倉書店,1997

６）岸，菊池，鈴木，林：ガソリンエンジンの超低エミッション化技術，自動車技術 Vol.52, p.11-17 (1998)

７）Anderson ,M.J.：A Feedback A/F Control System for Low Emission Vehicles, SAE Paper 930388 (1993)

８）Ohata,A., Masu,M., and Inoue,T.：Model Based Air-Fuel Control for Reducing Exhaust Gas Emissions, SAE Paper 950075 (1995)

９）Yatabe, H., Tai ,H., and Matsuura, M.：Air-to-Fuel Ratio of Gas Engines Using Response Characteristics of Three-Way Catalysts under Dynamic Operation, SAE Paper 910083 (1991)

10）馬場，松永，小島，大澤，伊藤：自動車用排気触媒の過渡時における浄化率予測，第14回内燃機関シンポジウム講演会論文集，p.205-210 (1997)

11）片山：システム同定入門，東京，朝倉書店，1994，p.196

12）寺尾，金井：ロバスト適応制御入門，東京，オーム社，1989，p.187

13）野波，田：スライディングモード制御，東京，コロナ社，1994，p.263

14）木田，池田，山口：広域遮断特性を持たせた最適レギュレータとその大型宇宙構造物制御への応用，計測自動制御学会論文集25-4，448-454(1989)

15）Gupta, N.K.：Frequency-shaped cost functionals：Extension of linear quadratic-Gaussian design method, J. Guidance and Control 3-6,p.529-535 (1980)

16）Anderson, B.D.O. and Mingori, D.L.：Use of frequency dependence in linear quadratic control problems to frequency-shape robustness, J.Guidance Control and Dynamics 8-3, p.397-401 (1985)

■著 者■



安井裕司



赤崎修介



上野将樹



岩城喜久

吸入空気量と点火時期の適応制御による始動後急速暖機システム

A Quick Warm-up System during Engine Startup Period Using Adaptive Control of Intake Air and Ignition Timing

上野将樹* 赤崎修介*
Masaki UENO Shusuke AKAZAKI
安井裕司* 岩城喜久*
Yuji YASUI Yoshihisa IWAKI

要　旨

冷間始動時の排気ガス低減には触媒の急速昇温による早期活性化が効果的であり，一手法として点火時期の大幅遅角によって排気温度を高め触媒の早期活性を図る技術が知られている．本研究では，フィードフォワード制御で大量の空気を吸入させエンジン回転数を点火時期の遅角で制御する手法により，触媒の急速暖機を実現した．加えてエアデバイスの流量ばらつきや経年変化に起因する制御性悪化を防止するため，適応スライディングモードコントローラを用いた流量補正と，流量補正係数の学習から構成される吸入空気量制御手法を考案した．以上のような手法の導入により適応性が向上した始動後急速暖機システムについて述べる．

ABSTRACT

To warm up catalyst quickly has an effect on emission reduction during engine startup mode, to give an example, a method using ignition retarding is generally known.

In this investigation the quick warm-up system was put into practice by the logic which much intake air was guided into the cylinder using feedforward control, and engine speed was controlled by ignition timing.

In addition this method had need to prevent deterioration of control with variations in air-device flow. Therefore it had been able to advance performance by means of compensation for the mass flow rate using an Adaptive Sliding-mode Controller and learning coefficient of compensation for the mass flow rate.

1．まえがき

近年，各国の自動車の排気ガス規制がますます強化されている中，ホンダでは97年秋に最も厳しい排気ガス規制である米国カリフォルニア州LEV規制のULEV（Ultra Low Emission Vehicle）カテゴリーに適合した乗用車ACCORD-EX[1),2)]を，世界で初めて量産化した．ACCORD-EXでは始動時と始動直後および暖機後のそれぞれに応じたエミッション低減技術を適用している．始動から始動直後期間では，VTEC（Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System）機構の片側吸気バルブ休止によって得られるスワールにより安定した希薄燃焼を可能として触媒活性前のHC低減を図っている．また暖機後においては，三元触媒の浄化性能を最大限に利用するために適応制御理論を用いたSTR（Self Tuning Regulator）によって高精度な空燃比制御[3)]を行い，極めて高い触媒浄化率を得ている．このように暖機後の有害ガス量はすでに非常に少なくなってきているため，今後予想される更なる厳しいエミッション規制に対応するには，始動時の更なるエミッション低減技術の確立が必要となる．

冷間始動時から触媒温度が活性温度に達するまでの期間は，排気有害ガスが触媒で十分に浄化されずに大量に大気中へと排出されている．この始動時の有害ガス排出量を低減するために，触媒の温度を活性温度に早く到達させる電気ヒータ[4)]やバーナ[5)]などを用いる方法が広く研究されている．また，吸入空気の増量と点火時期の遅角を行い排気温度を上昇させることにより，エンジンの排気ガスが触媒を加熱する電気ヒータやバーナーと同じような働きをする手法が知られている．

本研究では特別なハードウェアを必要としない後者の手法に着目し，必要十分な触媒加熱を可能とした始動後急速暖機システムの開発とその結果について述べる．

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_11

2．記号

G ：1サイクル当たりの吸入空気重量
k_1, k_2 ：単位換算係数
N_E ：エンジン回転数
P_{BA} ：吸気管絶対圧力
Q ：熱量積算値
θ ：RACV(Rotary Air Control Valve)開度
(n) ：今回値
(n-1) ：前回値

＜添字＞
OBJ ：目標値(規範モデル値)
ACT ：実測値(推定値)
CMD ：指令値
SLD ：スライディングモード制御出力値

3．原理説明

点火時期による排気温度の影響を調べるために，2.2L SOHC-VTECエンジン(圧縮比=8.8)を用いて暖機後，定速(1000,1500,2000rpm)，無負荷状態におけるエンジン単体試験を行った．点火時期を変化させた時の吸入空気流量をFig.1に，直下触媒前20mmの位置における排気ガス温度をFig.2に示す．この結果から，点火時期を遅角するに従って同じエンジン回転数を維持するのに多くの吸入空気量が必要となることがわかる．これは，吸入空気量一定のまま点火時期を遅角していくとIMEP(図示平均有効圧力)が低下するためである．また，点火時期を遅角していくと排気温度が上昇することがわかる．これは，サイクル中の断熱膨張期間の減少によって燃焼ガスの温度低下が減少する効果と，吸入空気量の増加によって熱量が増大する効果が加わって起こるものである．

始動後急速暖機システムの基本原理は，このように吸入空気増量と点火時期遅角を冷間始動時に適用することにより，触媒の昇温を促進させることである．

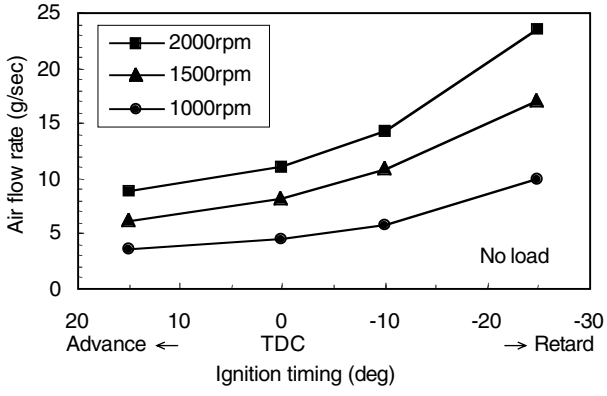


Fig.1 Effect of ignition timing on air flow rate

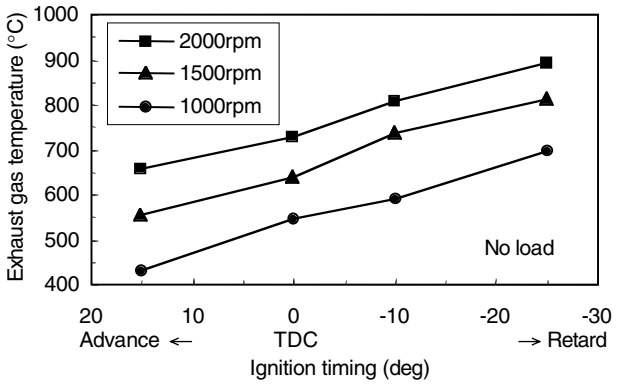


Fig.2 Effect of ignition timing on Exhaust gas temperature

次に，この基本原理を実現させるための吸入空気制御と点火時期制御の方法について述べる．排気温度を急速に上昇させる制御手法として，点火時期を優先的に遅角させて空気量でエンジン回転数を制御する方式があるが，この方式をとった場合吸気系アクチュエータの遅れや吸気系体積に起因する遅れなどから，エンジン回転変動の動きに追従しきれない．

そこで，点火時期には指令値に対する操作量の遅れが無いことに注目し，エアデバイスを用いて大量の空気をフィードフォワード制御により優先的に供給しエンジン回転数を目標値となるように点火時期で制御することにより，始動後急速暖機システムの精度と安定性の向上を図ることにした．

4．課題

しかしながらエアデバイスには構造上，流量ばらつきが存在する．一例を挙げると，量産車に用いられるRACV(Rotary Air Control Valve)の場合にはTable 1に示すように設計要件の流量許容誤差が10%以上となっており，コストや製造技術のためこのような大きな値に設定せざるを得ない．また，経年変化により流量特性が変化してしまうことも想定される．これらによってエアデバイスの開度司令値と実際の開度が一致しなくなると，流量変化により所要の熱量を触媒に与えることができなくなり，始動後急速暖機システム終了時における触媒の到達温度にばらつきが発生してしまう問題点がある．

このように，吸入空気をフィードフォワード制御により

Table 1 Example of flow rate tolerance of RACV

Flow rate (m^3/h)	Tolerance (m^3/h)
1.8 (Min.)	-0.7, +0.6 (39%)
22.0	±2.3 (10.5%)
64.0 (Max.)	±6.8 (10.6%)

優先的に供給する方式を用いて始動後急速暖機システムを実現させるためには，エアデバイスの流量ばらつきを補償するための吸入空気量の補正を行なうことが非常に重要となってくる．

5．制御手法

5．1．基本構成

Fig.3に始動後急速暖機システムの構成を，Fig.4に基本動作を示す．RACVはロータリーバルブを用いたエア・アクチュエータであり，スロットル弁と並列に配置されている．

始動からの時間によりRACV開度が決定されているRACV開度指令値テーブルに従って暖機終了までの期間，通常始動時よりも増量した吸入空気をフィードフォワード制御で供給する．エンジン回転数が設定回転数を超えると，設定回転数となるように点火時期のPI制御が開始される．ここで供給された吸入空気量はすでに増量されているために，点火時期は遅角側に動き吸入空気量の増加分とつりあう点火時期まで遅角したところで平衡する．よって，RACV開度指令値テーブルは始動性や点火時期の推移などを考慮して設定しておく必要がある．

また，点火時期を遅角していくとIMEPが徐々に低下するが，点火時期の遅角量が多くなるほどIMEPの変化率が大きくなり点火時期の操作量に対するエンジン回転数の変動が大きくなる傾向にある．よって，点火時期の遅角量にしたがってフィードバックゲインを小さくすることによってエンジン回転数の制御性の向上を図っている．

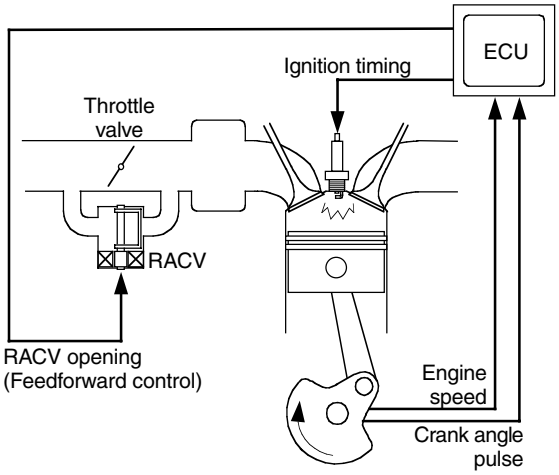


Fig.3 Structure of the Quick Warm-up System using RACV

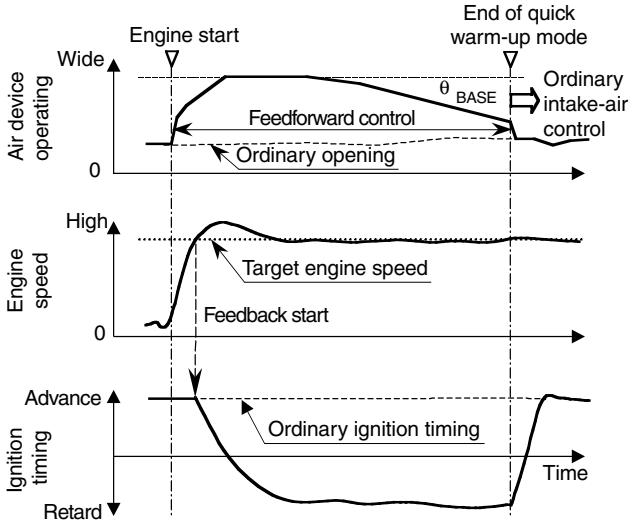


Fig.4 Fundamental action of the Quick Warm-up System

5．2．吸入空気量の補正

5．2．1．エアデバイス制御への要求項目

エアデバイス流量補正を行うに際に要求される項目を挙げると以下のようになる．

(1)点火時期と吸入空気量の2入力2出力系の相互干渉回避

(2)以下の原因によるばらつきに応じた流量補償

- 指令値に対する実際のエアデバイス開度の変動
- 生産誤差や経年変化によるエアデバイス開度の定常偏差

以上のような要求項目を実現するために，始動後急速暖機システム実行中に流量補正を同時に行う「リアルタイム流量補正機能」と，エアデバイス開度の定常偏差を打ち消す「エアデバイス開度学習機能」の2つの機能から構成される流量補正手法を以下に述べる．

5．2．2．リアルタイム流量補正機能

エアデバイスの流量ばらつきが生じた場合でも，始動後急速暖機モード終了時までに必要十分な熱量を与えることができるように流量補正をおこなうことを考える．まず，実際に吸入した空気量を計測しながらあらかじめ決定しておいた規範となる流量モデルとの偏差を求めることにより流量変化を検知し，次にその偏差を無くすような補正値をエアデバイス開度に随時出力するコントローラを設計する．

Fig.5にリアルタイム流量補正機能の概略図を示し，始動後急速暖機システムにおける流量補正手法の構成要素ごと

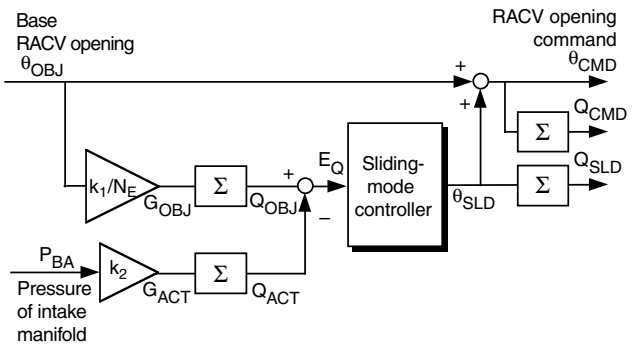


Fig.5 Flow rate compensator for RACV

の詳細を以下に述べる．

（a）吸入空気量規範モデルの算出

ここでは始動後急速暖機システムにおいてエアデバイスの流量ばらつき補正を導入する際の規範モデルを算出する手順を述べる．始動後急速暖機システムでは触媒に必要十分な熱量を与えることが目的なので，規範モデルとしてはその熱量を表すことができれば良い．さらに空燃比を一定とすれば熱量は吸入空気量に比例するので，熱量とその積算値を求めるにはそれぞれ吸入空気量とその時間積分値を求めれば良い．エアデバイスを通過する空気量はその開度と前後差圧によって決定されるが，規範モデルは観測値から算出される推定モデルと比較されるため，観測値を使わずに規範モデルの算出を行う必要がある．そこで吸入空気量の規範モデルは観測値である前後差圧は使用せず，（1）式に示すようにRACV開度指令値(θ_{OBJ})を吸入空気量の代表値と考えることにより算出した．（2）式ではその吸入空気量を積算することにより規範モデルとなる熱量積算値(Q_{OBJ})を算出している．

$$G_{OBJ} = k_1 \cdot \theta_{OBJ} / N_E \quad (1)$$

$$Q_{OBJ}(n) = Q_{OBJ}(n\text{-}1) + G_{OBJ} \quad (2)$$

ここで，k_1はすべての単位換算係数と大きさを合わせるための係数を含めたものである．また，RACV開度指令値(θ_{OBJ})はFig.4のように実験的検討により決定した始動からの時間に対するRACV開度の数値テーブルになっており，その面積は吸入空気量の積算値，すなわち触媒に与えた総熱量と等価である．

（b）エンジン吸入空気量の推定

燃料噴射量演算方式の一つであるスピードデンシティ方式では，吸入管圧力とエンジン回転数より吸入空気流量を推定しており，ここでも（3）式のように吸気圧P_{BA}を用いてサイクル当たりの吸入空気量(G_{ACT})を演算した．（4）式では，その吸入空気量を積算することにより熱量積算値(Q_{ACT})を算出している．

$$G_{ACT} = P_{BA} \cdot k_2 \quad (3)$$

$$Q_{ACT}(n) = Q_{ACT}(n\text{-}1) + G_{ACT} \quad (4)$$

ここでk_2は単位換算係数であり，標準状態で始動後急速暖機を実行したときに推定値(G_{ACT})が規範モデル(G_{OBJ})と同じ値となるように設定する．

（c）適応スライディングモード制御を用いた流量補正手法

本項では，エアデバイス流量補正機能における制御部について述べる．

規範モデルと推定値の熱量積算値の偏差(E_Q)を（5）式により求める．

$$E_Q(n) = Q_{ACT}(n) - Q_{OBJ}(n) \quad (5)$$

始動後急速暖機システムの設定された実行時間の終了までの間に，この偏差(E_Q)をすばやく安定的に補正するためにFig.6に示すようなスライディングモード制御[6]を適用した．

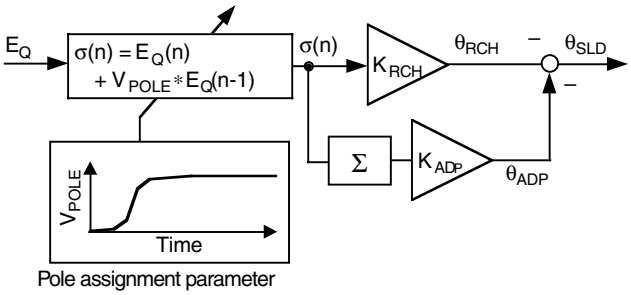


Fig.6 Structure of adaptive sliding mode controller in the flow rate compensator

スライディングモード制御は以下のような構成となっている．まず，制御対象の状態変数である熱量偏差の今回値$E_Q(n)$と前回値$E_Q(n\text{-}1)$を座標軸にとった位相平面上に，切換直線[7]と呼ばれる状態変数によって構成される関数を定義する．次に，到達モードと呼ばれる状態量を切換直線に拘束するような制御を行う．切換直線に到達した後は制御系は入力の無い一次遅れ系となるため，状態量は切換直線に沿って位相平面の原点，すなわち目標値へ漸近的に近づくようになる．

スライディングモード制御の特徴として，システムの動特性を位相平面上の切換関数の傾きを表すパラメータV_{POLE}によって一義的に指定できることが挙げられる．このことによりV_{POLE}を時間にしたがって変化させることにより始動直後は流量補正を実行せずに，しばらくしてエンジン運転状態が安定したところから流量補正を徐々に開始することが容易に可能となる．また，V_{POLE}により偏差の収束速度も規定できるため，流量補正フィードバックを点火時期フィードバックに比べてローゲインに設定することによって，常に2つのフィードバック系が干渉しないようにすることも可能となる．

以上のように，RACV流量補正に適応スライディングモード制御を採用することによって，RACVに流量ばらつきが生じている場合でも必要十分な吸入空気の供給を可能としている．

5．2．3．エアデバイス開度学習機能

エアデバイスの経年変化などで開度に定常偏差が発生した場合，毎回の冷間始動時に同じ偏差を含む流量補正を

行ってしまうことが考えられる．

そこで，次回の始動後急速暖機実行時に補正量がより少なくて済むように，リアルタイム流量補正機能による補正量を基にベースのRACV開度を学習させる手法を導入した．Fig.7に演算手法を示す．Q_{CMD}は始動後急速暖機が終了した時点における規範熱量の積算値であり，Q_{SLD}はスライディングモード制御部における補正熱量の積算値，C_{LRN}は学習値演算時の重み係数である．K_{LRN}は次回の始動後急速暖機のベース開度に乗算する流量補正係数の学習値であり，リアルタイム流量補正で実際に行った補正量の割合から演算される．

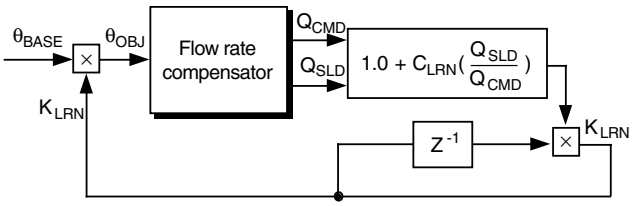


Fig.7　Learning method of the RACV flow rate

6．実験結果

6．1．始動後急速暖機システムの効果

米国カリフォルニア州で市販されている98年モデルACCORD(LEV規制ULEVカテゴリー車)をベースにしたプロトタイプ車を用いて始動後急速暖機システムの効果を確認した．Fig.8に実車テストで使用したエンジンと触媒の断面図および測温点を示し，Table 2に諸元を示す．

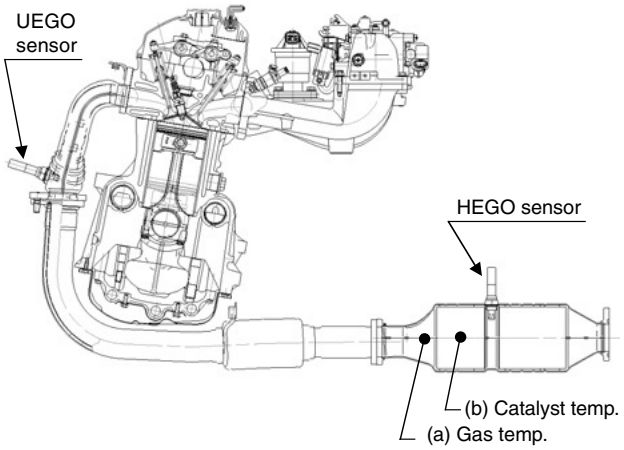


Fig.8　Cross section of ULEV Engine and thermocouple position

Table 2　Specification of experimental vehicle

Vehicle	: 98 Model year ACCORD EX-ULEV
Engine	: L-4 , 2.3liters SOHC-VTEC (Prototype)
ECU	: Prototype
Catalyst	: Tri-metal type (Pt:Pd:Rh=1:15:1) 277.5g/ft^3, 600cell/in^2, 1.7L,100,000mile aging

Fig.9に始動後急速暖機システムの有無によるLA-4モードの一山目におけるHCおよびNOxの排出量の比較を示す．始動時と始動後の初期においては，始動後急速暖機システムを適用した場合の排気エミッションが通常の始動と比較して増大している．これは始動後急速暖機システムはオープン制御で大量の空気を吸入させるため，触媒活性前のフィードガス量が増大するためである．始動後急速暖機システムの導入による触媒の昇温効果をFig.10に示す．始動20秒後の発進加速時には触媒がほぼ活性温度に達するため，これ以降のエミッション排出量は従来手法よりも大幅に減少していることがわかる．

始動後急速暖機システムを導入した場合のLA-4モードでの排気エミッションの低減率をTable 3に示す．このように排気エミッションをほぼ半減させることが可能となった．

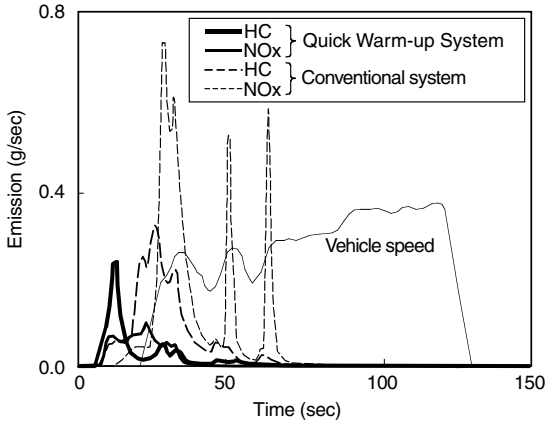


Fig.9　Modal emissions during LA-4 1st hill

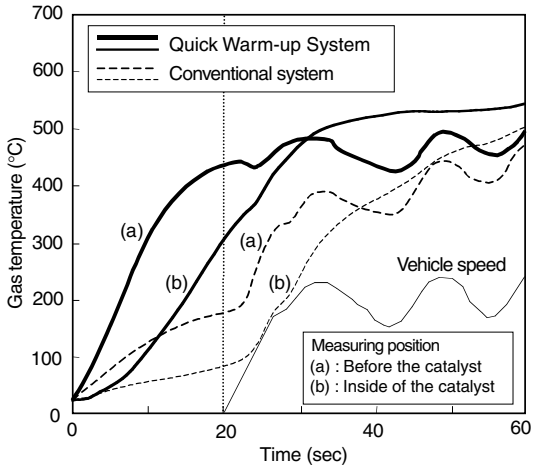


Fig.10　Catalyst temperatures using the Quick Warm-up System

Table 3　Emission reduction rate using Quick Warm-up System (LA-4 Mode)

CO	NMOG	NOx
50%	45%	60%

６．２．エアデバイス流量補正手法の効果

ここでは実車を用いた実験により確認したエアデバイス流量補正手法の効果を述べる．

実験方法としてはRACV標準品を用いた水温25℃での始動テストにおいて，RACV開度の指令値を10%減少させることにより意図的にRACVに流量ずれを発生させ，エアデバイス流量補正を実行させる方法をとった．Fig.11は始動後急速暖機モードが設定タイマーにより終了するまでアクセルペダル開度を全閉のまま放置したときの規範熱量と推定熱量の推移である．Fig.12はその時のベースRACV開度と補正後のRACV開度を示している．基準RACV開度に対し実開度が10%少なくなるように設定されているので，推定熱量が規範熱量に比べて小さくなる．よって，スライディングモードコントローラによる流量補正θ_{SLD}が基準RACV開度に対し増大方向に働く．これにより推定熱量が規範熱量に徐々に近づき，始動後急速暖機モード終了時には推定熱量が規範熱量に到達する．

次に始動試験を繰り返し行ったところ，十分に学習回数を重ねた後には規範熱量に推定熱量が一致するようになるので，RACV開度のリアルタイム流量補正量も無くなり定常的な経年変化などによるばらつきを打ち消せることを確認できた．

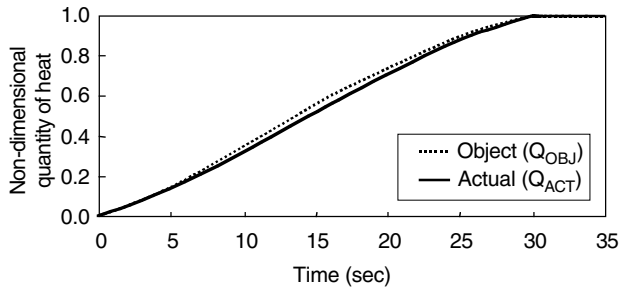


Fig.11 Compensation for quantity of heat by the Sliding mode controller

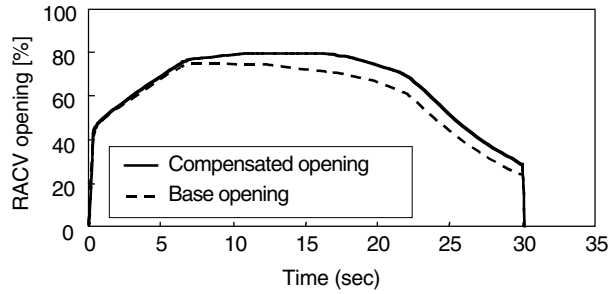


Fig.12 Compensation for RACV opening by the Sliding mode controller

７．まとめ

エンジンの冷間始動時における排気エミッション低減のため，吸入空気量を優先とするフィードフォワード制御と点火時期遅角制御を用いることによって，さらにエアデバイスの流量ばらつきと経年変化を補正することによって必要十分な熱量を触媒に供給できる始動後急速暖機システムを構築した．

（１）始動後急速暖機システムの導入によりLA-4モードにおける排気エミッションをほぼ半減することができた．

（２）適応スライディングモードコントローラを用いたリアルタイム流量補正機能により，±10%程度の流量ばらつきはその回の始動期間中に補正可能であることが確認できた．

（３）流量補正係数の学習機能により，経年変化などによるRACV開度の定常偏差を打ち消せることを確認した．

参考文献

１）川合誠　他：Ultra Low Emission Vehicleのための高精度空燃比制御ECU, HONDA R&D Technical Review Vol.9, p.100-110 (1997)

２）柴田光弘　他：'98モデル「アコード」用2.3L L4エンジンの開発，HONDA R&D Technical Review Vol.10, p.58-66 (1998)

３）牧秀隆　他：適応制御理論を用いたA/Fフィードバックシステム, HONDA R&D Technical Review Vol.7, p.18-23 (1995)

４）岸則行　他：極超低公害ガソリンエンジンの研究, 自動車技術会 学術講演会前刷集179, 1998-10

５）Langen, P., et al.: Heated Catalytic Converter Competing Technologies to Meet LEV Emission Standards, SAE Paper 940470

６）野波健蔵, 田宏奇：スライディングモード制御, コロナ社，1994, p.263

７）安井裕司　他：触媒後O_2フィードバックのための適応スライディングモード制御, HONDA R&D Technical Review Vol.11 No.1, p.65-72 (1999)

■著　者■



上野将樹



赤崎修介



安井裕司



岩城喜久

直押し動弁系可変バルブ制御システムの開発

Development of Variable Valve Control System for Directly Actuated Type

津久井 孝 明* 堤 崎 高 司* 西 澤 賢 一*
Takaaki TSUKUI Takashi TSUTSUMIZAKI Kenichi NISHIZAWA
熊 谷 吉 彦* 中 島 睦 夫*
Yoshihiko KUMAGAI Mutsuo NAKAJIMA

要 旨

高回転・高出力が望まれているスポーツタイプの二輪車用エンジンのために，エンジン出力と環境保護対策を両立させるバルブ休止機構付きバルブ制御システム（HYPER VTEC：Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System）を開発した．

このシステムは，コンパクトかつシンプルな機構で動弁系質量増加を最小限に抑え，高い信頼性・耐久性を備え，異常なバルブ挙動なしに13,500rpmまでの高速回転が可能な機構としたバルブの作動数切り換え機構である．

このバルブ制御システムには，燃料消費率の向上及び吸排気系音を２バルブ作動域で低減させる効果がある．２バルブと４バルブの切換え機構部は，冷間鍛造による製造とし，廉価なコストで製品化を達成した．

このシステムは，国内向けとして1999年に発売されたスポーツタイプの二輪車「CB400SF」に採用されている．

ABSTRACT

The new valve control system (HYPER VTEC: Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System) with a valve inactive mechanism has been developed to achieve effectively engine power enhancement and the environment protection for sports type motorcycle engines with higher engine speed.

The mass increase in the valve operating system is kept to a minimum with a compact, simple mechanism, enables high engine speeds of up to 13,500 rpm without malfunctional valve motion, and providing high reliability and durability.

In addition, the valve control system contributes to enhance fuel economy and also to decrease the intake and exhaust system sounds during two valve operation. The switching mechanism part of the operating valve number was manufactured by cold forging, and was achieved inexpensively.

This system was introduced on the sports type motorcycle CB400SF for domestic sales in 1999.

１．はじめに

地球環境保護の関心が高まる中，二輪車の開発において，燃料消費率向上・排気ガスクリーン化・走行騒音低減などの対策が積極的に行われている．これらの環境保護対策とエンジン出力との両立は，技術的に難しい課題である．この課題達成のために，ホンダの四輪車用に採用されているVTEC（Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System）[1]は，世界的にも認知されている．このVTECは，ホンダが1982年に二輪車用に開発したREV（REVolution Modulated Valve Control）機構を発展させた機構である．

スポーツタイプの二輪車用エンジンは高回転・高出力が望まれており，現在では，直押し動弁系[2]が主流となっている．そのため，エンジン出力と環境保護対策を両立させる直押し動弁系での可変バルブ制御システムの開発が望まれていた．本稿では，スポーツタイプの二輪車用に開発した直押し動弁系用バルブ制御システム（以下，HYPER VTEC）の構造・基本作動及び，その特徴的な効果について報告する．このシステムは，国内向けとして1999年に発売された「CB400SF」に採用されている．

２．開発目標

スポーツタイプの二輪車用エンジンのバルブ制御システムとして次の開発目標を設定した．

（１）高いエンジン回転数まで動弁系作動を保障する．
（２）動弁系質量増加を最小限とする．
（３）コンパクトな機構とする．
（４）シンプルな機構とする．
（５）高い信頼性・耐久性を備える．
（６）妥当なコストで量産できる．

＊朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_12

３．構造説明

HYPER VTECは４バルブエンジン用であり，Fig.1に示すようにバルブリフタに内蔵されたバルブ作動切換えシステムと油圧回路を含む油圧制御システムにより構成されている．バルブリフタに内蔵されたバルブ切換えピン(以下，スライドピン)の位置によりバルブ休止・作動が制御される．

３．１．バルブ休止状態

Fig.2にバルブが休止している状態を示す．バルブが休止している状態ではスライドピンに油圧が作用していないでスライドピンは，リターンスプリングによりストッパピンに押し付けられている．このとき，スライドピンに設けられた貫通穴にバルブステムがもぐり込むため，バルブリフタ及び切換え機構部がカムにより駆動されてもバルブは休止状態にある．なおバルブリフタ及び切換え機構部はアウタバルブスプリングによりカムプロフィールの動きに追従している．

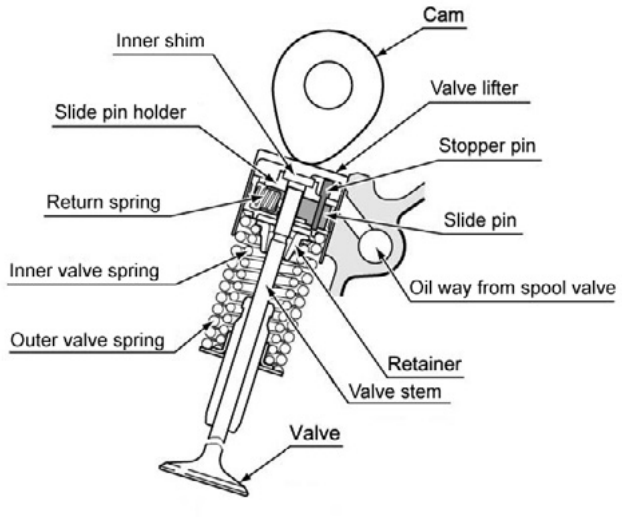


Fig.1 Structure of HYPER VTEC

３．２．バルブ作動状態

Fig.3にバルブが作動している状態を示す．油圧がシリンダヘッド内部の油圧通路を通り，リフタホール内油圧溝からリフタの外周穴を経てスライドピンに作用し，スライドピンをスライドさせる．スライドピンがスライドするため，バルブリフタが駆動されると，スライドピンの平面部がバルブステムを押し，バルブとバルブリフタが一体となって動く．なお，バルブ，バルブリテーナ及びコッタはインナスプリングによりカムプロフィールの動きに追従している．

４．バルブ休止機構の比較検討

開発段階で比較検討したバルブ休止機構部の４つの案をFig.4に示す．

A案は，タペットクリアランスの調整をアウタシムで行い，バルブリフタに直接スライドピン取り付け穴を形成したことが特徴である．この案は，アウタシムのため機構質量が大きくなるのと，バルブリフタのスライドピン取り付け穴の加工がしにくい．

B案は，タペットクリアランスの調整をインナシムで行い，切換え機構部をバルブリフタと別体としてバルブリフタ中央に凸部を設けバルブリフタと切換え機構部の間にバルブリフタのアイドルモーション用スプリングを配置したことが特徴であり，従来の動弁系の上に休止機構部とバルブリフタを載せた構造である．この案は，バルブリフタと休止機構部との回り止めが必要であり，バルブリフタのアイドルモーション用スプリングの設置スペースが不足し，高回転まで追従させるためのスプリング荷重が設定できなかった．

C案は，バルブリフタのアイドルモーションスペースを少なくするためにスライドピンを下方に配置した．この案は，アウタシムのため機構質量が大きくなるのと，バルブ

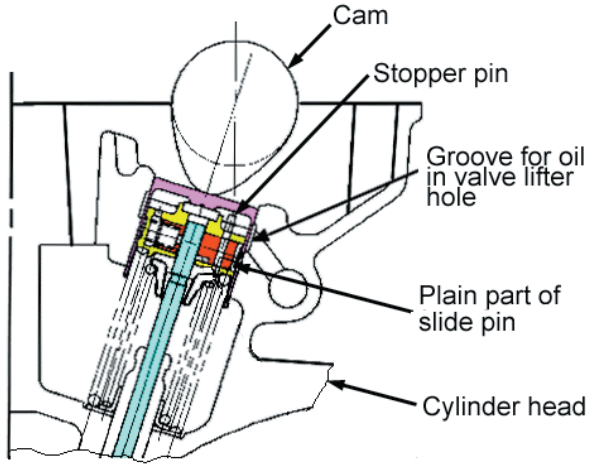


Fig.2 State of valve inactive

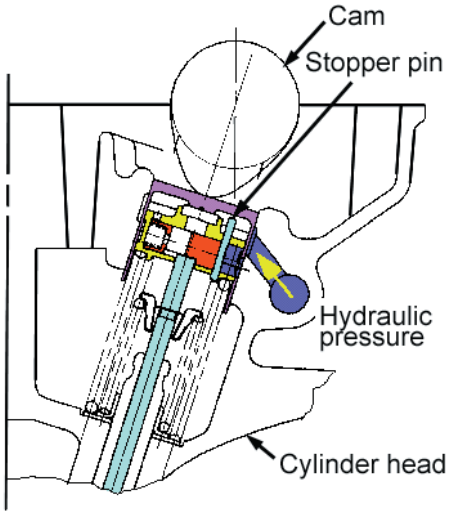


Fig.3 State of valve active

Design ideas	Outer shim type A	Inner shim type B	Outer shim type C	Inner shim type D
Equivalent mass	Large	Small	Large	Small
Switching function	Good	Poor	Poor	Good
Occupancy space	Medium	Small	Small	Small
Productivity	Poor	Poor	Poor	Good

Fig.4　Types of valve inactive mechanism

リフタのスライドピン取り付け穴の加工が難しい．

D案は，タペットクリアランスの調整をインナシムで行い，切換え機構部を別体とした．切換え機構部は冷間鍛造にて製造が可能であり，軽量な構造とすることができる．

以上の比較検討の結果からD案を採用した．

5．バルブ休止用油圧制御システム

Fig.5に休止するバルブの配置とシリンダヘッド内油圧通路の一例を示す．バルブの配置はスワールの発生及び新気の吹き抜け防止を考慮し，対角線上に配置した．油圧通路は切換え応答時間をより短くするため最短経路としている．

Fig.6に示すように，バルブ数の切換えは走行中の加速度変化をより大きくライダーに与えるため，２バルブで運転中のトルクカーブと４バルブで運転中のトルクカーブの交点より高いエンジン回転数を切換え回転数に設定した．

Fig.7にバルブ作動状態の油圧作用を示す．エンジン回転数が切換え設定回転数になると，ECUから油圧切換えスプールバルブのソレノイドに電流が流れるように指示がでる．ソレノイドの作動によりスプールバルブが切換えられ，メインギャラリより導入されていた油圧が油圧吐出側

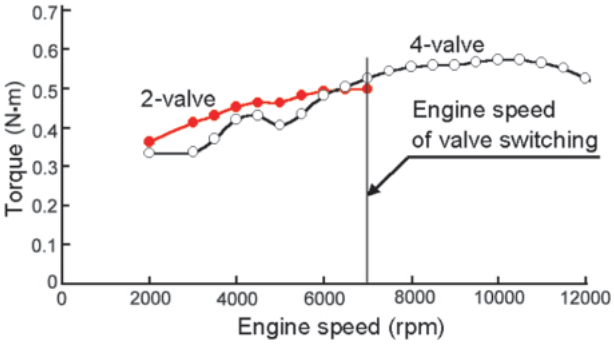


Fig.6　Valve operation switching engine speed

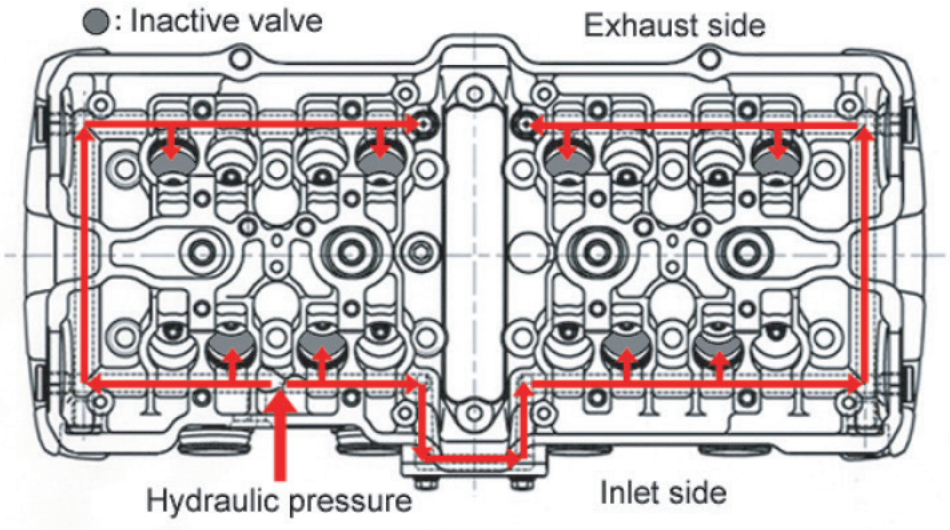


Fig.5　Inactive valve arrangement and hydraulic pressure channel

にかかり，Fig.5に示したシリンダヘッド内の油圧通路を通りバルブリフタホール内オイル溝に導かれる．スライドピンの端面に作用する油圧によってスライドピンがスライドし，バルブステムをカムプロフィールに合わせて作動させる．しかし，バルブリフタのアイドルモーション時に油圧がスライドピンに作用しても，スライドピンはスライドできない．カムプロフィールのベース円上でのみスライドが可能である．

Fig.8にバルブ休止状態の油圧作用を示す．４バルブから２バルブへの切換えは，切換え設定回転数以下になると油圧切換えスプールバルブのソレノイドへの電流が遮断される．メインギャラリの油圧は油圧切換えスプールバルブにより止められ，シリンダヘッド内油圧通路内の油圧はシリンダヘッド内へ開放される．スライドピンはリターンスプリングによりバルブステムがもぐり込み可能な位置に戻り，４バルブから２バルブに切換えが行われる．エンジン回転数の上昇側と下降側の切換え回転数は，スライドピンのハンチングを防ぐために，500rpmのヒステリシスをもたせている．

６．バルブ切換え性能

本システムの応答時間の考え方について説明する．Fig.9に示すように，切換え信号が油圧切換えスプールバルブに入力され，切換え油圧が上昇し，バルブがリフトを開始するまでの時間を切換え応答時間としている．

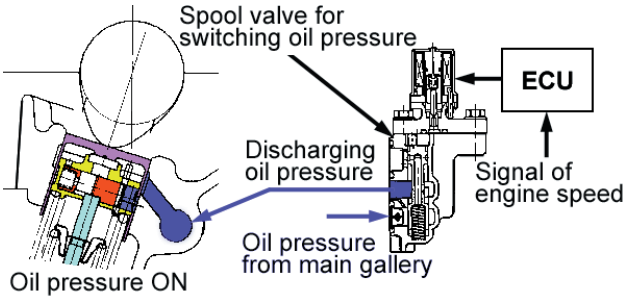


Fig.7 Hydraulic pressure operation during valve active

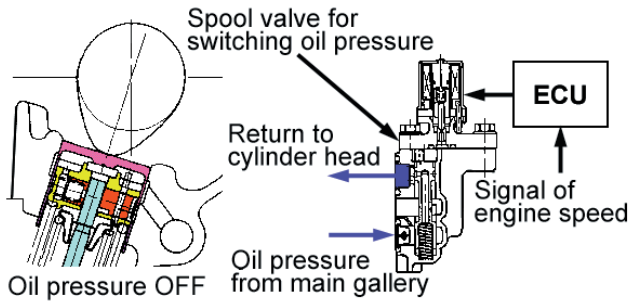


Fig.8 Hydraulic pressure operation during valve inactive

Fig.10に示すように，エンジン潤滑油温度の変化における切換え応答時間を測定した結果，油温30℃から110℃まで70msec以内であり，エンジン運転に支障がない．

本システムでは，スライドピンへの油圧供給タイミングをカムシャフトの回転と同期させていないため，Fig.11に示すような確率でバルブ切換え時のスライドピンの弾かれが休止側，作動側のいずれの方向に切換えるときにも発生する．スライドピンの弾かれは，スライドピンとバルブステムのかかり代

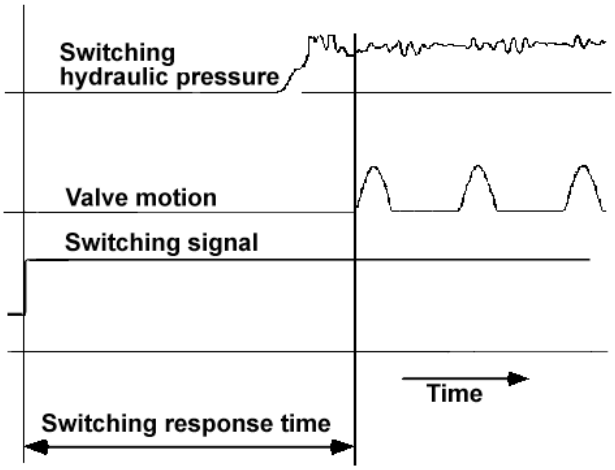


Fig.9 Image of valve opration switching response time

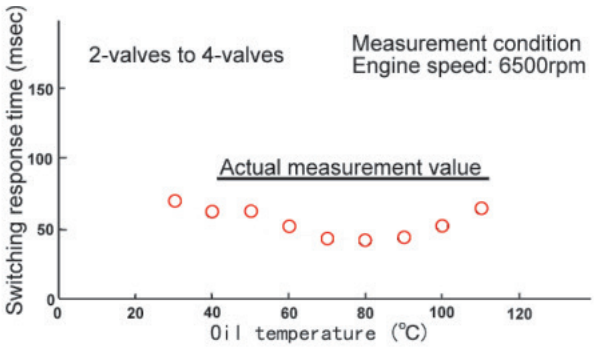


Fig.10 Actual measurement of valve operation switching response time by oil temperature

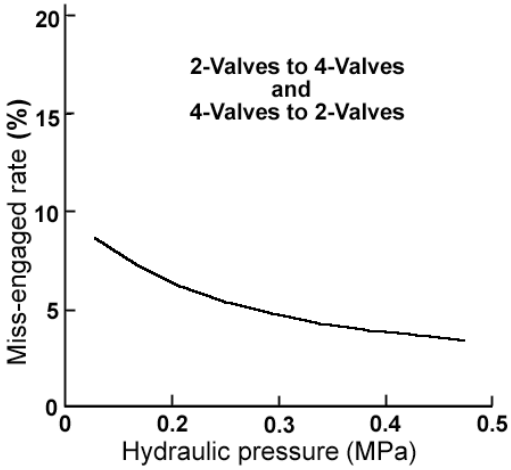


Fig.11 Mis-engaged rate in valve operation switching

が少ないときに，バルブリフトが開始されると，スライドピンがバルブリフトの反力により押し戻されることにより発生する．しかし，次のサイクルのカムベース円上では確実に切換えが完了するので，ドライバビリティへの影響は無い．切換え可能回転速度は，ベースエンジンの限界回転速度である13,500rpmまで切換えが可能であり，設定した切換え回転速度に対して，十分に余裕がある．

７．動弁系性能

Fig.12に示すように，本システムは，許容範囲内のバルブバウンスでベースエンジンの限界回転速度13,500rpmを満足しており，HYPER VTECでの異常挙動は発生しない．

また，動弁系のフリクション測定結果をFig.13に示す．フリクションは４バルブ作動域で増加するが，２バルブ作動域では従来のバルブ機構のベースエンジンより減少し，EC40モードにおける約5.5%の燃料消費率の向上に寄与している．なお，バルブ休止機構部がベースエンジンの動弁系に付加されたことによりバルブスプリング荷重を高く設定したため，４バルブ作動域でのフリクションが増加している．

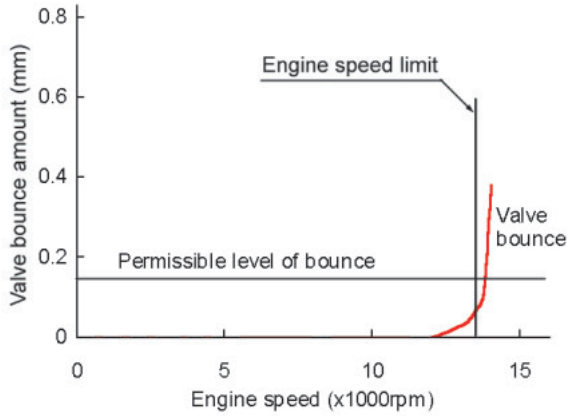


Fig.12　Engine speed limit of HYPER VTEC

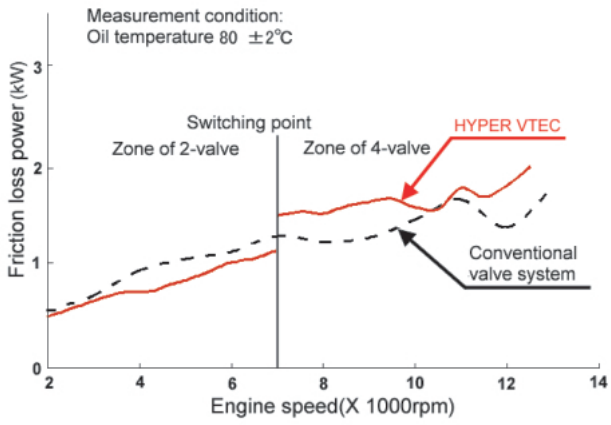


Fig.13　Friction loss power of HYPER VTEC

８．エンジン出力特性

HYPER VTECエンジンと従来のバルブ機構をもつベースエンジンとの出力特性の比較をFig.14に示す．HYPER VTECを採用したエンジンは中低速域の出力が向上し，かつ高速域に適した吸・排気系の設計により高速域でも出力の向上が図られている．中低速域の出力向上により，扱い易い出力特性を実現するとともに，２バルブから４バルブへの切換え時のトルク特性変化により鋭い加速感が得られている．

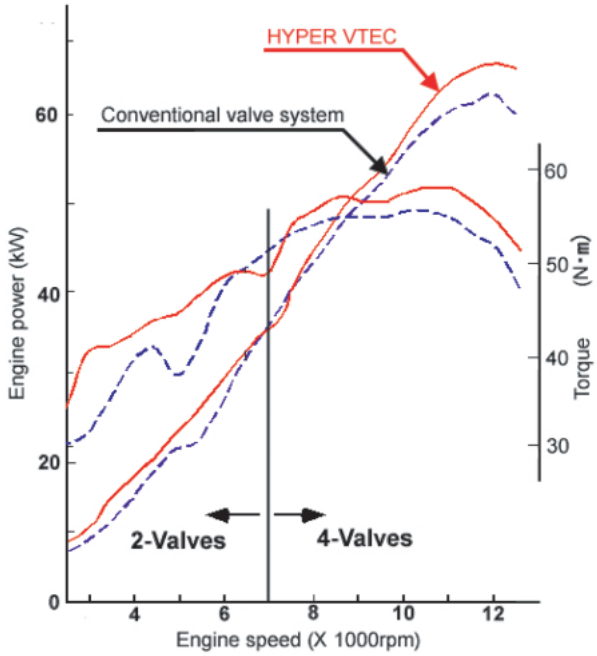


Fig.14　Comparison of power and torque characteristics between HYPER VTEC and conventional valve system

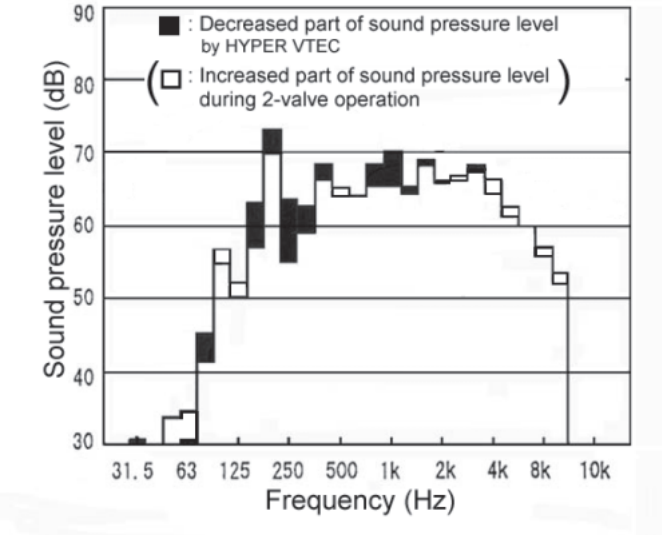


Fig.15　Comparison of running noise level between HYPER VTEC and conventional valve system

9．走行騒音の低減効果

HYPER VTECには，吸・排気系音を２バルブ作動域で低減させる効果がある．Fig.15は，走行騒音の周波数分析を行なった結果である．１kHz以下の吸・排気音を中心に各周波数域でベースエンジンに対し，2dBから5dB減少していることが判る．

Fig.16は，欧州法規制の測定方法(EEC87/56)による加速走行騒音測定値のベースエンジンとの比較を示す．セカンドギア，サードギア走行とも測定区間進入時の速度に対する測定区間終了時の速度が約10%から15%増加したにも関わらず1.7～2.0dBの走行騒音低減が図られている．

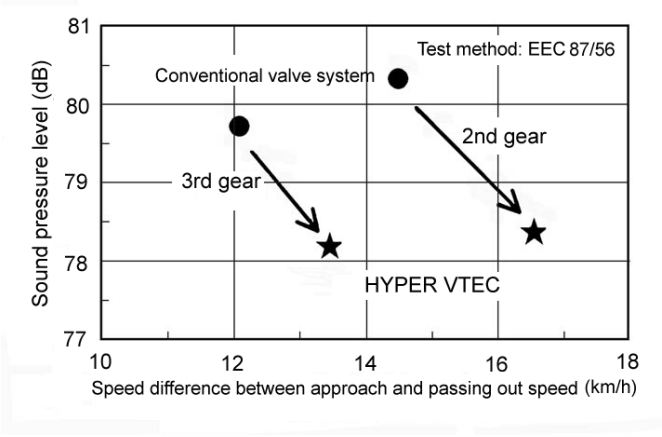


Fig.16 Improvement of sound pressure level by HYPER VTEC

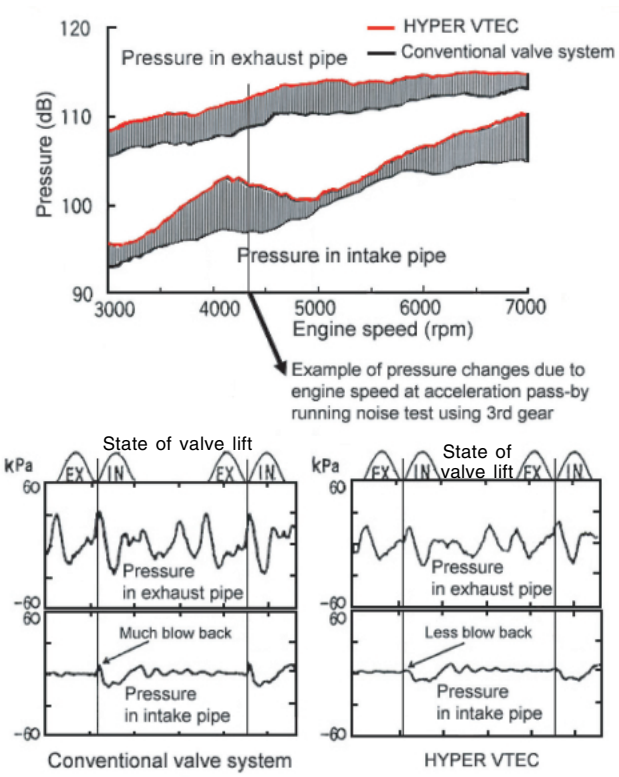


Fig.17 Pressure change analysis at acceleration pass-by running noise

Fig.17は，走行騒音低減のメカニズムについて考察した図である．吸気管，排気管内音圧レベルが２バルブ化することにより低減している．また，ある回転数での吸気管・排気管内圧力波形をみると，排気バルブ開き始めのブローダウン圧の低減とバルブオーバーラップ時の排気系から吸気系への吹き返しが減少していることが確認された．これらが吸気音，排気音の低減に寄与していると考えられる．

10．まとめ

開発したHYPER VTEC(直押し動弁系のバルブ制御システム)において，次のことが実現できた．

１）動弁系の質量増加を最小限に抑え，シンプルでコンパクトなバルブ制御システムを実現した．
２）異常なバルブ挙動なしに13,500rpmまでの高速回転を可能とするバルブ制御システムを実現した．
３）低・中速域の出力向上によりエンジン回転数の全域で扱いやすい出力特性を実現するとともにバルブ切り換え時に鋭い加速感が得られた．

参考文献

(１)井上和雄ほか：新しい可変バルブタイミング，リフト機構を装備した高出力，ワイドトルクレンジ，高効率エンジン－第一報　可変動弁システムの開発－，自動車技術会学術講演会前刷集，891004，1989
(２)山下宏ほか：エンジン動弁系におけるカム，及びフォロワシステムの耐摩耗性向上手法，HONDA R&D Technical Review vol.2, p.210-219, 1990

■著　者■


津久井孝明


堤 崎 高 司


西 澤 賢 一


熊 谷 吉 彦


中 島 睦 夫

高出力エンジン用低熱容量 4-2集合エキゾーストマニホールドの開発

Development of the 4-into-2 Low Heat Capacity Exhaust Manifold for High Power Engine

橋本　宏*　石井和夫*　三部敏宏*
Hiroshi HASHIMOTO　Kazuo ISHII　Toshihiro MIBE

要　旨

近年，地球環境問題の深刻化に伴い，世界中で自動車の排出ガス中の汚染物質(以下，エミッション)低減と燃費向上に対する法規が施行あるいは提案されている．こうした中，今回，燃焼，空燃比制御の改善や，触媒コンバータの性能向上と合わせて，エキゾーストマニホールド，エキゾーストパイプなどの排気系を改良することで，従来エンジンの有する高出力を維持しつつ，エミッション低減を図ったエンジンを開発した．特に排気干渉の面で出力的に有利な4-2集合エキゾーストマニホールドの低熱容量化技術の寄与は大きく，本技術により触媒コンバータ入り口の排気温度を上昇させ，活性化時間短縮を図り，更に出力的に有利な触媒コンバータの床下配置を可能とした．

このように高出力とエミッション低減(欧州地区のEU2000規制クリア)の両立という高い目標を，薄板インナ部を有する二重構造と，インナ部とアウタ部間に生ずる熱伸び差を吸収する目的で二個所に配されたスライド構造を特徴とする，低熱容量4-2集合エキゾーストマニホールドというオリジナルな技術を織り込んで達成した．

ABSTRACT

Earth environmental problems cause regulations to enforce or propose emission reduction and fuel economy improvement in many countries. Under such conditions, authors developed a new engine for reducing emission and maintaining high power output by improving the exhaust system as well as the combustion, A/F control and the catalytic converter.

The exhaust system comprises the 4-into-2 exhaust manifold of low heat capacity, which is preferable to high power engine due to exhaust pulsation, shortens the time necessary to activate the catalytic converter and can make the catalytic converter to be installed under floor.

Developed exhaust manifold is characterized by a double wall structure with an inner thin wall and a slide structure for absorbing heat expansion difference between both walls.

