

HONDA R&D

Technical Review vol. 10

1998

HONDA R&D Technical Review

Vol.10 の発行に寄せて



1989年に、研究所技術者有志の発意で創刊された HONDA R&D Technical Review が、本田技研工業創立 50 年にあたる今年、1998 年に、めでたく Vol. 10 の発行を迎えたことを、お祝い申し上げます。

また、この 10 年、自動車を取り巻く環境が厳しさを増し、密度をたかめる業務の中で HONDA R&D Technical Review に寄稿した研究所の皆さんと編集作業を続けた皆さんの努力に敬意を表します。

ここで将来に目を向けると、地球環境への懸念の増大、顧客の要求の多様化、企業競争の国際化などから、製品の一層の性能向上のみならず、卓越したコンセプトに基づく商品の提案、環境への負荷のさらなる低減などが求められ、研究開発の重要性は、これまでになく大きくなっています。

したがって、商品では表現しきれない、私たちの思想や研究開発の過程を社外に発信し、世の専門家の客観的評価を頂く『場』と、それを通じて、一層高く幅広い将来技術を結実させて世界への『道』を提供する使命を担う、この HONDA R&D Technical Review の役割も一段と重いものになってきたと考えられます。

このような環境の変化に応えるために、今後は、内容を一層優れたものにすることは言うまでもなく、さらに、国内だけではなく世界の専門家へ向けての発信、タイミングを失わない速やかな発信、一部に偏らない幅広い専門分野からの発信が行われ、私たちの研究開発活動に関する記録としての役割も果たすことを期待します。

最後に、これまでに増して、ますます多くの研究所員が建設的に参加できるしくみを考えていただき、HONDA R&D Technical Review を一層充実させて、所期の理想に近づけていただくことをお願いいたします。

吉 野 浩 行

A handwritten signature in cursive Japanese characters, reading '吉野浩行' (Yoshino Hiroshi).

本田技研工業 社長
(前本田技術研究所 社長)

On the Publication of HONDA R&D Technical Review Vol.10



First of all, I would like to congratulate on the publication of Vol.10 of the HONDA R&D Technical Review, the 1998 Edition, which coincides with the 50th Anniversary of the foundation of HONDA Motor Co., Ltd.

The HONDA R&D Technical Review was first published in 1989 by a group of interested engineers at HONDA R&D Center. I truly admire the efforts of those R&D members who have written for the Technical Review and also those involved in the editing process for the those 10 years during which the environment surrounding the automobile industry has increasingly become severer forcing our associates to work efficiently more than ever their daily works.

Turning our eyes to the future, because of the increased concern for our global environment, diversification of customer requirements and globalized competition among the companies, it now requires not only the presentation of products of outstanding concepts and a further reduction of environmental stress, all of which emphasize the importance of our research and development activities.

Consequently, HONDA R&D Technical Review will play a more important role than ever before. Its role is to provide “ba” or a space for communication in order to receive an objective evaluation from experts around the world by presenting our philosophy and the various processes of our research and development which are not necessarily expressed in our products and by doing so, it will also provide our engineers with a “path” to the world for the realization of wider and higher level of future technologies.

To respond to the changes in our environment, I hope that the Technical Review will not only further improve the quality of its contents but also provides the experts in Japan and around the world as well with a wide range of timely and well balanced reports and that it will also assume a role of maintaining the recording of our research and development efforts.

In conclusion, I would like to ask those involved in the publication to consider establishing a system in which more engineers can constructively participate to constantly improve the content of the Technical Review and bringing it more closer to the goals and ideals set at the initial publication.

Hiroyuki Yoshino

A handwritten signature in cursive script that reads "Hiroyuki Yoshino".

**President, HONDA Motor
(Former president, HONDA R&D)**

目 次

◇ソーラカー新型「ドリーム」の紹介	北川雅史・中村忠能・春松正敏 桜庭俊典・砂田悟	1
◇新型「ドリーム」用ソーラセルモジュールの開発	中村忠久・荒晴哉・山田孝行	17
◇“ホンダ EV PLUS”用主動力モータの開発	山本恵一・坪重光 瀧澤一晃・斉藤祐司	24
◇電気自動車用ニッケル金属水素化物電池の熱挙動解析	佐藤登・八木一彦	32
◇「VFR800FI」の排気エミッション低減技術の紹介	堀池達・山田肇・大山隆 狩野宏司・阿部正彦・岩田康雄	42
◇アコード／トルネオ用 1.8L リーンバーンエンジンの開発	林有登・櫻原一雄 高林徹・遠藤太郎	49
◇98 モデル「アコード」用新型 2.3L I4 エンジンの開発	柴田光弘・岩崎浩昭・太田徹 根本昭一・宮澤宏志	58
◇98 モデル「アコード」用 2.3L I4 エンジンの振動・騒音低減技術	斉藤秀樹・櫻原一雄 根本昭一・宮下英昭	67
◇筒内現象解析用可視化エンジンの紹介	佐々木隆・吉田一夫・浦田泰弘 大野敏久・石井清	78
◇可視化技術を用いたピストントップリングのハーフスティック現象解析	明本禎洙・丸谷武志 杉原弘幸・小林弘幸	90
◇FRM ライナーシリンダブロックのピストンスラップ解析	嶽和秀・大林玲子・伊藤保 藤井誠・星野守門	98
◇鋼板製オイルパンにおける液状ガスケットのシール性解析	櫻原一雄・坂田正保・石垣匠	106
◇排気系フレキシブルジョイントの異音解析	樋口正彦・藤代正道 秋山英和・徳永道広	113
◇タイミングベルト内蔵型汎用 OHC エンジンの開発	鈴木卓・北條宏・井上聡 森山浩・藤永陽治	122

目 次

◇圧縮天然ガスエンジン用酸素センサの開発	久保田宏・細貝誠一・藤田博之 大川哲平・水谷昭夫・松崎浩	128
◇自動車用 GaAs Hall IC センサの開発	関英男・石川一郎・大根健一 岡本久順・福田一実	135
◇セグメント接着方式における自動車用湿式クラッチの摩擦特性について	三浦達人・関根登 畔上敏明・村上康則	142
◇動力伝達系における締結信頼性評価法とそのシミュレーション技術	高木良有・斎藤俊博 左久間信次・平岡昌巳	150
◇100% リサイクル可能なインストルメントパネルの開発	伊藤祐邦・本庄圭一	158
◇新ディロア内装表皮材の開発	正田賢次	166
◇スクータ車両用アルミニウムダイカストフレームボディの開発	末田健一・上田順一 伊藤浩・津田勲	171
◇ステレオカメラによる高分解能距離センサシステム	青山千秋・峯田憲一・岡田泰仕	179
◇Hybrid-IIIダミー下肢のシミュレーションモデルの開発	高橋裕公・岡本豊・菊池裕二 エドウィン シビカ・ジェフ クランドル・ウォルター ビルキー・ジョセフ ペレッティエ	189

INDEX

◇ Introduction of Solar Car New “ Dream ”	
..... Masashi KITAGAWA; Tadayoshi NAKAMURA; Masatoshi HARUMATHU	
Toshifumi SAKURABA; Satoru SUNADA	1
◇ Development of Solar Cell Module for 96Dream	
..... Tadahisa NAKAMURA; Haruya ARA; Takayuki YAMADA	17
◇ Development of Propulsion Motor for 1997 Model “ Honda EV PLUS ”	
..... Keiichi YAMAMOTO; Shigemitsu AKUTSU	
Kazuaki TAKIZAWA; Yuji SAITOH	24
◇ Heat Behavior Analysis of Nickel Metal Hydride Batteries for Electric Vehicles	
..... Noboru SATO; Kazuhiko YAGI	32
◇ Exhaust Emission Reduction System for “ VFR800FI ”	
..... Satoru HORIIKE; Hajime YAMADA; Takashi OYAMA	
Koji KANO; Masahiko ABE; Yasuo IWATA	42
◇ Development of 1.8L Lean-burn Engine for “ ACCORD/TORNEO ”	
..... Aruto HAYASHI; Kazuo SAKURAHARA	
Toru TAKABAYASHI; Taro ENDO	49
◇ Development of 2.3 Liter I4 Engine for 98 Model “ ACCORD ”	
..... Mitsuhiro SHIBATA; Hiroaki IWASAKI; Tohru OHTA	
Shoichi NEMOTO; Hiroshi MIYAZAWA	58
◇ Improvement in Noise and Vibration Performance of 2.3 Liter I4 Engine for 1998-Model “ ACCORD ”	
..... Hideki SAITOH; Kazuo SAKURAHARA	
Shoichi NEMOTO; Hideaki MIYASHITA	67
◇ Introduction of Optically Access Engine to Investigate in Cylinder Phenomena	
..... Takashi SASAKI; Kazuo YOSHIDA; Yasuhiro URATA	
Toshihisa OHNO; Kiyoshi ISHII	78
◇ Analysis of Piston Top Rings Half-Stick Phenomena by Using Optically Technology	
..... Yoshiaki AKIMOTO; Takeshi MARUYA	
Hiroyuki SUGIHARA; Hiroyuki KOBAYASHI	90
◇ Piston Slap Analysis for FRM Liner Cylinder Block	
..... Kazuhide TAKE; Reiko OHBAYASHI; Tamotsu ITO	
Makoto FUJII; Syumon HOSHINO	98

INDEX

◇ Analysis of Sealing Behavior of Fluid Sealant in Steel plate made Engine Oil Pan	Kazuo SAKURAHARA; Masayasu SAKATA; Takumi ISHIGAKI	106
◇ Analysis of Exhaust Flexible Joint Noise	Masahiko HIGUCHI; Masamichi FUJISIRO Hidekazu AKIYAMA; Michihiro TOKUNAGA	113
◇ Development of General Purpose OHC Engine with Built-in Timing Belt	Takashi SUZUKI; Hiroshi HOJO; Satoshi INOUE Hiroshi MORIYAMA; Yoji FUJINAGA	122
◇ Development of Oxygen Sensor for Compressed Natural Gas Engine	Hiroshi KUBOTA; Seiichi HOSOGAI; Hiroyuki FUJITA Teppei OOKAWA; Akio MIZUTANI; Hiroshi MATSUZAKI	128
◇ Development of GaAs Hall IC sensor for Automobile Usage	Hideo SEKI; Ichirou ISHIKAWA; Kennichi OHNE Hisanori OKAMOTO; Kazumi FUKUDA	135
◇ Friction Property of Segment Bonded Type Wet Clutches for Automatic Transmission	Tatsuhito MIURA; Noboru SEKINE Toshiaki AZEGAMI; Yasunori MURAKAMI	142
◇ Reliability Evaluation Method of Nut Tightened Condition in Power Transfer System and Simulation Technique	Yoshiari TAKAGI; Toshihiro SAITO Shinji SAKUMA; Masami HIRAOKA	150
◇ Development of 100% Recyclable Instrument Panel	Sukekuni ITOH; Keiichi HONJO	158
◇ Development of New Non Woven Dilour for Interior	Kenji HIKITA	166
◇ Development of Aluminum Die Casting Frame Body for Scooter	Kenichi SUEDA; Junichi UEDA Hiroshi ITO; Isao TSUDA	171
◇ High Resolution Range Sensor System with Stereo Camera	Chiaki AOYAMA; Ken ichi MINETA; Yasushi OKADA	179
◇ Development of Computer Simulation Model for Hybrid-III Lower Extremity	Yukou TAKAHASHI; Yutaka OKAMOTO; Yuji KIKUCHI E.M.Sieveka; J.R.Crandall; J.A.Pellettiere; W.D.Pilkey	189

ソーラカー 新型「ドリーム」の紹介

Introduction of Solar Car New "Dream"

北川 雅 史*

Masashi KITAGAWA

中 村 忠 能*

Tadayoshi NAKAMURA

春 松 正 敏**

Masatoshi HARUMATHU

桜 庭 俊 典*

Toshifumi SAKURABA

砂 田 悟*

Satoru SUNADA

要 旨

1996年10月に第四回ワールドソーラーチャレンジ(World Solar Challenge)がオーストラリアで開催された。ホンダは第三回大会に引き続いて参加し、大会新記録で二連覇を果たした。

今回、新開発したソーラカーは二人乗り車両で、主に走行抵抗、発電量、モータ効率などの性能を大幅に向上させた。また、安全面でも車両の高速化に伴い、視界の向上、四輪化などを図った。レース戦略では走行方法などを進化させ、効率の良い走行が可能となった。

ABSTRACT

The fourth World Solar Challenge (WSC) was held in Australia in October 1996. Honda challenged this race in third times, won again and established a new record.

The new solar car for 1996 WSC was developed as two seater type and greatly improved in running resistance, generated electric power, motor efficiency and others to run faster. It was also improved front view and others, and adopted four wheels to drive safely. For the racing strategy, we evolved the driving method and could drive more efficiently.

1. まえがき

ワールドソーラーチャレンジ(WSC)はオーストラリア大陸を縦断する世界最大規模のソーラカーレースとして、1987年より3年ごとに開催されてきた(Fig.1)。ホンダは1990年の第二回大会に初参加して二位となり、1993年の第三回大会では大会記録を大幅に更新し初優勝を果たした。そして1996年の第四回大会では二人乗りの新型「ドリーム」で3010kmを4日間で走破し、前回の大会記録を更新して二連覇を達成した。ここではこの新型「ドリーム」の車両技術とレース戦術について概要を解説する。

2. レース概要と主なレギュレーション

まず車両クラスに関しては、太陽電池、バッテリー、乗員数の組合わせで12クラスあり、この他にスクールクラ

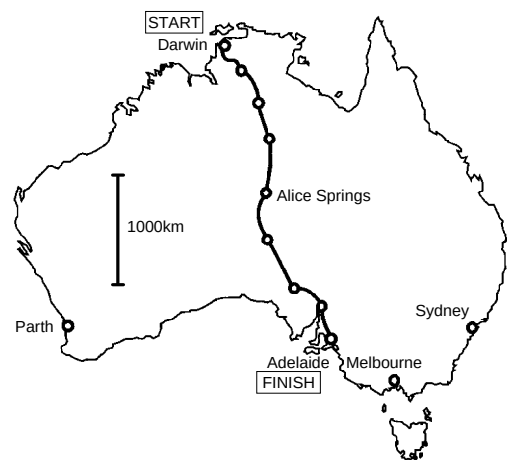


Fig.1 Race course

*栃木研究所

*＊和光基礎技術研究センター

Table 1 Vehicle class

Solar cells	• Gallium Arsenide and new type solar cells • Silicon solar cells • Amorphous solar cells
Battery	• Silver-zinc and new type batteries • Production lead acid batteries
Crew	• One-seater • Two-seater

Table 2 Battery weight

Silver-zinc and new type batteries	40kg or less
Production lead acid batteries	125kg or less
Nickel-zinc batteries	75kg or less
Nickel-cadmium/ Nickel-Iron batteries	100kg or less

ス、プライベートクラスがある (Table 1)。

車体サイズは全長 6 m 以内、全幅 2 m 以内、全高 1 ～ 1.6m の範囲で、太陽電池の貼付範囲は、一人乗りは投影面積で 8 m² 以下、二人乗りは全面に貼付可能となっている。バッテリーは今回から重量制が採用され、同一容量になるように種類別に最大積載重量が決められている (Table 2)。

乗員に関しては一人当たり 80kg とし、不足分はバラストで補う。ドライバーのアイポイントは 70cm 以上とし、一日の連続運転時間は 6 時間以内で、脱水症状防止のため、1 L 以上の飲料水の携帯が義務付けられている。

走行時の安全は、ブレーキ性能が車速 30km/h から 22m 以内で停止できること、80km/h で走行する三両連結大型トレーラとのすれ違いで安定していることとなっている。

予選は、すれ違い走行テスト時の最高速度を計測し、スタート順位が決められる。

レースの一日の走行時間は 8:00～17:00 で、停止した地点でキャンプをしながら行われる。走行時間以外にも日の出ている朝夕は太陽電池を使った充電が許されている。3010km のコースには報道と車両チェックを兼ねたメディアストップという 30 分間 (前回は 10 分間) の停止を義務付けた地点が 7 ヶ所あり、通常この時間を使ってドライバ交代、タイヤ交換、太陽電池を使った充電、サポート車両の給油などがおこなわれる。

3. 開発コンセプトと目標性能

過去のWSCにおけるレース順位は車両の平均発電量と走行抵抗のバランスで決まる車速の順序となっている場合が多い。つまり車両の性能でレース結果がほぼ決まってしまうため、確実に優勝するには、

- (1) 有力チームの進化を予測し、目標性能をできるだけ高く設定する。
- (2) 定めた個々の目標値を守り切り、目標性能通りの車両を製作する。
- (3) エネルギーロスを少なくし、天候の変化に応じて車両の性能を 100% 発揮できるレース戦略・体制を作る。

の三要素を妥協することなく行うことが重要である。

過去の大会の上位入賞車は全て一人乗りクラスであり、その走行抵抗と太陽電池の発電量は回を重ねるごとに進歩している¹⁾²⁾。中でも 1993 年度の「ドリーム」(93 モデル) は当時世界最高水準の技術で製作されたトップレベルのソーラカーであり、今回 (96 モデル) はこの 93 モデルに 3 年間の技術進化を加えた一人乗り車両を仮想競合車に設定した。そしてこの仮想競合車を確実に上回れると同時に、過去最悪であった第 2 回大会の天候 (晴天率 59 %) でも 93 モデルの大会記録 84.96km/h を更新できることを今回の目標に定めた。しかし同じ一人乗りクラスでは、93 モデルの走行抵抗を低減し、太陽電池の性能を向上させても、Fig.2 に示すように 85km/h 以上の性能向上は望めないことが性能シミュレーションで分かった。そこで今回は重量増加による走行抵抗の悪化はあるが、太陽電池の貼付面積を増やすことが可能な二人乗りクラスに注目し検討した。その結果、Fig.3 の網掛け領域に示すように仮想競合車を上回れ、かつ 1993 年の記録を更新できる車両の構築が可能であることが分かり、二人乗りクラスでの開発を決定した。

また、今回は常時 100km/h 以上での巡航を想定し、従来の三輪仕様から四輪仕様で開発を行い、運転視界や高速走行時の安定性、制動性能等の安全面も向上させることを決定した。

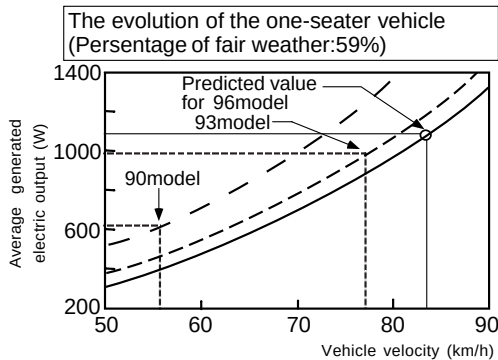


Fig.2 Balanced speed of one seater

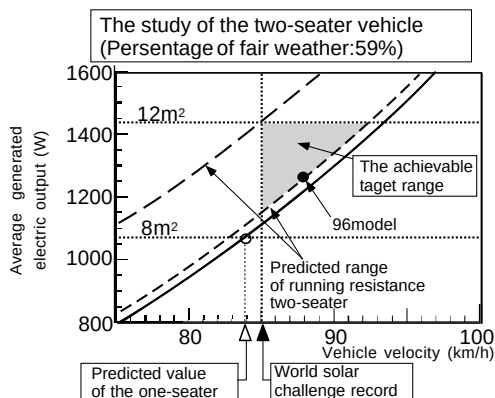


Fig.3 Balanced speed of two seater

4. 走行抵抗の低減

4. 1. 空気抵抗の低減と車体形状

ソーラカーの性能を向上させるには、走行抵抗を小さくし、発電量を多くすることが重要である。100km/hで走行するソーラカーの走行抵抗の約80%は空気抵抗であり、空気抵抗係数 C_D と前面投影面積 A をできるだけ小さくすることが必要である。また同時に、二人乗り車両では太陽電池の貼付面積をできるだけ大きくできる車体形状が必要である。従って、空気抵抗の低減と貼付面積の増加を高次元で両立できる車体形状を造ることが最も重要である。

まず最初は数タイプの1/6スケールモデルを作製し模型風洞で基本形状を検討した³⁾⁴⁾。そして最も $C_D \times A$ 値の低いものを採用し、その基本形状に対しFig.4の①～⑥の細部形状の検討を行なった。特に①については後部の絞り込み量による $C_D \times A$ の増減量と貼付面積の増減量を比較し、最も走行性能が高くなる最適形状を求めた。また⑤

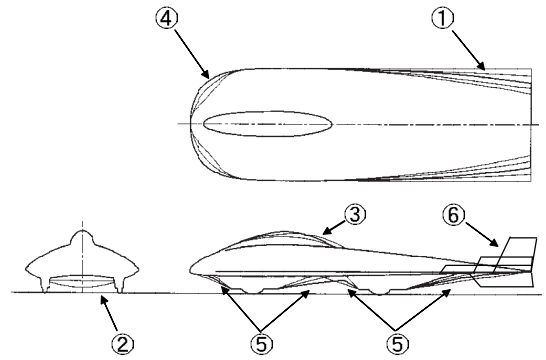


Fig.4 Detail study of 96model shape

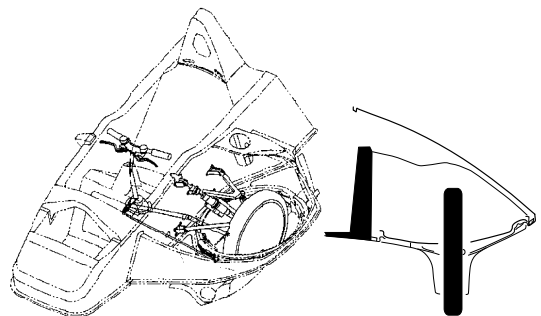


Fig.5 Tire cover

に関しては最も空気抵抗の少ない形状の大型ホイールカバーを装着した。前輪部のカバーにはステアリングと連動した回転機構を用い、タイヤの下面開口部を最小限とした(Fig.5)。③に関してはドライバとコ・ドライバを背中合わせに着座させ、最小の容積になるようにし、最も空気抵抗の少ない形状とした。これらの検討により最終的には実車において $C_D \times A$ 値0.101(A は0.999 m^2)と貼付面積9.73 m^2 を得た。

4. 2. 軽量化と車体強度

走行抵抗を低減させるには軽量化も重要である。車体重量の約1/3を占めるボディはこの軽量化と高強度化を両立させることが重要である。ボディはCFRP材を主体としてアッパカウルとシャシをそれぞれ一体化した構造とした(Fig.6)。軽量化に関しては93モデルでの使用素材の重量分析を行ない、軽量化効果の大きい素材を選定した(Table 3)。

ボディ重量の70%を占めるCFRP材は、従来のクロス材より高弾性・高強度の繊維が使用できる一方向性材(UD材)を採用した。UD材は繊維密度が高く、積層した場合に

Table 3 Weight of body materials

Material	Weight(kg)	Weight proportion(%)
CFRP	37.8	70
Honeycomb	5	9
Paint	4	8
Glue	3.5	7
Acrylic	2.03	4
Foam	0.5	1
Insert nut	0.48	1

余分な樹脂が少なくでき、かつ板厚を薄くすることができた(Fig.7)。また、アラミドハニカムは、従来より含浸樹脂成分の少ないものを採用し、かつ、板厚をあげることで、軽量化と高剛性化を両立させた。

塗装、接着では上下二分割のアップカウルを一体成形することで、接着剤や形状補修材の使用量を大幅に少なくした(Fig.8)。

これらの結果ボディは20%(約10kg)軽量化でき43kgを達成できた。また、サスペンションアーム、ステアリン

グ、ホイール等のシャシ部品やユニットケース、バッテリーボックスもCFRP化を図り軽量化と高強度化の両立を図った(Fig.9)。車体重量(バッテリー除く)は合計125.6kgを達成した。

3010kmのコース上にはグリッドと呼ばれる、家畜の逃走防止のために道路上に10cm前後の間隔でレール状の鉄格子を敷いた溝があり、レールと路面との段差が数十mmある。コース上に111箇所あるこのグリッドを減速せずに通過し、3010kmを破損することなく走破するには強度・耐久性も併せて重要である。

高強度化についてはレースの一年前に実際に現地コース調査を行ない、路面との段差を計測した(Fig.10)。そしてグリッド通過の強度耐久要件を定め、テストコースにおいてグリッド通過テストを行ない、サスペンション

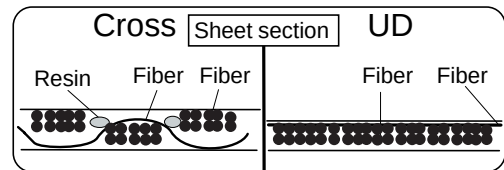


Fig.7 Comparison of carbon sheets

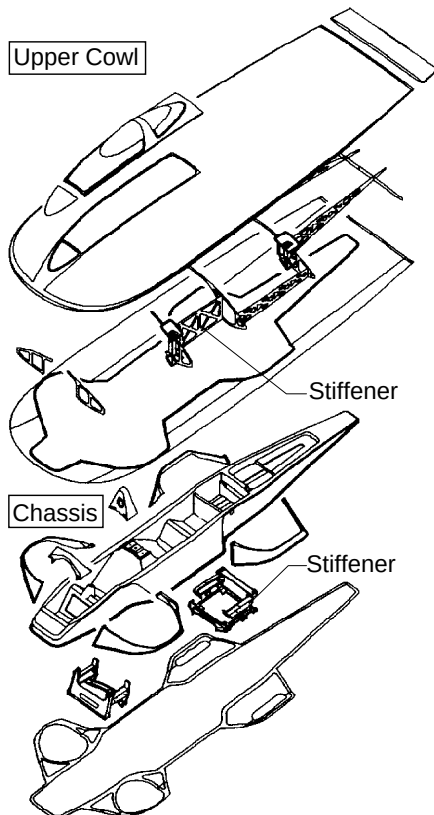


Fig.6 Body structure

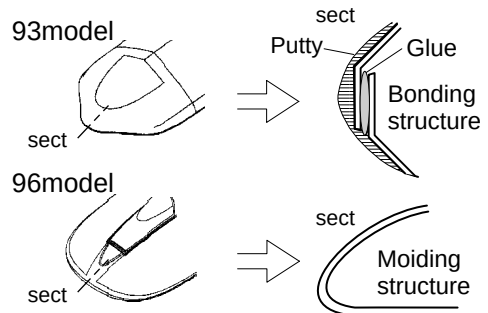


Fig.8 Section of body structure

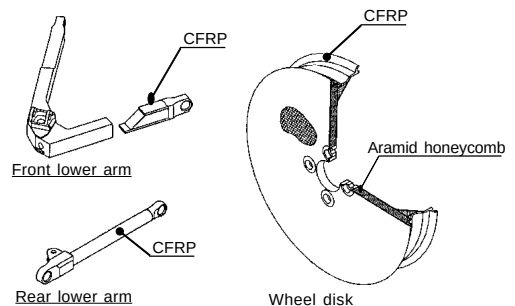


Fig.9 Other CFRP components

トローク、パンプラバーのセッティングと同時にサスペンションアームの強度検討を行なった。またボディにおいてもサスペンション取付け部など入力荷重が高いところは積層数を上げるとともに、スティフナを装着し補強を行なった(Fig.6)。これらの結果、グリッド平均通過車速を前回のレースより12km/h向上させることができた。

4. 3. 転がり抵抗の低減

二人乗り車両では、車両総重量が増加するため、転がり抵抗を低減することも重要である。今回は3社のソーラー専用タイヤのRRC(Rolling Resistance Coefficient)を同一荷重で測定し、最も優れていたミシュラン社製を採用した(Fig.11)。実車計測転がり抵抗係数 μ_r では0.00229を達成した。また、今回のタイヤ構造はラジアルチューブレス(65/80-16)であり、耐パンク性も併せて向上させることができた。

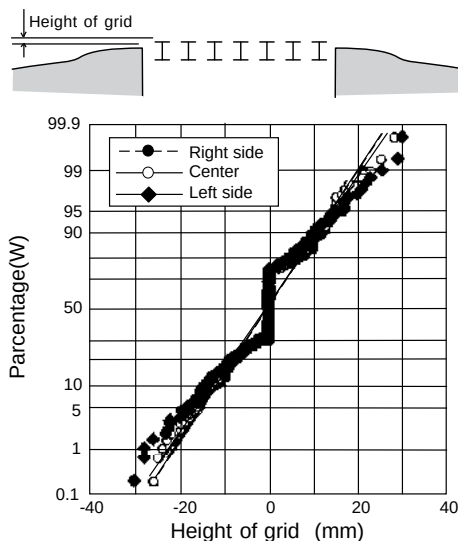


Fig.10 Height of grid

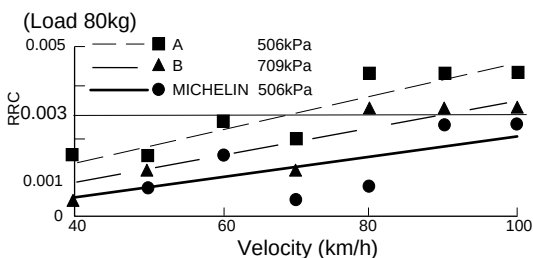


Fig.11 RRC of tires

5. 高効率ホイールインモータと薄型化

5. 1. 駆動方式の検討

駆動方式は、二輪駆動と一輪駆動の選定検討を中心に各種方式の比較を行い、最も小型、軽量にできる「後輪一輪のダイレクト駆動」方式を採用した。この方式は効率、信頼性の点でも優れている。ただ、96モデルは四輪車であるため、片輪駆動によるヨーモーメントで発生するエネルギーロスと操安性への影響が懸念点であった。しかし理論上のヨーモーメント自体はごく小さく、平坦コース巡航時の修正舵による損失は1.3W程度であり、無視できるレベルであることがわかった。さらに駆動輪を左側とすることで、右向きモーメントを路面キャンパによる左向きモーメントとバランスさせることができた。

5. 2. モータ出力の検討

モータの巡航時の出力は走行抵抗とのエネルギーバランスから1.5～2 kWと決定され、90～100km/h付近で最大効率が得られるよう設計した。最大トルクはコースの最大勾配の登坂条件から58Nm以上と設定され、最大出力は、90～100km/hで走行しているロードトレイン(全長50 m)や先行チーム(150m)を1分以内で追い越せることを要件とし、6 kWと設定した(Table 4)。

5. 3. 薄型化と高効率化

モータの高効率化には原則的に厚みがあるほうが有利であるが、薄くできればタイヤまわりの空気抵抗を低減できる。空気抵抗による損失は速度の三乗に比例するが、モータの電磁部の損失自体は一次～二次比例する。寄与度計算などで薄型化による走行抵抗低減効果の方が大きいことが分かり、薄型化を優先し高効率化との両立を狙った。モータの電磁部レイアウトでは損失低減のために厚さ25 μ mのアモルファス積層鋼板を採用し、コイル材も平角線を用いて占積率を上げるなどの工夫を行い、超薄型の高効率ホイールインモータを実現できた(Fig.12)。

Table 4 Motor specifications

Maximum output	6kW	Efficiency	Over 95%
Maximum torque	80Nm	Weight	9.3kg
Maximum rotating speed	1500rpm	Size	$\phi 319 \times 58$ mm

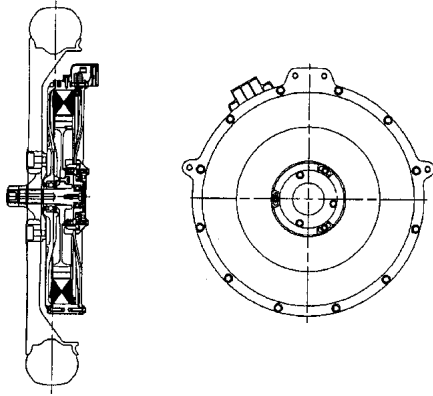


Fig.12 Section of motor

5. 4. 4 ステージ制御PDU

PDU(Power Drive Unit)のスイッチング素子には損失の少ないMOS-FETを採用、さらに放熱特性に優れた冷却フィンの採用で冷却ファンを不要にし、エネルギーの消費をおさえた。

レースでは天候条件や風の影響などで目標巡航速度どおりに走れないこともある。その場合必然的にモータの最高効率点から外れた領域を使うことになり、エネルギーのロスを招く。そこで①～④の4つの制御方式を速度やトルクに応じて組み合わせることにより、効率95%を超える領域を従来方式より6倍近く広くすることができた(Fig.13)。これにより85～118km/hという広い範囲において効率95%以上の高効率の走行が可能となった(Fig.14)。

- ① Trapezoidal current control
- ② Sinusoidal current control
- ③ Trapezoidal (120deg) voltage control
- ④ Trapezoidal (180deg) voltage control

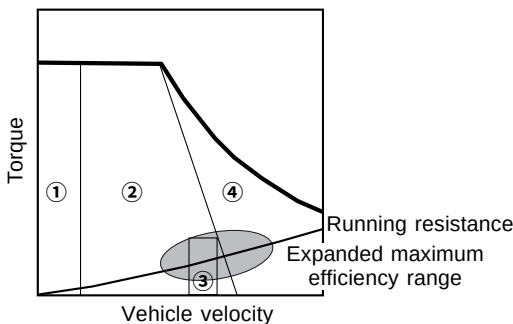


Fig.13 Control methods of motor

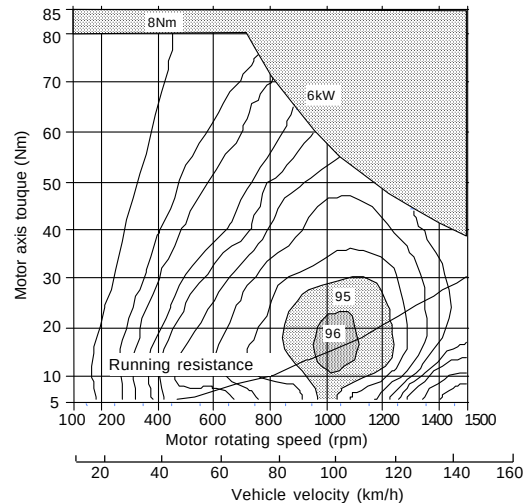


Fig.14 Total efficiency (Motor+PDU)

5. 5. 予選用モータ

過去の大会の予選では130km/hが最高記録であった。今回は140km/h以上を目標最高速度と定めた。加速区間は650m程度であるため予選専用の高出力、高トルクモータが必要になった。レース仕様の駆動系や足回りと部品の共通化を図り、モータ電磁部の専用化で対応した。バッテリーの性能限界まで引き出せるように最大出力19kW、最大トルク190Nmという設定とした。予選前の練習走行では153km/h(実測値)を記録し、期待通りの性能を得た。

6. 電装負荷の軽減とコンパクト化

背中合わせの二人乗り車両では、電装部品の搭載スペースが限定されるため、コンパクトな設計が要求される。

今回はモータPDU、制御用ECU、バッテリーキャナ(BSU)、ブレーカ、ダウンバータを一つの統合ユニット(ICU)にまとめバッテリーボックスの上部に、更にその後部には太陽電池の最大電力を取り出すピークパワートラカ(PPT)を配置した(Fig.15)。ICUとバッテリーボックスは各々の下面と上面に埋め込まれたコネクタでダイレクトに接続できるようにし、作業性を向上させた。各制御装置はシリアル通信で接続しハーネス、コネクタの削減を図った。

メータは表示内容に優先順位をつけ、3モード切替式とし視認性の向上と小型化を図り、ドライバ、コ・ドライバ席の両方に配置した(Fig.15)。

アップカウルではフラットケーブルを用いて軽量化、省スペース化を図った。また灯体類も高輝度LEDを採用し、省電力化を図った(Fig.15)。

全体システムをFig.16に示す。

7. 発電量の向上

二人乗り車両で目標達成可能領域(Fig.3)を実現するためには、発電量の向上が必要である。少しでも多く発電させるには、太陽電池の単体効率と貼付面積の向上だけでなく、発電量が最大となるような貼付方法の検討が重要である。具体的には、三次元曲面の太陽光入射角度違いによる発電量低下を最小にするソーラパネルの分割方法と分割された各チャンネルでの発電量を最大にする太陽電池の並べ方の検討を行った。これらの検討により約20%の発電量の向上を得た。

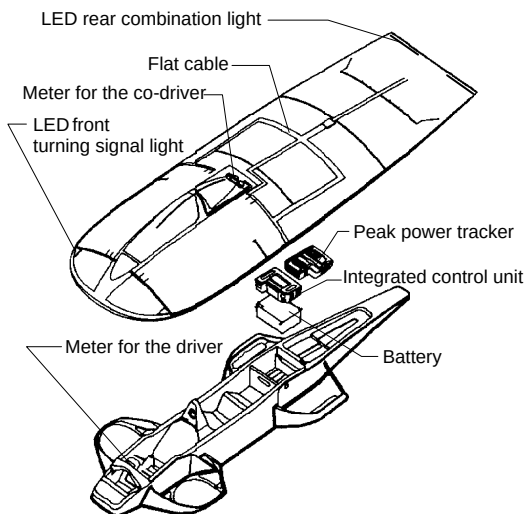


Fig.15 Electric component layout

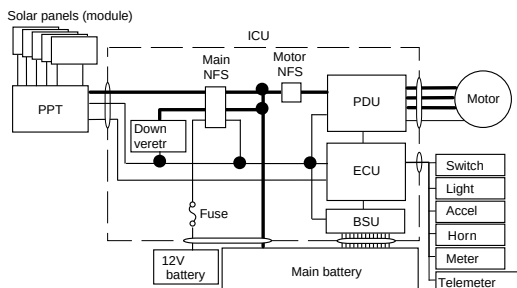


Fig.16 Total system block diagram

7. 1. 太陽電池

今回採用した太陽電池はPAEL(Passivated Emitter, Rear Locally diffused)セルと呼ばれる構造を持つNSW(New South Wales)大学製の単結晶シリコンタイプで、単体の変換効率は23%以上である。合計4500枚の太陽電池は導電エポキシ接着材を用いて表面電極と裏面電極が一枚一枚瓦重ね状(Shingling)に接続され貼付効率の向上が図られている。太陽電池は取り扱い性の向上とチップングからの保護のため、104枚(13×8)単位を基本にパネル状に成形(モジュール)されている。

パネルは、反射防止膜をコーティングしたポリカーボネートの表面材と透過率の高いシリコン樹脂の緩衝材および裏面反射材でラミネートされている。また、万一の損傷を考え4枚ごとにバイパスダイオードがパネル裏に装着されている。

各チャンネルはモータ電圧(108V)を基準に太陽電池電圧の温度特性とバッテリー最低電圧を考慮し、150~170枚の直列接続を2つ並列接続した構成が基本となっている。

7. 2. 発電シミュレーションと最適貼付方法

7. 2. 1. ソーラパネルチャンネル構成

ソーラパネルを貼る場所は三次元曲面となり、太陽電池ごとに太陽光入射角度の違いによる発電量のばらつきが生じる。パネル内で直列に接続された太陽電池の中で発電量のばらつきが生じると、その中で最も電流の低いものに全体が制限される。そのため、太陽電池を貼る面の法線ベクトルの近いものをグループ化し、一つのチャンネルとして分割することで損失を低減することが必要である。

96モデルの法線ベクトルを解析するために、三次元データ自動計測装置を使用し、1/6モデルの法線ベクトルを計測し、その分布を求めた(Fig.17)。車両後方は分布の密度が高く、法線ベクトルのばらつきが小さい。逆に車両前方は高度角のばらつきが大きく、前後方向に細長くチャンネルを構成した方が損失は小さくなる。従って、搭乗者の視界を確保するためのキャノピ横のチャンネルを細長くレイアウトし、キャノピを中心に左右に伸びる影の影響を最小にするようにした。

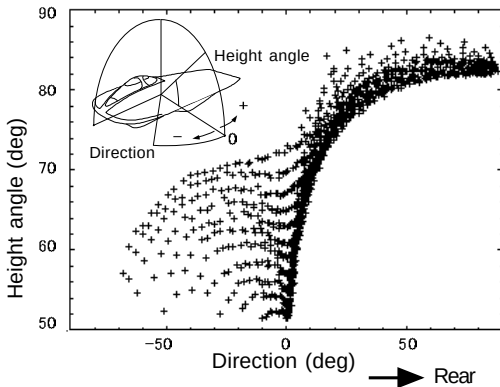


Fig.17 Distribution of vector

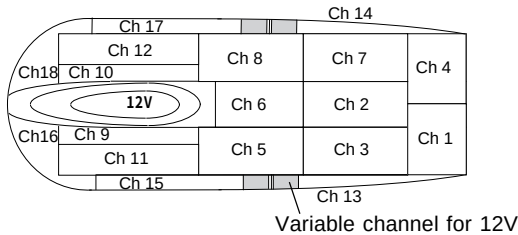


Fig.18 Channel layout of solar panel

チャンネル構成の条件としては、

- (1) 電圧はモータの使用電圧以下にする
- (2) キャノピの影の影響を最小にする
- (3) PPTの消費電力と効率をバランスさせる

上記の3点を考慮し、最大数を18チャンネルにした。

以上の条件と発電量シミュレーションにより、チャンネル構成を決定した(Fig.18)。この発電シミュレーションは、太陽電池の法線ベクトルと太陽光の入射角度から、ソーラパネルの透過率と発電効率により発電量を求め、太陽軌道の変化に応じて発電量予測ができる。

7.2.2. チャンネル内の太陽電池レイアウト

今回の太陽電池の単体効率は23%~24%の範囲で分布している(Fig.19)。直列に接続された太陽電池は、同一チャンネル内で発電電流の不揃いが少ない程良い。そのため、太陽電池は開放電流特性の高い順に並べ、Fig.18に示すようなチャンネルにグループ化した。各チャンネルごとの太陽電池の並べ方は、走行中の発電量を予測し、最大発電量となる並べ方を求めた。例えばあるチャンネルで直列に接続された太陽電池の効率がすべて同じ場合、法線ベクトルの異なる太陽電池の各発電電流から直

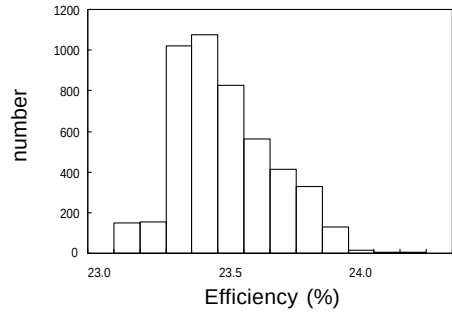


Fig.19 Distribution of solar cell efficiency

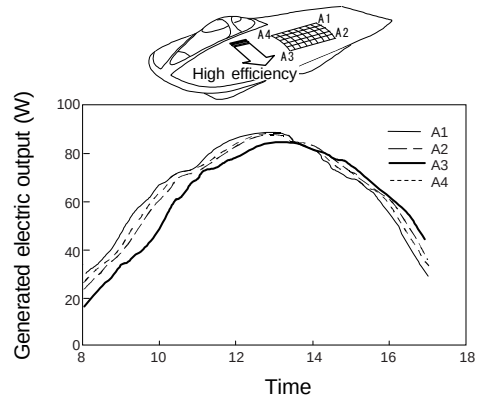


Fig.20 Difference of generated power

列に接続された太陽電池全体の発電量を求めるとFig.20のようになる。よって、発電量の低いA3に効率の良い太陽電池を配置した方が、全体の発電量が増える。つまり、一日の太陽軌道変化の中で、同じチャンネル内で発電量の低い部分から順に、効率の高い太陽電池を配置する方が全体の発電量を増加させることになる。

7.2.3. 制御装置用電源(12V)の最適化

制御装置は、天候にかかわらずほぼ一定の電力を消費する。12V発電用の太陽電池で不足する分は、駆動系バッテリーよりダウンコンバータで12Vに降圧して使用する。しかし、ダウンコンバータの効率が86%程度であり、エネルギーを無駄にしないためには、ダウンコンバータの稼働を最小限に抑えるよう12V発電用の太陽電池数に最適化が必要である。

ダウンコンバータ損失を12V発電用太陽電池数に応じて予測するとFig.21のようになる。これから求められた最適な太陽電池数は主にキャノピ部で確保し、不足分はアッパカウル部のパネルから補った。

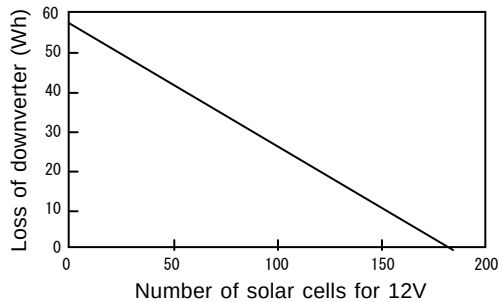


Fig.21 Loss of downverter in race time

7. 2. 4. 可変チャンネル式ソーラパネル

Fig.22は、7. 2. 3で求めた12V発電用の太陽電池数で一日の発電量を予測した結果である。8:00~17:00は走行中、それ以外の時間はアップカウルを太陽に垂直に向けた充電中の発電量を表している。レース中は、日射量の少ない朝夕や曇りの場合など発電の状況が変化する。発電量が低い場合には常時ダウンバータが働き、損失が多くなる。そこで、今回は、可変チャンネル式のソーラパネルを採用した。これは、駆動用のソーラパネル内で、12V用の直列のパネルを分割し、駆動用か12V用かを選択できるようにしたもので、Fig.18のCh13、14、15、17内に合計4チャンネル用意し、12V用の太陽電池を状況に応じて増やせるようにした。チャンネル内の可変式パネルの回路図をFig.23に示す。

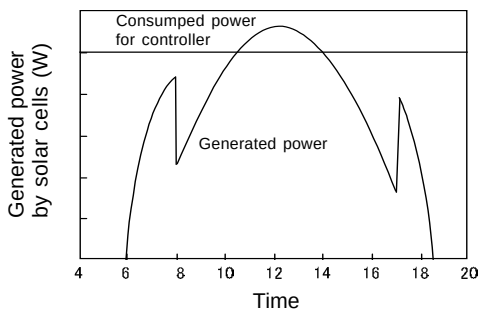


Fig.22 Generated power for 12V

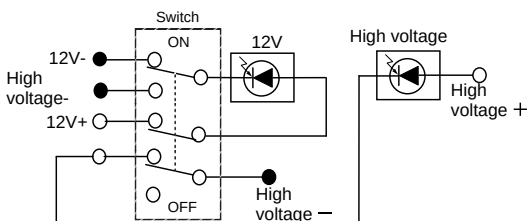


Fig.23 Generated power for 12V

7. 3. ピークパワートラッカ (PPT)

