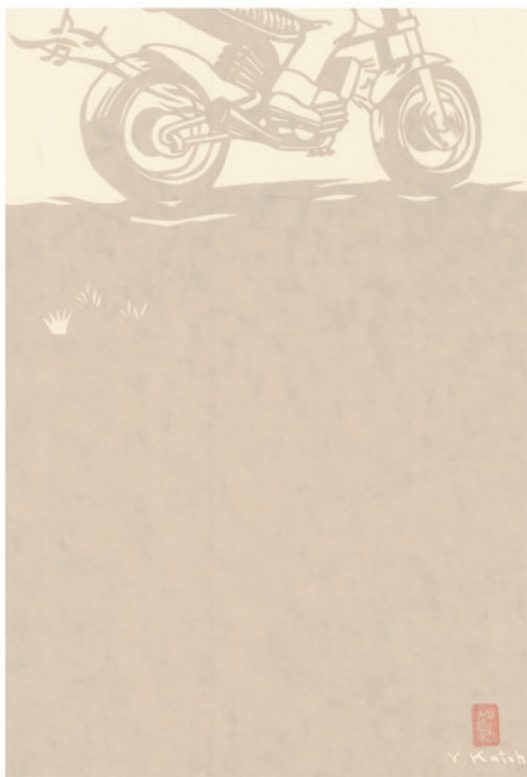


HONDA R&D

Technical Review
Vol.12 No.2

October 2000

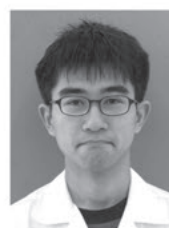


表紙の言葉

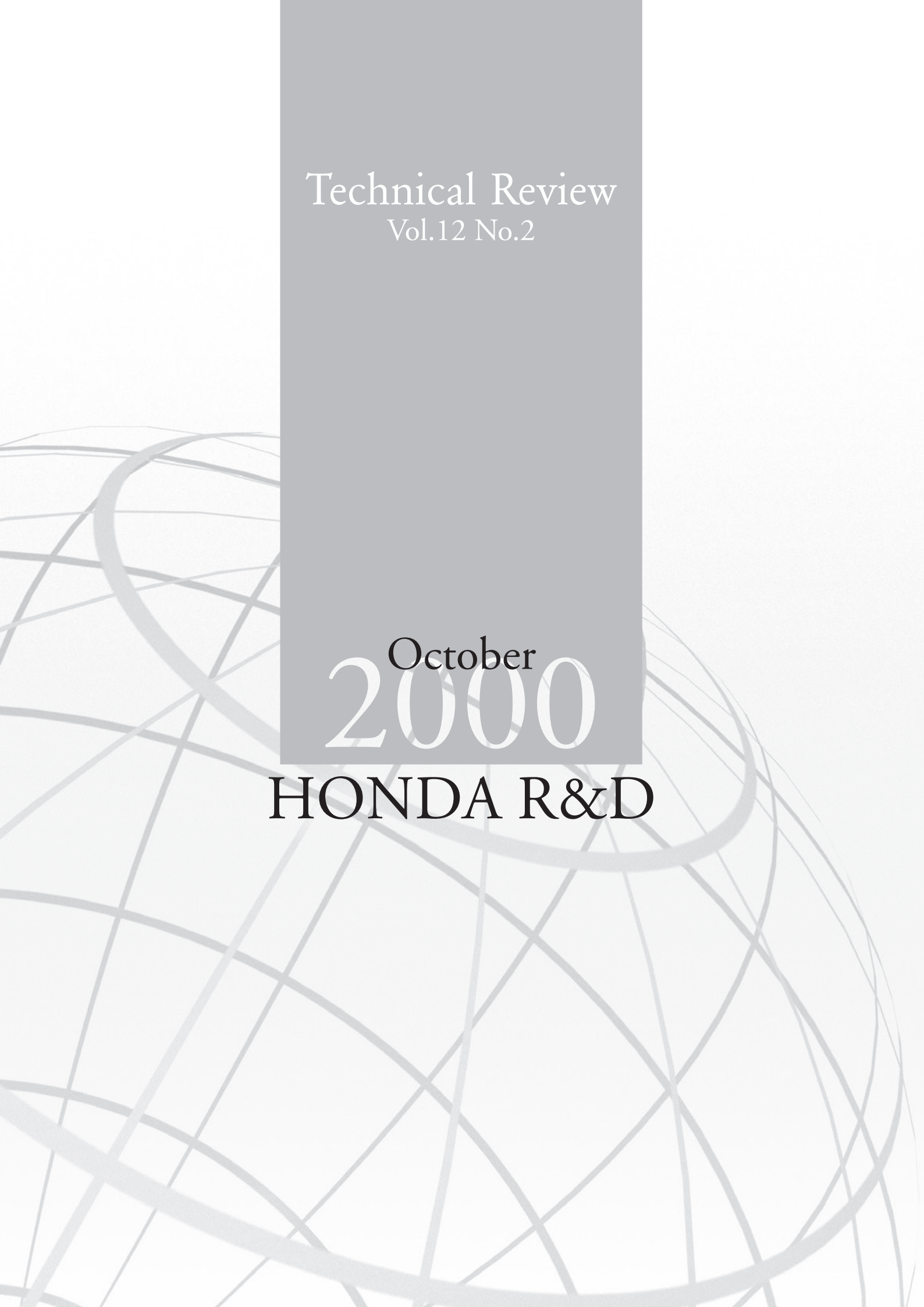
アイデアをもとに、手間をかけ、要所にお金をかけ、
元気をもってやりきることが必要なのはこの小さな作品を
つくる時も大きな製品をつくる時も共通だと思います。

その結果できたものが、質が良いうえに人になにかを感じさせる
ものを醸し出していたら、私はうれしく思います。

さて、この絵はいかがでしょう。



朝霞東研究所
加藤雄也

The background features a light grey wireframe sphere. A solid grey vertical bar is positioned in the upper center, containing the text 'Technical Review' and 'Vol.12 No.2'. Below this bar, the word 'October' is written in a small serif font, followed by the year '2000' in a large serif font. At the bottom, the text 'HONDA R&D' is displayed in a bold serif font.

Technical Review
Vol.12 No.2

October
2000

HONDA R&D

目 次

技術紹介

- ◇ ホンダ ASV-2 の紹介 (乗用車) 浅沼信吉・川合 誠
高橋昭夫・辻 孝之 1

- ◇ ホンダ ASV-2 の紹介 (二輪車) 山本一博・櫛田和光・飯島 聡
山際登志夫・小平 茂 9

- ◇ 小型二輪車用エミッション低減システムの研究 赤松俊二・石田周一・浜渦 朗 17

- ◇ 汎用 V 型 2 気筒エンジン「GCV530/520」の開発 篠田明久・森山 浩
鈴木 卓・田端 豊 23

- ◇ 2001 モデル「Civic」用 1.5L リーンバーンエンジンの開発 松木正人・大浦秀二
渡辺勝志・木下裕介 29

- ◇ 「ACCORD SULEV」用極超低エミッションシステム 北川 浩・三部敏宏
岡松和則・安井裕司 37

- ◇ 新型 2.0L リーンバーンエンジンの開発 新里智則・林 有登 45

- ◇ エンジン性能データ収録システムの開発 長島慶一・前田義男・木村泰之
高岡伸明・田高 健・畠山謙一 55

- ◇ ハイブリッドカー「インサイト」用コンパクト CVT の開発 太田庄次・國井久史・角 誠
藤本修一・山口徹朗 61

- ◇ オーディオシステムと結合した低周波ロードノイズのアクティブ制御システム
佐野 久・井上敏郎・高橋 彰
石原 大・山下 剛・寺井賢一 71

- ◇ 自動車部品用 LCA 計算ソフトウェアの開発 井田 誠・須佐大輔・幕田 実 81

- ◇ ニッケル基超合金のエンドミル加工条件の最適化 梶浦幸生・神部靖彦・桑原和也 87

論文

- ◇ 表面改質によるエンジンのしゅう動抵抗低減技術 荻原秀実・城戸智之・山田 裕
村田雅史・小林重実 93
- ◇ 選択還元型リーン NO_x 触媒システムの研究 小川 賢・寺田一秀・杉山知己
成重丈志・小森谷勲 99
- ◇ 小型高効率主駆動用モータの開発 瀧澤一晃・伊藤智之・佐藤博之 105
- ◇ 二輪車用シートのフィット感の定量化 小谷野光江・君島 猛・中山研吾 113
- ◇ 振り子マウント法による 2 気筒船外機の振動低減 塩見和之・岡田 毅
大川道春・池野哲朗 119
- ◇ 排気系における振動予測技術の開発 中川博史・秋山英和・結城一敏
吉本秀之・桜井雅人 127
- ◇ 二輪車用エンジンにおけるクランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の構築
新納 忠・岩本達也・植田真悟 135
- ◇ 動弁系におけるバルブ変位のレーザ計測技術の確立 神田 久・田中求来 141
- ◇ 車両排気系における強度予測技術の開発 高賀茂巧・樋口正彦・中川博史
鵜飼陽太郎・石塚 歩 147
- ◇ 長寿命 CVT フルードの開発 山根伴紀・長島 隆
吉田潤平・平尾泰生 153
- ◇ 長寿命エンジンクーラントの開発 大澤 充・福田啓三
井島敏郎・長島 隆 159
- ◇ 鉛フリーフューエルタンクの開発 滝川和則・成田正幸・村岡洋一
森本泰司・伊崎輝明・高橋靖雄 165
- ◇ Development of a Novel Bumper Adhesion Promoter
Corky KAMEI・Kazuo IGARASHI・Michael WISEMAN 175
- ◇ 発泡 PP 樹脂によるドアトリムの軽量化技術の開発 疋田賢次 181

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇ Introduction of HONDA ASV-2 (Passenger cars)
..... Nobuyoshi ASANUMA, Makoto KAWAI
Akio TAKAHASHI, Takayuki TSUJI 1

- ◇ Introduction of HONDA ASV-2 (Motorcycles)
..... Kazuhiro YAMAMOTO, Kazumitsu KUSHIDA, Satoshi IJIMA
Toshio YAMAGIWA, Shigeru KODAIRA 9

- ◇ Study of Emission Reduction System for Small Motorcycles
..... Shunji AKAMATSU, Shuichi ISHIDA, Akira HAMAIZU 17

- ◇ Development of General Purpose V-Twin Cylinder Engine GCV530/520
..... Akihisa SHINODA, Hiroshi MORIYAMA
Takashi SUZUKI, Yutaka TABATA 23

- ◇ Development of a 1.5L Lean-burn Engine for the 2001 Civic
..... Masato MATSUKI, Hideji OHURA
..... Katsushi WATANABE, Yuusuke KINOSHITA 29

- ◇ Super Ultra Low Emission System for ACCORD SULEV Hiroshi KITAGAWA, Toshihiro MIBE
..... Kazunori OKAMATSU, Yuji YASUI 37

- ◇ Development of New 2.0L Lean-burn Engine Tomonori NIIZATO, Aruto HAYASHI 45

- ◇ Development of Engine Performance Data Acquisition System
..... Keiichi NAGASHIMA, Yoshio MAEDA, Yasuyuki KIMURA
Nobuaki TAKAOKA, Takeshi TADAKA, Kenichi HATAKEYAMA 55

- ◇ Development of a Compact CVT for a Hybrid Car — Insight
..... Shouji OHTA, Hisashi KUNII, Makoto SUMI
Shuichi FUJIMOTO, Tetsuro YAMAGUCHI 61

- ◇ Active Control System for Low Frequency Road Noise Combined with an Audio System
..... Hisashi SANO, Toshio INOUE, Akira TAKAHASHI
Dai ISHIHARA, Tsuyoshi YAMASHITA, Kenichi TERAJ 71

- ◇ Development of LCA Software for Automotive Parts
..... Makoto IDA, Daisuke SUSA, Minoru MAKUTA 81

- ◇ Optimization of Endmill Cutting Condition for Nickel Base Super Alloy
..... Sachio KAJIURA, Yasuhiko JINBU, Kazuya KUWABARA 87

Technical papers

- ◇ Technology for Reducing Engine Rubbing Resistance by Means of Surface Improvement
 Hidemi OGIHARA, Tomoyuki KIDO, Hiroshi YAMADA
 Masashi MURATA, Shigemi KOBAYASHI 93
- ◇ Study of selective type de-NO_x catalyst system
 Ken OGAWA, Kazuhide TERADA, Tomomi SUGIYAMA
 Takeshi NARISHIGE, Isao KOMORIYA 99
- ◇ Development of High Power Density and High Efficiency Traction Motor for FCV, EV
 Kazuaki TAKIZAWA, Tomoyuki ITOH, Hiroyuki SATOH 105
- ◇ Quantification of fitness feeling of motorcycle seats
 Mitsue KOYANO, Takeshi KIMISHIMA, Kengo NAKAYAMA 113
- ◇ Reducing Vibration of 2-Cylinder Outboard Motor by Pendulum Motion Mount Method
 Kazuyuki SHIOMI, Takeshi OKADA
 Michiharu OHKAWA, Tetsuro IKENO 119
- ◇ Development of Vibration Prediction Technique for Automobile Exhaust Systems
 Hiroshi NAKAGAWA, Hidekazu AKIYAMA, Kazutoshi YUKI
 Hideyuki YOSHIMOTO, Masato SAKURAI 127
- ◇ Development of Simulation Technology for Dynamic Behavior of Crankshaft System in Motorcycle Engine
 Tadashi NIINO, Tatsuya IWAMOTO, Shingo UEDA 135
- ◇ Establishment of Valve Displacement Measurement by Laser Equipment
 Hisashi KANDA, Motoki TANAKA 141
- ◇ Development of the Strength Prediction Technique for Automotive Exhaust System
 Takumi TAKAKAMO, Masahiko HIGUCHI, Hiroshi NAKAGAWA
 Youtarou UKAI, Ayumu ISHIZUKA 147
- ◇ Development of Long Life Continuously Variable Transmission Fluid
 Tomonori YAMANE, Takashi NAGASHIMA
 Junpei YOSHIDA, Yasuo HIRAO 153
- ◇ Development of Long Life Engine Coolant
 Mitsuru OSAWA, Keizou FUKUDA
 Toshiro IJIMA, Takashi NAGASHIMA 159
- ◇ Development of Lead Free Fuel Tank
 Kazunori TAKIKAWA, Masayuki NARITA, Yoichi MURAOKA
 Yasuji MORIMOTO, Teruaki IZAKI, Yasuo TAKAHASHI 165
- ◇ Development of a Novel Bumper Adhesion Promoter
 Corky KAMEI, Kazuo IGARASHI, Michael WISEMAN 175
- ◇ Development of Weight Reduction Technology for Door Trim using Foamed PP
 Kenji HIKITA 181

ホンダ ASV-2 の紹介(乗用車)

Introduction of HONDA ASV-2 (Passenger cars)

浅沼 信吉*

Nobuyoshi ASANUMA

高橋 昭夫*

Akio TAKAHASHI

川合 誠*

Makoto KAWAI

辻 孝之*

Takayuki TSUJI

要 旨

運輸省が提唱した第2期 ASV 計画(ASV-2)に対して、交通事故実態の分析結果に照らして以下の2テーマに取り組み、有効技術を選定し目的別の実証実験車を製作し研究を推進した。

- ・ CCD カメラやレーダ技術を応用した運転・操作支援により、ドライバの運転負荷と追突被害を共に軽減する安全性向上技術の研究(ホンダ ASV-2 1号車)
- ・ 通信・制御装置や赤外線カメラ技術を応用した情報・視覚支援により、二輪車・歩行者の存在情報を提供する視認性向上技術の研究(ホンダ ASV-2 2号車)

研究に際しては「運転操作を妨げないシステムであること」を基本とし、各搭載システムの実用化研究を推進している。またこれらのシステムについて効果検証を行なった結果、事故低減効果が期待できることが分かった。なお一部の技術については運輸大臣認証を取得し公道試験を行なっている。

ABSTRACT

In response to the Advanced Safety Vehicle Project Phase 2 (ASV-2) proposed by the Ministry of Transport, We have addressed the two topics below with reference to the results from analysis of the actual traffic accident conditions. Selecting the effective technologies, we fabricated proving vehicles for the respective objectives and pressed forward with the research as follows:

- Research in safety-improvement technology to reduce both driving burden on the driver and rear-end collision damage through driving and operational support that applies CCD camera, radar, and related technology (Honda ASV-2, Vehicle 1)
- Research in technology for improvement of visual recognition to provide information on the presence of motorcycles and pedestrians through information and visual support that applies the technology of communications and control devices, infrared cameras, and so on (Honda ASV-2, Vehicle 2)

Research is proceeding on installation and implementation of each system, taking the basic approach of developing systems that will not interfere with driving operations. The results of proving tests on these systems have shown that they can be expected to produce accident-reducing effects. Minister of Transport approval has been received and road tests are being conducted on some of these technologies.

1. まえがき

先進安全自動車(ASV-2)開発推進計画は運輸省自動車交通局の提唱により、国内メーカ13社が参加して平成8(1996)年度から5か年計画で実施された。ASV 計画では、「近年急速に進歩しているエレクトロニクス技術などの新技術活用により自動車を高知能化し、安全性を格段に高めた安全自動車を研究開発することを目的としている」とうたわれており、①予知予防安全技術②事故回避技術③全自動運転技術

*栃木研究所

④衝突安全技術⑤災害拡大防止技術⑥車両基盤技術の6分野、計32システムの技術項目が設定され各社の取り組み項目はその自主性に任された。第2期においては、第1期(1991～1995年に実施)⁽¹⁾の乗用車に加え、トラック・バスおよび二輪車が対象となった。また、本年末には建設省が推進してきた走行支援道路システム AHS(Advanced Cruise-Assist Highway Systems)との共同実証実験(スマートクルーズ21)も計画されている。

2. 背景

ホンダASVでは安全研究を進めるにあたり、「どのような事故を対象にすることが効果的であるか」、「事故を防ぐにはどんな技術が必要か」を出発点とした。Fig.1 に最近 10 年間の死傷者数および死亡者数の推移を示す⁽²⁾。同図から死傷者数は依然として増加傾向にあり、今後予防安全の研究、開発は、交通事故の減少に一層重要なものになってくると推測される。

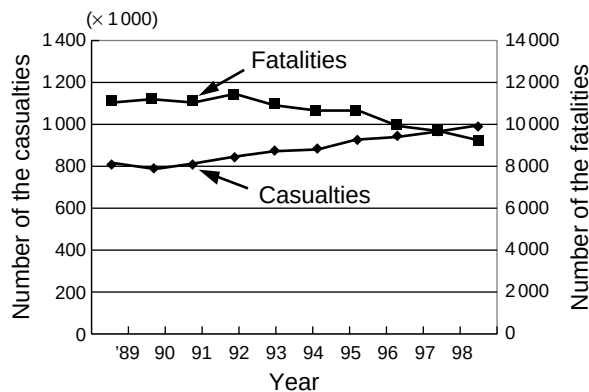


Fig.1 Change of the number of the traffic accident people

Fig.2に当事者相関別交通事故発生割合を示す。死傷事故では四輪車相互によるものが50%を占め、死亡事故においては歩行者、二輪車、自転車といったいわゆる交通弱者の割合が同様に 50%を占めていることが分かった。

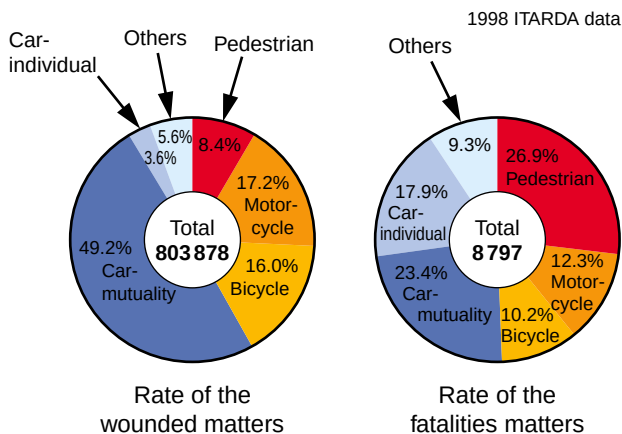


Fig.2 Percentage of the traffic accident matters

更に詳細分析すると、車両相互の事故では追突によるものが第一の要因で30%を占め、単独事故ではドライバの認知判断の誤りによる工作物衝突や路外逸脱事故が多い。一方、交通弱者の死亡においては夜間の事故が 70%を占め、その内歩行者では横断中が最も多く、また二輪車の事故で

は、出合頭、右直事故が70%を占めていることも確認できた。

以上から、

- (1) 四輪車相互の事故対策として追突防止
 - (2) 単独事故対策として車線逸脱防止
 - (3) 交通弱者の事故対策として、夜間の歩行者検知や交差点等での二輪車検知
- の3テーマを選定した。

実験車は研究を効率良く進めるためにテーマごとに分け、それぞれ

- ・ホンダ ASV-2 1号車：運転操作支援の研究
 - ・ホンダ ASV-2 2号車：弱者認知向上の研究
- とした。Fig.3 に製作した実験車を示す。



Fig.3 HONDA ASV-2

研究に際しては「人に快適⇒運転の負荷を軽減すること」を念頭に置き、実用化のための施策として

- (1) 新たな安全技術の開発指針の策定
 - (2) リアルワールドテスト
 - (3) ユーザ適合性検証
 - (4) システム信頼性の向上
- を課題として設定した。

3. ホンダ ASV-2 1号車の技術

3.1. 概要

交通事故データ分析の結果から、交通事故の大きな要因がドライバの不注意や見込み違い等のヒューマンエラーに関係していることが明らかになった。そこで1号車では、これにかんがみ以下の三つの機能を搭載した。

- (1) CCDカメラを用いて白線を認識し、車線維持支援を行う
「車線維持・車線逸脱警報システム」(HLKAS: HONDA Lane Keep Assistance System)
- (2) ミリ波センサを用いて、発進から停止まで前方車との車間距離を保って追従する
「渋滞追従制御付アダプティブクルーズコントロールシステム」

(3)前方車との追突の可能性があると判断した場合に、緊急ブレーキ作動により衝突速度の低減をはかる「追突速度低減システム」(HCVRS : HONDA Collision Velocity Reduction System)

なお、(1)の HLKAS と(2)の ACC⁽³⁾を組み合わせたシステムをHIDS(Honda Intelligent Driver Support System)⁽⁴⁾と呼称し、実用化を目指して国内初の運輸大臣認証を取得し、高速道路での走行試験を行なっている。

3.2. システム構成

上記三つの機能を統合したシステム搭載図をFig.4に、制御ブロック図を Fig.5 に示す。ウインドシールド上方にCCDカメラ、フロントバンパ内にミリ波レーダを配置して

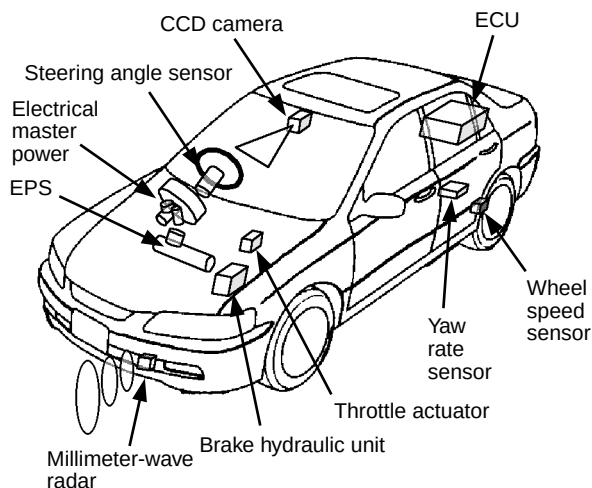


Fig.4 Configuration of ASV-2 experimental vehicle 1

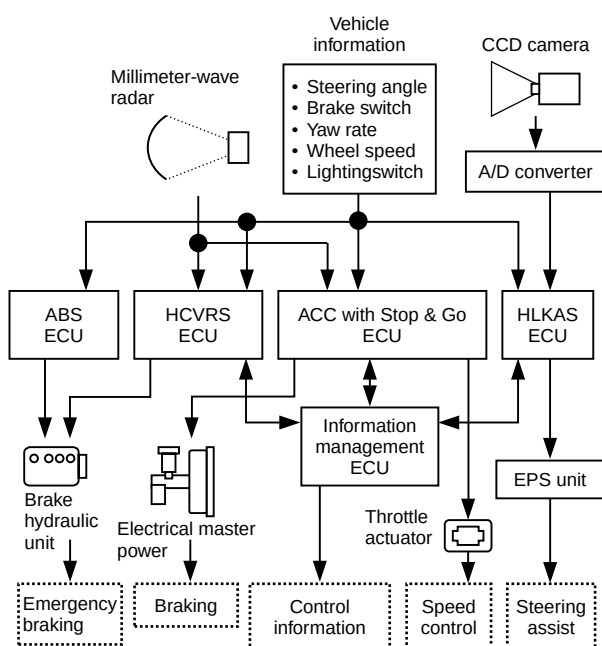


Fig.5 Block diagram of ASV-2 experimental vehicle 1

白線及び前方車を検知し、電動パワーステアリング(EPS)、スロットルアクチュエータ、電子制御マスターパワー等を駆動し車線維持・車間保持制御を行なうものとした。

3.3. 車線維持・車線逸脱警報システム

車線維持の方法は CCD カメラの画像処理により白線を認識して⁽⁵⁾その車線中央を目標とし、目標経路上に定めた目標点と自車の予測到達位置との差から、目標点へ向かう最適なステアリングアシストトルクを算出し、EPS の電流制御によって、車線維持支援を行う。また、認識された車線からの逸脱に対する警報も同時に行う。

3.3.1. 車線維持の制御アルゴリズム

Fig.6の車両状態図に示すように、車線維持制御の基本的考え方は二つの要素から構成される。

第一要素 Tf: フィードフォワード項は定常旋回における車両安定化をはかることを目的とした。画像処理から求められた道路曲率 R より、その道路を走行する際の、遠心力 $m \cdot V^2/R$ に釣り合うコーナリングフォース Cf を発生するステアリングトルクを演算して操だすることにより、定常旋回の走行が可能となる。

第二要素 Tb: フィードバック項は車線の中央を安定に走行できる事を目的とした。目標経路に対して車両の状態量 (Yd: 横位置と θh : 姿勢角) をゼロとすることで車線中央の走行が可能となる。

それらの偏差に応じステアリングトルクを発生することで目標経路をたどることを可能とし、また道路の凹凸や横風等の外乱により車両姿勢角が急変した場合にはステアリングトルクを発生し姿勢の安定化も同時に行なう。

以上二つの要素の合成トルクが車線維持トルク Ta として算出され、車線維持制御される。⁽⁶⁾

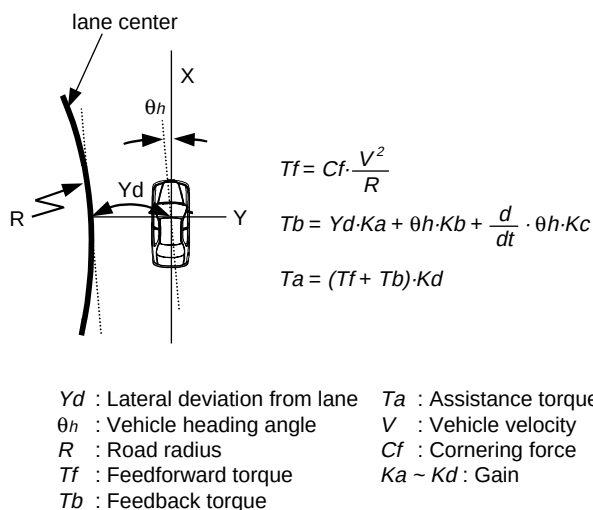


Fig.6 Geometric model

3.3.2. ドライバ・トルク・インターフェースの構成 7)

EPS 内では、Fig.7-a に示すように、ドライバとのステアリングホイールトルク干渉(Torque Interaction)を防止するため、ドライバと HLKAS トルクとの操作の移行を行っている。これは Fig.7-b の MAP1 に示すように HLKAS 制御中にドライバが自分の意志で操舵入力した際、その入力トルクの大きさに応じ HLKAS のトルクを下げるものである。同時に Fig.7-b の MAP2 に示すように制御の無いパワーステアリングのアシスト特性を復帰させることにより、トルク変動の少ないステアフィーリングを実現している。

3.3.3. 操舵トルクと舵角頻度のテスト結果

本システムを搭載した車両を用い制御の無い車との操舵特性比較を行なった(東北自動車道走行車線、巡航速度: 100km/h、走行距離: 約 50km 走行データ)。Fig.8 は操舵トルク分布比較を示す。この結果から制御の無い車に比べて HLKAS では大きな操舵トルクの頻度が減少していることが分かった。また Fig.9 に操舵角分布比較を示す。同図から制御の無い車に対し HLKAS のほうが舵角中心近傍の頻度が高く、微小修正舵角で収まっており、HLKAS は操作負担が大幅に軽減されていることが確認された。(8)

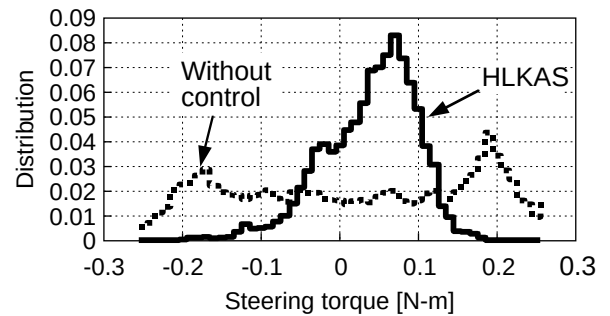


Fig.8 Normalized distribution of steering torque

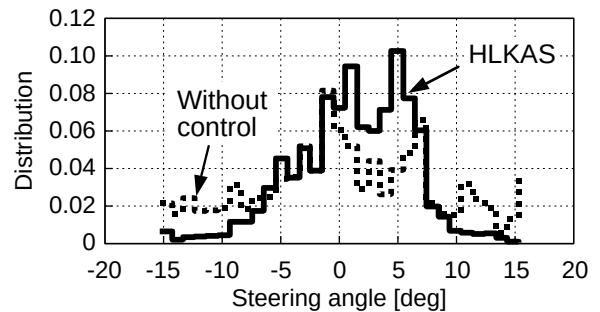


Fig.9 Normalized distribution of steering angle

3.4. 渋滞追従制御付アダプティブ・クルーズ・コントロールシステム (ACC with stop & go)

本システムは前方車両との車間距離の保持を支援し、さらに交通渋滞などでは減速から自動停止までを行い、幅広い

い速度域で先行車に追従する運転負担軽減システムである。ミリ波レーダセンサにより、前方車両の走行状況を検知し、自車の走行状態を車速センサ、ヨーレートセンサで検知し、同一レーン内の先行車両を絞り込む。先行車との車間距離が狭まってきた場合は、スロットルによる減速を主とし、減速が足りない場合は必要に応じ主ブレーキによる減速をおこない適切な車間距離を保つ。同時に警報装置により運転者に警告する。なお、先行車が速く車間距離が開いていく場合には、通常のクルーズコントロールとして機能する。

3.5. 追突速度低減システム

前方車両距離が短くなった場合には、警報音でドライバに注意を促す。ドライバが対応せずにそのまま前方車両に近付き危険な車間距離になった場合には、警報音とブレーキでドライバに操舵とブレーキ操作による回避を促す。さらに追突が避けられないと判断した場合には、ドライバのブレーキ操作を支援する緊急ブレーキで追突速度を落として衝突被害の軽減をはかる。

4. ホンダ ASV-2 2号車の技術

4.1. 概要

交通事故データ分析結果から、夜間における歩行者事故や交差点における二輪車との衝突では、共に交通弱者側の被視認性の低さが関係していることが明らかになった。

そこで2号車では、これにかんがみ以下の三つの機能を搭載した。

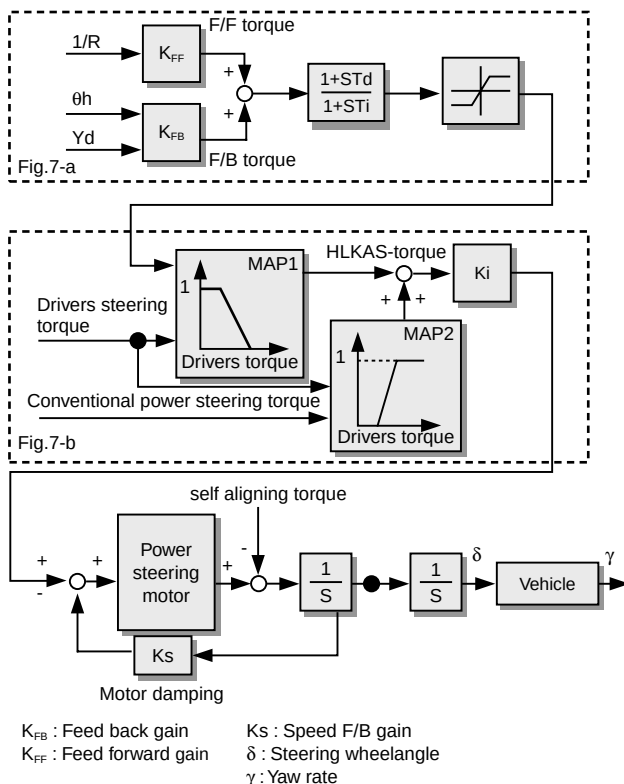


Fig.7 Block diagram for HLKAS control

- (1) 赤外線カメラを用いて夜間の歩行者を検知する
「ホンダナイトビジョンシステム」
- (2) ハンドル操舵等に連動して車両の進行方向を照らし夜間の視界を確保する
「アクティブヘッドライトシステム」
- (3) 双方に装備した通信システムを用いて情報提供を行い、お互いの存在を知らせる
「二輪車・四輪車情報通信システム」

4.2. システム構成

上記三つの機能を統合したシステム搭載図を Fig.10 に、制御ブロック図を Fig.11 に示す。フロントグリル内に設置された2個の赤外線カメラにより歩行者を検出し、また

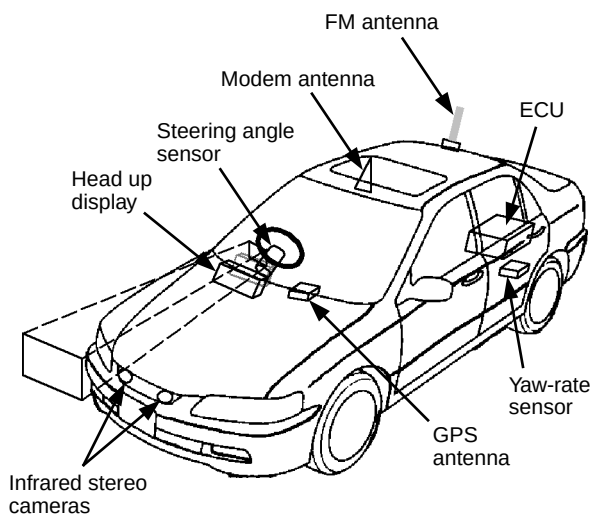


Fig.10 Configuration of ASV-2 experimental vehicle 2

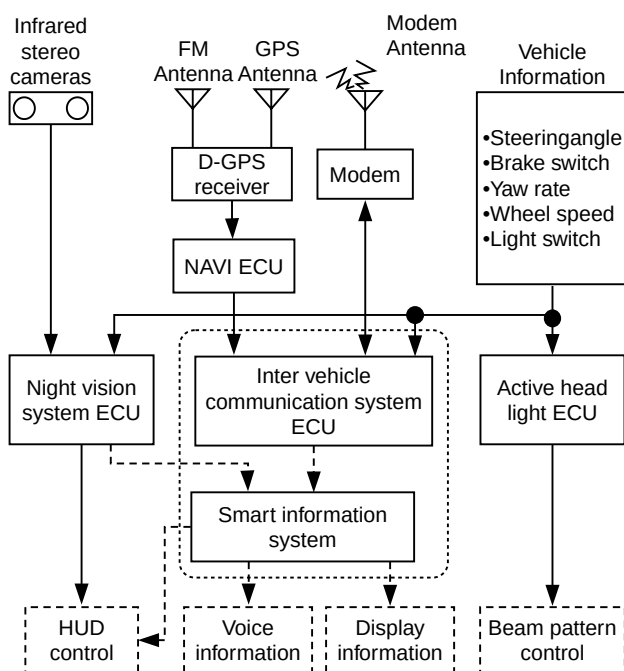


Fig.11 Block diagram of ASV-2 experimental vehicle 2

ルーフ上の通信モデムアンテナにより、近傍の二輪車と通信を行う。状況に応じて警報音を発し、映像をヘッドアップディスプレイやナビ画面上に映し出す。ヘッドアップディスプレイは、カラー映像機能を持ち昼夜を問わず表示可能とした。アクティブヘッドライトの配光制御は、ハンドル操舵に連動したものとした。

4.3. ホンダナイトビジョンシステム

本システムは夜間の歩行者事故低減を主な目的とし、ドライバーに音声案内と歩行者を強調した赤外線映像のヘッドアップディスプレイ表示を行なう視覚支援システムである。本システムの情報提供時の動作状態を Fig.12 に示す。

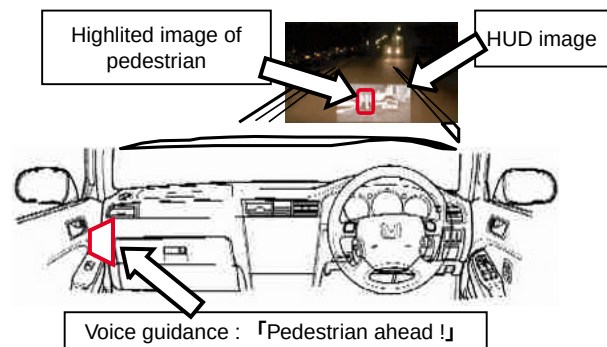


Fig.12 Example of HUD image and voice guidance

4.3.1. 情報提供すべき歩行者

Fig.13 に示すように、夜間の走行状況において、車道を歩いている歩行者や横断してくる歩行者を車両が停止できる位置でドライバーに知らせることを目標とした。

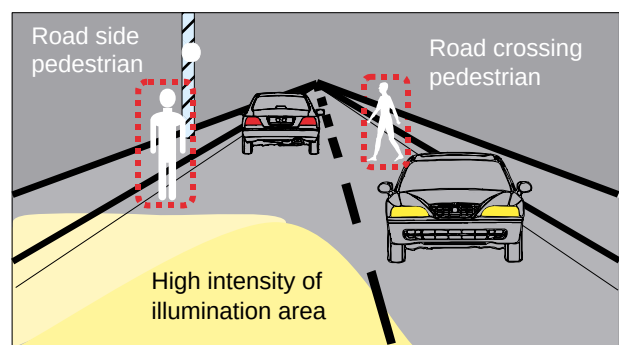


Fig.13 Example of pedestrians who should be detected

4.3.2. 歩行者検出手法⁽⁹⁾

歩行者等の高温対象物は赤外線カメラの映像上で白く表示されるが、他の高温対象物との形状的な識別は困難である。そこで本システムではステレオ画像処理によって距離

を算出し、その時間変化より相対移動ベクトルを求めて移動速度による識別と衝突の可能性を判定している。Fig.14に処理フローを示す。

4.3.3. 歩行者強調情報提供範囲

情報提供範囲はFig.15に示すようにヘッドライトの高照度エリアより遠方に設定し、車速 40km/h 以上での情報提供動作とした。また、横方向範囲は進入してくる対象物に対しては12度以内とし、接近してくる対象物に対しては車線幅とした。情報提供タイミングは事前情報提供時間に対するステア回避成功率と停止距離から衝突推定時刻の 3.5 秒前とした⁽¹⁰⁾。

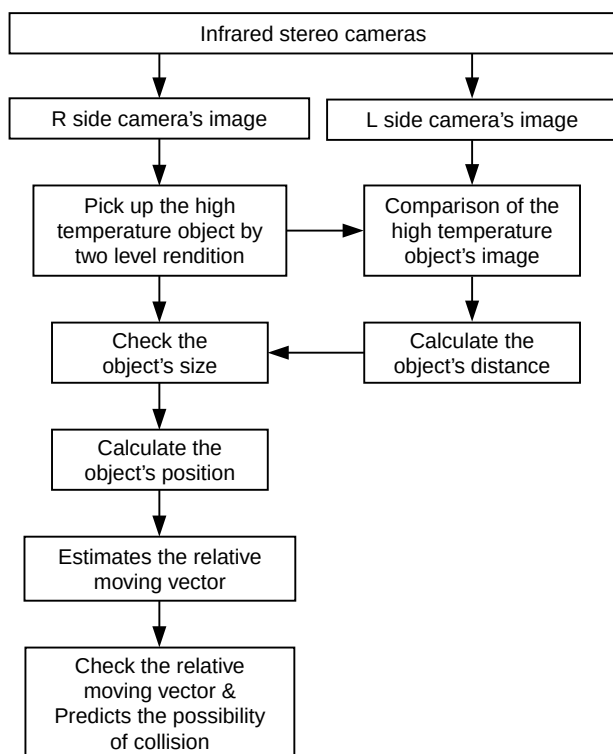


Fig.14 Processing flow of pedestrian detection

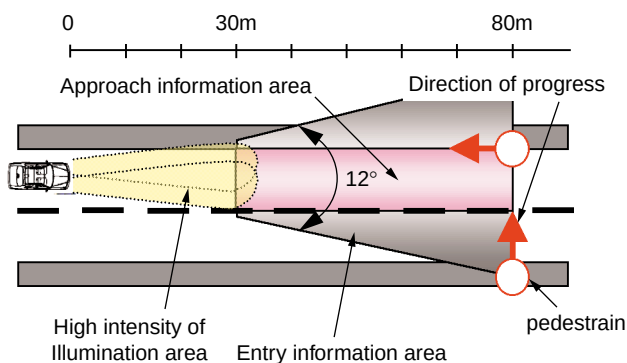


Fig.15 Detection area of pedestrian

4.3.4. 効果検証

本システムでは、歩行者の認知性向上手法として音声案内と歩行者部の強調表示の機能を搭載している。そこで、これらの機能の効果度を映像常時表示の場合と比較し検証する。

(1)テスト手法 Fig.16に示すように、前方スクリーン上に 1.5 秒間隔で変化する 0～9 の数字を表示する。被験者にこれを読上げさせることにより視線方向を拘束し、実際の走行時に近い注視状況を再現させた。この状態で、ヘッドアップディスプレイに走行中の映像を映し出す。被験者は、映像上の横断歩行者を発見した場合に、その出現方向に合わせてハンドル上の左右のスイッチを押すものとし、その応答時間を測定した。被験者には 20 代から 50 代までの年齢層から男性 8 人、女性 2 人の計 10 人を選定した。

テスト項目内容は、Table 1に示すように映像常時表示のみのシステムと本システムとを比較した。なお、5 分間の走行映像中に 10 人の横断歩行者が現れるものとした。



Fig.16 Measuring conditions

Table 1 Test pattern

	Image only	HONDA night vision
Voice guidance	×	○
Highlighted image of pedestrian	×	○
HUD Image	A	P

○ : Available A : All the time
 × : Not Available P : Pop-Up

(2)テスト結果 Fig.17 に平均応答時間測定結果を示す。前方注視時には、映像表示のみに対して本システムは約 50% 以下の応答時間となった。音声や強調表示が歩行者認知性の向上に効果があることが確認された。

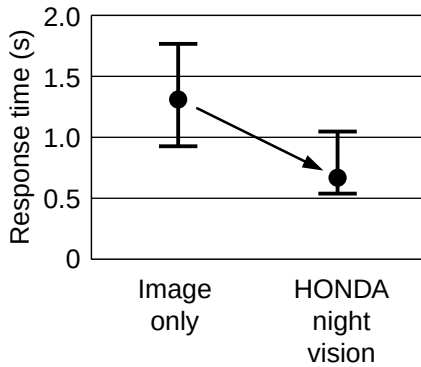


Fig.17 Comparison of response time

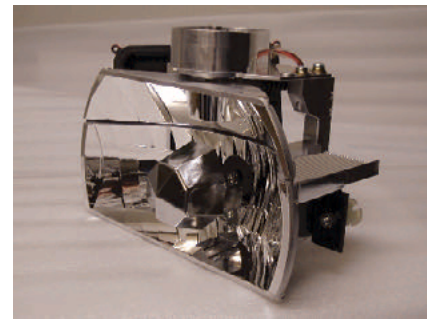
4.4. アクティブヘッドライトシステム

交差点やカーブ等で、ハンドルの切れ角や車速に応じてヘッドライトの上部反射鏡を動かし、道路状況に見合った配光を実現するシステムである。Fig.18 に通常のヘッドライトとの配光比較を示す。これにより道路状況の正確な把握やカーブでの視線誘導効果による安定した走行を支援し、歩行者の早期発見性を向上させることが可能となる。

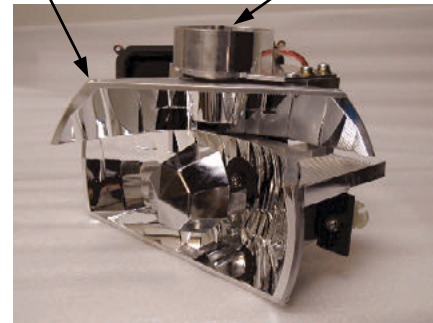
Fig.19 にアクティブヘッドライトの内部構造と作動状態を示す。後方に取付けられたステッピングモータにより、上部可動反射鏡は外側へ最大40度、内側へは20度回転する。なお、上部可動反射鏡と下部固定反射鏡の配光比率は約4対6となっている。

4.5. 二輪車・四輪車情報通信システム

これは二輪車および四輪車双方に装備した通信システムで互いの車両の種類、位置、速度、方位などの情報交換を行い、運転者の認知を支援するシステムである。これにより、相手車両の見落としや接近速度および距離の判断ミス等を



In case of straight
Upper reflector Stepping motor



In case of rotation

Fig.19 Active head-light mechanism

減らし、Fig.20 に示すような二輪車と四輪車との典型的な事故である出合頭や右直事故を未然に防止しようとするものである。

Fig.21 にシステムの概要を示す。高精度 GPS を利用した NAVI システムから自車位置を評定し、車両からは車速やターンシグナル等の情報を得る。これらの情報を基に、双方に搭載されたモデムを用いて双方向通信を行う。そして交差点内で衝突の可能性があると判断した場合には、NAVI ディスプレイやヘッドアップディスプレイに相手車のシンボルマーク等を表示するとともに音声や警報音で知らせる。なお、別報⁽¹⁾で詳細を記述する。

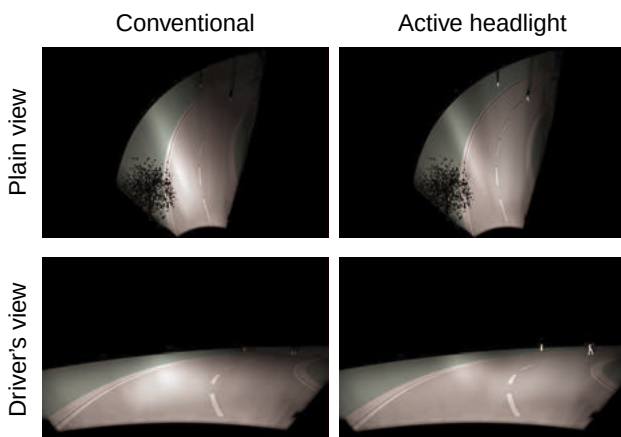


Fig.18 Comparison due to the existence of the control

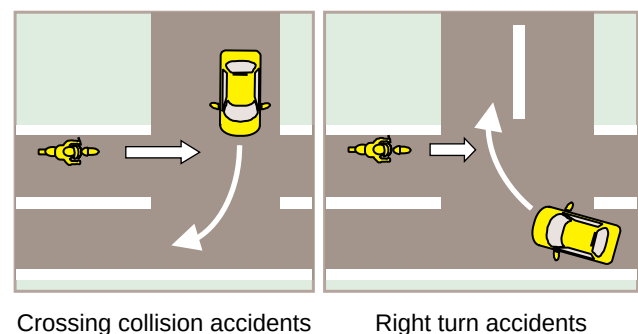


Fig.20 Typical traffic accidents between automobile and motorcycle

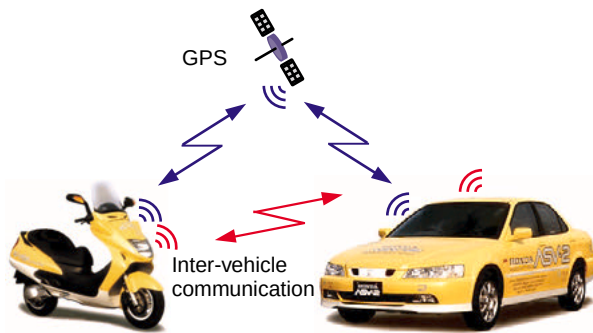


Fig.21 Inter-vehicle communication system

5. 事故低減効果の推定

開発したシステムについて、日本自動車研究所の事故低減効果推定方法に基づき試算した結果、Table 2に示すような事故低減効果が期待できることが分かった。

Table 2 Ratio of the decrease prediction of the number of the traffic accident people

System of ASV vehicle 1	Fatalities	Casualties
Collision velocity reduction system	-2.1 %	-11.5 %
ACC with stop & go system	(-0.1 %)	(-0.4 %)
Lane-keep assistance system	-0.1 %	-0.1 %
Total	-2.2 %	-11.6 %

System of ASV vehicle 2	Fatalities	Casualties
HONDA night vision system	-6.1 %	-2.4 %
Active headlight system	-0.7 %	-0.3 %
Inter -vehicle communication system	-3.6 %	-5.1 %
Total	-10.4 %	-7.8 %

6. 結論

ASV-2 計画に対して、運転操作支援と交通弱者認知向上研究を行ない、テーマ別に実証実験車を完成させた。それにより各搭載システムの機能と基本性能の検証を終了させることができた。さらに効果検証テストをおこない、事故低減効果の有効性が確認できた。

一部の技術については実用化に向けての研究を推進中である。

参考文献

- (1) 鶴賀孝廣ほか：ホンダ ASV の紹介, HONDA R&D Technical Review, Vol.8, p.1-11 (1996)
- (2) 交通事故統計年報 平成 10 年版, 東京, 交通事故総合分析センター, 1999

- (3) 藤田泰彦：インテリジェントハイウェイクルーズコントロール(IHCC)の開発「高速走行時における車速／車間制御システム」, 自動車技術会, 学術講演会前刷集 235 (1999-10)
- (4) Kondo, S., Asanuma, N., Ishida, S., Ikegaya, M., Tanaka, J.:Evaluation of Driver Assistance System, Proc. of 6th World Congress on Intelligent Transportation Systems, No.3228 (1999)
- (5) 峯田憲一, 鶴浦清純, 池田哲夫：レーンキープアシストシステムにおける白線認知システムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.101-108 (2000)
- (6) Ikegaya, M., Asanuma, N., Ishida, S., Kondo, S.: “Development of a Lane Following Assistance System”, Proc.of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp.473-478 (1998)
- (7) Ishida, S., Asanuma, N., Ikegaya, M., Kondo, S.:Evaluation of Driver Support System for Lane-Keeping, Proc. of 32nd ISATA, 99STI011 (1999)
- (8) 谷田 公二：レーン・フォローイング・アシスタンス・システムによる精神負荷低減効果, 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.7-99, p.13-16 (1999)
- (9) 濱 貴之：赤外面像を用いた先行車検出手法の研究, Proceedings of the 4th Tokyo AVCS Conference, p.31-37 (March 26, 1999)
- (10) 宇野 宏, 平松金雄：緊急状況における余裕時間とドライバの操舵回避との関係, 人間工学 Vol.35, No.4, p.219-227 (1999)
- (11) 山本一博ほか：ホンダ ASV の紹介(二輪車), HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.9-16 (2000)

■ 著 者 ■



浅沼 信吉



川合 誠



高橋 昭夫



辻 孝之

ホンダ ASV-2 の紹介(二輪車)

Introduction of HONDA ASV-2 (Motorcycles)

山 本 一 博*

Kazuhiro YAMAMOTO

山 際 登志夫*

Toshio YAMAGIWA

櫛 田 和 光*

Kazumitsu KUSHIDA

小 平 茂*

Shigeru KODAIRA

飯 島 聡*

Satoshi IJIMA

要 旨

ABSTRACT

運輸省が提唱した第2期 ASV 計画(ASV-2)に対し、2 種類の二輪 ASV 車を試作し安全研究を推進した。

予防安全技術

- (1) 相互の存在を必要な時に情報提供する「二輪車・四輪車情報通信システム」
- (2) 高電圧部の配慮、配光の適正化を行った「二輪車用ディスチャージヘッドライト」
- (3) タイヤ空気室側の二重構造部に空気漏れ防止ゲルを封入しチューブレスタイヤのパンク時の空気漏れを防ぐ「タフアップタイヤ」
- (4) タイヤ空気圧の表示と異常時の警告を行う「空気圧モニタ」

衝突安全技術

- (5) エアバッグ、インフレーター、センサシステムなどの仕様が決定し、エアバッグの乗員保護効果が確認できた「二輪車用エアバッグ」
- (6) 頭部回転加速度による脳損傷を低減できる可能性が確認できた「衝撃吸収性能向上ヘルメット」

これらの研究をとおり、二輪車の事故低減効果が期待できることが分かった。

For the Advanced Safety Vehicle Project Phase 2 (ASV-2) as proposed by the Ministry of Transport, two types of prototype of prototype “ASV motorcycle” were produced to promote studies on safety.

Active safety technologies:

- (1) “Motorcycle/automobile information communication system” which provides information on mutual presence of motorcycles and automobiles.
- (2) “Discharge headlight for motorcycles” taking considerations for high voltage unit and optimizing light distribution.
- (3) “TUFFUP tires” to prevent air leak at puncture of tubeless tires with puncture preventive gel sealed in their double structure air chambers.
- (4) “Air pressure monitor system” which will display air pressure and give alarm in case of unusual conditions.

Passive safety technologies:

- (5) “Air bags for motorcycles” including bags, inflators and sensor system
- (6) “Helmet with improved performance in impact absorption” having possibility to reduce brain damage resulting from rotational acceleration.

It was found out that effect to reduce accidents could be expected through these researches.

1. まえがき

先進安全自動車(ASV)開発推進計画において第2期(1996年～2000年)から二輪車が対象として追加された。二輪車の安全研究への取り組みにあたっては交通事故を詳細に分析し、「予防安全技術」と「衝突安全技術」の二つの観点からテーマを決定した。

予防安全技術研究車は排気量 250cm³ のスクータ(フォーサイト)をベースに「二輪車・四輪車情報通信システム」、「二輪車用ディスチャージヘッドライト」、「パンク防止タイヤ」、

「タイヤ空気圧モニタ」を投入し、さらに ABS、ウインカボジションも採用した(ホンダ ASV-2 3号車)。

衝突安全技術研究車は大型ツーリングモデルの GL1500 をベースに「二輪車用エアバッグ」を搭載し、さらに「衝撃吸収性能向上ヘルメット」を組み合わせた(ホンダ ASV-2 4号車)。Fig.1 に ASV-2 3号車と4号車の外観を示す。なお、これらとは別に研究されている乗用車の1号車と2号車がある。先進安全自動車(ASV)開発推進計画については、別報「ホンダ ASV-2 の紹介(乗用車)」⁽¹⁾を参照されたい。

*朝霞研究所



Fig.1 Passive (Left) and active safety research motorcycles

2. ホンダ ASV-2 3号車(予防安全)の技術

2.1. 概要

交通事故データの分析結果から、二輪車の対四輪車死亡事故形態は、右直事故と出会い頭事故によるものが全体の過半数を占めている。主な事故要因は二輪車の被視認性に関連する四輪側運転者の誤認に関係していることが明らかになった。夜間時の視認性向上と耐パンク性能向上も取り込んだ3号車では、以下の三つの機能を搭載した。

- (1) 二輪車、四輪車双方に装備した通信システムを用いて情報提供を行い、お互いの存在を知らせる「二輪車・四輪車情報通信システム」
- (2) 夜間運転時の視認性を高め予防運転を支援する「二輪車用ディスタージ・ヘッドライト」
- (3) 耐パンク性能を向上させ、空気圧の異常を知らせる「タフアップタイヤ」および「空気圧モニタ」

Fig.2 に各装備の配置を示す。

2.2. 二輪車・四輪車情報通信システム

2.2.1. 二輪車対四輪車事故の特徴と要因

国内の事故統計データ⁽²⁾から、Fig.3の左上図に示すように全死亡事故のうち二輪車乗車中の死亡事故は 18%である。また、Fig.3の右上図に示すように二輪車の死亡事故のうち対四輪車事故は 63%を占めている。さらに、Fig.3 下図に示すように右直事故と出会い頭事故事例の詳細解析から、第一当事者(四輪車)側の二輪車の距離・速度誤認、見落

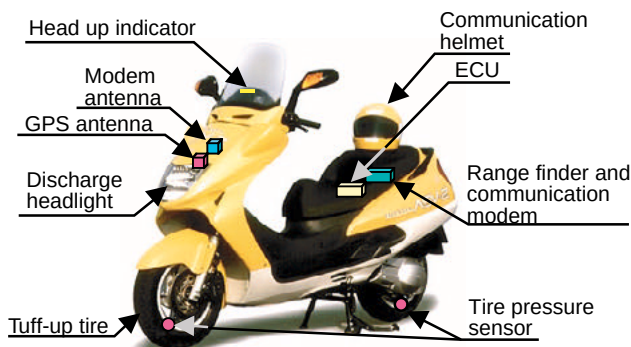


Fig.2 HONDA ASV-2 Active safety vehicle 3

とし、車の陰が主要因であることが分かった。その中でも「接近速度および距離の判断ミス」によるものが35%を占めていることが分かった。

Fig.4にそれらが要因となっている事故形態を示す。その発生割合は、右直が23%、出会い頭が40%である。一般的に、二輪車の前面投影面積は四輪車より小さいため実際よりも遠くに、車速も低く認知される傾向にあることが知られている⁽³⁾。

「見落とし」も二輪車の背後にトラック、バスなどの大型車両が走行している場合は背景に埋没しやすいことも要因のひとつと考えられる。「車の陰」は右折車運転者が対向右折車線に停止または走行している大型車両により前方視野が遮られ、その死角部を走行中の二輪車の存在を予知予測できなかった場合の事故の典型例である。

2.2.2. 認知支援システムの目的

人間の視覚認知機能は、車体幅が広いほど接近速度、相対距離を正しく認知し、また、四輪車を対象として速度・距離を判断する経験が大半を占めているので、二輪車への誤認知を生じやすいと思われる。

以上の考察から、二輪車、四輪車の存在を相互の運転者に認知を支援する手段を備えることで、右折四輪車の運転者には「小さく見える二輪車を正確に認知」させ、直進二輪車の運転者には「右折するかもしれない右折対向車の存在を認知」させることを目的とした認知支援システムを構築した。

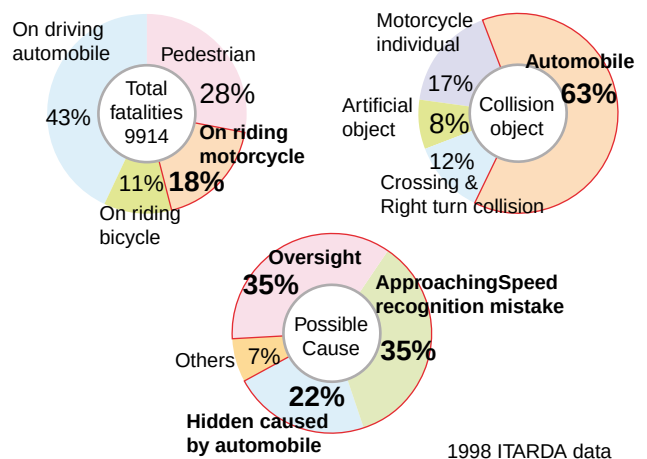


Fig.3 Rate of motorcycle accident in fatalities

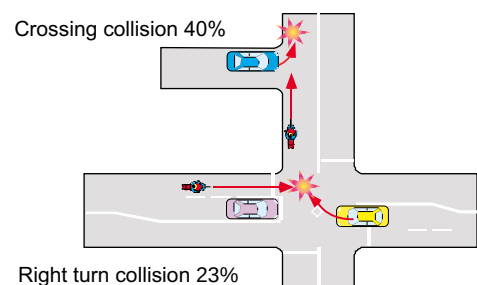


Fig.4 Typical traffic accident between automobiles and motorcycles

2.2.3 システム

認知支援システムは、車両情報制御、通信制御をおこなう制御ECU、車車間通信測距装置、HMI(Human-Machine-Interface)で構成され二輪車、四輪車共にほぼ同様なシステム構成である。

(1) ASV-2 2号車(四輪車:交通弱者保護)システム 車両情報制御、通信制御を処理する ECU(Electronic Control Unit)には高精度GPS、測距通信モデムのほかに NAVI システムを接続し、二輪車等の位置を NAVI ディスプレイにリアルタイム表示する。さらに運転席前方に装着された高輝度 HUD(Head Up Display)により状況に応じてウインドスクリーンにシンボルを投影し、さらに音声で注意喚起情報を提供する。Fig.5 にその構成を示す。

GPSによる位置情報、車速、加減速度、およびヨーレートから最新の自車位置を算出するアルゴリズムを開発し測位誤差を最小限に押さえた。その結果、 $\pm 5\text{m}$ の測位精度をリアルタイムに得ることができた。Fig.6に測位アルゴリズムを示す。

交差点手前約200m地点で交差点周囲に存在する二輪車、四輪車を検出し自車と他車の走行ベクトルから自車の将来軌跡と交わる可能性がある車両を抽出する。

特に、二輪車を抽出した場合は、Fig.7に示すようにNAVIディスプレイにシンボルを強調して表示する。

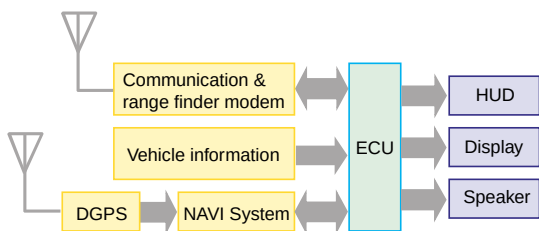


Fig.5 Block diagram of automobile System

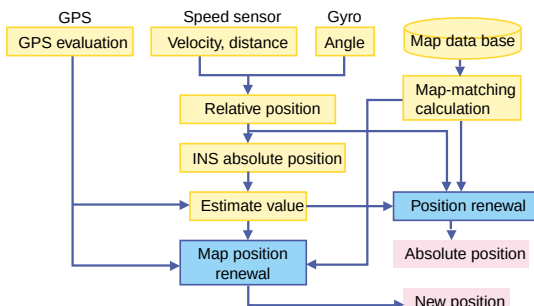


Fig.6 Estimated positioning algorithm

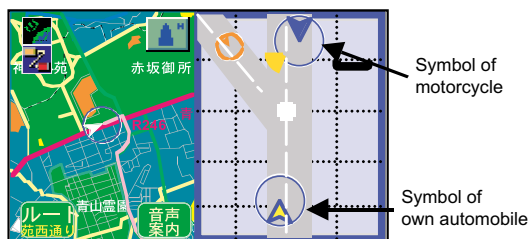


Fig.7 NAVI display information



Fig.8 HUD Caution symbol

他車交差点到達時間と自車他車接近時間から求めた軌跡交差条件に合致した場合には、Fig.8に示すようにHUDへのシンボルの表示および音声による注意喚起を行う。

車車間通信の主な内容は、ID(二輪車、四輪車の車種識別)、現在位置(経度、緯度)、車速、推定位置、次の交差点位置、次の交差点までの到達時間、受信台数、自車状態(ブレーキ、ターニングナル等)、など全データ量約 40byteを送受信する。データの更新周期は、自車の速度、交差点接近などの状況に応じ自動的に可変し、自立分散型ネットワークを構築している。

(2) ASV-2 3号車(予防安全)システム 軽量コンパクトが求められる二輪車にはNAVIシステムを搭載していない。そのためデジタル地図データを参照する代替に四輪車の進路方向に存在する交差点の経度緯度を車車間通信により入手する。GPS データより求めた自車の位置と方位データで算出した走行ベクトルと四輪車の走行ベクトルから将来走行軌跡が交差するかを判定する。Fig.9 にその構成を示す。HMI は二輪車の特性に合わせ、周辺視野内で確認できるHUI(Head Up Indicator)とヘルメット内蔵スピーカによる音声情報の2系統の伝達方法を備えた。Fig.10 にその配置を示す。

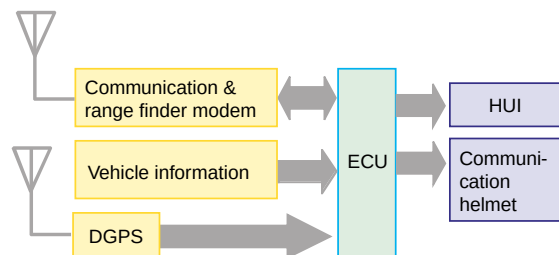


Fig.9 Block diagram of motorcycle system

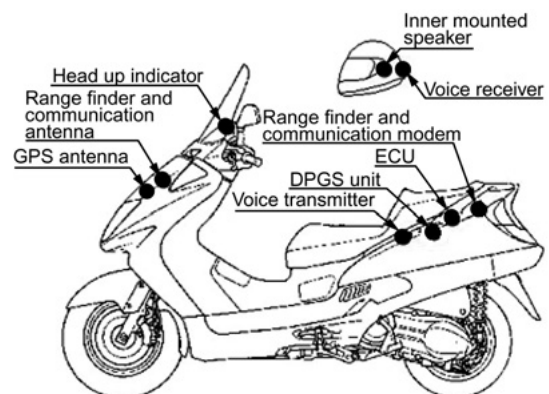


Fig.10 Outline of motorcycle system

操舵と体重移動の2入力でバランスを保ちつつ進路方向を定める二輪車の操縦形態は四輪車と異なり、主に視覚機能を用いてロール、ヨー角の変化量を検出し、進路にフィードバックを行っている。特に交差点周辺など周囲の状況への注意をより求められる場合では、文字や図形などの情報を提供した場合、その方向への視線誘導を促し外界から視線が外れることが懸念される。

そこで、視覚への情報提供は周辺視野でも容易に認知できるように横長の発光面を持つ高輝度LED(黄色)をウインドスクリーン中央部へ投影する方法を採用し、情報量は1bitと必要最小限に設定した。Fig.11に投影例を示す。また、音声情報を与えるために車体側に設置した送信機とヘルメット外部に設置した受信機により、高品質な音声情報を提供するコミュニケーションヘルメットを開発した。Fig.12にその外観を示す。音声内容は一義的に理解でき、2秒以内に完結するフレーズを作成した。

(3) 車車間通信測距モデム GPS衛星からの電波は高層ビルの谷間、高架橋の下など上空からの電波断絶、マルチパスなどの影響で精度が低下する場合が多い。今回、そのような状況下では車車間通信時に相対距離も測距可能なSS(スペクトラム拡散)通信測距を開発した。スペクトラム拡散通信方式は良好なマルチパス特性を持つことと併せ、情報通信と同時に通信相手との距離を測距できることで新たな装置を付加することなく、高精度GPSと組み合わせることで冗長性を持たせている。この車車間通信測距モデムは二輪車、四輪車双方に搭載し、通信制御はCSMA(Carrier Sense

Multiple Access)を採用した。将来的には通信制御の改良や、通信速度、処理速度の向上により交差点を中心とした半径300m内に存在するすべての車両(約1000台)との車車間通信を想定している。

2.3. 二輪車用ディスチャージヘッドライト

夜間運転の視認性を高めるため、四輪車で採用されているディスチャージヘッドライトを二輪車でも初めて開発した。従来のハロゲンタイプのヘッドライトに比べ、ディスチャージヘッドライトは光量が約2倍、寿命が5倍以上、消費電力が7割程度と優れた特性を持っている。

しかし、ディスチャージヘッドライトを二輪車に採用するには、以下のような技術課題があった。

- (1) 20kV程度の高電圧で点灯させるため、高電圧部と運転者が近くなるので、特に二輪車は安全性への配慮が重要となる。
- (2) 乗員のアイポイントが四輪車に比べ高く上方から明暗の境界をのぞき込むような形となるため、又中心部が明るくなる分、明暗の差を感じやすい。

このような技術課題を解決することで、二輪車に最適なディスチャージヘッドライトを搭載することが可能になった。

2.3.1. 高電圧部の安全性確保

ヘッドライトと点灯装置を一体化することで、高電圧部を全てヘッドライトハウジング内に収め、各部の漏電処理を行い、没水した状態でもライダーが感電しない構造となっている。Fig.13にその構造を示す。

2.3.2. 明るさ感が感じられる配光の設定

ハロゲンバルブのヘッドライトに対し、ディスチャージバルブはバルブの光束が増えるため、中心部は明るくなるが、遠方や側方は逆に暗く感じる。

明るさの目標を設定するに当たり、前述した内容を考慮し、走行テストで確認した結果、ヘッドライトの明るさは、運転者の通常見ている範囲と周囲の明るさに大きく左右されることが分かった。このポイントに的を絞って配光した結果、従来のハロゲンヘッドライトに対して、2倍以上の明るさ感を得ることができた。

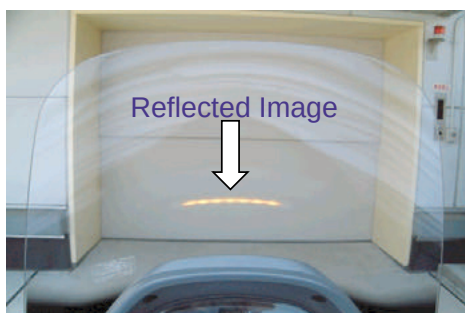


Fig.11 Image of HUI



Fig.12 Communication helmet

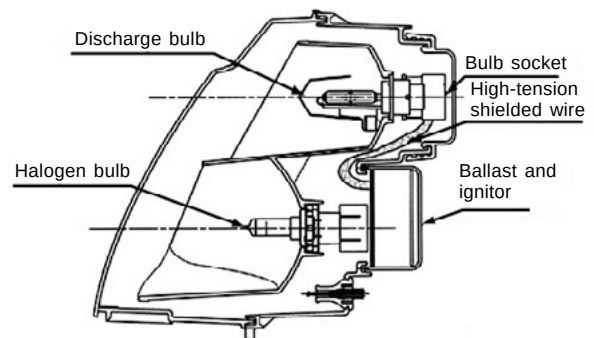


Fig.13 Cross section of discharge headlight

2.3.3. 明暗差の感じ難い照度勾配の設定

中心部の明るさ向上に伴い、車体のピッチング時などは、逆に遠方が暗く感じる。車体が前方に傾くと、配光が手前に寄り、運転者の目が中心部からカットラインまでの、急激な照度変化に追従できなくなる。明暗差の感じ難い、従来のハロゲンヘッドライトと同じ緩やかな照度変化にすることで、従来並に明暗差の感じ難い配光を実現した。

2.3.4. ASV に搭載した配光

ディスチャージヘッドライトを採用することで、従来のハロゲンヘッドライトに対し、明るさ感2倍、到達距離1.3倍、配光の広がり1.5倍と非常に良好な配光が得られ、夜間走行の余裕度が向上した。また、カットライン付近の照度変化を緩やかにすることで、レベライザを装備することなく、対向車や前走車への眩惑も、ハロゲンヘッドライト並に抑えることができた。Fig.14 に開発したディスチャージヘッドライトによる配光性能を示す。

2.4.パンク防止機能付きタイヤ(TUFFUP タイヤ)

二輪車は四輪車に比べ路肩走行や路地走行が多いのでパンクの頻度は高い。また、スペアタイヤは一般的に装備されていないためユーザーのパンク対策への要望は強い。

今回開発しているチューブレスタイヤはタイヤの空気室側を二重構造にして、トレッド側の室に新開発の特殊な「空気漏れ防止ゲル」を封入する。「空気漏れ防止ゲル」は各種繊維とセラミック粉末にプロピレングリコールや粘着剤などが含まれた粘度の高いゲル状のもので、タイヤ上部に1.2mm厚で封入されている。このゲルは空気圧で常に押されているので、穴が明くとゲルは外に押出され、ゲル中の繊維等がタイヤゴムの弾力で挟まれ空気漏れを防ぐ。

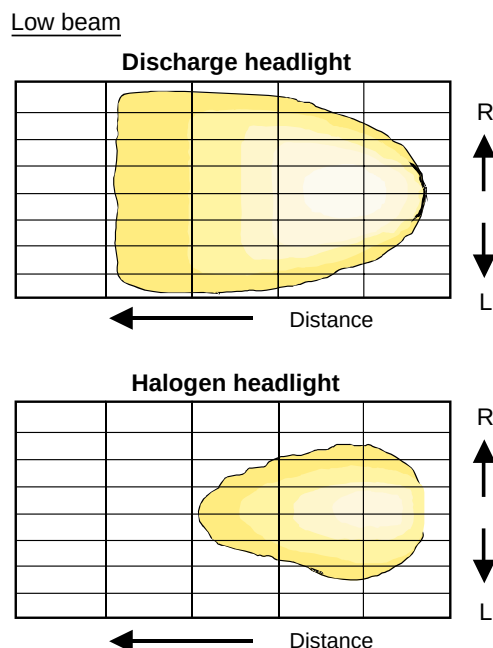


Fig.14 Headlight distribution performance

これは、先に開発し 100 万本以上の量産実績のある「TUFFUP チューブ」と同様の原理である。直径 3mm のクギが刺さってできた孔でもタイヤ寿命まで走行できる性能を目標にしている。Fig.15 にその構造を、Fig.16 に空気漏れを防止するメカニズムを示す。

2.4.1. 空気圧モニタ

二輪車の走行中の空気圧低下への事前予知技術として、空気圧モニタは従来から強く望まれている課題技術である。Fig.17 に各装置の配置を示す。空気圧および温度センサは Fig.18 に示すように、タイヤバルブと一体構造にしてタイヤ内に設け、内蔵のバッテリー電力で定期的に電波でシグナルを送る方式である。バッテリー寿命は6年以上に設定している。電波は車体内に設けられた受信機に送られ、処理して表示部に表示される。

パンクに至る前にライダーが停止できるように認知させることが必要である。そのために、空気漏れの速度を演算して

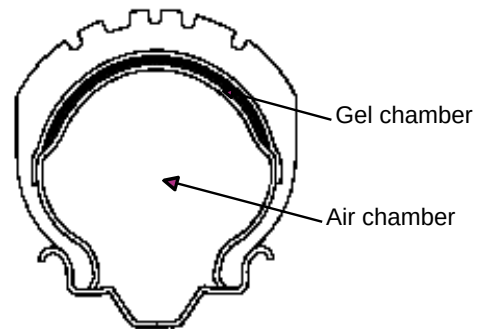


Fig.15 Construction of TUFFUP tire

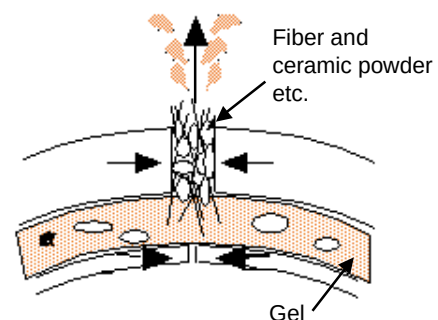


Fig.16 Mechanism of puncture-plugging

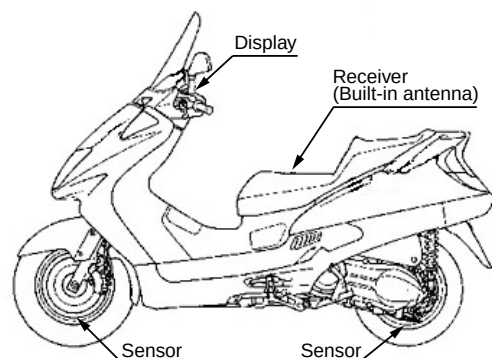


Fig.17 Layout of air-pressure monitor system

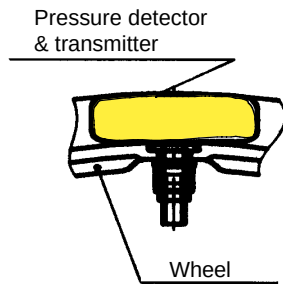


Fig.18 Construction of air-pressure sensor

発信の間隔を漏れ量の速度に応じて短くし、早い時機にライダーに認知させるシステムとしている。また、タイヤ内温度を監視して 100℃～150℃の異常高温によるタイヤバーストの予知も行い事前に警告する。

また、通常のタイヤゴムからの空気透過漏れによる空気圧低下も監視できるので適正空気圧による走行をライダーに促すことができ、燃費向上、タイヤ寿命向上や走行性能の確保にも有効である。

3. ホンダ ASV2 - 4 号車(衝突安全車)の技術

Fig.19 に示す研究車において、衝突安全技術として二輪車用エアバッグと衝撃吸収性能向上ヘルメットを研究している。

3.1. 二輪車用エアバッグ

二輪車用エアバッグシステムは、前面衝突時に乗員のエネルギーをエアバッグで吸収することにより、二輪車から離脱した乗員の相手車等との打撃負傷の低減をめざすものである。

3.1.1. 試作エアバッグシステムの概要

初期の基礎研究の結果をもとに、Fig. 19に示す特定の大型モデル(GL1500)を対象に研究することとした。静的展開テストやスレッドテスト等でバッグやインフレーターを決定し、各種走行テストと数ケースの衝突テストでセンサシステムを検討し、エアバッグシステムを試作した。

バッグは、乗員の拘束、エネルギー吸収、緩衝の各性能

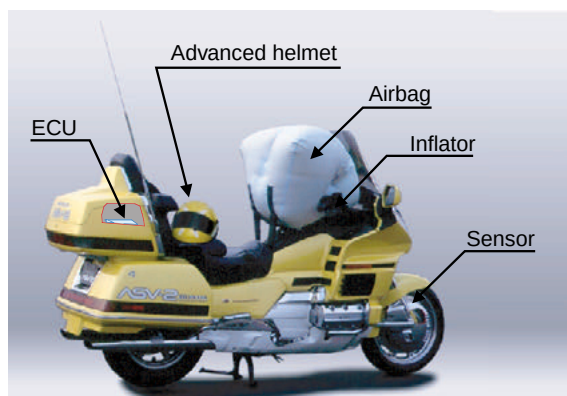


Fig.19 "ASV-2": Motorcycle for passive safety research

を追及した結果、Table 1に示す仕様に決定した。衝突時に乗員が接するエアバッグの後面の V 形状やベルトによるシート下フレームへの連結支持などが特徴である。

センサシステムは、フロントフォークのボトムケースの左右に取り付けた加速度センサと、その加速度値を演算、判断する ECU で構成する。左右加速度値の演算結果のうち、早い方でインフレーターを作動させ、バッグを展開させる。

Fig.20 にエアバッグの外観を示す。

Table 1 Specifications of prototype airbag

Volume	(liter)	120
Height × width × length	(mm)	630 × 500 × 615
Vent holes	(mm)	φ50 × 2 holes
Bag mounting point	1) module box 2) motorcycle frame, via 2 connecting belts	
Inflator:	Pyrotechic, passenger car type, 450kPa maximum pressure	



Fig.20 Prototype airbag

3.1.2. 試作エアバッグシステムの実車衝突テスト

さまざまな衝突形態の下で、システムの作動やエアバッグの乗員への負傷低減効果について見極めるため、実車衝突テストを実施した。

実車衝突テストは、ISO 13232(二輪車乗員保護装置研究用衝突試験法)⁽⁴⁾の規定に準じて実施した。ISO 13232に規定されている7形態の実車衝突テストから本エアバッグに無関係の1形態を除いた。一方、より高い速度での衝突(72km/h)、二人乗車、前傾姿勢、その他の5形態を加えて、Fig.21 に示す実車衝突テストを実施した。

ダミーは、ISO 13232-MATD (Motorcyclist Anthropometric Test Device)を使用し、頭部、頸部、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、ISO 13232 に基づき 88 ～ 90 年式のトヨタカローラを使用した。

実車衝突テストにおける作動時間を Fig.22 に示す。

センサ作動時間は、衝突開始から ECU が作動信号を出した時間、展開時間はその信号が出されてからエアバッグが展開完了するまでの時間、乗員接触時間はバッグが展開完了してから乗員がバッグに到達するまでの時間である。「Test 5」の衝突形態では、所定の衝撃加速度が発生せず

動しないことがわかった。この「Test 5」と前傾ポジションの「Test 11」の2形態を除き、乗員のエアバッグ到達は、すべて展開完了後であり、エアバッグは作動遅れなく展開が成立していた。

実車衝突テストにおけるダミーの計測結果から、ISO 13232 の負傷評価法にもとづき、エアバッグ有無の比較テスト9形態について、エアバッグによる負傷増減への影響を求めた。その結果をFig.23に示す。各部位別については、AIS(Abbreviated Injury Scale)の増減で示す。それらを総合した全身については、NIC (Normalized Injury Cost)の増減で示す。NIC=1 が死亡に相当する。エアバッグ車で負傷が低減した場合をベネフィット、逆に負傷が増加した場合をリスクとして示す。

これらエアバッグの負傷増減への影響は、主に頭部と頸部に対して発生し、全身総合のNIC値でみると、「Test 1」、「Test 2」、「Test 8」、「Test 9」では、エアバッグによって負傷を低減した。一方、「Test 3」、「Test 4」では、エアバッグが逆効果であった。また「Test 5」、「Test 6」、「Test 7」では、エアバッグの影響がなかった。

その他のテスト結果として、「Test 10」の二人乗車衝突の結果、前席乗員に AIS で表わされる負傷計測値の発生はなかった。また、「Test 11」の前傾姿勢衝突の結果、頸部負傷を示唆する値が計測された。

今回、エアバッグの乗員保護効果がわかったが、今後、逆効果の現象への対策とともに、さらに種々の衝突条件下でのテスト確認が必要である。

6 Configurations from ISO full scale test standard					
Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6
48 km/h 24 km/h	48 km/h 24 km/h	48 km/h 24 km/h	48 km/h 24 km/h	48 km/h Parked	48 km/h Parked
5 Configurations added for airbag feasibility research					
Test 7	Test 8	Test 9	Test 10	Test 11	
48 km/h Parked	72 km/h Parked	72 km/h Parked	With passenger 48 km/h Parked	Forward leaning 48 km/h Parked	

Fig.21 Configurations of full scale impact tests

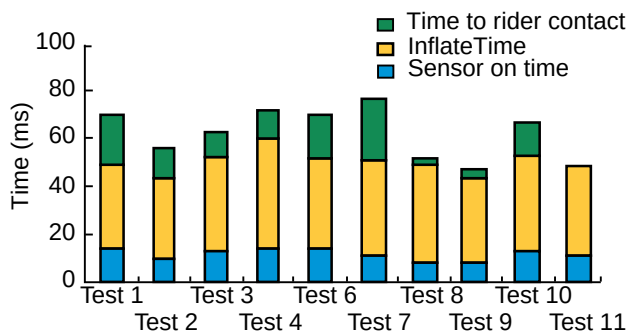


Fig.22 Airbag timing data from full scale tests

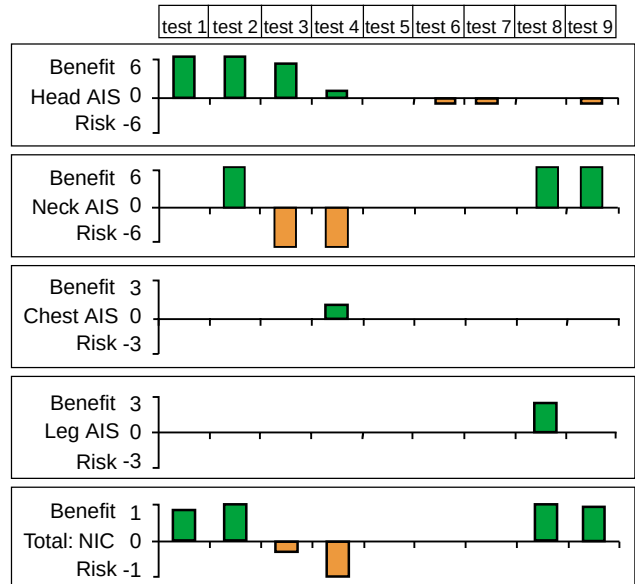


Fig.23 Airbag injury risks and benefits

3.2. 衝撃吸収性能向上ヘルメット

ヘルメットは、事故時の二輪運転者の頭部保護に大きな効果を発揮しているが、Fig.24 に示す事故データ⁽²⁾のようにヘルメットを着用していても依然として最大死亡原因は頭部負傷である。また、近年の二輪運転者の死亡事故調査において、頭部負傷の2～3割が回転加速度を主とする衝撃により発生していると言われている。本研究では、新たな視点である「頭部回転加速度を主因とする脳損傷の低減」を追究する。

3.2.1. 試作ヘルメットの概要

Fig.25 に示すように二重のライナ間に新たな衝撃吸収層を設定し、この部分で両ライナが動き得る構造とした。この構造により、ヘルメットに衝撃的な回転力が作用したとき、頭部に伝達される回転運動を低減する。

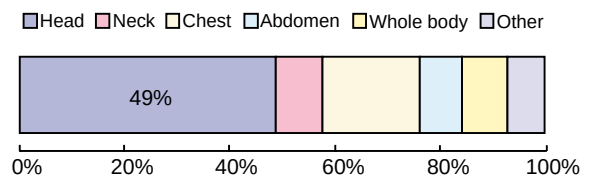


Fig.24 Body region of fatal injury

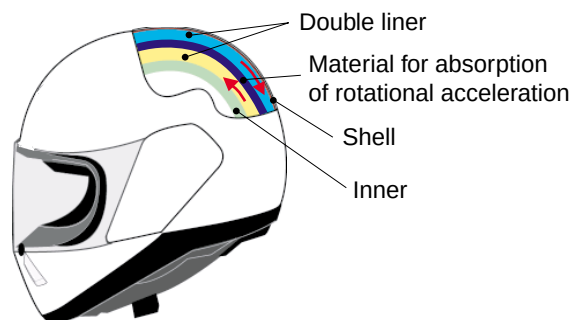


Fig.25 Prototype helmet

3.2.2. 試作ヘルメットの初期的テスト結果

Fig.26 は、45 度傾斜したコンクリート面に 2.5m の高さから、ハイブリッドⅢダミーの頭部にかぶせたヘルメットを落下させ、その頭部に発生した回転加速度を測定した結果である。

試作ヘルメットでは、ベースヘルメットに対し回転加速度の最大値が低減でき、対策の可能性を把握できた。

今後、構造や材料の適切化の研究とともに、本観点からの性能評価方法の研究も必要である。

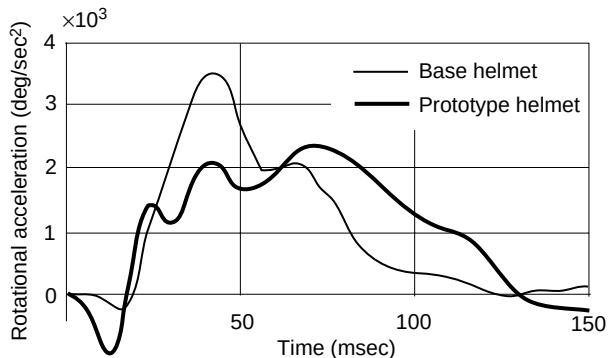


Fig.26 Test result of prototype helmet

4. まとめ

ASV-2 計画に対して、二輪車の予防安全技術と衝突安全技術の研究を行なった結果、Table 2 に示すような事故低減効果が期待できることが分かった。(事故低減効果推定の算出は財団法人日本自動車研究所による)

ここで紹介した二輪車用安全技術は可能性の研究段階であるが、一部の技術については実用化に向けての研究を推進中である。

Table 2 Effect of motorcycle accident decrease rate

System of ASV vehicle 3	Fatalities	Casualties
Inter-Vehicle communication system	- 12.2%	- 8.9%
Discharge headlight for motorcycles	- 0.3%	- 0.03%
TUFFUP tires	- 0.3%	- 0.04%
Air pressure monitor system	- 0.5%	- 0.06%
Total	- 13.3%	- 9.0%

System of ASV vehicle 4	Fatalities	Casualties
Air bags for motorcycles	- 6.1%	- 7.6%
Helmet with improved performance	- 7.5%	- 1.2%
Total	- 10.6%	- 7.6%

参考文献

- (1) 浅沼信吉ほか:ホンダASV-2の紹介(乗用車), HONDA R&D Technical Review, vol.12, No.2, p.1 - 8 (2000)
- (2) 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
- (3) 益子仁一:二輪自動車の安全性の向上及びその評価方法に関する研究:①被視認性の向上に関する研究, 交通安全公害研究所, p.2 (1992)
- (4) 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 10, International Standards Organization, Geneva, December 1996

■ 著 者 ■



山本 一博



櫛田 和光



飯島 聡



山際登志夫



小平 茂

小型二輪車用エミッション低減システムの研究

Study of Emission Reduction System for Small Motorcycles

赤松 俊二* 石田 周一* 浜渦 朗*
Shunji AKAMATSU Shuichi ISHIDA Akira HAMAUZU

要 旨

世界各国で小型二輪車のエミッション規制が年々厳しくなっていることに対応して、空燃比を高い精度で制御するために、燃料噴射を用いた小型二輪車用エミッション低減システムを、排気量100cm³の4ストロークエンジンをベースに研究した。燃料噴射はスロットル開度とエンジン回転数と吸入負圧により使い分ける、2種類の噴射量マップにより制御している。この制御は単気筒エンジンの大きな吸入負圧変動の影響をなくすため、吸気バルブが開いているときのエンジン吸入負圧のピーク値を保持して、制御指標としている。また、排気ガス浄化のために、O₂フィードバック制御と三元触媒を使用した。さらに、燃費向上のために省電力の小型燃料ポンプを開発した。

さらに、キックスタータによる良好な始動性を得るための制御システムも開発した。これらの開発したシステムを採用することにより、欧州における二輪車エミッション規制“Directive 97/24/EC chapter 5”(EURO-1)によるTHC規制値の約1/30に減少し、ベースエンジンに対し燃費が約20%向上した。

ABSTRACT

Recently, the emission regulations for small motorcycles become severe in many countries every year. Therefore, to control air-fuel ratio by high accuracy, the emission decrease system for a small motorcycle, which used fuel injection, was researched based on four-stroke engine of displacement 100cm³. Fuel injection is controlled by two maps of injection amount used properly according to the openings of the throttle, the engine speeds, and intake pressure. In the control, the peak value of intake pressure during opening the inlet valve is maintained to lose the influence of big pressure changes of the single-cylinder engine, and it is used as the control index. Moreover, the O₂ feedback control and the three-way catalyst systems were used to purify exhaust emission, and a small fuel pump of power saving type was developed to improve fuel economy.

In addition, the control system to obtain an excellent startability by the kick-starter was also developed. By adopting these developed systems, hydrocarbon was decreased by about 1/30 of the regulation value provided in the motorcycle emission regulation “Directive 97/24/EC chapter 5” (EURO-1) in Europe, and the fuel economy has improved by approximately 20% compared to the base engine.

1. まえがき

近年、世界各国で小型二輪車のエミッション規制が年々厳しくなっている。例えば、100cm³クラス小型二輪車の主な市場であるタイでは、現在、エミッションの4次規制が発効しており、2003年からさらに厳しい5次規制が予定されている。主要地域の二輪車エミッション規制値をTable 1に示す。

従来、小型二輪車のエミッション低減の手法としては、キャブレタ、エアインジェクション、および、触媒を組み合わせたシステムが主に用いられてきた。

キャブレタで燃料を供給する場合、空燃比を高い精度で制御することに限界があり、近年、排ガス浄化性能の向上とドライバビリティの両立が困難になっている。

そこで、効果的な小型二輪車のエミッション低減を考え、排気量 100cm³ クラスの4ストロークエンジンにフューエルインジェクションを適用するための研究を行った。

本稿では、小型二輪車にフューエルインジェクションシステムと、排ガス後処理装置を適用した手法とその成果について述べる。

Table 1 Current emission limits for motorcycles

	CO (g/km)	THC (g/km)	NOx (g/km)
EURO-1 (4 stroke)	13	3	0.3
Japan (4 stroke)	13	2	0.3
Tailand Level 4	4.5	3 (combined)	

2. エミッション目標値

本研究では、THC の排出量削減を考え、THC 目標値を日本国内の乗用車2000年規制値と同じ値に設定した。この値は欧州における二輪車エミッション規制“Directive 97/24/EC chapter 5”(EURO-1)の THC 規制値の約 1/30 である。CO 及び NOx についても、上記規制値と同じ値に設定した。今回設定したエミッションの目標値を Table 2 に示す。

Table 2 Targets emission

	CO (g/km)	THC (g/km)	NOx (g/km)
Targets	0.67	0.08	0.08

3. 供試エンジンの概要

供試エンジンはホンダが全世界に数多く提供している100cm³クラスの4ストロークエンジンを使用した。その主要諸元を Table 3 に示す。

Table 3 Major specifications of test engine

Items	Specifications
Bore × Stroke (mm)	50.0 × 49.5
Displacement (cm ³)	97.2
Compression ratio	8.8
Valve system	OHC 2 Valve
Max. power (kW / r / min)	5.32/8 000
Max. torque (Nm / r / min)	7.23/6 000

4. フューエルインジェクション適用の課題

エミッション低減手法には、一般に下記のような方法が用いられている。

- (1) 燃料供給装置にはフューエルインジェクションを用い、空燃比を精密に制御する。
- (2) 排ガス中のO₂濃度を監視し、空燃比が理論空燃比になるようにフィードバック制御を行う。
- (3) 排気管内に三元触媒を設置し、酸化還元作用で排ガスを浄化する。
- (4) 排気ポートに二次空気を導入し、未燃焼ガスの浄化を促進させる。

小排気量・単気筒エンジンの小型二輪車にこれらの装置を適用するためには、微量な燃料の制御、軽量化、出力低下がないこと、さらに、低コストが要求される。

以下に解決すべき課題を示す。

- (1) エンジン吸入負圧の変動が大きい単気筒エンジンに適用できる燃料供給制御とする。
- (2) 出力を低下させない触媒の配置とする。

- (3) 燃費を悪化させる電気負荷を低減させるシステムとする。

- (4) キックスタータによる始動性を確保する。

5. エミッション低減システムの概要

採用したエミッション低減システムの構成図を Fig.1 に示す。フューエルインジェクションの ECU は 16bitCPU を用いた。ECUは燃料噴射量、噴射タイミング、点火時期の制御を行い、エンジンと触媒の間に取り付けられたO₂センサで排ガス中のO₂濃度を検出して、燃料噴射量を修正制御する。燃料供給は、燃料タンク内に省電力型の内接ギア式燃料ポンプを設置し、インジェクタに燃料を圧送する。燃料供給圧力は、燃費悪化につながる燃料ポンプの電気負荷を低減するために 250kPa に設定した。吸気系は、キャブレタ仕様と吸気管長を合わせエンジンのトルク特性を確保した上で吸気抵抗が低くなるように曲がり数を少なくし、インジェクタは、燃料噴霧がインレットバルブ裏の傘部中心をねらう位置に配置した。吸気系システムの配置を Fig.2 に示す。排ガス後処理系は、メタル担体の三元触媒をマフラ内に配置した。

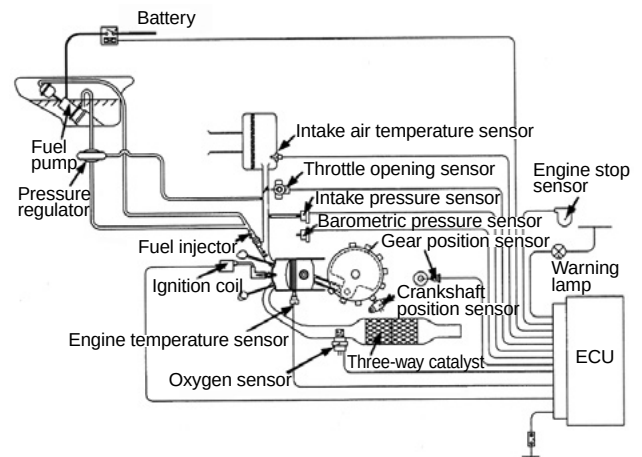


Fig.1 Emission reduction system

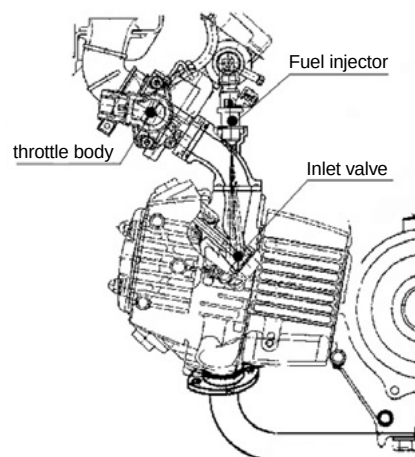


Fig.2 Air intake system

6. 燃料供給装置

6.1. フューエルインジェクション制御

フューエルインジェクションシステムは、2種類の噴射量マップを持ち、スロットル開度とエンジン回転数により使用するマップを切り替えて制御する方法とした。

(1)低負荷時には、スロットル開度の微少な変化をエンジン吸入負圧で検出し、エンジン吸入負圧とエンジン回転数により決定されるエンジン吸入負圧噴射量マップを使用する。

(2)高負荷時には、スロットル開度の変化を常時検出することができるスロットル開度とエンジン回転数により決定されるスロットル噴射量マップを使用する。

燃料噴射を制御するための指標としてエンジン吸入負圧を把握する必要があるが、単気筒エンジンの爆発間隔は 720° であり、燃料噴射量制御の元となる吸入負圧は変動が大きい。

Fig.3に示すように、エンジン吸入負圧値は爆発の間隔の間で値が変わる。そのため、エンジン吸入負圧センサ出力の読みとりのタイミングで値が変わり、燃料噴射量の制御には使えない。今回の開発システムでは、吸気バルブが開いているときのエンジン吸入負圧のピーク値を ECU 内で保持して燃料噴射量制御の指標とした。

また、従来のフューエルインジェクションでは、クランクシャフトの回転位置を決定するためクランクシャフトに 30° ごとにリラクタを設置している。そして、カムシャフトポジションセンサの信号との組み合わせで、クランクシャフトの回転位置と行程を判別していた。本システムでは、カムシャフトポジションセンサを廃止した。代わりにクランクシャフトに取り付けたリラクタの間隔を1か所のみ 120° にした部分を設け、その部分を検出することによってクランクシャフトの位置を決定する方式とした。行程は、吸入負圧が吸入行程と膨張行程により差があることを利用して判別した。

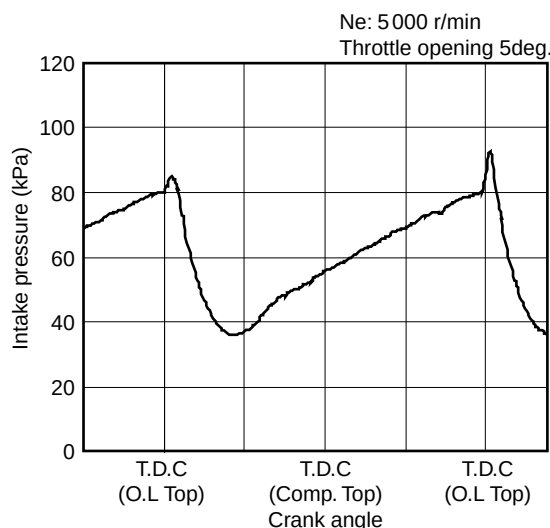


Fig.3 Change of engine intake pressure

6.2. フューエルインジェクタ

小排気量エンジンにフューエルインジェクションを適用するためには、微小燃料の計量に適した小流量のインジェクタを採用する必要がある。流量諸元を Table 4 に示す。

燃料粒径については、ピントルノズルタイプ、4孔プレートタイプ、エアアシストタイプの3種類のインジェクタを用いて、燃料粒径がエミッションに与える効果について検討した。

テストに使用したインジェクタのフォームとザウター平均粒径(S.M.D)を Fig.4 に示す。

Table 4 Fuel flow specifications of injectors

Items	Developed Injector	HONDA VFR800FI
Dynamic Injection quantity at 2 msec (mm ³ /stroke)	1.68	4.38
Static Injection quantity (cm ³ /min)	107.5	248.5

Pintle nozzle	4-hole plate	Air assist
		
SMD:125μm	SMD:95μm	SMD:40μm
Measurement conditions: Fuel pressure: 250kPa Assist air pressure: 26kPa S.M.D: Measured by LDSA		

Fig.4 Forms of injectors and Sauter's mean diameter

一般に、二輪車用エンジンは高回転型であるために吸気バルブが開いている時間が短い。そのため、噴射された燃料の一部は直接に燃焼室に入らずに暖まったインレットバルブ付近に滞留する。その滞留した燃料は熱で気化されて燃焼室に入る。そのため、暖機サイクルがある ECE40 モードのテストにおいては、インジェクタの違いによる微粒化のエミッション低減効果は認められなかった。そこで暖機サイクルがない LA-4 モードでエミッション比較テストをした。

その結果、ECE40 モードより LA-4 モードのほうがインジェクタ粒径の評価法に適していることが分かった。LA-4 モードでは、Fig.5に示すように燃料粒径をピントルノズルに対して、より微粒化することで CO と THC は減少したが、NOxは増加した。しかし、4孔プレートタイプとエアアシストとの比較では、エミッション値に大きな差はなかった。この結果から構造が簡単でコストが低い4孔プレート仕様を採用した。

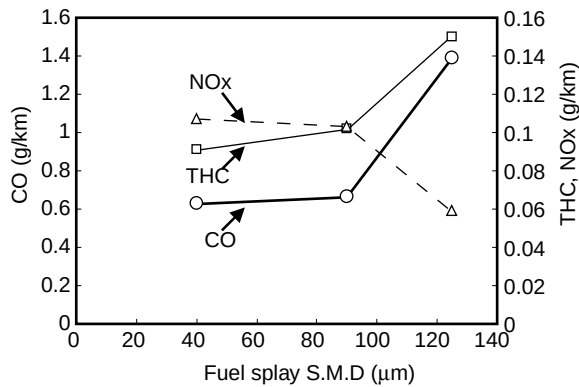


Fig.5 Emission results in LA-4 mode

6.3. O₂ フィードバックシステム

排気系に取り付けられた3元触媒の性能を効率よく利用するために、O₂センサを用いたフィードバックシステムを採用し、混合気の空燃比を理論空燃比に制御した。単気筒エンジンでは、燃料噴射のタイミングがクランク角度で720度に1回である。これにより、噴射制御の遅れと排気脈動の影響を受け、O₂センサの検出値が安定しないことが懸念された。O₂センサの出力と空燃比の関係はリニアではないので、人為的に燃料供給量を増減させて、空燃比をフィードバック制御しているが、従来の4気筒エンジン用に比べて、本システムでは、この周期を短くすることによって、有効にO₂フィードバック制御をすることができた。

7. 排気処理装置

7.1. 触媒の配置と早期活性化

三元触媒を早期に活性化させ浄化を促進させるため、触媒を排ガス温度の高い位置に配置する必要がある。しかし、その位置では排気抵抗が大きくなる。要求出力を確保するためには排気抵抗を小さくする必要がある。その相反する要求を満足できる触媒の配置を検討した。ECE40 エミッション測定モードにおける各部の排ガス温度を Fig.6 に示す。

ECE40 モードの場合は、測定サイクルの前に暖機サイクルが2サイクルあり、その間で触媒を完全に活性化させる必要がある。そのため、触媒の目標活性化温度はECE40 モードの1サイクル3山目で350°C以上になるように設定した。テ

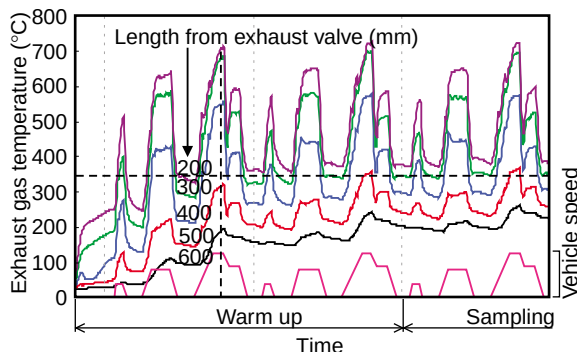


Fig.6 Exhaust gas temperature (ECE40 mode)

ストエンジンでは、排気バルブから480mm以内の位置に触媒を配置することで、その目標温度を達成した。触媒のセル数と容量については、排ガスボリュームと要求される浄化率でコンピュータシミュレーションを行い、セル数を300セル、容量を250cm³に決定した。触媒配置の方法は、Table 5 に示すように触媒の径違いで2つの案を検討した。

Table 5 Specification of Test catalyst

Items	Spec. A	Spec. B
Substrate material	20 Cr 5 Al	
Diameter (mm)	60	40
Length (mm)	90	90
Number of catalyst	1	2
Volume of catalyst (cm ³)	254	226
Substrate cell number (cpsi)	300	
Wall thickness (μm)	50	
Precious metal	Pt/Rh	

ECE40 モードでの THC エミッションおよび出力測定の結果を Fig.7, 8 に示す。

触媒の径は大きい方が、触媒前のチャンバ部で排気脈動が利用できることや排気抵抗が小さいなど出力を得るためには有利である。しかし、取り付け位置に自由度が少ないので触媒位置が排気システムにおいて後方となってしまう。そのため触媒温度が下がって浄化率が小径に比べ低下する。本システムでは、出力の低下が最小限にでき、かつ、触媒の活性化温度を維持することができる排気ポートから460mmの位置に触媒を取り付けたことにより、直径60mmの大径の触媒を採用した。

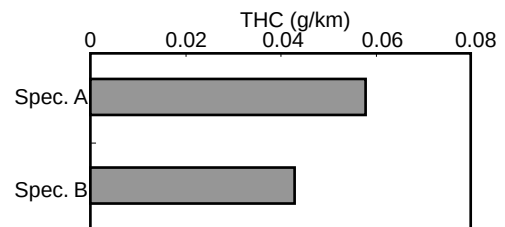


Fig.7 Result of THC emission by different catalyst

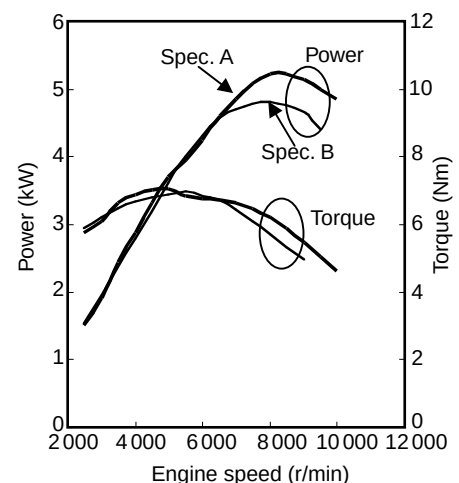


Fig.8 Engine performance of different catalyst

7.2. 二次空気導入システム

(エアインジェクションシステム)

排気ポートへの二次空気導入によるエミッション低減効果を検討した。エアインジェクションは、 O_2 フィードバックが作動していない冷機時とアイドリング時に作動させるように、ECUでソレノイドバルブにより制御した。触媒の早期活性の効果としては Fig.9 に示すように、ECE40 モード中の初期一山目の温度上昇に効果があり、触媒の活性時間を 19sec 短縮した。しかし、エミッション測定時の触媒温度には差がなかった。

なお、開発したエミッション低減システムには、エアインジェクション無しでエミッション目標値を達成したので、エアインジェクションは採用しなかった。

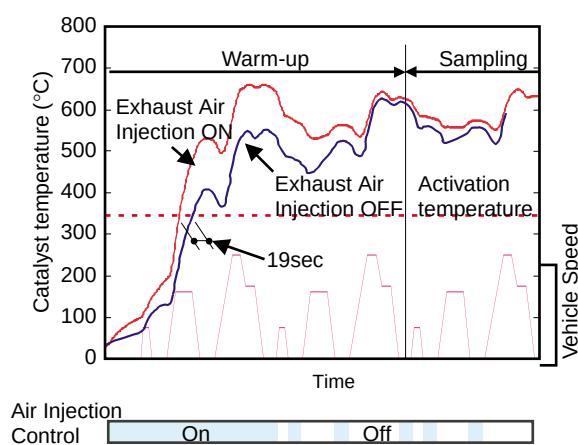


Fig.9 Catalyst temperature in ECE40 mode

8. 燃費向上手法

8.1. 点火時期の最適化

点火時期は、エミッション、燃費、ドライバビリティに対して影響が大きいので、スロットル開度とエンジン回転数による3次元マップを用いて、最適な点火時期とするように制御した。Fig.10 に点火時期の3次元マップを示す。ベースエンジン車に対して、パーシャル域における点火時期をスロットル開度に応じて最大 10° 進角させた。この進角の効果により、ECE40 モード燃費は5%向上した。

8.2. 燃料ポンプの低電流化

小型二輪車用の燃料ポンプは、その発電容量から省電力性能が求められる。このためにポンプ方式は、高効率な容積型を選定し、内接ギヤ方式を採用した。最初、乗用車用の内接ギヤポンプを使うことを検討したが、しゅう動面積が大きくしゅう動ロスが大きいため低電流化は難しかった。そこで駆動トルクを低減するために外径と板厚を縮小した内接ギヤを開発した。また、モータの回転子に細い銅線を多く

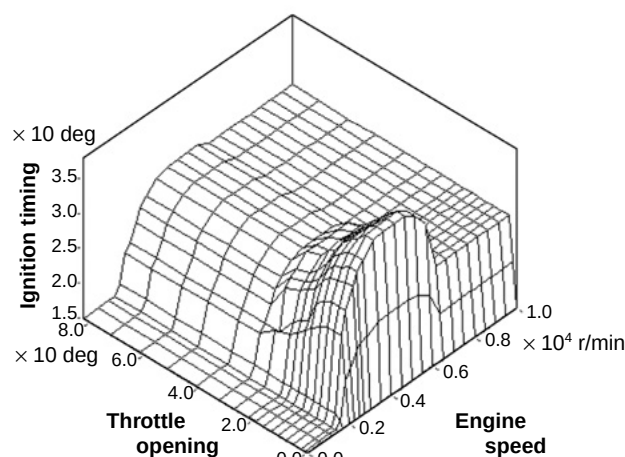


Fig.10 Ignition timing 3-D map

巻き、マグネットには磁束密度の高い高性能ものを採用した。これらにより、低電流化を達成し、省電力型の燃料ポンプができた。乗用車用ポンプと二輪車用に改良したポンプの特性を Fig.11 に示す。

本システムでは、Fig.12 に示すようにフューエルインジェクション化による空燃比の最適制御、減速時の燃料カットの採用などにより、ベース車に対しECE40モード燃費を20%向上させた。

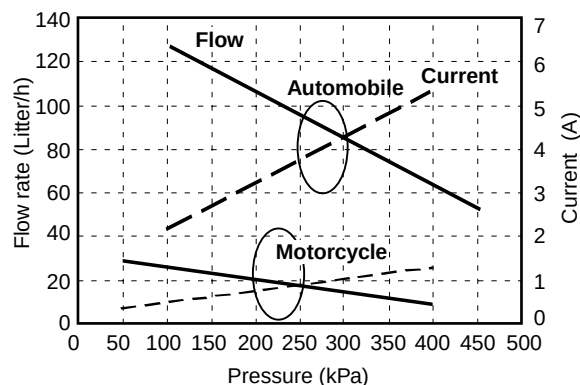


Fig.11 Features of developed pump for small motorcycles

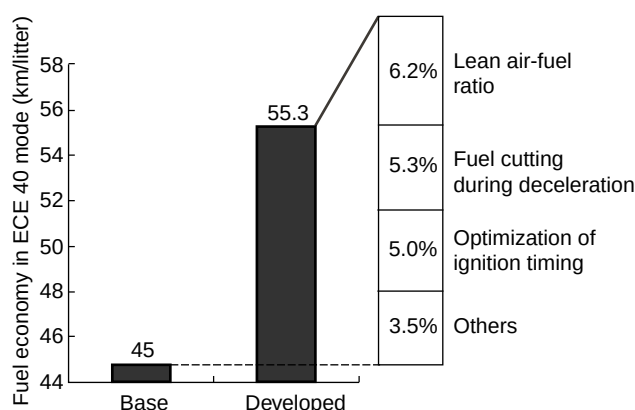


Fig.12 Fuel economy improvement

9. キック始動時の制御

小型二輪車では、キックスタータによるエンジンの始動性は重要である。キック始動の場合は1回のキックでクランクが5～6回転しかしない。また、フューエルインジェクションの制御には、クランクが回り始めてから燃料が噴射されるまでに、噴射時期の検出および演算時間として3回転程度を必要とする。

キック始動時の着火チャンスは無効な回転数を差し引いた1～2回しかなく、始動は失敗しやすくなる。これを改善するために、クランクが回り始めたことをクランクポジションセンサの信号で検出すると、信号のパルス数を監視してパルスを5回検出した時点で、燃料を噴射する始動時専用の制御を導入した。この制御方式により始動性はベース車と同等のクランク回転数で始動できるようになった。

10. 試験結果

フューエルインジェクションシステム、O₂フィードバックシステム、および点火時期制御システムを採用した排気量100cm³の単気筒4ストロークエンジンによるエミッション、燃料消費量および出力の試験結果を以下に示す。

- (1) ECE40 モードエミッション目標値と試験結果を Table 6 に示す。
- (2) ECE40 モード燃費を Table 7 に示す。
燃費は、ベース二輪車の 45.0km/l から 55.3km/l まで約 20%向上した。
- (3) エンジン出力は、ベースエンジンの5.32kWから5.22kWに減少したが、Table 8に示すようにベース車と同等の最高速度と加速性能を確保できた。

Table 6 Test results of ECE40 mode emission

	CO (g/km)	THC (g/km)	NOx (g/km)
Result	0.44	0.058	0.023
Targets	0.67	0.08	0.08

Table 7 Test result of fuel economy by ECE40 mode

	Fuel economy (km/l)
Result	55.3
Base	45.0

Table 8 Test results of power performance

	Maximum speed (km/h)	0-200m Acceleration time (sec)
Result	87	13.95
Base	86	13.95

11. まとめ

小型二輪車のエミッション低減のために、100cm³単気筒4ストロークエンジンに適したフューエルインジェクションシステム、O₂フィードバックシステム、三元メタル触媒システム、点火時期制御システムを開発した。それらのシステムを採用することにより以下のことを実現した。

- (1) 三元触媒及びO₂フィードバックの採用により、エミッションを現行規制値(EURO-1)の1/30レベルを達成した。ECE40 モードのエミッション値はCO: 0.44g/km, THC: 0.058g/km, NOx: 0.023g/km である。
- (2) 燃料消費は、フューエルインジェクション化による空燃比のリーン化、点火時期の最適化及び低電流燃料ポンプの採用でベース車に対し約 20%向上させた。
- (3) 三元触媒の取り付け位置とサイズを選定することにより、触媒の早期活性とエンジン出力の維持を両立させることができた。
- (4) カムシャフトポジションセンサを廃止しエンジン吸入負圧センサで代替することで、小型二輪車用の廉価なフューエルインジェクションシステムを開発した。

参考文献

- (1) Abe, M. et al, Exhaust emission reduction for the VFR800FI, International Motorcycle Conference (Ifz Conference), Germany, 1997

■ 著 者 ■



赤松 俊二



石田 周一



浜渦 朗

汎用V型2気筒エンジン「GCV530/520」の開発

Development of General Purpose V-Twin Cylinder Engine GCV530/520

篠田 明久*	森山 浩*
Akihisa SHINODA	Hiroshi MORIYAMA
鈴木 卓*	田端 豊*
Takashi SUZUKI	Yutaka TABATA

要 旨

乗用芝刈り機搭載用としての90°V型2気筒OHCバーチカルエンジンを開発した。V型2気筒の基本構造とアルミニウム焼結合金コネクティングロッドの採用により、シリンダ間オフセット寸法の短縮と往復部重量の軽量化が可能となり、振動レベルを単気筒従来機に対し50%低減した。騒音レベルも、タイミングベルト内蔵型OHC構造、樹脂カムプーリ、ターボ型クーリングファン等を採用することにより、単気筒従来機に対し4dB低減した。また、コストを低減するため、シリンダヘッドとシリンダの一体型化、#1/#2シリンダの部品共用化、サブアセンブリ化が可能な部品構成による組立性向上を図った。同クラス単気筒エンジンと同等のサイズ・価格で振動騒音の低減が達成され、市場競争力の強い製品が完成した。

ABSTRACT

The 90 degree V-twin OHC vertical shaft engine for riding mower has been developed. Due to the V-twin cylinder layout and the aluminum sintered alloy connecting rod, the vibration level could be reduced with 50% as compared to conventional single cylinder engines. Due to the OHC construction with built-in belts, plastic cam pulleys and turbo shaped cooling fan, the noise level could be reduced with 4 dB compared to conventional single cylinder engines. Due to uni-block cylinder, common parts for each cylinder and easier assembly construction, the engine size and cost are comparable to those of conventional single cylinder engines.