1．はじめに

近年，地球環境問題の深刻化に伴い，自動車の排出ガス中の汚染物質低減(以下，エミッション低減)と燃費向上の要求がますます高まっている．その結果，米国においてはLEV's(Low Emission Vehicle)規制，LEV-Ⅱ規制やCAFE(Corporate Average Fuel Economy)規制が，また欧州においてはEU2000規制，EU2005規制やCO_2排出量(1km当たり140gの排出量)規制などの法規が施行あるいは提案されてきている．ホンダはこれらの要求に呼応すべく'98モデルの米国向けアコードでULEV(Ultra Low Emission Vehicle)を商品化[1)]し，更にホンダ独自のZLEV(Zero Level Emission Vehicle)システム[2)]の実用化に見通しをつけた．

こうした情勢の下で，自動車技術は不可欠な商品魅力の一つであるエンジンの出力性能を犠牲にすることなく，前述の要求を満足させる道を模索しており，今回，出力とエミッションを両立させたエンジンを開発し，'99モデルの欧州向けアコード(EU2000仕様)および米国向けシビック(LEV仕様)に搭載した．これらのエンジンには，燃焼，空燃比制御の改善や，触媒コンバータの性能向上と合わせて，エキゾーストマニホールド，エキゾーストマニホールド出口～触媒コンバータ入り口間のエキゾーストパイプ(以下，ダウンパイプ)などの排気系における改良技術が盛り込まれている．本稿では，これら一連の開発技術のうち，低熱容量4-2集合エキゾーストマニホールドについて，欧州向けアコードの2.2リットルDOHC VTEC(可変バルブタイミング・リフト機構)エンジン搭載仕様を例に報告する．

2．開発の狙い

エンジンの冷間始動時には，触媒コンバータは活性化温度に達していないために浄化性能が低く，エミッション排

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_13

出量は大きい．特にエミッション中の炭化水素(以下，HC)割合は，触媒コンバータが活性化する途上の数十秒間において顕著である．エンジンの暖機が進み，触媒コンバータが排気で加熱され活性化温度に達すると高い浄化率を示す．このことから，エミッション低減技術は，触媒コンバータの活性化に要する時間短縮と触媒が活性化した状態での浄化率向上の二つに分けられる．このうち後者については著しい進化があり，現在では活性化温度に達していれば非常に高い浄化効率を得ることができるので，最近のエミッション低減技術として，前者が非常に重要な位置を占めてきている．

触媒コンバータの活性化時間短縮方法としては，触媒コンバータの活性化温度の低下，電熱による触媒コンバータの加熱[3)4)]，エンジン始動直後に触媒コンバータに流入する排気の温度低下の抑制などがある．これらの三案のうち，活性化温度の低下は難度が高く，今のところ研究段階である．二番目の触媒コンバータの電気加熱は新たなディバイスを必要とすることからシステムの複雑化を招くなどの問題が潜在する．したがって本開発では，三番目の排気温度低下を抑制する案を採った．

一般に，エンジン始動直後に触媒コンバータに流入する排気の温度低下は，触媒コンバータまでの距離と触媒コンバータ上流の排気系部品の熱容量で決まってくる．したがって改善策としては，前者についてはエキゾーストマニホールドに触媒コンバータを直接配し(以下，直下配置)，ダウンパイプを省略する方法が，また後者についてはエキゾーストマニホールドやダウンパイプの低熱容量化という方法が知られている．

本開発ではエミッション低減を図りつつエンジン出力を維持する，ことを目標としている．この観点に立ち触媒コンバータの直下配置を検討すると，出力の低下を誘発する背圧の増加という困難な問題が潜在しており，本開発の目標と相反することになる．したがって触媒コンバータの配置は直下ではなく床下とした．また同じ観点から，排気の集合方法は，排気干渉の面で出力的に有利な4-2集合とした．一般的に4-2集合は4-1集合に比べて，エキゾーストマニホールドの重量が大きくなることやダウンパイプが二本になることから，熱容量的には不利になる．これにより必然的にエキゾーストマニホールドなどの低熱容量化が主たる開発課題となった．なおダウンパイプも同様の手法で低熱容量化している．また4-1集合の低熱容量エキゾーストマニホールドは前述の'98モデルの米国向けアコード[5)]に装着されていることを付記しておく．

3．構造

通常，自動車用エンジンのエキゾーストマニホールドは，鋳造で成形されるが，最近になってステンレス鋼製のパイプやプレスで成形した部品を組み合わせた構造(以下，ファブリケイト(Fabricate)構造)のものも増えてきている．ファブリケイト構造のエキゾーストマニホールドは鋳造エキゾーストマニホールドに比べて重量が小さく，したがって熱容量も小さいので，本開発ではファブリケイト構造を採用した．

この構造の場合，管壁が薄いため排気熱の大気への放熱量が大きく，本開発のように触媒コンバータを床下配置とした場合，排気の温度低下量が大きくなるので改善が必要となる．

今回開発したエキゾーストマニホールドの構造をFig.1に示す．インナ部とアウタ部を有するファブリケイト二重構造を採っている．排気通路はインナチューブとインナチャンバで構成されており，断熱のため空気層を介してアウタ部で包まれている．直接排気に接するインナ部は，熱容量をできるだけ小さくするために板厚は0.6mmとしている．したがってインナ部だけでは必要な強度と剛性を得ることができないため，強度を受け持つ構造体としてアウタ部が設けられている．

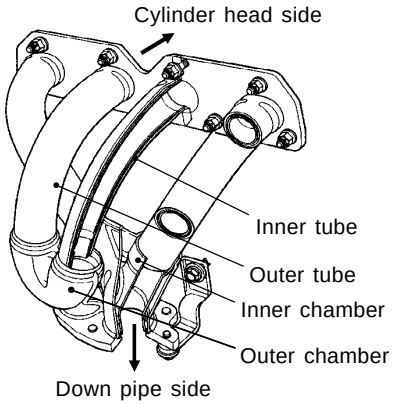


Fig.1 Cutaway of the developed exhaust manifold

インナ部とアウタ部の間はFig.2に示すようにスライド構造としている．インナ部は前述したように熱容量が小さいため，エンジン始動後，短時間で排気温度と同程度となる。しかしアウタ部は空気層を介在させていることから，その温度上昇は緩慢となる．そのためインナ部とアウタ部で熱膨張量(以下，熱伸び)に差が生じ，特にエンジン始動直後はこの差が大きい．したがって，インナ部とアウタ部の熱伸び差を吸収する構造を具備しない限り，インナ部は薄板構造であることから変形や，甚だしい場合は破壊に至る．このインナ部の熱伸びを吸収するため，インナチューブとアウタチューブとの間およびインナチャンバとアウタチャンバとの間に各々独立したスライドを可能とする構造を設けた．

インナチューブは，固定端はシリンダヘッド側フランジに溶接されており，自由端は拡管されてアウタチューブと接触して支持されつつ熱伸縮をする．インナチャンバの固

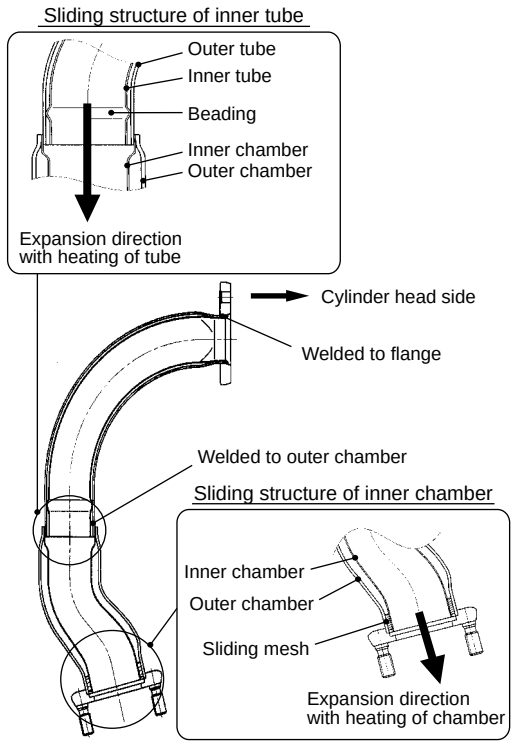


Fig.2　Sliding structure of inner section

定端はアウタチャンバに溶接され，自由端はスライドメッシュを介してアウタチャンバに支持され，熱伸縮をする．

アウタ部はアウタチューブとアウタチャンバとに分割され，アウタチューブの上端はシリンダヘッド側フランジに，下端はアウタチャンバに溶接され，アウタチャンバは上端をアウタチューブに，下端はダウンパイプ側フランジに溶接されることにより，強度を受け持つ構造体を形成している．Table 1に，各部の材料および板厚を示す．

Table 1　Material for principal parts

Part	Material	Thickness
Inner tube	JIS SUS430J1L	0.6mm
Inner chamber	JIS SUS444	0.6mm
Outer tube	JIS SUS430J1L	1.5mm
Outer chamber	JIS SUS430J1L	2.0mm

4．熱伸び吸収構造

本エキゾーストマニホールドはインナの板厚を薄くすることによる熱容量低減と二重構造による伝熱抑制の両効果から，インナは排気温度と同等温度まで上昇すると考えられる．したがって，通常の一重構造エキゾーストマニホールドよりもインナに発生する熱伸びと，これに伴う熱応力は大きいと考えられ、これらにより引き起こされる機能障害を防止することが重要である．本開発では初めに構造解析を行い基本的構造を設定した．次に各部の詳細仕様を要素機能の解析により設定した．

4．1．構造解析

熱伸びによりアウタチューブとインナチューブの隙間(以下，エアギャップ)以上の変位を生じると，アウタチューブとインナチューブとが接触し，所期の目的である二重構造による断熱効果とインナの低熱容量化が損なわれることになる．そこで，両チューブの熱伸びに伴う変位量を解析し，最適なチューブ取り回し形状を求めた．解析に際しては，チューブの曲げ半径とスライド部の位置を変化させ、高温時のインナチューブ変位量を有限要素法によりシミュレートした．Fig.3に解析モデルとパラメータを示す．

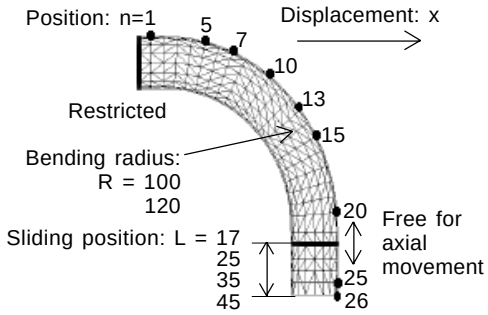


Fig.3　Model to analyze desplacement of inner tube with heating

設定温度条件は，エンジン始動直後をシミュレートした例としてインナチューブを820℃，アウタチューブを20℃とした条件と，エンジン定常運転時をシミュレートした例としてインナチューブを820℃，アウタチューブを620℃とした例で解析した．エンジン始動直後の結果をFig.4に，エンジン定常運転時の結果をFig.5に示す．解析の結果，インナ

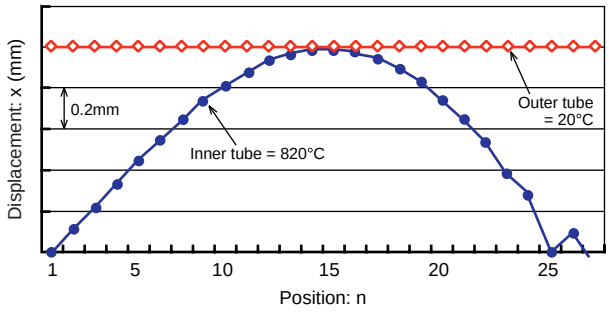


Fig.4　Calculated displacement of tubes in a supposed case of directly after engine starting

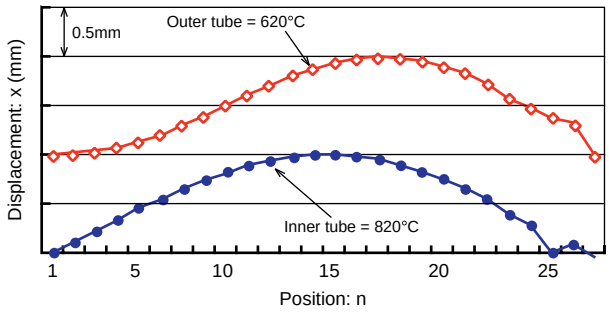


Fig.5　Calculated displacement of tubes in a supposed case of engine running constantly

チューブとアウタチューブの相対変位によりエアギャップが最も小さくなるのは，エンジン始動直後ではFig.3に示すNo.13の位置であり，エンジン定常運転時ではNo.７の位置である．

以上の熱変位から，チューブ曲げ半径とスライド位置が最大相対変位に及ぼす影響について，Fig.6にエンジン始動直後の例を，Fig.7にエンジン定常運転時の例を示す．ここで負の値はエアギャップが減少することを示す．これらの結果から，エアギャップはエンジン始動直後，エンジン定常時ともに減少するが，その量はエンジン始動直後のほうが大きい．このことからエンジン始動直後の相対変位量により，設定する最小エアギャップが決まることになる．図より，曲げ半径が100mmの場合と120mmの場合は相対変位が0.08mm異なり，エアギャップの減少を防止するには曲げ半径120mmとすることが望ましく，本開発でも120mmとした．一方スライド位置は固定端に近い方が有利となるが，曲げ部にかかると生産時の成形方法や成形品質管理などが困難になることから本開発においてはLを25mmに設定した。

以上の結果から，インナチューブとアウタチューブの相対変位は，エンジン始動直後を想定した最悪の条件下（インナチューブ：820℃，アウタチューブ：20℃）であっても，−0.986mmでありエアギャップの最小値を１mm確保すればインナチューブとアウタチューブの接触を回避できると判断した．

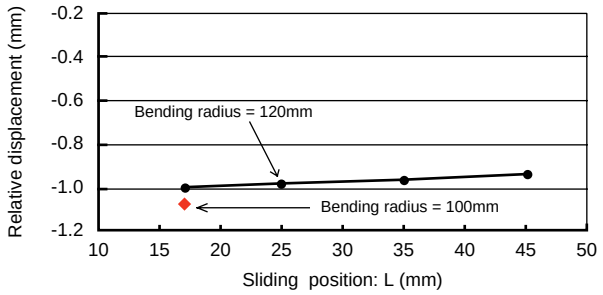


Fig.6 Relative displacement of inner tube to outer tube directry after engine starting

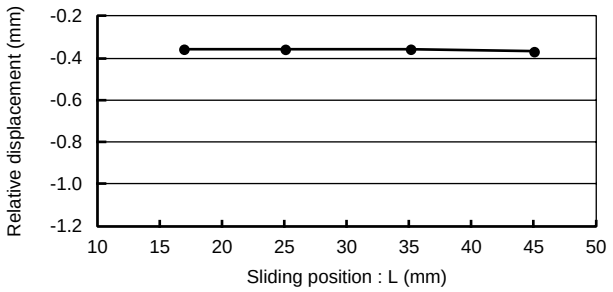


Fig.7 Relative displacement of inner tube to outer tube in a supposed case of engine running constantly

４．２．スライド構造

４．２．１．スライド構造の考え方

スライド構造は，下記の要求を満たす必要がある．

①低強度のインナ部をアウタ部に支持させるため接触させ，この状態で伸縮を可能とする．

②伝熱を抑制する観点から，接触面積を最小限にし，更にアウタ部とインナ部間のエアギャップを維持するために，アウタ部に対してインナ部を常に適切な位置に保持する．

一般に二重構造排気系のスライド構造を形成する方法としてはスライドメッシュなどを介在させてスライド構造とする方法(以下，スライドメッシュ方式)と，アウタ部とインナ部とを直接接触させてスライド構造とする方法(以下，接触方式)とがある．スライドメッシュ方式は保持力，スライド特性が安定する反面，構造が複雑となる．一方，接触方式は構造が単純であるが，スライド特性の管理がやや難しいという特徴を有する．

チューブのスライド部は，二重管構造なので形状が単純で接触部の成形における寸法管理が比較的容易であり，製造時のスライド特性を安定的に管理できる．

一方，チャンバはプレス成形した部品を溶接することによって形成しているため，スライド特性の管理が難しいことから，チャンバの下流部のスライド構造はスライドメッシュ方式とすることで製造上の管理を容易にしている．

４．２．２．スライド荷重の設定

本項では二重管のスライド構造として接触方式を採るにあたり，耐振性の観点からの保持形状の検討およびスライド荷重の管理方法などについて検討した結果を述べる．

接触方式においては，インナチューブの熱伸縮を阻害しないスライド荷重を設定することが重要である．そこで，本開発においては締め代を管理項目とし，スライド荷重を管理することを検討した．Fig.8に締め代とスライド荷重の関係を示す．図に示すように，締め代とスライド荷重はよい相関を示し，締め代を管理することでスライド荷重の管理が可能である．ここで管理すべきスライド荷重の上限は，エキゾーストマニホールドの耐久試験によって締め代とインナチューブの変形発生の実績より1.2kNをスライド荷重の許容値とし，そこから締め代許容値の0.43mmを求めた．量産工程における可能締め代管理幅は0.1mm以下であるため，スライド荷重の上限値以下に管理することが可能である．

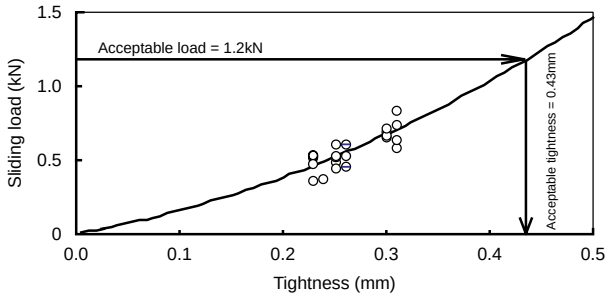


Fig.8 Relation between sliding loadand initial tightness

５．材料選定と生産技術

５．１．材料

各部位の適用材料は線膨張係数が小さいことからフェライト系ステンレス鋼の採用を前提に開発を進めた．材料仕様は，プロトタイプのエキゾーストマニホールドにおいてエンジンを使用して各部の温度を測定し，その温度をもとに材料仕様を設定した．

インナチューブの最高温度は約820℃である．この部分はスライドを許容した構造を採用することにより過大な応力は発生しない．したがって，耐酸化性を満足することが重要であり，この観点からSUS430J1Lを適用している．またインナチャンバの最高温度は約780℃である．この部分はスライドを許容した構造を適用しているが，形状が複雑であり，局部的な応力が発生することが考えられるため，高温強度の高いフェライト系ステンレス鋼であるNb系のSUS444を採用した．

アウタ部の最高温度は約620℃で，温度的にはSUS409Lであっても強度，耐酸化性ともに問題ないが，本開発においてはエキゾーストマニホールドカバーを廃止することを目標としたため，外観錆を極力低減するために耐赤錆性に優れたSUS430J1Lを採用した．

５．２．生産技術

本エキゾーストマニホールドにおける，特徴的な生産技術について述べる．

５．２．１．二重管の成形技術

本エキゾーストマニホールドで特徴的な構造の一つは，高出力を実現するためのロングポート大口径二重管を適用している点である．インナチューブの口径を大きくし，かつインナチューブの外径は設計上の制約を満足するために，アウタチューブとインナチューブ間のエアギャップを必要最小限とし，安定的に管理することが生産技術上の課題である．この成形についてはショット充填によるロールベンドを適用している．Fig.9にショット充填量とインナチューブのしわ高さの関係を示す．ショット充填量を7.2g/cm^{3}以上にすることでインナチューブのしわ高さ目標値0.2mm以下を満足する．この条件にてアウタチューブとインナチューブ間のエアギャップ測定結果をFig.10に示す．このようにショット充填重量の管理によりエアギャップを１mm以上確保することが可能である．

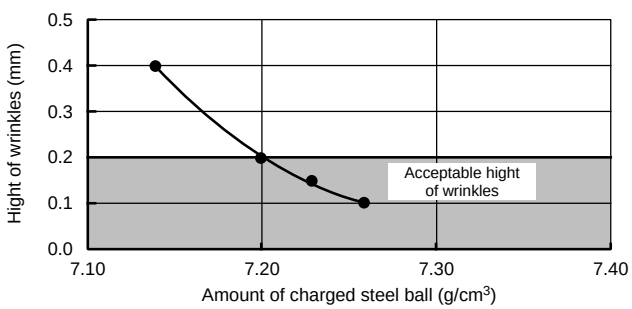


Fig.9　Relation between wrinkles of inner tube and charged steel ball

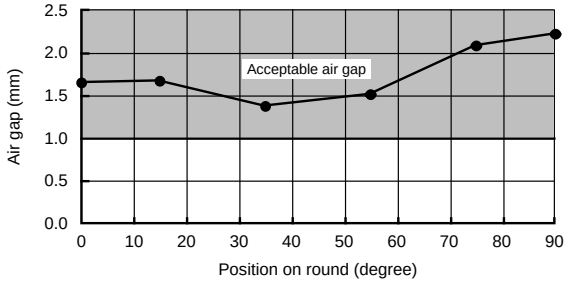


Fig.10　Air gap between inner tube and outer tube after bending

５．２．２．薄板溶接技術

本エキゾーストマニホールドのインナチャンバは板厚0.6mmのステンレス鋼プレス部品で構成されており，これらを溶接にて接合している．このような薄板の溶接において問題となるのは溶接時の穴明きと溶接ビード近傍のアンダカットである．エキゾーストマニホールドの溶接には生産性の観点から一般的にはMIG(Metal inert gas)溶接またはMAG(Metal active gas)溶接が用いられている．しかし，これらの電極消耗型溶接は溶接金属の移行に伴う母材へのアタックが強く，穴明きやアンダカットが発生しやすい傾向にある．一方，TIG(Tungsten inert gas)溶接は溶接スピードが遅いために生産性で劣るが，アークのアタックが弱く，薄板の溶接に適する．この様な理由から，本エキゾーストマニホールドにはTIG溶接を用いることとした．またプレス部品を溶接するためには溶接時のギャップを埋めることが必要であるためフィラワイヤを採用している．

TIG溶接を用いる上での課題は，溶接スピードが遅いこととともに入熱が大きく，ワークの変形が発生しやすいことがある．この点に関しては溶接時のジグによる拘束点数を増やすことで，ワークの変形を最小限に抑えている．

６．耐久信頼性

耐久信頼性の評価に当たって，先ず振動試験による二次振動と共振の確認を行った．その後，耐久信頼性を実証するための台上，実車の各濃縮耐久試験を実施した．

６．１．二次振動と共振

L-4エンジン用エキゾーストマニホールドでは，常用回転速度域で二次の振動が共振すると甚だしい場合破壊に到ることが経験的に得られている．本エキゾーストマニホールドは薄板で形成したインナチューブの下端をアウタチューブに接触支持させている構造であるので，共振による破壊を防止することが耐久信頼性上の重要な課題となる．

本開発では，ファイアリング状態でインナチューブの加速度を測定することが困難であるため，下記の手法で推定を行った．なお，測定はオーバハング量が大きいため，振動加速度が大きいと考えられるNo.２ポートチューブで行った．加速度センサの取付け部位をFig.11に示す．

①ファイアリング状態でアウタチューブの加速度を測定する．

②モータリング状態でアウタチューブの加速度を測定し二次の振動についてファイアリング状態との相関を求める．

③モータリング状態でインナチューブの加速度を測定して二次の振動についてアウタチューブの振動との相関を求め，ファイアリング時のインナチューブの振動レベルを推定する．

ファイアリングとモータリングでのアウタチューブにおける二次の振動測定結果をFig.12に示す．7200rpmまでの常用回転速度域では，二次の振動が急激に立ち上がることはなく，したがって常用回転速度域での共振は無いと判断した．また，ファイアリングとモータリングにおけるアウタチューブの二次の振動特性は同等であり，モータリングによる評価が可能と判断した．

次にモータリングでのアウタチューブとインナチューブにおける二次の振動測定結果をFig.13に示す．アウタチューブとインナチューブの二次の振動特性は同等であり，したがってインナチューブの常用回転速度域での共振は無いと判断した．これによりアウタチューブによるインナチューブの支持が確認された．

なお，インナチューブ拡管部の摩耗等でアウタチューブによるインナチューブの支持状態が変化するため，台上，実車の両耐久試験で最終的な確認を実施している．

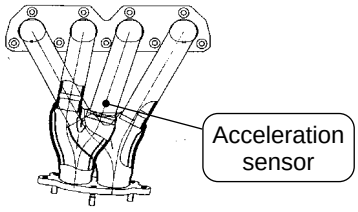


Fig.11 Measurement part of acceleration

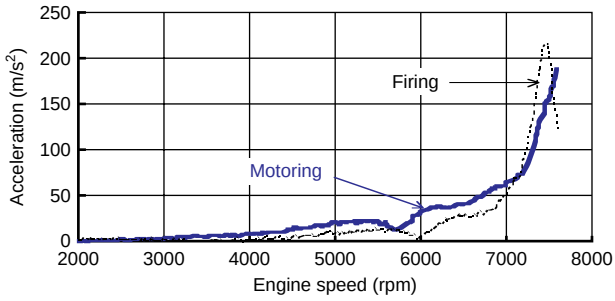


Fig.12 Comparison of second order acceleration for firing and motoring at outer tube

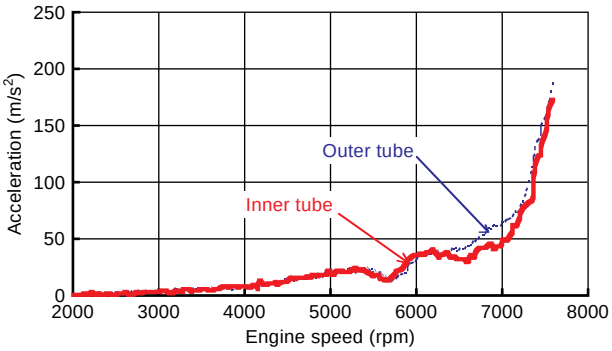


Fig.13 Comparison of second order acceleration for inner tube and outer tube on motoring

６．２．インナ部の酸化による板厚減少

酸化による板厚減少を評価するために，実車耐久試験を実施した．その結果をFig.14に示す．これらの試験で板厚減少は走行距離に対して比例せず，走行距離が増しても約0.09mm程度で飽和する．これは酸化によってバリヤ被膜が生成し，ステンレス鋼が放物線則酸化挙動を示すことに起因すると考えられる．このような特性から，走行距離15万kmを考慮しても，酸化による板厚減少は0.09mm程度であるため車両寿命を十分に保証可能と判断した．

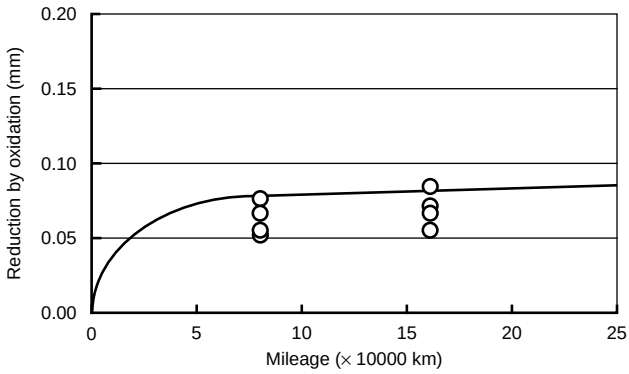


Fig.14 Reduction in sheet thickness due to oxidation after severe condition endurance vehicle tests

６．３．スライド部の摩耗

薄板のインナ部は，スライド構造を有しているので，耐久信頼性の上でスライドに起因する摩耗形態を把握することが重要である．特にインナチューブのスライド部は曝露する温度と熱伸び量が大きいことから摩耗量も大きくなると予想されるので，Fig.15に示す部位で摩耗量の測定を実施した．Fig.16にスライド部の摩耗量を示す．走行距離が大きくなっても摩耗は進行せず，0.05mm程度で飽和状態となる．Fig.17にはヒートサイクルを考慮した過酷台上耐久試験における摩耗量を示す．ヒートサイクル数が大きくなっても摩耗は進行せず，0.08mm程度で飽和状態となる．なお供試したエキゾーストマニホールドのアウタチューブによるインナチューブの締め代設定値は公差の上限値とした．

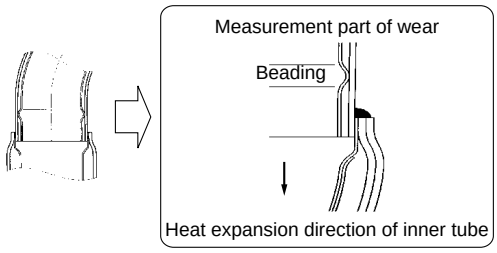


Fig.15　Sliding structure and wear amount measurement position

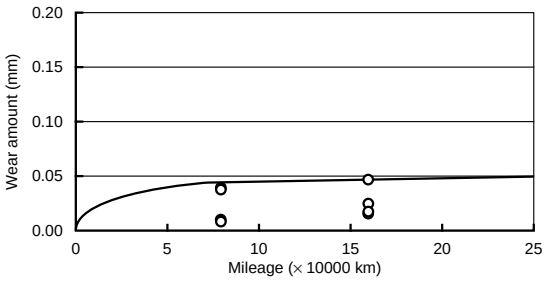


Fig.16　Inner tube beading wear amount during severe condition endurance vehicle tests

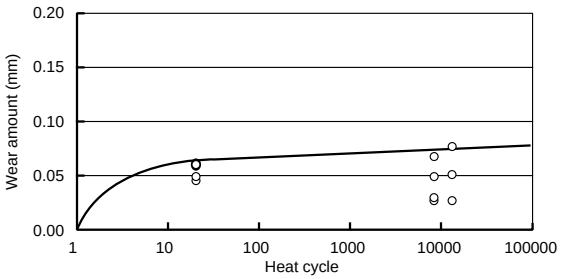


Fig.17　Inner tube beading wear amount during severe condition endurance bench tests

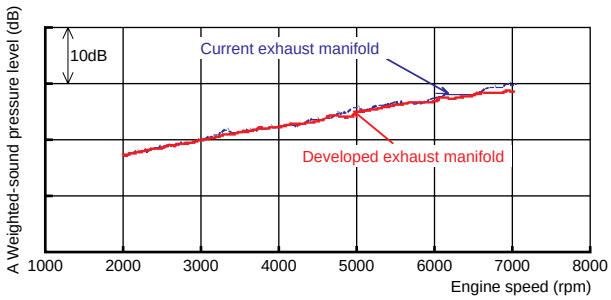
本結果を踏まえ，5万サイクルのヒートサイクルを考慮しても摩耗量は，0.08mm以下であると推定できる．

以上の実車および台上耐久試験結果を合わせて考慮すると，0.6mmの板厚でも充分な耐久信頼性を確保していると判断した．また6．2．で述べた酸化層の生成による板厚の減少と摩耗による板厚の減少は同一個所に生ずることは無い．

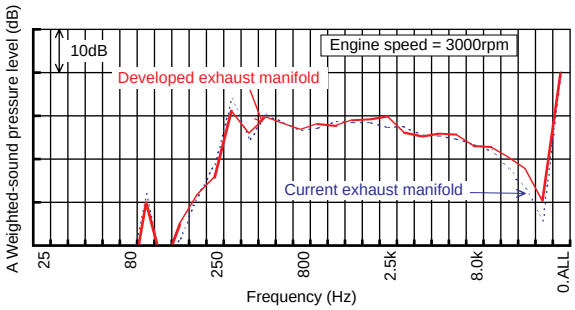
7．音響放射

本エキゾーストマニホールドを採用した2.2リットルDOHC VTECエンジンの原型となったエンジンには，ステンレス鋼製のチューブを使用したファブリケイト一重構造の4-2集合エキゾーストマニホールド(以下，従来品)が装着されている．今回開発したエキゾーストマニホールドの騒音レベルの目標を前述の従来品と同等レベルに設定して，特性の評価を実施した．Fig.18(a)**に示すように各エンジン回転速度下での比較では，全領域で従来品と同等であり，また**Fig.18(b)**に示すようにエンジン回転速度3000rpmにおける周波数比較でも同等であることが確認できた．**

なお，従来品ではカバーを採用しているが，本エキゾーストホールドでは二重構造であるため採用していない．



(a) Dependence of overall sound pressure level from engine speed



(b) 1/3 Octave frequency characteristics

Fig.18　Comparison of sound pressure level for the developed exhaust manifold and current exhaust manifold

8．本エキゾーストマニホールドの効果

Fig.19に，欧州地区のエミッションテストモードにおける本エキゾーストマニホールドと従来品との触媒コンバータの昇温特性の差を，Fig.20**に始動時からのHCの累積算出量を示す．始動後徐々に触媒温度に差が現われ，活性温度付近(350℃)の到達時間で見ると20sec.程度短縮されている．**

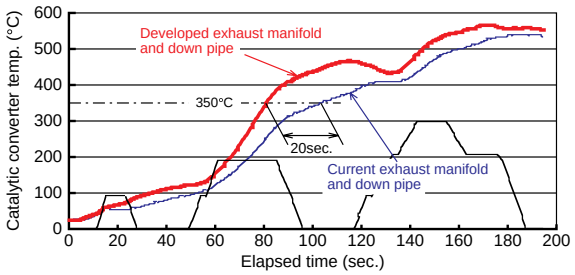


Fig.19　Catalytic converter heat-up time up to 350°C during European emission test mode (On urban driving cycle without extra idle)

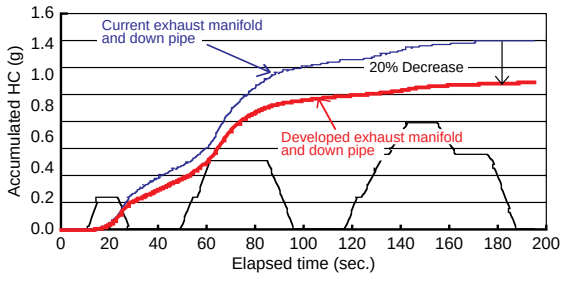
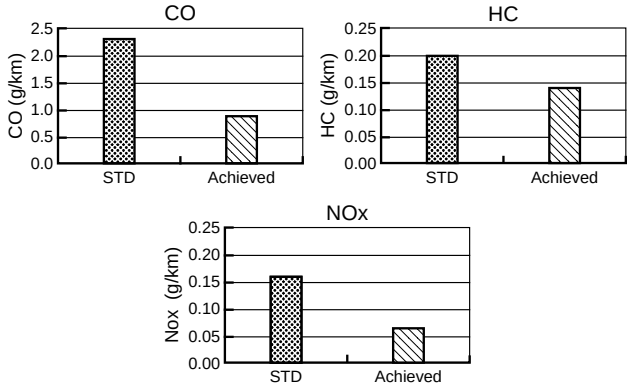


Fig.20　Accumulated HC emission with the same catalytic converter in European emission test mode (On urban driving cycle without extra idle)

触媒温度上昇に伴ないHCの浄化性能も向上し，始動から3山目終わりまででHCを20%程度低減している．

Fig.21に2.2リットルDOHC VTECエンジンに本エキゾーストマニホールドを適用した時の欧州EU2000規制に対するエミッション達成値を示す．床下触媒コンバータのレイアウトにて，エミッション三成分共，規制値を大きく下回っている．

Table 2に本エキゾーストマニホールドと従来品とを装着した場合の，新開発エンジンでの出力特性を示す．従来品と同等の出力特性を維持できている．



STD : Emission level of EU2000
Achieved : Emission level of a 80000km aged catalytic converter

Fig.21 Emission level of 2.2 liter DOHC VTEC engine with a 80000km aged catalytic converter

Table 2 Engine performance

	Developed exhaust manifold	Current exhaust manifold
Maximum power	156.0kW/7200rpm (212PS/7200rpm)	155.2kW/7200rpm (211PS/7200rpm)
Maximum torque	215.0N•m/6700rpm (21.9kgf•m/6700rpm)	215.0N•m/6700rpm (21.9kgf•m/6700rpm)

9．まとめ

新開発の4-2集合エキゾーストマニホールドにより触媒コンバータの床下配置を可能とし，ベースとなったエンジンの出力を維持しつつ，排出ガス規制をクリアすることができた．

(1)インナ部の低熱容量化と，インナ部とアウタ部間に熱伝導率の低い空気層を介在させる構造の本開発品により，排気からアウタ部(大気)への伝熱を抑え，触媒コンバータ入り口の排気温度を上昇させ，触媒コンバータの活性化時間短縮を図ることができた．

(2)本構造を採ることで，インナ部とアウタ部間に熱伸び差が生ずる．この熱伸び差を吸収するために二個所にスライド構造を具備し，更に各構成要素に対する最適な材料設定，薄板構造を成立させるための製造技術の改良などにより，充分な耐久信頼性を確保した．

(3)本エキゾーストマニホールドにより，エンジン始動直後における触媒コンバータ入り口の排気温度を上昇させることができたため，触媒コンバータ，エンジンの燃焼および空燃比制御技術の改良と併せることで，床下配置触媒コンバータのみで，高出力の2.2リットルDOHC VTECエンジンで欧州地区のEU2000規制に適合することができた．

謝　辞

本開発では，本エキゾーストマニホールドの共同開発者である(株)ユタカ技研をはじめ関係各位より多大なご協力を戴きました．深く感謝申し上げます．

参考文献

1）Kishi, N., et. al. : Development of the High Performance L-4 Engine ULEV System, SAE Paper, 980415 (1998)

2）岸則行ほか：ガソリンエンジンの超低エミッション化技術，自動車技術，Vol.52, No.9, p.11-17(1998)

3）Shimasaki, Y., et. al. : Study on Conformity Technology with ULEV Using EHC System, SAE Paper, 960342 (1996)

4）Shimasaki, Y., et. al. : Development of Extruded Electrical Heated Catalyst System for ULEV Standards, SAE Paper, 971031 (1997)

5）Kishi, N., et. al. : Development of the Ultra Low Heat Capacity Exhaust Manifold for ULEV, SAE Paper, 980937 (1998)

■著　者■



橋本　宏



石井和夫



三部敏宏

エンジン・CVT統合制御システムの開発

Development of Integrated Engine-CVT Control System

山本和久* Kazuhisa YAMAMOTO
阪口伸一* Shinichi SAKAGUCHI
岸田真* Makoto KISHIDA
木村英輔* Eisuke KIMURA
阿部浩之* Hiroyuki ABE

要　旨

無段変速機はその変速比連続可変特性により，エンジンの運転をBSFCの小さい状態で行うようにすることで，高い燃費性能を実現しているといわれている．

本論文では，まずトランスミッション，エンジン補機を含むエンジンからタイヤまでのドライブトレインにおいての損失仕事が少なくないことを示し，燃費について論じる際には従来のようにエンジン単体熱効率を表すBSFC値のみに着目するだけでは不充分であることを明らかにした．

以上をふまえ，エンジン補機，トランスミッションを含むパワープラント全体を通しての効率を考慮した新たな指標としての燃料消費量に着目し，この燃料消費量を常に最小とするエンジントルクとCVT変速比の組合せを計算するための新しいアルゴリズムとエンジン・CVT統合制御システムを提案した．

また，上記アルゴリズムと統合制御システムを用いた車両によるテストの結果，LA-4モードにおいて約1%の燃費向上効果を確認するとともに，CAEツール／シミュレーションを用いることにより制御用データ設定工数を削減した．

ABSTRACT

A continuously variable transmission, or CVT, offers high fuel economy, presumably because it can produce a low BSFC driving condition with its continuously variable ratio characteristics.

In this paper, it is shown that a substantial amount of work loss is generated in the drivetrain, including the transmission and engine accessories, from the engine to tires. It is also shown that focusing solely on BSFC values is not sufficient.

Based on the statement above, fuel consumption was targeted as a new index to indicate the overall efficiency for the engine, engine accessories and transmission. Integration of the engine-CVT control system and new algorithm to calculate the combinations of engine torque and CVT ratio to minimize the overall fuel consumption is proposed.

Furthermore, as a result of the tested vehicle that incorporates the integrated system described above, the system achieved an approximate 1% improvement in fuel economy in the LA-4 mode test compared to the conventional system and also reduced control data set up time by the use of CAE tools and simulation.

1．まえがき

無段変速機(以下CVT)は，その変速比連続可変特性を生かし，エンジン効率の良い運転状態を実現することにより，自動変速機(以下AT)に比べ良好な燃費性能を達成しているといわれている．

一方，パワープラント全体を見てみると，トランスミッションやエンジン補機など，エンジン出力が駆動力となるまでの動力伝達系における損失仕事が燃費悪化の一因となっている．これは，車両燃費を考える上において，従来のように単にエンジン単体熱効率の良い運転状態を実現するだけでは不十分であり，駆動力伝達系の損失仕事にも着目することが必要であることを示唆している．

以上を踏まえ本稿では，従来のエンジン単体熱効率を示すエンジン正味燃料消費率(以下BSFC)に代え，エンジン補機やトランスミッションなど，動力伝達系での損失仕事を考慮に入れることが可能となる新たな指標としての燃料消費量に着目し，この燃料消費量を常に最小とするようエンジンとCVTとを統合的に制御することにより，パワープラントがもつ燃費性能を最大限に発揮可能とする新たなアルゴリズムを提案する．

また，このアルゴリズムを用いた実車システムを開発し，その有効性も確認したので，併せて報告する．

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_14

2．CVT燃費向上技術解析

2．1．従来の燃費向上に対するアプローチ

従来，燃費向上技術として，例えばエンジンでは単体熱効率向上に対する取り組みが，またトランスミッションではフリクション低減やATにおけるロックアップ領域拡大化技術に関する取り組みなどがなされてきた．

さらに，制御技術から見た場合，BSFCの良い(小さい)運転点での動作を実現するために変速比や変速スケジュールの最適化などの取り組みがなされてきた．

以上の燃費向上技術を大別すると「BSFCを小さくする」という取り組みと「駆動系損失仕事(以下Psf)を小さくする」という取り組みの二つになる．

上記二つの取り組みをハード要因としての機構的取り組み及びソフト要因としてのシステム・制御の取り組みに分類したものがTable 1である．

このTable 1からAT/CVTに関わらず従来のシステム・制御技術要素分野においては「駆動系損失仕事を小さくする」という取り組みが不十分であったことがわかる．

Table 1 Categorization of conventional action

	Mechanical element	System · control element
BSFC factor	Improvement of BSFC characteristic	To realize the state of more less BSFC
Psf factor	Improvement of Psf characteristic	No action

2．2．CVT燃費性能解析の必要性

システム・制御技術から見た場合，BSFCの良い運転点での動作を実現するために変速比や変速スケジュールの最適化などの取り組みが従来からなされてきた．これらの取り組みに対しCVTの持つ変速比連続可変特性は，ATと比べより好適であるといえる．

しかしながら，金属ベルト式CVTの場合，変速機能を司る金属ベルト部の動力伝達効率は，ATなどで用いられているギア伝達に比較し劣っている．

つまり，CVTは伝達効率の劣る変速機構を有しているにも拘わらず，その変速比連続可変特性によりATに比べ高い燃費性能を実現していると考えられている．

ここではまず伝達効率の劣る変速機構を有するCVTの燃費性能がATに比べ優れている要因を解析する．

2．3．燃費性能解析条件

解析にはシミュレーションを用い，同一車両(1.6Lエンジン搭載車)前提で，CVTとATの比較による要因解析を行なう．CVTは，湿式発進クラッチ付きCVT，ATは常時噛み合い平行軸式４速ATを用いた．Table 2に一覧を示す．

Table 2 Condition of simulation

	CVT HONDA Multi Matic	4AT Constant-Mesh parallel shaft type
Starting mechanism	Electronic controlled multiple disc wet clutch	Electronic controlled lock-up torque converter
Shift mechanism	Metal V belt	4 Speed gear + wet clutch
Engine spec.	L - 4 1.6L SOHC - VTEC	
Inertia weight	2750 lbs	
Mode	LA – 4	

2．4．BSFC特性比較

Fig.1に，ATとCVTのLA-4モード走行中のエンジンBSFC平均値の比較を示す．

CVTとATとでは，1.3%ほどの差しかなく，従来[1)]からいわれてきたCVTとATとで使用しているBSFCの大小が，車両燃費における両者の違いの主因ではないことがわかる．

2．5．損失仕事比較

前述したように，ギアに比較し，CVTの金属ベルトの動力伝達効率は劣っている．この伝達効率の違いを比較するため，LA-4モード走行時のCVT，ATのエンジン総仕事量比較を行なった(Fig.2)．これは，同一車両前提であるため，両者の総仕事量の差は，両者の動力伝達損失の大小，さらには伝達効率の差異を示すことになるためである．

エンジン総仕事量の内訳はモード走行に必要な仕事量(Work needed)，トランスアクスルでの損失仕事量(Transaxle loss)，発進機構での損失仕事量(Start clutch loss/Torque converter loss)，イナーシャ損失仕事(Inertia loss)，エンジン補機での損失仕事(ENG. accessory loss)とからなる．

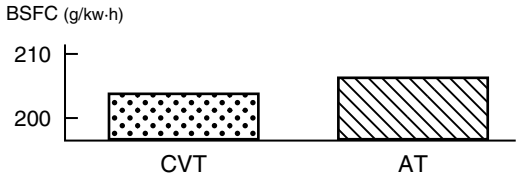


Fig.1 Comparison of BSFC

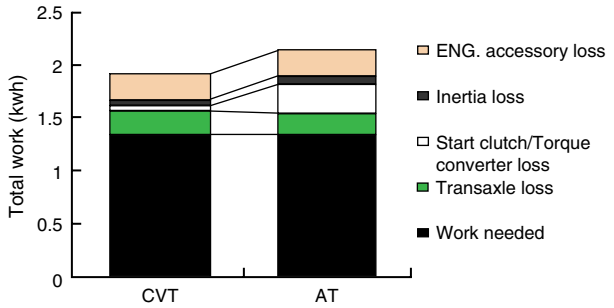


Fig.2 Comparison of total work

Fig.2より，モード走行に必要な仕事量はCVTとATとで同一であるが，駆動伝達系での損失はCVTでエンジン出力の約30%，ATで約40%となっていることがわかる．

また，CVTの駆動系損失仕事に対するATの駆動系損失仕事は約1.4倍にもなっている．

２．６．CVT燃費向上技術解析のまとめ

燃費性能解析より，CVTの高い燃費性能は従来からいわれてきた変速比連続可変特性によるBSFCのより小さい運転による効果というよりはむしろ，駆動力伝達系での損失仕事を，ATに比べ非常に小さくできるという特性効果にその主たる要因があると考えられる．

またここで得られた燃費性能はシステム・制御技術要素分野での「駆動系損失仕事を小さくする」という取り組みなしに得られたものであり，更なる燃費向上技術を考える場合には，従来のように単にエンジン単体熱効率特性だけを考慮するだけではなく，CVTが有する変速比連続可変特性の利点を最大限に発揮し駆動系損失仕事を最小にすることが可能なシステム・制御設計が必要であると考えられる．

３．システム概要

以上の燃費向上技術解析結果を踏まえ，エンジン・CVT統合制御システムを検討する．

３．１．システムの基本原理

まず，車両燃費の観点から，燃費性能を再検討してみる．例えば，ある既定の走行モードを走行した場合の燃費は，その時の燃料消費量(以下Gfuel)の大小で表わすことができる．また，このGfuelは，BSFCとエンジン出力(Pse)，時間(hr)の積算値となる．

$$\Sigma Gfuel = \Sigma (BSFC \times Pse \times hr) \qquad (1)$$

一方上述したように，エンジン出力は，駆動力伝達系で損失される．次式に示すように，タイヤ端での駆動出力(以下Psp)を実現するためには，エンジン補機やPsfを加えた出力が，実際に必要なエンジン出力となる．

$$Pse = Psp + Psf \qquad (2)$$

(２)式を(１)式に代入すると次式となる．

$$\Sigma Gfuel = \Sigma \{ BSFC \times (Psp + Psf) \times hr \} \qquad (3)$$

(３)式は，燃料消費量を少なくする(燃費を良くする)には，BSFCが小さいだけではなく，駆動力伝達系損失であるPsfも小さくする必要があることを示している．

CVT燃費性能解析結果より，PsfはPseの30%を占めていることを考え合わせると，たとえBSFCが少々悪い(大きい)場合でも，Psfが小さく結果的に(３)式の値が小さい運転を行なえば，燃費が良くなることがわかる．

ここで，(３)式の値を小さくするために左辺のGfuelを評価関数(燃費指標)と考え，このGfuelを最小とするようエンジン，CVTを制御すれば，パワープラントのもつ最高の効率が実現され，その結果最高の燃費を実現することが可能である．

(３)式右辺についてみると，駆動系損失はエンジン補機損失とCVT損失がその主因であり，このうちCVTでの損失仕事(Tlosscvt)は，入力回転(Nin)，入力トルク(Tin)及び変速比(ratio)により大きく変化する特性を有している．

$$Tlosscvt = f(Nin, Tin, ratio)$$

また，BSFCはエンジン回転数(Ne)やエンジン負荷(Pme)などにより変化する特性を有している．

$$BSFC = f(Ne, Pme)$$

このような特性に基づくGfuelを最小とするエンジン出力，CVT変速比を求めるのは，従来からの実験を中心とした試行錯誤では困難である．

そこで筆者らは，以下の特長を持つ新たなアルゴリズムを構築した．

１）タイヤ端駆動力に駆動力伝達系損失仕事を加えたエンジン出力に対し，Gfuelが最小となるエンジントルク，CVT変速比の組み合わせを求める
２）アルゴリズムに基づく演算をCAEツールを使い自動的に実行可能とする(Fig.3)

上記アルゴリズムをGfボトム演算と呼ぶこととし，以下その詳細を説明する．なお，このGfボトム演算の位置づけはTable 3となる．

３．２．Gfボトム演算

Fig.4はある車速V，ドライバーの要求駆動力をFとした時のCVT変速比に対する駆動系効率，エンジントルク(タイヤ端駆動トルク＋駆動系損失トルク)，エンジン回転数，燃料消費量の関係を模式的に示したものである．

駆動系の損失が無い場合(効率ηが100%の場合)はFig.4中のエンジントルクはη=100%のラインとなるが，実際には駆動系損失が存在するので駆動系損失を考慮に入れたエンジントルクはFig.4中ハッチング部を上乗せしたラインとなる。

ここで，駆動系損失トルクが下向きに凸の形を取るのは，CVTに用いている金属ベルトの伝達効率がCVTプーリ変速比の１近傍で最高になるという特性によるものである。

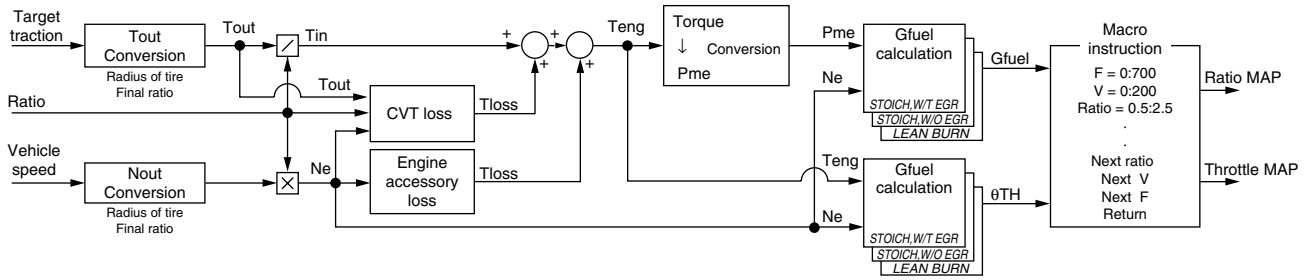


Fig.3 Auto calculation macro

Table 3 Categorization of Gf-bottom calculation

	Mechanical element	System · control element
BSFC factor	Improvement of BSFC characteristic	**Gf-bottom calculation**
Psf factor	Improvement of Psf characteristic	

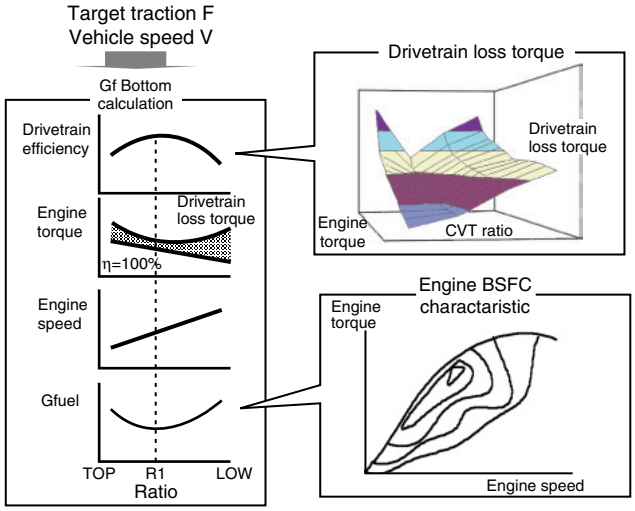


Fig.4 Gf-Bottom calculation

このような特性とエンジンBSFC特性とにより，例えば変速比R1よりLOW側ではエンジン回転数は高くなりエンジントルクは小さくなるのでエンジン運転点は高回転低負荷状態のBSFCの悪い(大きい)運転点となり，しかも駆動系損失が増えることによりGfuelは大きくなる．また，変速比R1よりTOP側ではエンジン回転数は低くなりエンジントルクは大きくなるのでエンジン運転点は低回転高負荷状態のBSFCの良い(小さい)運転点となるが，BSFCが小さくなったことによるGfuelの取り分は駆動系損失が増えたことで必ずしもGfuelが小さくなるとは限らない．

以上より，Gfuelを最小とする変速比R1を駆動系効率最高点の近傍に少なくとも一個求めることができる．

つまり，このR1こそは，車速Vでのドライバー要求駆動力Fを実現する場合に，最も燃料消費量の少ないCVT変速比となる．

また，この時のエンジン出力トルクを保証するスロットル開度θTHは変速比R1でのエンジン出力トルクとエンジン回転数より求めることができる．

ここで得られたスロットル開度をエンジン制御目標値としてドライバーの要求駆動力Fを保証するため，電子制御スロットル(Drive By Wire：以下DBW)を用いてこの目標スロットル開度を実現する．

さらに，実車システムとしての成立性を考慮し，以下の条件も演算マクロに挿入した．

- **ストイキ運転，リーンバーン運転，さらにはEGR運転など，エンジン運転方式切り替えとの整合**
- **減速フュエルカット制御との整合**
- **エンジンの低回転高負荷運転時のサージング発生の予防**

特にエンジンの減速フュエルカット制御との整合においては，Gfボトム制御の場合，より低回転高負荷状態でエンジンを運転しようとする結果，減速フュエルカット制御との整合が不可避の問題となる．例えば，Gfボトム制御の結果，運転点がフュエルカット作動回転数以下となる低速クルーズからの減速時には，当然減速フュエルカットが作動せず，Gfボトム制御のほうがむしろ従来制御に対し燃費が悪化する場合もありうる．

このためFig.5に示すように車速に対して使用できるエンジン回転数に制限を加えることで，減速フュエルカットとの整合を図った．

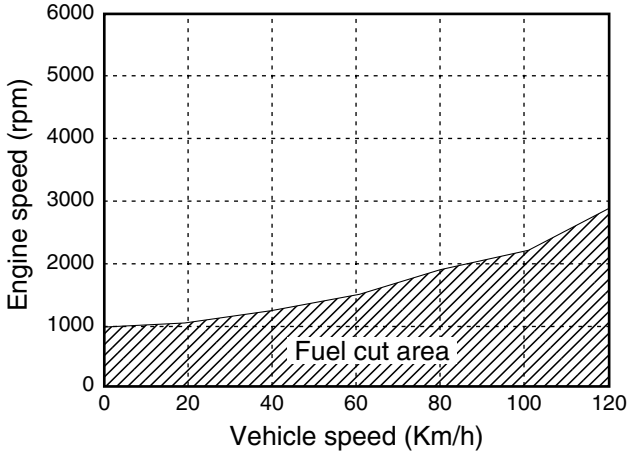


Fig.5 Area of fuel cut

また，エンジンの低回転高負荷運転時のサージング発生の予防においては，Fig.6に示すサージング発生領域をマクロ計算条件から除外することで，サージング発生領域での運転を回避し，その発生を未然に防止することが可能となった．

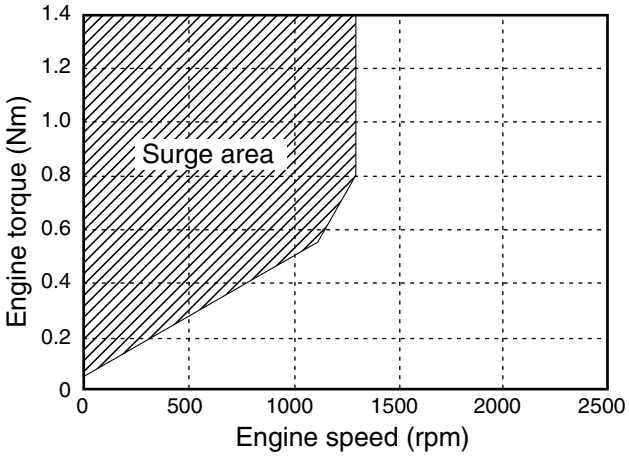


Fig.6　Area of surge

このGfuelボトム演算はトランスミッションがATあるいは通常のリンク機構を用いたスロットルシステムを持つエンジンでも有効であるが，Gfuelボトム演算の効果を最大限に発揮するにはDBWを用いたエンジンによるエンジントルクの自在制御とトランスミッションにはCVTを用いた変速比の自在制御の組合せが最適である．

以上の演算は，オンボードで実現することも考えられるが，演算に用いる特性データには実験値を用いていること，さらに後述する実車システム構成では，車両走行性能上必要な車速領域，駆動力領域で繰り返し計算を行ないそれをマップデータとして持てば成立するシステム構成を採用したため，ここではCAEツールを用いたオフボード演算手法によりCVT目標変速比とエンジン目標スロットル開度を車速をX軸と駆動力をY軸としたマップで出力させる方式を採用した．また，上記繰り返し計算はCAEツールを用いる事で自動的に実行されるシステム構成とし，マップデータを自動生成させている．これにより，従来の試行錯誤的な制御用データ設定手法に比べ工数の削減が可能となった．演算結果の一部としてCVT変速比算出結果をFig.7に示す．

３．３．Gfボトム演算の効果予想

前述のシミュレーションモデルを用い，LA-4モード走行時の燃費性能に対する効果予測を行なった．

Gfボトム演算を用いた場合，平均BSFCは従来制御のCVTに対し1.6%増加するが，逆にエンジン総仕事量は３%低減され，その結果，燃費では約1.4%の予想低減効果が得られた．（Fig.8）

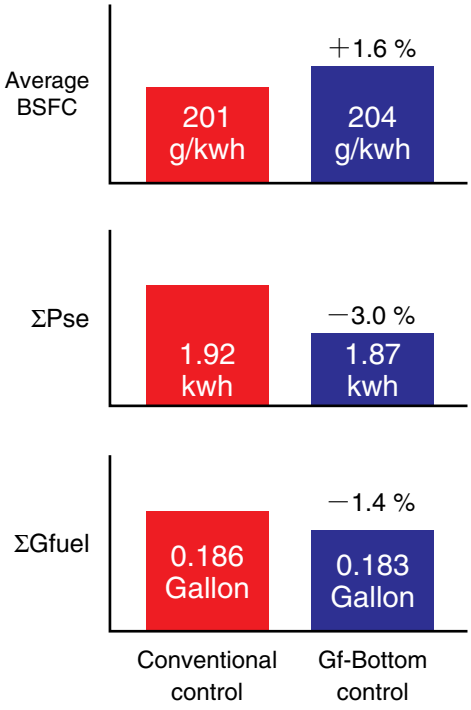


Fig.8　Effects of Gf-Bottom control

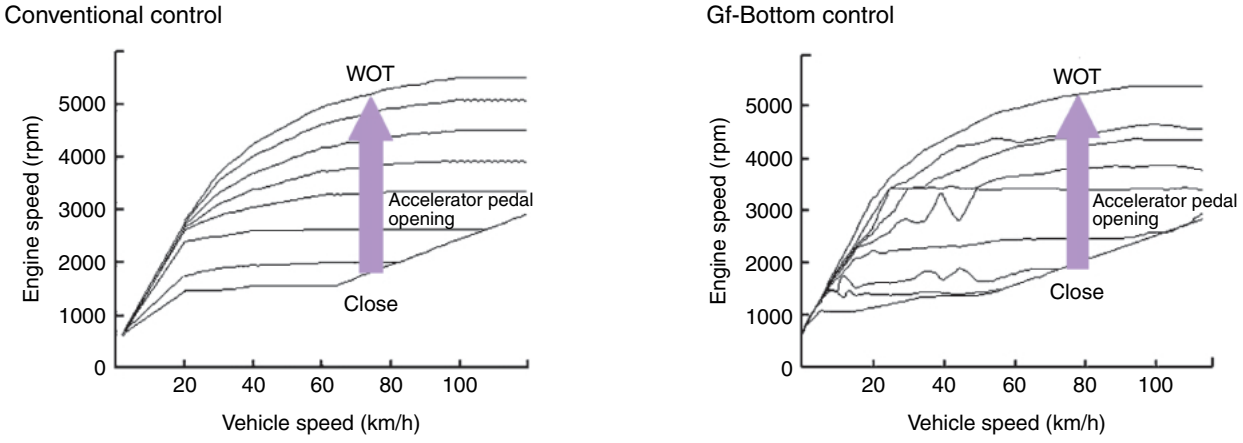


Fig.7　Results of Gf-Bottom calculation

４．実車システム

実車システムの構成をFig.9に示す．

システム全体は，統合制御部，エンジン制御部そしてCVT制御部で構成されており，さらに統合制御部は，目標駆動力決定部，エンジン運転切替判断部，Gfボトム目標マップ切替部で構成されている．

目標駆動力決定部では，アクセルペダル開度，車速を入力としてドライバーの要求駆動力を算出する．算出された駆動力は，その動特性保証のためのデジタルフィルタを介しエンジン運転切替判断部，Gfボトム目標マップ切替部に目標駆動力として送られる．エンジン運転方式切替判断部では，この駆動力と車速およびエンジン制御部から送られてくるエンジン運転条件許可信号により，燃費，もしくはエミッション条件などに基づき最適運転条件を決定し，結果をGfボトム目標マップ切替部に送る．Gfボトム目標マップ切替部では，車速と目標駆動力，およびエンジン運転条件信号より目標スロットル開度および目標CVT変速比(目標エンジン回転数)を算出し，それぞれエンジン制御部とCVT制御部へ送る．

エンジン制御部では，統合制御部より送られてきた目標スロットル開度値に基づきDBWを制御し，CVT制御部では目標CVT変速比(目標エンジン回転数)に基づき変速比を制御する．

４．１．駆動力特性保証

実車システム設計においては，燃費向上に加え車両挙動特性の適正化を図ることは非常に重要な技術要素である．特に本稿システムではDBWを用いているため，エンジントルクを任意に制御できる利点がある反面，過渡特性の適正化が必要となる．また，CVT変速比の過渡応答性がエンジントルクのそれに比較し，かなり遅いことを考えると，両者の過渡応答性の違いを考慮した上で車両挙動特性の適正化を図る必要がある．さらに，これら車両挙動を保証した上で，燃費性能保証としてGfボトムでの運転を実現することが必要となる．

以上を踏まえ，本稿システムでは，車両挙動特性を駆動力応答特性と考え，その燃費および駆動力応答特性保証のためのいくつかのアイデアを付加した．

第一に，目標駆動力算出において，駆動力の静特性実現のための目標駆動力マップと動特性実現のためのデジタルフィルタを分離構成したことが挙げられる．このような構成を取ることで，車両の絶対的な駆動力としての静特性の適正化と，過渡的などちらかといえばフィーリングによって適正化される動特性を個々に最適化することが可能となり，駆動力を(全体として)より適正化できるようになった。

第二に，このようにハードウエアとして応答性まで保証された目標駆動力に対して，Gfボトム点を実現するエンジントルク，CVT変速比の組み合わせを出力するシステム構成としたことで，過渡特性においても目標駆動力を保証しつつGfボトム点での運転を実現するための目標値(スロットル開度，レシオ)設定をすることができた．

４．２．駆動力静特性保証

ドライバーの要求する車両挙動を実現するため，そのアクセルペダル操作量と車速を用い，要求駆動力の静特性を表現した目標駆動力マップより，静的目標駆動力を求める．目標駆動力マップ値は，基準車両の実際の駆動力特性を実測したものを用いている．

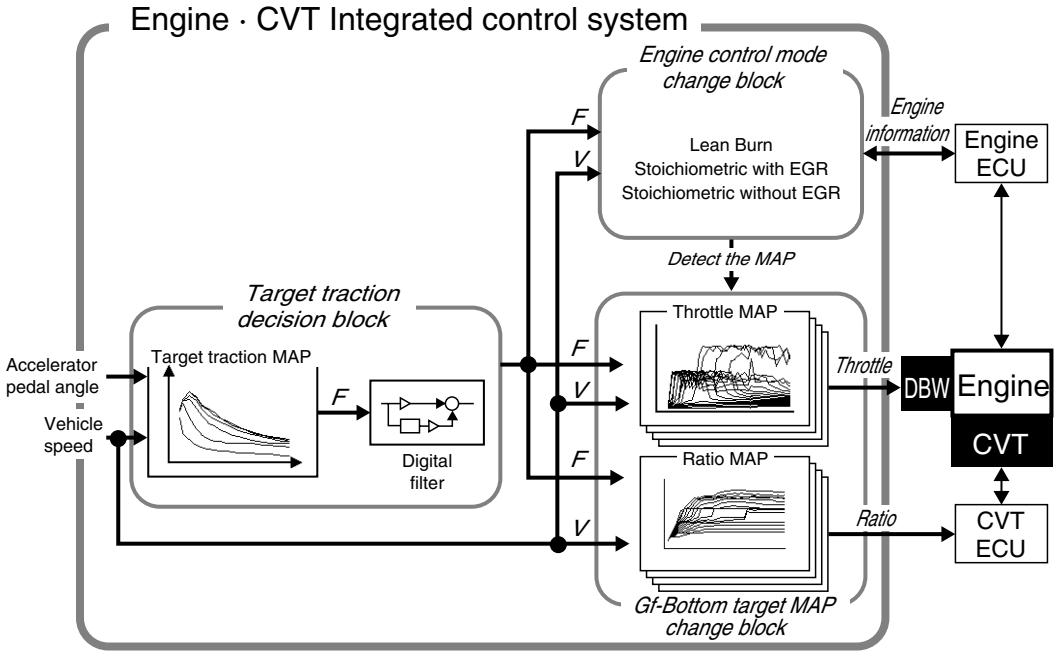


Fig.9 Control system structure

４．３．駆動力動特性保証

ドライバーのアクセル操作は，往々にして矩形的な特性を有している．その結果，前記静的目標駆動力の制御目標値もまた矩形的特性を有することになる．しかし，ドライバーは自己のアクセル操作に対し，同等の矩形的駆動力特性を要求してはおらずむしろ，車両特性や運転状況に合わせた駆動力応答性特性を要求しているものと考えられる．よって，目標駆動力に適正な過渡応答特性を与えるため，デジタルフィルタを設計した．このデジタルフィルタを介することで，目標駆動力マップにより求められた静的駆動力に対して，その動特性までも表現した目標駆動力を設定することが可能となった．

４．４．Gfボトム点のトレース性保証

燃費向上に対し，駆動力特性の静特性，動特性保証のみならずGfボトム運転条件をも実現することが，必須の技術要素となる．本稿システムでは，車速と上記目標駆動力決定部で算出された実現できる前提の目標駆動力を入力に，CAEツールを用い事前に計算しておいたGfボトム演算結果であるCVT変速比マップ(Fig.7)およびエンジンスロットル開度マップを検索し，目標CVT変速比および目標スロットル開度を求めるシステム構成としたことで，Gfボトム点のトレース性が確保されている．

４．５．駆動力特性変更時の燃費への影響

また，アクセルペダル開度と駆動力の関係を規定した目標駆動力決定部と最小燃料消費を保証する目標値決定部を分離独立に構成したことで，動力特性を変更する場合でも，常に最小燃料消費による走行の保証が可能となった．

これは，動力特性変更は，目標駆動力マップにおいてアクセル開度に対する目標駆動力特性を修正することのみにより対応できることを示している．何故なら，目標駆動力マップの修正，つまり同じ車速とアクセル開度における目標駆動力を変更しても，車速と目標駆動力に対する最小燃費運転条件となるエンジントルクとトランスミッション変速比の組み合わせは，Gfボトム演算によって一意に決定されるからである．

その結果，モード走行時のように車速と必要駆動力の関係が既定である場合には，動力特性をどのように設定しても燃費性能は同一値を示すことになる．

５．実車テスト結果

本システムの実車燃費性能試験結果の一部をFig.10に示す．

前ページでは，BSFCが多少大きくとも，駆動系損失仕事を小さくすればGfuelが最小となり，その結果車両燃費が向上する場合があると述べたが，ここでは逆に，エンジン回転数が高く駆動系損失仕事が多少大きい場合でも，EGR運転領域を使うことでBSFCを小さくし，その結果Gfuel最小運転を実現した例を示す．

このように本稿システムでは，全ての走行領域でGfuelを最小にできるため，パワープラントの最高効率での運転が常に実現可能となる．

また，このような走行は，従来の実車を用いた試行錯誤的な制御設定手法では困難であると思われる．これらはまさに本稿提案のGfuelを評価関数としたGfボトム演算アルゴリズムおよびCAEツール/シミュレーションを活用した成果であるといえる．

この結果，LA-4モードにおいて約１%の燃費向上効果を確認した．

燃費が１%程度しか向上しなかった主因は，減速フュエルカット制御との整合やサージ発生領域回避のための制約にあると思われる．ただ，現状の各種制約条件下において

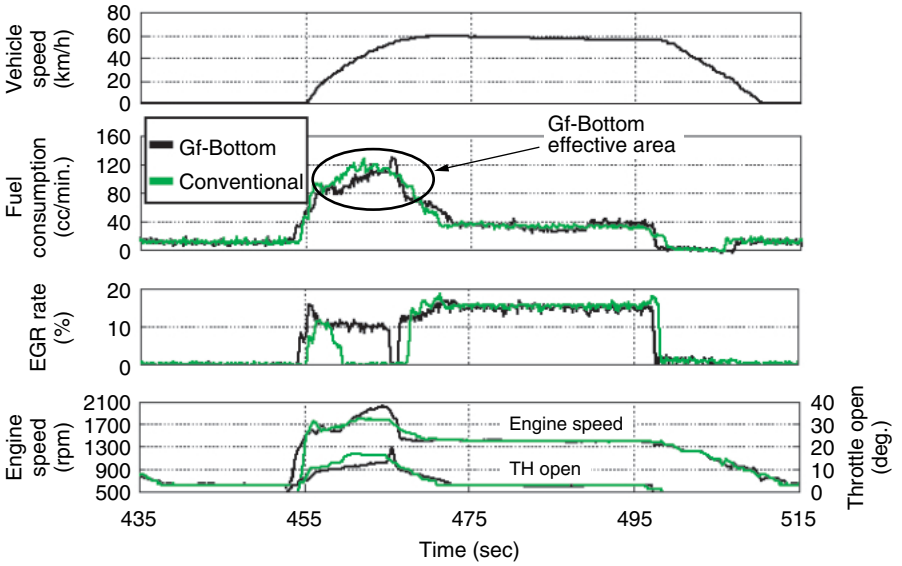


Fig.10　LA-4 Mode test results

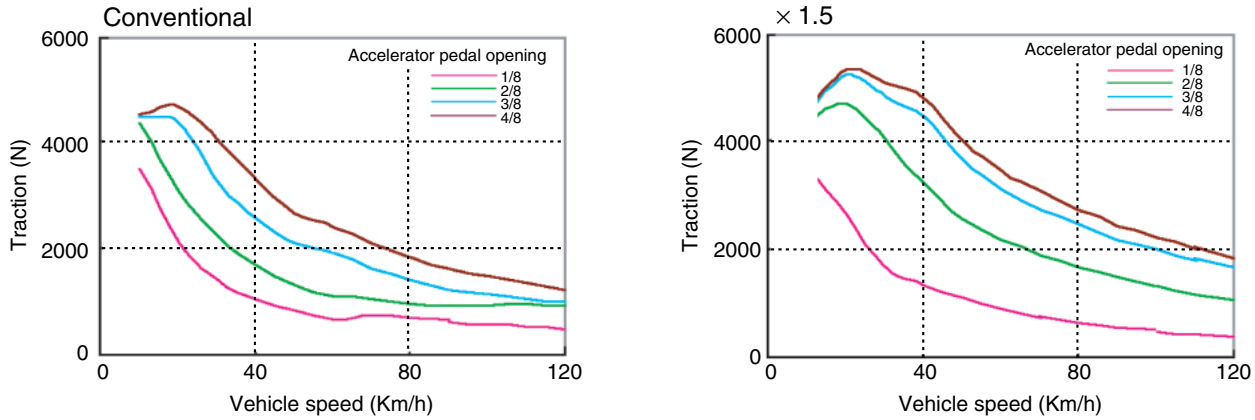


Fig.11 Drive force curve

Table 4 Measured fuel economy

	Drive force curve (conventional)	Drive force curve (× 1.5)
Fuel economy	40.91	40.90

も，最高の燃費性能を達成できるシステムであることは確認できたと考える．

さらに，駆動力特性を変更した場合の同一走行パターンでの燃費を計測した．

駆動力特性はFig.11に示すように走行パターンでの使用領域においてベース特性の1.5倍となるように設定した．

実測結果(Table 4)より車速と駆動力の関係が決まっている同一の走行パターンでは，駆動力特性を変更してもGfuelボトム演算では燃費は一定であることがわかる．

6．まとめ

車両燃費を考える上において，従来のように単にエンジン単体熱効率の良い運転状態を実現するだけでは不十分であり，システム・制御技術要素分野における「エンジン補機やトランスミッションなど駆動力伝達系での損失仕事の低減」も併せて考える必要がある．

本稿では，上記観点より，

(1)どのようなドライバ要求駆動力に対しても常にパワープラント最高効率での運転が実現可能となり，その車両の持つ燃費性能を最大限発揮させることのできる制御システム

(2)ドライバの要求駆動力に対し，燃料消費量を最小とするエンジントルク・トランスミッション変速比を求める演算アルゴリズム

を提案し，

(3)本制御システムにて実車を構成し，LA-4モードにて約１％の燃費向上効果

(4)駆動力特性を変更しても常にドライバーの要求駆動力に対し燃料消費量は最小

を確認し，

(5)CAEツール／シミュレーションを用いた自動計算による制御用データ設定工数の削減

を可能とした．

本稿提案のアルゴリズム及びシステムは，CVTのみならず一般のAT，さらにはハイブリッド車，EVなど，広汎な対象にも応用可能であり，次代パワープラント制御の基本技術の一つと考えている．

参考文献

1）自動車技術会：自動車技術ハンドブック１．基礎・理論編，1991，p.89

2）阪口ほか：エンジン・CVT統合制御システムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.74-98 (1998)

■著 者■


山本和久


阪口伸一


岸田 真


木村英輔


阿部浩之

CVT用金属Vベルトの積層リングに作用する力の研究

A Study of the Forces Acting on the Layered Rings of a Metal Pushing V-Belt for CVT

赤 木 宏 文* 吉 田 秀 昭*
Hirofumi AKAGI Hideaki YOSHIDA

要 旨

押しブロック式金属Vベルトのリングに作用する力を把握することはベルトの寿命を推定する上で非常に重要である．

本論文では積層リングの積層枚数を一枚ずつ増やしながら最外層リングに作用する応力を連続的に測定することで，積層されたリングの応力分布および張力分担について調べた．その結果，最内層リングに作用する力が積層リングの中で最も高くなることから，最内層リングの寿命を把握することで金属Vベルトの寿命を推定できる結論を得た．

ABSTRACT

It is very important to grasp the forces acting on the layered rings of a metal pushing V-belt for estimating the durability of the V-belt.

In this paper we measured the ring stress of the outermost rings each time another layer was added. By estimating the distribution of the ring stress and the ring tension for the layered rings from the outermost ring stress, we deduced the following conclusion. The forces acting on the innermost rings were higher than the other layered rings. Therefore the durability of the V-belt can be estimated from the durability of the innermost rings.