太陽電池の発電特性は動作電圧に応じて異なり、効率の良い発電を行うためには最大発電量となる電圧(V_{pmax})を保持する必要がある(Fig.24)。この電圧は太陽電池の温度、日射量により変動し、また接続先のバッテリー電圧も負荷変動などで変動するため最大出力点電圧からずれてしまう。この電圧変化に対応するため、太陽電池とバッテリーの間にPPTを搭載し、常に太陽電池の発電が最大になるようにした(Fig.25)。

PPTはチャンネル数が多いほど発電量が増え、回路損失も減るが、逆に消費電力と重量が増え、また昇圧電位差も大きくなる。そこで今回は車体形状なども考慮し、18チャンネルの構成とした(Fig.18)。

また、各チャンネルの発電量が低い時は変換効率が低下するため、入力電圧が同じ二つのチャンネルを並列接続に切替え、一方の昇圧回路で駆動を行う。これによりチャンネル数を最小の10チャンネルまで減少させることができ、高効率領域の広域化と省電力化を行った(Fig.26)。

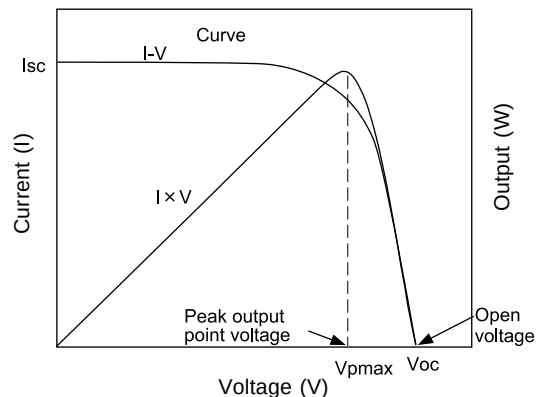


Fig.24 I-V Characteristics of solar cell

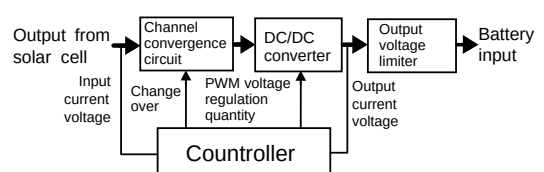


Fig.25 Block Diagram of PPT

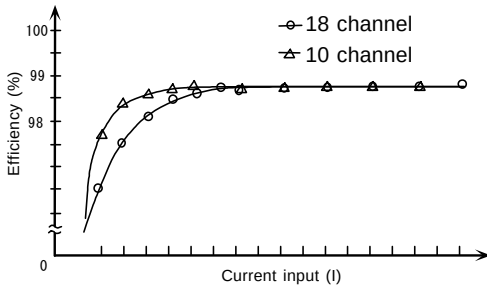


Fig.26 Efficiency of PPT

電圧の調整には非絶縁型昇圧タイプのPWMコンバータを採用し、バッテリーとPDU回路の保護のため出力電圧リミッタを設定した。最大電力点追跡は、各パネルの発電電流、電圧から発電電力を算出し、電力が最大となるようPWMフィードバック制御を行っており、50V/s以上の追尾速度と99%以上の追尾性能が得られた(Fig.25)。

また、PWMスイッチングロスとPPT消費電力低減のため、各チャンネルの発電量、昇圧電位差に応じて個別にPWM周波数の最適化を行っている(Fig.26)。

8. バッテリー容量の向上

雨天・曇天の走行を可能にし、走行時間以外にも太陽光から充電を行なうためにはバッテリーの搭載が必要である。今回もエネルギー密度、出力密度に優れたユアサ製酸化銀亜鉛電池を採用した。電池は4セル一体型で18モジュール(108V)で構成されている。今回は重量制で上限が40kgに規制されている。容量に寄与しない電槽ケースや電極を4セル一体型化により軽量化し、その分活物質量を増量し公称3.24kWhが得られた(Fig.27)。12V系バッテリーもリチウム電池を採用し、同様に容量の増大を図った。

9. 安全対策

車両の高速化に伴い、今回は安全面も性能向上を図った。

9. 1. 視界と操作性の向上

まず前席の視界に関しては独立型キャノピの採用により前側方視界が大幅に向上し、後方視界は小型室内ミラーで行なった。また、後席からも後側方視界が得られるため、追越し時の安全性が向上できた(Fig.28)。

操作系に関してはスイッチ類の数を減らし、ステアリングに集中配置することにより走行中にステアリングから手を離さずにすべての操作を可能とした(Fig.28)。

9. 2. 操縦安定性の向上

直進安定性に関しては四輪ダブルウィッシュボーン方式を採用し、ジオメトリの適正化を行なった。これにより高速走行時のヨーレート頻度が大幅に少なくなり、タイヤパンク時も安定した姿勢での停止が可能となった。

実際のレースでは2~8m/sの自然風が斜め前方から吹くことが多く、横風安定性の確保も重要である。96モデルは独立型のキャノピのため、フロント部への横風の影

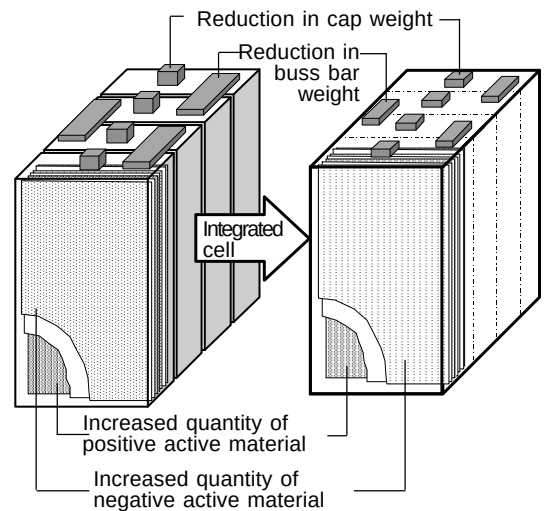


Fig.27 Battery construction

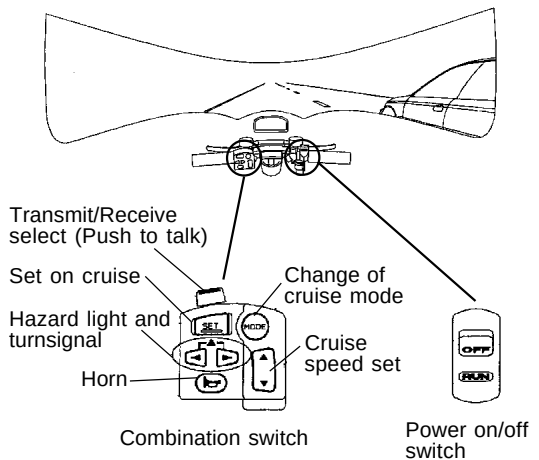


Fig.28 Front view and steering switch layout

響が大きい。従ってバラストを先端部に配置し、フロントよりも重量を配分することで許容範囲と判断できる横風安定性を確保した。

ブレーキは四輪に装着し、フロントが油圧式ユニサーボドラム、リアがホイールインモータと両立できる油圧式リムタイプとした。その結果、レース走行に十分な制動性能が得られた(Fig.29)。

9.3. 軽衝突とロールオーバー対策

レースでは市街地走行時の軽衝突や荒れた路肩でのロールオーバーの可能性も考えられるため、衝突安全も考慮する必要がある。正面の軽衝突に関しては、ドライブの下肢を保護するためシャシ先端部にCFRP補強部材を追加した約330mmのクラッシュアブルゾーンを設けた(Fig.30)。ロールオーバーに関してはドライブとコ・ドライブを四点式シートベルトでシャシに固定し、軽量ヘルメットとロールバーで頭部保護を行なった(Fig.30)。また、万一の火災発生時の緊急脱出を可能にするため、独立キャノピは車内から取り外せる設計にした。

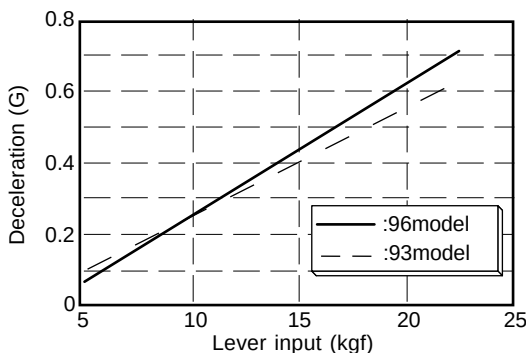


Fig.29 Brake performance

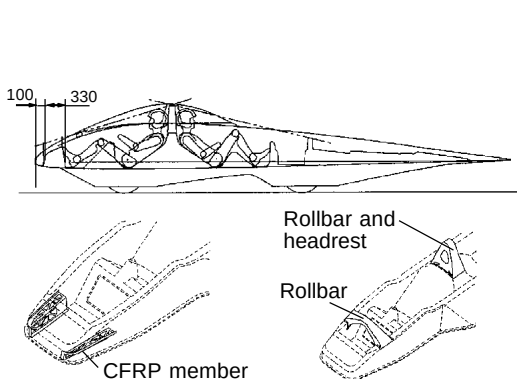


Fig.30 Crash safety

また感電対策のため、高圧系システムと12V系システムは互いに絶縁され、かつ車体からフローティングされている。

10. レース戦略

10.1. レース編隊

今回はレース車両の前方に天候車、先行車、先導車、後方に指令車、トラック、後方支援車の6台のサポート車両を用意しレース編隊を組織した(Fig.31)。レース中の相互連絡はCB無線および衛星電話で行ない、互いの位置はGPS(Global Positioning System)を用いて確認した。またF-1で使用していたテレメタリシステムでデータ送信を行ないレース戦略を立てた。

天候車では3時間おきに75cm径パラボラアンテナで気象衛星ひまわりの静止衛星画像(Fig.32)を、また衛星電話を使ったインターネットによりオーストラリア気象庁の各種天候情報を入手した。そして専用の天候図(Fig.33)を作成し、数時間後からゴール予定日までの天候を予測し、指令車にデータ通信した。

先行車は主に路上の動物の死骸やバーストしたタイヤなどの飛散物の除去を行ない、レース車両の安全な走行をサポートした。また先導車は直前の道路状況を連絡し、一般車両追い越し時などのサポートやメディアストップでの作業準備を行なった。トラックにはスベア車両、スベア部品、食料、キャンプ用品などが搭載され、後方支援車が2位以降のチームの監視を行なった。

各車の情報はすべて指令車に送られ、指令車内でレース車両のシステム状況や天候、発電量、残容量の監視・予測を行ない逐次ペース配分を計算し指示した。

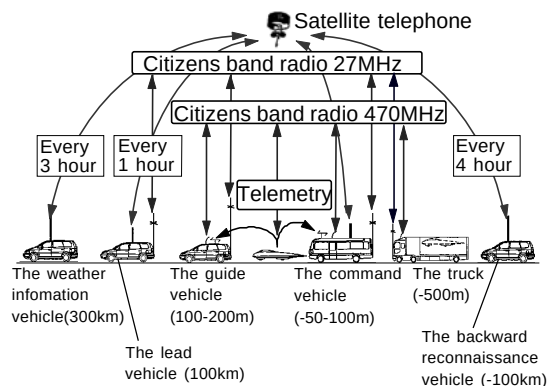


Fig.31 The makeup of race caravan

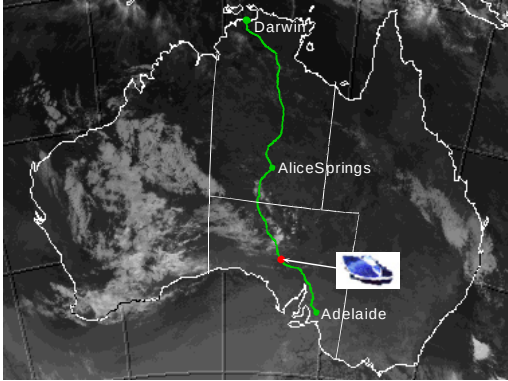


Fig.32 Weather data obtained directly from the weather satellite of Himawari

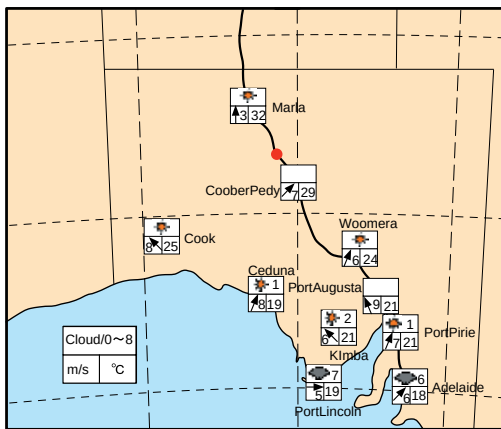


Fig.33 Original weather map

10. 2. 走行戦略

10. 2. 1. 走行戦略と天候予測

走行戦略の目的は、エネルギーを最大限に獲得し、エネルギーを無駄にしない効率の良い走り方と走行スケジュールを確立し、最も早くゴールすることである。

ある区間(走行距離 S)を走行した時の消費エネルギー E の計算式を以下に示す。

$$E = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot S \cdot V^2 \quad (\text{空気抵抗損失})$$

$$+ \mu_r \cdot Wt \cdot g \cdot S \cdot \cos \theta \quad (\text{転がり抵抗損失})$$

$$+ Wt \cdot g \cdot S \cdot \sin \theta \quad (\text{勾配抵抗損失})$$

ρ : 空気密度 V : 対気速度 [m/s]
 C_D : 空気抵抗係数 A : 前面投影面積 [m²]
 μ_r : 転がり抵抗係数 Wt : 車両総質量 [kg]
 g : 重力加速度 [m/s²] S : 走行距離 [m]
 θ : 路面勾配 [rad]

上式より、走行距離 S が一定の場合、走り方(対気速度)によらず転がり抵抗損失と勾配抵抗損失は一定である。つまり、ある区間(走行距離 S)を同一時間で走行する場合、空気抵抗損失を最小にする走り方が、最も効率の良い走り方となる。ここで、任意の区間(走行距離 S_1 、 S_2)をそれぞれ対気速度 V_1 、 V_2 で巡航走行する場合(走行時間と走行距離は一定)の空気抵抗による消費エネルギーと V_1 、 V_2 の関係を求めた。

ここで、走行時間は一定なので

$$S_1/V_1 + S_2/V_2 = T \quad (\text{走行時間一定})$$

$$S_1, S_2 \text{ [m]}, \quad V_1, V_2 \text{ [m/s]}$$

また、走行距離も一定なので

$$S_1 + S_2 = S \quad (\text{走行距離一定})$$

となる。上式を整理すると、

$$V_2 = V_1 \cdot (S - S_1) / (V_1 \cdot T - S_1)$$

となり、 V_1 が決まれば V_2 も一意に決定される。

そこで、

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot S_1 \cdot V_1^2$$

$$E_2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot S_2 \cdot V_2^2$$

において V_1 を変化した時の消費エネルギー $E_1 + E_2$ と V_1/V_2 の関係を求めた(Fig.34)。その結果、 $V_1 = V_2$ の対気速度一定で走行した場合が最も効率の良い走り方となることがわかった。そこで、スタートからフィニッシュまでの目標平均車速を求め、レース全体の走行スケジュールを決定した。

この目標平均車速は、フィニッシュまでの発電量と消費エネルギーのバランスから決定される(Fig.35)。発電量を予測するためには、フィニッシュまでの天候予測が必

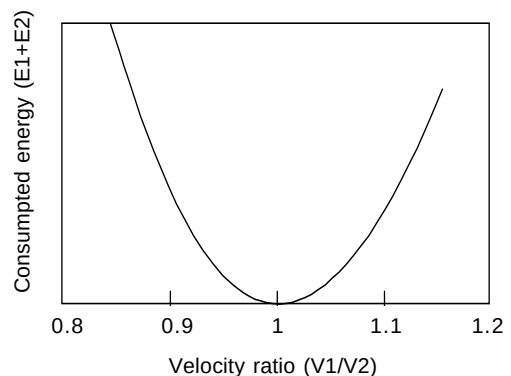


Fig.34 Relationship between verocity ratio and consumed energy

要であり、消費エネルギーの予測においても風の予測が必要である。しかし、天候、風を精度よく予測するのは非常に難しい。そこで、以下の方法を考案した。

天候、風は、予測する時間が離れているほどその精度が悪くなる。そこで、毎日の走行終了後、目標平均車速を計算し直し、走行スケジュールの見直しを行った。その結果、レースが進むにつれて天候予測の精度が向上し、スタートからフィニッシュまで目標車速の変化が少ない走行ができた。Fig.36に走行スケジュール決定アルゴリズムを示す。

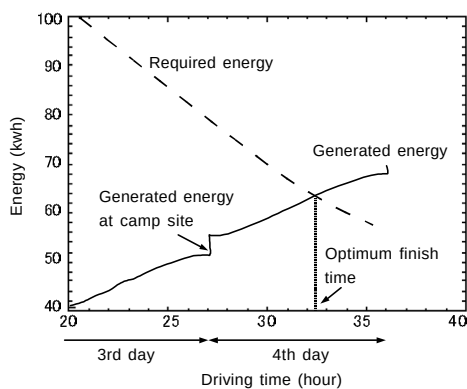


Fig.35 Calculation of the optimum finish time

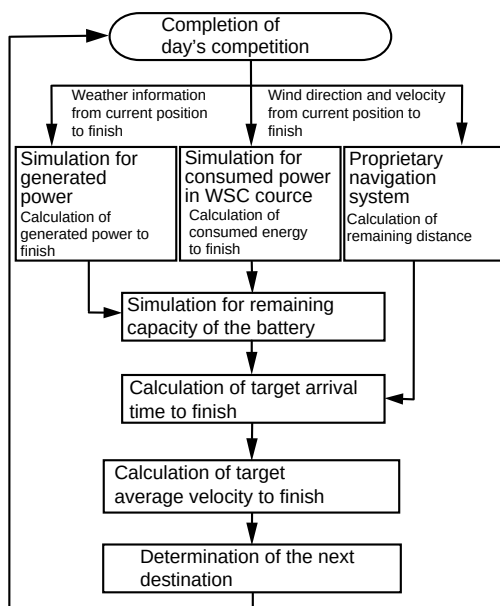


Fig.36 Target average velocity determination algorithm

10. 2. 2. クルーズコントロールシステム

対気速度を一定に保つためには、風の変化に応じて車速が変化する必要がある。そこで、風の変化に応じて車速が変化するクルーズコントロールシステムを開発した⁵⁾。登り坂、向い風の高負荷側と、下り坂、追い風の低負荷側で設定車速に応じてエネルギー効率の高い制御目標ラインに持ち替える状況適応型のクルーズコントロールを行った(Fig.37)。制御目標ラインとなるモータ入力Pの計算式を以下に示す。

(高負荷側)

$$P = \text{基準電力} \cdot (\alpha \cdot (\text{設定車速} / \text{実車速})^3 - (\alpha - 1))$$

(低負荷側)

$$P = \text{基準電力} \cdot (\beta \cdot (\text{設定車速} / \text{実車速})^3 - (\beta - 1))$$

$$\text{基準電力} = 1 / 2 \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot \text{設定車速}^2 + \mu_r \cdot W_t \cdot g$$

α, β : 設定車速により一意に決定

ここで基準電力とは路面勾配ゼロ、無風状態の走行抵抗であり、 α, β は各車速ごとの走行シミュレーションにより、最適な数値を決定した。また、走行シミュレーションは走行距離に合せた路面勾配データを持っており、精度の高い消費電力シミュレーションが可能となっている。

10. 2. 3. ナビゲーションシステム

レース中の走行位置、目標地点、停車を義務づけられたポイント(メディアストップ)、グリッドを正確に把握するために、現地コース調査を行い、専用のナビゲーションシステムを開発した(Fig.38)。システムは、地図情報を持つコンピュータとGPSレシーバで構成されている。

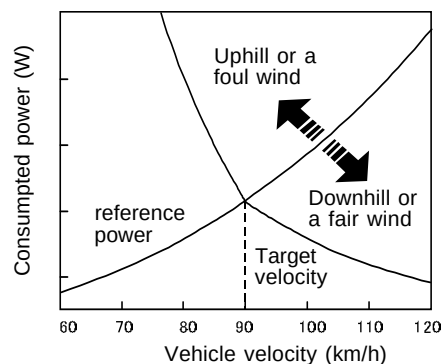


Fig.37 Adaptive cruise control system

これにより、目的地までの距離が正確に算出でき、走行スケジュールをより高精度に計画し、実行することが可能となった。ナビゲーションシステムは、上記の情報の他にキャンプ可能地点・ガソリンスタンド・商店・病院などの情報も所有している。さらに、グリッドに関しては、5km手前から通過時の走行条件を表示する機能を持たせた(Fig.38)。

10. 2. 4. バッテリスキャナと残容量計

バッテリーの能力を最大限に引き出すためには残容量の把握が必要である。残容量の高精度の検出には算出方法、安定した初期充電量および電圧監視が必要である。残容量は充放電電流の積算を基本とし、電流値やバッテリー温度により充電効率を補正する方式を採用した。各セルの電圧はバッテリスキャナにより常時監視されている。初期充電方法は定電流多段階充電を採用した。酸化銀亜鉛電池の場合、一部のセル電圧が上限に達しても、充電を休止するとさらに充電が可能となる。そこで充電と休止を繰り返すことで、個々のセル間の容量バラツキが最小となり、容量を安定して最大とすることが可能となった。

11. レース結果

1996年10月26日に行われた予選走行では135.34km/h(公式記録)の最高速度を記録し、大会新記録で予選1位を獲得した。

27日からスタートしたレースでは、2日目以降の強風によるエネルギーロスと電気系のトラブルが1回あった

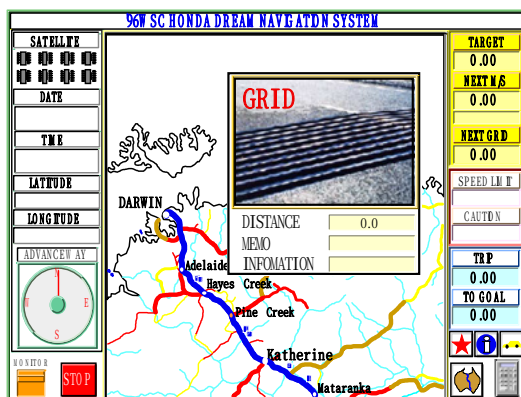


Fig.38 Display of the proprietary navigation system

ものの、パンクなどもなく、レース戦略どうにかつ安全に約3010kmを走破し、所要時間33時間32分、平均車速89.76km/h(公式記録)の大会新記録で二連覇を果たした(Fig.39)。

最後に、96モデルの三面図(Fig.40)および諸元表(Table 5)を示す。

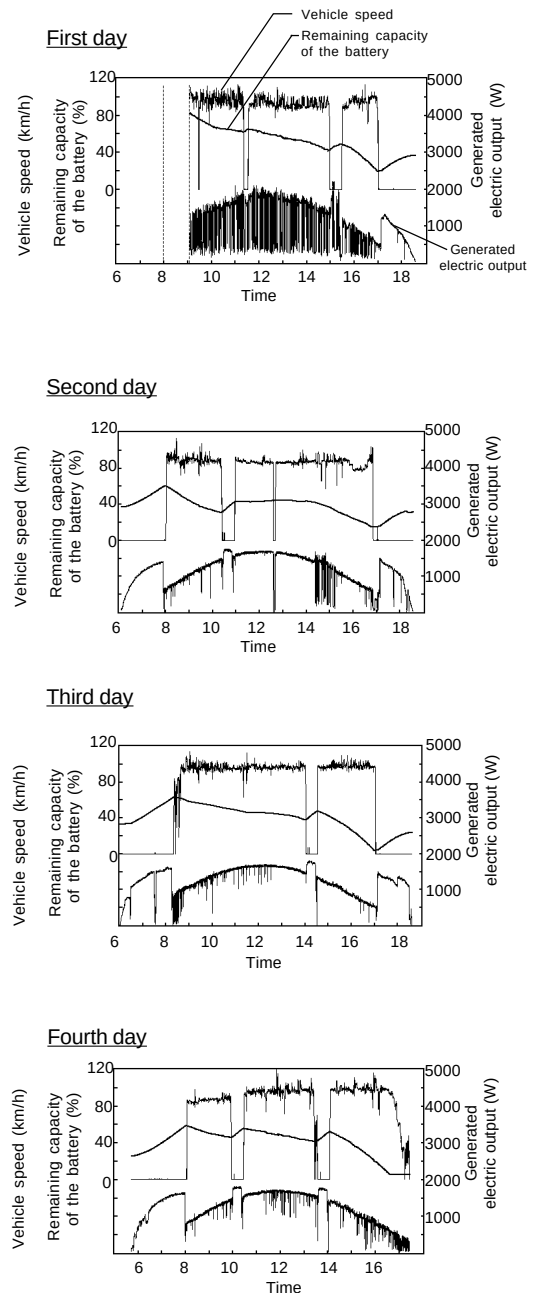


Fig.39 Race data

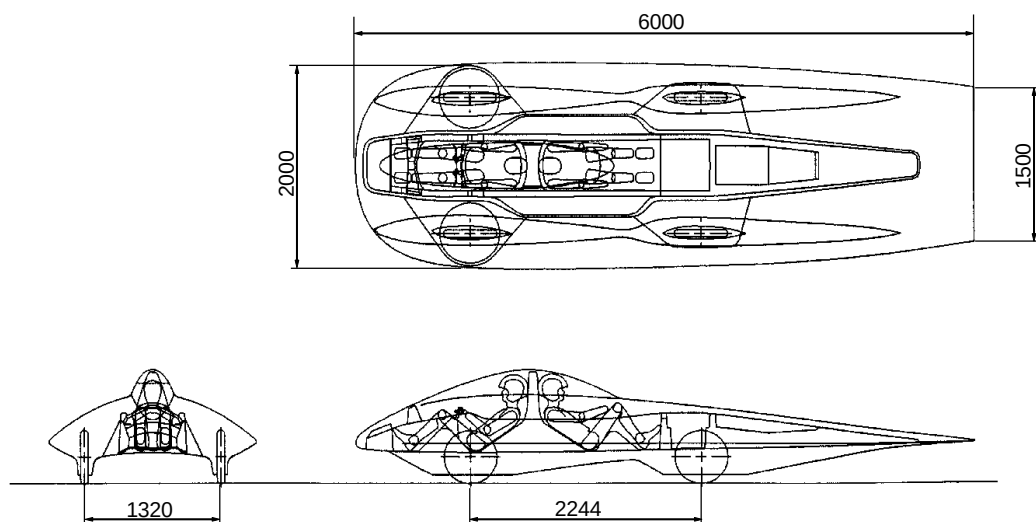


Fig.40 Dimensions of 96Dream

Table 5 Specifications of 96Dream

Overall length × width × height	6000 × 2000 × 1100mm	Solar cells type	Monocrystalline silicon (Made by Univ. of NSW)
Wheelbase	2244mm	Battery	Total output 1.9kW over Silver-zinc batteries (Made by Yuasa)
Tread (Fr/Rr)	1320/1320mm		Nominal capacity 3.24kWh
Wheel arrangement	2 (front), 2 (rear) (Left-rear wheel drive)	Motor	DC brushless motor
Total weight	170kg		Maximum power 6kW
Occupant capacity	2 persons (160kg)	Aerodynamic drag ($C_D \cdot A$)	Maximum torque 80Nm
Body	CFRP (Aramid honeycomb sandwich structure)		0.101
Suspension (Front/Rear)	Double wishbone		Rolling resistance
Brakes (Front/Rear)	Hydraulic drum/hydraulic rim		0.00229
Tires (Front/Rear)	65/80-16 (Made by Michelin)	Cruising speed on a clear day	Over 90km/h
Steering wheel	Center control type bar handle	Maximum speed	Over 140km/h

12. あとがき

今回のレースで消費した総電力量は約60kWhであり、ガソリンに換算したエネルギー量で約6.5Lとなる。少ない発電エネルギーを低走行抵抗の車両で効率よく走行しなければならないソーラカーは実用化に向けてまだまだ困難な課題が数多くある。しかし、排出物は一切出さない「究極のクリーンカー」であり、未来に多くの可能性を秘めていると言える。

謝 辞

最後に車両の開発、製作にあたり多大なご協力を頂いた方々やお取引各社様に心より感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 岩田ほか、ソーラー電池動力自動車、Honda R&D Technical Review、Vol.3、1991
- 2) 岩田ほか、ソーラー電池動力自動車1993、Honda R&D Technical Review、Vol.6、1994
- 3) 西川ほか、ソーラーレース車両の空力開発、自動車技術会学術講演会前刷集、No.28、1997
- 4) 西川ほか、ソーラカーの空力開発、自動車技術、Vol.51、No.4、1997
- 5) 清水ほか、ソーラカーの走行戦略システム、自動車技術、Vol.49、No.7、1995

■著 者■



北 川 雅 史



中 村 忠 能



春 松 正 敏



桜 庭 俊 典



砂 田 悟

新型「ドリーム」用ソーラセルモジュールの開発

Development of Solar Cell Module for 96Dream

中 村 忠 久* 荒 晴 哉* 山 田 孝 行*

Tadahisa NAKAMURA Haruya ARA

Takayuki YAMADA

要 旨

1996年の World solar challenge のために開発した新型「ドリーム」は数々の新機構・新技術を採用している。本稿ではこの中で、軽量、低損失で、成形性に優れるソーラセル(太陽電池)モジュールの概要について解説する。

基材は、耐衝撃性、加工性がよく透明性もあるポリカーボネイトとし、光の反射によるエネルギー損失を低減するため、反射防止膜を施した。

この結果、'93年型「ドリーム」に比べ、14%の軽量化と、エネルギー損失を3/4に低減することができた。

ABSTRACT

The 96Dream developed for the World Solar Challenge has many new mechanisms and new technologies. This paper describes the solar cell module with light weight, low loss and excellent formability.

The substrate is made by polycarbonate with good impact strength and workability, and treated with anti-reflection coating for reduction of energy loss.

As a result, we have achieved 14% weight reduction and 3/4 energy loss compared with 93Dream.

1. まえがき

1996年10月、第四回 World solar challenge がオーストラリアで開催された。ホンダは、1993年の第三回に引き続き、大会記録を更新して連続優勝を果たした。数多くのソーラカーレースの中でも、砂漠の中の公道を走る World solar challengeは、最も距離が長く、過酷と言われている。ソーラセルモジュール(以下、モジュール)には、太陽光・砂埃・石はね・車体振動などからソーラセルを保護し、ソーラセルの特性を最大限に引き出して高い発電量を保持することが求められる。

本稿では、当時世界最高レベルであった'93年型「ドリーム」(以下、93モデル)¹⁾のモジュールを更に高効率化した技術を中心に解説する。

2. モジュール化の目的

ソーラセルを実車に貼り付ける方法には、大別して、

- (1)ボディ直貼り
- (2)モジュール化

Table 1 Method of pasting solar cell

	Direct	Module
Merit	• Low incident energy loss	• Protection from external force,dust and water • Good handling • Production in parallel with body
Demerit	• Cell is breakable for external force • Bad handling • Difficult to exchange	• Diminution of incident energy • Increase of weight

の二とおりあり、それぞれ、Table 1の様な特徴がある。

ソーラセルは割れやすいため、外力・砂埃からソーラセルを保護することを最も重視し、ボディと並行製作可能で製作期間の短縮ができるという点も考慮し、モジュール化を採用した。

*栃木研究所

Table 2 Performance target

Item	Performance target
Diminution of energy loss	<4.0%
High density on-board installation	>98.4%
Weight reduction as compared with 93Dream	>10%

3. 開発目標要件

モジュールとして重要な項目は、以下の三つである。

- (1) エネルギー損失の低減(高発電効率)
- (2) ソーラセルの高密度実装
- (3) 軽量化

それぞれの目標値をTable 2に示す。

3.1. エネルギー損失の低減

空気と表面材の様に屈折率が異なる界面では、例えばアクリルの場合には光は両面で8%程度反射する。この反射をいかに抑えるかが、光線透過効率を落とさずに発電させる鍵となる。

詳細は後述するが、93モデルと新型「ドリーム」(以下、96モデル)では、反射防止の考え方が異なる。93モデルでは、モジュールのエネルギー損失は4.2%であったため¹⁾、96モデルのモジュールとしてのエネルギー損失の目標値を4.0%以下と決めた。

3.2. ソーラセルの高密度実装

ソーラカーにおいて、決められた面積の中で発電を多くするためには、無駄なスペースをできるだけ省き、高密度にソーラセルを並べることが重要となる。93モデルでは、実装効率(モジュール1枚当たりのソーラセル面積/モジュール面積)は98.4%であり、今回の目標を93モデル以上とした。

3.3. 軽量化

96モデルの開発コンセプトが、二名乗車(大会規則よりソーラセル投影面積12m²以下)のため、モジュール面積は93モデル(同8m²以下)より大きくなる。したがって、軽量化目標値は、モジュールの単位面積当たりで比較することとし、93モデル実績の10%低減(1m²あたり3.04kg以下)とした。

3.4. その他の確認項目

モジュールが、夏のオーストラリアの厳しい自然環境下での、耐候性・耐熱性・耐水性を有することを確認した。

4. モジュール仕様

4.1. 93モデルの考え方

93モデルでは、Fig.1の様なモジュール構成であった。特徴としては、

- (1) 表面材としてアクリルを使用
 - (2) 鋸歯形状の溝加工
 - (3) 電極によるソーラセル間結合
- の三点であった。

特に、(2)の項目については、朝・昼・夕と太陽からの入射角度が変化しても、表面での反射を最小限に抑える目的で取り入れた独特の構造で、93モデルのモジュールの最大の特徴ともいえる。

しかし、この方法では、

- (1) 鋸歯形状を採用したため、表面材の板厚をある程度確保する必要があり、重量が重くなる。
- (2) 鋸歯形状のため、空力特性を悪化させている。
- (3) ソーラセルの短絡を防ぐためセル間隔が必要となり、モジュール面積の増大、重量増加につながる。
- (4) 鋸歯形状の溝部に砂埃が目詰まりし、光線透過率を悪化させ、発電量が低下する恐れがある。
- (5) 鋸歯形状の加工精度によっては、光の散乱が起こるため、本来の性能を実現できない。

などの課題がある。この課題とそれに対する対応策をTable 3に示し、それぞれについて述べる。

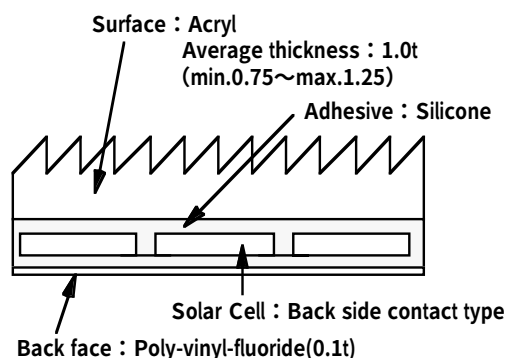


Fig.1 Construction of solar cell module (93Dream)

Table 3 Requirements and measures

Requirement	Measure
(1)Weight reduction	• Development of new surface material
(2)Improvement of aerodynamic characteristics	• Improvement of surface form
(3)Diminution of space between the cells	• Development of optimal anti-reflection coating
(4)Protection from dust	• High density on-board installation
(5)Diminution of reflection	

4. 2. 新表面材開発

表面材の材質選定にあたって、光線透過率・軽量(比重小)の観点より、三種類の材料の比較検討を行った。

(1)アクリル(93モデルで使用)

(2)ポリカーボネイト(PC)

(耐衝撃性が高く薄肉化して軽量化効果あり)

(3)オレフィン材(新材料で比重が小さい)

表面材は、単に一般的な可視光透過率がよだけでなく、ソーラセルの変換効率の波長特性や、太陽光の強度分布を加味した光線透過特性が求められるため、次式が成り立つとして、透過エネルギーと損失を求めた。

透過エネルギー

$$E_t = \int T \times X \times P \, d\lambda$$

損失 = $(E_s - E_t) / E_s$

ここで、

E_s : ソーラセルの発電に寄与するエネルギー

E_t : 透過エネルギー

T : 光線透過率

X : ソーラセル感度

P : 太陽光強度

光線透過率については、詳細は後述するが、基材と反射防止膜(anti-reflection coating、以下、ARコート)の密着耐久性や、基材の屈折率により反射防止効果が変わることなども考慮する必要があるため、ARコート品での性能比較を行った(4. 4. 節参照)。

4. 3. 表面形状適正化

空力性能を向上させ、埃の問題を避けるために、Fig.2に示す平板形状とした。93モデルを使った実車風洞テストでは、鋸歯形状のモジュールを貼った実車より、表面にテープを貼って平板相当とした実車の方が、CD値が0.003向上することが判った。

また、平板にすることで、薄板化が可能になり、軽量化に寄与した。

4. 4. 最適反射防止膜の開発

反射率を低減するために、表面にARコートを採用した。更に、太陽高度やソーラカーのボディ形状による太陽光入射角に合わせた光線透過特性を有するARコートを設計することで、93モデルで鋸歯形状が果たしていた入射角依存性を小さくするという効果をもたせた。

反射防止のメカニズムは次のとおりである。

Fig.3において、入射光の一部は境界面Iで反射され(A)、残りは薄膜内を進み、境界面IIでその一部が反射され(B)、残りがソーラセルに到達する(C)。

このとき反射光AとBは互いに干渉するから、AとBの振幅を等しく、位相を逆にしてやれば、打ち消しあって反射光はゼロとなり透過光は最大となる。

屈折率 n_1 の物質から n_2 の物質に垂直光が透過する場合

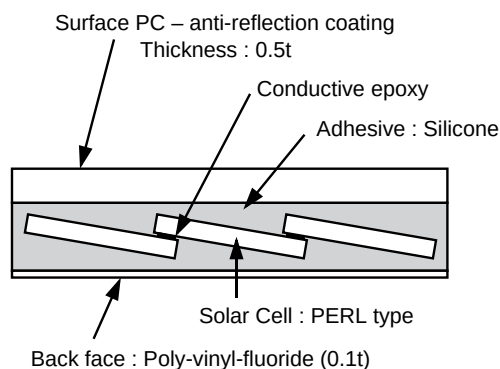


Fig.2 Construction of solar cell module (96Dream)

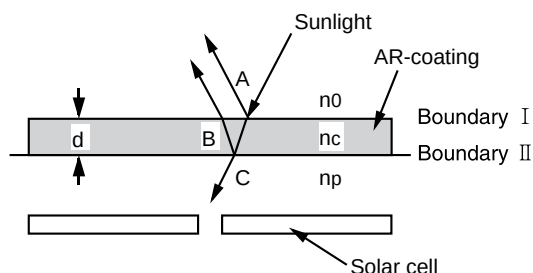


Fig.3 Mechanism of anti-reflection coating

のエネルギーの反射率 R は、

$$R = (n_1 - n_2)^2 / (n_1 + n_2)^2$$

従って、AとBの振幅が等しいとすると、

$$n_c = \sqrt{(n_0 \cdot n_p)}$$

位相を逆にするためには、

$$n_c \cdot d = \lambda / 4$$

になる様にする。

ここで、

R ：反射率

n_0 ：空気の屈折率

n_c ：薄膜の屈折率

n_p ：表面材の屈折率

d ：薄膜の板厚 (mm)

λ ：波長 (mm)

実際には、適当な屈折率の物質がなかったり、入射角や波長により反射率が変わるため、複数の物質(SiO_2 、 TiO_2 、 Al_2O_3 など)を組み合わせることで多層コートにする場合がある。

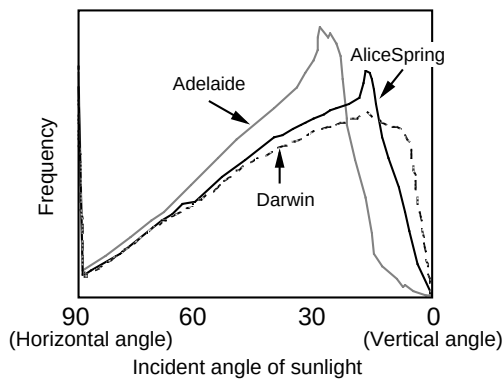


Fig.4 Incident angle frequency

実車に貼り付けられたモジュールには、様々な角度から太陽光が当たる。最適な反射防止膜を設計するために、朝・昼・夕と太陽高度が変わった時の各モジュールでの入射角頻度を求めた。Fig.4に結果を示す。

この結果より、最も頻度が高い角度を中心に透過率が高くなる様に反射防止膜を設計した。

検討材料のうち、透過率の高かった二種類の材料(PC基材のARコート、オレフィン系基材のARコート)の透過率(設計計算値)と93モデルの透過率(実測値)の波長特性をそれぞれ、Fig.5～7に示す。

表面材として要求される特性比較をTable 4に示す。この比較表より上記二種類の材料のよいことが判るが、更に詳細比較を行った。

PC基材は、0.5mmにまで薄くでき、カットなどの加工性も良好である。これに対し、オレフィン系基材では、0.8mmまでしか薄くできず、重くなるのに加え、モジュールカット時にクレージング(細かいクラック)が発生するため、モジュール寸法を大きくする必要がある。このため、オレフィン系基材では、ボディに貼り付ける

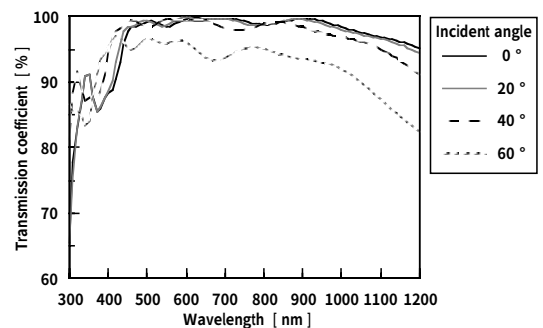


Fig.6 Characteristics of transmission of olefin-AR

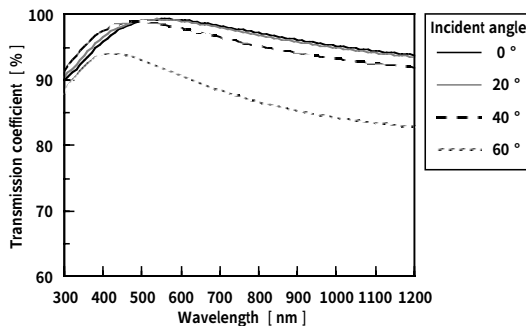


Fig.5 Characteristics of transmission of PC-AR

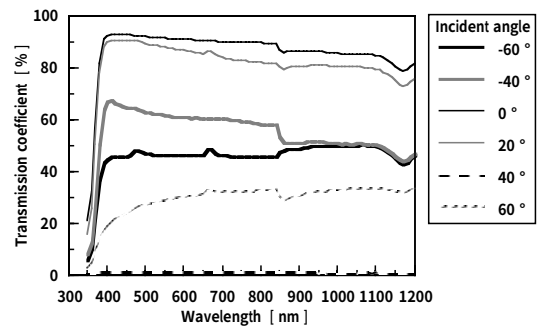


Fig.7 Characteristics of transmission of 93Dream

Table 4 Comparison of surface material

Item	Acryl (93 material)	Acryl AR	Olefin	Olefin AR	PC	PC AR	Sawtooth waveform
Weight Specific gravity(γ) Minimum thickness(mm)	△ 1.20 0.8	△ 1.20 0.8	○ 1.01 0.8	○ 1.01 0.8	○ 1.20 0.5	○ 1.20 0.5	× 1.20 1.0
Transmission Energy loss(%)	○ 5.4	◎ 1.4	○ 5.9	◎ 1.2	△ 9.1	◎ 1.4	○ 7.1
Durability Change of transmission(%)	○ -0.1	○ -0.2	× crack	○ -0.4	○ ±0	○ -0.2	○ -0.1
Impact strength Izod impact (kg·cm/cm)	△ 1.6	△ 1.6	○ 3.0	○ 3.0	◎ 6.0	◎ 6.0	△ notch effect
Thermal expansion Thermal coefficient (cm/cm/°C)	△ 8×10^{-5}	△ 8×10^{-5}	○ 7×10^{-5}	○ 7×10^{-5}	○ 7×10^{-5}	○ 7×10^{-5}	△ 8×10^{-5}
Heat distortion HDT(°C)	△ 90	△ 90	○ 120	○ 120	○ 120	○ 120	△ 90
Evaluation	△	○	×	◎	△	◎	△

◎ : excellent
○ : good
△ : slightly better
× : no good

ことができるソーラセルの枚数が約160枚少なくなり、発電量は減少する。

両者の発電量をシミュレーションで比較すると、PC基材のほうが、約90W多く発電し、これはバランス車速を1 km/h以上、向上させることができる。

上記の検討結果から、表面材にはPC基材のARコートを採用することに決定した。この結果、Fig.8の様に、広い入射角の範囲で高い透過率が得られた。

4. 5. 高密度実装

ソーラカーでは、いかに発電に寄与しない面積を減らすかも、一つの技術課題である。セル間の隙間を低減す

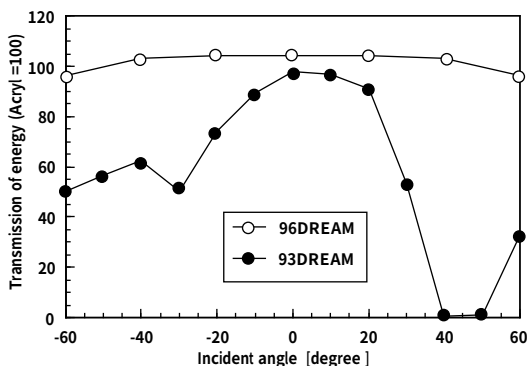


Fig.8 Comparison of transmission energy between 93Dream and 96Dream

る方法として、Fig.2に示す「瓦重ね方式」によるセルの接続を検討した。この方法では重ね方向の隙間がないため単位面積当たりの発電量が増加する。以下に、接続材料の仕様検討結果を述べる。

- (1)リボン半田：通常の半田をリボン状にしたものとフラックスを2枚のセルの間に挟み込み、固定して加熱する方法を検討したが、半田の溶融温度が高いため、冷却後の熱収縮ひずみが大きく、安定した精度での接続ができない。
- (2)クリーム半田：半田の微粒子をペースト(半田の付きをよくするもの)に練り込んだもので、半田の密着性はよいが、ペーストがセルの表面を汚染しやすい。
- (3)導電エポキシ樹脂：エポキシ樹脂に銀などの導電フィラーを練り込んだもので、硬化温度が低い利点があり、安定した精度での接続が可能である。

以上を比較検討した結果、接続抵抗についても半田と遜色なく、作業性に優れた導電エポキシ樹脂を採用した。

「瓦重ね方式」を採用した結果、約50cm角のモジュールでの実装効率は、93モデルの98.4%から、96モデルでは98.6%に向上した。

5. 成形プロセス

ホンダ独自のモジュールを製作するため、作業性・生産性を考慮し、以下に示すプロセスでモジュールの製作を行った。

- (1)Fig.9に示すテンプレートにソーラセルを並べて接続する

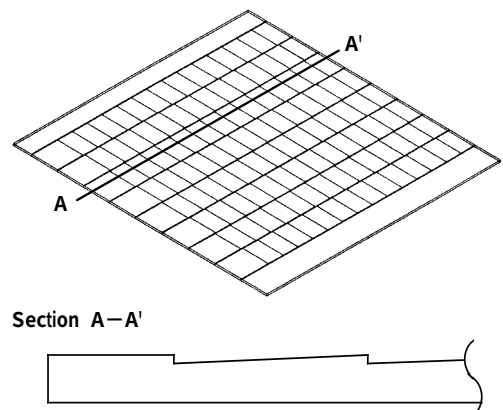


Fig.9 Template

- (2)裏面材、接続したソーラセルをセットする
- (3)真空中でシリコンを流し込み、脱泡をする
- (4)表面材をセットする
- (5)加熱しシリコンを硬化する
- (6)冷却後、脱型してトリミングする

プロセスを確立する上で、特に検討を行った課題を述べる。

(1)接続方法

ソーラセルを接続する時に、ソーラセルを精度よく並べる必要がある。ソーラセルを並べて加熱処理をするために、Fig.9に示すテンプレートをを用いたが、その材質として、熱伝導率がよく、熱ひずみが少ないことが要求され、加工性にも優れるカーボンを採用した。

また、接続材料である導電エポキシ樹脂の塗布方法については、注射針やピペットなども検討したが、塗布量を一定にすることや、塗布位置の精度や作業効率を上げるため、スクリーン印刷法を導入した。Fig.10に実施例を示す。

(2)シリコン硬化温度

製作段階で、シリコンの加熱硬化時の温度条件により、冷却後の温度差のため表面材とソーラセルの収縮差ができ、瓦重ねしたソーラセルの接続部に応力集中が発生し、接続部が剥離し、断線または接続抵抗の増大を招くことが判明した。

そこで、シリコンの硬化温度を見直し、ソーラカーがさらされる最低温度と考えられる空輸時(0

Table 5 Relation between molding condition and stress concentration

Cure temp. Item	85°C	60°C
Dimensional change (mm)	1.7	0.9
Stress (MPa)	8.0	4.3
Cure time (hr)	1.5	3

Table 6 Efficiency of solar cell module

	93Dream	96Dream*
Cell efficiency(%)	21.2	22.57
Module efficiency(%)	20.3	21.83
Module loss(%)	4.2	3.3

*3cells for efficiency measurement

℃)の発生応力が、ソーラセル接続部の導電エポキシ樹脂の許容応力(5.2MPa)以下になる様に温度条件を設定しなければならない。Table 5より、加熱時間がのびて生産性は落ちるが、発生応力の低い、60℃に硬化温度を設定した。

6. まとめ

各目標に対し結果は以下ようになった。

(1)エネルギー損失

ソーラセル単体とモジュールの発電効率の測定結果より、モジュール化によるエネルギー損失はTable 6に示す様に3.3%であり、目標を達成した。

(2)高密度実装

貼り付け効率は、98.6%で93モデルを上回り、目標を達成した。

(3)軽量化

93モデルと比較すると、モジュールの貼り付け面積が増えているため、モジュールの総重量は約3kg増えているが、1m²当たりでは、0.5kg(14%)の軽量化を達成した。

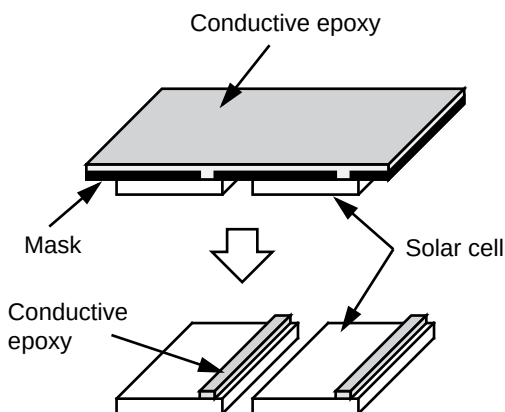


Fig.10 Screen printing

参考文献

- 1) 岩田 他、「ソーラー電池動力自動車1993」、
HONDA R&D Technical Review, Vol.6 1994, pp.1-
16

■著 者■

中 村 忠 久



荒 晴 哉



山 田 孝 行

“ホンダ EV PLUS”用 主動力モータの開発

Development of Propulsion Motor for 1997 Model "Honda EV PLUS"

山 本 恵 一*	坪 重 光*
Keiichi YAMAMOTO	Shigemitsu AKUTSU
瀧 澤 一 晃*	斉 藤 祐 司*
Kazuaki TAKIZAWA	Yuji SAITOH

要 旨

「ホンダ EV PLUS」の主動力モータとして、効率、出力密度に優れた「永久磁石界磁式交流同期」方式を採用したモータの開発を行い、高効率、高トルク密度、高出力密度を達成した。

これらの達成技術として

- (1)磁気回路最適化、効率のデザインインを可能とするシミュレーション技術
- (2)大トルクと高回転化を両立し、且つ高効率を可能とする制御技術
- (3)高出力・高回転を支えるロータ構造と冷却技術などを構築した。

車体システム要求への最適化と併せて、モード平均効率91%(Combined Mode)の高効率と1kW/1kgを超える出力密度(連続定格)を得、「ホンダ EV PLUS」の高効率・高性能を得る一助と成っている。

ABSTRACT

The propulsion motor for "HONDA EV PLUS" has been developed as an electric motor using the type of "DC brushless", which is known as a technology that achieves both high efficiency and high output power density.