1. まえがき

全世界における汎用大型バーチカルシャフトタイプエンジンの市場規模は年間約150万台で、そのおよそ90%がホームユース(家庭用)乗用芝刈り機に搭載されている。同市場は価格競争が激しく、シンプルな構造で低価格の単気筒エンジンが主流を占めている。

ホームユース乗用芝刈り機の一般的な使われ方は、春から秋にかけて2時間程度の作業を週1~2回行うものであるが、ユーザからの最も強い要望は“楽に作業できること”で、エンジンの仕様としては、余裕あるパワーと振動・騒音の少ないことが要求される。一方、環境規制などの社会的ニーズに対応することも当然の課題である。

これらのニーズや課題に対応すべく、新たに開発したエンジンがFig.1に示す出力16HPの汎用V型2気筒エンジン「GCV530」である。また、より幅広いニーズに応えるた

めに14HP仕様の「GCV520」とホームユースに対し耐久性が追加要求されるプロユース(業務用)芝刈り機搭載用も同時開発した。



Fig.1 External view of GCV530

2. 開発コンセプト

従来機種では、競合機に対し性能は充分優っていたが価格が高めであった。本エンジンの開発にあたっては、乗用芝刈り機搭載用として最適なパッチカルエンジンを基本コンセプトに、Fig.2の赤星印に示すような価格対出力の位置づけを設定し、以下の点を主眼として市場競争力のあるエンジン「GCV530/520」を開発した。また、プロユース(青星印)については、ホームユースをもとに最小限の変更で低価格を狙った。

(1) 使いやすく、疲れないこと。

- ・ 余裕あるパワー
- ・ 低振動
- ・ 低騒音

(2) 用途に最適であること。

- ・ 耐久性(ホーム/プロユース)
- ・ 搭載互換性(対単気筒エンジン)

(3) 環境規制に適合していること。

- ・ CARB/EPA 排気エミッション規制
- ・ EN 騒音規制

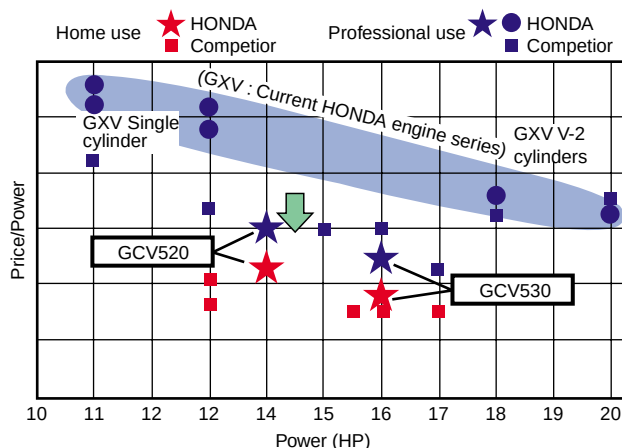


Fig.2 Positioning of GCV530/520

3. 主要諸元と基本構造

GCV530/520の基本構造は、クランクシャフトを垂直に配置したパッチカルシャフトタイプで、他社 500cc クラスの単気筒エンジンに対し余裕ある排気量設定の530ccとし、低振動、低騒音を実現するために90°V型2気筒構造とした。低振動、低騒音の性能を持ちながら、単気筒並のサイズと市場競争力を具備するために採用した主な技術は、(1)ユニブロックシリンダ、(2)タイミングベルト内蔵型動弁系構造、(3)アルミニウム焼結合金コネクティングロッド、(4)ターボ型クーリングファン、(5)サブアセンブリ化部品構成、(6)低排気エミッション化技術等である。また、芝刈り機本体の構造を変更せずに単気筒エンジンからの搭載変

更を可能とするために、シリンダ配置を左右非対称とした。GCV520はキャブレタのボアサイズを、プロユースはスリーブプレスアルミニウムシリンダを鋳鉄スリーブ鋳込みシリンダに変更することにより対応した。GCV530/520の主要諸元を Table 1 に、断面図を Fig.3 に示す。

Table 1 Specifications

Model name	GCV530	GCV520
Engine type	Air cooled 4-stroke OHC V-90° Twin-cylinder	
Bore × Stroke (mm)	77 × 57	
Displacement (cm ³)	530	
Compression ratio	8.0	
Maximum power (kW/rpm)	11.3/3600	9.7/3600
Maximum torque (Nm/rpm)	34.3/2500	33.0/2500
Lubrication	Splash	
Carburetor type	Twin bore, float, butterfly, side draft	
Carburetor venturi bore (mm)	18	14
Ignition system	Transistorized magneto	
Starting system	Electric/Recoil	
Dimensions (L × W × H) (mm)	456 × 427 × 331	
Dry weight (kg)	30.5	
Cylinder sleeve	Home-use : Aluminum (Sleeveless) Pro-use : Cast-iron	

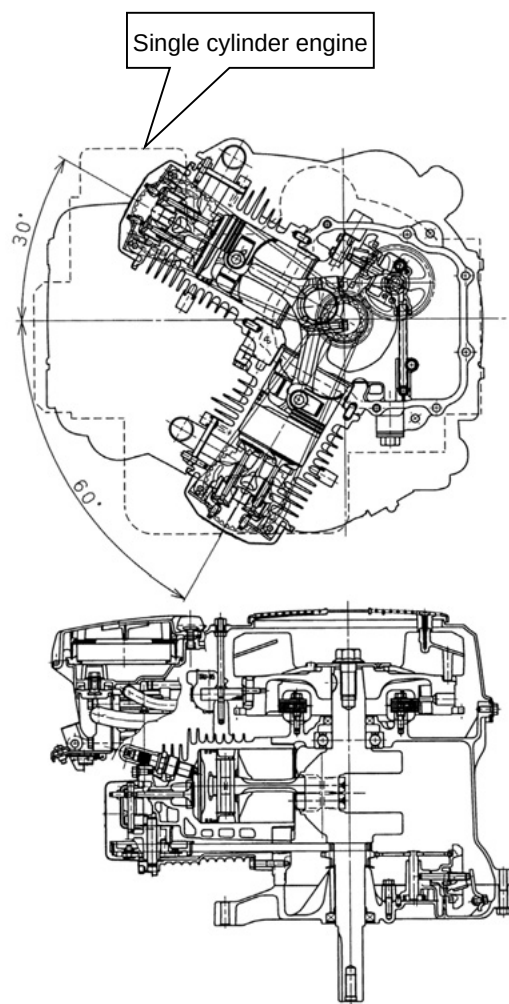


Fig.3 Layout of GCV530/520

4. 達成するための採用技術

4.1. ユニブロックシリンダ

小型化と部品点数の削減を目的として、小型軽作業機搭載用の汎用エンジン GCV160/135 で採用したユニブロックシリンダ技術⁽¹⁾を応用した。シリンダヘッドとシリンダを一体化し、クランクケースにボルト締結する構造とするとともに #1/#2 シリンダを共用化した。ヘッドボルトが無いため、スパークプラグをほぼセンタに配置することが可能となり、燃焼効率の向上を図った。また、OHC動弁構造の採用により、クランクケース内のカムプーリを排除し、クランクケースの小型化、軽量化を図った。従来構造との比較を Fig.4 に示す。

仕様面においては、スリーブレスアルミニウムシリンダと鋳鉄スリーブ鋳込みシリンダの2種類を用意し、ホームユースには前者を、耐久性を必要とするプロユースには後

者を適用し、用途に応じて容易に仕様変更が可能な構造とした。シリンダの断面図を Fig.5 に示す。

これらの構造を採用した結果、アルミニウムダイカスト部品の総重量は約45%削減された。2気筒従来機との重量比較を Fig.6 に示す。さらに、生産性の面でも、シリンダ用ダイカスト金型は、従来2種類必要であったものが1種類に統合され、鋳造機のサイズも従来同等での生産を可能とした。また、クランクケース用ダイカスト鋳造機のサイズも1250トンから800トンとなるなど、大幅な生産性向上と金型投資の削減が実現した。

4.2. タイミングベルト内蔵型動弁系構造

97より量産している GC/GCV135・160⁽¹⁾シリーズで新規採用した OHC 機構部品構成であるエンジン内蔵型タイミングベルト、L字型プレスロッカアーム、樹脂一駒カムプーリを踏襲し、低騒音、小型軽量化、低コスト化を図っ

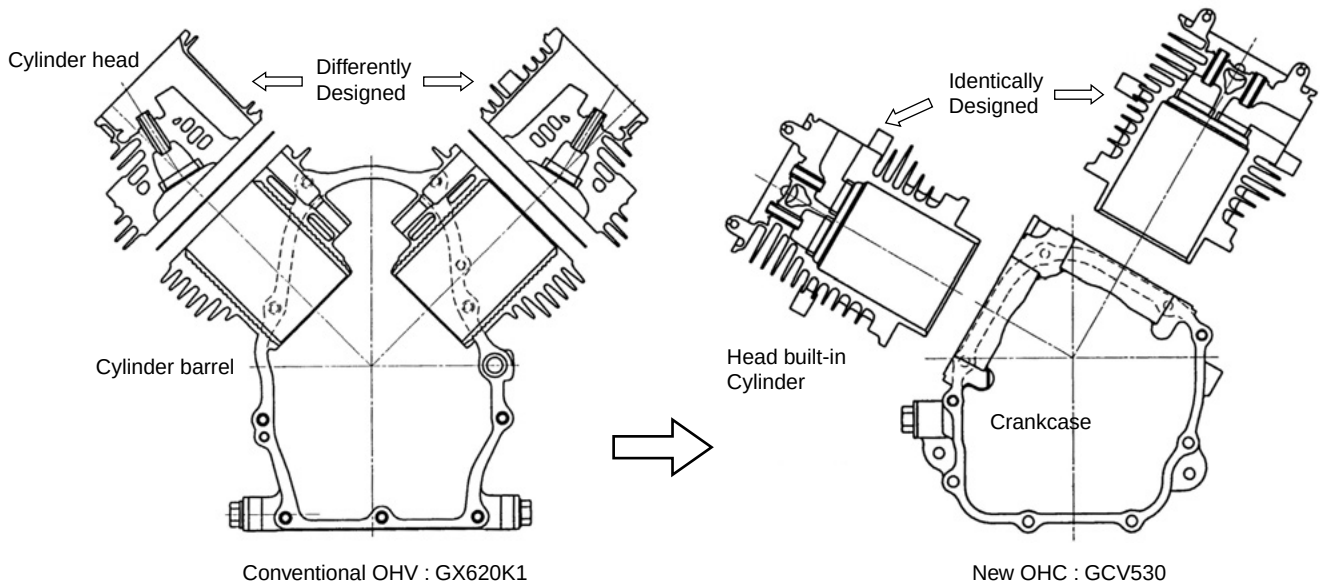


Fig.4 Comparison of cylinder and crankcase construction

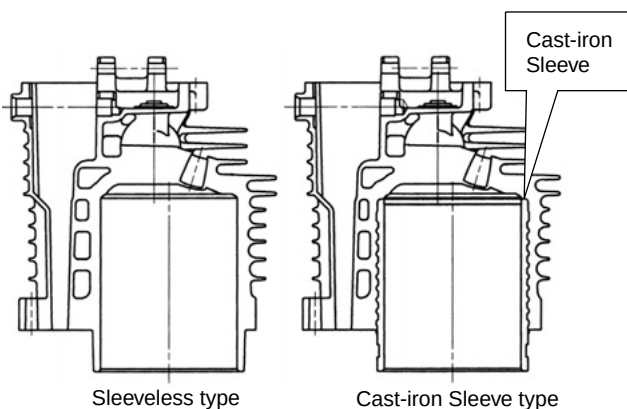


Fig.5 Comparison of cylinder sleeve

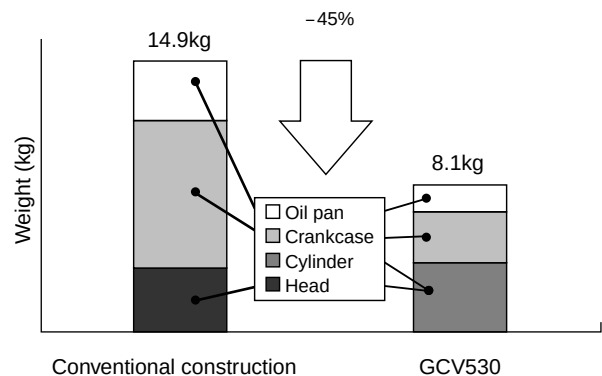


Fig.6 Comparison of aluminum die casting parts weight

た。本エンジンでは、このタイミングベルトをクランクシャフトに圧入された焼結一体型タイミングプーリに2本掛けとし、ロッカアームをL字型にする事によりカムプーリが吸・排気バルブ側方に配置可能となった。その構造を Fig.7 に、断面図を Fig.8 に示す。

エンジン内蔵型タイミングベルトは、塵埃、水など汎用エンジンが受けやすい影響を排除し、オイル雰囲気中のみの環境に限定することにより、タイミングベルトの信頼性、耐久性の向上を図っている。このタイミングベルトの採用により、(1)一般的なギヤ駆動の汎用エンジンに比べ、動弁系、カムシャフト駆動系から発生するメカニカルノイズを大幅に低減する事ができた。(2)カムプーリ、バルブ周りへのオイルの供給は、オイルスリングやタイミングベルトの回転を利用する事によりオイルポンプなどの潤滑専用の部品を増すことなく供給できた。(3)バルブリフト、プッシュ

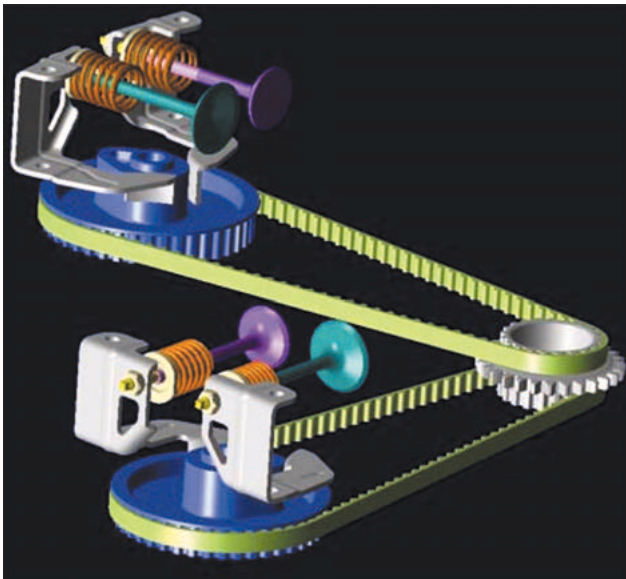


Fig.7 Valve train

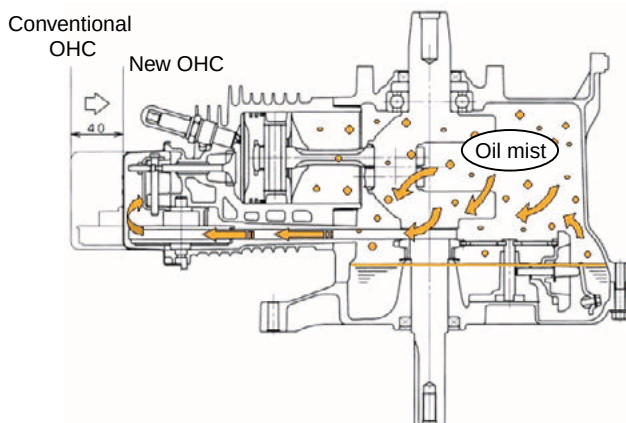


Fig.8 Lubrication system

ロッドなどの部品をタイミングベルトに置き換え、部品点数の削減及び軽量化が可能となった。

L字型プレスロッカアームの採用により従来の OHC に対しシリンダ方向の寸法を約 40mm 短くし、従来 OHV と同等寸法に抑えることが出来た。プレスロッカアームと樹脂カムプーリは機械加工を廃止し、両気筒の部品完全共用化を図り、2 気筒従来機に対し重量、コストともに約 30% の低減を達成した。

4.3. アルミニウム焼結合金コネクティングロッド

GCV530/520では単気筒並サイズ、低振動化のために、アルミニウム焼結合金コネクティングロッド⁽²⁾を採用した。このコネクティングロッドは従来品と比較して以下のように改良された。(1)疲労強度が2倍に向上した。(2)初晶Siを分散させ、かつ粒径の最適化を図ることにより、耐摩耗性限界面圧において約2倍に向上した。(3)鉄系焼結製品と同様の高い素材寸法精度が可能となった。

2 気筒、内蔵型タイミングベルトの基本構造では、エンジン高さが高くなってしまいが、単気筒並のサイズを実現するためには、この高さを抑えることが必要である。汎用エンジンで使われているダイカスト製アルミニウムコネクティングロッドでは、強度の面から棹部断面形状を小さくすることや、軸受け性の面からコネクティングロッド軸受け幅を薄くすることは困難であった。

アルミニウム焼結合金コネクティングロッドの採用によりコネクティングロッド巾を 28mm → 19mm に薄くすることが可能となり、エンジン高さを 18mm 低くすることが出来た。コネクティングロッド単体では 37% の軽量化を達成し、往復部重量の軽量化とシリンダ間オフセット量をクラス最小の 16mm とすることにより振動レベルを単気筒従来機に対し、50% の低減を実現した。従来ダイカスト品と焼結品の写真を Fig.9 に示す。

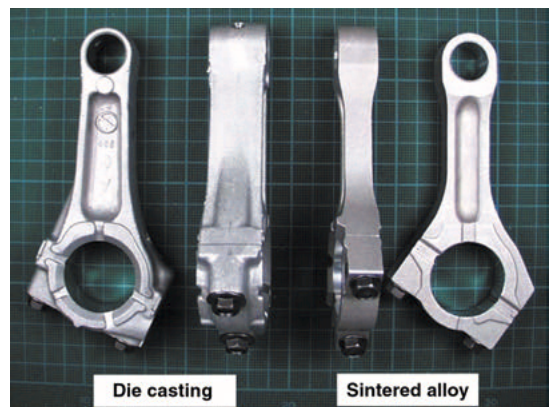


Fig.9 Comparison of connecting-rod

4.4. ターボ型クーリングファン

空冷汎用エンジンでは常用回転数が3000～3600rpm程度であり、この回転で冷却に必要な風量を得るためにシロッコ型クーリングファンが採用されている場合が多い。

ターボ型クーリングファンは、シロッコ型クーリングファンに比べ、騒音レベルは低いがシロッコ型と同じサイズでは十分な風量が得にくい。本開発ではターボ型クーリングファンのファン外径、高さ、羽根の入力角、出口角の関係を最適化した。更に必要な冷却風量を確保する手法として仕切り板を設定することにより出口の風速を上げ、冷却性と低騒音化を達成した。Fig.10にファン形状比較、Fig.11に騒音の効果度を示す。

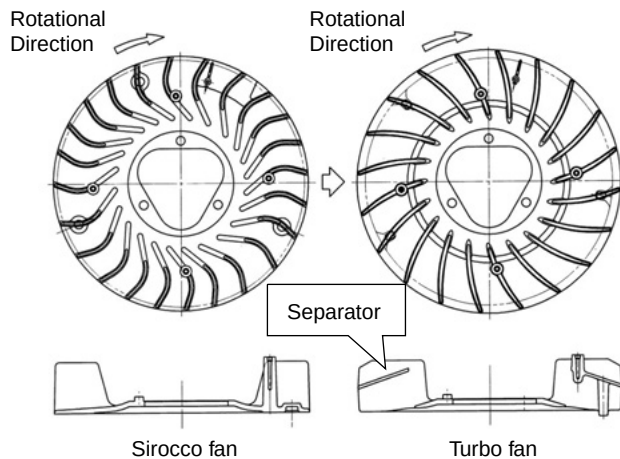


Fig.10 Comparison of cooling fan type

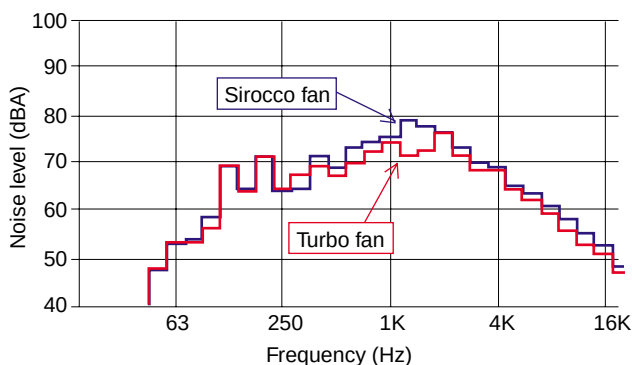


Fig.11 Noise level spectrum

4.5. サブアッセンブリ化部品構成

以下のようなサブアッセンブリ化が行える部品構成とし組立性の向上を図った。

- ・ シリンダ分割によるピストン／コンロッド／動弁系まわりのシリンダへのサブアッセンブリ。
- ・ インレットポート上向き(両気筒同一平面方向)による吸気系部品のサブアッセンブリ。

Fig.12 にその構造を示す。

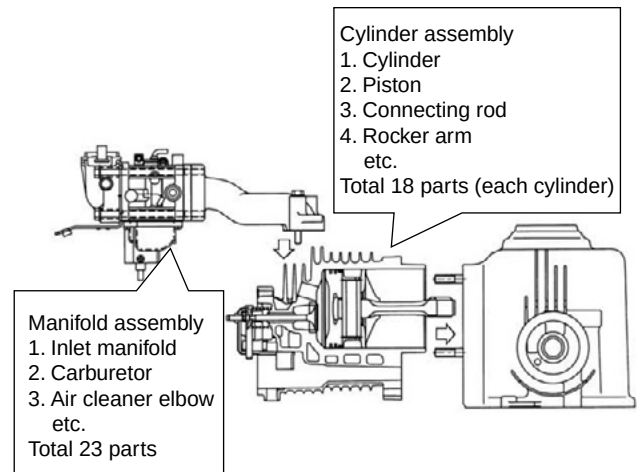


Fig.12 Parts construction of subassembly

4.6. 低排気エミッション技術

2001年EPA Phase II, 2002年CARB Tire II規制に適合するために、以下の技術を採用した。

- ・ スパークプラグを出来るだけセンタに寄せた配置とし、燃焼効率を向上。
- ・ ヘッド一体型シリンダのシリンダ隅部分クエンチングエリアを最小化。
- ・ ツインボアキャブレタによる各気筒への最適な混合気供給。

4.7. 採用技術の効果

- (1) 90°V型2気筒構造とアルミニウム焼結合金コネクティングロッドの採用により、Fig.13に示すように単気筒従来機に対し50%の振動レベル低減を達成した。
- (2) タイミングベルト内蔵型OHC構造、樹脂カムプリー、ターボ型クーリングファン等の採用により、Fig.14に示すように単気筒従来機に対し4dBの騒音レベル低減を達成した。
- (3) 採用技術の総合的效果として、2気筒従来機に対し約20%の重量低減を達成した。

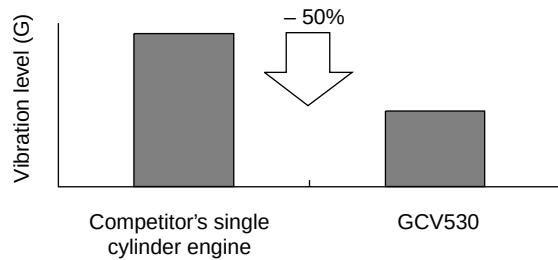


Fig.13 Comparison of vibration

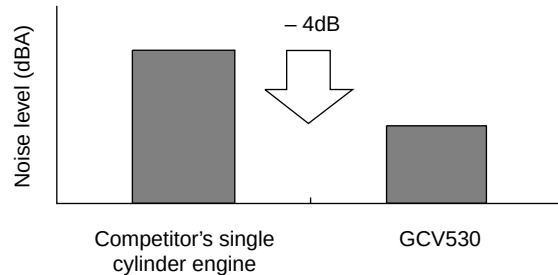


Fig.14 Comparison of noise

5. まとめ

単気筒エンジンが主流の市場向けに乗用芝刈り機用90° V型2気筒エンジン「GCV530/520」を開発した。

- (1) 530ccの排気量設定と各採用技術の組み合わせにより、余裕あるパワー、低振動、低騒音を実現した。
- (2) シリンダ配置を左右非対称とし単気筒との搭載互換性を持たせるとともに、仕様、価格面において強い市場競争力を持たせた。
- (3) 2001年 EPA Phase II, 2002年 CARB Tire II規制に適合させた。
- (4) 「GCV530/520」のそれぞれにホームユース、及びプロユース仕様を設定し、幅広いニーズへの対応を可能とした。

本エンジンは、米、欧を中心とした乗用芝刈り機市場に受け入れられることと確信している。

本エンジンを開発するにあたり多大なご協力を頂いた関係者の方々に深く感謝の意を表する。

参考文献

- (1) 鈴木卓, 北條宏, 井上聡, 森山浩, 藤永陽治: タイミングベルト内蔵型汎用OHCエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review vol.10, p.122-127 (1998)
- (2) 川瀬祥司, 浦田秀夫, 石島善三, 四方英雄: アルミニウム焼結合金コネクティングロッドの開発, HONDA R&D Technical Review vol.9, p.197-205 (1997)

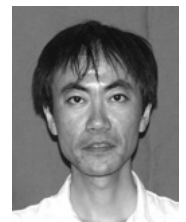
■ 著 者 ■



篠田 明久



森山 浩



鈴木 卓



田端 豊

2001 モデル「Civic」用 1.5L リーンバーンエンジンの開発

Development of a 1.5L Lean-burn Engine for the 2001 Civic

松 木 正 人*

Masato MATSUKI

渡 辺 勝 志*

Katsushi WATANABE

大 浦 秀 二*

Hideji OHURA

木 下 裕 介*

Yuusuke KINOSHITA

要 旨

新型シビック用に開発した 1.5L SOHC-VTEC リーンバーンエンジンは、吸気ポートや燃焼室形状の改良による燃焼改善とフリクションの低減により、10・15 モード燃費で 20km/L の低燃費を達成した。低エミッション対応として NO_x吸着反応型三元触媒を用いた新エキゾーストシステムの採用も合わせ、平成 12 年度排ガス規制値の 50%減の低排ガスレベル(「優一低排出ガス」認定)を達成した。

ABSTRACT

A 1.5L SOHC-VTEC lean burn engine designed for 2001 model Civic achieves the high fuel economy (20km/liter based on 10·15 mode) and more than 50% reduction from the 2000 emission standards in Japan. This engine reduced the engine friction and utilized newly designed intake-port and combustion chamber for the improved combustion characteristics. In addition, exhaust system with NO_x adsorption reduction type three way catalyst is adopted to achieve the low-emissions.

1. まえがき

地球環境保護、省資源の観点から、自動車の低燃費化と排気エミッション低減に対する要求はますます強くなってきている。ガソリンエンジンにおいては、リーンバーンに加え、筒内直噴、ミラーサイクルなど様々な形式のエンジンが研究、商品化されている。ホンダにおいてもシビック用エンジンとして 1992 年に 1.5L VTEC-E リーンバーンエンジン⁽¹⁾、1996年にはCVTと組み合わせた1.5L 3ステージVTEC リーンバーンエンジン⁽²⁾、アコード用エンジンとしては 1998 年に 1.8L VTEC リーンバーンエンジン⁽³⁾など VTEC 機構(VTEC: Variable Valve Timing and Lift Electronic Control)を応用したリーンバーンエンジンを継続して研究開発してきた。今回、新型シビック用のパワートレインとしてリーンバーンを更に改良した 1.5L SOHC-VTEC エンジンと CVT を組み合わせた新しいパワートレインを開発したので紹介する。

2. 開発のねらい

新型シビックの開発コンセプトである「革新パッケージによる新価値の創造」と「徹底した安全・環境対応」および「全世界対応」を実現するため、パワートレインは基本骨格から

見直しを行った。車両のパッケージに対応したコンパクト設計を基本に、エンジンの燃焼改善とフリクション低減および CVT の効率向上による燃費向上、リーン NO_x 触媒の採用や排気系の改良による低エミッション化をねらいとした。

開発の具体的目標は以下の通りである。

- (1)国内大衆車クラス燃費 No.1
- (2)グローバルスタンダードに適合する低エミッション性能
(米国 ULEV: Ultra Low Emission Vehicle 適合ポテンシャル)
- (3)従来比 -10%のコンパクト設計
- (4)常用域での高レスポンス

3. エンジンの概要と主要諸元

Fig.1にエンジンの概観図を、Table 1に主要諸元を示す。

コンパクト設計として、一般補機の配置変更とそれにもなうシリンダーブロックの改良、樹脂インテークマニホールドの採用を含む吸入系の大幅レイアウト変更を行った。また、エンジンダウンビュー(Fig.2)に示すように、エアクリーナと吸気レゾネータチャンバをエンジンとトランスミッション上に全て集約し、パワートレイン全体のコンパクト化と同時にモジュール化も図った。

*栃木研究所

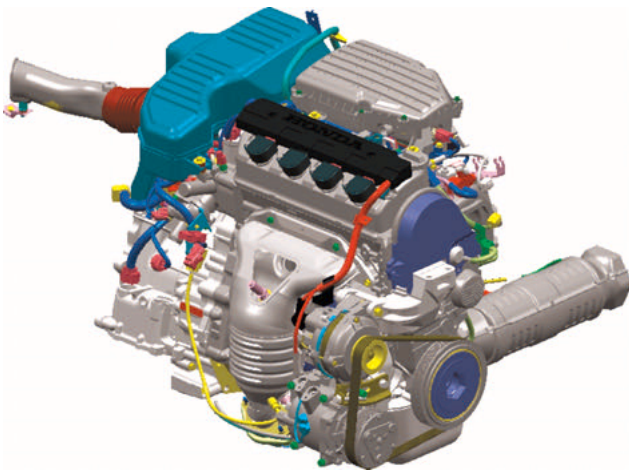


Fig.1 View of 2001 model lean-burn engine

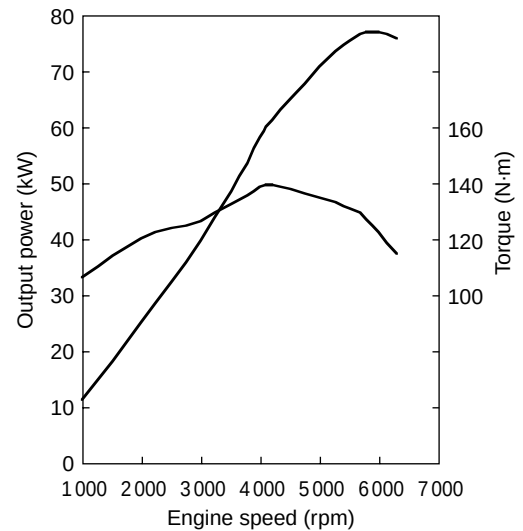


Fig.3 Engine performance

Table 1 Engine specification

Engine code	D15B	
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	
Bore × stroke (mm)	75 × 84.5	
Displacement (cm ³)	1493	
Compression ratio	10.2 : 1	
Valve train	SOHC VTEC	
Number of valves	4 per cylinder	
Valve diameter (mm)	In.	30
	Ex.	26
Fuel supply system	Programed fuel injection	
Ignition system	Programed ignition	
Max. power (kW/rpm)	77 / 5800	
Max. torque (N·m/rpm)	139 / 4200	

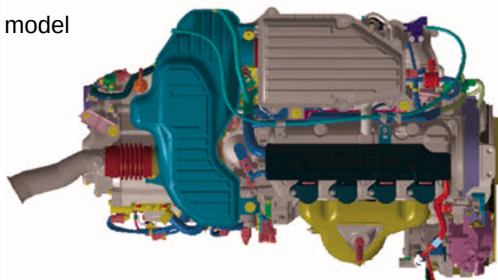
エンジンは、ピストン頭部形状等による燃焼室形状の最適設計と各部のフリクション低減、更には低エミッション化などの目的でほとんど全ての部品を新設計としている。

Fig.3 にエンジン性能曲線を示す。出力特性は CVT による変速比制御に合った低速トルク重視の設定とし、高い燃費性能と常用域でのリニアな走り感の両立を達成した。

4. 低燃費技術

低燃費技術を開発するにあたり、エンジン、CVTおよび車体において高い目標を掲げ、実現すべく検討を行った (Fig.4)。その結果 10・15 モード 20km/L の燃費性能を達成した。

2001 model



1999 model

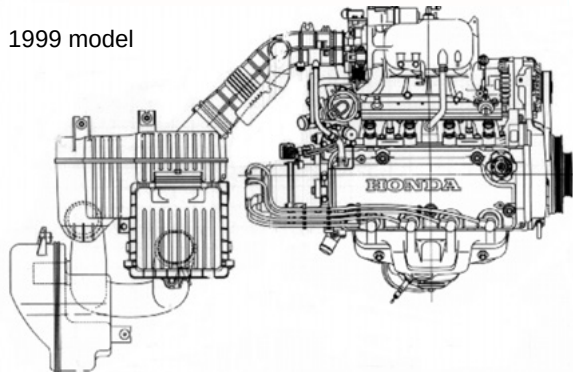


Fig.2 Engine down view

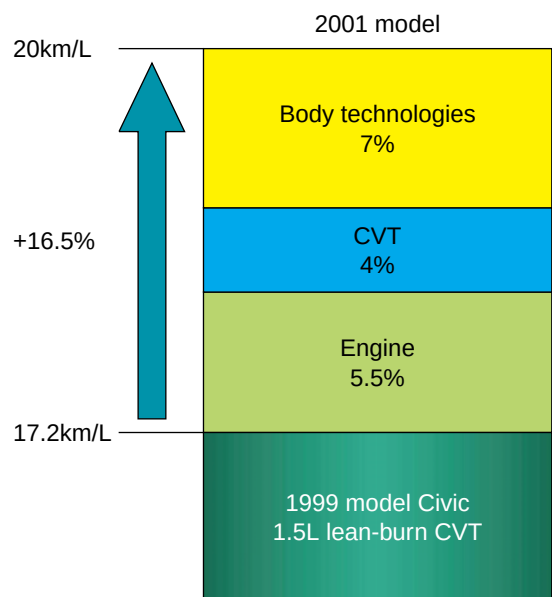


Fig.4 Ratio of contribution to improve 10·15 mode fuel economy (4door)

4.1. モード燃費の位置付け

Fig.5 に車両重量と国内 10・15 モード燃費の関係を示す。従来の理論空燃比(Stoichiometric)エンジン搭載車両に対し、リーンバーンエンジン搭載車両は 10% 程度燃費が良い。このリーンバーンエンジン搭載車両に対し、筒内直噴エンジン(DI)搭載車両は更に 8% 程度燃費が良い、DI エンジンの燃費性能が優れていることを示している。それに対し、今回開発したリーンバーンエンジンを搭載したシビックは、DI 搭載車両に対して更に 8~12% 程度燃費に優れた位置付けとなっている。

4.2. エンジンの燃費向上手法

Fig.6 にエンジン総排気量と正味燃料消費率 BSFC (Brake specific fuel consumption) の関係を示す。本エンジンは従来型に対し、ストイキ燃焼で 8% の BSFC 低減が図れた。リーンバーン燃焼ではさらに 10% の BSFC 低減となり、トータルで 18% の BSFC 低減を達成した。この値は排気量換算でインサイト搭載のエンジン⁽⁴⁾⁽⁵⁾に匹敵する位置付けである。

本エンジンの燃費向上の特徴は、リーンバーンの改良とフリクションの大幅な低減を実現したことである。リーンバーンの改良として、シリンダ内の混合気の乱れとスワールをより強化する新スワールポートおよび熱効率を向上させるコンパクトな燃焼室を採用した。フリクション低減の手法としては、エンジン細部にわたる形状見直し、材料変更および加工処理方法の改良を行なった。

次に、この燃費を達成した要素技術について述べる。

4.2.1. 吸気ポート形状と燃焼室形状

シリンダ内に流入した希薄な混合気を安定して燃焼させるためには、点火プラグ周りに着火しやすい混合気を形成し周囲の希薄な混合気にすばやく火炎を伝播させる必要がある。そのためには筒内にスワール(横渦)とタンブル(縦渦)をバランス良く発生させることが重要である。今回開発したスワールポートは従来のポート形状に対してタンブル成分を強化し、スワール比 2.6、タンブル比 2.0、スワール傾き角 α ⁽⁵⁾ 37deg となる形状とした(Fig.7)。このスワール傾き角は、1.0L ~ 1.8L リーンバーンエンジンによる実験結果において希薄燃焼限界と良い相関を示し、吸気ポート形状の設計に有効な指標となる。

筒内流動とともに筒内の混合気形成も希薄燃焼に重要な因子である。吸気ポート形状に対する筒内混合気分布をシミュレーションで検討した。計算条件は平均空燃比 A/F=22 (空気過剰率 1.5)、燃料噴射時期=吸気 TDC 後 40deg である。画像面はイグニションプラグ中心電極位置に対する水平断面と垂直断面である。Fig.8 に実機の点火するタイミングに相当する圧縮上死点前 40deg での筒内混合気分布を示す。新型ポートは従来ポートに対し、プラグ中心電極近傍に濃い混合気が形成されており、希薄燃焼限界向上のテスト結果(Fig.9)と良い相関を確認した。

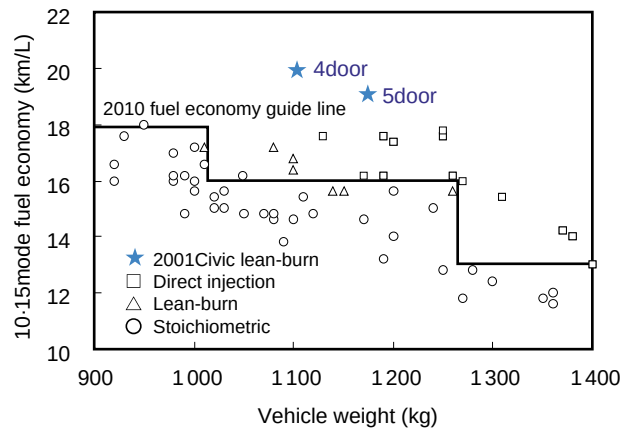


Fig.5 Relationship between vehicle weight and 10-15 mode fuel economy in production gasoline vehicles

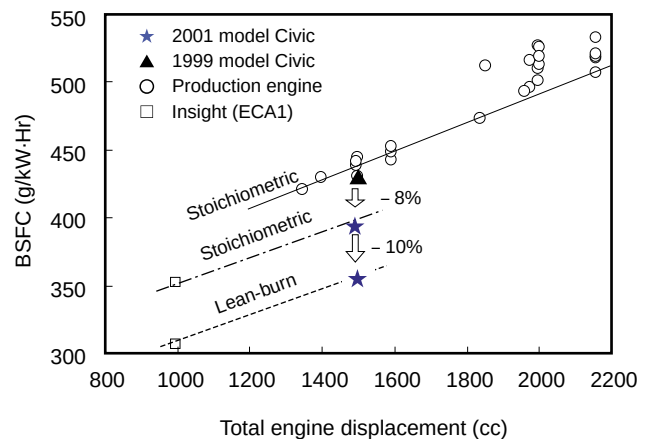


Fig.6 Improvement of engine thermal efficiency

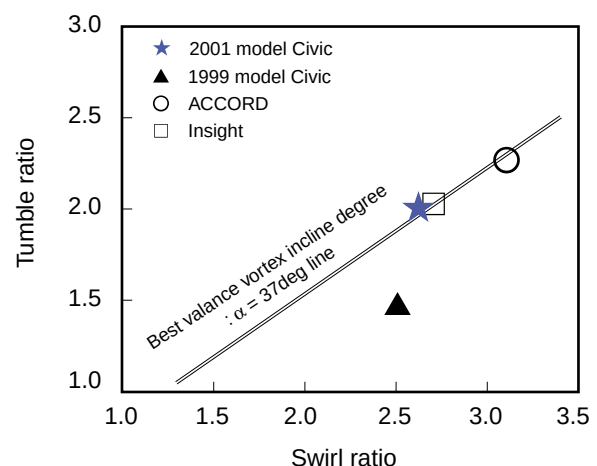


Fig.7 Relation between swirl and tumble intensity

燃焼室形状も同様のシミュレーションとテストを行い、ボールインタイプのピストン頭部形状とスキッシュ形状を選定した。

Ne = 1500rpm
 P intake = 48kPa
 A/F (averaged) = 22
 Crank angle = 40deg BTDC.

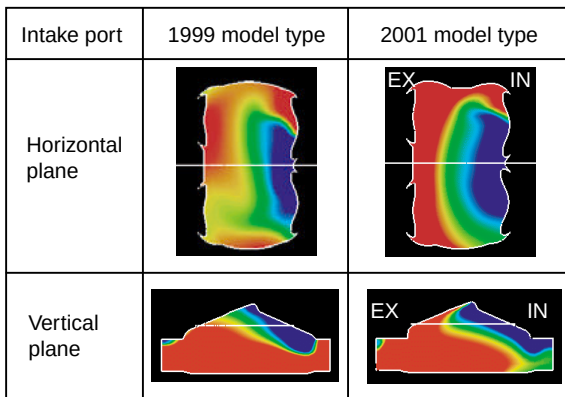


Fig.8 Effect of intake port shape to in-cylinder A/F distribution

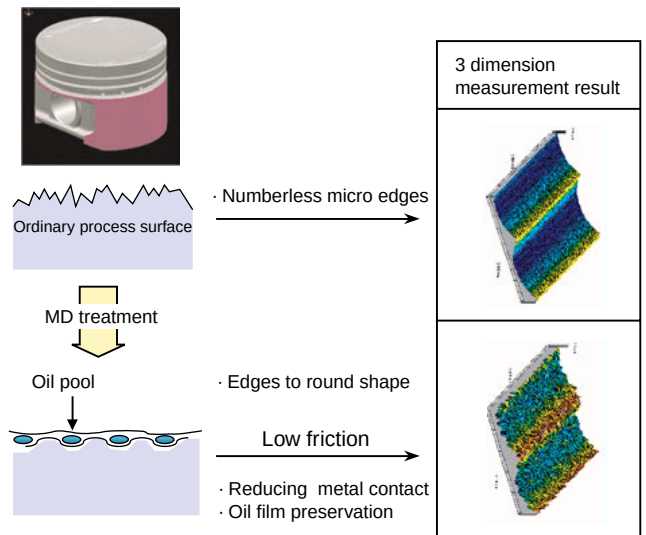


Fig.10 Face treatment of piston skirt portion

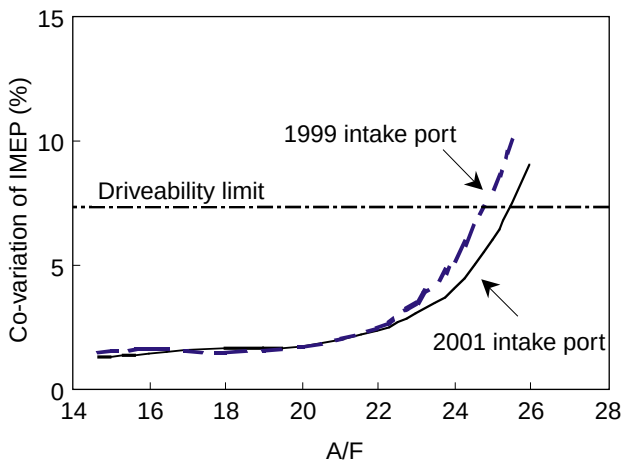


Fig.9 Comparison of lean-limit characteristics with intake port shape

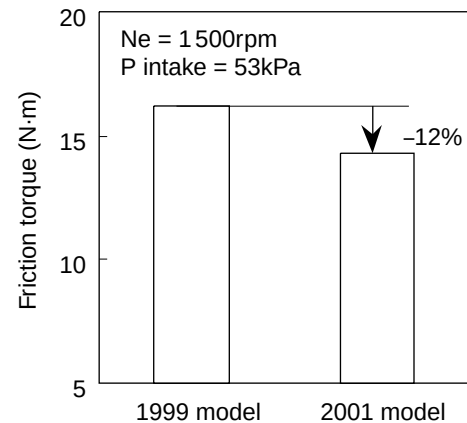


Fig.11 Friction loss comparison

4.2.2. フリクション低減

燃焼の改善とともに、フリクションの低減も燃費性能の向上には重要である。

フリクション低減技術として、

- ・ピストンのマイクロディンプル(MD)処理⁽⁶⁾
- ・低張力ピストンリング
- ・クランクピン幅の縮小
- ・低粘度エンジンオイル(0W-20)
- ・ローラフォロワ

などを採用している。

Fig.10 にピストンスカート MD 処理の概要を示す。この処理は、ピストンスカート表面に平均粒径 40 μ m の略球形セラミックビーズを秒速 100m 以上の高速で衝突させて微小なくぼみを作り出すもので、これによりピストンとシリンダ間の油膜保持性能を高め、ピストン損失の低減と焼き付き荷重の向上が確認できた。

これらの低フリクション技術に加え、バルブスプリング荷重低減、ピストンリング張力低減、クランクシャフトのピン幅縮小、低粘度エンジンオイル⁽⁷⁾(0W-20/SJ/GF2)などの技術も採用した。

エンジン全体のフリクションを Fig.11 に示す。前述した摩擦損失低減技術により、従来型に比べ12%のフリクション低減を達成した。

4.3. CVT

CVT はエンジンの燃料消費率(BSFC)の低い領域で運転することが可能であり、燃費向上に優れている。ホンダにおいては、1996 年よりシビック用に CVT を量産化している。今回、新型パワートレインとして CVT の油圧制御系の改良やベルト側圧の見直しにより伝達効率の向上を図った。

Fig.12 に今回開発した CVT の運転頻度を 4AT と比較し示す。エンジンの運転領域を低回転側に保つことと、BSFC の低い領域で運転するようにエンジン回転の制御を行っている。

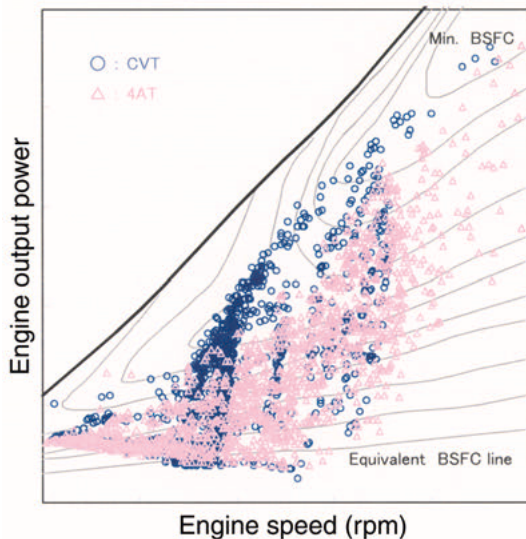


Fig.12 Comparison of 10·15 mode driving range between CVT and 4AT

5. 低エミッション技術

従来、空気過剰燃焼であるリーンバーン領域では三元触媒による NOx の浄化が期待できないため、低エミッション化を図ることが課題である。

本エンジンのエミッションシステムを検討するに当たり、国内販売機種の目標として、国内平成 12 年度規制の 50% 減(「優一低排出ガス」認定)とした。同時に、グローバルスタンダードとも言える米国 ULEV をクリアできるポテンシャルを持つことを前提に、各仕様の検討を行った。

5.1. エキゾーストシステム

本エンジンのエキゾーストシステムを Fig.13 に示す。コールド領域および理論空燃比領域での浄化性能を確保するため三元触媒をエキゾーストマニホールド直下に配置すると同時に、リーンバーン領域での NOx 低減のため NOx 吸着反応型三元触媒⁽⁸⁾を床下に配置した。

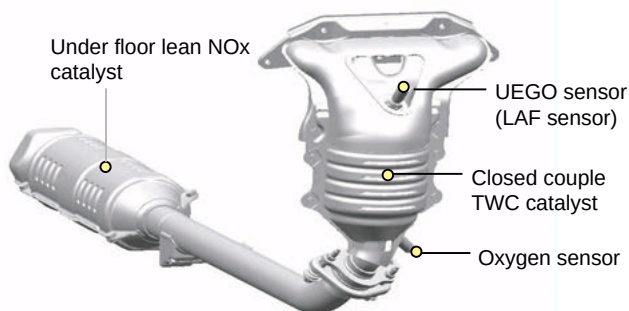


Fig.13 Layout of NOx adsorption reduction type three way catalyst system

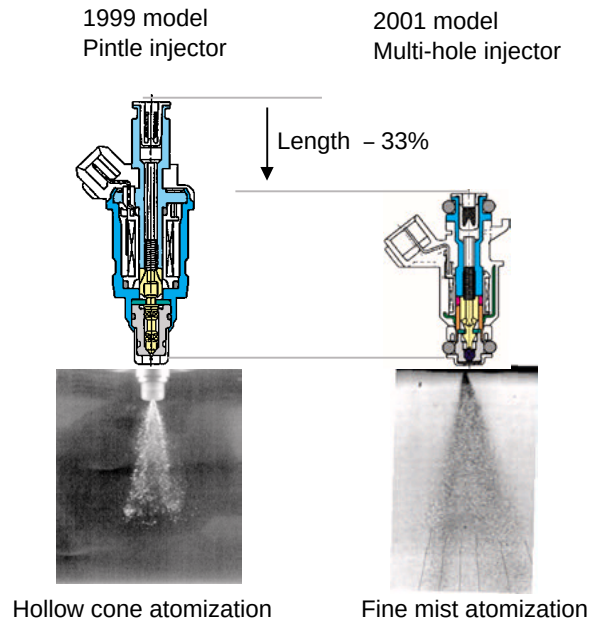


Fig.14 Small fuel injector delivering efficient atomization

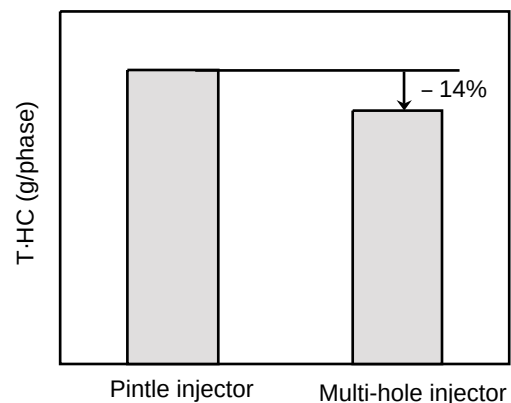


Fig.15 LA-4 cold transient mode emission

5.2. マルチホールインジェクタ

Fig.14 に本エンジンで採用した 4 穴マルチホールインジェクタを示す。このインジェクタは従来品に対し、全長で 33%、重量で 65% の小型軽量化を達成した。また、従来のピントルタイプに対し、4 穴タイプの噴射孔を採用した。その結果、噴霧の微粒化と同時に吸気ポートへのガソリン付着量が低減し、コールドスタート (LA-4 Cold transient mode) 時の HC を 14% 低減した (Fig.15)。

5.3. エミッション達成値

これまで述べてきた低エミッション技術に加えて、リーンバーンと理論空燃比の切り替え時、および EGR 領域におけるエンジン制御の最適化を図り、10・15 モード燃費 20km/L の低燃費と平成 12 年規制値の 50% 減という低エミッションレベルを両立することができた (Fig.16)。

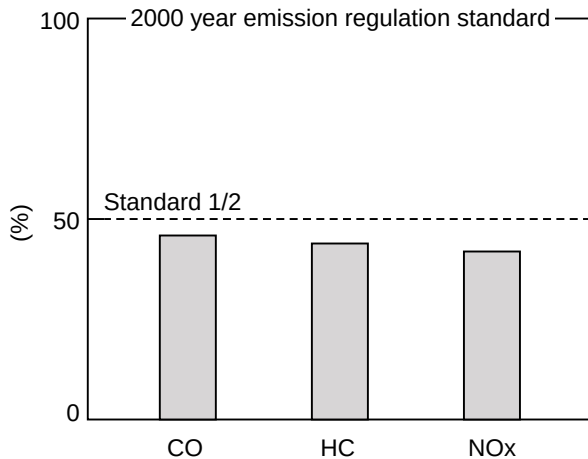


Fig.16 11 mode emission

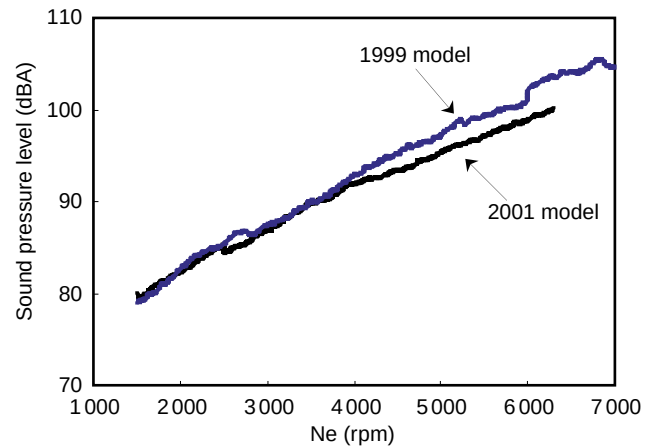


Fig.17 Reduction of engine radiation noise

6. エンジン振動騒音低減

燃費性能の向上や低エミッション化に加えて静粛性の向上も大きな開発目標の一つとした。特に加速時や高回転時のエンジン騒音低減を主なねらいとし、高剛性エンジンサイドマウントブラケットの採用、クランクシャフトの剛性向上、等長インテークマニホルドによる吸気口ランブルノイズ低減などを採用した。

従来型に対するエンジン外郭騒音の比較を Fig.17 に示す。従来型に対し、高回転域で2～3dBの低減効果を得た。

6.1. エンジンサイドマウントブラケット

Fig.18 にエンジンサイドマウントブラケットの従来モデルとの比較を示す。本エンジンでは、材料を FC からアルミに変更すると同時に、ACGステーと一体化することで高い剛性と軽量化を両立し、エンジンから車体に伝達する振動を低減している。

6.2. クランクシャフト

Fig.19に示すように、クランクシャフトのピン幅を23mmから20mmに変更することでクランクシャフトのウェブを1.5mm厚くし、クランクシャフト全体の剛性を高めクランク打音の低減を図っている。また、クランクピン幅の縮小化は同時にフリクションの低減にも寄与している。

6.3. インテークマニホルド

ランブル系ノイズの原因の一つとして吸気口からの不整次成分(特に 0.5 次成分)による吸気ランブル音がある。この原因はスロットルボデーに対し、各気筒の吸気管開放端位置が等長でないために発生する。本エンジンではインテークマニホルドの材料をアルミから樹脂とし、成形の自

1999 model 2001 model

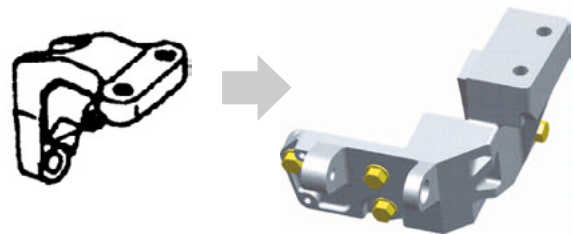


Fig.18 Improving the rigidity of the engine side mount bracket

1999 model 2001 model

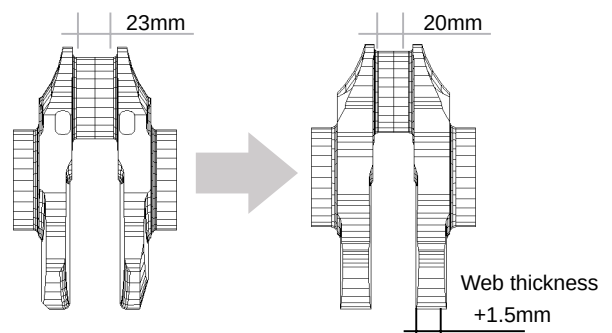
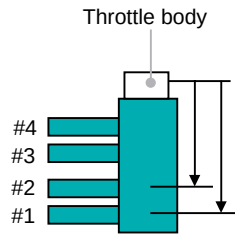
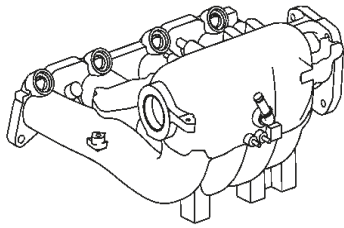


Fig.19 Improving the rigidity of the crank shaft

由度を利用し各吸気管開放端を等長にレイアウトした (Fig.20)。

Fig.21 に、本エンジンの吸気口ランブル音の次数成分を示す。従来モデルとの比較で明らかなように、本エンジンでは 0.5 次成分が大幅に低減されており、その結果ランブル系のノイズを低減した。

1999 model



2001 model

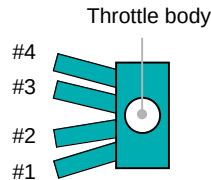
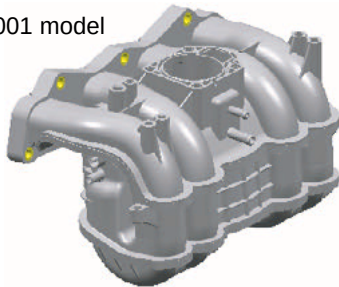
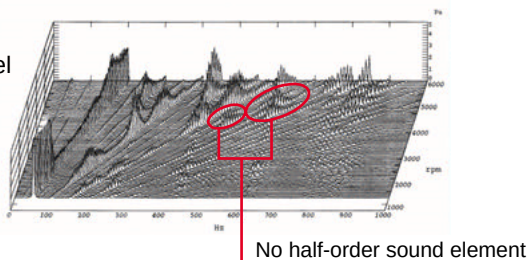


Fig.20 Adopting pipes of equal length

1999 model



2001 model

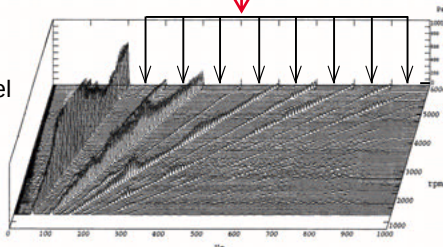


Fig.21 No air-sucking-induced rumbling noise

7. まとめ

燃焼改善とフリクション低減による新型 D15B リーンバーンエンジンの熱効率向上, CVT 伝達効率の向上と車体の空力やこもり抵抗の低減を合わせ, 10・15 モード燃費 20km/L を達成した。また, リーンバーン対応の NO_x 吸着反応型三元触媒システムの採用により, 平成12年規制値の50%減(「優一低排出ガス」認定)の低エミッションレベルを達成した。

8. あとがき

今回開発したリーンバーンシステムは米国で発売される 1.7L エンジンにも採用され, リーンバーンによる高い燃費性能と ULEV を両立し, 当初の狙いであった「グローバルスタンダードに適合できる低エミッションシステム」であることを証明した。

本パワートレインは, 21世紀に向けて益々重要となる低エミッションと低燃費の両立という命題に対して, 一つの回答となったと確信している。今後は更なる改良を重ねて, 時代の要請に応えられる高効率パワートレインの開発をめざしていきたい。

参考文献

- (1) 大浦秀二, 三浦啓二: 可変機構を用いたガソリンエンジンの高効率化について, 自動車技術, Vol.45, No.8, p.93-98 (1991)
- (2) M.Matsuki, et al.,: Development of a Lean Burn Engine with a Variable Valve Timing Mechanism, SAE Paper 960583
- (3) 林有登, 櫻原一雄, 高林徹, 遠藤太郎: アコード/トルネオ用 1.8L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.49-57 (1998)
- (4) 三浦啓二: モータアシスト式ハイブリッド車用リーンバーンエンジンの開発, JASE SYMPOSIUM, No.03-00 (新開発エンジン)(2000)
- (5) 青木薫, 梶原滋正, 佐藤浩光, 山本善夫: モータ式ハイブリッドパワートレインの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, NO.98-99 (1999)
- (6) 荻原秀美: 表面改質によるエンジンの摺動抵抗低減技術, 微粒子衝突表面改質研究会主催講演(最新の表面改質技術 微粒子衝突表面改質技術の応用)(1999)
- (7) 田中秀樹, 長島隆, 佐藤孝之, 川内昌司: 0W-20 低粘度エンジンオイルの省燃費効果, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.143-148 (1999)
- (8) 大野弘志, 鷹嘴年克, 高岡伸明, 坂主政浩, 杉浦賢司: NO_x 吸着反応型三元触媒システムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.45-50 (1999)

■ 著 者 ■



松木 正人



大浦 秀二



渡辺 勝志



木下 裕介

「ACCORD SULEV」用極超低エミッションシステム

Super Ultra Low Emission System for ACCORD SULEV

北 川 浩*

Hiroshi KITAGAWA

岡 松 和 則*

Kazunori OKAMATSU

三 部 敏 宏*

Toshihiro MIBE

安 井 裕 司*

Yuji YASUI

要 旨

合衆国カリフォルニア州の LEV-II SULEV(Super Ultra Low Emission Vehicle)規制を満足する ACCORD SULEV を開発した。採用したエミッションシステムは、触媒を床下のみ配置し、制御技術によって極超低排ガスエミッションを実現している点に特徴がある。新開発の三元触媒は、貴金属の担持量をACCORD ULEV⁽¹⁾同等としながら、高浄化率と低排気抵抗を実現している。

床下のみ触媒構成で SULEV 規制を満足するために、触媒活性前については、始動時に吸入空気量と点火時期の制御によって排ガス温度上昇を図り、触媒の早期活性を更に促進させ、始動後の希薄燃焼を従来より早期に行う制御を開発した。

また触媒活性後についても、新しい Secondary O₂ Feedback Control Systemを開発した。このシステムは触媒の動的変化をリアルタイムに同定し、触媒後のセンサ出力変化を予測する機構を持ったスライディングモード制御による、非常に高精度な燃料制御である。

これらの技術により、ACCORD ULEVに比較してエンジン出力特性はほとんど差の無いものになしながら、現在最も厳しいとされる SULEV 規制を満たすことが可能になった。

ABSTRACT

Honda became the first company in the world to sell a gasoline-powered vehicle that satisfied California's (LEV-II) SULEV regulations. The engine system powering ACCORD SULEV is characterized by using only an under-floor catalyst due to the sophisticated control. The improved catalyst is realized to maximize the high conversion ratio and to minimize the increase in exhaust gas pressure.

To satisfy SULEV standards using the under floor only catalyst, we developed technologies to rapidly light-off the catalyst and to obtain stable combustion at even leaner Air/Fuel ratios when the engine is cold and the catalyst is inactive. Also, in order to further improve the conversion performance of the catalyst once it is active, we developed a New Secondary O₂ Feedback Control System. This is an extremely high precision system that utilizes an adaptive sliding mode controller to identify various catalyst models in real time and predict the post-catalyst HEGO sensor output. The implementation of these technologies makes it possible to achieve the most rigorous SULEV standards, with full load performance equivalent to our ULEV vehicle.

1. はじめに

大気汚染問題の深刻化から環境問題への取り組みが重要になってきている。自動車においても例外ではなく、排ガス規制強化は世界的に加速し、合衆国カリフォルニア州においては 2004 年から現行法規より厳しい LEV-II 法規の導入が決定されている。

Table 1 は、LEV-II 法規のカテゴリ別エミッション規制値を示す。耐久保証要件も見直されおり、120kmile 耐久後エミッション保証が要求されることとなった。

*栃木研究所

Table 1 LEV-II emission standards

(g/mile)

Durability	Category	NMOG	CO	NOx	HCHO
50 kmile	LEV	0.075	3.4	0.05	0.015
	ULEV	0.040	1.7	0.05	0.008
120 kmile	LEV	0.090	4.2	0.07	0.018
	ULEV	0.055	2.1	0.07	0.011
	SULEV	0.010	1.0	0.02	0.004

Fig.1 に現行のLEV-I 規制と LEV-II 規制における NMOG (Non Methane Organic Gas)規制値を示す。LEV-II 規制には新たに SULEV カテゴリーが追加された。SULEV 規制値は、LEV-I ULEV(Ultra Low Emission Vehicle)規制値の 1/5 以下の値になっており、耐久保証要件も 50kmile 走行後から 120kmile 走行後の排ガスエミッション保証となり、非常に厳しい規制になっている。Fig.2 に LEV-I 規制と LEV-II 規制における NOx の規制値を示す。LEV-II では、NOx の規制強化がされており、SULEV 規制値は、LEV-I ULEV の 1/10 以下の値になっている。

今回、ACCORD ULEV をベースに SULEV 規制を満足する世界で最もクリーンな極超低排ガスエミッション車を開発した。本稿では、ACCORD SULEV に採用した排ガスエミッションシステムについて解説する。

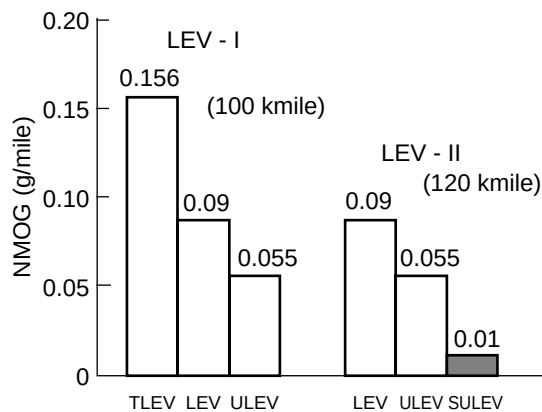


Fig.1 LEV-I and LEV-II NMOG regulations

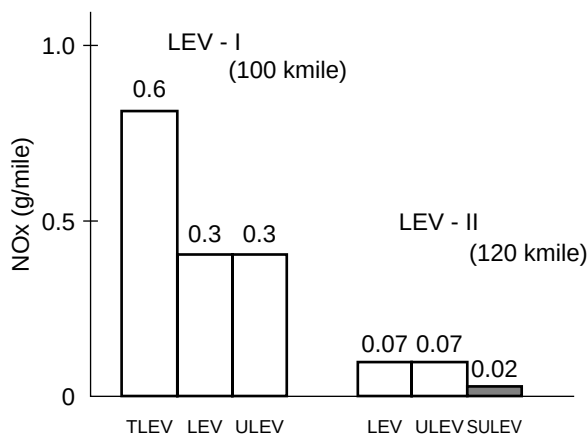


Fig.2 LEV-I and LEV-II NOx regulations

2. SULEV 達成の技術コンセプト

SULEV 技術開発にあたり、我々は現行量産されている ACCORD ULEV の排ガスエミッション性能を再検証し、更なる低減化を図るターゲットを明らかにした。

Fig.3 に ACCORD ULEV の排ガスエミッション測定を行

い、FTP(Federal Test Procedure)サイクルを 3 つに区分した時の、各区間の排出エミッション値を示す。区間 A はエンジン始動から最初の発進まで、区間 B はその後から LA-4 ドライビングサイクルエンジン停止まで、区間 C は、ホットソーク後の再始動から終了までである。

区間 A の排出量は、NMHC(Non Methane Hydrocarbon)と NOx 共に SULEV の規制値の 2 倍以上になってしまう。この区間は、冷機時の始動と触媒の暖機途中にある。従って、触媒が十分に機能しないこの間は、エンジンの排出するエミッション自体を低減する技術と、触媒の昇温を促し早期活性をさせる技術が必要となる。区間 B の排出量は、SULEV 規制値と比較すると、NMHC の排出量は下回っているものの、NOx の排出量は ほぼ同じである。どちらの成分も、区間 A の低減だけではなく、この区間の排出量もまた更なる低減を図らなければ、SULEV 規制値を満足することはできないことが明らかになった。この区間では、触媒はすでに十分に活性しているので、触媒の浄化率を更に高める新たな制御技術開発を課題とした。

区間 C は暖機された状態であるので、区間 A、B に対応

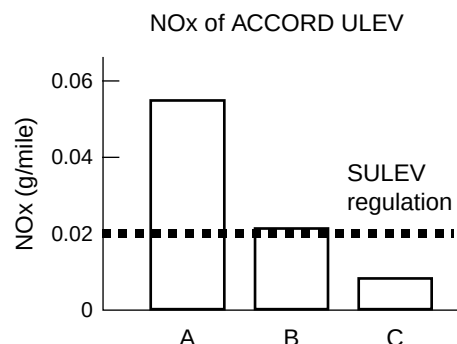
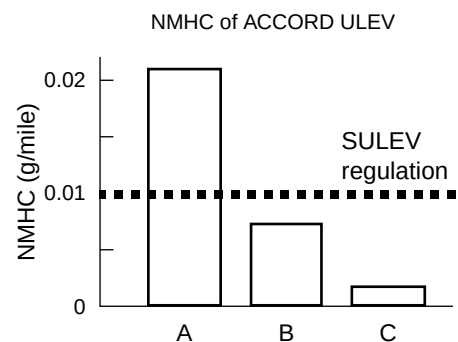
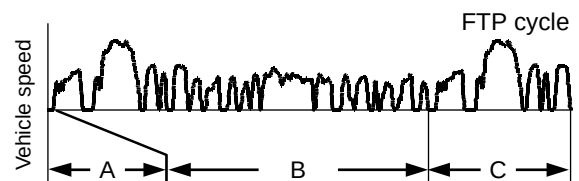


Fig.3 ACCORD ULEV Emissions at A-C period

した技術ができれば結果的に排出量は十分低減できると考えた。

上記の課題を解決するための手法には、さまざまなアプローチ⁽²⁾があるが、開発にあたって ACCORD SULEV の基本コンセプトを「Simple」と定めた。これは、1997年9月に米国カリフォルニア州の LEV-I ULEV 規制を満足するガソリン車として発売した ACCORD ULEV のシステムコンセプトを踏襲するものである。この ACCORD ULEV システムは、VTEC-Eと高精度空燃費制御システムをコアとし、三元触媒は床下配置のみという「Simple」なシステム構成であった。

SULEV の厳しいエミッション規制を満足するためには、直下触媒やハイドロカーボントラップなどを付加する手法も考えられたがコストアップとエンジン出力損失を招くことが懸念される。本システムは、触媒担体の高密度化、薄壁化によって早期活性、高浄化率を達成した三元触媒を床下のみに配置し、その触媒の性能を最大限に引き出す制御技術を開発することで、排気抵抗の低い安価なシステムとした。

Fig.4 に SULEV を達成したシステムの全体構成を示す。図中の(a)～(h)は、既に ACCORD ULEV に採用されているシステムである。

ACCORD SULEV システムとして新たに採用した技術を以下に示す。

- ・ 高密度・薄壁化された触媒担体(1200 セル・2.0 ミル)。(貴金属の担持量は ACCORD ULEV と同等。)
- ・ 触媒の早期活性化を図るための触媒急速暖機制御
- ・ アシスト・エア量を増加させた改良 AAI(Air Assisted

Injector)

- ・ ACCORD ULEV より更にリーン化を図った始動後希薄燃焼制御
- ・ 触媒の浄化性能を最大限に引き出す、新 Secondary O₂ フィードバック制御:PRISM(Prediction and Identification type Sliding Mode Control)

3. 高密度・薄壁化三元触媒

触媒の浄化性能を向上させるためには、担体の高セル化と薄壁化が効果的であることはすでに知られている。

今回開発した1200セル、2.0ミル担体のセル密度と表面積及び嵩密度の関係を Fig.5 に示す。ULEVで採用した600セル、4.3ミル担体に対し表面積は、50%増加し、これにより浄化性能が向上した。

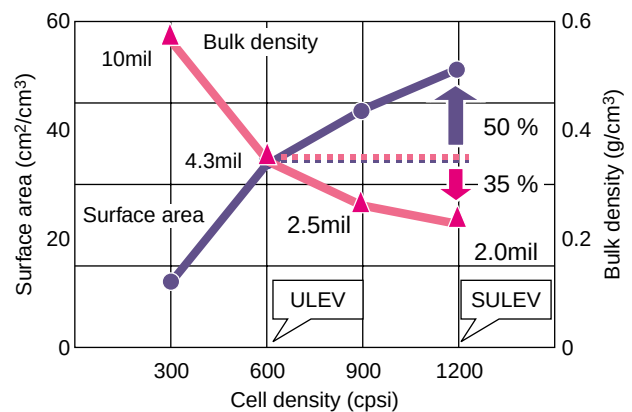


Fig.5 Cell density, bulk density and surface area

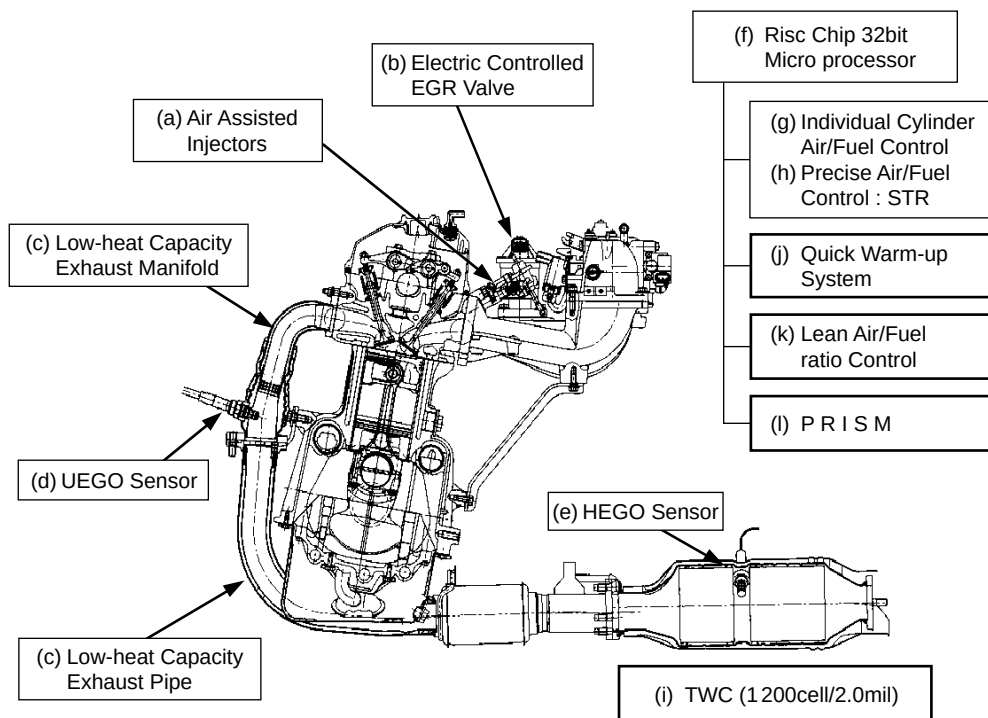


Fig.4 Overview of SULEV System

また、かさ密度では35%低減し、これによって触媒のライトオフ性能の向上が図れた。

Fig.6にキャニング構造を示す。従来手法では上下に分割したケースで担体と保持材を包み込み固定するクラムシェルタイプであった。しかし、この構造ではケースの内径が一定で担体や保持材の径方向のバラツキによってキャニング時に発生する面圧分布が不均一になるため、15 kgm/cm²以上のアイソスタティック強度の担体を採用していた。

今回、ケースを円筒状に巻いて担体と保持材を固定するローリングタイプを新たに採用した。この方法では、キャニング時に発生する面圧を円周方向に均一化することができ、担体径バラツキに合わせてケース内径を設定することが可能である。合わせて、保持材の選定および製造方法の改良を行い、キャニング時の面圧を5kgm/cm²以下にすることができ、アイソスタティック強度の低い1200セル、2.0ミル担体でもキャニングを可能にした。

また、セル数増加によって排気圧力損失増大によりエンジン出力低下が懸念されるが、薄壁化によって軽減することができた。

Fig.7にACCORD ULEVとACCORD SULEVのエンジンの出力特性を示す。4000rpm以下においては馬力・トルク共にULEVと同等であり、1200セル触媒の影響は無い。

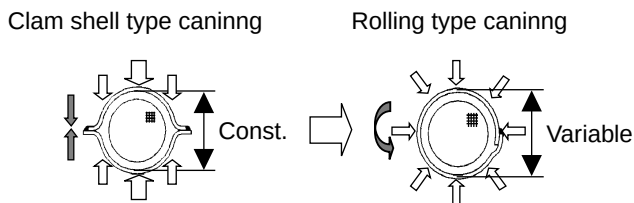


Fig.6 Canning type

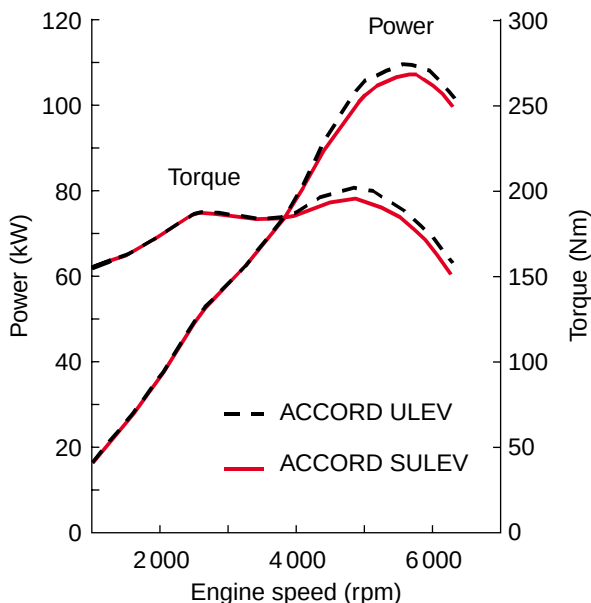


Fig.7 Characteristics of power and torque

最大出力における低下は、馬力で2kW、トルクで5Nmと極わずかである。

Fig.8はLA-4モードにおける排気エミッション測定結果である。同じ車両に600セル、4.3ミル(100kmile 耐久走行)と1200セル、2.0ミル(120kmile 耐久走行)を装着し測定を行った。高セル化、薄壁化による効果によりNMOGでは31%の低減、NOxでは48%の低減となった。ULEVの量産品はパラジウム触媒(Pd, 330 g/ft³)であるが、SULEV車に採用した物はトリメタル触媒(Pt/Pd/Rh=1:15:1 330g/ft³)である。これはNOx規制強化に対応するためである。

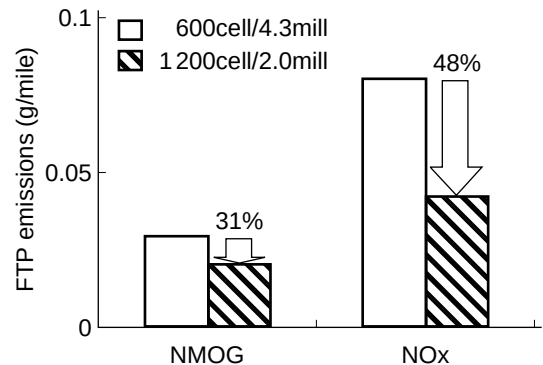


Fig.8 Comparison of emissions between 600 cell and 1200 cell catalysts (FTP cycle)

4. 始動時、始動直後エミッション低減技術

触媒担体の高密度化、薄壁化によって大幅な排気エミッション低減が可能になったが、SULEV規制値を満足することはできなかったため、エンジン制御による低減を行った。始動時においては、触媒の早期活性化と、始動後希薄燃焼技術の改良を行った。

4.1. 触媒急速暖機システム

排ガス温度は、エンジンが始動した直後から上昇し始める、三元触媒はこの排気エネルギーを受けて温度が上昇し、活性度合いを高めていく。その際点火時期を遅角させることが、触媒の昇温に有効であることは一般的に知られている。エンジンの冷機始動時(三元触媒の未活性状態)にRACV(Rotary Air Control Valve)を利用して吸入空気量を制御し、同時に点火時期を制御するシステム(以下 Quick Warm-up System⁽³⁾と呼ぶ)を構成した。

Fig.9に制御概要を示す。図の横軸はそれぞれ時間を表す。縦軸は上段からRACVの開度、エンジン回転数、点火時期を表す。Quick Warm-up Systemは、エンジン始動後のアイドル中にRACVを使い(フィードフォワード制御で)多量の吸入空気を供給する。エンジン回転が所定値を上回ると点火時期のPI(Proportional+Integral)フィードバック制御を開始する。この制御は、目標エンジン回転を維持する様に

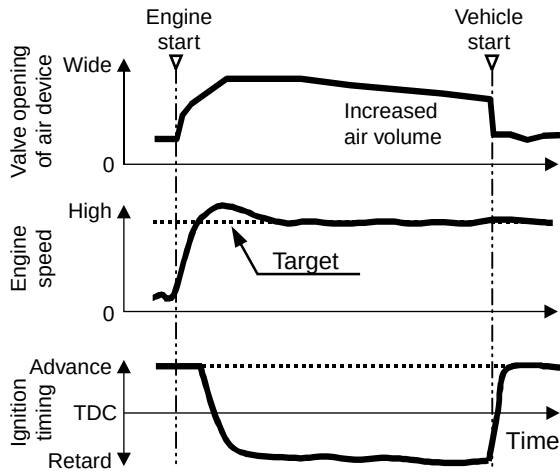


Fig.9 Ignition feedback control for Quick Warm-up System

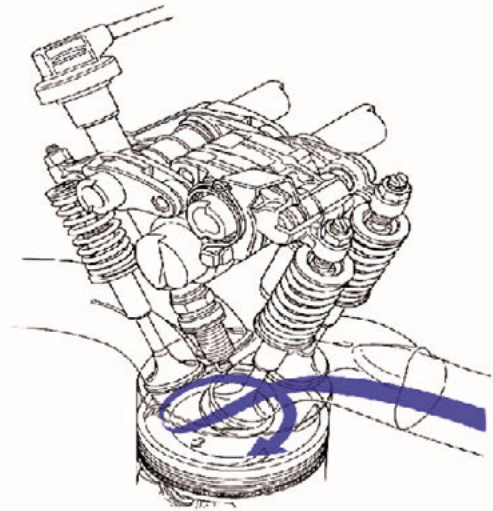


Fig.11 VTEC-E system

点火時期制御され、図のように吸入空気を増大させると点火時期は、遅角側に制御され、目標エンジン回転を維持する点火時期に収束する。Fig.10 に従来の ULEV システムと SULEV に採用した Quick Warm-up System の点火時期制御と排気温度の差異を示す。始動後の20秒間で従来の制御に対し 240℃の排気温度昇温効果を得ている。この結果、触媒を急速活性化させることが可能になった。

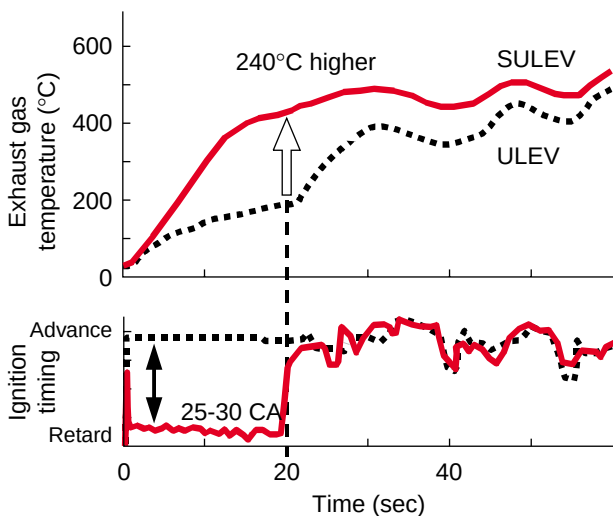


Fig.10 Effect of Quick Warm-up System at start-up period of FTP cycle

4.2. 始動後希薄燃焼制御の改良

Fig.11 に、本エンジン(VTEC-E システム)の吸気の流れを示す。吸気弁を片側のみ開くことによりスワールを発生させ、始動後から、空燃比をリーン制御することが可能となっている。今回、噴射燃料の微粒化の促進と Quick Warm-up System によって、始動後希薄燃焼制御をさらに早期から安定して行うことが可能になった。

Fig.12 にエアアシストインジェクタにより噴射された燃

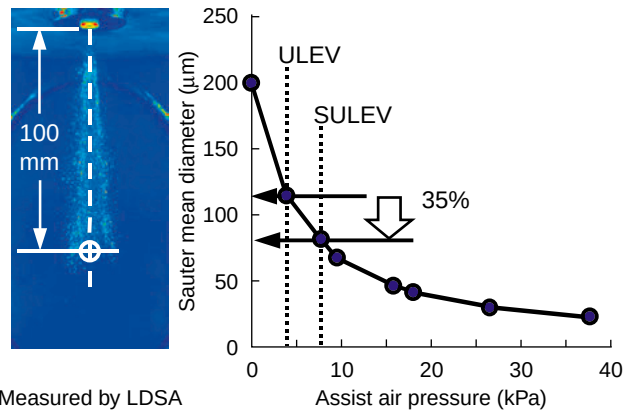


Fig.12 Air Assisted injection Spray Characteristics

料のザウタ平均粒径(LDSA 計測法)を示す。測定点はインジェクタの鉛直方向に 100mm の点である。

ULEV で採用していたインジェクタに対しアシストエア通路の改良により圧力損失を低減し 35%の微粒化を図っている。

Quick Warm-up Systemは触媒早期活性化効果以外にも有用である。Fig.13 に FTP サイクルの始動時における ULEV システムと Quick Warm-up System の吸気管内圧力とその時の始動後希薄燃焼のようすを示す。このシステムは始動と共に大量の空気を送り込むため、従来よりも高負荷域でエンジンが運転され、燃焼が安定する。この結果、Fig.13 下図のように始動後の希薄燃焼領域が拡大し燃焼改善も図られている。

Fig.14 に FTP サイクルにおける始動後 60 秒間の SULEV システムと ULEV システムのエミッション比較を示す。図の上段はトータルハイドロカーボン、中段は NOx の排出量である。前述の Quick Warm-up System と希薄燃焼領域の拡大により、各成分共、劇的に排出量が低くなっている。これは、冷機時のエンジンが排出するエミッションを低く

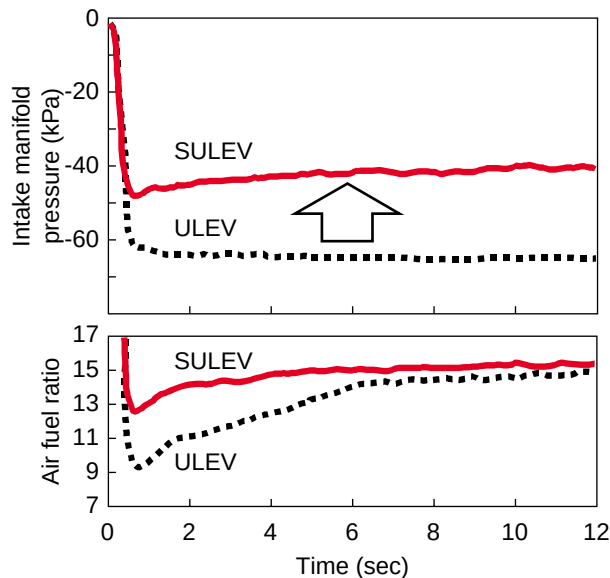


Fig.13 Lean air fuel control at start-up period of FTP cycle

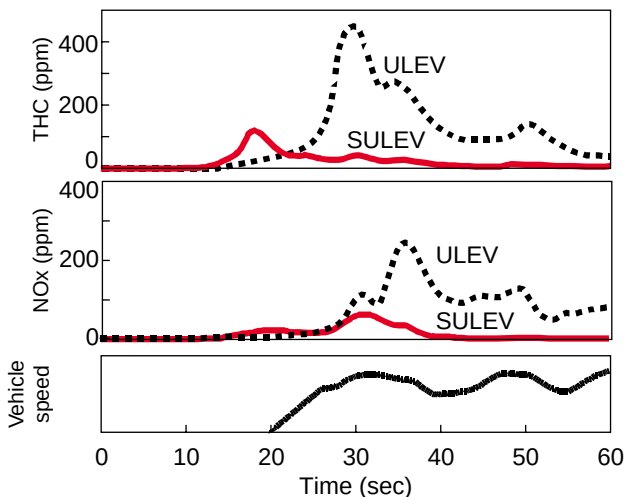


Fig.14 Emissions reduction effects of SULEV system at start-up of FTP cycle

押さえていることと、触媒の活性が著しく速いためである。また、ULEV システムに比べ排出量のピークがより早く現れるのは、Quick Warm-up Systemに依って始動後から大量の空気が送り込まれるためである。

4.3. 実車テスト結果

Fig.15 に FTP サイクルの CT フェーズのエミッション排出量を示す。CTフェーズにおけるエミッションは始動後の 20 秒間の排出量でほとんどを占める。

Fig.14 に見られる大幅な排出量低減によって、ULEV システムに対し SULEV システムでは、NMOG で 70%、NOx で 35% の低減を達成している。SULEV の制御システムは VTEC-E と三元触媒の持つポテンシャルを最大限に引き出しているといえる。

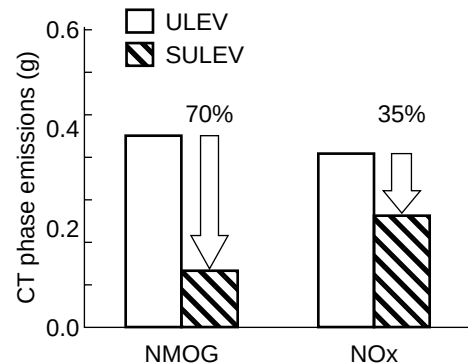


Fig.15 Emissions reduction effects of SULEV system

5. 三元触媒活性後エミッション低減技術

1200 セル、2.0 ミル(高密度、薄壁化)触媒を採用することで高浄化率を得ることができたが、SULEV規制を満足するためには、触媒活性後も更に低減を図らなければならない。従来より、三元触媒の浄化性能を引き出すために、触媒前後に配置した空燃比センサによる制御システムが用いられてきた。ACCORD ULEVも同様にUEGOセンサ(Universal Exhaust Gas Oxygen Sensor)を使いフィードバック制御を行い、触媒後のHEGOセンサ(Heated Exhaust Gas Oxygen Sensor)出力に応じて空燃比制御を修正する(この様なシステムを一般的に Secondary O₂ Feedback Control System と呼ぶ)手法を取っている。これは三元触媒の浄化性能を引き出すためである。

今回、ACCORD ULEVシステムよりも触媒の浄化性能をさらに引き上げる制御技術を開発した。その高精度制御の目的は、エンジン排気を触媒に最適な空燃比に制御することであるが、空燃比制御をするインジェクタが燃料を噴射した量が触媒後のHEGOセンサで検出されるまでには、非常に大きな無駄時間が存在しており、これを考慮して制御する必要があった。また触媒は自動車の走行距離によって変化していく特性変化も常に把握する必要があった。Fig.16 に新しいフィードバックシステムの概要図を示す。本システムは、ACCORD ULEV で採用された STR(Self-Tuning Regulator)^{(4)~(6)}に対して空燃比制御の目標値演算部分を新たにしている。この演算部は、リアルタイム同定器(Identifier)、状態予測器(Predictor)、制御器(Sliding Mode Controller)の3つのモジュールから成っている。システム名は“Prediction and Identification type Sliding Mode Control”の頭文字を取って PRISM⁽⁷⁾⁽⁸⁾と呼ぶこととした。

リアルタイム同定器:その内部に触媒モデル(無駄時間とローパスフィルタから成る数値モデル)を有しており、触媒の前後のセンサ出力から触媒モデルの動特性をリアルタイムで同定を行う。これによって触媒の特性変化をエンジンの運転中にリアルタイムでとりこむことが可能になる。

状態予測器:リアルタイム同定器によって算出された触

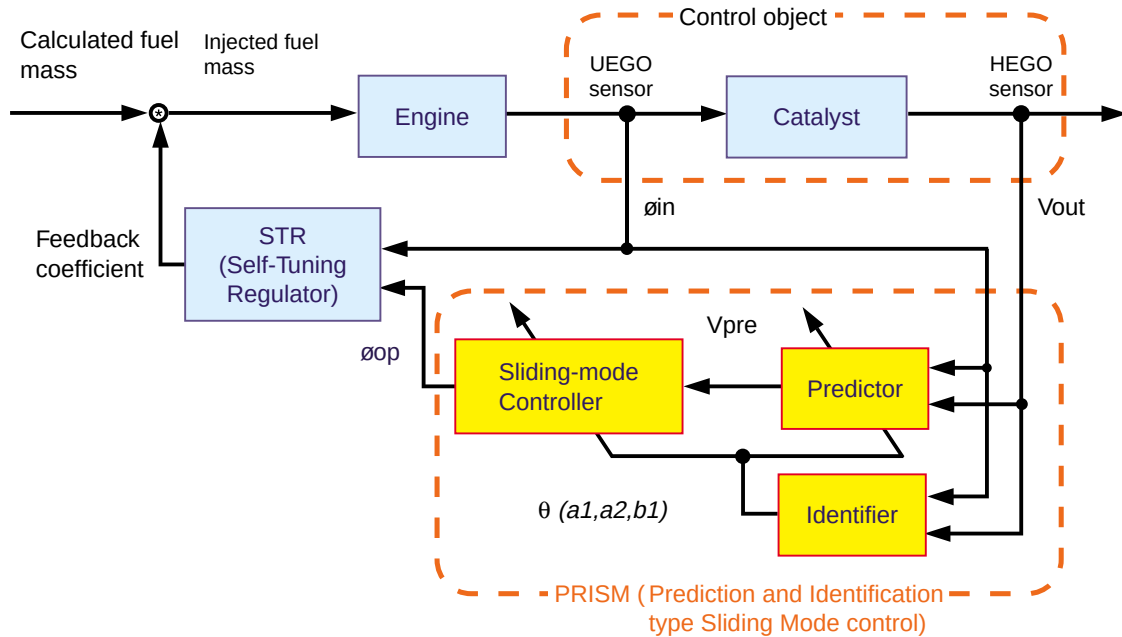


Fig.16 Overview of SULEV Feedback-System

媒モデルのパラメータ $\theta (a1, a2, b1)$ と触媒前後のセンサ出力から、触媒後HEGOセンサ出力の未来値を予測演算する。これによってアクチュエータから触媒後のセンサまでの長い無駄時間を補償することになり制御性能を向上させることができる。

制御器：適応スライディングモード制御⁽⁹⁾を採用しており高いロバスト性を有している。

Fig.17 にスライディングモードの動作原理を示す。PRISMにおけるスライディングモード制御器は、HEGOセンサ出力の目標値からの偏差を軸とする位相平面においてセンサ出力 VO_2 を切換線に拘束し、原点に向かって滑り落ちていく状態(スライディング状態)を作り出す制御である。 VO_2 を目標値に制定する様に、制御器が、触媒前空燃比フィードバックを行っているSTR(Self Tuning Regulator)の目標空燃比を算出する。

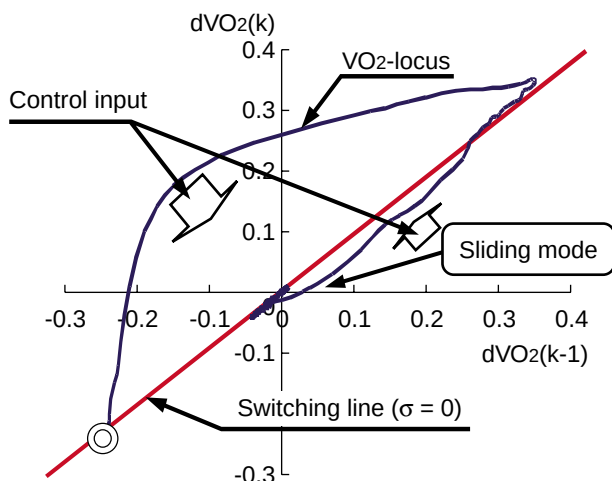


Fig.17 VO_2 -locus in Phase plane

Fig.18 に FTP サイクル中の PRISM の制御状態を示す。触媒後のHEGOセンサ出力は0 V(リーン雰囲気)または1 V(リッチ雰囲気)に張り付くことなく目標値に良く制御されている。これは、三元触媒内の雰囲気常在に理論空燃比近傍にあることを示しており、PRISMが三元触媒にとって最適な空燃比を高精度に制御していることがわかる。

この時のスライディングモードの制御状態をFig.19に示す。HEGO センサ出力 VO_2 が dVO_2 の位相平面にある切り替え関数上に良く拘束されているのが分かる。

Fig.20 に1200セル、2.0ミル触媒を使った場合のULEVシステムとPRISMによるエミッション結果の比較を示す。NMOGについては20%の低減、 NO_x については48%の低減効果があり、特に空燃比制御のパラ付きに敏感な NO_x に対し効果的であると言える。PRISMによって触媒暖機後においても更に浄化率を高めることが可能になった。

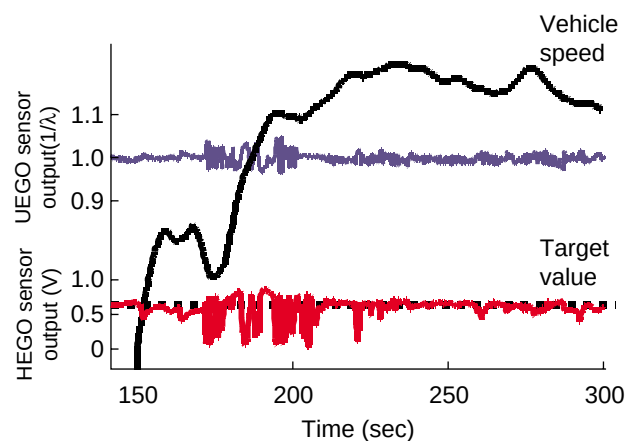


Fig.18 Improved controllability of secondary HEGO sensor output

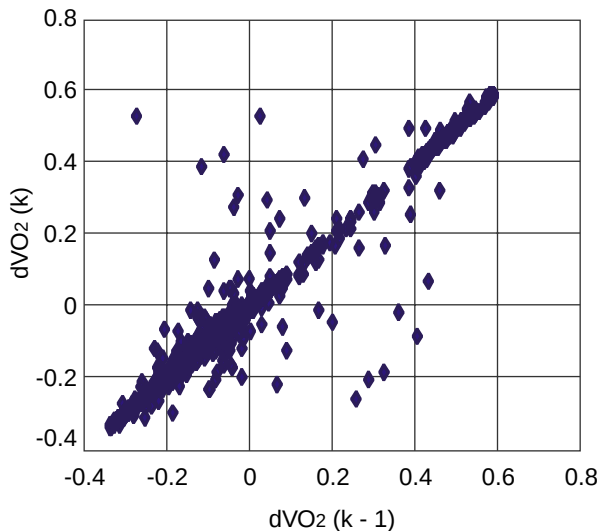


Fig.19 Secondary HEGO sensor output in phase plane (LA-4 2ND hill)

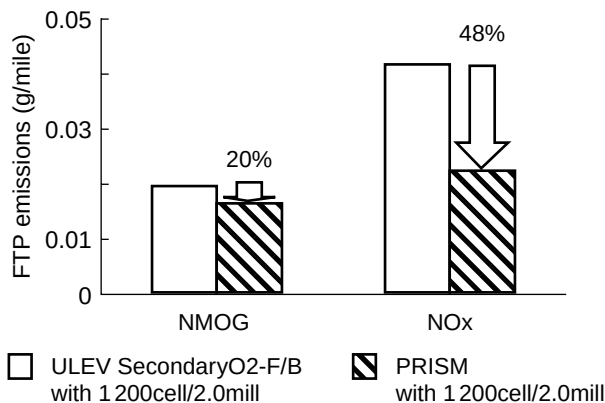


Fig.20 Comparison of ULEV's Secondary O2 Feedback and PRISM

6. まとめ

各技術について説明してきたが、これらを組み合わせることによって LEV-II SULEV 規制に適合した ACCORD SULEVを開発することができた。Table 2に達成したエミッション値を示す。

本システムは当初設定したコンセプト通り 特別なハードウェアを付加すること無く、非常に「Simple」な構成とすることができた。本システムを搭載することによりACCORD

Table 2 ACCORD SULEV emissions
In-house data

	NMOG	CO	NOx
STD Values	0.010	1.00	0.020
Achieved Values	0.0084	0.16	0.016

(g/mile)

ULEV と同等のエンジン性能を持ちながら、SULEV 規制を満足する極超低エミッションを実現した自動車を発売することができた。

7. 参考文献

- (1) Kishi,N., Kikuchi,S., Seki,Y., Kato,A., and Fujimori,K. : Development of High Performance L4 Engine ULEV System, SAE Paper 980415
- (2) Shimasaki, Y., et al.: Study on Conformity Technology with ULEV Using EHC System, SAE Paper 960342
- (3) Ueno,M., Akazaki,S., Yasui,Y. and Iwaki,Y.: A Quick Warm-up System during Engine Start-up Period Using Adaptive Control of Intake Air and Ignition Timing, Honda R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.73-78 (1999)
- (4) Maki, H., Hasegawa, Y., Akazaki, S., Komoriya, I., Nishimura, Y. and Hirota, T.: Real Time Control Using STR in Feedback System, SAE Paper 950007
- (5) Fujii, S.: Digital Adaptive Control, Computrol, No.27, p28-, Corona, July 1989
- (6) Suzuki, T.: Basic of Adaptive Control, Computrol, No.32, p7-, Corona, July 1990
- (7) Yasui,Y., Akazaki,S., Ueno,M., and Iwaki,Y.: Adaptive Sliding Mode Control for Secondary O2 Feedback, Honda R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.65-71 (1999)
- (8) Yasui,Y., Akazaki,S., Ueno,M., and Iwaki,Y.: Adaptive Sliding Mode Control for Secondary O2 Feedback, A Second Report, Honda R&D Technical Review, Vol.11 No.2, p.65-71 (1999)
- (9) Nonami,K., Den,H.: Sliding Mode Control, Tokyo, Coronasha, 1994, p263

■ 著 者 ■



北川 浩



三部 敏宏



岡松 和則



安井 裕司

新型 2.0L リーンバーンエンジンの開発

Development of New 2.0L Lean-burn Engine

新 里 智 則* 林 有 登*
Tomonori NIIZATO Aruto HAYASHI

要 旨

ホンダの次世代型 2L クラス 4 気筒パワープラントとして新型リーンバーンエンジンを開発した。このパワープラントには、可変バルブタイミングリフト機構にカムシャフト位相連続可変機構を組み合わせた i-VTEC をはじめとする新技術が採用された。この結果、最高出力 113kW、最大トルク 186N・m の性能と 10・15 モード燃費 14.2km/L の低燃費および平成 12 年度基準排出ガス 50%低減レベルの低エミッションを両立することができた。また、従来機種に対してエンジン重量 10kg の軽量化とエンジン全長を 54mm 短縮化し、搭載性向上を図ることができた。

ABSTRACT

A new lean-burn engine that was developed as a 4-cylinder power plant for Honda's next generation 2L-class vehicle. New mechanisms, such as i-VTEC which combines variable valve timing and lift control and cam shaft phase continuation variable control, have been applied to this power plant. As a result, it was attained to 113kW maximum output and 186N・m maximum torque with good fuel economy which was 14.2km/L in 10・15 mode fuel consumption and low emission that filled a half of 2000 Japanese exhaust gas regulation. For improvement of assembly conditions, engine weight 10kg became light and engine full length were shortened 54mm to the conventional model.