１．まえがき

自動車用無段変速機(Continuously Variable Transmission: CVT)に採用されている押しブロック式金属Vベルト(以下，金属Vベルト)はスチールリングとブロックより構成されている．Fig.1にCVT用の金属Vベルトとプーリの構成を示す．金属Vベルトのリングには様々な力が作用し，それらの力を把握することはベルトの寿命を推定する上で，またCVTの設計にとって非常に重要となる．リングに作用する力はブロックがプーリの外側に行くのを妨げる２種類の力(１つは軸推力により，もう１つは遠心力により生じる)とリング／ブロック間の摩擦力とリング／リング間の摩擦力および曲げにより生じる力からなる．著者の１人は，単層(金属Vベルトに最内周リングのみをセット)でのリングに作用する力の分布について述べた[1)]．

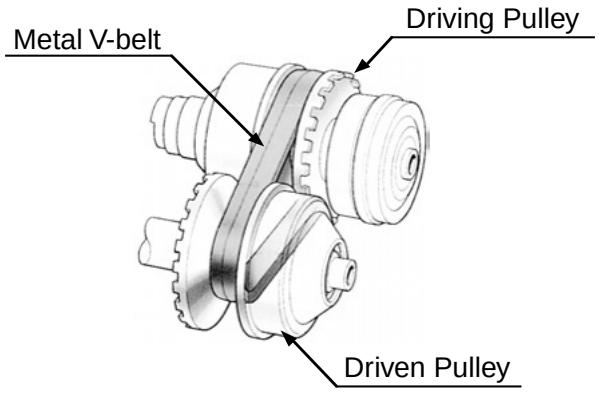


Fig.1 Structure of the metal pushing V-belt and pulley for CVT

本論文の目的は，リングを一層ずつ増やしながら最外層リングの応力を測定することにより，積層リングにおける各層間の力の分担を明らかにすることと，それらがベルト寿命に対して及ぼす影響を明らかにすることである。

２．実験

２．１．金属Vベルトの構造

本研究ではVan Doorne 's Transmissie社により自動車CVT用に開発された金属Vベルトを用いた．金属VベルトはFig.2に示すように各12層からなる１対のスチールリングとV角を有するブロック約400個からなる．リングの一層の厚さは約0.2mmである．

２．２．試験装置

本研究で用いた金属Vベルトのスチールリング応力測定用試験装置をFig.3に示す．電動モータにより駆動軸を回転させ，従動側に吸収装置を連結し負荷を与える．駆動側プーリの軸受はベルト長手方向に可動なスライドテーブルの上に設置され，ロードセルを介してケースに固定されて

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_15

いる．このロードセルにより，２つのプーリが引き合う力（プーリ軸推力Fs）を測定することができる．また軸推力（プーリがベルトを挟む力）は各プーリの油圧室に取り付けられた油圧センサより，伝達トルクはトルクメータにより測定される．

２．３．測定方法

Fig.4に示すように左右の最外層リングの外面にひずみゲージを貼り付けて金属Ｖベルトに組み込み，Fig.3に示した試験装置を用いて金属Ｖベルト回転中におけるひずみゲージの信号を連続的に取り込む．試験条件をTable 1に示す．速度比ｉ，駆動側プーリ回転数Nin，油温T_{ATF}は一定に保ち，トルク比ｒ，従動側プーリ軸推力Qdn，積層数ｎはTable 1に示したように変化させた．速度比ｉ及びトルク比ｒは以下のように定義される．

ｉ：駆動側プーリ回転数／従動側プーリ回転数

ｒ：伝達トルク／理論最大伝達トルク

理論最大伝達トルクは低軸推力（本試験条件では従動側プーリの軸推力）と速度比により決まる．

Table 1 Experimental conditions

Speed ratio i=Nin/Nout	0.61
Rotational speed of the driving pulley Nin [rpm]	100
Transmitted torque ratio r	0.0, 0.33, 0.50, 0.67, 0.75, 0.83
Thrust of the driven pulley Qdn [N]	1710, 3412, 5119, 10231
Total amount of layers n	1, 2, 3, 4, 5
Oil temperature T_{ATF} [°C]	40

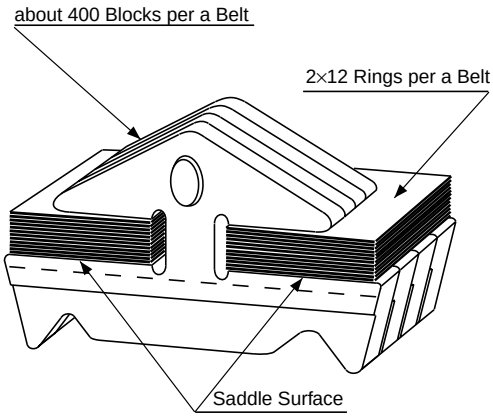


Fig.2 Metal pushing V-belt assembly

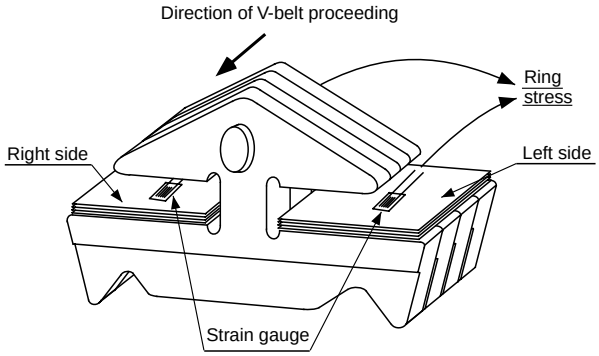


Fig.4 Location of strain gauges on both outermost rings

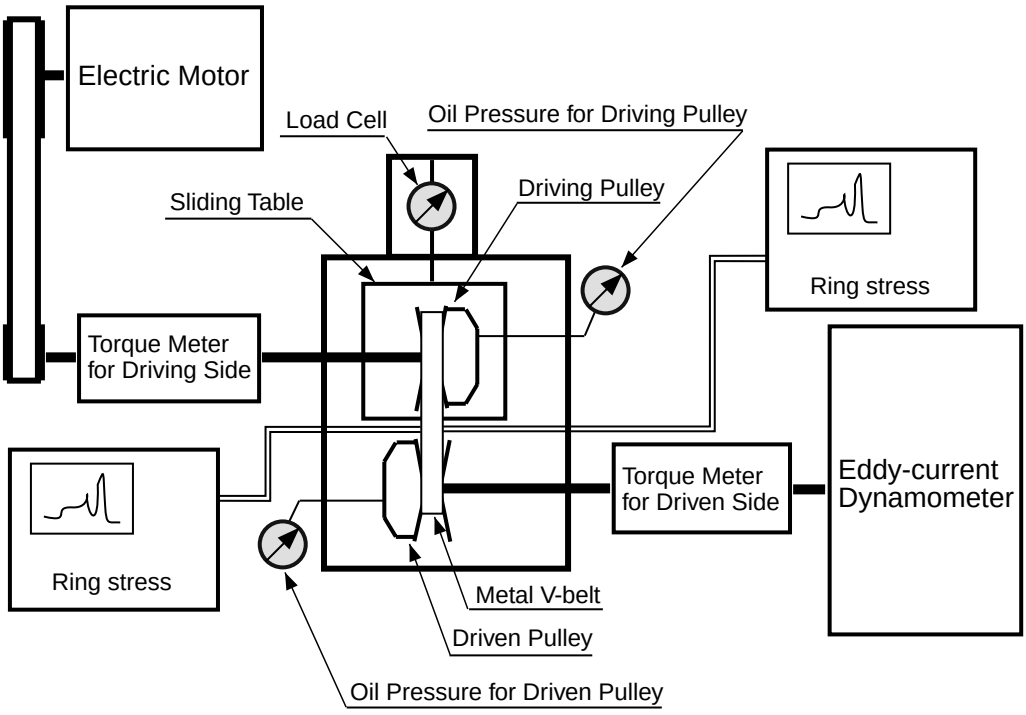
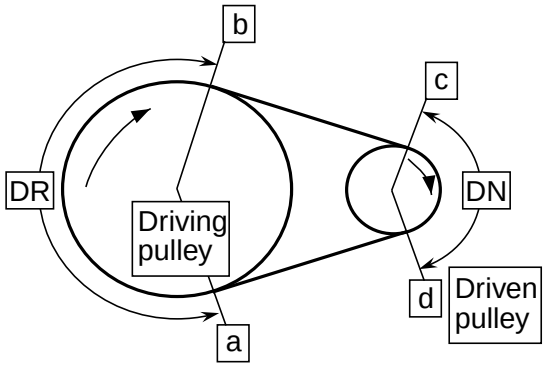


Fig.3 Assembly of an experimental device

3．結果と考察

3．1．リングの応力分布

リング積層数を1～5枚までしたときの最外層リング応力の測定結果をFig.5に示す．各々の図は各層の応力を同時に計測できないため，リング枚数を1～5枚まで順次増やした時の最外層リング応力の測定結果を表したものであり，各層の応力を同時に測定した結果を表したものではない．この応力測定結果は速度比 i =0.61，駆動側プーリ回転数Nin= 100rpm，従動側プーリ軸推力 Qdn =5119N，トルク比 r = 0.83の試験条件時のものである．横軸にベルト中のひずみゲージの位置に対応した時間，縦軸にスチールリングの応力を取っている．



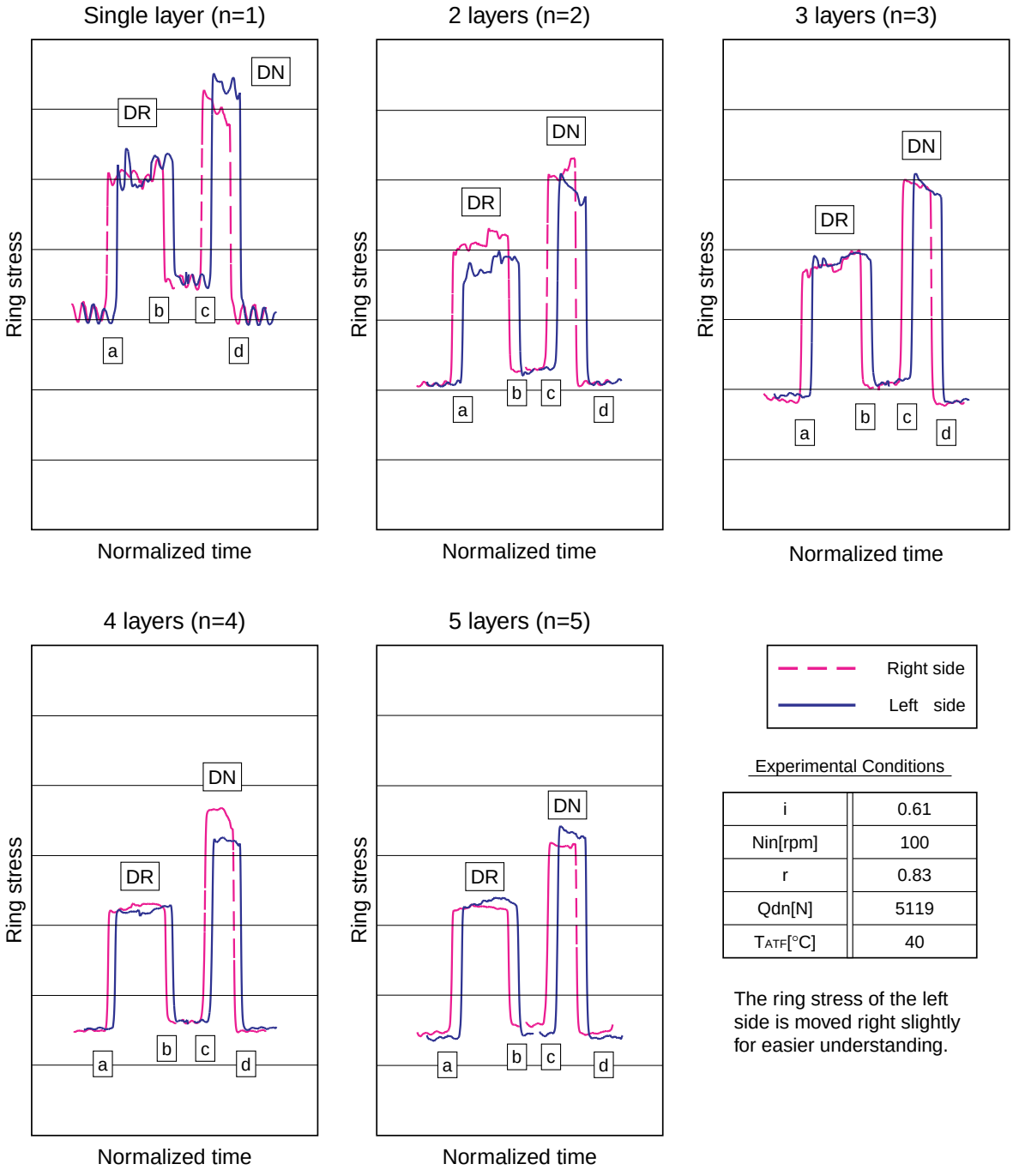


Fig.5　Distribution of ring stress at the outermost rings

Fig.5の中のａ，ｂ，ｃ，ｄは金属Ｖベルト軌道上の境界点を表しており，区間a-bおよびc-dは金属Ｖベルトがそれぞれ駆動側および従動側プーリに巻き付いている領域を表している．区間b-cは駆動側プーリ出口から従動側プーリ入口までの弦部を表し，区間d-aは従動側プーリ出口から駆動側プーリ入口までの弦部を表している．区間b-c，d-aでリングの応力が急激に増加しているのはプーリ巻き付き部でリングに曲げ応力が急激に発生するためである．またFig.5は解りやすくするために左側リングの応力を少し右側にずらして表示している．リングの左右はFig.4で定義している．

一般的にリングにはFig.6に示す波形モデルの応力(以下，一般応力波形モデルとする)が働くと考えられている．２つの弦部(区間b-c，d-a)の間には応力差があるものの，それぞれの区間では一定を保ち，プーリ巻き付け部(区間a-b，c-d)では指数関数的に変化する．

Fig.5より，プーリ中(区間a-b，c-d)のリング応力波形は一般応力波形モデルよりも複雑な波形を示すことが分かる．これはＶブロックのサドル面(最内周リングと接触する面)形状とブロックの不安定な挙動がプーリ中の曲げ応力に影響を及ぼすためと考えられる．しかしながら，Fig.5から分かるように積層数が増えるにしたがい，最外層リングの応力波形は一般応力波形モデルに近づくことがわかる．これは中間層にあるリングが緩衝の役割を果たし，中間層が増えるにしたがいサドル面形状とブロックの挙動の影響が，小さくなると考えられるためである．したがって，積層リングの中間層リングが多くなる外層リングの応力波形は一般応力波形モデルに近づくと考えられる．

また本試験条件(速度比ｉ=0.61)下では従動側プーリ中(区間c-d)でサドル面とリングの間に相対速度(滑り)を持つため，従動側プーリ中の方が駆動側プーリ中(区間a-b)に比べて，ブロックはより不安定な挙動を示す．従動側プーリ中の応力波形が駆動側プーリ中よりもより複雑な波形になるのはそのためである．

３．２．左右のリング応力分布

Fig.5より，弦部(区間b-c，d-a)では積層数に関係なく最外層リングの応力は左右で等しいことから，各層でも左右のリング応力が等しくなることが分かる．一方，プーリ中では各積層数で最外層の左右のリング応力が違っているが，積層数が増えるつれ等しくなる傾向がある．プーリ中のリングの曲げ応力は，サドル面の左右の形状差およびブロックの傾き動作の左右での差があるためにその影響を受け，左右でリング応力に差が生じるものと考えられる．しかし，その影響も積層数が増え，緩衝の役割を果たす中間層のリングが増えるために減少する．したがって積層数が増えるつれて最外層リングの左右のリング応力が等しくなる傾向を持つと思われる．以上のことから，中間層が多くなる外層リングの左右のリング応力は等しくなると考えられる．

３．３．弦部における各層のリング張力分担

３．３．１．リング平均張力

(張り側張力と緩み側張力との平均)の分担

弦部は，張力の高い張り側と張力の低い緩み側とを有する．その２つの張力の平均を平均張力とした場合，各積層枚数時での最外層リングにおける平均張力の分担率をFig.7に示す．リング張力は計測したリング応力にリング断面積を乗じたものとして扱っている．Fig.7は横軸に積層枚数，縦軸に張力比(Tm(n)／Tm(all))を取る．Tm(n)，Tm(all)はそれぞれ以下の通り定義される．

Tm(n) ： 最外層リングの平均張力

Tm(all)： 各層の平均張力の総和

Tm(all)は単層時の平均張力に等しいとものと仮定して扱っている(Tm(all)＝Tm(1))．したがって張力比(Tm(n)／Tm(all))は全張力に対する最外層リングの平均張力の分担率を示していることになる．Fig.7より，張力比(Tm(n)／Tm

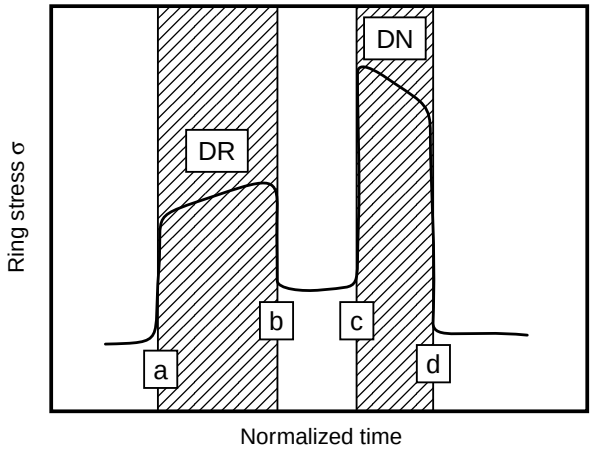


Fig.6 Model of strain wave figure

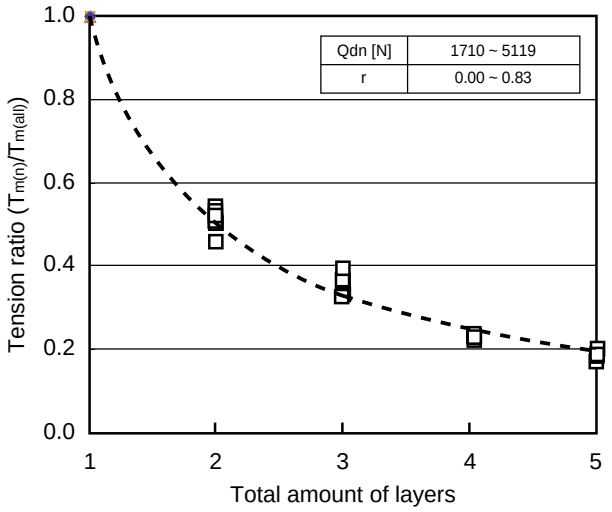


Fig.7 Distribution of ring tension average for the outermost rings

(all))は積層枚数に反比例することから，弦部での平均張力は各層で等しい，つまり均等分担していることが分かる．このことは，ベルトの伝動機構だけを考えた場合，積層リングを単層リングとして単純に扱えることを意味している[2)]．

３．３．２．リング張力差
(張り側張力と緩み側張力の差)の分担

金属Vベルトは，リング／サドル面間およびリング／リング間にすべりを生じ，その摩擦によりリングは弦部において張力差(張り側張力と緩み側張力の差)を持つ．その結果，その張力差が動力伝達の一部を担っていることは知られている．すでにリングの張力差そのものについては研究されているものの，各層におけるリング張力差の分担については未だ研究されていない．金属Vベルトの耐久性は最内層リングの耐久性と相関があることが過去の耐久テストによって確認されている．したがって金属Vベルトの耐久性を推定するには最内層リングにおける張力差分担を把握することが重要となってくる．

それぞれの摩擦は相対速度とリング張力に依存するが，本論文では速度比ｉを0.61に固定(＝２つの相対速度を固定)し，負荷条件はトルク変動による計測誤差を抑えるため無負荷とした．従動側プーリの軸推力は有負荷時に相当する３種類に，すなわちリング張力を３種類に設定してテストを行った．Fig.8に，その時のリング張力差の分担を示す．Ta(n)，Ta(all)はそれぞれ以下のように定義される．

Ta(n)　：最外層リングの張力差

Ta(all)　：張力差の各層での総和(全張力差)

Ta(all)は，単層時の張力差と等しいものと仮定している(Ta(all)＝Ta(1))．以上から張力差比(Ta(n)／Ta(all))は，全張力差のうち，各積層枚数時で最外層リングが分担する率を表している．またFig.8中の曲線はリング各層で均等分担している状態を表している均等分担線である．同図から張力差比が均等分担線よりも小さいことが分かる．つまり最外層のリングの張力差は全張力差を均等分担している状態より低く，各層の張力差は均等になっていないことを意味している．これはリング／リング間摩擦力とリング／サドル面間摩擦力の違いによるものと考えられる．

各層の張力差比はこの２つの摩擦係数比(μｓ／μｒ)によって理論的に求められることが知られており[3)]，μｓはリング／サドル面間摩擦係数を，μｒはリング／リング間摩擦係数をそれぞれ示している．２つの摩擦係数はリングの張力にオイラー式を適用することで計算上求められる．実験結果に対してオイラー式を適用して２つの摩擦係数比(μｓ／μｒ)を求めたものをFig.9に示す．同図より摩擦係数比が1.0よりも大きい，すなわちリング／リング間とリング／サドル面間の摩擦係数に差があることが分かる．この摩擦係数比(μｓ／μｒ)をもとに張力差比(Ta(n)／Ta(all))を計算し，実測値と比較したものをFig.10に示す．計算値の張力

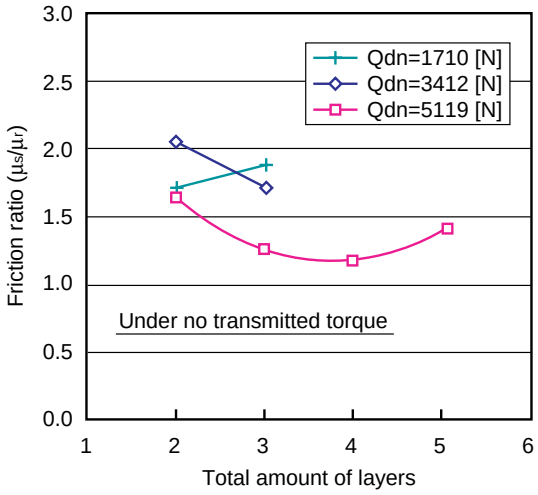


Fig.9　Relation between the amount of layers and friction ratio

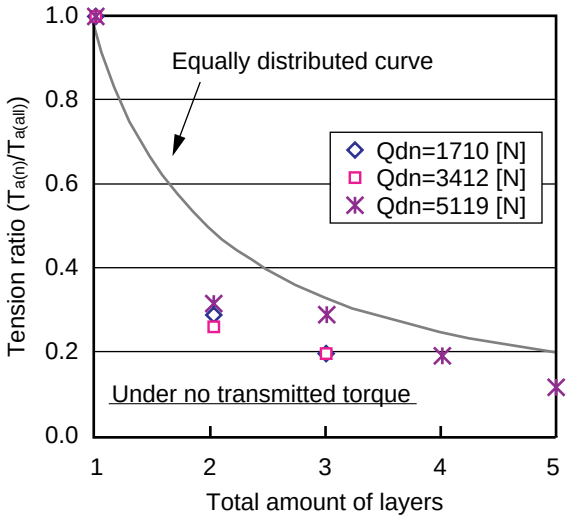


Fig.8　Distribution of ring tension difference for the outermost rings

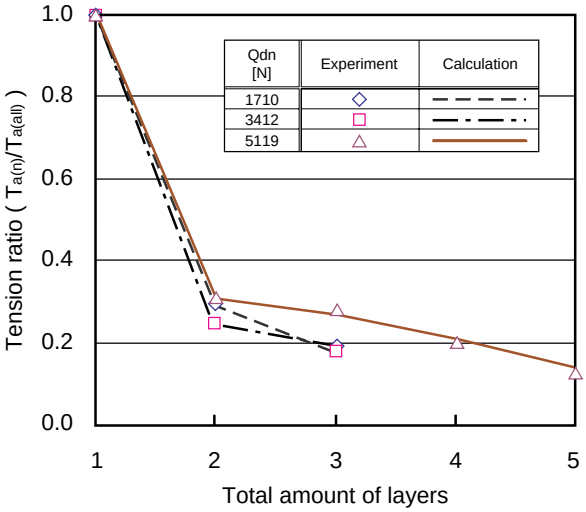


Fig.10　Distribution of ring tension difference for the outermost rings Experiments vs Calculations

差比は実測値とよく一致することから，この２の摩擦係数比に着目した解析方法は張力差の分担を解析する上で非常に有効であることが分かる．したがって，２つの摩擦係数を求めることが張力差の分担を把握する上で重要となる．

最後に，実験より得られた最外層リングの張力差比(Ta(n)／Ta(all))をもとに各層の張力差比(Ta(i)／Ta(all))を求めたものをFig.11に示す．例えば，２層時の最外層リングの張力差比をｘとし，３層時の最外層リングの張力差比をｙとすると，３層時の最内周リングの張力差比(Ta(1)／Ta(all))は，(1-y)(1-x)で求まる．積層数が増えた場合も同様である．図中のTa(i)は各層の張力差を表し，横軸はFig.8，10と同様にリングの積層枚数を表す．Fig.11より，最内層リングの張力差の分担率が高く，積層数ｎ＝５の時で最内層リングは全張力差の34%を分担していることが分かる．また５層時の摩擦係数比(μｓ／μｒ)より12層時における最内層リングの張力差を求めると，全張力差の約35%を分担する結果となる．したがって，ベルトの寿命を考えた場合，最内層リングが他のリングよりも応力が高く，最内層リングの耐久性とベルトの耐久性との相関が実験的に確認されている事実とも論理的に合う．以上のことからベルトの寿命を推定するには，最内層リングの張力差分担を把握することが重要であることが分かる．

４．結論

積層リングの積層枚数を一枚ずつ増やしながら，最外層リングの応力を連続的に測定することで以下の結論を得た．

(１)プーリ巻き付き部では，外層に行くにしたがい応力波形は一般応力波形モデルに近づく．

(２)左右のリング応力は弦部においては各層で等しい．一方，プーリ巻き付き部では各層で左右異なるが，外層リングに行くにしたがい等しくなる．

(３)平均張力(張り側張力と緩み側張力の平均)は各層で等しく分担されている．

(４)張力差(張り側張力と緩み側張力の差)は各層で均等に分担されず，最内層リングの分担が最も高い．最内層リングは12層の時で，全張力差の約35%を分担する．

(５)以上の結論(１)～(４)より，最内層リングの応力が積層リングの中で最も高くなっていることから，最内層リングの寿命を把握することから金属Ｖベルトの寿命を推定することができる．

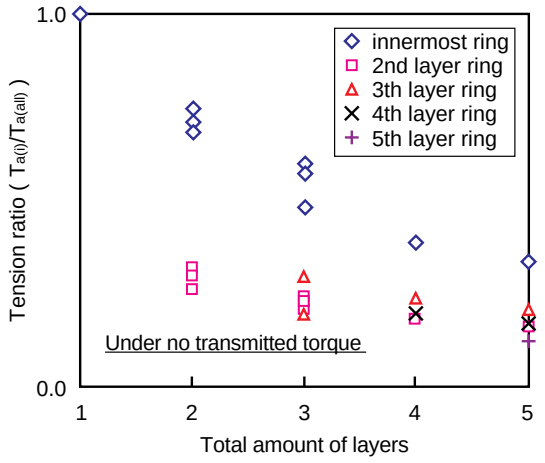


Fig.11 Distribution of ring tension difference for each layer

参考文献

1) Yoshida, H.: A Study of Forces Acting on Rings for a Metal Pushing V-Belt Type CVT, SAE Tech. Paper Series 970686

2) Katsuya, K. et al : Analysis of Behavior of CVT Belt, Proc. of JSAE 891041 p.171-174 (1989)

3) Kanehara, S. et at : Power Transmitting Mechanisms of CVT Using a Metal V-belt and Load Distribution in Steel Ring, SAE Tech. Paper Series 980824

4) Fujii, T. et al : A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT-Part 1; Relationship between Transmitted Torque and Pulley Thrust, SAE Tech. Paper Series 930666 (1993)

5) Fujii, T. et al : A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT-Part 2; Compression Forces between Metal Blocks and Ring Tension, SAE Tech. Paper Series 930667 (1993)

6) Kanehara, S. et al : A Study on a Metal Pushing V-Belt Type CVT (Part3; What Forces Act on Metal Blocks ?), SAE Tech. Paper Series 940735 (1994)

7) Kanehara, S. et al : A Study on a Metal Pushing V-Belt Type CVT (Part4; Forces Act on Metal Blocks when the Speed Ratio is Changing), SAE Tech. Paper Series 950671 (1995)

8) Kanehara, S. et al : A Study on a Metal Pushing V-Belt Type CVT Microscopic Consideration for Coefficient of Friction between Belt and Pulley, Proc. of JSAE CVT '96 Yokohama

9) Ookawa. S. et al : Stress Measurement of CVT Steel-ring by Strain-gauge, Proc. of JSME 1701 p.285-287 (1992)

10) Hendriks, E. et al : Aspects of a Metal Pushing V-Belt for Automotive Cut Application, SAE Tech. Paper Series 881734

■著　者■





赤木宏文　　吉田秀昭

ギヤ比が車速と操舵角の関数として変化するステアリングシステムの研究

A Study of a New Steering System with Variable Gear-ratio According to Vehicle Speed and Steering Wheel Angle

清水康夫* Yasuo SHIMIZU
河合俊岳* Toshitake KAWAI
杠順司* Junji YUZURIHA
滝本繁規* Shigenori TAKIMOTO

要旨

車速と操舵角に応じて変化するギヤ比特性を有するステアリングシステムを開発した．既存車両のステアリングギヤ比は概ね一定であるので，操舵入力に対して車両のヨーレートゲインは，車速の増大に応じて大きく，又アンダステアの車両では，横加速度の増大によって減少していた．このシステムは，ギヤ比を車速の増大に応じて大きく，操舵角の増加に応じて小さくする特性を付与することにより，車両のヨーレートゲインを概ね一定にしたものであり，ドライバにとって運転のし易さを向上させることを目的としている．

本論において，このギヤ比特性の選定プロセスについてドライバの注視点解析から理想のステアリングギヤ比の仮説を導出し，これを参考に車速と操舵角に応じて変化するギヤ比特性を選定し，シミュレーションにより，その効果が予測できた．又この選定されたギヤ比特性を実現するための可変ギヤ比機構の設計手法，及びステアリングシステムの構成を確立し，更にこのシステムを搭載した実車による走行テスト結果により，運転し易さの向上効果と，このようなギヤ比特性に必要な車両特性が確認できた．

ABSTRACT

A new steering system which has variable gear ratio according to vehicle speed and steering wheel angle has been developed.

As the steering gear ratio in existing automobiles is almost constant, yaw rate gain increases with increasing vehicle speed. Moreover, for understeer vehicle, yaw rate gain tends to decrease with increasing lateral acceleration.

With a view to improving the driver-vehicle response, to make the yaw rate gain almost constant, a steering system in which the equivalent steering gear ratio increases with increasing vehicle speed and decreases with increasing steering wheel angle was created.

This paper presents the procedure for selecting variable gear ratio characteristic, starting with a hypothesis of ideal gear ratio which was derived from observations of drivers' steering behavior, including the compensation of the gear ratio for vehicle speed and steering wheel angle, and the estimation of the effects of the gear ratio by simulation.

This paper also introduces the design method and the construction in order to realize the selected gear ratio, the effects that were confirmed by vehicle tests, and the vehicle characteristic which this system necessitates.

1．はじめに

現在，ステアリング装置のギヤ比は，車速によらず概ね一定である．これはハンドルとタイヤの間に，例えばラック＆ピニオンギヤのような操舵機構が設けられ，タイヤの切れ角が操舵角の関数だけで決められているからである．従って，ステアリングギヤ比を高速走行時に最適となるように設定すると，車庫入れでは必要な操舵角が大きく運転が面倒であり，一方低速走行時に最適となるように設定すると，高速走行時に車両のヨーレートゲインが高くなり，正確に運転することが難しくなる．又，アンダステア特性をもつ車両では，ハンドルを大きく切って横加速度が増大すると操舵に対してヨーレートゲインが低下する．このことは，大舵角入力を必要とする緊急回避操作を難しくする理由の一つと考えられる．

このように，固定のステアリングギヤ比による車両の応答特性は，車速と操舵角などにより変化するために，ドライバは慣れるまで運転に習熟する必要があった．

本研究は，これらの課題に注目し，操舵角入力に対する車両のヨーレートが変化しないようにして運転のし易さを

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_16

向上させるために，車速の増大に応じて大きく，且つ操舵角の増大に応じて小さくするギヤ比をもつステアリング装置の開発と，この装置を搭載した車両による低速走行時における操舵角の低減効果，及び高速走行時の操縦性と緊急回避性能の向上した結果について，以下の項目に沿って報告する．

（1）ドライバの注視点解析結果をもとに導出された理想的と考えるギヤ比特性
（2）この仮説を基に得られた車速と操舵角により変化するギヤ比特性
（3）この提案するギヤ比特性の効果を検討するシミュレーション
（4）上記ギヤ比特性を実現する機構の設計方法とステアリングシステム
（5）このシステムを搭載した車両による実走行テスト結果
（6）この車両を初めて運転する際にドライバにとって適応しやすい車両特性

2．理想的なギヤ比特性

現在のステアリングギヤ比は，概ね一定であるので操舵入力に対して車両のヨーレートゲインは，車速や横加速度などの大きさによって変化する．これは同じ操舵角入力でも例えば車速が変化すると，車両の横運動が変化することを意味し，この補正はドライバ自身が学習によって克服しなければならない．しかし，同じ操舵角入力に対して車両の横運動が，車速に関わらずドライバにとって同様であると感じられるならば，修正操舵（フィードバック操作）が少ないのでハンドル操作の予測が容易になり，学習の必要が少なくドライバの負担が軽減される，と考えられる．

この前提に基づいて，ドライバが車両を運転するときの横運動の制御プロセスについて検討してみた．車両の横運動制御の目的は，目標とするコースに走行経路を合致させることであるから，

（1）ドライバは，車両の走行経路を制御する際に視覚情報をもとに，現在の進行方向と，到達したい目標位置と現在の自車位置を結ぶ方向とのなす角である走行経路角を脳裏に描いて，操舵角をこの走行経路角に一致させるように操舵を行う．
（2）到達したい目標位置は，前方注視点の付近であるという仮説を立てた．

又，筆者らは，実車両を用いたドライバの注視点解析（Fig.1）により，「ドライバは，曲線路に進入する際，平均で約1.2秒先を注視し，しかもこの予見時間は車速によらない」という結果を得ている[1)]．これをFig.2示す．

この結果から仮説を更に展開し，ドライバによる経路角制御のプロセスを次のように考えた．

前方注視点の情報，即ち1.2秒後のあるべき自車位置から決定される走行経路角が，目標経路角としてドライバの脳裏に描かれ1.2秒後に目標位置に到達するためのヨーレートを発生させるのに必要な操舵角が入力される．その操舵角は，ドライバが体得している自車のヨーレートゲインに基づいて決定される．

このことから，車速に関わらず認知された目標経路角に合わせた操舵角入力で，1.2秒後に目標地点に到達できるようであれば，ドライバはこの経路角制御のプロセスのような単純な制御則に基づいて，フィードフォワード制御すればよい．そうすることにより，現在のように車速や横加速度などによって変化する車両のヨーレートゲインを補正するために必要であった，複雑な制御則の学習が少なくなると考えられる．

このような観点から，ドライバにとって理想的なステアリングギヤ比を求めてみる．Fig.3に示すように，tp秒後のあるべき自車位置（目標位置）を地面固定座標系（O－XY）にて，(x_p, y_p)とする．車速がVのときの前方注視点距離をlpとすると，ドライバが脳裏に描く目標経路角φ_pは，

$$\varphi_p = \tan^{-1}\frac{y_p}{x_p} \cong \frac{y_p}{x_p}$$

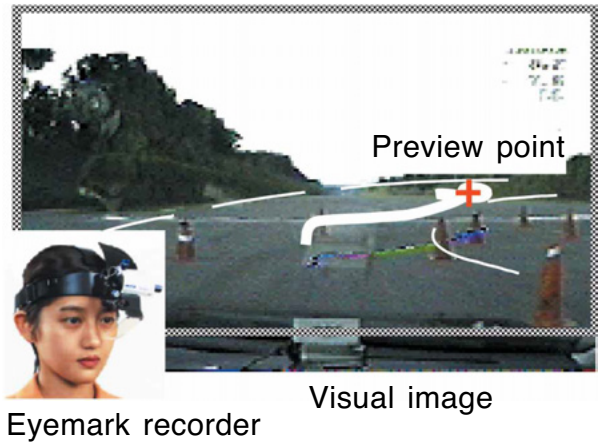


Fig.1 Measurement of preview point

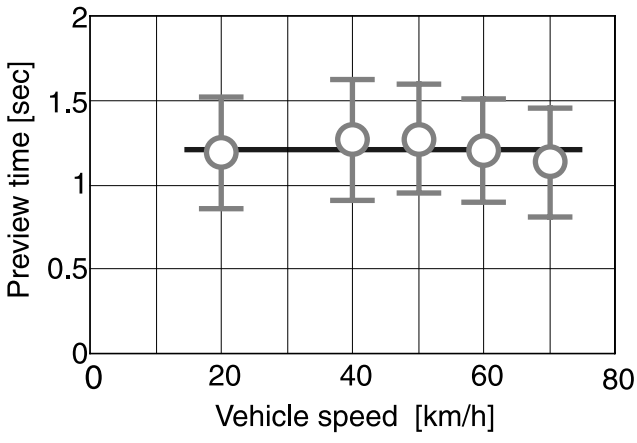


Fig.2 Preview time

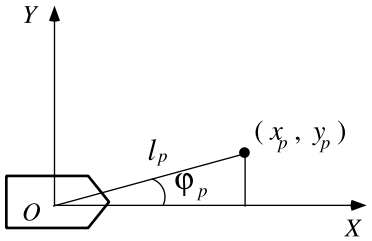


Fig.3　Target position in the coordinate system

一方，ヨー角をθとすると地面固定座標系での車両の位置(x，y)は，車両固定座標系で，縦速度V，横速度ν，ヨーレートr，横加速度a_yとすると，

$$\dot{x} = V\cos\theta - \nu\sin\theta \cong V$$
$$\dot{y} = V\sin\theta + \nu\cos\theta \cong V\theta + \nu$$
$$\theta = \int_0^t r dt$$

より，

$$x = V \cdot t$$
$$y = V\int_0^t \theta dt + \int_0^t \nu dt = V\int_0^t\int_0^t r dt + \int_0^t\int_0^t a y dt$$

と求められる．

与えられた車速におけるヨーレートr，横加速度a_yの定常値は，ステアリングゲインGs，操舵角δsw，前輪の切れ角(実舵角)δfとすると，

$$r = G_{\delta_f}^r \cdot G_S \cdot \delta_{SW}$$
$$a_y = G_{\delta_f}^{a_y} \cdot G_S \cdot \delta_{SW} = V \cdot G_{\delta_f}^r \cdot G_S \cdot \delta_{SW}$$
$$G_{\delta_f}^r = \frac{r}{\delta_f},\quad G_S = \frac{\delta_f}{\delta_{SW}}$$

と近似できる．ここで，$G_{\delta_f}^r$ と $G_{\delta_f}^{a_y}$ は実舵角に対する車両のヨーレートと横加速度の定常ゲインであり車両固有の値である．

「目標経路角に比例した操舵角を入力すると，t秒後に目標位置(x_p，y_p)に到達できる」ためには，比例定数をKsとすると

$$\varphi_p = \frac{y_p}{x_p} = K_S \cdot \delta_{SW}$$

となることが必要である．そこでδswのステップ入力を与え，自車位置の時間応答を求めると，

$$x(t) = V \cdot t$$
$$y(t) = V\,[G_{\delta_f}^r \cdot G_S]\,\delta_{SW} \cdot t^2$$

となる．ここで，前述の予見時間を用いてt=tpとすると自車の目標位置は，

$$x_p = V \cdot t_p$$
$$y_p = V\,[G_{\delta_f}^r \cdot G_S]\,\delta_{SW} \cdot t_p^{\,2}$$

となり，従って，

$$\varphi_p = \frac{y_p}{x_p} = [G_{\delta_f}^r \cdot G_S]\,\delta_{SW} \cdot t_p = K_S \cdot \delta_{SW} \qquad (1)$$

式(1)を満足させるためには，tpは一定値，$G_{\delta_f}^r$ は車速の増大により大きく，またアンダステア特性の車両では横加速度の増大に応じて小さくなるので，ステアリングゲインGsは，車速の増大と共に小さく，横加速度の増大と共に増加する特性を持つ関数に設定すれば良いことが分かる．ここで式(1)において例えば，Ks=1となるようなGsをGsiとすると，

(目標経路角φ_p)＝(操舵角δsw)

となり，車速や横加速度などに関わらず認知された目標経路角と同等の操舵角入力で目標地点に到達できる．従って，理想的なステアリングギヤ比Riは

Ri=1/Gsi　　(2)

で与えられる．このように設定することにより，ドライバは単純な操舵則に基づいて，フィードフォワード制御によって操作すればよいことがわかる．

3．実際のギヤ比特性

前述した理想的なギヤ比を参考にして，まず最初に基本特性として$G_{\delta_f}^r$ を車速に関わらず概ね一定とするための車速に応じて変化するギヤ比特性，次にこのギヤ比特性をもとに，横加速度の増大に応じて減少する$G_{\delta_f}^r$ を補正するための操舵角に応じて変化するギヤ比特性について述べる．

3．1．車速に応じて変化するギヤ比の基本特性

式(1)，(2)より，ステアリングギヤ比Rは

$$\mathrm{R} = \frac{1}{G_S} = \frac{G_{\delta_f}^r \cdot t_p}{K_S}$$

ここで，tp=1.2[sec]，$G_{\delta_f}^r$ は車両特性であるから，Ksを決めればRが定まる．Ksは実際の車両挙動とドライバの習熟を考慮し，一般車両が80～100km/h程度で走行した時の値を採用し，Fig.4のような基本特性を選んだ．

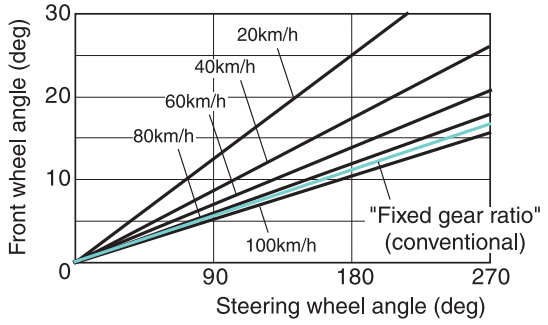


Fig.4　Basic characteristics of gear ratio dependent on vehicle speed (characteristic 1)

３．２．操舵角に応じて変化するギヤ比特性

アンダステア特性をもつ車両の操舵角に対するヨーレート（$G^r_{\delta_{sw}}$ =r/δ_{sw}）の定常値（ヨーレートゲイン）は，Fig.5の実験結果に示すように横加速度の増大に応じて小さくなる．この結果から高い車速ほど，ヨーレートゲインの低下が顕著であることがわかる．

ステアリングのギヤ比は，このヨーレートゲインの低下を補正するようなギヤ比特性が望ましいという報告[2]があり，この仮説をもとに，上述した車速に応じて変化するギヤ比の基本特性に加えて，操舵角に対する非線形特性を導入した．これはFig.6に示すように，実舵角の増加率を操舵角の増加に応じて増大させることにより，車両のアンダステア時にドライバが補正しなければならない操舵角の増加量を低減するためのものである．

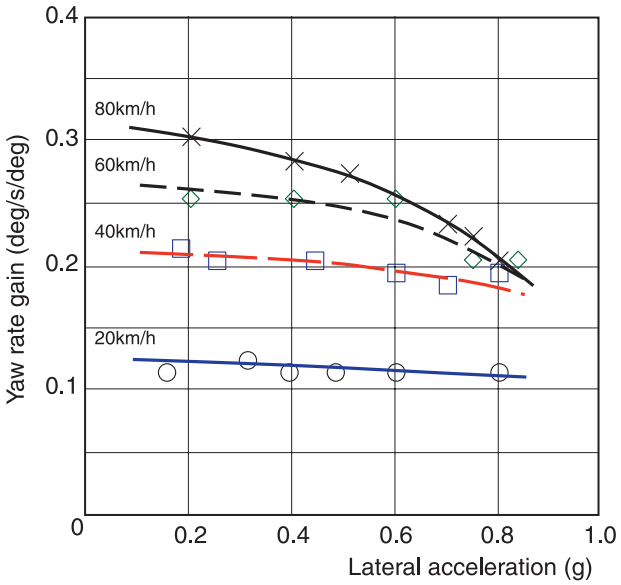


Fig.5 Yaw rate gain at lateral acceleration

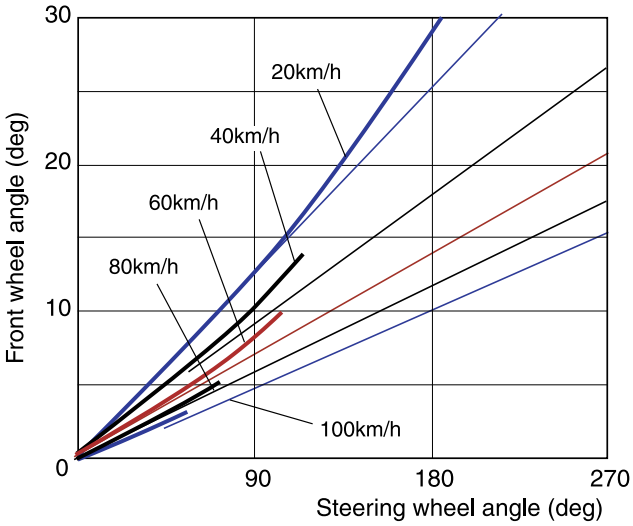


Fig.6 Modified characteristics of gear ratio dependent on both vehicle speed and steering wheel angle (characteristic 2)

４．シミュレーションによる可変ギヤ比特性の効果の確認

前項にて設定した実際のギヤ比特性について，その効果をシミュレーションによって確認した．

４．１．レーンチェンジにおける制御成績

通常の車両のヨーレートゲインは，車速や横加速度などによって変化するので，ドライバはそれに対応するために操舵角の大きさを調整する必要があるが，上述した可変ギヤ比特性を持つステアリングシステムを搭載した車両ならば，この調整量が減少されると予測した．

この予測に基づいて，ドライバの操舵入力ゲインを一定とした前方予測モデルを用いて，レーンチェンジを行ったときのシミュレーションを実施した．このときのコースはFig.7に示すように，低速コースと高速コースを設定した．制御成績はFig.8に示すように，車両軌跡の目標コースからのオーバシュート量によって評価した．

ギヤ比特性は，以下の３種類について比較した．

（１）固定ギヤ比特性（Fig.4）
（２）車速のみに応じて変化するギヤ比の基本特性（Fig.4）
（３）車速と操舵角にて変化するギヤ比特性（Fig.6）

シミュレーションには以下のモデルを用いた．

（１）車両　　：６自由度モデル
（２）ドライバ：２次予測モデル[3]

$$\delta_{SW}(t) = K_p \cdot \varepsilon(t - T_d)$$

$$\varepsilon(t) = Y_r(t+\tau) - [Y(t) + \tau \cdot \dot{Y}(t) + \eta \cdot \frac{\tau^2}{2} \cdot \ddot{Y}(t)]$$

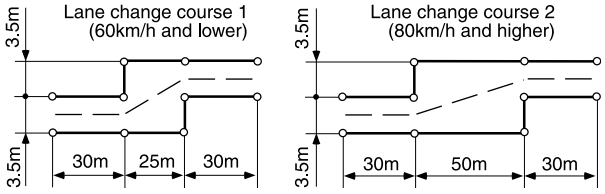


Fig.7 Layout of lane change course in simulation

t　：時間　　δsw：操舵角
Yr　：目標コース　　Y　：車両位置
ε　：目標と車両予測位置との偏差
Kp　：ドライバーのゲイン
Td　：ドライバー反応時間
τ　：予見時間　　η　：２次予測項重み

シミュレーションの結果を，Table 1とFig.8に示す．固定ギヤ比特性の場合，オーバシュート量が一番大きいが，勿論このようなことが発生しないように，実際のドライバは車両のヨーレートゲインの変化に適応するために20km/hでは自身のゲインを増大させ，反対に120km/hではゲインを減少させていると考えられる．特性１と特性２はオーバシュートの量が減少しており，更に特性２は120km/hの横加速度が比較的高い走行条件で良好な減衰特性を示している．

これらの見地から，ドライバゲインが一定のとき特性１と特性２の車両の制御成績は固定ギヤ比特性より優れ，そして特性２の成績は，特性１より横加速度の大きい操舵のときに効果が大きいということが定量的に確認された．

４．２．操舵角入力が大きいときの制御成績

滑りやすい路面における運転では，時折大きな操舵角が必要な場面がある．そこで，滑りやすい路面での車両挙動変化における修正舵の容易さを比較するために，次のような条件でシミュレーションを行った．

（１）40km/hで半径30mの円旋回中に後輪の横力が突然ゼロになりスピン状態に陥る

（２）このスピンを止めるためにランプ入力の修正操舵を加える

（３）ドライバがこの状態を止めるのに必要な操舵速度をスピン状態に入ってから操舵を開始するまでの時間（ドライバの反応時間）を変えて調べ，最大の実舵角になるところで限界を求めた．

車両モデルは，滑りやすい路面上を設定しており，横加速度が小さくロールの影響も少ないので２自由度平面モデルを用い，次のような２種類のギヤ比を選んで比較検討した．

（１）固定ギヤ比特性

（２）特性２

比較結果をFig.9に示す．固定ギヤ比特性の場合，ドライバの反応時間が0.4[sec]のとき，スピンを止めるのに必要な実舵角（約30deg）を得るのに，400[deg/sec]の操舵速度が必要であるが，特性２では130[deg/sec]で充分である．従って大きな操舵角入力に対して，特性２は固定ギヤ比より修正のしやすさが向上していると考える．

Table 1　Results of lane change simulation

Course	Vehicle speed [km/h]	Maximum overshoot from target course		
		Fixed gear ratio	Characteristic 1	Characteristic 2
1	20	1.18	0.7	0.65
	40	0.67	0.42	0.38
	60	0.32	0.18	0.18
2	80	0.05	0.05	0.05
	100	Divergent	0.19	0.12
	120	Divergent	Divergent	0.09

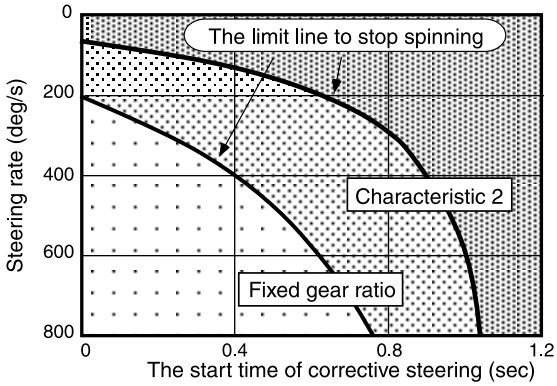


Fig.9　Characteristics of steering wheel input to stop spinning

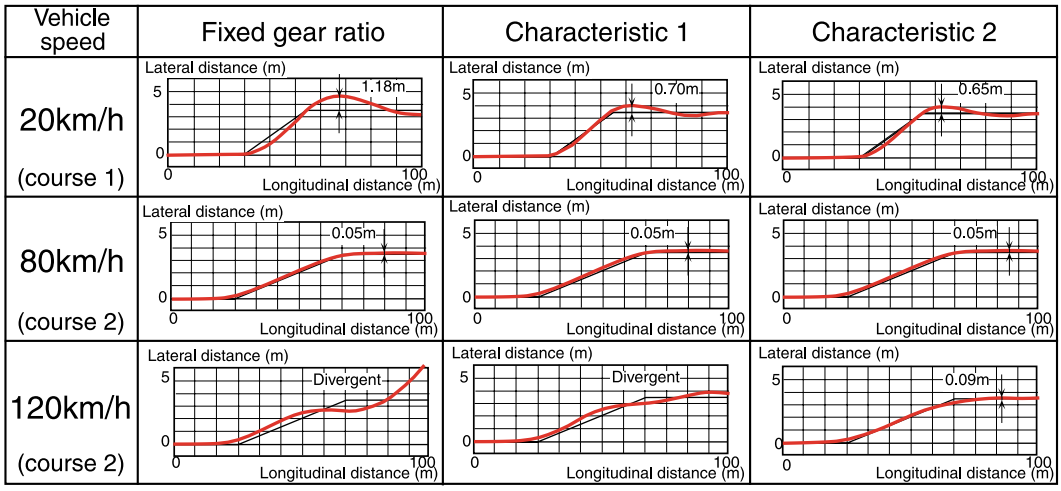


Fig.8　Results of lane change simulation (trajectory)

5．可変ギヤ比ステアリングシステムの設計方法

前述したシミュレーションによる効果を実車にて確認するために，可変ギヤ比特性(特性２)を有するステアリングシステムを考えた．

5．1．提案するギヤ比特性を実現する機構の設計コンセプト

Fig.6に示されるギヤ比特性は，線形項と非線形項を併せもつ特性とみなすことができるので，次のような数式で表現する．

$$\theta_0 = \mathrm{K} \cdot (\theta_{01} - \theta_{02}) \quad (3)$$

線形項；$\theta_{01} = i \cdot \theta_i$ (4)

非線形項；$\theta_{02} = \sin^{-1}\left[\frac{a(\mathrm{v})}{\mathrm{b}} \cdot \sin(i \cdot \theta_i)\right]$ (5)

ここで，

θ_0	：出力角	θ_i	：入力角
i	：減速比	K	：定数
v	：車速	a (v)	：車速関数
b	：定数		

線形項のみの式(4)をiをパラメータとして，非線形項のみの式(5)をiとa (v)をパラメータとして，計算した結果をそれぞれFig.10とFig.11に示す．

更にKとi，そしてa (v)を変えることによって，例えばFig.12に示すように，種々のギヤ比特性を得ることができる．

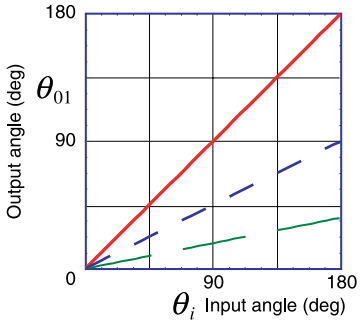


Fig.10 Linear component of gear ratio characteristics

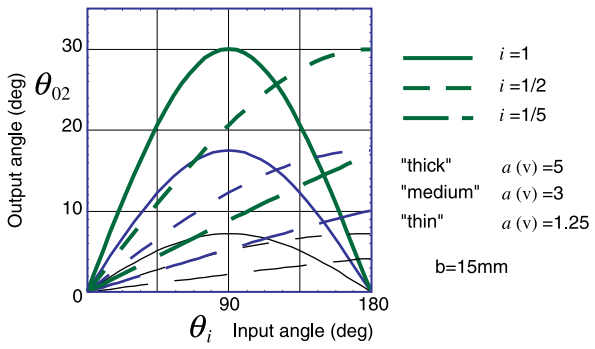


Fig.11 Nonlinear component of gear ratio characteristics

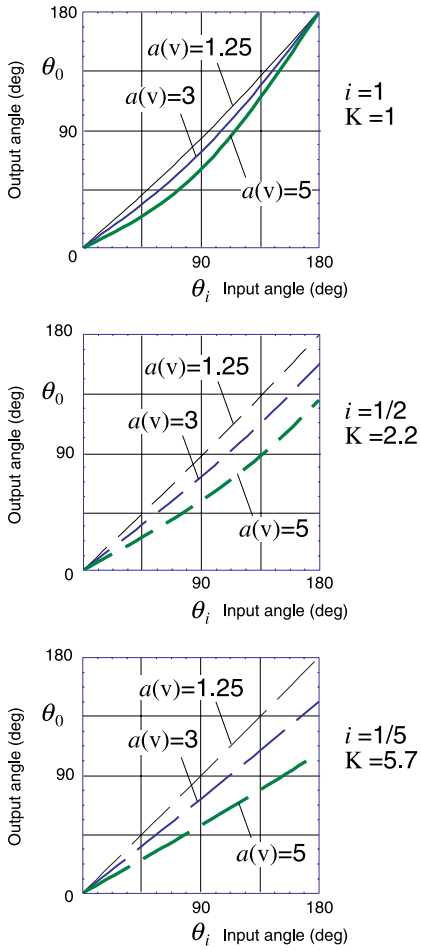


Fig.12 Various gear ratio characteristics

5．2．提案したギヤ比特性を実現する機構

次に式(3)に示される特性を具現化するための機構について述べる．まず式(4)にて示される線形項については，通常の減速装置によって実現可能である．

式(5)の非線形項を実現するために，Fig.13に示すような機構を考えた．この機構は，入力軸Aと出力軸Bのオフセット量Xoを保持したまま回転させるために，それぞれのアームの連結点Cを，滑り結合させている．この結果，軸Aと軸B間の回転角の関係は，式(6)によって表される．

$$\theta_\mathrm{b} = \theta_\mathrm{a} - \sin^{-1}\left[\frac{X_0}{\mathrm{b}} \cdot \sin\theta_\mathrm{a}\right] \quad (6)$$

次に，実際の機構設計における構成概念図をFig.14に示す．ここで，

$$\theta_\mathrm{a} = i \cdot \theta_i \quad (7)$$

$$L = \mathrm{K_G}\left\{i \cdot \theta_i - \sin^{-1}\left[\frac{X_0}{\mathrm{b}} \cdot \sin(i \cdot \theta_i)\right]\right\} \quad (8)$$

$$\theta_T = f(L) \quad (9)$$

θ_a	：軸Aの回転角	θ_b	：軸Bの回転角
θ_i	：操舵角		
i	：減速ギヤ装置の減速比	θ_T	：前輪の切れ角
$\mathrm{K_G}$	：ラックゲイン	L	：ラックストローク

式(6)(7)より求めた式(8)より，提案したギヤ比特性は，定数ｉ，ｂ，K_Gを適当に選定し，Xoを車速に応じて変化することによって実現されることがわかる．

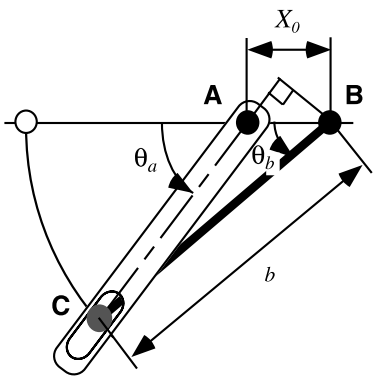


Fig.13　Mechanism of variable gear ratio

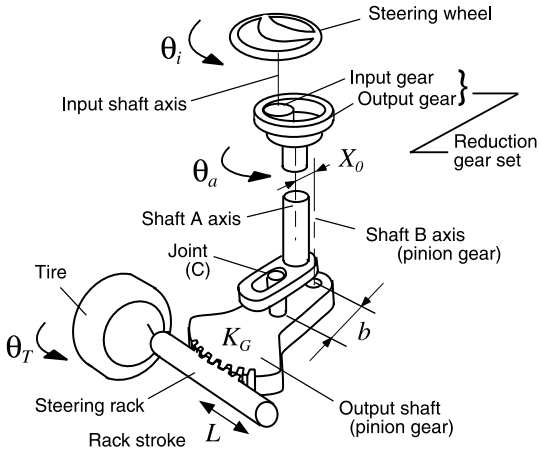


Fig.14　Complete system of variable gear ratio

５．３．可変ギヤ比ステアリングシステムの設計

提案したギヤ比特性を実現する機構を搭載したギヤボックスの構造とシステム構成について述べる．

５．３．１．可変ギヤ比ステアリングシステムの構造

Fig.15は，可変ギヤ比機構を搭載したギヤボックスの構造模式図である．実際の構造ではオフセット量Xoは，DCモータのウォームギヤと噛み合うウォームホィールに支持される入力軸および軸Aが共に，ウォームホイール中心まわりに公転することによって変化するので，両軸の移動軌跡は直線ではなく円弧を描く．又，この入力軸の移動量は，Fig.18に示されるレイアウト構成において，ステアリング軸の自在継手の微少回転によって許容される程度の大きさである．

Fig.16はトルクセンサと可変ギヤ式機構の実際の構造写真を示す．Fig.17は，実際の連結点の拡大写真であり，軸Aと出力軸(ピニオンギヤ)である軸Bの相対移動を滑らかにするためにボールによる転動機構を採用した．

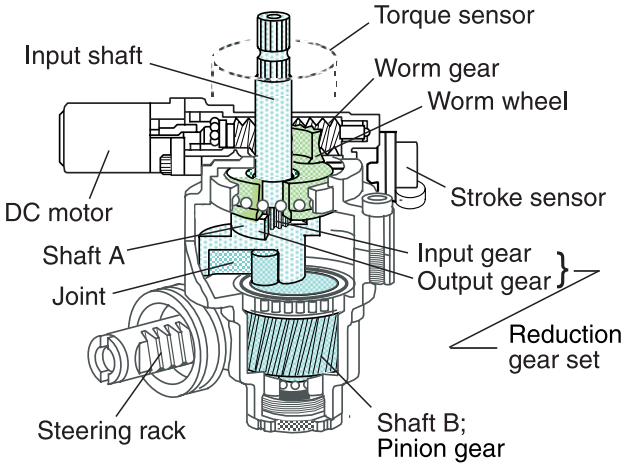


Fig.15　Structure of a variable gear ratio mechanism

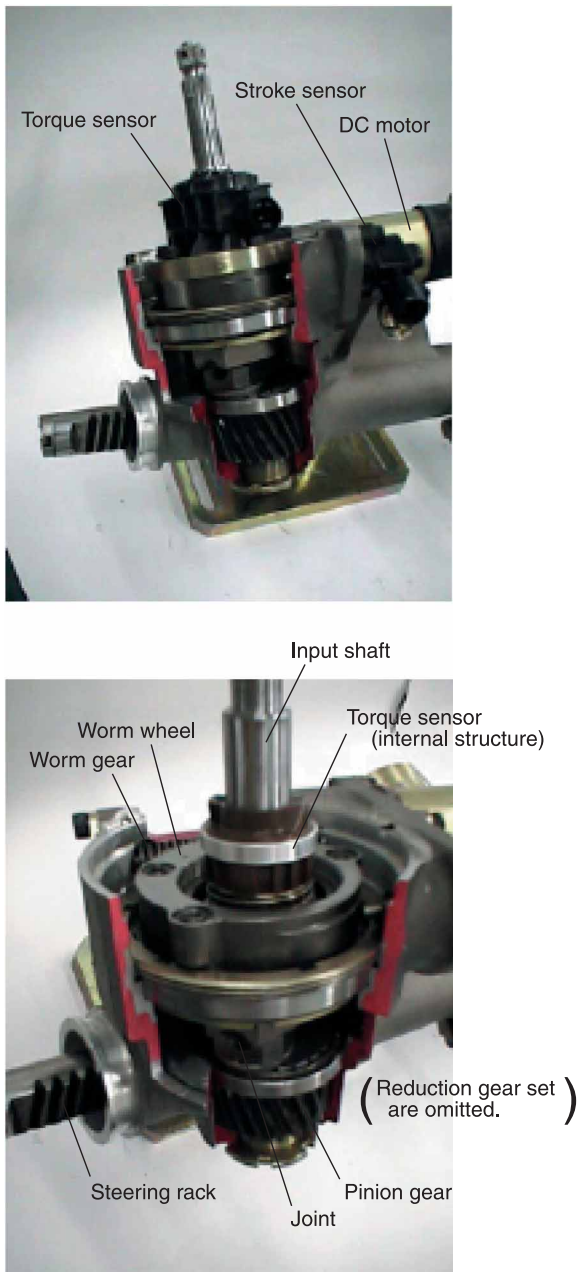


Fig.16　Pictures of structure

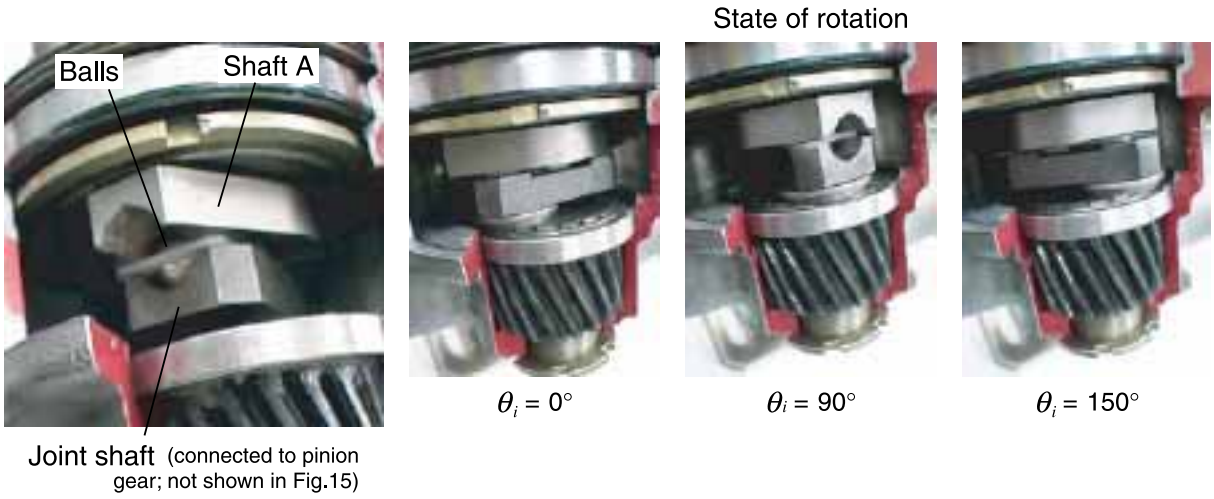


Fig.17 Pictures of joint mechanism

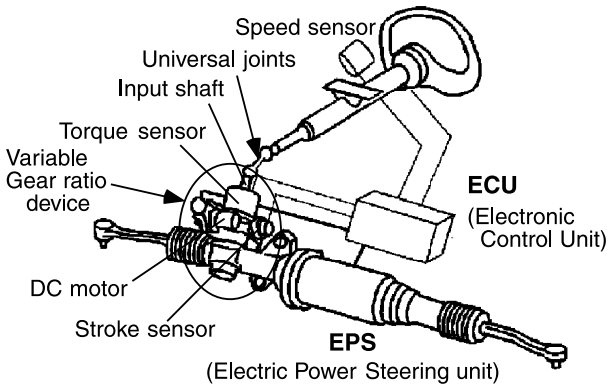


Fig.18 System configuration of VGS

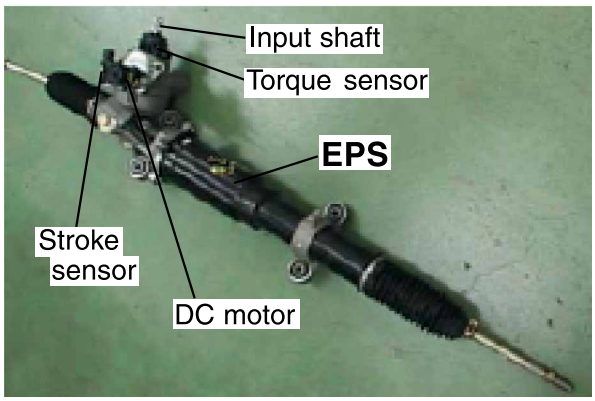


Fig.19 Picture of VGS gear box

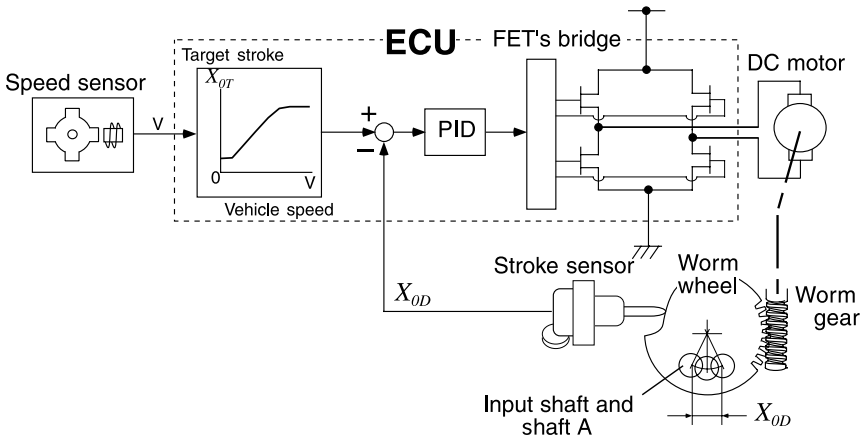


Fig.20 Control diagram of varying the gear ratio

５．３．２．可変ギヤ比ステアリングシステムの構成

実車に搭載したシステム全体の構成を，Fig.18**に示す．このシステムを，VGS(Variable Gear-ratio Steering system)と呼ぶことにする．このVGSのギヤボックスは，**Fig.19**の写真に示されるように，ラック＆ピニオン式のステアリングのピニオン上部に，前述の可変ギヤ比機構が一体に設けられている．アシストトルクは，精密に制御が可能な電動パワーステアリング(EPS；Electric Power Steering)装置により付与されている．このEPSのトルクセンサは，入力軸に一体に設けられ，ギヤ比が変化しても操舵トルクが変動しないように，ハンドルトルクを直接検出している．**

Fig.20**は，ギヤ比を変化させるための制御ブロック図を示す．ECUは，車速センサからの信号Vとストロークセンサからのウォームホィールの回転変位検出信号X_{0D}を入力し，これが車速信号Vから定めたギヤ比の目標値X_{0T}に一致するようにウォームホィールの回転角を調整するために，FETブリッジ回路を介してDCモータをPWM駆動制御する．**