The developed technologies include the following items.

- (1)Simulation method of magnetic circuit analysis which is capable to design-in efficiency and performance.
- (2)The control technology for a motor operation which achieves big torque and high revolution.
- (3)Construction of rotor and cooling which achieve high revolution and high output power density.

Also this propulsion motor which was designed by using these has power density more over 1kW/kg and 91% efficiency at Combined Mode achieves most suitable for "HONDA EV PLUS".

1. まえがき

自動車の環境への影響軽減が強く求められる中、米国カリフォルニア州におけるZEV規制の立法化がなされ、電気自動車(以降EV)の開発は急速に加速されてきた。

96年12月にGMがカリフォルニア州とアリゾナ州でEV1を市場に投入、ホンダにおいても97年5月よりホンダEV PLUSを市場に投入、リース販売を開始するに至りEV本格実用化への一歩が踏み出された。

本稿は、「ホンダ EV PLUS」の主動力用モータ(以降、

MCF11)の開発の経緯と開発に当たり構築したモータ特有技術について述べるものである。

2. 開発のねらい

このMCF11はEV用としては勿論のこと、自動車用の主動力原動機としての要求品質を念頭に下記の項目を主眼に開発を行った。

- ・少ないエネルギーを無駄にしない高効率の追求
- ・高出力密度、高トルク密度化による小型軽量化

*栃木研究所

・車両要求への最適出力、効率特性化

これらの項目を満足し、且つモータの技術基盤を構築するために、以下の項目を重要課題として設定した。

- (1) DCブラシレスモータの採用とともに、高出力、高トルク、高効率、小型軽量化を満足する。
- (2) エンジン同様の高い信頼性を具備する。
- (3) 磁気回路シミュレーション技術を構築、経験に頼らない仕様設定を可能とする。

3. MCF11型モータの特徴

MCF11の主要諸元と外観をFig.1に示す。MCF11はDCブラシレス(永久磁石界磁式交流同期)方式でSPM(Surface Permanent Magnet)方式のロータとスロットワインディング方式のステータを備え、密閉構造水冷モータハウジングはトランスミッションと部分的に共用化されている。

3. 1. 出力・回生・効率特性

MCF11は、0rpmから最大トルク発生可能なこと、限定された範囲で任意の出力・回生特性を設定可能なこと、正逆両転可能なこと等のモータの特徴を生かし一速固定減速機との組合せで車両の要求する「駆動力・回生力・速度・前進・後退」をモータの高トルク・高回転化・四象限運転で満足している。また効率特性も車体特性に最適な

ものとし、モード平均効率91%(FUDS)を得、且つモータの最高効率は96%(インバータ効率含む)である。

3. 1. 1. 出力・回生特性

MCF11は減速比7.45の一速固定減速機との組合せで、Fig.2の駆動力線図に示す車体の要求する駆動力を満足するため、最大トルク275Nm、最高出力49kWを発生している。トルク密度6Nm/kg・出力密度1kW/kgはモータとして最高水準にある。また、Fig.3に示す様に四象限運転と

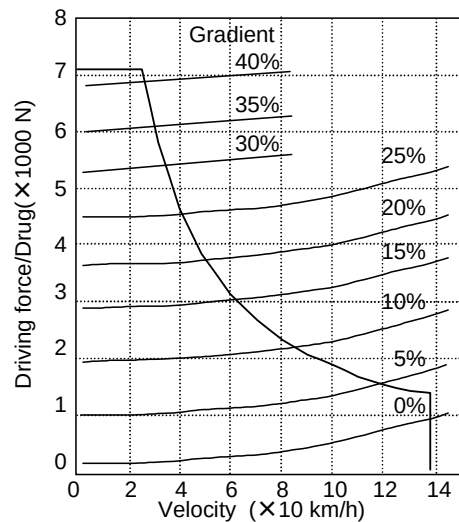


Fig.2 Driving force curve ¹⁾

Model	MCF11
Motor type	DC brushless
Cooling	Liquid
Weight	45kg(without gear box)

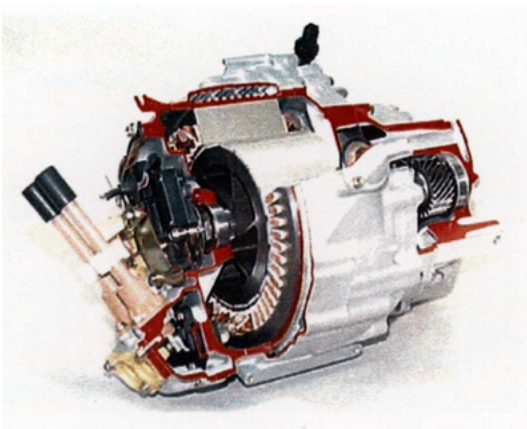


Fig.1 Section view of MCF11

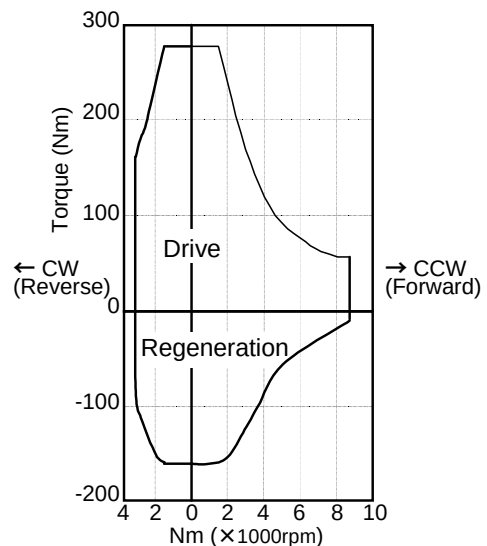


Fig.3 Motor power performance curve

し、回生による加速エネルギーの回収と後退ギヤ廃止を可能としている。

3.1.2. 効率特性

MCF11の駆動効率特性とモード走行(LA-4)、実走行(中高速登坂、急加速等を含む)の使用負荷域をFig.4のモータ効率マップ上に示す。モード走行、実走行共高効率領域を使用しているのが分かる。これは、磁気回路の最適化、車体に合わせた効率特性の最適化によるものであり、モード平均効率91%(Combined Mode)はACインダクションモータに比し、7~10%程度高い効率値を示している。

3.2. 高出力・高効率のためのシミュレーション技術

DCブラシレスモータの構成部品点数はエンジンに較べると極めて少なく、構造も簡素であり性能決定因子も少ない。

しかし、構成要素の電気的特性・磁気的特性・形状が性能・効率を左右するため、磁気回路の設計に当たっては、これら要素の特性の正確な反映が求められる。また、実運転での磁気回路内の動作の測定が困難であること、形状を決定してからの修正が困難であることもあり、正確なシミュレーション技術が不可欠である。

MCF11の磁気回路設計に当たっては、Fig.5に示すシミュレーションプロセスを構築した。磁気回路の特性評価に加えて、機械的強度評価、車体特性を想定した効率予測、必要冷却性能予測を包含したものとなっている。その内容について以下に述べる。

3.2.1. 磁気回路シミュレーション

モータの性能を決定する磁気回路設計については、「磁気回路諸元・電流・電源電圧」等の設計条件からトルク、損失、コギングトルク、トルクリップル等を算出、性能予測を行うプロセスに加えて、磁石の不可逆減磁に対する耐性、温度特性等を検証、磁気回路の基本諸元を決定するシミュレーション手法を確立した。磁場解析の一例をFig.6に示す。この例は、モータトルク・損失の算出に不可欠な磁気回路内の磁束密度分布を予測するもので、材質・形状影響の正確な予測を可能としている。

3.2.2. 構造解析

モータの構造特徴の一つに、電磁鋼板の積層構造がある。これは、磁気回路内の渦電流損失を低減するために

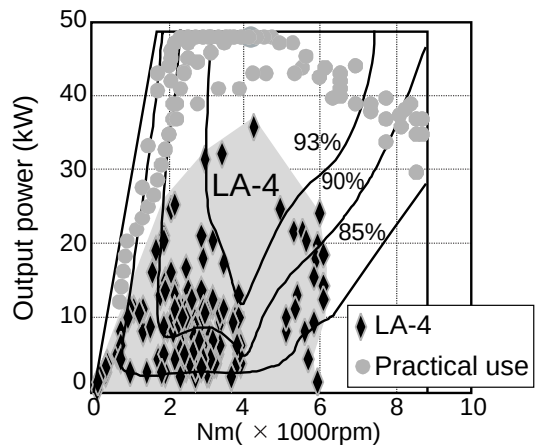


Fig.4 Motor efficiency map

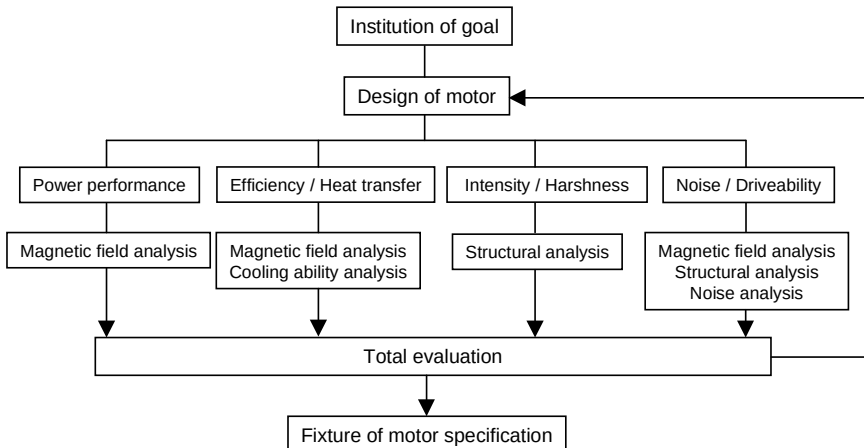


Fig.5 Simulation process of motor performance

不可欠の構造である。MCF11では、ロータ、ステータにこの構造を有しており、動力伝達部、主構造部と結合されている。特にロータは、モータ出力軸とプレス加工されたスプラインで嵌合されており、この薄板のスプラインの強度、信頼性と周辺構造への影響の検証はシミュレーションによってなされ、積層構造と一般構造部の結合を確実なものとしている。

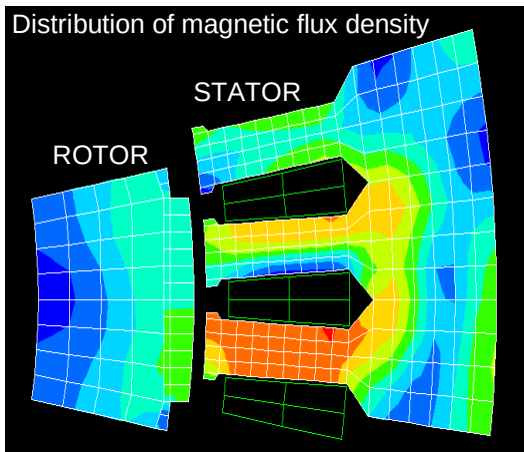


Fig.6 Simulation of magnetic circuit

3.2.3. 振動・騒音解析

モータの振動、騒音の原因には大きく、磁性材内部の磁歪によるものと、磁力による磁気回路構成部の振動によるものと二つがある。一般のモータでは、前者の影響が大きく、磁性材の最適化、磁気回路内の磁束密度低減等の対策手法が知られている。しかし、MCF11のような高トルク密度のモータでは後者の影響が大きく、その発生メカニズムはモータ固有のものとなるため、解析手法の確立が必要となった。そこで、MCF11の開発ではシミュレーションと実験のコリレーションから、この振動部位とモードをステータの径方向振動と特定し、騒音対策の方向性を明らかにした。

3.2.4. エネルギーマネジメントシミュレーション

車体諸元から使用負荷・減速エネルギーを算出、モータ効率シミュレーション結果と併せて、モード平均モータ効率・電費を算出した。また、設計時点での電費予測を可能とし、モータの車体最適化を可能とした。シミュレーションプロセスをFig.7に示す。

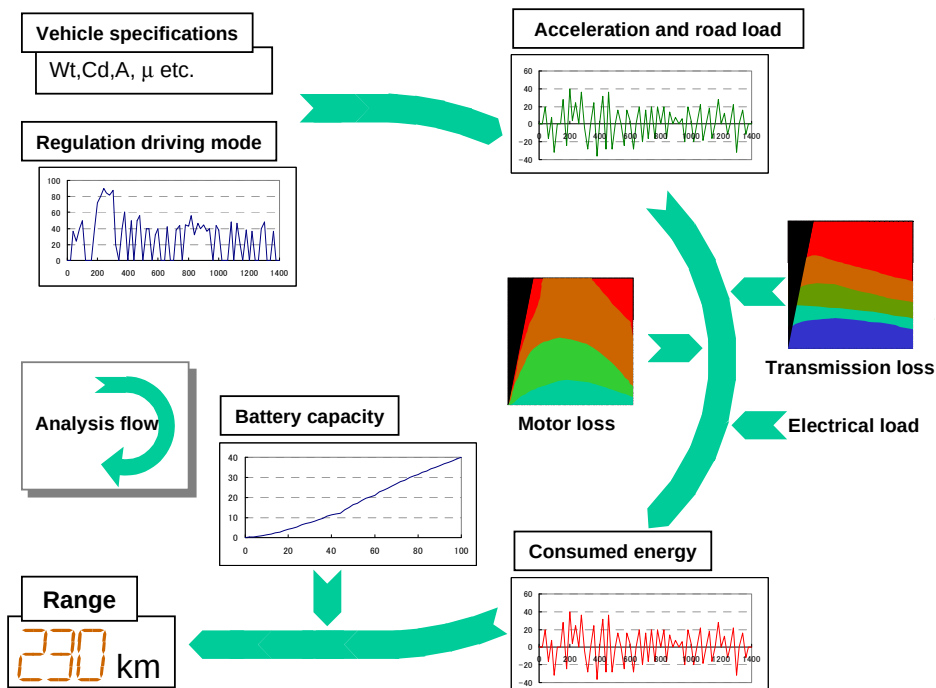


Fig.7 Simulation process of energy management

3.2.5. 冷却性能解析

モータ磁気回路諸元・モータ効率算出結果を受け、モータの必要熱交換器能力を算出、熱交換器の方式・仕様を決定した。この決定プロセスにおいても熱交換器の形状・材質要素を定量化した。冷却仕様についても設計段階での精度の高い作り込みを可能としている。また、同様にパワープラント全体にもこの手法を採用した。的確に冷却システムの要求能力を把握、各部仕様の最適化を果たし、補機損失低減化にも貢献している。

3.3. モータ制御技術

MCF11では、システムの簡素化と効率の向上、高回転運転を目的として次に述べる制御方式を採用している。

3.3.1. 入力電力フィードバック制御

モータの出力を制御するには、相電流を検出し制御することが一般的である。MCF11では、インバータ入力側の電力をコントロールすることでこれを行っている。この方式は前者に対し、制御周期を比較的遅くできシステムのローコスト化がし易い長所を持つ。しかし、前者に対しトルク制御精度が低くなる短所を持つが、極低速を除き車体挙動には影響が少なく、簡素なシステムとなっている。但し、極低速域では相電流フィードバックを部分的に使用している。システム図をFig.8に示す。

3.3.2. 矩形派スイッチング

一般に相電流は正弦波とすることが理想的とされるが、このためには相電流の瞬時値を高分解能に制御する必要があり、高分解能な磁極位置センサと高速応答なCPUが要求される。この方式は必然的にスイッチング頻度が増し、スイッチング損失の増大を招く。MCF11では効率向上とシステムの簡素化の観点から、矩形波スイッチングを採用している。

3.3.3. 弱め界磁制御

DCブラシレスモータは自らの誘起電圧により最高回転の制約を受ける。高トルクを得るにはトルク定数を高くすることが電流値を低くでき有利であるが、トルク定数は誘起電圧定数と比例関係があり、最高回転とトルク、電源電圧と相電流を両立することは難しい。

MCF11では弱め界磁制御を用い、トルク定数を高く設定

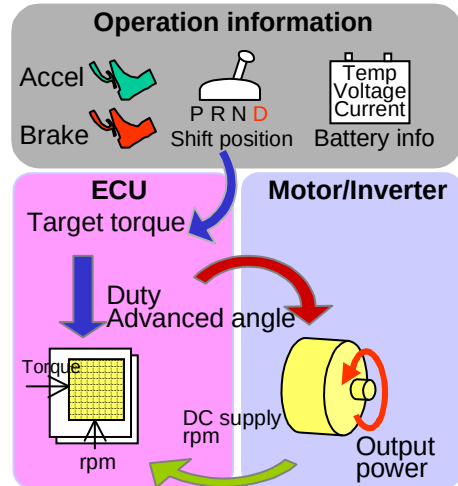


Fig.8 Motor control system

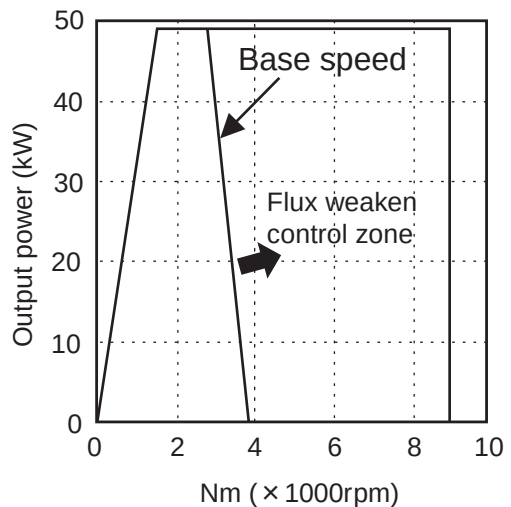


Fig.9 Effect of the flux weaken control

しながら基底回転の約三倍に及ぶ高回転運転も両立させている。基底回転領域と弱め界磁制御領域をFig.9に示す。

弱め界磁制御とは、界磁電流成分の電機子反作用による減磁作用を利用した空隙磁束の減少による誘起電圧の抑制であり、実際には進角制御と通電角制御の組合せでこれを行っている。

進角制御と通電角制御の組合せとは、誘起電圧に対する通電時期制御と、入力電力フィードバックを用いての通電電角角をある範囲で最適に制御することを併用した制御手法である。

これらによってなされる弱め界磁制御で得られる長所として

- (1)比較的高いトルク定数が設定でき相電流値が制限でき通電損失が低減できる
- (2)フィードバックループ内にて制御実施判断をしているので、電源電圧変動に対して補正可能である
- (3)スイッチングデューティは100%であるのでスイッチング損失が低減され高効率となる等があげられる。

3. 4. 高信頼性確保のための構造技術

MCF11は車載専用モータであり、エンジン同等の信頼性が求められた。特に耐熱性・耐環境性については、エンジン車同様の目標性能を設定し、以下に述べる手法でこれを達成している。

3. 4. 1. ロータ構造

SPM方式のロータを採用し、且つ高回転運転を可能とするには、磁石に発生する遠心力に耐え、磁石の浮き上がりを阻止する必要がある。MCF11では、最高回転数で磁石一個当たり5000Nを超える遠心力が発生する。このため、ロータ外周に設けた磁石保持カバーでこれに対応している。このカバーには次の条件が求められる。

- (1)磁石の遠心力を保持し浮き上がり阻止可能なプリロードを安定して与える。
- (2)磁気回路中に存在するため、非磁性である。
- (3)モータ内の高温環境に耐える。
- (4)車体寿命以上の耐久信頼性を満たす。

MCF11では、予め成形したGFRP(Glass Fiber Reinforced Plastic)円管を初期張力を与えた状態でロータ外周に装着することでこれを満足している。これは、円管内径とロータ外径の締め代によりプリロードを磁石に与えるもので、装着のために円管液圧拡張挿入方式²⁾を用いている。

3. 4. 2. 水冷モータ・ギヤボックス一体ハウジング

MCF11は密閉構造モータハウジングとし耐水、耐塵を満足し、且つ磁石の耐熱温度向上、高性能水冷センタハウジングの採用により、耐熱性も満足している。この水冷方式は、モータを含めシステム全体に適用してある。この高性能熱交換器の採用により高い冷却能力を可能としている。この結果MCF11の連続定格出力は49kWと、非常に

高いものとなっている。また、ギヤボックスのハウジング、軸受けを一部共用化し、部品点数の削減による軽量化を図っている。

4. 性能評価

4. 1. 1. 性能評価法

モータの場合、出力性能曲線は、ある制限範囲で任意に設定可能であるため、出力、トルクといった性能指標は評価の目安にならない。それに代わり駆動効率特性、回生効率特性、停動トルク特性(コギングトルク、トルクリップル)といった性能指標が重要視される。

そこで、EVモータの性能評価フローを新たに設定した。そのフローをFig.10に示す。

4. 1. 2. 性能評価システム

モータの出力性能はエンジン同様ダイナモにて測定するが、90%を超える高い効率を有しているため、計測に当たっても高い精度が要求される。また、エンジンにはない停動トルク(0rpm時のトルク)が発生するため、特殊なダイナモ装置の導入を行った。

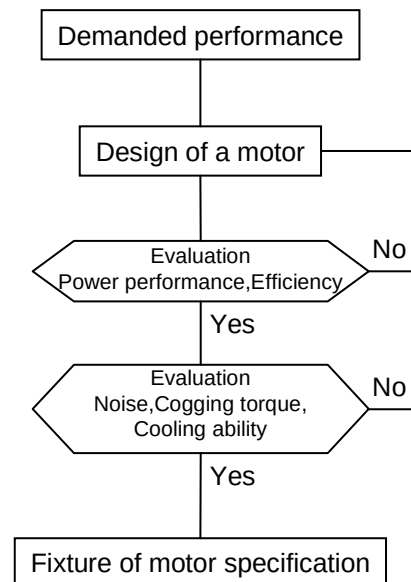


Fig.10 Evaluation process of EV motor performance

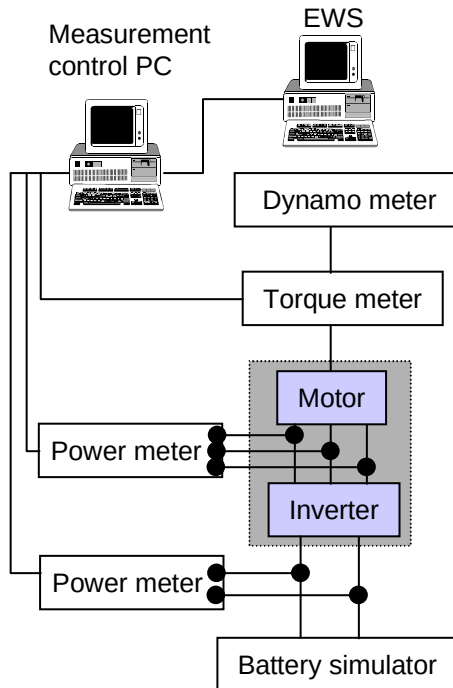


Fig.11 Measuring and analysing system of motor power performance

一つは、モータ出力性能・効率特性解析用の高精度ダイナモ装置である。本装置は、DCダイナモ、バッテリーシミュレータ、電力測定装置から成るもので、モータトルクの検出には高精度トルクメータを装備、またトルクメータとダイナモ間に減速機を設置、10000rpmを超える範囲での性能測定も可能としている。本装置の構成をFig.11に示す。

もう一つは、停動トルク試験装置である。MCF11は固定減速機を採用していることは冒頭で述べたが、当然発進クラッチは無く、モータの停動トルクを利用している。この特性を評価するために導入したのが本装置である。本装置により、モータの極低回転時のトルク挙動が評価可能となり、ドライバビリティのセッティングに効果を発揮した。本装置の構成をFig.12に示す。

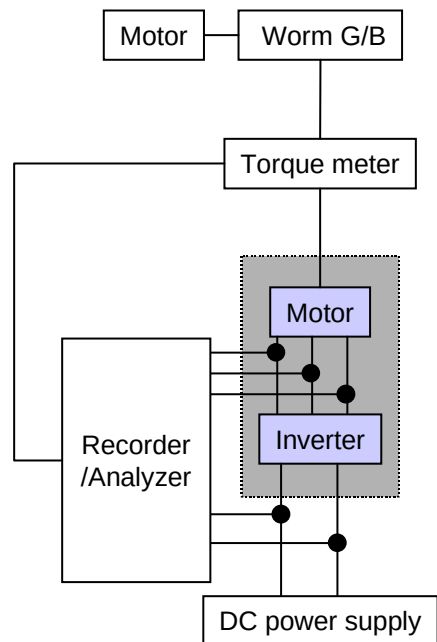


Fig.12 Measuring and analysing system of motor cogging torque

5. おわりに

自動車用主動力モータは、将来自動車の中で大きな位置付けを持つものと予想される。また、材料技術、制御技術、パワーエレクトロニクス技術の進化には目を見張るものがあり、これら技術の集大成としてのモータの進化も同様である。MCF11では、高効率、高性能という目標は達成できたが、コスト、量産性など解決すべき課題も多く、今後共研鑽が必要であると痛感している。今後はエンジン同等の生産性、コスト、信頼性を醸成しつつ、新しい価値を持ったパワープラントとして熟成に努めたい。

参考文献

- 1) 小椋 他、「電気自動車“HONDA EV PLUS”の紹介」、
HONDA R&D Technical Review, Vol.8, pp.1-10,
1996
- 2) 蜂須賀 他、「EV用モータの生産技術開発」、HONDA
ENGINEERING TECHNICAL REVIEW, Vol.5, pp.9-13,
1997

■著 者■



山 本 恵 一



坪 重 光



瀧 澤 一 晃



斉 藤 祐 司

電気自動車用ニッケル金属水素化物電池 の熱挙動解析

Heat Behavior Analysis of Nickel Metal Hydride Batteries for Electric Vehicles

佐藤 登* 八木 一彦*
Noboru SATO Kazuhiko YAGI

要 旨

1997年の5月からカリフォルニア州に供給されたホンダの電気自動車「EV PLUS」には、1991年から開発を始めたニッケル金属水素化物電池(以下、Ni-MH電池と略す)が搭載されている。電気自動車用電池は民生用電池とは異なり、苛酷な環境下で使用されるが、特に温度環境は電池自体の発熱とあいまって、電池特性や寿命に大きな影響を与える。そのために電池材料の開発、電池構造設計、搭載技術に至るまで、熱マネジメント技術が不可欠になる。ここでは、Ni-MH電池の熱挙動を電池反応熱やジュール熱などの因子に分解し、今後の電池開発に関する方向性を議論する。

ABSTRACT

Nickel Metal Hydride batteries (Ni-MH) that had been developed since 1991 are applied for HONDA's "EV PLUS" launched on California state in May, 1997. Batteries for EV are quite different from consumer batteries, in particular, temperature condition affects battery performance and cycle life remarkably in accordance with heat generation due to battery itself. Accordingly, heat management technology including the development of battery materials, the structural design of battery module or pack, and installing system is strongly demanded. In this report, battery development logic would be discussed through the heat behavior analysis of Ni-MH batteries which would be decomposed to several factors like battery reaction heat or electric heat etc.

1. はじめに

近年、電気自動車の開発がしのぎを削っているなか、エネルギー領域としての電池技術の進化が目覚ましい。従来の鉛電池から、高性能タイプのNi-MH電池、リチウムイオン電池(Liイオン)、ナトリウム塩化ニッケル電池(Na-NiCl₂)などの系統に大きな期待が寄せられている。なかでもNi-MH電池は性能、信頼性、安全性の面で一歩抜きんでており、実用化という観点では既に市場実績で二年目を迎えている。

しかしNi-MHやLiイオン電池のような常温型電池は熱の影響を受け易く、特に50℃以上の領域では充電効率や寿命特性が低下する場合があります。発熱制御が重要になっている。また、電池系に応じて発熱挙動が大きく変わるこ

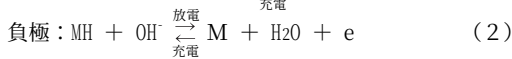
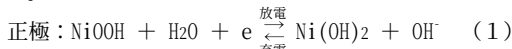
とから、電池反応や発熱因子を十分に考慮したうえでの熱マネジメントが必要になる。しかしながら、これまでに電気自動車用電池の熱挙動を扱った論文はほとんどなく、リチウム電池で一部報告されているにすぎなかった¹⁾。本報告ではNi-MH電池の充放電時の反応、内部抵抗などの熱因子を詳細に解析することで、これまで明らかにされていなかった熱マネジメントの在り方について論理化することを目的とした。

2. Ni-MH電池の原理と発熱機構

水酸化ニッケルNi(OH)₂の正極と水素吸蔵合金の負極および水酸化カリウムと水酸化リチウムの水溶液を電解液とするNi-MH電池の充放電反応は式(1)および(2)で表さ

*栃木研究所

れる。



すなわち、Fig.1に示すように水酸化ニッケルは充電時に水素(H)イオンを放出し、オキシ水酸化ニッケルとなり、一方の水素吸蔵合金はFig.2に示す構造で、充電時にH原子を吸蔵するSolid State反応である。詳細な正極の状態変化はFig.3のように表され、したがってニッケルの価数は2価(厳密には2.2価)から3価(厳密には3.4価)まで変化する。

一般に電池は充放電反応の段階で、発熱または吸熱を伴う。電池反応における発熱は、可逆電池が定温定圧での熱力学的関係を保ち、その結果、電気的仕事に相当するギブスの自由エネルギー変化 ΔG により式(3)で表現される。

$$\Delta G = \Delta H - T \Delta S \quad (3)$$

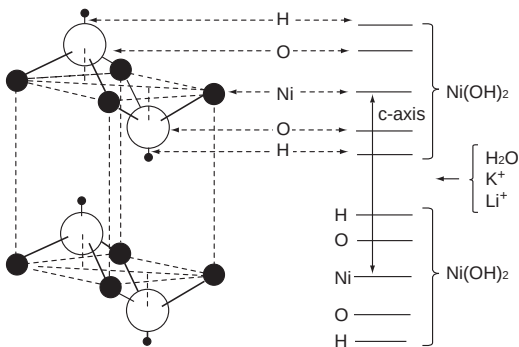


Fig.1 Crystal structure of nickel hydroxide as positive active material ²⁾

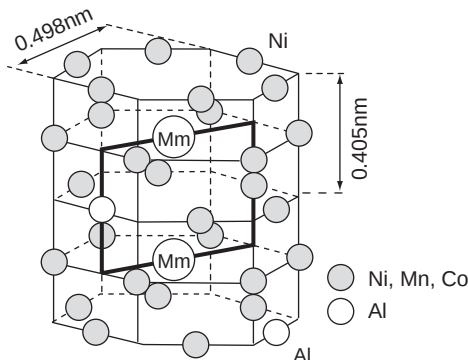


Fig.2 Crystal structure of metal hydride alloys as negative active material ³⁾

ここで ΔH は電池反応のエンタルピー変化、 T は絶対温度、 ΔS は電池反応のエントロピー変化である。電池反応が可逆的に進行する場合、充電時と放電時とでは反応が逆になるため熱の出入りも逆になる。式(3)の $T \Delta S$ が電池反応における熱エネルギーに相当し電池反応熱 Q_r として式(4)で表現される。

$$Q_r = T \Delta S = T(-\delta \Delta G / \delta T) \quad (4)$$

一方 ΔG は電池の起電力を E_e 、ファラデー定数を F 、電池反応に関与する電荷数を n とすると式(5)が成立するため、式(4)は式(6)に変換できる。

$$\Delta G = -n F E_e \quad (5)$$

$$Q_r = n F T (\delta E_e / \delta T) \quad (6)$$

しかし、実際の電池の端子電圧 E_f は電池の電気化学的分極によって電極電位である平衡起電力からずれるため、この分極によるエネルギー損失分の発熱 Q_p を伴うことになる。この Q_p は充電時も放電時も発熱である。さらに電池反応では電解液の分解による副反応や自己放電なども生じ、これらに相当する Q_s の熱因子が現れる。また電池の電気的抵抗成分がもたらすジュール熱 Q_j も加わるため、電池反応の総発熱量 Q_t は式(7)で表現される。

$$\begin{aligned} Q_t &= Q_r + Q_p + Q_s + Q_j \\ &= n F T (\delta E_e / \delta T) - n F (E_e - E_f) \\ &\quad + Q_s + Q_j \end{aligned} \quad (7)$$

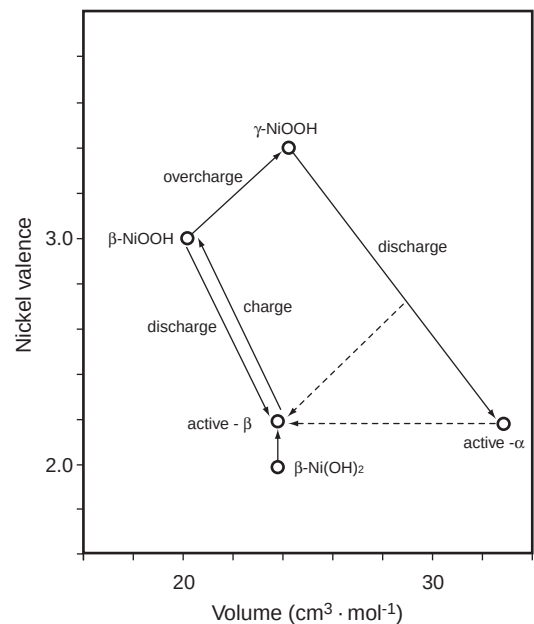


Fig.3 Chemical status of positive electrode during charge and discharge process ²⁾

3. Ni-MH電池の熱挙動

3.1. 充電時の熱挙動

充電時での反応では電池反応熱成分 Q_r は発熱となるため、式(7)の項の中では主要因子となる。また充電後期では電解液の分解に伴う副反応が現れ、さらに過充電領域では電解液の分解反応のみとなるため、 Q_s 項が大きく関与する。充電時の電流と電気抵抗成分によって決まるジュール熱は充電電流を固定すると固有値になる。放電時では電池反応熱成分 Q_r が吸熱となるため、充電時に比べて電池反応から生じる熱ストレスはない。自己放電などの大きな電池ではこれに相当する吸熱も無視できなくなるが、現在実用化されているNi-MH電池の自己放電は小さく、熱挙動を解析する上では無視できるレベルにある。また正常放電の場合には電解液の分解に伴う副反応などは現れないため、 Q_s の項は考慮しなくてもよい。逆に、放電時は電気自動車の走行段階での取り出し電流に左右され、加速時等に大電流が流れる段階でジュール熱として発熱する分が無視できなくなる。以上のように、充電時と放電時では関連する支配的な熱因子が異なってくることに注目する必要がある。

3.2. 熱挙動因子の解析

3.2.1. 電池反応熱： Q_r

Ni-MH電池における反応熱は、上記式(2)の充電時に水素吸蔵合金が水素原子を取り込み、金属水素化物になる際の発熱であり、これと等価の吸熱が放電時に生じることになる。式(8)で表現される熱量 Q_I は、水素吸蔵合金の組成により一義的に決まる固有値を示す。

$$M + H \rightarrow MH + Q_I \quad (8)$$

実用化されたNi-MH電池の負極はMm(Ni,Al,Co,Mn)₅系のAB₅型希土類合金であり、その生成熱 Q_I は-29.3kJ/H₂molである。電池の充電時電流を I_c とすれば、これに伴う単位時間当たりの電池反応熱 Q_r は式(9)のように計算される。

$$Q_r = 29.3[\text{kJ/mol}] / (96487[\text{A} \cdot \text{s/mol}] / 3600[\text{s/h}]) \cdot 1/2 \cdot I_c = 0.547 \cdot I_c \quad [\text{kJ/h}] \quad (9)$$

すなわち単位時間当たりの電池反応熱は充電電流の一次関数で表現される。

3.2.2. 分極損失発熱： Q_p

実際の電池反応で理論起電力からずれる分極の原因

は、電池反応過程で原子の拡散や移動に要するエネルギーが必要とされるためである。Ni-MH電池の場合は、正極と負極との間で行き交う水素(H)原子の拡散や移動が支配因子になる。また水素吸蔵合金は組成系によってサイクルの経過とともに酸化されやすいものもあり、この場合、分極が増大していく原因となる。発熱制御の観点からは、分極の小さな組成系の設計が鍵になる。

もっとも、この分極に伴う抵抗成分 R_p は、電池の全内部抵抗 R_t の一部に相当する反応抵抗成分として出現することから、電気的抵抗成分を R_e と表現すると R_p は式(10)のように表され、この時の単位時間当たりの分極損失熱 Q_p は放電電流を I_d とすると式(11)となる。充電の場合も I_d を I_c に置き換えるだけで同一になる。

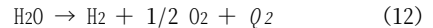
$$R_p = R_t - R_e \quad (10)$$

$$Q_p = I_d^2 \cdot R_p [\text{W}] = 3.595 \cdot I_d^2 \cdot R_p \quad [\text{kJ/h}] \quad (11)$$

しかしこの発熱量は全ジュール熱として出現するため、分極損失発熱 Q_p は直接求めることはできなく、式(10)の全抵抗成分から分極抵抗成分を分離し、その抵抗成分に相当する発熱量として算出する必要がある。

3.2.3. 副反応発熱： Q_s

Ni-MH電池の代表的な充電プロファイルを図4に示す。ここでは充電後期から式(1)および(2)の主充電反応以外に、式(12)で示されるアルカリ電解液の溶媒である水の分解反応が生じる。この際の理論分解電圧 E_e は式(3)および(5)から式(13)として求めることができる。

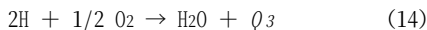


$$E_e = -(\Delta H - T \Delta S) / n F \quad (13)$$

式(12)で示される ΔH は-285.9kJ/mol、 $T \Delta S$ 項は25°C条件下で-48.6kJ/mol、また n は2、 F は96487クーロン(96.4 kJ/V)であるから、式(13)より理論分解電圧 E_e は1.23Vとなる。すなわち、25°Cの条件下では充電電位が1.23Vに到達すると副反応である水の分解を生じることになる。しかし実際の充電では、主反応の反応効率が充電後期から低下してくるため、この臨界電位に到達する前から副反応を伴い始めることおよび臨界電位を超えても正極での酸素発生過電圧の影響で、すぐには副反応のみに転移していかないなど、実際面ではより複雑になる。正極の酸素発生過電圧で副反応生成が支配される理由は、密閉型Ni-MH電池では反応制御を目的として正極容量に対し負極容量を大きく設計するため、その結果とし

て正極容量支配となることで充電反応が正極側で早く終了することによる。

さて上記したように副反応式(12)により、正極側で生じた酸素は対極である負極の水素と反応し水を生成するが、これは再結合反応と称され、電解液の水に帰る反応である。すなわち式(12)の逆反応で式(14)となり、この時 Q_3 に相当する水の生成熱-285.9kJ/molを生じるため、これが充電後期から過充電にかけての電池の発熱として現れる。



したがって、過充電を長く続ければ続けるほど発熱の程度が増幅され、結果として電池温度を自ら上げることになる。

電池の充電時電流を I_c とすれば、これに伴う単位時間当たりの副反応生成熱 Q_s は、式(15)のように計算できる。

$$Q_s = 285.9[\text{kJ/mol}] / (96487[\text{A} \cdot \text{s/mol}] / 3600[\text{s/h}]) \\ \cdot 1/2 \cdot I_c = 5.334 \cdot I_c \quad [\text{kJ/h}] \quad (15)$$