1. まえがき

環境問題に対する世界的な関心の高まりの中で、自動車用エンジンの低燃費、低エミッション化の技術開発を進めることは大変重要である。また、多様化するユーザの志向の中でミディアムクラスの車体に搭載されるエンジンについては走り、静粛性への要求もますます高いものとなっている。

このような流れを受け、環境への負荷低減と高い動力性能を高次元でバランスさせることを目標とし、次世代 2L エンジンを新たに開発した。S2000 で開発された高出力かつ軽量・コンパクトな DOHC-VTEC エンジン⁽¹⁾をベースとし、新たにカムシャフト位相連続可変制御(VTC機構)とを組み合わせた新システムを用いることにより、低燃費、低エミッションと高トルク、高出力との両立を図った。本稿ではエンジンの主要技術内容と構造について概要を述べる。

2. 開発のねらい

新エンジンの開発にあたっては次世代の主力エンジンとして種々の車体に搭載されることも考慮し、以下のような

目標を設定した。

- (1) トップクラスの低燃費を達成するための高効率化
- (2) エミッションは平成 12 年度基準排出ガス 50%低減レベル(以下 J-LEV)に適合し、さらに高いレベルの規制にも対応可能な構造とすること
- (3) ユーザにとってもっとも使用頻度の高い中低速の出力性能向上
- (4) 小型の車体にも搭載可能とするための軽量・コンパクト化

また、トランスミッションも合わせて開発することによってトータルバランスを追求し、目標の実現を目指した。

3. エンジンの概要と主要諸元

Table 1 に新型エンジン(K20A)の主要諸元を従来型エンジン(F20B)と比較して示す。さらに、Fig.1 に K20A エンジンの出力特性を、Fig.2 に断面図をそれぞれ示す。

K20Aエンジンでは出力向上手法として、高圧縮比化、吸気バルブ径の拡大などとともにフリクション低減のためにローラフォロア付きロッカアームやピストンスカート部の表面処理などを採用した。また、動弁系には従来から実績の

*栃木研究所

Table 1 Engine specification

Engine type	K20A New type	F20B Previous type
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × Stroke (mm)	86 × 86	85 × 88
Displacement (cm ³)	1998	1997
Compression ratio	9.8:1	9.0:1
Valve train	DOHC i-VTEC	SOHC VTEC
Valve diameter (mm)		
Inlet	35	34
Exhaust	30	29
Fuel supply system	Programed fuel injection	Programed fuel injection
Ignition system	Programed ignition	Programed ignition
Recommend gas	Regular unleaded	Regular unleaded
Maximum output (kW/rpm)	113/6 500	110/6 200
Maximum torque (N·m/rpm)	186/4 000	186/5 000
10-15mode fuel consumption (km/L)	14.2	12.4
Exhaust emission	J-LEV	J-LEV

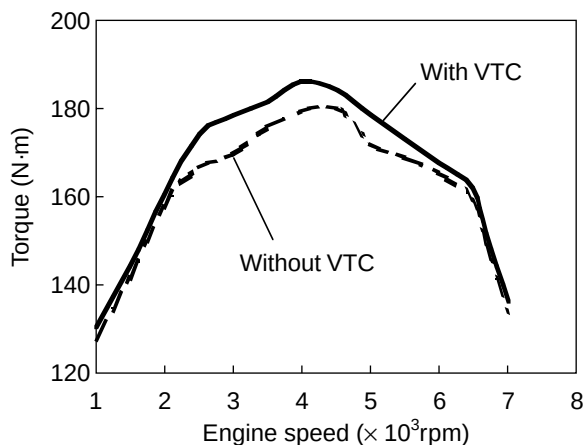


Fig.1 Torque of K20A engine

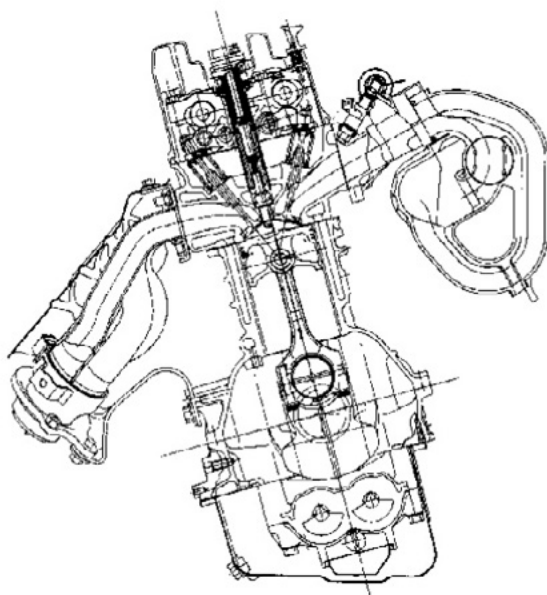


Fig.2 Section view of K20A engine

あるVTEC機構(VTEC; Variable Valve Timing and Valve Lift Electric Control)とともにカムシャフト位相連続可変機構(以下 VTC 機構/ VTC; Variable Valve Timing Control)をホンダとして初めて採用し、これらの機構を融合させたi-VTECに発展させることにより全運転領域にわたる性能向上を図った。従来型のVTEC機構では低速時と高速時でカムシャフトの作用角とバルブリフトを2段または3段階に換えて低中速トルクと高出力を両立させていたが、VTC機構ではさらに負荷に応じてバルブタイミングを連続的に変化させることによってバルブリフト特性を常に最適な設定とすることにより、体積効率向上を図った。

動弁系の駆動にはエンジン全長短縮とメンテナンスフリー化を考慮しサイレントチェーンを採用した。また、4気筒エンジン特有の2次振動の低減とこもり音を抑制するバランスシャフトもサイレントチェーン駆動としオイルパン内蔵型とした。吸気システムとしては中低速トルクを向上させるためロング管長の樹脂製インテークマニホールドを採用し、ロータリー式バルブによって管長切換えを行い高回転域の出力との両立を図った。

また車体に対して前方吸気・後方排気の搭載レイアウトを採用することで、排気干渉を低減するデュアル排気システムを用いつつ、触媒をエンジンに近い位置に置くことができた。これにより始動時の触媒活性化が促進されエミッションの向上と出力向上の両立を図ることができた。

さらに新構造、新機構を採用することにより F20B に対してエンジン全長の 54mm 短縮化と 10kg の軽量化を達成した。

4. i-VTEC について

i-VTEC の制御システム概要を Fig.3 に、制御マップを Fig.4に示す。K20Aエンジンでは高出力と低燃費、低エミッションを高次元でバランスさせるため、運転条件によってバルブタイミングとオーバーラップ量、カムの作用角量を最適制御する i-VTEC を採用した。これは、従来の油圧切換えピンによりロッカアームを連結させてカムプロフィールを変化させる VTEC 機構と、アクチュエータにかかる油圧によりカムシャフトの位相を連続的に変化させる VTC機構とを組合わせて最適制御を行うシステムである。

VTEC の低速用カムシャフトと高速用カムシャフトの切換えエンジン回転数は約2 000rpmに設定されている。低速用カムシャフト作動時は片方の吸気バルブをほぼ休止させ空気の流速をあげて体積効率を向上させる。高速用カムシャフトは高いリフト量と広い作用角により出力向上を図っている。さらに、VTC機構は高負荷域ではそれぞれのカムシャフトにおいて体積効率が最も高くなるように吸気バルブの閉じる角度を変化させる。また、低負荷域では燃費およびエミッションを重視してオーバーラップ量を制御する。

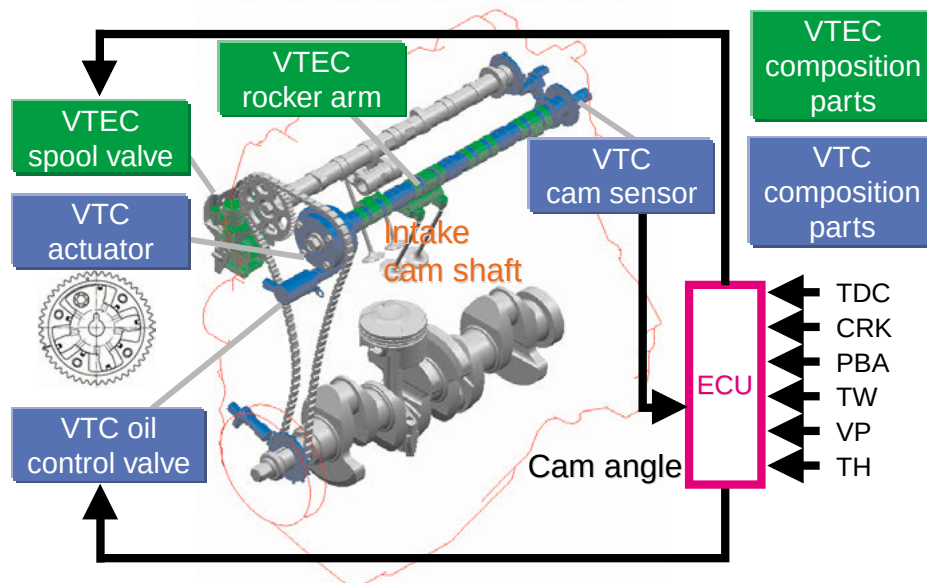


Fig.3 Construction of i-VTEC systems

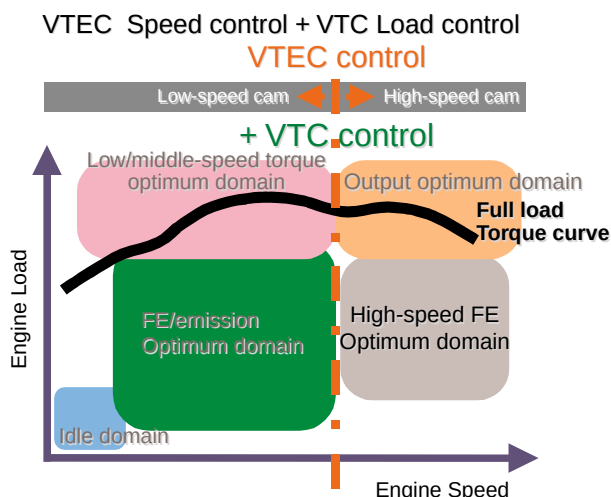


Fig.4 Outline of i-VTEC operation map

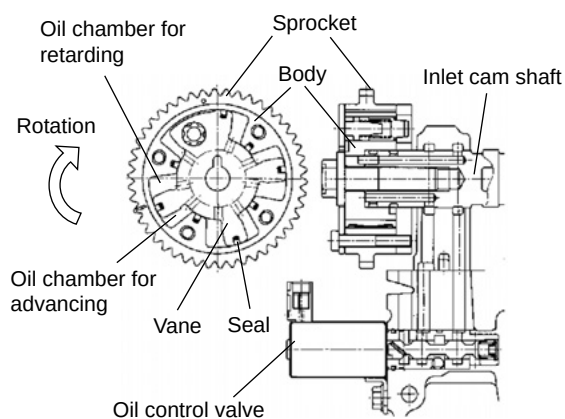


Fig.5 VTC unit and control system

さらに、アイドル領域では回転変動が小さくなるようにオーバーラップ量を低減する。

VTC の構造概要図を Fig.5 に示す。ECU から送られた信号がオイルコントロールバルブを制御しアクチュエータ内に油圧を供給する。供給油圧は制御に応じて進角室・遅角室に作用しバネが進角・遅角動作を行ないカムシャフトの位相が変化する。以上のように VTEC 機構と VTC 機構を融合した i-VTEC により全運転領域で最適制御を行うことで高出力かつ低燃費なエンジンとすることができた。

5. 燃費

K20A エンジンでは燃費向上のためリーンバーンを採用するとともに各部の徹底的なフリクション低減を行った結

果、大幅な燃費向上を達成した。以下に各技術内容を述べる。

5.1. 燃焼改善

5.1.1. シリンダヘッド

リーンバーンにおける希薄燃焼限界向上のため、吸気ポートには強いスワール流を発生させるポート形状を採用した。吸気バルブは VTEC 機構により低速域において片方の作動をほぼ休止(1mm リフト)させており、1 バルブ微小リフトとポート形状を組み合わせることによってシリンダ内に強いスワール流を与え、燃焼を促進し燃費向上を図った。一般的にはスワール流を強化したポートは吸入抵抗が高く出力向上は困難であるが、ポート形状を工夫することにより両立させた。

Fig.6 にヘッドポートの形状を、Fig.7 にポートの平均流

量係数とスワール比の関係を示す。K20Aの吸気ポートは従来形状と比較して高い出力ポテンシャルを有することがわかる。ポート形状は希薄燃焼限界と2バルブ時の平均流量係数とのバランスを考え、スワール比=3.4, 平均流量係数=0.288と設定した。

シリンダヘッドの構造は、2本のカムシャフトの支持部を別体部品とすることで SOHC と同等にコンパクト化でき、機械加工数も大幅に削減することができた。

また、ピストン頂部のボウルイン形状、シリンダヘッドのスキッシュ形状の改良を行うとともにイリジウム電極による細軸中心電極、ワイドギャップスパークプラグなどを採用し急速燃焼と希薄燃焼限界向上を図った。

5.1.2. バルブタイミングの最適化

i-VTECによる燃費改善効果としては、従来からの1バルブをほぼ休止させた場合の急速燃焼に加え、バルブタイミングを変化させることによって得られるバルブオーバーラップ量と筒内乱れの制御によるポンピングロスの低減、希薄燃焼限界の向上があげられる。K20Aエンジンではこれらの燃費改善効果が最大限に生かせるように i-VTEC の設定を行った。

リーンバーン時における i-VTEC は1バルブをほぼ休止させたことによる急速燃焼とともにVTC機構によるポンピングロスと筒内乱れの変化による燃焼改善効果を考慮して設定した。Fig.8に希薄燃焼下で吸気バルブタイミングを変

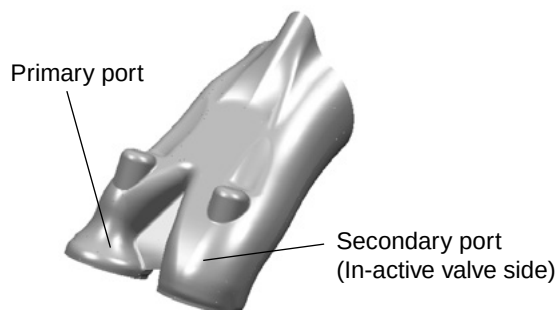


Fig.6 Intake port configuration of K20A

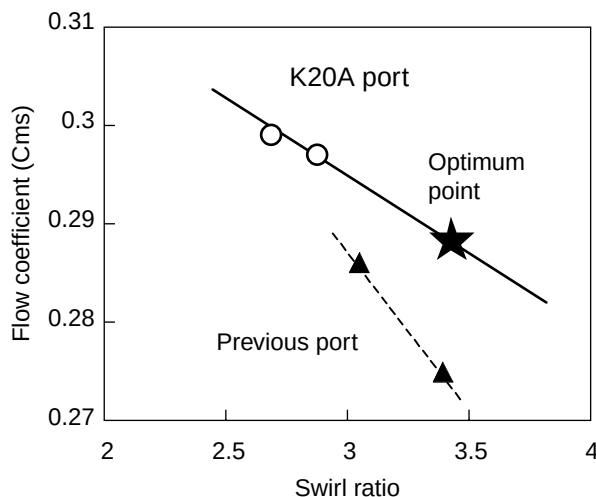


Fig.7 Relationship of swirl ratio and flow coefficient

化させた場合の Pmi 変動率を示す。燃焼安定性を示す Pmi 変動率は吸気バルブの開弁時期が ATDC20 ~ 35deg 付近で最低となっており燃焼が最も安定している。これは吸気バルブタイミングの遅開きにより比較的ピストンが下がってから混合気が高い速度で流入するため筒内乱れが強められた効果と、バルブオーバーラップが減少したことによる残留ガス減少の影響により燃焼が改善したものと考えられる。

Fig.9に空燃比に対する図示燃料消費率と Pmi 変動率を示す。高圧縮比化、バルブタイミングの適正化に加え、吸気ポートのスワール効果、ピストン頂部形状を含む燃焼室形状による希薄燃焼限界の向上により設定 A/F は 23 とすることができ、図示燃料消費率は F20B に対して 10%向上した。また、リーンバーンエンジンで課題となる希薄燃焼時の NOx 排出量については、リーン NOx 触媒を採用すること

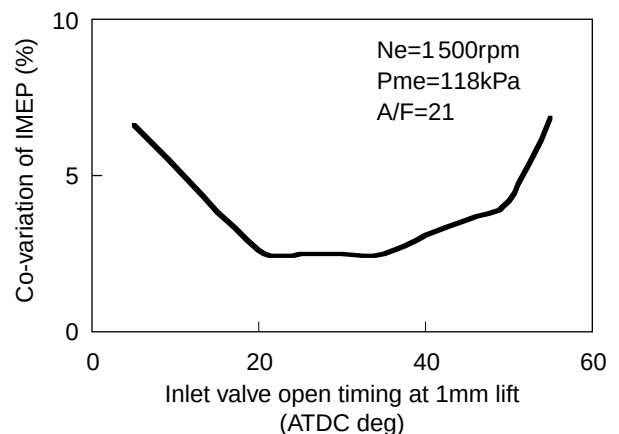


Fig.8 Influence of inlet valve open timing for lean mixture combustion stability

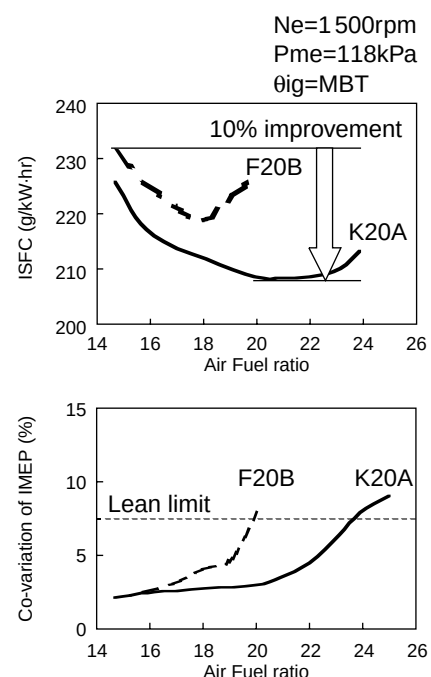


Fig.9 ISFC improvement and co-variation of IMEP

で解決した。

運転条件によってはリーンバーンを行わず理論空燃比で制御を行う場合がある。理論空燃比における燃費改善手法としては排気ガスを再度吸入させる EGR が有効であるが、i-VTECではバルブオーバーラップ量を変化させて吸気管内に逆流した排気ガスを吸入する内部 EGR の効果を利用した。

Fig.10 に吸気バルブの開くタイミングと燃費変化量の関係を示す。また、従来型エンジンに用いられている外回し配管による EGR(外部 EGR)との燃費改善効果を比較して Fig.11 に示す。バルブタイミングを進角させるとオーバーラップ量が増え排気ガスが吸気側に逆流するため内部 EGR が増加し、ポンピングロスの低減と作動ガスの比熱比の向上、および熱損失の低減により燃費が改善する。しかし EGR 量が多すぎると燃焼が不安定になり失火が起こる。i-VTEC では高スワールポートと 1 バルブのほぼ休止とを組合せることにより EGR 量を増加させた場合でも安定した燃焼が得られ燃費は 5 % 改善した。さらに、外部 EGR との燃費改

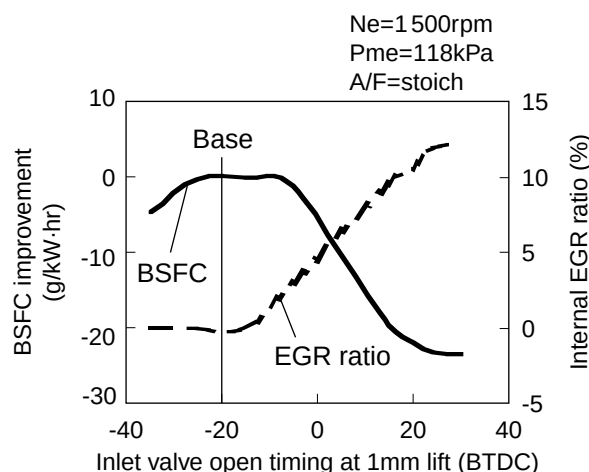


Fig.10 Influence of inlet valve open timing for BSFC improvement

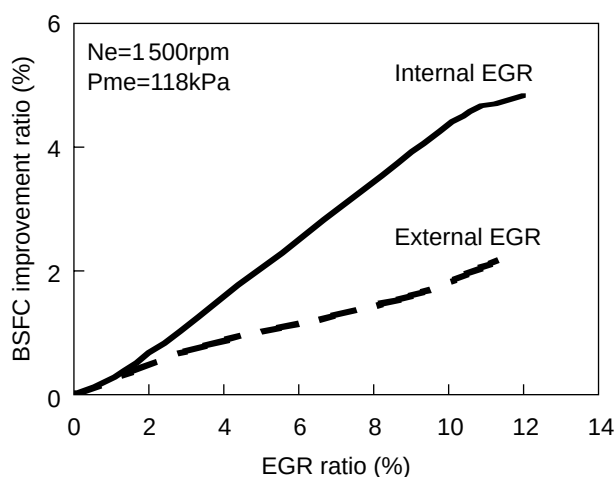


Fig.11 Comparison of BSFC improvement with internal and external EGR

善効果を比較した場合、同一 EGR 量において内部 EGR の方が外部 EGR よりも燃費改善割合が大きい。これは、オーバーラップ量を変化させる内部 EGR の方が、還流ガス温度が高いことと吸気弁閉じ角が下死点側に近づくことによる有効圧縮比の上昇に起因するものと考えられる。VTC機構は各エンジン回転数と負荷で燃費が最小となるバルブタイミングで設定した。

また、アイドル域ではオーバーラップ量を少なく設定することにより不整燃焼の発生など商品性を損なうことなく、燃費に大きく影響するアイドル回転数を 50rpm 低下させることが可能となりモード燃費を 2 % 向上させている。

5.2. フリクション低減技術

機械損失の低減についても各部の改善を行なった。Table 2 にフリクション低減のために採用した技術項目一覧を示す。K20Aエンジンでは摺動面の油膜保持性を向上することにより摺動抵抗の低減を図るとともに、バルブスプリング荷重の見直しなどを行った。この結果 Fig.12 に示す部分負荷時のフリクションは量産他機種と比較して 7 % 以上低減した。以下に各要素技術について説明する。

Table 2 Specification of friction reduction technology

Parts	Applied technologies friction reduction
Rocker arms	Roller follower
Valve springs	Spring full lift load reduction
Camshaft	Camshaft bearing clearance optimized
Piston	Skirt contact surface product reduction Skirt surface micro dimple machining Skirt surface molybdenum coating
Piston rings	Tension reduction
Oil pump	Rotor miniaturization Relief setting oil pressure down
Crank janal bearing	Surface single-cut turning machining
Balancer janal bearing	Surface single-cut turning machining
Cam chain tensioner	Tensioner spring load optimized
Engine oil	Low viscosity oil (0W-20)

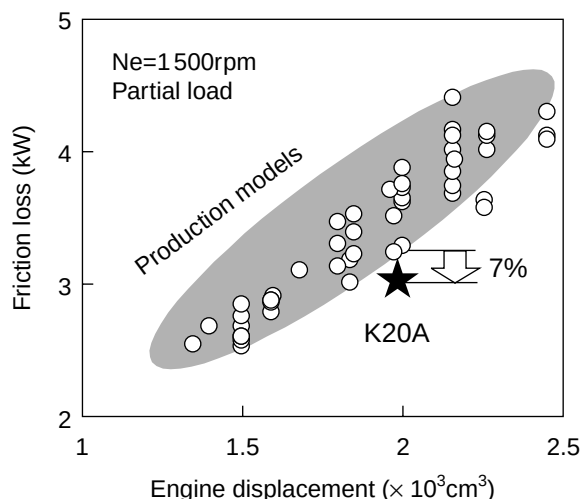


Fig.12 Friction loss and displacement

5.2.1. 動弁系

動弁系はフリクション低減のため全てローラフォロアとした。吸気側にはローラ同軸3ロック構造VTECを採用し、排気側には軽量化とコスト低減を図りアルミダイキャスト製の2バルブ一体型構造を採用した。吸気側ロッカアームの製法はロストワックス精密鋳造とし、素材精度の高さを生かした軽量で高回転追従性の高い構造とした。Fig.13にロッカアームの構造図を示す。

5.2.2. ピストン

燃費向上の対応として、ピストンについては徹底的な軽量化とフリクション低減技術を取り入れた。ピストンはFig.14に示すようにピストンスカートおよびコンプレッション高さの短縮、スカート幅の縮小などを行い従来比-10%の軽量化を達成した。軽量化により耐久性低下が生じないように、各部応力、スカート面圧などをCAE解析によって評価し、構造の最適化を図っている。フリクション低減としては軽量化による側圧低減、スカート幅の縮小による油膜剪断面積の低減に加え、スカート表面にマイクロディンプル加工⁽²⁾およびモリブデンコーティングを施すことにより油膜保持性向上を図り、ピストン系のフリクションを約25%低減した。

6. 出力性能

6.1. 吸気系

吸気系は軽量化のために樹脂製インテークマニホールドを採用した。さらに中低速トルク向上と高出力の両立を図

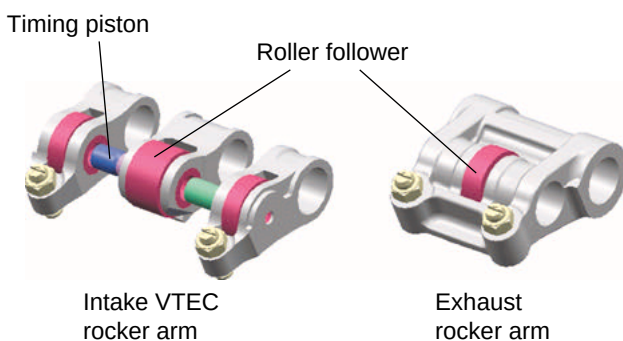


Fig.13 Rocker arm



Fig.14 Piston configuration

るため、切換えバルブを用いた可変管長構造となっている。切換えバルブには従来型のバタフライ式に比べて流動抵抗の小さいロータリー式を採用した。Fig.15にインテークマニホールドの断面図を示す。インテークマニホールドを従来のアルミニウム合金から樹脂にすることでエンジンからの熱伝達を抑制し吸入空気温度が低下させたことで体積効率が高くなり出力が向上した。インテークマニホールドの管長の選定にあたってはコンピュータシミュレーションを用い種々の条件を変化させて基本的な諸元を設定した。Fig.16に管長を変化させた場合の体積効率計算結果を示す。従来機種で採用していた $L \approx 300\text{mm}$ では高回転の体積効率は充分であるが中低速付近で低下し、いわゆるトルクの谷が発生する。これに対して2種類の管長を切り替えることにより全域での高い体積効率向上を目指した。管長は

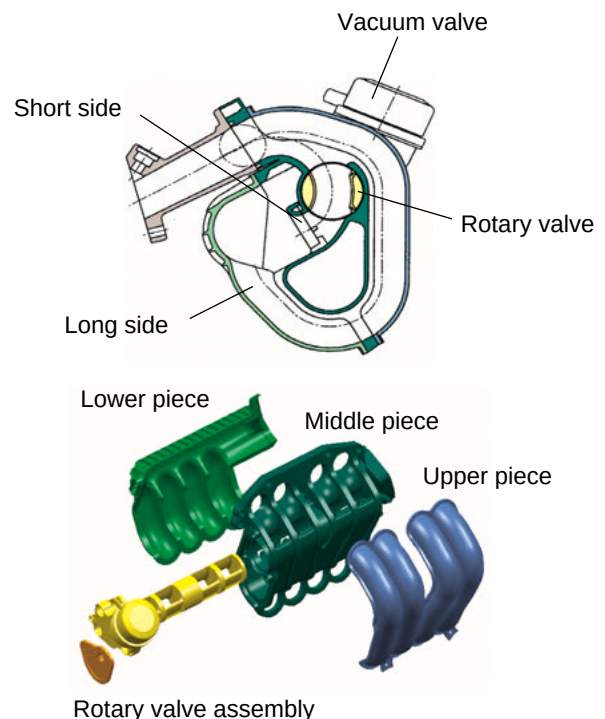


Fig.15 Dual mode resin intake manifold

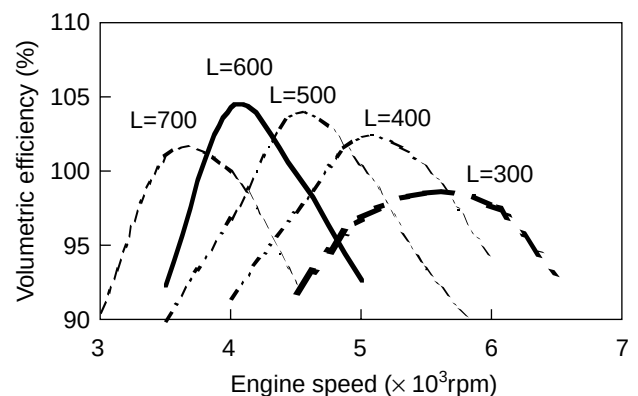


Fig.16 Influence of intake manifold on volumetric efficiency

体積効率と搭載スペースを考慮し $L = 540\text{mm}$ と 270mm に設定した。さらに、VTCによりトルクが最も向上するバルブタイミングをエンジン回転数に応じて設定することにより F20B に対し約 13%の中低速トルク向上を達成した。Fig.17 に i-VTEC による中低速トルク向上の効果を示す。

6.2. 排気系

エキゾーストマニホールド、エキゾーストパイプは排気干渉を低減し出力向上を図るためデュアル排気システムを採用したが、触媒を短時間で昇温させるために熱容量の小さいステンレスパイプ製を採用するとともに、合流部の仕切り板をパイプ中央部に設けた e 断面構造を採用することで放熱表面積を低減し出力と低エミッションを両立している。さらに F20B 用の FC 製 4-1 エキゾーストマニホールドと比較して 1.3kg の軽量化を達成した。

Fig.18 に排気系の構造を、Fig.19 に排気系をシングルからデュアル化した場合の出力向上効果を示す。

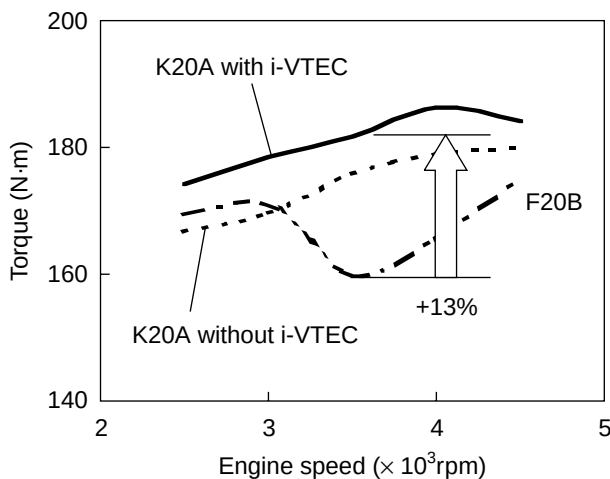


Fig.17 i-VTEC torque improvement effect

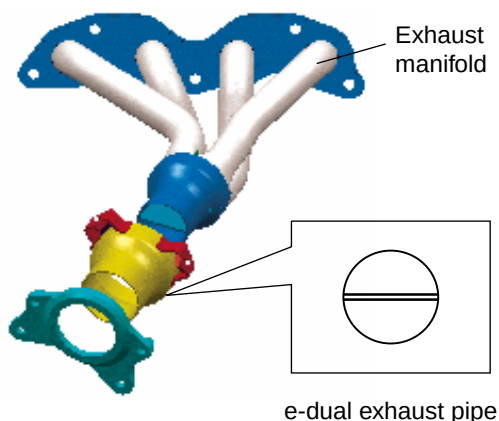


Fig.18 Configuration of e-dual exhaust system

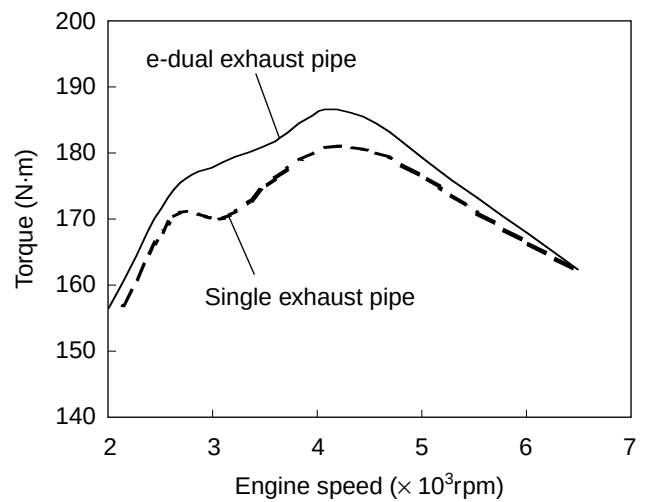


Fig.19 Effect of e-dual exhaust

6.3. エミッション性能

K20A エンジンでは後方排気方式、低ヒートマス排気系、3元触媒と合わせリーン NOx 触媒を採用することにより低エミッション化を図った。Fig.20 にエンジン始動直後の3元触媒の昇温特性を示す。

F20B と比較して触媒活性化温度に達成する時間が短く、始動時エミッションの低減を実現している。

7. エンジン構造

K20A エンジンにおいては、出力性能、燃費などに加えて、静粛性(NV: Noise and Vibration)、軽量化、コンパクト化についても基本構造面からの改良を行った。以下にこれらを具現化するために採用した構造について記述する。

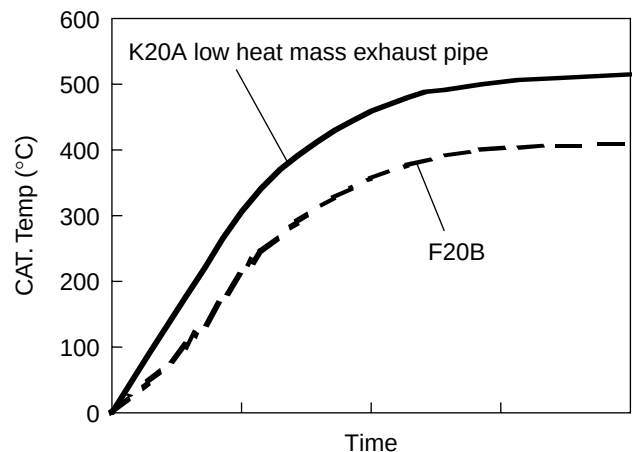


Fig.20 Comparison of catalyst temperature after engine start

7.1. NV向上

7.1.1. シリンダブロック構造

加速時や高回転運転時のエンジン騒音を悪化させるクランク打音、パワープラント共振などを低減させるためFC製ベアリングキャップを鑄込んだロワブロック構造を採用した。クランク打音に対してはジャーナル部の剛性を向上した効果により振動伝達を抑制し、パワープラント共振に対してはトランスミッションとの締結点を従来のディープスカートよりも高剛性なロワブロックに設けることによってパワープラント曲げ剛性の中で最も弱点となるトランスミッション合わせ面部分の結合剛性を向上させている。Fig.21 にロワブロックを用いたシリンダブロックの構造を示す。また、Fig.22 にロワブロック構造と従来のディープスカート+独立ベアリングキャップ構造におけるパワープラント曲げ剛性向上の効果をトランスミッション先端前後方向の振動応答データで示す。

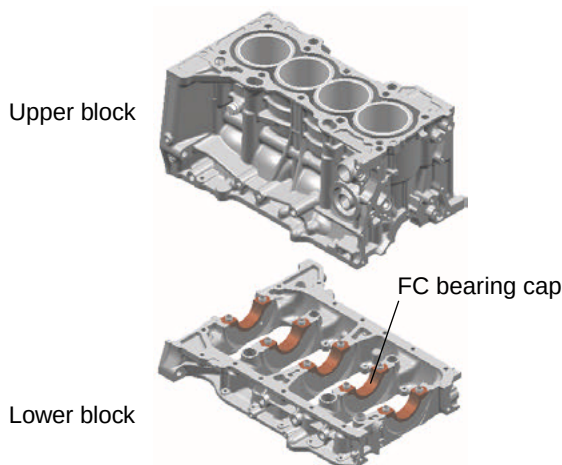


Fig.21 Cylinder block

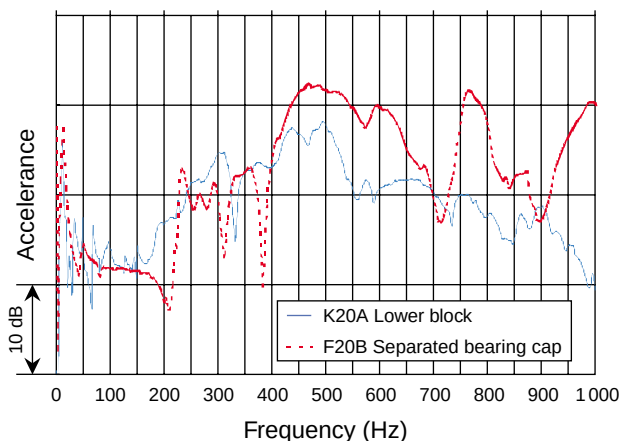


Fig.22 FRF of power plant (Lateral bending direction)

7.1.2. 下置きバランサ・オイルポンプ構造

直列4気筒特有の2次振動を打ち消し車体こもり音を低減するために2次バランサを採用した。バランサシャフトと同軸にトロコイド型オイルポンプを設けることで機能の集約化、構造の簡素化を図っている。Fig.23 にオイルポンプ内蔵バランサ機構の構造を示す。バランサシャフトはリア軸をクランクシャフトからチェーンで駆動し、フロント軸はヘリカルギアによって反転駆動される。バランサホルダを上下2分割にし半割りメタルを採用することで、バランサウエイトとジャーナルの外径を最適設定でき、バランサシャフト1本あたり2ジャーナルのコンパクトな構造とすることができた。オイルポンプロータはバランサシャフトのフロント軸によって駆動されエンジン回転数の2倍で回転する。このため、従来のクランク軸直結構造に比較してロータ外径は約1/2に小径化でき高効率化を図った。また従来型構造に対してチェーン駆動化とブロック下置き化によってエンジン全長を25mm短縮した。

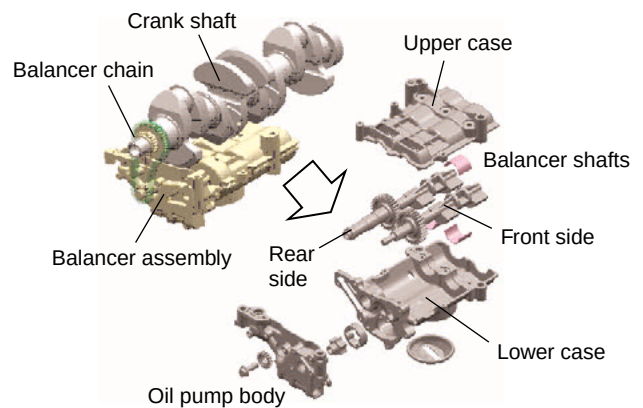


Fig.23 Balancer system

7.2. 軽量・コンパクト化

7.2.1. 可変管長樹脂製インテークマニホールド

切換えバルブを含めた樹脂化によって、従来型のアルミ合金製切換えインテークマニホールドと比較して6.0kgの軽量化を実現した。

7.2.2. カムシャフト駆動システム

カムシャフトおよびバランサまわりの駆動にはサイレントチェーンを採用し、従来のタイミングベルト駆動に対してエンジン全長を13mm短縮した。また、システムの耐久信頼性向上に伴い定期メンテナンスも廃止した。Fig.24 にカムシャフト駆動チェーンのレイアウト図を示す。カムシャフトはFCD材の中空構造を採用し、従来のDOHC用カムシャフトに対して台当たり0.7kgの軽量化を図った。また、中空部分をカムジャーナル給油用のオイル通路として活用することにより、シリンダヘッドまわりの構造を簡素

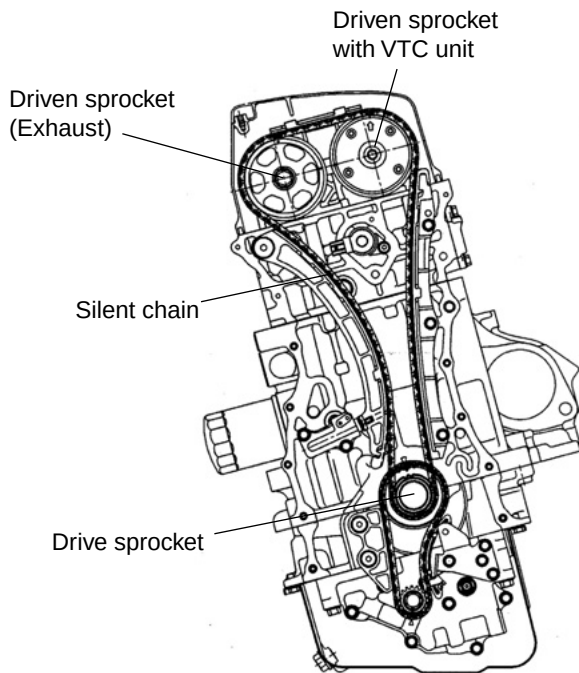


Fig.24 Camshaft train layout

化している。さらに、FCD中空カムシャフトとしては初めてクイックキャスト製法と呼ばれる、直接金型によって素材を鋳造する製造技術を採用し、コストダウンを図った。

7.2.2. 補機駆動システム

補機駆動システムにはサーペンタイン式ベルト駆動を採用した。ポリVベルト一本ですべての補機を駆動することで従来の二本掛け構造に対し 16mm のエンジン全長短縮を実現した。Fig.25 に示すようにカムシャフトのチェーン駆動化、バランス・オイルポンプの下置き化、サーペンタイン

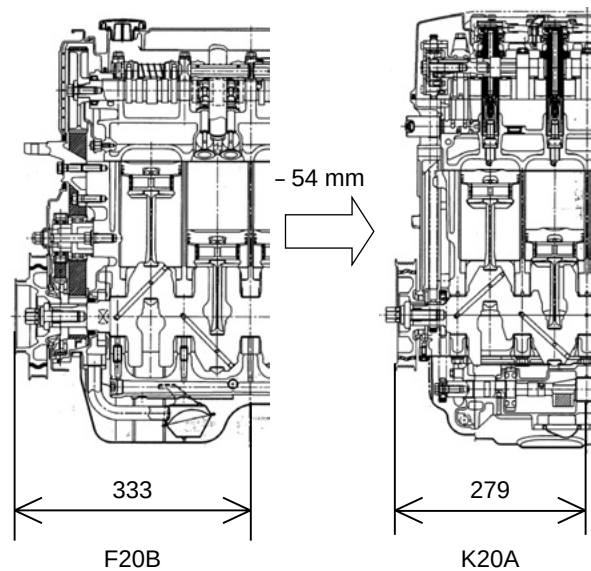


Fig.25 Comparison of engine length

補機ベルトの採用によりエンジン全長はトータルで F20B エンジンに対し 54mm 短縮した。

補機ベルトテンションにはメンテナンスフリー化のためねじりバネ式のオートテンショナを採用した。また、従来はタイミングベルトで駆動していたウォーターポンプをカムシャフトのチェーン駆動化に伴い補機ベルト駆動とした。

8. まとめ

K20A エンジンを開発するにあたっての課題と技術項目をまとめて Table 3 に示す。

i-VTECを軸とした出力向上、燃費改善技術と同時に低エ

Table 3 K20A main technology

Subject	Main technology
<u>Good fuel economy</u>	• i-VTEC • High swirl intake port • Friction reduction technology (see Table 2)
<u>Low emission</u>	• Back exhaust layout • Lean NOx catalyst
<u>High performance</u>	• High compression ratio • e-dual pipe exhaust manifold • Dual mode resin intake manifold
<u>Light weight and compact</u>	• Formation of serpentine accessories belt • Camshaft and balancer chain drive
<u>Silent (NV improvement)</u>	• High rigidity cylinder block • Balancer in oil pan

ミッション技術を取り入れることにより次世代 2L エンジンとしての高い目標を実現することができた。同時に軽量・コンパクトかつ静粛性を高めることで、種々の車体への搭載性を持たせることができた。

9. あとがき

K20Aエンジンは、これからの環境の変化やユーザの多様なニーズに対応するため、排気量拡大やホットバージョンなどといったエンジン派生が可能な構造をもたせてある。現時点の完成度に満足することなく時代の要求に応じた技術の向上に努めていきたい。

最後に本エンジンの開発にあたり、研究所内外でご支援頂いた方々に心より感謝致します。

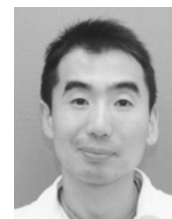
参考文献

- (1) 明本 他：S2000 用高出力低エミッション DOHC-VTEC エンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.29-38 (1999)
- (2) 荻原秀美：表面改質によるエンジンの摺動抵抗低減技術, 微粒子衝突表面改質研究会主催講演会(最新の表面改質技術 微粒子衝突表面改質技術の応用)(1999)

■ 著 者 ■



新里智則



林 有登

エンジン性能データ収録システムの開発

Development of Engine Performance Data Acquisition System

長 島 慶 一*

Keiichi NAGASHIMA

高 岡 伸 明*

Nobuaki TAKAOKA

前 田 義 男**

Yoshio MAEDA

田 高 健***

Takeshi TADAKA

木 村 泰 之*

Yasuyuki KIMURA

畠 山 謙 一***

Kenichi HATAKEYAMA

要 旨

複雑化するエンジン制御に対応すべく高精度な解析能力を備えた次世代エンジンデータ収録システムを開発した。このシステムは収録データを Windows 上で処理することが可能で指圧波形解析もできるシステムである。また、本システムは仕様の異なるベンチおよび ECU にも対応可能で、自動運転も行えるものである。

本装置の開発にあたっては、既存設備をできるだけ活用し、パーソナルコンピュータをベースに収録データの処理を行い簡素なシステムであるようにした。また、多様なデータ収録処理にはリアルタイム OS を用いてタイミングコントロールを行うこととした。

これにより、安定したデータの収録・解析力の向上と解析時間の短縮が図れた。

ABSTRACT

To correspond to the recent trend of complicated engine control we developed the new generation engine data acquisition system which was equipped with the high precision analyzing capability.

As for this system, it is possible to process the measured data by the Windows operating system and also it equips the engine combustion analysis function.

The system platform is personal computer-based, using the Windows operating system for data processing, and minimal complexity. Also, to enable simultaneous data acquisition and processing, the system employs a real-time OS.

As a result, we are able to achieve an stable data acquisition, an improvement of analysis capability, and analysis time reduction.

1. まえがき

近年、地球環境問題解決に向け自動車における低燃費・低エミッション化の要求がますます強まっている。エンジンにおいては燃料量、吸入空気量、点火系などを制御するコンピュータ(Electronic Control Unit: 以下 ECU)の高性能・高速化が進んでいる⁽¹⁾。このエンジン制御をより高精度なコントロールとするためには詳細なエンジンデータが必要であり、このためには高精度で高性能なデータ収録システムの開発が必要となる。

今回、開発したエンジン性能データ収録システムは、簡単な操作で瞬時に測定結果を確認、解析できネットワーク上でいつでも他のデータと比較できるシステムで、自動運転でのデータ収録も可能なシステムである。このデータ収録システムを用いることによって、より細かな ECU データ設定とテスト時間の短縮が可能である。

本報告では、エンジン性能データ収録システム(Engine Analyzing System: 以下 EASY)の装置概要と導入効果について紹介する。

2. エンジン性能データ収録システム

高精度で高性能なデータ収録システムを開発するにあたり、従来からエンジン性能テストに用いられてきた各種ツールの問題点を洗い出し、改善すべき項目の明確化を行った。

従来から用いられてきた、主なエンジン性能テスト関連の計測・解析ツールには次のようなものがある。

○性能データ収録装置

概要: PC ベースの性能データ収集・収録装置

機能: 性能データ収集・収録

性能データに基づく作表・作図

* 栃木研究所

** Honda R and D North America

*** (株)ケーヒン

○ECU モニタ(Monitor Mark5 : 以下 MM5)

概要：エンジン運転時の ECU データモニタ

機能：ECU データのモニタ，データ通信(シリアル通信)

○燃焼解析装置

概要：独自開発の指圧波形収録，解析装置

機能：指圧波形収録，IMEP 計算，熱計算

これらのツール群は個々に独立した計測器であり簡単な操作で瞬時に測定結果を確認，解析できるシステムとなっていない。また，個々の装置ごとのデータフォーマットが異なり一般に広く用いられている OS である Windows 上での処理ができない独自形式のファイルフォーマットを持っているなどの問題がありデータ整理・解析に費やす工数が大きくなっていった。

そこで，これらツール群の機能を統合化したシステムに構築し直し，問題点の解決を図った。

3. EASY システムの概要

3.1. EASY のコンセプト

多くのエンジンテスト情報を集録でき測定中でも他データと比較，解析できるデータ収録システムを基本とし指圧波形解析も同時に行える機能を兼ね備えた統合的なエンジン性能データ収録システムを開発目標とした。

合わせて，パーソナルコンピュータ(Parsonal Computer: 以下 PC)ベースで ECU データに基づくテストエンジンの運転条件設定を行い自動運転のできる高効率なデータ収録システム化を目指した。

3.2. システム構成

EASY では，次の項目を基本要素としてシステム構築を行った。

- (1) 性能データ収録・ECU データ収録・指圧波形解析・自動運転を同一ソフトで行う。
- (2) データを Windows 上で処理可能な形式にする。
- (3) 8000rpm までデータ収集可能なハードウェアを設計する。
- (4) 既存の装置(操作盤・排気ガス分析計など)をできるだけ活用する。

EASY ハードウェア構成部品を Fig.1 に，システム全体の構成を Fig.2 のブロック図に示す。

EASY システムでは操作盤からの計測データ(GP-IB 通信)，指圧波形データ，ECU データ(専用通信)を一括してターミナルボックスに入力し，モトローラ社提唱の標準バスユニット(Versa Module Europe : 以下 VME)へ転送する方式を採用している。また，このターミナルボックスには自動運転時インターロック用のリレーボックス及びマッピングボックスが連結され，一連のシステムを構成している。な

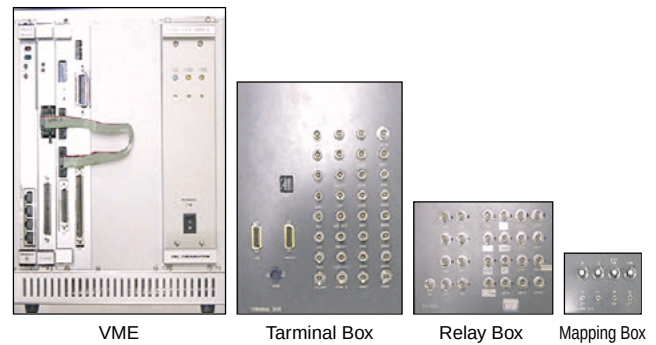


Fig.1 Hardware of EASY system

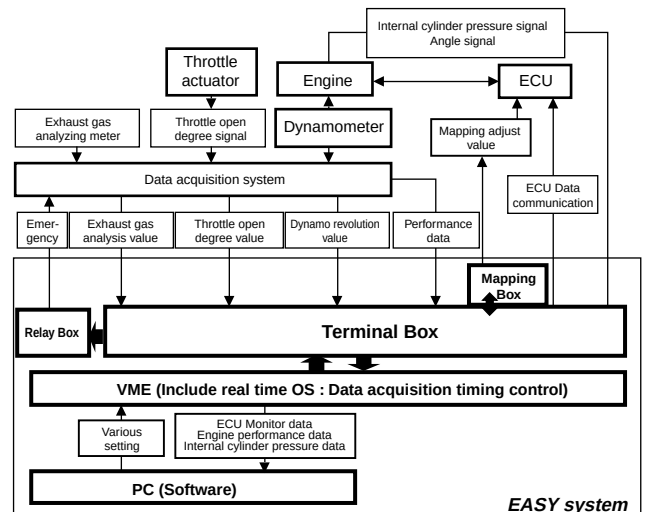


Fig.2 EASY system block diagram

Table 1 Hardware specifications of EASY system

High-speed A/D	100kHz/8ch (Possible to same time sampling)
Low-speed A/D	100Hz/8ch (Possible to same time sampling)
Memory capacity	4MB (1MB : exclusive for wavy acquisition)
ECU monitor communication method	Original method (50 ~ 375kbps)
GP-IB communication method	(Each 1ch of) mastering and slave function
Engine revolution sensor	1pulse/revolution 360pulse/revolution
Relay input/output	Input 8ch/output 16ch
Mapping operation terminal	4ch
Power supply	AC100V

お，ここで用いられているハードウェア主要諸元はTable 1 の通りである。

次に，各ハードウェア構成品の概要を述べる。

(1) VME

VME は CPU ボード，高速 A/D ボード，GP-IB ボード及びデータを一時的に格納するメモリが粗込まれ，かつリアルタイム OS を粗込むことによってシステム全体の制御，通信を行っている。また，VME には計測用 PC の負荷軽減

目的で演算の一部を分担させている⁽²⁾。

指圧波形収録用の高速 A/D は、応答性の向上を図るとともに電気ノイズをキャンセルするために基準電位を与える差動入力を採用し電気的ノイズの影響排除を図った。

メモリは指圧波形収録を最大 4ch で 400 サイクルの収録が可能な配分を設定した(8ch 時は連続 100 サイクルまでの収録が可能)。

(2)ターミナルボックス

ターミナルボックスは操作盤からのデータや ECU からのデータ及び汎用的なアナログ信号など、多種多様の計測信号を一括して集約し VME との間でデータのやりとりを行う機能をもっている。

また、このターミナルボックスにはエンジン運転中に異常が生じた場合にインターロックを作動させるためのリレーボックスや運転条件微調整を行うマッピングボックスも接続されている。

(3)リレーボックス

リレーボックスは、自動運転時の操作盤インターロック接点を集約した端子ボックスである。このリレーボックスは、ターミナルボックスを介して VME に接続され、異常時には操作盤インターロック接点を動作させエンジンおよび装置の保護を行う。

(4)マッピングボックス

自動運転実施時、各運転条件の設定ポイントはソフトウェア側の運転条件設定ファイルによって制御される。しかし、自動運転の開始及び終了時には手動運転との切替えを行わなくてはならない。このとき、点火時期、燃料噴射量を手動で適切にコントロールすることで、手動から自動及び自動から手動の切替えが円滑に行なえるようにこのマッピングボックスを用いる。

3.3.2. データ収録

性能データや指圧波形など一連のデータ収録が一つの共通ソフトウェアで行えるようにした。

一方、指圧波形解析を行わない場合には VME を使用せずにデータ収録を行うことも考慮し、VMEの有無によらず使用するソフトウェアを共通化し、Fig.3のようなフローに沿って処理を行っている。

また、EASYでは操作盤タイプ、通信設定、ECU 通信設定などの各種設定項目をソフトウェア上で選択可能にしたことで汎用性を広げ、既存設備を有効に活用できるようになっている。

(1)性能データ・ECU データ収録

EASY における性能データ収録及び ECU データ収録は、Fig.4のようなフローになっており、性能データと ECU データは一旦ターミナルボックスに集約された後、VMEを経て PC へ転送され PC 上で演算処理が行われる。一方、VME を使用しない場合は直接 PC へデータ転送され、PC での演算処理が行われる。

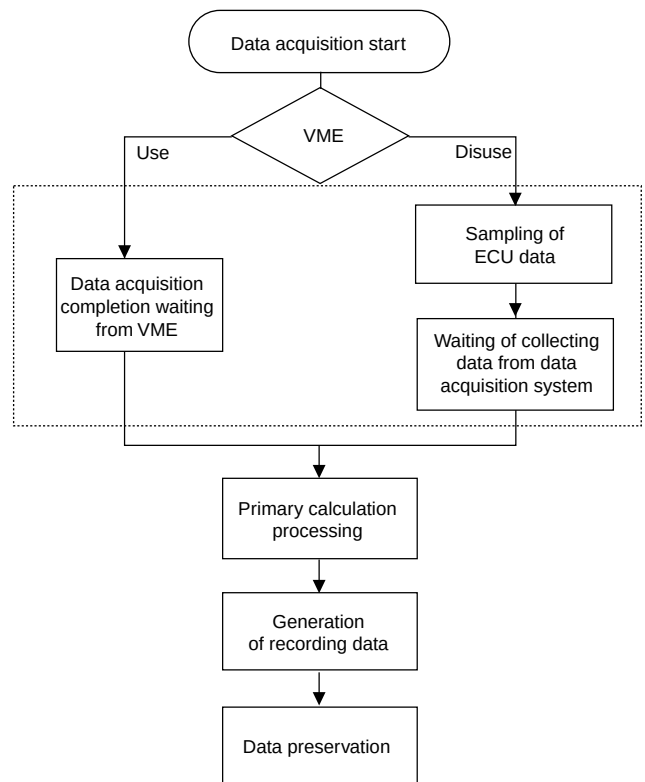


Fig.3 EASY data acquisition flow chart

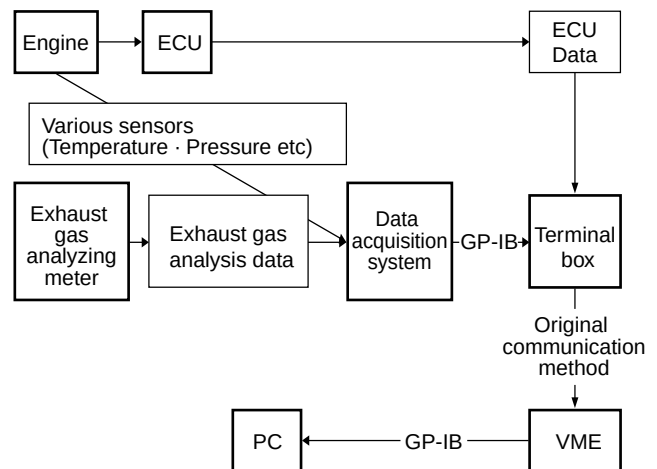


Fig.4 EASY system recording flow chart of engine performance data and ECU data

(2)指圧波形解析

EASY では VME 内に組込まれている高速 A/D ボードを用いて指圧波形収録を行うことができ、Fig.5のフローにしたがってデータ収録が行われる。

このとき、EASY によって実際に収録されていく指圧波形収録画面は Fig.6 のようになる。

指圧波形解析は実際のエンジン開発を考慮して次のような特徴を持たせデータばらつきの無い安定した指圧波形データの計測を可能とした^{(3)~(5)}。

○収録チャンネル数 最大 8ch

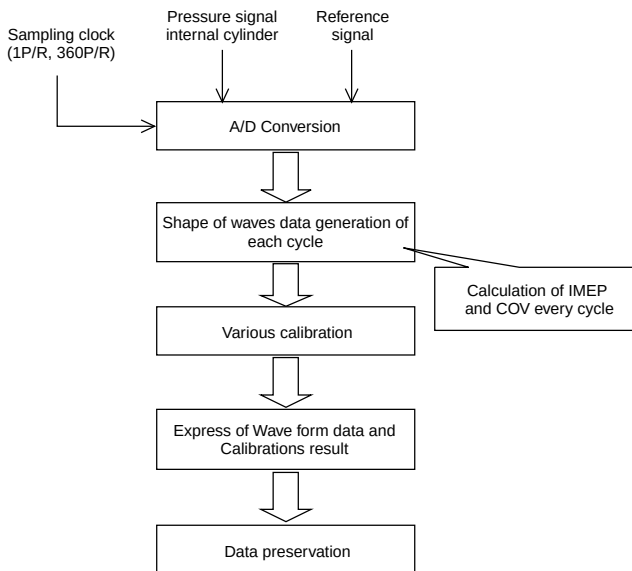


Fig.5 EASY system acquisition flow chart of Indicator diagram data

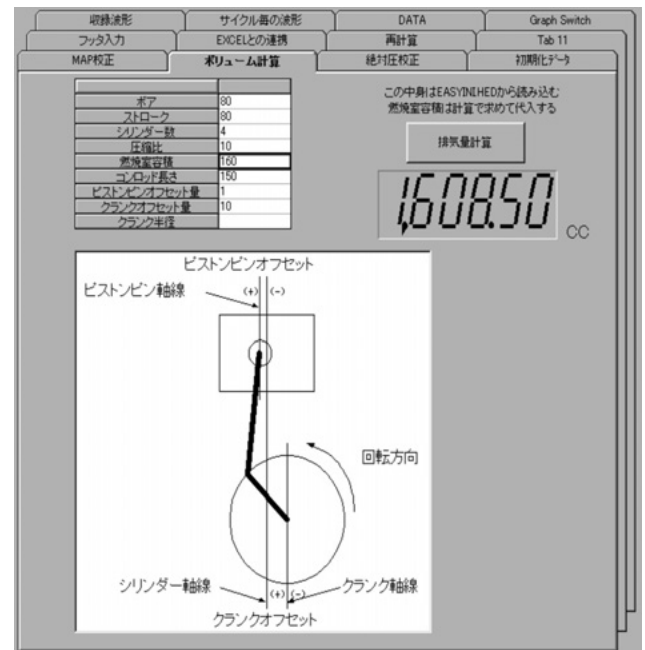


Fig.7 EASY monitor of engine specification

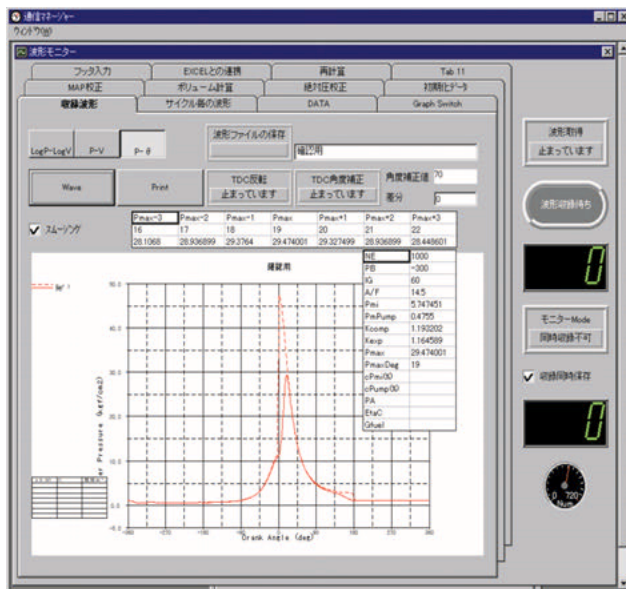


Fig.6 EASY monitor of indicator diagram

- 連続収録サイクル数 最大 400 サイクル
- TDC 信号とクランク信号を用いたトリガ機能
- 絶対圧校正手法の選択可能化
- TDC 調整機能(微調整・TDC 反転)
- 保存ファイル名称の性能データ名称リンク
- 諸元設定画面の平易化(土方向, 回転方向, 入力項目, Fig.7 参照)

3.3.3. 通信

操作盤との通信を行うほか、ECU データ収録のための ECU 通信など様々なデータ通信を行っている。ここでは、それらの概要を述べる。

(1) 操作盤通信

操作盤データ収録装置による各種計測データの PC 側へ

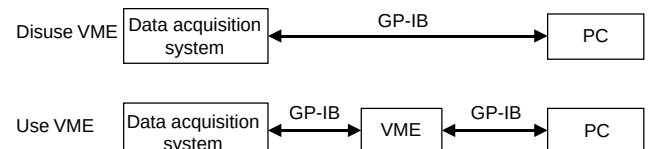


Fig.8 EASY communication between EASY and data acquisition system

の転送を GP-IB 通信で行っている。GP-IB による通信方式を採用することで、Fig.8 に示すように VME 有無による PC 側通信インターフェイスの変更を行うことなくシステムを共通化できる⁽⁶⁾。

また、時代背景における計測ニーズを反映し、多メーカー多仕様の操作盤が存在しているが、これら全てに汎用性をもって対応できる様に EASY ではソフトウェア上の設定ファイルで、GP-IB チャンネル設定や設定情報を一括して設定できる仕様とした。

(2) ECU 通信

ECU データ通信は各社製の ECU において複数の通信方式が採用されているため、EASY ではソフトウェア上で通信タイプ・ボーレート・エンディアン(ワードデータの順番)を選択可能とし、汎用性をもたせた。

また、ECU 通信で使用するラベル名称及び ECU アドレス一覧のファイルが 2 形式存在しているため、いずれの形式でも対応可能な方式を採用した。

一方、前述のように、テスト内容によっては VME を用いずにデータ収録を行う場合もあるため、ECU 通信は、Fig.9 に示すように MM5 を介して RS-232C を用いたシリアル通信も可能としている。

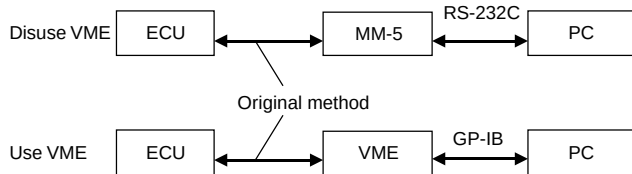


Fig.9 EASY communication between EASY and ECU

3.3.4. 収録データファイル

EASYは、次のデータを収録、解析することが可能である。

- 性能データ(回転数、軸出力、燃料流量など)
- ECU データ
- 指圧波形データ(IMEP、最大圧力値など)

これらの収録データを Windows 上で市販のアプリケーションで処理可能なファイル形式とし、データ解析工数の削減を図った。特に、処理データ量が多い指圧波形解析での効果大きい。

収録されるデータは専用のファイル形式で保存される。この保存されるファイルのうち、性能データファイルには ECU データ および 指圧波形解析演算結果も一括して書き込まれる形式に統一した。指圧波形データに関しては実際の収録波形から2次的な解析を行うことも考慮に入れ、性能データファイルに識別番号を付加した形で別途保存も行った。これによって、性能データから運転条件を探した上で、その時の指圧波形を容易に検索することが可能になった。

4. 自動運転

エンジンの運転条件(回転数、吸入管負圧、点火時期など)を設定することで、その目標運転条件に自動的にエンジン運転状態を合せ込み、データ収録を行っていく自動運転機能が付加されている。

この機能では、運転条件収束時間設定や排気ガス分析計自動校正及びインターロックが、テスト時の必要性に応じて設定でき、全開性能テストや体積効率特性テストなどのエンジン性能テストを自動運転計測できる。

しかし、現状では運転条件設定のしにくさや制御収束時間の安定性に課題があり、今後更なる改善が必要である。

EASY 自動運転機能での運転条件設定項目は Table 2 に示す。

5. 導入効果

5.1. データ解析力の向上

最近時のエンジン開発にあたっては、希薄燃焼限界や燃焼速度など、指圧波形解析が必要となるケースが増加して

Table 2 Items of condition for EASY automatic operating functions

Automatic operating functions	Item of condition
Ignition switch	ON/OFF
Exhaust gas analysis meter switch	ON/OFF
Input/Output switch	ON/OFF
Main Circuit switch	ON/OFF
Blower switch	ON/OFF
Relay connector	ON/OFF
Engine revolution	Target value
Throttle	Target value
Fuel Consumption	Value of CO or air-fuel ratio
Ignition timing	Control panel or ECU
Quantity of EGR	ECU
Data recording	ON/OFF
Timeout time	Time (s)
Waiting time	Time (s)
Keeping time	Time (s)

きた。しかし、市販の指圧波形解析ツールは高価であり、多くのベンチでの同時利用は困難であった。

今回 EASY に指圧解析機能を付加したことによって、指圧波形解析が容易に多数のテストベンチで同時に実施可能になり、データ解析精度を向上させることができた。

また、通常の量産エンジン開発においても指圧波形解析を行い、過去のデータとその場で比較したり、計測結果を裏付けとしながら各種設定を行うことが可能であり、指圧波形解析を量産エンジン開発ツールとして有効に活用できるようになった。

5.2. データ整理・解析工数の削減

EASY では、Window 上で処理可能なファイル形式を採用したことで、Fig.10 のようにデータ整理・解析時間の削減が可能になった。

また、社内 LAN を用いることで、Fig.11 に示すようにデータ流通性の向上が図れた。

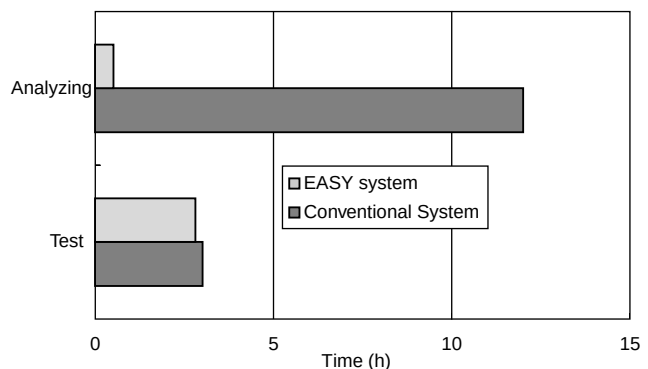


Fig.10 Analysis time of Indicator diagram for engine partial performance test effect of introduction of EASY system

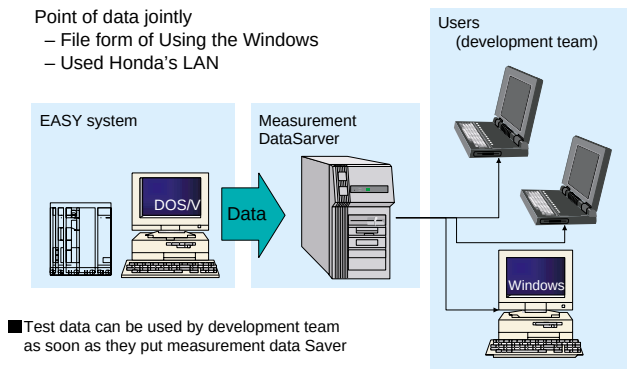


Fig.11 Data communication used Honda's LAN

6. まとめ

今回のエンジンデータ収録システム(EASY)開発にあたって、各装置間の通信やデータやりとり汎用性をもたせたことで多様な既存設備を活用できる装置とすることができ、PCベースでのシステム構成としたことで比較的手軽に多数の導入が可能となった。また、システム全体の制御にリアルタイム OS を用いたことで、データ収録タイミングなど一連の動作を適切にコントロールすることが可能になった。

上記のような特徴を本システムに持たせたことで、安定したデータの収録・データ解析精度の向上及び収録データの信頼性向上が図られ、実際のエンジン開発において以下の効果が得られた。

(1) データ解析精度の向上

指圧波形解析が容易になったことで、指圧波形解析テスト頻度が増し、現象解析が進むようになった。このことにより、諸元設定の裏付けに指圧波形解析結果が利用可能になり、開発ツールとして使用可能になった。

(2) 収録データの信頼性向上

テスト担当者によらず安定した条件でのテストが可能になり、個人差による条件設定バラツキが解消され、収録データの信頼性が向上した。

(3) テスト時間・データ処理時間の短縮

収録データを Windows 上で処理可能な形式に統一したことで、データ解析時間が短縮された。さらに、瞬時にデータの比較判断が可能になったことで、テスト自体の時間も短縮可能になった。

(4) 自動運転

全開性能テストや体積効率特性テストなどの計測を自動運転で行う機能を付加することによって、解析や検討を行う時間が増加し、開発効率の向上が図れた。

7. おわりに

データ解析精度や収録データ信頼性の高いエンジンデータ収録システムの開発ができた。

これから増大するであろう ECU データ設定工数の削減をねらい、自動運転機能部分の強化を中心に、システムの見直しを行うことが必要と考えている。

また、指圧波形解析については、現状ではテストベンチによる解析が主体であるが、実車での解析やトランジェント解析・多気筒同時解析が重要なポイントとなると考えられ、それらデータの収録可能なシステムの必要性が増すものと考えられる。

参考文献

- (1) 梅田 他 : ECU データ計測総合支援システムの開発, 自動車技術会前刷集(9638635), p.73-76 (1996)
- (2) 稲葉 保, 森口 章成 : 電子回路技術定石集, CQ 出版, p.215-272 (1992)
- (3) 長尾不二夫 : 内燃機関講義 上巻, 養賢堂, p.17-161 (1974)
- (4) 宮部 英也 : 基礎力学演習 工業熱力学, 実教出版, p.29-46, p.69-71 (1976)
- (5) 日本機械学会 : 機械工学便覧(基礎編), 丸善, p.1-11 (1987)
- (6) 磯部 敏夫 : C言語とRS-232C/GP-IB, 工学図書, p.118-180 (1990)

■ 著 者 ■



長 島 慶 一



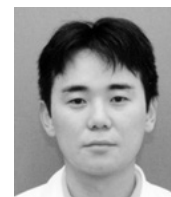
前 田 義 男



木 村 泰 之



高 岡 伸 明



田 高 健



畠 山 謙 一

ハイブリッドカー「インサイト」用 コンパクト CVT の開発

Development of a Compact CVT for a Hybrid Car – Insight

太田 庄次*	國井 久史*	角 誠*
Shouji OHTA	Hisashi KUNII	Makoto SUMI
藤本 修一*	山口 徹朗*	
Shuichi FUJIMOTO	Tetsuro YAMAGUCHI	

要 旨

ハイブリッドカー「インサイト」に採用された CVT は当社の従来 CVT の基本構造を踏襲しながら軽量コンパクトおよび高効率をねらいとして開発されたものである。本 CVT はプーリー側圧ダイレクト制御システム、異径ドライブ・ドリブンプーリーピストンの採用によるライン油圧の最適化を行い、さらに潤滑圧制御等による各部フリクションの低減、レシオレンジの拡大とエンジン、モータとの協調制御により高効率化をはかった。またシングルピニオンプラネタリギヤによる前後進切り替え機構の採用等により、部品点数の削減もはかった。

ABSTRACT

The CVT used in a hybrid car – Insight was developed using the basic construction of this company's conventional CVT but with the aim of lighter weight, smaller size, and greater efficiency. This CVT optimizes line hydraulic pressure by utilizing a direct control system for pulley hydraulic pressures and differentiated drive-driven pulley pistons. The mechanism also uses such means as lubricant pressure control to reduce friction in each part, expand the ratio range, and improve the efficiency of engine-motor cooperative control. The utilization of such devices as a forward-reverse select mechanism that operates with a single-pinion planetary gear further served to reduce the number of parts.

1. はじめに

96 年モデルのシビックに搭載した CVT (以下従来 CVT と記す) はドリブンプーリー軸に発進クラッチを配置した独自の構造と、発進・変速・ベルト側圧の 3 要素を電子制御化することにより、ドライバビリティと燃費を両立させたオートマチックトランスミッションである⁽¹⁾。99 年モデルには登り降りの多い道でも最適な変速比を選択しコントロールするプロスマティックを採用してさらに商品性を向上させ、4WD もバリエーションとして追加した。

CVT は高い燃費性能を有しているが、更なるフリクションの低減、効率の向上とコスト低減に関してシビックの発売以降研究を続けてきた。

今回「インサイト」に搭載した本 CVT を開発するに当たりこれらの研究した成果である新技術を IMA (Integrated

Motor Assist) システム、低空力軽量アルミボデーと組み合わせて 32km/l という超低燃費を実現した⁽²⁾。本 CVT に関してはこれまでにいくつか紹介されているが^{(3)~(5)}本稿では従来 CVT からの変更点を中心に述べる。

2. 開発のねらい

今回 IMA システムと組み合わせて「インサイト」に搭載する本 CVT を開発するにあたり、ねらいは燃費の向上である。この燃費向上にはフリクションの低減とレシオレンジ拡大が有効である⁽⁶⁾。本 CVT はベルトフリクションの低減、オイルポンプ負荷の低減等による高効率化とレシオレンジ拡大による燃費向上に取り組むとともに、「インサイト」のために最適化した軽量コンパクト化も行った。また部品点数の削減による商品性の向上もねらいとした。

*栃木研究所

3. 基本諸元および基本構造

本 CVT の基本諸元を Table 1 に示す。従来 CVT に対して全長で 23mm 短く重量は 7% 軽くなっている。またレシオレンジは 5.5 から 6.0 としワイドレシオ化を図っている。

Table 1 CVT specifications

Transmission ratio		Insight	Current CIVIC
	Forward	2.441~0.407	2.466~0.449
	Reverse	4.401~2.441	2.466
	Final	5.688	5.809
Belt axis length (mm)		143	155
Transmission length (mm)		351	374
Transmission weight [wet] (kg)		72.3	79.5

本 CVT の主断面を Fig.1 に制御システムを Fig.2 に示す。まず Fig.1 をもとに構造の特徴について述べる。

3.1. 入力部

エンジンとモータの駆動トルクはロータに結合されたドライブプレートより入力されデュアルマスフライホイール

によってトルク変動を減衰され、インプットシャフトに伝達される。ドライブプレートにはモータの位相を検知するセンサプレートが結合されている。インプットシャフトは従来 CVT と同様にチェーンによりオイルポンプを駆動している。また従来インプットシャフトに結合されていた電気系故障時における発進クラッチ制御バックアップのためのピトーフランジは、後述する油圧回路内バックアップシステムに置き換えている。

3.2. 前後進切り替え部

インプットシャフトは前後進切り替え機構に結合されフォワードクラッチとリバースブレーキへの油圧の断続によりニュートラル、前進、後退を切り替える。前後進切り替え機構は今回、従来のダブルピニオンプラネタリギヤからシングルピニオンプラネタリギヤに変更しギヤの噛み合箇所を 2/3 にするとともに、かみ合周波数を 1/2 にすることにより高周波音を低減し後退時のギヤ音を低減し商品性を向上させた。またシングルピニオンプラネタリギヤの採用により減速比が 1.8 倍となるが、後述するエンジンとの協調制御と素早い変速により金属ベルトへの負荷を軽減し後退時のドライバビリティを向上させた。Fig.3 に従来 CVT との比較を示す。

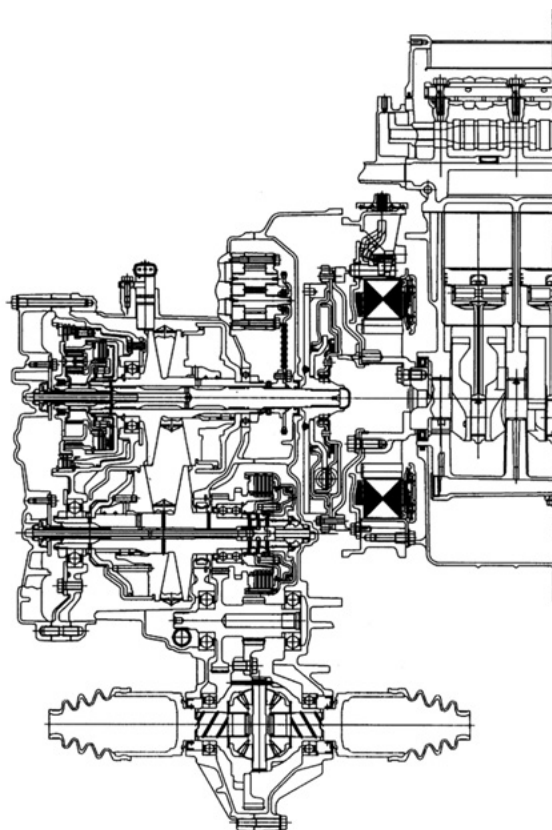


Fig.1 Insight CVT Main section

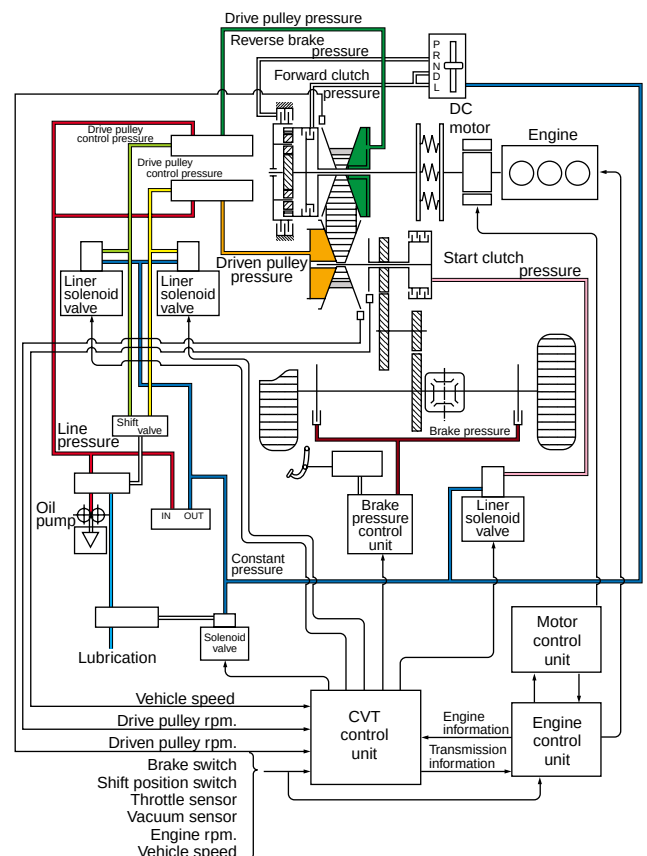


Fig.2 Insight CVT System drawing

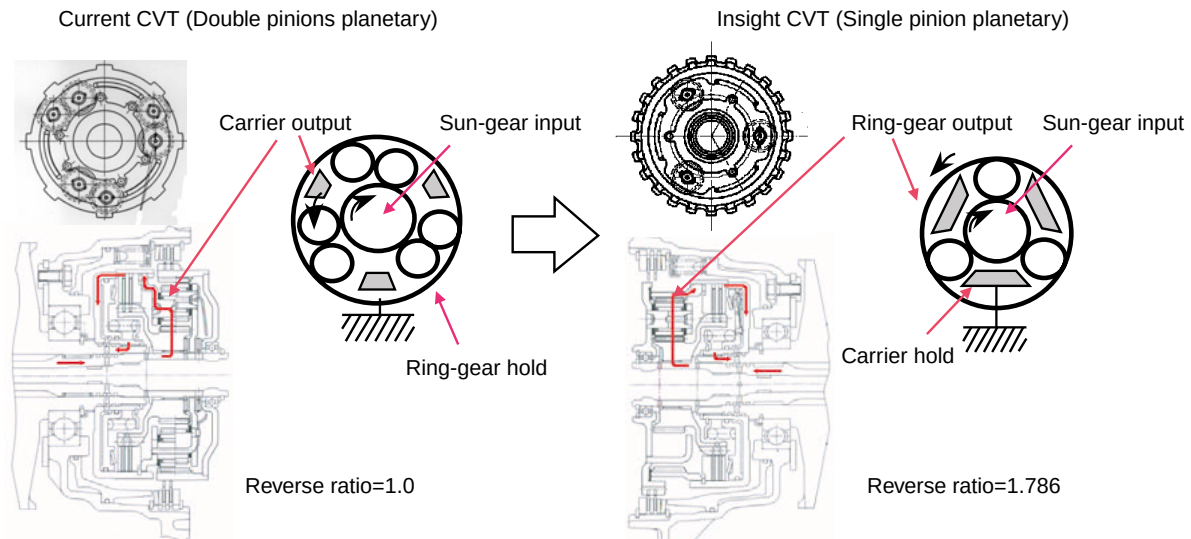


Fig.3 Reverse system comparison

3.3. 変速部

前後進切り替え機構を経た駆動トルクは金属ベルトによりドライブプーリーからドリブンプーリーに変速し伝達される。CVT の基本諸元となるプーリー軸間距離は従来シビックの 155mm に対して IMA の出力特性から最適値である 143mm とした。これによりハウジングとプーリー周りのコンパクト化と軽量化がはかれた。

金属ベルトは Van Doornes Transmission 社の新しいエレメントの形状で、リングを 2 列 12 枚から 2 列 9 枚に変更しフリクションを低減したものを採用した。ピストン形状はプーリー側圧ダイレクト制御システムを最大限に生かすためドライブとドリブンの外径を異なるサイズとし、通常軸推力が大きくなるドライブ側のピストンサイズを面積比でドリブン側の 1.3 倍としてクルーズ時のオイルポンプ負荷を低減した。(Fig.4 参照)

3.4. 発進クラッチ部

基本構造は従来 CVT を踏襲しているがアイドル停止からの再発進時に油圧が発生していない状態から素早く立ち上げ、発進可能な状態にする必要があり、バルブボデーのシール性向上や油圧経路の短縮によるデッドボリュームの削減と制御精度を向上させることにより素早くスムーズな発進を可能とした。

3.5. 最終減速部

セカンダリーギヤはねじれ方向を回転方向に対して従来 CVT と逆にして減速時のギヤのリード倒れ相対変位を減少させることにより、減速時のトルク変動によって生じるギヤ音の変化を低減させている。今回デファレンシャルギヤを小型化するとともに、デファレンシャルケースの FEM 解析により徹底的な軽量化を図り同クラスのデファレンシャルに対して約 5% の軽量化ができた。

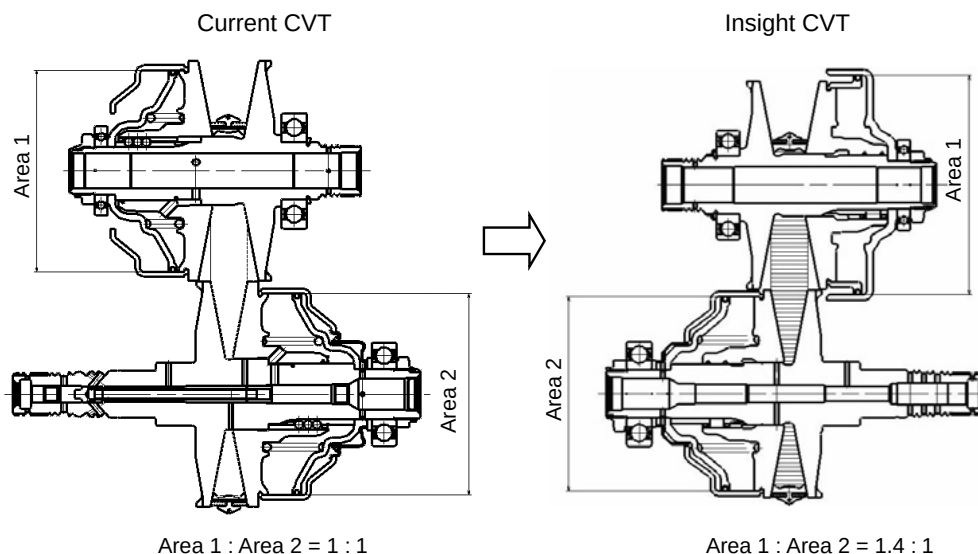


Fig.4 Pulley system comparison

3.6. 油圧制御システム

次に制御システムについて説明する。Fig.5に油圧回路図を示す。従来CVTではプーリ側圧を制御する側圧制御系とドライブ・ドリブン各プーリの軸推力を制御する変速制御系の構成となっていたが、今回ドライブ・ドリブン各プーリ側圧をおのおの独立して制御するプーリ側圧ダイレクト制御に変更している。これによりどのような走行状態においてもドライブ・ドリブンプーリ油圧を最適とすることが

でき、オイルポンプ負荷を大幅に低減できた。Fig.6に従来との比較を示す。

油圧制御システムは以下の構成となっている。

3.6.1. プーリ側圧制御系

従来 CVT の制御方式では四方弁により高圧、低圧の2系統の制御油圧を入力トルクと変速比に応じてドライブ・ドリブンプーリに分配していた。今回採用したプーリ側圧ダイレクト制御方式ではドライブ・ドリブンプーリの各側

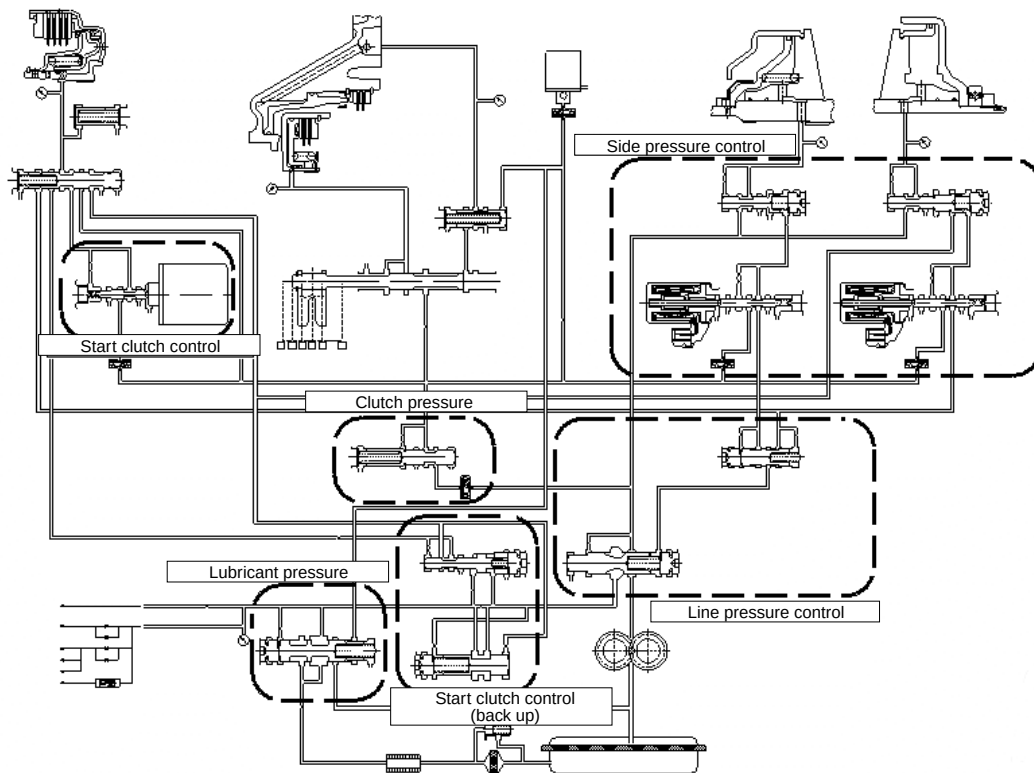


Fig.5 Hydraulic circuit

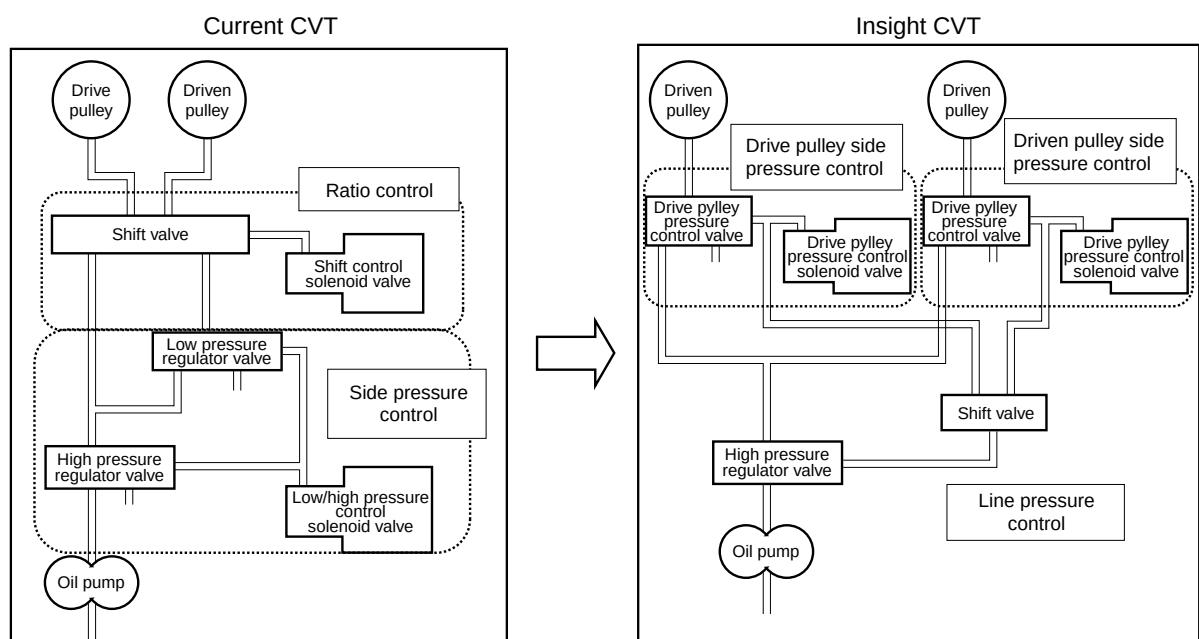


Fig.6 Pressure control system

圧はそれぞれ独立したリニアソレノイドバルブの信号圧によりライン圧を調圧し各々のピストンに供給される。

3.6.2. ライン圧制御系

従来方式では、プーリがトルク伝達するために必要な側圧である低压と、これに変速に必要な差圧を加えた高压をリニアソレノイドバルブの信号圧により制御する構造となっている。この差圧は急変速時に必要な油圧差であり、通常走行時では余剰油圧となっていた。今回オイルポンプからの油圧はレギュレータバルブによって調圧され、ドライブプーリコントロールバルブ及びドリブンコントロールバルブにそれぞれに供給される。レギュレータバルブはドライブ・ドリブンプーリそれぞれの油圧をコントロールするリニアソレノイドバルブ信号圧のいずれか高い方の圧力をシフトバルブによって選択し、制御信号圧としてライン圧を制御している。これによりライン圧はプーリ必要圧に最低限の余裕圧を加えたものとなり、余剰油圧を低減できた。(Fig.7 参照)

3.6.3. クラッチ圧制御系

クラッチ圧は、ライン圧を元圧としてモジュレータバルブにより減圧された油圧が供給されている。その油圧は

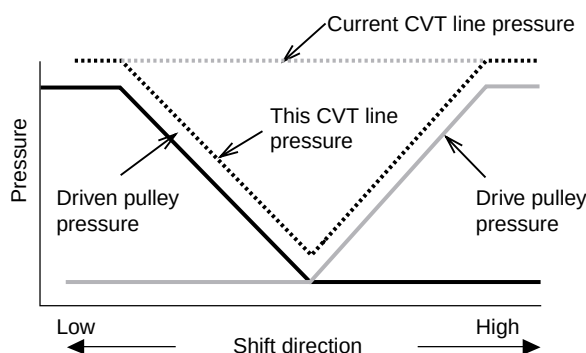


Fig.7 Pulley and line pressure

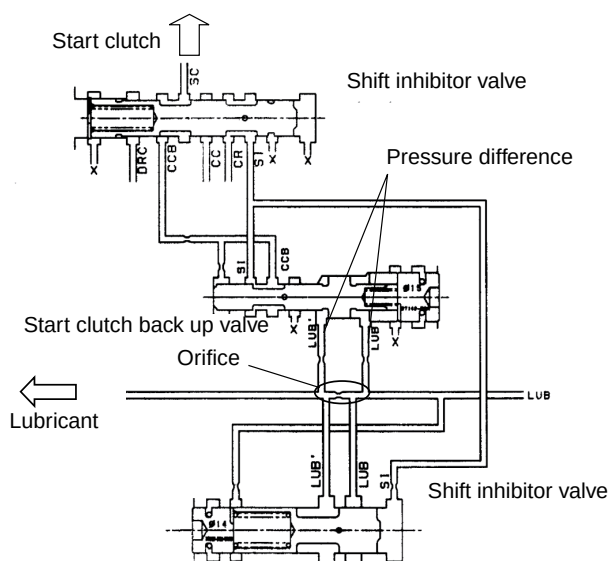
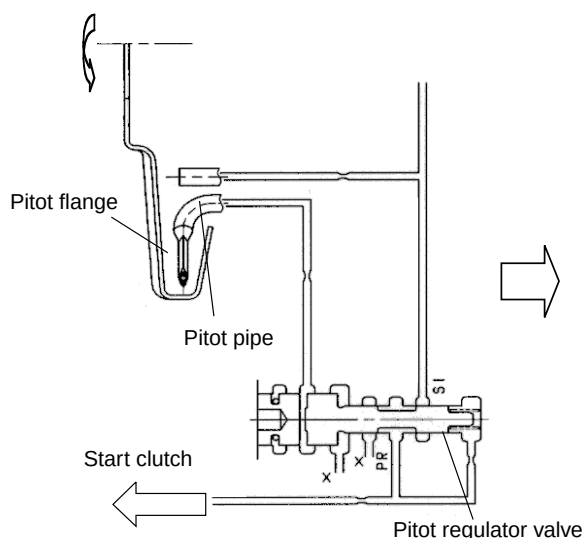


Fig.8 Starting clutch back up system

フォワードクラッチ、リバースブレーキおよび発進クラッチ制御用リニアソレノイドバルブの元圧として使用されている。

3.6.4. 発進クラッチ制御系

発進クラッチは従来 CVT と同様にリニアソレノイドバルブにより調圧し制御される。

3.6.5. 潤滑圧切り替え制御部

オイルのかくはん抵抗を低減するために潤滑圧切り替え制御を採用した。かくはん抵抗の低減にはトランスミッション内の油面高さを極力低くすることが有効である。油面高さは低温時にエアレーションが発生しないように決められるが、高温時には油面が高くなりかくはん抵抗が増加していた。そこで潤滑油圧を制御して潤滑流量をコントロールし油面高さを最適化することにより、かくはん抵抗を削減した。潤滑圧は油温、車速の条件によりソレノイドバルブを制御し潤滑圧制御バルブへの信号圧を切り替えることにより行う。本制御は従来リバースインヒビターソレノイドバルブの制御ロジックの組み合わせにより、デバイスを追加することなく実現している。

3.6.6. 発進クラッチバックアップ部

本制御部は電子制御系のバックアップ機能として、電子制御から油圧制御に切り替わり走行性能を保証するためのシステムである。従来CVTのバックアップシステムはインプットシャフトに設けられたピトーフランジに発生するエンジン回転数に応じた全圧を用いたガバナ回路により発進クラッチをコントロールしていた。ピトーフランジは常時回転しているためフリクションの原因となっていた。今回ピトーシステムと同機能のシステムを制御ボディ内に設けた。エンジンの回転数に応じ潤滑流量が変化することに着目し、Fig.8に示すように潤滑油がオリフィスを通過することによって生じた差圧を、バックアップ用クラッチ圧制

御弁の両端に加えることにより回転数に応じた発進クラッチ圧制御を行っている。これによりピトーフランジが不要になりフリクションを低減することができ部品点数の削減もできた。

3.7. 電子制御システム

CVTコントロールユニットは各種のセンサ及びエンジンコントロールユニットからのさまざまな入力信号を演算し、CVTを制御する三つのリニアソレノイドと一つのON/OFFソレノイドを駆動するとともに、坂道発進補助ブレーキシステム用の二つの ON/OFF ソレノイドを駆動する。またエンジンコントロールユニットと通信を行いアイドル停止関連の協調制御を行っている。以下にその機能について説明する。