6．走行テスト結果

前項までに説明したステアリングシステムを，1.8Lの前輪駆動車に搭載し，実走テストによる効果の確認を行った．提案したギヤ比特性を持つステアリングシステムを搭載したVGS車のギヤ比特性をFig.21，そのときの操舵角入力に対するヨーレート応答(ヨーレートゲイン)の周波数特性を，ギヤ比特性が一定のステアリングシステムを搭載した従来車と比較してFig.22に示す．低周波数領域では，車速が変化してもヨーレートゲインが一定であることがわかる．

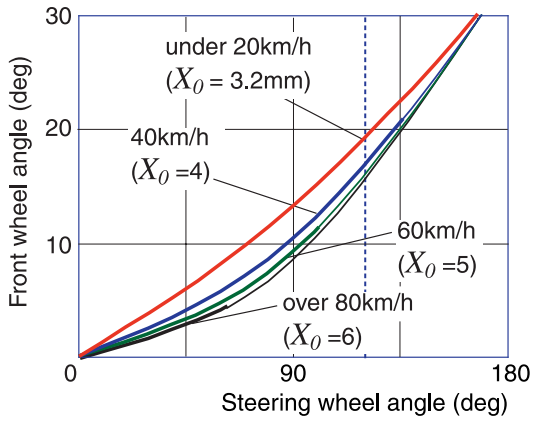


Fig.21　Gear ratio characteristics of the test vehicle

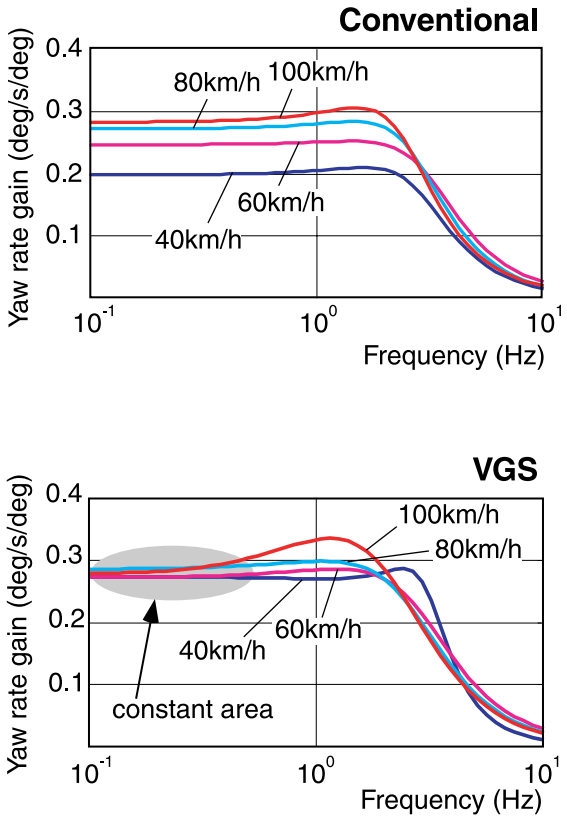


Fig.22　Yaw rate gain measured with the test vehicle

6．1．車庫入れに必要な操舵角量

VGSの狙いの一つに，低車速におけるギヤ比を小さくすることにより操舵角量を低減して，ドライバの操作負担を少なくすることがある．この効果を調べるために，Fig.23に示すような駐車コースを使い，操舵角の大きさの比較を実施した．Fig.24に示す結果から，VGS車は従来車に比較すると，必要な操舵角量が半分以下になっていることがわかる．

6．2．高速走行時における レーンチェンジ操縦性について

高速走行時の操縦性を調べるために，Fig.25に示すようなコースにて，実車によるダブルレーンチェンジテストを実施した．100km/hで走行したときのテスト結果をFig.26に示す．VGS車は，従来車に比較すると，レーン移り変わり時の修正操舵角量が少ない．これは，操舵角の増加に応じて，ギヤ比を小さくしているからである．

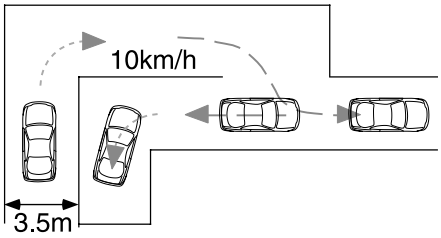


Fig.23　Parking maneuver course

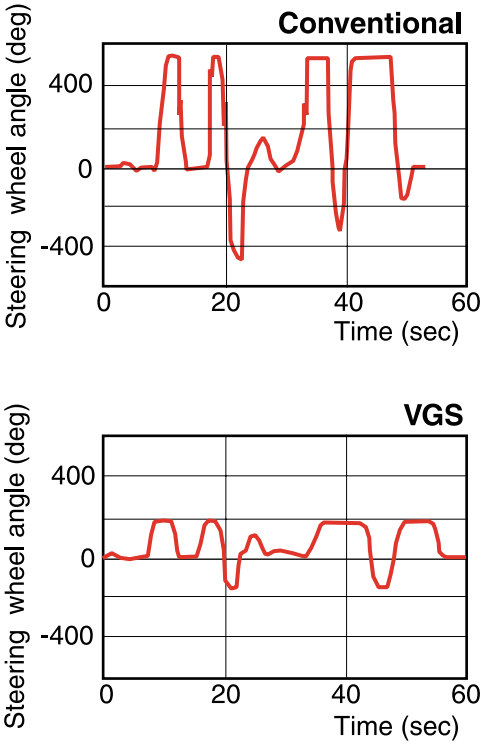


Fig.24　Steering wheel angle comparison test in parking maneuver

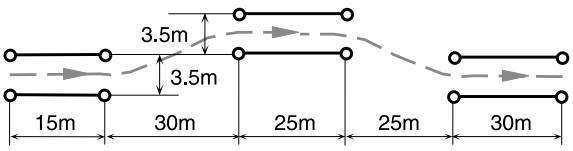


Fig.25 Double lane change course layout

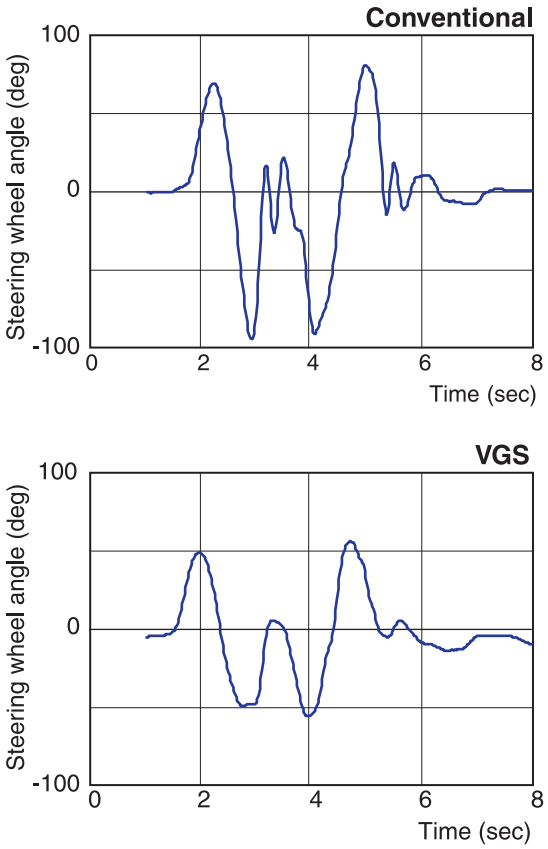


Fig.26 Steering angle measured at double lane change

6．3．滑りやすい路面での操縦性について

滑りやすい路面上を走行中に発生したスピンから，車両挙動を回復させるときの操縦性の比較を行った．テスト方法はFig.27に示すように，低摩擦係数路（μ＝0.2）に車速40km/hで進入し，ハンドル転舵後旋回中にサイドブレーキを瞬時に効かせてテスト車の後輪をロックさせ，スピン状態を誘発させる．このとき，スピン状態から回復するのに必要な時間と最大操舵速度を，運転経験の異なる被験者15名に対して測定した．Fig.28には，VGS車と従来車の操舵角とヨーレートの時系列の一例を示し，Fig.29には，VGS車と従来車のヨーレートを0まで戻すのに必要な収れん時間と最大操舵速度を示す．

これらの結果から，VGS車において収れん時間と，そのときの最大操舵速度及び操舵角は，どちらも従来車に比較すると約1/2となっている．このことから，車両の予期せぬ挙動の乱れに対して回復する能力が高いことがうかがえる．

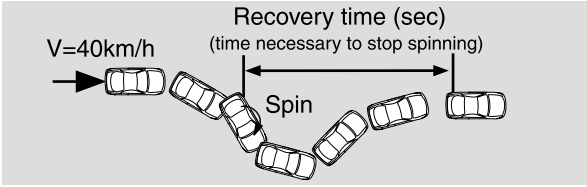


Fig.27 Test procedure on slippery load surface

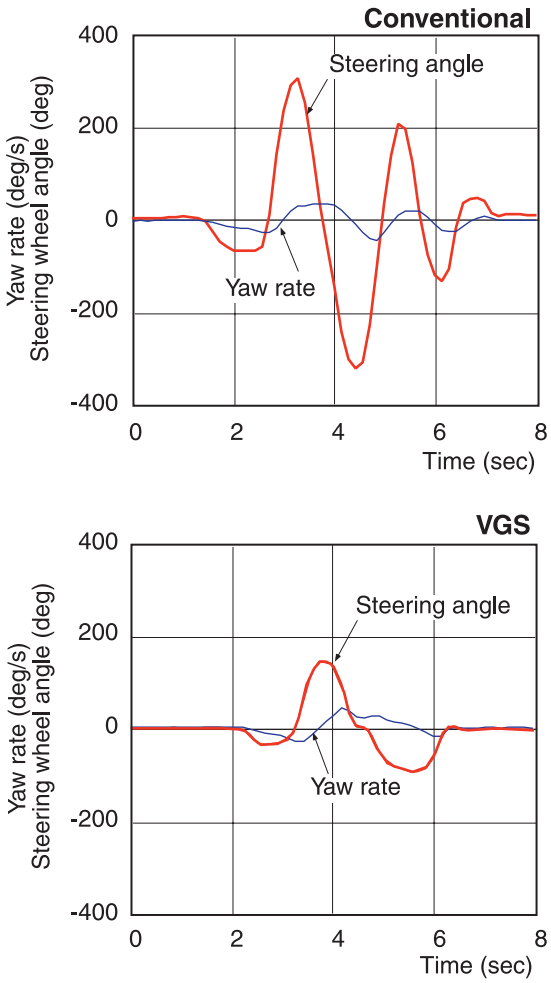


Fig.28 Typical time history of the test

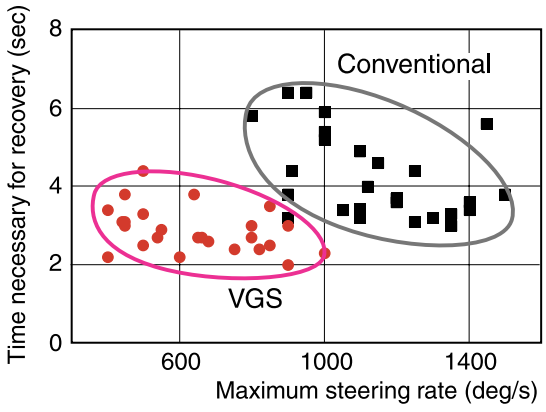


Fig.29 Maximum steering rate and time necessary for recovery

６．４．高いステアリングゲインを持つ車両に対する適応性について

本システムは，特に低速において高いステアリングゲインを有するが，高いステアリングゲインをもつ車両の制御性については，操舵反力と制御成績についての報告や，習熟による適応性についての報告[4), 5)]があり，これらの結果からドライバは，高いステアリングゲインをもつ車両に適応できることは，周知のとおりである．

そこで，通常のステアリングゲインをもつ車両を運転するドライバが，初めて高いステアリングゲインをもつ車両を運転した場合のような，習熟以前の制御性について検討した．

高いステアリングゲインに対する適応性について，車両の持つヨーレートゲインの大きさと位相遅れの関係に着目し実走テストを行うために，異なる特性をもつ車両をTable 2のように３台製作し，実走テストを行った．

習熟以前の制御成績を調べることを目的にしているために，タスクへの慣れを排除することに重きを置き，被験者及びテスト方法を設定した．

被験者はグループ毎の成績差が現れないように，年齢層，性別，運転技量に配慮して，一般ドライバの中から一台の車両毎に６人ずつ合計18人選出し，各被験者のテスト走行は一回のみとした．

Fig.30に示すように，実走行テストは従来車と比較して最もステアリングゲインの異なる，低速走行時(20km/h)における緊急レーンチェンジとした．Fig.31とFig.32に，各車両の車速20km/hにおけるヨーレートゲインと横加速度ゲイン($a_y/\delta sw$)のそれぞれの周波数応答を示す．0.75Hzまでの横加速度ゲインの特性は，車両A，B，C共ほぼ同一にし，また操舵トルク特性もほぼ同一の設定とした．テスト方法は，車速20km/hで直線路を走行中，パイロンの５m手前で突然進むべき車線を指示し，レーンチェンジを行なわせる．このときのハンドルを操舵し始めてからヨーレートが０に近くなるまでの整定時間Teと，目標車線に対する車両軌跡のオーバシュート量Meを測定した．これをFig.33に示す．この結果から車両A(従来)に対し，Bは制御成績が低下しているが，車両CではAと同等以上の制御成績が得られた．

この見地からステアリングゲインの高い車両においても，車両のヨーレート応答の位相遅れを少なく設定すると，最初から適応できることがわかる．

Table 2　Vehicle yaw rate response characteristics

Test vehicle	Yaw rate gain characteristics (0.75Hz)	
	Gain [1/s]	Phase [deg]
A;1.8L　FF	0.11	26
B;1.8L　FF	0.26	26
C;2.0L　FR	0.25	13

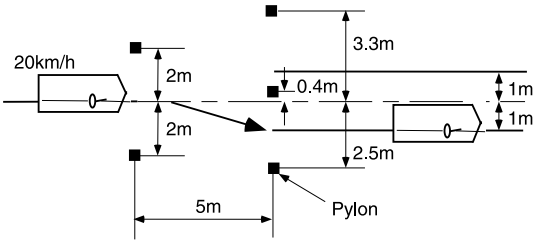


Fig.30　Test course

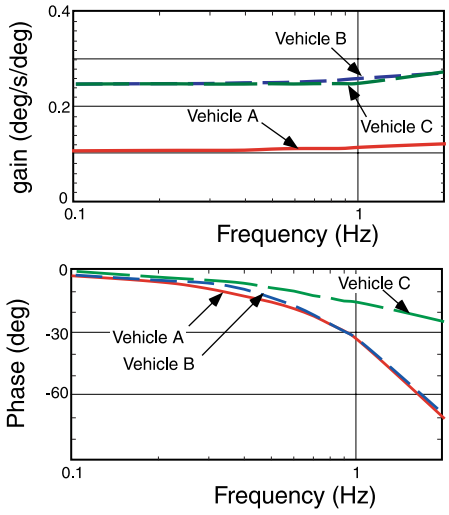


Fig.31　Frequency response characteristics in yaw rate

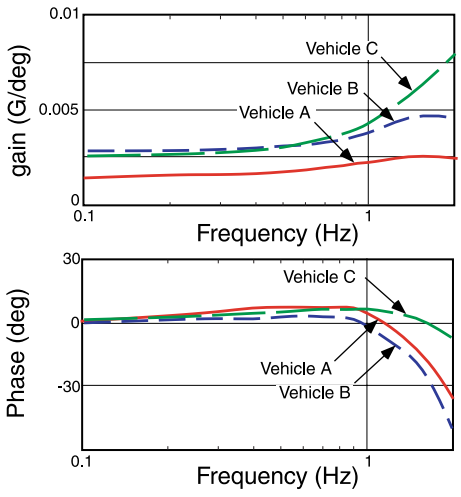


Fig.32　Frequency response characteristics in lateral acceleration

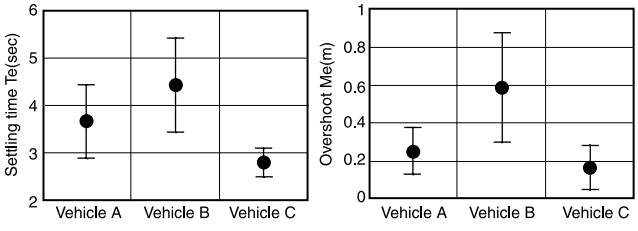


Fig.33　Test results

7．まとめ

本研究では，ドライバの注視点解析より導出した理想的なステアリングギヤ比を参考に，車速と操舵角に応じて変化させるステアリングギヤ比機構を開発し，シミュレーション及び実車走行試験を行った結果以下のことを明らかにした．

（1）シミュレーションによる検討結果

1）ドライバゲインを一定にしたモデルで，車速20～120km/hにおけるレーンチェンジのシミュレーション結果，車速と操舵角によってギヤ比を変化させる特性を付与した車両が最もオーバシュート量が小さい．

2）2輪モデルを使ったシミュレーションにおいて，車速と操舵角に応じて変化させるギヤ比特性の車両は従来車と比較して滑りやすい路面で，スピンを止めやすい．

（2）可変ギヤ比システムの機構設計

提案する可変ギヤ比特性を満足する機構は，軸Aと軸B間のそれぞれのアームの先端を連結し，両軸間のオフセット量を車速によって変化することによって実現される．

（3）実車テスト結果

この機構を搭載した車両を使って実走行テストを実施した結果以下のことがわかった．

1）車庫入れ操作時の操舵角量を減少することができる．

2）100km/hにて走行中，レーンチェンジをしたときの修正量を少なくできる．

3）滑りやすい路面上にて，突然の車両挙動変化から回復するために必要な操舵速度と車両の収れん時間を小さくできる．

4）ヨーレートゲインの高い車両を，通常のヨーレートゲインの車両に習熟したドライバが初めて運転しても，ヨーレートゲインの位相遅れを小さく設定することにより，通常のヨーレートゲインを持つ車両と同等の制御成績が得られる．

これらの見地から，可変ギヤ比特性のステアリング(VGS)は，通常の固定ギヤ比のものに比較して，より効果的であることがシミュレーションと実車テストにおいてわかった．

参考文献

1）滝本，河合，杠，清水：コーナー進入時におけるドライバ運転挙動の一考察，自動車技術会　学術講演会前刷集973，No.9732748, 1997

2）Tajima J, Yuhara N, Sano S, Takimoto S : Effects of steering system characteristics on control performance from the viewpoint of Steer-by-wire system design, SAE International Congress & Exposition No.1999-01-0821, 1999

3）吉本：予測を含む操舵モデルによる人間―自動車系のシミュレーション，日本機械学会誌，Vol.71，No.596, 1968

4）天野，土居，川口：操舵特性可変制御による予防安全性の向上，自動車技術会　学術講演会前刷集983，No.9833683, 1998

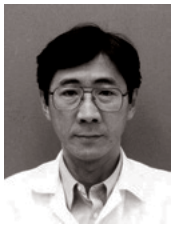
5）大和田, 高田, 鈴木, 湯浅 : 自動車の運転操作系について, 自動車技術会　学術講演会前刷集921, No.921038, 1992

6）Tajima J, Yuhara N, Takimoto S, Kawai T, Shimizu Y：Research on effect of steering characteristics on control performance of driver-vehicle system from a viewpoint of steer-by-wire system design, AVEC '98 No.9837238, 1998

7）米田，清水：高いステアリングゲインを持つ車両の制御成績に関する一考察，日本機械学会第7回交通・物流部門大会講演論文集[No.98-37]，No.3211, 1998

8）Shimizu Y, Kawai T, Yuzuriha J：Improvement in driver-vehicle system performance by varying steering gain with vehicle speed and steering angle：VGS (Variable Gear-ratio Steering system) SAE International Congress & Exposition，No.1999-01-0395, 1999

■著　者■



清 水 康 夫



河 合 俊 岳



杠　順 司



滝 本 繁 規

ステアリングキックバックの原因に関する力学的解析

Dynamic Analysis on the Cause of Steering Kick Back

小 髙 賢 二* 皆 川 正 明*
Kenji KODAKA Masaaki MINAKAWA

要 旨

ステアリングキックバックのような過渡的な振動現象はその発生原因と現象との因果関係がよく解かっていないことが多い．さらに，キックバックに対しタフネスのあるサスペンションを設計するためのガイドラインというものも確立されていない．

このような現象を解析するために，筆者らは新しい解析手法を試みた．それは，力の釣合に着目して実走中の路面不整に起因するタイヤからの入力が，どういった経路でどのようにしてステアリングギヤボックスに伝達しているのかを定量的に把握するものである．

その結果，ステアリングタイロッド軸に発生する軸力の要因が分解可能となり，主要因の発生メカニズムが解明できた．そしてキックバックを削減する定性的指針とサスペンション設計の指針が得られたので，これを紹介する．

ABSTRACT

Transient vibration such as steering kickback in automobile suspension is a technical problem whose cause-and-effect relationship is not well known and for which design guidelines have not been established yet.

In order to investigate such a phenomenon, the authors tried a new method in which the individual contribution of force vector components to the steering tie-rod axial force was examined. These force components and their contribution were calculated from the measured force vector components and the measured acceleration vector components. The method was applied to investigate the causes of steering kickback, and some key design points were found.

１．はじめに

ステアリングキックバックのようなサスペンションの振動問題は過渡的な振動現象であり，周波数領域では容易にその原因が解析できなかった．さらにその発生原因と現象との因果関係もよく解かっていなかったため，サスペンションの設計指針も確立されていなかった．したがってこのような現象を解析するための手法が必要とされていた．

昨今の多チャンネルデジタルデータの計測手法と取得データの加工演算により，実際に起きている現象の詳細な解析をすることが可能となった．

そこで筆者らは実走行時の車輌において，ばね下に伝達される力と慣性力を実測とデータ演算により求め，各々の力ベクトルがステアリング軸にどのように寄与しているか，取得データを基に幾何学計算により明らかにした．

２．ステアリングキックバック

この研究で解析を行っているステアリングキックバックは，車輌が不整路等を走行しているときにドライバが感じるおよそ13Hz程度のステアリングホイールの回転振動である．特にドライバが顕著に感じるのは，コーナーリング中に不整路を通過したときや，20km/h程度のゆっくりしたスピードで不整路を通過したときである．今回の研究では前者のケースを詳細に解析している．双方のケースともに，振動はタイヤの接地面より生じており，サスペンションシステムとステアリングシステムを通して伝達され，ステアリングホイールへ伝わっている．この伝達特性はサスペンションおよびステアリングシステムの両方に関連しているが，本論文ではサスペンション特性に焦点をあてて解析を行う．

２．１．実走テスト評価手法

ステアリングキックバックを定量的に評価する一般的に確立されたテスト手法はいまだ存在していない．そこで次に示すような手法を用いてコーナーリング中のキックバックを定量的に評価した．テスト車はFig.1に示すように半径45mの定常円を旋回しながら一対のクリートを内輪で乗り越し，この時の内輪のタイロッド軸力を計測している．更に同様な計測を走行速度を変えて繰り返す．内輪に着目した

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_17

のは外輪でクリートを乗り越した場合，キックバックが非常に小さいためである．Fig.2はテスト車A，Bにおいてクリートを乗り越したときのタイロッド軸力とキングピンモーメントのpeak to peak値を旋回横加速度に対してプロットしたものである．テスト車Aは，テスト車Bと比べて約２倍のキングピンモーメントとなっており，キックバックの大きい車となっている．そこで２車のキングピンモーメント発生メカニズムの違いを解析すればキックバックを減らす為の指針が得られると考え，これら２車を解析対象車とした．

２．２．解析の基本原理

路面からタイヤ，タイヤからサスペンション，サスペンションからボディへと伝達される複雑な力の流れを解明するために，走行中におけるこれらの力の計測を行った．その計測手法[1)]は，次に示すような力のバランス関係に従って求めている．

（入力）＋（慣性力）＝（出力）

ここで入力は路面からばね下に伝えられる力であり，慣性力はばね下を加速するのに要する力であり，出力はサスペンションからボディへと伝達される力である．この概念をFig.3に示す．これら３つの力はそれぞれベクトルであり６種の成分を持ち，そのうち３つは並進力であり，３つは回転モーメントである．慣性力は質量に加速度を乗算することにより求められる．出力と入力は，ホイール６分力計で測定した力に慣性力を補正することにより求めている．

キングピンモーメントは出力ベクトルの線形和であるので，入力と慣性力のベクトル各要素の線形和としても表すことができる．この求め方は各要素ベクトルの振幅とキングピン軸へのレバー比（アーム長）との乗算結果として計算

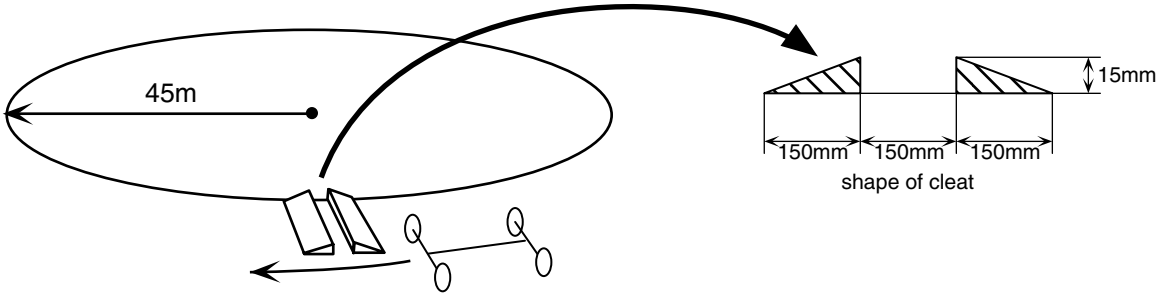


Fig.1 Steering kickback evaluation test

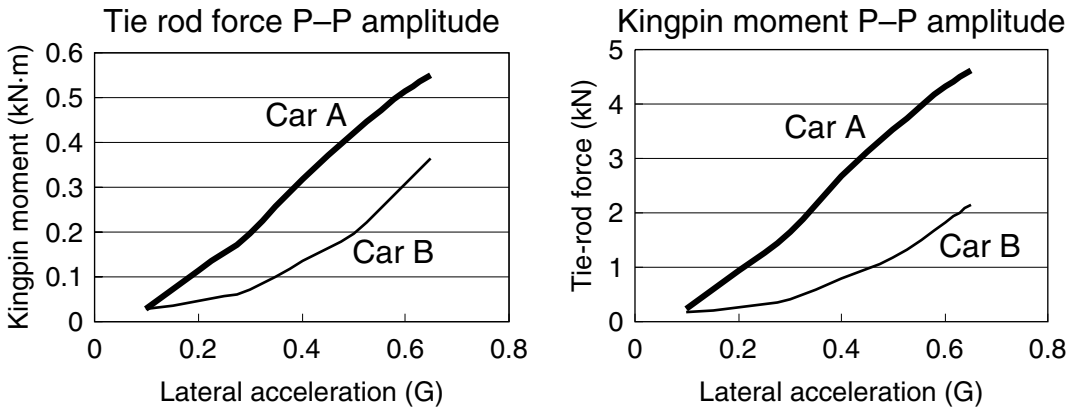
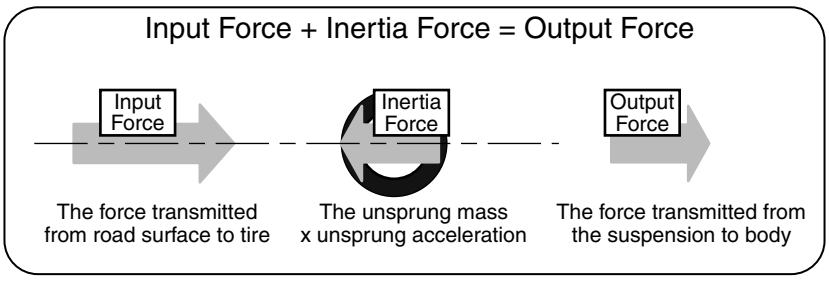


Fig.2 Tie-rod axial force and kingpin moment



A part of output force can be expressed as the sum of contribution components, due to all of the input & inertia force components.

Fig.3 Concept of analyzing method

される．このようにしてキックバックモーメントは入力と慣性力の各ベクトル要素の寄与に分解できる．

本解析手法の基本は，入力と慣性力のそれぞれのベクトル要素のキックバックモーメントへの寄与率を求めることであり，キックバックへの影響の大きい要素は何か，また要素同士で打ち消しあっているものは何かを調べていくことである．

２．３．測定方法

解析を行うために，入力，慣性力，出力の各要素の測定を行った．慣性力はばね下重心点の加速度にばね下質量を乗算して求める．加速度計は常に重心点に設置できるとは限らない．そこでFig.4で示すように，ばね下質量の重心を原点とする座標軸上に２個(あるいはより多く)の加速度計を設置し内分および外分を用いて重心点の加速度を計算する．同様に角加速度も２個の加速度計間の距離と両者の出力から算出する．

入力はホイール６分力計の測定値にタイヤとホイールの質量により発生する慣性力を補正して求める．

それぞれの力のキングピンモーメントへの寄与度合は，キングピン軸に対する等価なレバー比(アーム長)に，それぞれの力の大きさを乗じることにより求められる．この等価なレバー比というのは，幾何学的な計算によるものである．たとえば，Fig.5において，ホイールセンターに生じる前後力であるFxによりキングピン軸に生じるキングピンモーメントMFxの等価なレバー比(アーム長)は，Reとして表わすことができる．ホイールの回転によるジャイロモーメントがキックバックモーメントに与える影響についても同様に考慮し算出した．

すべての力の各要素を計算するためには，24チャンネル以上のデジタルデータを走行中のテスト車から測定しなくてはならない．そこで車載上で計測を行うため48チャンネルのデータ取得システムを用意した．また，解析のためのコンピューターソフトウエアも用意し，複雑な各チャンネル間のデータ演算を行えるようにした．

$$XG = \frac{A2 \times G1 - A1 \times G2}{A2 - A1}$$

$$YG = \frac{A6 \times G5 - A5 \times G6}{A6 - A5}$$

$$ZG = \frac{A4 \times G3 - A3 \times G4}{A4 - A3}$$

$$XRG = \frac{G6 - G5}{A6 - A5}$$

$$YRG = \frac{G3 - G4}{A3 - A4}$$

$$ZRG = \frac{G2 - G1}{A2 - A1}$$

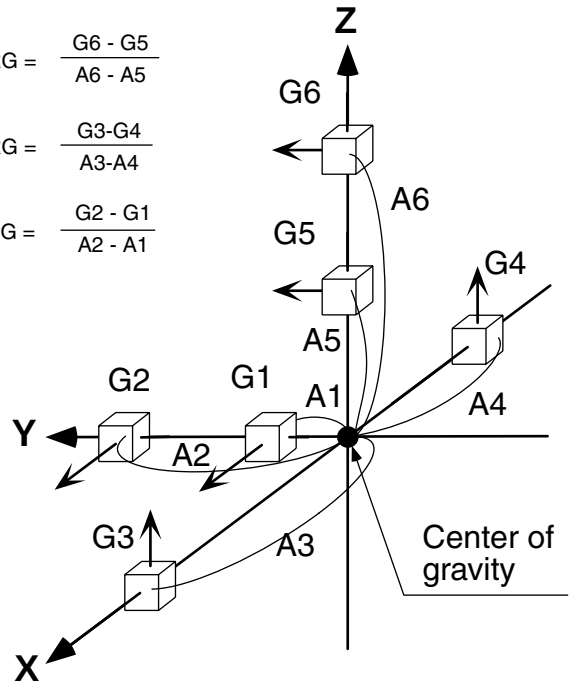
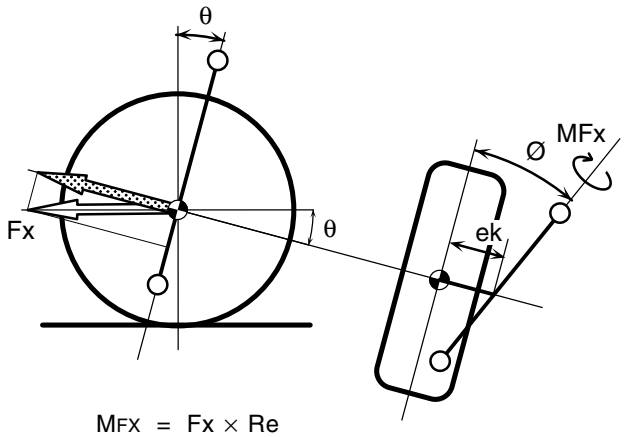


Fig.4　Arrangement of accelerometers



$M_{FX} = Fx \times Re$
$Re = ek \times \cos Ø \times \cos \theta$
ek : Kingpin offset at wheel center
Ø : Kingpin inclination angle
θ : Caster angle

Fig.5　Kingpin moment due to logitudinal force

２．４．測定結果

Fig.6に旋回中におけるステアリングキックバック時の入力と慣性力を示す．これらは時間軸に対するキングピンモーメントに寄与する６つの力と６つのモーメントである．グラフにおいて各力のベクトルは次のような略号で示されている．

Fx：前後力，Fy：横力，Fz：上下力，Mx：ローリング方向モーメント，My：ピッチング方向モーメント，Mz：ヨーイング方向モーメント

テスト車A，Bを比べて大きな違いは以下のとおりである．

(1)上下力に関して入力，慣性力ともにテスト車Aはテスト車Bに比べ大きな振幅をもち，ダンピングの悪い特性となっている．

(2)入力Fyと入力Mzは上下力の変化に起因して，クリート乗り越えの約0.04sec後に鋭い落ち込みをみせている．テスト車Aはテスト車Bに比べ，その落ち込みが顕著である．

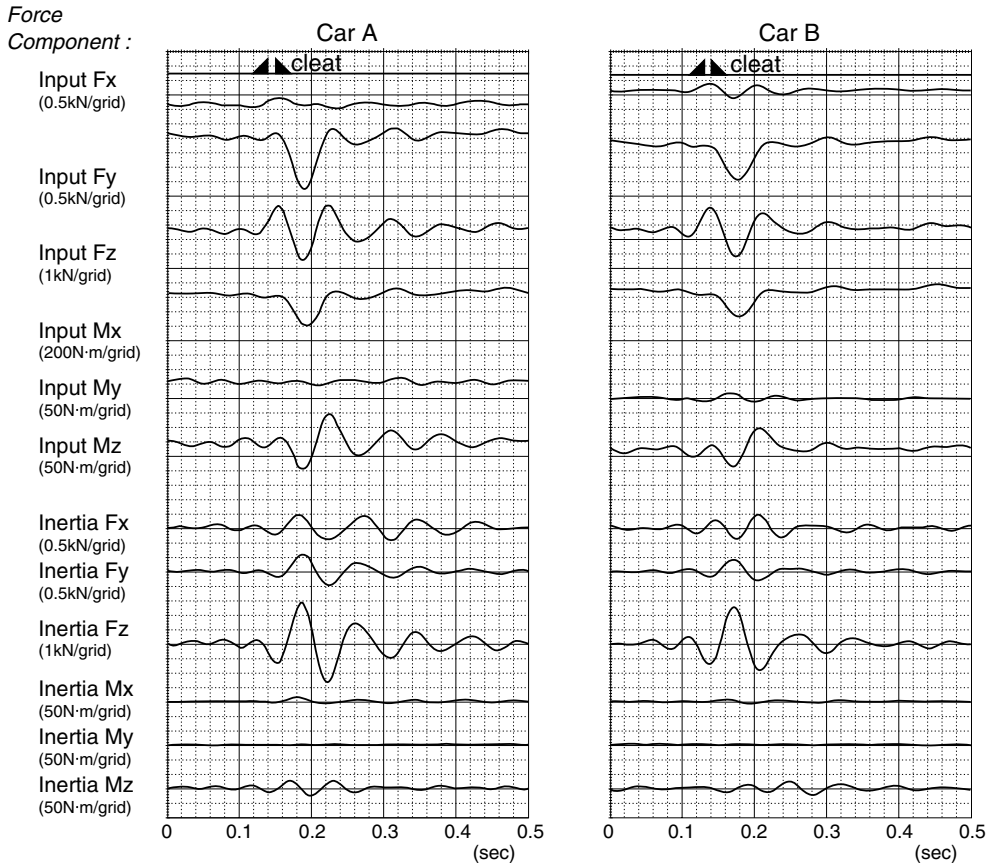


Fig.6 Component of input and inertia forces

(3)テスト車Aはテスト車Bに比べ入力Mzの振幅が大きくダンピングが悪い特性となっている.

(4)力の位相関係の面でみると慣性力Fxと慣性力Fzに違いがみられる.テスト車Aはこれらの力が同相であるのに対し,テスト車Bは逆相となっている.
これは,ばね下上下変位に対する前後変位の位相がA車とB車では逆相であることを意味する.

2.5.キックバックモーメントへの寄与度合

各力成分のキングピンモーメントへの寄与をFig.7に示す.このグラフの下部には,各力成分のキングピンモーメントへの寄与を合計してナックルアーム長で除して求めたタイロッド軸力と,その下には実際にタイロッド軸において計測したタイロッド軸力が示されている.この2つの波形が一致することから計算が正しく行われ,かつタイロッド軸力を構成する要素が14の要素に分解されていることがわかる.

さらにFig.7より次のことがわかる.

(1)入力Mzがキングピンモーメントに対し寄与度が大きい.

(2)慣性力のX,Y,Z方向が2番目に大きく寄与しておりテスト車A,Bにおいて位相が異なっている.テスト車Aは慣性力が入力Mzに対し同相に働いており,その結果大きなキックバックモーメントを生じている.
一方テスト車Bにおいては,入力Mzに対し逆相に働いており,結果としてキックバックモーメントを小さくしている.この位相角の違いがトータルのキングピンモーメントの振幅に重要である.試しに慣性力の符号を反転させてトータルのキングピンモーメントを試算したところ,テスト車Bの方がテスト車Aに比べて大きなキングピンモーメントになるという結果が得られた.

以上により,ステアリングキックバックを減少させるためには次の2点が重要であると考えられる.

(1)入力Mz変化の振幅を減少させること.

(2)入力Mzに対し慣性力の位相を逆相にして打ち消しをはかること.

3.キックバック要因解析

前述した仮説を検証するために実車テストでの確認を行った.

3.1.要因1:入力Mz低減

入力Mz(アライニングトルク)は次式のように示される。

$Mz = Ca \times Fz \times \beta$

ここで,Ca:アライニングスティフネス係数,Fz:上下荷重(接地荷重),β:タイヤすべり角を示す.このことか

ら，上下荷重変化あるいはスリップ角変化を変えることにより，Mz変化を変えることができる．Fig.8に示すように，キックバック発生時においてタイヤの接地荷重は－80%から，＋60%の激しい変化を起こすのに対し，すべり角の変化は，±25%以下である．したがって，Mz変化の主要因は接地荷重変化であると考えられる．

Fig.9に示すように，タイヤ横力特性の非線形性を考慮すると，Mz振幅を減少させるためには次のようなことが重要である．

（1）上下荷重変化を小さくすることが横力振幅とMz振幅を減少させる．

（2）定常旋回時における定常上下荷重を増大させることが上下荷重変化に対する横力変化を減少させる．

（3）定常旋回時における定常すべり角を小さくすることが上下荷重変化に対する横力変化を減少させる．

（2）の仮説を確かめるために，テスト車Aのロール剛性配分比を変えてテストを行った．Fig.10の右側グラフはリヤ側のロール剛性配分を増加させた場合を示す．その結果，上下荷重の最小値が増加しMzの振幅が減少した．

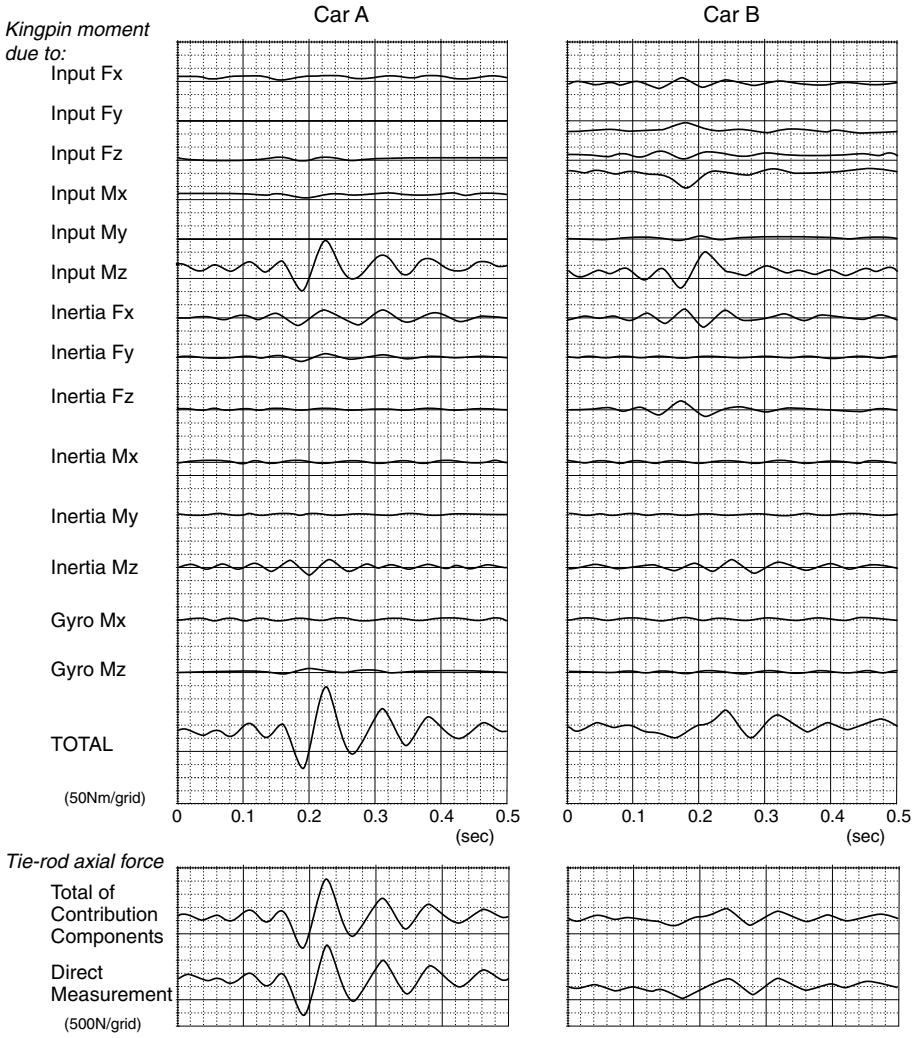


Fig.7　Components contributing to the kickback moment

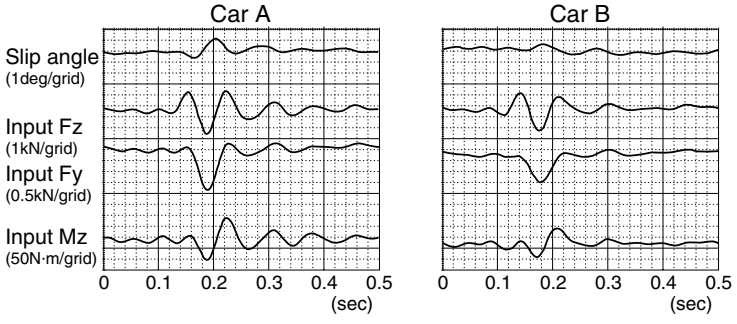


Fig.8　Self aligning moment and tire loading condition

（3）の仮説もテストによって確認を行った．Fig.11はフロントタイヤのトーインを変更した場合を示す．その結果，トーインアングルを増加させることにより，定常旋回時の横力が減少し，またキックバック時の内輪横力変動も減少した．さらに入力Mz変動の減少もみられた．

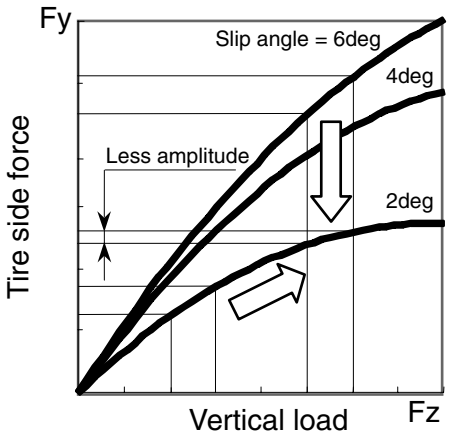


Fig.9 Tire side force characteristics

3．2．要因2：慣性力の位相角

3．2．1．上下および左右慣性力による寄与

上下慣性力はばね下の重心に作用するのに対し，上下入力はホイールセンターに作用する．これら2つの力は同様の振幅をもち，かつ位相が逆の関係となっている．したがって，ばね下重心とホイールセンターとの前後あるいは左右のオフセットにより，これら2つの力がピッチング，あるいはローリング方向のモーメントを生じる．これらのモーメントは，キャスター角，キングピン角によって傾斜したキングピン軸のまわりにキックバックモーメントを発生させる．重心が車軸の後方にある方がキックバックにとっては好ましく，これは入力Mzモーメントと相殺するからである．

重心点の位置を主に決めているのはブレーキキャリパーの配置であり，キックバックの振幅に影響を与えている．キックバックにとってはブレーキキャリパーが車軸後方に位置する方が好ましい．

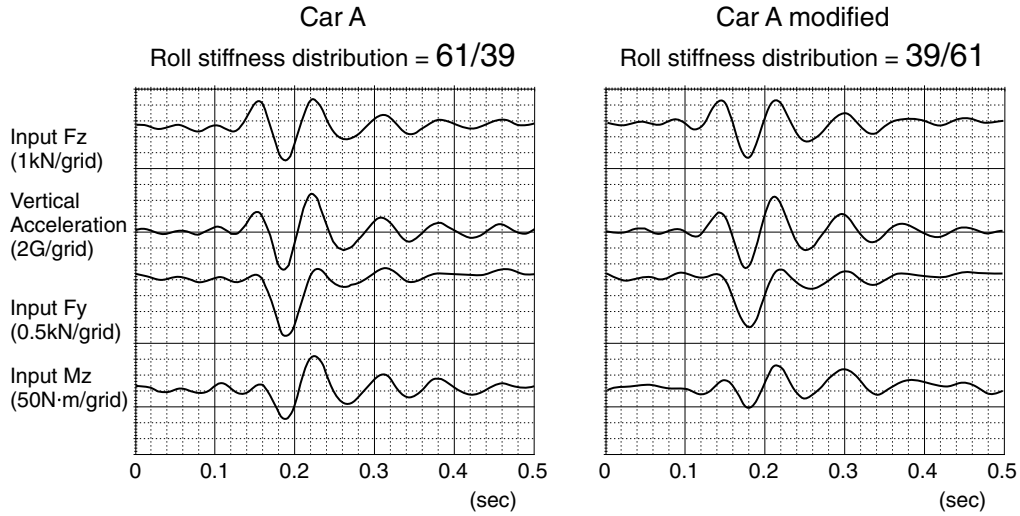


Fig.10 Aligning torque amplitude reduction by increasing the steady-state inner wheel vertical load

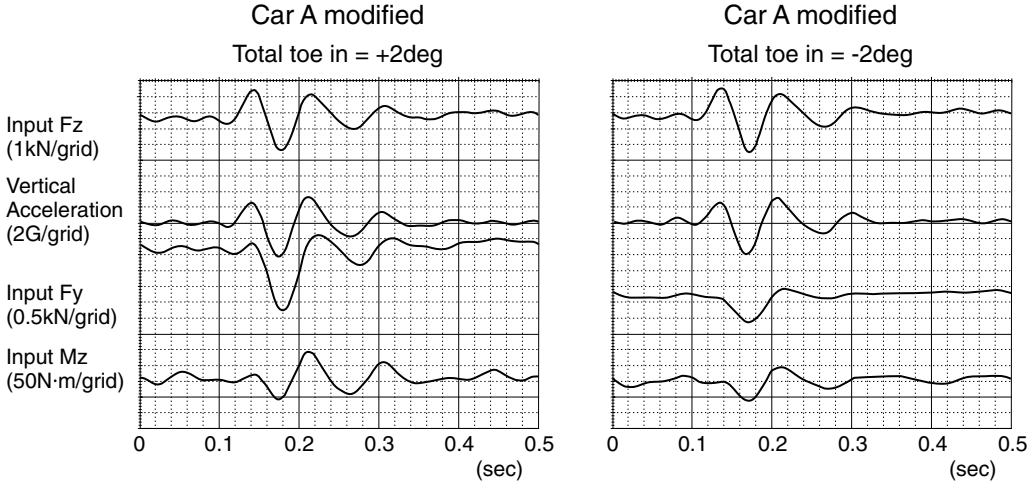


Fig.11 Aligning torque amplitude reduction by increasing the toe-in angle

この仮説を確かめるために，テスト車Aのサスペンションを Fig.12 のように変更し，テスト車Bと同等になるようにした．Fig.13 はこのようにして変更したテスト車A改と，テスト車Aの結果を示す．テスト車A改においては上下および左右慣性力によるキングピンモーメントが，入力Mzと逆相に働いていることがわかる．これはテスト車Bと同じ挙動である．

３．２．２．前後慣性力による寄与

前項で述べた上下，左右慣性力に起因するキックバックモーメントの位相の違いはレバー比(キックバックモーメント／慣性力)の符号の違いに起因しており，上下，左右方向の重心挙動の位相には差がない．それに対し前後慣性力によるキックバックモーメントの位相の違いは挙動そのものが逆となっていることに起因している．そこでテスト車A，Bのばね下前後振動の方向が逆になる理由を調査した．当初は前後振動の起振源は前後入力であると考えていた．しかしながら実際の前後挙動を発生させるに足る十分な前後入力は見出されなかった．

解析を進めていくなかの結果として，前後挙動を発生させているのは前後入力ではなく横力と上下力変化に起因していることが解かった．

３．２．２．１．タイヤ横力による前後振動

一般的にサスペンションの設計はハーシュネスをおさえるために，左右方向よりは前後方向にコンプライアンスを大きくもつ．平面図(プランビュー)におけるコンプライアンス方向は，サスペンション設計の制約上車体の前後軸とは平行となっていない．Fig.14 にテスト車A，Bのホイールセンタのコンプライアンス軌跡とその接線を示す．軌跡接線はテスト車Aではトーイン角を持つのに対し，テスト車Bではトーアウト角を持つ．この２車の違いはサスペンションのロワアームレイアウトによるものである．

旋回中のタイヤ横力はコンプライアンス方向の成分を持つため，フロントサスペンションの前後コンプライアンスブッシュに撓みが生じる．キックバック時には急激に上下力が減少するためにタイヤの横力も減少する．この結果，これまで前後コンプライアンスブッシュに作用していた力が突然抜ける．これが両車のステアリングキックバック時におけるばね下前後振動の主要因となっている．また両車において定常旋回中にコンプライアンスブッシュに作用する力が逆向きとなるため，コンプライアンスブッシュの定常旋回中の撓みが逆となり横力抜けによる前後挙動も逆向きとなる．

以上よりプランビューにおけるフロントサスペンション

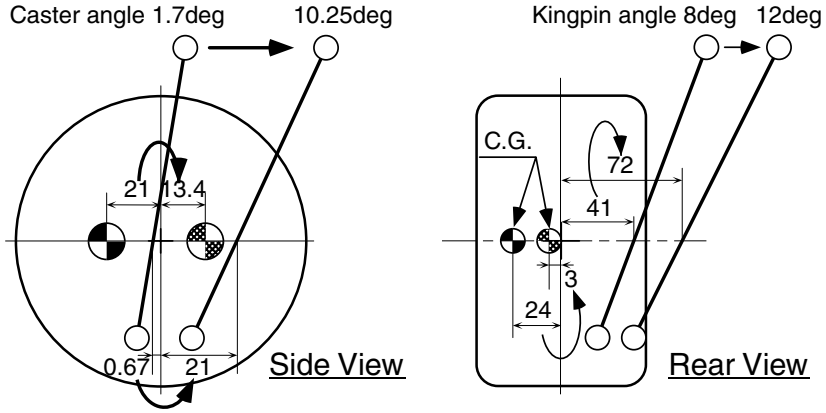


Fig.12　Modifications on kingpin and gravity center location for kickback comparison

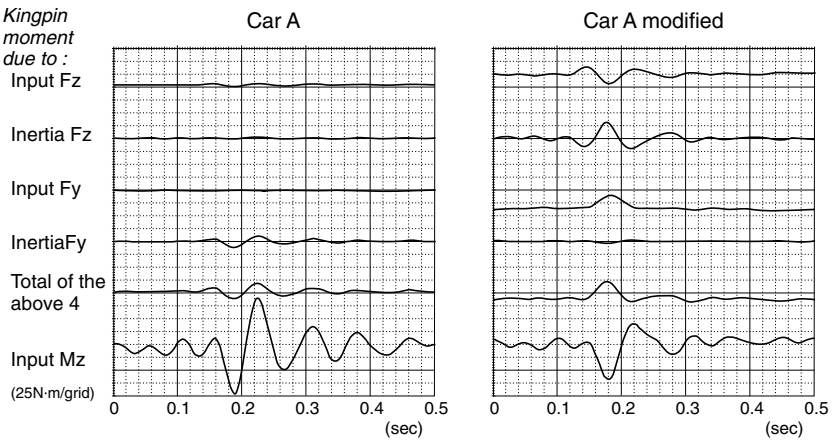


Fig.13　Effect by relocation of gravity center and kingpin axis

のコンプライアンス方向は，キックバックの観点からみて重要な要因であることが解かった．定性的には若干トーアウト方向に開いたコンプライアンス方向がキックバックを低減させる．

３．２．２．２．上下慣性力により生じる前後振動

ばね下重心とホイールセンターとの前後オフセットは，前後振動の位相にも影響を与えている．このメカニズムをFig.15に示す．前後方向オフセットがあると上下入力，上下慣性力によりピッチングモーメントを生じ前後挙動を発生させる．なぜならばテスト車A，Bともにハイマウントタイプのダブルウィッシュボーン型サスペンションのため，アッパーアームボールジョイントの前後剛性は高くロワアームボールジョイントの前後剛性は低い．このためピッチング弾性中心は重心よりも高い位置にあるのでばね下にピッチングモーメントが作用するときの回転中心は重心より上方となり重心位置では前後振動を発生する．テスト車A，Bのホイールセンターとばね下重心の前後オフセットの違いによりテスト車Bの方がキックバックが小さくなっている．

Fig.16にロワボールジョイントセンターにおけるコンプライアンス方向にかかる力を分解した各力の要素を示す．こ

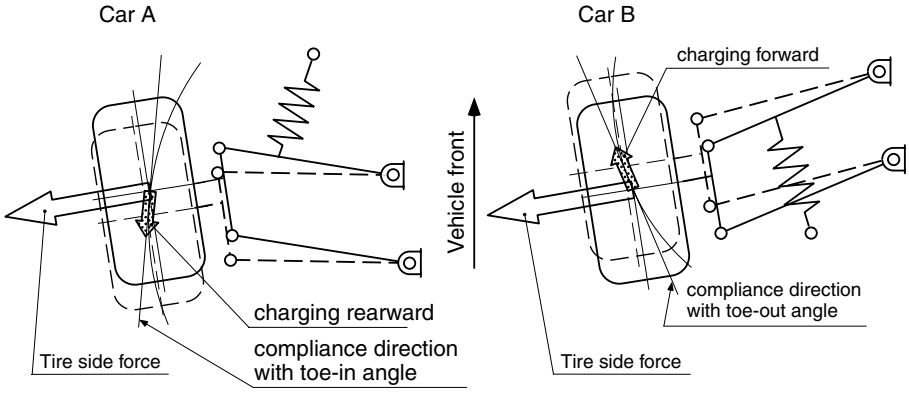


Fig.14 Charging direction of fore & aft compliance due to tire side force

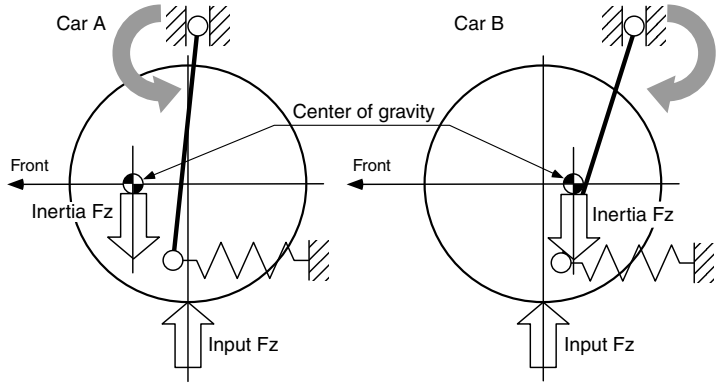


Fig.15 Direction of vertical inertia force induced excitation

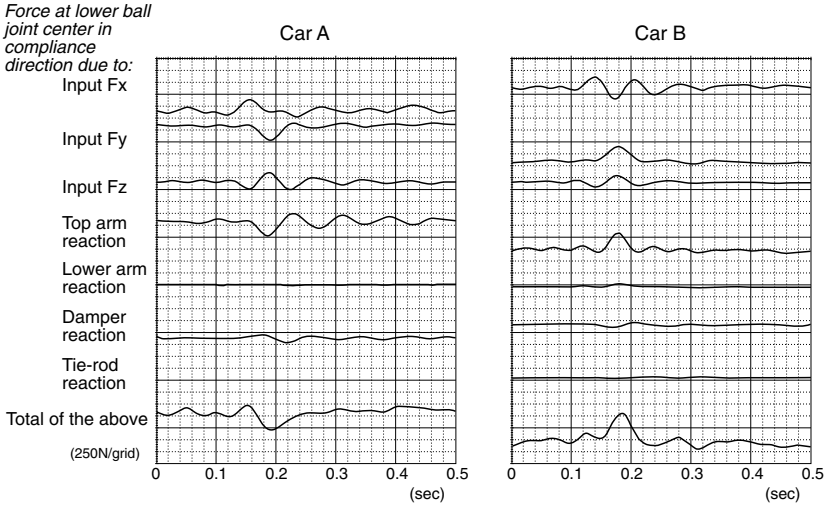


Fig.16 Factor of the force at lower ball joint center in the compliance direction

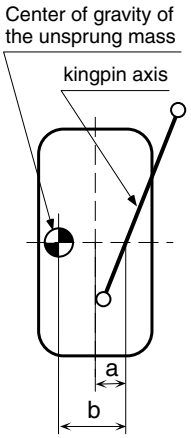
の中のTop arm reactionというのが，前述したメカニズムで発生する力であり両車において反対向きに作用している．

３．３．低速直進キックバック

Fig.17は低速直進キックバック時のテスト車Aのキングピンまわりモーメントを示す．この図より次のことがわかる．

（１）１番寄与が大きいのは前後慣性力により発生するモーメントである．

（２）残りの要素は互いに打ち消しあう傾向にありトータルのキングピンモーメントは（１）で述べたように，ほとんど前後慣性力により発生するキングピンモーメントと等しい．



a: Wheel center offset
b: Gravity center offset

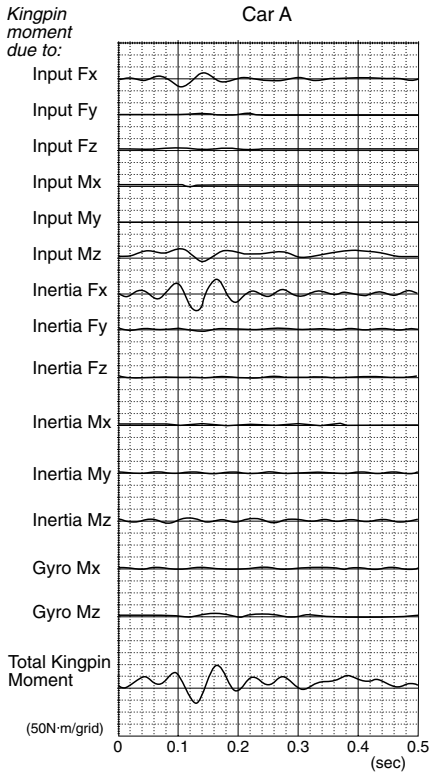


Fig.17　Factor breakdown of kickback moment at straight going

以上より前後慣性力の寄与を下げることが直進キックバックを低減する有効な対策である．すなわちリアビューにおけるキングピン軸とばね下重心のオフセットを小さくすることで，同じ前後慣性力でもキングピンモーメントは小さくなる．この仮説を実車テストにて検証するため，フロントブレーキキャリパーを鉄ウェイトに変更しその取り付け位置を変えることにより，キングピン軸と重心とのオフセット量を調整した．その結果Fig.18に示すようにオフセットを小さくすることで，キングピンモーメント（タイロッド軸力）の減少がみられた．

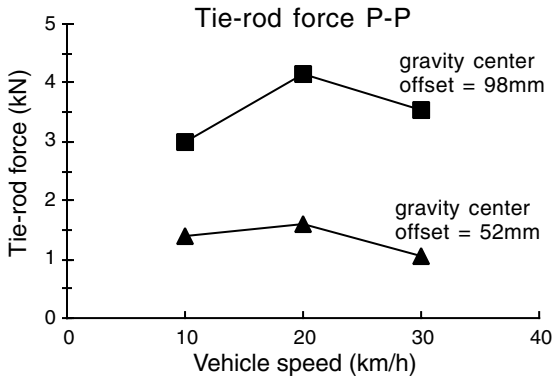


Fig.18　Straight travel kickback reduction by reducing gravity center offset

４．発生原因と現象との因果関係

以上により原因解析と実車テスト等を通してキックバックモーメントの発生理由が解明された．旋回中でのステアリングキックバックに対するその発生原因と現象との因果関係の要約をFig.19に示す．

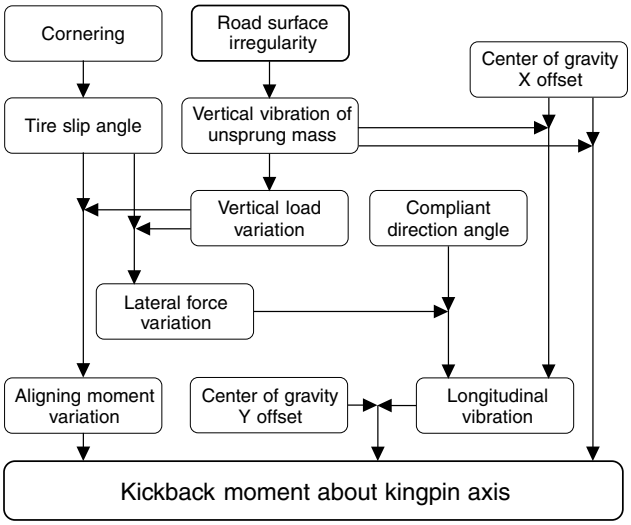


Fig.19　Cause-and-effect relationship for steering kickback during cornering

5．結論

今回行ってきた解析手法は，

出力＝入力＋慣性力

という関係を用いて，その各力の要素をホイール6分力計と加速度計で計測したものである．これはステアリングキックバックの研究において新しい試みである．この手法は他の過渡的な振動現象を解析することにも適用できるものと考える．

この研究によりステアリングキックバック低減のためのいくつかの要点が明らかとなった．

（1）キングピン軸まわりに発生するステアリングキックバックモーメントは複数の要素から成り立っておりそれぞれ似たような周波数をもつ．

（2）旋回中の不整路乗り越し時におけるステアリングキックバックに最も影響が大きいのは，アライニングトルク(Mz)変化である．

Mz変動を減らすには，

1．定常旋回中の内輪接地荷重(上下荷重)を増加する

2．定常旋回中の内輪タイヤすべり角を減らす

3．内輪の上下荷重変動そのものを減らすこと

が有効である．

（3）プランビューにおける前後コンプライアンス方向の角度(向き)は，ステアリングキックバックに影響を与える．コンプライアンス方向をトーアウト方向にするとキックバックは減少する．

（4）ホイールセンタとばね下重心との前後オフセットが，ステアリングキックバックに影響を与える．ばね下重心が車軸後方にある方がキックバックは減少する．

（5）キングピン軸とばね下重心との左右方向でのオフセットは，ばね下の前後慣性力によるステアリングキックバックに影響を与える．このオフセットを削減すると低速直進時のキックバックは減少する．

本研究で明らかになった内容は，マルチボディシミュレーション(MBS)を用いてカット＆トライによりキックバックを改良しようとする際の強力な指針となる．

6．あとがき

本文で紹介したキックバック発生メカニズムは近年のデジタル計測技術を利用して従来は計測困難と考えられてきた諸量を実測し，物理の基本法則に忠実に演算処理することにより発見された．

この報告が基礎研究方法論の一例として各方面の技術者の参考となれば幸いです．

参考文献

1）Ninomiya, J.: Minakawa, M.: Orimoto, Y.: Nakahara, J.: Measurement Technique of the Force Transmitted from Road Surface to Tire during Actual Driving, and it's Application, AVEC 98 Nagoya Japan, 1998

■著　者■



小高賢二



皆川正明

衝突時の乗員減速度制御に関する新概念

New Conception of Occupant Deceleration Control in Crash

本 澤 養 樹*　　亀 井 孝 博*
Yasuki MOTOZAWA　Takahiro KAMEI

要　旨

限られた車体変形量において乗員傷害値を低減する方法として，車体減速度の時間変化(車体減速度波形)を最適化し，乗員減速度の最大値を最小化する可能性を検討した．

車体減速度波形と乗員の挙動との関係について解明するために１次元２質点モデルによる検討を行い，最適車体減速度波形の数式解を求めた．この解による車体減速度波形は高い減速度，負の減速度，一定な減速度の三つの部分で構成されるのが特徴である．さらに得られた数式解による車体減速度波形について３次元ダミーシミュレーションを用いて妥当性を検証した．その結果，ダミーの減速度波形は2質点モデルの数式解とよく一致し，数式解の妥当性，乗員減速度最大値の低減効果が確認できた．

ABSTRACT

In order to minimize the occupant injury in a vehicle crash, we tried an approach to address this issue by making the wave form of vehicle body deceleration optimal to lower the maximum value of the occupant deceleration.

A study with a one-dimensional two mass model was done to address the kinetic mechanism between the body deceleration wave form and the responding occupant's motion while finding a mathematical solution for the optimum body deceleration wave form. A common feature of the three derived mathematical solutions is that they consist of three parts, a high deceleration, a negative deceleration, and a constant deceleration. We have demonstrated this by simulation using a three-dimensional dummy. The results show the response of the dummy closely agrees with that of the one-dimensional two mass model, thus the mathematical solution adequately proves this and the occupant injury has also been reduced.