すなわち、単位時間当たりの発熱量は充電電流の関数になる。

3.2.4. 電気的抵抗成分のジュール熱： Q_j

電池の内部抵抗に依存する発熱がジュール熱として現れるが、式(10)に示したように内部抵抗は電気的抵抗と分極に基づく反応抵抗とから構成され、そのトータルとしての発熱を生じる。後者の発熱は3.2.2.に示した通りであるが、電気的抵抗成分の単位時間当たりの

ジュール熱 Q_j は、放電電流を I_d とすると式(16)で示される。充電時は充電電流 I_c で置き換えるだけで同一である。

$$Q_j = I_d^2 \cdot R_e [\text{W}] = 3.595 \cdot I_d^2 \cdot R_e \quad [\text{kJ/h}] \quad (16)$$

したがって、このジュール熱を下げるためには電池の電気的抵抗成分 R_e をできるだけ小さくする材料設計と構造設計が必要になる。電気的抵抗成分は集電体と電極活物質間をつなぐ電流ネットワークや非導電材であるセパレータ、あるいは電解液などが支配的になる。

R_t 成分の抵抗はFig.5に示す通り放電状態(DOD)により変化し、DOD値の大きいゾーンで増大する。この原因はFig.6に示す通り、正極活物質であるオキシ水酸化ニッケルの導電率が格子欠陥濃度である酸化値に比例し、このためオキシ水酸化ニッケルの還元(放電)に伴い導電率が低下するためである。また、電解液の電気伝導率は温度によってFig.7のように変化するため、電池温度が低温側にシフトすると電池の内部抵抗が増大することになる。

3.2.5. 充放電時の熱収支

(1)副反応を伴わない充電時の熱収支

この時の単位時間当たりの熱収支 Q_c は 式(17)で表現される。この時、 Q_s はゼロである。

$$Q_c = Q_r + Q_s + Q_p + Q_j = 0.547 \cdot I_c + 3.595 \cdot I_c^2 \cdot R_p + 3.595 \cdot I_c^2 \cdot R_e = 0.547 \cdot I_c + 3.595 \cdot I_c^2 \cdot R_t \quad [\text{kJ/h}] \quad (17)$$

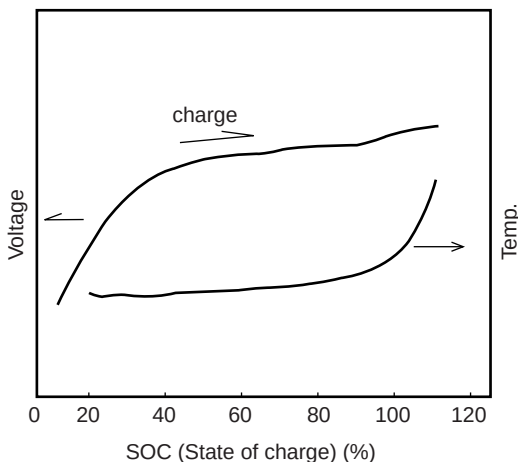


Fig.4 Representative charge profile of Ni-MH batteries

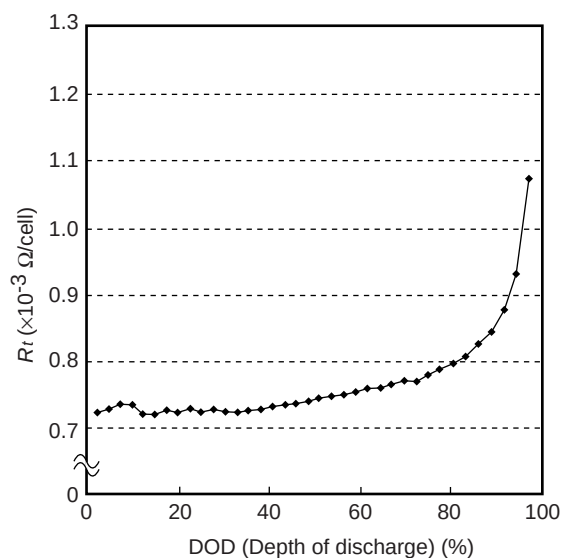


Fig.5 Dependence of internal resistance: R_t on DOD

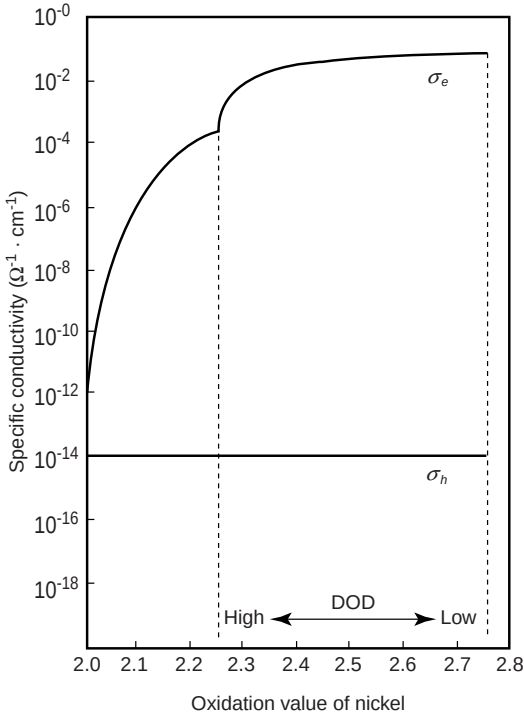


Fig.6 Relationship between oxidation value of NiOOH and electron conductivity (σ_e), hole conductivity (σ_h)²⁾

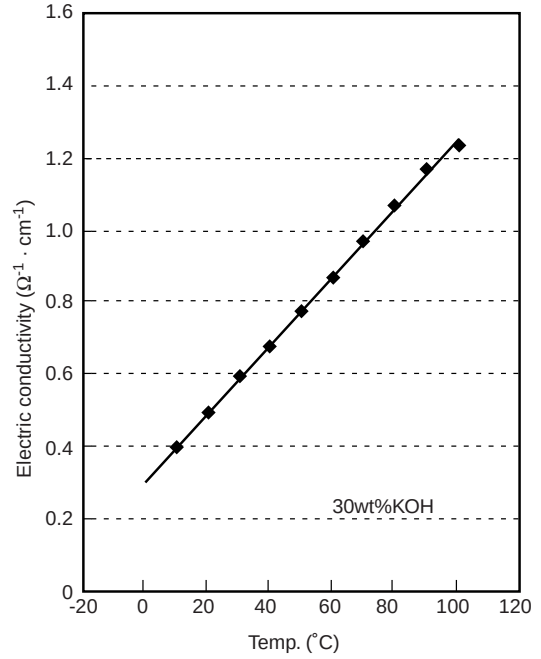


Fig.7 Temperature dependence of electric conductivity of electrolyte

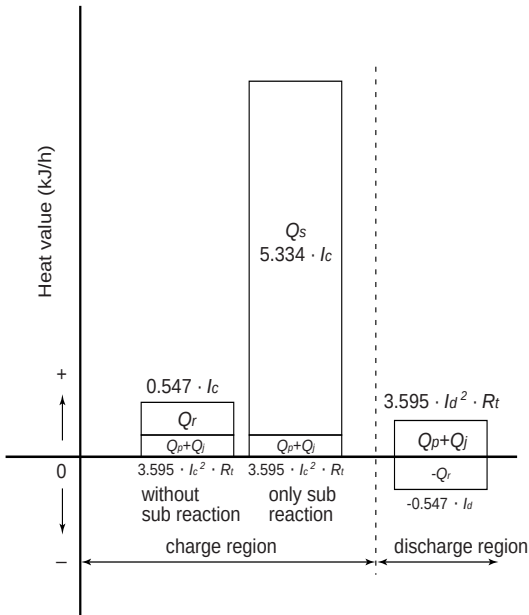


Fig.8 Heat income and outgo model of Ni-MH batteries during charge and discharge process

(2) 副反応のみの充電時の熱収支

この時の単位時間当たりの熱収支 Q_c は 式(18)で表現される。この時、 Q_r はゼロである。

$$Q_c = Q_r + Q_s + Q_p + Q_j$$

$$= 5.334 \cdot I_c + 3.595 \cdot I_c^2 \cdot R_t \quad [\text{kJ/h}] \quad (18)$$

すなわち、式(17)で観測される電池反応熱 Q_r に対し、式(18)の副反応熱 Q_s の比率は約10倍にも達し、圧倒的に高くなる。

(3) 放電時の熱収支

この時の単位時間当たりの熱収支 Q_d は式(19)で表現される。この時、 Q_s はゼロである。

$$Q_d = Q_r + Q_s + Q_p + Q_j$$

$$= -0.547 \cdot I_d + 3.595 \cdot I_d^2 \cdot R_t \quad [\text{kJ/h}] \quad (19)$$

この関係をFig.8に示す。副反応を伴わない充電領域では、電池反応熱とジュール熱の合算値となるが、副反応のみになる段階で式(14)のリコンビネーションによる発熱が支配的となり、充電時には二段階の発熱を考慮する必要がある。但し、厳密にはこの中間段階も存在する。これに対し放電時には、ジュール熱と吸熱方向の電池反応熱となり、この結果、式(20)が成立する場合に全体の発熱量が理論上ゼロになる計算である。

$$I_d \cdot R_t = 0.152 \quad (20)$$

3.2.6. Ni-MH電池の熱挙動の実験

ホンダ「EV PLUS」に搭載されているNi-MH電池の熱挙動を実測することにより、上記理論計算との相関性について考察した。

(1) 副反応を伴わない充電時の熱収支

式(17)に対し I_c と R_t を定めれば単位時間当たりの発熱量が計算される。充電電流 I_c は4kWの定電力充電によるため、Fig.9のようにSOCに応じて変動する。また、電池の内部抵抗 R_t も前記した理由により、図のごとく変化するため、結果として単位時間当たりの総発熱量はFig.10のように計算される。さらにこの時の実測値を図中に示す。計算値と実測値はほぼ一致を見るが、実測値の中でSOC100%の手前から右上がりになるのに対し、計算値でフラットになる理由は以下の通りである。計算上では充電電域100%までは副反応は進行しない扱いとしていて、 Q_s をゼロとしているが、実際の電池反応では充電後期から副反応を伴うことで Q_s を無視できなくなるためである。しかしいずれにせよ、この領域での発熱は以降の過充電領域における発熱に比べかなり小さい値をとる。その大部分はジュール損失熱 Q_j ではなく、反応熱 Q_r である。例えば、SOC50%における充電電流 I_c は11.9A、 R_t は $7 \times 10^{-4} \Omega$ であるから、式(17)より Q_r は6.5kJ/h、 $(Q_p + Q_j)$ は0.36kJ/hという関係になり、反応熱はジュール熱の18倍に相当する結果となる。

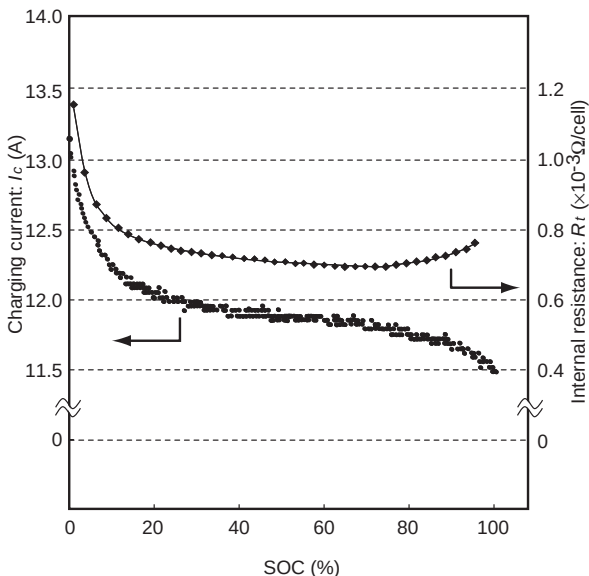


Fig.9 Charging current : I_c profile with 4kW constant power and internal resistance: R_t in accordance with SOC

(2) 副反応のみの充電の熱収支

式(18)に従い充電電流 I_c および内部抵抗 R_t を定め、単位時間当たりの発熱量を求める。このとき I_c は11.5A、 R_t は $8 \times 10^{-4} \Omega$ であるから、 Q_s は61.34kJ/h、 $(Q_p + Q_j)$ は0.38kJ/hという関係になり、副反応熱はジュール熱の161倍にも達する。

一方、Fig.10の単位時間当たりの発熱量実測データを、時間に対し積分した総発熱量をFig.11に示す。

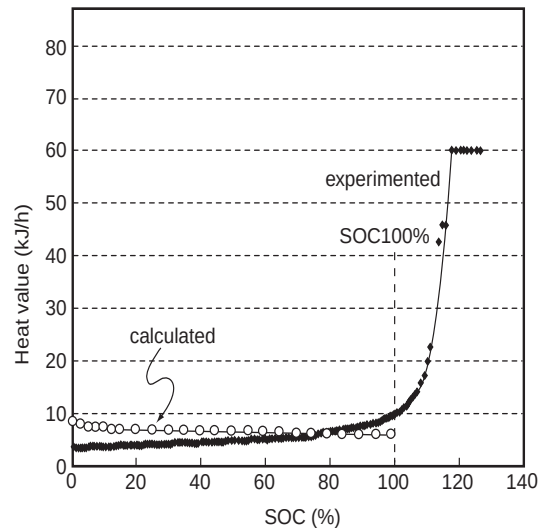


Fig.10 Comparison of calculated and experimented heat value: Q_c during charge without sub reaction

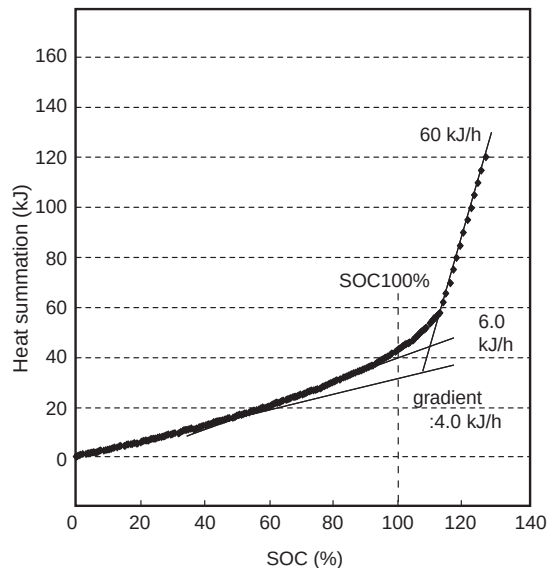


Fig.11 Heat summation obtained by the experimented data in Fig.10

グラフの勾配は単位時間当たりの発熱量に相当するが、この勾配からの変曲点が105%近辺に観測される。

(3) 充電時発熱の上限

式(18)に Q_r 項： $0.547 \cdot I_c$ を加えた値が発熱の上限となる。すなわち、実際には有り得ない条件であるが主反応と副反応が各々最大に進行している場合に相当する。 Q_r は6.29kJ/hであるから、この場合のトータルの単位時間当たりの発熱量は68.01kJ/hとなる。図の勾配からもこの結果は矛盾しないことが確認され、計算による発熱量予測の確からしさが証明される。

4. Ni-MH電池の発熱制御技術

3.2.5.(3)に述べたように、Ni-MHの放電側では、電池反応熱が吸熱方向となる効果のために、実際の使用段階では大きな問題とならない。発熱制御は主に充電側の議論であり、以下の論理で表現できる。すなわち、Ni-MH電池の場合の電池反応熱 Q_r は原理上避けられないわけで、発熱制御技術としてはジュール損失熱 Q_j と副反応熱 Q_s の制御が重要になる。但し、電池反応熱 Q_r を含めたすべての発熱項に対し充電電流が関与するため、充電電流を大きくすればするほど発熱の増大につながるものが容易にわかる。したがって急速充電のシステムは発熱を顕著に促進させる外的因子になる。ジュール損失熱の低減は、3.2.2. および3.2.4. に述べた通りで、反応抵抗と電気的抵抗成分の低減に他ならない。

3.2.5. に示したごとく、充電時の発熱は副反応によるリコンビネーションで加速されることから、 Q_s の制御が極めて効果的である。そのための制御技術としては、1)リコンビネーションを発生しない段階での充電制御、2)充電電流の抑制、3)リコンビネーションが起こりにくくなるための酸素発生過電圧の制御が挙げられる。しかし1)の方法ではフル充電することができなく、電池の保有する容量を最大限取り出せなくなる。当然のごとく、電池の充電エネルギー効率は100%にはならないため、電池容量を最大に取り出すためには100%以上の充電が必要になるが、この場合にはいかに最小限の過充電領域で充電制御できるかがキーになる。2)の場合では、電気自動車の充電時間を考えた場合、最大でも8時間以内の充電が必要となり、例えば100Ah級のNi-MH電池の場合には12.5A以上の平均電流が要求される。

さて3)の制御技術は電池開発にあたって基本的なブレークスルー技術となる。Fig.4に示したように、充電後期のプロファイルが決め手になる。この時、正極では式(21)に従い酸素が発生するが、この酸素発生度合いは正極の活物質組成に支配される。すなわち、正極組成系によって酸素発生を遅らすことのできる過電圧 η を大きくすることが可能である。この関係を電位モデルを用いFig.12に示す。



電気化学反応速度を表す電流密度を I 、電極反応の触媒性を示す交換電流密度を I_o とすれば、酸素発生過電圧 η との関係は式(22)で表される。ここで z は反応の透過係数である。

$$I = I_o \{ \exp(z n F \eta / R T) - \exp[-(1 - z) n F \eta / R T] \} \quad (22)$$

さらに k_o を標準速度定数として表せば、式(21)に対する交換電流密度 I_o は式(23)のように表現できる。

$$I_o = n F k_o [(OH^-)^2]^{1-z} \cdot [(O_2)^{1/2} \cdot (H_2O)]^z \quad (23)$$

式(21)の正方向の分極に対する過電圧 η は、式(22)の第1項により表され式(24)となる。

$$\eta = R T / n F \cdot \ln(I / I_o) \quad (24)$$

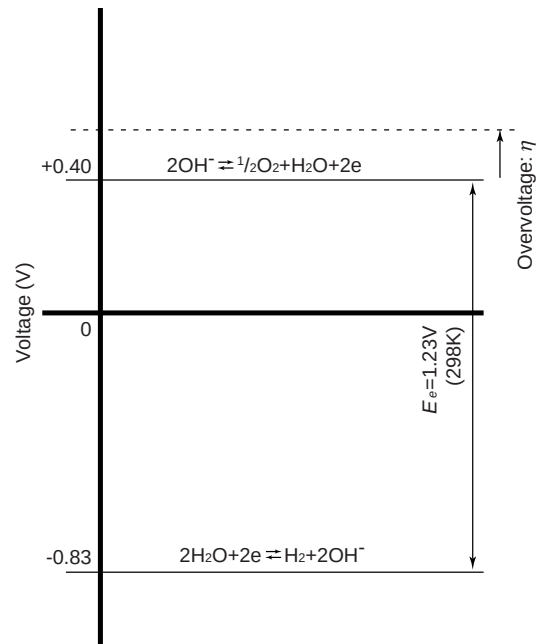


Fig.12 Voltage model of oxygen generation on positive electrode and hydrogen generation on negative electrode

正極組成の開発は式(21)の反応の交換電流密度 I_0 を小さくする方向での材料設計であり、その結果、電荷移動に対する障壁を大きくし、式(21)の反応を起こしにくくする効果である。

日本では1980年代の前半から研究され、カドミウム(Cd)や亜鉛(Zn)の添加が効果的であることが確認され実用化された⁴⁾。また最近ではZnより効果的な物質としてイットリウム酸物(Y₂O₃)やイッテルビウム酸化物(Yb₂O₃)が開発され、実用化されている^{5), 6)}。この効果モデルはFig.13に示す通りで、 ΔE が大きいほどその効果が大きくなる。また、この制御技術は高温側でより顕著になるが、その理由は以下による。 E_e は式(13)にあるように温度 T に依存し、高温側になればなるほど E_e が低下し、正極側での酸素発生が起こり易くなるためである。例えば電池温度が45℃の場合の水の理論分解電圧 E_e は1.21Vまで低下する計算になる。

この制御技術を適用すれば、電池自体からの発熱を最低限に抑えることが可能となり、よって発熱抑制のための冷却能力と冷却システムを軽減できる利点が生じる。その分、充電時の電力消費の低減が可能で電気自動車のエネルギー効率の向上に貢献でき、結果的に電気自動車の価値をさらに高めることになる。今後の開発方向も、より高温側での充電エネルギー効率が高められる正極技術の研究に期待がかかる。

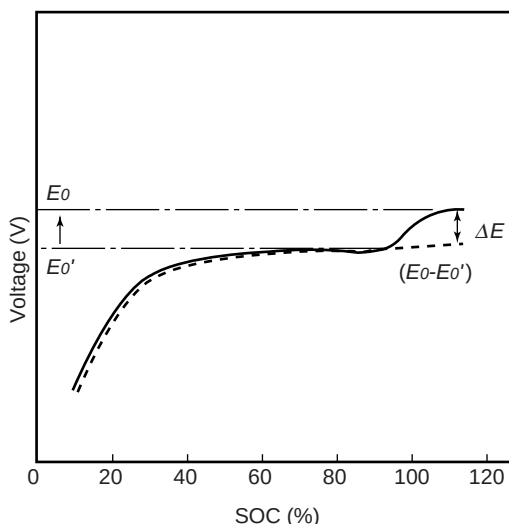


Fig.13 Profile model of oxygen generation voltage during charge process

5. 発熱制御のもたらす効果

発熱制御により得られる効果は多くあり、以下にその概要を記す。発熱を抑えることで出現する効果には、1) 電池寿命の延命、2) 充電受入性向上によるエネルギー効率の向上、3) 冷却補機システムの能力軽減による電力消費の低減とレンジの確保、などが挙げられる。

一般に、電池温度が上昇すると電池の寿命が低下することは良く知られているが、この原因は単純ではない。例えば高温下での負極合金の酸化、電解液の局所分散やセパレータのドライアップなどが複合的に絡んだりする場合があり、温度パラメータを有するアレニウスの式に必ずしも乗らない場合が多い。よってこの温度に対するタフネス向上に向けては、負極合金の耐酸化性の向上、セパレータの電解液保持性の向上が解決策のひとつになる。

3)の冷却補機システムの能力設計は、電池の発熱とそれによる電池の性能低下の度合いによって決定されるが、冷却能力を増大すれば寿命延命に効果的である反面、それに要す電気エネルギーは充電時の電力消費を増大させたり、電気自動車のレンジをその分低下させる結果になる。Fig.14に電池の充電に伴う冷却作動モデルと、その時の冷却効果を示す。

したがって、電池本体の発熱をできるだけ制御できる技術の導入と、必要な冷却能力の設計は重要な要素のひとつである。

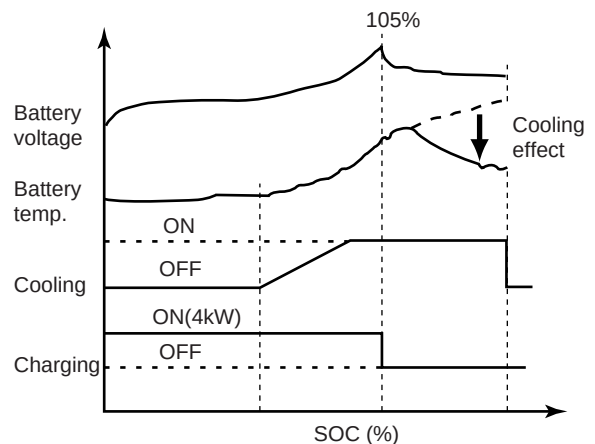


Fig.14 Typical pattern model of charging and cooling

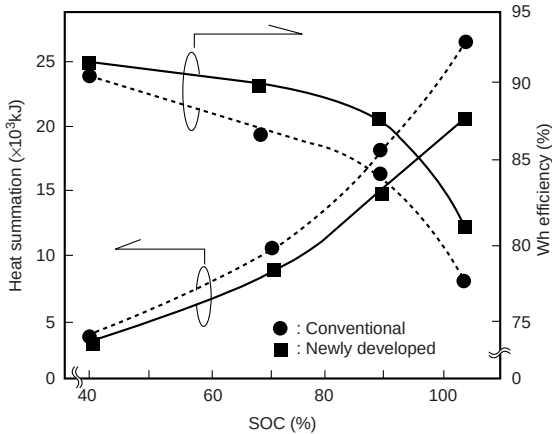


Fig.15 Relationship between total heat value and energy charge efficiency

2)項にあげたエネルギー効率の向上に関しては、発熱の程度と直接関連付けられる。Fig.15には発熱量と充電効率の相関を示す。

従来型のNi-MH電池を標準とし、これに対し電池発熱量を抑制する目的で充電効率を高める改良型を試作し、その差異を比較する。充電開始時の電池温度を45℃と設定したところ、改良型の電池はSOC40%以上の領域で標準型電池に比較して充電効率が5%程度高くなることを確認した。より高温側ではこの差はさらに大きくなることも確認されている。SOC40%以下の領域では差が現れない理由は、副反応の進行がほとんどないことに由来する。この両者間の電池に対する発熱量の差は図中に示した通り、効率向上の改良型で発熱量が抑えられていることがわかる。この発熱量の差は、充電効率の差とほぼ一致し相関性が高いことを示唆するものである。SOC90%のゾーンで両者の電池の充電効率の差は約4%であるが、このゾーンでの総発熱量の差： ΔQ は約1 kWhとなる。27kWh容量の組電池を対象にしていることから、発熱量の差がもたらすエネルギー効率： Wh_{eff} は式(25)により計算される。

$$Wh_{eff} = \Delta Q / 27 \cdot 0.9 \cdot 100 (\%) \quad (25)$$

ΔQ の値を適用すると Wh_{eff} は4.1%と計算され、図の充電効率の差、約4%と一致する。ゆえに充電効率の向上による発熱制御技術は、充電以外に消費される電力を抑制することが可能で、総合的な価値を高める結果をもたらす。

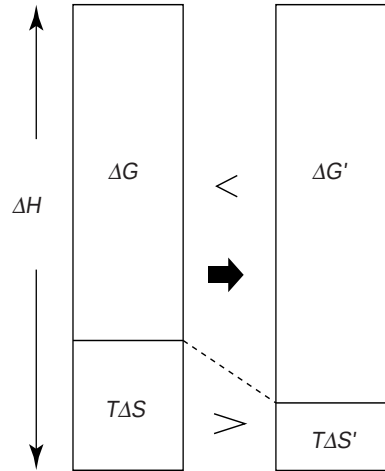


Fig.16 Basic concept of battery development

電池の充電効率を向上させ電池の発熱を抑制すること、取りも直さず電池系のエントロピー変化： ΔS を小さくすることを意味し、よって式(3)で表示されるギブスの自由エネルギー変化： ΔG を大きくすることである。Fig.16に示すように、この考え方は電池の種類がいかであろうと共通した要素であり、今後の高性能電池の研究開発に不可欠な基本要素と表現できる。

6. おわりに

以上のように、電池の発熱は性能面、制御技術あるいはエネルギー効率にと大きく影響する因子であり、よって発熱制御は電池材料研究、電池構造設計、搭載技術のいずれにとっても極めて重要な要素技術である。著者はこれまで、「熱を制するものは電池を制す」という格言を発しながら、電池メーカーとの共同的な開発の中で、その方向性を提示してきた。しかし熱については、まだ多くの解決すべき課題を抱えており、様々な角度からの取り組みと一層のブレークスルーが必要とされていることも事実である。

21世紀は「エントロピーの時代」とも言われるが、エントロピーを増大させないような電池システムの研究開発がますます活発になっていくものと推測される。その意味でも自動車メーカーと電池メーカーが一体となった開発がますます必要になっていく。

記号一覧

- ΔG : ギブスの自由エネルギー変化
 ΔH : 電池反応のエンタルピー変化
 ΔS : エントロピー変化
 T : 絶対温度
 F : ファラデー定数
 Q : 熱量
 Q_r : 電池反応熱
 Q_p : 分極損失発熱
 Q_s : 副反応発熱
 Q_j : 電気的抵抗成分のジュール熱
 I_c : 電池充電電流
 I_d : 電池放電電流
 I_o : 交換電流密度
 η : 酸素発生過電圧
 z : 反応の透過係数
 R_t : 電池全抵抗
 R_p : 分極抵抗
 R_e : 電気抵抗
 η_{eff} : エネルギー効率

参考文献

- 1) 斎藤 他、「リチウムイオン二次電池の充放電における発熱挙動」、電子技術総合研究所彙報、Vol.60, No.,12(1996), pp.771-778
- 2) 電池便覧編集委員会編、「電池便覧」、(1990), pp.230-231、丸善
- 3) N. Sato *et al.*, "Electrochemical Evaluation of Metal Hydride Electrodes", Zeitschrift für Physikalische Chemie, Vol.183, (1994), pp.1297
- 4) M. Oshitani *et al.*, "Alkaline Battery with a Nickel Electrode", US Patent, 4, 985, 318, (1991)
- 5) K. Ohta *et al.*, "Hydrogen and Metal Hydride Batteries", The Electrochemical Society Inc., NJ.,(1994), pp.296
- 6) M. Oshitani *et al.*, "Development of Nickel Metal-Hydride Battery for Electric Vehicles", Proceedings of The 13th International Electric Vehicle Symposium", Osaka,(1996), pp.51

■著 者■



佐 藤 登



八 木 一 彦

「VFR800FI」の排気エミッション 低減技術の紹介

Exhaust Emission Reduction System for “VFR800FI”

堀池 達*	山田 肇*	大山 隆*
Satoru HORIIKE	Hajime YAMADA	Takashi OYAMA
狩野 宏司*	阿部 正彦*	岩田 康雄*
Koji KANO	Masahiko ABE	Yasuo IWATA

要 旨

1999年から二輪車に適用される、欧州排気エミッション一次規制(97/24/EC-Chapter 5)に対し、環境保護の見地から、この規制値の1/10という高い目標値を達成できる二輪車の排気エミッション低減システムを開発した。

二輪車の持つドライバビリティを損なうことなく、目標とする排気エミッション値(CO:1.3g/km,HC:0.3g/km,NOx:0.03g/km)をECE40モード走行で達成するために、排気ポート二次空気導入システム(Air-Injection)を用いた触媒の最適位置の選定と、空燃比の希薄化とドライバビリティを両立させるための燃料噴射制御の適正化を図った。これにより、出力特性とドライバビリティを優先して決定したエンジン性能を低下させることなく低排気エミッション化を達成することができた。

この排気エミッション低減システムを欧州向けモデルの'98年型「VFR800FI」として量産化した。

ABSTRACT

Following current national emission regulations in some European countries, starting from June '99 a common European regulation for exhaust emissions for motorcycles (97/24/EC Chapter 5) will come into force. HONDA recently presented a newly developed 3-way catalyst system aiming to reduce emission levels to 1/10 of the limit values of this new regulation. These efforts are part of HONDA's environment strategy that attaches importance to environmental conservation.

HONDA aimed to achieve this objective for the exhaust emission values (CO: 1.3 g/km, HC: 0.3 g/km, NOx: 0.03 g/km) in the ECE40-01 mode, while meeting the development objectives in terms of engine performance and throttle response for the 1998 model of the “VFR 800 FI”. This could be achieved by introducing the exhaust emission reduction system and assuring precise control of the injected fuel amount particularly during acceleration leaning the air-fuel mixture ratio and maintaining a good driveability at the same time. The most appropriate position of the catalyst device was chosen and the secondary air injection system was coupled with the exhaust port. With this system particularly low exhaust emissions were achieved while maintaining the above mentioned overall performance aimed for this model.

1. まえがき

近年、国際的に環境問題への関心が高まる中で、二輪車の排気エミッション規制の導入および今後のさらなる低排気エミッション化への要求が高まっている。Fig.1に世界における二輪車排気エミッション規制の適用国を示

す。この中で、特に欧州においては1999年から二輪車の欧州排気エミッション一次規制(97/24/EC-Chapter 5)の発効と、より厳しい将来規制(二次規制)が予定されている。排気エミッション低減のためには、通常、触媒を装着し、O₂センサの残留酸素センシングによるフィード

*朝霞研究所

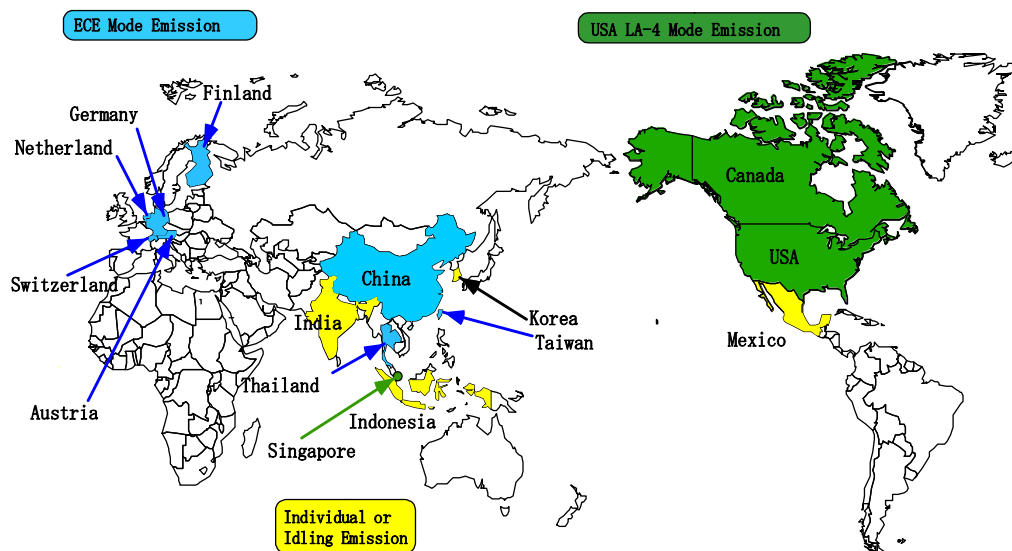


Fig.1 Exhaust emission regulations in the world

バック回路を持ったシステムにより、フューエルインジェクションをコントロールして対処する方法が四輪車の一般的な技術である。二輪車では、大型スポーツバイクにヒートチューブとよばれる簡易式触媒を装着し、欧州排気エミッション一次規制に適合している機種もある。

今回、欧州排気エミッション二次規制予定値(CO:3.0g/km, HC:1.0g/km, NOx:0.1g/km)を見据えて、目標とする排気エミッション値を欧州排気エミッション一次規制の1/10に設定し、四輪車と同様の三元触媒を用いた排気エミッション低減手法の適用を図った。しかしながら、二輪車は補機類を設置するスペースが四輪車に比べ小さく、触媒の設置場所が限定される。また、高回転高出力の二輪車用エンジンでは、良好なドライバビリティ(スロットルレスポンスおよびスロットルリニアリティ¹⁾を指す。)も高く要求されている。

2. 開発のねらい

VFR800FIの開発に際しては、良好なドライバビリティを損なうことなく、目標とする排気エミッション値を達成するシステムを作り上げることを狙いとした。

Fig.2に、現在のドイツ排気エミッション規制値(ECE40-01)、1999年欧州排気エミッション一次規制値およびVFR800FIの排気エミッション目標値を示す。

目標排気エミッション値達成における課題は、

- (1) 二輪車の限られたスペースの中で、出力性能低下のない触媒取り付け位置の確保と触媒活性化温度の達成。
- (2) 設定空燃比の希薄化と、過渡期に良好なドライバビリティを得るために必要な空燃比を、排気エミッションを抑えながら即座に供給する手法の確立であった。

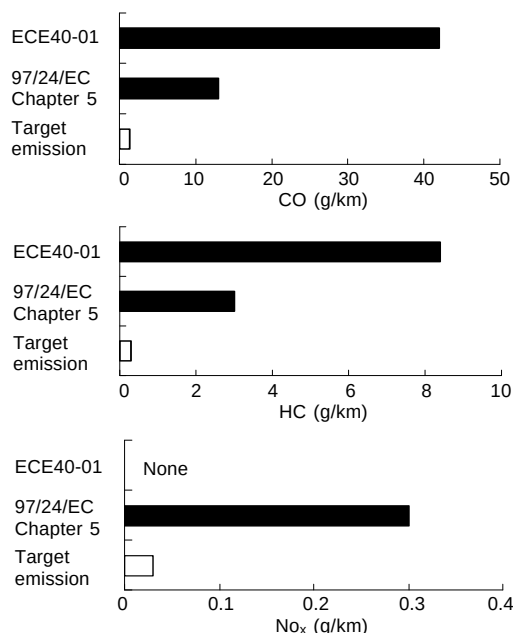


Fig.2 Regulations and target exhaust emission value



Fig.3 VFR800FI

これらの課題を解決するために、触媒の活性化限界を確認し、排気ポート二次空気導入システム(Air- Injection)と組み合わせることにより、触媒を最適位置に配置することができた。フューエルインジェクションの制御については、 O_2 フィードバックシステムを用いた設定空燃比の希薄化とスロットルリニアリティとを両立させるための燃料噴射制御、点火制御の適正化を図った。これにより、出力特性と走行性能を優先して決定したエンジン性能を低下させることなく、排気エミッション低減を達成することができた。この排気エミッション低減システムをVFR800FIに採用した。その外観をFig.3に示す。

3. VFR800FIの概要

VFR800FIの主要諸元をTable 1に、エンジンの透視図をFig.4に示す。VFR800FIのエンジンの特徴は、180度バンクの90度V型レイアウトを採用していることである。Fig.5に各気筒の爆発間隔・順序を示す。爆発間隔はバンク角で $180^\circ - 270^\circ - 180^\circ - 90^\circ$ の不等間隔となる。また、爆発順序はリアの1番気筒と3番気筒が続けて爆発し、その後フロントの2番気筒と4番気筒が爆発する変則的な順序となる。これにより、直列4気筒エンジンの等間隔爆発とは違ったフィーリングをライダーに提供している。また、Fig.6に示すように、触媒搭載モデルであるが、ベースモデルであるVFR750Fと同等以上の出力性能を得ている。

4. 排気エミッション低減システム

4.1. 触媒の配置と活性化

排気系は4-2-1集合方式の形態を採用している。排気

Table 1 Major specifications of VFR800FI

Cylinder layout	V-4
V-Angle (degree)	90
Bore×Stroke (mm)	$\phi 72 \times 48$
Displacement (cm ³)	781
Compression ratio	11.6:1
Valve system	DOHC 4 Valve
Max. power/Ne (kw/rpm)	74/10500
Max. torque/Ne (Nm/rpm)	78/8500
Dimensions (L×W×H) (mm)	2095×735×1190
Wheelbase (mm)	1440
Dry weight (kg)	210

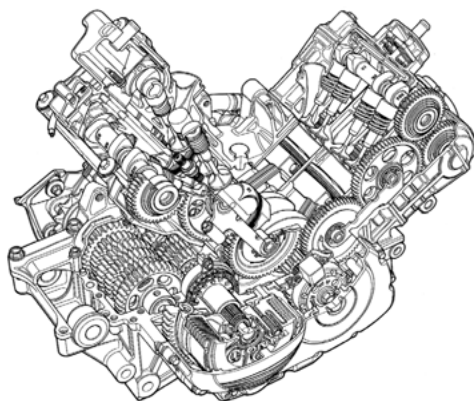


Fig.4 Section view of VFR800FI engine

系外観図をFig.7に示す。ここで、第一集合部(4-2)までの部分をL1、第一集合部から第2集合部(2-1)までの部分をL2、それ以降マフラまでの部分をL3とする。この排気系連結図をFig.8に示す。

一般に、排気系を集合した後に触媒を取り付け、その前に O_2 センサを設置する手法が考えられている。しかし、この位置では触媒が排気ポートから遠くなりすぎ、排気マニフォールドの放熱面積が大きく排気温度が低下してしまう問題がある。逆に、触媒活性温度を優先して、L1、L2を短くした排気系諸元では、出力特性が大幅に低下し、スロットル操作に対するエンジンの素早いレスポンスが得られない。そこで、L1部の排気マニフォールド径を、出力特性に大きく影響を及ぼさない範囲で、ベースモデルのVFR750Fの $\phi 35.0$ から $\phi 31.8$ まで絞るとともに、排気ポートに二次空気を導入するシステムを採用した。これにより、L2に触媒をレイアウトする仕様にて、ECE40モードにおいて、狙いの触媒活性化温度であ

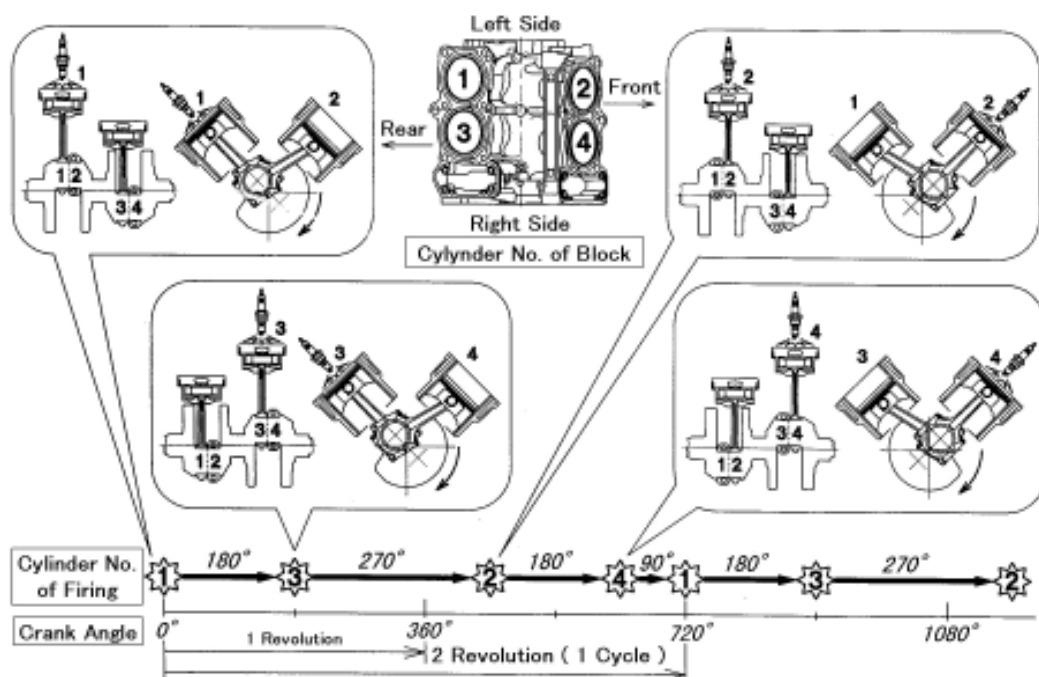


Fig.5 Cycle sequence

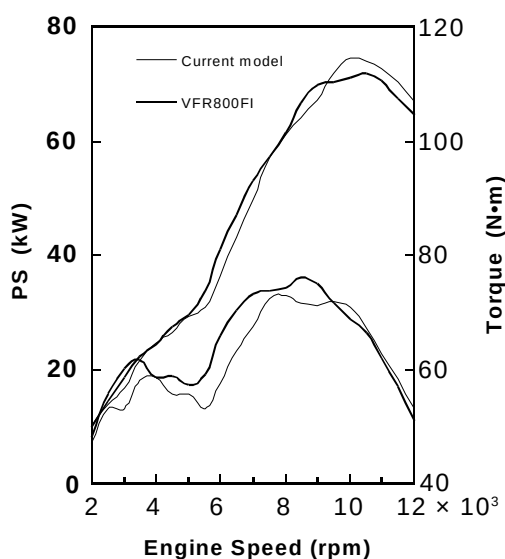


Fig.6 Engine performance

る320°Cを得た。Fig.9にECE40モード中の触媒の測温結果を示す。排気マニフォールド径絞りと排気ポート二次空気導入システムにより、排気エミッション測定モード時の触媒入口温度は約140°C上昇している。さらに、触媒の取り付け位置は、エンジンとスイングアームの真下となり、バンク角確保のため、横方向のスペースが限られる。これに対応するために、楕円形状の触媒を縦に配置

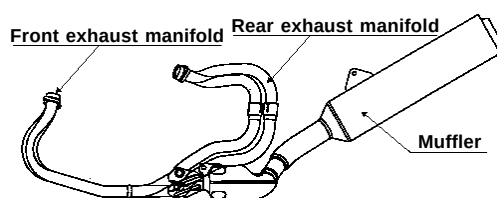


Fig.7 Exhaust system assembly

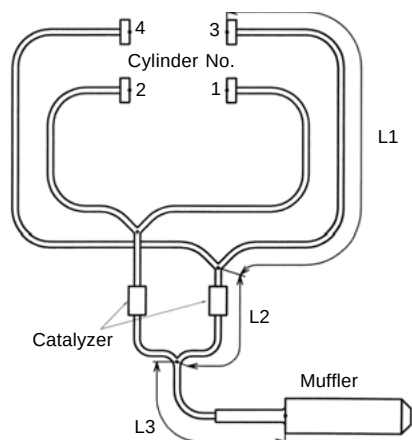


Fig.8 Exhaust system diagram

するレイアウトを採用し、二輪車のスペースレイアウトの問題を解決した。触媒の配置図をFig.10に示す。また、L2に触媒を取り付けたのでは、L2の管長が変わることにより、出力特性に影響を及ぼす。このため、Fig.11に示すように触媒を2個に分割し、触媒の外筒をL2の延長として利用するレイアウトを採用した。触媒をL2に配置したことにより、O₂センサのレイアウトも、L1集合部に2個配置する仕様とした。これにより、1、2気筒(L側)と3、4気筒(R側)を別々にフィードバック制御している。

4.2. 排気エミッション低減とドライバビリティの両立

VFR800FIに採用したフューエルインジェクションシステムの構成図をFig.12に示す。ECU(Electronic Control Unit)は、16bitCPUの採用により、燃料噴射制御と点火制御を同一ECUでコントロールしながら、全回転域シーケンシャル演算を実現した。さらに、チップの両面実装により、二輪車に搭載可能な小型軽量を達成した。