3.7.1. 入力センサ

各部回転センサとしてドライブプリー回転センサ、ドリブンプリー回転センサ、車速センサ及びバックアップとしてスピードメータセンサを使用している。またエンジンからエンジン回転信号も得ている。トランスミッション側の回転センサは半導体方式のものに変更し、回転検出精度の向上をはかり極低車速での検出を可能にしている。

操作系センサはシフトポジション信号、モードスイッチ信号、スロットル開度信号、ブレーキ信号を検出している。ブレーキセンサは、ブレーキが踏まれているか否かを判断し、後述するオートアイドルストップの判断やエンジン再始動の信号として使用されている。またエンジンの出力トルク推定用に、エンジン吸気管負圧を検出している。

3.7.2. 出力デバイス

出力デバイスとしてはドライブプリー圧、ドリブンプリー圧及び発進クラッチ圧をそれぞれコントロールする三つのリニアソレノイドと、リバースインヒビタ制御と潤滑圧切り替えを兼ねた一つの ON/OFF ソレノイドを CVT 内に備えている。これらに加え坂道発進補助ブレーキシステムを制御する二つの ON/OFF ソレノイドにより、ブレーキ油圧の保持と開放を行っている。アイドリング時に自動的にエンジンを停止するオートアイドルストップ中はクリープトルクが発生しないため、本システムによりブレーキ圧を一定時間保持しアイドル停止状態からの坂道発進においても従来同等の操作性を確保している。

3.7.3. 通信系

CVT コントロールユニットはエンジンコントロールユニットと種々の情報交換することにより協調制御を行っている。エンジンコントロールユニットからは吸気管負圧等の情報に加えてモータトルクの情報、CVTコントロールユニットからはシフト情報とリバース時のリタード要求をまた相互にアイドル停止信号をやり取りしている。

3.7.4. プリー側圧制御

従来制御は、入力トルクとレシオをパラメータとして目標側圧を演算しコントロールバルブを制御する側圧制御と目標エンジン回転数になるよう四方弁を制御する変速制御となっていたが、今回側圧制御システムは、プリー側圧ダイレクト制御を採用しドライブプリー圧・ドリブンプリー圧を独立して制御するために Fig.9 に示すような制御構成とした。

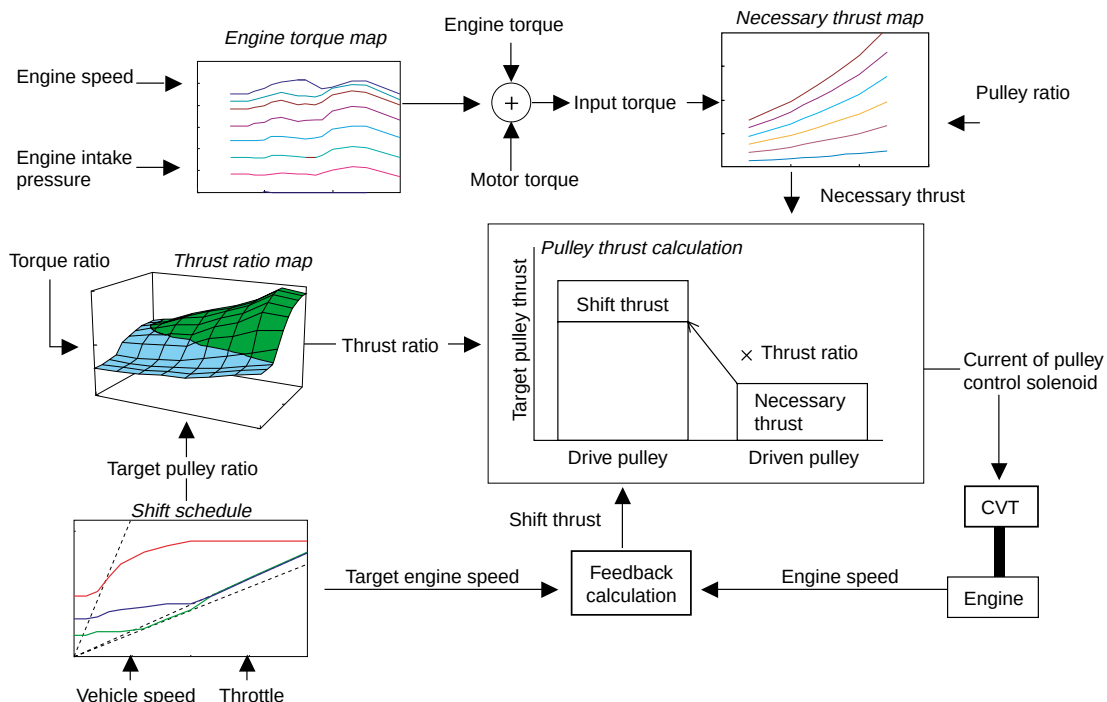


Fig.9 Pulley control block diagram

プーリレシオと入力トルク(エンジントルクとモータトルクの合計)から必要軸推力を演算する。シフトスケジュールにより車速とスロットル開度に応じて目標エンジン回転数を決定し、その制御に必要な軸推力比を推力比マップより設定する。目標エンジン回転数との誤差を修正するために変速推力をフィードバック演算する。以上より目標ドライブ・ドリブンプーリ推力を求めそれぞれのコントロールソレノイドの駆動電流を決定しプーリ側圧を制御する。

3.8. オートアイドルストップ時の CVT 制御

オートアイドルストップ時は CVT コントロールユニットからエンジンコントロールユニットに対してアイドル停止許可信号と、エンジンをスムーズに停止させるために強制回生許可信号を送っている。再発進時は発進クラッチの残留圧に対応したクラッチの係合圧をコントロールし、スムーズな発進フィーリングを得ている。

3.9. オイルフィルタ

油圧制御系のコンタミネーションに対する耐久性を向上させることは、アクチュエータを用いて高精度な電子制御を行っているトランスミッションの重要な課題である。本 CVT では不織布を改良しオイルフィルタのろ過性能を向上させた。通常ろ過性能を向上させるために、ろ材の密度を上げるなどの手法を取った場合には圧力損出の増加や早期目詰まりによる寿命の低下が課題であった。今回改良した点は 2 層構造になっている不織布の繊維の種類を従来の各 1 種から複数に増やすことにより繊維間のすき間を小さくしろ過性能を向上させた点と、ハウジングのリブ形状を最適化し不織布のはりつきを防いだ点である。これにより圧力損出の増加と寿命の低下も無く、ろ過効率を従来品に対し 1.5 倍から 2 倍に向上させた。Fig.10 に従来品とろ過効率の比較を示す。またハウジングを鋼板プレス製から樹脂に変更することにより従来品比 50% の軽量化ができた。

4. 採用技術

次に本 CVT に採用した三つの技術についてのべる。

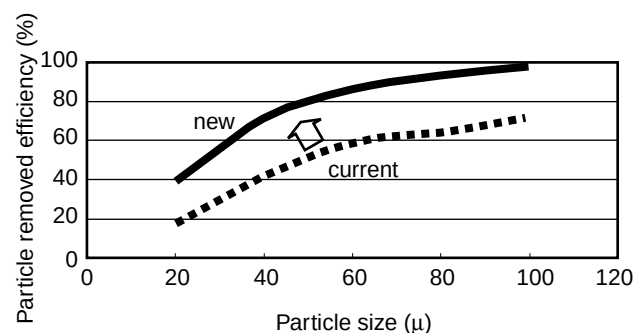


Fig.10 Oil filter efficiency

4.1. ワイドレシオ

レシオをよりハイレシオにすることはクルーズ時によりエンジンの回転数を低くでき、かつハイブリッド車では減速回生時の回転数もより低くできることにより燃費向上に非常に有利である。ローレシオは車重とタイヤ径とエンジン出力によって得られる登坂能力と発進商品性より決定され、トップレシオは燃費向上のためにハイレシオが要求されるため両性能の両立のためにはレシオレンジのワイド化が必要である。

有段変速機でのレシオレンジ拡大は、段間比が大きくなるため一般的には多段化することになる。そのための部品点数が増えトランスミッションも大型になり重量も増加する。金属ベルト CVT はそのベルト巻き付け半径を小さくすることで部品点数を増やすことなくレシオレンジを変えることができるが、以下の理由により制限される。

- ・ベルト耐久性
- ・シャフト径が細くなることによるシャフト強度
- ・トランスミッション軸方向長さの増加

インサイト以前に市販されている 4 輪自動車用 CVT のレシオレンジは当社のものを含め 5 ~ 5.5 程度であった。

上記に関しては以下の対応を行い解決した。

ベルト耐久性についてはオーバードライブレシオを負荷により変えることで対応した。高負荷時は 0.450 までのレシオとし低負荷時クルーズ走行時と減速回生走行時には 0.407 までのハイレシオとした。Fig.11 に変速マップを示す。

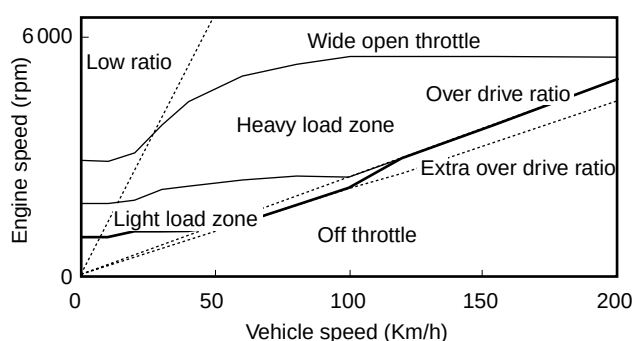


Fig.11 Shift limit lines

シャフト強度は FEM 解析を行い細径化を行った。またスライズプライン部のボールをローラに置きかえることにより、伝達容量を確保しながらトランスミッション軸方向寸法を短くした。さらにこれにより伝達容量は大幅に向上したためスプラインの溝数を従来の 3 本から 1 本に減らした。

以上によりレシオレンジを従来 CVT の 5.5 より 6.0 に拡大し、クルーズ時の燃費向上を計った。

4.2. プーリ側圧ダイレクト制御

今回異径プーリピストンとプーリ側圧ダイレクト制御の採用による以下の課題を解決した。

4.2.1. 電流～油圧特性のヒステリシス低減

指令電流値に対するプーリ側圧のバラツキ幅を少なくすることは、実必要側圧に対する指示側圧のマージンすなわち余剰油圧を低減し、ベルトの回転フリクション低下をもたらす。またベルトの耐久性上も有利である。今回リニアソレノイドの磁性材を低ヒステリシス特性のものに変更することにより、指令電流値に対するプーリ圧のバラツキ幅を従来比約 30%低減している。

4.2.2. 油圧脈動低減

プーリ圧変動に対するパイロット圧の応答遅れから低周波の油圧脈動の発生が課題となった。低周波の油圧脈動はプーリ軸推力の変動に直接影響することから、ソレノイドバルブの応答を改善した。

手法として、ソレノイドバルブの流量特性向上とバルブ自励振動低減とのバランスの中で調圧端部の形状検討、及びスプリングのバネ定数最適化を行なった。

4.2.3. ライン圧サージ低減

プーリ側圧ダイレクト制御は2個のソレノイドで3つの油圧を制御する構成になっており、高い方のプーリ圧制御ソレノイドが同時にライン圧制御も行なう方式であるため、高圧側のライン圧変動に対する応答性遅れから低油温で連続サージの発生傾向が認められた。これに対しライン圧制御弁のダンピング特性の最適化を行った。

また本システムはフェールセーフ上制御電源が切れている状態で最大圧を発生する逆論理構造を採用しているため、エンジン始動時のバルブ作動遅れによるサージの発生も課題となった。これについては指令油圧を最適化することで低減をはかった。

上記の課題を解決することによりダイレクト制御の採用が可能となり、余剰油圧を低減することができ前述した潤滑圧切り替え制御やピトーフランジの廃止などにより大幅にフリクションを低減し伝達効率を向上した。Fig.12 にクルーズ時のフリクションの比較を示す。

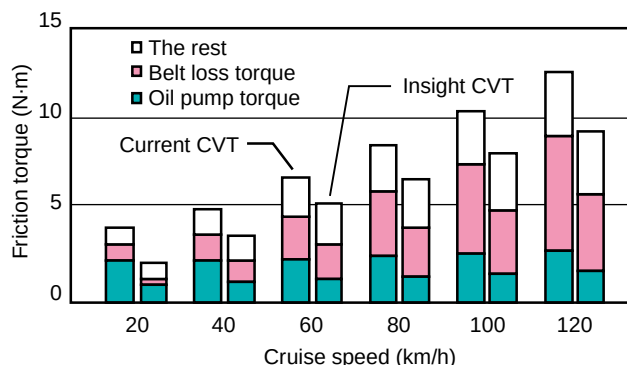


Fig.12 Transmission friction

4.3. シングルピニオンプラネタリギヤを使った前後進切り替え機構の制御

前後進切り替え機構として操作の容易性とスムーズな切り替え性を考慮して、プラネタリギヤを採用している。従来CVTでは側圧制御の容易性から、前進段と後退段の減速比を同じにできるダブルピニオンプラネタリギヤを採用していたが、部品点数が多いことによるコストと重量の増加という課題があった。本CVTでは、軽量化を主眼に、エンジンとCVTの協調制御を行うことで、シングルピニオンプラネタリギヤを採用できた。以下にその課題と解決手法を述べる。

本 CVT のシングルピニオンプラネタリギヤでは、後退段の形成はサンギア入力／リングギア出力を採用している。この場合後退段のレシオは前進段の 1.786 倍となり、後退時はトルクが増幅され側圧が不足となる。

後退時のインギア状態ではベルトのレシオは LOW の状態にある。アクセルペダルを踏むと必要側圧を下げるため、ベルトは目標レシオまで変速される。この時ベルトが LOW レシオから目標レシオまで変速するのに時間を要するため変速中に側圧不足が生じる可能性があることと、前進に対して駆動力が出過ぎてドライバビリティが悪化する課題があった。本CVTはドリブンプーリ側に発進クラッチを配置してあるため、この伝達容量を側圧不足の発生しないように前進時と同等に制御し、かつ協調制御でエンジン回転数の異常な吹きあがり感などが起きないように制御して発進時のドライバビリティを違和感の無いようにしている。

Fig.13 に後退発進時におけるエンジン／CVT の協調制御時の制御ロジックを示す。後退段インギア状態からアクセルペダルを踏むと実レシオとエンジン回転数からトルクダウン量を算出する。それを現在のエンジントルクと比較し、トルクダウン率としてエンジンコントロールユニットへ通信する。エンジンコントロールユニットはトルクダウン率より点火時期のリタード量を決めエンジントルクを落とす制御を行う。これにより前進段と同等の発進性能を得ることになる。このときの各パラメータの変化を Fig.14 に示す。

上記のような協調制御を行うことにより従来システムを大幅に変更すること無く、シングルピニオンプラネタリギヤの採用による軽量化と部品点数の削減ができた。さらにメリットとして後退時のクリーブ力の増加と騒音の低下を実現した。

5. まとめ

プーリ側圧ダイレクト制御によるライン圧の低減、潤滑圧切り替え制御等による徹底的なフリクションの低減、ワイドレシオによる変速制御などの採用により 10-15 モードで 32km/l とオートマチック車としては国内トップレベル

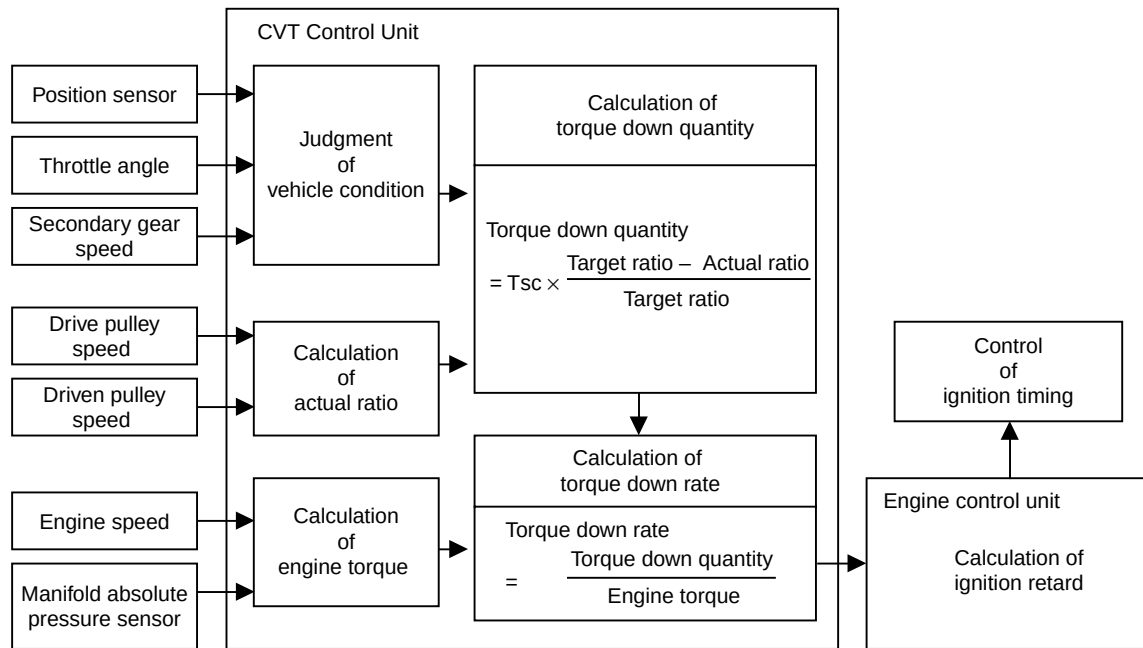


Fig.13 Control logic at reverse starting

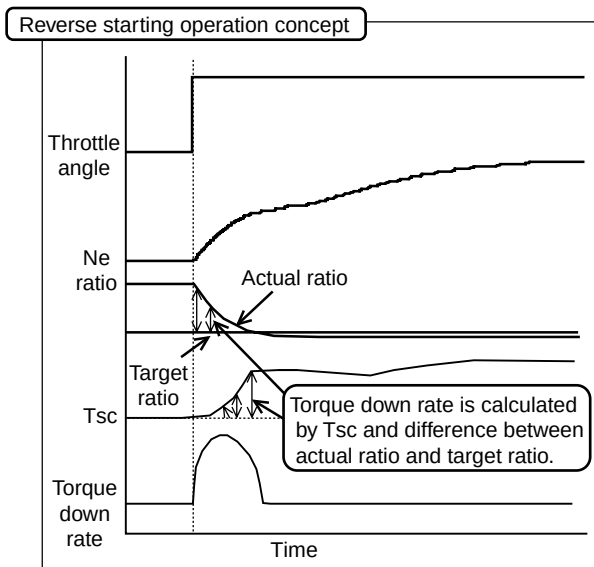


Fig.14 Reverse starting operation concept

参考文献

- (1) 大園耕平, 青木隆: 全電子制御金属ベルト CVT の開発, HONDA R&D Technical Review, vol.8, p.21-33 (1996)
- (2) 福尾幸一, 藤村章, 斎藤政昭, 角田和彦, 瀧口士郎: 超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の開発, HONDA R&D Technical Review, vol.11, No.2, p.1-8 (1999)
- (3) 山口徹朗: ホンダハイブリッド「IMA」における CVT 制御, No.9908 JSAE SYMPOSIUM 動力伝達の最新技術 99, p.37-40
- (4) 角誠, 藤本修一: ハイブリッド自動車用コンパクト CVT の開発, 自動車技術 vol.54, No.4, p.48-54 (2000)
- (5) 藤川敦司, 青木昌平: ハイブリッド自動車用 CVT の油圧, 電子制御システム, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No67-00, p.1-4 (2000)
- (6) 山本和久, 青木隆: CVTと自動MTが燃費に与える影響の解析と燃費向上予測, HONDA R&D Technical Review, vol.12, No.1, p.63-72 (2000)

の燃費の達成に貢献できた。

またシングルプラネタリギヤによる前後進切り替え等の採用により, 従来 CVT 比で7%の軽量化と 12%の部品点数削減を行った。

本 CVT に採用された各技術はハイブリッド車用に開発されたものもあるが一般車両用 CVT にも採用可能であり, 21 世紀の CVT の基本骨格となるコンパクトな新 CVT が開発できたと確信する。

■ 著 者 ■



太田 庄次



國井 久史



角 誠



藤本 修一



山口 徹朗

オーディオシステムと結合した低周波ロードノイズのアクティブ制御システム

Active Control System for Low Frequency Road Noise
Combined with an Audio System

佐野 久*
Hisashi SANO
石原 大*
Dai ISHIHARA

井上 敏郎*
Toshio INOUE
山下 剛*
Tsuayoshi YAMASHITA

高橋 彰*
Akira TAKAHASHI
寺井 賢一**
Kenichi TERAJ

要 旨

自動車車室内に発生する低周波ロードノイズのアクティブ制御とオーディオを組み合わせたシステムを世界で初めて量産化し、ワゴンタイプの乗用車に搭載した。アクティブ騒音制御技術の実用化に成功した大きな理由はシステムの低コスト化であり、本論文では開発したシステムの概要とともに低コスト化に向けて構築した技術について述べる。低コスト化を実現した具体的な手法としては、フィードバック制御の採用、アナログ回路による実装化、オーディオスピーカとの共用などが挙げられる。本システムにより前席の低周波ロードノイズを約 10dB 低減するとともに走行中のオーディオの聞きやすさを向上させた。

ABSTRACT

An active control system for low frequency road noise in automobiles combined with an audio system was developed as a commercial application for the first time in the world. The system was installed in a station wagon. The purpose of this paper is to provide an outline of the system and describe the newly developed cost reduction technology used therein. A major factor in the successful application of active noise control technology to a commercial product is reduced system cost. The methods used to reduce costs include utilization of feedback control, implementation by analogue circuits, and common use of audio system speakers. This system reduces low frequency road noise in the front seat by about 10 dB and improves the audio system listening experience while driving.

1. はじめに

近年、自動車のさらなる低燃費化のため車体の軽量化が求められている。しかしながら従来からのパッシブな騒音対策手法は、重量増加を伴うことが多く車体の軽量化と相反する方向にある。逆位相の音を出して音を低減するアクティブ騒音制御(Active Noise Control: 以下 ANC)技術は、この相反する課題に対する有効な解決策の一つとして研究が広く行われてきた。しかしながら、コスト対性能比が悪いため広く普及する段階には至っていなかった^{(1), (2)}。

われわれは、ANCシステムの低コスト化に重点的に取り組み、低周波ロードノイズ(以下ドラミング)を低減するANCシステムとオーディオシステムを結合した製品を開発し、ワゴンタイプの量産乗用車に採用した。帯域を低周波に限ったとはいえロードノイズを対象にし、かつオーディオシステムと結合したシステムの量産化は世界初である。

* 栃木研究所

** 松下電器産業(株)

低コスト化を実現した具体的な手法としては、フィードバック(Feedback: 以下 FB)制御の採用、アナログ回路による実装化、オーディオスピーカとの共用などが挙げられる。本稿では、自動車における ANC 技術の歴史を概観した後、量産化したシステムの概要、開発した ANC 技術について述べる。

2. 自動車における ANC 技術の歴史と 実用化に向けた課題解決

本章では自動車における ANC 技術の簡単な歴史を研究開発状況および制御方式の視点から振り返るとともに、実用化に向けた課題解決の考え方について述べる。

2.1. 研究開発状況

ANC の研究開発は 1980 年代以降 DSP(Digital Signal

Processor)に代表されるハードウェアの急速な発展に伴い活発化した。特に、自動車を対象にした ANC の研究開発は 1980 年代後半から活発になった⁽³⁾。

周期性に近い騒音を対象にした例では、エンジンに起因して生じる車室内こもり音^{(4), (5)}、排気消音器、吸気ダクトにこの技術を応用した例があげられる^{(6), (7)}。車室内こもり音については、すでに実用化例も報告されている⁽⁸⁾。自動車ではないが周期性の騒音を対象にした ANC の実用化例として、新幹線の座席における乗客耳位置近傍の騒音を低減する ANC システムが新幹線の一部の車輛に搭載されている⁽⁹⁾。

一方、ランダム性の騒音の代表例として、走行時の路面入力によって車室内に発生するロードノイズがあげられる。ロードノイズに関する研究も活発に行われてきたが^{(10)~(12)}、コスト対性能比が悪いため実用化に向けては解決すべき課題も未だ多いのが実状である。

2.2. 制御方式

ANCの分野における制御方式としては適応フィードフォワード(Feedforward: 以下 FF)制御が主流である。この方式は適応信号処理のためのエラー信号(誤差信号)と、FF制御のための参照信号(先回り信号)を用いることを特徴とする。エンジンに起因して生じる騒音を対象にした ANC ではイグニッションパルス等を参照信号に選ぶことができるため FF 制御は非常に有効である。しかしながら、ロードノイズのように入力源が多岐に渡る場合、参照信号数が多くなるためセンサの高コストや膨大な適応信号処理をこなすコントローラの高コストという課題がある。また数多くの参照信号センサをどこに配置するべきかというのも課題である。

一方、制御方式としてはFB制御もあるが、ANCの分野におけるFB制御の適用は、スピーカとマイク間の距離が非常に近く設定できるヘッドホンや TCM(Tight Coupled Monopole)方式⁽¹³⁾を用いたダクトANCに限られていた。また、これらの応用例ではコントローラを制御工学に基づいて設計する例は非常に少なく、どのようにコントローラを設計したのかわからないという課題がある。なお、本論文においてコントローラを制御工学に基づいて設計するとは、制御対象をモデル化し、得られたモデルを用い古典制御理論、現代制御理論、ロバスト制御理論に代表されるポスト現代制御理論などの制御理論に基づいてコントローラを設計することを意味する。

自動車ではサンルーフのオープン時などに生じるウィンドスロブ(Wind Throb)と呼ばれる騒音に適応信号処理を用いたFB-ANCの研究例⁽¹³⁾が報告されているだけであろう。もちろん自動車車室内のような3次元音場を制御工学に基づく方法でコントローラを設計して制御する方法は過去に見当たらない。Table 1 に ANC 技術の実用化状況をまとめた。

Table 1 Examples of practical use of ANC

Acoustic condition	Feedforward control	Feedback control
1-dimension	- Headphone - Duct of air-conditioner - Refrigerator	Headphone
3-dimension in closed space	- Engine booming noise in a car - Motor booming noise in a train	Nothing

2.3. 実用化に向けた課題解決の考え方

技術の価値の一つはコスト対性能比で決まる。すなわちANCの実用化を目指すためには低コスト化を推進するか性能を大幅に向上させればよい。しかしながら、ANCは500Hz以下の騒音低減が得意であることから高周波帯域を含めた静粛性をANCによって達成することは極めて困難であり、仮に実現してもコストが現実離れしてしまう。したがって、著者らは低コスト化に向け重点的に取り組んだ。

まず、対象騒音をロードノイズの中でもドラミングに絞った。ドラミング低減をパッシブ技術で行うためにはボディ骨格の振動を補強などで制振する必要があり⁽¹⁵⁾、これは重量増加を伴う。そこで、ANC技術により重量を増加させることなくパッシブ対策並のコストで実現することを開発目標に掲げた。次章にシステムの概要と低コスト化に向けた具体的な手法について述べる。

3. 量産化システムの概要と低コスト化のための手法

3.1. システム概要

Fig.1に示す固有値解析による1次モード分布図からわかるように、ワゴンタイプの乗用車の前席ではキャビン形状によって決まる音場に起因して40Hz前後のドラミングが発生しやすい。図において黄や赤の部分がモードの腹、青の部分がモードの節を表す。

制御対象の騒音としては、前席における40Hz前後のドラミングを考える。開発当初は適応FF制御における低コ

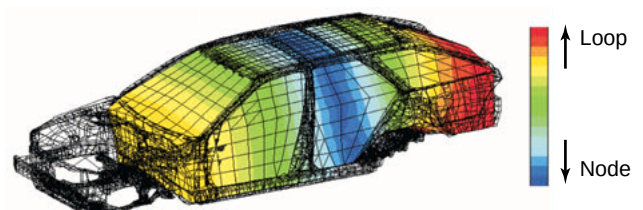


Fig.1 An acoustic mode of a station wagon at 40Hz

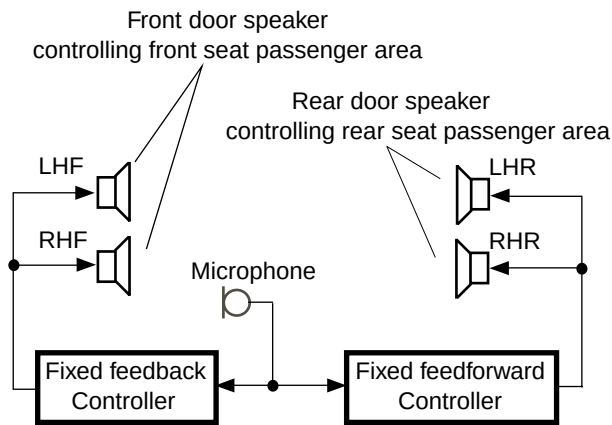


Fig.2 Control strategy in the car

スト化に取り組んだ。しかしながら、対象をドラミングに絞っても適応 FF 制御で実装化すると複数の参照信号センサ、エラーセンサ、DSP を用いたデジタルコントローラが必要になる。さらに 40Hz 前後の騒音を消音するためスピーカとしてウーハの使用を前提にトータルコストを算出すると、パッシブな対策技術に比べ非常に高コストになり実用化は困難であった。

本開発では後述する手法を用いて低コスト化を実現した。最終的に量産で採用したシステムの制御方式を Fig.2 に、実車装着時のシステム構成を Fig.3 に示す。これらの図を用いて制御方式について概説する。なお、開発した制御技術に関する詳細は 4 章で述べる。

コントロールユニット (Electronic Control Unit : 以下 ECU) は運転席シート下に配置した。Fig.1 に示す 40Hz の音場解析の結果、前席のフロアからルーフまでほぼ同位相であることから、マイクロホンを運転席シート下に配置しても前席のドラミング低減が可能であることがわかったため、マイクロホンは ECU の回路基板上に搭載した。そして固定 FB コントローラとフロントドアスピーカを用いて前席のドラミングを低減する。また、このとき生じる後席での増音を抑制するため、固定 FF 制御とリアドアスピーカを用いている。すなわち運転席下に配置されたマイクロホンは、FB 制御ではエラーマイクロホン (誤差検出センサ) として用いられ、FF 制御では参照信号マイクロホン (参照信号センサ) として用いられる。

なお、音場解析の結果、左右間の位相差もほとんどないことから、前席制御用の FB コントローラは左右のフロントドアのスピーカを、後席制御用の FF コントローラはリアドアスピーカをそれぞれ同時駆動している。

次に低コスト化のアプローチ手法について説明する。

3.2. 低コスト化のアプローチ手法

コスト低減は制御の主要構成要素であるセンサ、コント

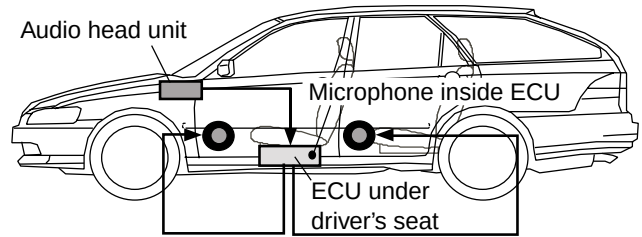


Fig.3 System installation configuration

ローラ、アクチュエータ (スピーカ) それぞれに行われなければならない。本システムで行ったコスト低減の手法を次にまとめる。

(1) センサ・コントローラのコスト低減手法

- ・前席消音用に FB 制御、後席の増音抑制用に FF 制御を適用
- ・適応制御は用いず固定制御を採用
- ・アナログ回路による実装化
- ・センサにマイクロホンを使用し回路基板上に装着

(2) スピーカのコスト低減手法

- ・オーディオ用に標準装着されているスピーカを共用
- ・過大音圧時に出力を抑制するリミッタ回路の挿入

以下にこれらのコスト低減手法について説明する。

3.2.1. センサ・コントローラのコスト低減

われわれは前席の制御方式としてセンサ数の大幅低減のため FB 制御を採用した。当然のことながら FB 制御では参照信号が不要であり、エラーセンサのみで済むためセンサ数を大幅に削減できる。また、音場制御であるため、エラーセンサ (誤差検出用センサ) にはマイクロホンを使用する。マイクロホンのコストは加速度センサや力センサのそれと比べ低廉である。このようなメリットがありながら FB-ANC の研究数は FF-ANC のそれと比較すると非常に少なかった。その理由として、次の 2 つが考えられる。

- (1) スピーカとマイクロホンの距離が離れていることから制御対象が非最小位相系になり広帯域な消音が困難であることに加え、消音帯域よりも高い周波数帯域で増音するというウォーターベッド効果が不可避^{(16), (17)}。
- (2) 車室内のような 3 次元閉空間は残響のある音場のため制御対象 (以下プラント) が複雑であり、プラントのモデリングやコントローラ設計が困難。

このような中、著者ら^{(18)~(22)}や Ohki ら⁽²³⁾は FB-ANC の可能性を調査するための研究を着手してきた。そして、制御帯域を限定すればウォーターベッド効果による増音帯域も最小限に抑えられるため FB-ANC も有効であることがわかり、前席のドラミング低減に FB 制御を採用した⁽²⁴⁾。

また、コントローラは FB、FF 制御ともにすべてアナログ回路で実装化した。現時点ではまだアナログ回路の方がデジタル回路に比べコストメリットは大きい。コストメ

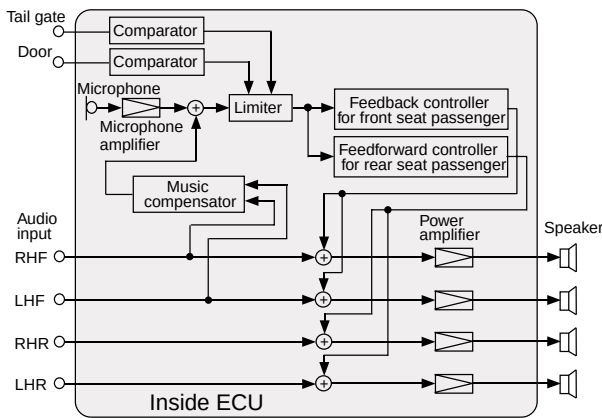


Fig.4 The system configuration in ECU

リットの他にアナログコントローラは連続時間コントローラであり、デジタルコントローラにおけるサンプリング遅延やアンチエイリアジングフィルタやリコンストラクションフィルタのアナログ回路が有する遅延がないため、電子の速さの極めて高速なFB制御が可能であるというメリットも持つ。

一方、マイクロホンの信号は微弱であるため、マイクロホンを単独で配置した場合、ECUまでのケーブルにシールド線を用いる必要がある。しかしながら、シールド線は通常のケーブルに比べ高コストになる。そこで本開発では、Fig.1に示す音場解析を行い、運転席シート下にマイクロホンを配置しても前席のドラミング低減が可能であることを明らかにした。そこで、マイクロホンをECUの基板上に搭載することによりマイクロホン用配線ケーブルを廃止するとともに、このECUを運転席シート下に配置し、配線を含むマイクロホン関係のコスト低減とノイズに対するロバスト性の向上を図った。

3.2.2. スピーカのコスト低減

40Hz前後の消音をあらゆる路面で行おうとすると高性能なウーハ特性を有するスピーカが必要になりコスト的に不利になる。一方、標準で装着されているスピーカ(以下標準スピーカ)は、オーディオ品質向上のために高性能になってきており40Hz付近の再生も可能である。このことを考慮して消音実験を行った結果、ベルジアン路や大きな段差乗り越え時など大入力時には消音は困難であるが、ドラミングが気になりやすい路面では標準スピーカでも十分消音可能であることがわかった。そこで本開発では次に述べるリミッタ機能を持つ回路を新たにANC回路に挿入することにより、オーディオ用の標準スピーカとの共用化を可能にした。

ECU内部のシステム構成をFig.4に示す。リミッタ回路はマイクロホン出力の後段に挿入され、あらかじめ決めておいた規定値以上の音圧がマイクロホンに入力すると信号の振幅を大幅に抑制し、ほとんどANCが動作していない

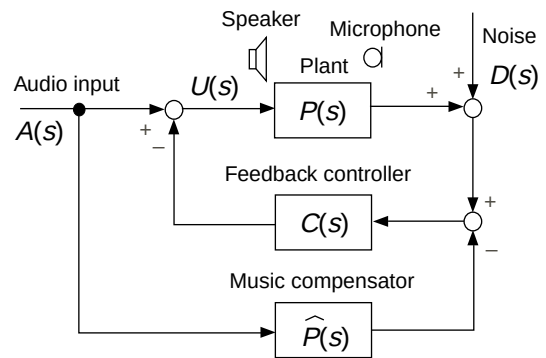


Fig.5 A music compensator

状態に近くなる。この結果リミッタ回路は、非常に荒れた路面を走行したときや、オーディオを大きなボリュームで聞いたときなどマイクロホンに大音圧が入力したとき、スピーカがひずむことを防止するとともに、スピーカの耐久性性能の保証にも貢献している。

3.3. オーディオへのメリット

本システムはFB制御を用いているため、次に説明する音楽補償回路を挿入しないと40Hz前後の騒音だけでなく音楽に含まれる同帯域の成分も消音してしまう。これを防止するためFig.4, 5に示す音楽補償回路を設けた。この回路は、あらかじめスピーカからマイクまでの音響伝達系の伝達特性を求めておき、マイクロホンの出力信号からオーディオヘッドユニットから発生する音楽の成分を差し引くことにより音楽をキャンセルしないように動作する。基本原理は音楽信号を消さないためのフィードフォワード制御であり、制御工学における内部モデル制御(Internal Model Control: 以下IMC)⁽²⁵⁾、通信工学におけるエコーキャンセラと等価である⁽²⁶⁾。

Fig.5において、 $P(s)$ はプラントでありフロントドアスピーカからマイクロホンまでの音響伝達系の伝達特性を表している。今、 $P(s)$ の推定値 $\hat{P}(s)$ をあらかじめ求めておき、 $P(s)=\hat{P}(s)$ であれば、

$$U(s) = A(s) - \frac{C(s)}{1 + P(s)C(s)} D(s) \quad (1)$$

となり、オーディオ信号 $A(s)$ はコントローラの特性格性 $C(s)$ の影響を受けないことがわかる。

音楽補償回路とANC効果により、

- ・クリアな低音サウンド
- ・マスキング効果に伴う音楽の聞きやすさ向上

というオーディオシステムへのメリットが生まれ、騒音低減に加えてユーザへの付加価値も大きい。

3.4. オーディオヘッドユニット交換時の対応

本システムが搭載される車両においては、オプションと

してさまざまなオーディオヘッドユニットが用意されているため、これらに交換しても ANC が動作する必要がある。このため Fig.4 に示すように ECU 内部にパワーアンプを設けることにより、ユーザのオーディオヘッドユニット交換を可能にしている。この部分が ANC にとってはコストアップにつながっている。高級車などオーディオヘッドユニットの交換を考えなくてもよい車両に対してはオーディオヘッドユニット内部のパワーアンプを共用することによりコスト低減を図れる。

3.5. ハウリング防止

FB制御を採用しているため、制御系が不安定になるとハウリングが生じる。安定性に影響する大きな因子はプラントの伝達特性である。ここで、プラントはスピーカからマイクロホンまでの伝達特性であるから、プラントの伝達特性は開閉部が開いたときなどに最も強く影響を受ける。安定余裕を確保しているため、開閉部が開いた状態でもハウリングを生じない設定になってはいるが、ハウリング発生のリスクを回避するため、Fig.4 に示すようにドアやテールゲートなどの開閉部が開くとリミッタが動作ようになっていく。

4. 開発した ANC 技術

本章ではドラミング低減のために開発した ANC 技術として、開発当初に取り組んだ適応 FF 制御システム、固定 FB 制御システム、後席における増音抑制のための固定 FF 制御システム、実車性能、FB制御に関する考察について述べる。

4.1. 適応 FF 制御システム

開発当初は適応 FF 制御を用いてシステム構築を行った。適応信号処理のアルゴリズムとしては FF-ANC で広く用いられている filtered-reference LMS 法を使用した^{(3), (9)}。開発したシステムでは参照信号センサに加速度センサではなくマイクロホンを使用した点が特徴である。従来、ロードノイズの ANC を適応 FF 制御で行う場合、参照信号センサとしてサスペンションなどの振動加速度を検出する加速度センサが使用された^{(6), (10)~(12)}。しかしながら、加速度センサを使用することには次のような課題があった。

- (1) 加速度センサのコストがマイクロホンのそれに比べて非常に高い
- (2) サスペンションへの装着は室内と違って使用環境が厳しく、さらにコストを押し上げる

そこで、これらの課題を解決するため車室内側にマイクロホンを配置し、これを参照信号センサとして使用することを考案した。

参照信号センサにマイクロホンを使用すると、当然のこ

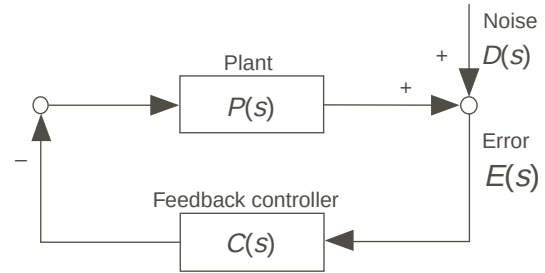


Fig.6 Block diagram of feedback ANC

とながらスピーカからのキャンセル音が参照信号センサに検出されるため音響 FB が生じ、ハウリングが発生しやすくなる。これを防ぐため、開発したシステムではハウリングキャンセラ(前述の IMC と同じ原理)を適用している。

マイクロホンを参照信号センサとして使用することにより加速度センサを使用するときと比べ大幅に低コスト化が図れた。しかしながら、複数のマイクロホン、適応信号処理を行うための DSP を用いたデジタルコントローラが必要なため、パッシブ技術に比べるとまだまだコストが高く、残念ながら量産車への採用には至らなかった。

なお、参照信号マイクロホンとエラーマイクロホンの距離が近くても良好な制御ができており、この結果は次節に述べる FB 制御システムの開発を加速する強い動機付けの一つになった。

4.2. 固定 FB 制御システム

ANC の分野における FB 制御では制御工学に基づいて制御系を設計する例が少ないため、著者らは従来からモデルに基づく制御系設計を目指してきた。本節では制御対象であるプラントをモデリングし、得られたモデルに対して制御系を設計する方法について説明する。

4.2.1. 制御系の設計仕様

Fig.6 に FB-ANC のブロック線図を示す。FB-ANC を制御工学の立場から見れば外乱抑圧制御に相当することがわかる。このように考えれば制御工学で体系化されたさまざまな理論が容易に適用できる。

制御仕様としてまず最初に重要な点は、閉ループ系の安定化である。すなわち FB によるハウリングが生じない前提で制御性能を確保しなければならない。

次に性能仕様は次のように考えることができる。すなわちプラント $P(s)$ の出力(ここではマイクロホンへの入力)に外乱である騒音 $D(s)$ が加わったとき、FB コントローラ $C(s)$ によってこれを低減することが制御目的である。Fig.6 における $D(s)$ から誤差 $E(s)$ までの伝達関数は感度関数と呼ばれ、これを $S(s)$ とおくと、

$$S(s) = \frac{1}{1 + P(s)C(s)} \quad (2)$$

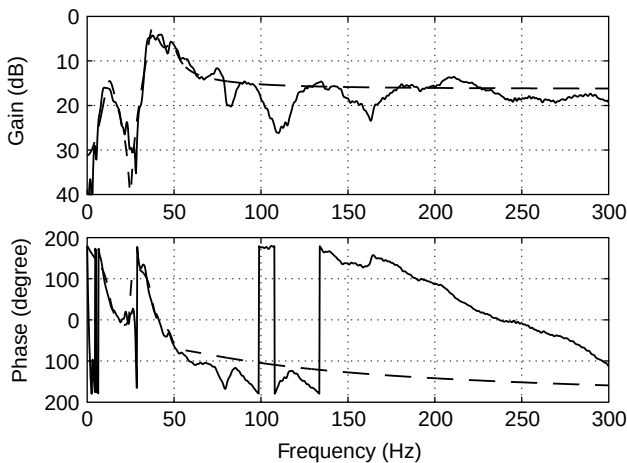


Fig.7 An identified frequency response function of the plant (solid line) and a reduced order model of the plant (dashed line)

として表される。したがって、 $|S(j\omega)|$ を 1 以下にできれば騒音を低減できることになる。 $S(s)$ は $P(s)$ のモデルが得られていれば $C(s)$ の設計後ただちに求めることができるため、実装化前にあらかじめ消音性能を予測することもできる。

以上のことより FB-ANC の設計仕様をまとめると、

- (1) 閉ループ系の安定化
- (2) 制御対象の周波数帯域における感度関数の低減化となる。

4.2.2. 古典制御理論に基づく固定 FB コントローラ設計

この設計法のポイントは、制御対象の周波数帯域において一巡伝達関数 $L(j\omega) = P(j\omega)C(j\omega)$ のゲインを 1 よりも大きくし、位相がゼロになるようにコントローラを設計することである。この考え方は古典制御理論におけるボード線図を用いたループ整形による設計法に近い。例えば、制御対象周波数 ω_1 で $|L(j\omega_1)| = 1$, $\angle L(j\omega_1) = 0^\circ$ のとき感度関数は

$$|S(j\omega_1)| = \left| \frac{1}{1 + L(j\omega_1)} \right| = \frac{1}{2} \quad (3)$$

となり、騒音を 6dB 低減できることになる。

この設計法を適用するための準備として、まず正弦波掃引によってプラントのノンパラメトリックモデルである周波数応答関数 (Frequency Response Function: 以下 FRF) ⁽²⁷⁾ を求めボード線図を得る。この結果を Fig.7 に示す。

加振信号に正弦波を用いた理由は、スピーカの低域特性を考慮し SN 比を確保するためである。

次に制御対象の周波数帯域においてゲインを 1 よりも大きく位相差をゼロにする一方、高域をロールオフさせるように、コントローラのパラメータを調整することによって一巡伝達関数を整形していく。この設計法はパラメータの設定に試行錯誤を伴うものの、ドラミングのような狭帯域

の制御ならば非常に有効である。またコントローラが低次ですむためコストの点で有利であることに加え、アナログ回路で実装化したときの現場での調整が容易であることも大きなメリットである。なお、消音性能については 4.4 節で述べる。

次項で述べる H_∞ 制御による固定 FB コントローラの設計法および設計結果と比較すると、この方法が有するメリットの方が優れていることから、今回の量産化に際してはこの設計法を利用した。

4.2.3. H_∞ 制御による固定 FB コントローラ設計

FB-ANC に H_∞ 制御⁽²⁸⁾を適用するメリットは、感度関数により消音性能を周波数領域で規定できることとプラントの不確かさに対するロバスト性を考慮できることである。

まずプラントのパラメトリックモデルを求める必要がある。いかに低次元のモデルを得るかがコントローラの設計を容易にするだけでなくコントローラの低次元化による低コスト化のためにも重要である。前項で求めた FRF を利用し、以下の手順でモデリングを行った。

- (1) FRF を元に制御対象の周波数帯域をよく近似するパラメトリックモデルを求める^{(29), (30)}。
- (2) (1)で得られたパラメトリックモデルを制御系設計用のノミナルプラント $P(s)$ とし、(1)の周波数応答とノミナルプラントのそれとの差をプラントの不確かさとして用いる。

(1)は FRF から伝達関数を最小 2 乗法に基づいて合成する方法として知られている。(1)の方法により低次元のパラメトリックモデルが得られた。(1)によって得られたパラメトリックモデルの FRF を Fig.7 に示す。図からノミナルプラントは制御対象の周波数帯域でプラントを良く近似していることがわかる。

FB-ANC のノミナル性能に関する設計仕様は次のように表現できる。

$$\|W_s(s)S(s)\|_\infty < 1 \quad (4)$$

ここで、 $W_s(s)$ は制御性能に関する重み関数である。一方、プラントの不確かさに対するロバスト安定条件は次式で表される。

$$\|W_r(s)T(s)\|_\infty < 1 \quad (5)$$

ここで、 $W_r(s)$ はプラントの不確かさをおおう重み関数であり、 $T(s)$ は相補感度関数と呼ばれ次式で表される。

$$T(s) = \frac{P(s)C(s)}{1 + P(s)C(s)} \quad (6)$$

そして、混合感度問題^{(28), (31)}を解くことによって $C(s)$ を求めた。

Fig.8 に $1/W_s(s)$ を示す。Fig.8 に示すように 40Hz 付近のみを消音するように重み関数を規定した。また、得られた

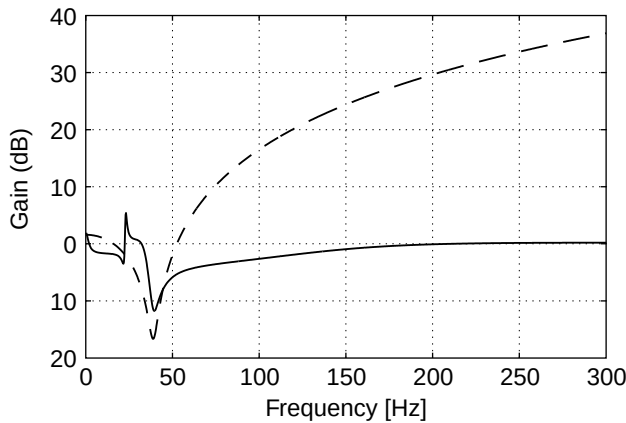


Fig.8 Sensitivity function (solid line) and $1/W_s(s)$ (dashed line)

$C(s)$ から $S(s)$ を計算しFig.8に併記した。この結果から40Hz付近の騒音を約 10dB できることが予想され、実際にデジタル回路による実装化の結果ほぼ同等の性能が得られることを確認している。しかしながらコントローラの次数が高いこととアナログ回路で実装化したときの現場調整が困難な点が弱点である。

H_∞ 制御においても重み関数の設定に試行錯誤が残るものの、低次元化の手法も開発されており⁽³²⁾、デジタル回路の低コストでの実装化が可能になれば現場での調整も容易になると考えられ今後も継続的に検討していく予定である。

4.3. 固定 FF 制御系の設計

さて、4.2. 節と 4.3. 節において固定 FB コントローラの設計について述べたが、どちらの手法を用いても前席の40Hz前後のドラミングを消音すると後席で同帯域の騒音が約 3dB 増加するという問題が発生したためこれを解決しておく必要がある。そこで、FB制御用のマイクロホンを参照信号として使用し FF 制御によって後席の増音を抑制する方法を考案した。Fig.9 に示すように、前席の FB 制御を行っている状態で前席中央と後席中央の乗員位置付近にそれぞれエラーマイクロホンを配置し適応 FF 制御によって前席に悪影響を及ぼさないように後席の増音を抑制する。適応 FF 制御はデジタル制御により行った。Fig.9 において、 $Q_1(z)$ と $Q_2(z)$ は前席の FB 制御をかけた状態におけるそれぞれリヤドアスピーカから後席のエラーマイクロホン、リヤドアスピーカから前席のエラーマイクロホンまでの伝達特性を表し、 $\hat{Q}_1(z)$ と $\hat{Q}_2(z)$ はその推定値を表す。適応信号処理のアルゴリズムとしては filtered-reference LMS 法を用いた。そして適応コントローラが収束した値を固定 FF コントローラとして使用した。これにより後席のマイクロホンは不要になる。

- Dashed line parts are only used in development stage.
- The filtered-reference LMS algorithm is utilized.
- After the adaptation, a feedforward controller is fixed.

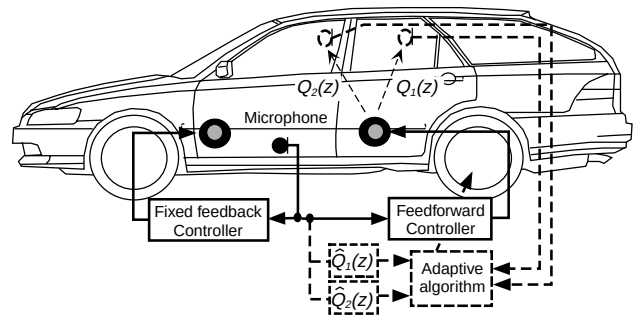


Fig.9 Rear seat control for suppressing amplification

なお、適応 FF 制御によって求められた離散時間コントローラは 40Hz のバンドパスフィルタの特性を持つため、この特性を近似するアナログフィルタを設計し実装化している。

ここで、後席の増音抑制も FB 制御で行う方法も考えられるが、多入力多出力 (Multiple Input Multiple Output : 以下MIMO) 系のコントローラ設計は困難であった。一方、適応 FF 制御は MIMO 系への適用が非常に容易であり上述の方法で後席の増音問題を解決することができた。

4.4. 実車での消音性能

以上述べてきた前席消音用と後席増音抑制用にそれぞれ求められたコントローラをアナログ回路で実装化した。実際にドラミングが発生する路面を 50 km/h で走行したときの前席と後席の消音性能をそれぞれFig.10, 11に示す。図から前席のドラミングが約 10dB 低減されており、また後席の増音も制御をしないときのレベルまで抑制されていることがわかる。

4.5. FB 制御に関する考察

従来、スピーカとマイクロホン間の距離が離れるとFB制御を用いた ANC は難しいと考えられてきた。距離遅延により伝達関数の位相が遅れれば安定性の観点から FB 制御が難しくなると考えるのは当然である。しかしながら、次の 3 点を考慮したことにより今回の FB-ANC の成功に結びつけることができた。

- (1) スピーカがハイパスフィルタの特性を有しているためスピーカの共振周波数以下では位相が進んでいること。
- (2) 40Hz 前後の騒音であれば 1m の距離遅延があっても位相遅れは約 42° と小さいこと。
- (3) 制御帯域を限定すること。

(1) はプラントを物理モデリングしたときに認識しなおした点である^{(20), (21)}。Fig.7 に示すように、(1)と(2)によ

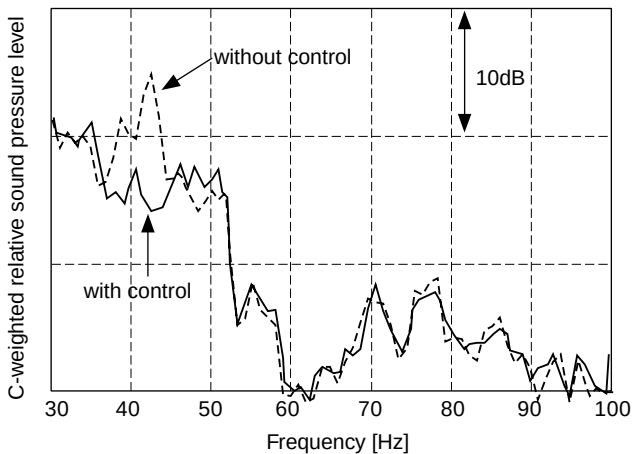


Fig.10 Sound pressure level at front passenger

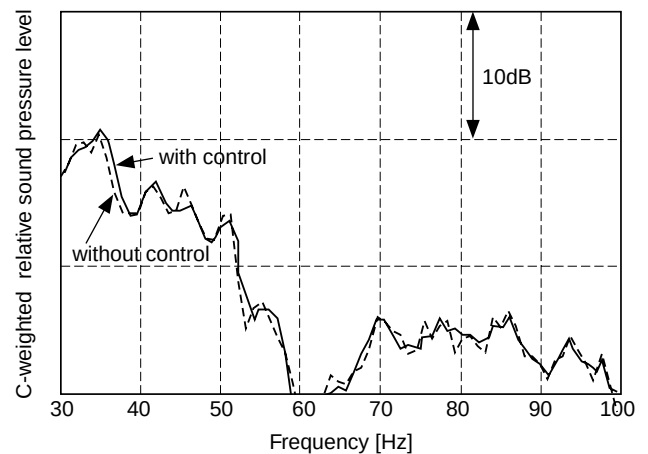


Fig.11 Sound pressure level at rear passenger

り距離遅延があるにもかかわらずプラントの位相遅れが小さいことがわかる。位相遅れの小ささはコントローラ設計に有利である。

また、制御帯域をできる限り広くとることに固執すると、コントローラ設計が難しくなるだけでなく、ウォーターベッド効果により消音帯域分の増音帯域が発生してしまう。一方、実車開発では共振・共鳴による狭帯域の騒音が問題になることが多い。そこで(3)のように制御帯域を限定した事象に取り組むことを考えた。これによりコントローラ設計が容易になるだけでなく、ウォーターベッド効果による増音帯域も最小限に抑えることができた。

5. まとめ

ドラミングを低減する ANC システムとオーディオシステムを結合した製品を開発し、ワゴンタイプの量産乗用車に採用した。低周波ロードノイズを対象にし、かつオーディオシステムと結合したシステムの量産化は世界初である。量産化はシステムの低コスト化によって実現した。低コスト化に向け新たに開発した技術を以下にまとめる。

- (1) 自動車車室内という閉空間の音場に対する FB-ANC
- (2) アナログ回路による実装化
- (3) ひずみ防止のリミッタ回路導入によるオーディオスピーカとの共用実現
- (4) 音楽の消音を防ぐ音楽補償回路
- (5) 制御工学に基づく固定 FB コントローラの設計および適応 FF 制御を用いた固定 FF コントローラ設計

今回の開発に際してはデジタル化時代にあってアナログ回路の良さをあらためて認識することができた。今後は、アナログとデジタルの双方の良さを常に比較しながら次の開発を進めて行きたい。

おわりに約 10 年間取り組んできた ANC の技術開発を

振り返ってみると、ANCという技術はどんな騒音でもキャンセルできる画期的な騒音低減手法として誤解されがちであった。したがって得られる低減効果の割にコストが高いため自動車の分野では実用化段階で足踏み状態が長年続いていたと思われる。今後、自動車のさらなる軽量化を推進する必要があることを考えれば、対策技術としての ANC はますます重要になって行くであろう。今回の実用化が自動車の分野のみならず音響工学に関連する他分野でのANC技術の実用化に拍車がかかるきっかけになることを期待したい。

謝 辞

本開発を進めるにあたり、松下電子部品(株)の中村由男氏、HONDA R&D Europe の中村光勇氏、宇都宮大学工学部の足立修一先生をはじめ栃木研究所、松下電器産業(株)、松下電子部品(株)の多くの方々に多大なご協力をいただきました。ここにお礼申し上げます。

文 献

- (1) Erriksson L, J.: A brief social history of active sound control, *Sound and Vibration*, p.14-17, (July, 1999)
- (2) 西村 正治: ANC 実用化の課題と展望, 騒音制御, Vol.20, No.6, p.3-6 (1996)
- (3) 足立・佐野: 能動騒音制御におけるシステム同定の役割, システム/制御/情報, Vol.41, No.2, p.18-26 (1997)
- (4) Elliott, S. J. and Nelson, P. A.: Multichannel active sound control using adaptive filtering, *ICASSP 88*, p.2590-2593 (1988)
- (5) Eatwell, G., Burke, M. J., Eghtesadi, K. and Gossman, W. E.: The application of active cancellation to vehicle

- noise and vibration, *IMechE*, C420/022, p.191-196 (1990)
- (6) McDonald, A. M., Elliott, S. J. and Stokes, M. A.: Active noise and vibration control within the automobile, *Proc. 1991 Acoust. Soc. Jpn. Int. Symp. Active Control of Sound and Vibration*, p.147-156 (1991)
- (7) 田中・加茂・西尾・亀田・大原・加藤：吸気系システムの騒音低減技術について，自動車技術会，学術講演会前刷集 944, p.61-64 (1994)
- (8) 中路 義晴：自動車騒音のアクティブ制御，システム／制御／情報，Vol.38, No.8, p.38-40 (1994)
- (9) 橋本・寺井・田村・木場・中間：シートオーディオシステムのアクティブ騒音制御，信学技報，US94-89, EA94-91, p.21-28 (1995)
- (10) 佐野 久：最小2乗ラティスフィルタのアクティブ騒音制御への応用，*Honda R&D Technical Review*, Vol.5, p.210-216 (1993)
- (11) Sutton, T. J., Elliott, S. J. and McDonald, A. M.: Active control of road noise inside vehicles, *Noise Contr. Eng. J.*, Vol.42, No.4, p.137-147 (1994)
- (12) 倉田・大佐々・小野：適応フィルタを用いたロードノイズ低減に関する一考察，自動車技術，Vol.52, No.3, p.16-20 (1998)
- (13) Eghtesadi, Kh., Hong, W.K.W. and Leventhall, H. G.: The tight-coupled monopole active attenuator in a duct, *Noise Contr. Eng. J.*, Vol.20, No.1, p.16-20 (1983)
- (14) Stothers, I. M., Saunders, T. J., McDonald, A. M. and Elliott, S. J.: Adaptive feedback control of sun roof flow oscillations, *Proceedings of the Institute of Acoustics*, Vol.15, Part 3, p.383-393 (1993)
- (15) 太田・野口・吉村・池上・佐藤：敏感度解析によるロードノイズ低減，自動車技術，Vol.42, No.12, p.1575-1579 (1988)
- (16) 佐野・宮本・足立：フィードバック制御に IMC を用いた2自由度型アクティブ騒音制御に関する研究，日本機械学会論文集C編，Vol.63, No.608, p.1208-1213 (1997)
- (17) Doyle, J. C., Francis, B. A. and Tannenbaum, A. R., : *Feedback Control Theory*, New York, Macmillan Publishing Company, Inc., 1992, p.97-99
- (18) 足立・宮本・粕谷・佐野：2自由度アクティブ騒音制御(1) - IMC 構成に基づくロバスト制御系の設計 -，日本音響学会平成7年度秋季講演論文集，p.565-566 (1995)
- (19) 佐野・足立・宮本・山王堂・粕谷：2自由度アクティブ騒音制御(2) - IMC 構成に基づく適応制御系の設計 -，日本音響学会平成7年度秋季講演論文集，p.567-568 (1995)
- (20) 佐野・吉田・山王堂・足立：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，日本機械学会論文集C編，Vol.64, No.622, p.1970-1976 (1998)
- (21) 佐野・山王堂・平野・足立：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PIDフィードバック制御系の設計法に関する研究，日本機械学会論文集C編，Vol.65, No.637, p.3599-3605 (1999)
- (22) 佐野・足立：アクティブ騒音制御のための音響伝達系の低次元モデリングとフィードバック制御系の設計法，*Honda R&D Technical Review*, Vol.12, No.1, p.129-136 (2000)
- (23) Ohki, S., Konno, F., Nakamura, Y., Ishihara, S., Ohashi, T., Finger, R. A. and Ido, S.: New-AFB Automotive Sound System, *SAE Int. Congress & Exposition*, SP-1167, No.960197, p.1-9 (1996)
- (24) 小川・足立・高橋・佐野： H_∞ 制御を用いたフィードバック能動騒音制御系の設計と消音実験，日本音響学会 2000 年度春季講演論文集，p.81-82 (2000)
- (25) Morari, M. and Zafiriou, E.: *Robust Process Control*, Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1989, p.126-128
- (26) Elliott, S. J. and Sutton, T. J.: Feedforward and feedback methods for active control, *Proc. Institute of Acoustics*, Vol.16, No.2, p.255-273 (1994)
- (27) 足立 修一：信号とダイナミカルシステム，東京，コロナ社，1999, p.127-128
- (28) 木村 英紀： H_∞ 制御，東京，コロナ社，2000
- (29) 足立 修一：ユーザのためのシステム同定理論，東京，コロナ社，1993
- (30) Laimaire, R. O., Valavani, L., Athans, M. and Stein, G., F frequency-domain estimator for use in adaptive control systems, *Automatica*, Vol.27, No.1, p.23-38 (1991)
- (31) 野波・西村・平田：MATLAB による制御系設計，東京，東京電機大学出版局，1998, p.103-139
- (32) 大日方・B. アンダーソン：制御システム設計 - コンローラの低次元化 -，東京，朝倉書店，1999

■ 著 者 ■



佐野 久



井上 敏郎



高橋 彰



石原 大



山下 剛



寺井 賢一

自動車部品用 LCA 計算ソフトウェアの開発

Development of LCA Software for Automotive Parts

井 田 誠*
Makoto IDA須 佐 大 輔*
Daisuke SUSA幕 田 実**
Minoru MAKUTA

要 旨

自動車部品のライフサイクルにおいて廃棄・リサイクル段階で処理されるパターンを洗い出し、それぞれのパターンについて環境負荷を計算するアルゴリズムを加えることにより、普及しているLCA計算ソフトウェアを改良した自動車部品用のLCA計算ソフトウェアを開発した。ソフトウェアの検証はバンパリサイクルシステムの環境負荷を計算して行い、積み上げ法と同等の結果が得られることを確認した。また、ゴム部品のLCAに応用して工程廃材を廃棄した場合とリサイクルした場合の環境負荷を比較した。その結果、工程廃材のリサイクルは環境負荷低減に有効であるが再生材の品質向上とリサイクル工程の環境負荷低減が重要になることがわかった。

ABSTRACT

Patterns to be processed in the deposit and recycling stages of the life cycle of automotive parts were identified. To improve over conventional LCA software, new LCA software for automotive parts was developed by adding an algorithm to calculate the environmental load for each of the various patterns found. The software was tested in terms of its ability to calculate the environmental load in a bumper recycling system and results were confirmed to be equivalent to those calculated using a process analysis method. The software was applied to the LCA of rubber parts to compare the environmental load of the disposal of waste rubber in the factory process with that of recycling the rubber. Results showed that recycling waste rubber is effective in reducing the environmental load, but that it is very important to improve the quality of the recycled material and reduce the environmental load of the recycling process itself.

1. まえがき

使用済み自動車についてはリサイクル率向上が求められており⁽¹⁾部品設計の段階からリサイクル性を考慮する必要がある。また自動車のライフサイクルとしては環境負荷物質(二酸化炭素:CO₂, 硫黄酸化物:SO_x, 窒素酸化物:NO_x, など)の排出量低減が求められている⁽²⁾。このためリサイクル率向上を目指すためには同時に環境負荷の最適化についても考慮しなければならない。そのためには複数の材料仕様や製造方法などについてライフサイクルとしての環境負荷の評価であるLCA(Life Cycle Assessment for Environment)を繰り返し行なう必要がある。複数回のLCAを行うにあたっては対象とするデータの調査および管理や計算の工数低減を可能にするソフトウェアが欠かせない。しかし普及しているLCA計算ソフトウェア(以下普及ソフトウェア)の多くは家庭用電化製品が対象であり、ライフサイクルにおける廃棄・リサイクル段階が単純化されているため自動車部品のLCA計算には適さない。そこで普及ソフトウェアを

改良して自動車部品特有の廃棄・リサイクル段階の多様な処理パターンについて、それぞれに環境負荷の計算が可能な自動車部品用のLCA計算ソフトウェア(以下ソフトウェア)の開発を行ったので報告する。

2. ソフトウェアのねらい

2.1. 普及ソフトウェアの現状と問題点

普及ソフトウェアの計算アルゴリズムの基本は、製品のライフサイクルにおける各段階(原料・素材製造→製品製造→使用・メンテナンス→輸送→廃棄・リサイクルなど)で投入される資材やエネルギーの種類と量を入力し、資材やエネルギーの種類ごとの単位量を得るために放出される環境負荷物質量のデータ(以下原単位データ)を用いて各段階ごとに放出された環境負荷物質の量を積算するものである。原単位データについては調査データを独自に入力するタイプとデータベースを実装しているタイプがあるが、簡易に一定精度の結果が得られて設計や工程毎の仕様比較を行う

* 栃木研究所

** 本田技研工業(株)

— 82 —

棄・リサイクル段階を評価するために追加した部分である。
→印は計算手順の流れを示し、ラインの分岐している箇所は次の段階に移る物量割合の設定を行うことを意味する。
また、図中の数字は下記各項目に附記した番号に対応している。

- (1) 市場から回収されてシュレツダ再生以外のリサイクルにまわるパターンを設けて、その割合を回収率として設定するルーチンを設けた。
- (2) 部品として再利用され、元の部品に戻るルーチンを設けた。
- (3) 複合材料など固有の再生工程を経て作られた再生材料が元の部品や他部品の原料素材としてリサイクルされるルーチンを設けた。
- (4) 回収されて保管されるパターンを設けた。
- (5) シュレツダ破さいを経て素材原料に再生される材料種類を鉄、銅、アルミニウムに加えてマグネシウム、熱硬化性樹脂、熱可塑性樹脂、ガラス、ゴム、紙、塩化ビニールとした。

4. ソフトウェアの特長と動作環境

4.1. 特長

- (1) 自動車部品の各種リサイクルパターンを含めた環境負荷(CO₂, NO_x, SO_x)を評価できる。
- (2) 複合材料など全ての材料のリサイクル効果を評価できる。(シュレツダ再生を除く)
- (3) 再生素材原料を元の部品以外の部品に戻した場合のリサイクル効果を評価できる。

4.2. ソフトウェアの動作環境

- ・ハードウェア関係＝ CPU: Pentium(75MHz)以上/
HDD:50MB 以上/メモリ: 16MB 以上
- ・ソフトウェア関係＝ Microsoft Windows95 / EXCEL97 / ACCESS97

5. ソフトウェアの検証

自動車部品の LCA としてはバンパリサイクルシステムに関して、データ精度が優れるとされる積み上げ法で行った報告がある⁽⁸⁾。この報告では回収再生されたバンパ素材をバンパの原料として 30%リサイクルした場合(以下パーツ TO パーツ)とスプラッシュシールドの原料として 100%リサイクルした場合(以下カスケード＝より低いグレードの材料やより低い機能の部品へリサイクルする意味)の環境負荷を比較している。そこでソフトウェアを用いて同様のシステムの LCA 計算を行い CO₂ 排出量を比較した。Fig.2 にパーツ TO パーツの場合、Fig.3 にカスケードの場合のそれぞれ計算に用いた工程と投入資材の量を示す。

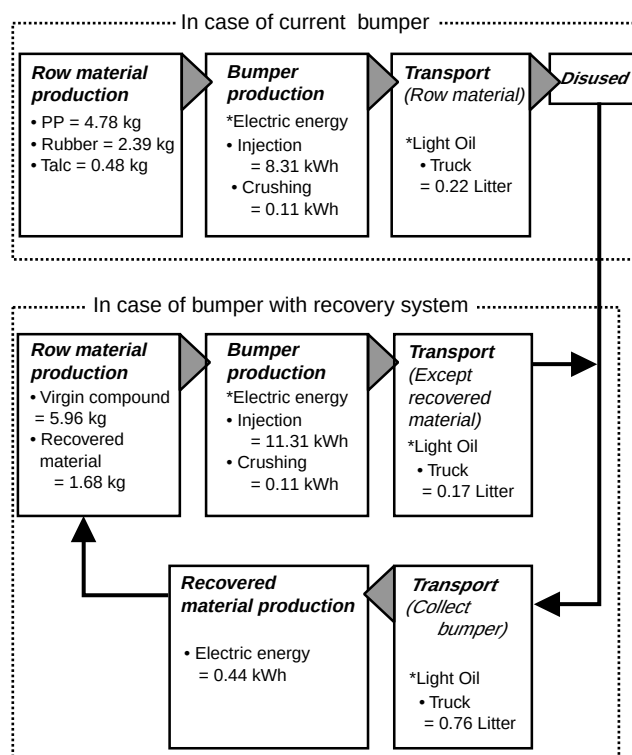


Fig.2 Process and material data of bumper on life cycle used calculation

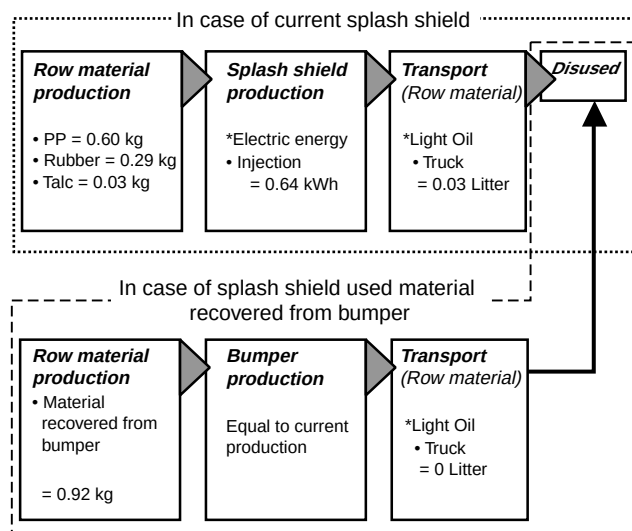


Fig.3 Process and material data for life cycle of splash shield used calculation

ソフトウェアによる計算結果は積み上げ法と同等となった。Table 1 に両者の CO₂ 排出量の比較を示す。また Fig.4 にはパーツ TO パーツとカスケードの場合のソフトウェアによる計算結果の詳細を示す。

パーツ TO パーツの場合では原料分の負荷軽減が認められるが、製造段階の負荷が大きいことから全体としての効果は少ない。これは再生材の原料に対する物性低下のため再生材の原料への適用率が低く、また 2 種の材料をサンドイッチ成形しているため成形工程に要するエネルギーも大

きくなっているためである。一方カスケードの場合はバンパ回収および再生材製造の分としてそれぞれ輸送段階と製造段階の負荷が増えるが、原料分がゼロとなることにより全体ではリサイクル効果が大いことが認められる。これはスプラッシュシールドの原料はバンパ原料より物性が低いためバンパ再生材をスプラッシュシールドの原料と見なして良いためである。このことから積み上げ法と同様に、バンパリサイクルシステムではカスケードの方が環境負荷に有効であるという結論が導かれる。

Table 1 Environmental load(CO₂) of life cycle bumper and splash shield compared by LCA methods

		By software	By process analysis method
Bumper	Current production	19.13 kg	19.21 kg
	Used recovered material from bumper 30 %	17.58 kg	18.74 kg
Splash shield	Current production	1.95 kg	2.09 kg
	Used recovered material from bumper 100 %	0.59 kg	0.67 kg

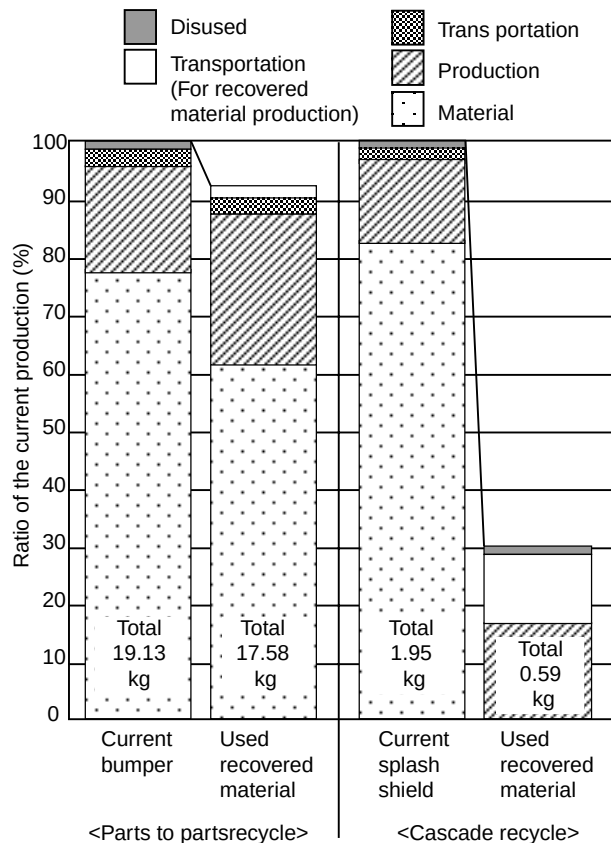


Fig.4 Environmental load (CO₂) of bumper recycle system calculated by software

6. ソフトウェアの応用例

ソフトウェアを用いてゴム部品のLCAを行い、工程廃材をリサイクルした場合と廃棄した場合の CO₂ 排出量をシミュレートした。ゴム部品としてはウォータホースを選定し、再生材製造に要するエネルギーはせん断加工による再生を想定して廃材 1kg 当たり 1kWh とした。製品重量は車一台分相当として 1kg とした。計算に用いた工程と投入資材の量を Fig.5 に示す。

計算結果は通常製品の CO₂ 排出量 2.02kg に対して原料の 30%を再生材とした場合が 1.68kg, 同じく 60%を再生材とした場合が1.33kgとなり環境負荷低減効果が認められた。Fig.6にそれぞれの内訳を示す。再生材を原料に用いる事により再生材製造段階の CO₂ 排出量は増加する。しかし原料製造段階では CO₂ 排出量の減少分がより大きいため全体では再生材の製品原料への適用率に比例して低減する。このことからゴム廃材のリサイクルに関しては、再生材の製品原料への適用率増加につながる再生材品質の向上と再生材の製造段階の環境付加低減が重要であることが導かれる。以上によりソフトウェアがリサイクルのLCA評価に有効であることが認められる。

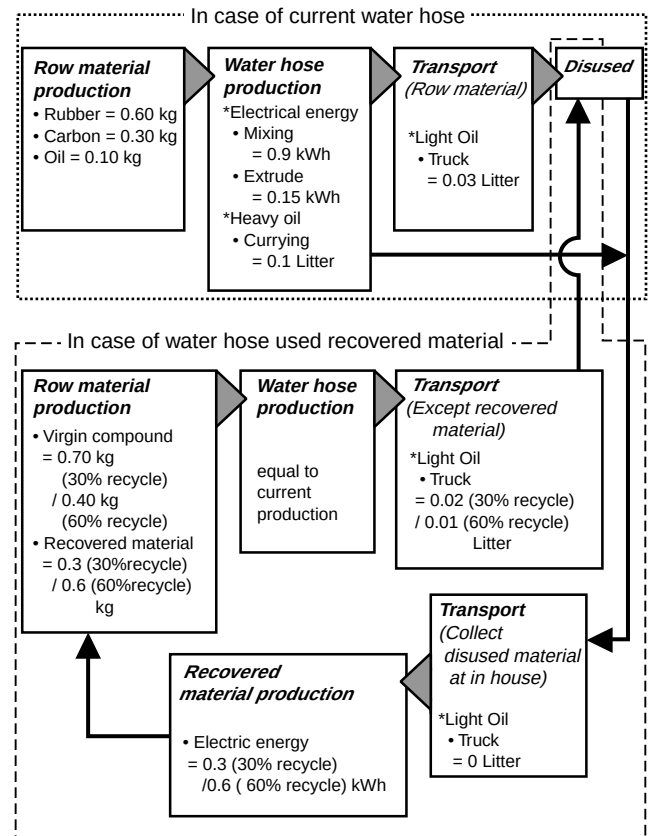


Fig.5 Process data of water hose on life cycle used calculation

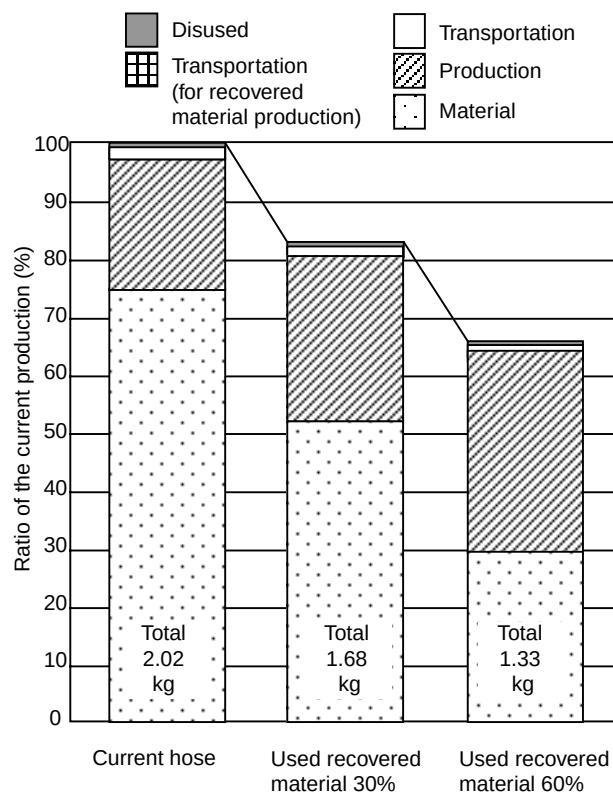


Fig.6 Environmental load (CO₂) of water hose on life cycle

- (2)「経団連環境自主行動計画／自動車」：日本経済団体連合会，1997 年 6 月
- (3)「平成 7 年産業連関表」：総務庁統計局，1999 年
- (4)「平成 7 年工業統計表(品目編)」：通商産業大臣官房調査統計部，1997 年
- (5)「平成 7 年エネルギー生産・需給統計年報」：通商産業大臣官房調査統計部，1997 年
- (6)「平成 7 年ガス事業統計年報」：資源エネルギー庁ガス事業課，1997 年
- (7)「平成 7 年石油等消費動態統計」：通商産業大臣官房調査統計部，1997 年
- (8)幕田実，森口祐一，安田八十五，末野重穂：自動車用パンパライクルシステムのライフサイクルアセスメントによる有効性の評価，第 10 回廃棄物学会論文集，1999 年 10 月，p.150-152

7. まとめ

普及 LCA 計算ソフトウェアに自動車部品特有の廃棄・リサイクル段階の処理パターンを評価するアルゴリズムを加えて改良することにより以下の結果を得た。

- (1)固有の再生工程を有する複合材料部品のリサイクルを含めた環境負荷の評価が可能で，積み上げ法と同等の評価精度が得られるソフトウェアを開発できた。
- (2)ゴム部品に応用し工程廃材リサイクルの効果を評価した結果，リサイクル効果と課題を確認できた。

今後はより大きなモジュールや車全体の LCA への応用を検討する。

8. 謝辞

最後に，本開発にあたって多大な協力をいただいた東芝エンジニアリング株式会社の鈴木春生様と滝口仁様に深く感謝いたします。

参考文献

- (1)「使用済み自動車リサイクル・イニシアティブ」：通商産業省，1997 年 5 月

■著 者■



井田 誠



須佐大輔



幕田 実

ニッケル基超合金のエンドミル加工条件の最適化

Optimization of Endmill Cutting Condition for Nickel Base Super Alloy

梶 浦 幸 生*
Sachio KAJIURA

神 部 靖 彦*
Yasuhiko JINBU

桑 原 和 也**
Kazuya KUWABARA

要 旨

ニッケル基超合金のエンドミル加工条件を最適化するために、従来の逐次法や実験計画法とは異なる、品質工学によるパラメータ設計を適用した。

評価特性としては、設定除去体積と実際の切削除去量を比較する“切削加工の転写性”を選択した。

その結果、パラメータ設計で得られた最適条件で加工すれば、従来の加工条件に対し、切削加工の転写性のバラツキを標準偏差で約 60%低減することができた。

ABSTRACT

Parameter design of TAGUCHI METHOD is applied to optimize endmill cutting condition for Nickel base super alloy.

“Cutting as a presetting removal volume” has been considered as fundamental function, and evaluated with SN ratio.

As a result, about 60% decrease in dispersion of cutting has been done with optimized cutting condition by the parameter design, as compared with current condition.

1. まえがき

従来機械加工の分野では、加工条件を適正化するには各パラメータを逐次的に、または、たすき掛け的に組み合わせる実験を行い、加工面粗さや寸法・工具の逃げ面摩耗・装置の切削抵抗といった“品質特性”で評価する方法が一般的であった。しかしそのような方法ではパラメータ間の交互作用によって、あるパラメータの水準を良いと思われる方向にずらしてみても、結果は期待通りにならないことが多い。また仮に統計的手法による実験計画法を使ってみても、品質特性に対する各パラメータの寄与率は定量的に表わされるものの、バラツキの低減を含めた加工性の最適な条件を得ることは困難である。

近年、従来の逐次法や実験計画法とは異なる、品質工学によるパラメータ設計が提案されており、この方法でTi材の高速切削加工条件や焼入鋼のエンドミル加工条件の最適化を図った事例はこれまでも発表されている⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、通常鍛造及び研削加工にて製品化されることの多いニッケル基超合金(難削材)の切削加工に適用した事例はなかった。

そこで今回我々は、品質工学のパラメータ設計を適用して、ニッケル基超合金(難削材)を縦型フライスで切削加工する際の加工条件の最適化を図った。

* 和光基礎技術研究センター

** 本田技研工業(株)埼玉製作所

2. 実験計画

2.1. 基本機能

品質工学で機械加工の評価をする方法には、主に加工寸法の転写性で評価する方法と、加工エネルギーで評価する方法との二つがある。近年では後者の加工で消費されたエネルギーで評価する方法、つまり機械に入力された電力量と、実際に機械が加工に使用した電力量から求めたエネルギーの入出力を用いて評価する方法についての研究が盛んである⁽³⁾⁽⁴⁾。しかし実際に切削機械の消費電力を測定してみると、アイドリング時(空転時)の消費電力に比べて、加工時の電力が非常に小さいために、その差が測れなかったとの報告もある⁽⁵⁾。

そこで本研究では、切削加工の機能は“設定除去体積をその設定通りに切削除去すること”との基本にたち、その転写性で評価する方法を選んだ。

2.2. 信号因子と評価特性

切削加工の基本機能は、設定除去体積をその設定通りに切削除去することである。つまり設定が倍になれば除去量も倍に、3倍になれば3倍にと、両者が比例関係になることが理想である。ここで入力(信号因子)をM:設定除去体積、出力(評価特性)をy:実加工質量とすると、両者の理想の関

係は次式のようなゼロ点比例式である。

$$y = \beta M \quad (1)$$

しかし実際の切削加工では両者の関係は制御できない諸々の誤差の影響(X1, X2, ..., Xn)を受けて次のような複雑な関係式となる。

$$y = f(M, X1, X2, \dots, Xn) \quad (2)$$

但し、この複雑な関係を解いて各々の影響と特性値との相関関係を求めても、実際にはバラツキの低減を含めた最適解を得ることはできない。

品質工学は、式(2)で表わされる関数関係を式(1)の比例式に近づけるための最適化手法である。従来の実験計画法では、品質特性をそのまま解析の特性値に用いていた。品質工学では信号因子:Mと評価特性:yから信号とバラツキの比に変換した SN 比という特性値で実験の解析を行う。

本実験では信号因子:Mと評価特性:yの関係を次式のゼロ点比例式とした。

$$y^{1/2} = \beta M^{1/2} \quad (3)$$

信号因子(設定除去体積)の水準は3水準とした。設定除去体積の増加に比例して、実加工質量も増加するが、工具の破損等により途中から加工できなくなる条件もある。そのような場合はデータ処理上、実加工質量は最後の加工面の値を代入した(Fig.1)。これは工具寿命が長く、加工精度が高い条件を見いだすためである。

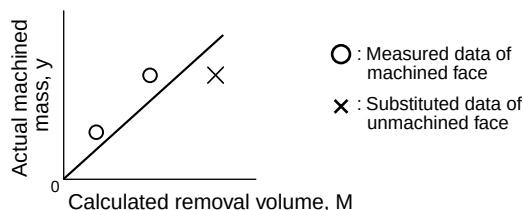


Fig.1 Schematic of ideal function

2.3. 誤差因子

切削条件に限らず加工や製造条件を最適化する場合“バラツキの低減”も含めて条件選定をするが、実験計画段階では考えられなかった掌握しきれていない誤差要因によって最適化ができないことが多い。品質工学ではそのような誤差も含めて、何に対してロバストな条件にしたいかを考える。その“何に”を誤差因子として実験に組み込む。

本実験では加工効率の観点から、

(1) 切削方向(アップカット/ダウンカット)に拘わらず精度よく切削できること。

(2) 突き出し量(短い/長い)に拘わらず精度よく切削できること。

の2点に対してロバストな条件を見いだすこととし、この2つを調査して次のような誤差因子とした。

N1(切削易): 突き出し量短-ダウンカット

切削加工にプラスに働く誤差

N2(切削難): 突き出し量長-アップカット

切削加工にマイナスに働く誤差

2.4. 制御因子

制御因子とは切削加工において制御できる各パラメータであり、フライス加工においては“工具スペック(材質, コーティング, 逃げ角, 刃先角, 刃先R, 工具径等)”, “一刃送り量”, “切削速度”, “回転数”, “加工方向”等多くのパラメータがある。品質工学では実験を計画する際に、パラメータの交互作用の影響が出にくい“L18 直交表”が一般的に用いられている。この場合8つのパラメータまで割り付けることができるが、各パラメータは独立して制御できなければならない。本実験では“工具メーカー”, “一刃送り量”, “切削速度”, “径方向切込み”, “深さ方向切込み”の5つのパラメータを選択した。各パラメータの水準値については、工具メーカーは1, 2の2水準, その他の4パラメータは小, 中, 大の3水準とした。これらを Table 1 のように割り付けた。18通りの実験条件として各パラメータの水準を整理した表(L18 直交表)を Table 2 に示す。

Table 1 Control factors and levels

Factor	Level		
	1	2	3
A Tool maker	1	2	
B Error			
C Feed per tooth	Low	Middle	High
D Cutting speed	Low	Middle	High
E Width of cut	Low	Middle	High
F Depth of cut	Low	Middle	High
G Error			
H Error			

Table 2 L18

Exp. No.	Control factors								Noise	
	A	B	C	D	E	F	G	H	N1	N2
1	1		Low	Low	Low	Low				
2	1		Middle	Middle	Middle	Middle				
3	1		High	High	High	High				
4	1		Low	Low	Middle	Middle				
5	1		Middle	Middle	High	High				
6	1		High	High	Low	Low				
7	1		Low	Middle	Low	High				
8	1		Middle	High	Middle	Low				
9	1		High	Low	High	Middle				
10	2		Low	High	High	Middle				
11	2		Middle	Low	Low	High				
12	2		High	Middle	Middle	Low				
13	2		Low	Middle	High	Low				
14	2		Middle	High	Low	Middle				
15	2		High	Low	Middle	High				
16	2		Low	High	Middle	High				
17	2		Middle	Low	High	Low				
18	2		High	Middle	Low	Middle				

2.5. 固定条件

次の条件は固定条件とした。

- ・ ツールホルダー
- ・ ツール種類(径, 刃数等)
- ・ 切削油(油種, 油量等)

3. 実験結果

3.1. データの検討

L18 直交表の組み合わせに基づいて切削加工を行った。品質工学では各実験でのデータの差(SN比の差)が大きい方が精度の高い評価ができるとされている。ここで例として実験 No.5 と 13 の結果について、加工後の試験片写真を Fig.2, 3 に示す。またデータを Table 3 及び 4 に、グラフを Fig.4, 5 に記す。

写真であきらかなように実験 No.5 では誤差因子 N 1 (切削易)で信号因子の3水準(加工面で3面)目まで加工できたが、N 2 (切削難)では2水準(2面)目の途中から加工不能となった。実験No.13ではN 2で3面目の表面に加工跡が残っているもののN 1, N 2とも3面目まで加工することができた。

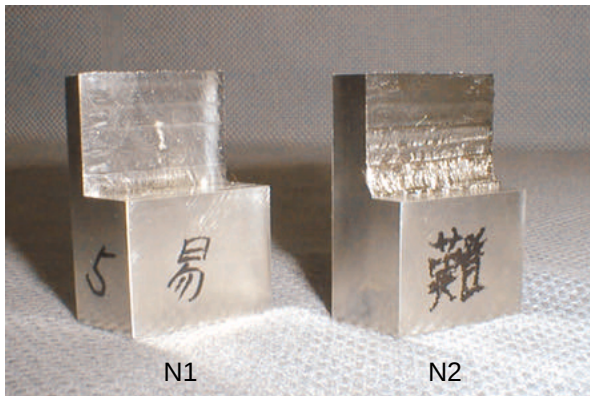


Fig.2 Machined test piece (No.5)

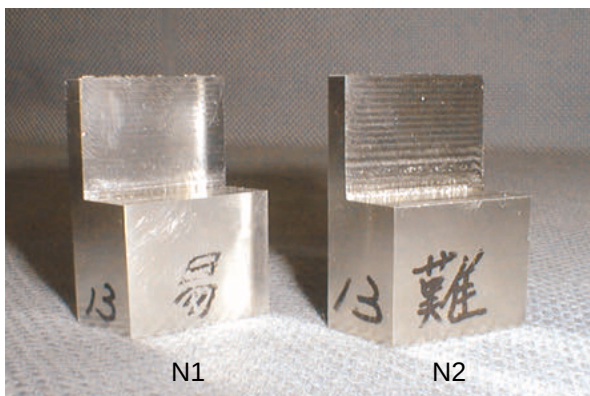


Fig.3 Machined test piece (No.13)

Table 3 Data of No.5

	M (mm ³)	y (g)	
		N1	N2
1	1289.217	11.10	10.49
2	2578.434	22.10	20.97
3	3867.651	33.08	20.97

Table 4 Data of No.13

	M (mm ³)	y (g)	
		N1	N2
1	1285.806	10.97	10.89
2	2571.612	22.01	21.84
3	3857.419	32.95	32.79

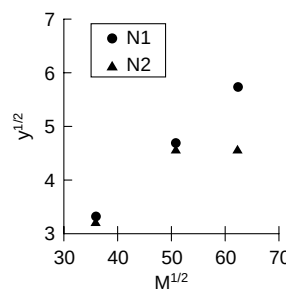


Fig.4 Exp. result (No.5)

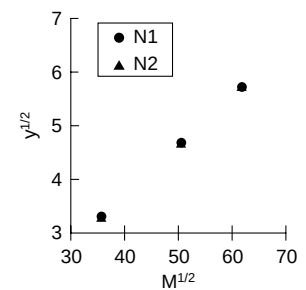


Fig.5 Exp. result (No.13)

3.2. SN 比の計算

実験 No.5 の結果について SN 比の計算例を示す。Table 5 に信号因子及び評価特性を 1/2 乗(√)したデータを示すとともに、それを用いて変動の分解を行った。

Table 5 Data of No.5

	M ^{1/2}	y ^{1/2}	
		N1	N2
1	35.905 7	3.331 7	3.238 9
2	50.778 3	4.701 1	4.579 5
3	62.190 4	5.751 5	4.579 5

・全変動

$$S_T = 3.3317^2 + 4.7011^2 + \dots + 4.5795^2 + 4.5795^2 \\ = 118.7138 \quad (f=6) \quad (4)$$

・線形式

$$L1 = 35.9057 \times 3.3317 + 50.7783 \times 4.7011 \dots \\ + 62.1904 \times 5.7515 \\ = 716.0273 \quad (5)$$

$$L2 = 633.6328 \quad (6)$$

・信号因子の一次効果の変動

$$S_{\beta} = (L1 + L2)^2 / 2r$$

$$= 117.7448 \quad (f=1) \quad (7)$$

但し,

$$r = 35.9057^2 + 50.7783^2 + 62.1904^2$$

$$= 7735.3013 \quad (8)$$

・誤差因子の変動

$$S_N = S_{N \times \beta}$$

$$= (716.0273^2 + 633.6328^2) / r - 117.7448$$

$$= 0.4388 \quad (f=1) \quad (9)$$

・誤差の変動

$$S_e = S_T - S_{\beta} - S_N$$

$$= 0.5302 \quad (f=4) \quad (10)$$

・誤差因子の効果を含んだ誤差変動

$$S_{N'} = S_{N+e} = S_T - S_{\beta}$$

$$= 0.9690 \quad (f=5) \quad (11)$$

以上の計算結果を Table 6 の分散分析表にまとめた。
分散分析から SN 比 η 及び感度 S は次式から以下となる。

$$\text{SN比: } \eta = 10 \log \frac{\frac{1}{2r} (S_{\beta} - V_e)}{V_{N'}} = -14.06 \text{db} \quad (12)$$

$$\text{感度: } S = 10 \log \frac{1}{2r} (S_{\beta} - V_e) = -21.19 \text{db} \quad (13)$$

Table 6 Analysis of variance (No.5)

	Factor	F	Sum of squares	Variance
Primary effect	β	1	117.7448	117.7448
Noise factor	$N \times \beta$	1	0.4388	0.4388
Error	e	4	0.5302	0.1325
	N'	5	0.9690	0.1938
Total	T	6	118.7138	

同様にして各実験データから SN 比と感度の計算を行った結果を Table 7 に示す。

次に, SN比と感度の計算結果をもとに算出した各制御因子の分散分析表(SN 比)を Table 8 に示す。また Fig.6, 7 に SN 比と感度の要因効果図を示す。

Table 7 SN ratio & S(sensitivity) of each experiment

Exp. No.	SN ratio (db)	Sensitivity (db)
1	11.52	-20.73
2	16.83	-20.70
3	-22.19	-22.28
4	9.85	-20.70
5	-14.06	-21.19
6	19.86	-20.70
7	13.38	-20.73
8	17.86	-20.69
9	-13.98	-21.16
10	-13.41	-21.12
11	22.78	-20.67
12	-13.71	-21.13
13	20.74	-20.70
14	17.11	-20.68
15	14.58	-20.68
16	7.85	-20.72
17	12.46	-20.71
18	20.96	-20.68
Average	7.13	-20.89

Table 8 Analysis of variance – SN ratio

Factor	F	S	V	ρ
A Tool maker	1	140.5463	140.5463	3.6%
C Feed per tooth	2	391.8760	195.9280	10.2%
D Cutting speed	2	76.0836	38.0418	2.0%
E Width of cut	2	1570.2173	785.1087	40.7%
F Depth of cut	2	186.6962	93.3481	4.8%
e Error	8	1488.0059	186.0007	38.6%
Total	17	3853.4253	226.6721	

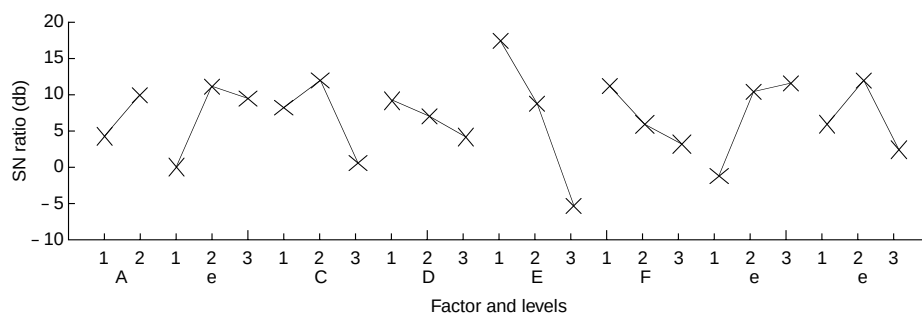


Fig.6 Factor effect diagram on SN ratio

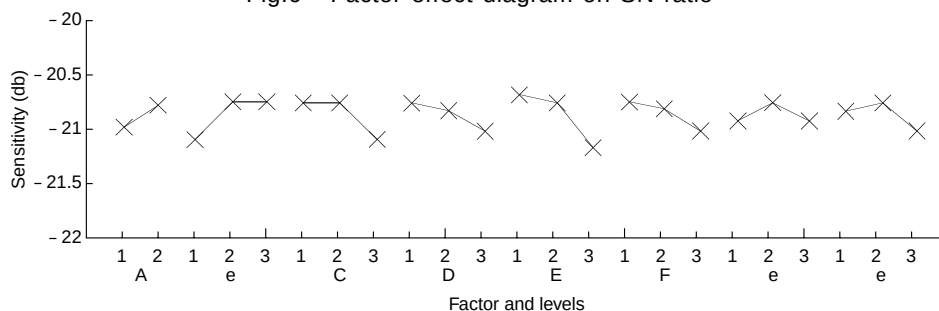


Fig.7 Factor effect diagram on Sensitivity

品質工学では、SN比の要因効果図において、水準間の差の大きい因子ほど評価特性に対する寄与率が高いとされ、また SN 比の大きい水準ほど目的に合致(転写性の向上)した水準を示す。

式(13)で算出した感度 S とは、基本機能(Fig.1)における直線の傾き β を用いて、式(14)で表されるもので、今回の実験では、理論上、 β は切削除去した部分の密度を表している。

$$\text{感度 } S = 10 \log \beta^2 \quad (14)$$

今回使用したニッケル基超合金の密度は $8.53 \times 10^{-3} \text{g/mm}^3$ であるので、式(14)から計算した理想の感度 S は -20.69db となる。感度 S の値が小さいと、切削除去した部分の密度が小さい、つまり設定除去体積に対して実際には切削除去できていなかったということになる。

Fig.6, 7 から SN 比、感度とも各水準による傾向は同じことから、SN比の高い水準を選定すれば感度も向上すると考えられる。

今回の実験では Table 8 からあきらかなように、“径方向切込み”の寄与率が 40.7%と、最も高い値を示した。“径方向切込み”の影響の大きいことは、これまでの切削加工実験からも同様の傾向があらわれていたが、今回の実験によって、他の因子と合わせてその寄与率を定量的に把握することが出来た。一方、誤差列の寄与率も 38.6%であり、制御因子と比較し無視できないレベルであることが示された。

4. 最適条件の推定

4.1. 最適条件の推定

最適条件を推定するため、Fig.6 に示した SN 比の要因効果図から、各制御因子について SN 比が最大となる水準を選択し、現行条件と対比して Table 9 に示す。現行条件は各種の切削加工実験をもとに、逐次的な組み合わせの結果を用いて設定してのものであり、今回の実験 No.2 と偶然一致した。

Table 9 Optimal and current condition

Factor	Optimal condition	Current condition
A Tool maker	2	1
C Feed per tooth	Middle	Middle
D Cutting speed	Low	Middle
E Width of cut	Low	Middle
F Depth of cut	Low	Middle

最適条件と現行条件とで同じ水準を示した制御因子は“一刃送り量”のみであり、他の4つの因子については水準が異なるため、それによる転写性の改善にどの程度の効果を期待できるのか、定量的に推定を行った。

4.2. 最適条件での SN 比の推定

全ての制御因子の各水準の SN 比から、最適条件と現行

条件での SN 比の推定を行い利得を求め、比較した結果を Table 10 に示す。

Table 10 Estimation of average value (db)

	Optimal condition	Current condition	Gain
SN ratio	32.15	12.33	19.82
Sensitivity	- 20.25	- 20.67	0.42

この推定結果は、最適条件で切削加工を行うと SN 比は 32.15db であり、現行条件の 12.33db に比較し約 20db の利得が見込めることを示している。一方、現行条件と等しい、実験 No.2 での実験結果に基づく SN 比は 16.83db であり、推定値 12.33db との間に 4.50db の差があった。これは前述の制御因子の分散分析表(Table 8)で示されているように従来掌握されていなかった誤差要因によるものと考えられる。この誤差要因によって、推定した最適条件で切削加工した場合の利得が、どのような影響を受けるかを明らかにするために確認実験を行った。

5. 確認実験結果及び考察

以上述べた、品質工学のパラメータ設計により求めた切削加工の最適条件及び現行条件(Table 9)で確認実験を行い、SN 比と感度を算出した結果を Table 11 に示す。

Table 11 Confirmed result (db)

	Optimal condition	Current condition	Gain
SN ratio	18.48	10.50	7.98
Sensitivity	- 20.67	- 20.70	0.03

最適条件で切削加工した場合、現行条件との比較でSN比の利得は 7.98db であった。これは下記計算に示すように、切削加工の転写性のバラツキを標準偏差で約 60%低減できることを表している。

式(12)で算出したSN比は、傾きを β 、バラツキ(標準偏差)を σ とすると、式(15)で表される。

$$\text{SN比: } \eta = 10 \log \left(\frac{\beta}{\sigma} \right)^2 \quad (15)$$

よって最適水準での SN 比を $\eta_{(\text{最})}$ 、傾きを $\beta_{(\text{最})}$ 、バラツキを $\sigma_{(\text{最})}$ 、現行条件での SN 比を $\eta_{(\text{現})}$ 、傾きを $\beta_{(\text{現})}$ 、バラツキを $\sigma_{(\text{現})}$ とすると、

$$\eta_{(\text{最})} - \eta_{(\text{現})} = 10 \log \left(\frac{\beta_{(\text{最})}}{\sigma_{(\text{最})}} \right)^2 - 10 \log \left(\frac{\beta_{(\text{現})}}{\sigma_{(\text{現})}} \right)^2 = 7.98 \text{db} \quad (16)$$

また Table 11 から、 $\beta_{(最)}$ $\beta_{(現)}$ であるから、

$$\eta_{(最)} - \eta_{(現)} = 10 \log \left(\frac{\sigma_{(現)}}{\sigma_{(最)}} \right)^2 = 7.98 \quad (17)$$

$$\therefore \left(\frac{\sigma_{(現)}}{\sigma_{(最)}} \right)^2 = 10^{0.798} = 6.281 \quad (18)$$

$$\therefore \frac{\sigma_{(現)}}{\sigma_{(最)}} = 2.506 \quad (19)$$

よって、

$$\sigma_{(最)} = 0.4 \sigma_{(現)} \quad (20)$$

となる。

一方、推定結果で示された SN 比の利得 19.82db に対し、確認実験の結果では約半分の 7.98db しか得られなかった。また確認実験の結果、現行条件の SN 比は 10.50db であり、予備実験の場合の SN 比 16.83db との間に大きな差があり、実験そのものの再現性という点でも課題を残した。

本研究では評価特性として、設定除去体積と実際の切削除去量を比較する“切削加工の転写性”を選択している。この場合、異なった切削加工条件でも、評価特性の切削除去量が同一であれば SN 比も同一となるが、切削加工システム全体での評価を考えると、誤差要因も含めて、パラメータの影響を十分に把握できていない可能性がある。

例えば、現在一般的に使われている主軸回転数がフィードバック制御される加工機械では、切削抵抗が大きくなり主軸回転数が落ちようとすると、電力を上げて回転数が一定に保たれる。その結果、評価特性である転写性は同一であったとしても、その切削加工に使用されたエネルギー（消費電力量）は大きくなる。この余分なエネルギーは、熱・振動・音等に変換され、バラツキを生み出す原因となることが考えられる。

従って今後更に、加工条件の最適化、利得推定精度を向上させるためには、“切削除去量”だけではなく、切削加工システム全体を考えた“消費電力量”等も評価特性に加えることが必要と考える。

6. まとめ

ニッケル基超合金のエンドミル加工条件を最適化するために、品質工学のパラメータ設計を適用し、以下の知見を得た。

- (1) 最適条件で加工すれば、切削加工の転写性のバラツキを約 60%低減することができた。
- (2) 更に条件選定の精度を向上させるためには、切削加工システム全体を考えた評価特性の見直しが必要である。

参考文献

- (1) 藤本賢志, 藤懸清, 藤本良一, 東原和行, 高橋和仁: Ti 高速切削工程の最適化, 第 6 回品質工学研究発表大会 論文集, p.173-178 (1998)
- (2) 和合健: エンドミルによる焼入鋼切削の最適化, 第 7 回品質工学研究発表大会 論文集, p.189-192 (1999)
- (3) 市川和愛, 嘉指伸一, 藤土盛嗣, 住田典夫: ON 時と OFF 時のエネルギー評価による旋削加工技術の開発と生産性向上, 品質工学, 第 8 巻, 第 1 号, p.38-42 (2000)
- (4) 高橋和仁, 高坂慎治, 星谷清春, 矢野耕也, 西内典明, 矢野宏: 電力を利用した切削加工条件の最適化, 品質工学, 第 8 巻, 第 1 号, p.24-30 (2000)
- (5) 中谷善一, 鷺谷武明, 徐世中, 梶浦幸生, 堀川雅彦, 高倉篤, 杉山昭, 堀信夫: 中硬度鋼材の高速ボールエンドミル切削加工条件の最適化, 第 7 回品質工学研究発表大会 論文集, p.165-168 (1999)

■ 著 者 ■



梶浦幸生



神部靖彦



桑原和也

表面改質によるエンジンのしゅう動抵抗低減技術

Technology for Reducing Engine Rubbing Resistance by Means of Surface Improvement

荻原 秀実*
Hidemi OGIHARA
村田 雅史*
Masashi MURATA

城戸 智之* 山田 裕*
Tomoyuki KIDO Hiroshi YAMADA
小林 重実*
Shigemi KOBAYASHI

要 旨

ショットピーニングを応用したピストンしゅう動面の表面改質によるしゅう動抵抗低減技術を開発した。

これは被加工物表面に、中心粒径 $\phi 40\ \mu\text{m}$ の略球形セラミックビーズを圧縮エアと共に秒速 100 m以上の高速度で衝突させ、表面に無数の微細なくぼみを附与し、油膜保持性向上をねらったものである。

これによりエンジン単体での摩擦損失出力を2～2.6%低減する事ができた。この処理の効果持続性の検証としてエンジン単体での長時間運転試験を実施し、長時間運転後においても、実しゅう動部にくぼみが残存していることを明らかにした。又、本処理がピストン焼付きタフネス向上に有効であることも明らかにした。

ABSTRACT

A technology has been developed for surface treatment that reduces the rubbing resistance of piston rubbing surfaces that have had shot peening applied. This technique shoots compressed air together with roughly spherical ceramic beads with a central particle diameter of $40\ \mu\text{m}$ at high speeds of 100 m/sec or more against the surface of the object to be processed, creating numberless microscopic dimples on it. This is intended to improve the oil film hold of the treated surface. Use of this technology enables a 2–2.6% reduction of the friction loss of output from engine unit. The engine unit was subjected to an extended running test to verify the sustainability of the effects from this treatment, and the results showed that dimples still remained on the actual rubbing parts even after running the engine for an extended period of time. The treatment was also demonstrated to be effective in increasing the anti-seizure characteristics of the pistons.