１．まえがき

車両の衝突安全性能において，生存空間の確保と傷害値低減を高い水準で両立する事は現在でも難しい課題である．本研究は車体減速度を積極的に制御することにより車体変形量を増加させる事なく乗員の傷害値を低減する可能性について検討したものである．

衝突時の車体減速度の時間的変化(以下，車体減速度波形と記す)が乗員傷害値に及ぼす影響については，経験的に衝突初期の車体減速度の立ち上がりを早めた場合にライドダウン効率(乗員の運動エネルギのうち車体変形によって吸収される部分の比率)が増加し，このときに乗員傷害値，すなわち胸部減速度や頭部傷害値が低減することが知られていた[1)]．また実車の車体減速度波形をもとに，これを感度解析の手法を用いて変化させ，乗員傷害値が低減するように車体減速度波形をシミュレーションによって最適化する検討も行われてきた[2), 3)]．

しかしながら従来の研究においては車体減速度波形と乗員の減速度との関係の数学的な検討が発表された事がないため，乗員減速度を最小にする車体減速度波形の数式上の最適解の存在は知られておらず，車体変形量と乗員の減速度との関係について充分な解明，一般化がなされていなかった．

そこで本研究では２質点モデルを用いて，限られた車体変形量のもとで，乗員減速度の最大値を極小化する車体減速度波形の数式解を求め，得られた解の妥当性，効果を３次元ダミーシミュレーションによって検証した．

２．乗員減速度の最大値低減の数学的検討

簡略化した２質点モデルを用いて，限られた車体変形量のもとでの乗員減速度の最大値の低減を検討する．まず現在の一般的自動車の典型として矩形の車体減速度波形を想定し，乗員減速度との関係を調べる．そして次に，乗員減

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_18

速度の最大値を低減させ得るような新たな車体減速度波形を考察する．しかる後に，車体変形量を増加させないためにその新たな車体減速度波形が満たすべき条件を導出する．

２．１．２質点モデル

乗員，車体及びシートベルトの力学的関係は，乗員を質量mの質点，車体を質量Mの質点，シートベルトをバネ定数kの線型バネと見なす事ができ，Fig.1のようにモデル化できる．

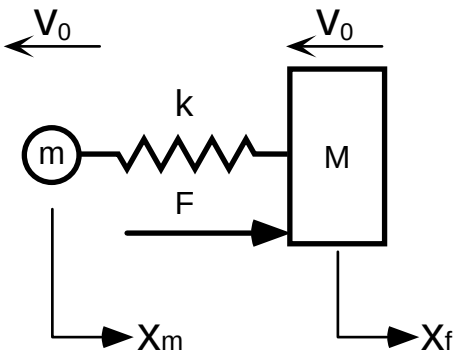


Fig.1 Two mass one-dimensional model

ここで，v_0を衝突開始時の各質点の初速とし，また各質点の座標をX_m，X_fとして，衝突開始時の位置を各々の原点とする．Fは車体質点に作用する衝突荷重である．

時間をtとし，衝突開始時刻を時間軸の原点(t＝0)とする．また，tによる微分を(・)で表すものとする．この時，この系の運動方程式は，

$$m\ddot{X}_m = -k(X_m - X_f) \quad (1)$$

$$M\ddot{X}_f = k(X_m - X_f) + F \quad (2)$$

であり，初期条件はt＝0において

$$X_m = X_f = 0,\ \dot{X}_m = \dot{X}_f = -v_0 \quad (3)$$

となる．

車体変形量は，速度が０になるまでの車体質点の移動量として表される．

現在の一般的な自動車では，衝突荷重 は車体の衝突エネルギー吸収効率の観点から，一定値が理想的と考えられている．そこで，まずF＝const(一定)として，(1)，(2)式を(3)式のもとに解くと

$$\ddot{X}_f = \frac{F}{M+m}(1+\alpha\cos\beta t) \quad (4)$$

$$\ddot{X}_m = \frac{F}{M+m}(1-\cos\beta t) \quad (5)$$

ただし

$$\alpha = \frac{m}{M},\ \beta = \sqrt{\frac{k(M+m)}{Mm}} \quad (6)$$

なる解が得られる．

さらに，ここでα<<1を考慮してαを無視すると，(4)式は

$$\ddot{X}_f = \frac{F}{M+m} = C = \text{const(一定)} \quad (7)$$

となり，この時(1)式の解は

$$\ddot{X}_m = C(1-\cos\omega t) \quad (8)$$

ただし

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}\ ;\text{(固有値)} \quad (9)$$

となる．

この(7)～(9)式が現在の一般的な自動車における車体と乗員の関係の典型モデルである．

(7)，(8)式のグラフはFig.2のようになり，乗員減速度

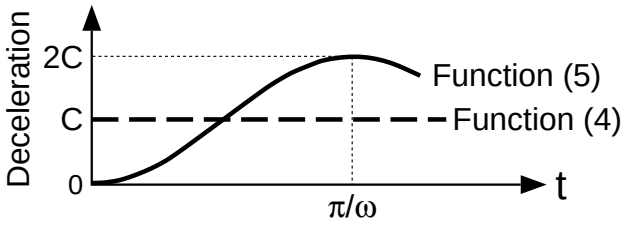


Fig.2 Typical occupant deceleration model in conventional vehicle

の最大値は車体減速度の値すなわちCの２倍に達する．

ここで，車体が停止する時刻は，v_0/Cであり，これをt_1とすると，車体変形量Sは，t_1までの車体質点Mの移動量として次式にて表される．

$$S = -X_f|_{t=t_1} = \frac{v_0^2}{2C} \quad (10)$$

２．２．乗員減速度最大値の最小化

乗員減速度すなわち$\ddot{X}_m$の最大値を減少させるには，ライドダウン効率が上がればよく，そしてライドダウン効率が100%の状態とは，車体と乗員とが言わば「剛体結合」されて相対変位を起こさない状態であり，この時乗員減速度$\ddot{X}_m$は(7)式と同一，すなわち

$$\ddot{X}_m = C = \text{const(一定)} \quad (11)$$

であるから，この関数形，すなわち純粋矩形波が乗員減速度波形の理想形である．そこで車体減速度波形と乗員減速度波形との間の伝達関数を使って，(11)式の状態となるような$\ddot{X}_f$を導出することを試みる．

(7)，(8)式をラプラス変換する事により，$\ddot{X}_f$と$\ddot{X}_m$との間の伝達関数H(s)は

$$H(s) = \frac{\mathcal{L}(\ddot{X}_m)}{\mathcal{L}(\ddot{X}_f)} = \frac{\omega^2}{s^2+\omega^2} \quad (12)$$

と与えられる．(11)式のラプラス変換形および(12)式か

ら，求める$\ddot{X}_f$はそのラプラス変換形が

$$\mathcal{L}(\ddot{X}_f)=\frac{\mathcal{L}(\ddot{X}_m)}{H(s)}=\frac{s^2+\omega^2}{\omega^2}\cdot\frac{c}{s} \tag{13}$$

と与えられる．ところがこの式は逆変換不能であり，$\ddot{X}_f$が存在しない事を意味している．そしてこの原因はt＝0の状態，つまり初期条件にある．

（1）式に示されるように$\ddot{X}_m$は(X_m-X_f)に比例しており，この値は（3）式によりt=0にて０である．更にその１階導関数$(\dot{X}_m-\dot{X}_f)$も（3）式によりt=0にて０でなければならない．従って，$\ddot{X}_m$のグラフは原点を通り，かつ原点での接線勾配が０でなければならず，(11)式が示す矩形波はこの条件を満足しない．つまり，乗員減速度を純粋に矩形波にするような車体減速度波形は存在しないのである．

２．３．新しい概念

そこで次に，この原点での条件を成立させつつ，可能な限り矩形波に近い乗員減速度波形，すなわちFig.3に示すような準矩形波を現出させる事を考える．この波形は，ごく短い時間で０から目標値Ｃまで上昇し，その後は一定値Cを保つものである．

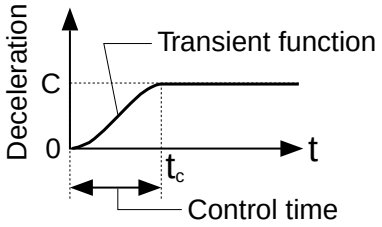


Fig.3　Approximate rectangular form function with transient function

ここで，時間領域を二つに分け，減速度が一定になるまでの時間を制御時間と呼ぶ事にする．制御時間内での乗員減速度曲線を遷移関数と名付け，制御時間の終わりの時刻をt_cとする．

遷移関数には，原点での条件の他に，時刻t_cにおいても満たすべき条件がある．その条件はt_c以後，乗員減速度が一定値Cを保つための必要条件として以下のように導かれる．

今，t_cにおける乗員質点mの瞬間位置および瞬間速度をそれぞれ，

$$d_m=X_m(t_c)\quad,\quad v_m=\dot{X}_m(t_c) \tag{14}$$

と定義し，また同じく車体質点Mの瞬間位置および瞬間速度をそれぞれ，

$$d_f=X_f(t_c)\quad,\quad v_f=\dot{X}_f(t_c) \tag{15}$$

と定義する．

するとこの時，これらによってt_c以後についてのX_f，X_mのラプラス変換を表わすと，それぞれ

$$\mathcal{L}(X_f)=\frac{\mathcal{L}(\ddot{X}_f)+v_f+sd_f}{s^2} \tag{16}$$

$$\mathcal{L}(X_m)=\frac{\mathcal{L}(\ddot{X}_m)+v_m+sd_m}{s^2} \tag{17}$$

となる．また一方，t_cにて$\ddot{X}_m$の値はCになっている事が前提であるので，（1）式より

$$d_m-d_f=-\frac{c}{\omega^2} \tag{18}$$

となっていなければならない．

t_c以後も（1）式は成立するのでこれら(16)～(18)式を（1）式のラプラス変換形に代入する事により，t_c以後の$\ddot{X}_m$と$\ddot{X}_f$について次の関係式が得られる．

$$\mathcal{L}(\ddot{X}_m)=\frac{\omega^2}{s^2+\omega^2}\mathcal{L}(\ddot{X}_f)-\frac{\omega^2}{s^2+\omega^2}(v_m-v_f)+\frac{s}{s^2+\omega^2}C \tag{19}$$

ここでt_c以後の車体減速度は

$$\ddot{X}_f=C_f=\text{const} \tag{20}$$

であるとして，これを代入・整理し，逆変換してt_c以後の$\ddot{X}_m$の式を次のように得る．

$$\begin{aligned}\ddot{X}_m&=C-(C-C_f)(1-\cos\omega t)-\omega(v_m-v_f)\sin\omega t\\&=C_f+\sqrt{(C-C_f)^2+\omega^2(v_m-v_f)^2}\cos(\omega t+\varphi)\end{aligned} \tag{21}$$

ただし

$$\varphi=\tan^{-1}\frac{\omega(v_m-v_f)}{C-C_f} \tag{22}$$

したがって(21)式より，$\ddot{X}_m$が一定値Cであるためには

$$C_f=C \tag{23}$$

$$v_m=v_f \tag{24}$$

でなければならず，(24)式から，遷移関数はt_cにおいても原点と同様にそのグラフの接線勾配が０でなければならないという条件がある事がわかる．また同時に(23)式から，車体減速度もt_c以後は一定値Cでなければならない事がわかる．

２．４．遷移関数と車体減速度波形

ここまでの検討により，遷移関数が満たすべき条件を定式化すると次式になる．

$$\begin{aligned}&\ddot{X}_m=0\quad,\quad \ddot{X}_m=0\qquad \text{at}\quad t=0\\&\ddot{X}_m=C\quad,\quad \ddot{X}_m=0\qquad \text{at}\quad t=t_c\end{aligned} \tag{25}$$

この条件に合致する関数は一つではない．ここでは最も単純な形の３種類の関数を遷移関数として，それらを現出する車体減速度波形を導出する．

時刻t_cのかわりに$\gamma=\pi/t_c$で定義される遷移速さγを用いて，その３種類の遷移関数を記す．

$$\ddot{X}_m=C\left[\frac{\gamma}{\pi}\right]^3\left[2t-3\frac{\pi}{\gamma}\right]t^2 \quad［ベキ多項式形遷移関数］(26)$$

$$\ddot{X}_m=\frac{C}{2}(1-\cos\gamma t) \quad［コサイン形遷移関数］(27)$$

$$\ddot{X}_m=C\frac{\gamma}{\pi}\left[t-\frac{1}{2\gamma}\sin 2\gamma t\right] \quad［サイン形遷移関数］(28)$$

さらに複雑な形も考えられるが，その場合も基本型はこの３式である．これらのラプラス変換式と伝達関数(18)式を用いて車体減速度$\ddot{X}_f$を計算すると，(26)～(28)式に対し各々，

$$\ddot{X}_f=-C\left[\frac{\gamma}{\pi}\right]^3\left\{\left[2t-3\frac{\pi}{\gamma}\right]t^2+\frac{6}{\omega^2}\left[2t-\frac{\pi}{\gamma}\right]\right\}$$

［ベキ多項式形］(29)

$$\ddot{X}_f=\frac{C}{2}\left\{1+\left[\frac{\gamma^2}{\omega^2}-1\right]\cos\gamma t\right\}$$

［コサイン形］(30)

$$\ddot{X}_f=C\frac{\gamma}{\pi}\left\{t+\left[\frac{4\gamma^2}{\omega^2}-1\right]\frac{1}{2\gamma}\sin 2\gamma t\right\}$$

［サイン形］(31)

が得られる．これらが求める車体減速度波形である．その概形をFig.4に示す．ここで適用した数値については次章で述べる．$\ddot{X}_f$のグラフは遷移関数の形ごとに異なった曲線の形が現われるが，共通しているのは，初期の高い減速度部分，中期の負の減速度部分，制御時間後の一定値部分の三つの部分から成っていることと，制御時間を短縮(遷移速さを増大)するに従って減速度の変動幅が増加することである．

２．５．車体変形量

前節で得られた車体減速度波形すなわち(29)～(31)式に基づいて，車体変形量を算出し，(10)式の値すなわち現在の自動車の典型とした矩形の車体減速度波形による車体変形量を超えないための条件を導出する．この条件は遷移速さγの下限値として与えられる．

初速v_0が充分大きく，車体停止時刻t_sがt_c以後であるという前提で計算すると，三つの形とも

$$t_s=\frac{v_0}{C}+\frac{1}{2}\frac{\pi}{\gamma}\qquad(32)$$

となる．次にこの時刻までの車体変形量を計算すると次式のようになる．

$$-X_f\mid_{t_s}=\frac{v_0^2}{2C}-\frac{C}{\omega^2}+\frac{1}{2}v_0\frac{\pi}{\gamma}-\frac{\pi^2}{40}\frac{C}{\gamma^2}$$

［ベキ多項式形］(33)

$$-X_f\mid_{t_s}=\frac{v_0^2}{2C}-\frac{C}{\omega^2}+\frac{1}{2}v_0\frac{\pi}{\gamma}-\frac{(\pi^2-8)}{8}\frac{C}{\gamma^2}$$

［コサイン形］(34)

$$-X_f\mid_{t_s}=\frac{v_0^2}{2C}-\frac{C}{\omega^2}+\frac{1}{2}v_0\frac{\pi}{\gamma}-\frac{(\pi^2-6)}{24}\frac{C}{\gamma^2}$$

［サイン形］(35)

これら３式の右辺第一項は(10)式の値である．また第二項以下には負の項を含むので，第二項以下の和を０以下にするようなγが存在し得る．つまり，車体変形量を矩形波減速時の車体変形量以下にする事は数式の上では不可能ではない．

このようなγは，

$$\omega<\sqrt{\frac{2}{5}}\frac{C}{v_0}\cong 0.632\frac{C}{v_0}$$

［ベキ多項式形］(36)

$$\omega<\sqrt{\frac{2\pi^2-16}{\pi^2}}\frac{C}{v_0}\cong 0.616\frac{C}{v_0}$$

［コサイン形］(37)

$$\omega<\sqrt{\frac{2\pi^2-12}{3\pi^2}}\frac{C}{v_0}\cong 0.511\frac{C}{v_0}$$

［サイン形］(38)

の場合には，$\gamma>\frac{\pi}{2}\frac{C}{v_0}$のいかなる値でもよいがこの３式はベルトのバネ定数が極端に小さいか，もしくは対象とする初速が非常に小さい場合にのみ成立する．

(36)～(38)式が満足されない場合は，

$$\gamma>\frac{1}{4}\frac{v_0}{C}\pi\omega^2+\frac{\pi\omega}{2}\sqrt{\frac{1}{4}\left[\frac{v_0\omega}{C}\right]^2-\frac{1}{10}}$$

［ベキ多項式形］(39)

$$\gamma>\frac{1}{4}\frac{v_0}{C}\pi\omega^2+\frac{\omega}{2}\sqrt{\frac{1}{4}\left[\frac{v_0\pi\omega}{C}\right]^2-\frac{\pi^2-8}{2}}$$

［コサイン形］(40)

$$\gamma>\frac{1}{4}\frac{v_0}{C}\pi\omega^2+\frac{\omega}{2}\sqrt{\frac{1}{4}\left[\frac{v_0\pi\omega}{C}\right]^2-\frac{\pi^2-6}{6}}$$

［サイン形］(41)

が存在範囲となる．この３式が車体変形量を増加させないための遷移速さの条件式であり，これによって，設定すべき制御時間の長さの上限値および車体減速度の変動幅の下限値が決定される．

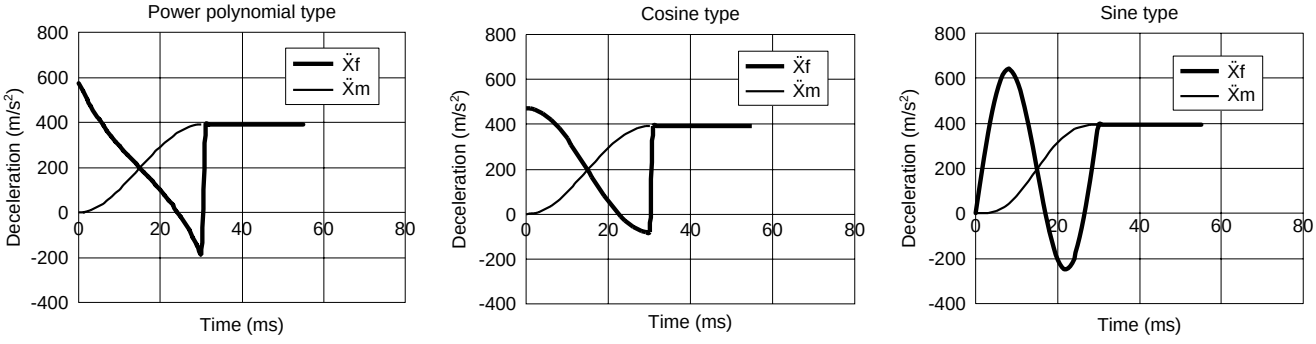


Fig.4 Wave forms of mathematical solutions in various function type

３．現実的な値とシミュレーション検証

２章で述べた数式解は簡略化した２質点モデルに基づいたものである．そして２質点モデルは胸部減速度について実験とよく一致することが知られている[2),3)]．が，実際の乗員(ダミー)のような複雑な３次元の多質点モデルに新しい概念を適用する場合には，かならずしも実験とよく一致するとは限らない．そこで実験は容易ではないのでかわりにダミーシミュレーションモデルに，数式解のうち数学的扱いが容易なコサイン形の波形を入力し，ダミーの胸部減速度応答を求める．数式解の妥当性をこの応答と比較する事で検証する．

３．１．現実的な値

現在の一般的な乗用車でのパラメータは，AM-50パーセンタイルダミーに標準的なシートベルトを使用する場合，経験的に$\omega \cong 68\ 1/s$であり，また平均的な車体減速度は$C = 25G \cong 245.25\ m/s^2$である．この時，(８)式による乗員減速度の最大値は50Gとなる．更に衝突テストにおける初速$v_0 = 35mph \cong 15.56\ m/s$の場合は(10)式による車体変形量は494mmとなる．これらの値によると，(36)～(38)式はいずれも成立せず，(39)～(41)式によりγを計算すると，いずれの形も$400\ 1/s$を超える値となる．これは車体減速度の初期値に500Gを超えるほどの値が要求される事を意味しており，非現実的である．

そこで，車体減速度の初期値の実現可能な値が50Gであると仮定し，車体変形量の目標値を450mmとして，この二つの値を基準とする新たな設定を考える．コサイン形の(30)式および(34)式にこれらの値と上記のω，v_0を代入して，Cとγについて解くと，C値はほぼ40G($392m/s^2$)となり，乗員減速度の最大値は約10G低減される．また$\gamma \cong 105$となる．この遷移速さに相当する制御時間はほぼ30msecである．Fig.4はこの設定によるものである．

３．２．シミュレーション検証

上記の設定値によるコサイン形の車体減速度波形をダミーシミュレーションモデルに入力して，数式解の妥当性を検証する．

検証にはATBプログラムを用い，標準的な拘束状態として３点式シートベルトを適用している．ロードリミッタは適用していない．またエアバッグは適用していない．

制御時間後の一定車体減速度の持続時間は車体停止時刻までである．

Fig.5に実際に入力した数式解による車体減速度波形およびダミーの胸部減速度(X方向)応答のシミュレーション結果を示す．

またFig.6にシートベルト荷重(ラップベルト荷重，ショルダベルト荷重)の時間変化のシミュレーション結果を示す．

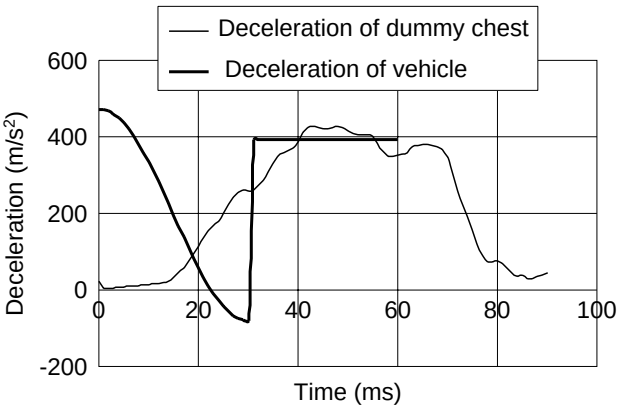


Fig.5　Vehicle and dummy chest deceleration in three-dimensional simulation

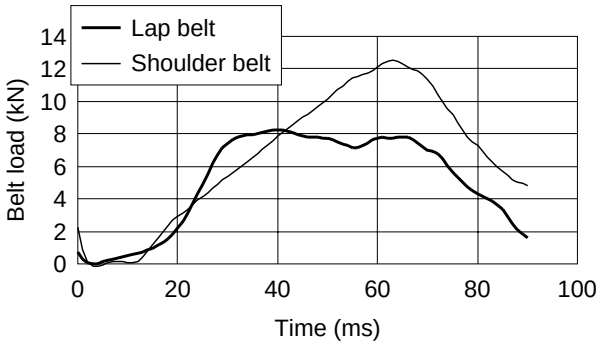


Fig.6　Belt load in three-dimensional simulation

３．３．考察

シミュレーション結果を数式解と比較してみる．Fig.5に示すグラフの曲線の形を見ると，胸部減速度は目標減速度$392m/s^2$近傍に達するまで上昇し，その後は衝突終了までほぼ一定の値を示している．これは２章において求めた準矩形波型の乗員減速度波形に近い形である．

シミュレーション結果が数式解と異なっている点は，胸部減速度がほぼ一定値に達するタイミングが数式解の制御時間t_c＝30msに対して約40msとなっていて少し遅い点である．これはダミー自体が複雑な多自由度系で構成されているため，ダミー質量のうち，２質点モデルの乗員質点の質量に相当する部分(等価質量)が衝突中に変化していくためと推定される．

そこで，さらに詳しく現象を把握するためにシートベルトに発生する荷重に着目した．Fig.6に示すグラフからラップベルト荷重とショルダベルト荷重を比較すると，双方とも20ms近傍までは同じような上昇を示すが，ラップベルト荷重がコントロール時間t_c＝30ms近くからほぼ一定の値を示すのに対し，ショルダベルト荷重は胸部減速度がほぼ一定の値となる40ms以降においても上昇を続ける．このことから衝突中に等価質量の変化要因はショルダベルトによって拘束される上半身部分に集中しているものと考えられる．

一方，ラップベルトによって拘束されるダミーの下半身部分においては等価質量の変化要因が少なく，このため２質点モデルとよく一致した応答を示すものと考えられる．

次に，本研究から得られた理論解と従来の感度解析手法を用いた研究結果との関係を考えてみる．Fig.7に２章の(30)式において制御時間t_cを25～35ms間で変化させた場合の減速度波形の比較を示す．

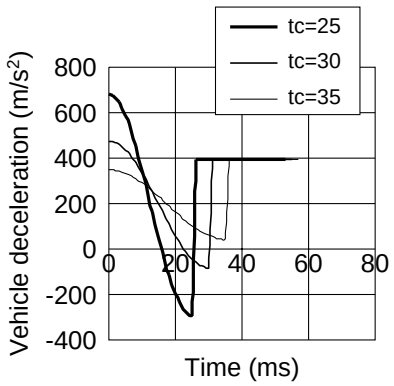


Fig.7 Comparison of wave forms in various tc

t_c＝35msにおけるグラフの曲線の形を30msの場合と比較すると，減速度の変動幅が減少し，負の減速度の領域がなくなっているのがわかる．このグラフの曲線の形は感度解析手法を用いた最適化によって求めた車体減速度波形に近い形である[2),3)]．

これらの比較から，従来の研究において定式化されていなかった車体減速度に対する乗員減速度の応答メカニズムや，数式的な一般性が不明であった感度解析手法による最適車体減速度波形についても，本理論によって乗員減速度の運動力学的メカニズムが説明できるだけでなく，t_c＝25ms，30msの場合のような負の減速度の領域を含む減速度波形を含めて統一的に説明可能であり，一般化できるものと考えられる．

本数式解を応用して実際の車体減速度を実際のダミー応答に対して最適化することを考えた場合，前述の等価質量の変化やシートベルト以外の拘束装置との組み合わせなどの２質点モデルとの相違を考慮すると，数式解からの若干の補正が必要であると考えられる．また胸部減速度以外の傷害指標に着目した場合も補正が必要であろう．しかし本数式解は非常にシンプルなモデルから得たにもかかわらず，複雑なシミュレーションによる応答と良い一致がみられることが確かめられたので，乗員減速度に関連したさまざまな傷害指標に対しての車体減速度最適化やハードウェアを検討する際の良い指針となると考えられる．

４．まとめ

限られた車体変形量において乗員傷害値を低減する方法として，車体減速度の時間変化(減速度波形)を最適化し，乗員減速度の最大値を最小にする可能性を検討した．

従来の研究においては感度解析の手法を用いた車体減速度波形の最適化が検討されてきた．しかし乗員減速度の最大値を最小にする車体減速度波形の最適解の存在について充分な解明，一般化がなされていなかった．

そこで本研究ではこのような車体減速度波形の数式的な最適解を求めるために制御時間，遷移関数の概念を導入した．これを用いて数式解を１次元２質点モデルの運動方程式から伝達関数を用いて求めた．これらの数式解はいずれも初期の高い減速度，中期の負の減速度，制御時間後の一定な減速度の三つの部分で構成されるのが特徴である．

また数式解のパラメータを変化させることで，感度解析の手法を用いて得られた最適車体減速度波形についても統一的に説明しうることが分かり，最適車体減速度波形の一般化が可能となった．

数式解を３次元ダミーシミュレーションモデルに入力してダミーの胸部減速度応答を求め，数式解の妥当性を検証した．その結果，１次元２質点モデルにおける乗員減速度とシミュレーションモデルのダミーの胸部減速度応答とはよく一致し，数式解の妥当性，乗員減速度の最大値の低減効果が確認できた．

本研究で得られた数式解を実際の車体に応用するには，１次元２質点モデルと３次元モデルとの違いを考慮した補正と共に，減速度波形中期の負の減速度部分をどのように実現するかが課題であり，その手法についてさらに検討していく．

参考文献

1）Katoh, H., Nakayama, R.: Study on the Ride-down Evaluation, 9th. International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles (1982)

2）高橋邦弘ほか：車体減速度波形の乗員傷害値に対する最適化，第１報，感度解析による基礎検討，自動車技術会論文集 Vol.24，No.2，p.98-102 (1993) 9303753

3）鈴木直幸ほか：車体減速度波形の乗員傷害値に対する最適化，第２報，乗員シミュレーションへの感度解析法の適用，自動車技術会論文集 Vol.24，No.4，p.109-112 (1993) 9307443

■著　者■



本澤養樹



亀井孝博

大型二輪車用エアバッグの基礎研究

Exploratory Study of an Airbag System for Large Touring Motorcycle

飯島　聡*　Satoshi IIJIMA
細野　總一郎*　Soichiro HOSONO
山本　武典*　Takenori YAMAMOTO
大田　淳朗*　Atsuo OTA

要　旨

ホンダの二輪車用エアバッグのねらいは，二輪車の前面衝突時に，二輪車乗員の飛び出しエネルギーをエアバッグで吸収し，乗員が相手車両等との打撃によって被る負傷を低減させることにある．本研究はその可能性の把握に向けた基礎的な位置付けであり，ISO13232(研究用二輪車衝突試験手法)に準拠して実車衝突試験およびコンピュータシミュレーションにより評価を行った．

エアバッグシステムはインフレータ，エアバッグ，加速度センサ，ECU等から構成され，このシステムを搭載する試験二輪車にはGL1500を用いた．

評価の結果，エアバッグシステムは，乗員保護装置として有効な手段のひとつであることがわかった．エアバッグのベネフィットに対するリスクの比率は四輪車と比較して大きく，9形態の実車衝突試験では25%，200形態のコンピュータシミュレーションでは16%であり，リスクを低減するために更なる研究の必要性があることが判明した．

ABSTRACT

Honda considers that a positive aspect of airbags for motorcycles would be to reduce rider ejection speeds through airbag installation and to minimize injury of riders caused by hitting other vehicles in traffic accidents. This study covers the exploratory stage for airbag research, and the airbag system was evaluated by full scale impact tests and computer simulation according to ISO13232.

The airbag system is made up of a inflator, an airbag, acceleration sensors and ECU, and was installed on a GL1500 motorcycle as test.

The evaluation results indicated the prototype airbag had both some potential benefits and adverse effects in certain impact tests. The risks when measured against the benefits of prototype airbag were larger than for cars. Full scale impact tests of 9 collision configurations and computer simulation of 200 collision configurations indicated 25 % and 16 % of risk, respectively. Further research is necessary to reduce the risks.

1．まえがき

ホンダは，1960年代から二輪車の衝突試験を実施し[1)]，近年は，前面衝突時の乗員保護装置のひとつとしてのエアバッグの可能性研究を実施している．初期に行った基礎的な研究において，小型・軽量の二輪車では，エアバッグの搭載が困難で効果を得ることも難しいことが判明している．そのため，本研究では大型二輪車GL1500をエアバッグ評価の対象車両とした．GL1500用に設計されたエアバッグシステムは，静的展開テスト，スレッドテスト及び実車衝突テストに供され，エアバッグやインフレータの細部仕様が決められた．またセンサシステムは，各種路面における走行テストと数形態の衝突テストの結果を踏まえて仕様が決められた．

また，エアバッグシステムを搭載した試作車を用いて，ISO13232[2)]に規定された評価法に準じた実車衝突テスト及びコンピュータシミュレーションを行った．

本稿では，試作エアバッグシステムの概要とこれらの初期的な評価結果を紹介する．

2．二輪車用エアバッグのコンセプト

Fig.1に日本の二輪車死亡事故データ[3)]の概要を示す．二輪車乗員の死亡事故における典型的な衝突形態は前面衝突であり，乗員は二輪車から飛び出して相手車や路面に打撃することにより，上半身に致命傷を負っていることが多い．このことから，エアバッグのコンセプトは，「車体に装備するエアバッグによって二輪車からの乗員の飛び出しエネルギーを吸収し低減する」こととした．

このエアバッグの具体化においては，次のことを考慮した．

＊朝霞研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_19

(1)ボンネットタイプ四輪車との前面衝突でも効果を発揮するように，展開時のエアバッグを相手車による支えなしに二輪車の車体のみで支持させる．
(2)衝突時の二輪車や乗員の挙動変化による効果低減を最小限に抑える．
(3)高速衝突時でも，エアバッグなしの二輪車に対して乗員の重大負傷の危険性が高くならないようにする．

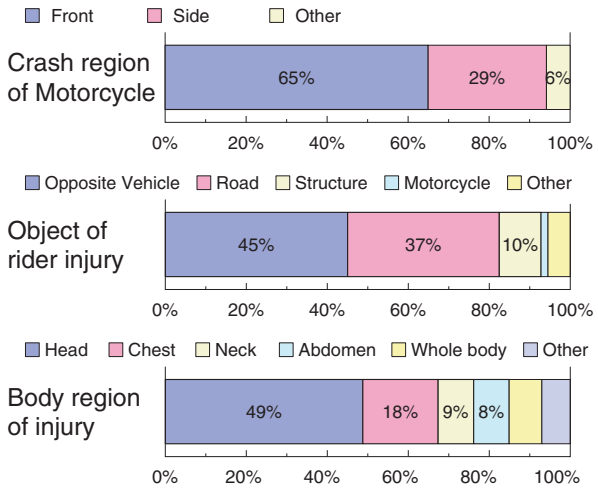


Fig.1 Fatalities of motorcycle accidents in Japan

3．エアバッグシステム搭載のテスト車両の概要

Fig.2にエアバッグを搭載したテスト車両GL1500の外観を，Table 1にその主要諸元を示す．

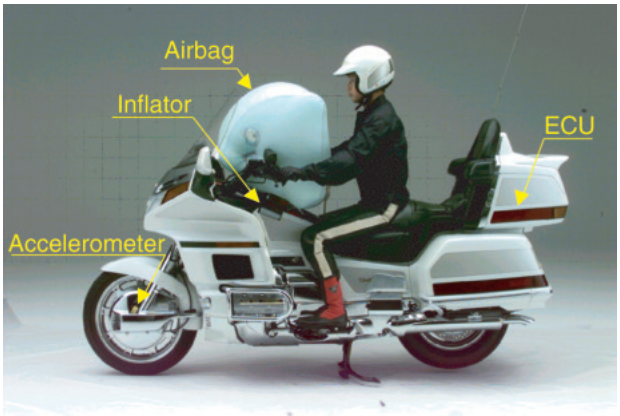


Fig.2 GL1500 with prototype airbag system

Table 1 Specifications of test motorcycels

Model	Honda GL1500 Interstate
Engine displacement (cm^3)	1,520
Curb weight (kg)	376
Overall length (mm)	2,615
Overall width (mm)	955
Overall height (mm)	1,495
Wheel base (mm)	1,690

このテスト車両は車両質量が376kgと重く低重心，燃料タンクが車体内蔵方式，大型フェアリングが装備され，かつ直立乗車姿勢が確保できるなどの特徴を有し，エアバッグの装着及びその効果確保に有利である．

4．エアバッグシステムの概要

4．1．エアバッグ

Fig.3にエアバッグ展開時の外観を，Table 2にエアバッグの仕様を示す．エアバッグの特徴と取り付け方法は，次に示すとおりである．

(1)ベントホールが無かったり小さいと，後方跳ね返りや大きな上方運動などの好ましくない乗員挙動を発生させる．大き過ぎると，乗員が飛び出し易く，エアバッグは効果を発揮できない．このため，直径50mmのベントホールを２つ設定した。
(2)エアバッグ後面をV形状とし，乗員の多少の左右オフセット乗車や車体の挙動変化に対しても，エアバッグの効果を安定させた．
(3)衝突時のエアバッグには，乗員の衝突によりせん断的，前倒的な大きな荷重が作用する．この荷重に対抗するために，エアバッグとシート下フレームをベルトで連結した．



Fig.3 Shape of prototype airbag

Table 2 Specifications of prototype airbag

Volume (liter)	120
Height × width × length (mm)	630 × 500 × 615
Vent holes (mm)	Ø50 × 2 holes
Tethers: - Connecting rear and bottom sides	3
- Connecting right and left sides	1
Bag mounting point	1) module box 2) motorcycle frame beneath the seat, via 2 connecting belts

４．２．モジュールアッセンブリ

４．２．１．インフレータ

Fig.4にインフレータの外観を，Fig.5にエアバッグ静的展開テストの結果を示す．Fig.5の縦軸は，エアバッグを側面から見たときの面積比で展開率を示している．インフレータが発生するガス圧が300kPaの仕様では充分に展開せず，350kPaの仕様では展開が完了するまでに時間がかかり過ぎた．450kPaの仕様では40msecでエアバッグの展開が完了し，この結果からインフレータが発生するガス圧は450kPaが適切と判断した．

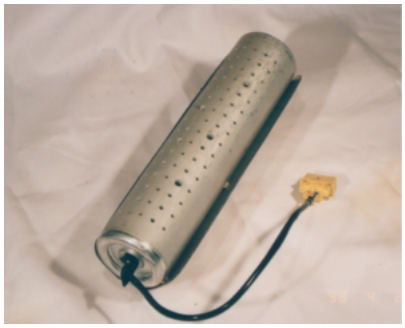


Fig.4　Inflator unit

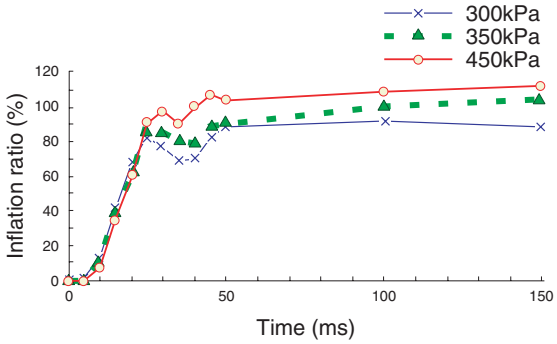


Fig.5　Inflation ratio by static inflating test (side view)

４．２．２．モジュールボックス

モジュールボックスは，効率的な展開を考慮してたたまれたエアバッグの収納用として，Fig.6に示すように二輪車のハンドルバーと乗員の間に取り付けた．またモジュールボックスのカバーには，エアバッグを展開し易くするために，Fig.7に示すようなアルミニウム製プレートのヒンジを設け，カバーを完全に開放できるようにした．



Fig.6　Airbag mounting

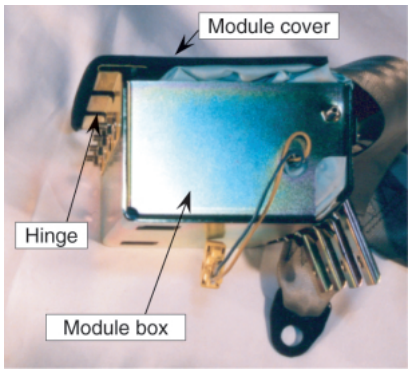


Fig.7　Airbag module assembly

４．３．衝突センサシステム

衝突センサシステムには，衝突時と通常走行時の識別が即時に判断できることが求められる．衝突センシング手法には，衝撃加速度，フロントフォークの曲がり，フェアリング等の前部部材の変形などが考えられる．これらの中から，幅広い衝突形態に対応し高い信頼性が期待できるフロントアクスル部の衝撃加速度によるセンシング手法を採用した．衝突センサシステムは，加速度センサとECUから構成される．

Fig.8に示すように加速度センサをフロントフォークの車軸近傍の左右に取り付け，センシング方向は，通常走行時に発生する加速度の影響を少なくするため，フロントフォーク軸に直角方向とした．

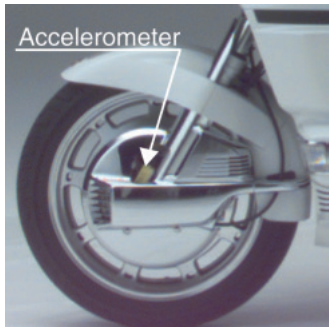


Fig.8　Accelerometer location

ECUは左右２ヶ所の衝撃加速度を並列に演算し，早い方の判断で点火信号を出す仕様とした．またテスト結果の解析のために，加速度の値，信号発生時間等をメモリに記憶する機能を付加した．

二輪車は，通常走行の中でラフロード走行，段差乗り越えなどの状況のもとで，フロントフォークに大きな衝撃加速度を発生させることがある．このようなときにエアバッグが誤って展開することのない制御手法の構築が必要である．そのため，各種路面における走行テストからフロントフォークに発生する衝撃加速度を計測した．またエアバッグの展開が必要な条件を明確にするために，いくつかの衝突テストを実施して衝撃加速度を計測した．

今回採用した制御手法では加速度センサが検知した加速度の大きさと積分による速度変化量の双方によって，

ECUがエアバッグの展開要否を判断する．Fig.9及びFig.10に衝突時と一般走行時の加速度と速度変化量の例を示す．センシング加速度が9G(G：重力加速度)を超えたら，ECUは積分を開始して速度変化量を計算し，その値が2.4m/sを超えるとインフレータ点火信号を出す．上記速度変化量を超えずに，9Gより低下したら積分計算を停止し，それまでの値をリセットする．

この演算手法及び設定値を用いた各種走行テストと衝突の予備テストでは，走行状態と衝突時とが明確に識別できたが，センサシステムの仕様決定には，さらにさまざまな走行及び衝突条件下での検討が必要である．

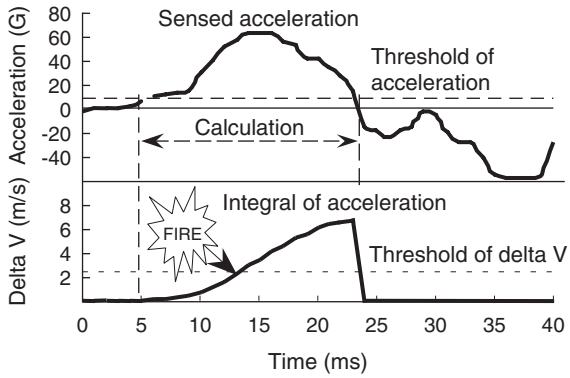


Fig.9 Time history of acceleration and velocity in full scale test (example)

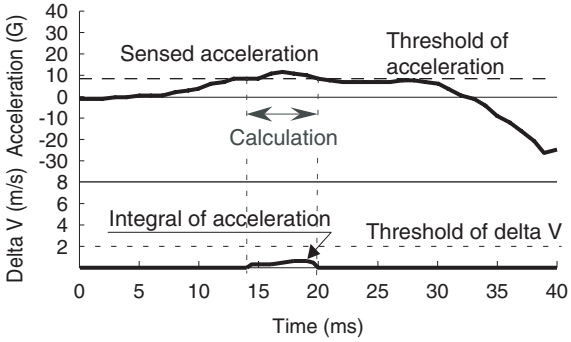


Fig.10 Time history of acceleration and velocity during running (example)

5．実車衝突テスト

5．1．テスト方法

実車衝突テストの主なねらいは，さまざまな衝突形態の下でエアバッグが正しく展開するのか，エアバッグが乗員の負傷低減に効果があるのかについて見極めることにある．実車衝突テストはISO13232に準じて実施した．ISOに規定されている実車衝突テストから，本エアバッグに関係のない1形態を除いた6形態12ケースと，45mph衝突，二人乗車時の衝突，前傾乗車姿勢時の衝突などの追加5形態，8ケースで実施した．それぞれのテストは，エアバッグなしのテスト車(以下ベース車)とエアバッグ付きのテスト車(以下エアバッグ車)の双方で実施したが，二人乗車時と前傾乗車姿勢時の追加2形態では，エアバッグ車のみとした．Fig.11は，テストを実施した11の衝突形態を示す．

また，ダミーはISO13232-MATD(Motorcyclist Anthropometric Test Device)を使用し，頭部，頚部，胸部，腹部，脚部の負傷評価に関する計測等を行った．衝突相手車は，ISO13232に基づきトヨタカローラを使用した．

5．2．エアバッグシステムの作動結果

実車衝突テストにおけるエアバッグシステムの作動時間をFig.12に示す．センサ作動時間は衝突開始からECUが点火信号を出すまでの時間，展開時間は点火信号が出てからエアバッグが展開完了するまでの時間で，乗員接触時間はエアバッグが展開完了してから乗員がエアバッグに到達するまでの時間である．ただし225-0/30のケースは，エアバッグシステムに電磁波ノイズ遮断対策を適用していなかったために誤作動で展開したものである．

225-0/30と前傾乗車姿勢時(115-0/30)のケースを除いて，乗員接触時間は2～46msecでエアバッグの展開完了後に乗員が到達しており，今回の衝突テストの条件内でエアバッグシステムの作動は，時間的に成立している．

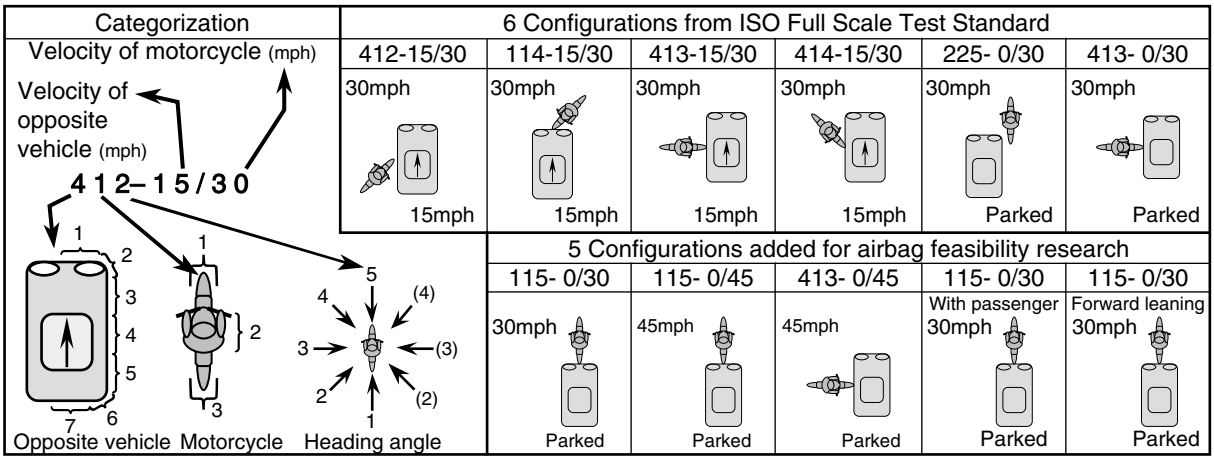


Fig.11 Configurations of full scale impact tests

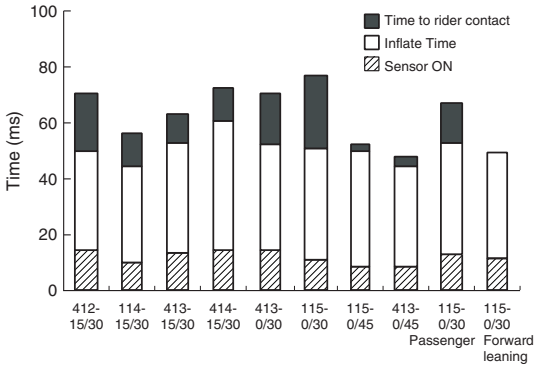


Fig.12　Airbag timing data from full scale tests

しかし，さらに衝突速度の低い領域，軽量・低剛性の衝突相手車との衝突テスト等が必要である．また，乗員がエアバッグ位置に到達した後にエアバッグが展開する事象の有無，そのような事象が発生した場合の加害性有無の明確化，さらには加害性除去の研究なども必要である．

５．３．負傷低減に関する評価

５．３．１．各衝突形態の評価

ISO13232の負傷評価手法に基づき，実車衝突テストにおけるダミーの計測結果から，エアバッグによる負傷増減への影響を確認した．

各部位別の負傷評価値は，AIS（Abbreviated Injury Scale）で示す．AIS＝１が軽傷，AIS＝６が死亡である．ただし，首については，ISO13232にAISの規定がないため，頚椎損壊と解釈できる首の負傷評価指標であるNII（Neck injury index）が１以上をAIS＝６とし，NIIが１以下の場合はAISの想定ができずAIS＝０とした．また腹部については，ベース車，エアバッグ車ともに負傷なしの計測結果であった．なお，これら各部位を総合した全身の負傷評価値はＮＩＣ（Normalized Injury Cost）で示す．NIC＝０の場合が負傷なし，NIC＝１の場合が死亡に相当する．

Fig.13は，225-0/30を除く比較テスト８形態についてベース車とエアバッグ車による負傷評価値の差を各部位と全身について示している．ベース車に対してエアバッグ車の負傷評価値が小さい場合をベネフィットとし「正」で示し，逆をリスクとし「負」で示す．二輪車と四輪車の衝突では，二輪車の乗員が四輪車に衝突したときの一次衝撃は500msec以内に完了し，乗員が路面に落下したときなどの二次衝撃は500msec以降に発生する．網掛けのグラフは，主に乗員が相手車から打撃を受ける500msecまでの間に最大負傷値に差が発生した場合で，白抜きのグラフは500msec以降も含む範囲で最大負傷値に差が生じた場合である．エアバッグ装着の影響が現れたのは，30mph衝突における二次衝突時の頭部と頚部，及び45mph衝突における一次衝突時の頚部であった．また，全身の負傷評価値NICでは，エアバッグによるベネフィットが４ケース，リスクが２ケース，差異なしが２ケースであった．

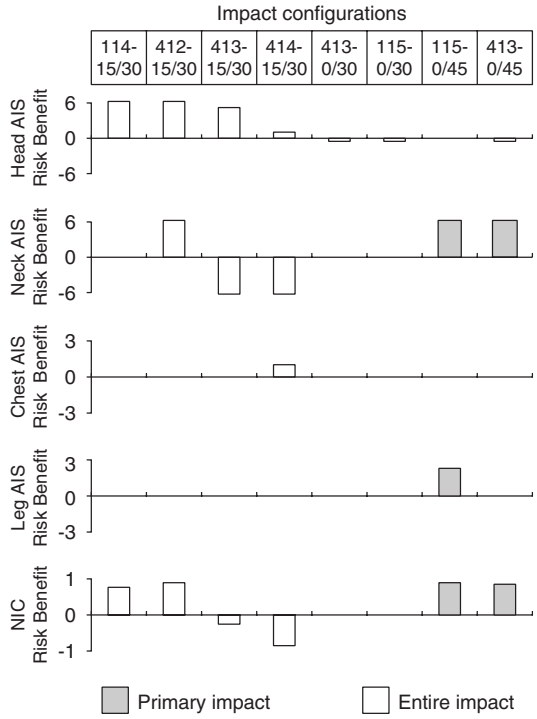


Fig.13　Airbag injury risks and benefits by impact configuration and body region

Fig.14にエアバッグの効果が確認された413-0/45形態の例を示す．ベース車では，ヘルメットが相手車のルーフエッジに打撃し，死亡レベルの頚部負傷と計測された．エアバッグ車では，乗員のエネルギーがエアバッグにより吸収され，相手車ルーフへの打撃は発生せず，路面に落下したときに頭部に軽傷相当のAIS＝１が計測されただけであった．



a) Baseline motorcycle



b) Airbag motorcycle

Fig.14　Airbag beneficial case (413-0/45)

Fig.15は，エアバッグが逆効果であった414-15/30形態の例である．ベース車では乗員が二輪車から飛び出したために一次衝撃は小さく，前方へ一回転し下肢部より路面へ落下した．そして頭部および胸部に軽傷相当のAIS＝１が計測された．エアバッグ車では，乗員のエネルギーがエアバッグにより吸収されたが，路面に頭部より落下し，頸部に死亡相当のAIS＝６が計測された．



a) Baseline motorcycle



b) Airbag motorcycle

Fig.15 Airbag risk case (414-15/30)

Fig. 16は，高速衝突である115-0/45形態のエアバッグ車の例である．二輪車はピッチオーバーし，乗員はエアバッグ上部をスライドして二輪車から飛び出した．乗員のエアバッグとの打撃による負傷は計測されなかった．

Fig.17は，二人乗車における115-0/30形態のエアバッグ車の例である．前部乗員(運転者)がエアバッグと後部乗員の間に挟まれる状況を呈した．しかし，胸部を含む各部位ともにAISで表される負傷計測値の発生はなかった．

Fig.18は，背骨の角度で45度の前傾乗車姿勢と直立乗車姿勢における115-0/30形態のエアバッグ車の比較テスト例である．前傾乗車姿勢では，乗員の首が後方に曲げられた状況を呈したが計測されたNII値は，0.66で死亡相当の負傷計測値には至らなかった．その他の部位には，AISで表される負傷計測値の発生はなかった．

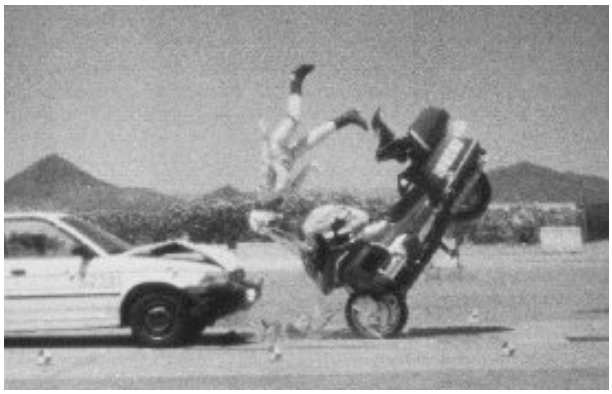


Fig.16 45mph impact test to stationary car (115-0/45)

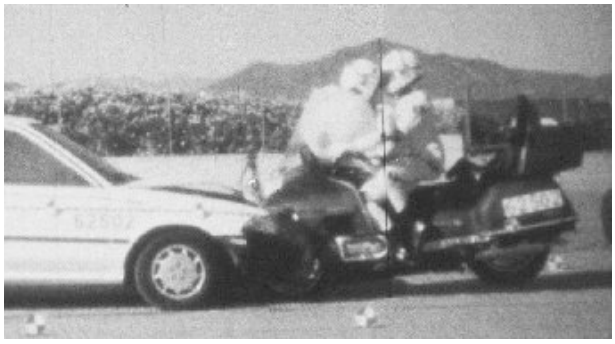
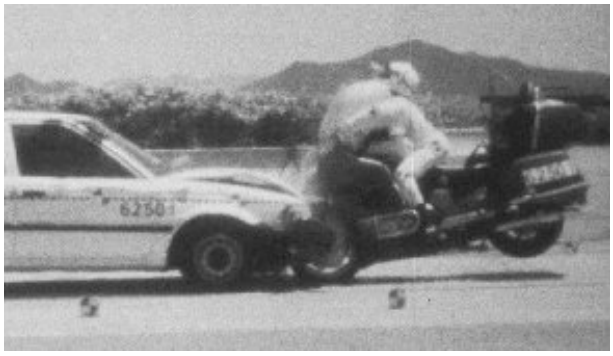
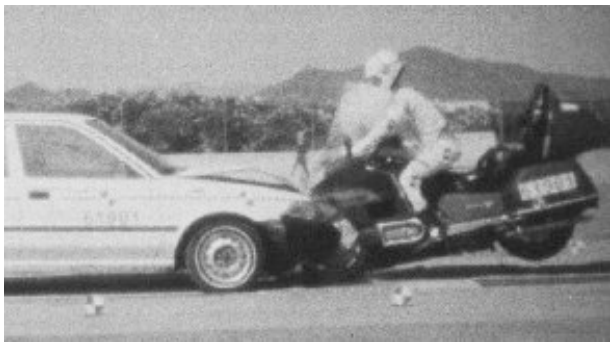


Fig.17 Impact test with rider and passenger (115-0/30)



a) Forward leaning dummy



b) Normal position dummy

Fig.18 Impact test forward leaning dummy (115-0/30)

５．３．２．総合評価

Fig.19は，ISO13232に示されている各衝突形態別の事故発生数を考慮して，全形態の負傷評価値NICの平均を求めた結果で，次式により算出した．なお，ここでは二人乗車と前傾乗車姿勢の衝突２形態は含んでいない．

$NIC_{AVE} = \{\Sigma (NICi \times Ni)\}/N$

NIC_{AVE} ：NICの平均
$NICi$ ：各形態のNIC
Ni ：各衝突形態ごとの事故件数
N ：全事故件数

本テスト結果から得られたNIC_{AVE}では，ベネフィットが0.53，リスクが0.13で，エアバッグシステムには効果が認められた．しかし，ベネフィットに対するリスクの比率（以下R/B値）は25%であり，Table 3に示す四輪車用エアバッグのパッセンジャのR/B値12%と比べると大きくなっている[4]．この面からも，本二輪車用エアバッグに対するリスクの低減が不可欠である．

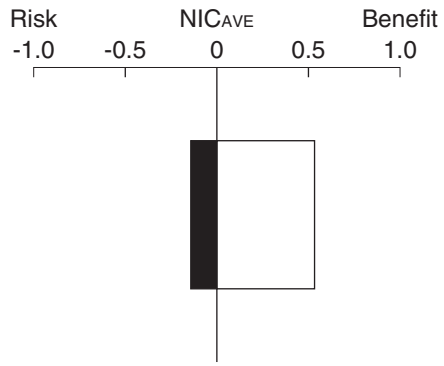


Fig.19　Total average benefits and risks for all tests

Table 3　Benefits and risks by USA car's airbag

Occupant Category	Lives		R/B (%)
	Saved (Benefit)	Lost (Risk)	
All	2,920	94	3
Drivers	2,536	36	1
Adult passengers	384	4	1
Passengers	384	45	12

６．コンピュータシミュレーション

実車衝突テストの結果をもとに，ISO13232に基づきコンピュータシミュレーションを実施した．

６．１．コンピュータシミュレーション手法

コンピュータシミュレーションでは，LS-DYNA3D 有限要素シミュレーションと，Articulated Total Body multi body simulationを連結したソフトウェアを使用した．各モデルの作成と較正は，ISO13232に基づいた．各部の要素数をTable 4に記す．

Table 4　Number of segments

	Number	Calculation model
GL1500	7	Solid model
Airbag	614	Finite element model
Dummy	30	Solid model
US Corolla	7	Solid model

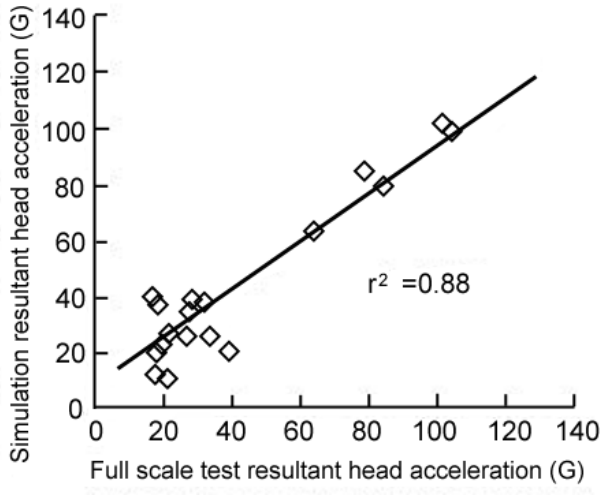


Fig.20　Correlation of head maximum resultant linear acceleration

Fig.20は，ISO13232に基づく９形態18ケースの実車衝突テストとシュミレーション結果の頭部最大加速度の相関を示す．実車衝突テストとシミュレーション結果の相関係数は0.88と高い．なお，シミュレーションは500msecまでの一次衝撃を対象としており乗員の路面への落下までは含んでいない．

６．２．コンピュータシミュレーション結果

Fig.21に200形態のシミュレーションによる負傷評価結果を示す。 AIS値は実車衝突テストの場合と同様に，各形態ごとのベース車とエアバッグ車によるAIS値の差を，事故発生頻度を考慮して各部位別に平均した値である．エアバッグの効果は頚部に大きく出ており，頭部，脚部にも有効で

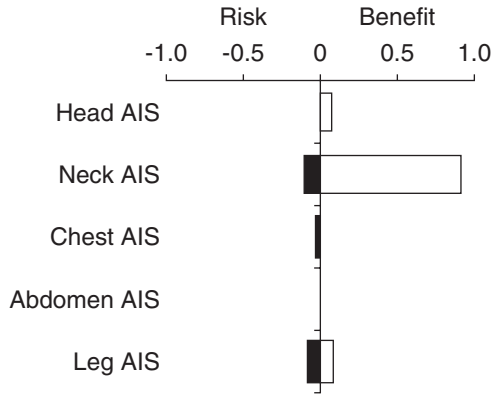


Fig.21 Average benefits and risks changes in AIS due to airbags by body region

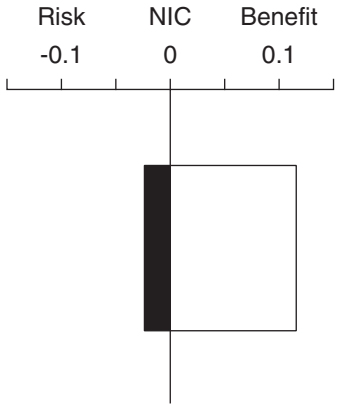


Fig.22 Average benefits and risks changes in NIC due to airbags by 200 impacts

ある傾向が見られた．しかし，頚部，脚部にはエアバッグによる負傷増加の場合もあった．

Fig.22は，Fig.21の全身各部位別の評価値を総合し，実車衝突テスト同様にNICの平均を求めた結果である．R/B値は16%で，実車衝突テスト結果における25%と差異があった．この差異は，シミュレーションの評価形態数が多いことに加え，シミュレーションではエアバッグの影響が大きい地面落下時の評価を含んでいないことによると考えられる．今後，地面落下まで評価できるコンピュータシミュレーション技術の開発が必要である．

7．まとめ

（1）エアバグシステムは，225-0/30を除く10ケースの実車衝突テストにおいて良好なタイミングで作動展開した．

（2）ベース車とエアバッグ車の比較で実施された９形態の衝突テストにおいて，４形態では負傷計測値の低減があり，２形態では増加，２形態ではほとんど変化がなかった．

（3）エアバッグによる負傷計測値の変化は，主に乗員の路面落下時に発生した．

（4）前傾乗車姿勢によるテスト結果も含め，エアバッグによる首負傷の可能性が計測されているが，現在の負傷評価法では判断できない．

（5）２形態の45 mph衝突及び二人乗り時において，AISでカウントされる負傷計測値の増加はなかった．

（6）エアバッグのベネフィットに対するリスクの比率は四輪車と比較し大きく，９形態の実車衝突テストでは25%，200形態のコンピュータシミュレーションでは16%であった．

（7）首負傷の評価の明確化，乗員の路面落下までを含むコンピュータシミュレーション技術の開発，エアバッグ車のR/B値の低減に向けたさらなる研究，異なったサイズや形態の二輪車に対するエアバッグの可能性の研究など，将来に対する課題が多々存在する．

参考文献

1）T.Inoue, K, Miura et al: Honda R&D Co., Ltd.Experimental Collision Test on Motorcycles with Passenger Cars, JSAE, October 1969

2）International Standard ISO 13232:1996(E), Motorcycles - Test and analysis procedures for research evaluation of rider crash protective devices fitted to motorcycles, Parts 1 to 8, International Standards Organization, Geneva, December 1996

3）1996年交通事故データ，財団法人交通事故総合分析センター，1998

4）Special Crash Investigation Report on Airbags, National Center for Statistics and Analysis, National Highway Traffic Safety Administration, US Department of Transportation, Washington, DC, March 1998

■著　者■



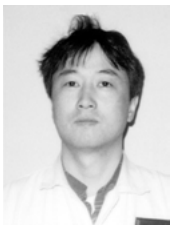
飯島　聡



細谷總一郎



山本武典



大田淳朗

Hybrid-IIIダミー足部および足首のシミュレーションモデルの開発

Development of a Simulation Model for Hybrid-III Foot and Ankle

菊池裕二* 高橋裕公* 菊地純一**
Yuji KIKUCHI Yuukou TAKAHASHI Junichi KIKUCHI

要　旨

従来の楕円形状を用いたモデルでは再現が困難であったトーボードと段差を持つ面から足部が脱落する挙動の解析精度を向上するため，MADYMOの最新機能であるFacet Surfaceモデルを用いたダミー足部の新しいシミュレーションモデルを開発した．さらに，NHTSAによりHybrid-IIIダミーの足部及び足首の改良がなされたため，これらの部位の特性測定を行い，モデルに反映した．

フットレストから左足が脱落する台車テストの結果，足部の動的挙動及び脛部モーメントに関して高い精度が確認できた．

ABSTRACT

Using a current simulation model representing the dummy's foot by ellipsoids, it was difficult to accurately predict the foot motion rolling off of different surfaces at varying heights from the toeboard surface. A new modelling method using Facet Surface, which is a newly developed function in MADYMO program, was applied to the dummy's foot. Furthermore, properties of the Hybrid-III foot and ankle revised by NHTSA were measured and reflected in the model.

A sled test, in which the dummy's left foot rolled off the foot rest, was conducted to validate the model. When comparing the simulation results with the sled test results, high accuracy for both the dynamic motion of the foot and the tibia moment were confirmed.