4.2.1. 燃料噴射量と点火時期マップ

燃料の基本噴射量は、

- (1)エンジン低負荷運転時用の、エンジン吸入負圧とエンジン回転数によって噴射量を決定するエンジン吸入負圧噴射量マップ。
- (2)エンジン高負荷運転時用の、スロットル開度とエンジン回転数によって噴射量を決定するスロットル噴射量マップ。

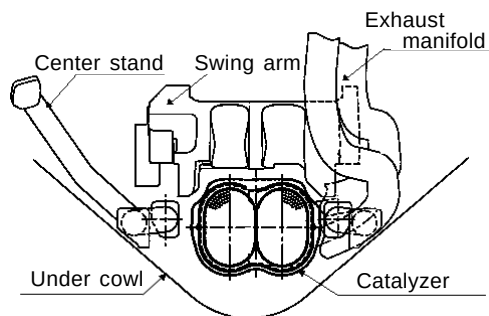


Fig.10 Layout of oval catalyzer

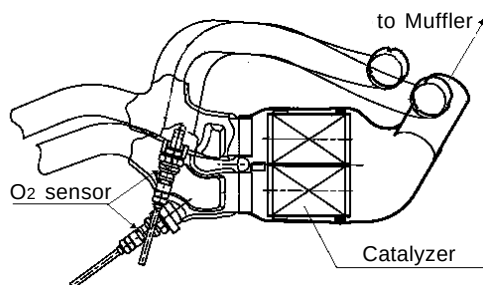


Fig.11 Layout of catalyzer and O₂ sensor

の2種類の噴射量マップを用いることにより、低負荷域から高負荷域まで、全域の精度向上を図っている。

4気筒不等間隔爆発エンジンの性能をすべて引き出すために、各々の燃料噴射量マップは各気筒1種類ずつの計8種類を独立して持ち、精密な燃料噴射量のセッティングを行っている。点火時期マップも、燃料噴射と同様に気筒ごとに要求値が異なるため、各気筒1枚ずつ、計4種類のマップを持っている。燃料噴射量と点火時期の三次元マップをFig.13に示す。

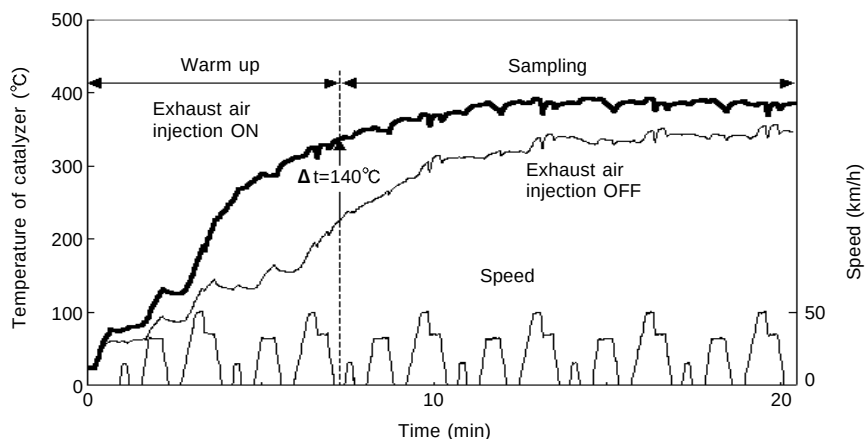


Fig.9 Temperature of catalyzer (ECE40 mode)

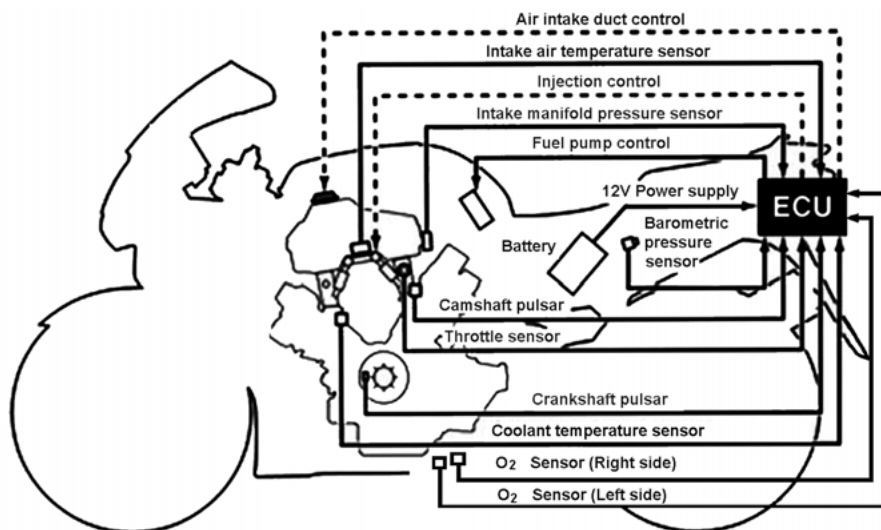


Fig.12 Fuel injection system diagram

4.2.2. 燃料噴射量補正

従来、二輪車用高回転高出力エンジンの設定空燃比は、12から13程度となっており、ドライバビリティの確保を最優先とした設定であった。今回、三元触媒を最大浄化率で用いるために、設定空燃比を14.7とした。そのため、高回転高出力エンジンのドライバビリティ確保のため、次のシステムで加速補正噴射量の適正化を図った。

- (1) ライダの加速の意志をできるだけ早く検知するために、スロットル開度をエンジン1回転当り12回検出し、その変化を演算する。
 - (2) 加速直前の状態により、最適燃料供給量を演算させる。
 - (3) 加速のための燃料付加噴射を、インレットバルブが開いている気筒を検知して行う。
- これらのシステムにより、燃料供給の遅れ解消と過渡

期に良好なドライバビリティを得るために必要な空燃比の確保を可能にした。

4.2.3. 排気ポート二次空気導入システム

排気ポートに導入する二次空気を、ソレノイドバルブで制御することにより排気温度を上昇させて、コールドスタート時の触媒の早期活性化を図り暖機運転中の一酸化炭素と炭化水素の排出を抑えている。Fig.14に排気ポート二次空気導入システム図を示す。また、窒素酸化物排出の少ないアイドル運転時は、排気ポート二次空気導入により、排気を酸素過剰な状態として、触媒による一酸化炭素、炭化水素の酸化を促進している。

触媒の活性温度が確保できる適性な触媒配置と点火時期マップおよび燃料噴射量制御の組み合わせにより、VFR800FIは、Table 2に示すエミッション値を達成した。

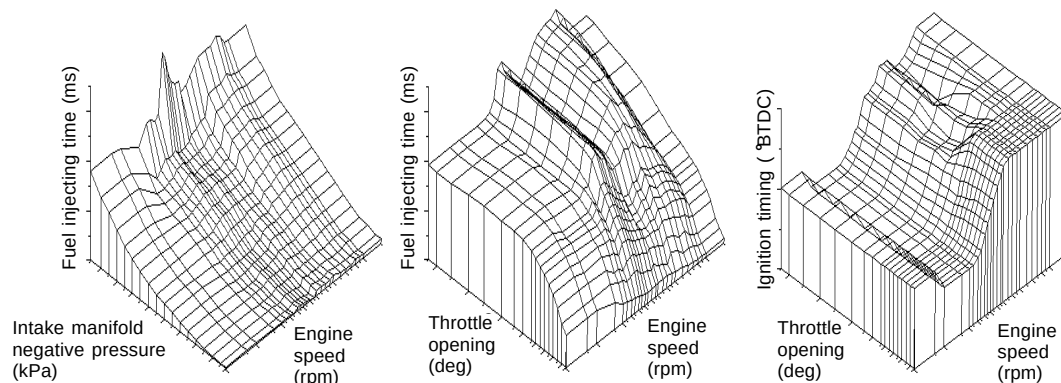


Fig.13 3D map of fuel injection and ignition timing

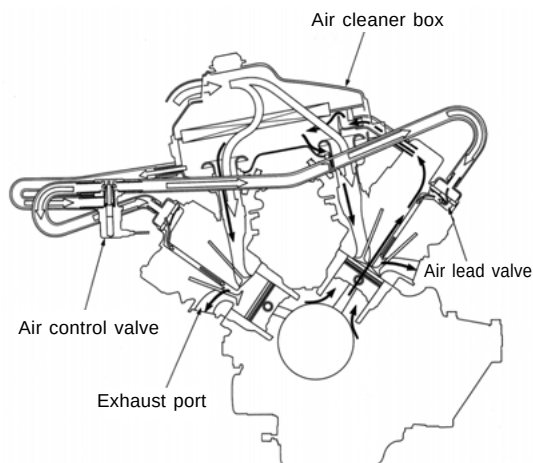


Fig.14 Layout of exhaust port air injection

Table 2 Result of VFR800FI exhaust emission

CO	0.4 g/km
HC	0.3 g/km
NOx	0.03 g/km

5. まとめ

今回、ホンダの二輪車として初めて三元触媒を用い、出力性能の低下を抑えて、低排気エミッションを達成した。その内容を要約すると以下のとおりである。

- (1) 三元触媒の配置と排気ポート二次空気導入システムにより、目標排気エミッションに適合した。特に、COに関しては、目標1.3g/kmに対して0.4g/kmという値を得た。
- (2) 触媒付きモデルではあるが、エンジン性能を低下させることなく、最高出力74kW/10500rpm、リッタ出力94.8kWの性能を達成し、且つ、低回転域から高回転域まで扱い易いエンジン特性を実現した。
- (3) 燃料噴射制御と点火制御を同一ECUでコントロールしながら、全回転域シーケンシャル演算を可能にしたECUの新開発に加え、加速補正制御の最適化を行うことにより、良好なドライバビリティを確保した。

参考文献

- 1) 岡田和典 他、「2ストロークエンジンのトルクマップによるドライバビリティの簡易定量評価法」、Honda R&D Technical Review Vol.7,1995

■著 者■



堀 池 達



山 田 肇



大 山 隆



狩 野 宏 司



阿 部 正 彦



岩 田 康 雄

アコード／トルネオ用1.8L リーンバーンエンジンの開発

Development of 1.8L Lean-burn Engine for "ACCORD/TORNEO"

林 有 登*	櫻 原 一 雄*
Aruto HAYASHI	Kazuo SAKURAHARA
高 林 徹*	遠 藤 太 郎*
Toru TAKABAYASHI	Taro ENDO

要 旨

エンジンの図示熱効率向上による燃費低減に対してリーンバーンは有効な技術の一つであるが、高出力と低燃費との両立およびNOx排出量抑制という点では改良の余地があった。今回新型の1.8Lリーンバーンエンジンの開発にあたり、可変バルブタイミング・リフト機構と希薄混合気の燃焼改善技術を用い、従来機種に対して12%の出力向上と24%の燃費向上および排出ガス量低減を両立させることができた。このエンジンの特徴は、筒内流動シミュレーション解析を応用した新しいコンセプトの吸気ポートと燃焼室形状により、希薄混合気の安定した燃焼を実現したことにある。本稿では、燃焼改善技術と効果をシミュレーション解析結果と合わせて述べる。

ABSTRACT

Lean-burn is one of the available technology to improve fuel economy arise from development of the engine indicated thermal efficiency. Though it is required not only higher performance and more good fuel economy but also lower NOx emission, lean-burn leaves much to be desired. To develop of a new 1.8L lean-burn engine, variable valve timing and lift mechanism (VTEC) and combustion improvement systems under lean mixture operation are introduced. A new 1.8L lean-burn model vehicle achieved 12% more power and 24% better fuel economy and lower exhaust emissions equally against our previous 1.8L vehicle. This engine features the new concept intake port and combustion chamber that designed on the basis of computational fluid analyses. In this paper, technologies and that effects such as improvement of new lean-burn engine and computational fluid analyses results are described.

1. まえがき

環境問題に対し様々な施策が打たれており、国内においても地方自治体が独自の環境基準を打ち出すような状況下にある。自動車メーカーの対応としては内燃機関の正味熱効率向上を主とした低燃費、低排出ガスの技術開発が急務である。その中でエンジンの図示熱効率向上手法としてリーンバーン、筒内直噴^{1)、2)}、ミラーサイクル³⁾などが研究、商品化されている。ホンダにおいても、1.5L/1.6Lクラスのリーンバーンエンジンをシビックに搭載し実用化してきた。Fig.1に量産車のリッター当り出力

と10・15モード燃費を示す。図よりリーンバーンエンジンの燃費は各排気量クラスの高水準にあるが、出力との両立という面ではまだ改良の余地がある。今回の1.8Lエンジンの開発にあたっては低燃費と高出力を両立させるため新しいコンセプトに基づいた吸気ポートと燃焼室形状による燃焼改善を行った結果、出力を12%向上するとともに7都県市／6府県市低公害車指定制度のNOx排出量1/2規制を満たし燃費を24%向上することができた。本稿では燃焼改善技術をシミュレーション結果と合わせて述べる。

*栃木研究所

2. 開発のねらい

エンジンの図示熱効率向上による燃費向上には希薄混合気を燃焼させるリーンバーンが有効な手段の一つであ

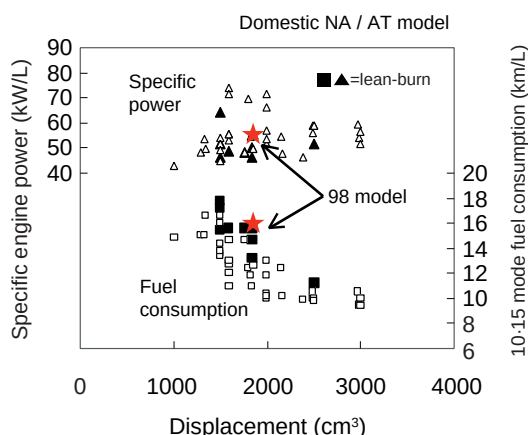


Fig.1 Performance of lean-burn model in production vehicles

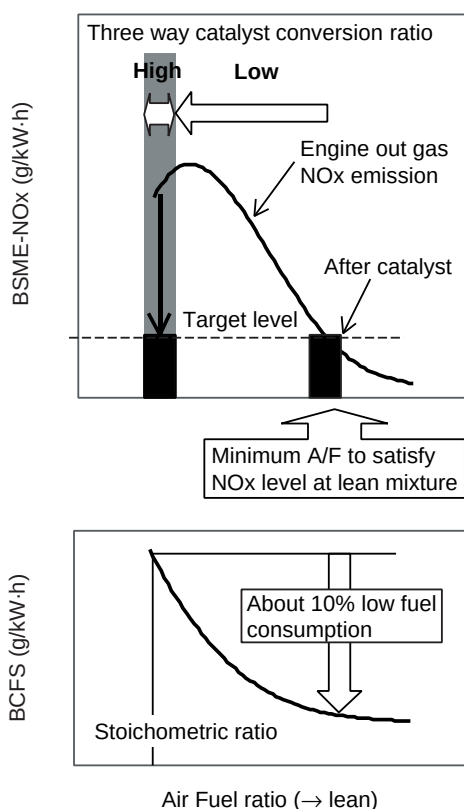


Fig.2 NOx and fuel consumption under lean mixture operation

る。リーンバーンではポンピングロスの減少および比熱比の向上によりサイクルの熱効率が向上する。Fig.2に混合気の空燃比(A/F)と燃費、排出ガス中のNOxの関係を模式的に示す。空燃比をリーンとした場合、熱効率の向上により燃費は向上する。しかしながらリーンバーンでは三元触媒による排出ガス浄化性能が低下するため、NOx排出量が目標値以下に減少するまで混合気の空燃比を希薄にしなければならない。従ってリーンバーンエンジンではNOx排出量を満足できる十分希薄な空燃比において安定した燃焼を得られることが絶対の成立条件となる。この条件を満足させるため混合気に幾何学的な方向性を与えた場合、空気の流路が減少するため高出力との両立という点では十分な性能を得にくかった。

そこで新型の1.8Lエンジン開発にあたり、

- (1) 従来型1.8Lエンジンに対しVTEC機構(VTEC; Variable Valve Timing and Valve Lift Electric Control)を採用することにより出力を下げることなく低燃費化を図る。リッター当りの出力55kW以上の高出力と燃料消費量を従来機種比15%以上低減。
 - (2) 筒内流動計算による吸気ポート、燃焼室形状の最適化と高精度な燃料噴射制御の実現。
- という目標を設定した。

3. エンジン諸元

Table 1に今回開発したリーンバーンエンジン(98 model)の主要諸元を従来型エンジン(94 model)と比較し示す。従来型エンジンに対して出力向上として高圧縮比化、吸気バルブ径の拡大およびロッカアームにローラベアリングを採用しフリクションの低減を行った。

Table 1 Engine specification

Engine type	98 model (Lean-burn)	94 model (Previous)
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	←
Bore × Stroke (mm)	85 × 81.5	←
Displacement (cm³)	1849	←
Compression ratio	9.3 : 1	9.0 : 1
Valve train	SOHC VTEC	SOHC
Rocker-arm type	Roller	Slipper
Valve diameter × number	In. Exh.	←
	φ 34 × 2 φ 29 × 2	φ 32 × 2
Intake port type	With window	Normal
Combustion chamber configuration	Pentroof +Bowl-in-piston	Pentroof
Fuel supply system	Programed fuel injection	←
Ignition system	Programed ignition	←

Fig.3に示すように、従来型エンジンに対し、低・中速域から高トルクを発生させ、最高出力は103kW(55.7kW/L)と12%の向上を達成した。

次に、Fig.4に示すようにピストン頂部を含めた燃焼室形状の見直し、連通部(ウインドウ)を設けた吸気ポートとVTEC機構の採用により希薄燃焼限界の向上を図り低燃費と低排出ガスを実現した。

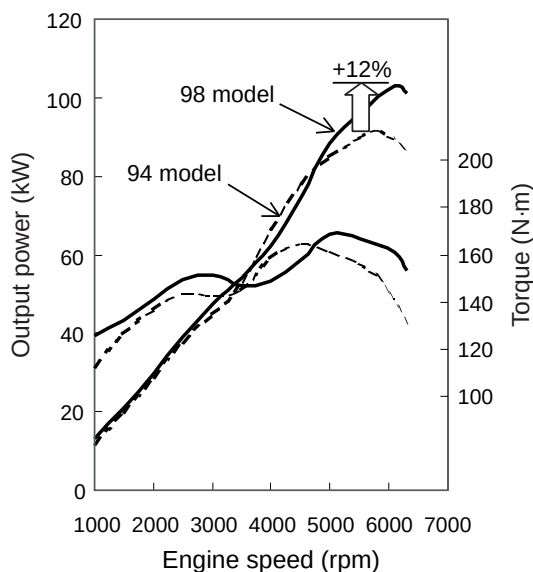


Fig.3 94 and 98 model engine output power

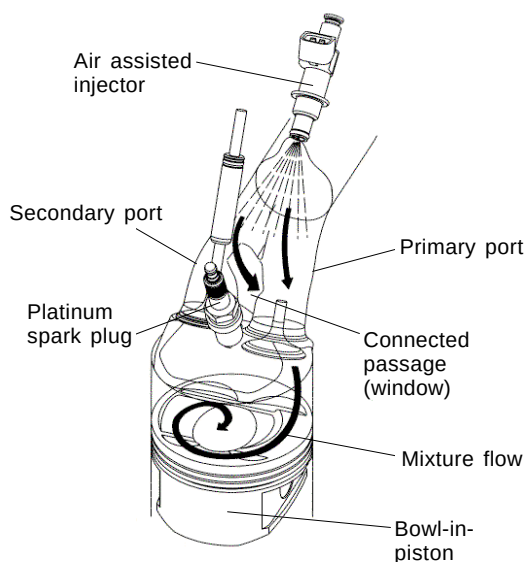


Fig.4 98 model engine layout

4. 希薄燃焼の要素技術

4. 1. 吸気ポート形状

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易い混合気を形成し周囲の希薄な混合気に火炎をすばやく伝播させる必要がある。このとき、点火プラグ周りの混合気が過濃だと多量のNOxが発生する反面、薄すぎると着火ができない。通常のエンジンに希薄混合気を供給した場合は、たとえ一旦着火することができても混合気の燃焼速度が遅いため火炎の伝播が不十分で安定した燃焼が得られない。したがって、リーンバーンエンジンにおいてはシリンダ内の混合気形成すなわち流入する燃料濃度分布の均一性と適度な偏在性の両立および急速な燃焼の促進が重要となる。混合気形成については従来から多くの研究がされておりスワール(横渦)やタンブル(縦渦)といった渦をシリンダ内に発生させる手法の有効性が燃焼の解析結果と関連付けて報告されている^{4), 5)}。一般的にスワールは流れの保存性が大きくサイクル毎での変動も少ないため燃焼が安定し、タンブルは渦の自己崩壊による乱れエネルギーの拡散により燃焼速度が向上するとされており、各々が燃焼限界拡大に寄与していると考えられる。

Fig.5に先行エンジンにおいてスワール比(S.R)とタンブル比(T.R)を種々に変化させた場合の希薄燃焼限界を示す。また希薄燃焼限界のデータから推測されるおおよ

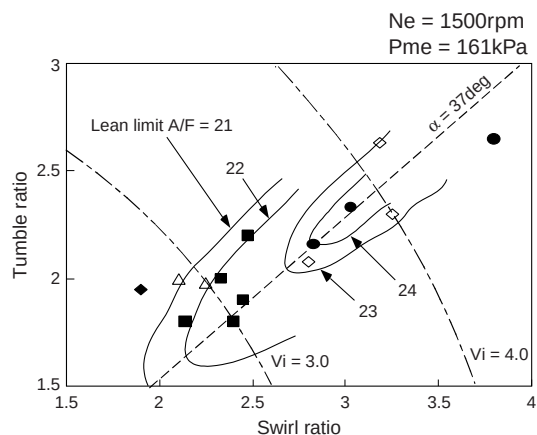


Fig.5 Relation between swirl and tumble intensity and lean-limit

その等リーン限界線および次のように定義する渦強度 V_i
 $\{V_i = ((S.R)^2 + (T.R)^2)^{0.5}\}$ の等渦強度線も合わせて示す。
 図より渦強度を強くした場合、燃焼限界は向上する傾向があるが同一強度においてリーン限界を向上させるためのスワール比とタンブル比には一定の割合があるといえる。これをスワール傾き角 α $\{\alpha = \tan^{-1}(T.R/S.R)\}$ と定義すると $\alpha = 37\text{deg}$ となる。従って、一方のバルブを休止させて筒内に渦を発生させる構造の場合、スワール傾き角を 37deg となるように吸気ポートを設計すれば最も燃焼が安定する。

Fig.6に新開発の吸気ポート形状を示す。ポートは低回転のバルブ休止時にも作動するプライマリポート、高回転時に作動するセカンダリポートおよび両方を結ぶ連通部(ウィンドウ)で構成されている。バルブ休止時、セカンダリ側のバルブはわずかにリフト(1.0mm)しているが吸入される混合気は主としてプライマリ側バルブから筒内に流入することになる。このとき、セカンダリポートからウィンドウを通して強い指向性を持った流れが生じシリンダ内にスワールを形成する。

Fig.7にウィンドウの効果についてシミュレーションを行った結果を示す。条件を同じにするためウィンドウ中央部を遮断したモデルとの流れ比較を行った。ウィンドウを遮断したモデルではバルブから吸入される空気はほぼ均一に流れるのに対し、ウィンドウを設けた場合ウィンドウを通る空気流によりバルブからシリンダ壁側へ向

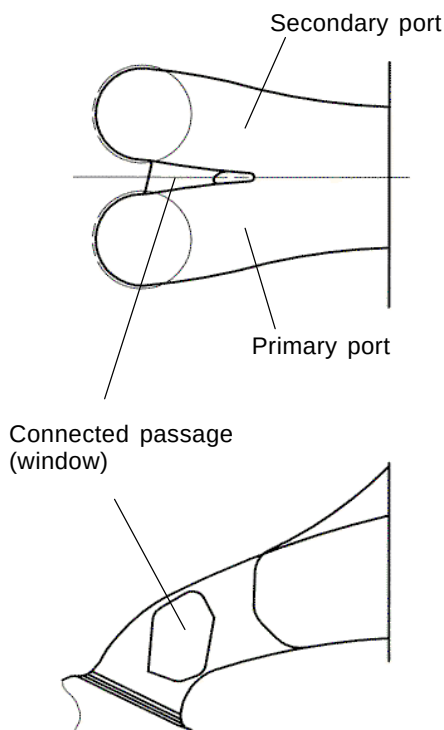
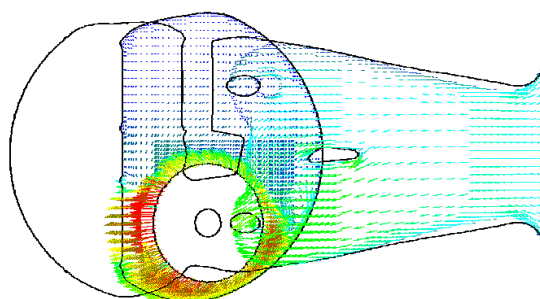
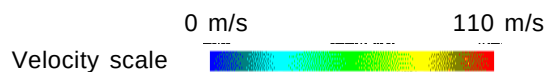
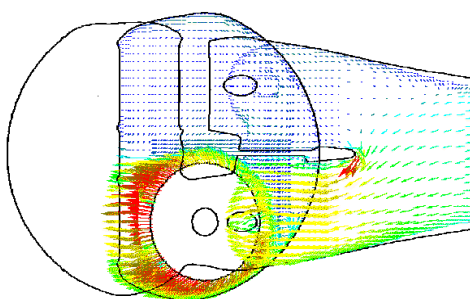


Fig.6 98 model intake port configuration



A. With window



B. Without window

Fig.7 Effect of connected passage on computational fluid analyses

かう流れは半径方向外側へと偏向し、スワールが強化されている。ポート形状およびウィンドウ部の形状はスワール比と吸気2バルブ時の流量係数について最適化を図り決定した。これにより、平均流量係数=0.294、スワール比=3.05、タンブル比=2.25、スワール傾き角 $\alpha=36.4\text{deg}$ とした。

4.2. ピストン形状

Fig.8に検討の結果得られたピストン形状を示す。

ピストン頂部には圧縮行程においてピストンから上方に向かう流れを促進し水平方向の渦を中心へ向ける凸部と点火プラグ近傍に混合気を集中させるための凹部を設け、ボウルイン形状とした。あわせてピストン裏側も肉抜きを施すことにより軽量化と高負荷時におけるピストン温度上昇の抑制を図った。

4.3. シリンダ内流れ

4.3.1. 定常流れ可視化結果

燃焼室形状は高いスワール比を発生させる吸気ポートと共に希薄燃焼限界向上に大きな影響を持つ。新開発のリーンバーンエンジンでは従来手法であるスキッシュエリアとともにピストン形状の改良による燃焼の改善を図るため、筒内流動の可視化とシミュレーションを行った。Fig.9にトレーサ法で求めた定常流でのシリンダ内流れを示す。テストは、Fig.6と同一仕様のポート形状をテストの都合上ボア径 $\phi 75$ 用に改修して行い、定常流でスワール比やタンブル比を発生させる渦の流動状態について

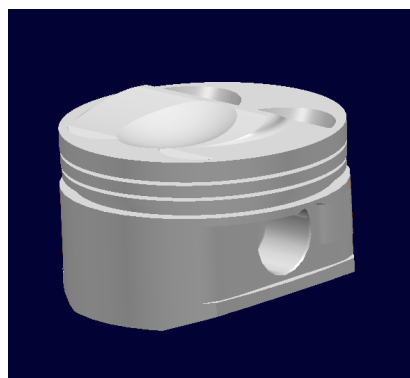


Fig.8 98 model piston configuration

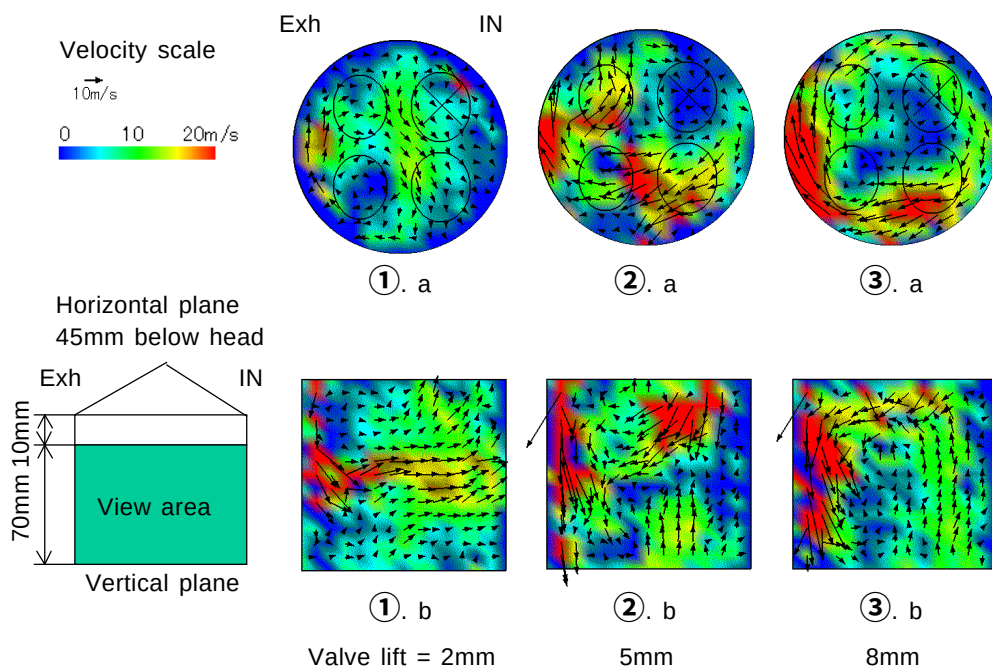


Fig.9 Variance of in-cylinder flow velocity in steady state

て測定を行った。水平断面①．aから③．aに注目すると、吸気バルブが低いリフト時には、作動側バルブからエキゾーストバルブに向かう流れはシリンダ壁面に衝突した後中心へと向かい渦を形成する。それに巻き込まれるように反対方向の渦が発生し、全体としては相反する回転方向を持つ二つの渦ができる。これらの渦はウィンドウにより強化された周方向成分の流れが成長するにつれ一つの大きな渦を形成し、強いスワール流に発達する。

次に垂直断面をみると、最初はエキゾースト側シリンダ壁面からインレット側への弱い流れが存在するが全体としてははっきりとした軸方向の旋回流はみられない(①．b)。中リフトでは、エキゾースト側の壁面に下向きの強い流れが発達し、シリンダ全体がこの流れに引き込まれていく。高リフトになるとさらに流れが発達し

シリンダ中心よりもややエキゾースト側を軸とした渦(③．b)が形成される。

従って、吸気行程中のシリンダ内流れは、作動側バルブからエキゾースト側、さらに休止側バルブに向かい下向きにねじれていると予想され、流入された混合気もこの螺旋状の流れに沿ってピストン側へ向かうと考えられる。そこで、吸気行程で得られた運動エネルギーの減衰と混合気の拡散を抑制するため、ピストン頂部形状による流れ場の制御を検討した。

4.3.2. 非定常流れシミュレーション

ポートとピストン形状を組み合わせたときの筒内流れシミュレーション結果をFig.10および11に示す。吸気行程中(ATDC120deg)にバルブから吸入された混合気は定常流の結果と同様にエキゾースト側のシリンダ壁に沿って

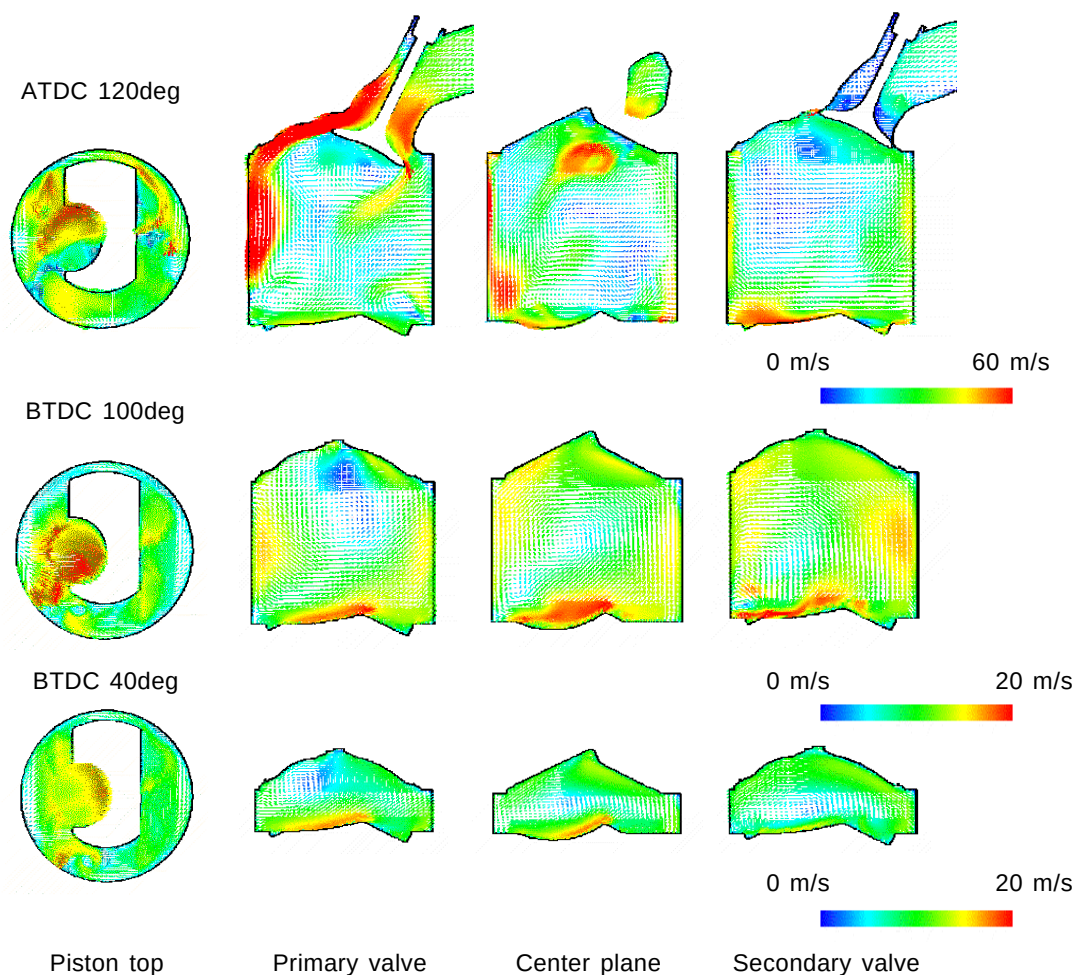


Fig.10 Unsteady in-cylinder flow of 98 model by computational flow analyses

ピストンへと向かう。ピストン頂部に到達した流れはボウル形状によって中心側上方へ方向を変えシリンダ中央から休止バルブ側へと渦を形成する。ピストン頂部のボウル部上方を中心とする渦は圧縮行程(BTDC100deg)においても保存され、圧縮行程終了直前(BTDC40deg)では縦渦の崩壊が始まり燃焼室中心付近に乱流強度の高い部分が広がっている。

ボウルインピストンとすることで吸気ポートからの強いスワール流がシリンダ壁面から中心部へ向かうことで

混合気の拡散が抑制され、着火直前まで保存されたタンブル流の崩壊により急速な燃焼が実現するものと考えられる。

4. 4. 希薄燃焼時の特性

希薄燃焼限界空燃比についての比較テスト結果をFig.12に示す。ボウルインピストンによって希薄燃焼限界は0.4程向上した。これは、混合気形成の改善によって着火性が良くなり初期燃焼期間(M.B.F.; Mass Burned Fraction=0~10%)が短縮したためと考えられる。

5. 燃費、エミッション低減効果

以上のような要素技術と燃料噴射タイミングの最適化により希薄燃焼を可能にすることができ、希薄燃焼限界空燃比23.5を達成し設定空燃比において、Fig.13に示す

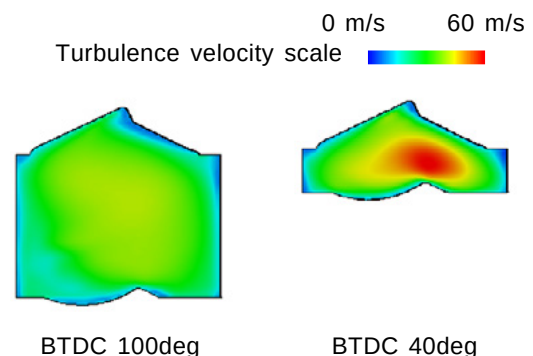


Fig.11 Comparison of turbulence intensity

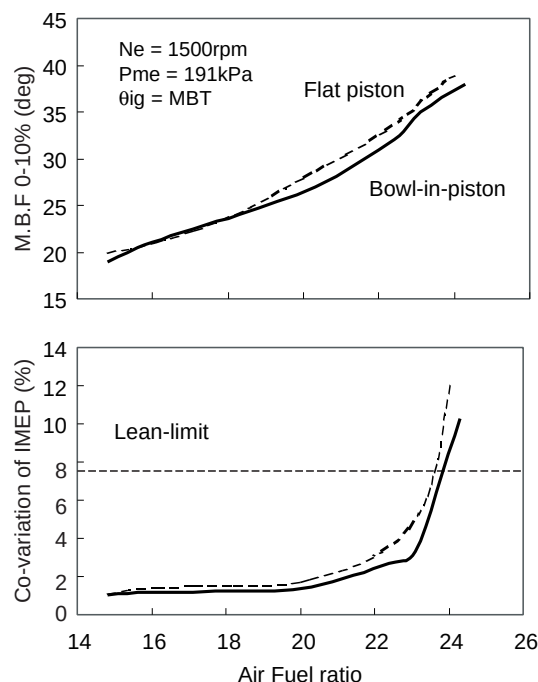


Fig.12 Influence of piston top configuration on lean-limit and combustion period

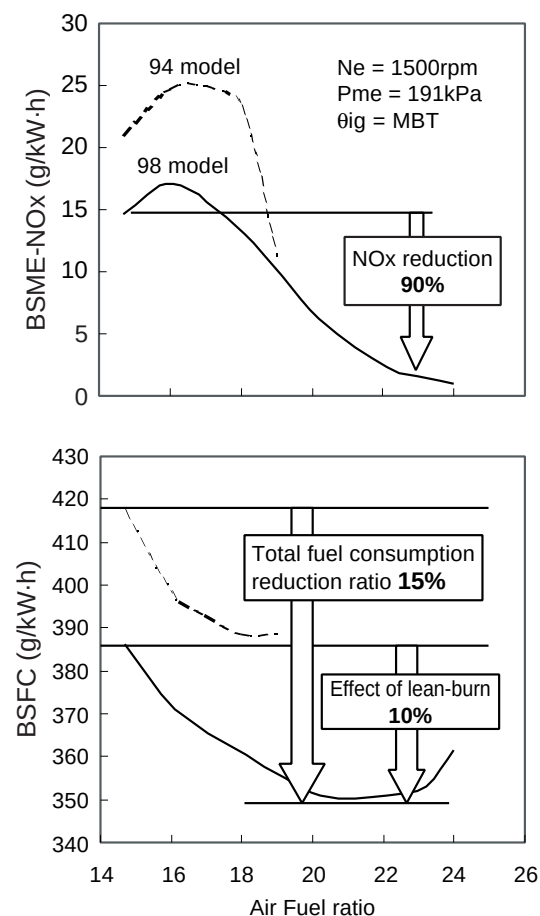


Fig.13 Performance of 98 model engine on BSNOx and BSFC at partial load

ように理論空燃比に対して10%の燃費低減を実現した。
これは、従来機種に対して15%の燃費低減となる。

次に、実車にて得られた燃費性能をFig.14に、排出ガス性能をFig.15に示す。クランクの角速度変動により空燃比を制御するシステムの採用と燃料マネジメントシステムの最適化や電動式パワーステアリングの採用、アイドリングの低回転化などを行った結果、AT車における10・15モードの燃料消費量は従来機種に対して24%向上した。さらに、エアアシストインジェクタによる燃料の微細化を図るとともにNOxの吸蔵効果を持つ新型触媒の採用により、10・15モードのHC排出量は37.5%減少し、NOx排出量も82.4%低減することができた。

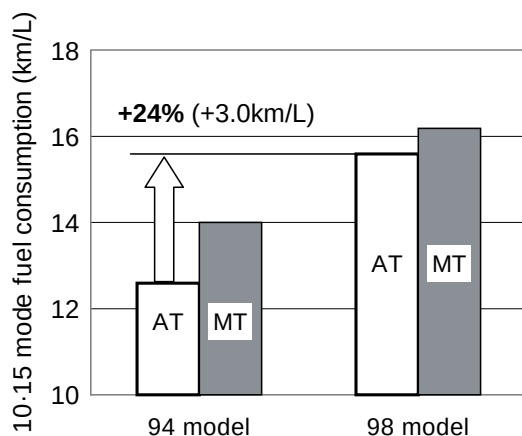


Fig.14 Comparison of 10-15 mode fuel consumption

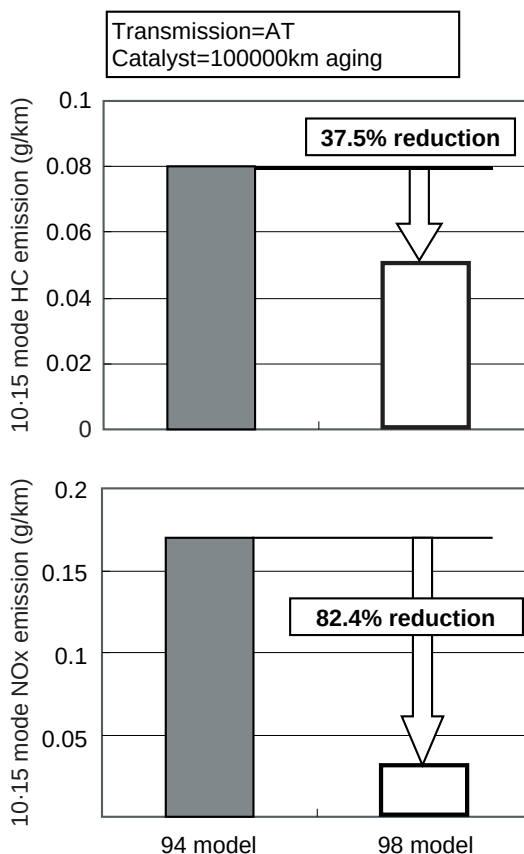


Fig.15 Comparison of 10-15 mode exhaust gas emission

6. まとめ

新型の1.8Lエンジン開発にあたりシリンダ内に生成する渦のシミュレーションおよび実機による解析を行った結果、以下のような結論を得た。

- (1) シリンダ内に生成するスワール流、タンブル流の方向(スワール傾き角)によって燃焼が大きく左右されることを明らかにした。
- (2) ピストン頂部形状により筒内の流れ場を制御し、着火性を向上させることにより希薄燃焼限界空燃比23.5を達成した。
- (3) 吸気ポートとピストン形状を最適化することにより、排出ガス低減と低燃費化を両立できる1.8Lリーンバーンエンジンを開発した。
- (4) 新開発のリーンバーンエンジンを搭載したアコード／トルネオの10・15モード燃費は、従来機種に対して24%向上した。

■著 者■



林 有 登



櫻 原 一 雄



高 林 徹



遠 藤 太 郎

参考文献

- 1) 松下、「直噴ガソリンエンジン(D-4)の開発」、自動車技術会シンポジウム、9733440,1997
- 2) 片岡 他、「筒内直噴ガソリンエンジンの開発」、自動車技術会シンポジウム、9733459,1997
- 3) 畑村 他、「ミラーサイクルガソリンエンジンの開発」、自動車技術会学術講演前刷、9302088,1993
- 4) 漆原 他、「スワール・タンブルによる乱流生成と燃焼特性」、第11回内燃機関シンポジウム、pp.573-578,1993
- 5) 桑原 他、「対向噴流流れ場の中の火炎構造」、第11回内燃機関シンポジウム、pp.109-114,1993

'98モデル「アコード」用 2.3L L4エンジンの開発

Development of 2.3 Liter L4 Engine for '98 Model "ACCORD"

柴田 光 弘*	岩 崎 浩 昭*	太 田 徹*
Mitsuhiro SHIBATA	Hiroaki IWASAKI	Tohru OHTA
根 本 昭 一*	宮 澤 宏 志*	
Shoichi NEMOTO	Hiroshi MIYAZAWA	

要 旨

'98モデル「アコード」用として開発された米国向け2.3L L4エンジンは、'94モデル「アコード」用2.2L L4エンジンの基本骨格を踏襲しながら高出力・低燃費・低騒音・低振動を達成しつつ、カリフォルニア州のLEV(Low Emission Vehicle)排気エミッション基準にも適合、一部カリフォルニア仕様についてはULEV(Ultra Low Emission Vehicle)基準を市販ガソリン車として初めて達成した。本稿では、当エンジンの達成性能および採用技術について紹介する。

ABSTRACT

This paper describes performance and technical features of 2.3L L4 engine developed for '98 USA model new "ACCORD", which has achieved not only high performance, high fuel economy, low noise and vibration but also meets Californian LEV (Low Emission Vehicle) emission standards. Especially, one of Californian market models meets ULEV (Ultra Low Emission Vehicle) standards world-first as mass-produced gasoline engine.