1. まえがき

近年、地球環境改善への関心が急激に高まる中、省資源の観点からも自動車の低燃費化の要求がますます高まってきた。エンジンにおいても高効率化として熱効率の向上と機械損失の低減を図るため、さまざまな角度から研究がなされている⁽¹⁾⁽²⁾。特に機械損失においては、ローラフォロア動弁系、ピストンリング張力低減、軽量化など、エンジン部品細部にわたり改良がなされてきている。今回、しゅう動部の表面性状の改良によるしゅう動抵抗の低減に着目し検討を行なった。この結果、機械損失の中でも4割を占めるピストン駆動損失を、表面性状の改良により30%低減できた。本稿では、摩擦損失低減効果、耐焼付き性、効果持続性、量産適用例について報告する。

*栃木研究所

2. 機械損失低減技術

Fig.1に示すように、部分負荷運転時の全損失の6割は機械損失が占めている。機械損失の内訳を見るとピストン駆動損失(ピストンのしゅう動抵抗)の占める割合が4割となっており、ピストンのしゅう動抵抗を低減することが燃費の向上に効果的であることが分かる。従来、ピストンのしゅう動抵抗を低減させる手法としては、ピストン側面に対して、モリブデンに代表される固体潤滑材の塗布、コーティングや、錫メッキなどがあるが、これらの手法はしゅう動抵抗低減効果が小さく、剥れや摩滅などにより効果の持続性が懸念される。これに対し持続的しゅう動抵抗低減の実現をしゅう動部の面性状改良という切り口から取組んだ。

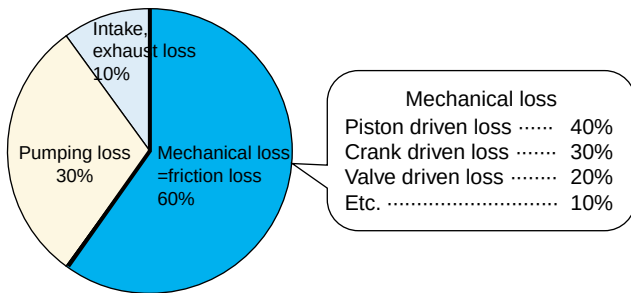


Fig.1 Engine component loss division
at Ne = 1500rpm, P intake = -53kPa

2.1. ピストンスカート部の潤滑状態

表面性状改良によりしゅう動抵抗の低減を得るには、しゅう動部に介在する潤滑油の保持を効果的に高める必要がある。これにより流体潤滑状態を、あらゆるエンジン運転状況下に於いても継続的に維持し、円滑なしゅう動状態を作り出し、しゅう動抵抗を低減することができる。

始めに、現状のピストンとシリンダのしゅう動面状態を考察する(Fig.2)。ピストンスカート側面には耐焼付き性向上を主目的とした条痕加工と称するら旋状の筋目が円周方向に沿って機械加工により施されている。

更に、ピストン側面をミクロ的に観察すると機械加工時に生じる細かな加工の筋目が、やはり円周方向に無数に認められる。

この表面性状下における潤滑状態としては、ピストンが燃焼ガスにより爆発荷重を受けスラスト方向に動きシリン

ダに強く押し付けられた時、この加工の細かな筋目に沿ってピストンとシリンダに介在している潤滑油は、毛管現象により円周方向に流動する。このためピストンとシリンダのしゅう動部間においては、油膜保持が困難になりしゅう動抵抗の増大を招き、場合によっては、かじり、焼付きに進展する。

3. マイクロディンプル処理によるしゅう動抵抗低減

加工の筋目に沿って発生する毛管現象を阻止するためには、加工の筋目を取り除く必要がある。

その手法として、マイクロディンプル処理(以下 MD 処理と記す)を採用した。

MD 処理は、中心粒径φ40μmの略球形セラミックビーズを、圧縮エアを介し、秒速100m以上の高速度で被加工物表面に衝突させるショットピーニング加工の一種であり、加工物の寸法を変えることなく、被加工物表面に無数のミクロンオーダーのくぼみ(MD)を付加し、加工の筋目を消失するとともに、しゅう動抵抗低減に効果的なオイルピットを形成する(Fig.2)。

3.1. テストピースを用いた往復摺動試験によるしゅう動抵抗低減の検証

MD 処理によるしゅう動抵抗低減効果を検証するため、テストピース(以下 TP と記す)を用いた往復しゅう動試験

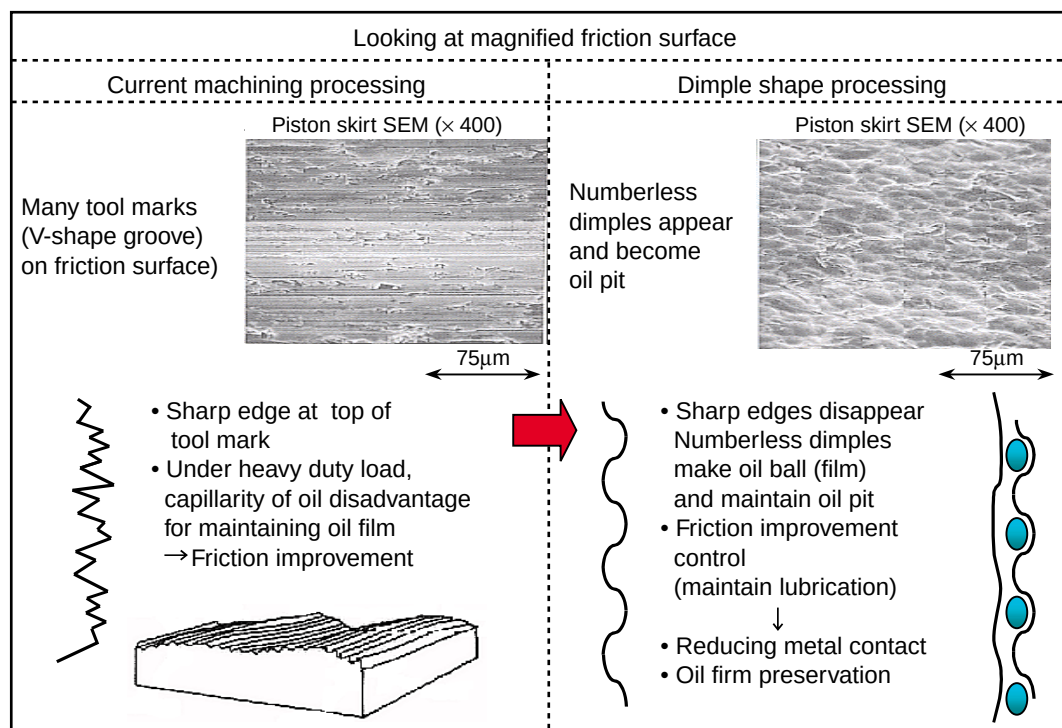


Fig.2 Dimple effect (expectation)

による摩擦係数および、焼付き荷重の測定を実施した。当該往復しゅう動試験の概略を Fig.3 に示す。

シリンダを擬した板材しゅう動面に潤滑油を滴下しながら、TP を 50mm のストロークで板材表面上にて往復しゅう動させ、その際に押し付け荷重を段階的に増加させ摩擦係数 μ をリアルタイムに測定し摩擦係数を時間で積分することにより、単位時間当たりの平均摩擦抵抗を算出した。その結果を Fig.4 に示す。

条痕加工を施したしゅう動表面に、更に MD 処理を施した TP は、MD 処理投射圧力 1.5 ～ 4.5 気圧(ゲージ圧力、以下圧力値は全てゲージ圧力)の範囲で、条痕加工のみの面に対し約 7% 摩擦係数 μ が低下している。

比較として、条痕加工を施していない平面に MD 処理を行なった TP の結果を併記したが、MD 処理を施していない平面のままの TP の μ が一番低い結果となった。しかし、Fig.5 に示すように焼付き荷重は、平面より条痕加工を施した面の焼付き荷重が高く、条痕加工に MD 処理を施すことで焼付き荷重は、更に向上することが判明した。

この試験の結果から摩擦係数と焼付き荷重を合わせて向上出来る手法として、条痕加工に MD 処理を施すことが有効であることが確認できた。

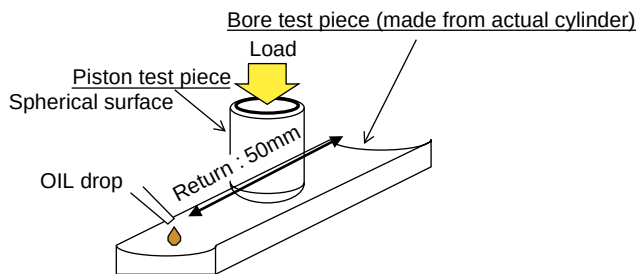


Fig.3 Two way friction test machine (simple drawing)

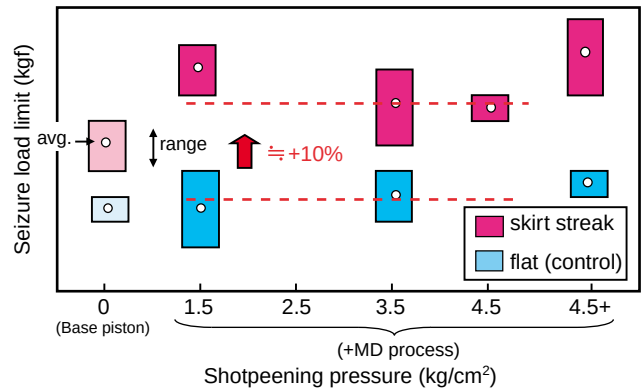


Fig.5 Two way friction test result

3.2. MD 処理条件によるしゅう動抵抗低減

以上の TP しゅう動試験の結果から、Fig.6 に示すようにピストンスカート部全周の条痕付しゅう動面に MD 処理を投射圧力 1.5 ～ 4.5 気圧で施したピストンを各々製作し、エンジン単体でモータリング法に依る機械損失を測定した。

投射圧力に対する機械損失低減特性を Fig.7 に示す。供試エンジンは排気量 1.0L, 1.5L および 2.2L の 3 種類である。投射圧力 1.7 から 4.5 気圧の範囲で 1% 以上の機械損失低減率を得ており、いずれのエンジンに於いても、投射圧力 3.5 気圧で機械損失低減率が最大となり、2 ～ 2.6% のフリクション低減率を得た。

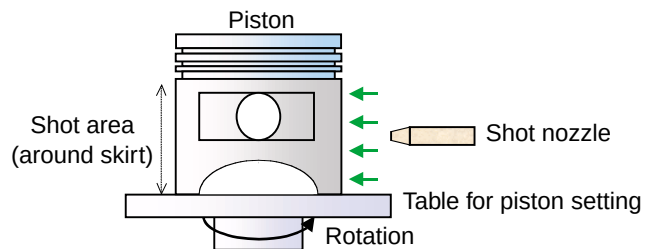


Fig.6 MD process piston setting layout for machine

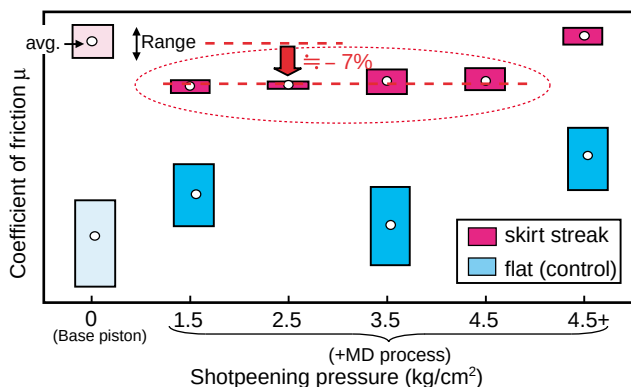


Fig.4 Two way friction test result

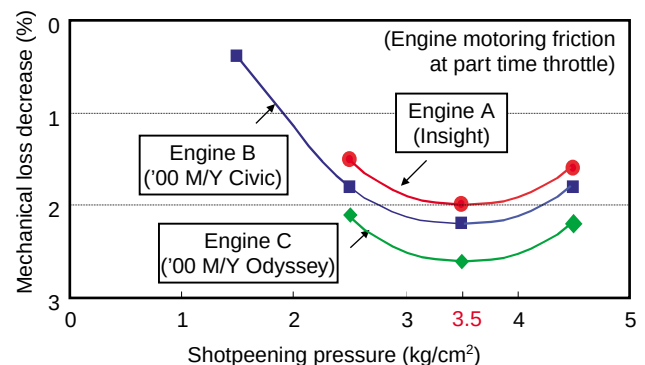


Fig.7 Shotpeening pressure and mechanical friction loss

以上のことから MD 処理条件を投射圧力 3.5 気圧に、投射材の中心粒径を $\phi 40\mu\text{m}$ のセラミックビーズに設定した。また、この条件下に於いて得られる MD の平均深さは、 $0.6 \sim 1.8 \mu\text{m}$ であった。ここで MD の平均深さは、面粗度 Ra を測定し、その Ra の値を平深さとした。

3.3. MD 処理の効果持続性の検証

この MD の効果持続性を把握するために、エンジン単体での高負荷、長時間台車運転を実施し、一定時間経過後モータリング法により機械損失を測定した。

Fig.8 に示すように、MD 処理ピストンは未処理ピストンに対し、初期状態から機械損失が低く、120時間運転後に於いても未処理ピストンに対し 2% 以上の機械損失低減効果が得られている。また、その時の条痕部の摩耗量の推移を Fig.9 示す。

条痕初期高さは約 $10 \mu\text{m}$ であり、それが長時間運転後、約 $8 \sim 9 \mu\text{m}$ となり、 $1 \sim 2 \mu\text{m}$ 摩耗している。

しかし、この摩耗は進行性のあるものではなく、運転開始後 100 時間近辺で、ほぼ平衡状態となっている。この状態で上記のように、未処理に対して 2% 以上の機械損失低減効果が得られている。

長時間運転前後のしゅう動面の状態を Fig.10 示す。

しゅう動前の未処理ピストンには、条痕加工形状が認められる (Fig.10-1)。これに対し、しゅう動後の未処理ピスト

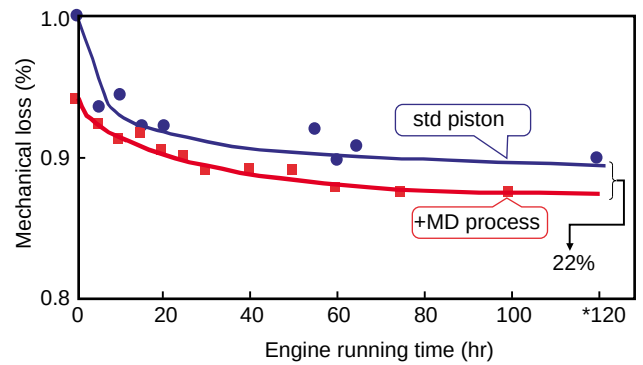


Fig.8 Mechanical loss decrease & eng running time

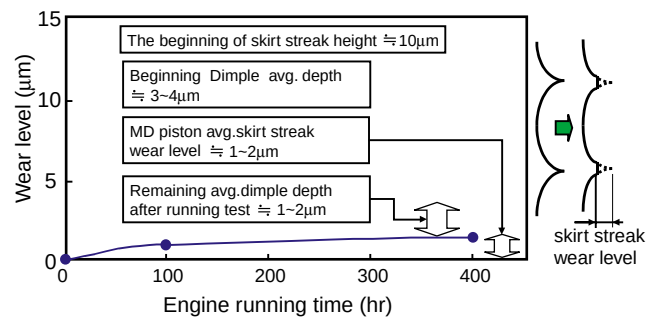


Fig.9 Wear level of MD process piston skirt streak

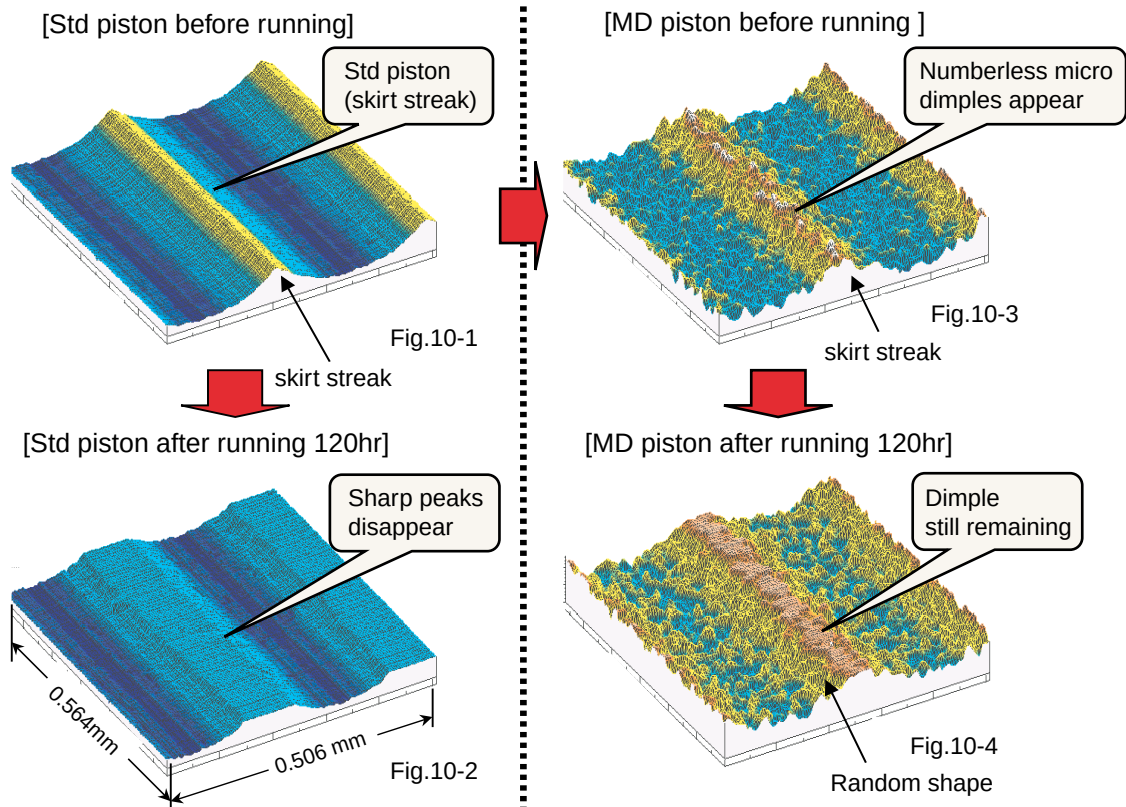


Fig.10 Characteristic of piston wear

ンは、条痕先端が摩滅し略台形状化している (Fig.10-2)。

ピストンのしゅう動に伴い、条痕先端部の摩滅によって略台形状部の縁に形成されたエッジは、ピストンの往復運動時に潤滑油に対しワイバの様に作用し極圧荷重下に於いては毛管現象と共に、実しゅう動部への潤滑油の供給を困難なものとしていると推察される。

一方これに対し、しゅう動前の MD 処理ピストンでは、MD が隙間なく無数認められる (Fig.10-3)。

更にしゅう動後に於いても、実しゅう動面である条痕先端部は摩滅しているが MD が残存している (Fig.10-4) (Fig.11)。

また略台形状化した実しゅう動面の縁部は、MD 処理によって形成された入り江状に入り組んだ形状となっている。このため、条痕と条痕の間の大きな谷間部に存在している潤滑油がピストンの往復運動時に、容易に、この入り江部から実しゅう動部分に供給され実しゅう動面に残存している MD にも潤滑油が供給されしゅう動を良好なものとして考えられる。

長時間運転前後の未処理と MD 処理におけるピストンスカート断面の二次元表面性状測定結果を Fig.12, 13 に示す。

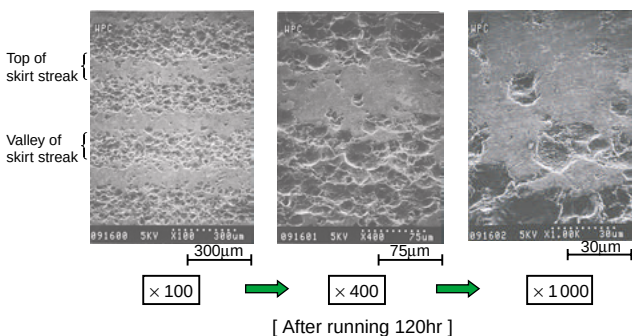


Fig.11 Looking at magnified MD piston skirt surface

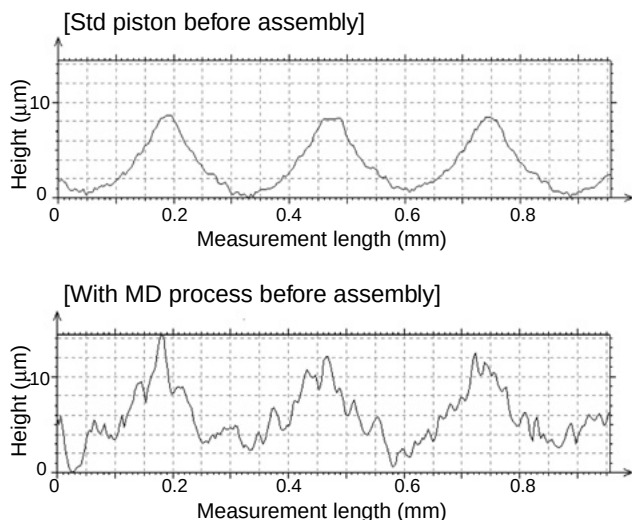


Fig.12 Surface curve of piston skirt-1

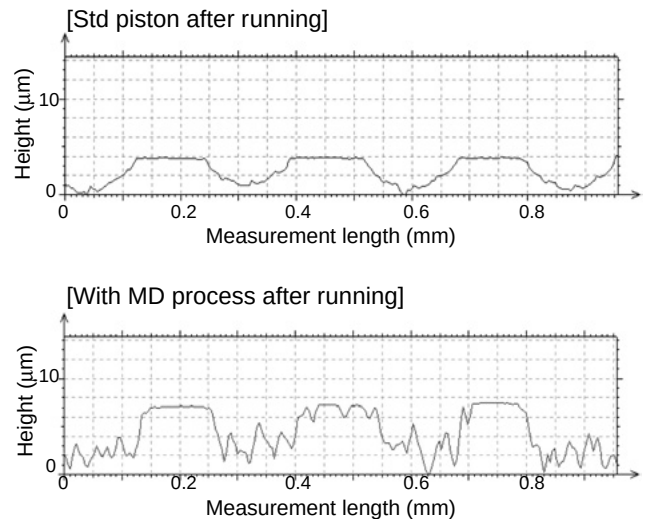


Fig.13 Surface curve of piston skirt-2

MD 処理により、無数の微細なくぼみが形成され、長時間運転後においてもくぼみの残存が確認できる。

4. まとめ

ショットピーニングを応用したピストンスカート面の表面改質 (MD 処理) により以下の結果を得た。

- (1) MD 処理によりピストン駆動損失を低減し、エンジンの機械損失を 2 ~ 2.6% 低減した。
- (2) MD 処理条件は、投射材中心粒径 40 μm の略球形セラミックビーズを、投射圧力 3.5 気圧で、圧縮空気と共に 100m/sec. 以上の高速でピストンスカート部全周に投射する条件が、もっともしゅう動抵抗低減効果が大きかった。

5. あとがき

本知見で得られた技術は、ホンダ初のハイブリッドカーインサイトへの採用を皮切りに採用を拡大している。

本研究のような局所的な潤滑状態を解明し、改良、改善する研究が今後ますます重要になると思われる。

面性状においても、他部品への適用や異材料の溶着、面粗度の改善など、まだまだ改善、発展、応用の可能性がある。

用途に応じた面性状を自由に作り出せる技術開発を目指し、努力していきたい。

最後に、本研究にあたり、当初より研究支援を快諾下さり、技術指導および、ご助言を頂いた (株) 不二製作所 間瀬氏、菅沢氏、熊谷氏、石渡氏、(株) 不二機販 宮坂氏の各氏に厚く御礼申し上げます。

文 献

- (1) 青木薫, 梶原滋正, 佐藤浩光, 山本善夫: モータ式ハイブリッドパワートレインの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, 98-99, p.9-12 (1999)
- (2) 福尾幸一, 藤村章, 斉藤政昭, 角田和彦, 瀧口士郎: 超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.1-8 (1999)

■ 著 者 ■



萩原 秀実



城戸 智之



山田 裕



村田 雅史



小林 重実

選択還元型リーン NO_x 触媒システムの研究

Study of Selective Type de-NO_x Catalyst System

小 川 賢

Ken OGAWA

成 重 丈 志

Takeshi NARISHIGE

寺 田 一 秀

Kazuhide TERADA

小 森 谷 勲

Isao KOMORIYA

杉 山 知 己

Tomomi SUGIYAMA

要 旨

希薄燃焼時の NO_x 浄化という課題に対し、酸素過剰雰囲気下で安定した浄化性能を発揮する選択還元型リーン NO_x 触媒に注目した。

活性種として Ir を選択し、酸素過剰雰囲気下、HC 酸化競争反応における NO_x 還元を選択性をサポート材の改良により実現し、NO_x 浄化率向上を得た。

また、選択還元型リーン NO_x 触媒の課題である耐久性に関しては、NO を NO₂ 変換する能力がある LaCoO₃ を触媒にコートすることで向上させることができた。

開発した選択還元型 Ir 触媒を用い、浄化特性に合わせたエンジン制御を行い 10-15MODE において、全域リーン運転で、63%の NO_x 浄化率を得た。

ABSTRACT

SCR (Selective Catalytic Reduction)-type Lean NO_x catalyst, which have continuously good activity of NO_x reduction under the condition of excess oxygen, was focused for the NO_x reduction in lean-burn exhaust gas.

In this study, the advancement of NO_x conversion can be achieved by using Ir (iridium) catalyst. And the NO_x selectivity, which in competitive HC oxydizing reaction, is improved by using new catalyst support.

Furthermore, the catalyst durability is improved by coating the material, which can convert NO to NO₂, with the catalyst. The improved catalyst have good performance for practical use.

The improvement Ir catalyst showed the highest conversion in reduction of NO_x (63%) on Japanese 10-15 mode, under the lean condition, with the engine controlling according to catalytic properties.

1. まえがき

近年、地球温暖化問題への関心が高まり、CO₂ 排出抑制の観点から世界中で自動車の燃費向上が要求されている。

ガソリンエンジンの燃費向上手法としては、希薄燃焼が有効である。しかしながら希薄燃焼においては、排気ガス中の酸素濃度が高く、従来の自動車用三元触媒では NO_x の還元が困難であった。したがってガソリンエンジンの燃費向上のためには、酸素過剰雰囲気下で NO_x を浄化できる触媒システムの開発が必要である。

本研究では、酸素過剰雰囲気下で NO_x 浄化性能を発揮する選択還元触媒に着目し、10-15モード全域リーン運転可能な触媒システムを開発した。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

触媒を利用した酸素過剰雰囲気下での NO_x 浄化方法として、さまざまな貴金属を用いて NO_x を吸着分離し、理論空燃比及び還元域で接触還元する乾式吸着法が提案⁽¹⁾されている。また、ゼオライト系触媒⁽²⁾、複合酸化物系触媒⁽³⁾、貴金属系触媒⁽⁴⁾⁽⁵⁾などを用いた選択還元法も提案されている。

本研究では、高い燃費効果を引き出すために、酸素過剰雰囲気下でも NO_x を安定して浄化できる選択還元型貴金属触媒を用いた方式に着目して、開発を進めた。

また、選択還元型触媒の従来からの課題であった耐熱性⁽¹⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾向上に留意して開発を行った。

3. 研究目標

本研究では、酸素過剰雰囲気下でも NO_x を安定して浄化できる触媒システムを開発することを目標とした。

開発の目標値としては、実車を用いた 10-15 モードでは全域希薄燃焼の条件で 60% 以上、触媒単体では実排気ガスをシミュレートしたモデルガスで 60% 以上の NO_x 浄化率とした。

4. 触媒開発

4.1. 活性種の選択

選択還元型触媒では、酸素過剰雰囲気下で O₂ と NO_x による HC 酸化の競争反応となるため、NO_x 還元の選択性を高めるほど HC、CO の酸化が不十分になりやすい。したがって触媒開発に際し、後段への酸化触媒の配置を前提に以下に示す観点から活性種の選定を行った。

- (1) 後段の酸化触媒が浄化可能な温度域となるような NO_x 浄化温度領域を持つもの。
- (2) NO_x 浄化率が高く、浄化温度領域が広いもの。

Fig.1 は、触媒の活性種別に温度に対する NO_x 浄化特性を示したものである。

これより、Ir は(1)(2)の条件を満足する性能を最も有していることから活性種として選択した。

4.2. モデルガスの設定

Ir 触媒は低沸点不飽和 HC 種により NO_x を特異的に還元する特性が報告されている⁽⁵⁾。我々は HC 種による NO_x 浄化特性を把握した。Fig.2 は温度に対する NO_x 浄化特性の HC 種による影響を示したものである。これより、Ir 触媒は不飽和結合を有するオレフィン、アロマで NO_x を浄

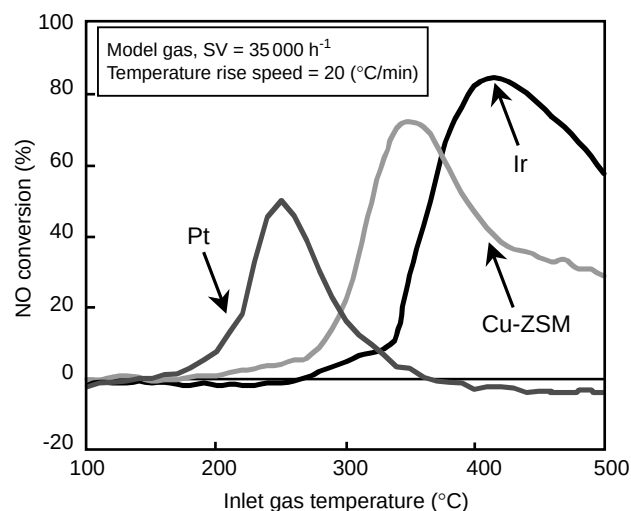


Fig.1 NO conversion characteristic of Ir, Pt, Cu catalysts

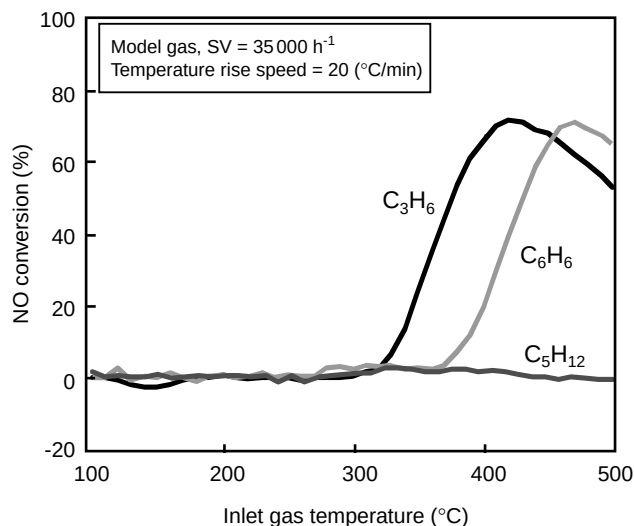


Fig.2 NO conversion characteristic of kinds of HC

化し、HC 種により浄化温度領域も変化する特性を有していることが分かる。したがって本開発では、パラフィン、オレフィン、アロマの成分割合を実排気ガスに合わせたモデルガスを設定し評価を行った。Table 1 に設定モデルガスの成分を示す。

Fig.3 にモデルガスと実排気ガスでの温度に対する NO_x 浄化特性の比較を示す。なお、図に示す温度は、モデルガス試験では触媒入り口ガス温度、実機試験では触媒床温度である。これより、NO_x 浄化温度域、NO_x 浄化率共に、モデルガスで実排気ガスをシミュレートできることが確認できた。

4.3. NO_x 浄化性能の向上

選択還元型 NO_x 触媒は酸素過剰雰囲気下で HC を還元剤として NO_x 浄化を行う反応形態であり、HC の酸化反応は酸化剤 O₂ 及び NO_x による競争反応である。

Table 1 Formation of model gas

Gas	Concentration
O ₂	7.4%
CO ₂	9.5%
T-HC	2 800 ppmC
CO	800 ppm
NO	130 ppm
H ₂	300 ppm
N ₂	Bal.
H ₂ O	10%

HC: C₃H₆, C₆H₆, i-C₅H₁₂

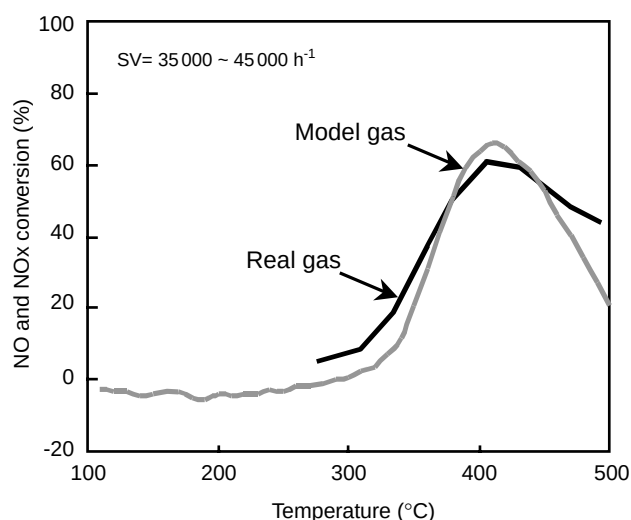


Fig.3 NO and NOx conversion characteristic of experimental gases

そのため、HC の O_2 による酸化反応を抑制し、NOx 還元反応の選択性を高めることで、NOx 浄化率の向上とNOx 浄化温度域の拡大が期待できる。そこで、HCの酸化反応を抑制するために、Ir サポート材の検討を行った。

Fig.4は、サポート材の変化が固定床流動式触媒反応装置を用いたNOx 浄化特性に及ぼす影響を示したものである。これより、比較的HC 酸化反応抑制効果の小さいサポート剤の場合(Support C)、NOx 浄化率の最大値が低く、浄化温度領域も高温になる。それに対し、HC酸化反応抑制効果を強化することで、NOx 浄化率の最大値、浄化温度領域共に向上し、NOx 浄化性能の改善を実現できた。

4.4. 耐久性の向上

4.4.1. 耐久後の問題点

選択還元型触媒の課題として、耐熱性が挙げられる⁽¹⁾⁽⁶⁾。そこで、サポート材の適正化により得られた触媒を用

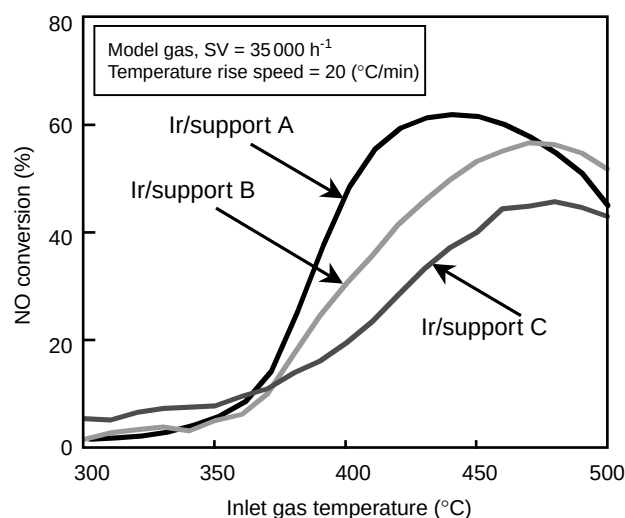


Fig.4 NO conversion characteristic of support materials

い耐久性の確認を行った。

Fig.5に固定床流動式触媒反応装置を使用した初期状態と80 000km 走行相当劣化状態での NOx および HC 浄化特性の変化を示す。NOx の還元剤として作用するHC 酸化能にとともに NOx 浄化も高温化している。これより、本研究の劣化条件においては、耐久後NOx 浄化率の低下とNOx 浄化温度域の高温化が問題点であり、これらの改善が必要である。

4.4.2. 耐久性向上手法の方向性

4.4.1. で明らかになった問題点を解決するために、Ir触媒の NOx 反応機構推定と推定反応機構より改良の方向性を検討した。

酸素過剰雰囲気下における Ir 触媒の NOx 反応機構は、Fig.6 に示すように排出 NOx の大部分を占める NO が Ir 表面で O_2 と反応してより反応性の高い NO_2 となり、不飽和結合を有するHCで還元されると推測される⁽⁸⁾。したがって、NO が Ir 表面に到達した時点で NO_2 に変換されてい

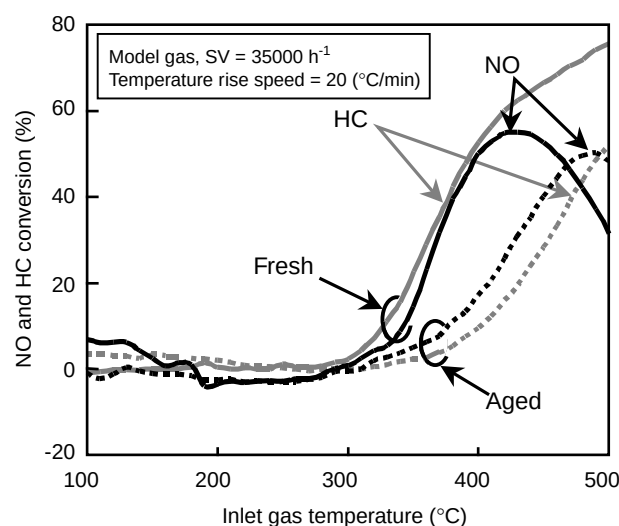


Fig.5 NO and HC conversion characteristic of aging

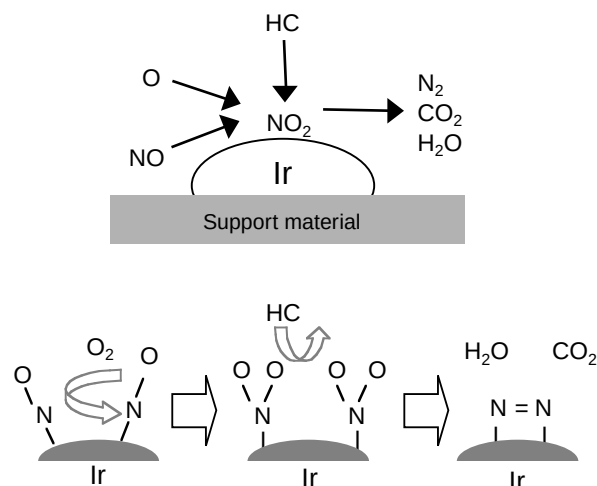


Fig.6 Conjecture of exhaust gas purifying mechanism

れば、Ir 表面において NO を NO₂ に変換する反応が省略でき、NO_x浄化率の向上、浄化温度域の高温化防止ができると考えられる。その具現化手法としては、Ir 触媒の上部に NO を NO₂ に変換する材料をコートすることが有効であると推測した。

4.4.3. NO₂ 変換材の検討

4.4.2. で述べた推測に基づき、NO₂ 変換材の検討を行った。NO₂ 変換材に求められる機能としては、

- (1) NO の NO₂ への変換効率が低いこと
- (2) Ir 触媒の NO_x 浄化温度域と NO₂ 変換温度域が一致すること、である。

そこで、我々は NO₂ 変換材として ABO₃ 型の複合酸化物およびベースメタル酸化物に着目した。ABO₃型複合酸化物でその構造中に酸素欠陥を持つものは、Fig.7に示すように酸素欠陥が NO の吸着サイトとなり、同時に構造中の B サイトが酸化サイトとして作用するので、両者の機能によ

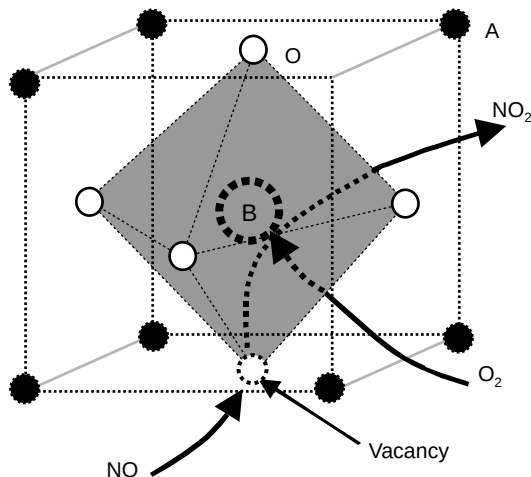


Fig.7 Conjecture of NO conversion to NO₂ mechanism

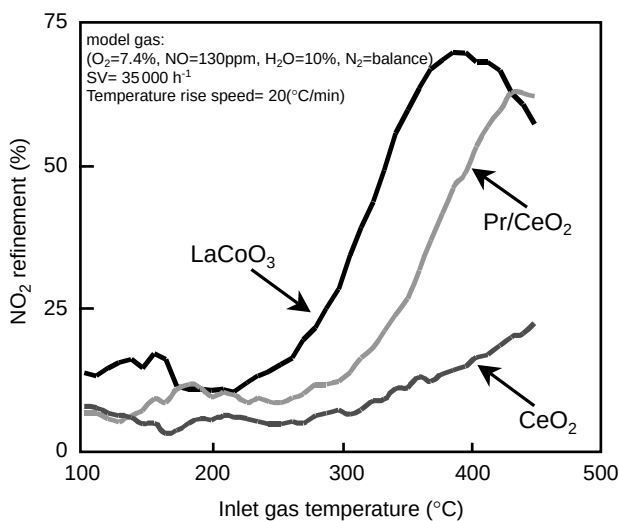


Fig.8 NO₂ refinement characteristic of materials

り高い NO₂ 変換効率が期待できる。

一方、ベースメタル酸化物、特に CeO₂ を代表とするランタノイド系酸化物は NO_x 吸着能を有し、300°C以上の温度では酸化機能を持つため高い NO₂ 変換効率が期待できる。

Fig.8 は、スクリーニング試験を行った NO₂ 変換材料の固定床流動式触媒反応装置での NO₂ 変換特性を示したものである。これにより NO₂ 変換特性は LaCoO₃ 複合酸化物が Ir 触媒の NO_x 浄化温度域と近い温度領域で最大変換率 70 %を有し、他の材料より優れている。また、LaCoO₃複合酸化物は酸化力比其他の材料に比べ強く NO_x 浄化温度域の高温化抑制も期待できる。以上の観点より、Ir触媒上層にコートする NO₂ 変換材として LaCoO₃ 複合酸化物を選択した。

4.4.4. 性能確認結果

Ir 触媒に 4.4.3 で得られた LaCoO₃ をコートし、80 000km 走行相当の劣化処理を施した触媒の性能確認を行った。

コートされた NO₂ 変換材が初期状態と劣化状態での HC 浄化特性に及ぼす影響を Fig.9 に、NO_x 浄化特性に及ぼす影響を Fig.10 に示す。LaCoO₃ の高い NO₂ 変換能によって初期性能が向上した。また耐久後も保たれる NO₂ 変換能と、さらに LaCoO₃ 自身の酸化力によって、コート無しでは高温化がみられた酸化性能が保たれ、その結果浄化温度の高温へのシフトが抑制されて耐久性能も初期とほぼ同様の NO_x 浄化特性を示した。

NO₂ 変換材のコートにより、問題であった劣化状態での NO_x 浄化率減少と NO_x 浄化温度域の高温化が解決できた。

5. 実車エミッション評価

5.1. 制御パラメータの把握

実車システムの構築に際し、Ir 触媒の性能を最大限に発揮させる必要がある。そのため、NO_x浄化を支配する

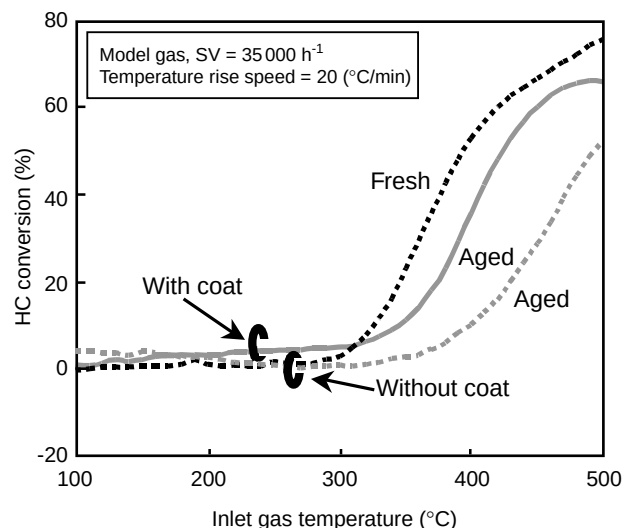


Fig.9 HC conversion improvement of coat material

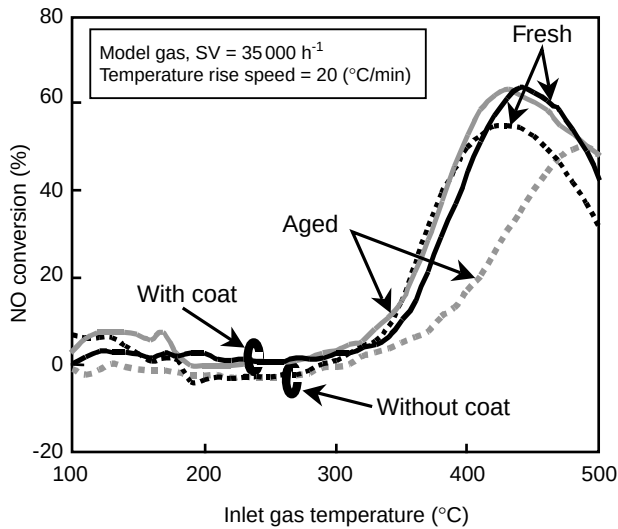


Fig.10 NO conversion improvement of coat material

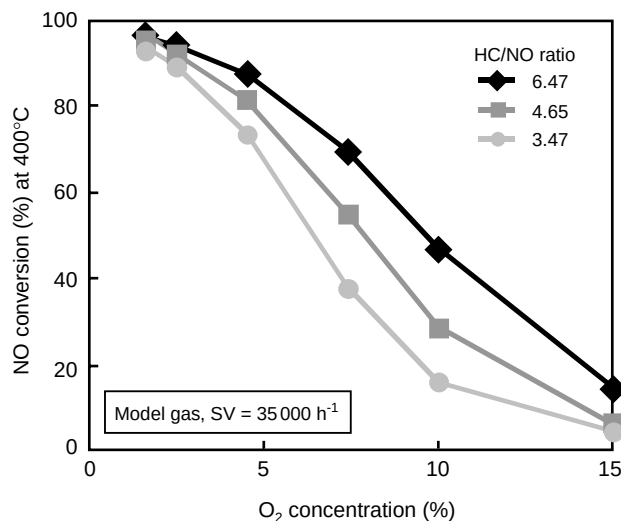
パラメータの調査を行った。

Fig.11 は、酸素濃度と HC/NOx 比が、400°Cでの固定床流動式触媒反応装置を用いた NOx 浄化率に及ぼす影響を示したものである。なおHC/NOx比は質量比である。これより、Ir 触媒の NOx 浄化性能を向上させるためには、酸素濃度を低く、HC/NOx比を大きくすることが有効であることが確認できた。

このような特性から、エンジン制御として、HC/NOx比と酸素濃度の制御が必要であり、EGR 制御と UEGO センサを用いた空燃比フィードバック制御を採用した。

5.2. 条件

供試車両は、直列 4 気筒 1.5 L のプロトタイプエンジンを搭載した車両を用いた。


 Fig.11 NO conversion characteristic of HC/NO ratio and O₂ concentration

システムとしては、Ir触媒の特性からEGR制御とUEGOセンサによる空燃比フィードバック制御を採用した。また、エミッション試験は、10-15モードで行い、触媒は、80 000km 走行相当品を用いた。

5.3. 10-15 モード測定結果

Fig.12 と Fig.13 にモード計測を用いた 10-15 モードでの瞬時NOx排出量、NOx浄化率、質量比で定義したHC/NOx 比を示す。

これらの図より、Ir触媒のNOx浄化性能を支配するHC/NOx比を制御することで、全域で希薄燃焼を行ってもNOx 浄化が得られることを確認した。なお、10-15 MODE で 63 %の NOx 浄化率を得た。

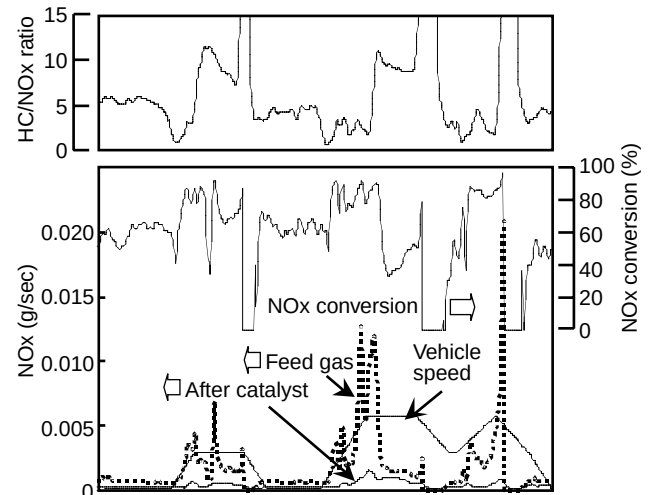


Fig.12 MODE test result (10 MODE)

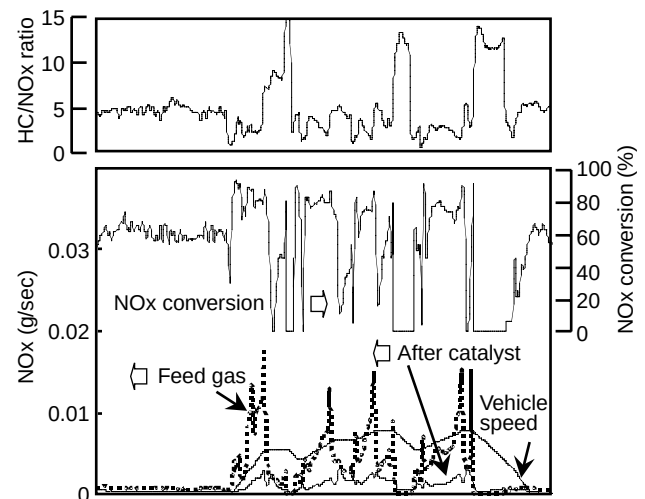


Fig.13 MODE test result (15 MODE)

6. まとめ

希薄燃焼時の NO_x 浄化のために、酸素過剰雰囲気下で安定した浄化性能を発揮する選択還元型リーン NO_x 触媒に注目した触媒システムの研究を行い以下の結果を得た。

- (1) 活性種として Ir を選択し、酸素過剰雰囲気下、HC と NO_x の競争反応での NO_x の選択性は、サポート材を改良することで向上することを確認した。
- (2) 耐久後の性能低下、浄化温度域の高温化に関しては、Ir 触媒の NO_x 浄化温度領域で NO を NO₂ に変換する能力に優れた LaCoO₃ 複合酸化物を表層にコートすることで解決できた。
- (3) 触媒の浄化特性に合わせたエンジン制御を行い 10-15MODEにおいて、全域希薄燃焼運転で、63%のNO_x 浄化率を得た。

参考文献

- (1) 三好ほか：希薄燃焼エンジン用 NO_x 吸蔵還元型三元触媒の開発，TOYOTA Technical Review, Vol.44, No.2, p.24-29 (1994)
- (2) 岩本 正和：ディーゼル排ガス中の新しい接触除去法の開発，公害と対策，Vol.27, No.3, p.17-26 (1991)
- (3) 大戸亀久美ほか：Ni-Al-O 系触媒上での炭化水素による NO 選択還元，日本化学会誌，No.5, p.484-486 (1994)
- (4) 重見ほか：リーンバーン用三元触媒の開発，マツダ技報，No.13, p.30-36 (1995)
- (5) 堀内ほか：希薄燃焼ガソリンエンジン用イリジウム系 NO_x 浄化触媒の開発，触媒，Vol.40, No.2, p.98-99 (1998)
- (6) 高見ほか：リーンバーンエンジン用新三元触媒，自動車技術会論文集，Vol.26, No.1, p.11-16 (1995)
- (7) Axel, K., et. Al.: Research Results on Processes and Catalyst Materials for Lean NO_x Conversion, SAE Paper 962041
- (8) 菊池ほか：NO_x 除去触媒の最近の進歩，触媒，Vol.35, No.8, p.530-532 (1993)

■ 著 者 ■



小川 賢



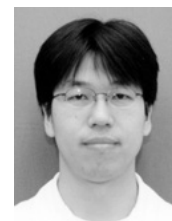
寺田 一秀



杉山 知己



成重 丈志



小森 谷 勲

小型高効率主駆動用モータの開発

Development of High Power Density and High Efficiency Traction Motor for FCV, EV

瀧澤 一 晃*
Kazuaki TAKIZAWA

伊藤 智 之*
Tomoyuki ITOH

佐藤 博 之*
Hiroyuki SATOH

要 旨

高効率・小型・高出力をねらいとして電動車両用主駆動モータを開発した。

磁石トルクと共にリラクタンストルクを併用しなおかつ磁石量を削減するため、ロータの表面に磁石を露出させ、隣り合う磁石間に磁性体突極を設置し、突極の一部をフックとし磁石の両端を保持するロータ構造を採用した。発生トルクが同等の磁石埋め込み型ロータとの比較では35%の磁石量削減が確認された。

リラクタンストルク併用型モータはロータの磁束変化が大きく、それに起因するロータ渦電流による発熱が顕著に見られる。本モータは磁石の表面を絶縁処理し磁石とロータヨークけい素鋼板間の渦電流経路を切断することにより非絶縁仕様に対し最大 1kW の損失を低減した。

本モータは最大トルク 238Nm, 最高出力 60kW, 最高回転数 11 000rpm の試験結果を得た。出力密度は 1.8kW/kg, トルク密度は 7Nm/kg である。同時にモータ・インバータ総合エネルギー変換効率はUDDSモード走行時の駆動平均効率で 93%を達成した。

ABSTRACT

This paper describes the development of a compact, high-efficiency and high-power traction permanent magnet motor utilizing reluctance torque for electric vehicles.

The “Salient SPM” motor has salient between adjoining permanent magnets exposed on the rotor surface. This structure enabled magnet weight reduction by 35% compared with the interior permanent magnet (IPM) motor which generated equivalent torque.

Insulation between magnet and rotor yoke reduced the eddy current loss by up to 1 kW compared with a non-insulated motor.

As a result, maximum torque of 238 Nm and maximum power of 60 kW were obtained with this motor. The motor gave power density of 1.8 kW/kg, and torque density of 7 Nm/kg. At the same time, the overall motor-inverter efficiency reached 93% average drive efficiency when running in UDDS mode.

1. まえがき

今日、自動車の環境負荷低減に対する要望は更なる高まりを見せている。その課題の一つの解決手法として電気自動車や燃料電池自動車の開発・普及は急務である。それらの自動車に搭載される主駆動用モータは、高効率・高出力・軽量であることが求められる。

HONDA は 1997 年に量産電気自動車 EV PLUS のリリースを開始した。搭載された永久磁石モータ MCF11 は独自に開発したものであり出力密度 1kW/kg, トルク密度 6Nm/kg, UDDS(Urban Dynamometer Driving Schedule)モードでの駆動平均効率 90%の性能を得ている。

しかし、今後の電動車両の航続距離の拡大、エネルギー消費量の削減、低コスト化には更なるモータの進化が必要

である。

本論文では、新たに開発した主駆動用モータ(以下Gen II モータ)のねらい、特徴について述べると共に、開発中に得られた知見、試作機にて得られた実測性能について明らかにする。

2. 開発のねらい

Gen II モータ開発に際して以下の3点を主要なねらいとした。

- (1)高効率化・小型高出力化の両立
- (2)低コスト化
- (3)静粛性の向上

電力を無駄なく動力に変換することは電気自動車の一充

電走行距離の増大に寄与する。また燃料電池による電力供給を受けた場合でも燃料消費量削減のためには高効率な電気-運動エネルギー変換が求められる。

エネルギーマネジメントシミュレーション⁽¹⁾での解析結果をFig.1に示す。モータ効率1%の向上が車両重量50kgの軽量化と同等の電動車両のエネルギー消費量削減効果を示す。効果的なエネルギー消費量削減のためにはモータ効率の向上が必要である。

一方バッテリーや燃料電池等と共に車載するためにはモータを小型化する必要がある。またモータコスト低減の観点からも材料使用量の削減すなわち小型化が求められる。

Gen II モータでは高効率と小型高出力の高次元での両立を計るべく、MCF11 から更に3%の高効率化と25%の軽量化を同時に達成することを目標とした。

また将来の量産もふまえ、静粛性についても考慮した。

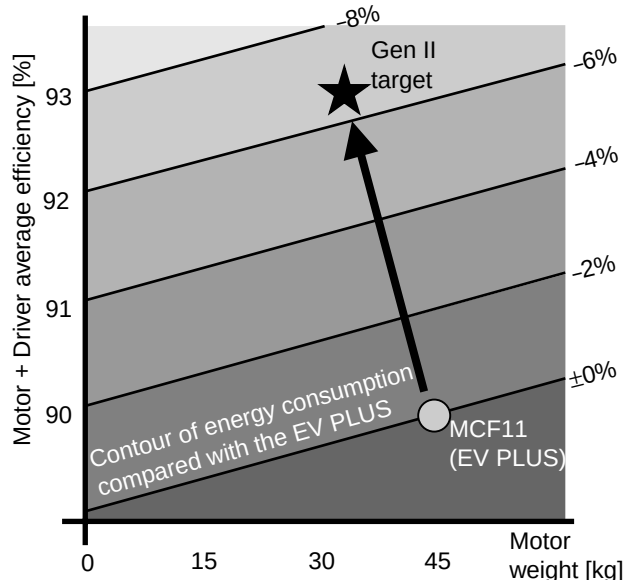


Fig.1 The relation of motor weight and efficiency to vehicle energy consumption at UDDS mode

3. モータの特徴

Gen II モータの概略形状、主要諸元を Fig.2, 3 並びに Table 1 に示す。MCF11 に対しモータ最外径で20%小さく、モータ重量では25%軽量である。

Gen II モータは MCF11 と同様にロータに配された磁石により界磁を生成する永久磁石モータとした。一般的に永久磁石モータは界磁を形成するためのエネルギーの入力が不要であり他形式のモータより高効率である⁽²⁾。加えて前項のねらいを達成するべく以下各項に挙げる技術を新たに適用した。

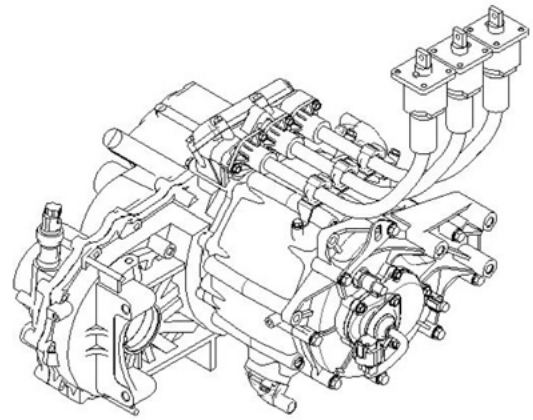


Fig.2 The Gen II motor (with gearbox)

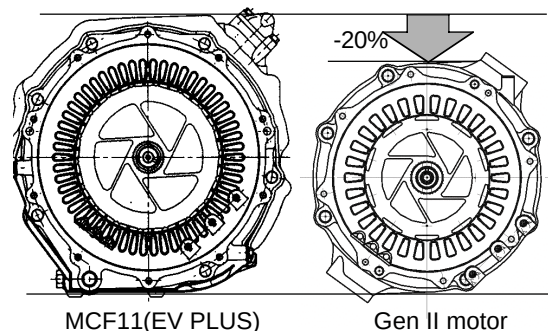


Fig.3 Section of motor

Table 1 Specification of motors

	MCF11(EV PLUS)	Gen II motor
Type	PM synchronous motor	PM synchronous motor
Phase	3	3
Mass	45kg (without gearbox)	34kg (without gearbox)
Pole	18	10
Magnet	Nd-Fe-B (iHc>2.4MA/m)	Nd-Fe-B (iHc>2.8MA/m)
Rotor type	SPM	Salient SPM
Rotor cover	GFRP	None
Cooling system	Water cooled	Water cooled

3.1. 高回転化

駆動用モータを一速固定ギアボックスと組み合わせて車両に搭載する場合、その車両の最大駆動力 T_{max} 、最高速 V_{max} とモータ最大トルク Q_{max} 、最高回転数 N_{max} との関係はギアレシオやタイヤ半径によらず式(1)となる。

$$T_{max} V_{max} = 2 \pi Q_{max} N_{max} \quad (1)$$

最高回転数を高めれば搭載車両の最大駆動力と最高速を犠牲にすることなく、モータサイズおよび重量決定の主要因となる最大トルクを低減できる。

Gen II モータは最高回転数設計値を MCF11 に対し25%高い11 000rpmとした。本設定は高回転化によるギアボッ

クスのフリクションロス増加とのバランスを考慮して決定したものである。

3.2. リラクタンストルクの併用

磁石—ステータ磁極間の吸引・反発力により発生する回転トルク(以下磁石トルク)のみを用いるモータのトルク T_q と誘起電圧 V_a に関する基本式は、磁石による鎖交磁束を ϕ_a 、極対数を P_n 、電気角速度を ω 、機械角速度(回転数)を N 、また d 、 q 軸電流をそれぞれ i_d 、 i_q とおくと

$$T_q = P_n \phi_a i_q \quad (2)$$

$$V_a = \phi_a \omega = P_n \phi_a N \quad (3)$$

と表せる。トルク／電流比はトルク定数 K_t 、誘起電圧／回転数比は誘起電圧定数 K_e でありモータ固有の値となる。また K_t 、 K_e はその単位系を統一した場合

$$K_e = K_t \quad (4)$$

の関係となることが式(2)、(3)からも言える。

この形式のモータは比較的高回転での動作において電源電圧 V_b 以上の誘起電圧 V_a を発生し運転が制限される。MCF11では弱め界磁制御⁽³⁾により等価的に磁石界磁量を抑制することで運転回転数範囲の拡大を行った。但しこの弱め界磁制御はトルク発生には寄与しない成分の電流を通電することとなり効率低下を余儀なくされる。MCF11の弱め界磁に必要な電流の実測値を Fig.4 に示す。

上記を原因として起こる効率低下の抑制は巻線ターン数変更や磁気回路の変更により K_e を下げ弱め界磁電流を低減することで達成されるが、この場合 K_e と同値となる K_t の低下が避けられない。これにより高回転側の損失の低減は計れるものの低回転側では逆に電流が増大することにより損失が増加してしまう。以上の理由により磁石トルクのみを利用したモータでは広範な回転数域の効率向上は困難と言える。

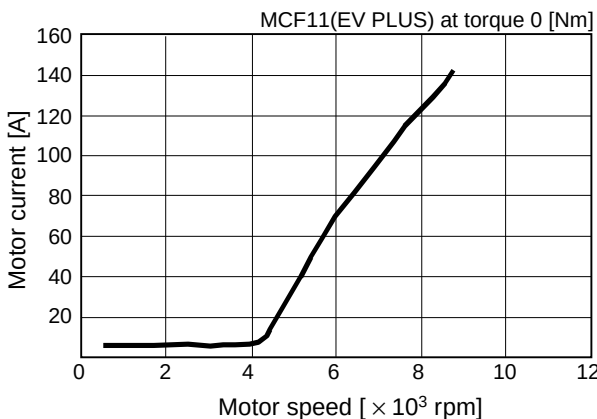


Fig.4 Motor current for flux weakening

そこで Gen II モータは磁石トルクを利用するだけでなく、ロータに突極性を持たせ突極—ステータ磁極間の吸引力により発生する回転トルク、いわゆるリラクタンストルクを併用する形式とした。

磁石トルクのみを利用するモータではトルク／電流比と誘起電圧／回転数比が同値である原則を崩すことは不可能であるが、リラクタンストルクを併用する本形式ではトルク／電流比に対し誘起電圧／回転数比を低く抑えることが可能であり、低回転の効率を犠牲にすることなく弱め界磁制御に依存しない運転回転数範囲を拡大することが可能である。

リラクタンストルク併用機の発生トルク T_q は d 、 q 軸インダクタンスを L_d 、 L_q とおけば

$$T_q = P_n \phi_a i_q + P_n (L_d - L_q) i_d i_q \quad (5)$$

と表せる⁽⁴⁾。 L_d 、 L_q に差があることがリラクタンストルク発生条件となる。また L_d 、 L_q の差が大きければより多くのリラクタンストルクが発生する。Gen II モータでは巻線ターン数増加などで高インダクタンス化を計りリラクタンストルクを増大させることとした。

また弱め界磁に必要な電流 i_d は式(6)となる。高インダクタンス化は L_d を高めることにより弱め界磁に必要な電流を低減する効果もある。

$$i_d = -\frac{\phi_a}{L_d} + \frac{1}{L_d} \sqrt{\frac{V_b^2}{\omega^2} - (L_q i_q)^2} \quad (6)$$

以上の施策の概念図を Fig.5 に示す。

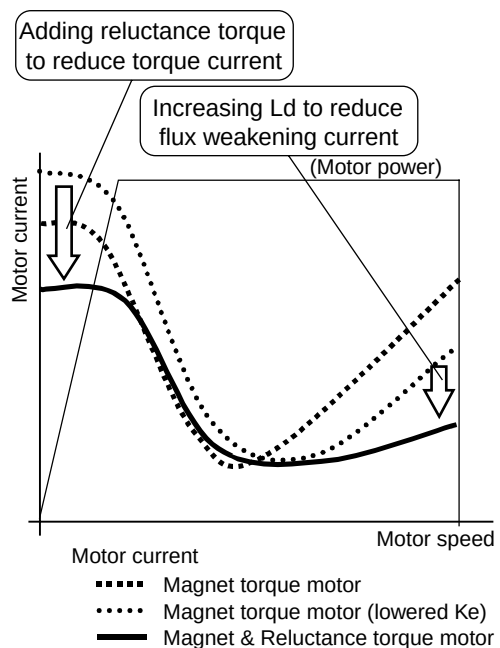


Fig.5 Concept of reducing motor current

3.3. 突極 SPM ロータ

リラクタンストルクの併用を可能とするロータとして様々な形状が検討されている⁽²⁾。特に代表的であるのは磁石をロータヨーク内に埋没させて配置する Interior Permanent Magnet(IPM)形式であるが、ロータが突極性を持っていればリラクタンストルクが発生する基本原理からして、表面に磁石を露出させた Surface Permanent Magnet (SPM)形式でも互いに隣接する磁石間に磁性体突極部を配置する突極 SPM 形式であればリラクタンストルクの発生は可能である。

SPM, IPM, 突極 SPM の各形式の特徴について Table 2 に示す。

IPM 形式はその構造自体が強固に磁石を保持できる形状であるが磁石とステータ間に磁性体が存在するため磁石磁束のロータ内短絡が発生し磁石使用量に対する発生トルクの低下が懸念される。

磁場解析を用いた IPM 形式と突極 SPM 形式のトルク定数/磁石量比比較結果と検討に用いたロータ形状をFig.6 に示す。本解析では突極 SPM ロータの磁石保持部形状は保持のためのフック形状をモデル化していないが、突極 SPM 形式は IPM 形式に対し磁石使用量を 40%以上低減できるとの結果が得られた。

また IPM 形式と突極 SPM 形式のロータを共に試作し実機での比較も実施した。結果を Fig.7 に示す。突極 SPM 形式は IPM 形式の 65%の磁石量で同一トルクを発生できることが確認された。なお実測した突極SPMロータはTable 2 中の構造図にあるような磁石保持フック部を具備している。

以上のことから Gen II モータでは磁石量削減効果が大きい突極 SPM ロータを採用することとした。

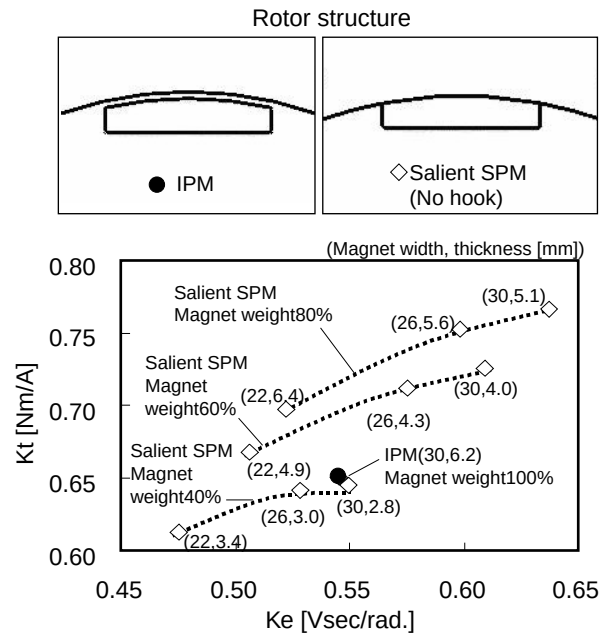


Fig.6 Calculation result of K_t , K_e by rotor structure and magnet shape

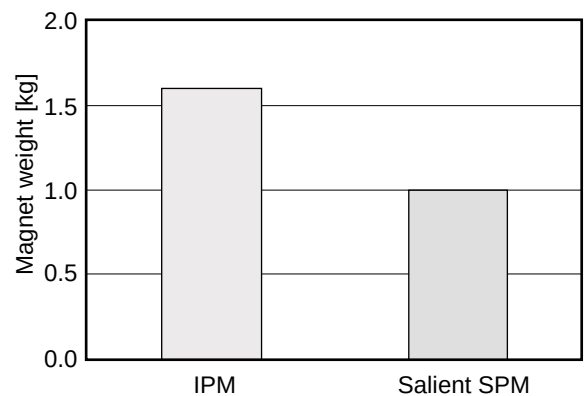


Fig.7 Magnet weight to achieve same motor torque

Table 2 Characteristics due to rotor structure

Type	SPM with non-magnetic cover	IPM	Salient SPM
Application	MCF11 (EV PLUS)		Gen II motor
Structure			
Using reluctance torque	Impossible to use	Possible to use	Possible to use
Magnet torque/Magnet weight	Magnetic air gap	Big air gap	Small air gap
	Short magnet flux	Little	Making short circuit of magnet flux in rotor
Rotor eddy current	Rotor-stator magnetic linkage	Low inductance	High inductance
		Small	Big

3.3.1. ロータ強度

Gen II モータのロータは磁石飛散防止カバーを装備せず、磁石両端部をヨーク突極部から更に突き出したフック部により保持する構成とした。Fig.8に示す非線形構造解析により決定された磁石形状とフック部形状は、実機破壊試験で20 000rpm に耐えうることを確認した。

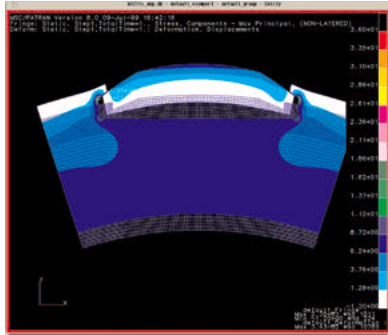


Fig.8 Nonlinear analysis to optimize hook and magnet shape

3.3.2. 不可逆減磁タフネス

磁石量極小化、高インダクタンス化、ロータ表面に磁石を露出させる構造は全て磁石に対する反磁界を増大させる要因となる。強大な反磁界に対して不可逆減磁タフネスを確保するため、Gen II モータでは常温で 2.8MA/m 以上の保磁力を持つ Nd-Fe-B 磁石を採用した。本磁石は Fig.9 に示すように 180°Cにおいても 1.0MA/m 以上の保磁力をもつ。

また磁石保持のためのフック形状が磁石の角部の局部パーミアンスを向上させる効果が磁場解析にて確認された (Fig.10)。

Fig.11 に示すようにこれらの総合効果により Gen II モータは MCF11 同等以上の不可逆減磁タフネスを得ている。

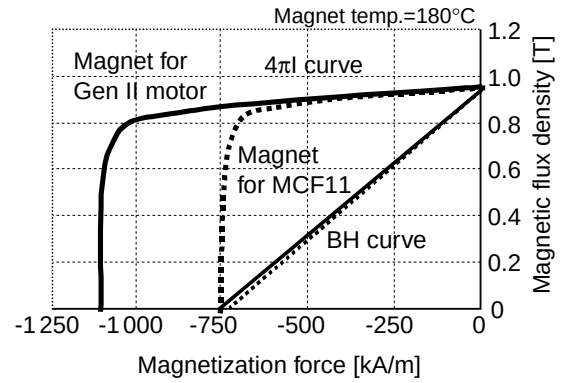


Fig.9 Magnet material property

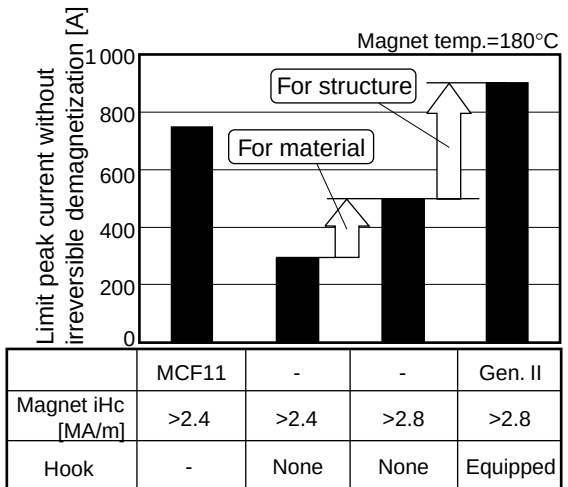


Fig.11 Simulation result of resistance to irreversible demagnetization

3.4. ロータ渦電流損の低減

リラクタンストルク併用機はロータで発生する鉄損が大きい傾向にある。リラクタンストルク併用機は大きなリラクタンストルクを発生させるために、突極部磁性体をステータ近傍に配置し、更にインダクタンスを高く設定する。

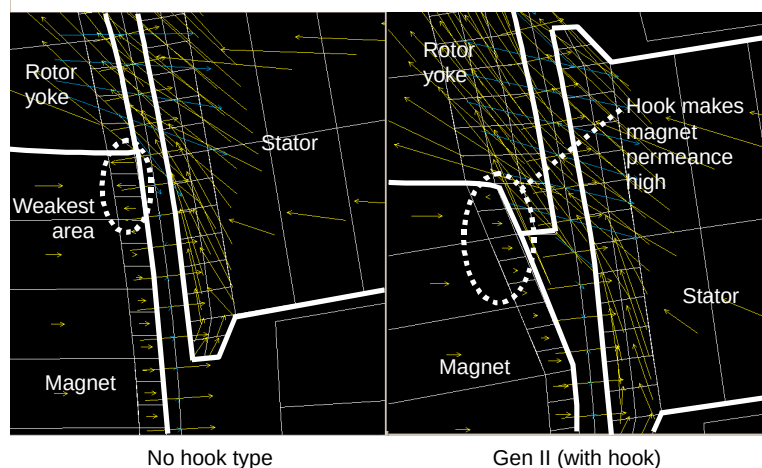


Fig.10 Motor flux density vector at high demagnetizing field condition

そのためステータとロータの磁氣的結合が強く、従来の磁石トルクのみを使用するモータに対しロータ内磁束の変動が大きい。この大きな磁束変化がロータ導体内の渦電流を発生させると考えられる。

Gen II モータでは当初 MCF11 同様の積層けい素鋼板をロータヨークとして採用し発生する渦電流損の低減を目指した。しかしロータの発熱は想定以上に大きいことが判明した。当ロータの温度分布について観測したところ概略 Fig.12 に示す結果を得た。ロータ各部によって温度分布のバラツキがあり、特に磁石と突極部が接触している部位に高い温度が認められた。

この事象は、積層鋼板打ち抜き面と導体である磁石が接触し導通状態となることで磁石・けい素鋼板を共に経由する渦電流導通ループが生成されていたことが原因と考えられる。この概念図を Fig.13 に示す。

このループでの渦電流を抑制するには Fig.14 に示すように磁石とけい素鋼板間の絶縁を保てば良い。そこで磁石に

対し樹脂による絶縁表面処理を施し再度試験を行った。絶縁処理前後でのモータ損失差を Fig.15 に示す。絶縁による損失低減は高回転・大電流通電時に顕著に見られ、最大1kWの効果が確認された。

渦電流損失は磁束変化の大きさおよび周波数に依存し高回転・大電流時に多く発生すると考えられる。本結果にもその傾向が見られることから絶縁によりロータ内渦電流が減少していることが推定される。

3.5. 共振音の抑制

EV PLUS では車速にして 80km/h 付近、モータ回転数にして約 5 000rpm にモータ音が顕著に現れる特性があった。詳細を解析したところ Fig.17 に見られるように明らかに共振と思われる音のピークが存在した。

この共振音の要因について固有値解析、周波数応答解析、実物でのハンマリングテスト等を用いて検討したところステータ円筒の膨張収縮変形のモードでの共振であることが

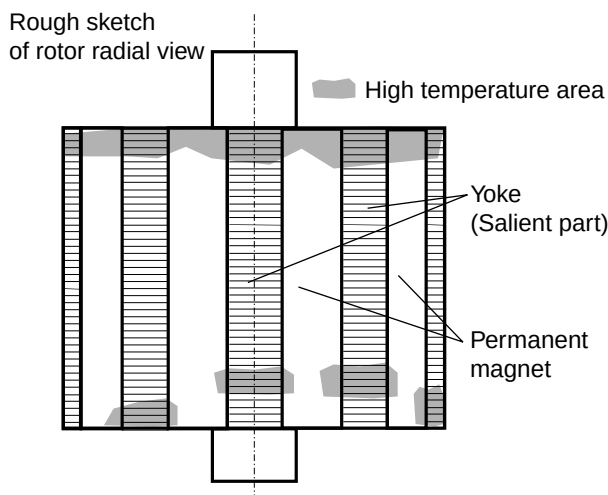


Fig.12 Rotor surface temperature distribution

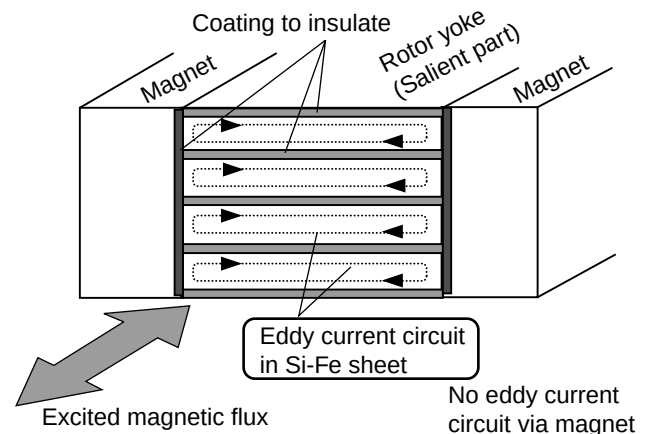


Fig.14 Eddy current behavior with insulation between magnets and Si-Fe sheets

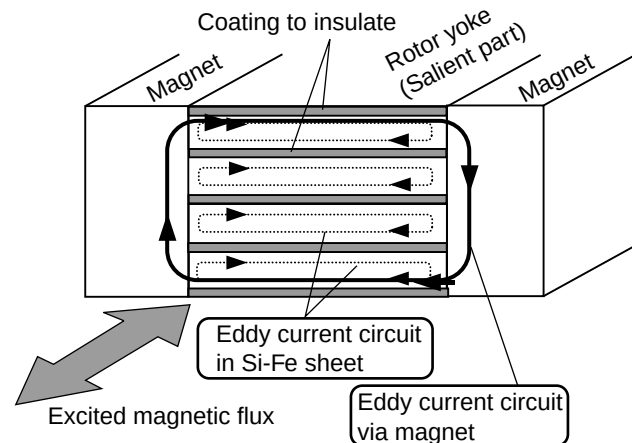


Fig.13 Eddy current behavior without insulation between magnets and Si-Fe sheets

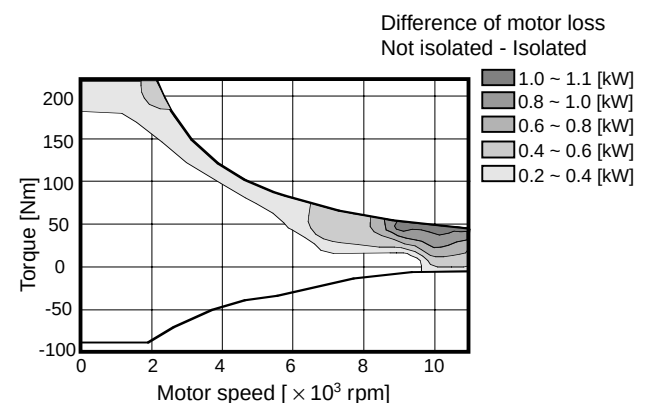


Fig.15 Effect of insulation between magnets and Si-Fe sheets

特定された。円筒形状での膨張収縮モードは円筒を軸方向に切断展開した平板の伸びモードと同様の数式で表現できるためその共振周波数 f_r はステータヤング率を E 、リターンパスの高さ、幅、周長をそれぞれ Trp 、 Wrp 、 Lrp 、ステータ重量を Mst とおくと

$$f_r = \sqrt{\frac{E Trp Wrp}{Lrp Mst}} \quad (7)$$

と表せる。

3相電流により発生するロータ・ステータ吸引反発力が加振力となり、その基本加振周波数 f_e は

$$f_e = 6N Pa \quad (8)$$

であり f_e と f_r が合致する回転数 Nr にて共振音が顕著に発生する。

$$Nr = \frac{1}{6Pn} \sqrt{\frac{E Trp Wrp}{Lrp Mst}} \quad (9)$$

共振回転数を実使用回転数外へ移動させることは式(9)右辺にあるパラメータを変更することで可能であるが、大きく共振回転数を移動させるには特に極対数の変更が効果的である。

Gen II モータでは極対数を5極対とし常用最高回転数11 000rpmを越えた11 600rpm付近で共振が発生する設定とした。

4. モータの性能

Gen II モータ試作機の実測性能を Table 3 にまとめる。

Table 3 Motor performance

	MCF11 (EV PLUS)	Gen II motor
Max power [kW]	49	60
Max torque [Nm]	275	238
Max speed [rpm]	8 750	11 000
Max torque × Max speed [k Nm rpm]	2 406	2 618
UDDS ave. efficiency [%]	90	93
Resonant speed [rpm]	4 800	11 600

4.1. 出力

Gen II モータは最大トルク 238Nm、最高出力 60kW、最高回転数11 000rpmの試験結果を得た。出力密度は1.8kW/kg、トルク密度は 7Nm/kg である。

最大トルクと最高回転数を乗じた数値で MCF11 を上回っており、式(1)から搭載する車両最高速あるいは最大駆動力を MCF11 搭載時より向上させることが可能である。

4.2. 効率

モータと駆動用インバータの効率測定結果を Fig.16 に示す。MCF11 に比較して Gen II モータは高効率化が広範な回転数で達成されている。

UDDSモードでの駆動時平均効率は93%であり、MCF11の90%に対して3%の高効率化を達成した。これはモード中のパワープラント損失が30%削減されたことに相当する。

4.3. 騒音

Gen II モータの実車搭載状態での緩加速時の近接音測定

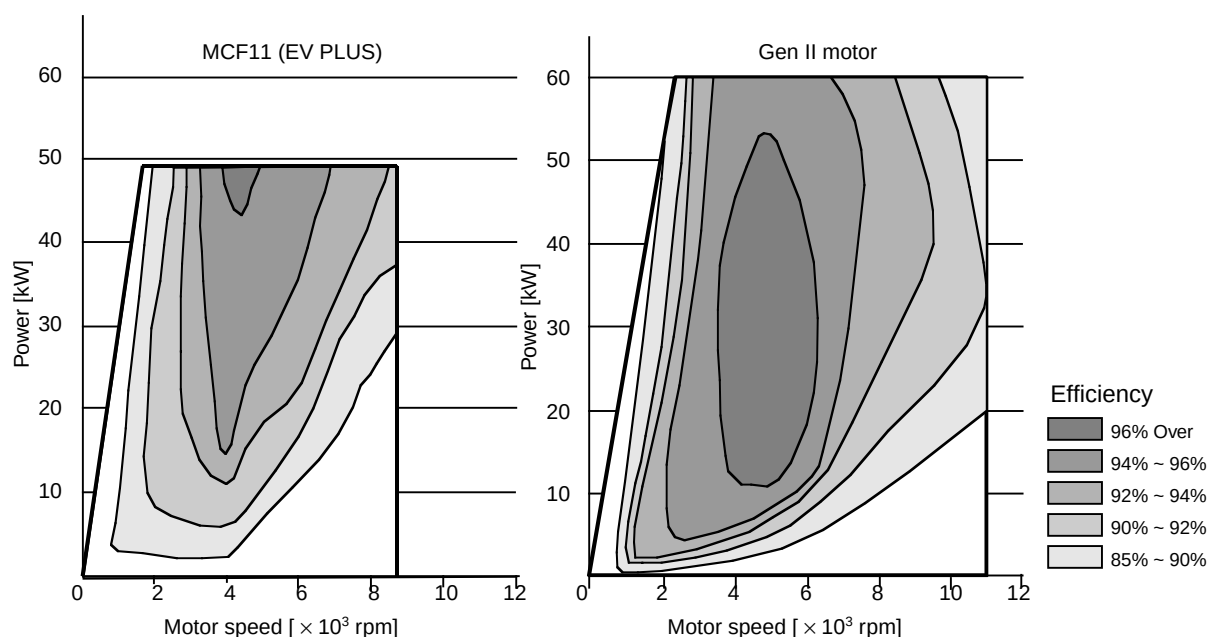


Fig.16 Motor efficiency and power performance (Inverter efficiency included)

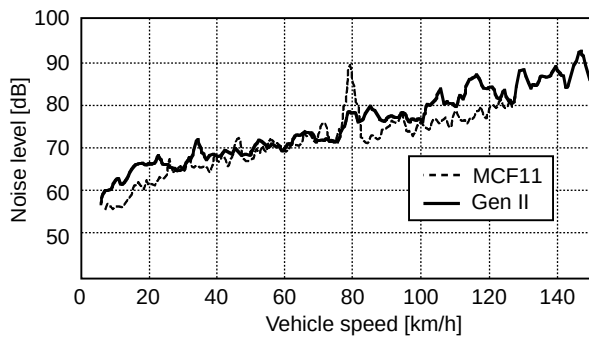


Fig.17 Acoustic noise of vehicle

結果を Fig.17 に示す。MCF11 で発生した共振によるピーク騒音は実使用速度範囲で発生しないことを確認した。MCF11では樹脂製の遮音カバーをステータハウジング外周に装着していたが、Gen II モータでは遮音カバー無しで本結果を達成した。

またモータ外郭部の振動加速度測定においてほぼ設計値である 11 600rpm での共振の発生も確認した。

5. まとめ

将来の電気自動車・燃料電池自動車用の主駆動用モータを新たに開発した。リラクタンストルクを併用することにより運転領域と高効率範囲を拡大し、UDDS 平均駆動効率 93%を達成した。また小型高出力化も同時に達成し特にトルク密度は 7Nm/kg を得た。

同時に本研究を通じて以下の知見が得られた。

- (1) 突極 SPM ロータ形状は IPM ロータ形状に対して磁石量低減効果大きい。
- (2) ロータにけい素鋼板を採用すると共に磁石-けい素鋼板間の絶縁を施すことによりロータの渦電流による損失の低減が可能である。
- (3) 円管膨張収縮モードによる共振発生回転数を予測し、モータ基本骨格の設定により共振を抑制することが可能である。

謝 辞

本研究にあたり、御協力を頂きました社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 山本恵一, 坪重光, 瀧澤一見, 斉藤祐司: EV PLUS 用主駆動モータの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.24-31 (1998)
- (2) 制御用アクチュエータの駆動システム調査専門委員

会: 制御用電磁アクチュエータの駆動システム, 電気学会技術報告第 614 号(1996)

- (3) T. Miura, Y. Kawabata, E. Yamada : Development of Motor for Electric Vehicles, EVS-13 Conference Proceeding II, p.57-63 (1996)
- (4) 森本茂雄, 上野智広, 武田洋次: 埋込磁石構造PMモータの広範囲可変速制御, 電気学会産業応用部門誌, 第 114 巻 6 号, p.668-673 (1994)

■ 著 者 ■



瀧澤 一見



伊藤 智之



佐藤 博之

二輪車用シートのフィット感の定量化

Quantification of fitness feeling of motorcycle seats

小谷野 光 江*
Mitsue KOYANO

君 島 猛*
Takeshi KIMISHIMA

中 山 研 吾*
Kengo NAKAYAMA

要 旨

二輪車シートの着座フィット感を定量的に評価するために、ヒトの臀部形状、サイズ、体重などの特徴を表す指標「Hip Characteristic Index (HCI)」を設定し、この HCI と着座時の体圧分布データを用いて、フィット感との関係を解析した。

その結果、フィット感に対して、着座時に得られた体圧分布データの接触面積と面圧変化量が被験者共通の有効な指標であることを見いだした。

ABSTRACT

To evaluate quantitatively a fitness feeling of motorcycle seats, an index, “Hip Characteristic Index (HCI)” which represented features of a hip’s shape, a hip’s size, and weight of human was established, and the fitness feeling of seats was analyzed by using the HCI and the body pressure distribution data at seating.

As a result, to the fitness feeling, it was found that a contacting area and a pressure change of the body pressure distribution data which had been obtained at seating were effective index common to the subjects.

1. まえがき

二輪車用シートは、静的な座り心地(以下、フィット感という)、動的な乗り心地、長時間走行時の疲労度合いといった性能が求められ、特にフィット感は、ユーザが車を選ぶ際の重要なファクタとなっている。

また、二輪車用シートには、車体をコントロールするためのライダーの動きに適合した性能(ライディング自由度)も求められ、フィット感と相反する関係にある。このため、コンセプトに見合ったフィット感とライディング自由度のバランスが要求され、形状が多様化しているのが特徴となっている。

従来のシート開発においては、官能評価に基づいて設計パラメータ(硬度、形状、材質)を直接操作していたが、複数の設計パラメータを同時に変更すると、効果の予測は困難であった。一方、ヒトの臀部の体圧分布は、大きさ、骨格などに個人差があり、被験者と着座部の違いがデータに混在してしまうため、被験者を特定した評価を行っていたが、現実の開発においては、被験者を特定せずに評価できる予測式を必要としていた。

そこで、設計パラメータと感性の中間的特性値である体圧分布に着目し、ヒトの臀部の特徴を表す指標(Hip Characteristic Index: 以下、HCI という)を作り、フィット

感に対する定量的な性能予測を試みた。Fig.1に予測フローを示す。

本稿では、HCI の概略とフィット感の定量的予測の結果について述べる。

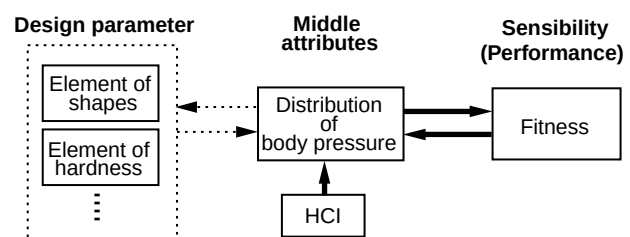


Fig.1 Prediction flow of fitness feeling

2. フィット感の要因解析

2.1. 二輪車シートの体圧分布

二輪車のシートは、着座するだけではなくライディング自由度、ホールド性に加えて、停車時の足つき性も考慮した形状となっている。被験者を固定したときのスクータ、オンロード車、オフロード車における体圧分布は Fig.2 に示す

ようになっている。シート形状の違いによって得られる体圧分布は多様であることがわかる。

2.2. ヒトの臀部の体圧分布

ヒトの臀部の特徴を明確にするために、臀部全域が接触するよう独自に設定した基準座面(500mm×500mm, ウレタン厚30mm)に着座し、体圧分布を測定した。体重別にみた男女の臀部の体圧分布は Fig.3 に示すようになっていて、ヒトの臀部には特徴があり、特に荷重、接触面積、面圧変化量に違いがあることがわかる。また、同じ二輪車のシートに体重の違う被験者が着座したときの体圧分布は Fig.4 に示すようになっていて、絶対値に違いはあるものの基準座面に着座したときと同様の傾向を示している。

以上のことから、体圧分布データを用いてフィット感を評価する場合、被験者の臀部の特徴による評価結果への影

響を少なくする必要があると考えた。

2.3. フィット感を評価するための仮説式

「接触面積が大きく、面圧変化が少ない体圧分布のシートはフィット感がある」と仮説をたて、フィット感に影響する要因として、シートの違いによる接触面積、面圧変化量、被験者の臀部の特徴(HCI)を取り上げ、重回帰分析を行う⁽¹⁾。

$$\text{フィット感} = \alpha_0 + \alpha_1 \times (\text{接触面積}) + \alpha_2 \times (\text{面圧変化量}) + \alpha_3 \times (\text{被験者の臀部の特徴})$$

接触面積：臀部とシートが接触している部分の総面積

面圧変化量：接触している部分の面圧の変動

被験者の臀部の特徴：HCI

α_0 ：定数項

$\alpha_1 \sim \alpha_3$ ：偏回帰係数

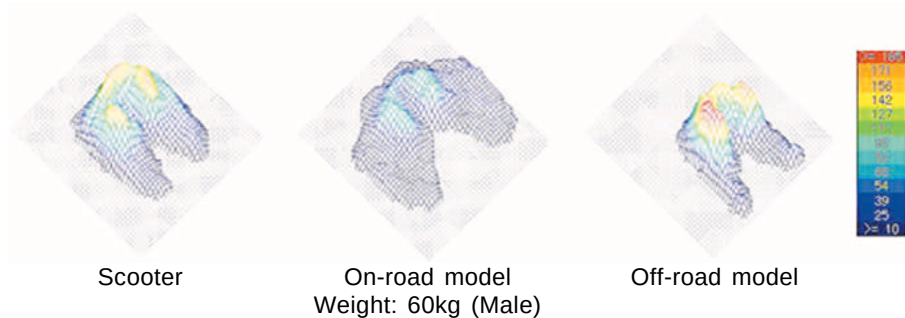


Fig.2 Body pressure distribution by seat difference

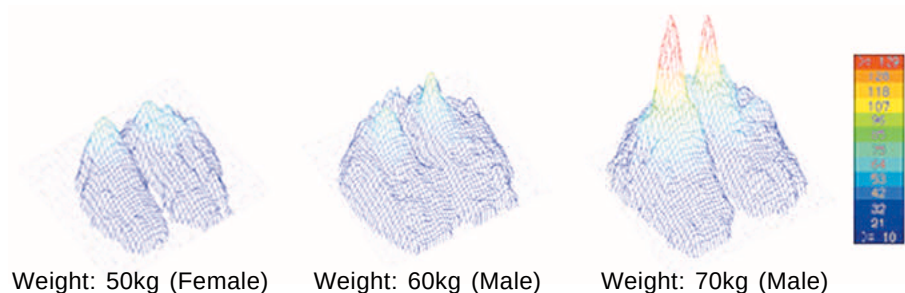


Fig.3 Body pressure distribution seated on a basis seat by weight difference



Fig.4 Body pressure distribution by rider weight difference

3. 臀部の特徴を表す指標(HCI)の設定

実験を行う前に、各個人の臀部の特徴を表す指標HCIを設定する。被験者は、日本人の体重の分布を参考に、男女各15人を選んだ。Fig.5 に被験者全員の基準座面に着座した

時の体圧分布を示す。これらの体圧分布は、接触面積、面圧変化量に大きな違いがみられることから、この2つの物理量と被験者の体重で臀部の特徴を総合的に表せると考え、主成分分析を実施した。この結果を Table 1 に示す。

主成分分析の結果、第一主成分スコアは体重、接触面積、

(F): Female (M): Male

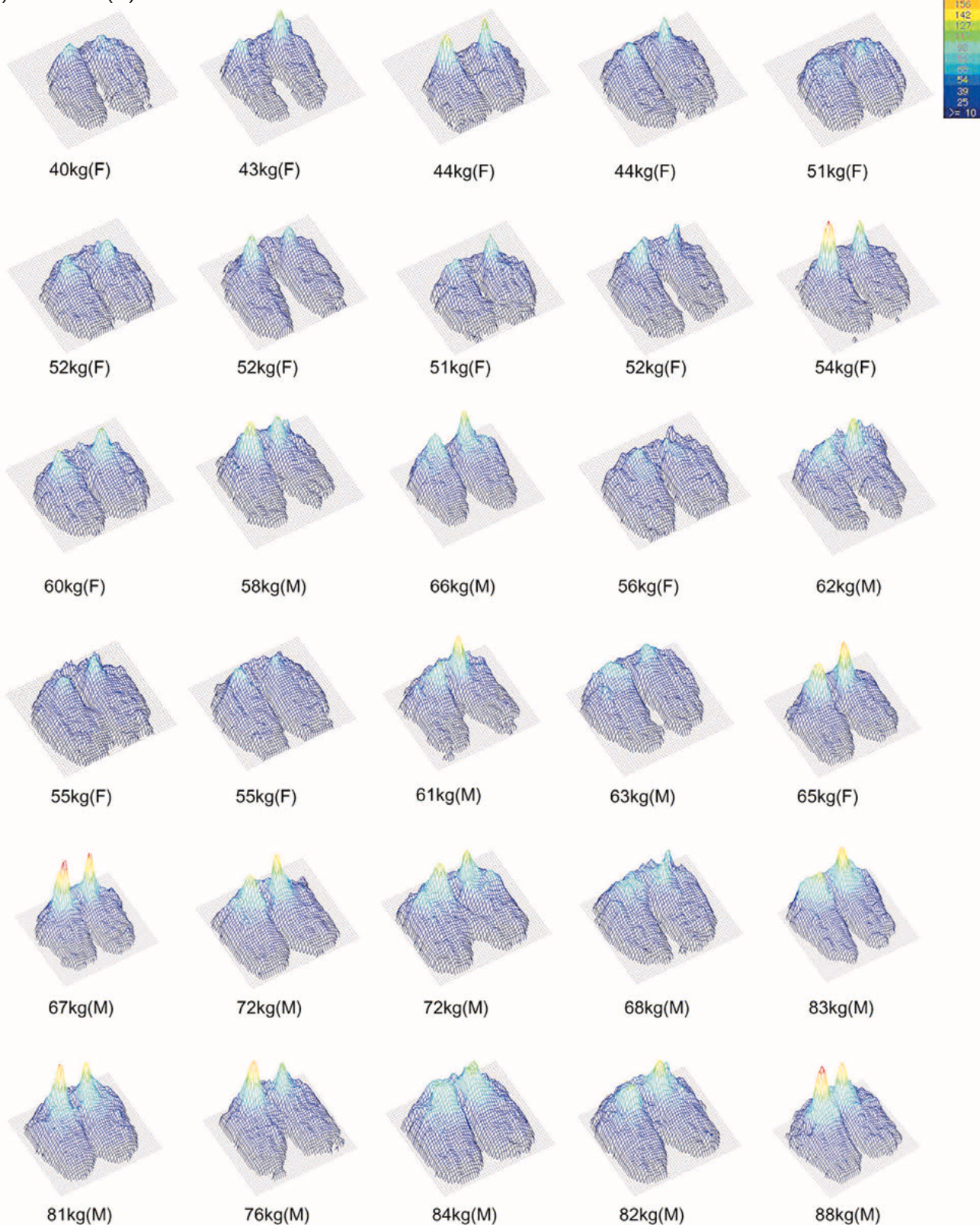


Fig.5 Body pressure distribution seated on the basis seat by various test subjects

Table 1 Eigen value and eigen vector

Eigen value

No.	Eigen value	Contribution rate
Principal component 1	1.154	0.505
Principal component 2	1.129	0.376

Eigen vector

Items	Principal component 1	Principal component 2
Contact area	0.742	-0.005
Pressure changes	-0.123	0.917
Rider weight	0.686	-0.473

面圧変化量の総合値を表していると考え HCI として、仮説式に取り込むこととした。Fig.6 に主成分スコアを示す。

4. 実験及び分析

4.1. 被験者の選出

HCI 設定時の被験者の中から、第一主成分スコアが適度にばらつくように Fig.6 に示されている 5 人のパネルを選出した。

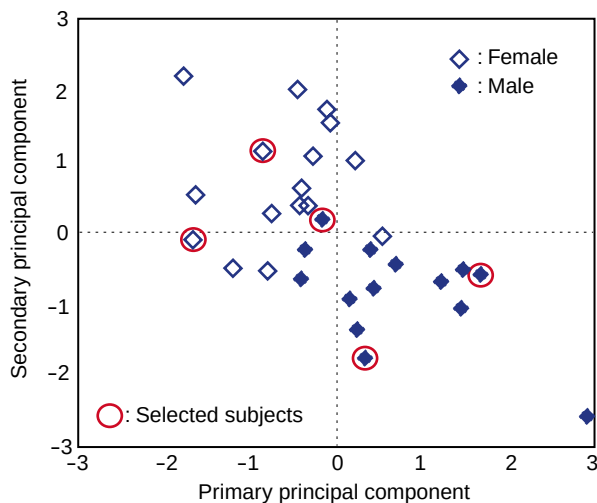


Fig.6 Graph of principal component score and relation of each parameter

4.2. サンプルおよび実験方法

走行状態にセットした 7 台の二輪車に選出した 5 人の被験者が着座し、Fig.7 に示すように通常の乗車姿勢をとり、乗車直後のフィット感を Fig.8 に示す 9 点法で評価した。また、フィット感の評価と同条件で体圧分布を測定した。Fig.9 に体圧分布の測定に使用した装置の外観を示す。



Fig.7 Example of a riding state

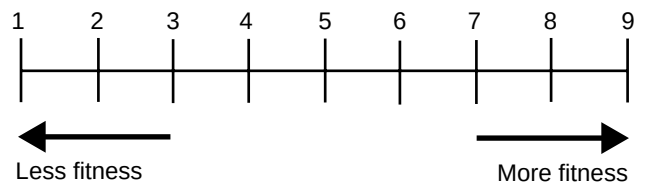


Fig.8 Evaluation scale of nine-point score

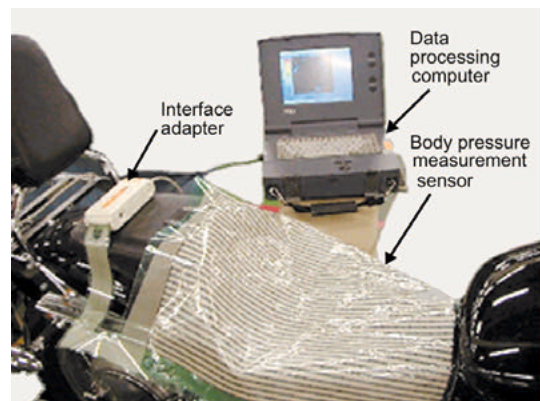


Fig.9 Body pressure measurement system

4.3. 実験結果

Table 2にフィット感の官能評価の結果を示す。評価点の標準偏差は、0.27 点～ 0.65 点となっている。

4.4. 分析結果

フィット感に対して、実験で得た体圧分布データと被験者ごとのHCIを重回帰分析した結果、仮説式で示した接触面積、面圧変化量、被験者ごとのHCIが1%有意でフィット感に影響を与えていることが確認できた。

したがって、仮説式に体圧分布データを代入することにより、フィット感を評価することが可能となった。予測値と評価点の関係を Fig.10 に示す。

$$\begin{aligned} \text{フィット感} = & 1.733 + 0.008 \times (\text{接触面積}) \\ & - 4.882 \times (\text{面圧変化量}) - 0.594 \times \text{HCI} \\ (R^2 = & 0.91, \text{ 残差の標準偏差 } 0.74) \end{aligned}$$

上式において、接触面積と面圧変化量は被験者共通の有効な指標であり、HCI は臀部の個人差を吸収する役割を果たしていると考えられる。

Table 2 Evaluation results

Sample motorcycles	Average of evaluation score	Standard deviation
Touring model A	8.2	0.55
Touring model B	7.5	0.27
American model A	7.9	0.41
American model B	6.3	0.54
European model	5.4	0.65
Scooter	3.4	0.54
Off road model	1.5	0.41

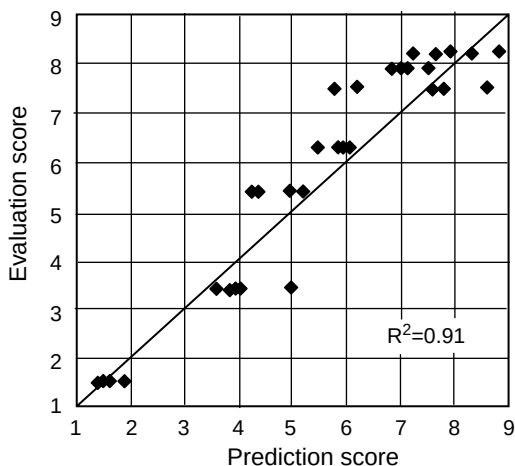


Fig.10 Correlation between prediction score and evaluation score

5. 他車種による検証

予測式を検証するために、実験で使用していない2台のオンロードツーリング車で実験と同様に評価を行い、体圧分布データを測定した。2車種の実験による体圧分布の測定結果を Fig.11 に示す。予測値と検証のために評価した得点を比較した結果、予測式の残差の標準偏差0.74に対して、Table 3に示すように、予測値と官能評価点との差は、それぞれ 0.2 点及び 0.1 点となっているので予測式はシートのフィット感を評価するために妥当であることが確認できた。

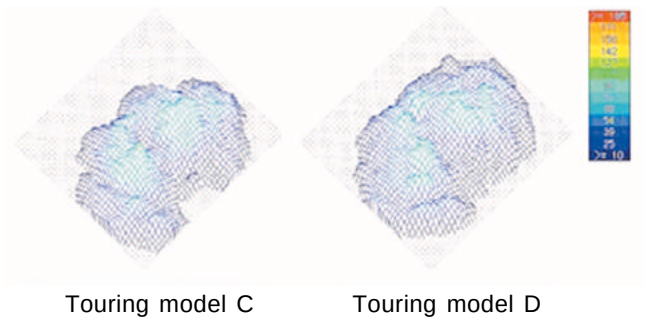


Fig.11 Results of body pressure distribution by difference seat for touring motorcycles

Table 3 Comparison of evaluation score and prediction score

Sample motorcycles	Evaluation score	Prediction score	Residual error
Touring model C	6.0	6.2	0.2
Touring model D	7.0	7.1	0.1

6. まとめ

- (1)基準座面に着座したときの体圧分布と体重を主成分分析することにより、ヒトの臀部の特徴を表す指標を設定することができた。
- (2)フィット感に対して、着座時に得られた体圧分布データの接触面積と面圧変化量が被験者共通の有効な指標であることを見出した。

今後は、図面から体圧分布量を予測する手法を検討していく。

参考文献

- (1) 吉澤正, 芳賀敏郎: 多変量解析事例集第1集, 日科技連出版社, p.63-75 (1992)

■ 著 者 ■



小谷野光江



君島 猛



中山研吾

振り子マウント法による2気筒船外機の振動低減

Reducing Vibration of 2-Cylinder Outboard Motor by Pendulum Motion Mount Method

塩 見 和 之*

Kazuyuki SHIOMI

大 川 道 春*

Michiharu OHKAWA

岡 田 毅*

Takeshi OKADA

池 野 哲 朗*

Tetsuro IKENO

要 旨

振り子マウント法を4ストローク2気筒船外機に適用して、エンジンが発生する1次振動を防振した。まず、2次元力学モデルを用いて船外機の振動を理論的に解析した。この解析より、効果的に防振する条件を明らかにし、振り子マウント法の防振理論を構築した。つぎに、この手法を船外機的设计に適用し、機能と振動を考慮した上で最適なマウント位置を見だし、耐久性を考慮してマウントの構造設計を行った。また、船外機本体に関しては、共振をおこさないように振動特性を最適化し構造設計を行った。新たに開発した4ストローク2気筒小型船外機を用い実験により検証した結果、1次バランス付きの船外機と同等、または、それ以上の振動の低減効果を得られることが証明できた。

ABSTRACT

The 1st order vibration, which the engine generates, has been isolated by applying the pendulum motion mount method to the 4-stroke 2-cylinder outboard motor. At first, the vibration of outboard motor was theoretically analyzed by using the 2 dimensional physical model. Through this analysis, the theory of isolating vibration by the pendulum motion mount method was established by finding the condition which isolates vibration effectively. Next, this method has been applied to the design of the outboard motor. The mount location was optimized in consideration of the function and the vibration, and the mount structure was designed in consideration of endurance. The body of outboard motor was designed by optimizing the vibratory characteristics in order to avoid the resonance. The experimental verification by use of the newly developed 4-stroke 2-cylinder small outboard motor revealed that the effectiveness of vibration reduction was equal to or better than that of the outboard motor equipped with the 1st order balancer.