１．まえがき

近年，エアバッグやシートベルト等の乗員保護装置の普及により，正面衝突事故における頭部及び胸部の傷害は低減してきている．しかし下肢傷害については，乗員保護装置が正常に作動した場合でも発生頻度が依然高く，頭部や胸部の傷害の減少に伴い相対的に顕在化してきている．また，今後も乗員保護装置の装着率が上昇するため，この傾向はさらに強まってくるものと予想されている．そのうえ，下肢傷害は治療が長引きやすく仕事や日常生活への支障が大きいため，社会的コストが高い[1)]．

このような背景から下肢傷害が社会的にクローズアップされてきており，中でも受傷頻度の高い足部や足首の傷害が注目されている[2)3)]．着座位置別に見ると，これら足部及び足首の傷害はドライバ側で多く発生し[4)]，受傷形態としては足首のねじれによる脛骨，腓骨の内果，外果の骨折の発生頻度が最も高い．さらに，足首のねじれによる傷害の主要な受傷メカニズムの一つとして，ペダルやフットレスト等の段差からの足部の脱落が指摘されている[5)]．

しかしながら，従来の乗員挙動解析シミュレーションモデルでは，足部形状が楕円体でしか表わせないという制約から，衝突時に足部が段差から脱落する挙動が正確に再現できなかった．

一方，米国及び欧州の安全情報提供活動では下肢の傷害値の要件化が進められており，現状の評価ツールであるHybrid-IIIダミーについてもより生体への忠実度を向上させるため，NHTSA(米国道路交通安全局)により足部及び足首の改良がなされている．

本研究では，従来の楕円形状を用いたモデル化手法では再現が困難であった段差からの足部の脱落により生じる足首の横ねじれの再現性を向上するため，足部のモデル化に新しい手法を取り入れたシミュレーションモデルを開発した．

さらに，改良されたHybrid-IIIダミーの足部及び足首の特性を新たに測定して，モデルへの反映を行った．

２．Hybrid-IIIダミーの足部及び足首の特性

改良されたHybrid-IIIダミーの足部には，足裏のたわみ特性を生体に近づけるため踵部にスリットが設けられ，その中にウレタン材が追加された．足首については，ジョイント部でのメタルコンタクトを防止するため，ラバーストッ

＊栃木研究所
＊＊栃木研究所(㈱ＰＳＧより派遣)

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_20

パーが追加された．これらの変更内容をシミュレーションモデルに反映するため，Hybrid-Ⅲダミーの足部と足首の質量，慣性モーメント及び重心位置，足部のたわみ特性，足首ジョイントの曲げ特性及び可動角度範囲の測定を行った。ここで可動角度範囲とは，足部がストッパに接触するまでの曲げ角度のことである．なお，衝突テストにおいてはダミー足部に靴を履かせることが定められているため，足部の特性はすべて靴を履かせた状態で測定した．また，ダミーの改良に伴い，従来使われていた特性の柔らかいウレタン底の靴（Lehigh Safety Shoe）が特性の硬い皮底の靴（Military Specification Shoe）に変更になったため，特性測定時には皮底の靴を用いた．

２．１．質量，慣性モーメント及び重心位置の測定

ダミーの足部と足首を分解し，それぞれの質量，慣性モーメント及び重心位置の測定を行った．質量の測定は精密天秤を用いて行った．慣性モーメントと重心位置はねじり振り子装置を用いて測定した．Table 1に質量及び慣性モーメントの測定結果をダミー改良前の結果と比較して示す．また，重心位置の測定結果をFig.1に示す．

２．２．足部のたわみ特性の測定

たわみ特性の測定は衝突時の足裏への入力点として踵部と足前方部が考えられるため，これらの二か所に負荷中心を設定して行った．静的特性についてはFig.2に示すように静的圧縮試験装置に足部をジグで固定し，各負荷部位より面積の大きいジグを介して負荷を加えた．また，動的特性についてはFig.3に示すように足部をジグでロードセルに固定し，スライド式の衝撃試験装置を用いて動的負荷を与えた．インパクタガイドには変位計を取り付け，動的荷重と同時に足部のたわみ量を測定した．衝突テストでの足部への入力荷重を想定し，インパクタの質量は5.6kg，速度３m/sの条件で足裏に衝突させた．

Fig.4に踵部及び足前方部の静的及び動的たわみ特性の測定結果を，ダミー改良前の結果と比較して示す．踵部，足前方部とも，改良後のダミーでは改良前に比べ静的及び動的たわみが大幅に減少している．シミュレーションモデルには，足部の動的挙動を再現するため動的たわみ特性の測定結果を反映した．なお，段差からの脱落時には靴と足部との間にずれが生じ足首の曲げ角度に影響するため，そのずれを簡易な手法で測定しモデルに反映した．

２．３．足首ジョイントの曲げ特性及び可動角度範囲の測定

改良後のダミーでは，足首ジョイントにFig.5に示すようなラバーストッパが追加され，ジョイント部のメタルコンタクトが生じない構造となった．ジョイント部の曲げ特性の測定は，曲げ方向によってラバーストッパの厚さが異なるため，Fig.6に示すように22.5 毎に曲げ方向を変えて行っ

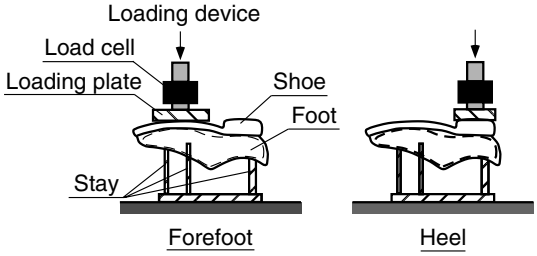


Fig.2 Test setup for static compression of hindfoot with shoe

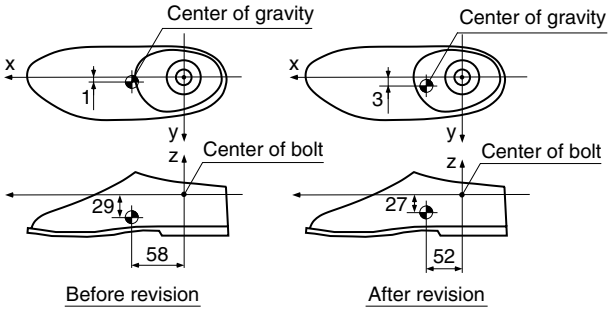


Fig.1 Center of gravity of the Hybrid-III foot with shoe

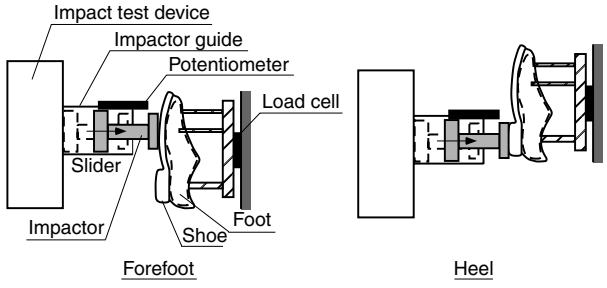


Fig.3 Test setup for dynamic compression of hindfoot with shoe

Table 1 Mass and moment of inertia of the Hybrid-III ankle and foot

	Before revision				After revision			
Segment	Mass (kg)	Ixx ($\times10^{-3}$kgm^2)	Iyy ($\times10^{-3}$kgm^2)	Izz ($\times10^{-3}$kgm^2)	Mass (kg)	Ixx ($\times10^{-3}$kgm^2)	Iyy ($\times10^{-3}$kgm^2)	Izz ($\times10^{-3}$kgm^2)
Ankle	0.76	0.52	0.52	0.67	0.75	0.77	0.77	0.56
Foot with shoe	2.10	1.34	4.73	4.48	1.79	1.14	11.15	11.14

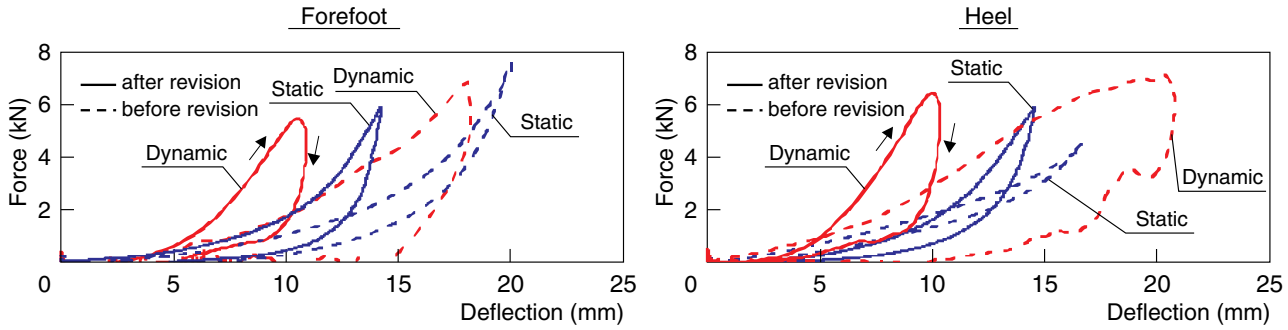


Fig.4 Static and dynamic force-deflection properties of hindfoot with shoe

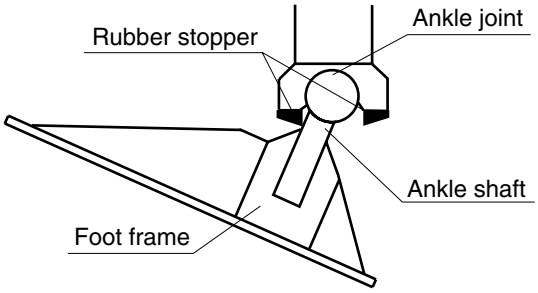


Fig.5 Ankle joint structure after revision

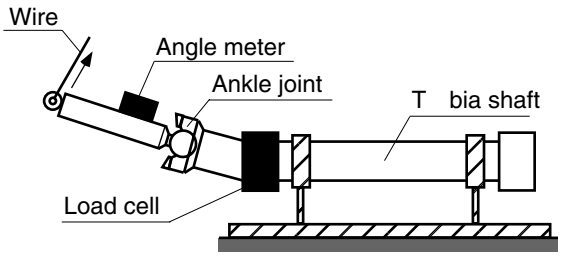


Fig.7 Test setup for the measurement of range of motion and torque properties of ankle joint

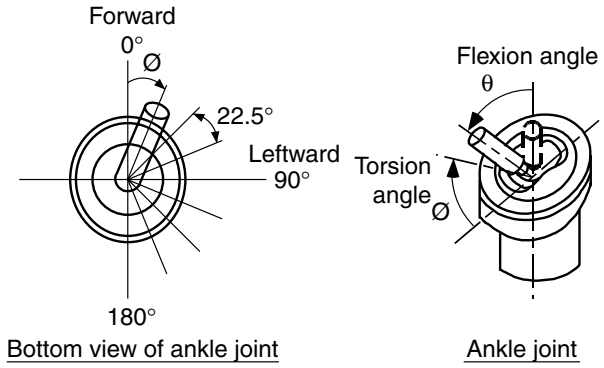


Fig.6 Definition of bending direction for the measurement of range of motion and torque properties of ankle joint

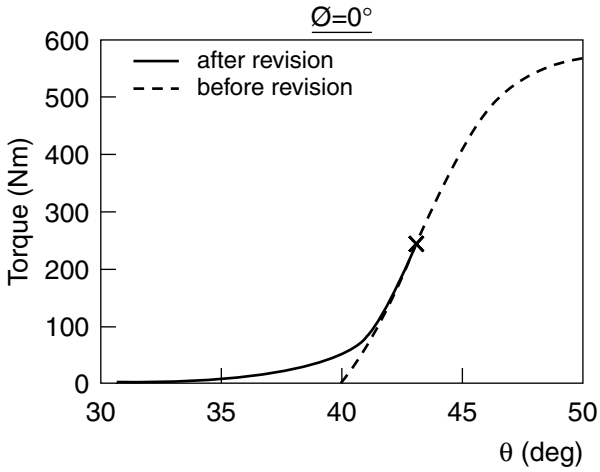


Fig.8 Torque-angle properties for ankle joint

た．Fig.7に示すように，脛部に足首ジョイントを取り付けた状態でジグに固定し，足首ジョイントのシャフト部に200mmの延長棒を取り付け，延長棒には角度計を取り付けた．ワイヤーを介して延長棒の先端をオートグラフで牽引し，角度計を用いて曲げ角度を測定した．足首ジョイントのスティック後の曲げトルクは，脛下部に取り付けられているロードセルを用いて測定した．Fig.8に足首ジョイントの背屈方向の曲げ特性の測定結果を，Fig.9に足首ジョイントの可動角度範囲の測定結果を，それぞれダミー改良前と比較して示す．改良後の足首ジョイントの曲げ特性は，ラバーストッパのたわみにより角度変化に対するトルクの立ち上がりが滑らかになっている．また，可動角度範囲はラバーストッパの厚さにより背屈方向で12.5 小さくなっている．これらの測定結果をシミュレーションモデルに足首ジョイントの特性として反映した．

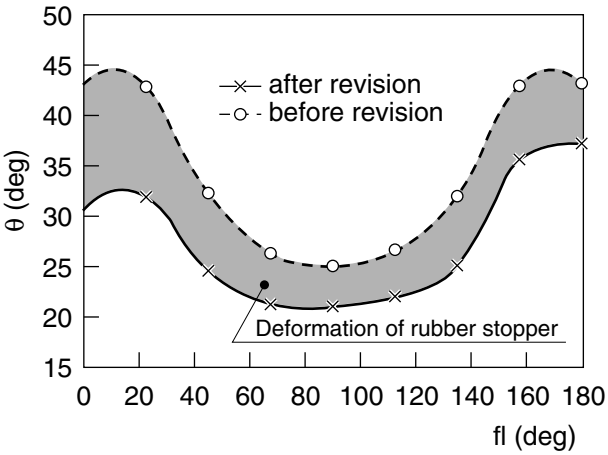


Fig.9 Ankle joint range of motion

３．足部のモデル化手法

従来のシミュレーションモデルでは，楕円形状の剛体セグメントをジョイントで結合してモデル化する手法が広く用いられてきた．しかしながら，楕円形状を用いたモデル化では，靴底のような平面部の場合表面形状に実際にはない曲率が生じてしまう．また，接触計算においては着力点が一点に限定され，着力点は楕円形状に強く依存する．このため，足部とペダルやフットレストなど比較的面積の小さい部材との接触では，足首まわりのモーメントが実際よりも小さくなり，足首の横ねじれ挙動の再現が困難であった．

そこで，足首の横ねじれ挙動の計算精度を向上するため，MADYMO(MAthematical DYnamic MOdels)を用いて，新しいモデル化手法を取り入れた計算モデルを開発した．MADYMOの特長として，剛体モデルだけでなく有限要素モデルとの組み合わせで解析が可能であることが挙げられる．さらに最新の機能として，剛体セグメントの表面形状を有限要素モデルと同様に節点の集合体で表現できる，Facet Surfaceというモデリング機能が追加された[7)]．

ここでは，このFacet Surfaceモデルを用いてダミー足部のモデル化を行った．Facet Surfaceでは節点を用いて３次元的に形状を表現できるため，Hybrid-Ⅲダミーの靴底面の形状をベクトロン装置を用いて精密に測定し，靴底面の形状の節点データを作成した．

これにより，Fig.10に示すように，従来の足部モデルに対しFacet Surfaceを用いた新しいモデル化手法では，靴底面の形状をより忠実にモデル化することが可能になった．

４．シミュレーション精度の検証

新しいモデル化手法を取り入れたシミュレーションモデルの精度検証のため，台車テストを行った．足部の段差からの脱落による横ねじれ挙動を再現するため，台車テストでは，Fig.11に示すように左足をフットレストに対して約半分だけ載せて足が脱落しやすい配置とした．

なお，足部が段差から脱落するケースとしては，ブレーキペダル上に足を配置した場合なども考えられるが，ブレーキペダルの場合には接触面積がさらに小さく，足前方部のみがペダル面と接触することになるため，ペダル面のモデル化にも工夫が必要となる．ここでは足部のモデル化手法を改良した効果を確認するため，比較的面積が大きくつま先から踵までが接触するフットレストに足を配置した場合について精度検証を行った．

４．１．台車テスト

Fig.12に示すようにダミーを３点式のシートベルトで拘束し，トーボード，ステアリングホイール，ニーボルスタ，アクセルペダル，フットレストを台車に取り付けドライバの設定とした．トーボードは台車に対して固定とし，室内侵入のない条件とした．台車に与えた加速度波形(実機の35mph正面バリア衝突相当)をFig.13に示す．

４．２．精度検証

台車テスト結果とシミュレーション計算結果を比較するため，Fig.14に示すような台車テストと同等条件のシミュ

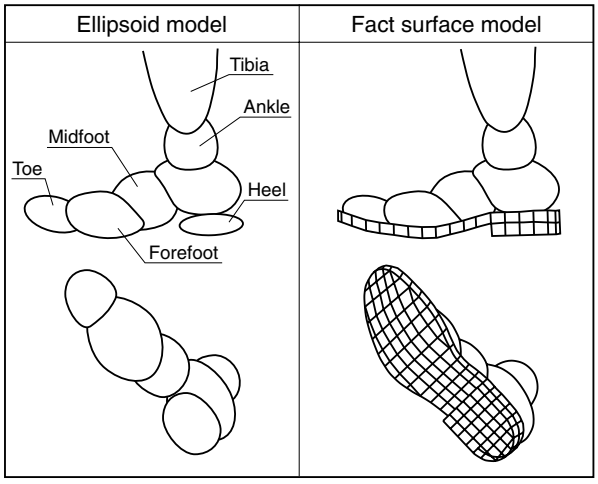


Fig.10 Comparison of shape of foot between ellipsoid model and facet surface model

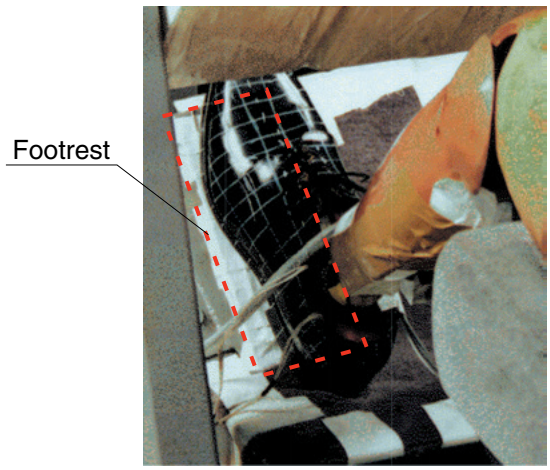


Fig.11 Foot position on the footrest

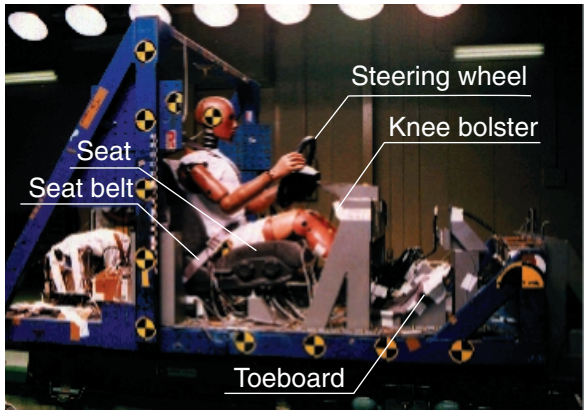


Fig.12 Setup for sled test

レーションモデルを作成した．シートベルトはダミーとの接触部をFEMモデルとし，端末部をBar要素で構成した．フットレスト，トーボード及びフロアは平面形状でモデル化した．また，加速度は台車テストの波形を与えた．

Fig.15に時系列での足部の挙動を，台車テスト結果とシミュレーション計算結果を比較して示す．シミュレーション計算結果については，従来の楕円形状モデルとFacet Surfaceを用いたモデルを併せて示している．

Facet Surfaceを用いたモデルでは，台車テストと同じタイミングから足部に横ねじれが生じてフットレストから脱落しているが，楕円形状モデルでは，足部の横ねじれは小さくフットレスト上を横すべりしながら脱落する．

Fig.16に脛下部の軸力Fzと前後及び左右軸まわりのモーメントMx,Myの波形を，台車テスト結果とシミュレーション計算結果を比較して示す．

楕円形状モデルでは，モーメントMx,Myが台車テストよりも早いタイミングで立ち上がっており，またモーメントMxについてはピーク値がかなり高くなっている．これに対してFacet Surfaceモデルでは，軸力Fz，モーメントMx,Myに関して波形，ピーク値とも台車テストの結果とよく一致している．

これらの結果から，靴底面の形状を忠実にモデル化することにより，段差からの足部の脱落挙動のシミュレーション精度を大幅に向上できることがわかった．

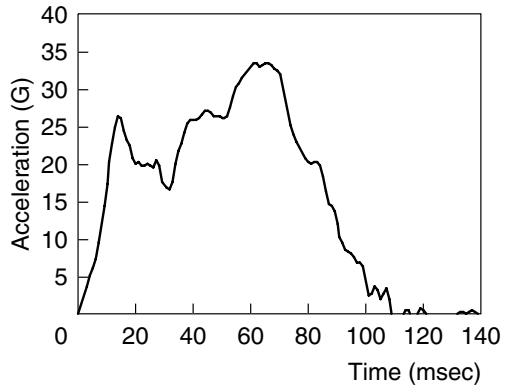


Fig.13　Acceleration time history for sled test

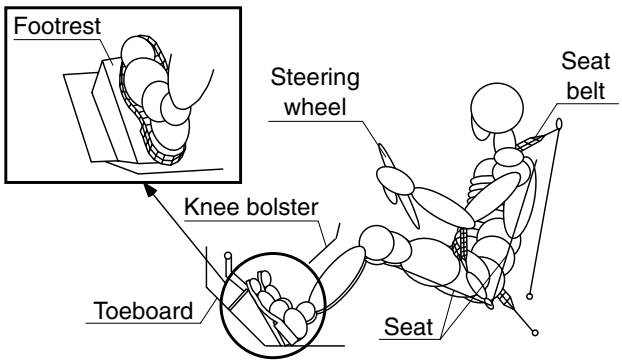


Fig.14　Schematic of sled test model

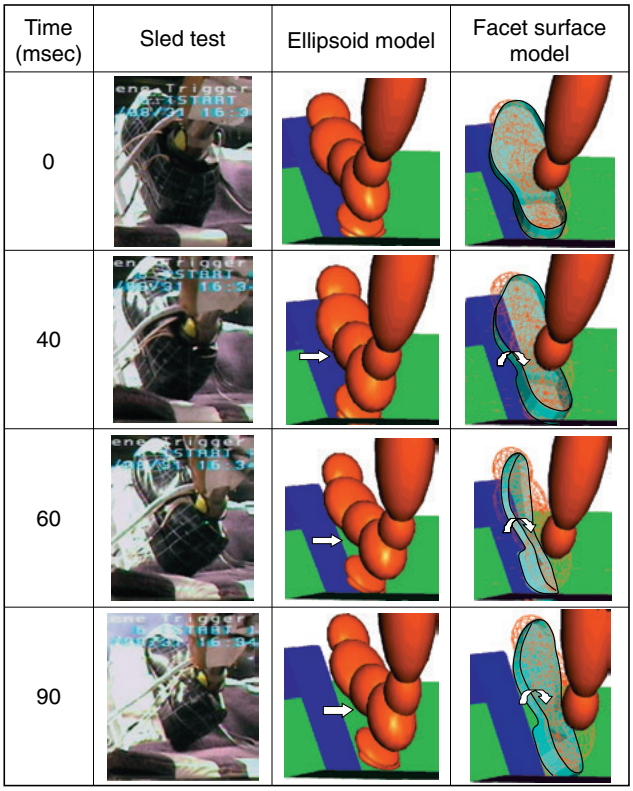


Fig.15　Comparison of foot motion between sled test and simulation

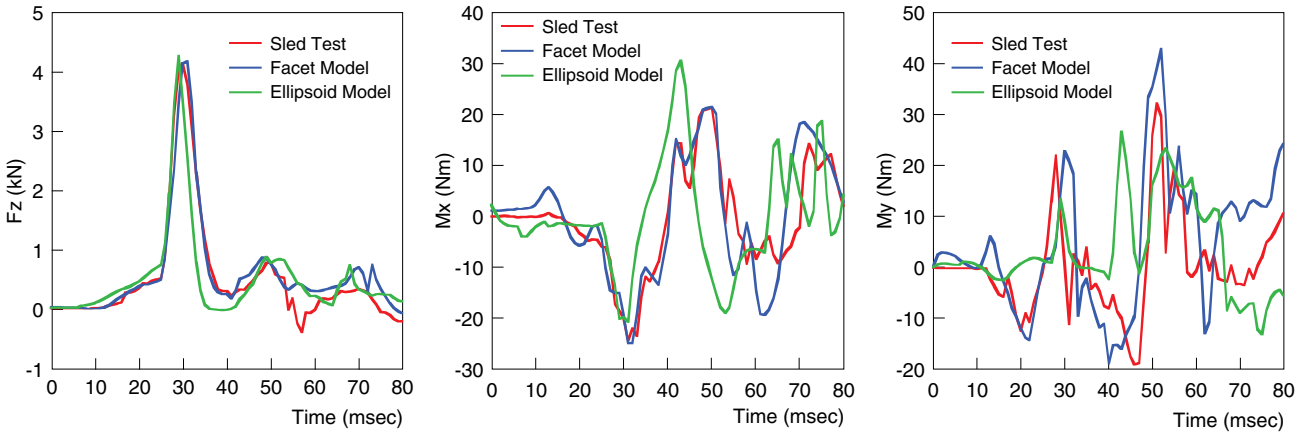


Fig.16　Comparison of axial load and moment in tibia between sled test and simulation

５．まとめ

（１）靴底面の形状を精密に測定し，MADYMOプログラム上の最新機能であるFacet Surfaceを用いて，改良されたHybrid-Ⅲダミーの足部及び足首のシミュレーションモデルを開発した．これにより，従来の楕円形状モデルでは再現が困難であった足部の横ねじれ挙動のシミュレーション精度向上を図った．

（２）Hybrid-Ⅲダミーの足部及び足首の改良に対応し，質量，慣性モーメント，重心位置，足部のたわみ特性，足首ジョイントの曲げ特性，足首の可動角度範囲の測定を行い，シミュレーションモデルに反映した．

（３）フットレストに足を配置した場合について，シミュレーション計算結果を台車テスト結果と比較したところ，足部がフットレストから脱落する挙動が定性的に良く表されていることがわかった．また，足首のモーメントについては定量的に高い精度が得られ，モデルの妥当性が検証できた．

（４）ブレーキペダルのように接触面積がさらに小さく，足前方部のみが接触する場合の計算では，ペダル面のモデル化にも工夫が必要となる．このような場合の精度向上が今後の課題である．

参考文献

１）Ted R. Miller et al.: Costs of Lower Limb Injuries in Highway Crashes, International Conference on Pelvic and Lower Extremity Injuries Proceedings, 1995

２）Lisa Shoaf Ore et al.: Accident Investigation and Impairment Study of Lower Extremity Injury, SAE Paper 930096, 1993

３）Richard M.Morgan et al.: Ankle Joint Injury Mechanism for Adults in Frontal Automotive Impact, SAE Paper 912902, 1991

４）Dan Pattimore et al.: The Nature and Cause of Lower Limb Injuries in Car Crashes, SAE Pepar 912901, 1991

５）Andrew Morris et al.: Mechanisms of Fractures in Ankle and Hind-Foot Injuries to Front Seat Car Occupants - An In-Depth Accidents Data Analysis, SAE Paper 973328, 1997

６）高橋裕公ほか：Hybrid-Ⅲダミー下肢のシミュレーションモデルの開発，HONDA R&D Technical Review vol.10, p.189-196, 1998

７）TNO Road-Vehicles Research Institute: MADYMO Theory Manual Version 5.3, 1997

■著　者■



菊池裕二



高橋裕公



菊地純一

ガス燃料エンジン用バルブシート材の開発

Development of Valve Seat Material for Gas Fueled Engine

佐藤克明* Katsuaki SATO
緑川輝明* Teruaki MIDORIKAWA
山崎安弘* Yasuhiro YAMASAKI
高橋輝夫** Teruo TAKAHASHI

要　旨

従来，CNG，LPGなどのガス燃料使用下においては，バルブシートの摩耗が大きく，ガソリンエンジン並みの耐摩耗性を持たせることは困難であった．そこで，ガス燃料使用下におけるバルブシートの摩耗メカニズムを解析し合金設計を行った．

マトリックスの合金化を図ると共に硬質粒子に自己潤滑効果を有する，Co-Mo-Cr系を採用した．また，耐摩耗性と相反する被削性の向上を図るため，MnSを添加した焼結合金製バルブシート材を開発した．その結果，ガソリンエンジンと同等の耐摩耗性を得ることができた．

ABSTRACT

CNG or LPG fueled engines typically have less valve seat wear resistance than gasoline powered engines.

An analysis of the valve seat wear mechanism was performed and various designs of alloys were studied. A Co-Mo-Cr type alloy, that has a self-lubricating effect against wear, was employed. Also, MnS addition improved the alloy's machinability, which is typically counter to a materials wear resistance characteristics.

In the end, a robust CNG/LPG engine valve seat material specification was successfully developed that exhibits equivalent wear properties to that of gasoline powered engines.

１．まえがき

近年，大気汚染や石油エネルギー資源枯渇の観点から，自動車の排気有害物質低減や代替燃料への社会的要求が高まっている．そして，圧縮天然ガス(以下，CNG)はこれらの要求にふさわしい燃料として期待されている．

こうした情勢をふまえて，ホンダにおいてもCNG燃料用エンジンの開発を行って来たが，燃料をガソリンからCNGに変えることによって，未経験の問題がいくつか発生した．そのうち，エンジン本体で最大の問題は，バルブシートの摩耗であった．

エンジンのバルブシートは吸排気バルブとの組み合わせにより，高温高圧の燃焼ガスをシールする役目を持っている．このことから，バルブシート材には，自身の耐摩耗性，耐熱性以外に，相手バルブへの低攻撃性も要求されることになる．

したがって，従来のガソリンエンジンにおいても，高負荷条件下での耐摩耗性と低攻撃性の両立は難問であったが，今回，燃料をCNGに代えることによって，従来の知見では解決できない問題がさらに追加されてきた．

そこで，このCNG燃料下における摩耗メカニズムを解析し，CNG燃料用のバルブシート材を開発したので報告する．

２．試験方法

２．１．単体リグ摩耗試験

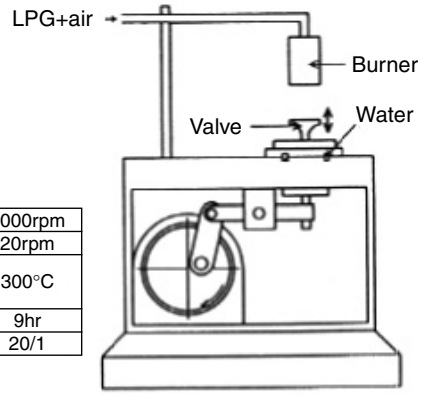
バルブシートとバルブの摩耗特性を確認するため，Fig.1に示すリグ摩耗試験機による試験を行った．従来のガソリンエンジン用バルブシートの試験条件に対して，温度，空燃比を変更し，実機における試験結果と単体の試験結果の相関を求めた．

２．２．実機耐久試験

実機におけるバルブシートとバルブの摩耗特性を確認するため実機耐久試験を行った．Table 1にエンジン諸元を示す．

＊栃木研究所
＊＊日本ピストンリング(株)

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_21



<Test condition>

Cam revolution	3000rpm
Valve rotation	20rpm
Test temperature (at valve face)	300°C
Test time	9hr
Air/Fuel	20/1

Fig.1 Valve seat testing machine

Table 1 Engine specification

Type of engine	L4 SOHC VTEC
Bore × Stroke (mm)	Ø75 × 90
Displacement (cc)	1590
Compression ratio	12.5
Number of valves	Intake 2 Exhaust 2
Valve head dia. /stem dia. (mm)	Intake 30/5.5 Exhaust 26/5.5
Output (kW/rpm)	81.0/6500rpm
Torque (N·m/rpm)	130/5500rpm
Fuel	CNG

3．CNG燃料における摩耗現象

3．1．台上耐久試験における摩耗

Fig.2に全開全負荷運転時における四つのシリンダのバルブおよびバルブシートの平均摩耗量を示す．ガソリン用バルブフェースとバルブシートをCNG燃料で運転した場合のバルブシート摩耗は，ガソリンで運転した場合と比較して，吸気側で90倍，排気側で30倍大きい摩耗を示した．これは，短時間でバルブが突き上げるほどの摩耗量であった．また，LPG用市販バルブシート材を用いても，耐摩耗性は不十分であった．

3．2．実走耐久試験における摩耗

Fig.3に台上耐久試験と実走耐久試験の単位走行距離当たりのバルブシート摩耗量を示す．ガソリンエンジンの場合，実走耐久試験におけるバルブシートの摩耗量は，台上耐久試験の摩耗量よりも少ない．しかし，CNGエンジンの場合，逆に実走耐久試験での摩耗量の方が大きいことがわかった．ガソリンエンジン開発の経験によると，高回転・高負荷で連続運転される台上耐久試験で問題のないシートは実走耐久試験でも問題を起こさなかった．それに対し，CNGエンジンではこの経験が通用せず，摩耗メカニズムを根本的に解明する必要が生じた．

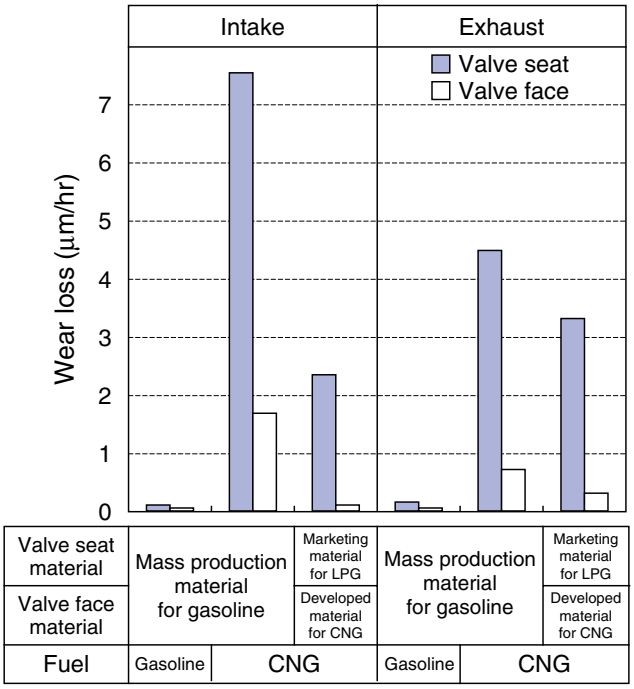


Fig.2 Wear loss of valve seats and valve faces in bench tests

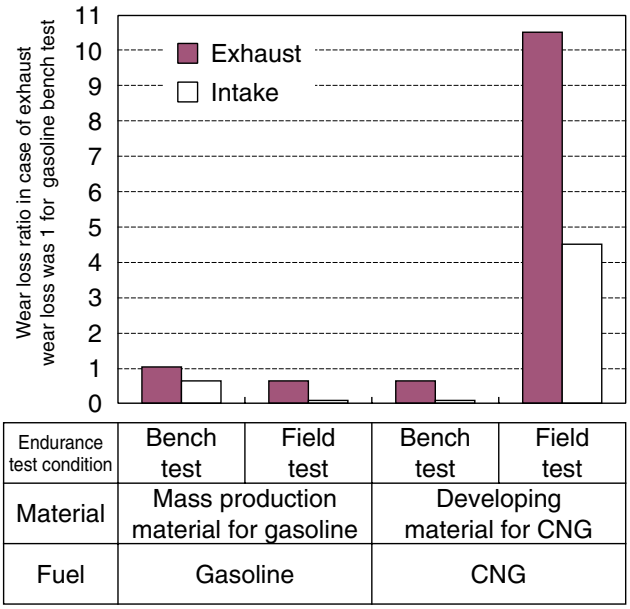


Fig.3 Compare of bench test and field test for valve seats wear loss

4．CNG燃料における摩耗メカニズム

4．1．バルブシートの摩耗要因

一般に，バルブシートの摩耗に対して以下の要因があげられる．

(1)エンジンの条件から

・エンジン回転数

・シート面圧
・バルブの回転
・シート温度
・使用燃料

(2)バルブシートの材質面から

・潤滑性
・耐熱性
・剛性
・相手バルブ材の攻撃性

などがあげられる．実際には，これらの要因が相互に影響し合った摩耗の機構となる．

Table 2にCNG，LPG，ガソリンの燃料特性を示す．Table 2の各項目のうち，上記の摩耗の要因との関連で注目されるのは，バルブシート温度への影響として気化潜熱による冷却の有無とバルブシート潤滑への影響として実在ガム分の有無である．

Table 2 Characteristic of gas and gasoline fuel

	CNG (methane)	LPG (propane)	Gasoline
Row materials	Natural gas	Crude petroleum	Crude petroleum
Molecular formula	HC(C1~C3) Mainly CH_4	HC(C3, C4) Mainly C_3H_8	HC(C4~C12)
Molecular weight	16	44	100
Octane number (RON)	130	125	90~98
Theoretical air-fuel ratio (A/F)	17.2	15.6	14.7
Inflammable range (Vol%)	5.3~15	2.4~9.5	1.0~7.5
Density ratio for air	0.555	1.548	3.4
Boiling point (°C)	-162	-42.1	25~220
Heating value (kcal/kg)	11,839	10,988	10,505
Spontaneous combustion (°C)	540	457	228
Cooling by heat of vaporization	Non	Non	Exist
Actual gum composition (mg/100ml)	–	–	<20

4．2．温度の影響

ガス燃料の場合，吸気時の気化潜熱による冷却効果が望めないことから，ガソリンエンジンに比べて，バルブシート温度の上昇が予測される．Table 3に台上耐久試験におけるバルブシートの硬度法による温度測定結果を示す．最大出力条件における吸気バルブシートの温度は，ガソリンに比べ平均温度で30℃高く，排気バルブシートの温度はガソリンとほぼ同等であることがわかった．

Table 3 Temperature of valve seat

Temperature of valve seat /valve face (°C)			
		CNG	Gasoline
Intake	Maximum temperature	310	270
	Average temperature	290	260
Exhaust	Maximum temperature	390	400
	Average temperature	355	360

Running condition		
	CNG	Gasoline
Engine	1.6L SOHC VTEC	
Output	115PS	130PS
Revolution	6500rpm	6500rpm
Compression ratio	12.5 : 1	9.6 : 1

4．3．燃焼生成物の影響

Fig.4にCNG燃料で運転した後の排気バルブシートの外観を示す．輝面摩耗を呈しており，金属接触していることがわかる．このような輝面摩耗は，ガソリン燃料の運転では起こらない．

次にバルブに付着した燃焼生成物を分析した結果，主成分は$Ca_5(PO_4)_2$(リン酸カルシウム)であることが判明したが，これは，エンジンオイルに含まれる成分であり，ガソリンエンジンにおける生成物と同一であった．

これらの結果から，CNG燃料とガソリン燃料とでバルブシート面の潤滑状態が異なることが，大きく影響しているものと考える．すなわち，ガソリン燃料の場合，バルブシート面の潤滑に有効と考えられるガム分が含まれているのに対し，ガス燃料では，それが含まれていないためバルブとバルブシートが金属接触し易く，摩耗促進に影響しているものと考えられる．

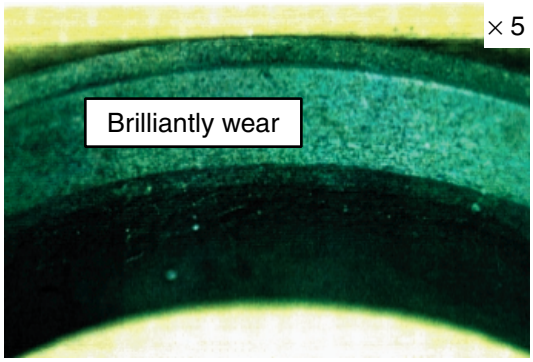


Fig.4 Appearance of valve seat on engine test with CNG fuel

4．4．台上耐久試験と実走耐久試験の違い

Table 4に，台上耐久試験と実走耐久試験のバルブシート温度を示す．実走耐久試験におけるバルブシートの温度は，台上耐久試験に比べて，排気側で60℃，吸気側で100℃低いことが判った．

そこで，台上耐久試験と実走耐久試験の温度差が摩耗現象にどの程度の影響を及ぼすかを確認するため，リグ摩耗

Table 4 Differences condition for bench test and field test

	Bench test	Field test	Temperature difference
Ne	6500rpm	Peak frequency 2000~3500rpm	–
Load	Full throttle	Peak frequency Pb=-100~ -400mmHg	–
Valve seat temperature	Exhaust 355°C Intake 290°C	Exhaust 265~325°C Intake 170~195°C	Exhaust -60°C Intake -100°C

試験機を用いて温度の影響を調べた．Fig.5に排気バルブシートの温度と摩耗の関係を示す．同図より，台上耐久試験よりも実走耐久試験の方が，摩耗量が大きいというCNG特有の現象は，バルブシートの温度によって説明できることがわかる．

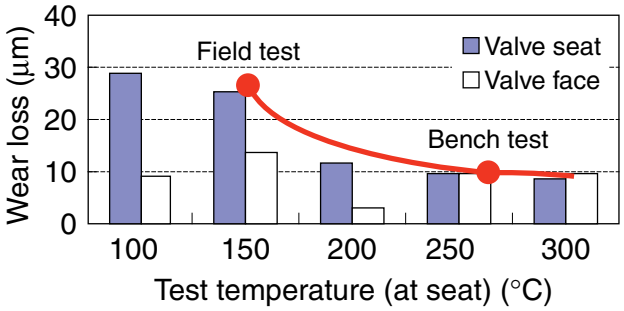


Fig.5 Relation between temperature and wear loss in exhaust valve seats

もちろん，通常のガソリン用シート材についても温度依存性を有しているものと考えられるが，ガソリンの場合は，液体燃料や燃焼生成物の潤滑作用により，温度の影響を受け難いのに対し，CNGの場合，ドライ環境で使用されるため，リグ摩耗試験による温度依存性が，顕著に現われるものと考えられる．

以上をまとめると，燃料をガソリンからCNGに変更した場合のバルブシート摩耗メカニズムの変化点は次の２つである．すなわち，①気化潜熱による冷却効果が無いために温度が高い，②燃料にガム分が含まれていないために潤滑が無いことがCNGバルブシートの摩耗の特徴である．この関係を模式的にFig.6に示す．

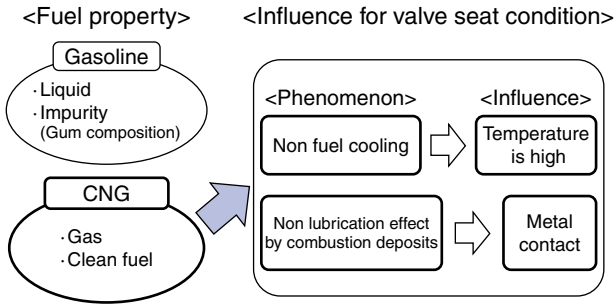


Fig.6 Influence of fuel property on valve seat wear

5．合 金 設 計

上記のように，CNGエンジンがガソリンエンジンに対してバルブシート温度が高いことおよび潤滑性が不足していることから，合金設計は特に耐熱性と潤滑性に着目し検討した．

5．1．マトリックスの合金化

マトリックスは，高温強度と高温硬さの向上を狙い高合金化を図った．Fig.7にベース粉の種類と成形密度，圧環強度の関係を示す．一般に高合金化に伴い成形性が悪化するが，３%Cr合金粉は，純鉄粉に比べて若干の密度低下を示すものの，圧環強度はむしろ向上していることより，３%Cr合金粉を採用した．Fig.8に開発材のマトリックス高温硬さを示す．運転時の温度である200℃から400℃領域においてCNG用開発材は，ガソリン用量産材に対してHVで30高い硬さが得られた．

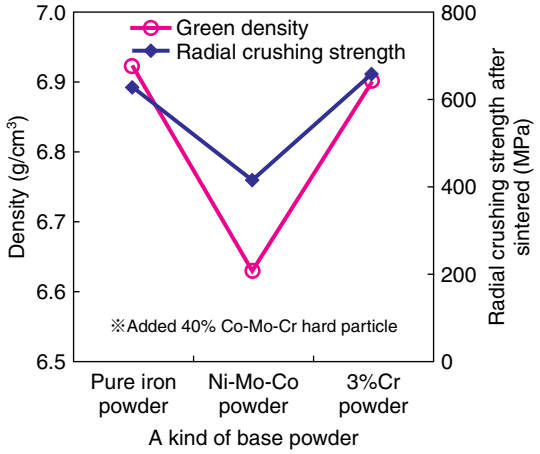


Fig.7 Relation between density and radical crushing strength at each powders

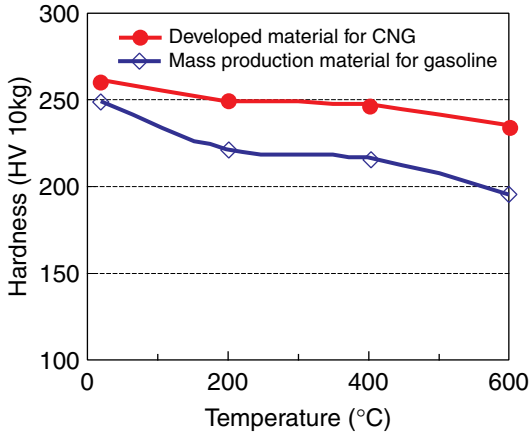


Fig.8 High temperature hardness for Matrix of developed material

5．2．硬質粒子種類の選定

硬質粒子は，耐摩耗性と自己潤滑性の向上を狙い，種類の変更と添加量の増加を図った．選定材としては，ガソリン用の硬質粒子に用いているCr-W-C系に変えて，潤滑効果のある硬質相を有するCo-Mo-Cr合金（トリバロイ粉）を選定した．Fig.9に硬質粒子の違いによるリグ摩耗試験における摩耗量と圧環強度を示す．Co-Mo-Cr系の硬質粒子は，他の

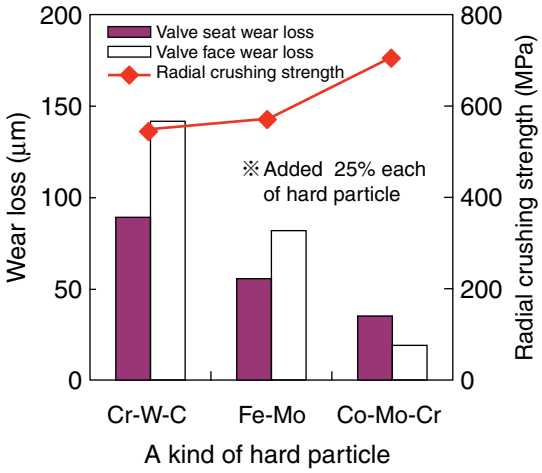


Fig.9　Relation between wear loss and radical crushing strength at each hard particle

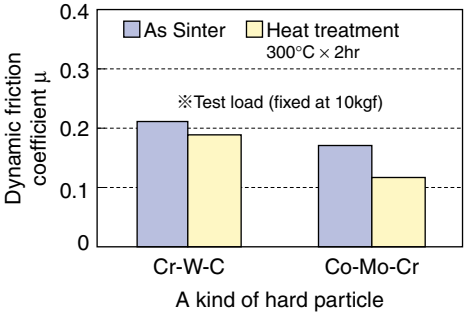


Fig.10　Coefficient of kinetic friction at each hard particle

Cr-W-C系，Fe-Mo系の硬質粒子に比較して，バルブシートと相手バルブフェースの摩耗が少ない．

また，圧環強度が高いことからマトリックスへの拡散性に優れていることがわかる．Fig.10に硬質粒子と動摩擦係数の関係を示す．Co-Mo-Cr系の硬質粒子は，Cr-W-C系に比較して，動摩擦係数が小さく，自己潤滑性に優れる．

5．3．硬質粒子の最適添加量

Fig.11に硬質粒子の添加量と耐摩耗性，圧環強度の関係を示す．耐摩耗性は，硬質粒子の添加量増加に伴い向上するが，添加量が35%以上で飽和傾向を示す．逆に圧環強度は，硬質粒子の添加量増加に伴い減少傾向を示す．

Co-Mo-Crの添加量は，ガソリン用バルブシート材に対し大幅に増やした．実機テスト結果から吸気側は25%，排気側は製造上の限界から40%とした．

5．4．自己潤滑性の付与

自己潤滑性を具備させるため，吸気側にはPbを封入した．一方Pb封入によるネガとしてPbの融点(327℃)よりも高い温度で使用するとPbの熱膨張によりマトリックスの脆化を引き起こす点が指摘されている[1)]．実際に排気側にPb封入品を試したところ，空隙の粗大化が認められたため，排気側は封入なしの仕様とした．また，被削性の改善を狙いMnSを２%添加した．このMnSは，被削性以外に自己潤滑性にも寄与している．

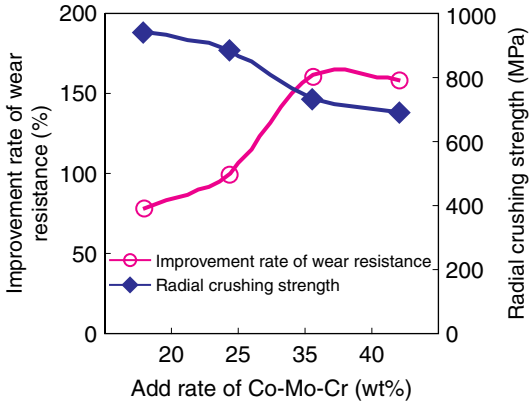


Fig.11　Relation between wear loss and radical crushing strength at amount of hard particle

製法としては，ベース粉の合金化と硬質粒子量増加に伴う成形性の悪化を補うため，成形は2P－2S(２回プレス－２回焼結)を採用した．また，焼結はより一層焼結の促進を図るため，真空雰囲気を採用した．

CNG用バルブシートの合金設計に当たり，対応手法の考え方と具体的に対応した内容について，Fig.12に示す．

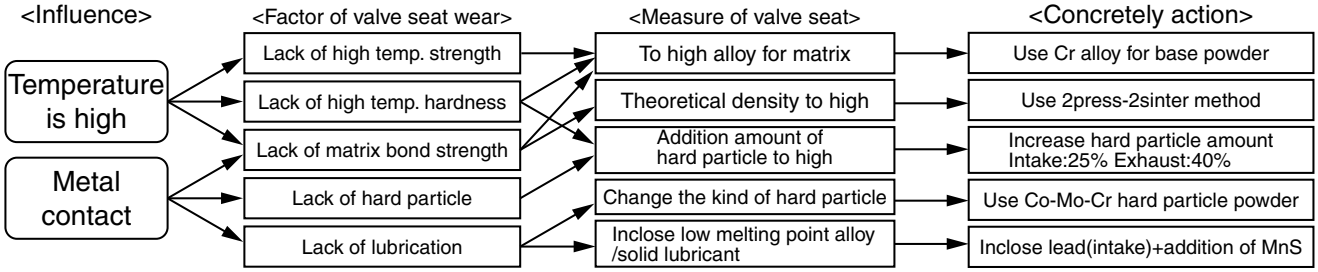


Fig.12　Way of achievement and concretely action

5．5．開発材の仕様

Table 5に開発材の化学成分と密度，硬さを示す．

Table 5 Chemical composition, density and hardness of developed material

Chemical composition (wt%)								
	C	Ni	Cr	Mo	Co	Pb	S	Fe
Intake	0.9	5.5	3.5	6.5	17.5	11.5	0.75	Bal
Exhaust	1.0	6.0	5.0	11.5	24.0	–	0.75	Bal

	Density (g/cm^3)	Hardness (HRA)
Intake	8.0	70
Exhaust	7.15	57

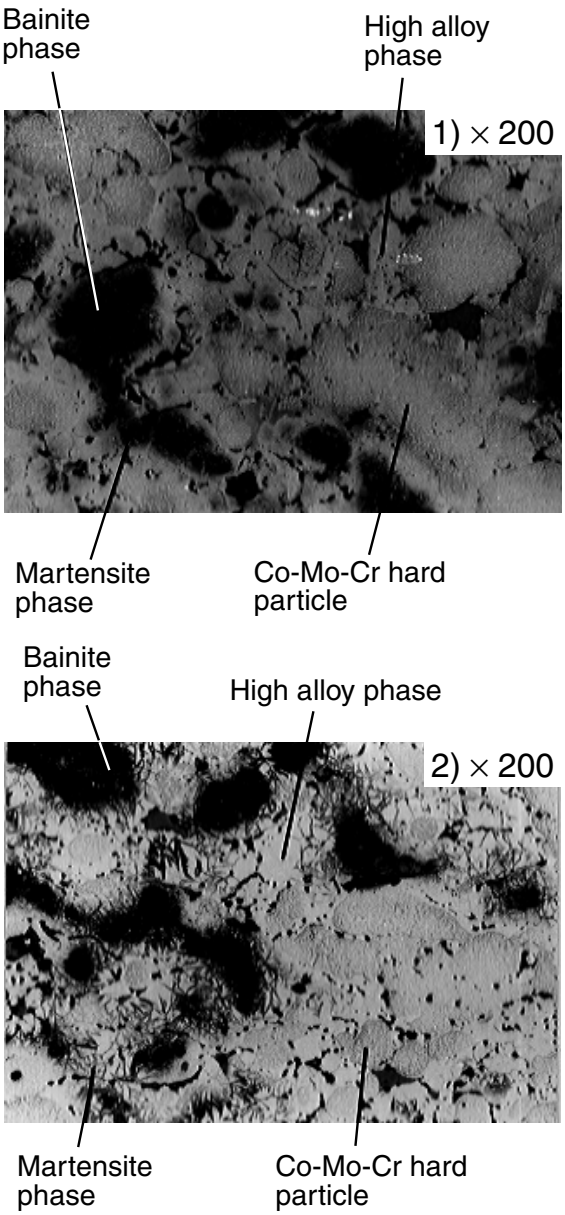


Fig.13 Microstructure of developed material for
1) Intake valve seat
2) Exhaust valve seat

Fig.13 - 1)に吸気側，2)に排気側バルブシート材の組織写真を示す．

Fig.14にガソリン用バルブシート材とCNG用開発材の材料組成の比較を示す．吸気用開発材は，ガソリン用シート材に比較して，固体潤滑剤，硬質粒子，高合金相が大幅に増加した仕様となっている．同様に，排気用開発材は，固体潤滑剤，硬質粒子が増加しているのが特徴である．

相手のバルブ材仕様としては，バルブシートとの相性を確認し，ガソリンエンジンのバルブ仕様に対し，バルブフェース面は，吸気側に軟窒化(LCN)処理を，排気側にCo-Mo-Cr系の盛り金の追加処理を施した．

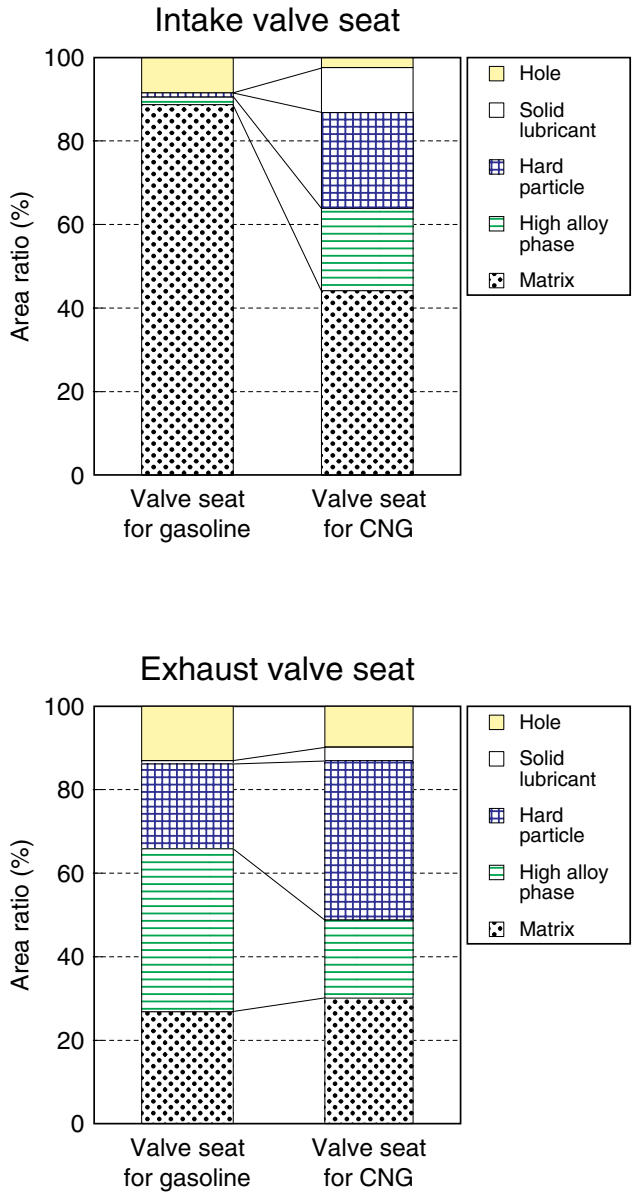
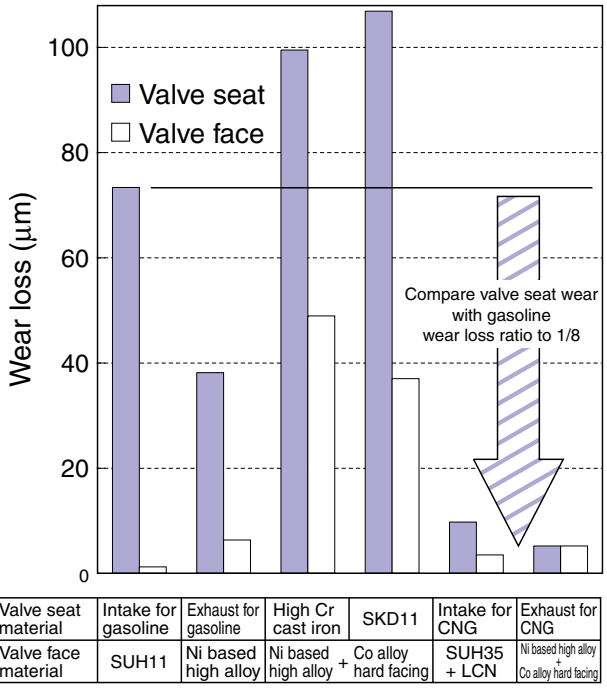


Fig.14 Compare of gasoline and CNG for material composition

6．耐摩耗性

6．1．単体摩耗特性

Fig.15にリグ摩耗試験結果を示す．開発した材料は，バルブシートの摩耗量で，ガソリン用バルブシートに比較しておよそ1/8に低減した．比較材として，高Cr鋳鉄や合金工具鋼SKD61材の摩耗結果も示すが，バルブシート，バルブフェースとも大きい摩耗量を示した．



Valve seat material	Intake for gasoline	Exhaust for gasoline	High Cr cast iron	SKD11	Intake for CNG	Exhaust for CNG
Valve face material	SUH11	Ni based high alloy	Ni based high alloy + Co alloy hard facing		SUH35 + LCN	Ni based high alloy + Co alloy hard facing

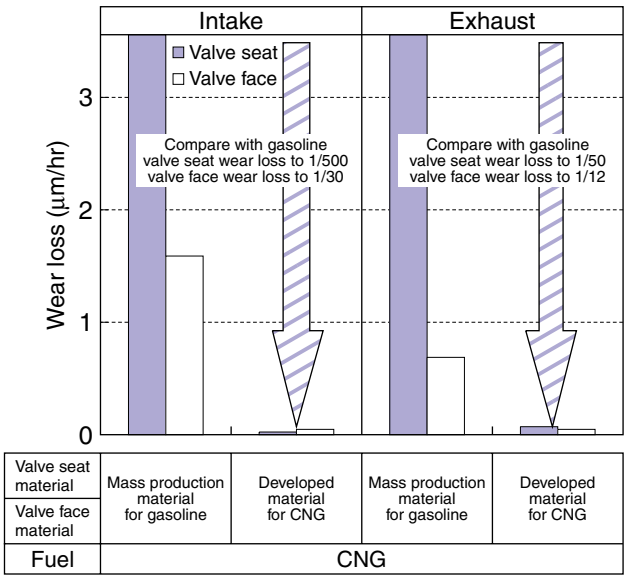
Fig.15　Wear loss of valve seats and valve faces in rig tests

6．2．実機台上耐久試験における摩耗特性

改良を重ねることにより，開発した材料の耐摩耗性は大幅に向上し，ガソリンエンジンの摩耗量を下回るレベルを達成した．Fig.16に全開全負荷運転時における四つのシリンダのバルブおよびバルブシートの平均摩耗量を示す．ガソリン用シートをCNG燃料で運転した時の摩耗量に比べて，CNG用に開発した材料は，吸気側バルブシートの場合1/500に，排気側バルブシートの場合1/50に摩耗量を低減できた．

7．被削性

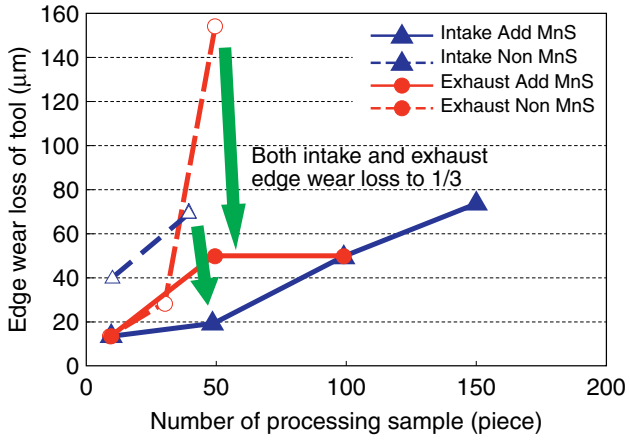
通常，バルブシートは，シリンダヘッドに圧入後，シート面に切削加工を施し使用されるため，被削性は，生産性の中でも重要な項目である．当開発材は，耐摩耗性の向上を狙い，マトリックスの強化や硬質粒子添加量の増加を



Valve seat material	Mass production material for gasoline	Developed material for CNG	Mass production material for gasoline	Developed material for CNG
Valve face material				
Fuel	CNG			

Fig.16　Wear loss of valve seats and valve faces in bench tests

行っており，被削性の低下が予測されたため，快削元素を添加することにより，被削性の改善を図った．Fig.17にシート面の切削試験結果を示す．快削元素であるMnSを２%添加することにより，刃具すくい面の摩耗量を1/3に低減できた．また，このMnSは自己潤滑性を有することから被削性の向上以外に，耐摩耗性の向上へも寄与していると考える．



<Test condition>

Velocity	Intake : 80m/min, Exhaust : 62m/min
Feed	f1=0.15, f2=0.13mm/rev
Cut	0.5mm × 2
Tool material	Intake : BZN, Exhaust : BNX-4

Fig.17　Evaluation of machinability for valve seats

８．まとめ

CNG用エンジンの開発を通して，ガス燃料使用下における摩耗メカニズムを解析し，ガス燃料用に適したバルブシート材を開発した．

開発した材料の特徴をまとめると以下のとおりである．

（１）ガス燃料特有のドライ環境下での耐摩耗性を確保するため，マトリックスの合金化を図ると共に自己潤滑効果を有する硬質粒子として，Co-Mo-Crを採用した．

（２）耐摩耗性と相反する被削性の向上を図るため，MnSを添加した．

（３）本材料を適用することにより，ガソリンエンジンと同等の耐摩耗性が得られた．

なお，本合金を用いたバルブシートは，1998年式の圧縮天然ガス専用車シビックGXに適用されている[2)]．

参考文献

１）Fujiki A., Kano M.：New PM Valve Seat Insert Materials for High Performance Engines，SAE Paper 920570

２）新井，村石：ホンダ圧縮天然ガス専用乗用車，HONDA R&D Technical Review，Vol.9，P.17-24 (1997)

■著　者■



佐藤克明



緑川輝明



山崎安弘



高橋輝夫

金属射出成形法の適用による可変動弁機構用ロッカアームの開発

Development of a Rocker Arm for Variable Valve Timing Mechanism Applying Metal Injection Molding

神山敏宏* 佐藤利行*
Toshihiro KAMIYAMA Toshiyuki SATO
倉満秀文* 小菅衛*
Hidefumi KURAMITSU Mamoru KOSUGE

要　旨

新世代リアルオープンスポーツS2000用新型2L DOHCエンジンの開発においては，高回転かつ軽量，コンパクト化の目標達成のために，新型のバルブロッカアームの開発が必要であった．新型ロッカアームはカムフォロアにローラベアリングを適用し，可変バルブリフト・タイミング機構(VTEC)をローラベアリング軸に内蔵(同軸化)させたことを特徴とするもので，ロッカアーム素材の製法にニアネットシェイプな金属射出成形法を適用することにより，量産化を可能にした．これによりエンジン回転限界9000rpmという高回転化が実現できた．

ABSTRACT

In order to develop the new 2L DOHC engine for the “New Generation Real Open Sports” HONDA S2000, it was necessary to develop an improved valve rocker arm which allows for extremely high engine revolutions and is light in weight while compact in size.

The new valve rocker arm is characterized by applying roller bearing to the cam follower and variable valve timing and lift electronic control system (VTEC) built-in (or coaxial) roller bearing shaft. It also is capable of mass-production by employing metal injection molding (MIM), which will produce near-net shape rocker arms.

With these improvements, the new engine has been successfully developed and achieves a maximum revolution of 9 000 rpm.

１．まえがき

S2000用新開発エンジン(F20C型)には高回転・高出力化と車輌コンセプトを両立させる軽量・コンパクト化が要求された．新型エンジンを開発するに当たり，シリンダヘッドについても大幅な軽量コンパクト化および高回転化対応とフリクションの低減が必要であり，これらの要求に応えるため従来のVTEC機構を大幅に見直して，ローラフォロアを適用した新しいVTEC機構を開発した．従来のVTECはカムスリッパ方式であり，ローラフォロアを採用した場合には切替機構との両立が困難であった．

新型VTEC機構のロッカアームは，ロッカアームローラ軸にVTEC切換機構を内蔵(同軸化)させることにより，Fig.1に示すように従来のVTEC構造と同様にロッカシャフトとアジャストスクリュ間に切換機構を設置し，コンパクトな構造とした．これより重量増加を最小限に抑え，9000rpmという高回転までの追従性を達成した．

新しいロッカアームはローラ装着溝部が中抜き形状となり，従来製法の鍛造と加工では重切削加工が必要となるた

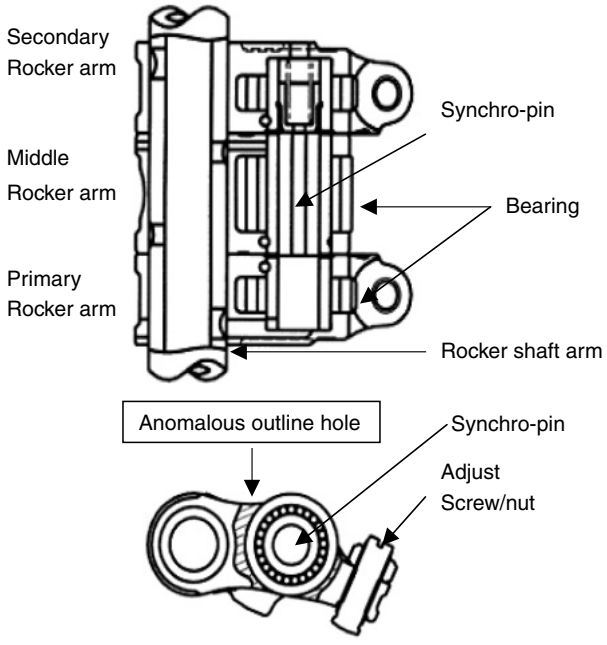


Fig.1　Rocker arm structure

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_22

め，生産性悪化とコスト増大により，量産化が困難であった．そこで，ロッカアーム素材の成形に複雑な形状を造る成形自由度を有し寸法精度の高い金属射出成形法(MIM)を採用して同軸VTECロッカアームの開発を行い量産を可能にした．

本稿ではMIMロッカアームの製法および性能について報告する．

2．開発の目的

新構造ロッカアームの開発のねらいはローラベアリングによるフリクションの低減と，高回転を可能にする軽量高剛性の両立である．

2．1．フリクション低減

Fig.2にスリッパ構造を用いたB20A型エンジン(アコード用)と，ローラベアリング構造のF20C型(S2000用)エンジンについてバルブ駆動フリクションロスの比較を示す．ローラベアリングの適用により，従来のスリッパ摺動構造に対して，低速時で67%および高速時で71%のフリクション低減効果が得られている．

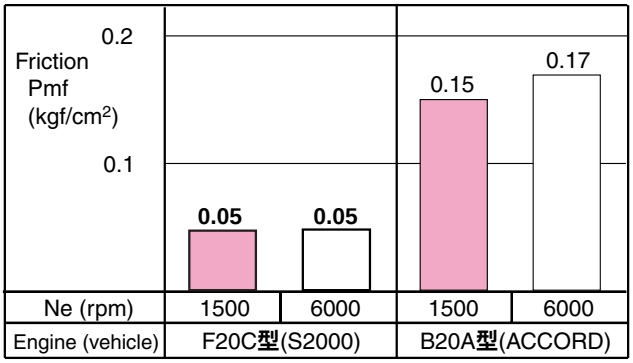
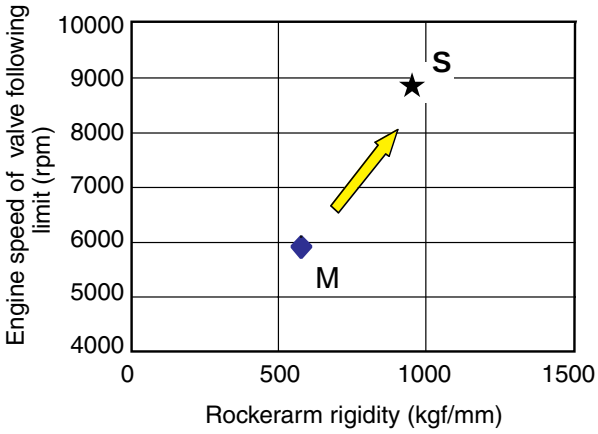


Fig.2 Comparison of valve train friction loss

2．2．ロッカアーム剛性

高回転におけるバルブ追従性能向上には，カムの変位をバルブにダイレクトに伝える高いロッカアーム剛性(連結部剛性を含む)が必要である．

ローラベアリングを採用した場合の切換構造の配置によるロッカアーム剛性とバルブ追従性との関係をFig.3に示す．バルブ追従性を向上させるためには，高剛性化とコンパクト化による慣性重量低減を両立させることが重要であ



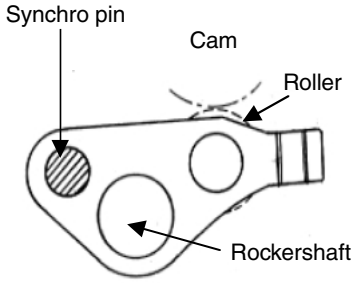
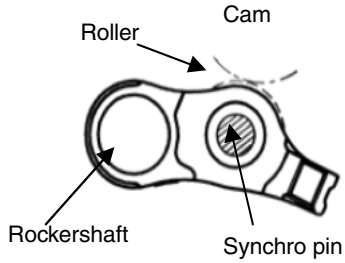
Symbol	M	S
Figure		
Structure	Position of synchro-pin and Roller bearing = different axis	Position of synchro-pin and Roller bearing = common axis
Rockerarm rigidity	577kgf/mm	1000kgf/mm
Characteristic	Low rigidity and large sized	High rigidity and compact

Fig.3 Relationship between rockerarm rigidity and valve behavior

る．切換構造をローラベアリングに同軸化する構造によって，ロッカアーム剛性を1000kgf/mmまで高めつつコンパクト化を図ったことより，9000rpmまでのバルブ追従性が確保できた．

さらに高回転化の達成にはバルブスプリング荷重の増加も必要であった．従来はカム面圧の制限によりスプリング荷重の増加が困難であったが，F20C型ではローラベアリングの適用によるカム面圧限界の向上により高荷重スプリングの採用が可能となった．

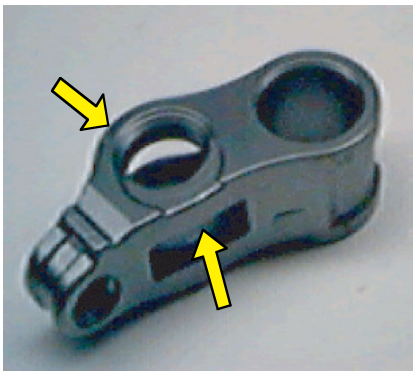


Fig.4　Anomalous outline hole (machining retardant hole)

３．ロッカアーム製法

前章で述べたように，
（１）ローラベアリング（Cam follower）の適用
（２）切換構造のローラベアリング同軸化
（３）コンパクト・軽量かつ高剛性
の必要条件を満たす新型のロッカアームはローラベアリングと切換構造を保持するために Fig.4に示すように中抜き形状となり，従来の鍛造と加工では重切削となり生産性が悪化し，それにともなうコスト増大により量産困難であった．そこでより高い生産性を確保するため，各種製法を比較検討した．

３．１．基本製法の選択

ローラ保持部の中抜き形状により切削または研削による製作が困難なため，素材成形過程でより複雑な形状自由度を有し寸法精度の高い成形方法が必要となった．仕上加工を必要としないで製作可能な製法を選択するために，各製法の比較検討を行った．その結果をTable 1に示す．

この比較検討結果により，成形による寸法精度が高く（ニアネットシェイプ），加工省略化によるコスト低減も期待できることから，素材製法として金属射出成形法（MIM：Metal injection molding）を選択した．

Table 1　Comparison of manufacturing method

		Forging	Precision casting	MIM
Material feature (forging=100)	Density	100	100	96
	Tensile strength	100	90	83
	Elongation	100	75	60
	Hardness	100	98	86
	Free form	Low ◀——▶ High		
Surface roughness (s)		rough ◀——▶ good		
		50	5〜20	3〜10
Minimum wall thickness (mm)		3.0	2.0	≦1.0
Minimum hole diameter		φ10	φ2	φ0.5
Dimension accuracy (mm)		±1.0	±0.2	±0.05
Roller groove face feature		Machining	(Molding)	Molding
Comparison of rockerarm cost		Cost ↑		

３．２．金属射出成形法の概要

MIM製法をロッカアームに適用するに当たり，従来工法(WITEC工法)に比べて特に脱脂工程が短くなり，全製造時間が短縮されるAMAX工法(Fig.5に示す製法)を用いた．この製法は脱脂に加熱を必要としないため寸法精度が高い特徴があり，複雑形状で大型部品に対する成形自由度も大きい．

４．金属射出成形法(MIM)の要素技術

４．１．要素技術の課題と目標

MIMによる製品の品質，生産性およびコストに影響を及ぼす要因と課題およびそれに対する目標を以下に述べる．

(１)材料成分

高強度と加工性が両立でき，既存の量産加工と熱処理設備を極力使用可能な材料成分とする．

(２)原材料粉末

MIM材の原料粉は微粉のため高価になり，かつ圧縮性の高い球状化粉はガスアトマイズ法が主となるが，収率が低く安定入手が困難である．更に，成形性を上げるため粉末粒径を極力小さくすることが望ましい．

(３)バインダ

粉末と混錬するバインダは成形性と脱脂性が高く温度に対して粘性変化の少ないものを選定し特性の安定したコンパウンドを得る．寸法精度安定化のためコンパウンドのバインダ比を少くして，収縮量を小さくする．

(４)成形条件

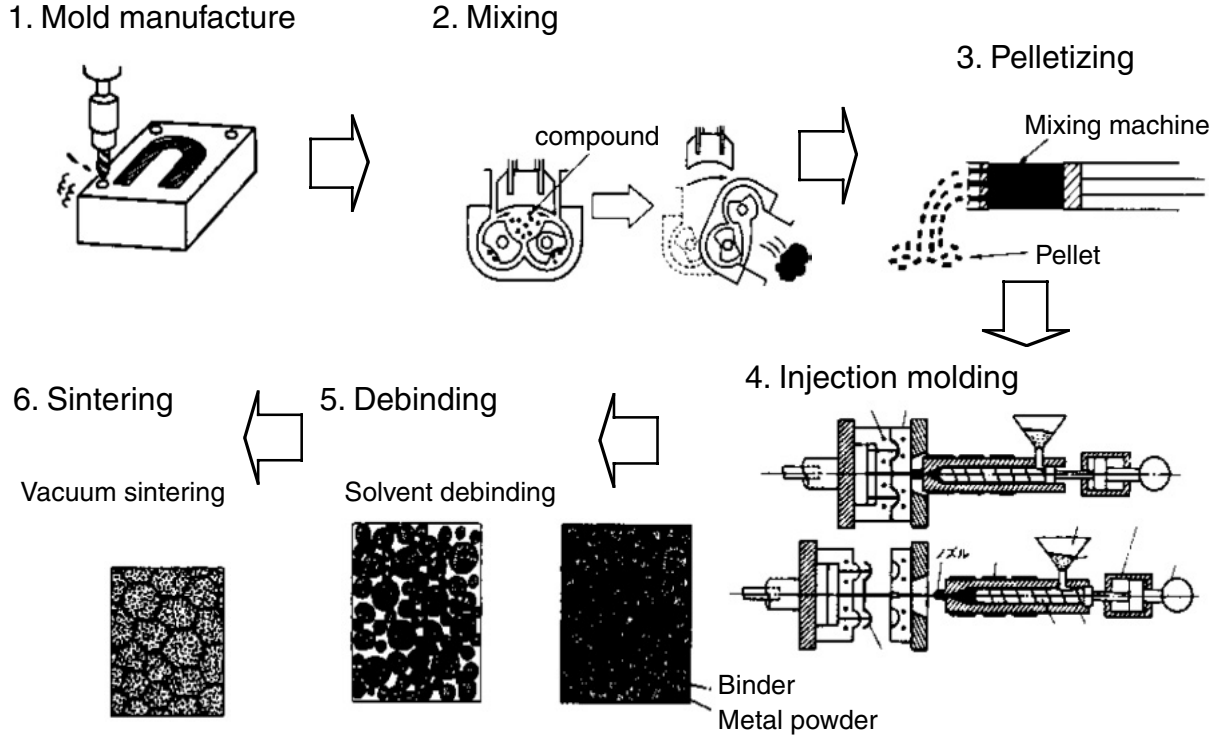
３種類のロッカアーム形状組合せに対し，ウエルドなどの欠陥を防止して安定した成形手法を確立する．

(５)脱脂・焼結条件

溶剤抽出法による脱脂安定化と焼結収縮時の形状安定化手法を確立する．

(６)強度

焼結材では溶製材に比べてヤング率および機械的性質が劣るためロッカアームとしての必要強度を形状設計によって確保する．



• Main condition

Process	Compound (mixing)	Injection molding	Debinding	Sintering
Condition	• Metal powder/Binder rate =42vol% • Binder+Wax=140°C×60min	• Metal temperature =130〜150°C • Injection pressure =1500kfg/cm^2 • Mold temperature =15〜20°C	Solvent debinding =28°C	1400°C× 3hr (vacuum)

Fig.5 Manufacturing process of MIM (Metal injection molding)

(7)寸法精度

焼結体の精度を高め機械加工を省くことにより寸法精度を高めつつコスト低減を図る.