1. まえがき

近年自動車用エンジンに対する要求は出力・燃費・静粛性の向上や排気エミッション低減など、年々多岐かつ高度になってきている。'98年モデル「アコード」においては、主要市場である米国で早期に市場調査や競合車の彼我比較を実施するとともに、排気エミッション規制の動向を念頭に置いて開発を行なった。北米向けの「アコード」に搭載される2.3L L4 F23A型エンジン(以下、F23A型エンジンと称する)は、'94年モデルの2.2L L4 F22B型エンジン(以下、F22B型エンジンと称する)をベースにVTEC(Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System: 可変バルブタイミング・リフト機構)を主要技術として各性能を向上させ、中型車クラス用の4気筒エンジンとして次世代の新基準となる性能を達成した。

本稿ではF23A型エンジンの開発コンセプトおよび主要諸元・達成性能・基本構造について述べる。

*栃木研究所

2. 開発コンセプト

F23A型エンジンは以下の項目を目標として開発した。

- (1) F22B型エンジンから適用されたVTEC技術を用いて高出力・低燃費を達成しつつ、大幅な構造変更なしに、低排気エミッションを成立させる。特に一部カリフォルニア仕様ではガソリン車として世界で初めてULEV(Ultra Low Emission Vehicle)基準を達成し、量産車として販売する。
- (2) F22B型エンジンの基本骨格寸法を変更することなく全面的な構造最適化を行い、排気量拡大と静粛性を両立させる。

以上を達成することで同クラス4気筒エンジンのみならず、6気筒エンジンと同等以上の性能を目指した。

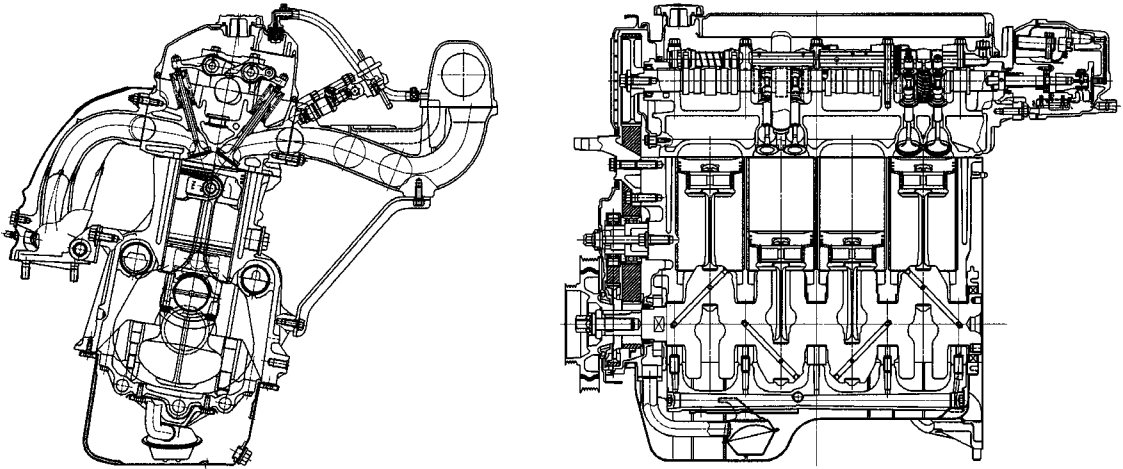


Fig.1 Cross and longitudinal section of F23A engine

3. 主要諸元および概要

F23A型エンジンの主要諸元をTable 1に、断面図をFig.1、透視図をFig.2に示す。

実用域での加速性能を重視し、F22B型エンジンに対してボアを1mm、ストロークを2mm拡大して排気量を2.2Lから2.3Lに変更した。またノックセンサを適用し圧縮比を8.8から9.3に引き上げ最大トルクを約3.4%向上させた。また静粛性の向上を図るため、有限要素法によるシミュレーション計算や新しい計測評価手法¹⁾を活用しシ

リンダブロック構造の最適化、エンジンとトランスミッション締結部の高剛性化、コネクティングロッドの小型・軽量化、クランクシャフト剛性・強度・バランス率の最適化などを行い、排気量を拡大したにもかかわらず1ランク上の静粛性を実現している。

4. エンジンの各性能

以下に各性能における達成値、採用技術、特徴について述べる。

Table 1 Engine specification

Engine type	F22B	F23A
Cylinder layout	Inline 4	Inline 4
Displacement (cm)	2156	2254
Bore x Stroke (mm)	φ 85x95	φ 86x97
Bore spacement (mm)	94	94
Crankcase height (mm)	219.5	219.5
Compression ratio	8.8 : 1	9.3 : 1
Valve train	SOHC VTEC 16 Valves	SOHC VTEC 16 Valves
Valve number	4	4
Fuel supply system	HONDA PGM-FI (Programmed fuel injection)	HONDA PGM-FI (Programmed fuel injection)
Ignition system	HONDA PGM-IG (Programmed ignition)	HONDA PGM-IG (Programmed ignition)
Knock control system	-	applied
Fuel	Regular unleaded	Regular unleaded
Maximum power (kW/rpm)	107/5500	110(109;ULEV)/5700
[PS/rpm]	[145/5500]	[150(148;ULEV)/5700]
Maximum torque (Nm/rpm)	199/4500	206(201;ULEV)/4900
[lbft/rpm]	[147/4500]	[152(148;ULEV)/4900]
BSFC(g/kWh/rpm)	272/3000	270/3000

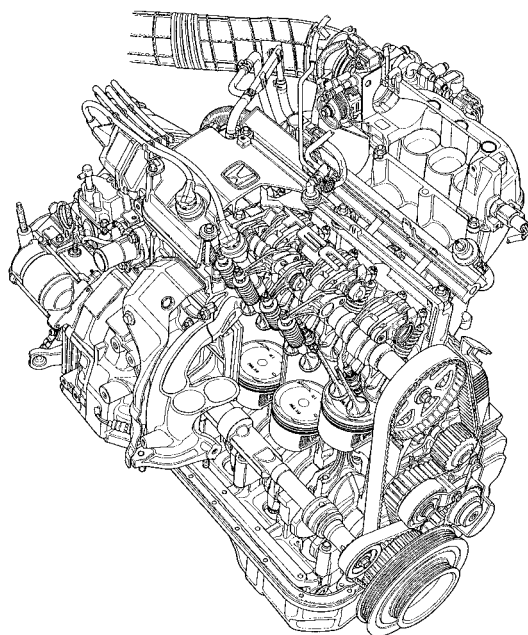


Fig.2 Section view of F23A engine

4. 1. 出力性能

出力性能の向上として、排気量拡大、吸入系の通気抵抗低減に加え、ノックセンサシステムの採用による高精度な点火時期制御によって圧縮比の引き上げを可能にし、Fig.3に示すようにF22B型エンジンに対して最高出力を約3.0%、最大トルクは約3.4%向上させた。また常用回転域である2000rpm付近では約4%トルクを向上させ、実用域のトルク特性を重視した。ULEV基準適合車については、二重断熱構造のエキゾーストマニホールド等を採用することにより床下方式の触媒にて排出ガス基準に適合させた。冷機始動時の排出ガス低減手法のひとつに触媒の早期活性化が挙げられ、触媒位置はエキゾーストマニホールド直下方式が有効であるが、大幅な排気抵抗増加を招き約8%の出力低下となる(当社実験値)。F23A型エンジンではエンジン出口から床下の触媒までの排気系全体の熱容量低減により、床下方式触媒の早期活性化を満足しつつ、排気抵抗の増加による出力低下を約2%に留めた。

4. 2. 燃費

F23A型エンジンはF22B型エンジンと同様に、VTEC機構の採用で低回転・低負荷域の燃焼安定化により大量のEGR (Exhaust Gas Recirculation)を導入するとともに、ロー

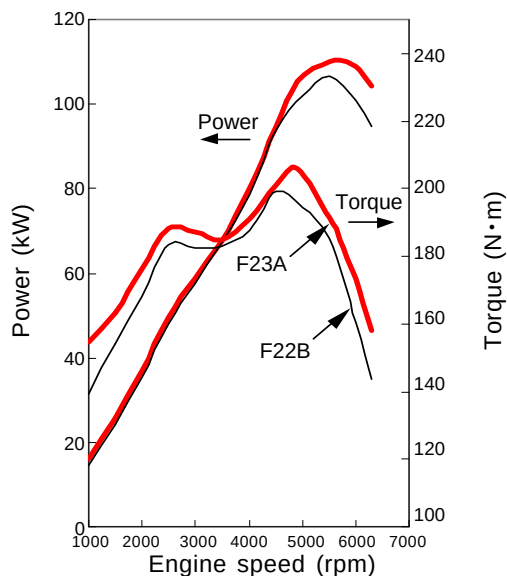


Fig.3 Engine performance

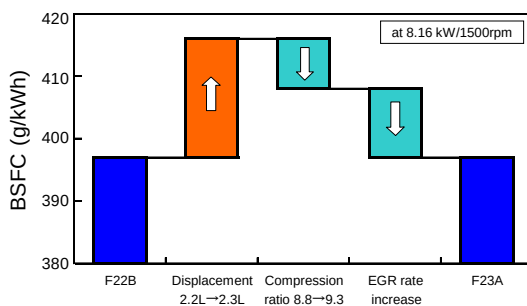


Fig.4 Fuel consumption efficiency comparison

ラロッカアームにより駆動フリクションを低減している。またF22B型エンジンに対し、圧縮比変更による熱効率向上と、さらなるEGRの増量によりポンピングロスを低減し、排気量拡大などによる駆動フリクション増加にも関わらず、燃料消費をF22B型エンジンと同等とした。Fig.4にF22B型エンジンからF23A型エンジンへの上記変更因子による燃料消費率の変化度合いを示す。

EGRの増量については、EGRバルブ駆動方式を負圧式から電磁式に変更して制御を高精度化し、またEGRの気筒配分を均一化することで可能になった。F22B型エンジンではインテイクマニホールドのポート部からEGRガスを導入していたが、F23A型エンジンではFig.5に示すようにチャンバ部からの導入に変更することで、大量EGR導入時のEGRガス気筒配分を向上させた。Fig.6は横軸にEGRガス還

流率、縦軸にEGR配分の気筒ばらつき度合いを示すが、F23A型エンジンではF22B型エンジンに比してEGRガス増加に対する気筒ばらつきが減少している。

4.3. 排気エミッション

F23A型エンジンの米国仕様についてはすべてFig.7に示すカリフォルニア州のLEV (Low Emission Vehicle) に適合した仕様とした。

触媒の浄化効率を良好に保つために排気をできるだけ温度低下させることなく触媒に到達させることができる4-1集合のエキゾーストマニホールドを採用した。また触媒自体は炭化水素成分の浄化に有効で耐熱劣化特性

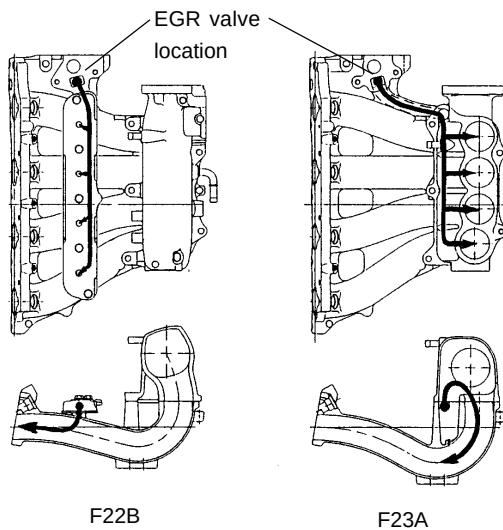


Fig.5 Intake manifold EGR gas passage

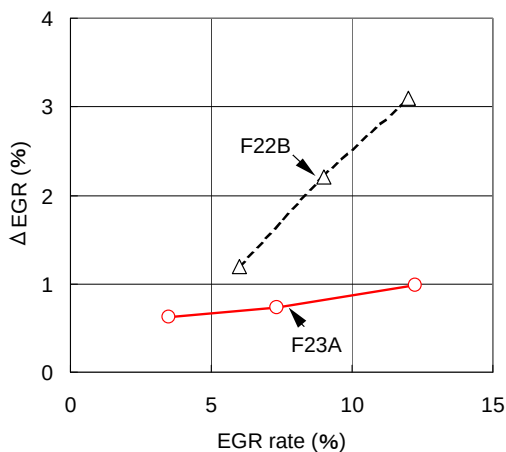


Fig.6 EGR gas distribution

に優れたパラジウムを多く担持させることで、浄化性能を大幅に向上させた。

さらに大流量エアアシストインジェクションシステムを採用し、燃料の霧化促進による燃焼向上を図るとともに、冷機始動後の空燃比リーン化を可能とした。またカリフォルニア州向けの一部仕様については最も厳しい基準であるULEVに適合させるべく、Fig.8に示す超薄肉ステンレスパイプ製の二重断熱構造エキゾーストマニホールドを新規開発した。ULEV基準適合のためには、冷機時の

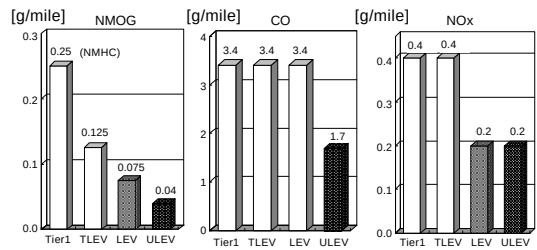


Fig.7 50k mile emission standards of California

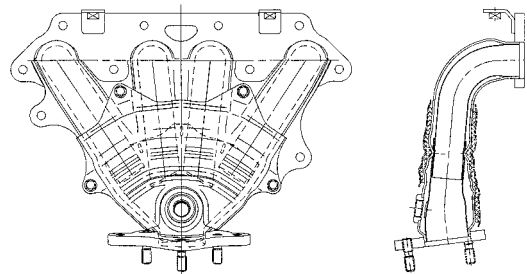


Fig.8 View and section of exhaust manifold for ULEV

Table 2 Comparison of exhaust system specification

Engine type		F22B	F23A	
Emission category		Tier 1	LEV	ULEV
Exhaust manifold		Ferrous casting	Ferrous casting	Stainless steel stamped
Air fuel ratio sensor		Oxygen sensor x2	Oxygen sensor x2	*UEGO sensor, oxygen sensor
Catalytic converter	Volume (L)	1.7	1.7	1.7
	Cell No. (/sq.in.)	300	600	600
	Material	Platinum Paradium Rhodium	Platinum Paradium Rhodium	Paradium (High capacity)

*UEGO=Universal Exhaust Gas Oxygen sensor

排気浄化が重要であり、触媒の早期活性化が必要である。今回開発したエキゾーストマニホールドは熱容量を小さくすることで冷機始動時の排気熱の損失を抑え、触媒の早期活性化を達成することができ、従来技術では到達しなかったULEV基準の達成が可能となった。Table 2に排気系の主要仕様比較を示す。

エンジンコントロールユニットは32ビットRISC(Reduced Instruction Set Computer)²⁾マイクロコンピュータと専用プログラム言語を使用することで演算処理能力とプログラム開発効率を大幅に向上させた。

これにより、エキゾーストマニホールド集合部にあるUEGO(Universal Exhaust Gas Oxygen)センサにて各気筒毎の空燃比ずれを補正する気筒別空燃比フィードバック制御や、エンジンの動特性をリアルタイムに認識し、最適な空燃比をすばやく決定するためのSTR(Self Tuning

Regulator)²⁾を用いた空燃比フィードバック制御の処理が可能となった。

4. 4. 静粛性

次章で述べるシリンダブロックの剛性向上、ベアリングキャップビーム、スティフナの採用、ピストンピンフルフローティング化、ピストン剛性最適化によりエンジン放射音はFig.9に示すように、低回転から高回転域まで2～4 dB低減した。

吸気系についてもインテイクマニホールドのチャンバ容積を増やし、レゾネータを二室化し8.2Lから10.7Lに容量を上げたことによりFig.10に示すようにF22B型エンジンで付加していた消音デバイスを廃止して、構造簡素化を図りながら消音性能を向上させた結果、Fig.11に示すとおり加速時の室内音はでF22B型エンジンから約2 dB低減す

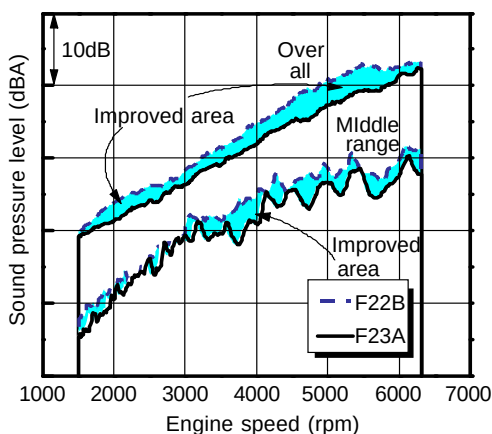


Fig.9 Engine noise radiation comparison

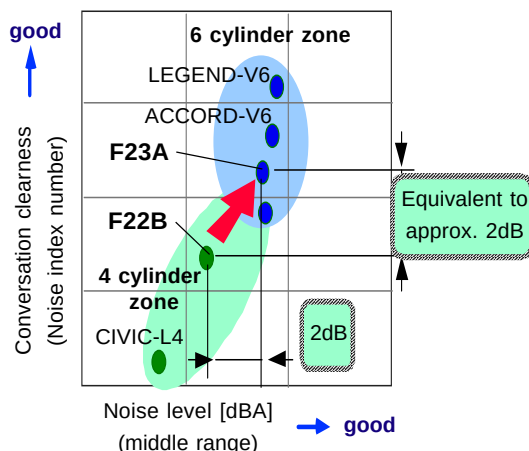


Fig.11 Cabin noise at maximum acceleration

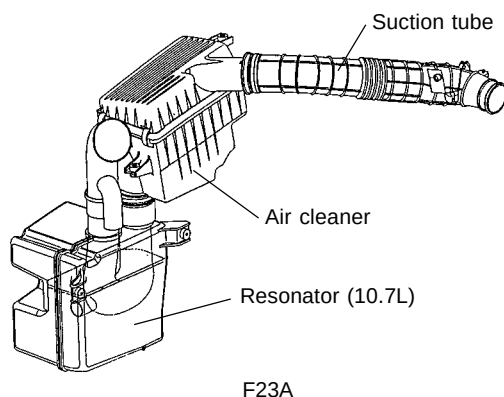
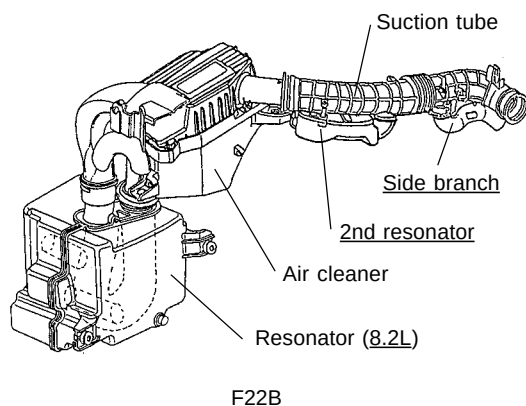


Fig.10 Comparison of air intake system

ることが可能となり、6気筒エンジン並みの静粛性が得られた。

5. 基本構造

5.1. シリンダブロック

ボアピッチを94mmのまま排気量を拡大するため、鋳鉄製の鋳込みライナを薄肉化することでボア径をφ85mmからφ86mmに拡大した。またエンジン振動・騒音低減のためエンジン剛性を向上させることが有効であることが知られているが、F23A型エンジンにおいてはシミュレーションによる固有値解析を行い、シリンダブロック肉厚変更やFig.12■部に示すリブの追加による外壁部の補強、さらにエンジンとトランスミッション間の大型スティフナの構造最適化によって剛性向上を図った。一例としてFig.13に有限要素法によるシミュレーション計算モデルの振り変形モード図を示す。

またF22B型エンジンから採用のベアリングキャップ連結のブリッジ構造部を、Fig.14に示すようにF23A型エンジンではさらに直接シリンダブロックのスカート下端部

と締結するビーム構造を採用した。本構造は各気筒で発生する燃焼圧によるシリンダブロックの壁面振動を低減させる効果のあることがシミュレーション解析で確認さ

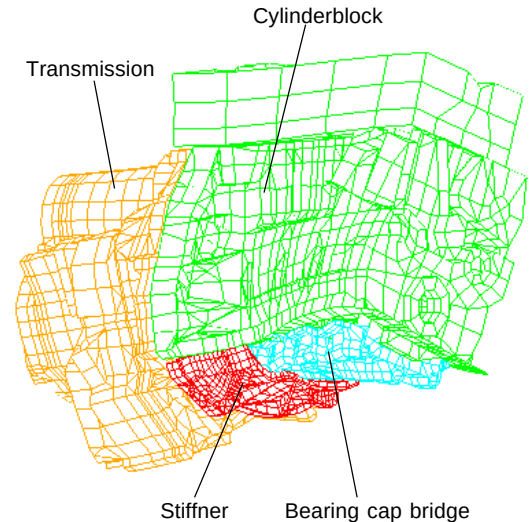


Fig.13 Finite element method calculation model of engine and transmission

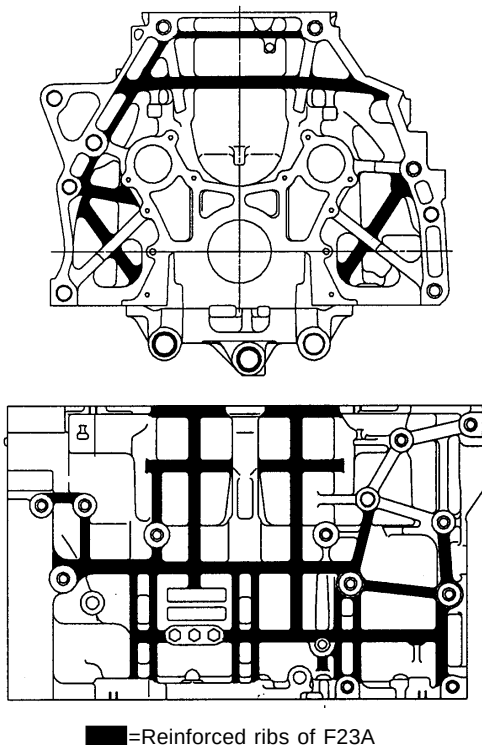


Fig.12 Cylinderblock rib reinforcement

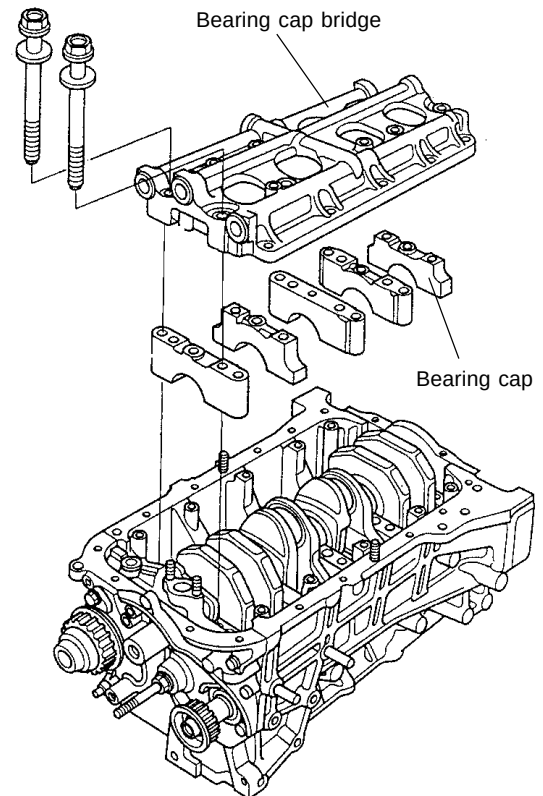


Fig.14 Bearing cap bridge beam construction

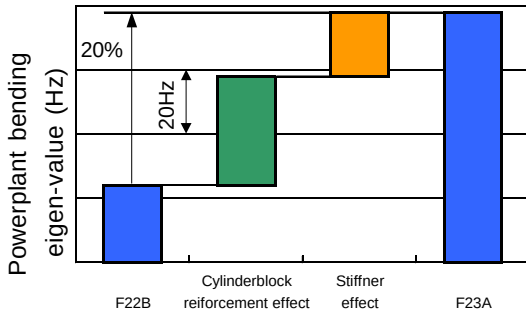


Fig.15 Powerplant bending Eigen-value

れ¹⁾、放射音の低減にも寄与している。

以上の手法により、Fig.15に示すようにF23A型エンジンの固有値はF22B型エンジンに対して曲げ剛性で20%向上した。

5. 2. ピストン

往復部の重量増加は運動部品全体の重量増加に波及するため、F23A型エンジンのピストンはコンプレッション高さ・スカート長さを短縮することでF22B型エンジンよりボア径が大きくなったにもかかわらずTable 3およびFig.16に示すように軽量化が図られている。

またピストンスラップ音低減のため、ピストンピンのフルフローティング構造を採用しピストンフォーム変更

Table 3 Piston specification

Engine type	F22B	F23A
Bore (mm)	85	86
Piston weight (g)	326	310
Piston pin	Semi floating	Full floating

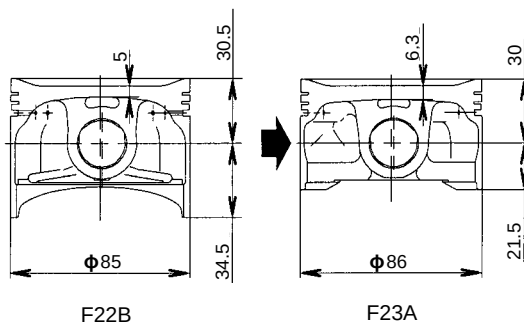


Fig.16 Piston dimensional comparison

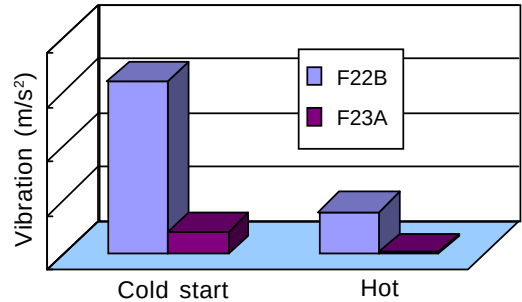


Fig.17 Acceleration level of cylinder liner vibration

によりピストン挙動を安定化させ、スカート部のスラスト側と反スラスト側で形状を非対称化、各部の剛性を最適化しライナ振動はFig.17に示すように冷機始動時から暖機時まで約1/10以下となった。

5. 3. コネクティングロッド

Table 4およびFig.18に示すように、キャップ締結方式としては塑性域締結を採用してボルトサイズをM9からM8

Table 4 Connecting rod specification

Engine type	F22B	F23A
Bolt size	M9	M8
Nut	applied	-
Connecting rod width (mm)	24	20
Crank pin size (mm)	48	45
Tightening method	elastic	plastic
Assy. weight (g)	578	475

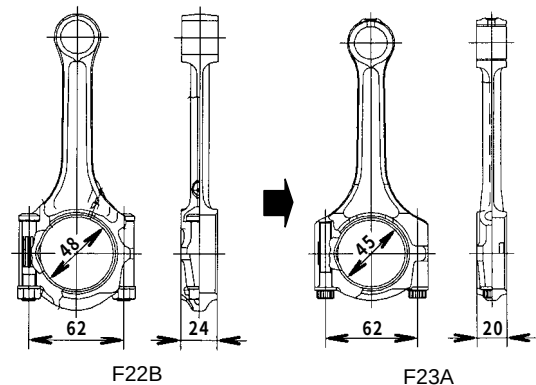


Fig.18 Connecting rod dimensional comparison

に変更するとともにナットを廃止した直締めとし、棹部には高強度材の採用によりコネクティングロッド厚さを従来の24mmから20mmとして軽量化した。また小型化によりコネクティングロッド最大通過軌跡はF22B型エンジン同等以下であり、シリンダブロックの基本寸法を変更することなくストローク拡大を可能とした。

5. 4. クランクシャフト

振動・騒音低減のためメインジャーナル径をφ50mmからφ55mmに変更し、コネクティングロッド厚さが薄くなったことでクランクウェブ部を厚くして振り・曲げ剛性の向上を図った。また、Table 5に示すようにバランス率向上のためピン径をφ48mmからφ45mmに変更してクランクピン部質量とコネクティングロッド質量を低減し回転部質量を最小化した。クランクウェブ形状はFig.19に示

Table 5 Crankshaft specification

Engine type	F22B	F23A
Main journal diameter (mm)	50	55
Crank pin width (mm)	24	20
Crank pin size (mm)	48	45
Shoulder web width (mm)	20	22
Rotational mass (g)	478	385

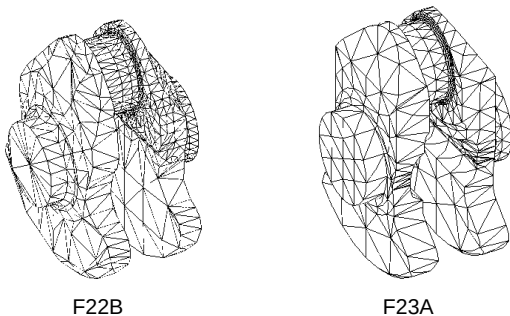


Fig.19 Finite element method calculation model of crankshaft

すようなシミュレーション解析によって剛性・強度のバランスを最適化し、振りダンパ効果も考慮して振動・騒音の低減を図った。

5. 5. バランサシャフト

Fig.20に示すとおりのF22B型エンジンで既適用の慣性二次バランサシャフトを従来の鍛造加工品から寸法精度のより高い金型鑄造のQC(Quick Cast)製法を用いて鑄鉄加工品とし省加工化した。コネクティングロッド・ピストンの軽量化による質量変化に合わせてバランサウェイト量を調節し、直列4気筒エンジン特有の二次慣性起振力を相殺し特に高回転領域での静粛性を高めている。

5. 6. シリンダヘッド

F23A型エンジンはFig.21に示すVTEC機構を採用した。低回転領域では各気筒2本のインレットバルブをそれぞれ低速用カムと休止用カムで駆動し、低速域での燃焼向上を重視したFig.22-1のようなバルブリフトカーブとしている。高速領域では高速用カムに乗り移り、出力を重視したFig.22-2のバルブリフトカーブとなる。このようにバルブリフトとタイミングを可変とすることで、出力・燃費・排気エミッションそれぞれの高い性能目標値を同時に成立させた。なおバルブを含むVTEC機構部品は'98年モデルアコードに同じく搭載された3.0L V6 J30A型エンジン³⁾と共用化しており、基本構造をモジュール化しているため、開発・生産の合理化が図られている。

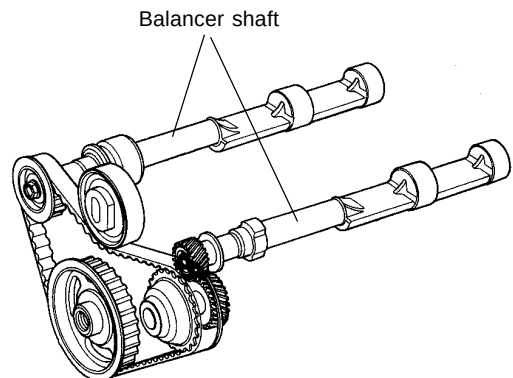


Fig.20 View of balancer system

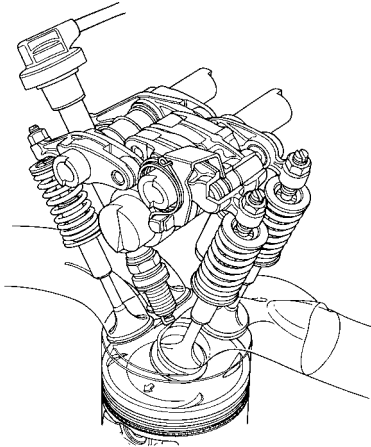


Fig.21 View of VTEC valve train system

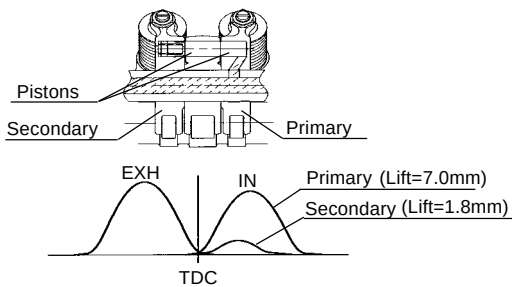


Fig.22-1 Valve operation at low speed range

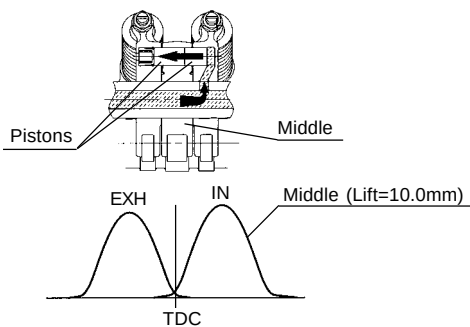


Fig.22-2 Valve operation at high speed range

6. おわりに

F23A型エンジンは従来のF22B型エンジンをベースとしながら、出力・燃費・静粛性の各性能を向上させ、なおかつ大幅な構造変更なしに市販ガソリン車として世界で初めてULEV基準を達成した。この結果として、米国の中型クラスの次世代基準を目指した'98年モデルアコードの基本エンジンとして高い性能を有することができた。

参考文献

- 1) 斉藤秀樹 他、「'98モデル「アコード」用2.3L L4エンジンの振動・騒音低減技術」Honda R&D Technical Review Vol.10, pp.67-77, 1998
- 2) 川合誠 他、「Ultra Low Emission Vehicleのための高精度空燃比制御ECU」Honda R&D Technical Review Vol.9, pp.100-110, 1997
- 3) 大津啓司 他、「'97モデル「アキュラ」用3.0L V6エンジンの開発」Honda R&D Technical Review Vol.9, pp.51-60, 1997

■著 者■



柴田 光 弘



岩崎 浩 昭



太田 徹



根本 昭 一



宮澤 宏 志

'98モデル「アコード」用2.3L L4エンジンの 振動・騒音低減技術

Improvement in Noise and Vibration Performance
of 2.3 Liter L4 Engine for 1998-Model "ACCORD"

齊 藤 秀 樹*	櫻 原 一 雄*
Hideki SAITOH	Kazuo SAKURAHARA
根 本 昭 一*	宮 下 英 昭*
Shoichi NEMOTO	Hideaki MIYASHITA

要 旨

’98モデル「アコード」用2.3L L4エンジンは、振動・騒音の低減を主コンセプトの一つとして開発され、’94モデル用2.2L L4エンジンをベースとして主運動系部品を中心に、新しい評価手法やシミュレーション技術を用いて最適化をすることで目標を達成した。

本稿では、エンジン振動・騒音低減のため行なった部品仕様変更の考え方と効果について述べる。

ABSTRACT

Improvement in noise and vibration performance is one of main concepts in 2.3 liter L4 engine developed for 1998 year model "ACCORD". Setting 2.2 liter L4 engine for 1994 year model "ACCORD" as base, this target was achieved by optimization of moving parts mainly, by utilization of evaluation methods and simulation technologies.

This paper describes concepts and effects of modifications applied to each parts in order to reduce engine noise and vibration.

1. まえがき

’98モデル「アコード」用2.3L L4エンジン(以下、F23A型と称す)は、高出力、燃費向上、排気エミッション低減、振動・騒音低減をコンセプトとして開発された。この中で’94モデル用2.2L L4エンジン(以下、F22B型と称す)の基本寸法を踏襲した上で、ボア径の1mm拡大とストロークの2mm延長による排気量の拡大と高圧縮比化を行なった¹⁾。しかしそのままでは、クランクシャフトの剛性低下と燃焼荷重の増加により、F22B型に対し振動・騒音が悪化が生じる。改善策として新たにデバイスを付加することや、重量・クリアランスを管理する手法があるが、必ず部品点数の増加やコストの上昇を伴うため好ましくない。

このような制約の中で、基本的な構成部品の仕様を再考することで振動・騒音を低減する手法を選択した。し

かし部品単位の仕様は、強度・性能の点で整理されていても、振動・騒音の点では不明な点が多かった。これに対し、近年 部品単位での解析を行うことで、形状と寸法の強度・性能に対する影響だけでなく、振動・騒音に対しての影響も明らかとした。さらに、シミュレーション技術の進歩により、形状と寸法による振動・騒音への影響を検証することが出来た。

F23A型エンジン開発においては、これら部品単位での評価手法とシミュレーション技術を用い検討することで、部品点数の増加、コストの変動を最小限としエンジンの振動・騒音を低減した。ここでは、爆発圧力の増加に伴い悪化すると考えられるピストンスラップ音、クランクシャフト系振動、これらにより発生するシリンダブロック放射音の低減手法について、部品それぞれの仕様に対する考え方と変更内容を紹介する。

*栃木研究所

2. ピストンスラップ音低減手法

2.1. スラップ音低減の考え方

ピストンスラップ音は、一般的にピストンスカート部がシリンダライナと衝突して発生するたたかれ音と考えられている²⁾。すなわち、ピストンがライナとクリアランスを持たず、ピストンランド上端とスカート下端二点にて完全に拘束されていればスラップ音の発生はありえない。ところが、焼け付き防止のためピストンランド部にはクリアランスが与えられ、また燃焼荷重や熱、スラスト力によりピストン自体が変形を起こす。よってピストンは完全に拘束されず、姿勢は不安定となるため、ライナと衝突してスラップ音が発生する。特にピストンにアルミニウム合金が用いられ鋳鉄製のシリンダライナを鋳ぐるむ構造のシリンダブロックの場合においては、低温時に両者の線膨張率の差でクリアランスが拡大するため、スラップ音が発生し易くなる。

これを回避するために、ピストンピンまわりの滑らかな回転、ピストンの姿勢安定化、スリーブとの衝撃を吸収する構造が求められ、具体的に改良すべき項目として以下の点がある。

- (1)ピストンピン支持方法
- (2)ピストンピンオフセット
- (3)ピストン剛性
- (4)ピストンフォーム

ピストンスラップ音は、無響室にて実際のエンジン騒音を人間が聴き十段階にランク分けする聴感評価と、これと同時に振動加速度計によりシリンダライナ振動加速度を測定することで評価した。測定位置をFig.1に示す。

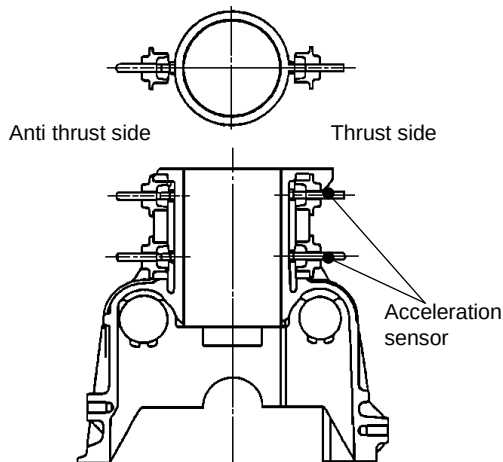


Fig.1 Measuring point of cylinder liner acceleration

2.2. ピストンピン支持構造

ピストンピンまわりのフリクションを低減することは、ピストンピンまわりの回転運動がスムーズとなり、シリンダライナへの追従性が向上するため、ピストンスラップ音低減に有効な手法と考えられている³⁾。

F23A型では、それらに対し最も効果のある構造としてフルフローティングを選定した。

2.3. ピストンピンオフセット

一般にシリンダ中心に対しピストンピン中心をスラスト側にオフセットさせることは、上死点近傍でピストンにピストンピンまわりの回転運動を発生させ、ピストンスラップ音を減少させるのに有効である。しかし、過大なオフセットを与えることは往復運動時のピストンスラスト力を増加させるため好ましくない。

そこで、シミュレーションモデルによるスラスト側シリンダライナ振動加速度の最大値をオフセット量を変化させ計算した。計算は、ピストンスラップ音が顕著となるエンジン始動直後のアイドル状態を想定した条件で行なった。結果をF22B型と同じオフセット量が0.8mmの場合を基準としてFig.2に示す。横軸オフセット量が0.8mmまでは、スリーブ振動加速度に大きな差は無い。しかし0.8mmから1.2mmにおいて大きく減少し、これ以上では減少度合いが少なくなる。

F23A型ではスラスト力の増加も考慮し、オフセット量を1.2mmとした。

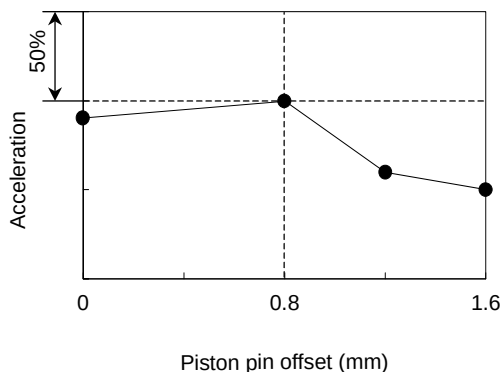


Fig.2 Simulation result of cylinder liner vibration by different piston pin offsets

2.4. ピストン剛性

ピストンの変形は、燃焼荷重の作用による頂部変形により、ピストンピンボス・スカートが変形することで起る。頂部厚さを増せば、燃焼荷重による変形は減少するがピストンの重量が増加する。これは、クランクシャフト1スローのバランスを悪化させるため好ましくない。重量変化を最小限とし頂部変形を改善するため、最大燃焼荷重に対する強度について、燃焼による温度上昇を加味したうえで有限要素法解析を行い、頂部厚さ、ピストンピンボスまわり形状を選定した。

またピストンスカート部の剛性は、燃焼荷重とスラスト力の影響により、各部分で求められる機能が異なる。まず、スラスト圧側のスカート上部においてライナ振動加速度は最大値となるため、この部分でピストンとライナの衝突が発生していると考えられる。これを改善するために、スカート上部には衝撃を吸収出来るダンピング効果が求められる。またピストン頂部の変形によるスカートの変形を抑制するため、スカート下部には高い剛性が求められる。さらに上部から下部にかけて、スラスト力による局所的な変形を起こさないことが求められる。

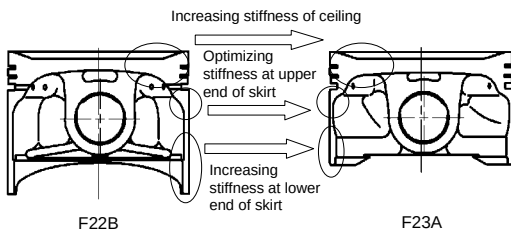


Fig.3 Modification of piston shape

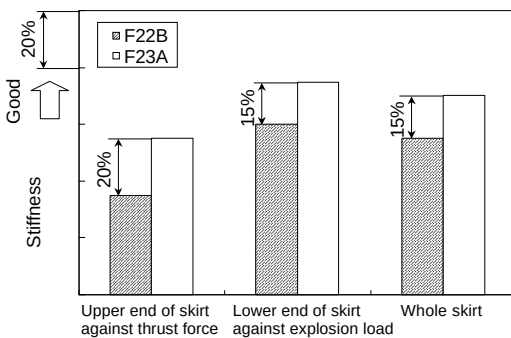


Fig.4 Stiffness of piston skirt

このようなスカートの剛性を、定量的に評価することは非常に困難であるが、実機負荷状態を想定したピストンの単体解析を行なうことで、相対的に評価ができる。F23A型では、ピストンリング内側形状、スカートの厚さ、長さ、下端リブ形状を改良することで、各部剛性の最適化をはかった。ピストン形状のF22B型との比較をFig.3に示す。また、ピストン各部位における剛性測定結果をF22B型と比較しFig.4に示す。各部の剛性は、スラスト力に対しスカート上部にて20%、燃焼荷重に対しスカート下部にて15%、スカート全体として15%改善されており、それぞれの部位での機能に応じた剛性を実現できた。

また、スラスト圧側のダンピング効果をさらに改善するため、スカート上部の受圧面積を反スラスト側に対し拡大した。形状の比較をFig.5に示す。また、Fig.6はスラスト側、反スラスト側それぞれの剛性測定結果であり、スカート上部において10%改善している。

2.5. ピストンフォーム

一般に、ピストンがシリンダライナと衝突した後、ライナ内壁を転がるようなたる型形状(以下、パレル度と称す)をピストンフォームに与えることで、ライナへの追従性が向上するため振動加速度は低減すると考えられる。さらに、ピストンとシリンダライナの間に存在する油膜・空気により衝突時の衝撃は緩和されると考えられている⁴⁾。

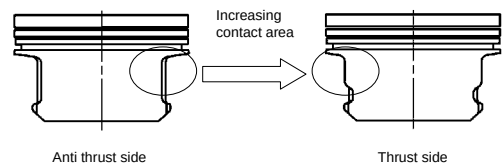


Fig.5 Modification of piston skirt

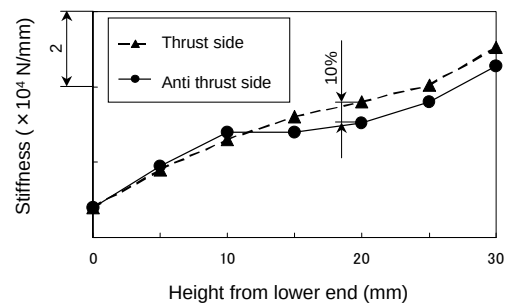


Fig.6 Improvement of piston skirt stiffness

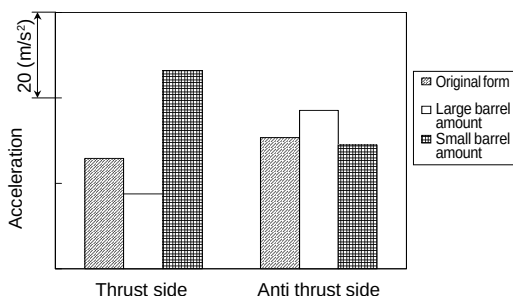


Fig.7 Simulation result of cylinder liner vibration by different piston forms

F23A型エンジンではオフセット量選定の際用いたシミュレーションにて、バレル度を変化させた場合のシリンダライナ振動加速度を計算し、最適形状を求めた。計算条件はオフセット量の場合と同様とし、結果をFig.7に示す。このピストンでは、バレル度を増すことでスラスト側ライナ振動加速度は低減し、バレル度を減らすことで増加する。また反スラスト側では、スラスト側とは逆の傾向を示す結果となった。

ライナ振動加速度のピストンスラップ音への影響はシリンダブロック構造により異なるが、このエンジンではスラスト側振動加速度の影響が大きいので、バレル度の大きいフォームを採用した。

2.6. ピストンスラップ音低減効果

Fig.8、9にピストンスラップ音が顕著となるアイドリング状態での、冷機時始動直後から暖気完了までの過程におけるシリンダライナ振動加速度とスラップ音聴感評価の測定結果を、F22B型と比較し示す。ここでの冷機時とは、水温 -10°C の状態である。シリンダライナ振動加速度は全域にて10dB以上低減し、ピストンとライナの衝突が軽減されている。これにより聴感評点も、スラップ音が発生し易い低温時に1.5ポイント、暖気後0.5ポイント改善することができた。