1. まえがき

船外機は小型船の動力源として2PSクラスから200PSを越えるものまで幅広く、さまざまな種類の船に搭載されている。エンジンの形態としては船のサイズや用途に合わせて単気筒のものからV型6気筒などの大型にいたるまでさまざまである。その中で2気筒エンジンは、主に5PSから20PSクラスに用いられ、小型の漁船や、プレジャーボートなどに搭載されている。こうした船外機のエンジンとしては、2ストロークが主体であるが、近年は環境問題がクローズアップされ、排気ガス特性や燃費の面で有利な4ストローク化が急速な勢いで進んでいる。

4ストロークの2気筒エンジンは、クランクが1回転す

るたびに1回爆発する360°クランクが通常用いられる。

この場合エンジンの発生する加振力は、慣性力も駆動トルク反力も1次が支配的になる。振動を低減する技術としては、マウントラバーのバネ定数を軟らかく設定し防振効果を高める方法と、往復バランスや回転バランスを付加することで加振力自体を低減する方法とがある。前者によると、一般に船外機の支持剛性が低下するので、操縦性安定性と振動を両立させるのが課題となる。後者によれば振動と操縦性安定性の両立を図ることが可能であるが、バランスを付加したことによる重量、サイズ、コストおよびメカニカルノイズの増加などが新たな課題となる。

こうした、4ストローク2気筒船外機の課題を解決するために、以前報告した「エンジンの移動振動中心を利用した

防振技術⁽¹⁾の理論をもとにして振り子マウント法による船外機の防振技術を構築した。本論文では、新たに開発した4ストローク2気筒小型船外機 BF9.9 を例に取り、振り子マウント法の防振支持理論、マウント、船外機本体の構造設計手法、実験方法および結果について述べる。

2. ねらいと防振手法

船外機の構造を Fig.1 に示す。エンジンは動力伝達に関わるエクステンションケースや駆動部であるギヤケースと一体に締結されて船外機の本体を構成している。この、船外機本体はスウィベルシャフト(別名マウントフレーム)に取り付けられたアップマウント、ロアマウントで支持されている。船外機の振動伝達経路を Fig.2 に示す。4ストローク2気筒エンジンの加振力としては、同図に示すような1次の慣性力と駆動トルク反力が支配的となる。船外機を搭載した船では、これらが振動源となる。加振された船外機本体の振動は、アップマウント、ロアマウントを介しスウィベルシャフトに伝わる。このスウィベルシャフトにはハンドルが一体で取り付けられ、スウィベルケースによって回転可能に支持されている。船体へは、このスウィベルケースが固定されるスターンブラケットから振動が伝わる。

振り子マウント法を採用するねらいは、バランサを付加した場合と同等の体感振動と高い支持剛性を両立させることである。その基本的な考えは、エンジン振動を推力や自重の働く方向と直交する横方向に発生させることにある。推力、自重および操舵力の方

向に対しては低い剛性で支持することにより十分な防振効果を得るものである。この概念を Fig.3 に示す。

振動を横方向に発生させた場合には、船体振動、ハンドル振動への悪影響が心配され、それに適したマウント配置や特性の設定が必要となる。特にハンドルに関しては、手で直接支持するバーハンドル(以下ハンドル)が用いられるため、振動に対する細心の配慮が必要になる。また一般に、船外機本体の横方向の固有振動数はエンジンの常用回転域に近いので、共振の影響を取り除く対策が必要となる。

3. 振り子マウント法の防振支持理論

振り子マウント法では、4ストローク2気筒エンジンの1次慣性力をシリンダ軸とほぼ直交する1方向に発生させ、非連成条件を満足する弱い傾斜角のマウント⁽²⁾で支持することで、非常に高い防振効果が得られることを述べた。この場合、慣性力も駆動トルク反力とともに1次が支配的となり、ほぼ同位相となることから、エンジン振動は回転中心(以後、振動中心)をもつようになり、振り子のような動きを

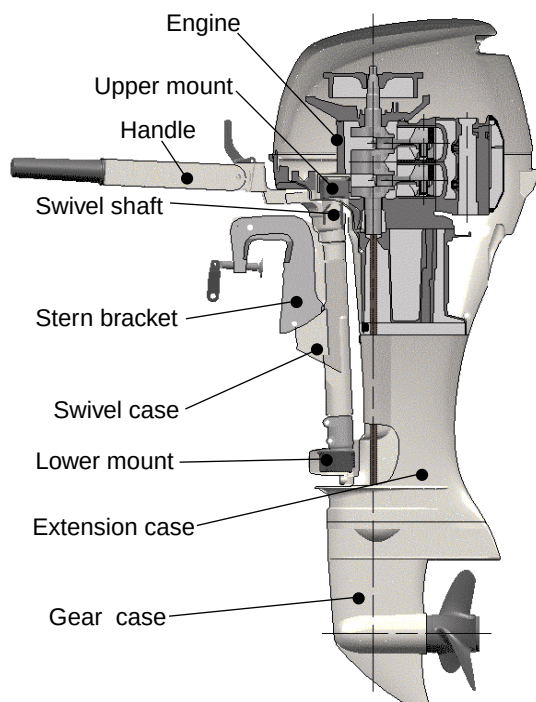


Fig.1 Cutaway view of outboard motor

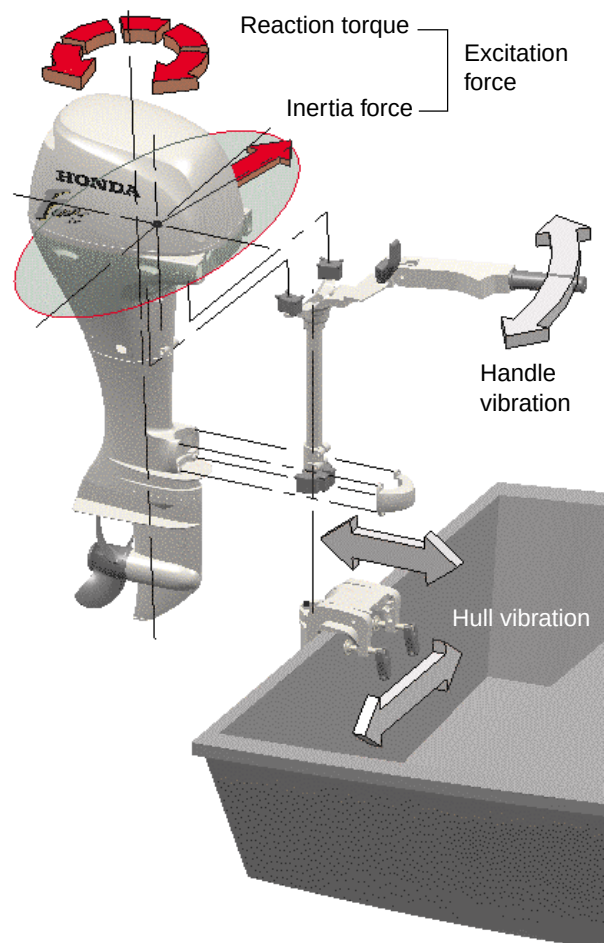


Fig.2 Vibration transmission to hull and handle

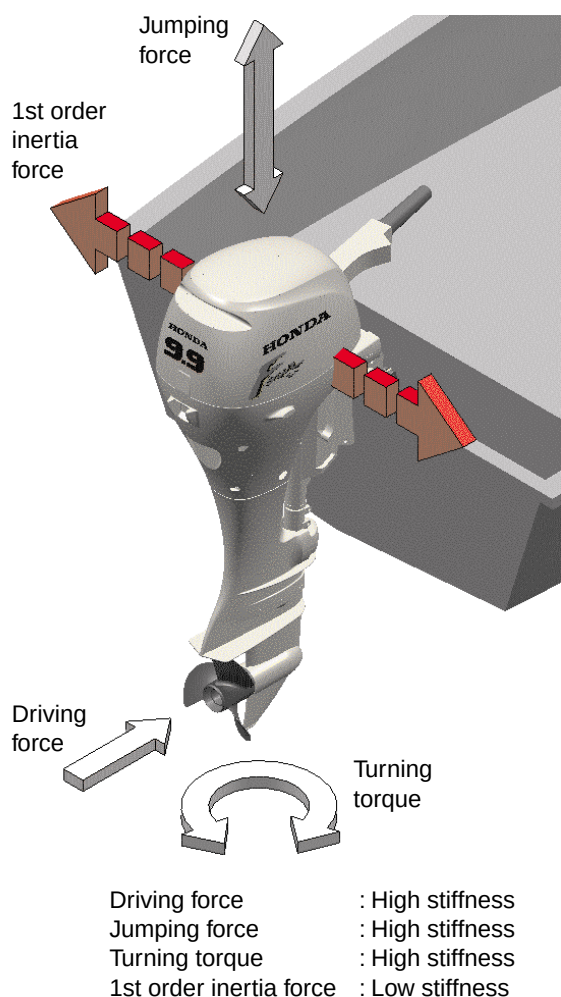


Fig.3 Concept of reducing vibration

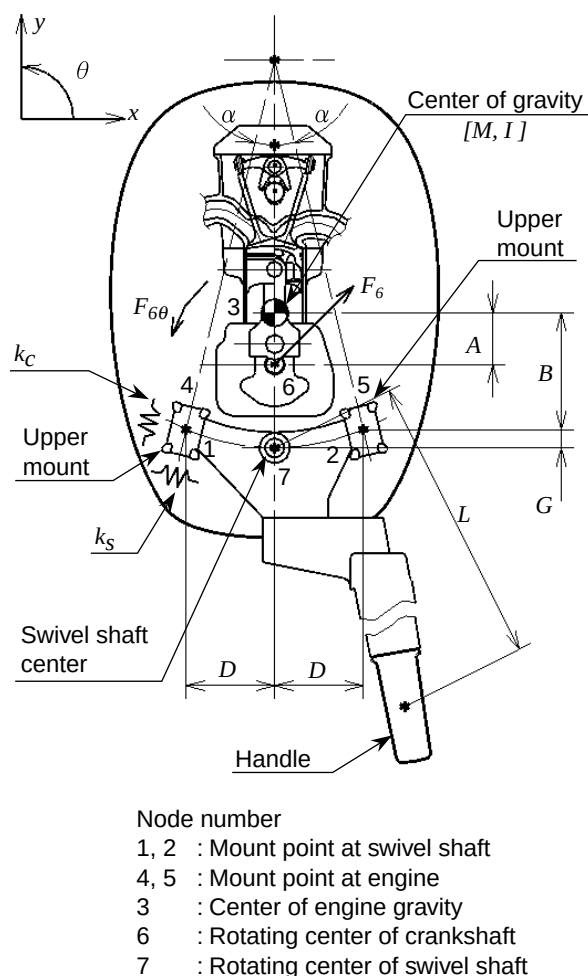


Fig.4 Two dimensional vibration analysis model

する。この動きを利用して防振することから、振り子マウント法 Pendulum motion mount method と名付けた。この振動中心は負荷や回転数に応じて移動する。

上方より見た船外機の解析モデルを Fig.4 に、また、解析の中で使用する記号を以下のように記す。

U_{ij} : 各節点の変位 (i: 節点番号, j: 方向)
 F_{ij} : 各節点に働く力 (i: 節点番号, j: 方向)
 M : エンジン質量 I : エンジン慣性モーメント
 k_s : せん断方向バネ定数 k_c : 圧縮方向バネ定数
 α : マウント傾斜角 ω : 角速度

振り子マウント法を、船外機に適用すると、エンジンの発生する1次慣性力を Fig.4 の x 方向に発生させ、非連成条件を満足する弱い傾斜角のエンジンマウントでスウィベルシャフトから支持すればよいことになる。一般にスウィベルシャフトはハンドルと一体でスターンブラケットに回転可能に取り付けてある。スウィベルケースにはそのフリクションを調整できるボルトが取り付けられている。フリクションを強くするとスウィベルシャフトの回転方向は拘

束される。この状態で以下の解析を進め、ハンドル振動はその拘束トルクの大きさに評価するものとする。

3.1. 船体を加振する力

ここでは、エンジンの発生する慣性力や駆動トルク反力が船外機および船体の振動に及ぼす影響を調べる。船外機は構造上鉛直軸周りの慣性モーメントが他の2軸周りの慣性モーメントに比べ小さいこと、上下方向の加振力が発生しないことなどから、ここでは船外機本体は2次元の剛体と仮定して、その性質を理論的に調べる。Fig.4に示す振動系の無減衰の運動方程式が次のように得られる。

$$\begin{bmatrix} M & & \\ & M & \\ & & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_{3x} \\ \ddot{U}_{3y} \\ \ddot{U}_{3\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_x & 0 & 2Bk_x - 2Dk_{xy} \\ & 2k_y & 0 \\ \text{SYMM.} & & 2B^2k_x - 4BDk_{xy} + 2D^2k_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_{3x} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{6x} \\ F_{6y} \\ AF_{6x} + F_{6\theta} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ただし,

$$\begin{Bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha & \sin^2 \alpha \\ \sin^2 \alpha & \cos^2 \alpha \\ -\sin \alpha \cos \alpha & \sin \alpha \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} k_s \\ k_c \end{Bmatrix} \quad (2)$$

非連成の条件を式(3)に示す.

$$Bk_x = Dk_{xy} \quad (3)$$

このとき, 運動方程式(1)はつぎようになる.

$$\begin{bmatrix} M & & \\ & M & \\ & & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_{3x} \\ \ddot{U}_{3y} \\ \ddot{U}_{3\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_x & 0 & 0 \\ & K_y & 0 \\ \text{SYMM.} & & K_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_{3x} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{6x} \\ F_{6y} \\ AF_{6x} + F_{6\theta} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

ただし,

$$\begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_\theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 2k_x \\ 2k_y \\ -2B^2k_x + 2D^2k_y \end{Bmatrix} \quad (5)$$

式(5)の周波数応答がつぎのように求まる.

$$\begin{Bmatrix} U_{3x} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{F_{6x}}{-M\omega^2 + K_x} \\ \frac{F_{6y}}{-M\omega^2 + K_y} \\ \frac{AF_{6x} + F_{6\theta}}{-I\omega^2 + K_\theta} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

一方, スウィベルシャフトが拘束された状態での支点反力は次式で表せる.

$$\begin{Bmatrix} F_{7x} \\ F_{7y} \\ F_{7\theta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -K_x & 0 & 0 \\ 0 & -K_y & 0 \\ (B+C)K_x & 0 & -K_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_{3x} \\ U_{3y} \\ U_{3\theta} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

今回は, エンジンの発生する1次慣性力を x 方向にのみ発生させるので式(7)の F_{7y} は0になる. 船体への加振力 F_{7x} は K_x が小さいほど小さくなるのがわかる. したがって弱い傾斜角のマウントを用いれば船体振動に対して極めて高い防振効果が得られることとなる.

3.2. ハンドルを加振するモーメント

ハンドルを加振するモーメント $F_{7\theta}$ を式(8)に示す.

$$F_{7\theta} = \left(\frac{B+C}{-(M/K_x)\omega^2 + 1} - \frac{A}{-(I/K_\theta)\omega^2 + 1} \right) F_{6x} - \frac{1}{-(I/K_\theta)\omega^2 + 1} F_{6\theta} \quad (8)$$

さらに, ハンドルを加振するモーメント $F_{7\theta}$ の性質について式(8)の第1項と第2項を以下のように低回転時と高回転時に分けて詳しく調べる.

3.2.1. 低回転時のハンドルを加振するモーメント

エンジンの回転数が低いときには $AF_{6x} \ll F_{6\theta}$ となるので(8)式で $F_{6x} = 0$ と仮定する.

$$F_{7\theta} = -\frac{F_{6\theta}}{-(I/K_\theta)\omega^2 + 1} \quad (9)$$

つまり, 回転剛性 K_θ が0に近づくと, ハンドルへの加振力も0に近づくことがわかる. 非連成条件(3)と回転剛性 $K_\theta = 0$ の条件より次の関係が得られる.

$$k_x k_y = k_{xy}^2 \quad (10)$$

(2)式を代入すると(10)式は以下ようになる.

$$k_s k_c = 0 \quad (11)$$

圧縮方向のバネ定数 k_c は, 一般にせん断バネ定数 k_s より大きな値をとるので, せん断バネ定数が小さいマウントラバーが必用なことがわかる. $k_s = 0$ とし, 式(2)を非連成条件式(3)に代入すると次の関係式が求まる.

$$(B \sin \alpha - D \cos \alpha) \sin \alpha = 0 \quad (12)$$

上式が次の2つの条件を示す.

(条件I) $\tan \alpha = D/B$

(条件II) $\alpha = 0, D = 0$

条件Iは従来の傾斜マウント, 条件IIは弱い傾斜角のマウントで $k_c \gg k_s$ のときの究極のかたちに対応する. 弱い傾斜角のエンジンマウントを採用するときは, 操縦性, 安定性が損なわれない範囲でマウントスパンDを出来る限り小さく設定することが望ましい. さらに, 4ストローク2気筒エンジンではアイドル近辺で $AF_{6x} = F_{6\theta}$, つまり, $U_{3\theta} = 0$ となるため, 振り子マウントを採用すれば, 低回転時のハンドル振動を極めて小さくできることが予測される.

3.2.2. 高回転時のハンドルを加振するモーメント

エンジンの回転数が高いときには $AF_{6x} \gg F_{6\theta}$ となるので(8)式で $F_{6\theta} = 0$ とする.

$$F_{7\theta} = \left(\frac{B+C}{-(M/K_x)\omega^2 + 1} - \frac{A}{-(I/K_\theta)\omega^2 + 1} \right) F_{6x} \quad (13)$$

式(13)はつぎのように変形できる.

$$F_{7\theta} = \left(\frac{B+C}{-(M/K_x) + 1/\omega^2} - \frac{A}{-(I/K_\theta) + 1/\omega^2} \right) \frac{F_{6x}}{\omega^2} \quad (14)$$

高回転で $F_{7\theta}$ が打ち消される条件は式(14)の $F_{7\theta}$ を0とすることによってつぎのように得られる.

$$\frac{K_x}{M} = \frac{A}{B+C} \frac{K_\theta}{I} \quad (15)$$

つまり、並進方向の固有振動数を回転方向の固有振動数に $\sqrt{A/(B+C)}$ を乗じた振動数に一致させれば、高回転のハンドル振動も打ち消すことができる。

3.3. 理論解析結果のまとめ

理論解析により、振り子マウント法を用いれば、エンジン回転の全域でハンドル振動と船体振動の双方を低減できることを示した。それらをまとめて以下に記す。

- (1) 振り子マウント法を用いれば船体へ伝わる慣性力による振動を効果的に低減できる。
- (2) 低回転時の駆動トルク反力に起因する振動に対しては、従来の傾斜マウントでも、振り子マウント法でも同様に防振ができる。また、振り子マウント法の場合、アイドル近辺では、駆動トルクの反力と慣性力が打ち消し合うことで、加振力自体が小さくなり、振動は極めて小さくなる。
- (3) 高回転域の慣性力に対しては振り子マウント法を用いれば、ハンドル振動や、船体への加振モーメントを打ち消すことが出来る。その条件を式(15)に示す。

4. 船外機への適用設計

4.1. エンジンマウントの構造設計

前述のようにBF9.9の設計にあたっては、自重、推力、転舵力に対する支持剛性を確保した上で、防振性能を最大限に高めることをねらいとした。一般に推力に対する支持剛性は、マウントのバネ定数とアッパマウントとロアマウントの距離の積に比例する傾向がある。一方、振り子マウント法では横方向のバネ定数が低いほど防振性能は高くなる傾向にある。そこで、水の抵抗や飛沫の問題が生じない範囲でロアマウントの位置を下げることににより、アッパマウントとロアマウントの間隔を長くとする構造にした。その結果、各マウントに働く分担荷重は減少し、支持剛性を同等に保ちながらマウントのバネ定数を低く設定することができた。

ロアマウントは水の抵抗や飛沫、デザインを考慮したうえでFig.5のように1ピースとした。アッパマウントは、操縦性・安定性を考慮して、マウントスパンをやや大きめにとり、マウントラバーの向きが概略、撃心 I/AM の位置を向くような傾斜角 α を採用した。

マウントラバーは、低速時の振動をさらに低減できるような非線形バネ特性を持ったアッパマウントとロアマウントを採用した。アッパマウントの構造を Fig.6 に示す。リブをもった芯金に凹凸をもったラバーを焼き付けハウジングに収納している。この構造によって得られた非線形バネ特性を Fig.7 に示す。

4.2. 船外機本体の構造設計

3節で述べた防振支持理論は船外機本体、すなわちバネ

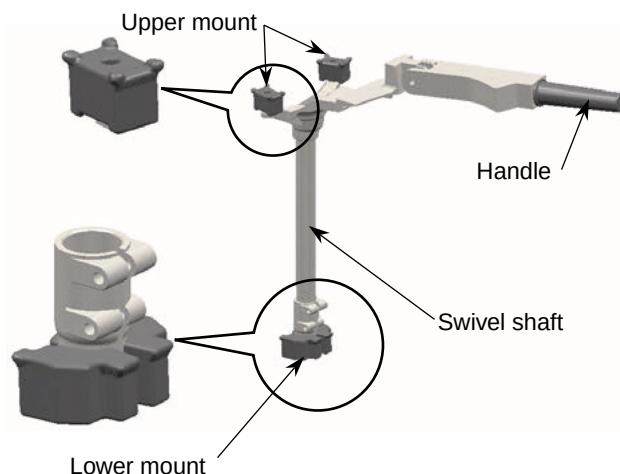


Fig.5 Structure around mount

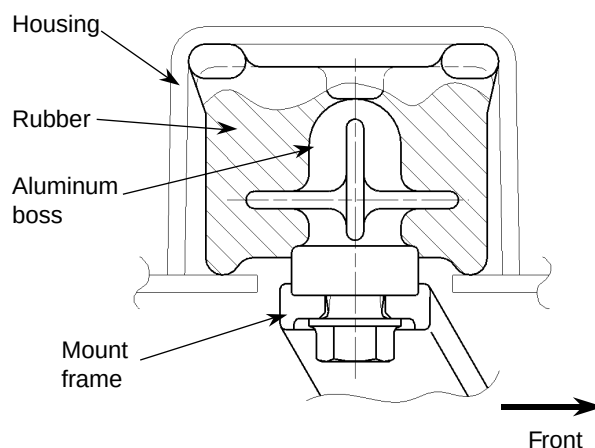


Fig.6 Section of upper mount

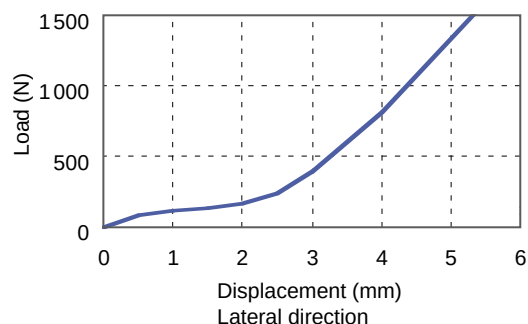


Fig.7 Spring rate of upper mount

上が剛体であると仮定している。船外機は構造上、垂直方向の長さが長いので、船外機本体の固有振動数がエンジンの常用回転域に近づきやすい。もし、エンジン回転数が共振点に近づき船外機本体が剛体としてではなく弾性体として振動するようになると、前述の振り子マウント法の理論は成り立たない。さらに、この振動はマウントを介してハンドルや船体に伝わり、体感振動の悪化を招く。そこで固有振動数

や、固有振動モードが船外機本体の振動に大きく関わることに着目し船外機本体が共振しないように構造設計を行った。

4.2.1. 船外機本体の固有振動モード

共振の影響を最小限に押さえる検討を行った。一般的な多自由度の無減衰運動方程式を示す。

$$[M]\{\ddot{U}\}+[K]\{U\}=\{F\} \quad (16)$$

ここで、 $[M]$ 、 $[K]$ は質量マトリックス、剛性マトリックスであり、 $\{U\}$ 、 $\{F\}$ は変位ベクトル、加振力ベクトルである。

1次の横曲げの共振に注目したいのでモード座標の運動方程式に変換する。次式が一般に知られている。⁽³⁾

$$[m_r]\{\ddot{\xi}_r\}+[k_r]\{\xi_r\}=[\phi]^T\{F\} \quad (17)$$

$[m_r]$ 、 $[k_r]$ はモーダル質量マトリックス、モーダル剛性マトリックスであり、 $\{\xi_r\}$ 、 $[\phi]$ はモーダル変位ベクトルと固有モードベクトルである。

(17)式の右辺より、特定の固有モードベクトルの転置と加振力ベクトルとの積が0の時、この固有モードに対する振動の振幅が0になることがわかる。これが、共振を打ち消す原理である。

有限要素法によって計算したBF9.9のパネ上の曲げ1次固有振動モードを Fig.8 に示す。図中の色は振幅を等高線表示したものである。青色の円の中心がモードの節の位置を示している。船外機本体は連続体であるので固有振動モードは無限に存在するが、体感振動に大きな影響を与えるのは最も周波数の低い Fig.8 に示した固有振動モードである。振り子マウント法では加振力を横方向にのみ発生させるため Fig.8(b) に示した横曲げの固有振動モードに着目する。この固有振動モードはエンジンとギヤケースの部分

にモードの節を持つ。加振力は2つの気筒の中心に同位相で作用するため、上述の共振を打ち消す原理によれば、2つの気筒のおよそ中心にこの節の位置が存在すれば、共振はおこらない。このようにすれば、船外機本体は、ほぼ剛体で動き理想的な弾性支持が可能となる。

BF9.9の開発の中では、この節の位置を2つの気筒の中心に近づけるよう試みた。試作最終仕様で、エクステンションケースの長さが異なるS、L、UL 3仕様について有限要素法により固有値解析を行った。横曲げモードの上部の節の位置と気筒中心の距離を Table 1 に示す。3仕様とも横曲げの上部の節の位置が加振力中心である2つの気筒の中心点よりやや上に位置しているが、比較的小さい値に収められる見通しを得た。

Table 1 Distance between upper nodal point and center of two cylinders

Type	Distance (m)
S (Short)	5.3×10^{-2}
L (Long)	4.5×10^{-2}
UL (Ultra long)	3.3×10^{-2}

4.2.2. 船外機本体の固有振動数

船外機本体の共振の影響を取り除くもう一つの方法は、固有振動数をエンジンの常用回転数よりはるかに高めることである。そのためには船外機本体の剛性を高め、質量を低減すればよい。

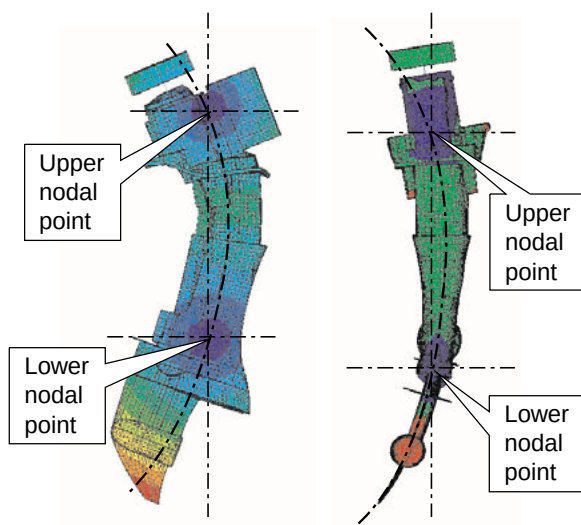
従来はマウントを重心近傍に設置する場合が多かったが、振り子マウント法を用いればマウントを大幅に前方に配置できる。これによりエクステンションケースのロアマウント部の断面2次モーメントがBF9.9従来モデルに対して約2.5倍と大幅に向上するような構造を採用することが可能となった。この構造を、Fig.9に示す。また、バランス廃止による約2kgの軽量化も固有振動数を高めることに寄与した。

その結果、船外機本体の横曲げ1次固有振動数はBF9.9従来モデルの139Hzに対して1.5倍以上の218Hzに高めることができた。

4.2.3. 船外機本体の振動の評価

固有振動モードが船外機本体の振動にどの程度の影響を与えているかをMSC/NASTRANによる周波数応答解析で探った。船外機本体の振動は、Fig.10に示すように、剛体で動く振動と固有振動モードで動く振動を合わせたものである。

エンジン常用回転数における横方向加速度の値を剛体で動く振動と固有振動モードで動く振動の成分に分け、おのこの寄与度を算出した。Table 2にマウント位置でのS、L、UL 3仕様の横方向加速度を示す。アッパマウント部では、固有振動モードで動く振動の成分を全体の5%以下に



(a) Longitudinal bending mode (b) Lateral bending mode

Fig.8 Shape of fundamental modes of eigenvector

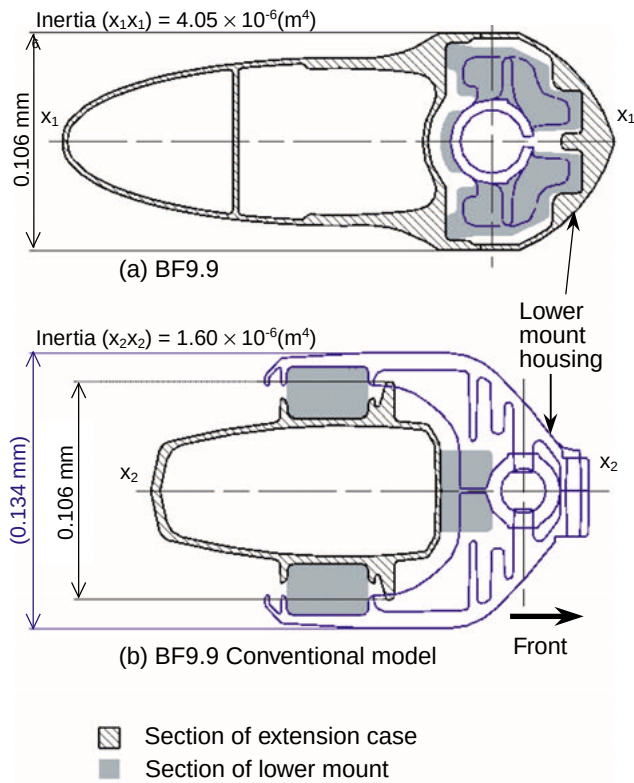


Fig.9 Comparison of section around lower mount

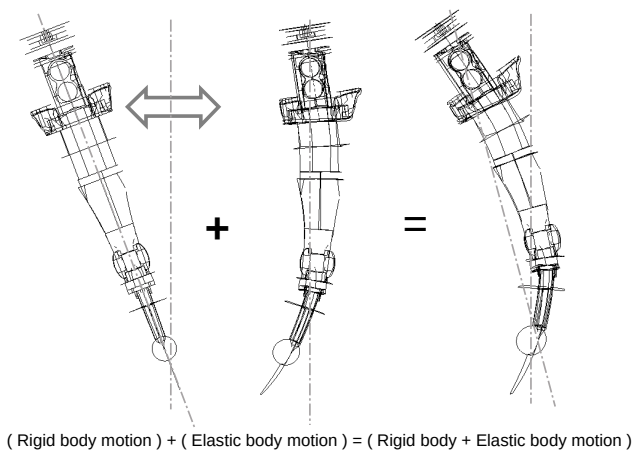


Fig.10 Lateral vibration of outboard motor

Table 2 Influence of elastic body motion Lateral acceleration at mount point of S, L, and UL types (m/sec²)

Type	Mount	Rigid body motion	Elastic body motion	Total
S	Upper	120	-3	117
	Lower	64	-8	56
L	Upper	121	-4	117
	Lower	51	-10	42
UL	Upper	121	-4	118
	Lower	53	-14	39

抑えることができた。以上から、横曲げ1次の固有振動モードの影響はほとんど無視できる程度に低下しており、船外機本体は剛体に近い振動となることを確認した。

5. 実験方法および結果

Fig.11 に振り子マウント法を適用して新たに開発した4ストローク2気筒船外機 BF9.9 の写真を示す。同じ4ストローク2気筒船外機 BF9.9 従来モデルを用いての振動を比較した。BF9.9 従来モデルは2軸バランサをクランクケース上部に付加してエンジンの発生する1次慣性力を打ち消し、1次慣性偶力に変換している。この2軸バランサをはずしての振動測定もあわせて行った。BF9.9 と BF9.9 従来モデルの基本諸元を Table 3 に示す。

振動測定には16フィートのFRP製の和船を用いた。条件は、静水の直線航走で徐々に加速したときのものであり、加速度ピックアップをハンドルとシートに接着して測定した。測定データを回転次数比分析して得られた1次成分の結果を Fig.12 に示す。



Fig.11 BF9.9

Table 3 Specification

Model	BF9.9 New model	BF9.9 Conventional model
Bore × Stroke (mm)	58 × 42	58 × 53
Displacement (cm ³)	222	280
Maximum engine output (kW/r/min)	7.4/6 000	7.4/5 500
Maximum Torque (N · m/r/min)	14.9/4 000	16.6/3 000
Reciprocating mass (kg)	0.386	0.349
Sprung mass (kg)	36	39

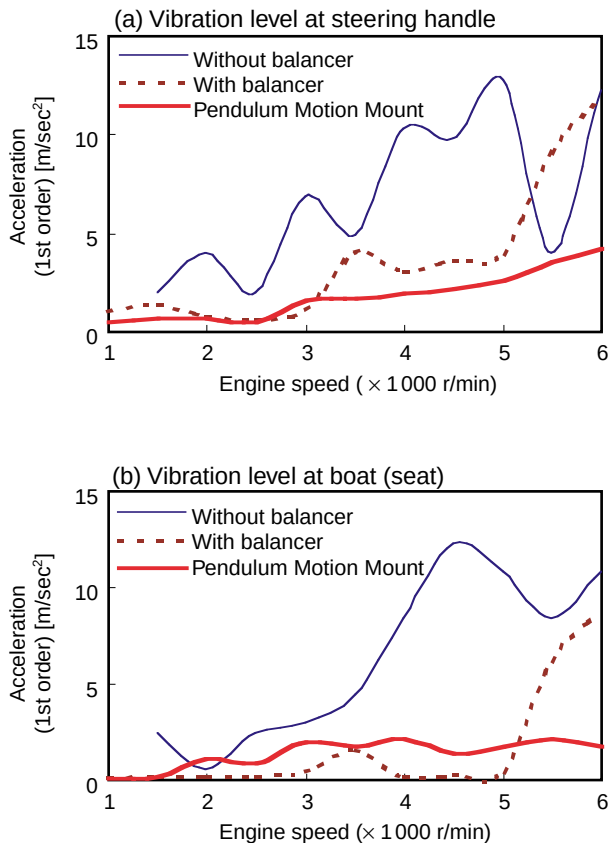


Fig.12 Effect of vibration reduction by Pendulum Motion Mount

ハンドル振動ではバランス付の船外機に対し中低速域で同等、高速域で50%低減された。また、バランス無しの船外機に対しては使用回転域内の全域で大幅に振動を低減する効果が得られた。船体振動に関してもバランス付きとほぼ同等であり、バランス無しの船外機に対しては大幅な振動低減効果が得られた。このように船体・ハンドルとも大幅に振動を低減できていることが証明できた。

6. まとめ

振り子マウント法による防振支持を4ストローク2気筒船外機に適用して、防振支持理論を明らかにすると共に、実機を製作して以下の結果を得た。

- (1) 船外機に傾斜マウントを適用したときの船体とハンドルの振動を2次元の理論解析によって明らかにした。
- (2) 振り子マウントを採用すれば、4ストローク2気筒船外機の振動をエンジン回転の全域で効果的に防振できることを理論的に示した。
- (3) 慣性力に起因するハンドル振動を打ち消すことの出来る条件を明らかにした。
- (4) 振り子マウント法の理論を実現できる船外機本体の構造とマウント構造を提示した。

- (5) この技術に基づき新たに船外機を開発し、従来のバランス付きの船外機を上回る低振動化を達成した。

参考文献

- (1) 塩見和之, 水口博: エンジンの移動振動中心を利用した防振技術, HONDA R&D Technical Review, vol.4, p.107-113 (1992)
- (2) Shiomi, K., Mizuguchi, H.: Isolating Vibration through Use of Traveling Center of Engine Oscillation, SETC TECHNICAL PAPER, 911293 (1991)
- (3) 長松昭男: モード解析, 東京, 培風館, 1985, p.53-98 など

■ 著 者 ■



塩見 和之



岡田 毅



大川 道春



池野 哲朗

排気系における振動予測技術の開発

Development of Vibration Prediction Technique for Automobile Exhaust Systems

中 川 博 史*

Hiroshi NAKAGAWA

吉 本 秀 之*

Hideyuki YOSHIMOTO

秋 山 英 和*

Hidekazu AKIYAMA

桜 井 雅 人*

Masato SAKURAI

結 城 一 敏*

Kazutoshi YUKI

要 旨

排気系振動を予測するに当り、FEモデルを用いてシミュレーションを行う手法を構築した。振動吸収ジョイントであるフレキシブルジョイントは、フレキシブルチューブの形状を忠実にモデル化し、他の部品については特性を数値で与えた。また球面ジョイントは、ガスケットの動特性を数値で与えることで高精度なモデルが得られた。入力となるエンジン起振力は、構成部品の慣性力と筒内燃焼圧力による回転反力の和から導いた。それにより、排気系の挙動を定性的に把握することと排気系懸架点からのボデーへの伝達力を定量的に予測することができるようになった。その結果、排気系懸架点および振動吸収ジョイントなどの最適配置検討が開発先行段階から可能となった。

ABSTRACT

A simulation technique that uses a finite element method model for predicting vibrations in the exhaust system was developed. The flexible joints, that is, vibration adsorption joints are faithfully modeled on the shape of flexible tubes and the properties of other parts are assigned numerical values. Further, an accurate model is obtained on the ball joints by assigning numerical values to the dynamic properties of gaskets. The vibration force of engine is obtained using the sum of the force of inertia in component parts and reaction force produced by combustion pressure. This made it possible to predict the forces transmitted to the body from exhaust hanger so that the vibration phenomenon could be understood in terms of overall exhaust system behavior. This in turn made it possible in the pre-development stages to study the characteristic effects of altering exhaust hanger positions and using vibration absorbers in order to decrease the forces transmitted to the body.

1. まえがき

車室内の振動および音の発生要因の1つにエンジンの振動が排気系の懸架点からボデーに伝わり、こもり、フロア振動、ステアリング振動等のアイドル振動騒音において問題となることが多い。

従来は、車両の開発と同期した形で排気系に対して上記NV悪化要因の対策を試作を繰り返して行ってきた。

しかし、この開発方法では、トラブル対策が後手になり試作およびテストに時間が費やされることからCAE(Computer Aided Engineering)を主体としたシミュレーション開発が急務となった。

そのため、筆者らは、実際の開発に適用させるため精度

の高いシミュレーション技術の結果を目指し、部品ごとの特性及び事象を把握するための検証を積み重ねてきた。

その結果、現実に即したシミュレーションモデリング技術を確立したので報告する。

2. 計算技術概要

2.1. 排気系主要構造体のモデル化

今回用いた基本排気系本体のFEモデルをFig.1に示す。

排気系のパイプ部、消音器部などのように形状モデル化が可能な部品については全てシェル要素でモデル化した。

振動吸収ジョイントにおいては、その特性を得るためのモデリングのノウハウが反映されている。

エンジンとトランスミッションについては、本テーマの扱う周波数帯領域が低い部分であるため、剛体領域内と仮定し剛体特性を質点として表現した。

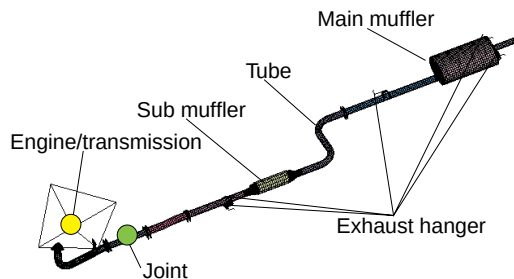


Fig.1 FE model of an exhaust system

2.2. ジョイント部複合構造体のモデル化

排気系部品の中の振動吸収ジョイント(フレキシブルジョイント、球面ジョイント)は、排気系全体の入力低減や振動モードに影響を及ぼす部品である。

これらは複数の部品で構成されており、本手法では各構成部品ごとの現象メカニズム解析を行い動的特性を把握し、それらの特性を組み合わせることでモデル化を行った。

現象メカニズム解析の手法としては、これらのジョイントが変位する方向の特性について検証を行った。

(1) フレキシブルジョイント

フレキシブルジョイントの構成部品を Fig.2 に示す。

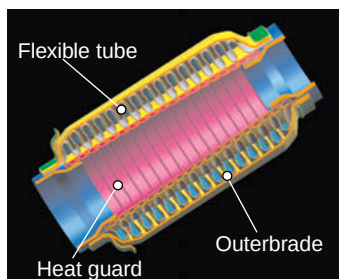


Fig.2 Flexible Joint

フレキシブルジョイントの特性解析としては、Fig.3に示すような試験方法と拘束条件で行った。また、変位の方向は伸縮および曲げ方向で行った。

Fig.4に伸縮方向について、構成部品ごとの単位荷重あたりの加速度応答レベルである周波数伝達関数(Frequency Response Function : 以下 FRF)で示す。

Fig.4 に示した FRF のピーク位置によりフレキシブルチューブの特性が支配的であり、他の構成部品はそれにバネおよび減衰とそれぞれの特性が付随していることが明らかになった。

支配的であるフレキシブルチューブのモデル化について

は、忠実に現物形状を再現させることによりモデルを構築し、その他の部品については、形状モデル化が困難なことから特性を数値で表現した。

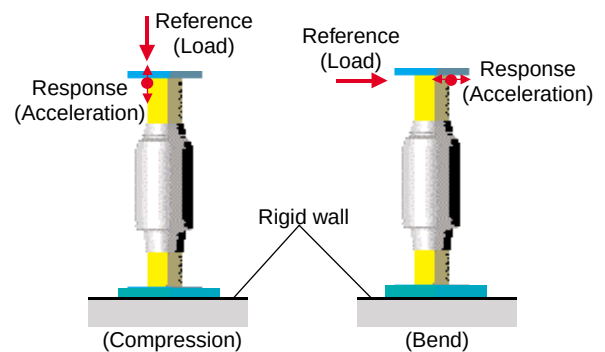


Fig.3 A test part for analysing dynamic characteristic of the phenomenon of a flexible joint

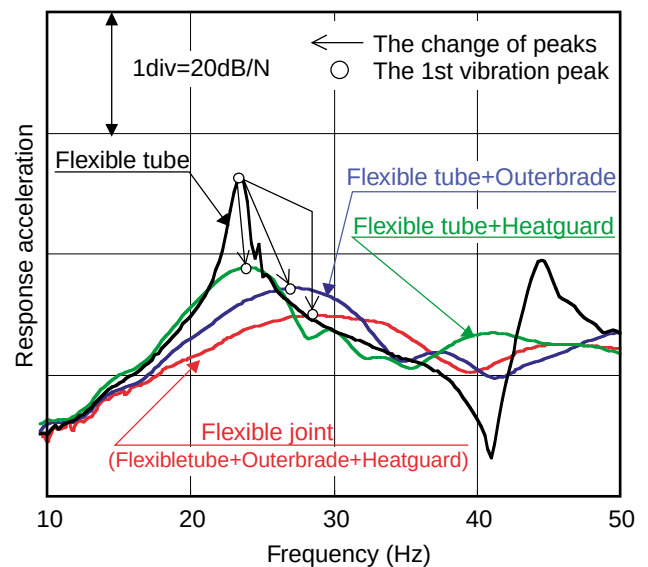


Fig.4 Measured FRF of flexible joints

次に、この結果を基にモデルを構築し実測とのFRF検証結果を Fig.5 に示す。

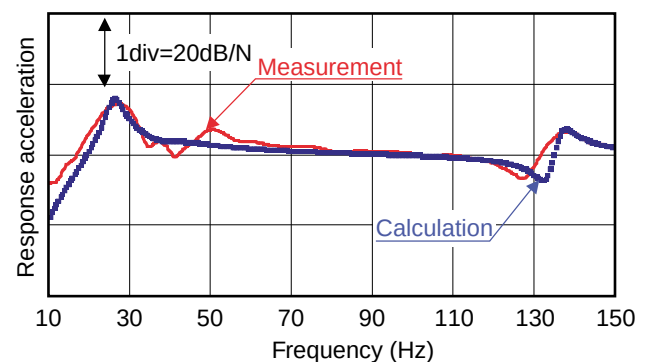


Fig.5 Comparison of FRF of the flexible joint

(2) 球面ジョイント

球面ジョイントの構成部品を Fig.6 に示す。

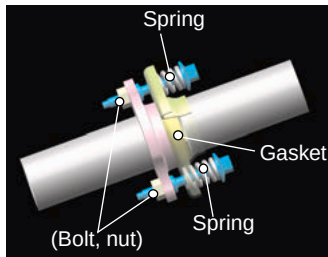


Fig.6 Ball Joint

球面ジョイントにおいては、フレキシブルジョイントに比べ構成部品が少なく、その挙動から回転(動)バネが支配的と考えられるため、球面回転中心に観点をのせた動バネ特性試験を行った。

Fig.7に試験方法と拘束条件を、試験結果をFig.8に示す。

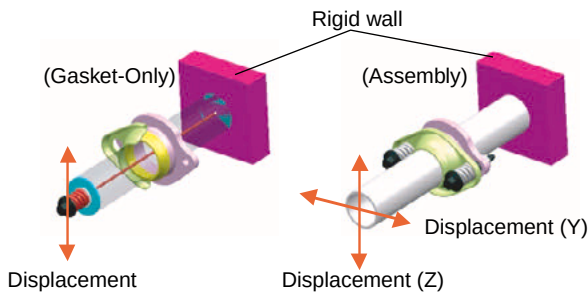


Fig.7 A test part for analysing mechanism of the phenomenon of a ball joint

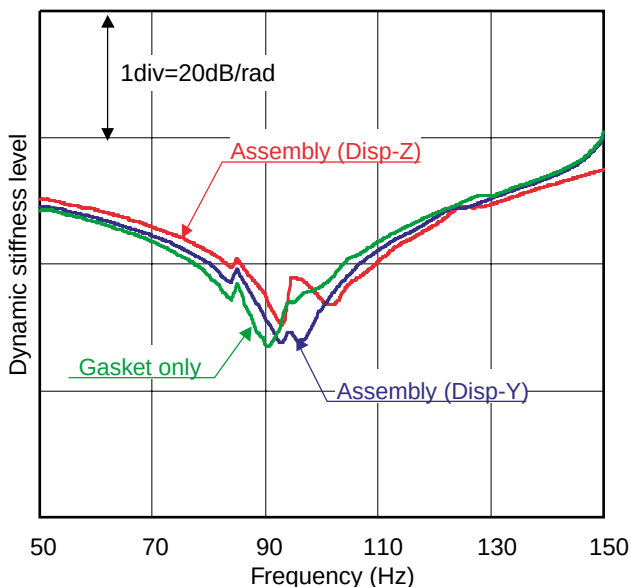


Fig.8 Measured dynamic stiffness of ball joints

Fig.8より球面ガスケットの動バネが球面ジョイント全体の動バネとほぼ等しいことが明らかになった。

次に、実測と計算の周波数伝達関数の検証結果を述べる。

実測において安定な解を得るため Fig.9 に示す形態で行った。

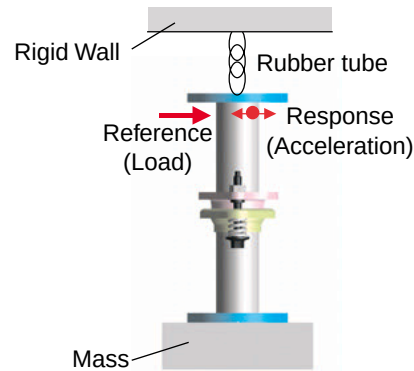


Fig.9 A test part for verifying correlation

球面ガスケットのバネ特性を正確に入れることにより高精度なモデルが得られた。Fig.10 に実測と計算モデルの検証結果を示す。

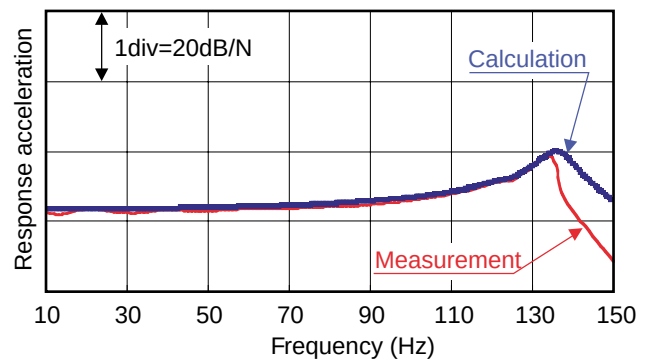


Fig.10 Comparison of FRF of the ball joint

以上のように振動吸収ジョイントについては、各構成部品の特性を実測から把握し、それらの持つ特性を計算モデルへ置換した。更に、それらを組み合わせることで精度の高いモデルが得られた。

2.3. エンジンまわりのモデル化検討と同定法

エンジンおよびトランスミッションまわりは、排気系にとって重要な境界条件の1つである。本手法はこれらを剛体として扱い、剛体特性を実測の周波数伝達関数から同定した。

剛体特性の同定化の考え方を、以下に述べる。

1自由度系のバネ、マスモデルにおいて、共振周波数より上の周波数領域ではイナータンスレベルが一定となる剛体運動周波数領域が存在し、このレベルは質量の値で決定される。(4)

この1自由度系を並進3方向と回転3方向の計6自由度まで拡張した手法である。

ここで6自由度の質量行列特性を[M]とし、入力[F]を与えた時の運動方程式は、

$$[F]=[M][\ddot{x}] \quad \text{となり、}$$

上式の[F]: 入力レベル, [x]: 応答振動加速度レベルが既知であれば[M]は連立1次方程式を解いて導くことができ、また入力と応答の座標も既知であれば、基準点まわりに座標変換することにより基準点まわりの[M]が算出され、重心まわりの[M_G]が得られる。

2.4. 計算精度検証手法

今回の FEM との相関検証には台上で測定を行った。

相関検証においては、固有値と固有モード相関係数および周波数伝達関数比較があり、Fig.1に示す排気系において120以上の周波数伝達関数を測定した。

また、固有モード相関係数(MAC)は、0.8以上を目標とした。

Fig.11 に計算モデル精度検証の流れを示す。

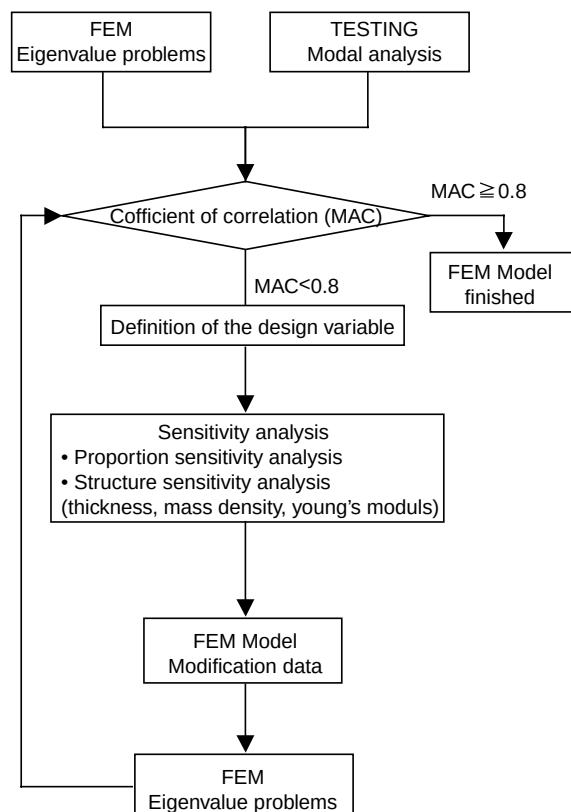


Fig.11 Flow chart for verifying correlation of accuracy

ここまで構築したモデルを使い車両搭載状態のエンジンと排気系を再現し、周波数伝達関数特性の検証を行った。

測定は、Fig.12に示すように排気系の後端部から加振機入力し、排気系懸架点の代表点としてPoint-A, Bでの振動加速度を出力した。振動吸収ジョイントは、フレキシブルジョイントと球面ジョイントの二通り行った。

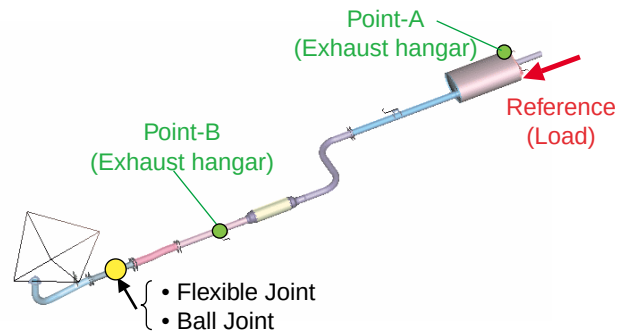


Fig.12 FE model of an exhaust system

フレキシブルジョイント付き排気系でのFRF検証結果をFig.13に示す。

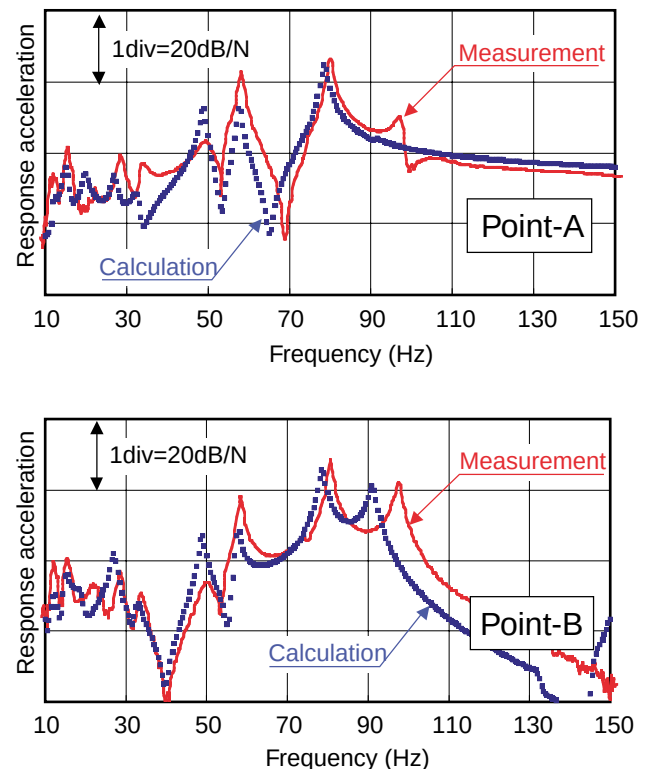


Fig.13 FRF comparison of point A and B in the flexible joint

同様に、球面ジョイント付き排気系でのFRF検証結果を Fig.14 に示す。

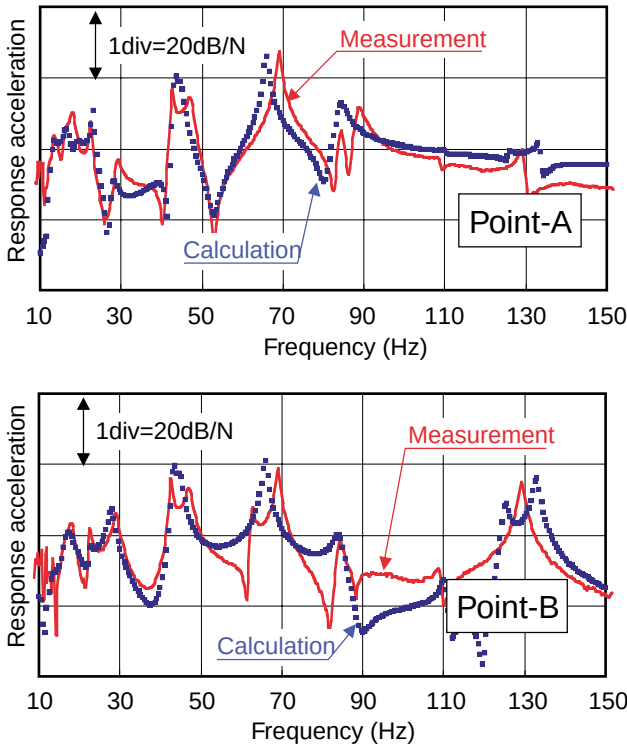


Fig.14 FRF comparison of point A and B in the ball joint

Fig.13, 14の結果から、共振ピークレベル、周波数共に精度良く合っていることが分かる。

以上のことから、エンジンを含んだ排気系全体の挙動が定量的に把握出来るようになった。

3. エンジン起振力算出法

エンジンの起振力は、ピストン、コンロッド、クランク等の部品をすべて剛体とみなしたモデルを用いて算出した。

(2), (3)

すなわち、ピストン、コンロッド小端部の往復運動、およびクランク、コンロッド大端部の回転運動それぞれの慣性力と筒内燃焼圧力によるクランク軸まわりの回転反力を気筒ごとに求め、最後に気筒間の位相差を考慮して足し合わせてエンジン全体の起振力とした。

なお、筒内燃焼圧力はテストで得られた複数サイクル分の圧力データを平均したものを用いた。

以下、慣性力および回転反力算出式の概略を示す。

Fig.15 においてピストン上死点位置からのピストン変位を S とすると

$$S = r(1 - \cos\theta) + \frac{1}{4}rp(1 - \cos 2\theta) \quad \text{ただし } \rho = \frac{r}{l}$$

と表され、加速度は

$$\frac{d^2S}{dt^2} = r\omega^2(\cos\theta + \rho\cos 2\theta)$$

となる。

したがって、ピストン、コンロッド小端からなる往復部の質量を M_1 とすると往復部の上下方向慣性力は、

$$F_{1z} = -M_1r\omega^2(\cos\theta + \rho\cos 2\theta)$$

で求められる。

次にクランク、コンロッド大端からなる回転部の質量を M_2 とすると回転部の上下前後の慣性力はそれぞれ、

$$F_{2z} = M_2r\omega^2\sin\theta$$

$$F_{2x} = M_2r\omega^2\cos\theta$$

で求められる。

クランク回転反力は筒内燃焼圧力と先に求めた往復部の上下慣性力の和を F とすると次式で求められる。

$$F_c = F \cdot \frac{\sin\theta}{\sqrt{\frac{1}{\rho^2} - \sin^2\theta}} \cdot (r\cos\theta + l\sqrt{1 - \rho^2\sin^2\theta})$$

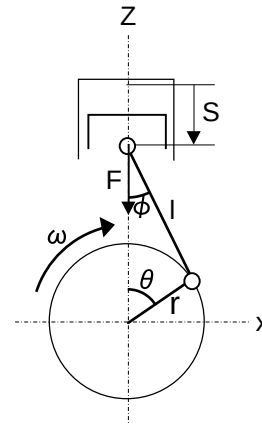


Fig.15

エンジン単体点火運転によるエンジンマウントでの実測と計算の振動加速度の検証結果を Fig.16 に示す。

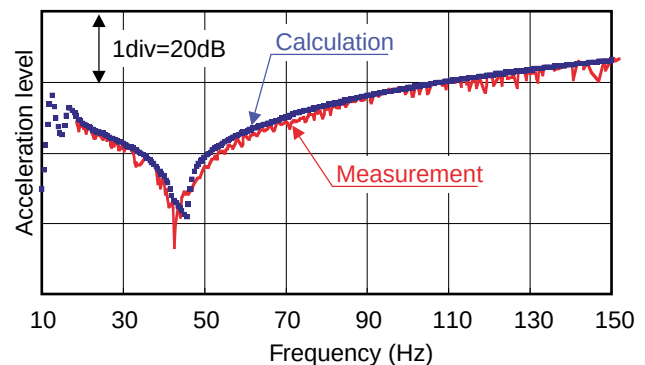


Fig.16 Response comparison in engine mount during firing

前述した Fig.12 の排気系モデルにおいてこのエンジン起振力を与えた時の Point-A, B での応答と実測ファイアリングでの応答比較を行った。

フレキシブルジョイント付き排気系での振動加速度の検証結果を Fig.17 に示す。

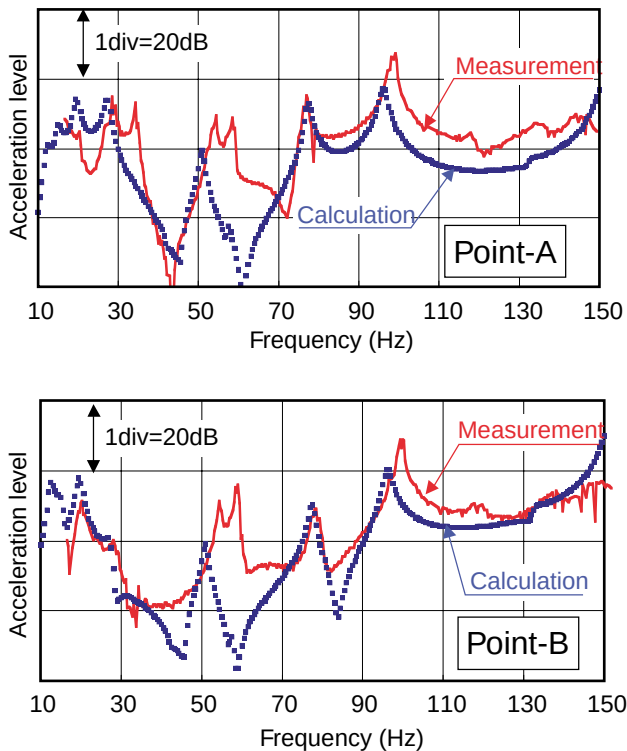


Fig.17 Response comparison in point A and B during firing in case of flexible joint

同様に、球面ジョイント付き排気系での振動加速度の検証結果を Fig.18 に示す。

Fig.17, 18の結果から、波形の傾向と共振ピークレベル、周波数共に精度良く合っているのが分かる。

以上のことから、排気系の懸架点からボデーへの伝達力が絶対値で得られ、その判断までが可能となった。

4. 排気系振動低減手法への適用

Fig.19 にある排気系 FE モデルに本手法を用いた事例を述べる。

今回の検討は、ボデーへの伝達経路である排気系懸架点の最適位置を検討した。

手法として、複数の排気系モードシェイプから節となりやすい位置を求め、そこへ懸架点を変更した。排気系後端部から入力し、メインマフラ懸架点での振動加速度の計算結果を Fig.20 に示す。同図のように排気系懸架点応答レベルの低減が推定でき、本予測技術の有効性が確認できた。

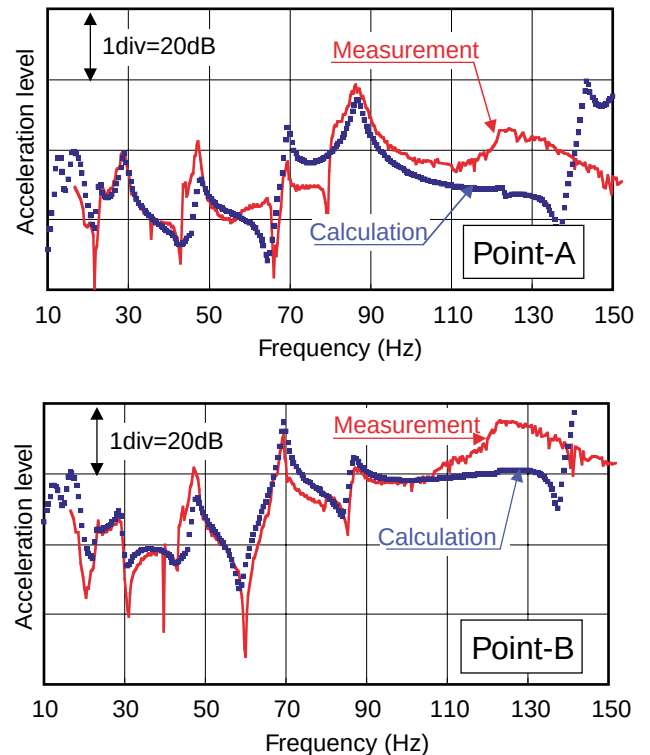


Fig.18 Response comparison in point A and B during firing in case of ball joint

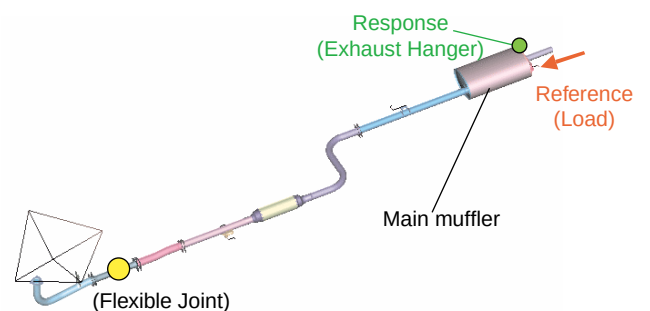


Fig.19 Structural model of an exhaust system

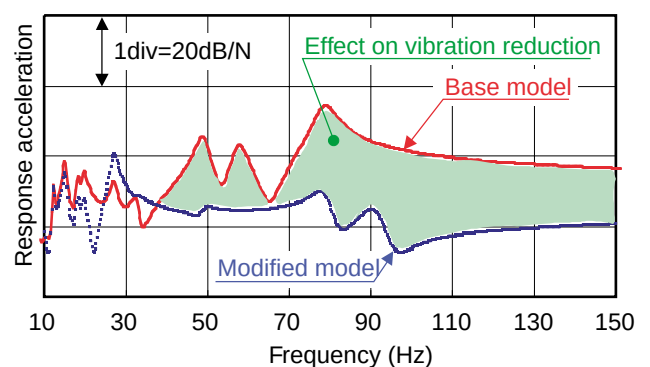


Fig.20 Response comparison at the hanger point

5. まとめ

現実に即した高精度な排気系モデルを以下の手法によって構築した。

- (1)フレキシブルジョイント特性は、フレキシブルチューブが支配的であることから、その形状を忠実にモデル化した。また、他の構成部品は動特性を数値で与えた。
- (2)球面ジョイント特性は、球面ガスケットの特性でほぼ決定されるため、その動特性を数値として与えた。
- (3)エンジンまわりのモデルとしては、エンジンとミッションを剛体として扱い、実験により周波数伝達関数と測定位置から重心まわりの質量行列特性を得ることで構築した。
- (4)エンジン起振力は、各気筒ごとの構成部品の往復と回転運動による慣性力及び実際の筒内燃焼圧力による回転反力から、各気筒間の位相差を考慮することにより求めた。

その結果、精度の高い排気系 FE モデルと境界条件となるエンジンまわりのモデル化により、エンジンを含んだ排気系全体の現象解析が行えるようになった。さらに、エンジン剛体起振力を与えることにより実用上十分な精度で完成車 NV 事象に影響を与える排気系振動の予測が可能となった。

6. あとがき

試作車製作前の机上検討段階において有効活用させるために、固有价值解析から感度および構造解析まで一貫して解析できる予測技術ツールとエンジン起振力を求めるツールを開発者に提供した。

これらの技術を実際の車両に適用し、排気系振動を低減することができ、車両 NV の向上に貢献した。

参考文献

- (1)長松昭男：モード解析，東京，培風館，1993，307p
- (2)三浦登，福田水穂：4. 4 車両の振動騒音解析，自動車設計と解析シミュレーション，東京，培風館，1990，p.207-253
- (3)亘理厚：機械力学，東京，共立出版，1991，225p
- (4)奥住宏：加振実験によるパワープラント剛体特性の同定について，日産技報論文集，p.10-14 (1990)

■ 著 者 ■



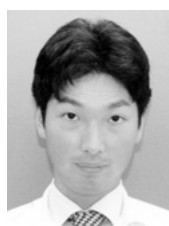
中川 博 史



秋 山 英 和



結 城 一 敏



吉 本 秀 之



桜 井 雅 人

二輪車用エンジンにおけるクランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の構築

Development of Simulation Technology for Dynamic Behavior of Crankshaft System
in Motorcycle Engine

新 納 忠*
Tadashi NIINO

岩 本 達 也*
Tatsuya IWAMOTO

植 田 真 悟*
Shingo UEDA

要 旨

エンジンの耐久性・商品性の向上及び開発の期間短縮を目的としたツールの一つとして、クランクシャフト系の机上予測技術を構築した。

クランクシャフトとエンジンケースを有限要素法によりモデル化したものと、軸受けの油膜反力計算とを連成させた時刻領域での数値積分を行うことにより、二輪車特有の高回転域までの運転時のクランクシャフトの挙動や応力を精度よく求めることを可能とした。

ABSTRACT

In order to improve durability and marketability of an engine and reduce the development period, a computer simulation technology of crankshaft system was developed.

A crankshaft and an engine case are modeled by using Finite Element Analysis. The models and a calculation model of a hydro-dynamic reaction force of bearings are coupled and behaviors of the crankshaft are calculated by using numerical integration within the time domain.

Therefore, this simulation technology enabled to predict accurately the motion behavior of crankshaft until the high operating speed that is unique for motorcycle engines.

1. はじめに

二輪車は、より軽量・コンパクトで高性能なエンジンの開発が必要とされており、さらに開発期間の大幅な短縮化が要求されている。中でも、エンジンの基幹部品であるクランクシャフト、コネクティングロッド、ピストンなどは、そのエンジンの耐久性や出力特性・NV(Noise, Vibration)に大きく影響するために、開発初期段階における仕様の熟成が不可欠である⁽¹⁾。

クランクシャフトは、エンジンケース軸受けに保持された状態でコネクティングロッド(以下コンロッドという)を介しピストンからの爆発・慣性力を毎サイクル受ける。

この荷重は一般に 10^4N 程度と大きく、またサイクルごとにより周期的に加わるため、特に高回転領域では共振現象を誘発しクランクシャフトに過大な曲げ荷重やねじりモーメントを発生させる。そのような厳しい条件下で、軽量でコン

パクトなエンジンを成立させるためには、ピストン、コネクティングロッド、ACGロータなどを含むクランクシャフト系の挙動を把握した上で各部品的设计が必要となる。

このような背景により、筆者らは、ファイアリング運転状態でのクランクシャフトに生ずる応力を精度良く求めるためのシミュレーション手法を開発した。

2. 高速運転時の応力

今回用いたV型2気筒4ストロークエンジンの構造図をFig.1に示す。図に示すように本エンジンは一つのピンジャーナルに二つのコンロッドを有し、シリンダは90度の位相角を持っている。

ファイアリング運転状態でクランクシャフトのピンジャーナルフィレット部に生ずる応力をひずみゲージを用いて測定した。

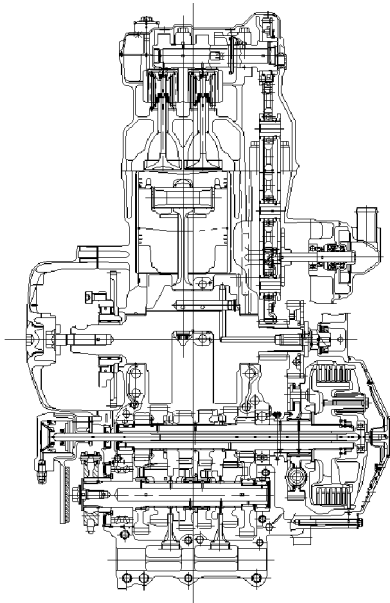


Fig.1 Structure of engine

Fig.2 にその測定箇所を示す。

得られた応力値より各回転数ごとに応力振幅を抽出したものを Fig.3 に示す。

この結果から、以下のことが言える。

- (1) 低速回転域に比べて、高速回転域では、顕著に応力振幅が増大している。
- (2) 特定の回転数において、応力振幅は極大値を持っている。

一方、当部に応力振幅を発生させる原因としては、次の

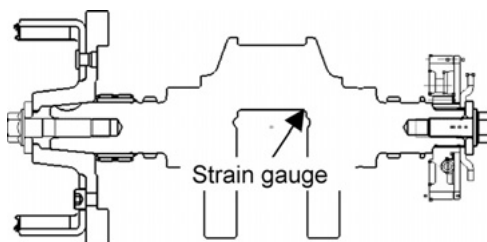


Fig.2 Measuring point of stress

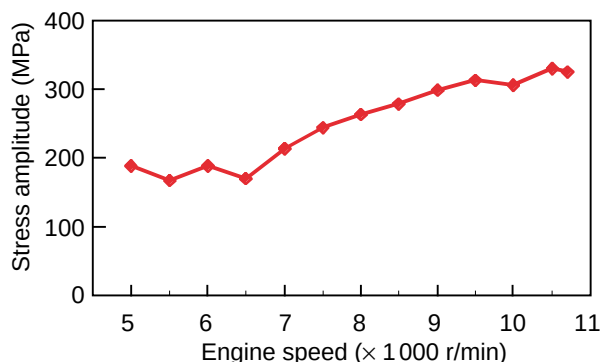


Fig.3 Stress amplitude

二つが考えられる。

- (1) サイクルごとにクランクシャフトに加わる往復運動部の慣性力がある。
- (2) サイクルごとにピストン及びコンロッドを介してクランクシャフトに加わる筒内圧力による荷重がある。

3. 静的応力解析

高速回転域の応力振幅の増大と特定回転数における応力振幅の極大値の原因を分析するために、有限要素法を用いて静的条件下での応力計算を行った。

Fig.4に静的計算で用いた有限要素モデルと、境界条件を示す。

回転数としては、低速時として 5 000r/min, 高速時として 10 800r/min を選んだ。

Fig.5 に静的計算結果と実測結果の比較を示す。

低速時は計算結果と実測結果がほぼ一致しているが、高速時は計算結果に対し実測結果が52%大きくなる。このことは、高速回転域においてクランクシャフトに動的な挙動が生じた結果、当部の応力振幅が高速回転域で増大したものだと思われる。

また、高速回転域で使用するクランクシャフトの強度設計において、このような静的な計算手法では、十分な精度が得られないことが分かる。

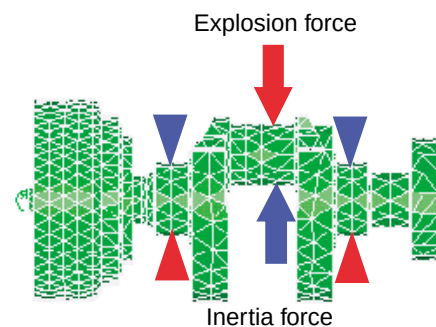


Fig.4 Static FEM model and boundary condition

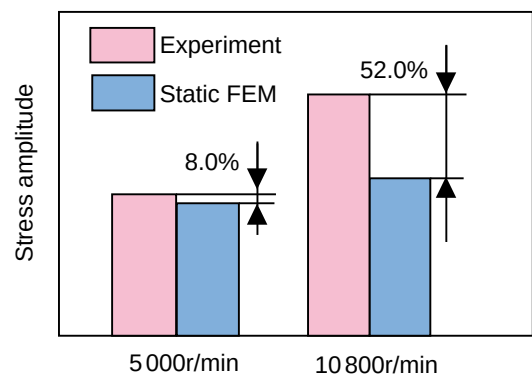


Fig.5 Comparison between measurement and static FEM

4. 動的計算手法

動的な挙動をシミュレートする方法として、一般に広く用いられる時間領域での数値積分法を用いた。Fig.6に本計算手法の全体の手順を示す。

また、本計算手法は以下に示す4つの部分から構成される。

- (1)有限要素データの作成部
- (2)挙動計算部
- (3)油膜圧力計算部
- (4)応力計算部

4.1. 有限要素データの作成部

有限要素データの作成は、利便性を考え3Dソリッドモデルを用いて市販ソフトの自動要素作成機能により行う。得られた有限要素データは膨大な自由度を持つため、モーダルリダクション法によって、解析上不要な自由度を取除き、有限要素データ全体の自由度を削減する。

4.2. 挙動計算部

挙動計算モデルの模式図と、実際のモデル例を Fig.7 に示す。本モデルは、構造要素と構造要素間を結ぶ荷重要素から構成されてる。

構成要素としては以下をモデル化した。

- ・クランクシャフト — 有限要素モデル
- ・エンジンケース — 有限要素モデル
- ・ピストン — 剛体モデル
- ・ピストンピン — 剛体モデル
- ・コンロッド — 剛体モデル

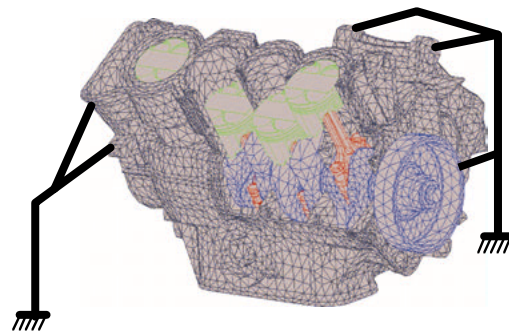
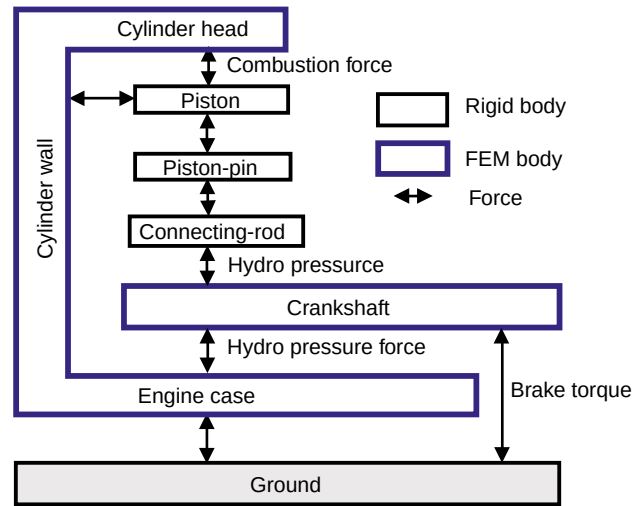


Fig.7 Simulation model

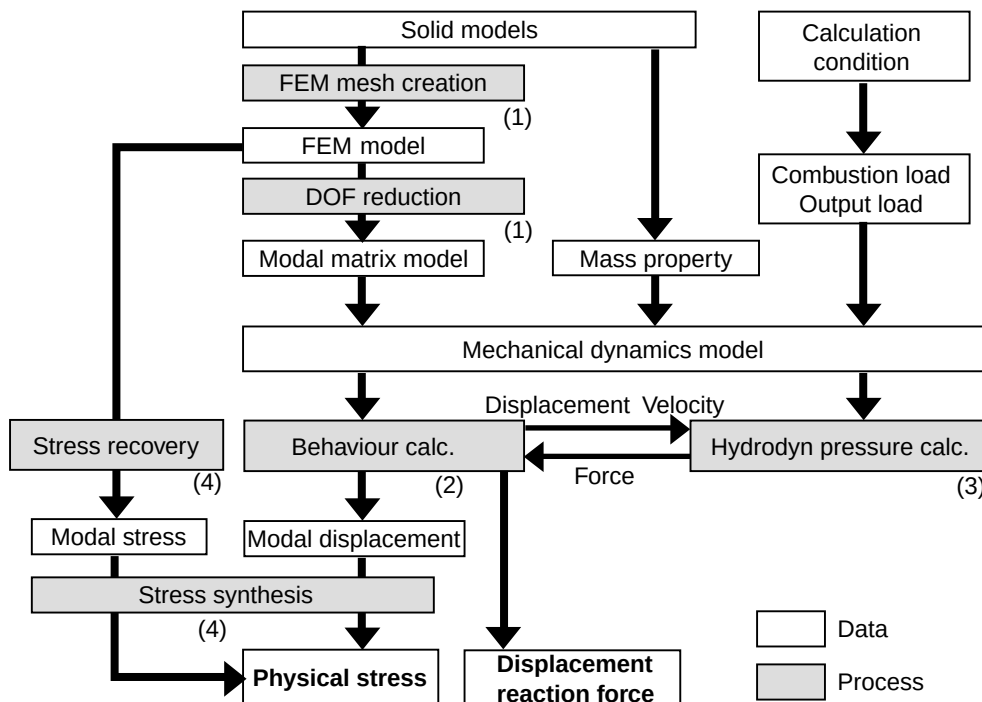


Fig.6 Analysis flow

荷重要素は、以下に示すように大きく3つに分けて定義される。

- ・構成要素間の連結部には、相対変位などに対し非線型な荷重を定義する。これにより連結部の接触を表現する。
- ・筒内圧力による荷重は、各々のピストンとエンジンケースのヘッド部に与える。ここでは実測より得られた筒内圧力を、クランク回転変位角度の関数として数式化したものを用いる。
- ・クランクシャフト上にある出力取り出しギヤに対し、回転の逆方向にトルクを与える。この大きさを調整することで計算におけるエンジンの運転回転数が決定される。

4.3. 油膜圧力計算部

各々のクランクジャーナルとエンジンケースベアリング間と、クランクピンとコンロッド大端ベアリング間には、流体潤滑理論に基づき、オイルのくさび膜作用による圧力分布、絞り膜作用による圧力分布から求めた荷重を与えた。特に、この部分はクランクシャフトの変形挙動やジャーナルの軸心挙動に直接影響を与えるため精密なモデル化が必要である⁽²⁾。

4.4. 応力計算部

挙動計算から求めた各時刻におけるモードごとの変位と、クランクシャフトの各モード単位の応力より、各時刻における応力を求める。時刻 t における i 番目のモードの変位を a_{it} とし i 番目のモードの応力を σ_i と置くと、ある時刻 t の応力 σ_t は次の式で定義される。

$$\sigma_t = \sum a_{it} \cdot \sigma_i$$

本手法は、処理中に静的な置換がないため、解の高い精度が得られることと、数多くの時刻ごとの応力を求める場合には、計算時間やデータ量を削減できる利点を持っている。

5. 計算結果と実測結果の比較

計算結果の検証として、前述のV型2気筒エンジンを用い、Fig.2 に示すクランクピンフィレット部の応力を比較した。

5.1. 運転条件

運転条件はファイアリング全負荷として、回転数は5 000r/min から 11 000r/min の間で行った。

5.2. 低速域における1サイクル中の応力

エンジン回転数5 000r/min時のクランクピンフィレット部の応力の比較結果を Fig.8 に示す。

この運転状態におけるクランクピンフィレット部の応力

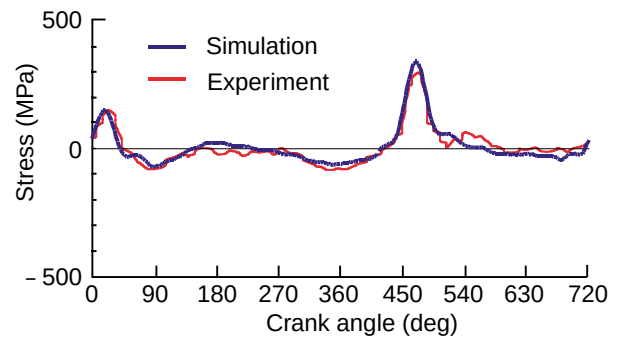


Fig.8 Comparison between simulation and experiment for stress at 5 000r/min

は、クランク角0度と450度の直後に大きく発生していることから筒内圧力による荷重に大きく支配されていることが分かる。

5.3. 高速域における1サイクル中の応力

エンジン回転数10 800r/min時のクランクピンフィレット部の応力比較の結果を Fig.9 に示す。

低速域と比較すると、明らかに応力波形に振動が発生していることが分かる。また、その振動により低速回転域に比べ、応力の絶対値が顕著に増加していることが分かる。

5.4. 相関性の比較

Fig.8 及び Fig.9 に示した1サイクル中のクランクピンフィレット部の応力波形から、計算結果と実測結果は、極めて良く一致しているといえる。また計算結果と実測結果について、エンジン回転数に対するクランクピンフィレット部の応力振幅を Fig.10 に示す。

各回転域において、クランクピンフィレット部の応力の計算結果は実測結果とほぼ一致しているといえる。

以上のことから、本手法はクランクシャフト系の挙動を精度よく数値モデル化していることが確認された。またこれまで難しいとされてきた二輪車エンジンの特徴である高速回転域においても本手法の有効性が確認された⁽³⁾。

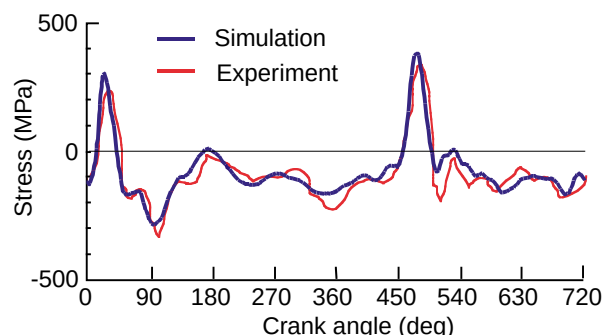


Fig.9 Comparison between simulation and experiment for stress at 10 800r/min

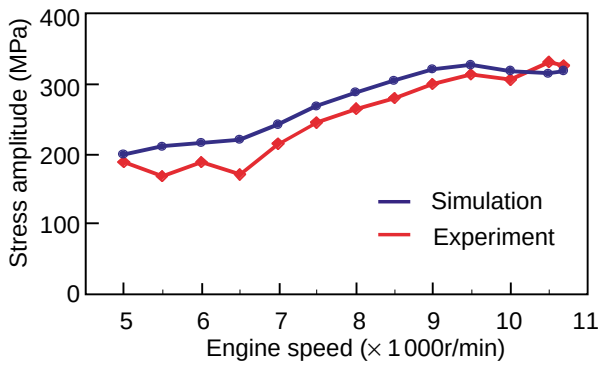


Fig.10 Comparison between simulation and experiment for stress amplitude

6. まとめ

- (1) クランクシャフトとエンジンケースを有限要素法によりモデル化したものと、軸受けの油膜反力計算とを連成させた時刻領域での数値積分法による数値解析手法を構築した。
- (2) 二輪車用エンジンに適用したところ、高速運転域でもクランクシャフトに生ずる応力を忠実にシミュレートすることから、設計諸元検討段階で充分活用できるツールであることが分かった。

謝 辞

本研究にあたりご協力を頂いたトランス・コスモス殿、iSiD 殿へ深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 岩本達也ほか：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，自動車技術会，学術講演会前刷集，No.221 (1998)
- (2) 染谷常雄：内燃機関の潤滑，東京，幸書房，p.1-51 (1986)
- (3) 高橋伸一ほか：実動時クランクシャフト応力予測手法の開発，自動車技術会，学術講演会前刷集，No.49 (1997)

■著 者■



新納 忠



岩本達也



植田真悟

動弁系におけるバルブ変位のレーザ計測技術の確立

Establishment of Valve Displacement Measurement by Laser Equipment

神田 久* 田中 求来*
Hisashi KANDA Motoki TANAKA

要 旨

エンジンにおける動弁系の挙動を詳細に解析するため、従来の境界追尾型光学式変位計に比べ、高精度で低ノイズであると言われるレーザ変位計での計測を試みた。その際、被測定部周囲壁面での乱反射ノイズ、レーザ変位計特有のデジタル変換ノイズの課題が生じた。そこで、これらを低減させる周囲壁面、被測定面の形状変更や入力電圧ゼロ点シフトなど、測定法の改善を行った。

その結果、上記ノイズが低減でき、バルブ挙動を詳細に解析する事が可能となり、ロッカアーム慣性による遅れを伴ったバルブへの再衝突現象を明らかにする事ができた。更に従来の測定法よりもコンパクトなレーザ変位計により、多気筒同時計測も可能となった。

ABSTRACT

To analyze valve behavior at automobile engine valve train precisely, we tried to measure on laser displacement meter, it says that laser is higher precision and lower noise compare with conventional meter. On that occasion, the problems took place that irregular reflection at device round wall and digital translational noise that laser displacement meter has it appropriately. And it faces, we did action to reduce these noise.

At that result, we could to reduce above noise, it became possible to analyze valve behavior precisely, and we did it clear that rockerarm re-collision to valve with delay of rockerarm inertia. In addition to, for the compact laser compare with conventional method, made it possible to measure multi-cylinder simultaneously.