4．2．材料の成分設定

ロッカアーム材料としては強度と加工性を両立させる目的から，量産実績のあるクロムモリブデン鋼(SCM415材)相当とし，浸炭焼入れによって強度を補うこととした. Table 2**にその組成を示す.**

Table 2　Chemical composition of MIM powder (wt%)

C	Ni	Cr	Mo	Si
0.13-0.18	≦0.25	0.9-1.2	0.15-0.3	0.15-0.35
Mn	P	S	Cu	Fe
0.6-0.85	≦0.03	≦0.03	≦0.3	Bal

4．3．原料粉末

金属射出焼結用原料の金属微粉末の従来製法は主にカーボニル法，ガスアトマイズ法，水アトマイズ法の三種類の製法に大別されるが，カーボニル法はニッケル粉や鉄粉のみに適用され，ガスアトマイズ法は球状で低酸素粉ができるが，製造コストが高く，微粉割合が低いことから収率が低く安定入手が困難である.

水アトマイズ法は広範囲の種類の金属粉を安価に製造できるが，粉末形状が不規則形状となりタップ密度(圧粉性)が低く，水および水蒸気による含酸素量も高くなる欠点がある.

ロッカアーム用原料粉末としてはコストの観点から水アトマイズ法が適している．そこで従来の水アトマイズ法の欠点を改良し，粉末形状が球形状で含酸素量を低く押えられる新しい水アトマイズ法(Fig.6**)を適用した.**

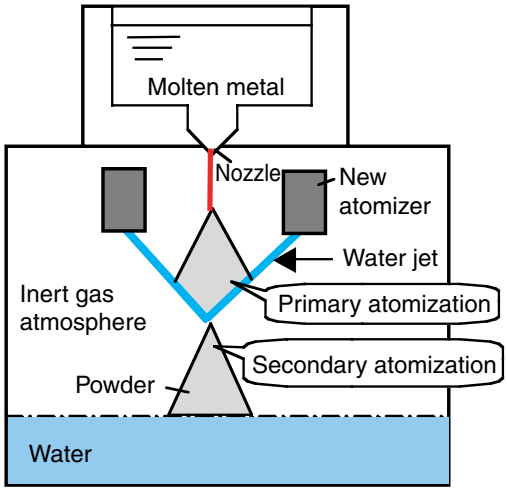


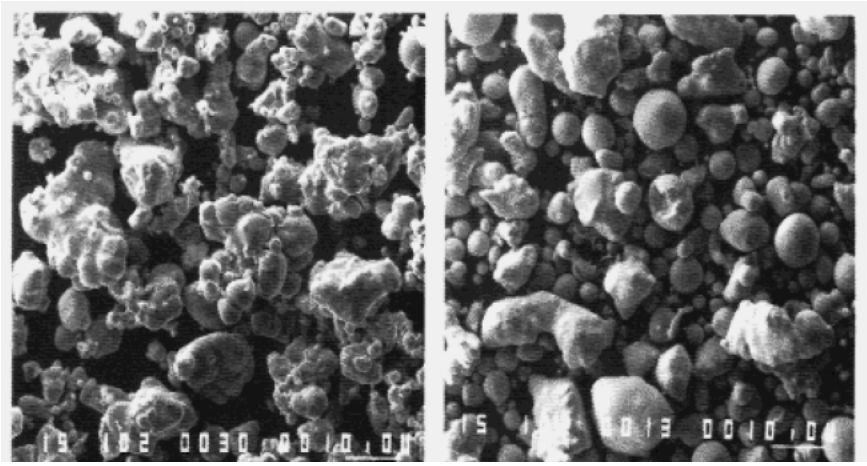
Fig.6　New water atomization process

新しい水アトマイズ法は水ノズルをフルコーン型とし，アトマイズによる二次分裂を特徴とする．これは溶湯を超音速水ジェットにより発生するガス流を利用してガスアトマイズ現象を起こさせて微粉化(一次分裂)させ，その溶滴を直ちに水ジェット側壁に分散供給して，微粒化(二次分裂)し急冷凝固する方法で，その時に不活性ガス雰囲気とすることにより水蒸気や酸素分圧が低減するので酸素含有率の低い粉末が得られる.

この方法によって得られた粉末の形態をFig.7**に，その特性を従来の水アトマイズ法の製品と比較して**Table 3**に示す.**

Table 3　Powder characteristic

Metal	Water atomized	Tap density	Specific surface area	Oxygen contents
(JIS)	—	(g/cm^3)	(m^2/g)	(ppm)
SCM415	Conventional	3.9	0.5	6 000
	New	4.7	0.29	4 000



Conventional split atomized powder　　New atomized powder

Fig.7　Powder shape

4．4．コンパウンド仕様(バインダの選択)

寸法精度の高い製品を得るために，金属射出成形法に使用するコンパウンドの特性として，充填密度の安定した流動性の高い特性が必要である．それを得るために，金属粉末は平均粒度＝10μmとした．粒度10μm以下と10_20μm範囲の微粉末の重量比と得られたコンパウンドの流動性の関係をFig.8に示す．

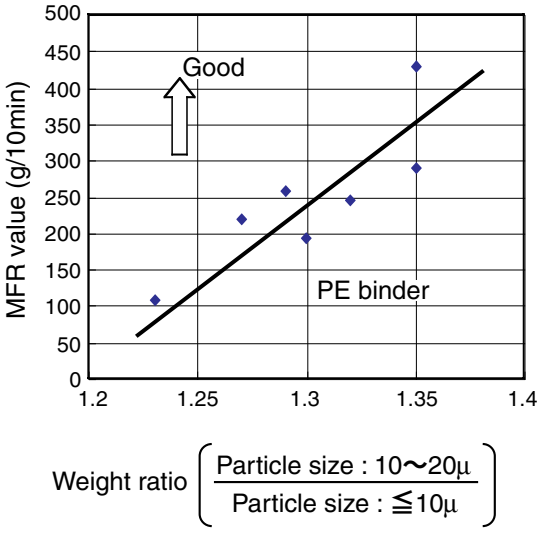


Fig.8 Relationship between weight ratio and flowabilty (MFR value)

原料粉末は20μ以下の微粉末を主体にすることによって重量比によるコンパウンドの流動性コントロールが可能となり，原料粉末の収率の観点から重量比＝1.3を目標値とした．

またバインダをポリプロピレン(PP)からポリエチレン(PE)に変更し，分離のないワックスとの組合せにより，Fig.9に示すように温度に対する影響が小さく，流動性の高い安定したコンパウンドとすることができた．

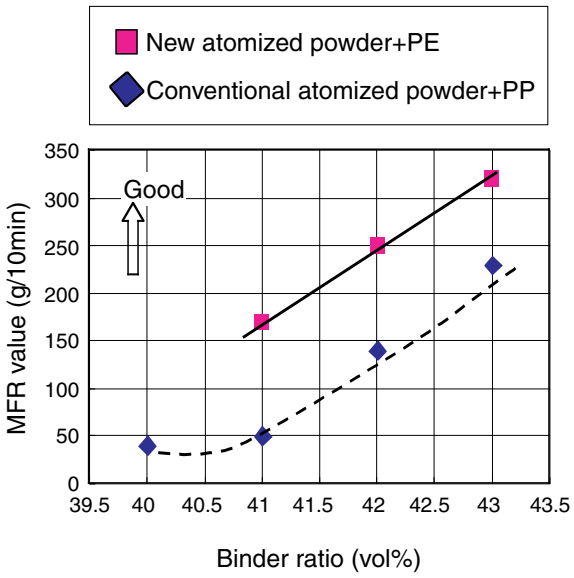


Fig.9 Relationship between binder ratio and flowability (MFR)

Fig.9より，精度向上のためにバインダ量を減らして収縮量を小さくした場合でも，新しい水アトマイズ粉とPEバインダで良好なコンパウンドを得られることが分る．

4．5．成形条件

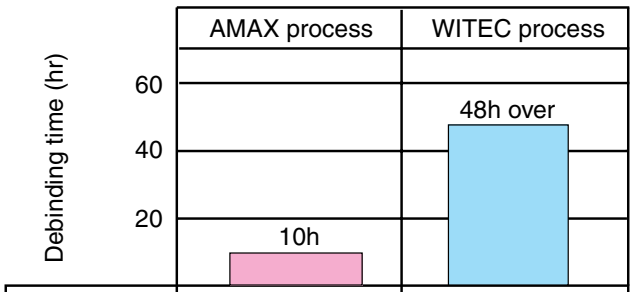
安定した品質を得る成形条件として，充填から冷却固化までの時間が短いために起こりやすい空気の巻込みによるウエルドなどの欠陥を防止することが重要である．

従来の時間(スクリュの位置)制御では充填バランスが不安定であったが，圧力(射出シリンダ圧力)制御に変更することより，安定した充填が可能となった．更に，充填後の保圧コントロールを一定圧から徐々に減圧する圧力コントロールとすることより，大幅に品質を向上させた．また金型においても充填効率を高めるためのエア抜け性を高めるエアベント位置の設定により，上記と併せて安定した品質のロッカアームを製造可能とした．

以上の成形条件によって，ウエルド等の欠陥を防止し，製品合格率は目標を達成することができた．

4．6．脱脂時間と焼結条件

従来のMIM製法である加熱脱脂法(WITEC製法)と比較してAMAX製法による脱脂法は溶剤抽出であるためFig.10に示すように短時間で熱負荷のかからないことが特徴である．



Method	Solvent debinding	Thermal debinding
Atmosphere	Non-oxidizing	Atmosphere
Process time	Short time	Long time

Fig.10 Comparison of debinding time

焼結は真空炉で行う．精度を低下させるソリなどの変形は中抜き形状に起因する焼結行程での収縮によるものであり，脱脂体をトレー内セッタにセットし焼結した場合にはセッタとの摩擦により収縮形態差が生じる．

収縮時の変形に対しては，変形方向に対して，スペーサを利用した矯正などにより精度を向上させた．焼結体の外観写真をFig.11に示す．焼結体のみでローラ装着部の中抜き形状のほか，内径1.5mmのベアリング給油穴から同16.4mmのロッカシャフト穴まで全ての成形が可能となった．



Primary rocker arm　　Middle rocker arm　　Secondary rocker arm

Fig.11　Green body of rocker arm

4．7．機械的特性

MIMによる製品と溶製材(肌焼き鋼)の主要強度比較データをFig.12に示す．曲げ疲労強度については，浸炭焼入れ後で8％程度低いもののロッカアームに必要な強度は十分確保できている．

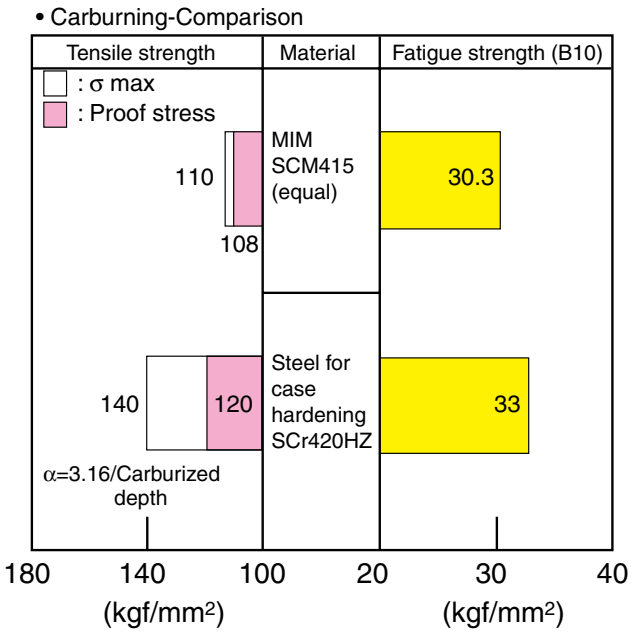


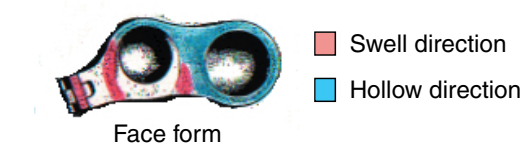
Fig.12　Comparison of strength

4．8．寸法精度

焼結時の変形に対する矯正手法による対策による，加工基準面の平面度の向上効果をFig.13に示す．加工基準面平面度は1/6まで改善した．

4．9．加工工程の削減

必要とされる機械加工(後加工)を現行の製法である熱間鍛造との比較をFig.14に示す．MIM製法の採用により加工工程数を約1/2に削減できた．



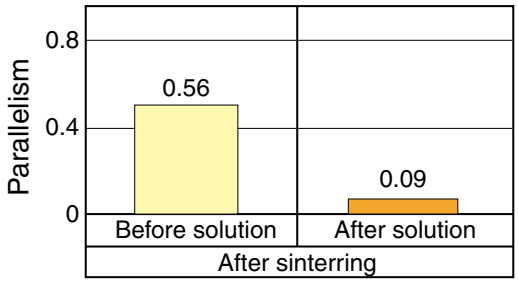
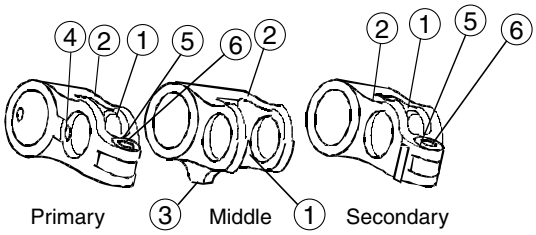


Fig.13　Comparison of flatness



No	Machining part	Forging	MIM
①	Roller groove	Heavy cutting + grinding	Molding
②	Roller shaft fixed hole	Cutting + grinding	Grinding
③	Lost-motion sliding portion	Cutting + grinding	Molding
④	Oil supply	Drill	Molding
⑤	Adj-nut tightening face	Cutting + grinding	Molding
⑥	Adj screw hole	Drill + Tap	Molding
—	Another machining part	Cutting + grinding	Cutting + grinding or grinding

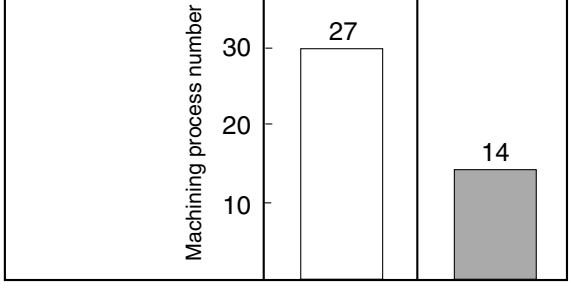


Fig.14　Comparison of number of machining process

５．エンジン性能達成値

金属射出成形法により製作した新設計のローラ同軸切換構造ロッカアームを使用した可変動弁構造エンジンの性能を従来エンジン(ACCORD)と比較してTable 4に示す．高回転化に対応したロッカアームを生かし，大幅な出力向上が達成できている．

Table 4 Engine Specification & Performance

	F20C型(S2000)	F20B型(ACCORD)
Max power	250PS/8 300rpm (183.9kw/8 300rpm)	180PS/7 000rpm (132.4kw/7 000rpm)
Max torque	22.0kgm/7 500rpm (215.7Nm/7 500)	19.5kgm/5 500rpm (191.2Nm/5 500rpm)
Red zone Ne	8 800rpm	7 400rpm
Fuel cut Ne	9 000rpm	7 700rpm
Head measurements width × height	205mm × 211mm	249mm × 238mm
Weight of valve system	9kg	11kg

６．まとめ

高回転・高出力のF20C型エンジン用にMIM製法を用いたローラ同軸構造VTECロッカアームの開発を行い以下の結果が得られた．

（１）従来製法(鍛造＋加工)では製造困難な中抜き穴構造のロッカアームに，ニアネットシェイプを可能とするMIMを適用できた．

（２）新しい水アトマイズ法による原料粉と流動性を改良したコンパウンドおよび射出成形条件の最適化により，品質の安定した低コストで高精度なロッカアーム素材を供給できた．

（３）新開発したMIM製法ロッカアーム素材により，従来製法である鍛造と比較して加工工程を約1/2に削減できた．

自動車用エンジンのロッカアームへのMIM適用は前例がなく，今後の応用が期待される． なお当開発ロッカアームは新世代リアルオープンスポーツS2000に適用される．

謝　辞

新骨格エンジン用ロッカアームの開発に当たり，ご協力頂いた日本ピストンリング(株)殿、(株)タナカエンジニアリング殿に深く感謝いたします．

参考文献

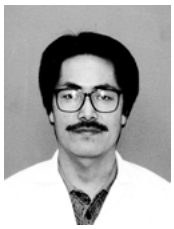
１）中林ほか：金属射出成形用微粉末と金属射出成形部品の製造技術，太平洋金属技法(創刊号)(1997)p.1

２）河本，江上：AMAX工法によるMIM製品，NPR(日本ピストンリング)技報 vol. 2 (1994) p.34

■著　者■



神 山 敏 宏



佐 藤 利 行



倉 満 秀 文



小 菅　衛

耐衝撃・無塗装インストルメントパネルの開発

Development of High Impact Resistant and Non-painted Instrument Panel

山 田 哲 史*　　小 田 哲 也*
Tetsushi YAMADA　　Tetsuya ODA

要　旨

従来，インストルメントパネル用耐衝撃性ポリプロピレン材においては，外観商品性の観点より塗装することが多かったが，商品競争力などの観点から塗装廃止のニーズが高くなってきていた.

そこで，本研究では，ポリプロピレン中に添加しているエラストマの分散状態と粒子径の大きさを最適化することによってグロス(つや)の低減と，添加しているエラストマの硬度向上と添加量の削減による耐傷付き性改良，さらに，フィラーの形状見直しによるウェルド外観向上を行うことで耐衝撃性と外観商品性を両立させた無塗装のインストルメントパネル材料を開発した.

ABSTRACT

Previous high impact resistant polypropylene for instrument panel was mainly paintend. Because it was difficult to have high quality of aPPearance. But it is required to eliminate painting for commercial competition.

In this paper, we modified dispersion and particle size of elastomer added to polypropylene for low gloss surface, hardness and contents of elastomer added to polypropylene for scratch resistance and shape of filler for inhibition of weld-line. At this method , we developed new non-painted material for instrument panel which has both high impact resistance and high quality of aPPearance.

１．はじめに

従来，ホンダのインジェクション成形インストルメントパネル(以下インパネ)には，軽自動車を中心とした無塗装仕様と大衆・上級車を中心とした耐衝撃・塗装仕様の２種類のポリプロピレン(以下PP)材が使われていが，軽自動車のインパネについても乗員保護の観点からより高い耐衝撃性が求められるようになってきた.

一方，従来から使用している耐衝撃性インパネ用PP材では，成形加工時に発生するウェルド，グロス(表面の光沢あるいはつやなどの光学的平滑性を示す数値)むらなどの外観の面で改善が必要であるため塗装を施している.

しかし，塗装は，溶剤規制などの環境問題や商品競争力の観点から改善または廃止の要求が強くなってきており，耐衝撃性と外観商品性を両立させた無塗装のインパネ材料の開発が必要となった.

そこで，99年型軽自動車への適用を目標に，リサイクル性を考慮し，エラストマ変性PPをベースとして，添加しているエラストマ成分の改良を行い，外観品質と耐衝撃性に優れた無塗装インパネの開発を行うこととした.

また，外観品質向上レベルを定量的に示したり，品質管理のために外観を定量的に測定できる手法も併せて検討することにした.

２．無塗装インパネ材料の課題と目標要件

一般的にPP材において，耐衝撃性を向上させると耐傷付き性は低下し，両方の性能を満足させるのが困難である.

このため，耐衝撃性無塗装材料の新規開発にあたっては，商品競争力を付加することも考慮し，以下を目標要件とした.

(１)保安基準20条をクリアできる耐衝撃性を有すること
(２)無塗装で塗装品と同等の外観(グロス，グロスむら)を有すること
(３)従来の無塗装インパネと同等の耐傷付き性を有すること

具体的な目標値として，

①衝撃性；IZOD衝撃値で400J/m以上
②グロス(つや)；平均グロス2.7以下
③グロスむら；平均グロス±0.3以内
④ウェルド外観；３項(１)式に定義される外観変化率において従来無塗装インパネ以上
⑤耐傷付き性；３項(１)式に定義される外観変化率において従来無塗装インパネ以上

このような目標値に対して，各要求項目とそれを改良するための一般的な関係因子をTable1に示す.

Table1より，添加エラストマ量を増加すると耐衝撃性は

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_23

Table 1 Factor of requirement item

Item \ Method	Gain of elastomer content	High molecular weight of elastomer	Build-up of elastomer hardness	Build-up of bulk density	Changing to deeper grain
Impact resistance	↗	↘	↘	→	→
Changing to lower gloss	↗	↗	→	→	→
Minimization of variantgloss	↗	↗	→	→	→
Inhibition of weld-line	↘	↗	→	↗	↗
Scratch resistance	↘	↘	↗	→	↗

↗ ; Good → ; Fair ↘ ; Poor

向上するが耐傷付き性は悪化してしまい，また添加エラストマの高分子化を行うとグロスむらなどの外観は向上するが耐衝撃性が低下してしまう傾向にあることがわかる．

そこで，これらの因子をバランスさせながら，エラストマの改良を加えて材料の開発を行った．

３．外観の定量的測定方法

一般的に傷付きなどの外観異常は目視評価で行われていることが多い．この方法では評価者の違いや評価時の天候の違いなどの影響を受けるので，微妙な違いを定量的に評価するには不十分である．

そこで今回，材料を改良するにあたって，微量な外観差を定量化する測定方法を検討した．

これまでに，外観の異常を定量化する方法として光の反射を利用して外観変化を測定する幾つかの装置が報告されている[1),2)]．

しかし，これらの装置では，微量な変化や測定面の曲率の有無，測定表面のシボによって正確に測定できないことがあった．

そこで，新規にインパネの表面の外観測定装置を作成した．この装置は光ファイバを利用してインパネ表面の傷付きやウェルドなどの外観異常部に照射径４～10mmの光を垂直照射し，反射光を光ファイバを通じて強度変換器に戻して数値化するものである．

この測定方法により今までに無い精度の高い評価が行えるようになった．

実際にアウトプットするデータは(１)式に定義される外観変化率として表示するようにした．

$$外観変化率(\%) = |A-A0|/A0 \times 100 \quad (1)$$

A；異常部の反射強度

A0；一般部の反射強度

この装置を使用し，ウェルド外観，傷付き性について外観変化率を測定し，目視評価と比較したところFig.1に示すように良好な一致が認められ，指標として十分有効であることが確認された．

以上の結果より，本材料開発においては，この測定方法をウェルド外観および耐傷付き性の評価方法として採用することにした．

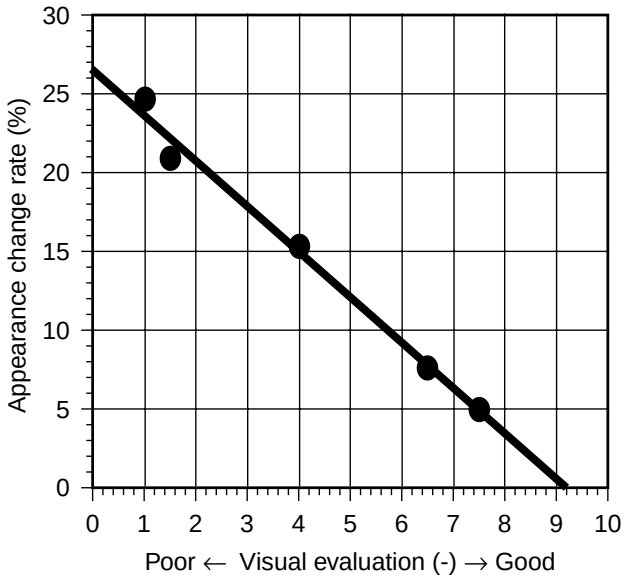


Fig.1 Relationship between visual evaluation and aPPearence change rate

３．材料の低グロス化とグロスむらの低減

インパネなどの大型成形品においは，部位によってグロスが大きく変化し商品性を低下させることが見うけられる．

これは，金型内の条件が部位で大きく異なり転写性の違

いにより発生すると考えられるが，成形条件はインパネ程度の大きな部品になると各部位で一定の条件とすることはかなり困難である．

従って部位によるグロスむらを低減するには，成形条件に影響されず安定して低グロスが得られる材料を開発する必要がある．

Fig.2に一般グロス材(鏡面グロス50)と低グロス材(鏡面グロス24)のグロスの異なる材料についてシボ付きサンプルを成形条件を変えて作成した時のグロス測定結果を示す．

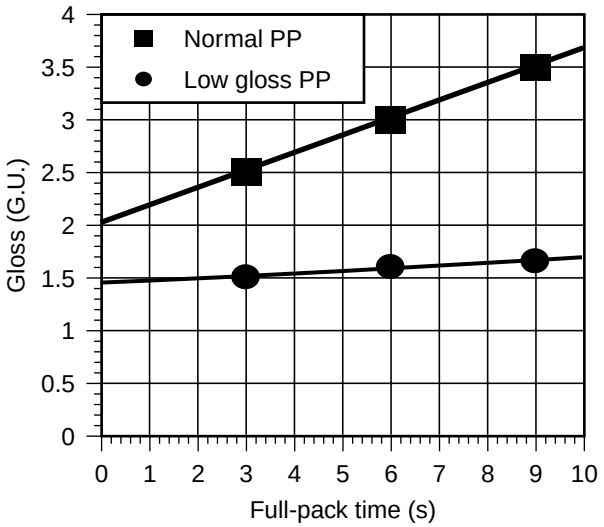


Fig.2　Relationship between full-pack time and gloss

低グロス材の方が成形条件の変化に対してグロスの変動は少なく安定している．

以上より，インパネのグロスむらを低減させるには，グロスの低い材料を用いることが有効であることがわかった．

また，インパネの外観商品性を向上させるにもインパネ表面のグロスを低く設定することが重要である．

インパネ表面を低グロス化するには，金型表面にシボなどの凹凸をつけ，転写することが一般的に行われているが，このシボなどの凹凸だけでは今回目標とする平均グロス2.7以下という低グロスを達成するのは困難である．

このため，PP基材にエラストマを添加し，冷却固化時にシボの凹凸に加え，さらに微細な凹凸を形成させ，光を散乱させる必要がある．

この微細な凹凸の大きさはPP中に分散しているエラストマの粒子径で決定される．エラストマの粒子径が小さいと，微細な凹凸は小さくなり(光の散乱が少なくなり)表面グロスは上昇する．また，エラストマの粒子径が大きすぎると表面グロスは低下するが，衝撃エネルギ吸収を主に担うエラストマ界面の面積が低減してしまうため，耐衝撃性も低下してしまう[3)]．

エラストマの粒子径を決定する因子は添加するエラストマの流動性，すなわち分子量である．

Fig.3にエラストマの流動性と材料の表面グロスの関係を示す．

また，Fig.4にエラストマの流動性と耐衝撃性の関係を示す．

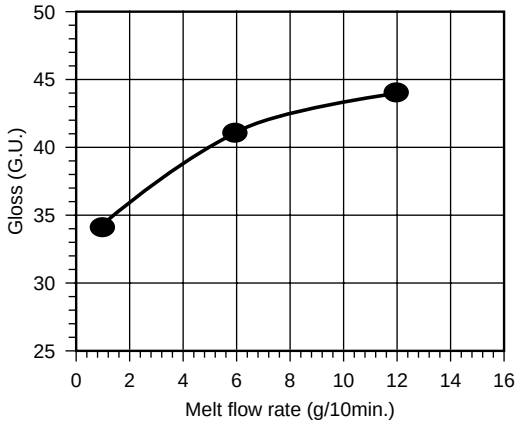


Fig.3　Relationship between melt flow rate and gloss

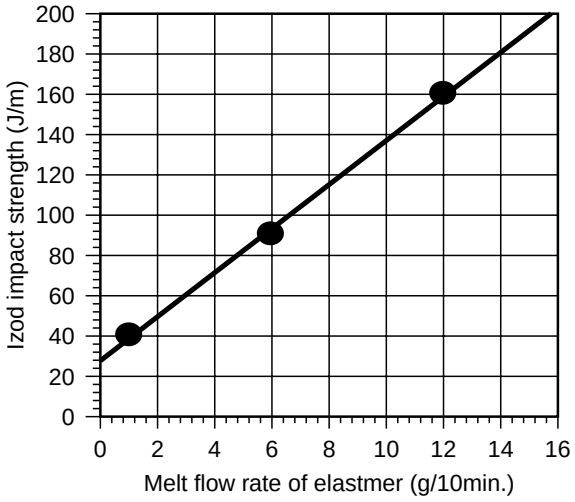


Fig.4　Relationship between melt flow rate and izod impact strength

Fig.3とFig.4より，グロスを下げると，耐衝撃性が低下し，耐衝撃性を確保しようとするとグロスが上昇してしまうことが判る．

ここで，衝撃強度を確保しつつ材料の低グロス化を達成させるには，添加するエラストマを微細化し，その添加エラストマの集合があたかも１つのエラストマ部を形成しているような状態をつくれば，低グロスと耐衝撃性の両立が可能と考えた．

そこで，PP材料中にPPエラストマ相を持つブロックPPをベースに，添加したエラストマがブロックPP中のエラストマ部に取り込み適度な大きさの集合体として存在させるこ

とした．この手法のモデルをFig.5に示す．

すなわち，PP材料中に比較的安定し存在するPPエラストマ部の分子量を極力大きくとり，添加エラストマに関しては，PPエラストマとの親和性を高くすることでPPエラストマ部に取り込ませやすくし，低温での耐衝撃性を確保するため脆化温度の低いスチレン系エラストマを選択した．このスチレン系エラストマをPPエラストマ中で微細に分散されるような分子量に調整した．

この結果，低グロスと耐衝撃性の両立が可能となった．

Fig.6にこの手法によって成形したインパネ断面の写真を示す．

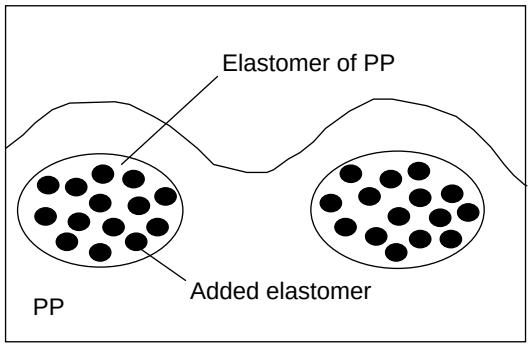


Fig.5 Constraction model of added elastomer

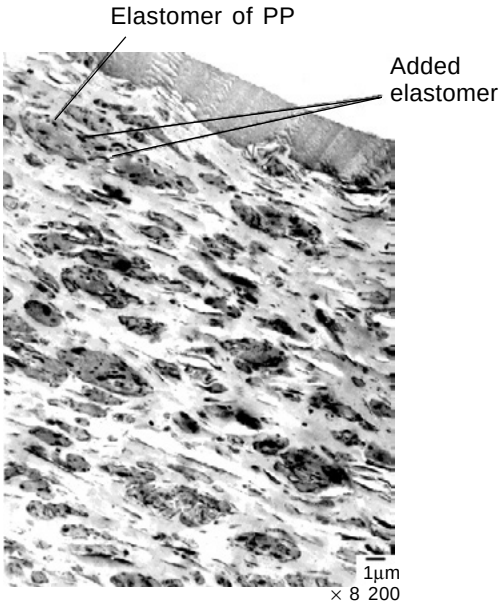


Fig.6 Molephorogy of new non-painted PP (TEM)

この手法を適用した軽自動車のインパネでの表面グロス測定結果をFig.7にまた，グロスむらの測定結果をTable 2に示す．

開発耐衝撃性・無塗装インパネは，グロスの平均値として，つや消し塗装相当の2.7を下回る平均グロス2.5をまた，グロスバラツキとして目標の平均グロス±0.3を達成した．

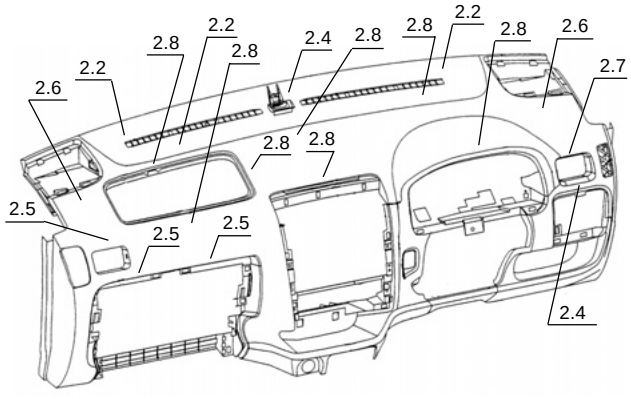


Fig.7 Gloss of instrument panel

Table 2 Variant gloss of instrument panel

Gloss / PP	Max. gloss	Min. gloss	Ave. gloss
New non-painted PP	2.8	2.2	2.5
Conventional painted PP	3.0	2.4	2.7
Conventional non-painted PP	4.6	3.4	4.1

5．耐傷付き性向上

インパネ表面は無塗装にすることにより傷が付きやすくなる．

傷は主に材料内部の添加エラストマが永久変形してシボ表面にある微細な凹凸が潰れるもので，そのため平滑な状態になり，光沢が上昇するものと考えられる．そこで，この永久変形を抑止するためにエラストマの硬度を高めることで対応を図った．

Fig.8にエラストマの硬度とつめによる傷付き性(深さ)の関係を示す．

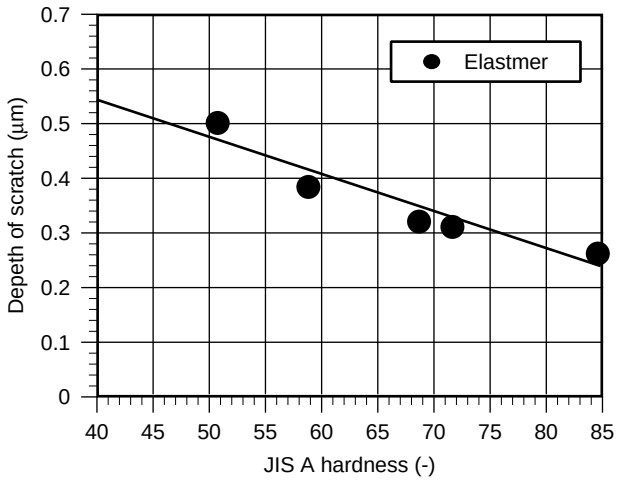


Fig.8 Relationship between hardness and depeth of scratch

エラストマの硬度を上昇させるほど傷付きに対するタフネスは向上していることが判る．

しかし，添加エラストマの硬度を上昇させるにも限界があるため，材料だけでなくインパネのシボ深さにも着目した．

Fig.9にインパネシボ深さとインパネ表面のこすり傷による外観変化率を示す．

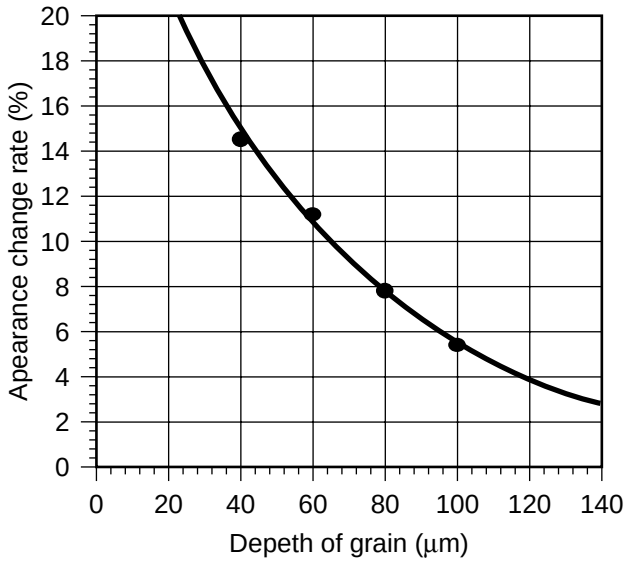


Fig.9　Relationship between depeth of grain and aPPearence change rate

インパネ表面のこすり傷は，シボ深さと密接な関係があり，シボが深くなれば傷付きによる外観の見えかたは目立たなくなる．このことから，インパネのシボ深さを従来のシボ深さ(約60μm)から深く(80～100μm)設定することで，さらなる耐傷付き性の向上を図った．

以上の添加エラストマの硬度向上とシボ深さの対応により耐傷付き性の高い材料が開発できた．

以下の４種類の傷付きに対する効果確認結果をFig.10～Fig.13に示す．

(1)つめによる傷付き；ユーザ要因
(2)布などによるこすり傷；ユーザ要因
(3)軍手によるこすり傷；製造工程内要因
(4)鋭利な金属などによる傷付き；ユーザ要因

測定の結果から，開発した無塗装インパネPP材料は，つめ傷については塗装のレベルを上回り，布などによるこすり傷については変化率１%以下で目視ではほとんど認識ができないレベルになった．また，軽度のこすり傷については，シボの深さ調整した効果もあり従来の無塗装品を上回る耐傷付き性を有する材料を開発することができた．

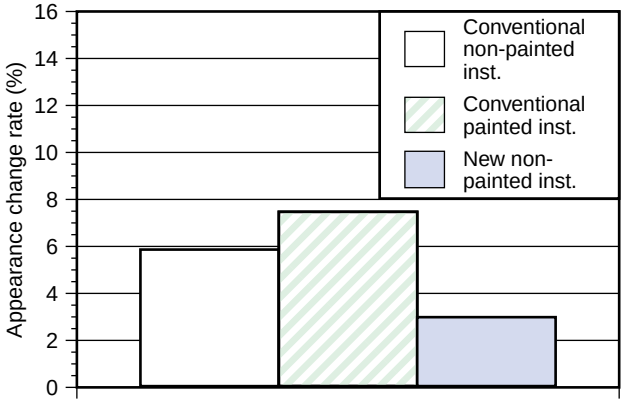


Fig.10　APPearance change rate of scratch by nail

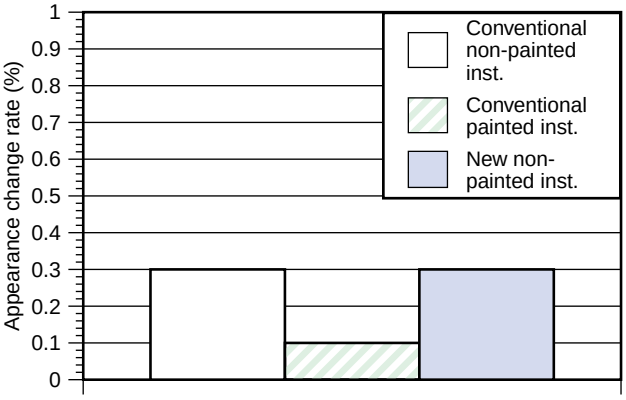


Fig.11　APPearance change rate of rubbing by cloth

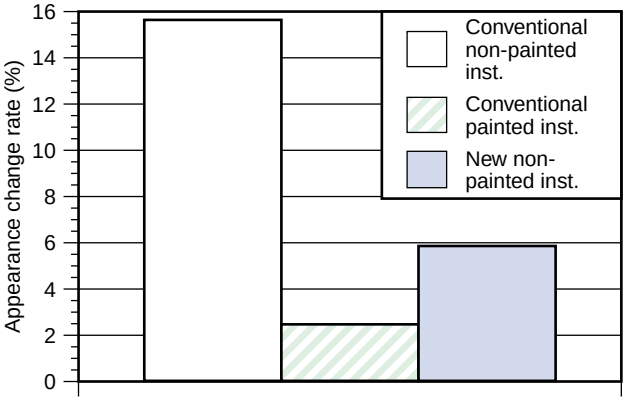


Fig.12　APPearance change rate of rubbing by working glove

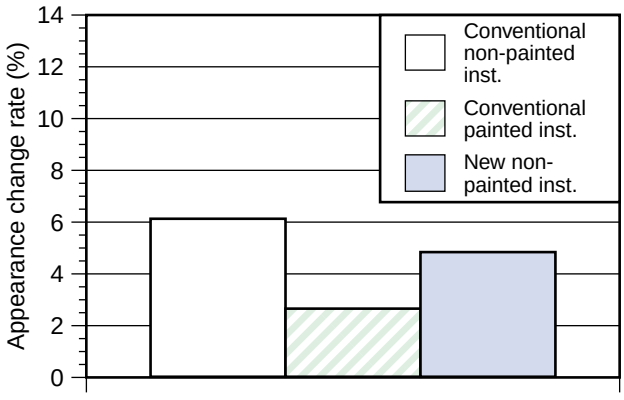


Fig.13　APPearance change rate of serious scratch (Whiting)

6．ウェルド外観

インジェクションで成形品を作る場合，外観問題となる事象の１つとしてウェルドの発生が挙げられる．

ウェルドは，金型内を流動する樹脂の先端同士がぶつかることにより発生し，一般に金型への密着不良によりその部位の表面が荒れてしまいグロスが周囲に比較して大きく低下したり，添加しているエラストマおよびフィラの配向により表面のグロスが大きく変化し，外観不具合として認識されるものである．

材料で，樹脂合流部のエラストマおよびフィラの配向を完全に無くすことは困難であるため，材料としてはウェルド部のフィラ配向の影響を低減すること，および成形技術によってウェルドの発生位置を外観にあまり影響のでない位置にコントロールすることの２つの観点からプローチすることにした．

まず，フィラの配向を低減するために燐片状フィラの一部を球状に近い形状のフィラに置換することを行った．

この手法を模式的にFig.14に示す．

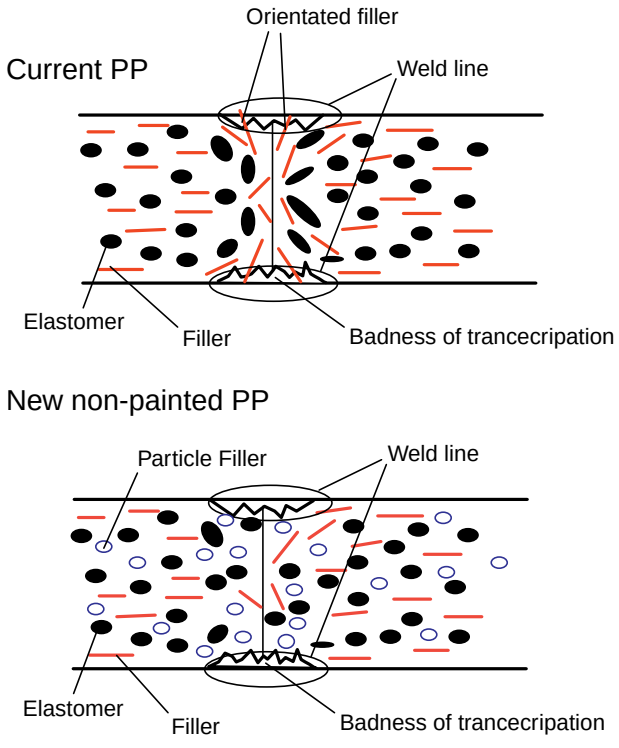


Fig.14 Model of weld line

次に，成形技術の対応としては，インパネを射出成形する場合，ゲート点数を４～６点設定しそのゲートから樹脂を同時に射出するのが一般的であるが，各ゲートにバルブを設け，射出するタイミングをずらすことによってウェルドの発生する部位を制御しようと考えた．Fig.15にバルブゲートを使用しなかった場合とFig.16に使用した場合のウェルド発生予測解析結果をまた，実際のインパネ形状でのウェルド発生位置をFig.17に示す．

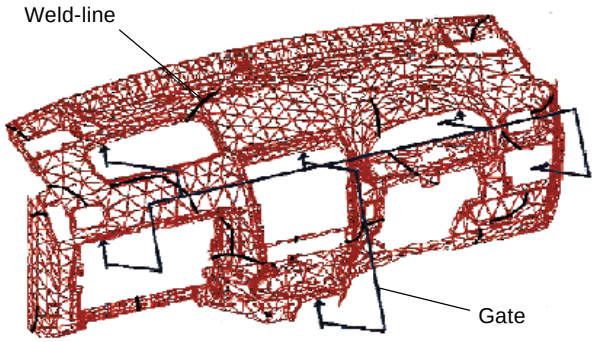


Fig.15 Simulation result of mold flow (normal condition)

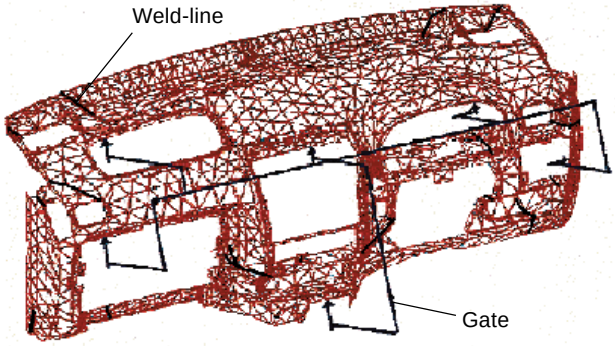


Fig.16 Simulation result of mold flow (valve gate)

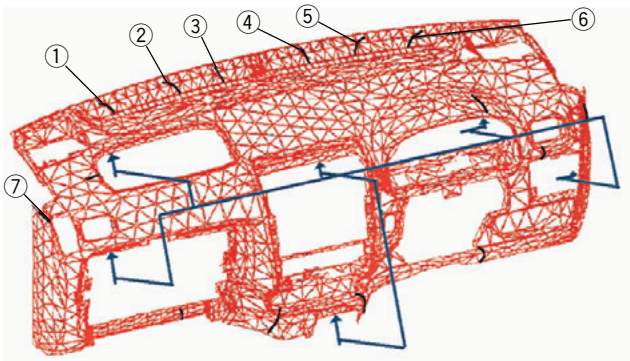


Fig.17 Position of Weld line

バルブゲートを用いることで，従来助手席SRS開口部に大きなウェルドの発生予測がされたが，サイドスピーカとの狭小部にウェルドを移動させることができるようになった．

これらの手法を用いて成形したインパネに発生したウェルドの外観変化率をTable 3に示す．

Table 3 APPearance change rate of weld line

Weld-line No. in fig.17	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
Appearance change rate (%)	0.40	2.91	1.71	2.62	0.34	3.57	2.75

各部位に発生しているウェルドの外観変化率は，0.3～3.6％と従来の無塗装インパネで発生していたウェルドの外観変化率(10～20%)に比較し非常に小さく，大きな改良効果が確認できた．また，それぞれのバラツキも少なく成形条件の変化などに対しても安定して効果が発揮できることが確認された．

7．材料の耐衝撃性付与

PP基材の衝撃性を高める手法として，PP基材中にゴムなどのエラストマ成分を添加し衝撃性を高める手法が一般的である[4)]．

IZOD衝撃強度は，エラストマ成分の添加量に依存し，添加量の増加に伴い衝撃強度も上昇する．

Fig.18に低グロス化など外観および耐傷付き性手法を入れたエラストマ成分の含有率とIZOD衝撃強度の関係を示す．

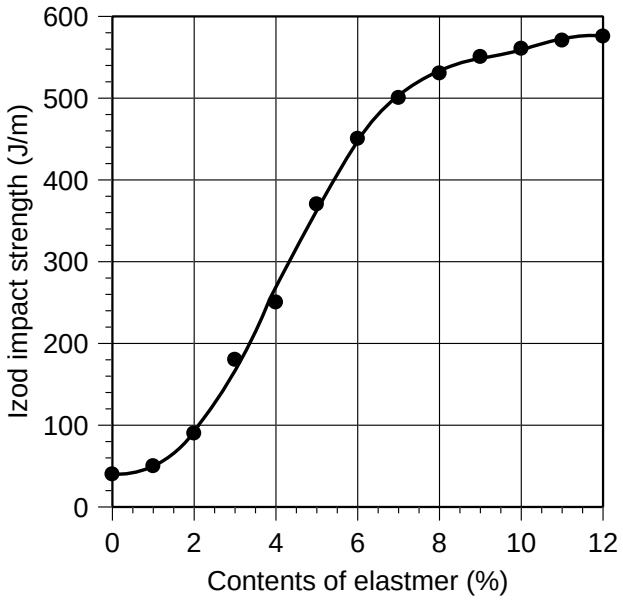


Fig.18　Relationship between Izod impact and content of elastomer

添加するエラストマの含有率が２％を越えるところから衝撃強度は急激に立ち上がり，８％程度で平衡に達する．

しかし，エラストマの添加量の増加はインパネ表面の耐傷付き性を低下させるので，目標の耐衝撃性(IZOD衝撃強度；400J/m以上)および耐傷付き性とのバランスより，エラストマの添加量を６％程度の値に設定した．

開発した耐衝撃性無塗装PP材料の材料物性をTable 4に示す．

耐衝撃性(アイゾット衝撃強度)は434J/mと目標の400J/mを上回り，非常に耐衝撃性の高いバランスのとれた材料が開発できた．

Table 4　Physical propaty of non-painted PP

Item	Unit	New non-painted PP	Conventional non-painted PP
Density		1.06	1.07
Melt index	g/10min.	16	14
Tensile elongation	%	120	14
Tensile strength	MPa	20	35
Flexual modulruas	MPa	2695	4010
Deflection temperature under load	°C	131	148
Izod impact strength	J/m	434	30
Rockwell hardness	R-scal	80	99
Gloss	G.U.	24	48

また，その他の物性についても従来インパネに使用してきたPP材料と同等の物性を確保することができた．

8．成果の総括

新開発の耐衝撃性・無塗装インパネの耐衝撃性とグロスおよび耐傷付き性について，従来の無塗装インパネおよび耐衝撃性・塗装インパネとの比較をFig.19に示す．

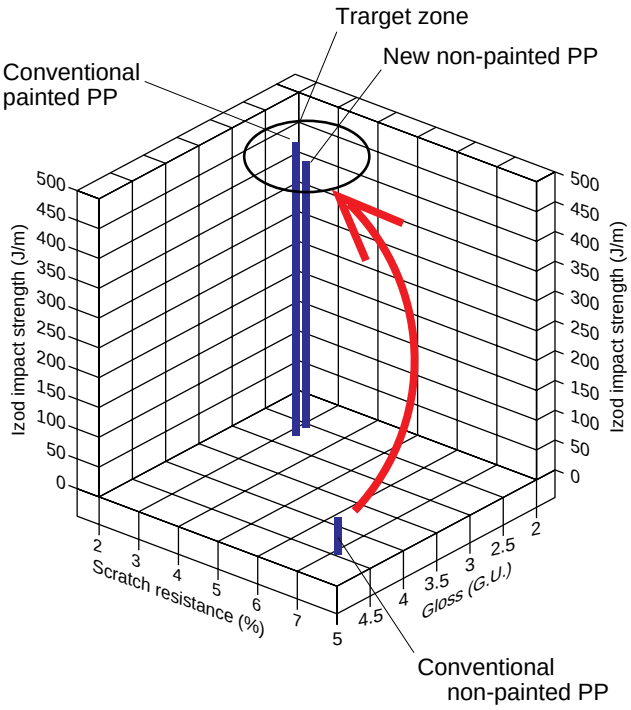


Fig.19　Relationship among gloss, scratch resistance and izod impact strength

９．まとめ

無塗装でもグロスが低く外観の良い耐衝撃性インパネ材料を開発した.

（１）低グロス化

ブロックPPを基材とし，微細化した添加エラストマをブロックPP中のPPエラストマ部に分散させることによってグロスを低減させた.

（２）グロスむら低減

材料自体を低グロス化することで，成形条件の影響を受け難くし，グロスむらを低減させた.

（３）耐傷付き性向上

添加エラストマの硬度UPおよびシボ深さを深くすることで耐傷付き性を向上させた.

（４）ウェルド外観向上

添加フィラの改良およびウェルド発生位置のコントロールによりウェルド外観を向上させた.

（５）耐衝撃性確保

耐衝撃性と耐傷付き性を微細化したエラストマの添加量を６％とすることで両立させた.

従来の無塗装インパネ材料に比較し，耐衝撃性や耐傷付き性を向上させ表面グロスの低減をすることができ，無塗装でありながら塗装に近い品質のインパネ材料が確立でき，新型軽自動車に適用することができた.

謝　辞

最後に本研究を遂行するにあたり，多大なるご協力を頂いた森六株式会社，株式会社グランドポリマーおよび出光石油化学株式会社の関係者の皆様に感謝の意を表します.

参考文献

１）友松龍蔵：傷付白化度測定方法,特開 平１-169344

２）友松龍蔵：表面検査装置および表面検査方法,特開 平９-123987

３）L. E. Nielsen：ポリブレンドの衝撃強さ,高分子と複合材料の力学的性質，化学同人，京都，1976, p.195

４）L. E. Nielsen：ポリブレンドの衝撃強さ，高分子と複合材料の力学的性質，化学同人，京都，1976, p.194

■著　者■





山田哲史　　小田哲也

大型外装樹脂部品の少量生産技術の開発

Development of Small-scale Production Method for Large-size Exterior Plastic Parts

西山公人* 江井良治*
Kimito NISHIYAMA Ryouji EI
加藤良幸* 石橋一穂*
Yoshiyuki KATO Kazuho ISHIBASHI

要　旨

本開発は大型外装樹脂部品の少量生産技術の開発を目的として，特装車であるポップアップルーフ仕様車を例に各種少量生産技術を試みた内容について報告するものである．従来少量生産の開発に適用されていたが，高品位な大型外装部品には適用されていなかったRTM（RTM; Resin Transfer Molding）法を以下の手法にて寸法精度と剛性強度を向上させ大型外装樹脂部品の生産へ適用した．

（1）高精度化を目的としたアフターキュア（After-cure）処理の採用
（2）低投資化を目的とした金型レス部品の採用
（3）軽量高剛性化を目的としたアルミニウム矩形中空材，成型発泡スチロール芯材，ハイブリッドプリフォーム（Hybrid Pre-form）材の採用
（4）強度アップを目的とした細いガラス繊維径FRPの採用

を実施し結果大幅な投資及びコストの削減を達成した．あわせて分別回収への配慮も行い接着を多用しFRPのリサイクル性をも向上させた．

ABSTRACT

This paper includes the report on the development of small-scale production method for large-size exterior plastic parts of vehicle when it was applied to the production of the pop-up roof specification of specific vehicle.

The RTM (Resin Transfer Molding), which is conventionally applied to a small-scale production in a development, was not applied to the production of large size exterior plastic parts which requires high grade quality.

To use RTM, we tried to:
(1) employ after-cure to produce in high accuracy,
(2) use parts which are produced without mold as many as possible to reduce investment,
(3) use rectangular extruded aluminum hollow beam, formed styro-foam core material and hybrid pre-form material to make products light and stiff, and
(4) use fine glass fiber filled FRP (Fiber Resin Plastic) to increase the strength.

These measures have resulted in great reduction of investment and cost. Also, many parts of FRP are jointed by bonding so that after used up, they are capable of group collection to be recycled.

1．はじめに

少量生産車である特装車の開発においては，省資源，省エネルギー，少ない工数，短期開発でしかも最少投資リスクで時代の変化に俊敏に対応する少量生産の開発手法の研究が不可欠である．今回の適用例においては，少量生産から投資額最小化によるコストダウンを第一目標としさらに省資源，省エネルギーという目的をも達成すべく開発を進めた．従来FRP成型法の一つである中大量生産車向きのシートモールディングコンパウンド（SMC; Sheet Molding Compound）法による大型外装樹脂部品の開発に関しては，各種研究報告[1), 2), 3)]がなされてきた．しかしながら，少量生産車向きの大型外装樹脂部品の開発に関しては従来余り注目がなされていなかった．そこで，本開発では前記少量生産開発でしかも投資額最小化によるコストダウンに適した少量生産技術としてFRP成型法の一つであるRTM法に注目し，大型外装樹脂部品の少量生産に適用するための手法を検討しその効果を実証したものである．

本開発においては，ステップワゴンの特装車であるフィールドデッキ（通称）の大型外装樹脂部品を例にとりその少量生産技術に関する適用研究を行った．その実証例を本開発にて実施した各種手法を交えて論述する．

2．大型外装樹脂部品

大型外装樹脂部品の機能要件として以下の事項があげられる．

（1）関連部品との組み付け精度に耐え得る十分な寸法精度及び形状保持性を持つ．
（2）必要な荷重に耐え得る十分な強度剛性を持つ．

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_24

(3)外観商品性の関連部品との比較にも耐え得る十分な塗装品質を持つ.
(4)車体の軽量化をも考慮され十分に軽量化されている.
(5)成型材料が安価で品質が安定しておりかつ市場流通性がよい.

前記機能要件を満足する大型外装樹脂部品の成型法としては,
(1)強化スチレン系のABS樹脂等と比べてもはるかに比強度が高く,
(2)ポリプロピレン系の樹脂等と比べ塗装性も良好で,
(3)他のエンジニアリングプラスチックと比べてはるかに安価で市場流通性の良い,

ガラス繊維を強化材とする複合材料であるFRP材を用いた成型法が考えられる. そこで本開発では, 大型外装樹脂部品としての開発例を特装車であるポップアップルーフ仕様車にとりその成型法の適用研究を行った. ここで本開発例のポップアップルーフ車とは, アウトドア又はオートキャンプでの就寝等を目的としたルーフ上に開閉式のロフト(Loft ; 屋根裏部屋)を持つ車の事である. 本開発で適用したステップワゴンの特装車フィールドデッキ(呼称)においては, ポップアップルーフに車体上にロフトとしての機能を持たせると同時に前後の樹脂カバーと繋がりボディと一体になる流麗なフォルムもその特徴としている.

外観及び構造の概略図をFig.1, Fig.2及びFig.3に示す.

本開発における大型外装樹脂部品には以下の機能要件が必要となる.



Fig.1 View of field deck in open



Fig.2 View of field deck in close

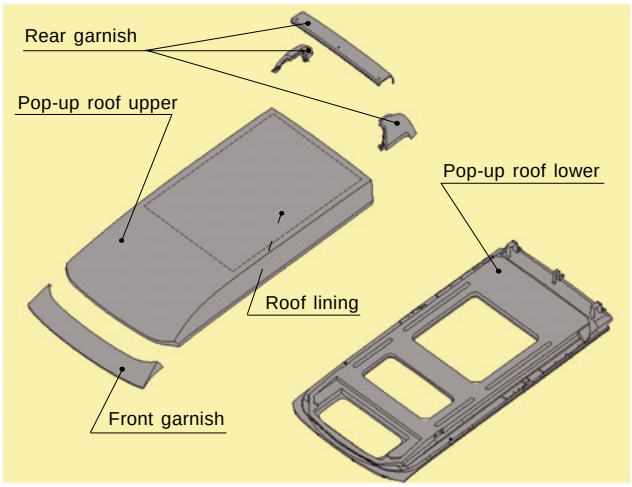


Fig.3 Structure components of pop-up roof

(1)2.55m×1.26mのステップワゴンのルーフと同等の大きさを持ちながらも大型外装樹脂部品として, 前後の部品との組み付けに耐え得る十分な寸法精度及び形状保持性を持つ.
(2)樹脂部品でありながら大人二名の就寝時の荷重に耐え得るだけの十分な強度剛性を持ち, 乗降時の繰り返し衝撃荷重にも耐え得る.
(3)外装樹脂部品として十分な塗装品質を持つ.
(4)ルーフ上への搭載部品であるため低重心化に配慮し十分に軽量化されている.

3. 少量生産手法の比較選定

今回の開発においては, 従来からある大量生産技術をスケールダウンし少量生産するのではなく投資額最小化によるコストダウンを第一目標として新しい少量生産車の手法を開発し量産することを目的とした. 樹脂成型法別の償却費と生産台数を指標モデル化したものをインジェクション成型法, SMC法, RTM法, 及びハンドレイアップ法(HLU; Hand Lay Up)の4成型法別にFig.4に示した. Fig.4からも数千台という生産台数設定における償却費の比較では, 4成型法の中でRTM法の投資コスト面での優位性がわかる.

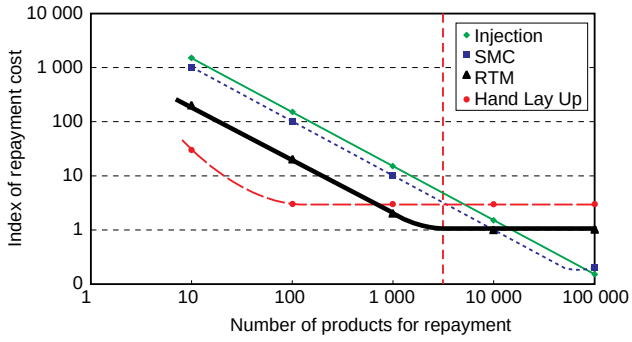


Fig.4 Repayment cost and number of products by molding method

３．１．RTM法作業工程

RTM法は以下の６工程が基本である．その作業工程の一部をFig.5に示す．

（１）プリフォームを製品形状に合わせて作成する
（２）凹型にゲルコートを施す
（３）そこに（１）で成型したプリフォームを被せる
（４）その上に凸型をのせボルト等で型締固定する
（５）型の適切な位置に開けた穴から硬化材の入った樹脂を低圧力で注入する
（６）その後暫くそのまま放置して型内で固め硬化させる．



Making pre-form of product shape



Putting the pre-form

Fig.5　Product view of RTM method

RTM法の概略をFig.6に示す．FRP成型法の一つであるハンドレイアップ(HLU)法，スプレーアップ(SPU; Spray Up)法，シートモールディングコンパウンド(SMC)法，バルクモールデイングコンパウンド(BMC; Bulk Molding Compound)法，真空成型法，及びインジェクション成型法等を検討し，各々の少量生産時における樹脂成型法別の比較表をTable 1のように作成し検討した．Table 1は過去の事例等を基に手法別の比較表として作成したものである．輸送機器としての複合材料(FRP)に関するユーザー側の共通認識をまとめた参考文献[4]をもとに作成したFRPの一般的な特性をTable 2に示す．今回の開発においては少量生産台数及び前記大型外装樹脂部品の特性からFRP成型法の一つであるRTM法を採用した．少量生産におけるRTM法については生産性，設計自由度，剛性強度の面で自動車の大型外装樹脂部品としては不充分であったため以下の手法を用いてこれらの問題点を解決した．

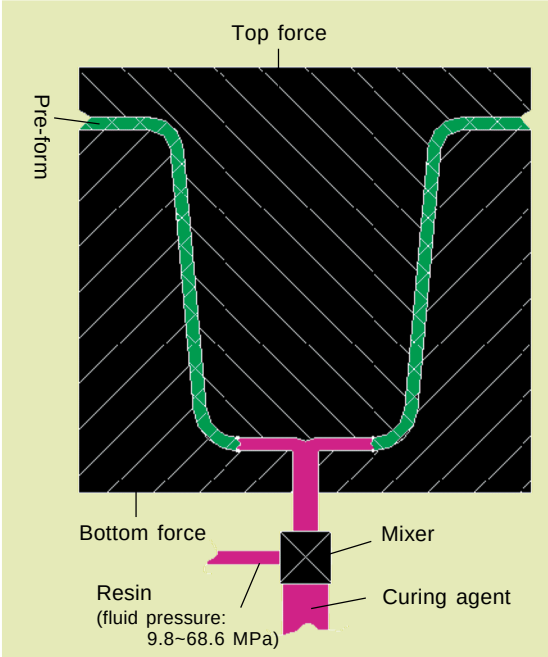


Fig.6　Outline of RTM [5]

Table 1　Comparison of manufacturing method in small size product

Classification / Method	Save Energy & Resources	Total cost	Invest-ment	Productivity	Design freedom	Strength
Hand Lay Up Method (FRP)	Good	Fair	Good	Poor	Fair	Fair
Spray Up Method (FRP)	Good	Fair	Good	Fair	Good	Poor
Sheet Molding Compound Method (FRP)	Good	Poor	Poor	Good	Good	Good
Bulk Molding Compound Method (FRP)	Good	Poor	Poor	Good	Good	Fair
Resin Transfer Molding Method (FRP)	Good	Good	Good	Fair	Fair	Fair
Vacuum Moulding (ABS)	Fair	Fair	Good	Fair	Poor	Poor
Injection Moulding (ABS)	Poor	Poor	Poor	Good	Good	Fair

４．寸法精度の向上手法

４．１．アフターキュア処理

アフターキュア処理とは，大型外装樹脂部品に必要な組み付けに耐え得る十分な寸法精度及び形状保持性を持つように脱型後の変形防止及び製品寸法ばらつきの吸収を目的とし寸法精度・形状を補正する治具等を用いた成型後の加熱処理した工程のことである．本開発においては，アフターキュア処理を積極的に採用し形状及び寸法精度アップを試みた．これは複雑な形状では型内での収縮率が不均一となり，その形状が型内で保持されないためデータと製品との間に差異が生じるためである．本開発においては成型

Table 2 FRP general characteristic and issue analysis

	General Characteristic	Analysis Of Issue
Cost & Investment	Die costs (investment) : Too cheap Material costs : Expensive Processing costs : Expensive Total costs : Cheap	Considerable range of variation depending on the molding method. Few economies of scale and post -process working costs are high. Variable costs are higher than fixed costs.
Weight & Gravity	Specific gravity ; 1.4 (FRP) 2.70 (Aluminium) 7.87 (Steel Plate)	FRP's specific gravity is lower than that of aluminium The standard sheet thickness ratio for these three materials FRP : Aluminium : Steel plate = 1 : 1.5 : 1.75
Strength	Impact strength in the flexible range is high. Impact strength in the plastic range is low. Reinforcing by means of overlays and the like is possible.	Strong possibility of destruction by rupturing at high impact levels in the plastic range. Reinforcements increase costs since they must be done in a post-process.
Design freedom	High degree of design freedom and three dimensional shapes can be used. The subjective sense of quality and sense of elegance are lower than in ordinary plastics.	The material will not be used in high -end products.
Repair & Maintenance	Difficult to repair surface scratches and other damage.	Few dedicated repair plaints. Repair cost is expensive
Assembly	The number of assembly processes can be reduced by integration.	Currently, dimensional precision in individual products is poor. Large amount of labor involved in making adjustments.
Thermal expansion	The thermal expansion coefficient is on par with those of steel and Al. Almost no expansion or contraction.	The material is not easily affected by temperature conditions, making it easier to control gaps.