3. クランクシャフト系振動低減手法

3.1. クランクシャフト系振動低減の考え方

一般的にクランクシャフト系振動は、燃焼荷重の作用やクランクシャフトの共振により、クランクジャーナル部が軸受け部と衝突することで発生すると考えられている。すなわちクランクシャフトが完全剛体であり、

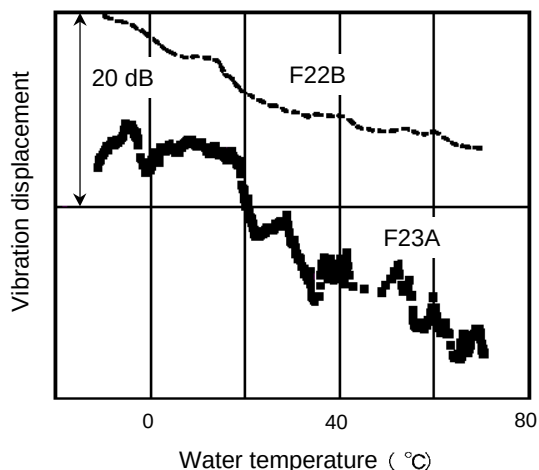


Fig.8 Cylinder liner vibration in idling

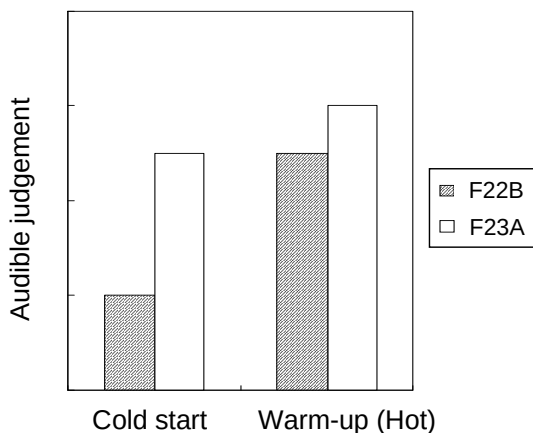


Fig.9 Audible judgement of piston slap noise in idling

ジャーナル部と軸受け部がクリアランスをもたなければ、衝突は発生しない。しかし、クランクシャフトは完全剛体でないため燃焼荷重、慣性力により変形し、また軸受け部潤滑のためメインジャーナル部にクリアランスが与えられるため、衝突が起こり振動が発生する。この改善には、荷重による変形を抑制し共振周波数を増加させるため、クランクシャフト剛性向上が有効である。

また、クランクシャフト系振動が軸受け部との衝突によるものであるならば、回転部遠心力と往復部慣性力のジャーナル軸心への影響が少なければ、衝突に対し有利と考えられる。回転部、往復部慣性力の影響を少なくするためには、クランクシャフトのバランス率を考慮する必要がある。

Table 1 Crankshaft specification

	F22B	F23A
Crankarm length (mm)	47.5	48.5
Main journal diameter (mm)	50	55
Pin diameter (mm)	48	45
Pin width (mm)	24	20
Overlapped length (mm)	1.5	1.5

3. 2. クランクシャフト主要寸法

Table 1にF23A型とF22B型のクランクシャフト主要寸法を示す。F23A型はF22B型に対し、ストローク延長によりオーバーラップ量が減少するため、クランクシャフト1スロー剛性評価から得られた実験結果より剛性は5%低下する。また同じ実験結果より、剛性を改善するためには、メインジャーナル径の影響が大きいことが解っている。メインジャーナル径による曲げ剛性の変化をFig.10に示す。メインジャーナル径拡大によりクランクシャフト剛性は向上するが、F22B型の基本寸法を踏襲するため、シリンダブロックとベアリングキャップの接合面積が減少するため強度上限界があり、メインジャーナル径にも制約が発生する。F23A型では接合面強度を確保するため、ジャーナル径は $\phi 55$ とした。

さらなる剛性改善のため、ピン径と幅をパラメータとしてクランクシャフト1スロー剛性評価により求められた実験式を用い計算し、比較を行なった。計算結果をF22A型と比較してFig.11に示す。メインジャーナル径を拡大した効果はここでも確認でき、曲げ・振り方向とも剛性は大幅に改善される。このクランクシャフトの場合ピン径の $\phi 45$ と $\phi 48$ について、剛性の差はほとんど無

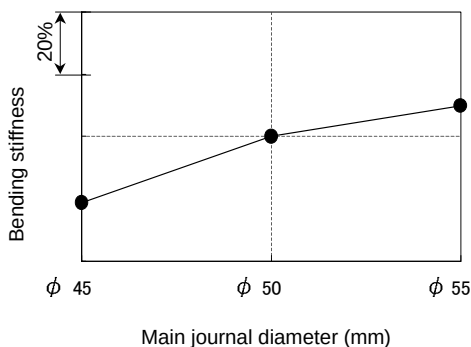


Fig.10 Improvement of crankshaft bending stiffness by different main journal diameters

く、ピン径による影響は少ない。しかしピン幅は曲げ剛性に影響し、ピン幅減少によりウェブ厚が増加するためクランク剛性は向上する。

このように、メインジャーナル径を拡大しピン幅を縮小させることで、クランクシャフト剛性は改善されるが、重量は増加する。重量増加は実車燃費を悪化させるため、最小限とする必要がある。ピン寸法の変更による1スロー当たりの重量変化について、計算結果をFig.12に示す。ピン径3mmの差による重量の変化は7%である。Fig.11に示

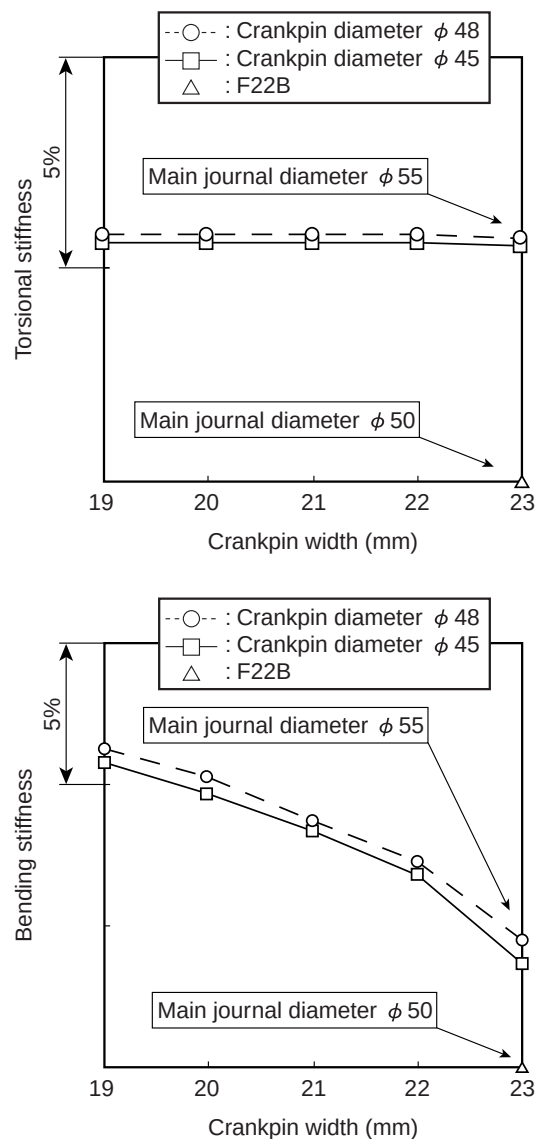


Fig.11 Calculation result of crankshaft stiffness by different crankpin diameters and widths

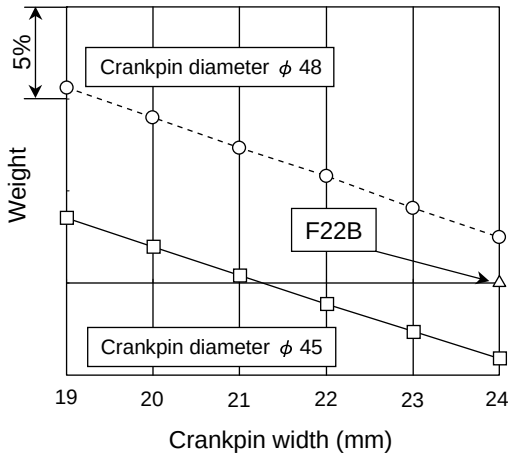


Fig.12 Calculation result of crankshaft weight by different crankpin diameters and widths

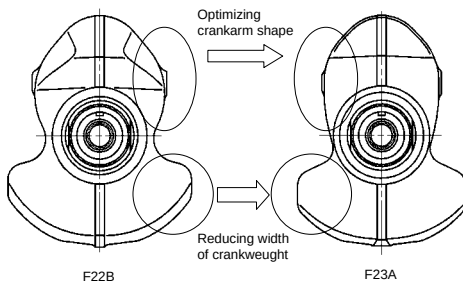


Fig.13 Modification of crankshaft shape

した結果をふまえたうえで、ピン径をφ48からφ45に変更し、Fig.13に示すようにクランクアーム、ウェイト形状を改良することにより重量の増加を抑制することができる。F23A型エンジンでは、ストローク延長・クランクシャフト剛性向上による重量の増加を最小限とし、かつコンロッド軸受けの耐久性を確保するため、ピン径をφ45mm、幅を20mmとした。

次に、以上の仕様で有限要素法解析⁵⁾を実施し、曲げ・振り共振の検証を行なった。結果をFig.14に示す。F22B型に対し、曲げ剛性向上により共振周波数が増加し、高回転時のフライホイール曲がり角度は大幅に改善されている。また、振り共振時のクランクブリー振れ角度についても四次にて11%、六次にて3%向上する結果となった。

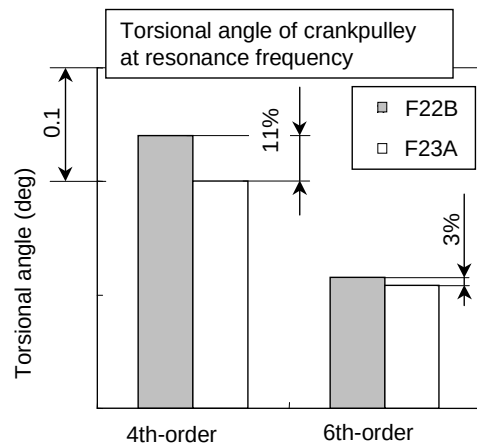
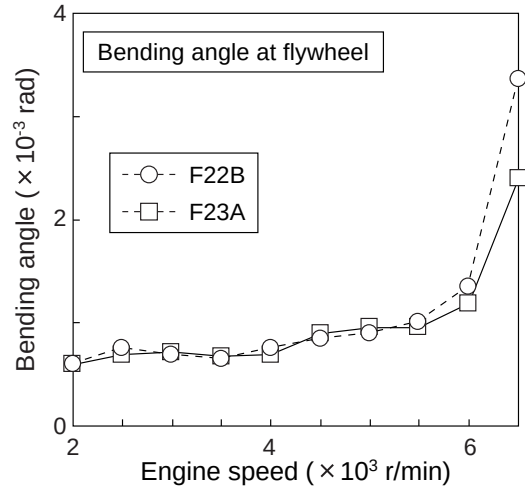


Fig.14 Simulation result of crankshaft behavior

3.3. バランス率

クランクシャフトの遠心力と慣性力の影響を小さくするため、バランス率を検討した。ここでのバランス率とはクランクシャフト全体ではなく、1スロー当たりのバランス率で往復部重量、回転部重量、バランスウェイト等価重量により定義される。

回転部遠心力と往復部慣性力はそれぞれの重量により決まり、これらの合成力の軌跡は楕円となり、主軸の方向によりジャーナルへの影響が異なる。一般的に、バランスウェイト部等価重量と回転部重量の差が往復部重量の半分と等しい場合、合成力の形態は円となり絶対値も最小となり、影響が最も少ない。合成力の影響を少なくするためバランス率を改善する場合、バランスウェイト部等価重量にはエンジン寸法上限界があり、かつクラン

クシャフト重量も増加する。このため回転部、往復部重量を軽量化する必要がある。

F23A型エンジンでは、ボア径拡大によるピストン重量増加を最小限にとどめ、ピン幅縮小によりクランクシャフト回転部を軽量化しただけでなく、ピストンピン、コンロッドも軽量化することで、バランス率をF22B型に対し26%改善した。

Fig.15に実験式より予測したエンジン外郭騒音を、F23A型とF22B型を比較し示す。上図は無負荷時の、下図は全負荷時のエンジン回転と音圧の関係を示す。バランス率を改善することにより外郭騒音は、無負荷時は全エンジン回転域において、全負荷時は高回転域においてそれぞれ2dB低減できる結果となった。

3.4. クランクシャフト振り振動

自動車用エンジンのクランクシャフト系振り振動低減には、トーショナルダンパが有効である。従来、トーショナルダンパのゴム材料としては一般にSBR、NR、NBRが使われてきたが、これらは熱による特性劣化により制振機能が長期的には低下する傾向にあった⁶⁾。これを改

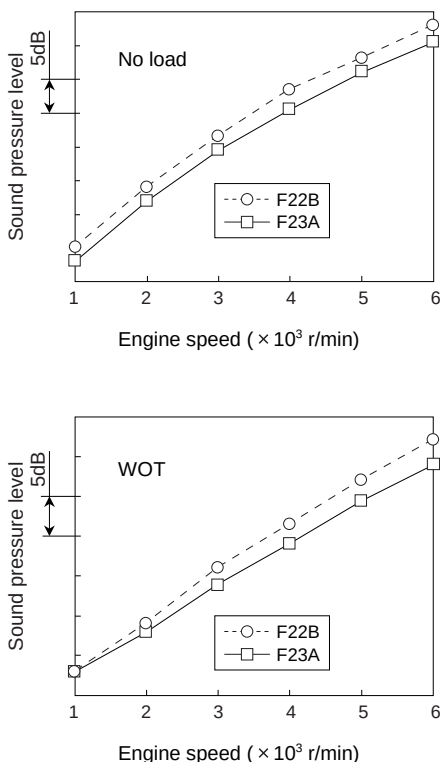


Fig.15 Calculation result of sound pressure level

善するため、F23A型エンジンでは耐熱性に優れたEPDM材を用い、ダンパ用材料として開発した。Fig.16に従来材料であるNBR材とEPDM材を使用したダンパの共振周波数変化率+15%を寿命とする耐熱寿命線図を示す。EPDM材はNBR材に対し、エンジンルーム雰囲気温度と考えられる100~120°Cの範囲において十倍の耐熱寿命をもち、制振機能維持の長期化が可能である。

さらに、ダンパマス比の検討を行なった。一般的に振動低減には、マス比を大きくすることが望ましいが、ダンパマスとゴム間のスリップトルクが増加するため、強度的な点からも限界がある⁷⁾。F23A型では、スリップトルクをシミュレーションにて計算し、ダンパの強度面からマス比を検討し、マス比を0.57に決定した。Fig.17にF22B型と同じダンパでのマス比:0.38とマス比:0.57の場合での、クランクシャフト振り振動測定結果を示す。エンジンは全負荷、ダンパの共振周波数設定は同一である。振り振動は、マス比の改良により改善されており、最大で2dB低減される結果となった。

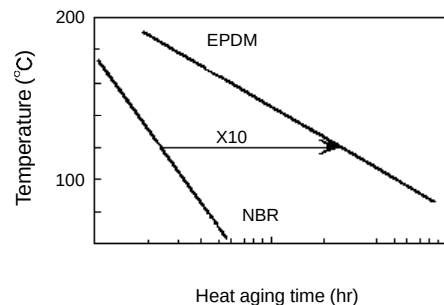


Fig.16 Life of high heat resistance material at resonance frequency change "+15 points"

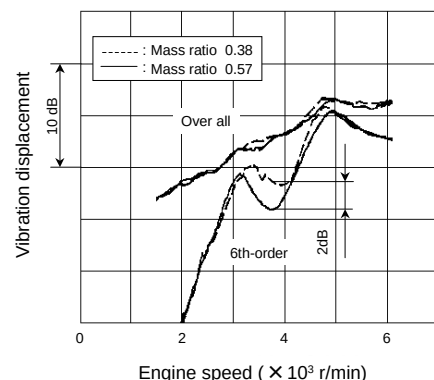


Fig.17 Reduction of torsional vibration

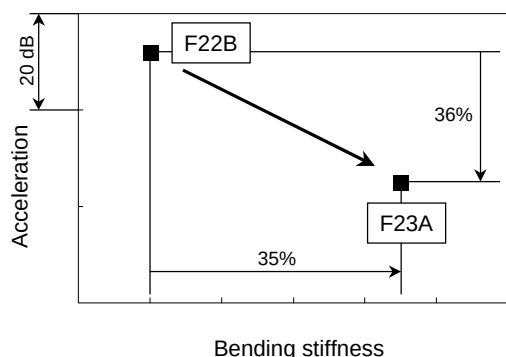


Fig.18 Reduction of vibration at flywheel

3.5. クランクシャフト系振動低減効果

Fig.18にクランクシャフト曲げ剛性によるフライホイール曲げ振動の測定結果を、F22B型と比較し示す。クランクシャフト剛性を35%改良することにより、フライホイール曲げ振動は36%減少した。エンジンマウント点伝達振動に寄与度合いの高い、フライホイール振動を減少させることで、結果として伝達振動が改善された。

4. ブロック壁面振動・伝達振動低減手法

4.1. シリンダブロック壁面振動・伝達振動低減の考え方

ピストンスラップ音、クランクシャフト系振動は、シリンダブロックを介してエンジン放射音・伝達振動として現れる。ピストン、クランクシャフト系たたかれ音に起因するエンジン放射音を低減するには、その媒体となるシリンダブロック外壁面振動を抑制する必要がある。

また、クランクシャフト軸系振動に起因するエンジン伝達振動低減には、シリンダブロックとトランスミッションケースの締結剛性を向上させ、パワープラント全体での固有値を改善する必要がある。

4.2. シリンダブロック外壁面振動

シリンダブロック外壁面振動は、壁面剛性とジャーナル締結構造による変形に影響を受ける。F23A型では壁面剛性を改良するため、シリンダブロック壁面の有限要素法解析を行い、適所にリブを設置することで剛性を改善した。

また、シリンダブロックジャーナル締結構造についてもブロック外壁面変形改善のため、有限要素法解析を行ない比較した。Fig.19に解析用のモデルを示す。有限要素

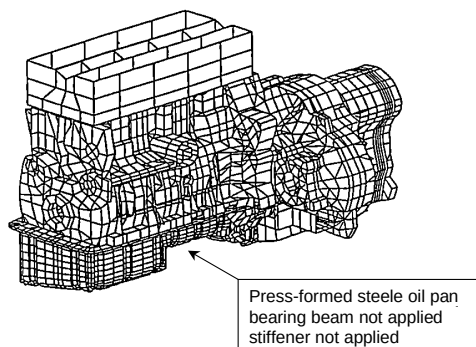


Fig.19-1 Original

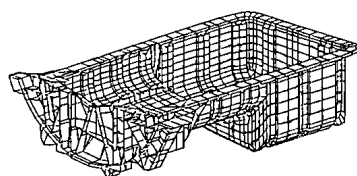


Fig.19-2 Aluminum modified oil pan

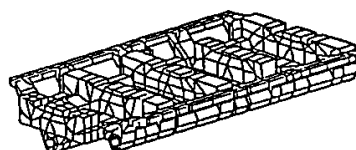


Fig.19-3 Bearing beam

Fig.19 Finite element model

素法解析は、Fig.19-1に示すF22B型の従来モデルに対し、Fig.19-2オイルパン材質アルミニウム化、Fig.19-3シリンダブロックスカート部とジャーナル部をつなぐ、ベアリングビームのモデルをそれぞれ置き換えた場合について行なった。ブロック外壁面変形の計算結果をFig.20に示す。条件として、二番気筒に燃焼荷重を入力した。外壁面変形はベースモデルに対し、オイルパン材質アルミニウム化、ベアリングビームにより大幅に改善される。オイルパン材質アルミニウム化とベアリングビームでは、シリンダブロック下端の変形に差が見られ、ベアリングビーム構造が最も変形部分が小さい結果となった。

F23A型では外壁面変形減少に最も効果の見られる、ベアリングビーム構造を採用した。

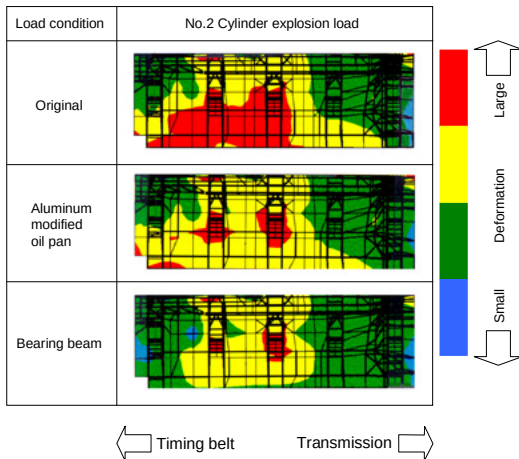


Fig.20 Simulation result of deformation at cylinder block outer wall

4. 3. パワープラント固有値

シリンダブロックとトランスミッションケースの締結剛性を改善するため、従来仕様とベアリングビーム構造について、有限要素法にてパワープラント固有値のモード解析を行った。計算結果をFig.21に示す。従来仕様に対し、ベアリングビーム構造により振り方向固有値は大幅に改善するが、上下・前後の曲げ方向ではあまり改善

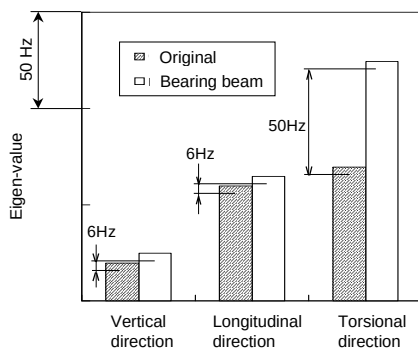


Fig.21 Simulation result of eigen-value by bearing beam

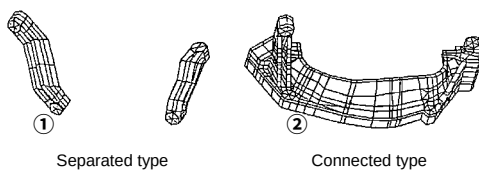


Fig.22 Modification of stiffener

しない。そこで、ベアリングビーム構造に加え曲げ固有値を改善するため、シリンダブロックとトランスミッションケース締結部にスティフナを設置し、その形状を有限要素法モード解析にて検討した。スティフナの形状をFig.22に、計算結果をFig.23に示す。F22B型に対し、スティフナを設置することで曲げ方向固有値は改善する。さらに、スティフナ形状を前後分割タイプから前後連結に変更することで、固有値の向上が図られる。

この結果より、F23A型では前後連結タイプスティフナを採用した。

4. 4. ブロック壁面振動・伝達振動低減効果

Fig.24にスリーブとブロック壁面の振動伝達特性、Fig.25にパワープラント全体での振動伝達特性を示す。ブロック壁面の振動伝達特性は、壁面剛性向上とジャーナル締結構造の変更により、1～3 kHzにおいて10dB程度改善された。またパワープラント全体の振動伝達特性も、固有値の向上により改善された。

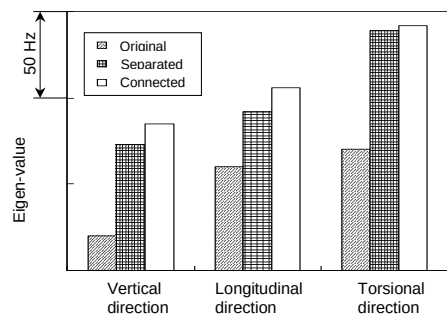


Fig.23 Simulation result of eigen-value by different stiffener types

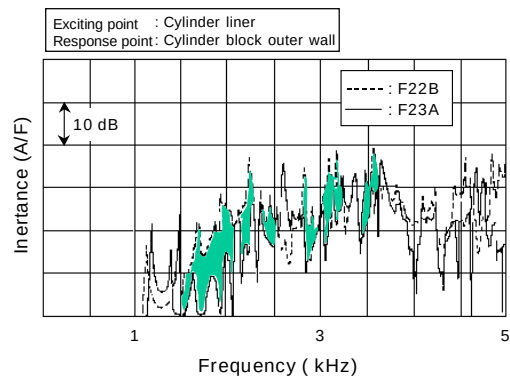


Fig.24 Reduction of inertance by increasing stiffness of cylinder block

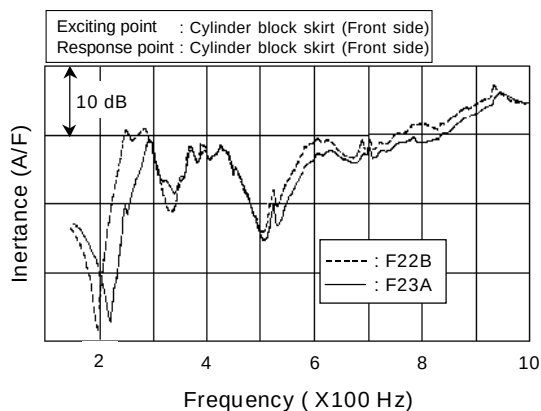


Fig.25 Reduction of inertance by increasing eigen-value

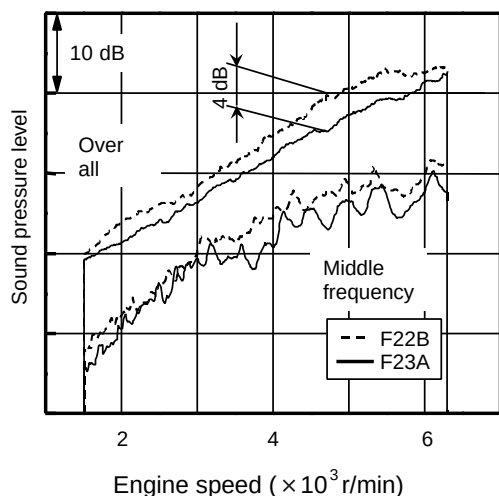


Fig.26 Reduction of engine radiation noise

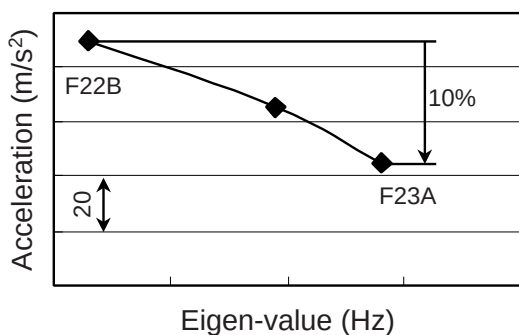


Fig.27 Reduction of vibration at engine mount

5. エンジン振動・騒音低減効果

Fig.26、27に本稿にて述べた、ピストンまわり、クランクシャフトまわり、シリンダブロックまわりの仕様変更を反映したF23A型のエンジン放射音測定結果とエンジンマウント点伝達振動測定結果を示す。F23A型はF22B型に対し、エンジン放射音が低回転から高回転に至るまで、最大で4 dB改善された。また、エンジンマウント点伝達振動も固有値の改良により、10%改善された。

6. まとめ

'98モデル「アコード」用2.3Lエンジン開発において、以下の(1)～(3)に示す主運動系部品の仕様を改良することにより、コンセプトの高出力を実現すると同時に振動・騒音の低減を達成した。

- (1)ピストンピンをフルフローティングとし、オフセット量、ピストン各部の剛性、ピストンフォームを適正化することで、ピストンスラップ音を低減した。
- (2)クランクシャフト主要寸法適正化により剛性向上をはかり、回転部、往復部軽量化によりバランス率を改善し、クランクブー리를適正化することで、クランクシャフト系振動を低減した。
- (3)シリンダブロック壁面剛性、ジャーナル締結構造改良によりブロック壁面振動伝達特性を改善し、パワープラント固有値の改良により振動伝達特性を改善した。

参考文献

- 1) 柴田 他 : 「'98モデル「アコード」用新型2.3L L4エンジンの開発」、HONDA R&D Technical Review vol.10(1998), pp.58-66
- 2) 吉田毅 : 「内燃機関講義」、アース社 (1982)
- 3) 瀧口 他 : 「ガソリン機関におけるピストンピン回転運動に関する研究」、自動車技術会学術講演会前刷集 933 1993-5, pp.141-144

- 4) 三浦昭憲 : 「ピストンスラップについて」、日産ディーゼル技報、No.45(1982), pp.1-11
- 5) H.KATANO et al. : 「Dynamic behavior analysis of internal combustion engine crankshafts under operating conditions」、C430/049 ImechE 1991
- 6) 岡崎 他 : 「クランクトーションナルダンパの市場における材料・単体特性変化と実車機能への影響」、HONDA R&D Technical Review vol.6(1994)
- 7) 自動車技術会 : 「自動車技術ハンドブック 設計編」、(1991)

■著 者■



斉 藤 秀 樹



櫻 原 一 雄



根 本 昭 一



宮 下 英 昭

筒内現象解析用可視化エンジンの紹介

Introduction of Optically Access Engine to Investigate in Cylinder Phenomena

佐々木 隆*	吉田 一夫*	浦田 泰弘*
Takashi SASAKI	Kazuo YOSHIDA	Yasuhiro URATA
大野 敏久*	石井 清*	
Toshihisa OHNO	Kiyoshi ISHII	

要 旨

筒内における空気の流動や燃焼の理解および数値シミュレーションの検証のためには筒内の現象を直接観察する必要があり、それぞれの目的に合せて、1.5Lシビック用、2.2Lアコード用およびディーゼル用の合わせて5種類の可視化エンジンを開発してきた。

ここでは、それらの可視化エンジンの使い方、構造および特有の技術について述べ、さらにこれを使用した筒内現象解析例を紹介する。

ABSTRACT

It is necessary to observe the in-cylinder phenomena directly for understanding in-cylinder air motion, combustion and evaluation of the numerical simulation. For each purpose, we have developed five types of optically access engine for 1.5L-Civic, 2.2L-Accord and Diesel engine.

This paper describes the usage, structure and peculiar technique in design, and introduces the examples of the analyses using these engines.

1. はじめに

エンジンの性能向上には、まず燃焼室内で起こっている現象を知り理解することが必要であり、そのためには筒内の現象を直接に観察ができるエンジン(以下、可視化エンジンと称す)や測定法などの開発が必要とされている。一方数多くの数値シミュレーションソフトウェアが市販され、設計の開発期間短縮の有効な手段となってきたが、まだ燃焼室内の現象を正確に評価できる段階には至っていない。これは、設計用のツールとして開発されているために計算時間の制約から様々な現象を比較的簡単なモデルで表わしており、完全には現象を現しきれていないためである。したがって新しいエンジンに対する各モデルの妥当性の検証、各ソフトウェアの使用範囲や制限についての確認およびそれぞれのエンジンの特徴に合わせたモデルの作成のために、筒内現象の解析が重要となっている。

従来の筒内現象の測定は、高速度のフィルムカメラやビデオカメラによる火炎伝播、燃料噴霧の撮影やLaser

doppler velocimeter(LDV)による流速測定が主であったが、近年のレーザ可視化技術の発達やデータ処理能力の向上により、より詳細な空気流動、種々のガス濃度、温度分布やラジカル基の濃度分布などの二次元測定が可能となり、測定領域についても筒内全域にわたっての可視化が求められるようになってきた。これらの測定例としては、火炎伝播の測定¹⁾、空気流動の測定²⁾、燃料噴霧挙動の測定³⁾、混合気分布の測定⁴⁾、初期火炎の可視化と点火プラグ部の熱損失の数値計算とを合わせた初期火炎の成長について解析例⁵⁾など多数が報告されている。

当社においても火炎伝播⁶⁾、空気流動⁷⁾、燃料噴霧挙動⁸⁾、混合気分布⁹⁾、点火プラグ部の熱損失¹⁰⁾、希薄燃焼時のサイクル変動¹¹⁾などについて報告してきた。ここでは、これらの観察に用いられてきたFig.1に示す可視化エンジンについて、構造とその特有技術および可視化エンジンを使用した解析例について紹介し、より広範囲なエンジン研究に役立つことを望む。

2. 可視化エンジンへの性能要求

2. 1. 測定項目からの要求

筒内における燃焼に関わる現象は、Fig.2に示す様に火炎の伝播、燃料噴霧の挙動、混合気や残留ガスの濃度分布、空気の流動などがある。これらの測定項目を、可視

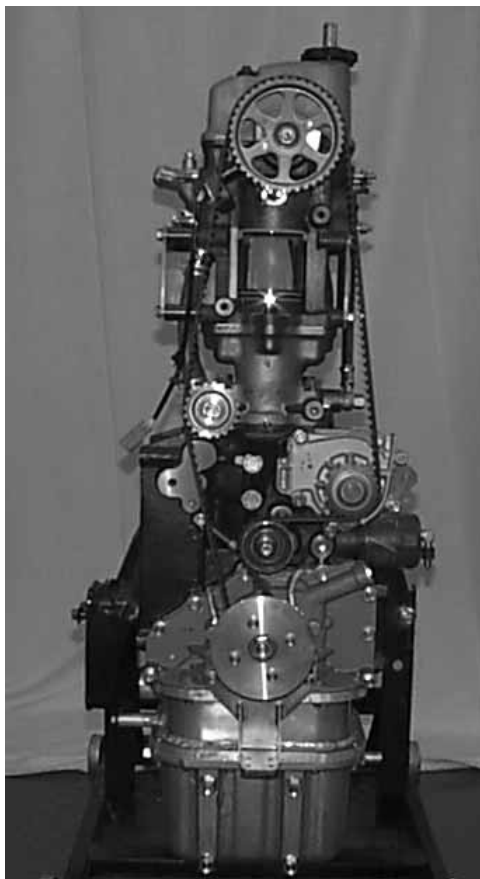


Fig.1 Optically access engine

化エンジンへの要求として整理しTable 1に示す。可視化エンジン特有の要求項目は、運転条件と測定のための可視化領域である。運転条件については、燃焼解析のための可視化が主目的なので部分負荷の40km/hクルーズ運転時を基準とし(以下、この運転条件を部分負荷と称す)、アイドリング状態からエンジン回転数2000 rpmの全負荷状態までおよび正味30分の測定時間に対して1時間以上の連続ファイアリング運転が要求項目となる。

可視化領域への要求には、①初期火炎の形状、吸気バルブ近傍の燃料噴霧、残留ガスや混合気濃度分布などの測定については燃焼室の上部の点火プラグや吸気バルブ近傍における水平および垂直断面の可視化、②ノッキングを含む火炎伝播、燃料の噴霧の拡がりや液滴の径と速度などの測定に対しては燃焼室を含むシリンダ上部にお

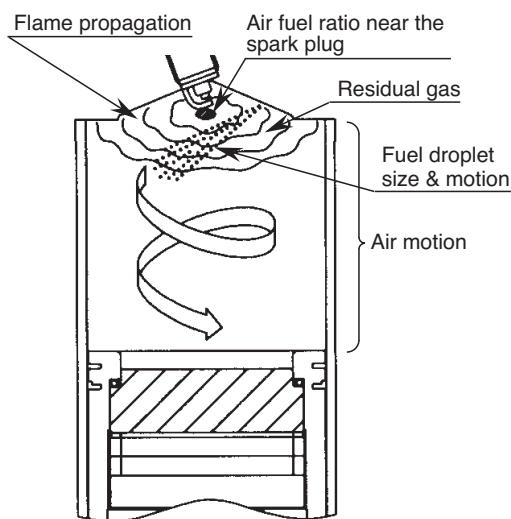


Fig.2 Visualization items in engine cylinder

Table 1 Measurement demand for optically access engine

Measurement item	Method	Light location	Camera location	Measurement timing	Test condition	Continuous running time	Load	Maintenance interval
Air fuel ratio	LIF,CARS	Horizontal and vertical laser sheet(or beam) into the combustion chamber near the spark plug	Bottom and side view	Ignition timing	Firing	15 min.	Partial	1 Month
Flame propagation	High speed camera	Not necessary	Bottom and side view	Flame propagation period	Firing	15 min.	Partial	1 Month
Knock	High speed camera	Not necessary	Bottom and side view	Flame propagation period	Firing	1 min.	Full	1 Month
Fuel droplet motion (velocity and diameter)	Laser sheet	Horizontal and vertical laser sheet into the combustion chamber near the inlet valve	Bottom and side view	Induction stroke	Firing	15 min.	Partial	1 Month
Air motion and velocity	Laser sheet PDV,LDV	Laser sheet(or beam) into the whole region of cylinder	Bottom and side view	Induction & Compression stroke	Motoring Firing	15 min. 1 min.	— Partial	1 Week

ける水平断面の可視化、③空気流動の測定は吸入から圧縮、燃焼行程における筒内全域にわたる水平および垂直断面の可視化、などがある。

Fig.3に、上記可視化領域①から③の要求に対する観測用窓や撮影機器位置(測定の光路)の略図および“ Bottom View ”、“ Side View ”などの呼称を示す。また火炎伝播などの発光を伴う現象の測定には高速度カメラなどの機器からの光路だけを考えればよいが、発光を伴わない場合にはレーザシート等の照明用の光路も必要となり合せ示した。

①の燃焼室上部での測定項目のうち垂直断面の撮影は、シリンダヘッドの側面に窓(Side window)を設け、これを透してカメラAによって撮影できる。さらに照明が必要な場合には、レーザシートCをシリンダブロックに固定した鏡で反射させ、ピストン上部に設けた窓(Piston window)に導き燃焼室上部を照明すればよい。また水平断面での現象の場合には、点火プラグ下側の水平断面へレーザシートAを入射しカメラCを用いて撮影すればよい。

②のシリンダ上部における火炎の伝播や噴霧の形状のように水平方向へ広がる現象に対しては、カメラCを用い、レーザシートAあるいはBを用いて水平断面を照射し測定すればよい。またLDV、PDV(Phase Doppler Velocimeter)等による液滴の速度、粒径の計測では、

LDV、PDVなどの装置をカメラAもしくはBの位置に設置し測定を行う。

③の空気流動の測定におけるカメラやレーザシートについては②の場合と同じであるが、筒内全域を観察するために透明な石英材のスリーブが使用され、また吸入空気には微粒子が混入されるので長時間のファイアリング運転は難しく、またファイアリング運転で測定する必要性も少ない。したがって可視化エンジンに必要とされる観察用あるいは照明用の窓は、シリンダヘッドの側面部の窓、シリンダ上部の透明なシリンダスリーブ、筒内全部が透明なシリンダスリーブおよびピストン頭部の窓である。

2. 2. 可視化エンジンの基本構造と種類

前項の①から③の測定領域の要求を一台のエンジンでまかなうことはできず、シビック1.5L・4気筒エンジンを基とし、Fig.4に示す三種類の可視化用単気筒エンジンを開発した。これらのエンジンの基本構造は、シリンダブロックなどの下廻りを共通化し、燃焼室側とシリンダブロック側に2つのピストン部分があり燃焼室側の頭部に観測窓をもつ延長型ピストン(Extended piston)、シリンダヘッドとシリンダブロックを繋ぐためのスペーサブロックおよびシリンダヘッドより成り立っている。石英製の窓やシリンダスリーブの破損を防ぐためには、エン

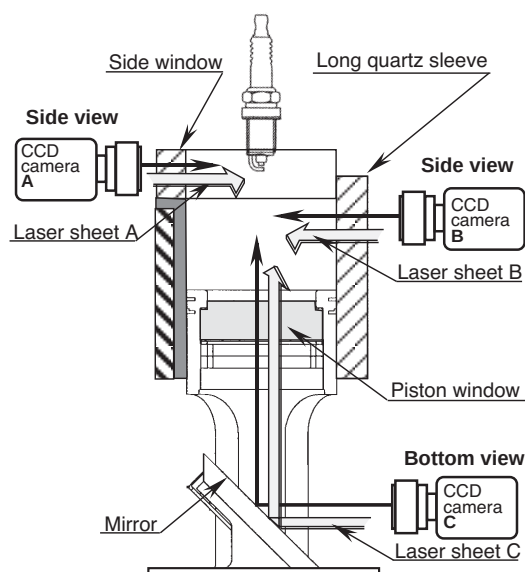


Fig.3 Camera and laser sheet position for visualization

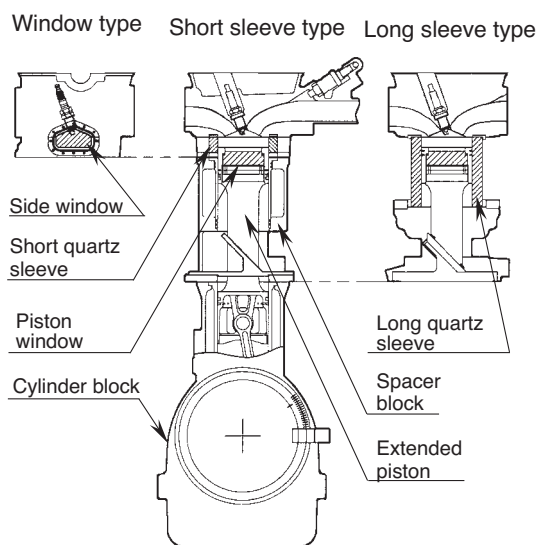


Fig.4 3 types of optically access engine

ジンの組み立てや運転時に生じるひずみを極力小さくする必要があり、シリンダヘッド、スパーサブロックおよびシリンダブロックは鋳鉄材を用い、剛性の確保に留意した。次に各エンジンの概要について述べる。

ウインドウタイプのエンジンは、シリンダヘッド横に窓(Side window)を取り付け、点火プラグおよび吸排気バルブ周辺の現象の可視化のために開発された。垂直方向の測定視野は、燃焼室のペントルーフ上面からピストン上死点位置より13.4mm下までである。また水平方向についてはペントルーフ部の全幅である52mmとした。

ショートスリーブタイプのエンジンは、火炎伝播や筒内での燃料液滴の挙動などを測定するために開発し、シリンダ上部に円筒形の窓(Short quartz sleeve)を設け、ピストン上死点位置より下側へ22mmまでの観察ができる。このエンジンは、燃焼室形状が対象となるエンジンとほぼ同一にできるため、圧縮比も対象としたエンジンに近い9.2が得られている。ウインドウタイプと同様に石英窓部がピストンリングと接触しないため、1時間以上の連続したファイアリング運転が可能である。

ウインドウタイプとショートスリーブタイプのエンジンのシリンダヘッドの木型は共通とし、機械加工によって作り分けている。シリンダヘッド部は、ピストン上死点位置よりシリンダブロック側へ延長されている。この延長部へ“short quartz sleeve”や“side window”が取り付けられるため、これら二種類のシリンダヘッドを用いることにより、上はペントルーフ上面から下はピストン上死点位置より下方向22mmの領域の観察が可能となる。

ロングスリーブタイプのエンジンは、主に吸入および圧縮行程中の筒内全域にわたる空気および燃料の挙動を測定するために開発され、鋳鉄製のシリンダスリーブの代わりに石英製のシリンダスリーブ(Long quartz sleeve)が用いられた。このためシリンダスリーブ表面を摺動するピストンリングの材質として、PTFE(Poly Tetra Fluoro Ethylene)を用い、モータリングでは1時間以上の測定、ファイアリング運転については1分間隔での実験が可能である。

上記の可視化エンジン以外に、アコード用2.2Lおよびディーゼル用可視化エンジンを開発した。これらのエンジンは強化した共通の下廻りを使用し、トルク変動による振動対策として二次バランサーを取り付けた。これらのエンジンの諸元をまとめてTable 2に示す。

3. 可視化エンジンの特有技術

3. 1. 観察・照明用窓の設置法

各窓の設置に共通して留意した点は、割れ防止のために窓材と金属部品が直接接触することを避けることと、圧縮比を実エンジンに近づけるため窓の設置による無駄容積をできるだけ少なくすることである。次にそれぞれの窓の設置法について説明する。

3. 1. 1. ピストンウインドウ

Fig.5にピストン頭部の構造を示す。ピストン下方から燃焼室内を観察するため、ピストンを高さ方向に延長し、頭部には石英製の窓(Piston window)を取り付けた。ピストン頭部およびウインドウの設計で留意した点は、窓の割れ防止と燃焼の圧力振幅に耐えるシール性の確保である。

窓の割れ防止として図のピストン頭部拡大図においてピストンウインドウのAで示す部分の径の拡大、ウインドウとピストン間のクリアランスの増加およびピストンウインドウのピストンに対する半径方向の位置決めのため、窓の組み付け時に両者の間に厚さ0.05mmのゲージを入れ、取り付け時の窓の偏りの防止等を行った。これは開発初期のファイアリング運転中に、A部を起点とした割れが生じたことに対する対策である。

シール性確保のため窓材の上下に二枚のガスケットを使用し、上側ガスケットによる燃焼ガスのシール性確保のため、ガスケットのばね定数は下側に対して大きな値を設定した。Fig.6に示す上下二枚のガスケットの荷重に対するひずみ特性で説明すると、締め付けの荷重により上下のガスケットにはAまで荷重が加わり、この状態で燃焼による荷重が加わると下側のガスケットは更にBまでひずみが増加する。この分上側のガスケットのひずみは開放され、上側ガスケットの荷重はCまで減少する。

Table 2 Engine specifications

	Civic 1.5L type			Accord 2.2L type	Diesel type
Engine type	Water cooled 4stroke single cylinder			←	←
Bore × Stroke (mm)	φ75.0 × 81.5			φ85.0 × 95.0	φ80.0 × 80.0
Displacement Volume (cc)	360			539	402
Window type	Window	Short sleeve	Long sleeve	Window	Short sleeve
Window material	Quartz	Quartz	Quartz	Quartz	Sapphire
Visualization area	Combustion chamber	Upper part of cylinder	Whole area of cylinder	Combustion chamber	Upper part of cylinder
Compression ratio	7.9	9.2	9.2	6.5	19.5