1. まえがき

エンジンの性能向上のために、動弁系の挙動安定化は不可欠であり、その要求される限界回転数もより高くなっている。動弁系も Fig.1 に示す DOHC ローラー同軸 VTEC ロックアームに代表される高機能なものになってきた⁽¹⁾。

それに伴い、高回転での動弁系挙動もさまざまであり、詳細な解析による技術課題の克服が必要となってきた。

このためには、成立性の限界を見極める精度の高い計測技術と性能予測による開発期間短縮が要求されている。

特にバルブリフトに関しては、Fig.2 に示すバウンスと呼ばれる閉弁時の飛び上がり現象が 100 ~ 300 μm 以上になると、動弁系は破壊に至る場合があり、その現象がエンジンの回転限界を決定している。数百 μm のバウンス現象を解析するのに必要な精度は、数百 μm をフルスケールとする場合、本計測においては 3 %、すなわちノイズレベルが 10

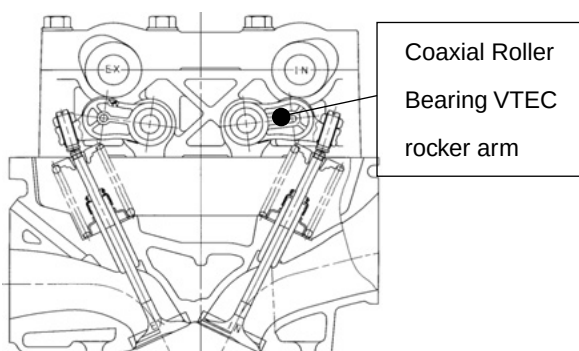


Fig.1 Cylinder Head & Valvetrain

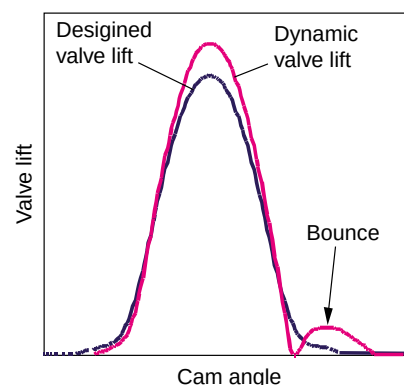


Fig.2 Valve bounce phenomenon at high speed

μm 以下である必要がある。しかしながらバルブリフトが 10mm 以上も変位する中で、 $10\mu\text{m}$ という高精度計測は非常に難しく、報告例はない。(2)~(6)

筆者らも従来は一般的な境界追尾型光学式変位計を用いて計測を行っていたが、ノイズが多いため、現象解析や、挙動予測シミュレーションの検証を困難にしていた。

そこで、レーザ三角法式変位計に着目し、境界追尾型光学式変位計の持つ課題を克服しようとした。その際、乱反射ノイズやデジタル変換ノイズが発生し、新たな課題となった。それらの新たな課題に対し、各種の対策を行った。その結果レーザ変位計の利点を生かした精度よいバルブリフトの計測が可能となり、現象解析や、シミュレーション検証にも十分な条件を満たす事ができた。以下にその内容について述べる。

2. 概要

境界追尾型光学式変位計(以後光学式と略す)に対して半導体レーザ三角法式変位計(以後レーザ式と略す)は以下の利点がある。

- (1) バウンス現象解析のための要求ノイズレベルは $10\mu\text{m}$ 以下である。光学式は実測ノイズレベルが $50\mu\text{m}$ である。それに対しレーザ式では $10\mu\text{m}$ 以下であり要求精度を満たす。
- (2) 多気筒間の連成挙動の影響を解析、検証する多バルブ同時測定のための要求センサヘッド幅は 30mm 以下である。しかし、光学式はカメラの大きさからくる多バルブ同時測定が不可能であるのに対し、レーザ式は要求を満たすために、多バルブ同時測定が可能である。
- (3) カメラセッティング時間が毎回 $30 \sim 40$ 分必要であるため、実験回数も制限される。
それに対し、レーザ式は取付けだけのため、5分でセッティングが終了する。

しかしながら、レーザ式をエンジンの動弁系挙動計測に適用してみると、以下の2つの課題が発生しこれらを克服する必要があった。

2.1. 三角法でのレーザ乱反射ノイズ

バルブ下方すなわちシリンダ内から測定するため、閉空間でレーザ散乱光の反射ノイズが発生した。

- (1) センサヘッドと被測定面の間の壁面形状による反射ノイズ
- (2) 被測定面の凹面形状による反射ノイズ
- (3) その他の壁面からの反射ノイズ

2.2. 変位計デジタル処理によるゼロクロスノイズ低減

- (1) 最大桁である土の符号が切り変わる際、全ビットの変化を DA 変換する事で発生するノイズ

これらを後に述べる手法で解決し、バルブリフトを詳細に解析する事ができた。2つの手法を直接的に比較するために製作した装置を Fig.3 に示す。

Fig.4に2つの手法を比較したバルブリフトを示す。レーザ式で測定されたバウンスは光学式で測定された波形に比べ、明らかに低ノイズで計測される事が分かる。

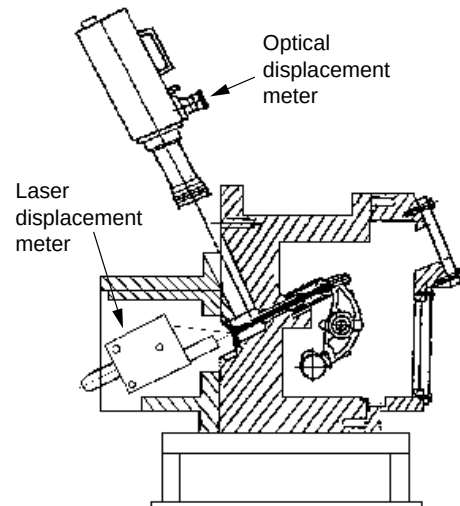


Fig.3 Comparison of optical and laser meter

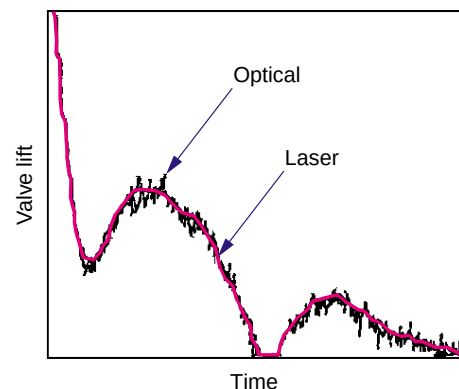


Fig.4 Simultaneous measurement result of optical and laser meter

3. 変位計測諸問題の解決手法

3.1. レーザ乱反射ノイズの低減

3.1.1. レーザ三角法計測の基本原理

Fig.5 にレーザ式の測定原理を示す。

まず最初に、半導体レーザから照射された光が対象面に当たる。その散乱光の一部を結像レンズで集光し、焦点位置の受光部上で結像する。対象面が照射光軸方向に変位する時、受光部上での結像位置が変化する。その位置変化を受光素子で検知するものである。

したがって、エンジンにおいてバルブ下方、すなわち燃焼室のような閉空間にセンサヘッドが設置される場合、対

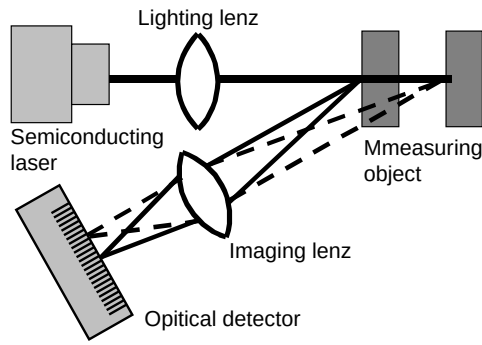


Fig.5 Locational detection of triangular method

象面の反射光以外にも周囲壁面で発生する2次反射光も結像レンズに進入してくる。この2次反射光も受光素子に当たり、乱反射ノイズとなるという問題がある。

Fig.6 は未対策状態でのレーザ変位計の計測データである。被測定面とレーザセンサヘッドの間に狭路部が存在すると、変位で $400\text{ }\mu\text{m}$ に相当するノイズが発生した。

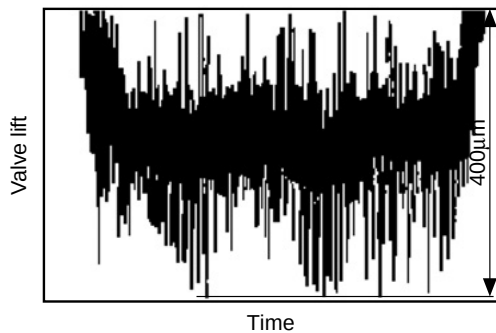


Fig.6 Measured data by laser method (Initial data)

そこで、次項に述べる乱反射ノイズを低減する対策を行った。

3.1.2. 被測定面周囲の乱反射低減

要因として、測定対象面であるバルブからの散乱光が狭路部壁面に反射し、結像レンズを通して受光部に入る。そのため、対象面とは異なる受光素子の位置に照射され、ノイズとなるためと考えた。そこで、対策として、周囲壁面形状を Fig.7 から Fig.8 に示すような凹面形状への変更を行った。

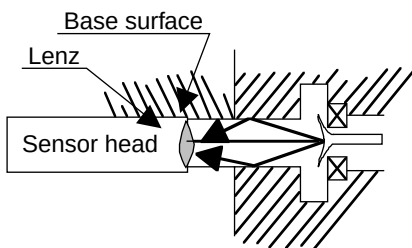


Fig.7 Wall reflected in narrow channel

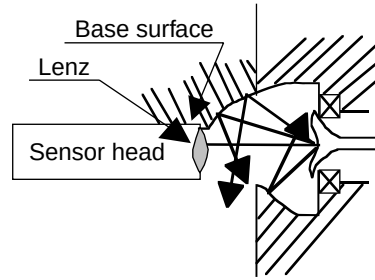


Fig.8 Wall reflection in wide channel

その結果、Fig.9 に示すように、ノイズは約半分の $230\text{ }\mu\text{m}$ 相当に低減したが、これでは、 $10\text{ }\mu\text{m}$ 以下の目標精度に達していない。同時測定した光学式の結果(Fig.10)に比べても約5倍以上のノイズレベルであり、実用レベルにない。

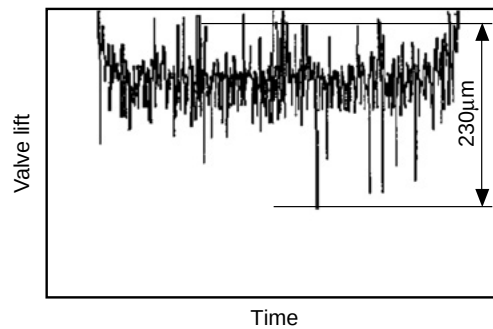


Fig.9 Measured data by laser method (Wall shape refined)

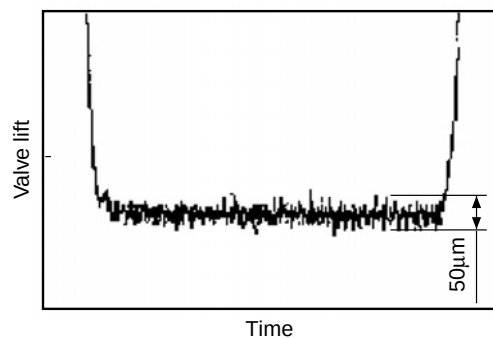


Fig.10 Measured data by optical displacement meter

3.1.3. 被測定面の凹面形状の廃止

被測定面がくぼんだ位置にあると、くぼんだ底部周囲の円弧形状部でレーザスポットの色が丸く反射しているのが確認できた。このことから、底周囲円弧部においても、反射が発生しノイズを増加させると考えられた。そこで、Fig.11 に示すようにくぼみ形状を廃止した。それによって、Fig.12 にあるようにノイズが $25\text{ }\mu\text{m}$ まで低減した。

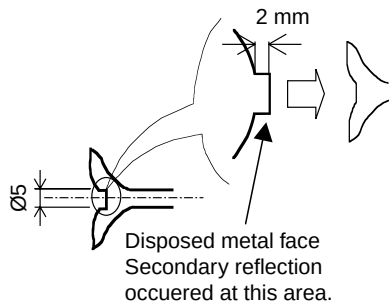


Fig.11 Abolishment of concaved shape

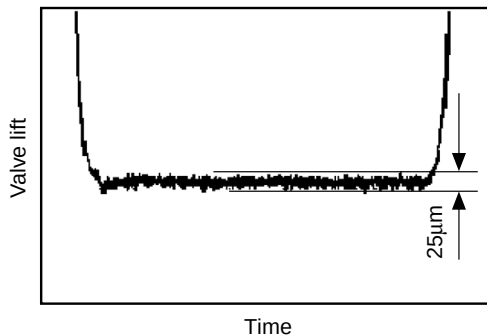


Fig.12 Measured data by optical method

3.1.3 までの対策を行っても、依然として $10\ \mu\text{m}$ 相当以下のノイズに下がらない。要因として、その他の周辺壁面での乱反射光の混入が考えられる。そこで対策として Fig.13 に示すようにレンズ外形とターゲット点を結ぶ円錐状の空間領域以外から外乱反射光が入らないように、円錐形の筒とその内側に反射防止の非反射形状加工を施した。

その結果、Fig.14 に示すように $15\ \mu\text{m}$ までノイズレベルが低減された。しかし、まだ、スパイク状のノイズが時々発生している。この問題は次の 3.2 項による手法で、解決した。

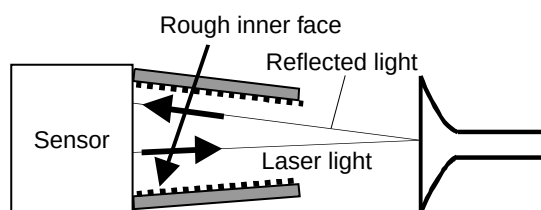


Fig.13 Non-reflected pipe

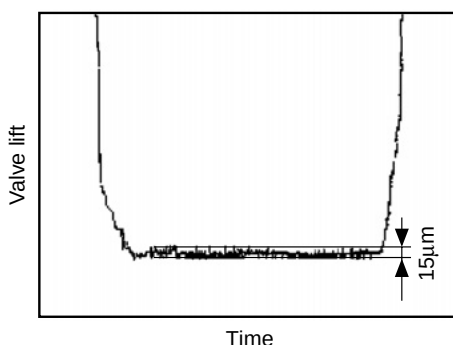


Fig.14 Measured data by laser method (Non-reflected pipe)

3.2. ゼロクロスノイズの低減

三角法をデジタル回路を使って計測する場合、以下の Fig.15 に示すように、受光部アンプで増幅された電圧出力を AD 変換し、それを校正マップで換算し、再び DA 変換して出力する。従って出力されるアナログ出力は受光部アンプで発生しているノイズを増幅する事なく、電圧出力のノイズを最小限にしている。

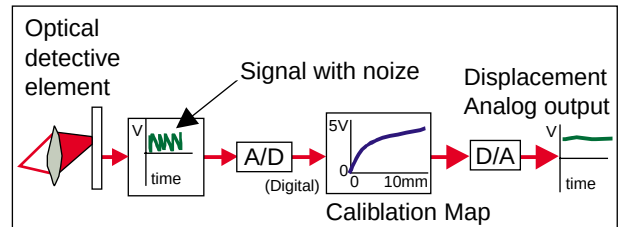


Fig.15 Block diagram of semiconducting laser amplifier

しかしながら、デジタル計測にはゼロクロスノイズという現象が存在する。変位がマイナスからプラスになる時に、正負の符号が変わる。符号(±)の桁はデジタル表現では最大桁になっており、それが切り変わる事になるため、Fig.16 に示すように、全ビットが 0 から 1 に切り変わる。それを DA 変換するため、大きな電圧変化が一瞬起こり、グリッチノイズと呼ばれるスパイク状のノイズが発生する。したがって、ゼロ付近で変位が測定され続けるような場合は、始終スパイク状のノイズが波形に載る。対策として、ゼロ付近の測定精度が必要である場合は、Fig.17 に示すように、ゼロ点をシフトさせた状態で計測し、校正処理時にシフト分戻す事で、ノイズを低減させた。

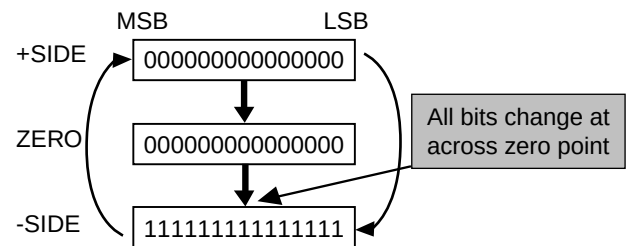


Fig.16 Figure of "Zero cross noise"

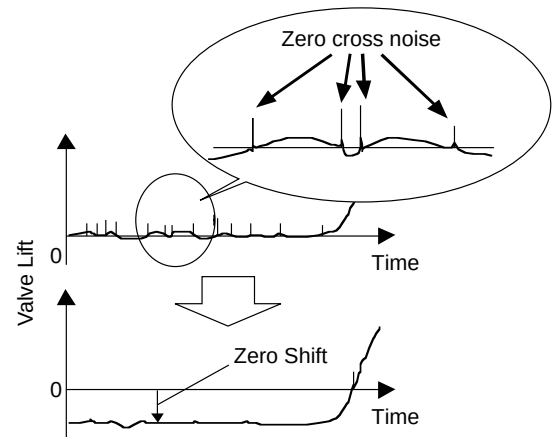


Fig.17 Improved pulse shape of "Zero cross noise"

以上4項目の対策を施した結果として、Fig.18 に示す通り $10\ \mu\text{m}$ 以下のノイズまで下げる事ができた。

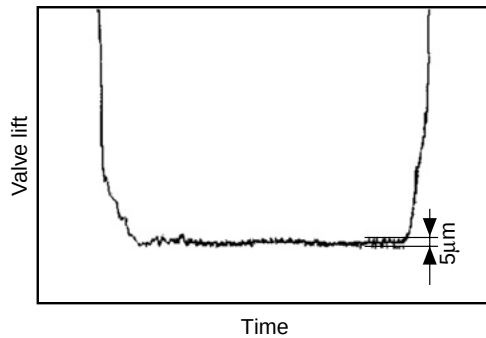


Fig.18 After reduced zero cross noise (final)

3.3. ノイズ低減結果のまとめ

以上までの改善において、Fig.19 に示すとおり、光学式に比べ、バウンスを表現するに十分なノイズレベルまで低減する事を確認した。

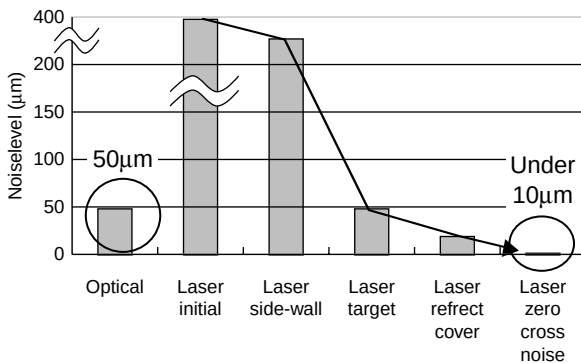


Fig.19 Transition of noise reduction

4. 本測定手法の効果

4.1. 高回転時の挙動解析能力の向上

Fig.20 に示す結果は、光学式で測定したバルブ閉弁時のバウンス現象であるが、何故、この測定条件において、大きなバウンスが発生するのか、このデータでは詳細には分からない。

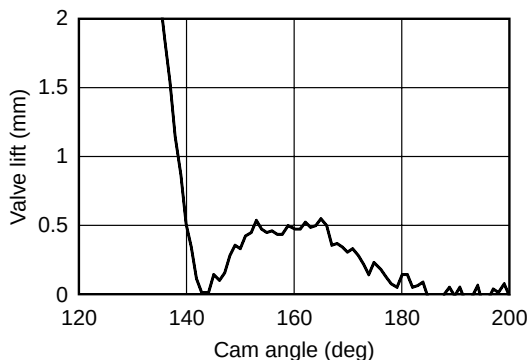


Fig.20 Valve bounce measured by optical method

しかし、本研究の成果であるレーザ式を用いると Fig.21 に示すように、わずかな息付きのような動きを確認する事ができる。

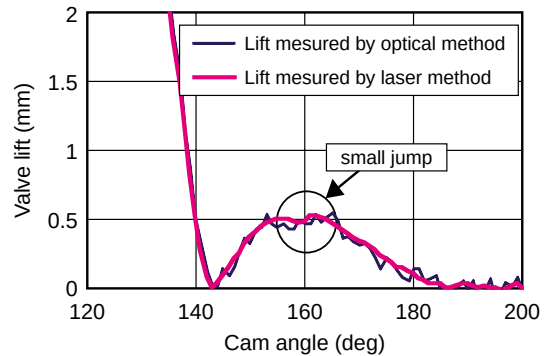


Fig.21 Valve bounce measured by optical & laser method

この動きから、何か別の部品との衝突がこの時点において発生したであろうと考え、シミュレーション計算を行い、Fig.22 に示すように、同様の息付き現象が再現する事を確認した。

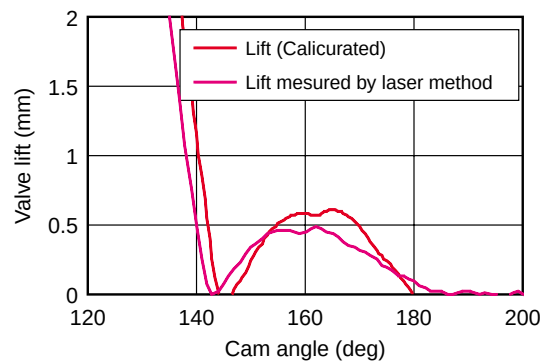


Fig.22 Bounce measured by laser & simulated result

さらにシミュレーションモデルで、近接部品の挙動も解析した結果、息付きの原因は Fig.23 に示すようなロッカアームの慣性による遅れを伴ったバルブへの再衝突によって、バルブが後ろから跳ね上げられている現象が発生している事が判明した。

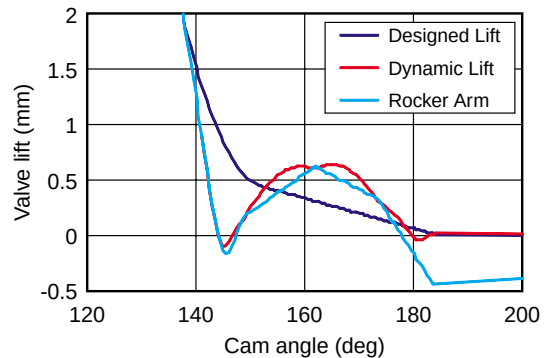


Fig.23 Valve simulation analysys

このようにバルブは高回転において、開弁から閉弁に至るまでに僅かな衝突を繰り返しながら作動するため、挙動の詳細な原因解析をする際において、10 μm 以下の挙動の変化を捉える本レーザ計測手法は必要不可欠な技術である。

4.2. 多気筒同時測定

レーザ変位計は1気筒に2個ずつ装着できるため、Fig.24に示すように8バルブ同時測定を達成する事ができた。それにより、気筒間の挙動差の比較が可能となり、多気筒連成した挙動を解析するためのシミュレーションモデル構築の際に、気筒間のカムのねじれや曲げ剛性、ロッカーシャフト曲げ剛性の影響度合いの確認テストに必要な情報を得る事ができた。又、Fig.25に示すような変動が同時に計測でき、多気筒連成による異常現象の原因解析にも活用できるので効果は大きい。

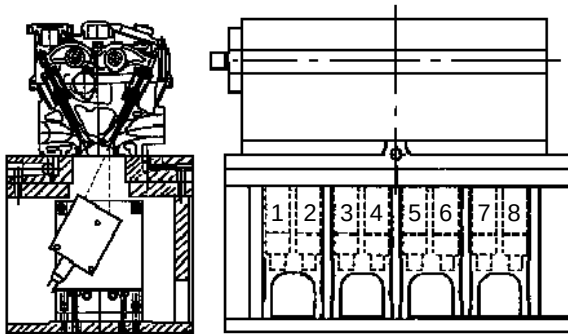


Fig.24 Position of laser sensor heads

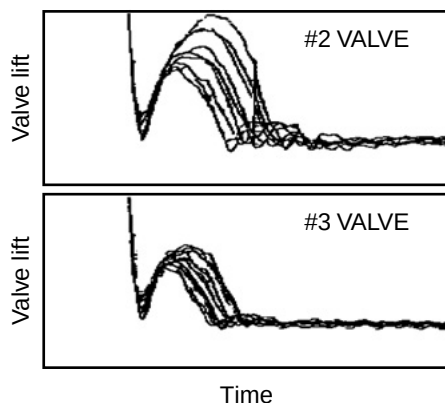


Fig.25 Multi cylinder simultaneous data

5. まとめ

動弁系挙動を三角法によるレーザ変位計で測定する場合課題になる、

- (1) 壁面での乱反射ノイズ
- (2) AD 変換時のゼロクロスノイズ

を解決する事により、要求される 10 μm 以下の計測

精度を確保する事ができた。

これにより高回転時に発生する動弁系の詳細な衝突現象の抽出や、多気筒同時計測による連成問題の解析等を高効率に行う事が可能となった。

この技術を用いて、今後も他部品計測への応用を図って行きたい。

参考文献

- (1) 明本禧洙ほか：S2000 用高出力低エミッション DOHC-VTEC エンジンの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.11 No.1, p.32-35 (1999)
- (2) 末広祥三ほか：二輪車用エンジン動弁系の動力学シミュレーション，内燃機関，Vol.28, No.355, p.46-53 (1989.5)
- (3) 酒井宏ほか：内燃機関弁運動の研究，日本機械学会，35 巻，237 号，p.1084-1092 (昭 44-5)
- (4) 秋葉機四郎ほか：弁系振動の新しいシミュレーション，いすゞ技報，67 号，p.1-4 (昭和 46-4)
- (5) 佐藤晃ほか：高速内燃機関用カムの設計法，トヨタ技報，第 18 巻，第 4 号，p.333-341 (昭和 42 年)
- (6) Kosugi,T., Seino,T. : Valve Motion Simulation Method for High Speed Internal combustion Engines, SAE Paper 850179

■ 著 者 ■



神田 久



田中 求来

車両排気系における強度予測技術の開発

Development of the Strength Prediction Technique for Automotive Exhaust System

高 賀 茂 巧* 樋 口 正 彦* 中 川 博 史*
Takumi TAKAKAMO Masahiko HIGUCHI Hiroshi NAKAGAWA
鵜 飼 陽太郎* 石 塚 歩*
Youtarou UKAI Ayumu ISHIZUKA

要 旨

エンジントルク反力によるロール入力に対する車両排気系の強度予測技術を構築した。

従来 FEM を用いて静的に解析していた手法から過渡的大変位を伴う入力を強制変位として動的に解析する手法およびマウンティングラバー、フレキシブルジョイントなどの非線形性を考慮した手法に変更した結果、排気系の強度予測をより高い精度で行うことが可能となり、開発支援ツールとして活用することができた。

ABSTRACT

A technique has been devised for predicting the strength of an automotive exhaust system against the rolling force input from the torque reaction force of the engine.

The static analysis conducted using the finite element method (FEM) in the past has changed to techniques for dynamic analysis that treat the force input accompanying large transitional displacement as a forced displacement, and techniques that take into account the non-linear nature of mounting rubber pads, flexible joints, and so on. As a result, it has become possible to predict the strength of exhaust systems with greater accuracy, and these techniques have been capable of application as development support tools.

1. はじめに

新型車の開発期間が短縮化される一方で、品質の向上や軽量化、コストダウンなどの要求も大きい。これらの開発を効率良く行う上でCAEの活用は有効な手段であり、自動車部品の振動や強度の解析手法として、有限要素法(FEM)が一般的に用いられている。

排気系は、路面からの振動入力、エンジン振動による入力、エンジン駆動時のエンジンロール入力を受けるが、FF車において、排気系に発生する応力が最大となるのは、エンジン駆動時のエンジンロール入力を与えられたときである。この時の入力変位は大きいことから、排気系の応答は非線形特性を示す。また、入力形態は過渡的な特性を有している。これらは排気系の強度予測をする上で重要なポイントとなる。

そこで、今回、NASTRAN の過渡応答解法を適用し、部品の特性を作用反作用に相当する2つの相反する力で表現した。さらに、非線形特性を変位-荷重のマップとして与えることによって車両排気系の過渡的応力を予測する手法を

開発し、強度開発ツールとして活用することが出来たので報告する。

2. 非線形排気系のモデル化について

本稿の非線形系の強度計算手法においては、線形振動モデルをベースに強度解析に必要な項目を選定し変更を加え実施した。ベースモデルとの違いを Table 1 に示す。

Table 1 Difference of vibration prediction FE model and nonlinear stress prediction FE model

		Vibration FE model	Stress FE model
Estimation value		Eigen value MAC value	Displacement response Stress
FE model basic element		Shell	Shell+sollid
Displacement area of input		Small	Large
Restrict	Mounting rubber	Elastic numerical value of spring	Displacement-Load nonlinear MAP
	Flexible joint	Elastic numerical value + of spring Shape model	Displacement-Load + nonlinear MAP Shape model

*栃木研究所

解法は、時刻歴でのエンジンロール入力を解くことから過渡応答解法とし、入力条件は実走相当のエンジンロール入力を強制変位として Lagrange 乗数法を用いた。

モデルでは、Fig.1に示す様なフレキシブルジョイントやマウンティングラバーなど変位拘束構造を有する部品が、大変位入力に対し非線形特性を示すことから、それらのバネ特性を線形数値バネ(振動モデル)から作用反作用の関係にある相対する2つの力で表現し、さらに、非線形特性を変位-荷重関係のマップとして与えた擬似的な非線形バネとした(以下、非線形マップ)。

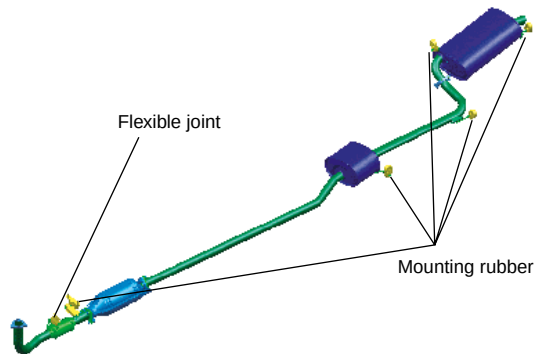


Fig.1 Nonlinear component of exhaust system

この手法の特徴の一つは、非線形バネを有する部品を擬似力法を用いてモデル化していることである。この結果、線形解析の範囲で排気系構成部材の非線形性を解析リソースの大幅な増大を招くことなく表現可能となった。

3. 排気系における非線形現象

3.1. 排気系における非線形部品

排気系において非線形特性を示すものとして挙げられるのが、Fig.2に示す様なマウンティングラバーおよびフレキシブルジョイントである。

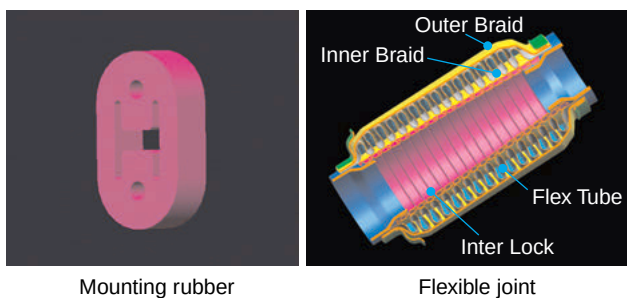


Fig.2 Parts of nonlinear element

Fig.3にマウンティングラバー、Fig.4にフレキシブルジョイントの非線形マップを示す。特にフレキシブルジョイントが強い非線形性を示す。

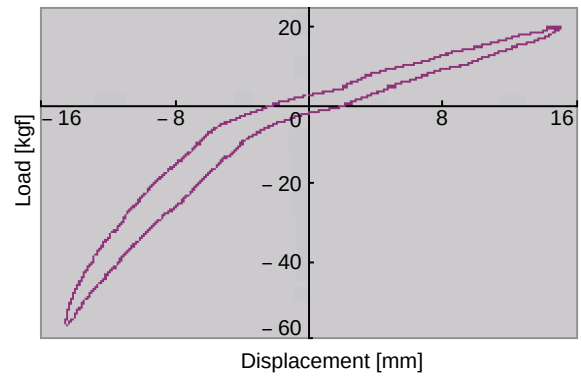


Fig.3 Hysteretic curve (Mounting rubber)

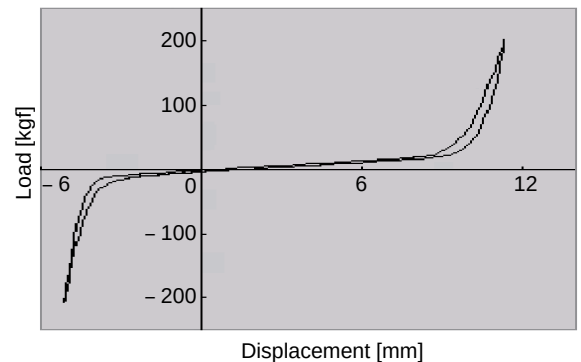


Fig.4 Hysteretic curve(Flexible joint)

3.2. 非線形現象の解析

これらの部品の非線形特性が排気系の挙動におよぼす影響を把握するため Fig.5 に示す台上加振装置において実車相当のロール入力を与え加振実験を行った。

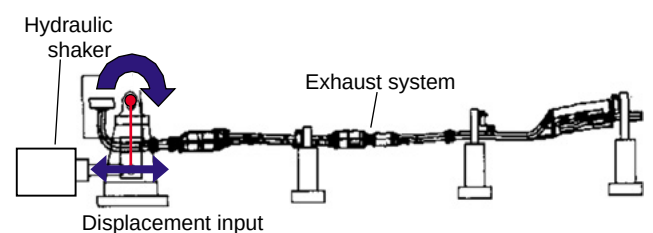


Fig.5 Rig test

Fig.6 はマウンティングラバーの変位ストッパーを取り去ったときの排気の後端懸架部の上下方向の変位挙動の変化を示す。Fig.7はフレキシブルジョイントからアウトバリード、インターロックの非線形特性を有する部品を取り除きチューブのみにしたときのジョイント後端部の前後変位の変化を示す。

この様に変位領域では部品の持つ非線形特性が排気系全体の変位挙動に及ぼす影響は大きい。したがって、マウンティングラバー、フレキシブルジョイント等の非線形特性を有する部品のモデル化は排気強度を予測する上で重要な要素である。

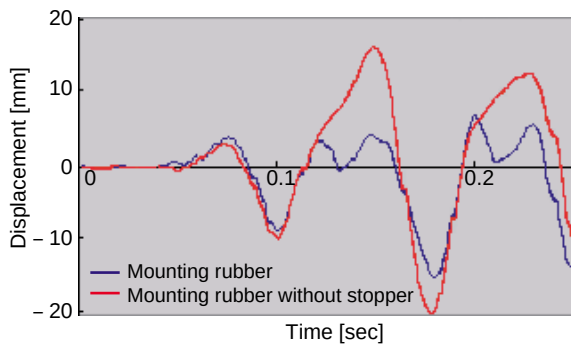


Fig.6 Influence of mounting rubber stopper

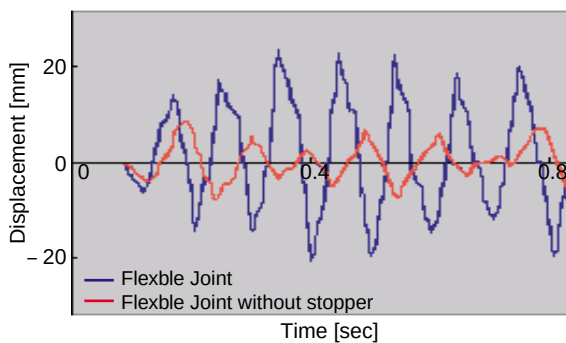


Fig.7 Influence of flexible joint stopper

4. モデル化手法

4.1. 線形モデルの概要と精度

今回用いた基本排気系本体(振動モデル)の FE モデルを Fig.8 に示す。

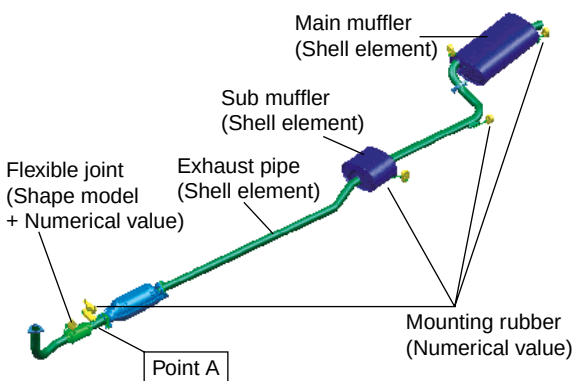


Fig.8 Exhaust vibration prediction model in linear area

排気系のパイプ部、消音器部などのように形状モデル化が可能な部品については全てシェル要素でモデル化をし、溶接きわ近傍のみソリッド要素とした。

Fig.9 に加振機入力による応答レベル(～100Hz)の実験結果との比較を示す。振動モデルは、実験と良く一致した結果が得られている。

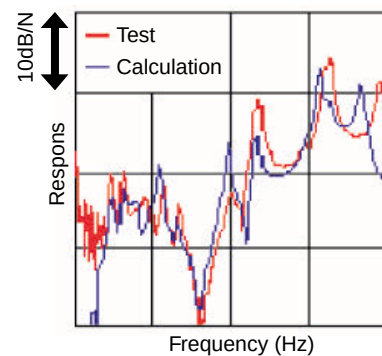


Fig.9 Result of frequency response test (Point A)

4.2. マウンティングラバーのモデル化

4.2.1. モデルの概要

マウンティングラバーのモデル化手法としては、まず強度領域の特性を把握するために、大変位振幅領域のパネ特性試験を実施した。得られた変位-荷重線図(Fig.3)から、線形および非線形のそれぞれの領域別に直線近似を行いパネ特性マップを作成した(Fig.10)。また、減衰についても Fig.3 の線図から同定を行い、減衰特性として与えた。

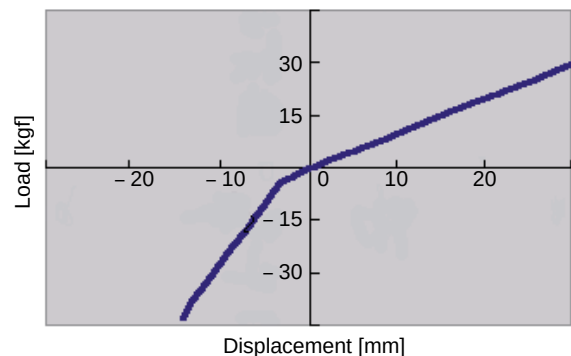


Fig.10 Nonlinear map of mounting rubber

4.2.2. モデル検証結果

上記モデルによる単体特性の計算結果を Fig.11 に示す。計算結果は単体試験結果と良く合っている。

動的検証は、後端に1点の懸架点を設定しマウンティングラバーで支持した直管排気モデル(Fig.12)を作成し、台上試験と計算の比較を行った。Fig.13 は、マウント部の上下変位を時系列で比較した結果である。計算結果は、台上試験結果と良く対応している。

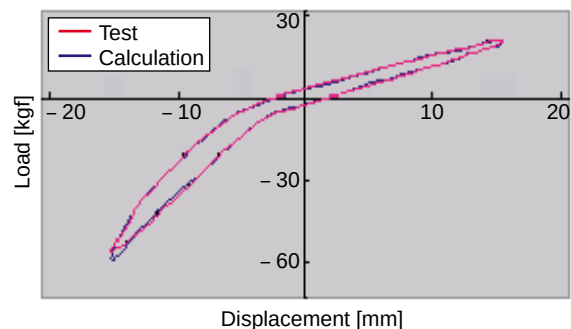


Fig.11 Hysteretic curve (Mounting rubber)



Fig.12 Simple exhaust FE model

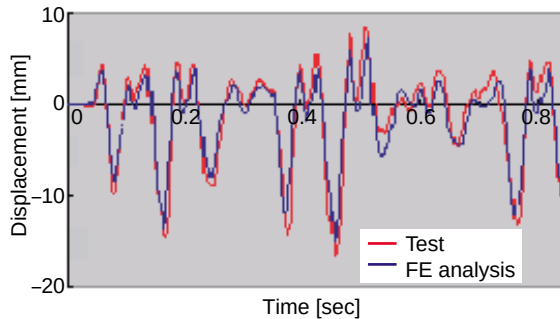


Fig.13 Response in the Z-direction at mounting point

4.3. フレキシブルジョイントのモデル化

4.3.1. モデルの概要

フレキシブルジョイントに関しては、Fig.14 に示すようにフレキシブルチューブは形状モデル、その他要素はマウンティングラバーと同様な非線形マップを用いた。

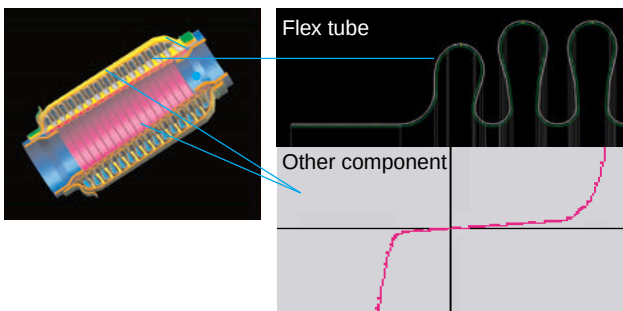


Fig.14 Flexible joint model

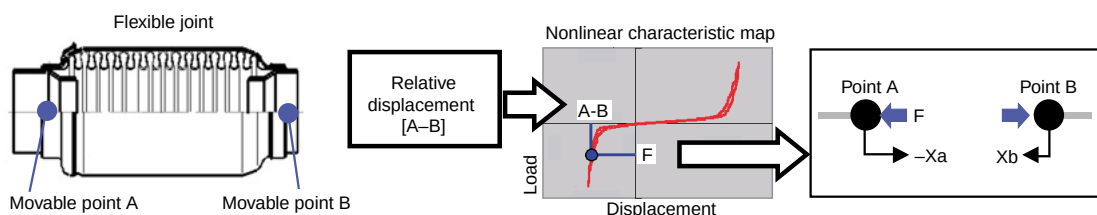


Fig.16 Relative displacement in flexible joint

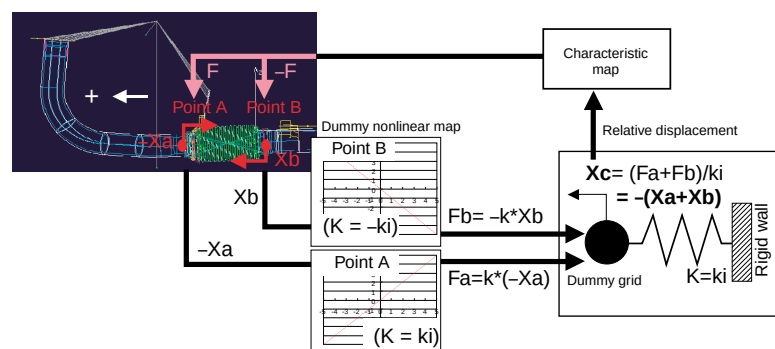


Fig.17 Method of dummy grid

4.3.2. フレキシブルジョイントの相対変位算出手法

非線形マップを用いてフレキシブルジョイントやマウンティングラバーに生じる反力を同定するためには、非線形マップに対応した各部品の変位量を求める必要がある。

マウンティングラバーの場合は、Fig.15 に示すようにボディ側を固定点としているため、排気側の可動点変位がマウンティングラバーの相対変位となる。

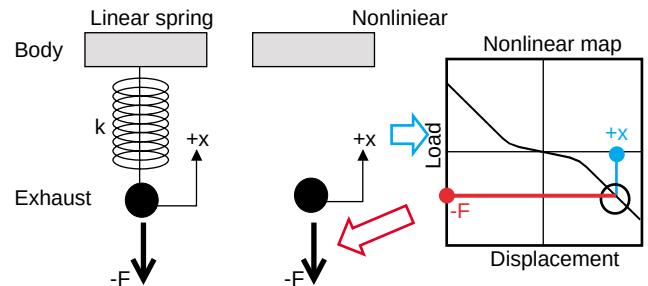


Fig.15 Method of load reference for mounting rubber

一方、フレキシブルジョイントの場合は、Fig.16 のように両端が可動点であるため、この2点間の動きの差から相対変位を求める必要がある。しかしながら、NASTRAN においては、直接的に相対変位を抽出したり、それぞれの変位量から差を算術的に求める事が困難である。そこで、フレキシブルジョイント両端の相対変位を算出するために排気系解析モデルと同一解析空間上に架空の構造節点を設け、線形バネによりグラウンドに連結した架空の構造を介して相対変位を抽出する方法(以下、ダミーグリッド手法)を考案した。

ダミーグリッド手法の概略をFig.17 に示す。まず排気系解析モデルから独立した1自由度のダミーグリッドを作成し、それを線形バネでグラウンドに連結する。さらに、この

系に対してフレキシブルジョイント前、後可動点の変位に応じた力を同時に負荷する。この結果、ダミーグリッドの変位はフレキシブルジョイント前、後可動点の相対的な変位に比例することとなり、このダミーグリッドの変位にしたがって力を発生させることはフレキシブルジョイント前、後可動点の相対的な変位にしたがって力を発生させることと等価となる。

4.3.4. フレキシブルジョイントモデルの検証結果

動的検証のためにフレキシブルジョイントを含む簡易モデル(Fig.18)を作成し、台上試験と計算の比較を行った。Fig.19はフレキシブルジョイント前、後端部の相対変位(前後、上下方向)を時系列で比較した結果である。計算結果は、台上試験結果と良く対応しており、今回のモデル化手法により複雑なフレキシブルジョイントの挙動を予測することが可能となった。

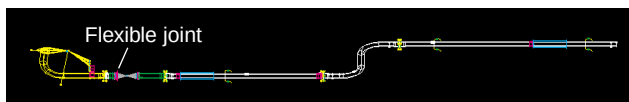


Fig.18 Simple exhaust FE model with flexible joint

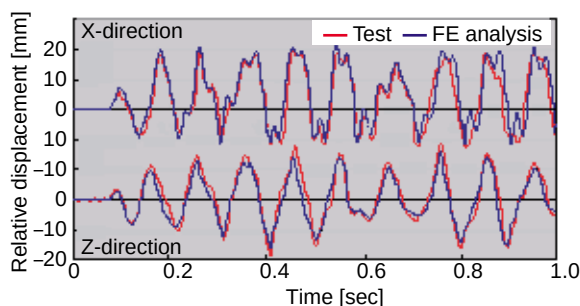


Fig.19 Relative displacement of flexible joint

5. 実験との比較結果

以上の各要素のモデル化手法を排気系の全体モデルに適用し、Fig.20 に示す台上試験装置を用い実車相当のロール入力を与えたときの台上試験と計算の比較を行った。

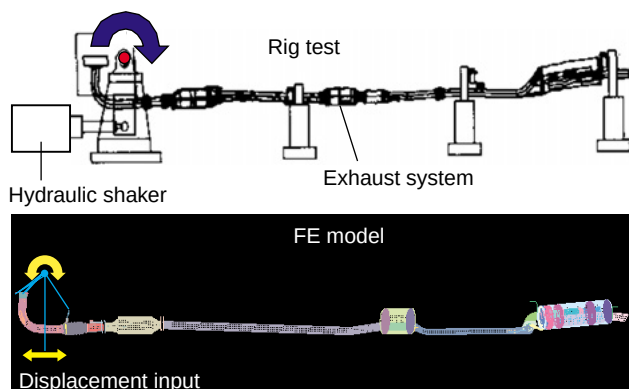


Fig.20 Rig test and FE model

計算による予測応力値と台上試験の実測応力値のポイント別の比較結果を Fig.21 に示す。応力の分布傾向は一致しており、相関係数も 0.96 と高い相関を得られた。

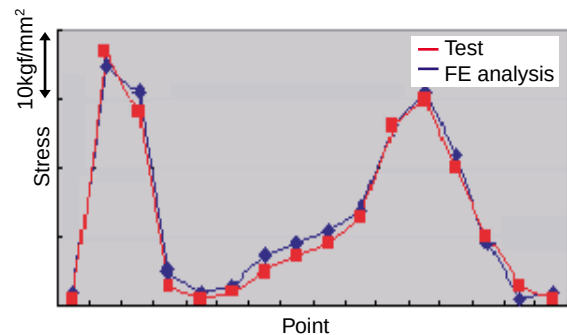


Fig.21 Stress distribution of exhaust system

Fig.22 および 23 に計算結果の一例を示す。実験では困難であったフレキシブルチューブや排気系全体の変位挙動と対応した応力挙動の把握が可能となった。

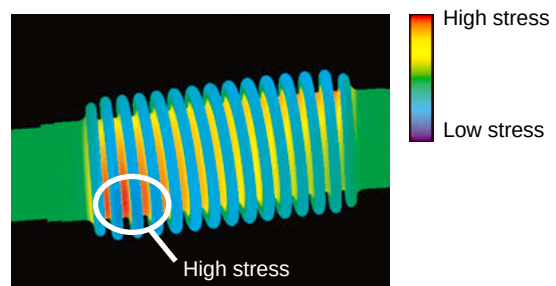


Fig.22 Behavior of flexible tube

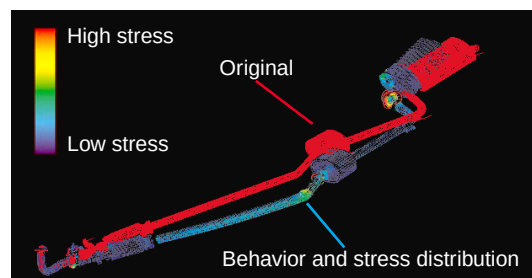


Fig.23 Behavior of exhaust pipe

6. 適用事例

CAEは、図面段階における発生応力予測やレイアウトの小変更、パラメータスタディ等に有効な手法である。

ここでは、フレキシブルジョイントの位置をFig.24に示すように Type A および Type B のように配置した場合、ベローズの発生応力にどのような差が生じるかを予測した。

計算結果を Fig.25, 26 および 27 に示す。Fig.25 および 26 はフレキシブルジョイントの最大応力発生時の挙動を示し、Fig.27 はそのときの応力値をプロットしたものである。フレキシブルジョイントを前方に配置した Type B が有利であり、Type Aはせん断モードにより高応力が発生していることがわかった。また、Fig.28に示すように台上試験においても同傾向が得られており、計算の妥当性が検証できた。

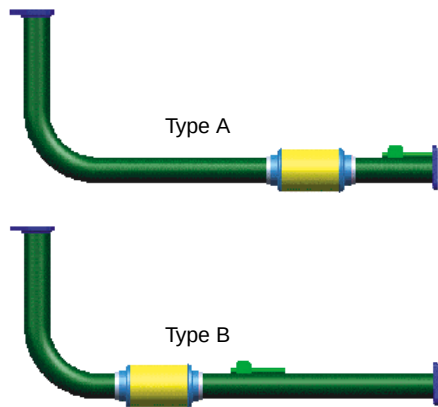


Fig.24 Comparative exhaust model

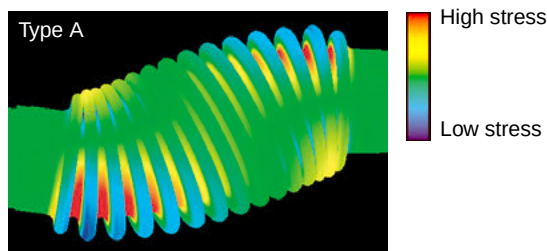


Fig.25 Stress distribution and behavior of flexible tube (typeA)

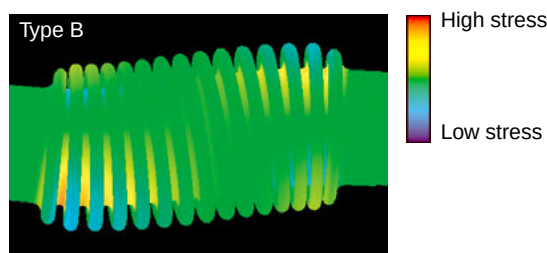


Fig.26 Stress distribution and behavior of flexible tube (typeB)

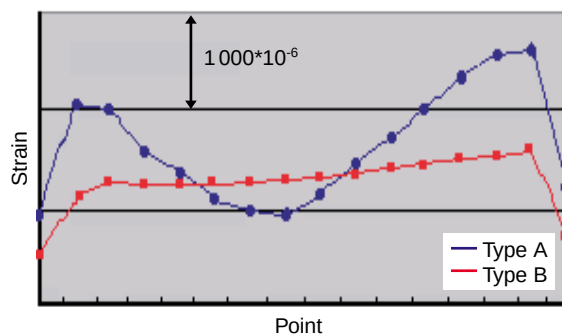


Fig.27 FE Analysis result

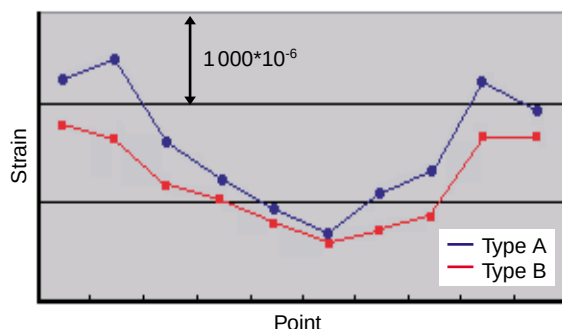


Fig.28 Rig test result

このように、図面段階からフレキシブルジョイントを含む排気系の動的な発生応力の予測や挙動解析ができ、効率の良い開発が可能となった。

7. まとめ

- (1) 非線形マップの採用と「ダミーグリッド手法」の考案により、フレキシブルジョイントやマウンティングラバー等の非線形部品のモデル化が実現でき、排気系の非線形性を考慮した応力予測が可能となった。
- (2) フレキシブルチューブ、一般パイプ部、消音器等、形状によるモデル化が可能な部品については全てシェル要素またはソリッド要素で表現する事により応力集中箇所の詳細解析が可能となった。
- (3) 非線形領域の解析をFEモデルで可能としたことにより、振動解析モデルとの共用化が図れた。

参考文献

- (1) 田中 基八郎, 三枝 省三 共著: 振動モデルとシミュレーション, 東京, 産業科学システムズ, 1995, p.130-137
- (2) 佐藤 謙芳: モード解析の基礎と応用, 東京, 丸善株式会社, 1990, p.68-74, p.156-161
- (3) 戸川 隼人: 有限要素法による振動解析, 東京, サイエンス社, 1997, p.34-44
- (4) 三好 敏郎, 白鳥 正樹, 尾田 十八: 大学基礎 材料力学, 東京, 実教出版株式会社, 1984, p.77-p.84
- (5) 日本機械学会編: 機会工学便覧, 東京, 日本機械学会, 1977, p.1-9, p.31-40, p.88-90, p.126-145
- (6) セレンセンコガエフ, シュネイデロビッチ: 機械要素強度計算便覧, 東京, 森北出版株式会社, 1978, p.109-169
- (7) 藤田 廣一: 非線形問題, 東京, コロナ社, 1984, p.39-46

■ 著 者 ■



高賀 茂 巧



樋口 正 彦



中川 博 史



鵜飼 陽 太 郎



石 塚 歩

長寿命 CVT フルードの開発

Development of Long Life Continuously Variable Transmission Fluid

山根 伴 紀* 長 島 隆*
Tomonori YAMANE Takashi NAGASHIMA
吉 田 潤 平* 平 尾 泰 生*
Junpei YOSHIDA Yasuo HIRAO

要 旨

CVT車のトランスミッションフルードのメンテナンススケジュールを AT 車並に長くすることと AT 車と共用化することを目的にエステル系摩擦調整剤や高分子アミド化合物を採用し、金属清浄剤により最適摩擦特性に調整したフルードを開発して、摩擦特性の持続期間を従来品の4倍以上に長くした。

この新しいフルードによりトランスミッションの湿式クラッチの摩擦特性に影響される AT 車の変速フィーリングやCVT車の発進フィーリングなどの商品性が持続し、CVT車のメンテナンスインターバルを長くすることが可能となった。また、メンテナンススケジュールの延長に伴いユーザの利便性の向上や交換頻度の減少による廃液量の削減にも貢献し、地球環境の汚染防止にも寄与することが期待できる。

ABSTRACT

With the purposes of making the maintenance schedule of CVT vehicle transmission fluid as long as that of AT vehicles and of making its use common to AT vehicles, an ester friction modifier and high FW amide were used to develop a fluid that is optimally adjusted to friction characteristics by means of a metallic detergent. This fluid has 4 times the longevity of current products or greater in durability with respect to friction characteristics.

The initial vehicle quality such as shift quality of AT vehicle, which is affected by the friction characteristics of a wet clutch transmission, and take off smoothness of CVT vehicles are maintained by this new fluid, which has made it is possible to lengthen the maintenance intervals of CVT vehicles. Also, the lengthened maintenance schedule has occasioned improved convenience for the user and contributed to reduction in the amount of liquid waste because of the reduced frequency of fluid change. Therefore it is expected to contribute to prevention of pollution of the global environment.

1. まえがき

従来から、自動車の開発は、環境と性能の両立を目指し、省燃費、省資源、高品質等が図られている。このような時代の流れを受け、AT(Automatic Transmission)車に用いられているオートマチックトランスミッションフルード(以下ATF)も、摩擦特性の改善や低温粘度特性の改善、酸化安定性の改善研究が継続的に行われてきている。(1)~(6)

Fig.1 に ATF の改善研究の経過をしめす。

しかし、近年の地球環境保護の観点から油脂液廃却量の低減やユーザー利便性向上のニーズの高まりから、油脂液類の寿命延長が求められてきている。

このような社会的ニーズと CVT(Continuously Variable

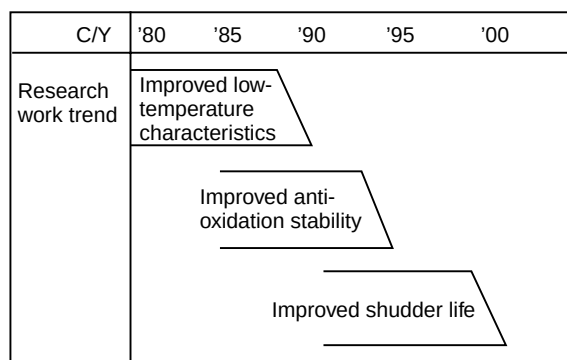


Fig.1 Research work trend for ATF

Transmission)車の商品競争力強化を目的として、AT 車の変速フィーリングやCVT車の発進フィーリングなどの商品性の持続を図った新しい CVTF を開発した。

本開発ではATFの使用によるCVT車発進クラッチの摩擦特性の劣化メカニズムを解析し、その対策として摩擦調整剤の検討を行い、寿命を延長させる手法を見いだした。更に、CVT車だけでなくAT車への適用も考慮し、AT車にも適用できる摩擦特性に調整を行い、CVT車及びAT車のメンテナンススケジュールの延長を達成した。

2. 開発目標

ATFの寿命延長に対して、本開発では商品性能に影響する摩擦特性(特に μ -V特性)の持続性向上を主眼に以下の開発目標を定めた。

- (1) μ -V特性の持続性は現行ATFの4倍以上とすること。
- (2) AT車にも使用できる摩擦特性を有すること。
- (3) 低温粘度特性や酸化安定性、耐摩耗性能等については現行ATFと同等以上の性能を維持すること。

3. CVT車/AT車のメンテナンスインターバル

市販されているCVT車とAT車のメンテナンスインターバルの比較をFig.2に示す。

この図に示すように、CVT車のメンテナンス距離は、AT車のそれに比べて短い設定となっている。

CVT車のメンテナンス距離が短い理由として、一般にATの伝達効率が95%前後であるのに対し、CVTでは85%程度であり、高速一定速度の運転ではATよりも効率の悪い領域がある。このためフルードの温度が上昇し、寿命に影響しているものと考えられる。

このため、長期使用によりATFの摩擦特性が劣化し、CVT車の商品性能に影響を与える可能性があり、定期的なメンテナンススケジュールが設定されている。

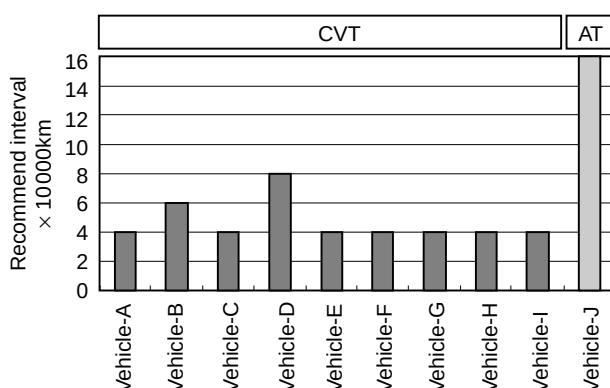


Fig.2 Maintenance interval recommend in Japan

4. 摩擦特性の劣化要因解析

長期使用時の摩擦特性の劣化要因を調べるために、実車耐久試験をしたあとのオイルを解析し、寿命延長の検討を行った。

4.1. 摩擦特性の劣化解析

Fig.3は、実車耐久試験をしたあとのオイルの摩擦特性を解析した結果である。摩擦特性は耐久テストにより低速すべり特性(μ -V特性)が変化してくる。ここに示した結果は、実車耐久テストをおこなった車から回収した耐久ATFと耐久湿式クラッチ材の組み合わせによる μ -V特性を測定した結果である。テスト前の摩擦特性は一般に右肩上がりと言われる正こう配を示すが、テスト後の耐久品の μ -V特性は、負こう配つまり右肩下がりを示している。

つまり、すべり速度 2rpm と 50rpm の摩擦係数の比(μ 比: μ_{2}/μ_{50})で表すと、新品の μ 比(μ_{2}/μ_{50})は、0.92 であり、また劣化品の μ 比(μ_{2}/μ_{50})は 1.1 と 1.0 を越えていることがわかる。このように、 μ -V特性が劣化すると μ 比が大きくなる(1.0 以上)になってくる。

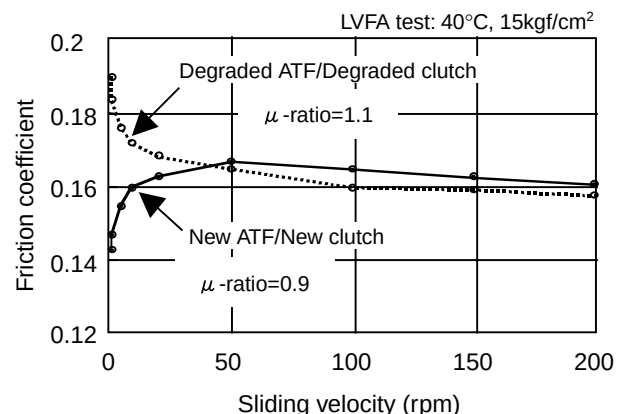
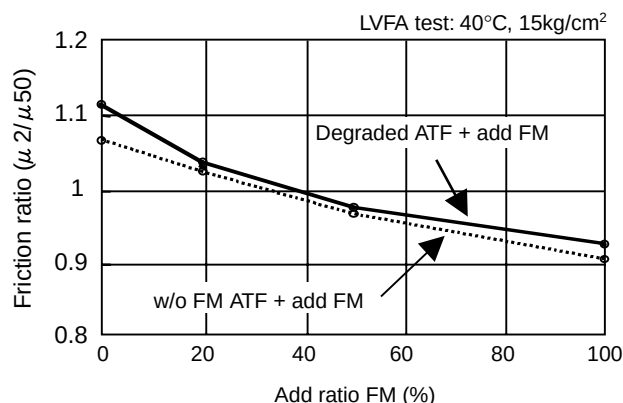


Fig.3 Friction characteristics of degraded ATF

4.2. 劣化要因解析

更に劣化要因を解析するために、この摩擦特性を調整している摩擦調整剤の添加されていない無添加オイルと耐久オイルそれぞれに摩擦調整剤をATFに添加されている添加量の20%、40%、60%、100%と添加したときの μ -V特性を調べてみた。Fig.4にその結果を示す。摩擦調整剤の添加されていない無添加オイルと耐久オイルは、摩擦調整剤の添加とともに新品ATFと同様な μ 比を示した。

このことから、摩擦特性の劣化は添加されている摩擦調整剤の性能が低下したために起こっていることがわかった。

Fig.4 Relationship of μ -ratio and FM

5. 摩擦特性の寿命延長検討

要因解析結果から摩擦特性の劣化が摩擦調整剤の性能低下であることがわかったので、摩擦調整剤の寿命延長を検討した。

5.1. 酸化しても摩擦特性効果を示す摩擦調整剤の検討結果
最初に、酸化しても酸化生成物が摩擦特性を示す添加剤の検討を行った。

従来使用していたカルボン酸系添加剤は摩擦特性の調整性能は高いが、酸化反応により消耗することが知られている。それに対して、エステル系摩擦調整剤はカルボン酸に対してISOT(Indiana Staring Oxidation test)熱劣化試験において約2倍の摩擦特性持続時間を示した。Fig.5にその結果を示す。

その理由を明らかにするためにエステル系摩擦調整剤で処方したオイルの熱劣化生成物を調査した結果、カルボン酸系摩擦調整剤と同様な構造をもつカルボン酸が検出された。このことから、エステル系添加剤の熱分解成分もまた摩擦調整剤として機能するのではないかと考えられる。

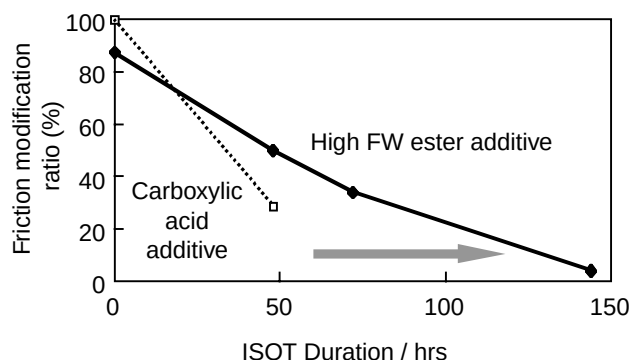


Fig.5 Durability of friction modification

5.2. 酸化反応そのものが遅い添加剤の検討結果

アミド基はアミンとカルボン酸の酸・塩基反応によって生成された化合物であり、基のアミン、カルボン酸より極性が低く吸着力が低い、中和反応により生成しているために反応性が低いといった特徴がある。このため、摩擦特性の調整性能は低い、摩擦特性持続時間が長いと考えられる。

そこでその寿命延長効果を、Fig.6に示す局部的に加熱部をもつ、局部発熱耐久試験装置で行った。

試験結果を Fig.7 に示す。

検討した各種添加剤の中で、高分子アミド化合物は他の添加剤に対してもっとも長い持続時間を有していることがわかった。従来のカルボン酸系添加剤に対して約2倍の寿命があることが確認できた。

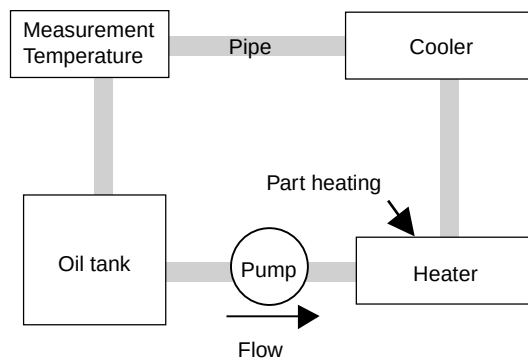


Fig.6 Part heating deterioration test device

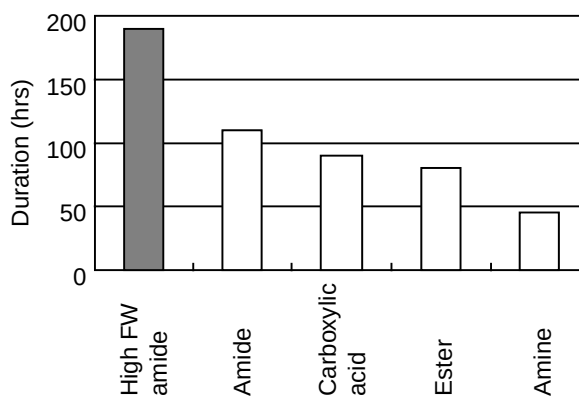


Fig.7 Durability of friction modification

6. 摩擦特性の最適化検討

以上の検討により目標とするジャダ寿命を達成する方向性が見いだされたので AT クラッチ適合性も含めた摩擦特性を満足させる摩擦調整剤の最適化を検討した。

6.1. 摩擦特性の調整

検討した摩擦調整剤を処方することで目標とする寿命延長は図られたが、伝達トルク容量を示す静摩擦係数 μ_s は現行 ATF より低くなってしまった。

そこで、ATFの添加剤処方の見直しを行った。検討のポイントは、一般的に μ_s を高めるためには添加している摩擦調整剤を減量すれば μ_s は上がるが、それでは目標としたジャダ寿命が満足しないことになるので、摩擦調整剤の変更を最小限におさえて、 μ_s を高める添加剤の調整を検討した。その処方検討例を Table 1 に示す。

また、これら検討処方と摩擦特性の結果を Fig.8 に示す。

横軸は湿式クラッチによる商品性指標である μ 比 (μ_0/μ_d) を取り、縦軸には湿式クラッチの伝達トルク容量を示す μ_s 値を示す。

現行 ATF に対して試作 B の μ 比 (μ_0/μ_d) は現行同等以下と商品性能は良いが、 μ_s は現行 ATF より低く、伝達トルク容量が低くなる特性となっている。

ここで、Table 1 に示した各試作油を検討した結果、処方検討例試作 D のような金属系清浄剤のタイプと摩擦調整剤 (FM: Friction Modifier) の添加量を調整することで目標とする μ 比と μ_s を満足する組み合わせができることがわかった。

Table 1 Optimal additive combination and volume

Evaluation fluid	Prototype B	Prototype C	Prototype D	Prototype E
FM-A	○	○	Increase	Decrease
FM-B	○	○	Decrease	Decrease
Detergent-A	○	Increase	○	Decrease
Detergent-B	○	Decrease	○	Decrease

○ : basic

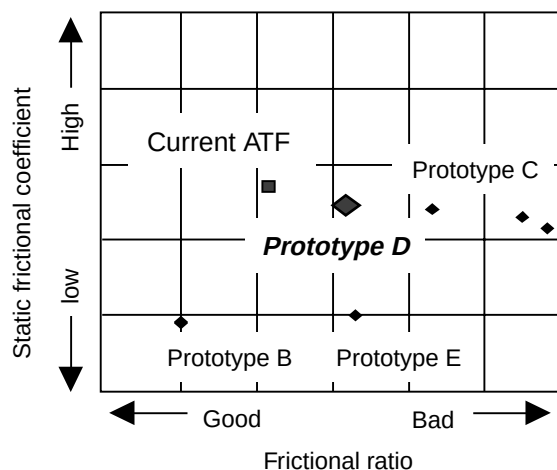


Fig.8 Friction characteristic of prototype ATF

7. 開発 CVTF の仕様

以上の検討結果から決定した最終仕様を Table 2 に示す。粘度特性やせん断安定性能は現行 ATF の性能を維持し、目標としたジャダ寿命、摩擦特性を満足した CVTF である。

Table 2 General characteristics of new CVTF

		Current ATF	New CVTF
Kinematic Viscosity cst	40°C	29.51	29.55
	100°C	7.285	7.208
Low Temp. Viscosity cp	-40°C	6800	8550
TAN	mgKOH/g	0.51	0.73
TBN	mgKOH/g	3.72	4.12
Aniline point	°C	95.2	100.7
Metal contents ppm	Ca	800	400
	Mg	—	230
	P	200	170

8. 摩擦特性の寿命延長効果

8.1. 台上評価結果

開発した CVTF で CVT 車発進クラッチのジャダ寿命検証を行った。台上試験条件を Table 3 に示す。試験は、実際のエンジンと CVT を用い、ファイヤリングによるモード運転を行い、一定サイクル経過ごとに CVTF の摩擦特性 (μ -V 特性) を確認した。その結果を Fig.9 に示す。開発 CVTF は現行 ATF に比較して、約 4 倍の μ -V 特性の寿命延長効果を示した。

Table 3 Bench endurance test condition

Item		Condition
Transmission		CVT mission
Engine		1.6L SOHC
Test mode		High speed endurance mode
1 Cycle	Distance	60 km
	Av. speed	150 km/hr
	Max. speed	180 km/hr

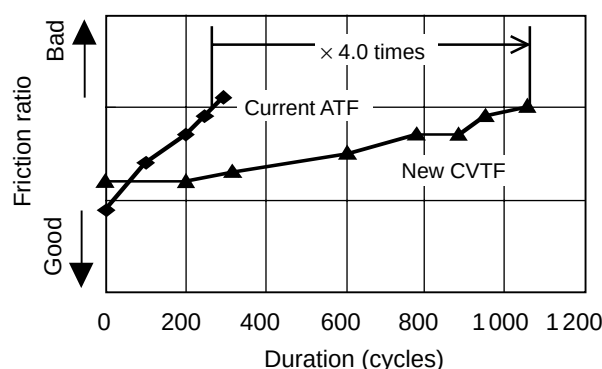


Fig.9 Bench endurance test result

8.2. 実車評価結果

実車を用いた高速走行試験で寿命延長効果を確認した。テスト車は 96 年型 CVT 車を用い、高速走行路での最高速度走行条件で評価を行い、評価ポイントは耐久 CVTF の μ 比測定で判定した。結果を Fig.10 に示す。現行 ATF に対して、開発 CVTF は約 3 倍のジャダ寿命を有していることを確認した。

以上のようにして開発した CVTF は、目標とした摩擦特性の寿命延長効果や AT 車適合性を有しており、CVT 車においても AT 車同等のメンテナンススケジュールが設定可能となった。

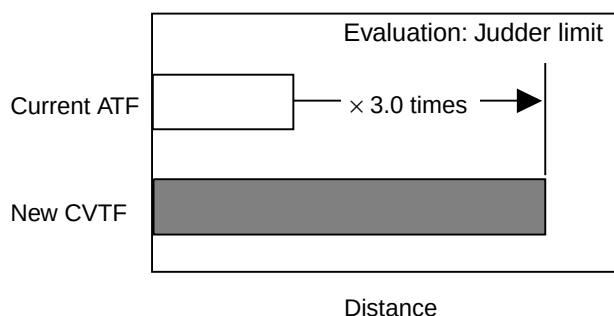


Fig.10 Vehicle endurance test result

9. まとめ

今回の新 CVTF 開発において

- (1) ATF 摩擦特性の劣化要因は、摩擦調整剤の酸化による摩擦調整剤の性能低下によるものであることが明らかになった。
- (2) 摩擦特性の寿命延長は、耐熱性の優れたエステル系摩擦調整剤や高分子アミド化合物の適用により、最大 4 倍の効果を得た。
- (3) 摩擦調整剤や金属系清浄剤などの添加剤の調整により、

現行ATFと同等な摩擦特性とすることができ、現行AT車へも共用可能な CVTF とすることができた。

本開発 CVTF は、今秋販売開始の新型モデルから適用を開始する。この長寿命 CVTF の採用により、車の商品性能の更なる向上とともに、メンテナンススケジュールの延長によるユーザの利便性の向上や、廃液量の削減により地球環境の負荷低減に貢献できることを期待する。

謝 辞

本研究を進めるにあたり CVTF 試作などでご協力くださった日石三菱(株)および出光興産(株)の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 佐々木, 大森, 古本, 田中: 高粘度指数ベース油を用いた自動車用作用油の開発, HONDA R&D Technical Review, vol.7, p.123-130 (1995)
- (2) Sasaki,T., Ohmori, I., Furumoto,M., Tanaka,H.: Development of Automotive Lubricants Based on High-Viscosity Index Base Stock, SAE paper 951028
- (3) 吉田順平, 長島隆, 山根伴規, 川内昌司, 平尾泰生: 湿式クラッチの摩擦特性に及ぼす ATF の影響, JSAE Paper 9740235
- (4) Yoshida,J., Nagashima,T.: Performance Requirements for Belt Drive CVT Fluids,1998 Tribology of Vehicle Transmissions
- (5) Nagashima,T., Yoshida,J.: Properties and Performance Requirements for CVT fluids, SAE TOPTEC, May 1998
- (6) Yoshida,J., Nagashima,T.: Properties and Durability Required for CVT Fluids, 1998 Global Powertrain Congress

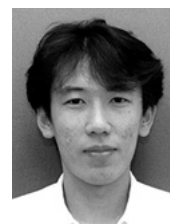
■ 著 者 ■



山根 伴紀



長島 隆



吉田 潤平



平尾 泰生

長寿命エンジンクーラントの開発

Development of Long Life Engine Coolant

大澤 充* 福田 啓三*
Mitsuru OSAWA Keizou FUKUDA
井島 敏郎* 長島 隆*
Toshiro IJIMA Takashi NAGASHIMA

要 旨

有機カルボン酸塩や無機酸塩インヒビタの採用、適量添加により、金属の防食性能の寿命を長くし、かつ冷却系部品に対する影響性も現行クーラントと同等性能とした長寿命エンジンクーラントを開発した。

本クーラントを充てんした車両は、現行に対して2倍以上のメンテナンスインターバルを実現した。さらにこれにより、定期交換時に排出されるクーラント量が約70%以上低減され、廃棄コストおよび焼却量の削減が可能となった。

ABSTRACT

This project, by the use of organic carboxylate, inorganic oxychloride inhibitors, and so on added in appropriate amounts, developed a long life engine coolant that has performance equivalent to current coolant with respect to anti-corrosion performance for extended metal life and impact on cooling system parts.

Vehicles filled with this coolant realized maintenance intervals more than two times longer than with current coolant. In addition, this reduces the amount of coolant waste generated in periodic replacement by approximately 70% or more, and makes it possible to reduce disposal costs and incineration volumes.

1. まえがき

世界的な環境負荷低減要求の中で、リサイクル(Recycle)やリユース(Reuse)に対する関心は大きい。廃液処理によるコスト負担は大きな課題となっている。一方で、自動車保有時のメンテナンスコスト低減に関する要求もあり、消耗品のロングライフニーズは高い。そこで、これらのニーズに対する回答として、筆者らは油脂類の寿命延長に着目した。

特に、クーラントは Fig.1 に示すように、過去に法規制や車検制度の改訂に伴い、クーラント金属防食剤(以下、インヒビタ)処方としてノンアミンタイプが開発され、適用されてきた。メンテナンスインターバルは、90年代に入り初回2～3年が設定されてきたが、最近では初回5年交換を推奨する自動車メーカーが一般的となりつつある。

このような普遍的な社会要求およびクーラントメンテナンスインターバル延長要求を背景に、長寿命エンジンクーラントを開発した。

本稿では、インヒビタの寿命性能、防食メカニズムの解析、および部品適合性評価を通し、本クーラントの開発概要について紹介する。

*栃木研究所

	'85	'90	'95	'00
Law and technical movement	● US ★ Virulent examination of MBT in EPA ('88-) ★ Acceptance of bitterness additive ('93-) ☆ Maintenance interval 2 years → 3-5 years	● JPN ★ Amine export regulation ('88-) (Amine LLC → Non-amine LLC) ☆ Maintenance interval 2 years → 3-5 years	● EU ★ Correspondence to non-amine ('87-)	
Maintenance interval tendency	2 years/30 000-60 000km	3 years/60 000-100 000km	5 years/100 000-240 000km	
HONDA correspondence		☆ Non-amine prescription by law (Conventional LLC)	☆ Maintenance schedule prolongation	

Fig.1 Coolant technical history and maintenance movement

2. 開発目標

内燃機関用冷却水として使用されるクーラントの要求機能は多数あるが⁽¹⁾、要約すると以下の様にまとめられる。

- (1) 低温条件下、又は寒冷地区での冷却系システム流路の凍結防止
- (2) 沸点上昇効果による外気とクーラントの温度差の確保
- (3) 金属防食の確保

(4) 冷却系部品への適合性

このうち、(1)、(2)は基材であるエチレングリコール(以下、EG)と水の組合せの基本特性であり、寿命には関係していない。一方、(3)、(4)はクーラント寿命の決定因子であり、寿命延長に当たりこの2点について、次の開発目標を設定した。

- ・ 現行クーラント比で、2倍以上の金属防食寿命を有すること。
- ・ 各種冷却系部品への影響性に対しては、現行同等に抑えること。

3. クーラントの長寿命化検討

クーラントのメンテナンスインターバル設定の根拠として、金属防食性能の低下が考えられるため、現行クーラントをベースに、金属防食性能の現状把握と長寿命手法の検討を行った。

3.1. 現行クーラントの市場回収解析

現行クーラントの劣化傾向を把握するため、市場走行車両を対象にクーラントサンプリングを行った。サンプル数は世界中から延べ 300 台分以上を収集した。

(1) インヒビタの推移

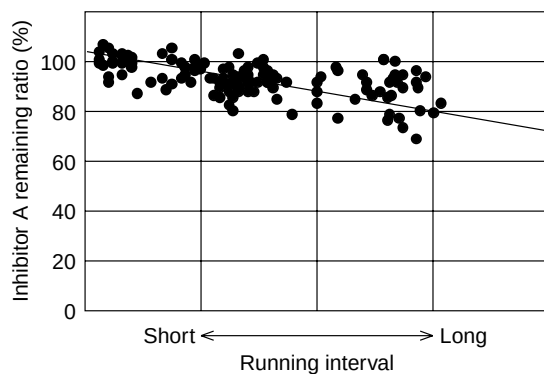


Fig.2 Market deterioration of conventional genuine coolant inhibitor A

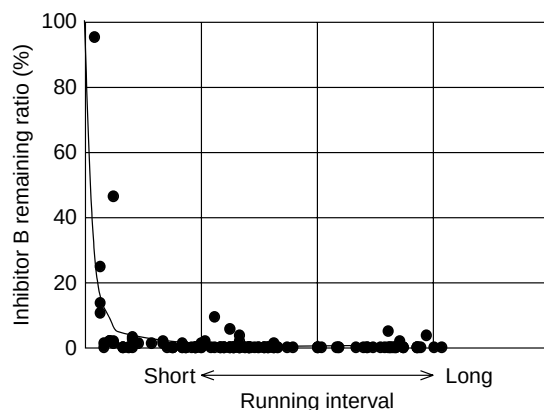


Fig.3 Market deterioration of conventional genuine coolant inhibitor B

車両中のインヒビタの経時変化例を、Fig.2, 3に示す。インヒビタは実車において熱や金属、ポリマ材にさらされるため、分解や吸着により初期添加量から少なからず減少する。ここで解析した結果から、インヒビタは短期で消耗してしまう無機酸系のものと、長期的にほとんど減少しない有機酸系のものに切り分けられることがわかった。以上より、クーラントの防食寿命延長のために、有機酸系インヒビタは有効であることが見出された。

(2) 劣化生成物の推移

基材である EG は、分解すると劣化生成物としてギ酸やグリコール酸へ変化するが⁽²⁾、これらはpHを低下させ、腐食の原因となる。また、その発生原因は、熱、溶存酸素および金属接触による高温酸化によるものである。

そこで現行クーラントについて、劣化生成物発生の推移について経時変化を調べた。結果を Fig.4 に示す。これにより走行期間の経過に伴い、劣化生成物量は増加することがわかった。以上より、劣化対策として、酸化を抑え、pH緩衝性を持たせるクーラント処方が必要であることを見出した。

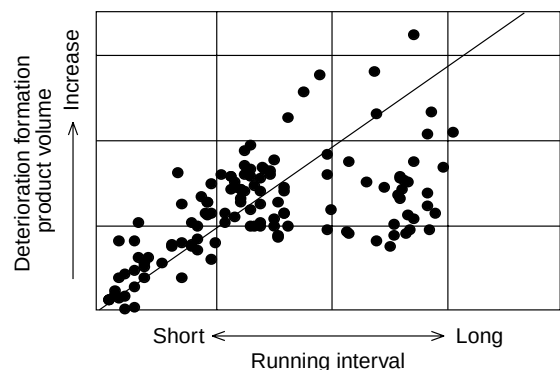


Fig.4 Market behavior of formation product in practical engine by use of conventional genuine coolant

(3) 金属イオンの推移

経時変化によって溶出する金属イオンの変化を調査した。Fig.5 にアルミニウム(以下、Al)イオン発生量を、Fig.6 に銅(以下、Cu)イオン発生量を示す。結果、Alイオンの発生

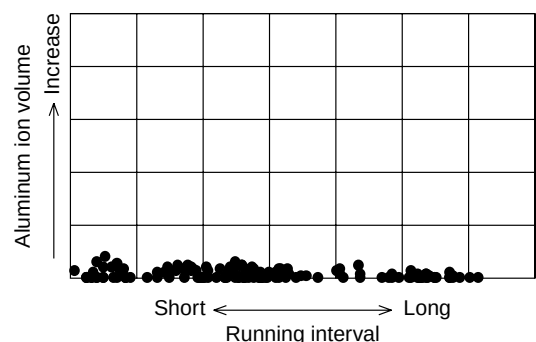


Fig.5 Aluminum ion occurrence in practical engine by use of conventional coolant

は微量であるが、Cuイオンは長期使用時に増加する傾向が見られた。よって、現行クーラントの寿命延長課題として、Cu 防食寿命の長期化も必要であることが分かった。

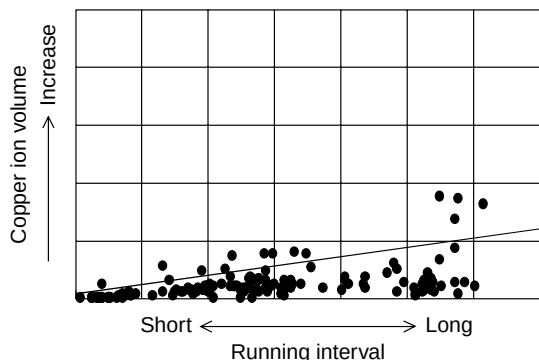


Fig.6 Brass ion occurrence in practical engine by use of conventional coolant

4. 新クーラントの検討と性能評価

新クーラントの処方にあたっては、上述のように現行クーラントの補強に対して、長寿命インヒビタの採用、pH緩衝性の向上、および Cu 防食寿命の延長化手法の3点についてを検討した。

具体的には、有機酸インヒビタをメインに、耐熱性、耐食性、冷却系材料との適合性を有するものを選定した。この選定にあたっては、金属部品全般にわたる耐循環系腐食性能、耐キャビテーション腐食特性、ポリマ材物性変化の確認試験に最も時間を割くこととなった。

4.1. 金属耐食性の評価結果

長寿命インヒビタとして最適な有機酸を選定し、有機酸タイプ処方の試作クーラントを作成し、防食性能を評価した。金属腐食試験の結果を Fig.7 に、ベンチテストからの部品回収結果を Fig.8 に、現行クーラントと比較して示す。

これより、現行クーラントでは全く異常は確認されなかった。一方、試作クーラントでは、実験室での金属耐食性は Al の黒化が見られたものの重量増減は発生せず良好であったが、実車回収部品からは白色沈殿物が確認された。また、この沈殿物を分析したところ、実機環境にて発生した腐食に起因する Al 塩であることが判明した。

そこで対策として、インヒビタの変更を行い、初期耐食性において実機をシミュレートできる循環腐食試験などを設定することで、Al 部品の防食機能を維持する新クーラント処方を設定した。

この新クーラントの防食性能の評価として、Al 伝熱面腐食試験⁽³⁾を Fig.9 に、循環腐食試験の結果を Fig.10 に示した。Fig.9 からは、著しい変色、Al イオンの溶出もないことが確認された。また Fig.10 からは、クーラント循環条

	Metal appearance after dipped in coolant					
	Aluminum	Cast Iron	Steel	Brass	Solder	Copper
Organic acid prototype coolant						
Weight loss toughness	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Current coolant						
Weight loss toughness	OK	OK	OK	OK	OK	OK

Fig.7 Metal corrosion test by use of organic acid prototype and current coolant

	Radiator lower tank after practical running
Organic acid prototype coolant	
Current coolant	

Fig.8 Collecting parts from each practical engine test by use of organic acid prototype and current coolant

Coolant	New coolant	Organic acid prototype coolant
Appearance		
Weight loss by corrosion	No problem	No problem
Aluminum anti blacking	Good	Bad

Fig.9 Anti-corrosion performance on heat transfer aluminum surface

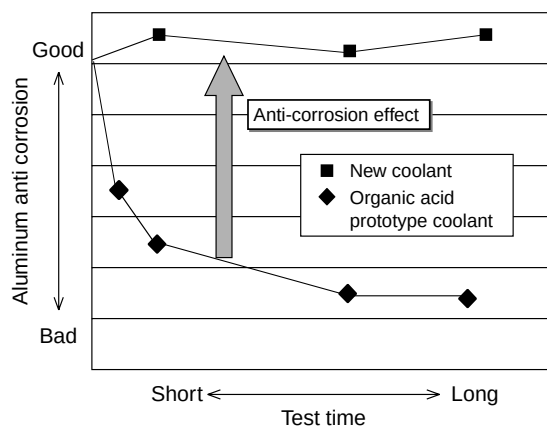


Fig.10 Circulation corrosion test result

件下において、十分な Al 耐食性を持つことが確認された。一方、上述した試作有機酸クーラントは、Al 防食が十分でなく、Al 伝熱面の著しい黒化、流水腐食の発生が見られた。

4.2. ポリマ材への適合性

添加剤により意図的にポリマ材の酸化劣化などを抑えることは難しいため、処方するクーラントの耐ポリマ劣化を評価し、ポリマ寿命に影響を与えないことを確認する必要がある。そこで、ポリマ材として、ゴム材、ナイロン系樹脂部品に対する適合性試験を実施した。一例をそれぞれ Fig.11, 12 に示す。

ゴム材については、硬度変化、体積変化、伸び変化、引張り強さ変化も含め、現行クーラント同等の適合性を保持することを確認した。また、ラジエータのナイロン部位の耐クリープ性も、限界特性は従来品と変わらず、耐熱性や耐圧性を損ねることのないことを確認した。

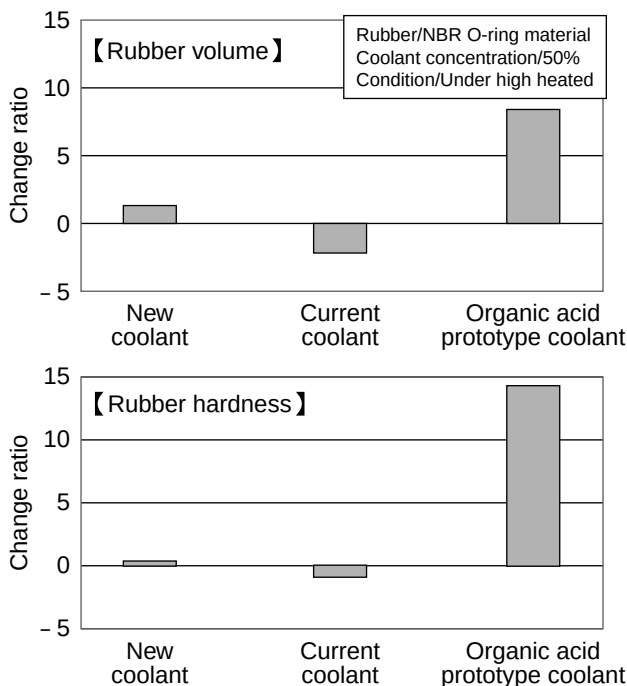


Fig.11 Coolant application performance for rubber

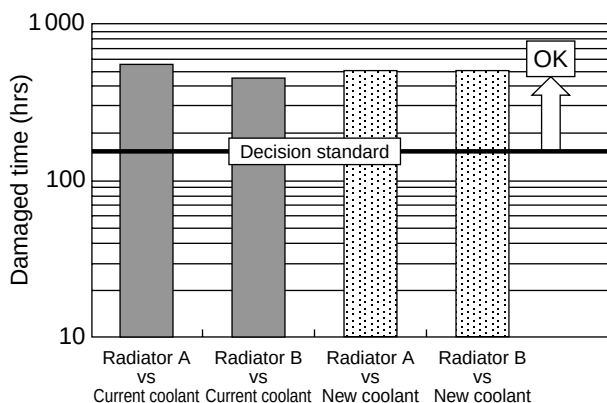


Fig.12 Creep performance of radiator plastics tank

4.3. 冷却系部品への適合性

新クーラントの適用においては、冷却系システムを構成する全ての部品に対しても、十分な適合性を持つことが必要である。

中でもウォーターポンプはクーラント循環をしつつシールすることが要求され、その中心部となるメカニカルシールは冷却系において最もクーラント処方に敏感な部位とされている⁽⁴⁾。Fig.13にしゅう動部からの漏れルートを示した。また、メカニカルシール単体回転におけるシール特性に関する評価結果を Fig.14 に示す。これより、現行クーラント同様、クーラントリーク量はシール性を損なうことなく判定基準を満足し、またメイティングリングとシールリングしゅう動面への異物堆積、面荒れもなく、十分な適合性を持つことが確認された。

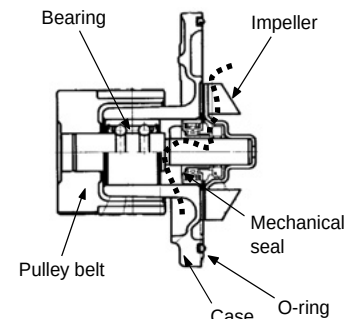


Fig.13 Coolant leak mechanism of water pump

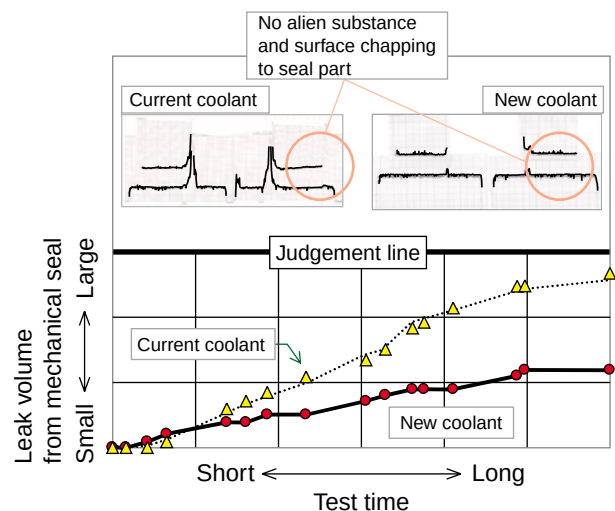


Fig.14 Adjustment of new coolant for water pump mechanical seal

4.4. 実機試験結果

実機を用い、総合的なエンジン適合性確認も行った。結果を Fig.15～17 に示す。Fig.15はエンジンヘッドのウォータージャケット部の写真であるが、Al 伝熱面の腐食は生じず、耐食性は保持されていた。また Fig.16 はウォーターアウトレットの一部を断面カットし表層を観察したものであるが、新クーラントでは腐食による著しい凹凸もなく、さらに Fig.17 から Al 酸化皮膜も維持されていることが確認され

たため、これらエンジン部品への適合性は良好と判断した。一方、参考に示した試作有機酸クーラントでは、表層のAl腐食が進行しており、流水腐食の兆候が見られた。

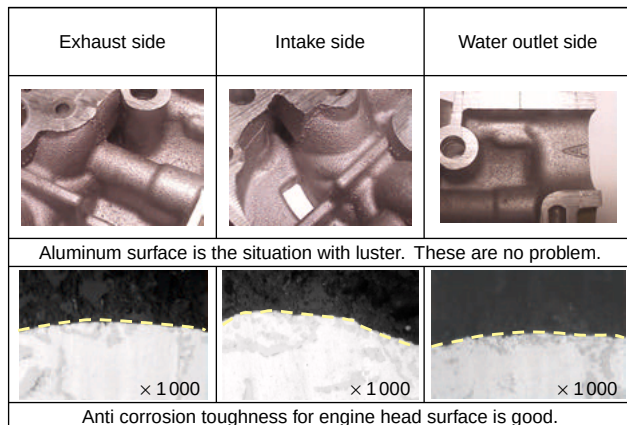


Fig.15 The heating surface situation of engine head after bench test by use of new coolant

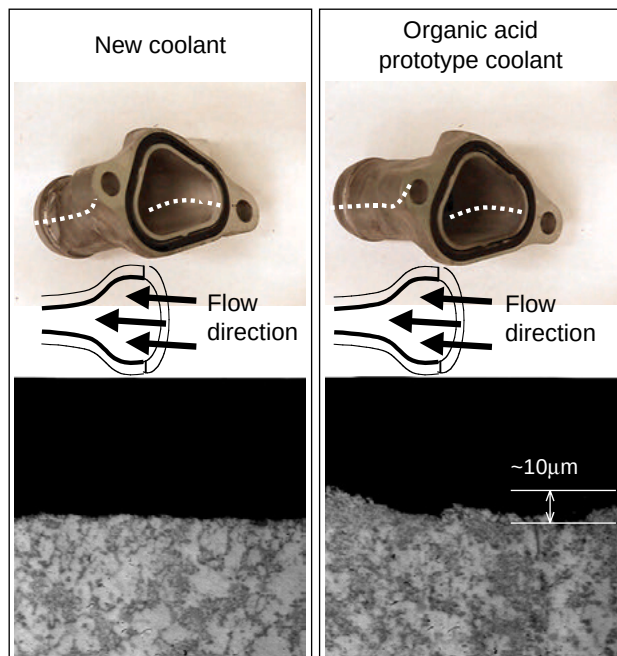


Fig.16 Surface section of water outlet part

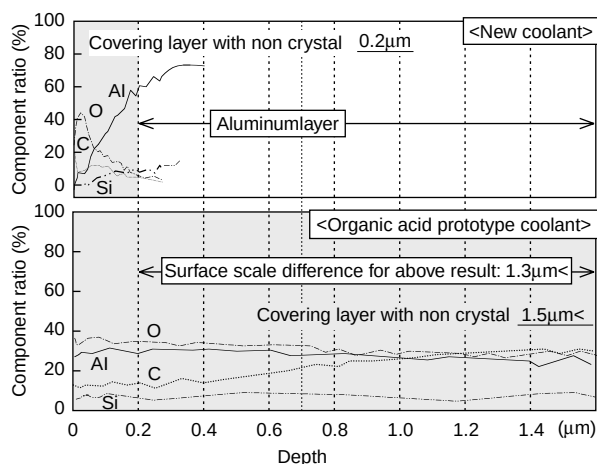


Fig.17 Element formation through depth direction on water outlet surface

4.5. 耐久性評価結果と寿命判定

クーラント新液による初期性能を確認する一方で、クーラント劣化時を想定し、実車の負荷を考慮した腐食試験を実施した。Table 1 は、市場 10 年相当の単体劣化クーラントに金属浸漬した際の耐食性結果である。これにより、新クーラントは冷却系材料として使用されるAl、鋳鉄、鋼、はんだ、黄銅、純銅の全てに対して重量増減などの腐食も発生せず、金属防食能力は十分保持されていた。

また、Fig.18 は実車におけるクーラント劣化をシミュレートした結果であるが、現行クーラントと比較して2倍以上の金属防食寿命を持つと判断した。同時にこれにもとづき、メンテナンスインターバルの延長化を実施することが可能となった。

Table 1 Corrosion toughness by coolant roughly equal to 10 years used

	Aluminum	Cast Iron	Steel	Brass	Solder	Copper
General organic acid type coolant	×	×	○	○	×	○
Current coolant	○	×	○	○	×	○
New coolant	○	○	○	○	○	○

○: Good for anti-corrosion

×: Bad for anti-corrosion

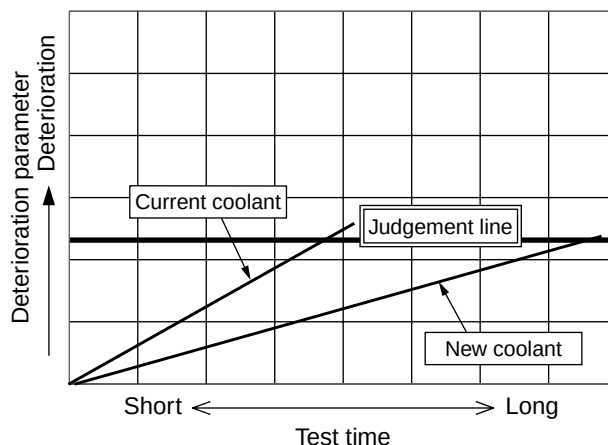


Fig.18 New coolant long life performance compared with current

5. 廃液量削減と品質向上に対する効果

クーラント寿命延長による廃液量削減効果を世界各地のメンテインターバルをもとに算出した。結果を Fig.19 に示す。これより車両 1 台当りのクーラント廃棄量は 14 年保有された場合、70%以上削減可能となることが見積られた。このように新旧のクーラント切替によるこの減量化(Reduce)により大幅な環境負荷軽減、資源節約が期待される。

また、この寿命延長によって、新車購入から廃車になるまで、ユーザは本クーラントを継足すだけで交換が必要のない場合も考えられ、粗悪クーラント、粗悪水の混入による品質低下の防止が促進できるというメリットもある。

この新クーラントは、2001年モデルを皮切りに、全機種、全世界への展開を図る予定である。

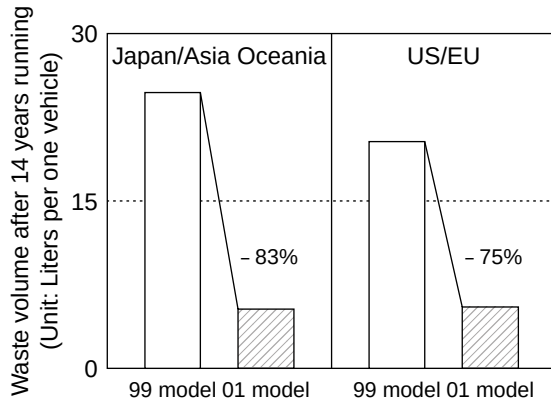


Fig.19 Coolant waste reduction volume through the new coolant

6. まとめ

本開発の概要をまとめると、次のようになる。

- (1) 有機系カルボン酸塩や無機酸塩インヒビタの採用と適量添加により、現行比で2倍以上の金属防食性能を有するクーラントを開発した。
- (2) 本クーラントは、冷却系のポリマや部品に対して、現行と同等の適合性を有することを確認した。
- (3) 本クーラント採用により、全世界で約70%以上のクーラントにまつわる廃液削減が可能(車両 14 年保有時)となることが見積もられた。

7. 謝辞

開発にあたり、クーラントメーカーであるシーシーアイ(株)の皆様、適合性評価にご協力頂いた冷却系部品メーカー各社の皆様に、心より感謝申し上げます。

参考文献

- (1) 日本オートケミカル工業会編、オートケミカル自動車用化学製品、p.96-100、幸書房(1991)
- (2) 化学大辞典1、p.908、共立出版(1989)
- (3) D4340, Standard Test method for Corrosion of Cast Aluminum Alloys in Engine Coolants Under Heat-Rejecting Conditions, ASTM 15.05, p.158-161 (1999)

- (4) Kiryu, K., et al : The Relationship Between Sealing Performance of Mechanical Seals and Composition of Coolants for Automotive Engines, 1993 American Society for Testing and Materials, p.215-233 (1993)

■ 著 者 ■



大澤 充



福田 啓三



井島 敏郎



長 島 隆

鉛フリーフューエルタンクの開発

Development of Lead Free Fuel Tank

滝川 和 則*
Kazunori TAKIKAWA
森 本 泰 司**
Yasuji MORIMOTO

成 田 正 幸*
Masayuki NARITA
伊 崎 輝 明***
Teruaki IZAKI

村 岡 洋 一**
Yoichi MURAOKA
高 橋 靖 雄***
Yasuo TAKAHASHI

要 旨

フューエルタンクの鉛フリー化技術として、耐食性、加工性、生産性に優れた溶融すず亜鉛合金(8%Zn)めっき鋼板を開発した。また、はんだ材としては低温はんだ付性や、めっきとの電位差腐食特性に優れたすず銀合金(3.5%Ag)を開発した。

生産技術領域での課題としては、連続スポット溶接性が現行の1/2に低下することであった。原因は電極金属とめっき金属との合金化反応による電極劣化である。この対応技術としては、めっき表面抵抗をコントロールし、溶接電流の低減化や電極先端形状の最適化を行うことにより改良した。

これらにより、既存設備で現行と同等の生産性が得られるとともに、耐食性、プレス性、溶接性等、総合性能に優れたフューエルタンクを開発した。

ABSTRACT

A hot dip Sn-Zn-alloy (8%Zn) coated steel sheet having superior corrosion resistance, formability and productivity was developed as a lead-free fuel tank. As soldering material, a Sn-Ag alloy (3.5% Ag) having low temperature soldering characteristics and superior galvanic corrosion characteristics with the coating was developed.

An issue in the production engineering area was that consecutive spot welding quality declined to 1/2 of current welds. The cause was degradation of the electrode caused by alloy reaction of the metallic electrode and the coated metal. As technical improvement measures to handle this, the coating surface resistance was controlled, the weld current was reduced, and the shape of the electrode tip was optimized.

This enabled attainment of productivity equivalent to current levels using existing equipment development of and a fuel tank having superior corrosive durability, pressing and welding characteristics, and overall performance.