後前記処理にて車体との合わせ部にあらかじめ補正量を設定しシール性等を向上させた．RTM製大型外装樹脂部品(ロアルーフ)をアフターキュア処理等により下方に補正し車体(ルーフ)との合わせを向上させた物をFig.7に示す．アフターキュアの時間，温度及び拘束方法追い込み量等は製造上の環境形状等の要因が大きく，その開発過程の中で最適値を選択した．

本開発においては以下の処理条件にてアフターキュアを行なった．

処理温度；40℃－60℃

処理時間；0.5時間－１時間

この後さらに常温まで0.5時間－３時間の冷却時間をとった．

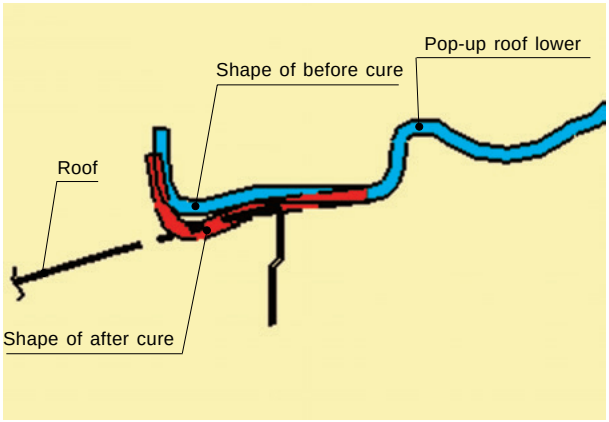


Fig.7 Shape of before and after-cure

４．２．打ち抜き素材の使用

本開発ポップアップルーフのルーフライニングは形状追従の良いラミネートペーパー(Laminate Paper)の特性を生かし打ち抜き素材をそのままポップアップルーフの形状に合わせることで，成型型を省略し従来の成型ルーフライニングに対して60%の型費削減をはたした．また樹脂クリップと芯金入りトリムを併用することにより耐冷湿熱老化による撓み変形を押さえた．Fig.8は，樹脂クリップと芯金入りトリムによるルーフライニングのポップアップルーフへの取り付け状態を示した図である．

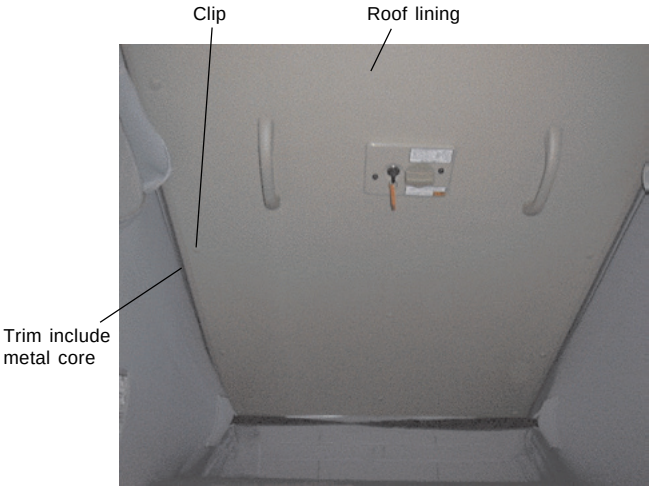


Fig.8 Roof lining of making by punching die

５．剛性及び強度の向上手法

５．１．成型発泡スチロールによる商品性及び剛性向上

本ポップアップルーフ車のフロントルーフガーニッシュの芯材には，商品性及び剛性向上の目的から一部フロントバンパーの芯材にも使用されている発泡スチロール材をルーフ形状に合わして成型しそれをサンドイッチ構造として使用した．本開発においては軽量且つ安価，低投資にて製作可能な低倍率発泡の成型発泡スチロール材を使用した．その断面構造図をFig.9に示す．

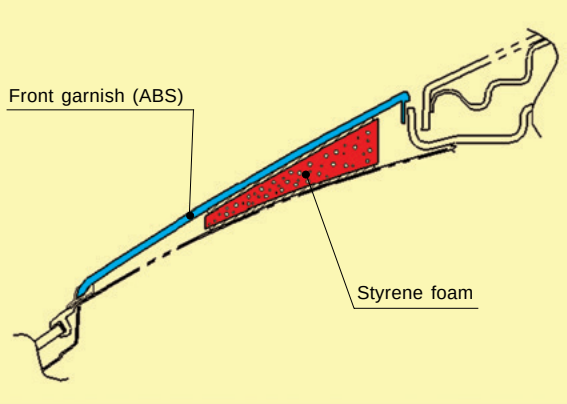


Fig.9　Reinforcement of styrofoam member

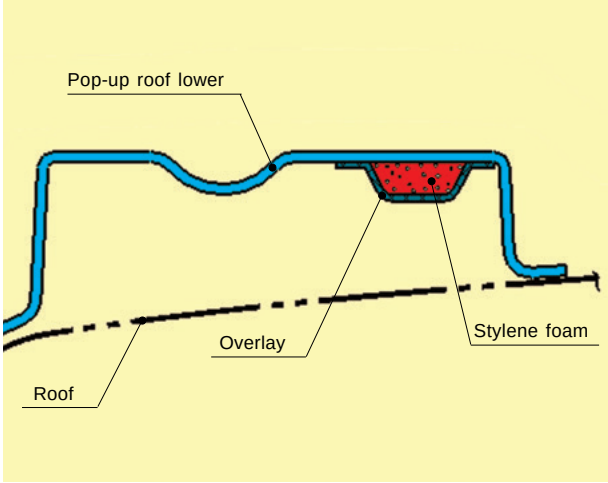


Fig.11　Increase of moment of inertia of area by stylene form

５．２．軽量高剛性補強材による剛性向上

軽量化及び強度剛性向上また形状の安定化及びリサイクルを目的として，軽量高剛性の矩形中空アルミ押し出し材をポップアップルーフロアにオーバーレイ(Over Lay)結合しFRP部品の補強材兼形状保持材として採用した．その構成を Fig.10**に示す．**Fig.10**にRTM製大型外装樹脂部品(ロアルーフ)に矩形中空アルミニウム押し出し材をオーバーレイ結合しウェイトの増加を最少に押さえ強度剛性を向上させた物を示す．また同時に低投資かつ軽量な発泡スチロールを芯材としてオーバーレイすることにより，断面２次モーメントをオーバレイ前の断面２次モーメント225mm⁴から7869mm⁴に大幅に向上させ剛性向上をも図った．発泡スチロールを芯材としてオーバレイする前後での断面２次モーメントを比較すると製品の撓み量測定から大幅な寄与が確認された．**Fig.11**は，ロアルーフに発泡スチロールを芯材としてオーバーレイ結合し剛性を向上させた実施形状を示した物である．**

５．３．ハイブリッドプリフォーム

RTM法は，Fig.5**に示すようにあらかじめプリフォーム(Pre-form)を製品形状に合わせて成型しそれを型内に配置し**

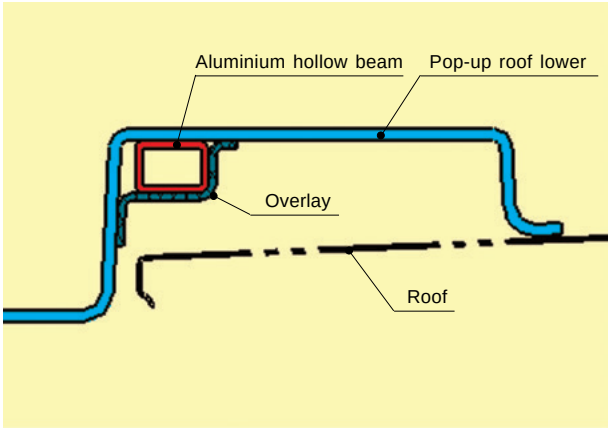


Fig.10　Reinforcement of extruded aluminum hollow beam

マトリックスを注入し成型する方法である．また，RTM法におけるプリフォームとはそのFRP製品の強度剛性を確保する目的を担った強度部材(ガラス繊維集合体)である．RTM法で作られたFRP製品は，プリフォーム単体の基本的な性状に影響を受け易い．そこで，本開発においては少量生産設定から毎回人の手加工で作られ作業者の技能，経験の影響を受け易いプリフォーム材の性状に注目した．FRP製品の強度剛性アップと品質平準化を目的として面剛性の必要な部分は高価だが品質が安定均一化しており剛性の高いガラスマットを，一般部は安価で自由度の高いウェービング(ガラス繊維を接着剤にて結合硬化させたもの)を用いる事によりコストダウンと軽量化を行いハイブリッド(複合)構造として強度剛性を確保した．樹脂の厚肉化による重量アップを図ることなく安定した剛性アップが図られることを製品の歪みを測定することにより確認した．

５．４．界面からの剥離防止手法

参考文献[5]は繊維表面積／繊維断面積(１／μm)を剥離の指標として表わしており，一般にFRPの界面からの剥離はガラス繊維径が細いほどその表面積が増して強度が増す．本開発では均一な繊維によって構成される仮想モデルを想定し，ガラス繊維径の繊維剥離に対するパラメーターとして以下の繊維径に対する単位質量当たりの繊維表面積の値を考え繊維径を決定した．

繊維半径；ｒ，繊維長；Ｌ，繊維数；ｎ，繊維の比重；ρとし，繊維のマトリックス界面からの剥離強度は繊維とマトリックスとの接触面積(繊維表面積)に比例すると仮定すればその繊維径に対する単位質量当たりの繊維表面積の関係は以下の式にて表される．

$$Ln2\pi r / Ln\rho\pi r^2 = 2/\rho r$$

２／ρｒはガラス繊維径の繊維剥離に対する指標として考えられ，その繊維径とパラメーターの関係を指標モデル

化した物をFig.12に示す．本指標よれば細いガラス繊維を使用した場合同じ質量のガラス繊維を使用した場合と比べて界面からの剥離強度は大幅に向上することがわかる．そこで本開発では前記内容を考慮し，細い繊維径にて界面からの剥離強度を満たしつつマトリックスと混ざり得る最適の繊維径を設定した．

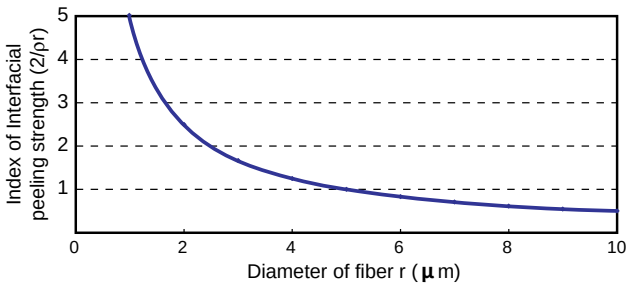


Fig.12 Relation of diameter of fiber and interfacial peeling strength

6．分別回収のための取り組み

廃FRPの再資源化とエネルギー回収について研究報告[6]やSMCリサイクル技術については研究報告[7]等がなされきているが，現在廃却FRP製品の大半は潰して埋め立てる廃却処理となっておりFRPのリサイクル処理は大きな課題となっている．そこで本開発においてはサーマルリサイクル，マテリアルリサイクル，ケミカルリサイクル等を考慮しそのリサイクル時の分別回収化が容易な様ブラケット類のオーバーレイを大幅に削減し接着剤を積極的に採用し接合を行った．

7．まとめ

本開発は少量生産車の大型外装樹脂部品の製造手法としてRTM法を採択してその改良手法を研究し

（1）アフタキュア処理による精度向上
（2）ラミネートペーパの打ち抜き使用による品質向上と投資削減
（3）成型発泡スチロール芯材による軽量化と剛性向上
（4）軽量アルミ材の採用による剛性向上
（5）ハイブリッドプリフォーム材の採用による軽量化と剛性向上
（6）界面からの剥離強度を考慮した繊維経の採用による強度向上
（7）接着ブラケットの採用によるリサイクル性の向上

によって従来のHLU法，SMC法と比較して大幅なコストダウンと投資額削減を達成したものである．

本手法はステップワゴンの特装車であるフィールドデッキ(呼称)のポップアップルーフ仕様車の少量生産技術として適用した．

謝辞

最後に本研究発表に際して数多くの貴重な御助言ご協力を頂いた森六株式会社，ティ．エステック株式会社，中部工業株式会社樹脂製造課の皆様に対し深く感謝の意を表するものである．

参考文献

1）飯塚昭夫：車体樹脂材料の現状と将来，自動車技術，Vol.41, No.7, p.704-709(1987)
2）野村孝夫ほか：自動車SMC外板開発の現状と将来，自動車技術，Vol.43, No.6, p.32-38(1989)
3）鈴木正通：自動車樹脂部品の生産技術の動向，自動車技術，Vol.42, No.5, p.582-587(1988)
4）小野昌孝，小川弘正：輸送機器としての複合材料,複合材料のおはなし(改訂版)，東京，日本規格協会，1998, p.61
5）日本複合材料学会編：成型と複合化技術,複合材料の誕生，複合材料と界面，おもしろい複合材料のはなし，東京，日刊工業新聞社，1998, p.56-80
6）中西洋一郎：廃FRPの再資源化とエネルギー回収，燃料及び燃焼第60巻，第７号，p.27-35及び第60巻，第10号，p.33-42
7）稲生隆嗣ほか：SMCリサイクル技術の開発，TOYOTA Technical Review, Vol.42, No.2, Nov.(1992)

■著　者■


西山公人


江井良治


加藤良幸


石橋一穂

内装樹脂部品のつやコントロール技術の開発

Development of Gloss Control Technology for Interior Plastic Parts

高 橋 信 之*
Nobuyuki TAKAHASHI

要　旨

自動車内装部品に多用されるプラスチック射出成形部品のつやを低減させ外観の品質を向上させるために，金型の表面処理技術，材料の金型への転写技術，材料のつや消し技術等を検討した結果，それらの個々の条件設定を明確にすることで，つやを低減させることが出来た．

さらに量産においてのつや変化の原因が添加剤に起因していることをつきとめ，添加剤の一部変更によって安定した低いつやの外観を達成できた．

ABSTRACT

In order to get good quality for car interior molding plastic parts,we investigated about die, plastic material and molding condition to reduce gloss of plastic parts.After that we got the low gloss plastic parts.

Then we found reason of increace gloss during mass production was caused by additives of plastics.And we got the low and stable gloss plastic parts by changing of additives of plastics.

１．はじめに

プラスチック射出成形部品はコストが低い，形状自由度が高い，組み付け性に優れるといった特長から自動車内装部品として多用されているが，その外観については自動車雑誌に「プラスチッキー」，「安っぽい」などと記述されるなど，必ずしも高い評価を得られていない．「プラスチッキー」と表現されるのはつやが高い上に不均一であるためで，その欠点を補うために塗装を施している例もある．

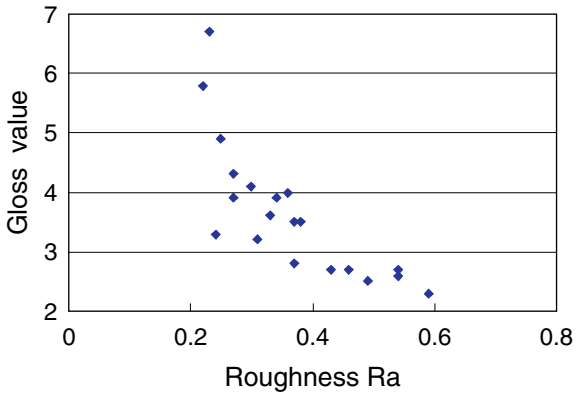
従来よりウェルドやフローマークなどの外観不良については多くの研究が行われてきている．しかしプラスチックそのもののつやについては，これに影響を及ぼす製造諸条件が多岐にわたることや塗装による意匠性改善が一般化していることもあり，各分野での断片的な検討にとどまっている．

そこで，塗装をせずに樹脂射出成形品のつやを低く安定させることを目的として，材料，製法全般にわたって総合的に研究し，その技術を確立したので，以下に報告する．

２．評価項目と目標の設定

樹脂成形品のつやはグロス値（表面光沢度（JIS K7105 5.2））で表され，一般の自動車内装樹脂部品のつやはグロス値（60 °法）で２～３が要求される．そこで本研究でも，無塗装でグロス値３以下を目標とした．

一般に，つやは光の反射と散乱によって決まり，光の反射は材料の物性によって，また光りの散乱は材料表面の面粗さによって決まる．しかし，自動車の内装材料で多用されるアクリルブタジエンスチレン共重合樹脂（以下ABSと略記）やポリプロピレン（以下PPと略記）では樹脂差はほとんどなく表面状態だけでつやは決定されている．Fig.1はPPに関する面粗度とグロス値の測定例であるが，これによると面粗度をおよそ0.4μm程度よりも粗くすればグロス値が３以下に入ることがわかる．このように面粗度をいかにして粗く（ラフに）制御するかが主な技術的課題となる．



Sample material condition: talc 20%, MI=20
Texture: H-280A (grain number)

Fig.1　Relation between gloss value and surface roughness of PP material.

＊栃木研究所

https://doi.org/10.69239/hondatechnicalreview.1999_11_1_25

３．面粗度ラフ化の技術課題

一般的に自動車内装材に使用されているABS,PP材料の面粗度を粗くし低グロス化する手法は①金型表面の粗度を上げ，樹脂に転写させる手法(転写法)，②材料自身で成形品表面が微細な凹凸を持つようにしたもの(材料つや消し法)が考えられる．

３．１．転写法

転写法で成形体の面粗度を粗くするには，適切な粗さの金型表面を形成することと，高い転写率(金型表面の面粗度に対する成形体表面の面粗度の比率と定義)が必要である．

転写率を高くするには，樹脂材料が金型に対して高い濡れ性をもっていること，および樹脂の流動性が高いうちに金型への充填を完了してしまうことの両方が必要である．樹脂の流動性に影響を及ぼす要因は，樹脂の種類，添加剤の種類・量，射出成形条件，金型設計など多岐にわたる．この中で樹脂の完全充填と外観不良防止に対しては，これらの要因の影響はすでに詳しく調べられてきている．

しかし，本研究で問題にしている転写は固化の初期段階での表面現象であり，未解明の部分が多い．まず，この点に本研究の課題がある．

３．２．材料つや消し法

材料つや消し法とは，ベース樹脂と成形収縮率の異なる材料を添加し，冷却固化時に表面に凹凸を形成させる方法である．特にPP材料におけるつや消し法には，傷つき性や衝撃性などの機械的特性が劣化するという弱点があり，つや消し効果と機械的特性のバランスが課題である．

以下にこれらの課題に関する検討結果を述べる．

４．転写法

４．１．グロス値に及ぼす金型表面処理の影響

金型の表面の加工は①エッチングによる絞付け②サンドブラストショットによるつや処理を行なう．

ここでは，直接つやのレベルを決定する②のサンドブラストショットについて検討した．サンドブラストショットというのは砂粒とガラスビーズの混合物を高圧で金型表面に吹き付けて表面に微細な凹凸を形成する加工である．そしてつやレベルを変化させるためには，通常，砂とガラスビーズの比率や砂粒の粒径を変える．実験結果をFig.2に示す．砂粒径が大きく(＃数値が小さく)，砂比率が高い方がグロス値は低くなる．但し砂粒が大きく，砂比率が高いのは金型表面を摩滅させるため，耐久性の観点から，#80砂：#200ガラス＝２：１の設定とした．

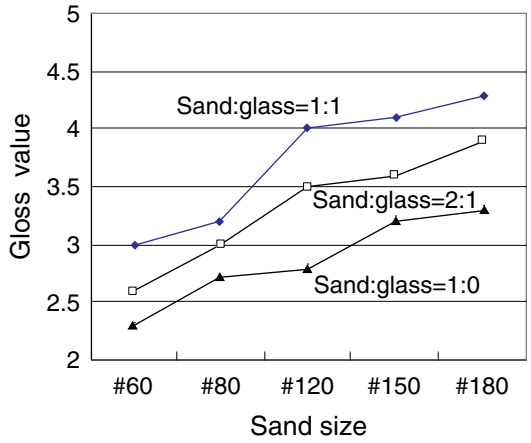


Fig.2 Relation between gloss value and sand blasting condition

４．２．グロス値に及ぼす材料の流動性の影響

材料の流動性と成形品のつやの関係を調べた．材料はPPのタルク(樹脂の充填材として一般的で化学式は3MgO・4SiO3・H2O)の添加，無添加品でMI=10～30(MIは材料の流れ易さを表わす数値でASTM D-1238Dに規定される)のもので行なった．

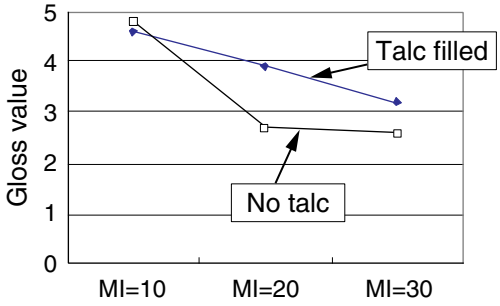


Fig.3 Melt flow and gloss value

材料の流動性はFig.3の様に成形品のつやに影響を与えることが分かった．PP材ではタルク有無を問わず流動性が高いほどグロス値は低くなる．

流動性を上げる手法としてはホモPP部の低分子量化の効果が高い．

４．３．グロス値に及ぼす樹脂添加剤の影響

Fig.3によると，タルク無しの場合にはMI=20とMI=30での差がなく，MI=20で充分な低グロスが得られる．タルク入りの場合にはMI=20よりMI=30が低いグロス値となっており，またタルク無しに比べるとグロス値は高い．その原因はタルク入りのものでは，結晶化速度が速くなり，また溶融粘度が上昇することで金型への転写性が悪くなったことによると思われる．

４．４．成形性に及ぼす樹脂基材の影響

樹脂材料は，その種類によって流動特性に差がある．PPの様な結晶性樹脂とABSの様な非晶性樹脂は異なった流動特性を示す．成形性を比較する方法としては，スパイラル長さを測定する方法が一般的で，スパイラル長さが長いほど成形性が良い．Fig.4にPP，ABSのスパイラル長さ測定結果を示す．これによるとPPの方が成形性が良いことが分かる．

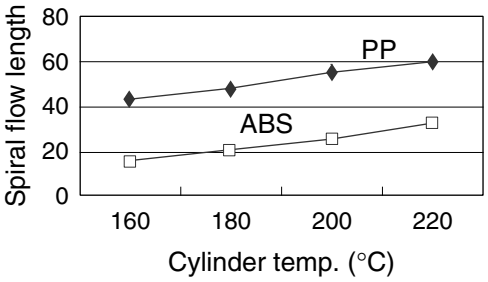


Fig.4　Comparison of spiral flow between PP material and ABS

４．５．グロス値に及ぼす射出成形条件の影響

成形条件の主なものとして，樹脂温度，金型温度，射出速度，保圧等の条件がある．これらの条件がグロス値に及ぼす影響をタルク入りPPとABSについて調べた．PPに関する実験結果をTable 1に，ABSに関する結果をTable 2に示す．Table 1によるとPPで低グロスが得られるのはCASE6，10，11である．Table 1の全データを回帰分析した結果，樹脂温度，射出速度の影響が大きく，金型温度，保圧の影響は小さいことがわかった．また，ABSで低グロスが得られる条件はCASE6，8でありPP同様に樹脂温度，射出速度の影響が大きい．

Table 1　Molding condition and gloss value (PP)

	MATERIAL TEMP.	DIE TEMP.	INJECTION SPEED	HOLDING PRES.	GLOSS
CASE 1	230	50	40	55	3.5
CASE 2	230	50	80	55	3.0
CASE 3	230	50	80	70	3.2
CASE 4	230	50	40	70	2.9
CASE 5	250	50	40	55	3.2
CASE 6	250	50	80	55	2.5
CASE 7	250	50	80	70	2.9
CASE 8	250	50	40	70	3.1
CASE 9	250	70	40	55	3.2
CASE 10	250	70	80	55	2.5
CASE 11	250	70	80	70	2.7
CASE 12	250	70	40	70	2.8
CASE 13	250	70	30	55	3.2

Table 2　Molding condition and gloss value (ABS)

	MATERIAL TEMP.	DIE TEMP.	MOLDING SPEED	GLOSS VALUE
CASE 1	260	50	10	4.9
CASE 2	260	50	40	4.8
CASE 3	260	80	10	4.8
CASE 4	260	80	40	4.4
CASE 5	290	50	10	4.1
CASE 6	290	50	40	3.1
CASE 7	290	80	10	4.7
CASE 8	290	80	40	2.7

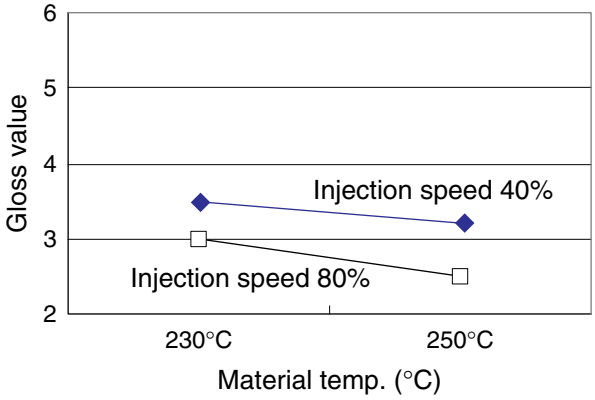


Fig.5　Relation between molding condition and gloss value(PP)

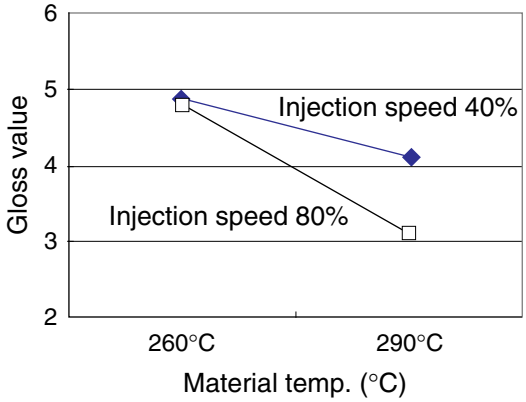


Fig.6　Relation between molding condition and gloss value(ABS)

これらの結果から，低つやを得るためにはPP，ABSを問わず樹脂粘度の低い段階(樹脂温度，金型温度が高い段階)で，素早く成形を終わらせる(射出速度が速い)のがよいということが分かる．

PP(Fig.5)とABS(Fig.6)を比較すると，成形条件違いによるグロス値の幅はPPの方が小さいことが分かる．実際の成形品では，特に大きな部品では部位による成形条件の違いが大きくなるためつやバラツキが大きくなる．ABSにつやムラが多いといわれるのは，成形条件の影響を受け易いのが原因の一つといえる．

成形条件によってつやを多少はコントロールするというのは可能であるが，それに頼るのは実際には推奨できない．外観のつや以外にもウエルド，ひけ，ばり，ショートショット，フローマーク等の様々な成形上の問題点をクリアするために成形条件は決定されているからである．

４．６．射出成形品への金型表面の転写

実際の成形品は金型表面をどの程度転写しているのかを測定した．

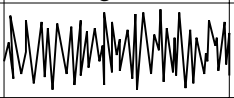
	Roughness	Ra	Transcription
Die surface		1.37	43%
PP sample surface		0.59	

Fig.7 Transcription from die surface

金型の表面粗度と成形品の表面粗度を測定したところ，Fig.7の様にそれぞれ1.37，0.59であり転写率43%だった．PPは溶融粘度も低く転写性はかなり良いと考えられているが実際はそれほどでもないことがわかった．金型表面と成形品表面の500倍のSEM写真をそれぞれFig.8，Fig.9に示す．この写真から見ても，ミクロの状態では金型表面形状の転写が充分とはいえない．

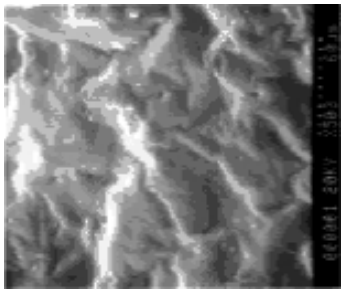


Fig.8 Die surface (× 500)

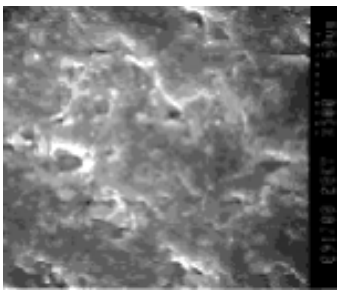


Fig.9 Molded sample surface (PP) (× 500)

5．材料つや消し法

材料つや消し法とは，材料自身が成形後に表面凹凸を持つようにする手法である．理論的にはベース樹脂と成形収縮率の異なる材料を添加することによって，冷却固化する時に表面に凹凸を生じさせる手法である．具体例としては，低分子量PE添加，高分子量HDPE添加，EPDM等ゴム後添加がある．低グロス化の効果としては，鏡面成形品でグロス値を10～30下げ，グロス値３～４の絞付き成形品でグロス値を１～１.５下げることが可能である．但しこれらの添加物は表面硬度を下げるため，傷つき性が悪化するので注意を要する．

HDPE添加品での実施例を以下に示す．Fig.10は材料自身のつや消し効果を確認するため，鏡面サンプルでのグロス値の変化を測定したものである．

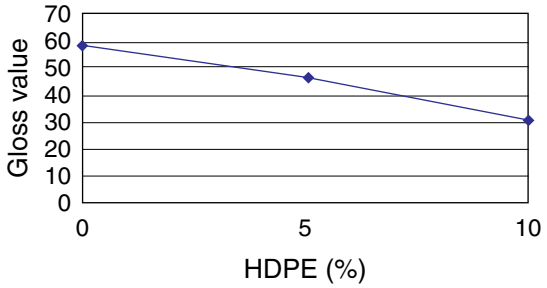


Fig.10 Gloss value on the flat surface (with HDPE)

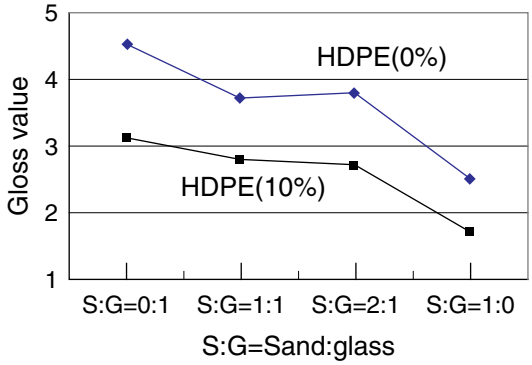


Fig.11 Gloss value on the grain surface

Fig.10ではHDPE10%添加でグロス値が27下がっている．Fig.11は絞板に関する測定例であるが，1.0程度のつや消し効果が見られる．グロス値が３～４のレベルでグロスが１下がるのは，見た目のつや消し効果は大きい．

HDPEの添加量と物性への影響を以下に示す．

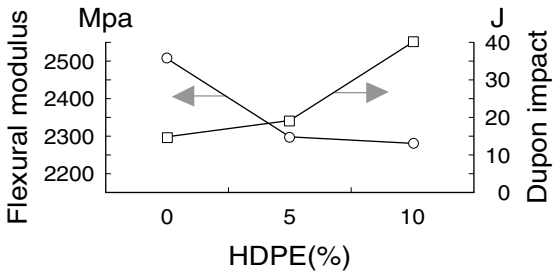


Fig.12 Material property with HDPE

Fig.12によるとHDPE５%添加でも物性への影響は大きい（曲げ弾性率で10%低下）ため，材料設計段階からグロス値と物性値の目標設定をしておく必要がある．

6．製造基本条件の設定

これまで述べてきた①目標グロス値を達成できる金型の表面処理，②転写性の良い材料選択，③安定した成形条件

などの検討結果を踏まえて，製造基本条件を設定した．その結果，定期的に金型を洗浄するだけで，グロス値2.7±1.0の範囲に管理できるようになった(Fig.13)．Fig.13で製造ショット数に対して，グロス値が周期的に変化しているのは，金型洗浄によるものである．

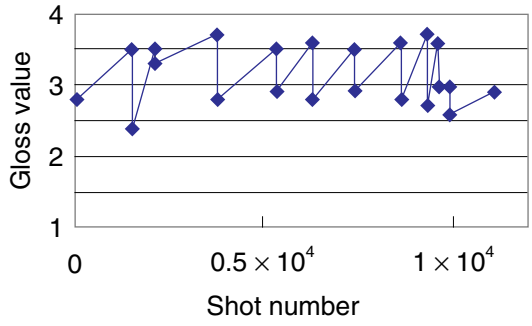


Fig.13　Gloss deviation in mass production

7．量産品での艶安定性

7．1．つや変化の原因

前項の製造基本条件の設定を踏まえて，更に，定期的な金型クリーニングの廃止とグロス値の３以下安定化を目標にしてとくに金型で発生している現象について調べた．その結果，金型の表面が徐々に汚染されていくこと，および汚染された金型で成形するとつやが高くなってしまうことがわかった．

7．2．金型汚染物質の解明

金型汚染物質の融点を測定したところ，100℃であった．Table 3に材料添加物とそれぞれの融点を示す．Table 3によると材料添加物には，100℃の融点をもつ成分は含まれていない．したがって，その汚染物質は新たに何らかの反応で生成したと考えられた．

Table 3　Material Additives and Each Melting Point

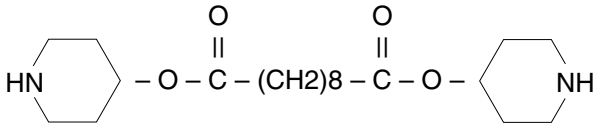
additives	Melting point(°C)
Anti-oxide agent (phenol type)	110-125
Calsium stearate	150
Hindered amin light stabilizer	83
Anti-static agent	60

Table 3の上記添加剤のなかでステアリン酸カルシウムはPP重合時の触媒残渣の塩素を中和するために添加されており，その反応は下記の通りでステアリン酸が生成する．

$$2Cl + C_{17}H_{35}COO\text{-}Ca \rightarrow CaCl_2 + C_{17}H_{35}COOH$$

ステアリン酸の融点は71℃であり，これは汚染物質ではない．

次にステアリン酸と添加物との反応を推測した．添加物中のヒンダードアミン系の耐光安定剤は塩基性であり，ステアリン酸との反応が考えられる．この耐光安定剤とステアリン酸の混合物を実際の加工工程温度の220℃で30分加熱したところ，融点が100℃の白色粉末が得られた．使用している耐光安定剤の構造は下記の通りであり，末端の-NH基がステアリン酸の-COOH基と酸塩基反応し，金型汚染物質になっていると推定された．



molecular weight　480.7

7．3．汚染物質の生成タイミング

金型構造はFig.14のようにホットランナー方式と呼ばれる構造(小さい部品以外では一般的に採用される)で図のHOT AREAは常に220℃程度に設定されている．生産を続けているうちは特に問題ではないが，成形機の休止中はHOT AREAにある樹脂は加熱されたままとなる．このタイミングで耐光安定剤とステアリン酸が反応し，生成した揮発成分が金型の表面に，固着堆積し汚染していると考えられる．

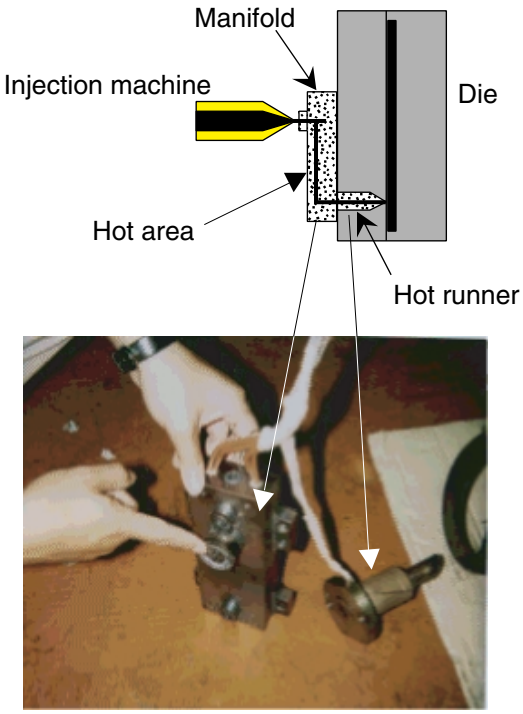


Fig.14　Die structure

7．4．材料変更によるつやの安定化

対策案としては下記が考えられる．

①ステアリン酸カルシウムを別の中和剤へ変更

②耐光安定剤をN-H基の持たないものに変更

③耐光安定剤を高分子量タイプのものに変更

①案として，ステアリン酸カルシウムの代替えとしてハイドロタルサイト（$Mg4.5Al_2(OH)13CO_3 \cdot 3.5H_2O$）[1]に変更したもので金型汚染の確認を行なった．

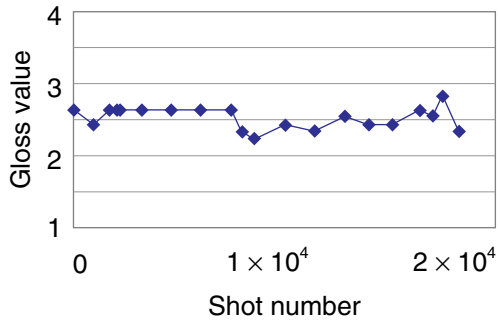
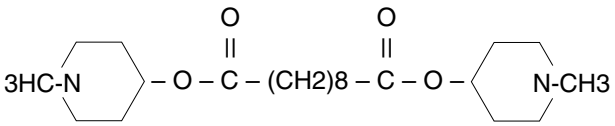


Fig.15 Gloss deviation of countermeasure material

その結果，Fig.15に示すように金型洗浄を全く行なわずに安定したつやの製品を得ることができた．

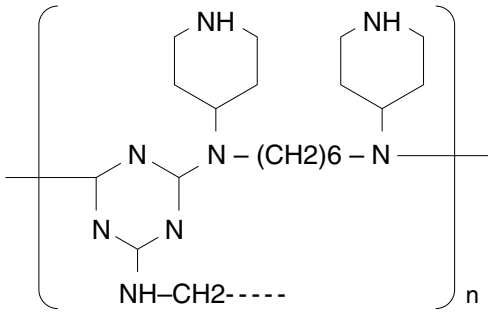
なお，対策案②③の耐光安定剤の変更については，下記の様なヒンダードアミン系耐光安定剤[2]が市販されており，入手可能である．

②のN-H基をもたない例として下記のものがある．



molecular weight 508.8

③の高分子量タイプの例として下記のものがある．



molecular weight 2000-3100

これらの対策手法のどれを選択するのかは，コスト，性能，材料入手しやすさ等を考慮する必要がある．

8．まとめ

内装樹脂部品の外観を低いつやにコントロールする技術を検討し，以下の結論を得た．

①金型表面処理加工

金型のサンドブラストショットによる表面処理はつやレベルを決定する大きな要因である．サンドブラストショット条件の砂粒径，砂／ガラス比を砂粒径#80，砂／ガラス比2対1に設定し，目標グロス値2.5を達成することができた．

②材料選択

材料選択にあたっては，材料のもつ流動性，溶融粘度，充填材によってつや転写性が異なる．安定した低つや外観を得るためには溶融粘度が低く，流動性が良く，且つ充填材を含まない材料，例えばポリプロピレンが低グロスを得やすいことがわかった．

③成形条件

外観の安定したつやを維持するためには成形条件を一定に保つことが好ましい．成形条件はつや以外の影響が大きく，量産中につやレベルを改善するために成形条件を変更すると，成形後のバリ，ヒケ等の問題を引き起こすことがある．標準条件で目標のつやを得られるように，金型，材料を決めることで，量産中の安定したつやが得られた．

④金型汚染

樹脂添加剤の処方について今回のポリプロピレンによる検討結果で，ステアリン酸金属塩と特定の耐光剤の組み合せが金型汚染を起こし，射出成形を続けていく過程で，成形品のつやが上昇していく原因であることがわかった．また，それらの樹脂添加剤を変更し金型汚染の無い仕様設定を行い，その結果，安定したつやの樹脂射出成形品を得ることが可能となった．

以上のような金型，材料，成形，量産管理とすべての項目について目標設定を行なうことで，安定した低つやを得ることが出来た．

9．謝辞

最後に本研究を遂行するにあたり，多大なる御協力をいただいた森六株式会社および本田技研工業株式会社鈴鹿製作所PO課の関係者の皆様に感謝の意を表します．

参考文献

1）渡辺聡志：高機能付与剤-ハイドロタルサイト-の可能性，プラスチックス，Vol.45, No11, p.87 (1994)

2）遠藤昭定ほか：プラスチックス配合剤，東京，大成社，1996

■著 者■



髙 橋 信 之

社外発表(1998. 4～1998.12)

◇講　　演

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1998. 5.14 ～ 15	SAE／Modern Apprication of the CVT TOPTEC (Southfield, USA)	Properties and performance requirements for CVT fluids.	長島　　隆 吉田　潤平 山根　伴紀	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Status of the Honda CVT Technology	角　　誠	栃木研究所
		A study on the power transmitting mechanism of the metal pushing V-belt type CVT	金原　　茂	栃木研究所
1998. 5.14	日本機械学会／明日を目指すエンジンのコンセプト(東京)	ULEV/ZLEV用エンジンの研究	岸　　則行 鈴木　典男	栃木研究所 栃木研究所
1998. 6. 2	第16回センサ・マイクロマシンと応用システム(川崎)	水晶振動ジャイロ(ICP-RIEによる水晶の加工検討)	大里　　毅 江刺　正喜	和光基礎技術研究センター 東北大学
1998. 8.21	自動車技術会／関西支部講習会「機械設計法・各種ピストン比較」(京都)	二輪車用エンジンのピストン	水村　　榮	朝霞研究所
1998. 9. 4	日本機械学会／第６回機械材料・材料加工技術講演会(富山)	粉末複合材ライナによるオールアルミニウムシリンダブロックの開発	小屋榮太郎	朝霞研究所
1998. 9.11	日本油空圧学会／フルイドパワーシステム特別研修会(東京)	電動パワーステアリングの技術動向	清水　康夫	栃木研究所
1998. 9.16 ～ 17	日本機械学会関東支部／ブロック合同講演会(浦和)	省電力競技車輌の開発	涌井　　勇 中村　忠能	宇都宮大学 栃木研究所
1998. 9.17	軽金属協会／第26回アルミニウム鍛造技術講座(東京)	車の開発と量産技術	槙野　博喜	朝霞研究所
1998. 9.26	日本動物学会／第69回大会(広島)	ハエの着陸行動における受容野特性	大熊　二郎 長谷川雄二	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
1998.10.29	熱流体フォーラム／第７回熱流体先端技術講演会(東京)	点火プラグ部の熱流束変動の測定	浦田　泰弘	栃木研究所
1998.11.17	電気学会／栃木支所研究発表会(宇都宮)	フィードバック能動騒音制御のためのモデリングとPID補償器の設計	米谷　嘉子 山王堂　徹 平野　真之 足立　修一 佐野　　久	宇都宮大学 宇都宮大学 宇都宮大学 宇都宮大学助教授 栃木研究所
		内部モデル原理に基づく２自由度能動騒音制御系	佐野　　久 足立　修一	栃木研究所 宇都宮大学助教授
1998.11.19 ～ 21	システム制御情報学会、他／第41回自動車制御連合講演会(大分)	ビジュアルサーボによる自動車の自動操舵	小森　鉄平 藤原　幸広 内田　健康 藤田　政之	早稲田大学 栃木研究所 早稲田大学 金沢大学

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1998.11. 9	日本機械学会／交通・物流部門講習会「自動車の安全技術」(東京)	二輪車の安全	山本　武典	朝霞研究所
1998.11.12 ～ 13	Nihon ESI／PUCA '98 (横浜)	Simulation System of Car-Pedestrian Accident to Evaluate Car Structure	吉田　　傑 松橋　徹生	栃木研究所 栃木研究所
1998.11.14	早稲田大学モビリティ研究部会／第18回モビリティシンポジウム(東京)	HONDA LEVのエミッション低減技術	宍戸　信彦	栃木研究所
1998.11.19	98LS-DYNAユーザー会議 (東京)	衝突時の車両部材の変形及び傷害値解析事例	清田　　悟	朝霞研究所
1998.11.24	日本高圧力技術協会／NGCV委員会(東京)	天然ガス自動車における容器搭載と安全性について	田村　昌之 山城　正伸 渡辺　秀夫 新井　作司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998.12. 5 12. 9	The 3rd HONDA Motor Engineering Conference (Danang Univ. & Can Tho Univ., Vietnam)	Power Equipment Engine Technology	笠井　　洋 前坂　清富	朝霞東研究所 朝霞東研究所
		Engine for Motorcycles	渡辺　國明	朝霞研究所

◇投　稿

発表日	発表先／誌名／巻.号	表　　題	著　者	所　属
1998. 4. 1	自動車技術会／自動車技術／Vol.52, No.4	衝突における主フレーム曲げ壁面崩壊の影響	江川　泰久	栃木研究所
1998. 5. 1	自動車技術会／自動車技術／Vol.52, No.5	自在傾斜小型４ストロークエンジンの開発	志賀　光男	朝霞東研究所
1998. 6. 1	Artificial Life and Robotics vol.3, 1998 (Springer-Verlag)	Cortical architecture and self-referential control for brain-like processing in artificial neural systems	Edger Koerner 松本　元	和光基礎技術研究センター 理化学研究所
	オーム社／エレクトロニクス／第43巻, 第６号	ホンダのITSへのアプローチ	中村　之信	栃木研究所
	自動車技術会／自動車技術／Vol.52, No.6	白バイ－その機動性を活かして	大箸　晴康 千葉　稔	朝霞研究所 朝霞研究所
1998. 6.25	日本機械学会／日本機械学会論文集Ｃ編／第64巻, 第622号	部分空間法を用いたシステム同定結果に基づく２自由度アクティブ騒音制御系の設計に関する研究	佐野　久 山王堂　徹 吉田　由香 足立　修一	栃木研究所 宇都宮大学 宇都宮大学 宇都宮大学
1998. 7. 1	自動車技術会／JSAE Review／Vol.19, No. 2	固定用Oリングの面圧挙動測定による理論解析及び熱劣化のシール性への影響	横山　和孝 岡崎　雅之 小見戸　拓	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		96モデル新V6エンジンの振動騒音性能の向上について	村上　真一 篠原　利光 永井　広和 亀田美佐子	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 8. 1	自動車技術会／自動車技術／Vol.52, No.8	ITS(高度道路交通システム)	中村　之信	栃木研究所
		振動･騒音･乗心地	石井　康夫 梅村　匡一 近藤　忠身 平田　尚史	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	鋳造工学会／鋳造工学／Vol. 70, No.8	Al-Mn系合金の流動性	小池　精一 篠原　雅志	栃木研究所 和光基礎技術研究センター
1998. 9.30	環境調査センター／環境研究／1998, No.111	超低公害天然ガス自動車エンジンの開発	村石　忠 新井　作司 深川　正美 井出　温 松木　正人 細貝　誠一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998.10. 1	自動車技術会／JSAE Review／Vol.19, No.4	Development of a motor actuated combined anti-lock brake system for lightweight motorcycles	若林　威 松任　卓志 谷　一彦 大田　淳朗	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of aerodynamics for a solar race car	小澤　弘幸 西川　純夫 東田　大	栃木研究所 栃木研究所 和光研究所
1998.11. 1	日本工業出版／クリーンエネルギー／1998年, 11月号	新冷媒による家庭用吸収式ヒートポンプの開発	石川　満 茅沼　秀高	朝霞東研究所 朝霞東研究所
	自動車技術会／自動車技術／Vol.52, No.11	V6エンジンシリーズの開発	岩田　毅 大津　啓司 髙橋　のぶ	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998.12.10	統計情報研究開発センター／ESTRELA／1998年, 12月号	車と情報－ホンダのASVの紹介－	中村　之信	栃木研究所

◇論　文　講　演

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1998. 5.18	1998 IEEE International Conference on Robotics and Automation (Leuven, Belgium)	The development of HONDA humanoid robot	配川　有二 竹中　　透	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
1998. 5.20 ～ 22	自動車技術会／春季大会学術講演会(横浜)	自動車空力解析格子の自動生成	高村　明男 木谷　　篤 佐々木　隆	栃木研究所 栃木研究所 計算力学研究センター
		エアバッグ展開力の評価手法の研究	上地　幸一 福田　完一 盛田　克彦	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		車体構造評価のための歩行者事故シミュレーション	吉田　　傑 松橋　徹生	栃木研究所 栃木研究所
		オフセット衝突におけるテスト手法の研究	角谷　佳治 杉本　富史 真下　　正	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		高効率低騒音吸気系システムの開発	伊藤　秀昭 徳永　道広 佐藤　一成 木嶋美智夫 長谷川　稔	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 タイガースポリマー タイガースポリマー
		RV車の事故分析 －統計分析と事故例分析に見る運転者要因－	田久保宣晃 森　　和夫	交通事故総合分析センター 栃木研究所
		高速ガソリン機関のピストン温度測定法	高松　英俊 金澤　卓也	朝霞研究所 朝霞研究所
		極超低公害ガソリンエンジンの研究 －極超低エミッションを目指して－	岸　　則行 菊池　伸一 鈴木　典男 林　　直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		ファイアリング運転時のコネクティングロッド強度計算手法の開発	岩本　達也 堀　　良昭	朝霞研究所 朝霞研究所
1998. 5.26 ～ 28	Natural Gas Vehicle '98 (Cologne, Germany)	The Effect of Natural Gas Composition on the Power and Knocking in a Dedicated CNG Engine	松木　正人 井出　　温 緑川　輝明 山崎　安弘 中島　　進	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 5.31 ～ 6. 4	The 16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (Windsor, Canada)	Enhancement of vehicle stability by controlling the front brakes and engine torque.	堀内　　泰	栃木研究所
		Simulation of car-pedestrian accident for evaluate car structure	吉田　　傑 松橋　徹生	栃木研究所 栃木研究所
		Study for test procedure to evaluate Airbag Development Force.	上地　幸一 福田　完一 盛田　良彦 長井　　誠	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		The offset crash test-a comparative analysis of test methods	杉本　富史 角谷　佳治 大村　　茂	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1998. 5.31 ～ 6. 4	The 16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles	Exploratory study of an airbag concept for a large touring motorcycle	飯島　聡 細野總一郎 大田　淳朗 山本　武典	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1998. 6. 2	4th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference (Toulouse, France)	Numerical prediction of the aerodynamic noise by changing geometry	本山　恵一 有馬　敏幸 白鳥　正利 矢島　秀起	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
	43rd ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress, ASME Turbo Expo '98 (Stockholm, Sweden)	The effect of the inlet boundary layer on the tip flow field in a transonic fan rotor	高堂　純治 園田　豊隆 中村　　賢	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		The effect of inlet boundary layer thickness on the flow within an annular s-shaped duct	園田　豊隆 有馬　敏幸 小穴　峰保	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		Computation of subsonic and transonic compressor rotor flow taking account of reynolds stress anisotropy	有馬　敏幸 白鳥　正利 園田　豊隆 山口　義博	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
1998. 6. 5	日本塗装技術協会／21世紀に向けての塗料・塗装技術 Part 3(東京)	自動車用アルミコンデンサーの腐食評価法	植木　光彦	栃木研究所
1998. 6.14 ～ 18	98 Air & Waste Management Association／91th Annual Meeting (SanDiego, USA)	Exposure of Clean Air Vehicles to Roadway NMHC Concentrations in South California Air Basin	山本　義弘 八長　盛二 林　　直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 6.14 ～ 19	CIMTEC '98 (Florence, Italy)	Application of MMCs to automobiles	林　　直義 牛尾　英明 柴田　勝弘	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 6.15 ～ 17	Enviromental Vehicles & Alternativve Fuels '98 conference (Ypsilanti, USA)	Rasearch on zero level emission gasoline engines.	岸　　則行 菊池　伸一 鈴木　典男 林　　直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 7. 1	第11回国際伝熱会議 (Seoul, Korea)	Heat transfer enhancement around a rectangular cylinder set in near wake generated by an elastically vibrating micro fan	筒井　寿博 秋山　光庸 杉山　　均	和光基礎技術研究センター 宇都宮大学 宇都宮大学
1998. 7.17	早稲田大学／エネルギー・動力技術シンポジウム－98 第一回(東京)	新冷媒による吸収式ヒートポンプについて	石川　　満 茅沼　秀高	朝霞東研究所 朝霞東研究所
1998. 8.17 ～ 20	日本機械学会／Dynamics and Design Conference '98 (札幌)	左右輪動力配分システムの開発	森　　淳 芝端　康二 栗城　信晴	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		非駆動輪の左右配分による車両運動性向上	金丸　善博 浜田　哲郎 喜多野和彦 新井健太郎	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		加速エンジン騒音に対する伝達系寄与分離手法の適用事例 －入力部位を探すには－	松岡　英樹	栃木研究所

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1998. 8.25 ～ 28	MOVIC '98 (Zurich, Switzerland)	Modeling of ascoustic field for feedback active noise control.	足立　修一 佐野　　久	宇都宮大学 栃木研究所
1998. 9. 1 ～ 4	IEEE／International Conference on Control Applications (Trieste, Italy)	Active noise control system for automobiles based on adaptive and robust control.	足立　修一 佐野　　久	宇都宮大学 栃木研究所
1998. 9.15	International Motorcycle Conference " Safety and Environment, Future II " (Munich, Germany)	Further research on Honda 's combined brake systems: Acceptance and customer experience with CBS and CBS-ABS in Europe	Werner Hagstotz 槌田　鉄男 Michael Thiem Thilo Warda	Hochschule fur Wirtschaft Pforzheim 朝霞研究所 HONDA R&D Europe HONDA R&D Europe
		Exhaust emission reduction for the VFR800FI	堀池　　達 阿部　正彦 岩田　康雄 狩野　宏司	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1998. 9.14 ～ 18	4th International Symposium on Advanced Vehicle Control 1998 (Nagoya, Japan)	Measurement technique of the force transmitted from road surface to tire during actual driving, and its application.	二宮　次郎 皆川　正明 織本　幸弘 中原　　淳	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Integrated control of four wheel steering and wheel torques using nonlinear predictive controller.	岡田　一行 堀内伸一郎 納富　信也	日本大学院 日本大学助教授 栃木研究所
		Autonomous vehicle control system equipped with a navigation system	田村　和也 古川　　修	栃木研究所 栃木研究所
		Synthesis and Evaluation of hybrid lane-following system	田宮　　純 柚原　直弘 浅沼　信吉 鵜浦　清純	栃木研究所 日本大学教授 栃木研究所 栃木研究所
		Handling analysis and prediction during cornering - The analytical prediction of vehicle cornering maneuver with respect to driver - vehicle system characteristics -	日下　　馨 樋口　　実	栃木研究所 栃木研究所
		Hydraulic pressure controller design for direct yaw moment control system	西牧　貴俊 柚原　直弘 芝端　康二 栗城　信晴	日本大学 日本大学教授 栃木研究所 栃木研究所
		Development of a lane following assistance system	池谷　　学 浅沼　信吉 石田真之助 近藤　　聡	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Research on the effect of steering characteristics on control performance of driver-vehicle system from a viewpoint of steer-by-wire system design.	柚原　直弘 田島　　純 清水　康夫 滝本　繁規 川合　俊岳	日本大学教授 日本大学 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 9.16	触媒学会／82回触媒討論会(松山)	触媒担持酸化チタン微粒子懸濁系による水の光酸化／還元反応の検討	鈴木　栄治 宮下　公一 阿部　敏之 金子　正夫	茨城大学 朝霞東研究所 茨城大学 茨城大学
1998. 9.23	2nd International Conference on Evolvable Systems	Genetic diversity in evolution strategies	Tabias Rodemann Thomas Martinetz	和光基礎技術研究センター University of Bochum

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1998. 9.24	日本音響学会／平成10年度秋季研究発表会(米沢)	フィードアクティブ騒音制御のための音響伝達系のモデリングとスミス補償型PID制御	佐野　久 山王堂　徹 平野　真之 足立　修一	栃木研究所 宇都宮大学 宇都宮大学 宇都宮大助教授
1998. 9.25	VDI／Numerical analysis and simulation in vehicle engneering (Würzburg, Germany)	Automatic mesh generation for vehicle aerodynamics analysis	高村　明男 木谷　篤 佐々木　隆	栃木研究所 栃木研究所 計算力学研究センター
1998. 9.27	5th International Conference on Parallel Problem Solving from Nature (Amsterdam, Netherlands)	Improving evolution strategies with internaction potentials	Tobias Rodemann Bernhard Sendhoff	和光基礎技術研究センター University of Bochum
1998. 9.27 ～ 10. 1	1998 FISITA World Automotive Congress (Paris, France)	Development of computer aided system for more efficient engine research works	山下　裕一 阿部　智也 岸田　真	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		The driving strategy for solar vehicles	桜庭　俊典 小沢浩一郎	栃木研究所 栃木研究所
		Development of active torque transfer system	栗城　信晴 芝端　康二	栃木研究所 栃木研究所
		Advanced driving support system: Toward human-centered automation	柚原　直弘 浅沼　信吉 堀内伸一郎 飯島　知子 田島　純	日本大学教授 栃木研究所 日本大学 日本大学 日本大学
		Electric vehicle in earth environment and advanced battery technology	佐藤　登	栃木研究所
		A study of forces acting on layered rings for metal pushing v-belt	赤木　宏文 吉田　秀昭	栃木研究所 栃木研究所
1998.10. 1 ～ 3	15th Electric vehicle symposium (Braxelles, Belgium)	Development of High Performance EV Propulsion Motor.	山本　恵一 榔木　孝明 入野　博史	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Control Technology of Ni-MH Batteries for Electric Vehicles.	佐藤　登 桜井　健 八木　一彦	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Honda EV PLUS －Technical feedback from first-year marketing experience-	大澤　茂 小坂　裕	栃木研究所 栃木研究所
1998.10. 6	International Conference on Computational Engineering Science (ICES 98) (Atlanta, USA)	Numerical investigation of tip-clearance and passage secondary flows interaction	白鳥　正利 有馬　敏幸 山口　義博	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
1998.10. 6 ～ 8	Global Powertrain Congress '98 (Detroit, USA)	Prediction method study for ozone concentration on road	岡山　竜也 林　直義 八長　盛二	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Research of automobile emission reduction technologies lower than ULEV vehicles	岸　則行 菊池　伸一 鈴木　典男 林　直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1998.10. 6 ～ 8	Global Powertrain Congress '98 (Detroit, USA)	Properties and Durability Required for CVT Fluids	吉田　潤平 長島　　隆	栃木研究所 栃木研究所
		Development of new metal matrix composite (MMC) cylinder block	柴田　一雄 石塚　和久	栃木研究所 栃木研究所
1998.10. 5 ～ 7	7th Aachener Kolloquium (Aachen, Germany)	Dynamic analysis on the cause of steering kick back	皆川　正明 小髙　賢二	栃木研究所 栃木研究所
1998.10.12 ～ 16	5th World Congress on Intelligent Transport System (Seoul, Korea)	Evaluation of driver support system for lane-following	浅沼　信吉 石田真之助 池谷　　学 近藤　　聡	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		AHS Vehicle system with intertial navigation	田村　和也 古川　　修	栃木研究所 栃木研究所
		" Wandering sensing device "using navigation system	小島　康一 古川　　修	栃木研究所 栃木研究所
1998.10.20 ～ 22	自動車技術会／秋季学術講演会(名古屋)	一般化予測制御理論を用いた車線追従制御系	納富　信也 堀内伸一郎	栃木研究所 日本大学
		車両挙動安定化制御システムにおけるタイヤモデルの提案	堀内　　泰	栃木研究所
		金属Vベルトタイプ CVTの変速メカニズムに関する研究	藤村　　修 桑原　信也 藤井　　透 金原　　茂	同志社大学 同志社大学 同志社大学 栃木研究所
		エンジン・CVT統合制御システムの開発	阪口　伸一 木村　英輔 山本　和久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		コミュニティ用電動ビークルにおける省エネルギー性と低公害性の評価	大聖　泰弘 木原　良治 斎藤　　孟 山中　　旭 池田　哲也 林　　徹	早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学 朝霞研究所
		天然ガス自動車の超低エミッション技術	細貝　誠一 久保田　宏	栃木研究所 栃木研究所
		極超低公害ガソリンエンジンの研究	岸　　則行 菊池　伸一 林　　直義 海保　英夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		レーザー溶接を用いた二輪車用メタル担体の開発	大久保克己 仲森　正治 久保　幹夫 金田　幸雄	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 ユタカ技研
1998.10.21	ICONIP 98 -Kitakyushu (北九州)	主成分分析の符号化能力の音声認識への適応と評価	赤塚　浩二 辻野　広司	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
1998.10.22	日本機械学会／岡山地方講演会(岡山)	はすば歯車の耐スコーリング強度に関する研究(第３報) 歯数比１における歯車の場合	梅野　貴俊 滝　　晨彦 中田　雅之 卯月　千秋	岡山理大学院 岡山理大教授 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　者	所　属
1998.11. 5 〜 6	日本電動車両協会／H10年度JEVA電気自動車フォーラム(東京)	電気自動車用Ni-MH電池の制御技術	佐藤　登 八木　一彦 桜井　健	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		高性能電気自動車用主動力モータの開発	山本　恵一 榔木　孝昭	栃木研究所 栃木研究所
1998.11. 7	Society for Neuroscience 28th Annual Meeting (Los Angeles, USA)	Hippocampus as the supervisory controller of cortical processing	Edger Koerner Ursula Koerner Juri Brankack	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 理化学研究所
1998.11. 9 〜 11	Prosperity and Environmental Protection (Essen, Germany)	The Research of Emission Reduction Technologies for ZLEV	林　直義 岸　則行 菊池　伸一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998.11.13	自動車技術会／動力伝達系の最新技術 '98 (東京)	ワンウェイクラッチレス４速ATの変速制御	大橋　達之 酒井　隆文 中内　則男 岡田　一雄	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998.11.21	日本機械学会 材料力学部門講演会(熊本)	自動車の安全装備に対する統計的設計支援システムの適用	矢島　秀起 他	和光基礎技術研究センター 横浜国立大学
		衝突安全設計における補強部材の最適化	本山　恵一 他	和光基礎技術研究センター 横浜国立大学
1998.11.25 〜 27	電気化学会／第39回電池討論会(仙台)	$TiFe_{1-X}M_x$三元系水素吸蔵合金の電極特性	山下　郁也 境　哲男 竹下　博之 上原　斎	和光基礎技術研究センター 大阪工業技術研究所 大阪工業技術研究所 大阪工業技術研究所
		Advanced batteries and control technology for electric vehicle application	佐藤　登	栃木研究所
1998.12. 3 〜 4	日本金属学会／セミナー「未来自動車のゆくえ」(東京)	EVおよびHEVと先進技術の開発動向	佐藤　登	栃木研究所
1998.12. 9 〜 11	日本機械学会／第７回交通・物流部門大会(川崎)	実走中に路面からタイヤに伝達される力の実測技術	中原　淳 皆川　正明 二宮　次郎 織本　幸弘	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		高いステアリングゲインを持つ車両の制御成績に関する一考察	米田　篤彦 清水　康夫	栃木研究所 栃木研究所
1998.12.11	自動車技術会／シンポジウム「ガソリンエンジンの理想像を求めて!」(東京)	排気特性におけるガソリンエンジンの優位性	岸　則行 菊池　伸一 鈴木　典男 林　直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998.12.14	ATA／International Conference Power Two Wheels (Pisa, Italy)	Development of aluminum die-cast frame body for scooters	末田　健一 上田　順一 千葉　幸一	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1998.12.16	自動車技術会／シンポジウム「自動車の振動騒音問題とうまくつきあう方法」(東京)	エアコンサクションホース振動伝達評価手法の検討	伊神　肇 古田　則彦	栃木研究所 東海ゴム工業
1998.12.21	日本数値流体学会／第12回数値流体シンポジウム(東京)	遷音速軸流圧縮機における翼先端漏れ流れの数値解析	有馬　敏幸 白鳥　正利 山口　義博	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター

発表日	発表先／名称(開催地)	表　　題	著　　者	所　　属
1998.12.21	日本数値流体学会／第12回数値流体シンポジウム（東京）	スプリッター付き遠心圧縮機の内部流れ解析	白鳥　正利 有馬　敏幸 山口　義博	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		遺伝的アルゴリズムによる遷音速翼列の空力最適化	山口　義博	和光基礎技術研究センター

本田技術研究所　論文委員会

（編集当時）

委員長	佐野　彰一	栃木研究所
副委員長	重成　呂一	朝霞研究所
副委員長	畑中　徹	栃木研究所
編集長	鶴賀　孝廣	栃木研究所
論文委員	石井　清	栃木研究所
	今成　昌文	栃木研究所
	岩澤　健二郎	栃木研究所
	岩垂　滋人	栃木研究所
	江村　繁夫	栃木研究所
	岡　克己	栃木研究所
	奥原　久和	栃木研究所
	片野　博樹	栃木研究所
	加藤　幹夫	朝霞研究所
	川合　誠	栃木研究所
	北山　拓	栃木研究所
	栗城　信晴	栃木研究所
	James R. Keller	栃木研究所
	阪口　伸一	栃木研究所
	佐藤　登	栃木研究所
	白石　修士	栃木研究所
	杉本　洋一	栃木研究所
	高橋　文孝	和光基礎技術研究センター
	田中　敦	栃木研究所
	田中　裕一郎	和光基礎技術研究センター
	中村　博	朝霞東研究所
	浜　靖之	栃木研究所
	原田　一郎	栃木研究所
	古川　修	栃木研究所
	見坐地　一人	栃木研究所
	皆川　正明	栃木研究所
	山下　剛	栃木研究所
事務局	小泉　伸一	朝霞研究所
	白木　晶子	栃木研究所
	渡辺　良博	栃木研究所

編集後記

HONDA R&D Technical Reviewは今回から年２回発行することになりました．したがって前回までのVol.のみから，Vol.およびNo.を付けることになり，今号はVol. 11, No. 1ということになります．

前回までは発行間隔が１年あったのですが，今回は前の発行から９か月，今後は６か月になり，常時編集作業が継続していくことになります．とくに移行時期の今回は，執筆者にも論文委員にも負担が大きかったことと思いますが，研究開発業務の多忙な中，よく対応していただき，何とか発行にこぎ着けられ感謝しております．次号では今回の経験を活かして，発行までの間隔はさらに短くなりますが，より円滑に推進したいと思っております．

また今回から誌面を従来のB5版からA4版に変更するとともに，文字も大きくして読みやすくしました．

内容的には，従来はとくに区別せずに掲載していた「技術紹介」と「論文」とを区分け表記することとし，前者９編，後者16編の計25編という多数を，前回からの期間が短かったにもかかわらず掲載することができました．これも創刊以来の執筆・編集関係者の努力の成果であり，ホンダ内に論文発表の気運が定着するとともに，その力がついてきた現れであると考えております．

このTechnical Reviewが質，量ともにさらに充実し，ホンダの技術の発信媒体としてより一層活用されるよう努力していく所存です．関係各方面のご指導とご協力をお願いします．

（鶴　賀）

HONDA R&D Technical Review

（禁無断転載）©

1999年4月15日　　Vol.11 No.1

発行所　株式会社 本田技術研究所

発行人　福　井　威　夫

編集人　本田技術研究所　論文委員会

事務局　〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630番地
株式会社 本田技術研究所　栃木研究所
技術情報室　TEL 028-677-6558
FAX 028-677-7854

印刷所　〒351-0114 埼玉県和光市本町20番16号
協永堂印刷株式会社

HONDA R&D Co., Ltd.

Technical Review



Vol. 11