1. 背景

欧州での廃棄物規制(ELV)や通産省「廃棄物の処理及び清掃に関する法律」など、環境負荷物質軽減のための法律、規制が検討され、鉛を含む製品の規制基準が強化される予定である。後者の中では、使用済み自動車リサイクルイニシアチブとしての政府目標値が1997年5月に公表された。

これに対し、リサイクル自主行動計画において、2003年末までに車1台あたりの鉛(以降、Pbと記す)使用量を1996年の1/3以下とする方針である。Fig.1にPbを使用している主要な部品と、それぞれの車1台あたりのPbの使用量を示す(自動車工業会調べ)。

その中で、フューエルタンクに用いられるPbは約200gであり、全体の約11%に相当し、1/3化達成のためにPbフリー化は必要不可欠である。

* 栃木研究所

** 八千代工業(株)

***新日本製鐵(株)

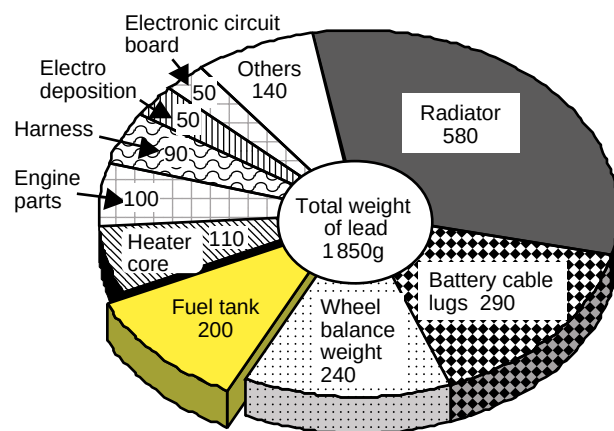


Fig.1 Applicable parts name containing lead and volume of lead for automobile

2. 現状と課題

フューエルタンクで使用される Pb は Fig.2 に示すように鋼板のめっき成分や、はんだ金属、及び、パイプ等の部品のめっき成分として含まれている。

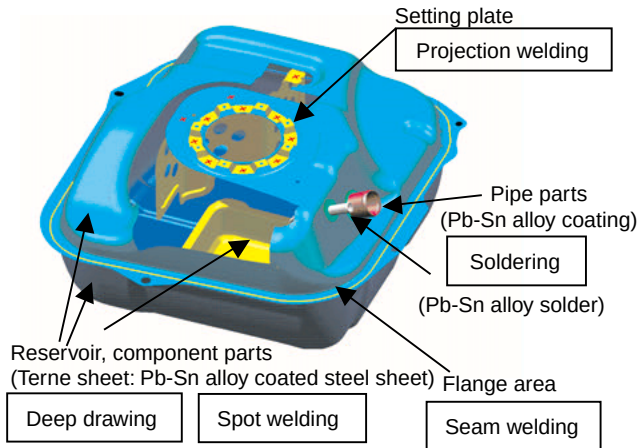


Fig.2 Portions where lead alloy used, type of alloy in parenthesis and production technology in box

フューエルタンクは高い内面、外面耐食性、及び、Fig.2 に示すように、深絞りプレス加工性、各種溶接、接合性等の多岐にわたる技術要素が求められるものであり、現行材料のターンシートはこれらに対し、特有の優れた適性を示す。具体的には以下に示す。

(1) 内面耐食性

オレフィン成分等を多く含有する粗悪ガソリンは、酸化反応により、有機酸が生成され、劣化ガソリンとなる。更にタンク内の結露水の介在により、酸が濃縮し、高濃度化する⁽¹⁾⁽²⁾。ターンシートはこれら有機酸に対し、化学的に安定である。

(2) 外面耐食性

積雪地域の道路に散布される岩塩等の融雪塩のロードスプラッシュ等の被水環境において、高いレベルの耐食性が求められる。ターンシートは化学的に安定であり、良好なプレス加工性により、皮膜のダメージが少なく、耐食性の低下が少ない等の特徴を有する。

(3) プレス加工性

伸び、軟らかさ(変形抵抗)、固体潤滑性等の物性に優れていることが求められる。ターンシートはプレス等の塑性加工に対し、高い伸び、展延性や軟らかさから、優れた特性を示す。

(4) 溶接性

シーム、スポット、プロジェクション等の抵抗溶接では、安定した連続溶接性が求められ、溶接電極の劣化を抑制することが必要となる。ターンシートはPbが電極の銅(以降、Cuと記す)と合金化しにくい特性であり、良好な溶接性を

示す。

(5) はんだ付性

はんだ金属との相互反応性が高いことや、めっき表面エネルギーが低い(酸化膜を形成しにくく、ぬれ性が良い)等の特性が求められる。また、接合相手材との異材接触腐食が発生しにくい材料であることが求められる。ターンシートに用いられる、はんだ材も同系のPb-Snであるため、良好なはんだ付性と耐異材接触腐食性を示す。

本開発では現行以上の耐食性、現行同等の溶接、プレス等の加工品質や既存生産設備で同等の生産性が得られることを目標とした。

特に耐食性については、近年、車のBODYのさびに対する性能改良による耐用年数の長期化に伴い、相対的にフューエルタンクについても腐食寿命のレベルアップが求められつつある。これは北米等の厳しい腐食環境地域のみならず、昨今、国内でも、スパイクタイヤの廃止に伴い、積雪地域的高速道路や主幹道路での融雪塩散布量が大幅に増加していることから、同様のニーズが高まりつつある。

また、フューエルタンク内面についても開発途上国での車の需要拡大とともに、粗悪ガソリンの問題がクローズアップされつつあり、より、高耐食性が求められている。

3. めっき金属材料設計

3.1. めっき金属の選定

高耐食性めっきにおける重要な要素として

- ・フューエルタンク内面の劣化ガソリンおよび、外面の塩害環境で化学的安定性に優れていること。
- ・めっきの腐食電位が、鉄(以降、Feと記す)に対して、ややアノードであること。すなわち、めっきが犠牲防食作用を示すことである。

めっきに適用される代表的な金属について劣化ガソリン中(10%水含有)でのFeに対する腐食電位差と溶出量をFig.3に示した。さらに海水中(外面耐食性を想定)での腐食電位差と溶出量をFig.4に示した。

金属としてはアルミニウム(以降、Alと記す)が最も良好であり、次いで、すず(以降、Snと記す)である。しかし、Alは強固な表面酸化膜により、はんだ付が困難であることから検討から除外した。Snは電位がややカソードであることから、より耐食性の向上には電位のアノード化が必要である。Snについては元来、はんだ付性に優れた金属であること、特有の軟らかさ、伸びの良さからプレス加工性等のフューエルタンク用としての適性が高いことが予測される。

従って、本開発においては、Snをベースにアノード金属との合金化により、電位の最適化を検討した。

めっき可能なアノード金属としてはマグネシウム(Mg)、Al、亜鉛(以降、Znと記す)があるが、Mgはめっき生産性が難しく、Alは電位調整するには高含有量を必要とし、は

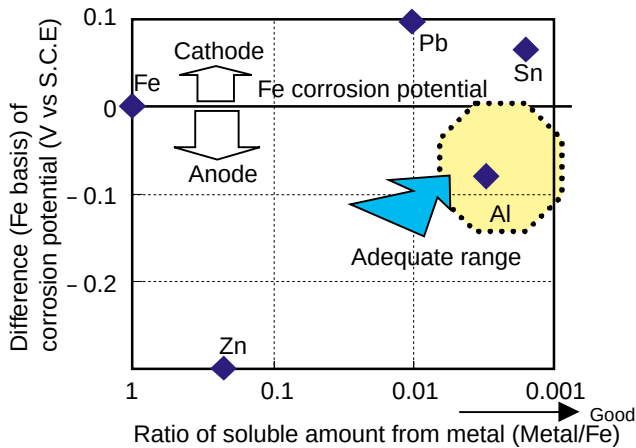


Fig.3 Comparison of corrosion potential and dissolution with soured gasoline solution with various metals

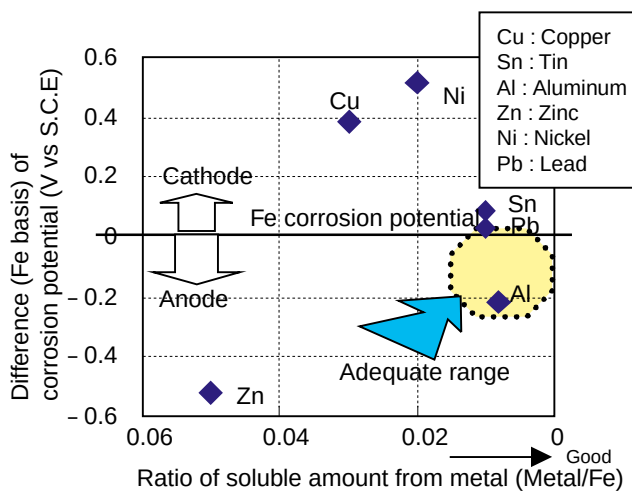


Fig.4 Comparison of corrosion potential and dissolution in the sea water with various metals

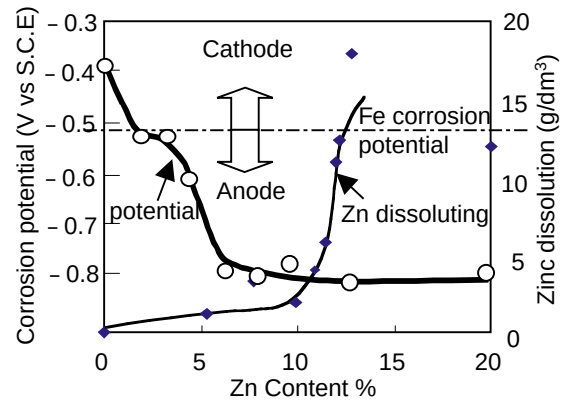


Fig.5 Relationship between Zn content and corrosion potential and zinc dissolution

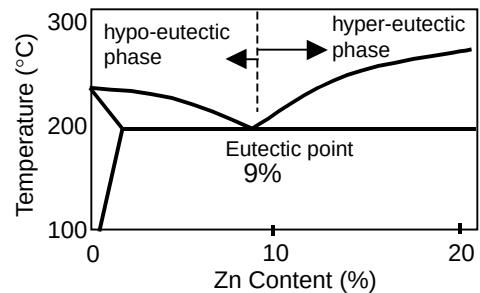


Fig.6 Equilibrium diagram of Sn-Zn alloy

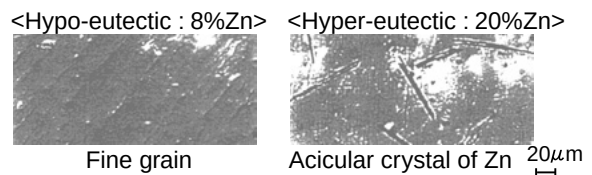


Fig.7 Appearance of Sn-Zn alloy crystal

んだ付性の問題が発生することから、Znを選択し、アノード化を検討した。また、めっき化においては、生産性の高さと、既存のめっき設備の転用が可能であることから、溶融めっき法を選択した。

3.2. 合金設計⁽³⁾⁽⁴⁾

Fig.5 に Sn 中の Zn の含有率(合金化率)に対する、劣化ガソリン中での電位変化と金属溶出量を示した。

電位は Zn の増加とともにアノード側に移行し、4%では、アノードとなり、6%を超えた辺りから電位が安定することから、7%以上が電位最適領域である。

一方、溶出量ではZn10%までは少なく、安定しているが11%近傍から急激に増加する傾向が見られた。この現象については Fig.6 の Sn-Zn の2元素平衡状態図と Fig.7 の結晶状態から以下のように推測される。

Sn と Zn の合金は Zn 9%が共晶点であり、それを超えた過共晶領域では粗大 Zn 晶が生成し、この過剰 Zn が溶

解し、溶出量が増加したと推定される。

従って粗大 Zn 晶を抑制するために共晶点の9%未満であることが必要である。

<まとめ>

Zn 含有率最適範囲は電位、溶出性(粗大 Zn 晶を抑制)から7~9%である。中央値として8%の Zn を含有する溶融 Sn-Zn 合金(以降、Sn-Zn めっきと記す)めっきとした。

Sn-Zn めっきは更に耐食性や塗装密着性を向上させる目的で化成処理皮膜を施したものとして完成させた。⁽⁵⁾

Fig.8 に開発しためっき鋼板の断面構造を示した。

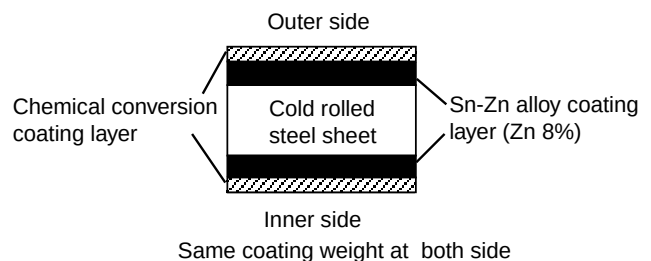


Fig.8 Schematic illustration of Sn-Zn coated steel sheet for fuel tank

4. 主な技術要素と検討結果

フューエルタンク主要技術要素の中で耐食性、スポット溶接、シーム溶接、はんだ付の検討結果について述べる。

4.1. 耐食性

4.1.1. 外面耐食性

めっき鋼板をプレス加工により、フューエルタンク相当の板厚変化を与えたテストピースについて耐食性テスト後の写真を Fig.9 に示す。

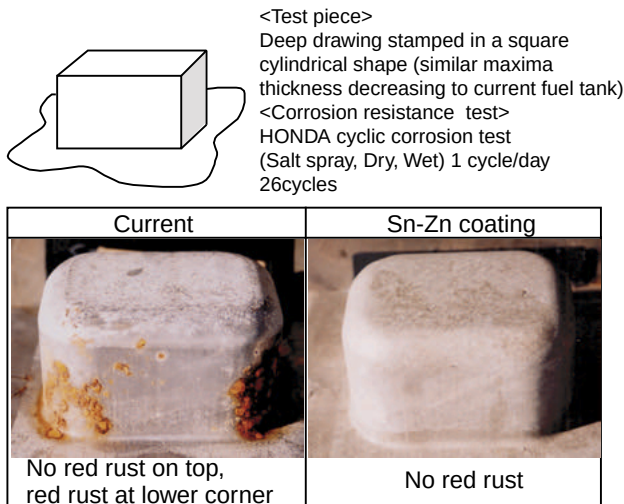


Fig.9 Appearance after corrosion test

Sn-Zn めっきは特に絞り加工部で、優れた耐食性を示した。これは、めっきの伸びが良く、適度な犠牲防食特性を有することによるものである。現行材は犠牲防食作用がないため、傷部等から、さびが発生する。

4.1.2. 内面耐食性

4.1.1. 同様に加工したテストピースについて、劣化ガソリンに対する耐食性結果を Fig.10 に示す。

Sn-Zn めっきは現行と比べ、優れた耐食性を示した。

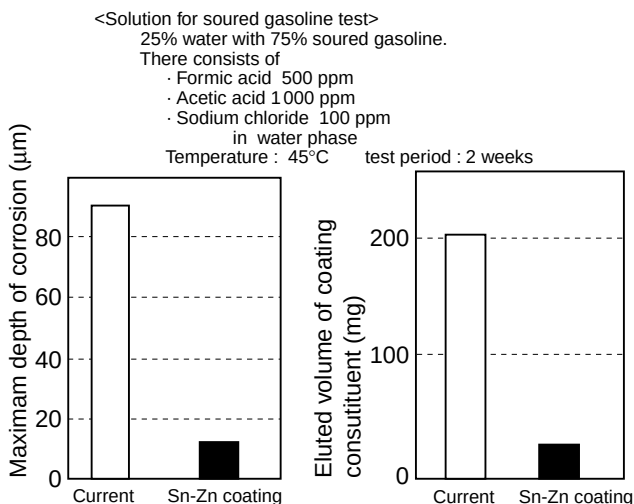


Fig.10 Result of corrosion resistance by soured gasoline test

4.2. スポット溶接

Fig.11 に現行材と Sn-Zn めっきのスポット溶接の連続打点性テスト結果、Fig.12 に Sn-Zn めっきの初期と連続打点終期のナゲット状態を示した。

Sn-Zn は現行材に対し、約半分の連続打点性であり、連続打点終期(Point A点)ではリング状の不安定なナゲット形態となった。

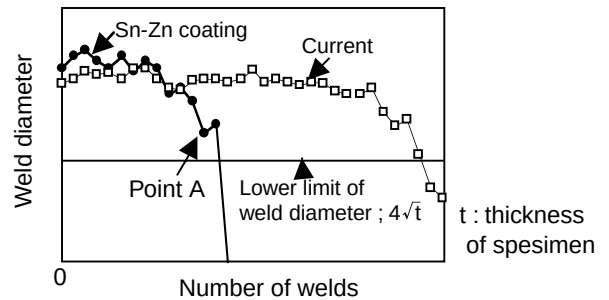


Fig.11 Changes of weld diameter during consecutive welding

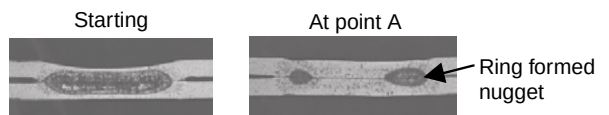


Fig.12 Cross-sectional view of nugget (Sn-Zn)

この原因解析としてテストにおける電極先端形状の変化を感圧紙に写し取ったものを Fig.13 に示し、テスト後の電極外観を Fig.14 に示した。

連続打点により、電極先端が損耗し、接触面積が拡大していることが分った。

さらに、連続打点テスト後の電極断面における EPMA 解析結果を Fig.15 に示す。

Number of welding	1	100	point A
Before corrective			
After corrective			

Fig.13 Change of electrode tip face shape during consecutive welding

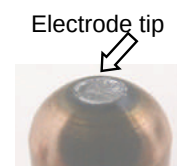
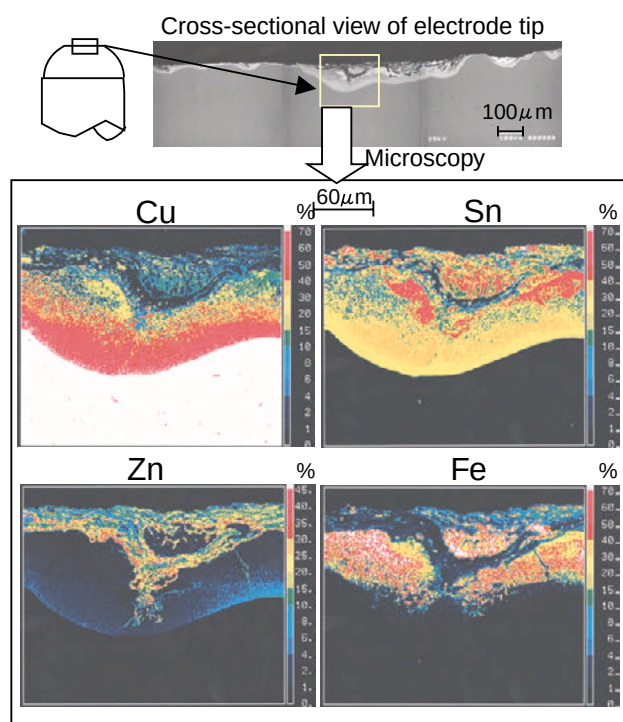


Fig.14 Appearance of electrode after welding



(EPMA color mapping, exhibiting element extence .by color)

Fig.15 Metal distribution at cross-section of deposit electrode tip

電極は先端中心部が凹状に変形し、Cu-Sn 合金ないしは Cu-Sn-Fe 合金が中心部ほど深く、形成されている。凹部の上はめっき金属ないし、不均一な合金層があり、はく離しやすい状態となっていると推定される。このようにして、電極の劣化が進み、ナゲットの形成安定性を阻害し、連続打点性が低下したたものと思われる。

それに対して Fig.16 に示すように現行材は電極上の合金が薄く、均一であり、わずかな劣化に過ぎない。これは Pb が Cu と合金化しにくいためである。



Fig.16 Cross-sectional view of electrode tip at numbers of point A used for welding the current material

<まとめ：連続溶接性の低下原因>

Sn-Zn めっきが現行材に対し、連続打点性に劣る原因は電極とめっきの合金化反応が進行し、その過程で、特に電極中央部の凹形状の劣化が拡大し、電極先端接触面積が広がることで、電流密度が小さくなり、ナゲット形成が不十分になったものと思われる。その模式図を Fig.17 に示した。

従って連続打点性の改良ポイントは以下の3点である。

(1)低電流化等により、電極の合金化による損耗量(進行速度)を抑制する。

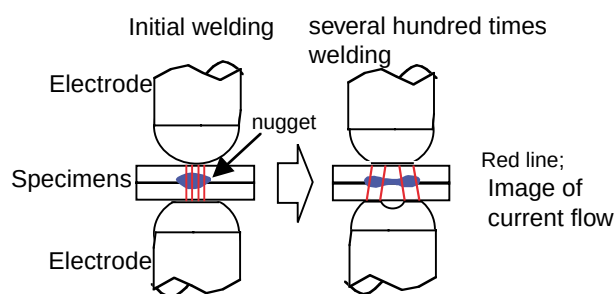


Fig.17 Model of degenerative electrode

- (2)めっきの付着量を抑制し、合金化の絶対量を減少させる。
- (3)電極先端形状の最適化により、損耗による先端接触面積の広がり抑制する。

以上の観点で 4.2.1. に検討結果を示す。

4.2.1. スポット溶接性改良検討結果

(1)低電流化

ナゲットを確保しつつ低電流化するためには、式(1)から示されるように抵抗値(R)を上げる、つまり、鋼板間の接触抵抗値を高めることが挙げられる。

$$\text{熱量式 } Q(\text{cal}) = 0.24 \cdot I \cdot R \cdot t \quad (1)$$

ここで I : current(A), R : resistance(Ω), t : time(s)

接触抵抗値を支配する因子としてはめっき上の化成処理皮膜付着量(厚さ)やその皮膜表面状態が考えられる。

すなわち、皮膜付着量の増大化や、表面粗さを小さくすることが抵抗値を高める効果に寄与すると推定される。(さらに電極とめっきの合金化反応の抑制も期待できる)

表面状態のイメージ図を Fig.18 に示し、化成皮膜付着量と表面の面粗度とを変化させた時の接触抵抗値の変化を Fig.19 に示した。また、化成皮膜付着量と表面の面粗度の2変量を被覆度(付着量/面粗度)として表わし、接触抵抗値との関係を Fig.20 に示した。

皮膜付着量の増大化で抵抗値は高まるが、面粗度が大きいと、寄与は著しく低下する。従って、面粗度を小さくすることが効果的であり、また、接触抵抗値は被覆度(Shield ratio)により、コントロールが可能であることが分かった。

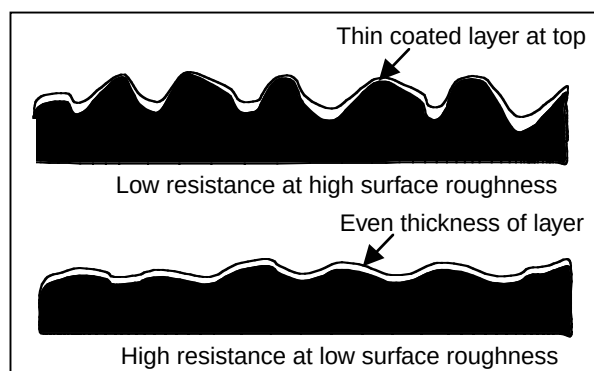


Fig.18 Image of cross-sectional view of coating

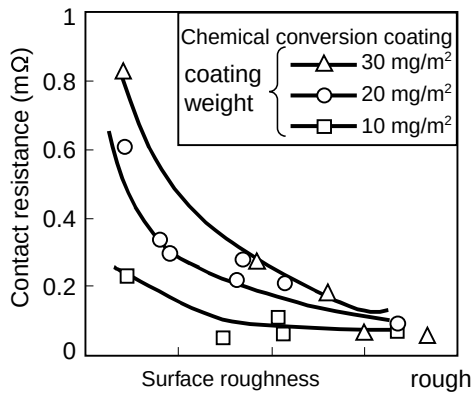


Fig.19 Relationship between surface roughness and coating weight and contact resistance

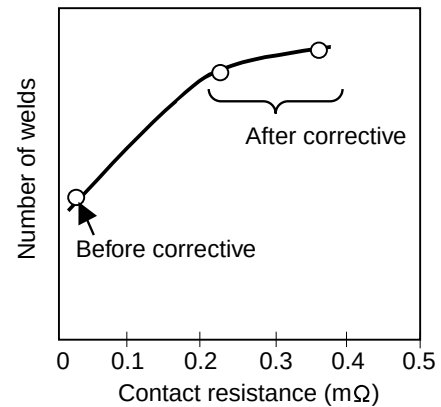


Fig.22 Relationship between contact resistance and to consecutive welding

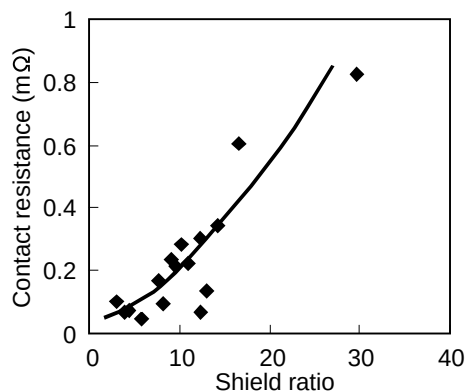


Fig.20 Relationship between shield ratio (coating weight/surface roughness) and contact resistance

以上の結果を基に接触抵抗値による可溶接範囲の下限電流値への影響を確認した。Fig.21 に接触抵抗値と溶接下限電流値の関係について示し、連続打点性改良効果についてFig.22 に示した。

<まとめ：低電流化について>

表面粗さの制御により、接触抵抗値を最適化し、溶接電流を下げることににより、連続打点性を改良することができた。

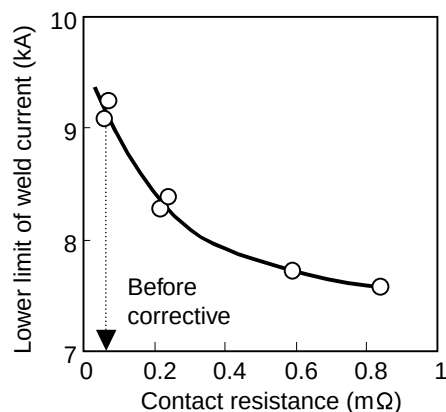


Fig.21 Relationship between contact resistance and lower limit weld current

(2)めっき付着量

付着量の低減化については耐食性とのバランスが必要である。付着量による連続打点性、耐食性(SST72h 後の赤錆発生面積)との関係を Fig.23 に示した。

めっきが薄いほど連続打点性に優れる。ただし、相反する耐食性の観点から下限を 30g/m² 以上とした。

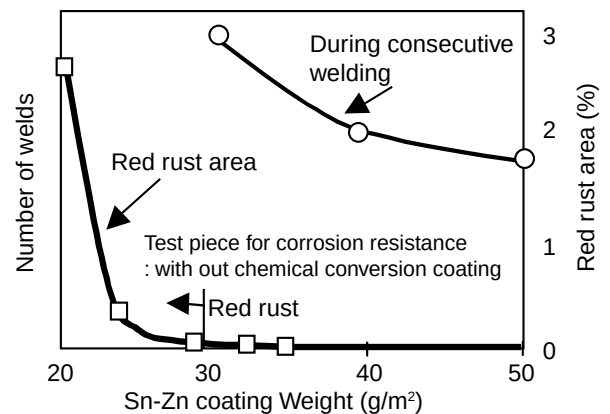


Fig.23 Relationship between Sn-Zn coating weight and continuous welding and corrosion resistance

(3)電極形状最適化

接触面積の抑制において、最も有効であったのは電極先端の小径化であった。Fig.24に電極先端径と連続打点性、溶接下限電流の関係を示し、Fig.25 に先端の接触面積の変化を示した。

電極先端小径化により、連続溶接時の接触面積拡大が、抑制されるとともに、初期の接触面積が減少(Fig.25の1打点目を参照)し、溶接電流が、低電流側にシフトし、電極の劣化が抑制される相乗効果により、連続打点性が向上した。但し、小径化はナゲットの狭幅化等の問題があり、最終的には最適なバランス設定とした。

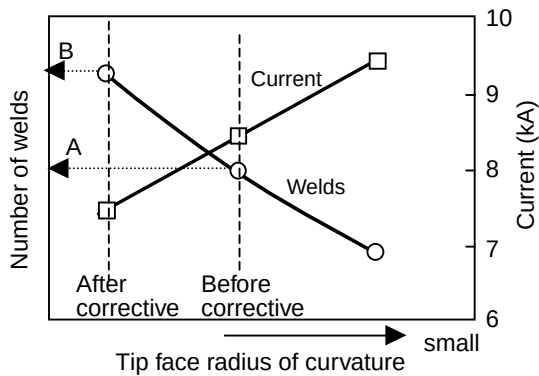


Fig.24 Relationship between shape of electrode and consecutive welding and lower limit of welding current

Number of weld	1	100	A	B
Before corrective				—
After corrective				

Fig.25 Change of electrode face shape during consecutive welding

<まとめ：スポット溶接性改良について>

スポット溶接性はめっき表面抵抗値、めっき付着量、及び、電極形状の最適化等により、大幅に改良され、現行と同等レベルを達成した。

4.3. シーム溶接

スポット溶接と同様に電極に Cu を用いるため、合金化による溶接性の低下が予想されたが、現行同等の溶接性が得られた。Fig.26 にテスト状況写真、Fig.27 に連続溶接テスト時のナゲット状態を示した。

連続溶接 2000m 時点においてもナゲット品質は良好であり、連続溶接安定性に優れていることが分った。

Fig.28 に溶接 10m 後の電極外觀、Fig.29 に連続溶接時の電極断面についてEPMA解析による、金属分布状態を示した。

表面には浮き上がっている状態(Fig.29 矢印 a)の Sn 主体合金と電極界面付近での Fe 主体合金が形成されている。何れもめっき鋼板材料の成分であり、スポット溶接電極で、みられた Cu との合金形成の事象はわずかしき認められな



Fig.26 Seam welding test

Distance of consecutive welding		Cross direction	Longitudinal direction
Sn-Zn coating	100 m		
	500 m		
	2000 m		
Current 1000 m over (Mass production)			

Fig.27 Cross-sectional view of nugget at during consecutive welding

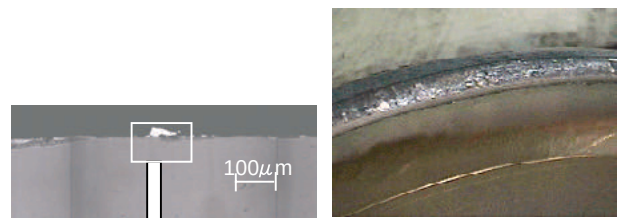


Fig.28 Appearance of electrode after welding test

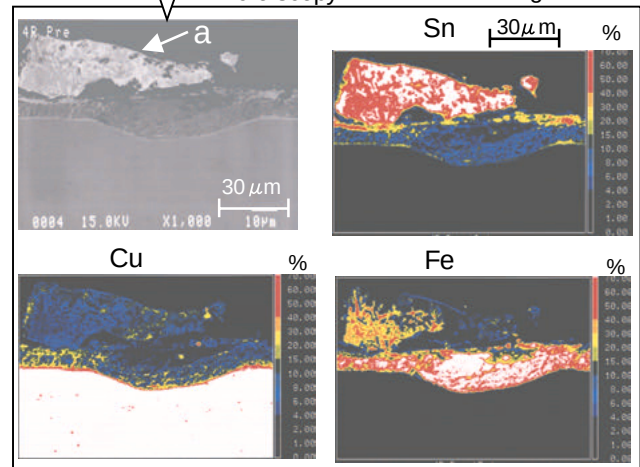
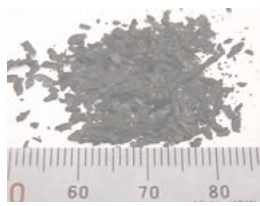


Fig.29 Metal distribution at cross-sectional view of electrode tip (EPMA color mapping, exhibiting element extence .by color)

かった。また、連続溶接テストにおいて、電極から断続的な付着物の離脱、落下がみられた。Fig.30 に、はく離物の外觀と成分を示した。

はく離物は主にめっき成分と少量の Cu(電極材)であり、めっきが電極上で堆積、はく離を繰り返していることが分かった。

これらより、電極がめっきとの合金化が進行する前に、はく離される自浄作用により、劣化が抑制され、連続溶接性が良好であったと推測される。



Sn : 65.3%
Zn : 12.7%
Cu : 8.1%
Fe : 4.1%
O : 4.4%

Fig.30 Appearance of peel off sample and element

電極上のめっき成分がはく離されるメカニズムを Fig.32 に模式化した。

- (1) 溶接機の構成部品としての鍛圧ナール(Fig.31に設備図を示す)が電極先端を物理的に成形するとともに付着しためっきを押し出す効果が現れる。
- (2) 付着しためっきの融点が低く、変形抵抗が低いため、ナールにより、塑性流動する。

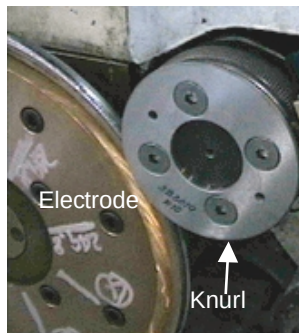


Fig.31 Layout of knurl and electrode

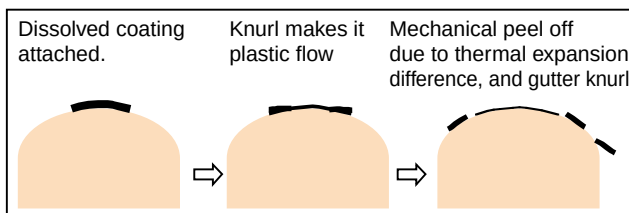


Fig.32 Behaviour of by-products on electrode tip

4.4. はんだ付

4.4.1. はんだ金属材料の選定

はんだの選定においては、はんだのぬれ広がり性、付きまわり性、物性の他に耐食性の観点で下記が求められる。

- (1) はんだ金属とめっき(鋼板及び、はんだ付されるパイプ)間の異種金属接触による電位差腐食(以降、電食と示す)が少ないこと。
- (2) はんだ加工温度が低いこと、すなわち、はんだ材の融点が低く、熱による鋼板のSn-Znめっきやパイプのめっきが熱劣化(溶け出しや酸化物形成)しにくいこと。

はんだ付やろう付けに用いられる代表的な金属の腐食電位序列と融点について Table 1 に示した。

Table 1 Typical solder, metal, and corrosion potential series, melting point

Corrosion potential series in sea water		Melting point (°C)
Zn-Al	Anode ↑ ↓ Cathode	390
Sn-Zn		200
Pb-Sn (current)		191~215
Sn-Ag (Ag3.5%)		221
Cu-Zn		850~900
Cu		1100
Ag-Cu	Cathode	650~750

はんだ材としては融点の低さ、腐食電位序列から、同じ Sn 主体の Sn-Zn が最も良好であり、次いで、Sn-Ag(Ag3.5%)であることから、この2種類に絞り込んだ。

また、パイプのめっきは、鋼板用のめっきと同系のSn-Znめっき(電気めっき, Zn 含有率 30 ~ 45%)とした。

次に Fig.33 に高周波誘導加熱方式による、はんだ付シミュレーションテストにより、付きまわり性能評価を行ない、その断面写真を Fig.34 に示した。

Sn-Ag は現行同様に良好な付き廻りであるが、Sn-Zn は融点プラス150℃まで加熱したが、十分な付きまわり性が得られなかった。

これは成分の Zn が酸化され、酸化物の巻き込みや粘度上昇により、表面張力が増大化し、ぬれ性が低下したものと推定される。

次にはんだ付後の耐食性テストを行い、テスト後の写真を Fig.35 に示した。

Sn-Ag はんだと Sn-Zn めっきの組合せは現行より、はんだ付周辺の腐食が少なく、良好であった。

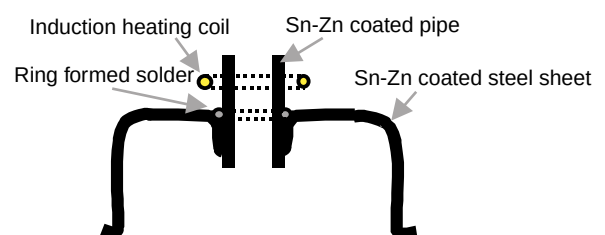


Fig.33 Solderability evaluation model (Induction heating method)



Current (Pb-Sn) Sn-Zn Sn-Ag

Fig.34 Cross-sectional microstructure of soldering

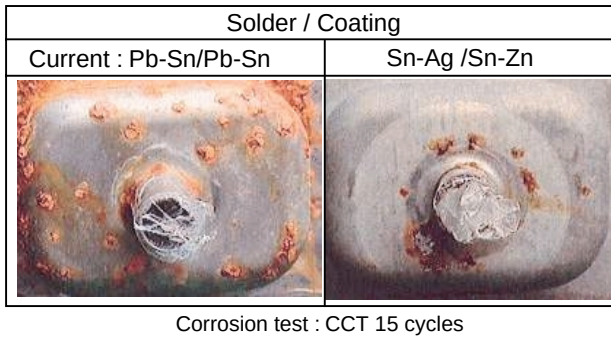


Fig.35 Appearance after corrosion test on soldered area

また、その他の評価として、付着強度やクリープ特性等について、テストを行い、Sn-Ag はんだは現行と比べ、同等以上であることが確認された。

これらの結果より、はんだ材は Sn-Ag 合金(Ag3.5%)とした。

5. フューエルタンクとしての適合性評価結果

フューエルタンクへの適合性評価として量産ライン、設備を用いて、フューエルタンクの試作を行い、品質、性能評価を実施した。各技術要素の中で、プレス性、スポット溶接性、耐食性についての結果を以降に示す。

5.1. プレス性

部位別の板厚測定を行い、現行材との比較を行った。板厚データを標準偏差として Fig.36 に示した。

板厚分布として Sn-Zn めっきは現行材と同等であることから、プレス加工性として良好であることが分った。

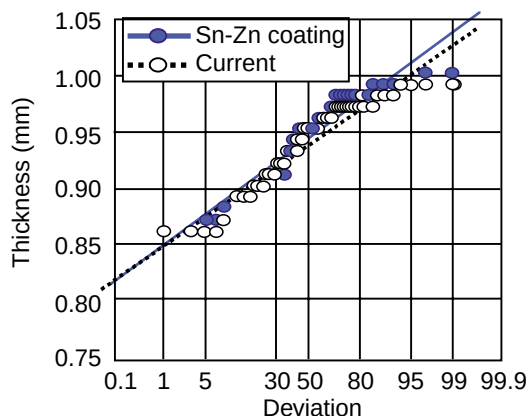


Fig.36 Sheet thickness distribution on stamped work

5.2. 溶接性

溶接品質、連続溶接生産性ともに良好であった。Fig.37 にスポット溶接について連続打点数と溶接部のナゲット径

の平均値の推移を示し、ナゲットの断面写真を Fig.38 に示した。

開発した材料、溶接仕様により連続溶接性は目標の2倍以上であり、ナゲット等の品質も良好であった。

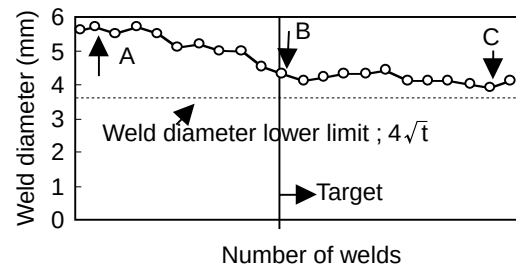


Fig.37 Changes of weld diameter during consecutive spot welding

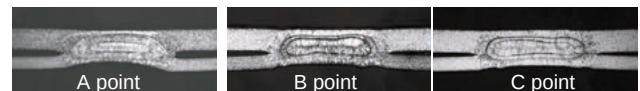


Fig.38 Cross sectional view of nugget

5.3. 外面耐食性

Fig.39 に塗装を行ったフューエルタンクにおいて、耐食性テストの外観を示した。

Sn-Zn めっきは塗装性が良好であり、現行と比べ、優れた耐食性が得られた。特に深絞りプレス加工部では赤さび発生までの試験サイクル数で2倍以上の性能が得られた。

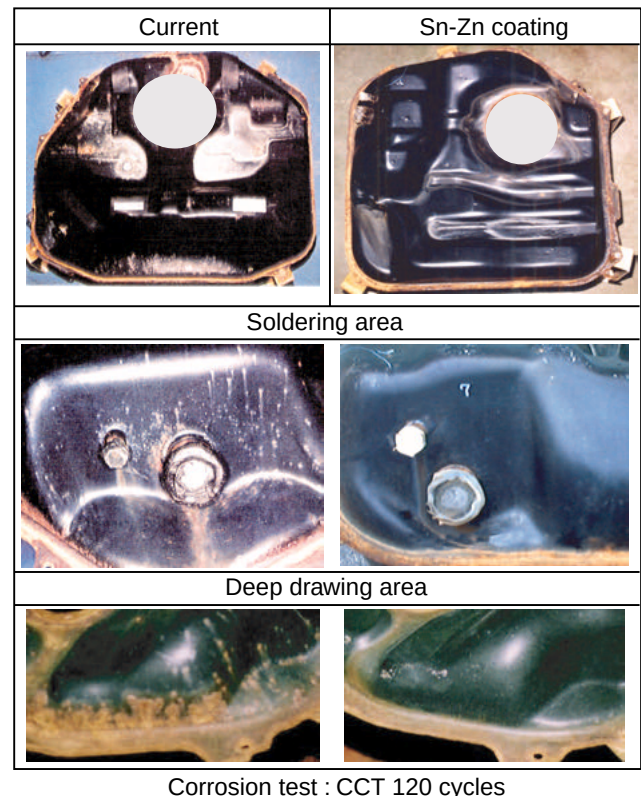


Fig.39 Appearance of Fuel tank after corrosion test

5.4. 内面耐食性

Sn-Zn めっきのフューエルタンクを用いて有機酸、塩水を含む劣化ガソリン試験液を用いて循環試験を行い、テスト後の外観を Fig.40、液中への金属溶出量と沈殿生成物の総量と部位別最大腐食深さを同じく Fig.41 に示した。

Sn-Zn めっきは現行と比べ、腐食重量、腐食深さともに少なく、優れた耐食性であることが確認された。

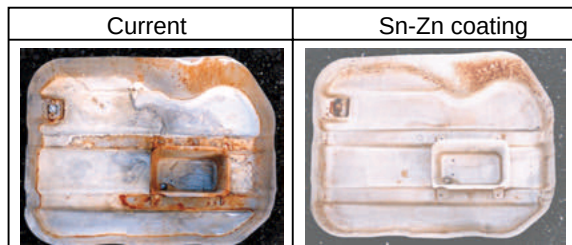


Fig.40 Appearance of Fuel tank after soured gasoline test

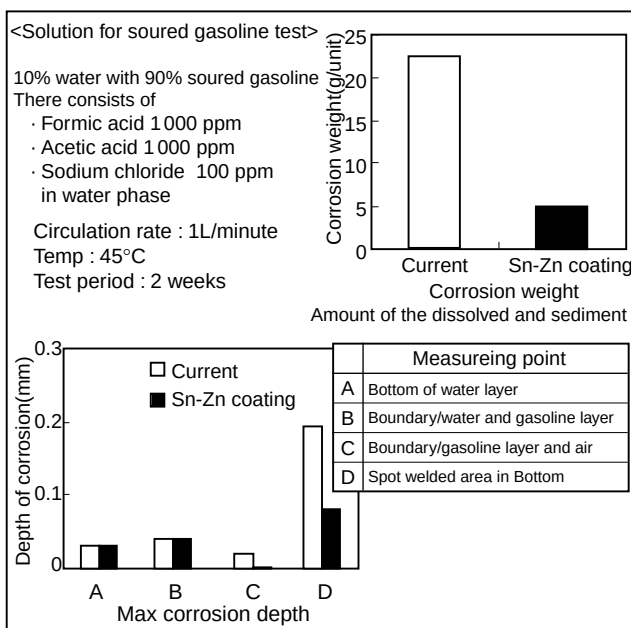


Fig.41 Result of soured gasoline test

6. まとめ

以上、フューエルタンクの Pb フリー化において材料開発と生産技術開発の概要と適合性評価結果を報告した。本研究を通じて得られた成果をまとめると以下の通りである。

- (1) めっき鋼板として、耐食性、加工性、生産性等に優れた Zn を 8% 含有する溶融 Sn-Zn 合金めっきを開発した。また、はんだ材料は融点、めっきとの腐食電位差等から 3.5%Ag を含有した Sn-Ag 合金を開発した。
- (2) 電極の Cu と Sn-Zn めっきの合金化によるスポット連続溶接性の課題については、めっき鋼板の面粗度改良

等による、表面抵抗値のコントロールや電極先端形状の最適化等により、現行同等の生産性が得られた。

- (3) フューエルタンクとしてのプレス、溶接品質、耐食性、生産性等の各種適合性試験において、Sn-Zn めっきは現行に対し、同等以上であり、特に耐食性については優れたものであることが確認された。

この Pb フリーのフューエルタンクは 2001 年モデルの車から、順次適用される予定であり、HONDAとして、2003 年末までに Pb フリー化が完了する予定である。

参考文献

- (1) 水口俊則, 安部理枝, 吉田誠: メタノール混合燃料の酸化劣化挙動とその腐食性, Vol.6, p.1539 (1993)
- (2) 布田雅裕, 伊崎輝明, 大森隆之: 燃料タンク内面環境とその腐食性, 材料とプロセス, Vol.10, p.1237 (1997)
- (3) 真木純, 伊崎輝明, 布田雅裕, 大森隆之, 滝川和則: 環境負荷を軽減した Pb を含まない燃料タンク用新めっき鋼板の開発, まてりあ, Vol.39, No.2, p.178-180 (2000)
- (4) 真木純, 伊崎輝明, 布田雅裕, 大森隆之, 滝川和則: 溶融スズ-亜鉛めっき鋼板の開発, 表面技術, Vol.51, No.6, p.111-116 (2000)
- (5) 伊崎輝明, 江口晴彦, 樋口征順: 高耐食性クロメート皮膜の開発, 材料とプロセス, Vol.9, p.1420 (1996)

■ 著 者 ■



滝川 和 則



成田 正 幸



村岡 洋 一



森本 泰 司



伊崎 輝 明



高橋 靖 雄

Development of a Novel Bumper Adhesion Promoter

Corky KAMEI*

Kazuo IGARASHI*

Michael WISEMAN*

ABSTRACT

A new type of adhesion promoter for bumper painting was developed to eliminate conventional primer spray application. The importance of this new material allowed for reduced cost and improvement in process efficiency. The new adhesion promoter is a waterborne emulsion incorporating chlorinated polyolefin, a key enabler of adhesion of base coat to thermoplastic olefin. As a consequence of the material design, the adhesion promoter can be applied as a final rinse, resulting in the primer spray application to become unnecessary. Furthermore, the primer spray booth became available for additional topcoat application, increasing production volumes. Overall, this material has proven to meet rigorous testing, and has been successfully implemented in mass production.

要 旨

バンパ塗装ラインにおいて既存のプライマ塗装工程を廃止することでコストを低減すると共に効率を向上させるために密着付与剤を開発した。

これは熱可塑性オレフィン樹脂の密着に大きな役割を果たす塩素化オレフィンを含有する水系エマルジョンである。これを水系脱脂の最終工程で塗布することでプライマ工程が不要になり、プライマブースを上塗りブースに転用することで大幅な増産が可能となった。

この材料を用いた塗膜は各種の厳しいテストにおいて良好な性能を示した。

1. Introduction

In the past five years, there has been a large move towards using thermoplastic olefins (TPO) substrates by OEMs for bumper fascias. The drive towards lower cost, reduced weight, and higher environmental consciousness has been paralleled by coatings materials development.

In general TPO, having low surface energy, is a difficult substrate to paint while meeting severe exterior specifications. Earlier systems used trichloroethane vapor (TCE) to clean and swell the substrate in order to accept paint materials. Due to environmental regulations, and hazardous nature of TCE, solvent washing has virtually been eliminated from Japan, North America, and Europe. Since the elimination of the solvent cleaning, various methods have been used to overcome the nonpolar substrate characteristics. Some examples of such methods include, an aqueous degreasing followed by an adhesion promoter, flame treatment, and plasma treatment. However, the overall output of the manufacturer, and the environmental restrictions usually dictate the type of TPO surface activation process.

In North America, the conventional approach to painting TPO bumpers has been aqueous degreasing and then applying a solvent borne primer; followed by base

coat, and clear coat. The cure can vary depending on the substrate materials. However, typical cure is over 100 degrees Celsius. In general, OEM bumper paint process has not changed drastically for several years.

Primers have been the source of attack due to the typical high VOC content, and the lack of intrinsic value to the customer. Consequently, the energy to abate VOC and to apply the paint is a burden that no OEM desires. Currently, waterborne primers are available, and have been used successfully. These waterborne systems still require an application step that is energy consuming. OEMs, paint, and substrate suppliers have researched various methods to change primer application.

Although there has been a desire to eliminate primer, the majority of the research has been focused on making base coats directly adhere to TPO. Unfortunately, this approach has two main concerns. First, each base coat color development would potentially be affected to enable direct adhesion to the substrate; less freedom in color selection. This becomes a very difficult task when considering the number of colors and the frequent color and model changes. Second, TPO is naturally nonconductive. This would reduce base coat application transfer efficiency, the most costly item. Most attempts to eliminate primer spray application have been ineffective or unreasonable.

* Honda R&D Americas, Inc.

2. Function of Primer

Primer has three functions: to promote adhesion, to assist in appearance, and if necessary, to promote conductivity for high volume situations.

In general, TPO has a low surface energy, preventing paint to adhere properly. Both additives in the substrate and primer allow for chemical and mechanical bonds to occur. The primer contains chlorinated polyolefins that have both functions as a long chain polymer to entangle itself with the TPO, and chemically reactive sites for chemical bonds.

Appearance of the bumper is generally noted after the application of the topcoat. The appearance can be defined in two different ways: color and smoothness. Although the topcoat has a major role in the final appearance, smoothness and color below the base coat may influence the outcome in mass production.

Since TPO is naturally nonconductive, primer can add function as a conductive base. Therefore, the base coat and clear coat transfer efficiency increases by means of electrostatic application; optimizing the materials cost. However, this may be a function of the operating parameters. Therefore the spray methods and the operator efficiency plays a critical role. In general conductivity and transfer efficiency is dependent on the various manufacturing demands specific to each facility.

3. Development Approach

Adhesion promoters for TPO have three key resins: Chlorinated polyolefin (CPO), Polyurethane (PUR), and Acrylics. Most importantly, CPO penetrates into the TPO to achieve the necessary adhesion. The other two key resins, Polyurethane and Acrylics have film building and reinforcing function. Figure 1 illustrates the resin system concept. Solvents carry these resins. For HX, mostly water is used and a small amount of other solvents. In addition, some additives are necessary for smooth mass production, such as a defoamer. The HX formulation breakdown is clarified in Figure 2.

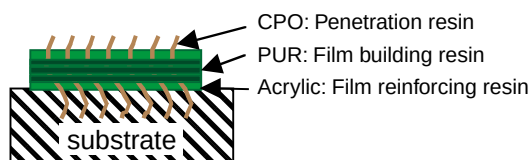


Fig.1 Schematic of resin function

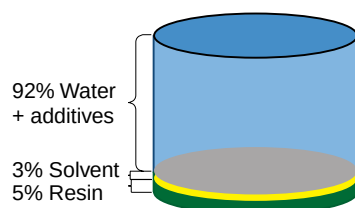


Fig.2 HX formulation

The main function of HX is to promote adhesion of base coat to substrate. By testing a variety of resin combinations, a window was developed for the resin ratios. This window is quantified in Figure 3. In addition to the resin balance, the total resin content was formulated for optimal physical properties and appearance; demonstrated in Table 4. Tests determined that the Acrylic resin should be around 10% of the resin content, and the remaining should be the CPO and PUR for best gasahol resistance, and good adhesion. Additional testing showed that higher resin content resulted in better adhesion. However, the higher solids level changed the wetting properties of the materials, leading to sagging appearance failures, shown in appearance column of Table 5.

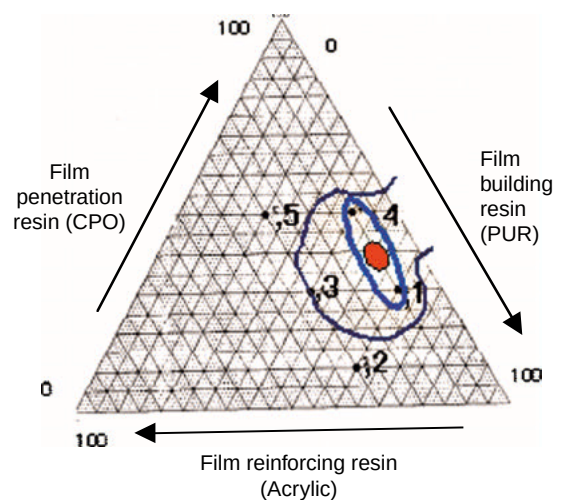


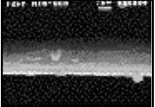
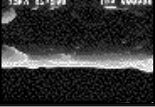
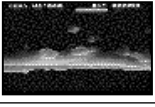
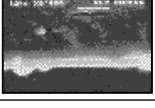
Fig.3 Resin ratio investigation

Table 4 Confirmation of various resin ratios

Formulation	Resin	Resin wt%	Initial adhesion on 90°	Initial adhesion 45°	Hot water 80°Cx3hr	Gasahol (E10)
①	CPO Acrylic PUR	30 10 60	100/100	25/25	100/100	120min
2	CPO Acrylic PUR	10 30 60	100/100	25/25	100/100	21min
3	CPO Acrylic PUR	30 30 40	100/100	25/25	100/100	55min
④	CPO Acrylic PUR	50 10 40	100/100	25/25	100/100	120min
5	CPO Acrylic PUR	50 30 20	83/100	25/25	98/100	45min

Mass production trials further tuned the materials to meet optimal appearance. Evaluation of the surface after HX application determined the roughness should be less than 1.0 μ m. The trials and microscopic investigations, in Table 5, resulted in the final HX resin concentration to be 5 weight percent

Table 5 HX Solids versus appearance

%NV HX	Microscope photo	Film thickness	Appearance		Adhesion		Overall
			dry HX only	HX + topcoat	100/100 90°cut	25/25 45°cut	
2%	cannot measure	—	OK	OK	OK	OK	OK; meets expectations
4%		0.20μm	OK	OK	OK	OK	OK; meets expectations
6%		0.40μm	Acceptable	OK	OK	Very Good	OK; meets expectations
8%		0.75μm	Not good	Not good	OK	Very Good	Not good; not acceptable
10%		1.25μm	Not good	Not good	—	—	—

At the 5% HX solids concentration, the physical properties were acceptable on current regular modulus TPO, “A”, and on high modulus TPO, “B”, with a functional group additive. This functional group is an additive to assist in paint adhesion. Accordingly, the high modulus TPO without the functional group additive, substrate “C”, showed some adhesion weakness. Table 6 shows the comparative results and substrate “C” with failures in high pressure washing and gasahol tests. Therefore, for future model developments and high modulus tool design, the high modulus TPO with the functional group additive is recommended. This functional group additive is currently used, and is adaptable to high modulus TPO without changing the physical properties drastically.

In addition to physical properties, accelerated

weathering results were positive. For this research, typically incorporated UV absorbers, and hindered amine light stabilizers were removed from the topcoat formulations, to instigate degradation of the paint system. Without the UV package, the HX layer had no protection against weathering. However, as Figure 7 shows, there was no significant degradation of appearance, or adhesion. The concluding formula was set to meet physical properties as well as show a smooth appearance, and good workability. Although UV absorbers, and hindered amine light stabilizers were removed for testing, they are critical additives for the overall protection from weathering of color and durability of the paint. This accelerated testing showed that the HX material would not adversely be affected by UV penetration in a worse case scenario.

Table 6 Physical properties confirmation

Test materials				Adhesion		High pressure wash (n=2)	Water soak		Humidity		Gasahol (min)
Substrate	Primer	Topcoat		90°	45°		Appearance	Adhesion 90°	Appearance	Adhesion 90°	
Specification				100/100	>20/25	0mm	>8VS	100/100	>8VS	100/100	>30min
Current substrate	A	5% HX	Beige metallic	100/100	25/25	0mm	8VS	100/100	8VS	100/100	60min+
High modulus with functional group	B	5% HX	Beige metallic	100/100	25/25	0mm	8VS	100/100	8VS	100/100	60min+
High modulus no functional group	C	5% HX	Beige metallic	100/100	13/25	12.5mm	8VS	100/100	8VS	100/100	8min

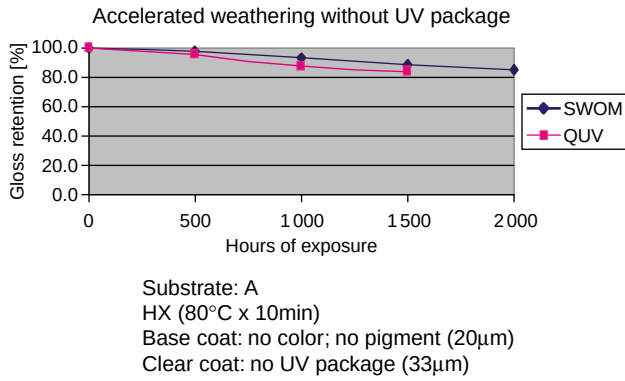


Fig.7 Weathering

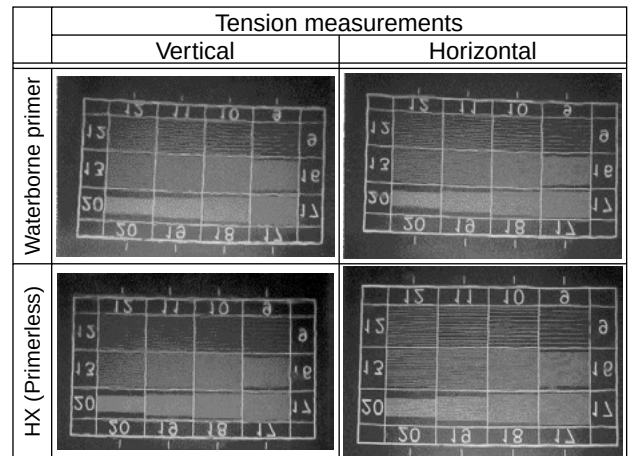
4. Test Results

Both bumpers and test plaques were evaluated according to the Bumper Coating Specifications, on current bumper substrate (A) and high modulus with functional group (B) met current levels of chemical, physical, and weathering properties.

HX was developed to meet rigorous exterior physical properties. However, appearance, could only be measured accurately on line under mass production conditions. Appearance requirements were set to be equivalent to the original primer system. Base coat hiding power and color were not affected by the lack of color by HX. All colors on the current pallet were tested by filmbuild wedge method, where higher amount of paint is applies to one end compared to the other to show a gradient in film thickness. Figure 8 illustrates the certain film thickness of the paint will hide the substrate or black and white indicator below. The definition each

hiding point is dependent on the color of the base coat, and the color of the substrate below. The “process hiding”, “black and white hiding”, and the “line film thickness” were defined for a variety of colors. In most cases the current base coat application was sufficient to hide the substrate color. Therefore, matching the color of body to bumper and base coat material usage was not a concern.

Another appearance related issue was the leveling ability and smoothness of the bumper surface after topcoat. Under mass production environment, the HX bumpers showed an equal or improved appearance according to tension measurements. In Figure 9, the tensionmeter photographs determine the DOI by the



Judgement Criteria

Clarity indicated DOI in these photos. Non continuous lines indicate the DOI rating

Fig.9 Appearance-tensionmeter measurements (D.O.I.)

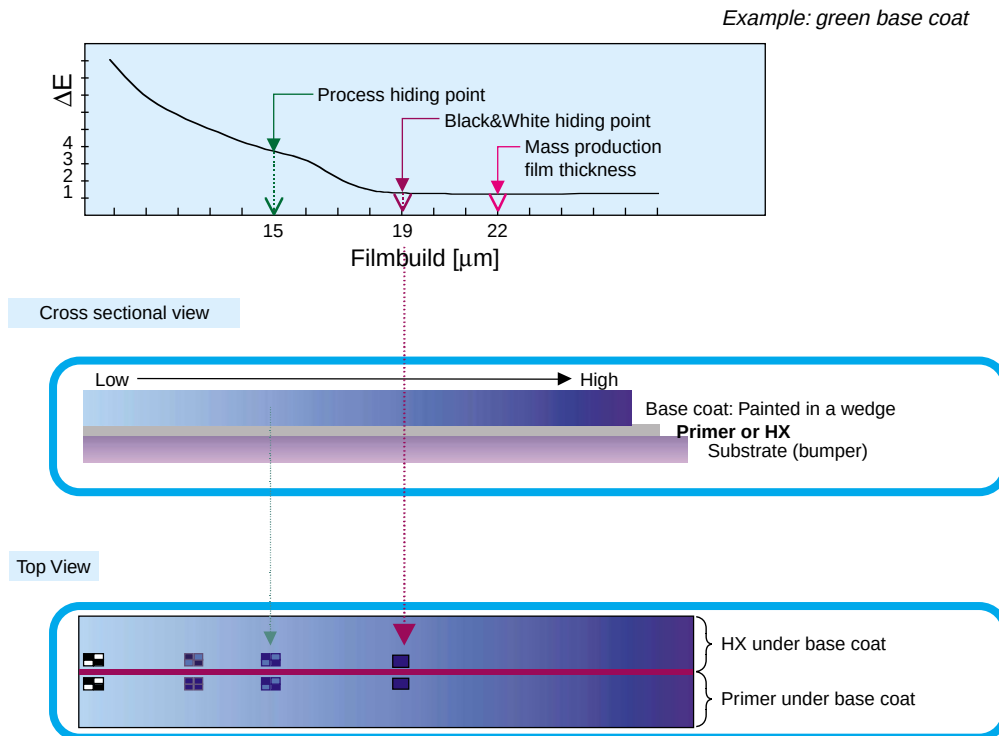


Fig.8 Appearance-hiding

degree of clarity of the lines photographed. Experts judged visual appearance, and all agreed the appearance meets or exceeds current mass production bumpers.

5. Application Process

The material properties and the design of the formulation allow HX to be applied similar to a final rinse. These attributes include the viscosity, and solids content. In conventional North American mass production processes bumpers are cleaned by aqueous power wash. As a final stage of pretreatment before topcoat, a surface conditioner is applied to aid in the uniform removal of water from the substrate. It is in this stage that HX can be applied instead of surface conditioner. The HX solids concentration is such that the material wets evenly. Also, the solution in HX is mostly water; greater than 90%. Therefore, the liquid properties also behave similarly.

Another benefit to the HX material is the ability to be recycled. Material not deposited on the surface of the bumper is recollected and reapplied. In addition, the degradation of the material is monitored and controlled. This effectively keeps waste and cost low.

After the HX is poured throughout the part, it is cured at 80 °C for 10 minutes. The heat allows the material to dry and function as an adhesion promoter for the base coat. Furthermore, this cure fits into current hot air blow after pretreatment to dry off the bumper prior to paint. No additional equipment is necessary to cure the HX.

Conceptually, as Figure 10 shows this process is simple. HX adhesion promoter being applied within pretreatment allows for current primer areas to be converted into more valuable topcoat areas. The cost of rerouting the conveyors and added application equipment is far less than a new line build.

6. Conclusion

HX adhesion promoter was shown to have excellent physical properties. The primary development was around the resin content and concentration. The developed material meets current requirements and performance of mass production bumpers for physical properties. Controlling the resins enabled appearance to be optimized to meet targets.

Currently, the mass production process has achieved the goals set forth. A dramatic increase in production capacity, and decreased unit costs, has proven this materials development a success. In addition unit emissions of VOC were reduced due to the elimination of the primer spray. In conclusion, Honda strives to be the industry leader of environment and process efficiency.

7. Acknowledgements

The HX system would not have been possible without the contributions by Honda of America Manufacturing Technical Planning, Honda de Mexico, and Nippon Bee Research of America.

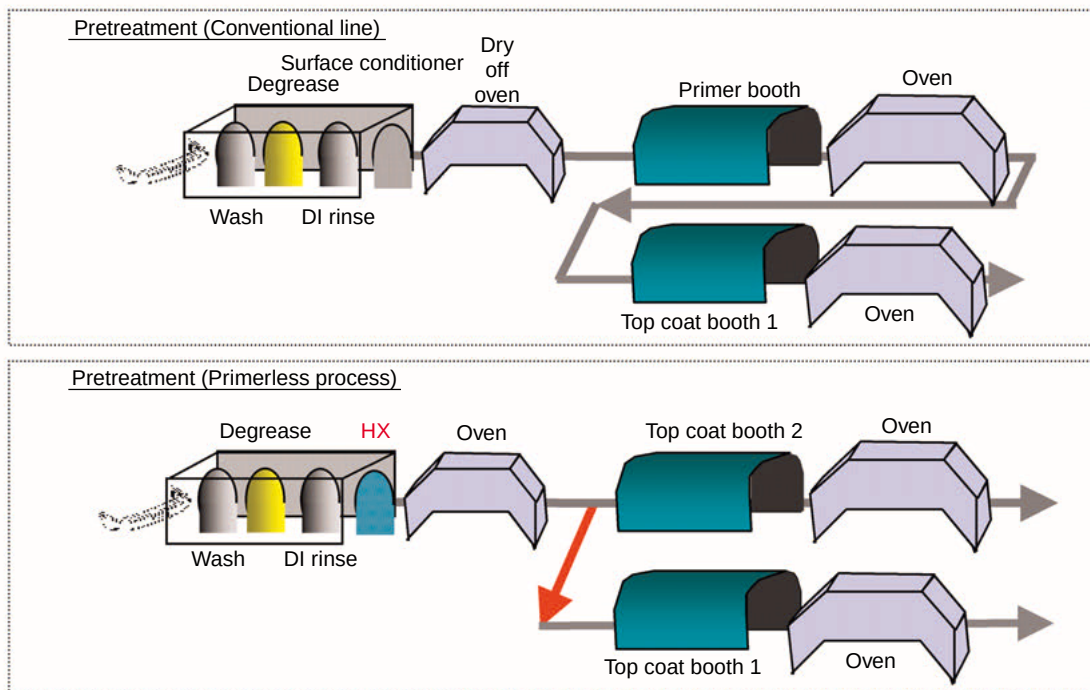
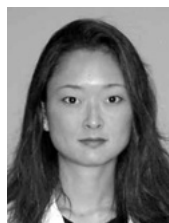


Fig.10 Process Comparison

■ 著 者 ■



Corky KAMEI



Kazuo IGARASHI



Michael WISEMAN

発泡 PP 樹脂によるドアトリムの軽量化技術の開発

Development of Weight Reduction Technology for Door Trim using Foamed PP

疋 田 賢 次*

Kenji HIKITA

要 旨

車体の軽量化を目的にドアトリムの射出成形用樹脂基材として発泡 PP 樹脂を開発した。この材料は基材を形成する PP 樹脂と発泡剤マスタッチを混練して成形する。基材を形成する PP 樹脂は樹脂投入量を削減するために流動性を高くし、比重を下げるために非強化とし、更に衝撃性を向上させるためにゴムを添加した。また、発泡剤は発泡セルの均一性、型の汚染性及び作業環境等を考慮して選定した。発泡剤の配合比は製品の剛性と低温衝撃性のバランスを考慮して決定した。その結果、従来のドアトリム基材に比べて約 25%の軽量化が達成できた。

ABSTRACT

To reduce vehicle weight, a foaming PP resin was developed as a resin substrate for the injection molding of doortrim. This material was formed by mixing a PP resin that acts as a base with a master batch of foaming agent. The PP resin used as the base is low viscosity to reduce the amount of the injected resin. Non-filler of PP resin is also used to lower the specific gravity. Crash-resistance is improved by adding rubber. The foaming agent used was selected in consideration of factors such as the uniformity of foam cells, effects on pollution, and the associated work environment. The ratio of foaming agent was selected for a balance between product hardness and low-temperature crash-resistance. The result is a weight reduction of approximately 25% compared to conventional door-trim base material.

1. まえがき

自動車の軽量化は車の燃費向上、環境問題の改善にとって重要なテーマである。ポリプロピレン(以下 PP という)を主体とした樹脂部品の軽量化も大きな役割を担っている。

自動車内装材の基材は、通常 PP を主体とし、基材の剛性、耐熱特性及び寸法安定性の向上を目的としてフィラが添加されるため比重が 1.0 を超えることが多い。このようなフィラ含有 PP も高結晶化による剛性向上によって、軽量化が検討されている。すなわち高剛性化することにより基材の厚みを薄くして軽量化を図ってきた。しかし、剛性は一般的に板厚の 3 乗に比例するため、板厚が薄くなるほど基材全体の剛性が低下するという問題点がある。それを補うために製品裏面にリブ構造を設けるなどの対応をすると軽量化のメリットが得られにくくなる。

今回の発泡技術の導入により、従来のドアトリム基材(フィラ含有 PP)と比較して、剛性や低温衝撃性(面衝撃)は同等レベルを確保しながら、従来の技術より軽量化効果の得られた技術を開発したので報告する。

2. 開発のねらいと考え方

2.1. 開発のねらい

従来の高結晶化による軽量化ではフィラの量を増やし薄肉化していた。そのために比重が大きくなってしまい軽量化効果は 10 ~ 15%が限度であった。今回の発泡技術による軽量化は、従来の高結晶化による薄肉軽量化の 2 倍の 20 ~ 30%の軽量化を目標とした。

2.2. 軽量化の考え方

軽量化効果を出すためには投入樹脂量を削減しなければならない。そのために初期の板厚を従来の 2.5mm から 2.0mm に設定して、樹脂を流し込むことを考えた。薄肉化だけでは基材剛性が低下してしまうが、発泡させることにより板厚を厚くし、剛性を補う考えである。

発泡成形は樹脂を射出後に型を数 mm 開いて発泡させて、板厚を厚くする。Fig.1に成形プロセスを示す。一般板厚が 2.0mm の型に樹脂を射出した直後に型を 4.0mm まで開き、2倍に発泡させる。板厚が厚くなることにより剛性も

*栃木研究所

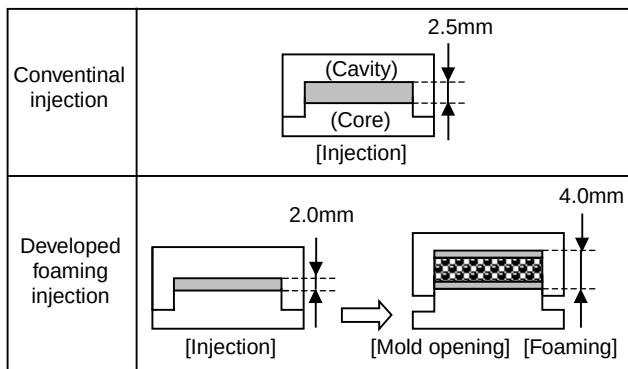


Fig.1 Molding process

高くなる。この初期板厚の薄肉化で樹脂の投入量を約20%削減することができる。

更なる軽量化を図るために、フィラを混入しない非強化のPP樹脂を選択した。フィラ含有PP樹脂の比重が0.99に対し非強化PP樹脂の比重は0.9なので低比重化により約10%の軽量化を目指した。以上の施策により理論上合計で約30%の軽量化が可能と考えた。

2.3. 剛性向上の考え方

Fig.2 に非強化及びフィラ含有のPP樹脂の重量(1m²当たり)と最大曲げ荷重との関係を示す。製品の剛性を評価するとき、試験片50mmの三点曲げの最大曲げ荷重や曲げ弾性勾配で比較している。従来のドアトリム基材として使用している厚さ2.5mmのフィラ含有PP板の最大曲げ荷重110N/50mmを目標とした。

非強化PPのソリッド品で同等の剛性を出すためには、板

Thickness (mm)	2.0	2.5	3.0
Filler	△	▲	◆
Non-filler	○	●	

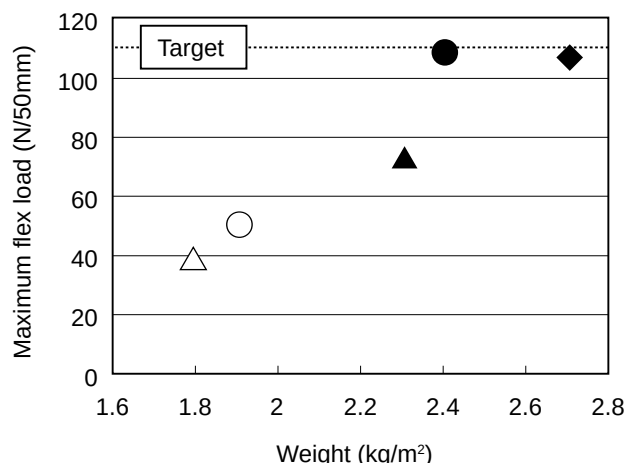


Fig.2 The relationship between weight and maximum flex load

厚を3mmにしなければならないので、重量は大きくなってしまふ。発泡PP樹脂を用いて板厚2.0mm相当の樹脂量で110N/50mmの最大曲げ荷重を得ることを目指した。

2.4. 衝撃性の考え方

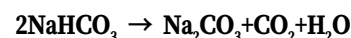
ドアトリム基材として求められる衝撃性としては、低温衝撃性(面衝撃)がある。-30℃中で落球試験を行い基材の割れやクラックがなければ合格である。ただし、これは製品でのテストになるため、これをテストピースで置き換えるデュポン衝撃試験(面衝撃試験)で従来のドアトリム基材のテストを実施した。厚さ2.5mmのフィラ含有PPのデュポン衝撃試験結果は、常温で5J、-30℃中で1Jであった。よって、これを衝撃性の目標とした。

3. 材料仕様

3.1. 材料仕様の選定

3.1.1. 発泡剤

発泡剤は発泡倍率が高く、発泡セルが均一であり、有害なガスを発生しないタイプが理想である。既存の発泡剤は吸熱タイプと発熱タイプに大別される。前者は炭酸水素ナトリウムが代表的であり、吸熱反応により炭酸塩と炭酸ガスを発生する。反応式を下記に示す⁽¹⁾。



吸熱タイプの発泡倍率は2倍弱であり発泡力が若干不足するが、比較的発泡セルは均一である。

後者の発熱タイプはアゾジカルボンアミド(ADCA)が代表例であり、発熱反応によりアンモニアガスを発生するため、金型腐食や作業環境の悪化などの懸案がある。また、発泡倍率は2倍以上が可能だが、発泡セルの不均一な点が見られる。以上の2タイプを総合的に判断した結果、吸熱タイプを選択した。

基材を形成するPP樹脂と発泡剤はあらかじめ混練すると熱分解反応を起こし発泡してしまうので、成形工場で扱いやすいようにマスターバッチ化した。

吸熱タイプの発泡限界の2倍と軽量化効果が得られる初期板厚2mmの設定で得られた発泡成形品の板厚は約4mmで比重が約0.6であった。

3.1.2. 基材形成用PP樹脂の仕様

樹脂投入量を削減するために金型クリアランスを小さくしているので樹脂材料の流動性が低いと金型全体に行き渡る前に樹脂の固化が始まり、ショートショットが発生してしまう。そのためにも流動性を高くする必要があった。

実際にどのくらいの流動性が必要なのかドアの試作型を使用して流動性を見極めを行った。従来の射出成形に使われている樹脂の流動性はメルトフローレート約20g/10minであるが、この樹脂ではショートショットが発生してしま

い製品として満足できなかった。流動性を上げていき70g/10minの樹脂で満足した製品が得られたのでこれを基本仕様とした。

また、非強化の基材PP樹脂を使用しているための剛性不足の懸念と、発泡による衝撃性低下の懸念があったので、双方のバランスを図りながらPP樹脂の選定を行った。その結果をFig.3に示す。発泡剤の添加量を3%及び5%とし、0%、10%、20%の各ゴム添加量で剛性と衝撃性の関係を確認した。剛性の目標である最大曲げ荷重110N/50mmを満足させるには、発泡剤が3%以上必要であった。また、基材PP樹脂を流動性の高い樹脂にしているため衝撃性が低下していたので、ゴムを添加して改善を行った。ゴムを20%添加することにより目標であるデュポン衝撃値5Jを達成できた。以上の結果より基材形成用PP樹脂は発泡剤を3%以上ゴムを20%以上添加した仕様とした。

上記の材料仕様で得られた発泡品の断面写真をFig.4に示す。上下にスキン層が形成され、間に均一な発泡セルの発泡層が見られる。物性をTable 1に示す。

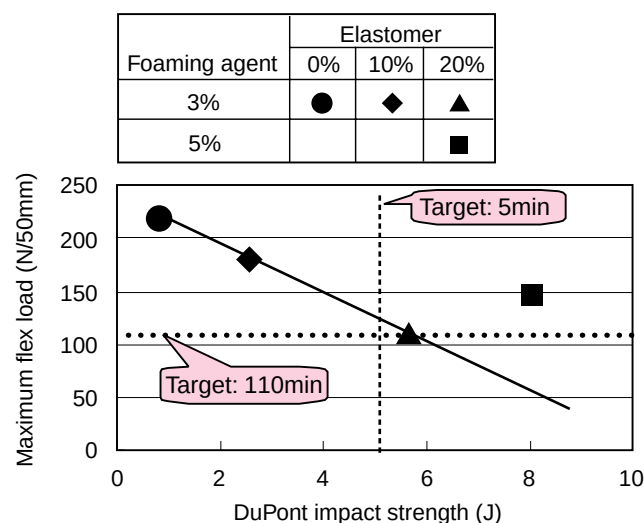


Fig.3 Stiffness and impact absorption of foamed product

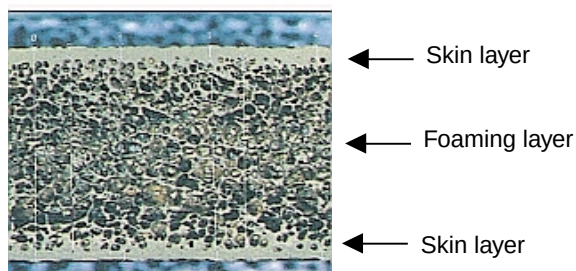


Fig.4 Cross section

Table 1 Typical properties

Properties		Typical value
Melt flow rate 230°C × 21.2N		73g/10min
Specific gravity		0.61
DuPont impact strength	23°C	9J
	-30°C	1.5J
Tensile yield strength		10.9MPa
Tensile elongation at break		16%
Maximum flex load		113N
Flex modulus incling		92N/cm
Flammability		19mm/min
Fogging value		2.30%

3.2. 生産技術

3.2.1. 成形条件

発泡成形は射出後に一度型を開いて発泡させる工程が入るのが特徴である。Fig.5の金型動作に沿って工程を説明する。まず、型締めめの工程までは通常の射出圧縮成形と同じであり、PP樹脂の射出完了後に可動側の型を数mm開く。これを一次型開きと言う。この工程で樹脂を発泡させ冷却工程に入る。最後に型を開いて製品を取り出す。

この一次型開きの条件が成形品に与える影響が大きいのので成形条件の確認を行った。射出開始の型の位置、一次型開きの速度と型保持時間などで発泡倍率、板厚、スキン層の厚みなどが変動する。例えば、射出開始を型開き量20~30mmで開始し型保持時間を長く取ると、スキン層が厚くなり発泡層の樹脂温度が上がらず十分に発泡しなくなり製品板厚は薄くなる。また、射出後の型閉め時間を短くすると、スキン層が薄くなり発泡層が十分に発泡するので製品板厚が厚くなる。

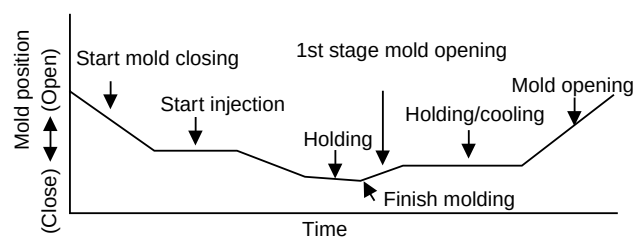


Fig.5 Molding cycle

3.2.2. 一次型開きの影響

一次型開きが発泡状態に与える影響を検証した結果を報告する。一次型開き速度によるスキン層厚みと発泡セル径への影響をFig.6及び7に示す。速度は0.5mm/sec以上で試験した。速度が高いほどスキン層は薄く、発泡セル径も大きくなるのがわかる。型開き速度が高くなると型の動きに樹脂の表層が追いつけず、型と樹脂表層との間に空間

ができ、圧力が低下し発泡しやすくなる。その結果、発泡セルが大きくなる。ただし、高すぎると発泡セルにセル破壊が発生しきれいな独立気泡とならない。また、速度が遅い場合は、型と樹脂表面が常に接しているため、スキン層の固化が進み厚くなる傾向が見られる。

次に型閉め保持時間の影響を Fig.8, 9 及び 10 に示す。保持時間がある一定時間を超えるとスキン層が厚くなって発泡倍率が低下し、その結果、発泡しにくくなり製品板厚が下がると推測される。スキン層が厚くなると、発泡層の樹脂温度が下がり発泡が充分に行われなくなるので、型閉め保持時間は1～2秒が良好であった。

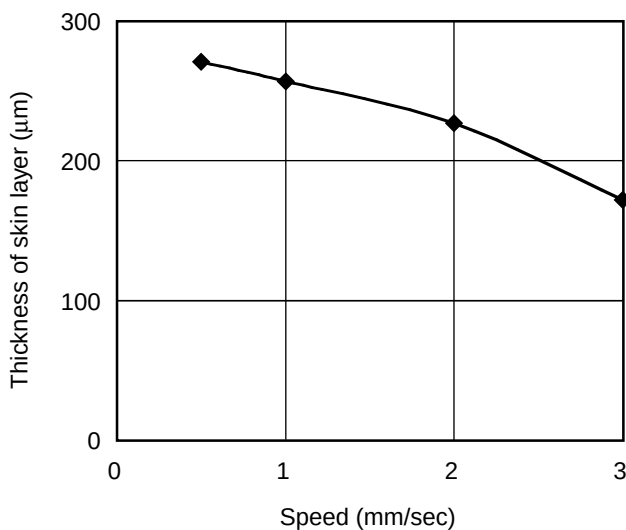


Fig.6 Primary mold opening speed and thickness of skin layer

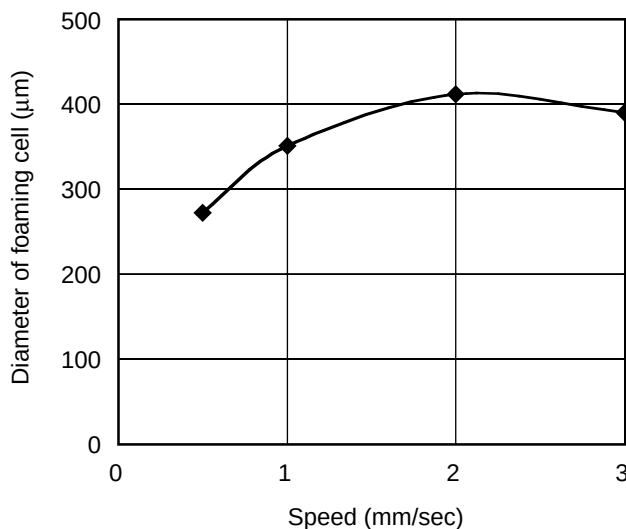


Fig.7 Primary mold opening speed and foaming cell size

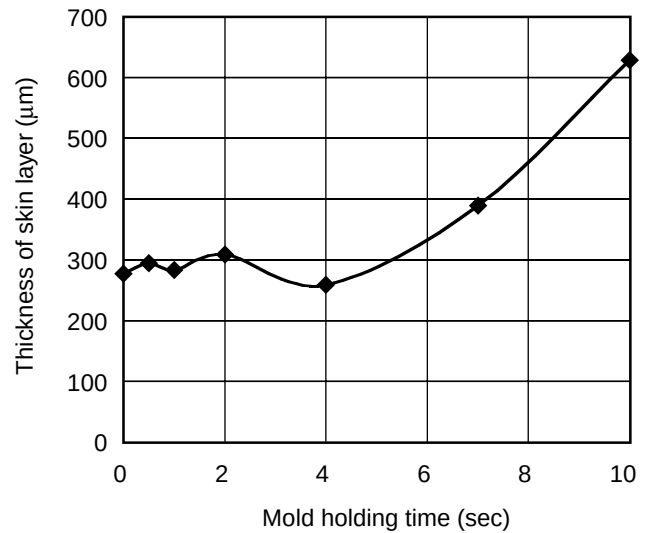


Fig.8 Mold holding time and thickness of skin layer

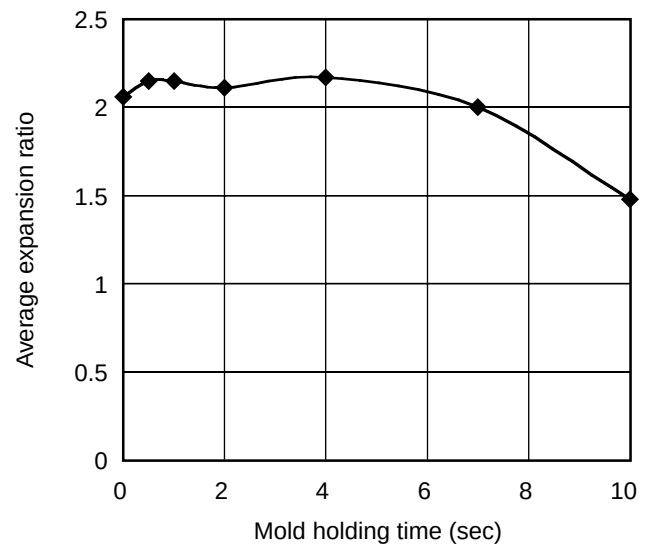


Fig.9 Mold holding time and foaming magnification

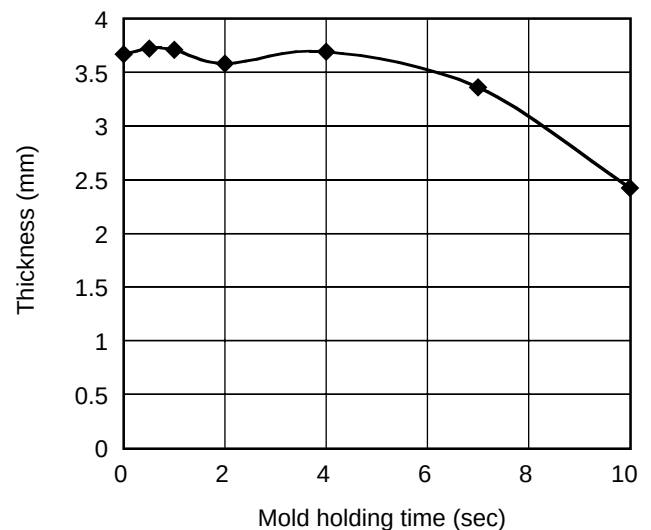


Fig.10 Mold holding time and product thickness

3.2.3. 布地はり込み条件

今回開発した発泡PP樹脂を採用したドアトリムは布地を同時にはり込む仕様なので、布地はり込みと発泡状態の検証も行った。通常の射出圧縮成形での布地はり込みでは、樹脂の熱と圧力により布地がダメージを受けると、立毛している繊維が倒れて白ぼけて見える。しかし、発泡成形の場合射出完了後すぐに一次型開きを行うため、布地へのダメージが低減されるので有利であることが分かった。

また、布地はり込みの場合、樹脂と金型の間に布地が入るので可動型側には明確なスキン層が形成されない。しかし、布地の中に染み込んだ樹脂がスキン層の代用をしているので剛性は確保されている。Fig.11 に布地はり込み品の断面写真を示す。布地に染み込んだソリッド層が確認できる。

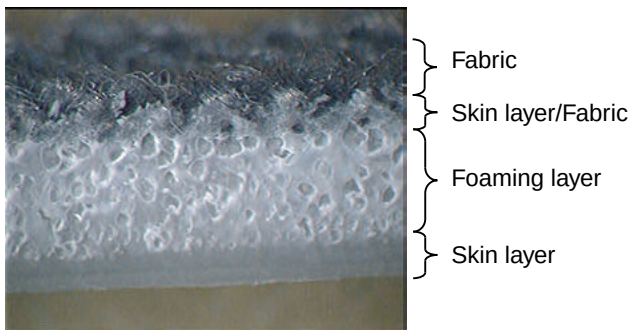


Fig.11 Cross section of product

4. 部品性能

4.1. 剛性

発泡PPで成形したドアトリムでの各種剛性テストを行ったが、特に問題なく部品性能を満足していた。

静的荷重テストにて各部位のたわみ量を測定した。直径30mmの押しジグで10kgの荷重を掛け測定した結果、いずれの場所においても規格を満足していた。アームレストの垂直方向に繰り返し荷重を掛けたり、破壊荷重を測定したがいずれも規格を満足していた。発泡成形の場合、垂直面は発泡しないのでソリッド品と同等の剛性になる。

4.2. 耐衝撃性能

自動車の使用領域として考えられる低温雰囲気中(−30℃)でドアパネルに取り付けたドアトリムに1kgの鋼球を30cmの高さから落とし割れやクラックの発生の有無で評価した。その結果、ドアトリムに割れやクラックの発生は見られず、従来品と同等の衝撃性能が確認された。

また、側突テストにおいても基材の割れなどの発生も無く、要件を満足していた。

4.3. 環境温度条件による変形挙動の確認

環境の温度変化に対する発泡基材の影響を確認した。サイクル条件は、熱間(80℃で4時間)、冷間(−30℃で4時間)、湿度(50℃/95%RHで4時間)、冷間(−30℃が4時間)を1サイクルとし5サイクル行う。5サイクル実施後の常温戻し時で最大約1mmの隙間が発生したが、外観商品性としては問題ないレベルであり変形等の不具合も見られなかった。また、成形後の二次発泡などの事象も見られなかったのでドアトリム基材としての性能は満足していると判断した。

5. まとめ

車体の軽量化技術として、ドアトリム用基材の発泡PP材を開発した。発泡剤の配合比や基材形成用PP樹脂の衝撃性向上などの材料開発と共に生産技術についても検討を行い発泡成形技術を確認した。本開発で得た成果を以下に示す。

- (1) マスタバッチ化された吸熱タイプの発泡剤は、2倍の発泡倍率で均一な発泡セルが得られることが分かった。
- (2) 基材形成用PP樹脂を高流動化し薄肉成形を可能にした。
- (3) 後添ゴムを10～20%添加すれば、高流動化により低下した衝撃性が向上することが確認された。
- (4) 約2倍に発泡した製品ではフィラ含有PPと同等の剛性が得られた。
- (5) 一次型開きの条件は発泡倍率、スキン層の厚み、板厚に影響を与える重要な因子であることが分かった。

今回の発泡PP樹脂を用いたドアトリム基材を採用した車両は1台当たり400gの軽量化効果が得られた。これはフィラ含有PPに比べ約25%の軽量化になる。

6. 謝辞

本開発を遂行するに当たり、樹脂材料の改良検討、部品の試作などに多大なる御協力を頂いた日本ポリケム(株)、日泉化学(株)の関係者の方々に深く感謝の意を表します。

7. 参考文献

- (1) 市川建次:発泡剤, プラスチックスエージ, 1991, 6月号, p.159 (1991)

■著 者■



正田 賢次

社外発表(2000. 1～2000. 6)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 1. 1	日本金属学会／まてりあ／ 第39巻, 第1号	軽量化に向けての自動車材料技術	吹沢 一徳 小池 精一 柴田 一雄	(株)山田製作所 栃木研究所 栃木研究所
2000. 1.15	自動車技術会／JSAE Review ／Vol.21, No.1	The Research of Zero Level Emission Vehicle Using Gasoline Engine: Efficient Method for Using the Hybrid Catalyst and EHC	岸 則行 菊池 伸一 海保 英夫 林 直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		An Automotive Lateral Controller Based on Generalized Predictive Control Theory	堀内伸一郎 玉造 敏之 納富 信也	日本大学 日本大学 栃木研究所
2000. 1.26	鉄道総合研究所／RRR (Railway Research Review) ／第57巻, 第1号	高速走行時における車速／車間制御シス テムインテリジェントハイウェイクルーズ コントロール(IHCC)	藤田 泰彦 萩野 茂典 菊池 隼人 大崎 正滋	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000. 1.28	電気化学会／電気化学セミ ナー1／(東京)	本田における燃料電池開発の現状と最適化 手法	鴻村 隆 割石 義典	栃木研究所 栃木研究所
2000. 2. 4	溶接学会マイクロ接合委員 会／第6回エレクトロニク スにおけるマイクロ接合・ 実装技術シンポジウム／ (横浜)	電装部品におけるPbフリーハンダ実装の 研究－Pbフリーハンダの信頼性－	大村 淳一 森山 正人 木暮 敏 陶山 光典 功力 蕃 鈴木 健司	栃木研究所 栃木研究所 (株)ミツバ (株)ホンダロック 東洋電装(株) (株)ネステック
2000. 2.17	自動車技術会九州支部／ 九州支部講演会／(福岡)	ハイブリッドカー・ホンダ『インサイト』の 開発	福尾 幸一	栃木研究所
2000. 2.18	Technical University of Berlin/Invited talk for the “Neural computation day”/ (Berlin, Germany)	Architecture of Intelligent Systems	Edgar Koerner	HONDA R&D EUROPE
2000. 2.19	東京電機大学／生体機構 制御研究会設立1周年記念 シンポジウム／(東京)	ホンダ・ヒューマノイド・ロボットの研究 経緯と今後について	大原 仁	和光基礎技術研究センター
2000. 2.20	日本金属学会／まてりあ／ 第39巻, 第2号	環境負荷を軽減したPbを含まない燃料タン ク用新めっき鋼板の開発	真木 純 伊崎 輝明 布田 雅祐 大森 隆之 滝川 和則	新日本製鐵(株) 新日本製鐵(株) 新日本製鐵(株) 新日本製鐵(株) 栃木研究所
2000. 2.25	自動車技術会中部支部／ 第49回自動車技術講習会／ (刈谷)	モータアシスト式ハイブリッド自動車用 パワートレインの開発	佐藤 浩光 青木 薫 梶原 滋正 山本 善夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000. 2.29	日本塗装技術協会／塗装 工学 2000／Vol.35, No.2	自動車ボデー用素材の動向	東 雄一	栃木研究所
2000. 3. 1	プラスチック成形加工学会 ／成形加工 2000年3月号／ 第12巻 3号	発泡樹脂による軽量化ドアライニング基材 の開発	疋田 賢次	栃木研究所
	日本トライボロジー学会／ トライボロジスト／Vol.45, No.6	金属ベルト式CVTの伝動メカニズムと今後 の展開	金原 茂 藤井 透	栃木研究所 同志社大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 3. 1	日本機械学会／講習会 「次世代環境調和型エンジン 技術」／(東京)	モータアシスト式ハイブリッド自動車用 パワートレインの開発	佐藤 浩光 青木 薫 梶原 滋正 山本 善夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000. 3. 6 ～ 9	SAE/2000 International Congress & Exposition/ (Detroit, USA)	A Quick Warm-Up System During Engine Startup Period Using Adaptive Control of Intake Air and Ignition Timing	上野 将樹 安井 裕司 赤崎 修介 岩城 喜久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		The Secondary O ₂ Feedback Using Predication and Identification Type Sliding Mode Control	安井 裕司 赤崎 修介 上野 将樹 岩城 喜久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		L4-Engine Development for a Super Ultra Low Emissions Vehicle	北川 浩 三部 敏宏 岡松 和則 安井 裕司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		A New Concept for Occupant Deceleration Control in a Crash	本澤 義樹 亀井 孝博	栃木研究所 栃木研究所
		Development of the High-power, Low-emission Engine for the“ Honda S2000 ”	乙部 豊 川口 仁 上嶋 英夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of Valve Seat Material for Gas Fueled Engine	佐藤 克明 緑川 輝明 高橋 輝夫 大重 公志	栃木研究所 栃木研究所 日本ピストンリング(株) 日本ピストンリング(株)
		A New Heat Resistant Magnesium Alloy for Oil Pan	小池 精一 鷺頭 和裕 馬場 剛志	栃木研究所 栃木研究所 和光基礎技術研究センター
		The Development of a High Efficient Lean NOx Catalyst for a Lean Burn Engine	大野 弘志 鷹嘴 年克 高岡 伸明 杉浦 賢司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		A Vibration Transfer Reduction Technique, Making Use of the Directivity of the Force Transmitted from Road Surface to Tire	皆川 正明 二宮 次郎 中原 淳	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Cyclic Variations of Initial Flame Kernel Growth in a Honda VTEC-E Lean-Burn Spark-Ignition Engine	P.G.Aleiferis A.M.K.P.Taylor J.H.Whitelaw 石井 清 浦田 泰弘	インペリアル大学 インペリアル大学 インペリアル大学 栃木研究所 栃木研究所
		Shifting Mechanisms and Variation of Frictional Coefficients for CVT Using Metal Pushing V-belts	藤村 修 金原 茂 大窪 和也 藤井 透	同志社大学 栃木研究所 同志社大学 同志社大学
		Measurement of Ambient Roadway and Vehicle Exhaust Emissions - An Assessment of Instrument Capability and Initial On-road Test Results with an Advanced Low Emission Vehicle	Timoth J. Truex Benjamin Knight 林 直義 岸 則行 鈴木 典男	University of California HONDA R&D AMERICAS 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 3. 6 ～ 9	SAE/2000 International Congress & Exposition/ (Detroit, USA)	Development of an On-Board Analyzer for Use on Advanced Low Emission Vehicles	Jeff Jetter Shinji Maeshiro 八長 盛二 Robert Klebba	HONDA R&D AMERICAS HONDA R&D AMERICAS 栃木研究所 Nicolet Instrument Corp
		Trends in Engine Valve Development for Automobiles and Motorcycles	桶谷 裕之 石田 正雄 野田 俊治 植田 茂紀 桐山 幹夫	朝霞研究所 朝霞研究所 大同特殊鋼(株) 大同特殊鋼(株) 日鍛バルブ(株)
		Relationship between Occupant Constraint System and Injury Criteria	矢島 秀起 野崎 敦敬 于 強 白鳥 正樹	和光基礎技術研究センター 横浜国立大学 横浜国立大学 横浜国立大学
2000. 3. 7 ～ 9	DARATECH/Product Process Management CAD/ CAM, CAE 2000/ (Boston, USA)	Hope for 3D CAD in the 21st Century	上田 宏	栃木研究所
2000. 3.14	自動車技術会／新開発エンジンシンポジウムNo.03-00／(東京)	モータアシスト式ハイブリッド車専用リークバーンエンジンの開発	三浦 啓二 青木 薫 中山 幸夫 梶原 滋正	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000. 3.16	日本音響学会／平成12年春季研究発表会／(船橋)	H ∞ 制御を用いたフィードバック能動騒音制御系の設計と消音実験	足立 修一 小川 倫哉 高橋 彰 佐野 久	宇都宮大学 宇都宮大学 栃木研究所 栃木研究所
2000. 3.17	運輸低公害車普及機構／環境低負荷型の都市交通物流システム研究会／(横浜)	ホンダ・ハイブリッドカー「インサイト」の開発	梶原 滋正	栃木研究所
2000. 3.22	自動車技術会／未来に向かう電気自動車技術－燃料電池車、ハイブリッド車を中心にして－No.04-00シンポジウム／(東京)	モータアシスト式ハイブリッド自動車用パワートレインの開発	島田 裕央	栃木研究所
2000. 3.28	Haus Der Technik/ Pkw-Lenksysteme im Jahr 2000/ (Essen, Germany)	EPS (Electric Power Steering) System for Honda Accord	清水 康夫 渡辺 勝治 杉野 光生	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000. 3.29	電子情報通信学会／エレクトロニクスソサイエティ／(広島)	二足歩行ロボットの開発と将来	平井 和雄	和光基礎技術研究センター
	Elsevier/Applied Mathematics and Computation/No.111	Hypothetical Reasoning and Brainware	辻野 広司 Edgar Koerner 近藤 宏	和光基礎技術研究センター HONDA R&D EUROPE 和光基礎技術研究センター
2000. 3.29 ～ 31	日本金属学会／春期大会／(横浜)	自動車におけるマグネシウムの適用の現状と展開	川辺 剛 椎名 治男 大谷 忠司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		デジタルプロトタイピングを具現化する設計支援技術の動向と将来	川崎 聡志 吉田夕貴夫 櫻田 守 石川 晴雄	栃木研究所 関東自動車工業(株) 日野自動車(株) 電気通信大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 3.30	軽金属学会／軽金属学会誌 Vol.50, No.3	自動車用アルミニウムハイブリッドボディ の開発	佐藤 正和 安永 晋拓 斉藤 政昭 井出籠 隆 木山 啓	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株)
2000. 4. 1	自動車技術会／自動車技術 ／ Vol.54, No.4	ハイブリッド自動車用コンパクトCVTの 開発	角 誠 藤本 修一	栃木研究所 栃木研究所
2000. 4.15	自動車技術会／自動車技術 会論文集／ Vol.31, No.2	レーン・フォローイング・アシスタンス・ システムによる精神負荷の低減効果	谷田 公二	栃木研究所
	自動車技術会／JSAE Review ／Vol.21, No.2	Thermal Behavior Analysis of Nickel Metal Hybrid Batteries for Electric Vehicles	佐藤 登 八木 一彦	栃木研究所 栃木研究所
		Reducing the Effects of Driving Fatigue with the Adoption of a Lane Following Assistance System	谷田 公二	栃木研究所
		Development of Oxygen Sensor for Compressed Natural Gas Engine	久保田 宏 藤田 博之 大川 哲平 水谷 昭夫	栃木研究所 栃木研究所 日本特殊陶業(株) 日本特殊陶業(株)
		Development of a New Six-speed Manual Transmission	北島 恭司	栃木研究所
2000. 4.19	自動車技術会／構造形成専 門委員会 シンポジウム／ (東京)	デジタルプロトタイピングを具現化する 設計支援技術の動向と将来	川崎 聡志 吉田夕貴夫 櫻田 守 石川 晴雄	栃木研究所 関東自動車工業(株) 日野自動車(株) 電気通信大学
2000. 4.20	Ministry of Education, National Science Council/ 3rd International Conference on TCD/(Taipei, Taiwan)	R&D Management System in Product Development	小池 精一	栃木研究所
	日本陸用内燃機関協会／ LEMA／No.459	一人乗り四輪コムータ用ハイブリッド システムの開発	鈴木 修 林 徹	朝霞研究所 朝霞研究所
2000. 4.21	日本能率協会／2000 バッテリー技術シンポジ ウム／(幕張)	世界No.1低燃費車「インサイト」の開発	福尾 幸一 藤村 章 斉藤 政昭 角田 和彦 山本 善夫	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
2000. 4.26 ～ 28	ACDM2000/Fourth inf. Conf. On Adaptive Computing in Design and Manufacture/ (Plymouth, UK)	Optimization of a Stator Blade Used in a Transonic Compressor Cascade with Evolution Strategies	Markus Olhofer 有馬 敏幸 園田 豊隆 Bernhard Sendhoff	HONDA R&D EUROPE 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター HONDA R&D EUROPE
2000. 5. 1	高分子学会／高分子学会誌 ／Vol.49, 5月号	超低燃費車用軽量アルミニウムボデー および樹脂外板の開発	斉藤 政昭 伊藤 祐邦 安永 晋拓	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	通産省／通産ジャーナル／ Vol.33, No.5	ホンダにおける燃料電池車の開発状況	松尾 史朗	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 5. 5	Austrian Society of Automotive/Vienna Engine Symposium/(Vienna, Austria)	NOx Elimination Performance of a Mixed Metal Oxide Type De-NOx Catalyst for Lean Exhaust Gas	小豆畑 茂 山下 寿生 向尾 昭夫 飯塚 秀宏 黒田 修 奥出幸二郎 大野 弘志 鷹嘴 年克 高岡 伸明	(株)日立製作所 (株)日立製作所 (株)日立製作所 (株)日立製作所 (株)日立製作所 (株)日立製作所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2000. 5.10	日本工学教育協会／連合講演会／(東京)	ホンダインサイトの開発	福尾 幸一 藤村 章 斉藤 政昭 角田 和彦 山本 善夫	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
2000. 5.11 ～ 12	IEEE/IEEE Symposium/ (San Antonio, USA)	Optimization of Neural Networks for Problem Classes	Michael Husken Jens Gayko Bernhard Sendhoff	Ruhr-Universitat Bochum Ruhr-Universitat Bochum HONDA R&D EUROPE
2000. 5.13 ～ 14	軽金属学会／第98回 春期大会／(富山)	鋳物屑を原料とした展伸材用アルミ合金の開発	大山 耕史 戸次洋一郎 林 登	古河電気工業(株) 古河電気工業(株) 栃木研究所
		カーエアコン用アルミニウム製コンデンサの腐食試験方法	多田 清志 小堀 一博 植木 光彦	昭和アルミニウム(株) 昭和アルミニウム(株) 栃木研究所
2000. 5.15 ～ 17	SAE/2000 SAE Automotive Dynamics & Stability Congress/(Troy, USA)	A Vibration Transfer Reduction Technique Making Use of the Directivity of the Force Transmitted From Road Surface to Tire	皆川 正明 二宮 次郎 中原 淳	HONDA R&D EUROPE 栃木研究所 栃木研究所
	日本トライボロジー学会／トライボロジー会議2000春／(東京)	押しブロック式CVTのベルトプーリ間摩擦係数の評価方法	金原 茂	栃木研究所
2000. 5.21 ～ 23	International Magnesium Association/IMA2000/(Vancouver, Canada)	New Creep-Resistant Magnesium Alloy for Automobile Engine Components	小池 精一 鷲頭 和裕 久保田耕平 野坂 洋一	栃木研究所 栃木研究所 三井金属鉱業(株) 三井金属鉱業(株)
2000. 5.24 ～ 25	日本防菌防黴学会／第27回 年次大会(東京)	電解条件と電解水の性状	宮下 公一 永野 敬二	朝霞東研究所 朝霞東研究所
2000. 5.24 ～ 26	自動車技術会／学術講演会 春季大会(横浜)	温熱感覚の生理指標－車室内環境技術専門委員会活動報告－1－	谷口 洋介 石田 修 田島克一郎 松永 和彦 松野 孝充 矢野 輝明 安井 清登	(株)豊田中央研究所 栃木研究所 カルソニック(株) いすゞ自動車(株) トヨタ自動車(株) マツダ(株) 三菱重工業(株)
		温熱感指標の変遷と今後－車室内環境技術専門委員会活動報告－2－	石田 修 谷口 洋介 田島克一郎 松永 和彦 松野 孝充 矢野 輝明 安井 清登	栃木研究所 (株)豊田中央研究所 カルソニック(株) いすゞ自動車(株) トヨタ自動車(株) マツダ(株) 三菱重工業(株)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 5.24 ～ 26	自動車技術会／学術講演会 春季大会(横浜)	生理指標、温熱指標による車室内温熱感覚 評価－車室内環境技術専門委員会活動報告 －3－	田島克一郎 谷口 洋介 石田 修 松永 和彦 松野 孝充 矢野 輝明 安井 清登	カルソニック(株) (株)豊田中央研究所 栃木研究所 いすゞ自動車(株) トヨタ自動車(株) マツダ(株) 三菱重工業(株)
		ドライバーアシストシステムがドライバー に与える影響と効果の研究	田中 潤 石田真之助 川越 浩行 近藤 聡	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		音響・振動工学と人間工学の接点 －2005年B2適用・応用技術グループの活動 報告－	佐野 久 杉田 洋 柏倉 健 新井 進 佐藤 直人 小川 清一 藤田 進 橋本 竹夫 若林 克彦	栃木研究所 トヨタ自動車(株) スズキ(株) 日野自動車工業(株) (株)スバル研究所 関東自動車工業(株) ヤマハ発動機(株) 成蹊大学 国土館大学
		空調シミュレーションの実用化手法 1 －外気導入時の室内温熱環境に影響を 及ぼす車体条件－	藤田 明浩 金丸 純一 有城 朗子 尾関 義一	栃木研究所 栃木研究所 旭硝子(株) 旭硝子(株)
		空調シミュレーションの実用化手法 2 －実験室人工日射、屋外太陽日射条件に おける車室内到達日射量の数値計算－	尾関 義一 有城 朗子 藤田 明浩	旭硝子(株) 旭硝子(株) 栃木研究所
		ハイブリッド自動車用CVTの油圧制御 および電子制御システム	藤川 敦司 青木 昌平	栃木研究所 栃木研究所
		拘束率によるエキゾーストマニフォールド の熱疲労寿命評価	中田 真 石井 和夫 榎本 勝 高橋 伸一 小西 康則	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
		シリーズハイブリッド車におけるエネル ギー効率の改善	青柳 暁 長谷川祐介 米倉 尚弘 阿部 浩之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		モーターアシスト式ハイブリッドシステム の制御	落合 志信 内堀 憲治 鶴見 隆史 原 一広	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		ハイブリッドカー用薄型DCブラシレス モータの開発	嶋田 明吉 小川 博久 中島 稔	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 5.24 ～ 26	自動車技術会／学術講演会 春季大会(横浜)	将来の振動騒音技術者のニーズとシミュレーション技術	高橋 一樹 見坐地 一人 山本 勝彦 長松 昭男 大原 司 古本 昌司 畑 英幸 角田 鎮男 荻上 英樹	ヤマハ発動機(株) 栃木研究所 トヨタ自動車(株) キャテック(株) マツダ(株) (株)スバル研究所 MMCコンピュータサーチ(株) キャテック(株) 関東自動車工業(株)
		Development Introduction of Aerodynamic Drag Reduction in Low Fuel Economy Car	今安 道治	栃木研究所
		Objective Description of the Optimum Interior Sound Character of Sports Cars	Franz.K.Brandl 石井 康夫 山下 剛 Siegmond Thomann Werner Biermayer	AVL List 栃木研究所 栃木研究所 AVL List AVL List
		リップ構造を持つ樹脂部品に対する衝突解析技術の研究(第2報)ー有限要素モデル化の違いが変形挙動と応答荷重に与える影響ー	松浦 範和 鈴木 淳滋 青木 雅司 中村 康範 仲町 英治	栃木研究所 スズキ(株) 豊田合成(株) 大阪産業大学 大阪工業大学
		排気系の低騒音・高出力化予測技術の研究	渡辺 哲史 石井 豪 秋山 英和	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		車室内に呈示された情報の視認行動と運転操作の関係	麻生 勤 紙谷 博之 伊藤 肇	日本自動車研究所 栃木研究所 矢崎総業(株)
		二輪車用単気筒エンジンの密封式クランクケースシステムの開発	工藤 修 志村 康雄 寺田 幸司 犬丸 信明	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		ライディングシミュレータの開発とその経緯	宮丸 幸夫 青木 克仁 山崎 五郎	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Magic Formula タイヤモデルを用いた二輪車の安定性解析	手塚 良孝 石井 秀文 清田 悟	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		耐衝突安全性に対する自動車のフロント構造及び乗員安全装備の最適設計	小泉 直也 矢島 秀起 于 強 白鳥 正樹	横浜国立大学 和光基礎技術研究センター 横浜国立大学 横浜国立大学
2000. 5.25	日本機械学会／エンジンシステム部門 ニュースレター／No.25 May 2000	ホンダモーター式ハイブリッドパワートレイン	豊田 泰弘 加茂 智治	栃木研究所 栃木研究所
2000. 5.26	自動車技術会／がくじけんフェスタ2000 特別講演会(横浜)	インサイトの開発にあたって	福尾 幸一	栃木研究所
	日刊工業新聞社／2000年テクノピア併催セミナー／(大阪)	金属射出成形法(MIM)による自動車エンジン部品の開発	神山 敏宏 佐藤 利行	栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 5.27	日本塑性加工学会／平成12年度(第35回)日本塑性加工学会賞「技術開発賞」受賞講演(東京)	アルミニウム焼結合金コネクティングロッドの開発	四方 英雄 浦田 秀夫 酒井 純 石島 善三 橘 秀史 市川 淳一	日立粉末冶金(株) 朝霞東研究所 日立粉末冶金(株) 日立粉末冶金(株) 日立粉末冶金(株) 日立粉末冶金(株)
2000. 5.29	高分子学会／第49回高分子学会年次大会／(名古屋)	ゴムの電歪挙動(Ⅲ)	井上 真一 内田 幸次 浅井 清次 岡本 弘 加川 和宏 服部 達哉	愛知工業大学 愛知工業大学 愛知工業大学 愛知工業大学 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2000. 6. 1	(株)プラスチックス・エーじ／プラスチックスエーじ Vol.46 June	自動車用途におけるアロイ化技術とその加工技術	竹内 淳 木村実基彦 中井 秀 三上 武 小林 哲	栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株) 本田技研工業(株) 本田技研工業(株)
	表面技術協会／表面技術／第51巻, 第6号	溶融スズ-亜鉛めっき鋼板の開発	真木 純 伊崎 輝明 布田 雅祐 大森 隆之 滝川 和則 成田 正幸	新日本製鐵(株) 新日本製鐵(株) 新日本製鐵(株) 新日本製鐵(株) 栃木研究所 栃木研究所
2000. 6. 2	慶応義塾大学/学術シンポジウム「環境保全技術の最前線」	超低公害エンジンの開発 ～LEVからZLEVへの道のり～	岸 則行	栃木研究所
	日本鉄鋼協会／白石記念講座／(東京)	軽量化の新しい材料・部品技術開発の展開	椎名 治男	栃木研究所
2000. 6. 8	品質工学会／第8回 品質工学研究発表大会／(東京)	難削材のエンドミル加工条件の最適化	梶浦 幸生 神部 靖彦 桑原 和也	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 本田技研工業(株)
2000. 6. 9	日本マグネシウム協会／第8回マグネシウム技術研究発表会／(東京)	耐熱マグネシウム合金を適用した軽量オイルパンの開発	小池 精一 鷺頭 和裕	栃木研究所 栃木研究所
	自動車技術会北海道支部／北海道支部講演会／(札幌)	ITSの開発状況について	畑中 徹	栃木研究所
	日本鉄鋼協会／白石記念講座／(神戸)	軽量化の新しい材料・部品技術開発の展開	椎名 治男	栃木研究所
	日本塗装技術協会／環境対応の実践・ロスとの戦い「工法・素材の現状を知る」／(東京)	自動車ボデー用材料から見た環境対応	東 雄一 石橋 正人	栃木研究所 栃木研究所
2000. 6.12 ～ 15	FISITA/2000 FISITA World Automotive Congress/ (Seoul, Korea)	Analysis of the Influence on Fuel Economy by Transmission Type and the Estimation of Fuel Economy	山本 和久 青木 隆	栃木研究所 栃木研究所
		Evaluation of Thermal Fatigue Life on the Exhaust Manifold by Analysing Restraint Ratio	石井 和夫 中田 真 高橋 伸一 榎本 勝 小西 泰則	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

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2000. 6.12 ～ 15	FISITA/2000 FISITA World Automotive Congress/ (Seoul, Korea)	A New Concept for Occupant Deceleration Control in a Crash	本澤 養樹 亀井 孝博	栃木研究所 栃木研究所
		The Three-dimensional Pulsation Flow Simulation and its Application for Engine Intake and Exhaust Systems	高林 徹 保戸塚康晶 對馬 弘人	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		The Computer Simulation Process for Pedestrian Protection Structure	吉田 傑 武石 悟 榎本 光司 菊地 徹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Analysis on Steering Gain and Vehicle Handling Performance with Variable Gear-ratio Steering System(VGS)	阿部 正人 芝端 康二 鈴木 典男 佐野 彰一	神奈川工科大学 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Research of the Ultimate Cleanness of Internal Combustion Engine and the Application for Mass Production 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
		Transition of the Development of Aluminum Frame and its Future	小屋築太郎 河本 秀一 永椎 敏久 角野 祐二 千葉 幸一	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2000. 6.15	トライボロジー学会／トライボロジスト／Vol.45, No.6	金属ベルト式CVTの伝動メカニズムと今後の展望	金原 茂 藤井 透	栃木研究所 同志社大学
2000. 6.19 ～ 21	SAE/Government/Industry Meeting/(Washington D.C., USA)	An Integrated Motor Assist Hybrid System Development of the‘ Insight ’, a Personal Hybrid Coupe	中野 賢至 落合 志信 Benjamin Knight 梶原 滋正 青木 薫 佐藤 浩光	栃木研究所 栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	SAE/“ Spring ”Fuels & Lubricants Meeting & Exposition /(Paris, France)	Development of Integrated Motor Assist Hybrid System Development of the‘ Insight ’, a Personal Hybrid Coupe	黒田 恵隆 青木 薫 Benjamin Knight 梶原 滋正 佐藤 浩光 山本 善夫	栃木研究所 栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Potential of a Natural Gas Vehicle as EEV	須賀 稔之 村石 忠 Thomas Brachmann 谷田部文男	栃木研究所 栃木研究所 HONDA R&D EUROPE HONDA R&D EUROPE
		Basic Understanding of Activated Radical Combustion and Its Two-Stroke Engine Application and Benefits	石橋 羊一	朝霞研究所

本田技術研究所 論文委員会

委員長	畑中	徹	栃木研究所
副委員長	重成	呂一	朝霞研究所
編集長	鶴賀	孝廣	栃木研究所
委員	赤木	正俊	朝霞研究所
	井之川	明嗣	朝霞東研究所
	片野	博樹	栃木研究所
	加藤	幹夫	朝霞研究所
	佐藤	登	栃木研究所
	高堂	純治	和光基礎技術研究センター
	西川	正恭	和光基礎技術研究センター
事務局	青山	登志彦	栃木研究所
	工藤	賢一	和光基礎技術研究センター
	小泉	伸一	朝霞研究所
	杉本	康弘	朝霞東研究所
	渡辺	良博	栃木研究所

編集協力 朝霞研究所論文委員会
朝霞東研究所論文委員会
栃木研究所論文委員会
和光基礎技術研究センター論文委員会

編集後記

HONDA R&D Technical Review も年2回のスケジュールで発行して2年目、20世紀最終号の編集作業を終えた。創刊以来の12年間、掲載論文数の増加と共に内容の充実は言うまでもなく、社内外の認知という点でも大きな進歩を遂げたと思う。

創刊当時を振り返れば、手探りで始めた慣れない編集作業、掲載原稿のレベルを上げるため論文委員が苦勞して文章の表現を修正したことなど、懐かしく思い出され、年1回発行するのも必死だったように記憶している。

この間、論文委員会の地道な活動、関係者の努力と共に、対外発表の気運が定着して来ており、Technical Review を年2回のスケジュールで予定どおりに発行できるまでに発展して来た。また、掲載内容もグローバルな視点での環境・エネルギー問題や安全問題に関連したテーマが増加しており、社会のニーズに答えたHONDAの研究開発活動に関する記録としての役割を果たせるようになって来たと思う。

この Technical Review が、HONDA の新しい技術の世界へ発信するコミュニケーションツールから、内外の専門家と交流する場、人間社会へ貢献する技術をみがく場として、今まで以上に活用されるよう、21世紀、さらに充実させようではありませんか。

(西 川)

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.



Y. Kato