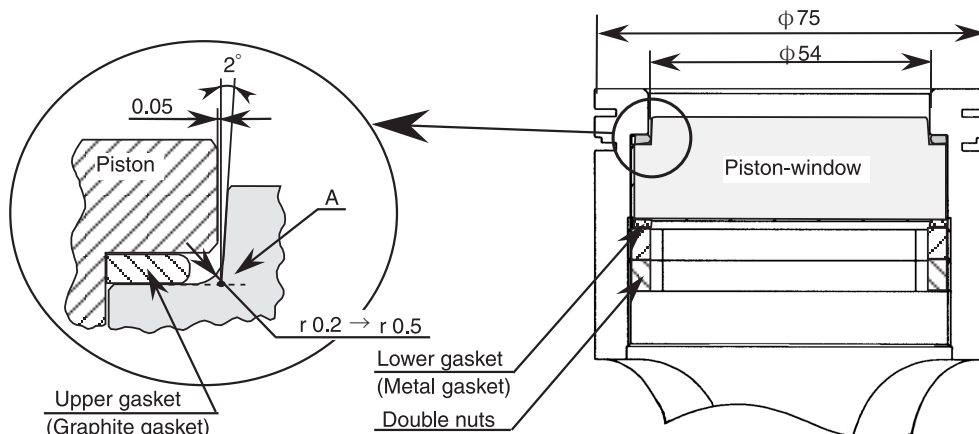


Fig.5 Piston window mounting onto the piston

この状態で燃焼圧をシールするのに必要な荷重Dを上回る必要があるが、上側のガスケットのばね定数を下側の値より小さく設定することにより、全負荷相当の燃焼圧が加わった場合も、安全率は3以上を確保できている。

3. 1. 2. サイドウィンドウ

点火プラグ近傍およびピストン上死点付近での筒内現象を解析するため、Fig.7に示す様に燃焼室側方に観測用窓を取り付けた。窓の設置にあたり、窓割れ防止のための固定法と圧縮比の確保の二点を留意した。サイドウイ

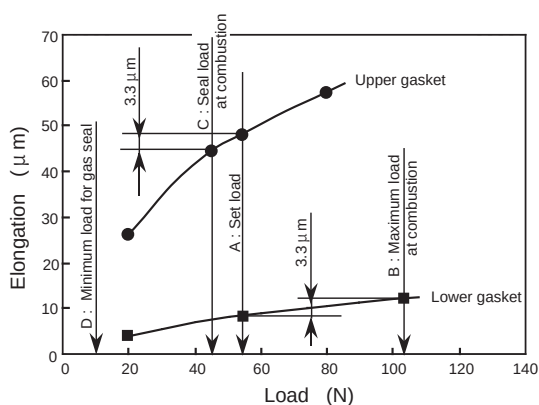


Fig.6 Different characteristics of upper and lower piston-window gasket for gas seal

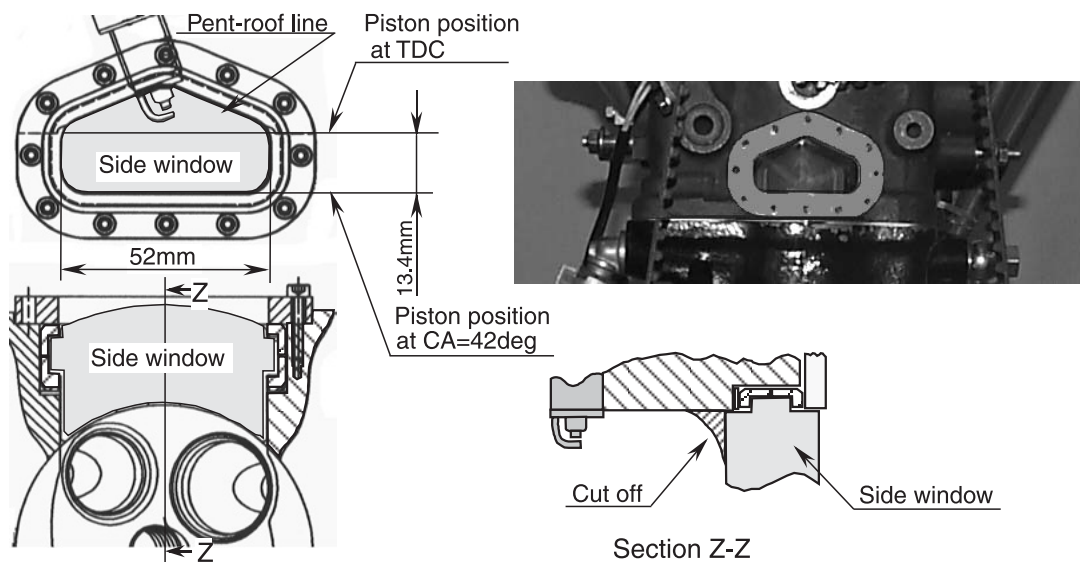


Fig.7 Visible area and photograph of side window

ンドウは、Fig.8に示す様にサイドウインドウのフランジ部をインナフレームとアウトフレームで挟み、このフレームをマウンティングフランジを介してシリンダヘッドへ固定した。この固定方法により、窓の不均一な締め付けや、シリンダヘッドのひずみによる偏荷重が窓材に加わるのを防ぐことができ、窓の割れを防止できた。

ウインドウタイプのエンジンは横方向からの観察のため、Fig.7のZ-Z断面の斜線部で示す燃焼室隅肉を削除した結果、圧縮比が基となるエンジンの9.3に対して7.7と低くなった。圧縮比をなるべく近付けるため、Fig.8に示す

様な厚さの異なるインナフレームを数種類用意し、最適の内面位置が得られるフレーム厚さを適宜選択するなどの対策を行い、圧縮比を7.9まで高めた。

3. 1. 3. ショートクォーツスリーブ

ショートスリーブタイプはシリンダ上部の可視化を行うため、Fig.9に示すようにシリンダヘッドを下方に29mm延長し、この部分に円筒形の窓(Short quartz sleeve)を挿入する構造とした。この構造とクォーツスリーブ上下のガスケットにより、シリンダヘッド締め付け時にクォーツスリーブへ過大な荷重が加わることを防ぎ、割れ防止とした。シリンダ上部の変更に合わせ、ピストンの形状もウインドウタイプと同様にピストンリング位置を下げる変更を行った。

シリンダスリーブ上を摺動するピストンと、ヘッドに固定されているクォーツスリーブのクリアランス管理は、クォーツスリーブのシリンダヘッドへの位置決め用のロアプレートとシリンダヘッドのボアセンタへの位置決め用のノックとによって行われる。このロアプレートには位置決めの他にガスケットとしての機能も要求されるため精度管理が難しい。このためロアプレートはPTFEをコーティングしガスケットとしての機能させた上で、クォーツスリーブと接触する水平および垂直の二面に仕上げ加工を行い、位置決め精度の向上とガスケットとしての機能を両立させた。

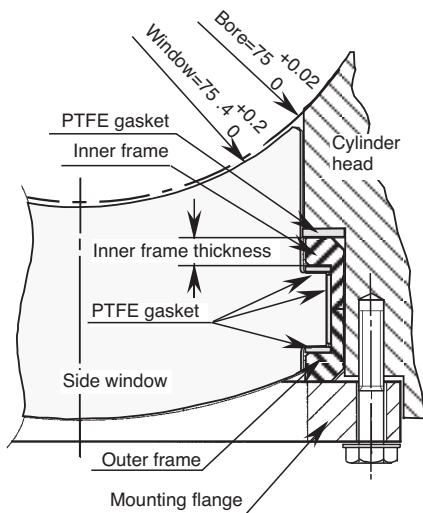


Fig.8 Side window mounting to the cylinder-head

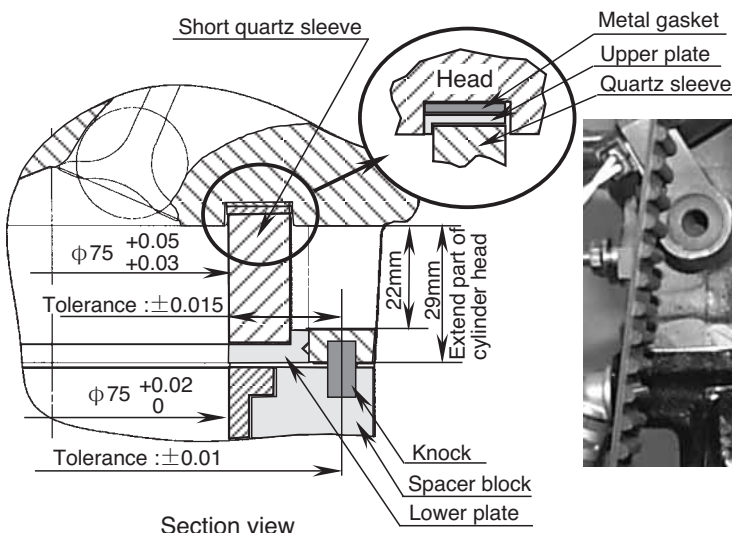
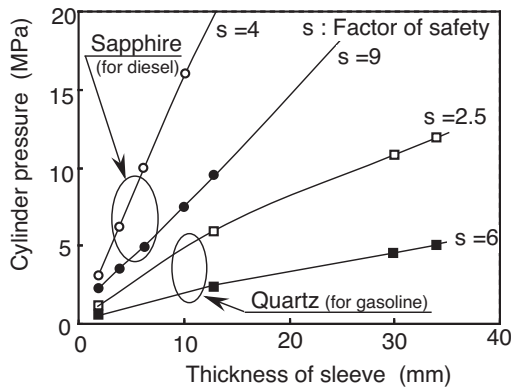


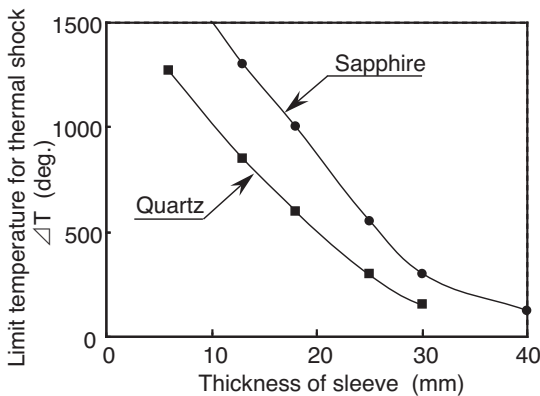
Fig.9 Short quartz sleeve mounting to the cylinder-head

ショートクォーツスリーブの厚さの設計は、筒内圧力による引張りとせん断応力およびスリーブの内外温度差による熱応力を考慮する必要がある。Fig.10aは筒内圧力とスリーブ材の厚さの関係を、Fig.10bにはスリーブの内外面温度差に対する窓材の厚さの関係を、それぞれ石英およびサファイアについて示した。高い筒内圧力で使用するためには窓材を厚くする必要があるが、厚さが増すと熱応力が増加し使用可能な厚さに限界があることを示している。

ガソリンエンジンの場合、部分負荷における最大筒内圧力を2.5MPa、安全率を6と設定するとスリーブ厚さは13mmとなる。この厚さでの全負荷運転時の安全率は、最大筒内圧力を6MPaと設定すると2.5となる。ファイアリング運転時のスリーブ内外面の温度差を200℃と仮定すると、Fig.10bより石英の使用可能な最大厚さは27mmで



(a) Thickness of optical sleeve for cylinder pressure



(b) Thickness of optical sleeve for thermal shock temperature

Fig. 10 Thickness of optical sleeve for cylinder pressure and thermal shock temperature

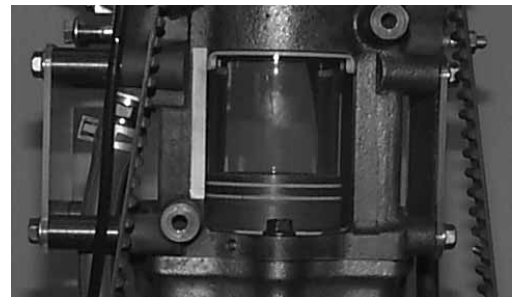
あり、温度差内部応力に対しても十分に余裕がある。

ディーゼルエンジンでは、部分負荷運転条件の最大筒内圧力を7.5MPaと設定した場合、ショートクォーツスリーブの厚さを27mmとしても安全率は3.5であり、常用運転条件の安全率としては十分でない。従って、スリーブに厚さ10mmのサファイア材を用い、部分負荷時の安全率を9、また全負荷運転の最大筒内圧力16MPa時においても安全率を4とした。サファイア材はコストが高く、その硬度の高さにより加工時間も長くなるため、ガソリンタイプのエンジンの窓材には石英を使用している。

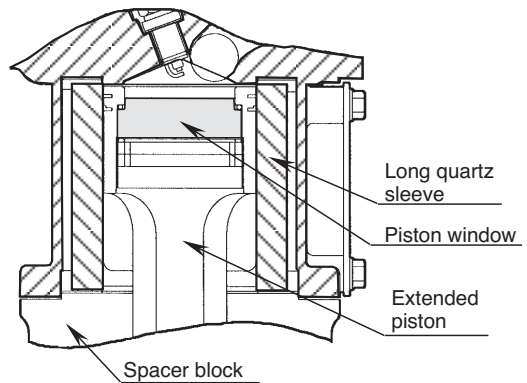
3. 1. 4. ロングクォーツスリーブ

ロングスリーブタイプのエンジンにおけるロングクォーツスリーブの設置は、Fig.11に示すようにクォーツスリーブの長さの違いはあるがショートクォーツスリーブの場合とほぼ同じである。

ただしロングクォーツスリーブの全長は102mmと長いので、シリンダヘッドを次のように変更した。締付けや燃焼圧力による偏荷重を避けるため、シリンダヘッドは



Photograph



Section view

Fig. 11 Long quartz sleeve mounting to the cylinder head

ピストン上死点位置よりブロック側に106mm延長され、この延長部分はスリーブへの偏荷重を防ぐために剛性を大きく取るように留意し、締め付けは通常の四本のボルト間にさらに四本のボルトを追加することにより、面圧の均一化を図った。

エンジンの四方向からの観察のために、スリーブ外側のウォータージャケットは省かれている。このため延長されたシリンダヘッド部は四隅の柱状の形となっており、ロングクォーツスリーブはこの柱の内側に位置決めされている。

3. 2. 光学部品の汚れ防止

可視化エンジンの運転時間は、エンジンの耐久性と光学部品の汚れで決まるため、汚れ防止は可視化エンジンの主要課題の一つとなっている。光学部品の汚れの原因は、燃料と潤滑油によるものとに分けられる。

硫黄分や高沸点成分の割合が高い燃料を用いると、可視化用の窓やスリーブ壁面に燃焼生成物が付着しやすく長時間の測定が出来なくなるので、性状管理された国内の無鉛レギュラガソリンを用いている。

潤滑油による光学部品への汚れ防止のためには、シリンダスリーブとピストンリング間の無潤滑化、クランクケースからのオイル上がりおよびシリンダヘッドからのオイル下がりなどの対策を行った。これらの対策により、部分負荷状態では6時間以上の実験が可能となった。これらの対策について以下に述べる。

3. 2. 1. スリーブとピストンリング間の

無潤滑化

スリーブには、ウインドウタイプやショートスリーブタイプで用いる鋳鉄スリーブとロングスリーブタイプで用いる石英スリーブがある。無潤滑運転に於いて、最も適する材料の選定をテストピースによる摺動試験により行った。摺動試験では、回転するスリーブ材の上にピストンリング材を押し付け、その時の焼け付き荷重を測定し、材料の比較を行った。

鋳鉄系スリーブの摺動試験には、無潤滑運転に対する耐焼け付き性が高いと考えられる四種類のセラミック系材料を鋳鉄のテストピースに溶射し使用した。摺動試験の結果、Fig.12に示すようにスリーブ材としてタングステンカーバイト系(WC)、ピストンリング材としてモリ

ブテン系(C-Mo-Fe)の材料の組み合わせが、最も高い焼け付き限界荷重が得られたため、この組み合わせにて実機テストを行った。実機テストでは、モータリング運転に於いて最大圧縮圧によりリング部からの漏れ評価を行い、ファイアリング運転で耐焼け付き性のテストを行った。この結果、モータリングでの最大圧縮圧は基となったエンジン並みの値が得られ、ファイアリングでも運転時間など、測定項目からの要求を満たすことができた。

筒内全域の可視化を行う場合、石英スリーブ表面をピストンリングが摺動することは避けられないため、無潤滑状態に於いてスリーブ表面に傷がつかずに、圧力をシールするピストンリング材の選定を、同様の単体摺動試験にて行った。この結果、1.2mm厚さのスチールリングの外周部にPTFEコーティングを施し、バレル形状に成形したものが最も適していた。モータリング時の最大圧縮圧はベースエンジンと同等の値となり圧力のシール性が確認され、加えて約1分間隔のファイアリング運転が可能なが確認出来た。

3. 2. 2. オイル上がり対策

クランクケース側のピストンリングの摺動によって、シリンダスリーブ上のオイルが掻き上げられ、ピストンウインドウの外側および反射鏡が汚され観察の妨げとな

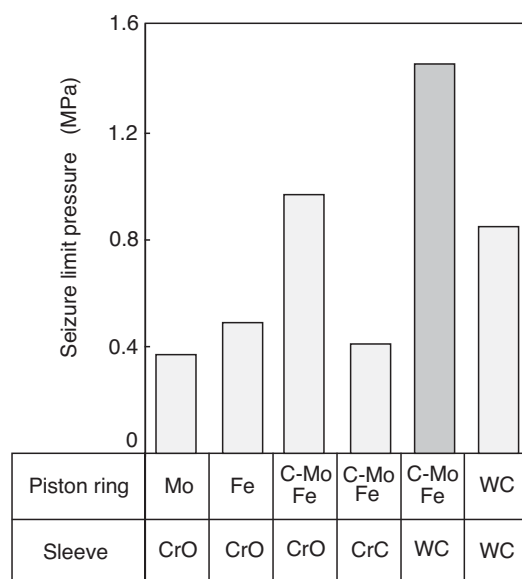


Fig.12 Seizure limit pressure of piston ring and sleeve material combination

る。下側のピストンリングによって掻き上げられるオイルは、クランクケース容積を増加し、さらに負圧ポンプによってクランクケース内を常に負圧に保つことにより対処した。

3.2.3. オイル下がり対策

シリンダヘッドの吸気および排気バルブのステムシール部より、バルブガイドを通して燃焼室へ入るオイルによる光学系部品への汚れは、ファイアリング運転時にはオイルが燃焼するためそれほど問題とならないが、モータリング運転時には顕著である。この対策としてバルブステム部に固体潤滑材を10 μ m塗布することにより径を太くし、合せてステムシールの管理巾を厳しく設定することでオイル漏れ量の上限値を1/3に抑えた。

3.3. 無潤滑での運転時間

ファイアリングでの連続運転可能時間は、負荷や回転数により異なり、Fig.13に示すピストントップランド部の温度測定結果と、リング部の耐久性に相関があることが実験上確認されたことより、この温度を目安として各種運転条件での連続運転可能時間を決定した。Fig.13aは、1500回転で負荷を変化させた場合のピストントップランド部の温度を示し、スリーブとしてセラミック溶射スリーブを使用した場合と、クォーツスリーブを使用した場合を示す。クォーツスリーブを使用した場合のトップランド部温度はスリーブが無冷却であるため、冷却水

により80度に冷却されているセラミック溶射スリーブに対して約100度高い値になっている。Fig.13bは、連続運転時間が負荷により変化するピストントップランド部温度により制限されることを示し、セラミック溶射ピストンリングとPTFEコートリングを使用する場合の連続運転時間を示す。例えば、共にセラミック溶射を行ったピストンリングとスリーブの組合せの場合、Fig.13aより、部分負荷条件の負荷が20%の場合、トップランド部の温度は約130度であり、この場合の連続運転時間はFig.13bより約1時間となる。

次に、ピストンリング等を交換する必要があるメンテナンスインターバルは、代表的な部分負荷条件で約100時間である。このスリーブ材とピストンリング材の組み合わせの問題点は50時間以上の長い慣らし時間が必要なことであり、現在は部分負荷運転に限りPTFEコートリングを使用している。

4. 可視化エンジンの使用例

ここでは可視化エンジンを用いた解析例として、混合気の濃度分布、燃料噴霧挙動および空気速度の測定結果を紹介する。エンジンの運転条件は40km/hクルーズ相当の負荷とし、Fig.14に代表的な計測システムを示す。

4.1. 混合気の濃度分布測定

ウインドウタイプの可視化エンジンの使用例として、

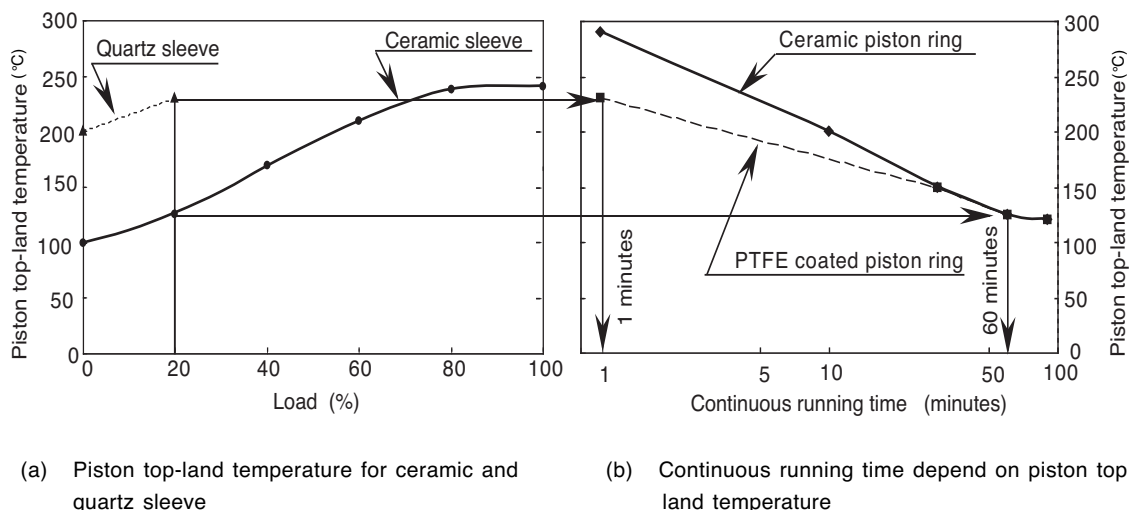


Fig.13 Continuous running time of optical access engine depend on engine load

点火プラグ近傍の混合気濃度分布の測定例⁹⁾を紹介する。濃度測定にはLIF(Laser Induced Fluorescence)法を用いた。LIFは強力な紫外のレーザー光により燃料(もしくは燃料に添加した蛍光材)を励起し、これより発する蛍光を測定することにより混合気濃度を求める手法である。レーザーにはエキシマレーザー(発振波長は308nm)を使用し、これを厚さ0.5mmのシート状にし、Fig.15に示すようにサイドウィンドウを通して点火プラグ下6mmの位置に照射した。レーザー光により励起された燃料からの蛍光は、ピストンウィンドウを通してイメージインテンシファイヤ付きCCDカメラにより測定される。

Fig.16に燃料の噴射時期を変化させた場合の、点火時期における混合気の濃度分布の違いを示す。ポート内に噴射された燃料は筒内に吸入された後、筒内のタンブル流れによって点火プラグ近傍に輸送されるため、燃料の噴射時期が380°の場合は、噴射時期が早すぎるため濃い混合気が点火プラグ部を通過した後に点火が行われ、最も燃焼変動の少ない噴射時期415°の場合には、点火プラグ近傍に濃い混合気が集まっていることなどが分かった。

4. 2. 燃料噴霧挙動測定

ショートスリーブタイプのエンジンを用いた筒内燃料噴霧の測定例⁸⁾を紹介する。測定には4Wのアルゴンイオ

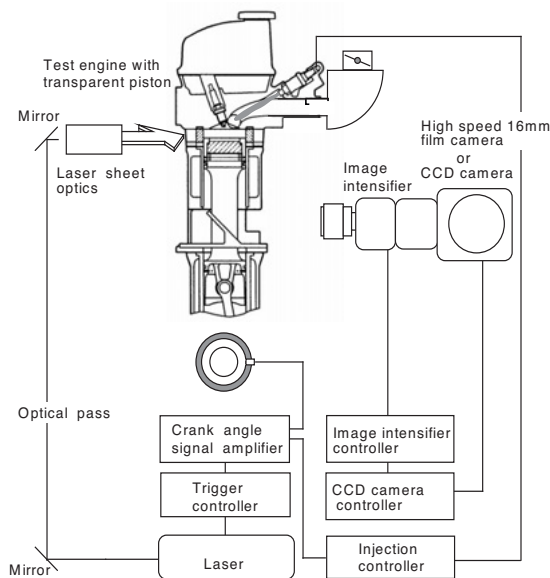


Fig.14 Schematic of instrumentation

ンレーザーを光源として用い、これを3mmの厚さのシートにしてショートスリーブを通して入射させ、シート面を通過する燃料噴霧からの散乱光を、ピストンウィンドウを通して16mm高速度カメラで撮影した。Fig.17に、二本の吸気バルブの内一本のバルブを休止した場合(VTEC mode)と二本の吸気バルブを共に作動させた場合(4-VALVE mode)の燃料噴霧挙動の違いを示す。この図よりVTEC modeの燃料噴霧は、4-VALVE modeに比べ燃焼室中央部に集まり、周辺部への分散が少ないことなどが分かった。

4. 3. 三次元空気速度測定

最後にロングスリーブタイプのエンジンを用いた筒内三次元空気速度の測定例⁷⁾を紹介する。測定にはPCPV (Particle Coded Pulse Velocity)法を用い、筒内全域の空気速度を測定するため、レーザーシートをFig.3のBの位置より、ロングスリーブを通してそれぞれ高さの異なる測定断面に入射させた。吸入空気に混入させた粒子が、レーザーシート面通過時に発生する散乱光を、Fig.3のカメラ位置Cの高解像度CCDカメラにより撮影した。

Fig.18はVTEC modeでの筒内流れの代表例であり、矢印によりスワールの方向と速度を表わし、ドットパターンの濃淡によりシリンダ軸方向の速度を示し筒内の三次元流れを示している。吸入行程の中程(クランク角450°)では、二つの吸気バルブの間より排気バルブ側へ強い下向き(ピストン方向へ)の流れがあり、これに対しシリンダ壁左右に二分された上向きの流れがある。この時期にはスワール流れは形成されておらず、空気の流入の仕方は斜めスワールといった流れとは大きく異なっている。ピストンの動きがほぼ停止する下死点付近(クランク角

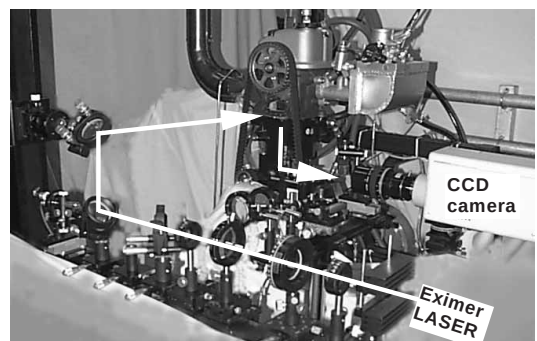


Fig.15 Schematic of instrumentation for LIF

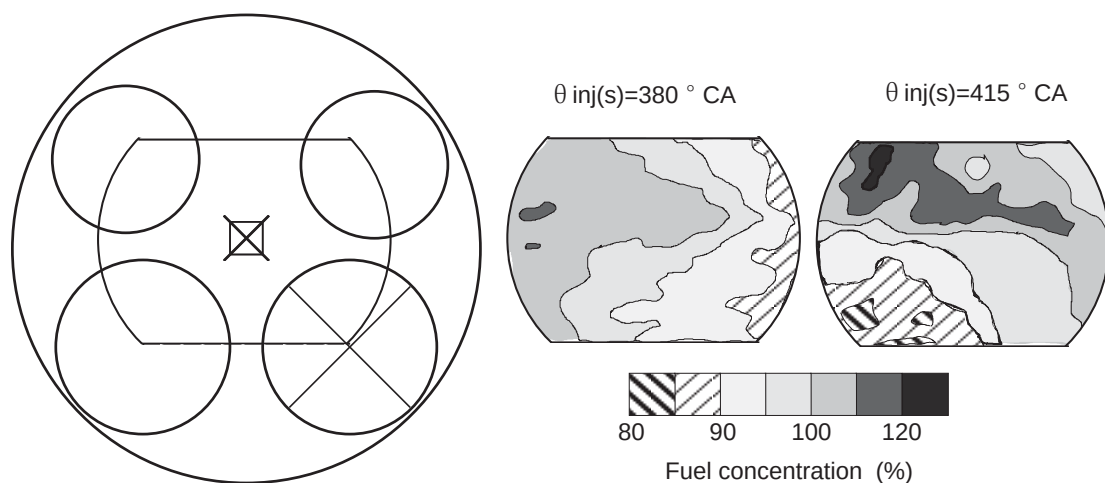


Fig.16 Influence of $\theta_{inj}(s)$ on fuel concentration

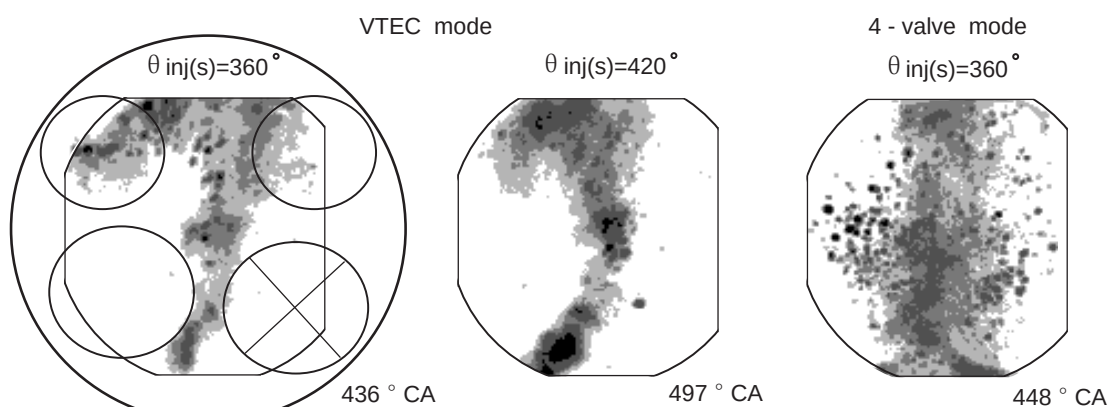


Fig.17 Influence of $\theta_{inj}(s)$ on spray for VTEC mode and 4-valve mode operation

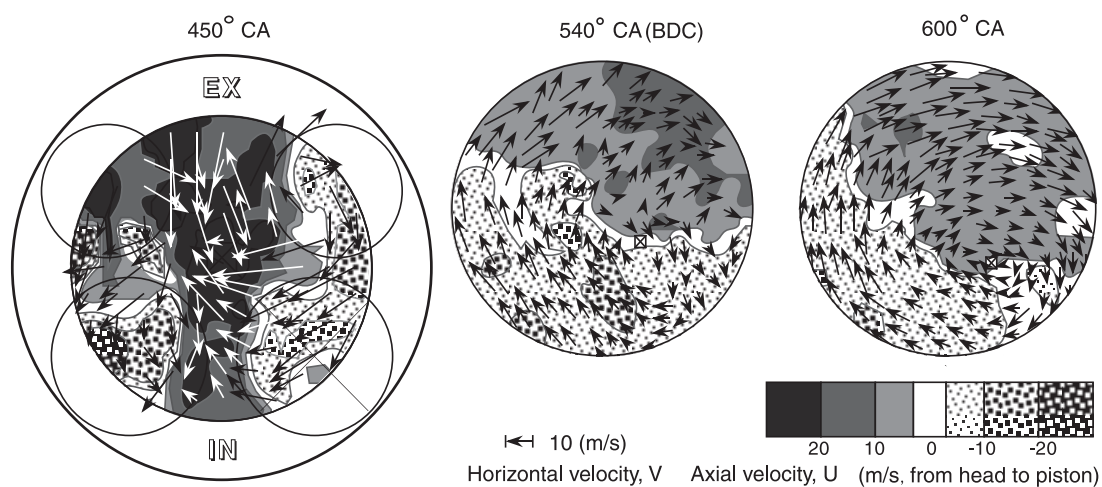


Fig.18 Contours of instantaneous 3D air velocity by PCPV with full throttle in motoring operation

540 ㊦になると、強い軸方向の流れはスワール、タンブル方向の安定した流れに推移していくことなどが分かった。

5. まとめ

筒内現象の測定要求より開発した筒内全域の可視化が可能なエンジンの構造と特有な技術および各可視化エンジンを使用した筒内の現象解析例を紹介した。ここで示した解析例により、可視化エンジンを用いた解析法の有効性が示せたものと考ええる。今後も可視化エンジンの改良を進めると共に、引き続き筒内現象の解析を行っている。

参考文献

- 1) P. Wolanski et al., 「Study of Combustion Dynamics in the Research Engine」 SAE972829, 1997
- 2) E. Rouland et al., 「Particle Image Velocimetry Measurements in a High Tumble Engine for In-Cylinder Flow Structure Analysis」 SAE972831, 1997
- 3) M. Wensing et al., 「Characteristics and Application of Gasoline Injectors to SI Engines by Means of Measured Liquid Fuel Distributions」 SAE972947, 1997
- 4) T. Fujikawa et al., 「Quantitative 2-D Fuel Distribution Measurements in an SI Engine Using Laser-Induced Fluorescence with Suitable Combination of Fluorescence Tracer and Excitation Wavelength」 SAE972944, 1997
- 5) S. Pischinger et al., 「How Heat Losses to the Spark Plug Electrodes Affect Flame Kernel Development in an SI-Engine」 SAE900021, 1990
- 6) A. Nakamura et al., 「Application of Image Converter Camera to Measure Flame Propagation in S.I. Engine」 SAE890322, 1989
- 7) 石井清ほか, 「レーザシート法によるシリンダ内流れの三次元測定」機学論63巻、605号、B編、pp.350-355, 1997
- 8) 石井清ほか, 「VTEC-Eエンジンにおける燃料噴霧の挙動」ホンダR&DテクニカルレビューVol.9, pp.90-99, 1997
- 9) M. Berckmuller et al., 「In-Cylinder Crank Angle Resolved Imaging of Fuel Concentration in a Firing Spark Ignition Engine Using Planar LIFS」 The Combustion Institute, 25th Symposium on Combustion, pp.151-156, 1994
- 10) 石井清ほか, 「点火プラグ部の熱流束の測定」機学論64巻、618号、B編、pp.303-307, 1998
- 11) K. Ishii et al., 「Investigation of Cyclic Variation of IMEP Under Lean Burn Operation in Spark-Ignition Engine」 SAE972830, 1997

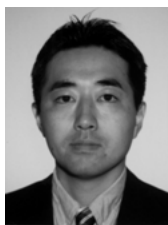
■著 者■



佐々木 隆



吉田 一夫



浦田 泰弘



大野 敏久



石井 清

可視化技術を用いたピストントップ リングのハーフスティック現象解析

Analysis of Piston Top Rings Half-Stick Phenomena
by Using Optically Technology

明 本 禧 洙* 丸 谷 武 志*
Yoshiaki AKIMOTO Takeshi MARUYA

杉 原 弘 幸** 小 林 弘 幸**
Hiroyuki SUGIHARA Hiroyuki KOBAYASHI

要 旨

エンジンの燃焼室内に堆積したカーボンデポジット (CCD: Combustion Chamber Deposits) によるピストン
トップリングハーフスティック現象について可視化技術
を利用して、その現象とカーボン排出状況を定量的に把
握できる解析手法を新たに開発した。

この手法により、従来、解析が困難であったトップリ
ングの合い口隙間が変動する“間欠縮小現象”とリング外
周の“油膜ぎれ”によるハーフスティック状態を明らかに
した。さらに、トップリングのCCD排出機能とハーフス
ティックの発生には相関性があり、トップリングのねじ
れ角を小さく、実サイドクリアランスを大きくすること
でCCD排出機能が良好となり、ハーフスティックを改善
できた。

ABSTRACT

A new analyzing method which allows to
measure quantitative carbon deposits discharge
condition and these phenomena by using optically
technology for piston top rings half stick condition
caused by Combustion Chamber Deposits (CCD), has
been developed.

By this method, half stick condition which comes
from intermittence reduction phenomenon by top ring
gap fluctuation and due to oil film depletion of top
ring out side surface, was able to be measured. And
the more, the relationship of top rings CCD discharge
mechanism and half stick phenomenon was found,
and half stick condition was improved by small twist
angle of top rings and small real side clearance
setting which makes CCD discharge function better.

1. まえがき

乗用車用エンジンの高出力化、低騒音化の進歩は著し
く、なかでもエンジンのメカニカルノイズについては、
盛んに研究・発表が行なわれている¹⁾²⁾。しかし、エン
ジンの騒音は、その原因が機構的挙動以外の因子により
発生する場合も少なくない。その代表例としてエンジ
ンの燃焼室内に堆積する、カーボンデポジットによる冷機
時のエンジン異音がある。この異音は、CCD(Combustion
Chamber Deposits)がピストントップリング溝に侵入し
た際、リングのハーフスティックを引き起こし、ピスト

ン挙動による打撃が強く発生する³⁾。

しかし、異音の原因であるCCDによるハーフスティ
ック現象については、トップリング挙動とピストン挙動の
測定結果からその現象を証明するに留まり、トップリ
ングのCCD排出機能との相関性を明らかにするのは困難で
あった。このような課題を解決するために、エンジン運
転時のトップリング挙動を可視化し、ハーフスティック
現象とCCDの排出状況を定量的に把握できる解析手法の
開発を試みた。

本稿では、エンジン運転時のトップリング挙動の可視

*栃木研究所

** (株)リケン

Table 1 VTR camera specifications

Camera type	A	B
Picture element	410000 (768H×494V)	370000 (768H×493V)
Scanning type	2 : 1 Interless	2 : 3 Interline
Scanning frequency	(H) 15.734 kHz (V) 59.94 Hz	(H) 15.734 kHz (V) 59.94 Hz
Shutter speed	max 1/10000	max 1/10000
Lens magnification	1~175	1~100

化技術を中心に、ハーフスティック現象を解析した例を併せて報告する。

2. 可視化技術

2. 1. 可視化技術の必要性

CCDによる冷機時異音を改善するためには、その原因であるトップリングハーフスティック現象とトップリングCCD排出機能の関係を定量的に把握し、トップリング仕様における改善手法を導き出す必要がある。特にトップリングのCCD排出機能を定量的に把握するには、CCD排出量とCCD粒子の挙動を同時に知る必要がある。しかし、ピストントップリング溝内に入り込めるCCDの粒径は、各部のクリアランスから約60 μm 以下であることが予想され、CCD粒子を個々にセンシングすることは困難である。そこで著者らは、エンジンのシリンダ外側からエンジン運転時のトップリング周辺を高速、高倍率で可視化する方法を新たに考案し、観察した結果をパソコンに取り込み、画像処理解析をおこなった。これにより、ピストンランド部に排出されたCCDの粒径分布と占有面積率を時系列で数値化し、CCD排出機能を定量的に評価することを試みた。

2. 2. 可視化技術の課題

エンジンファイアリング運転時にトップリング周辺を可視化するためには、主に以下の課題がある。

(1) 可視化装置

- ・高速度VTRカメラ用高倍率レンズの製作
- ・ライティング技術
- ・CCD排出量を定量化する画像処理手法の選択

(2) ファイアリング テストエンジンの製作

- ・実動時のボアひずみ対策

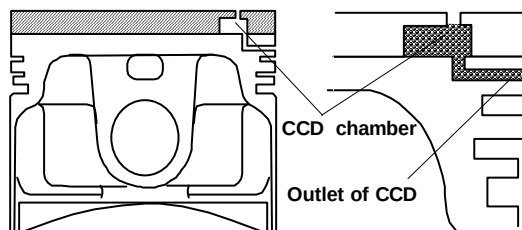


Fig.1 General view of CCD chamber

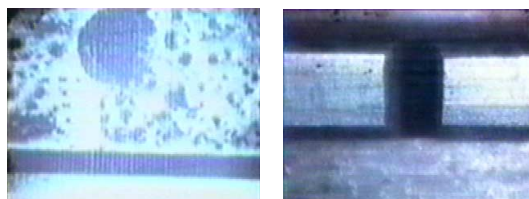


Fig.2 Improvement of lighting condition

- ・観察窓付きシリンダスリーブの破損防止
- ・観察窓付きスリーブの表面加工法

2. 3. 可視化装置

簡易的に実験可能であるモータリング運転にて可視化装置の課題検討に取り組んだ。

可視化窓は、ファイアリング運転時の耐熱性を考慮してサファイアガラス(Al_2O_3)を用いシリンダスリーブ内周面は、破損防止のために表面研磨後ホーニング加工を実施した。ホーニング加工を施すことでドライ状態における可視化窓の透明度は失われるがエンジン運転時のウエット状態では、可視化窓表面に油膜が形成され透明度が回復し、観察が可能である。可視化窓の汚れは、ピストンリングが摺動することによる拭き取り作用でクリーニング不要である。

CCDの代替品として、中口径 6.6~8.6 μm のJIS試験用ダスト7種(関東ローム)を使用した。ダストをリング溝に供給する方法を、Fig.1に示す。ピストン頂部にガス圧がかかる部屋(CCD chamber)を設けて、トップランドに強制排出する方法とした。

ライティングは、任意のクランク角度で発光可能なハロゲンタイプストロボスコープとし、照度、設置角度を最適に設定した。Fig.2にライティング改善前後の観察映像を示す。ライティング改善前は、ハレーションが起き

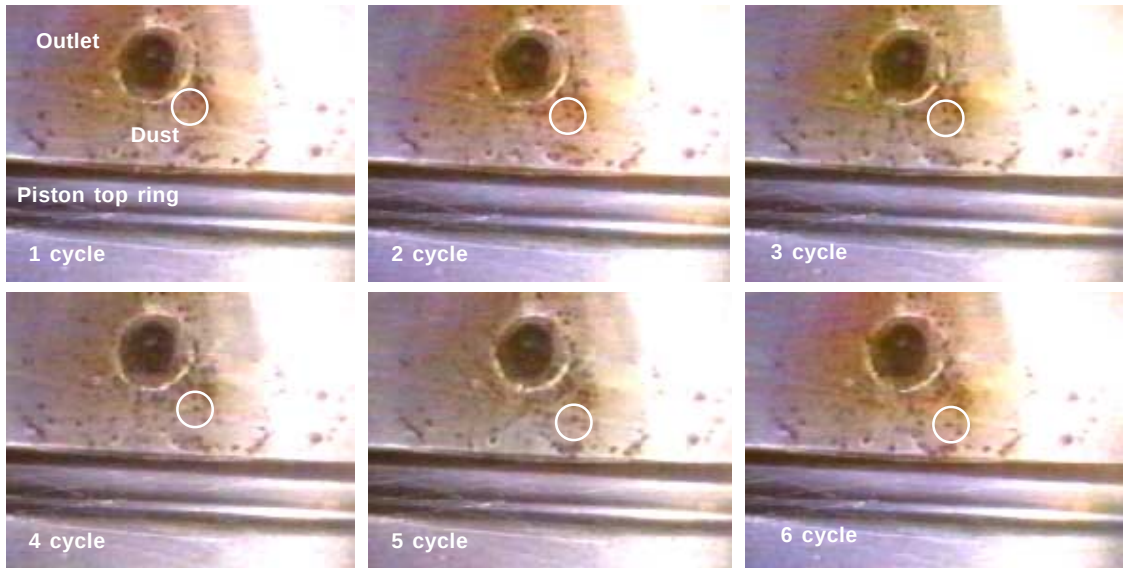


Fig.3 Cycle movement of dust particle

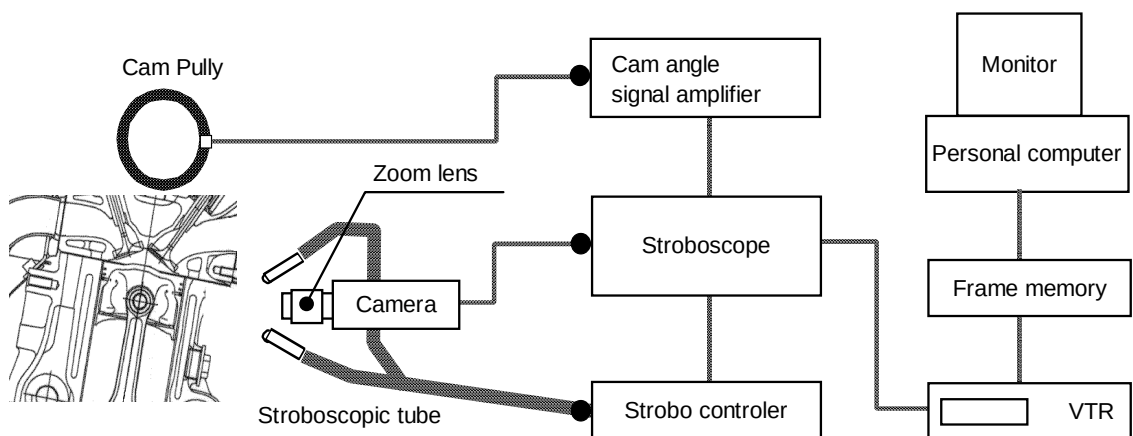


Fig.4 Optical system of piston top rings

ダスト粒子を正確に識別できなかったが、ライティング改善後はトップランドの排出口から広がるダスト粒子が正確に識別できる。

ダスト粒子を観察するカメラに要求されるシャッタ速度は、ダスト粒子の挙動により決まる。そこで、試験的にTable 1の二種類のカメラで比較した。シャッタ速度は、タイプA、Bともに最速で $1/10000\text{sec}$ まで設定可能である。Fig.3は、可視化シリンダの圧縮上死点を、カメラタイプBを使用し、メカニカルシャットオフ状態で、連続観察した映像である。ピストントップランド部に設けられた排出口からダスト粒子の広がる過程が鮮明

に観察できている。このダスト粒子は、ピストンランド部のオイルに混ざりゆっくりと移動しており、2サイクル目でも粒子挙動を確認できる。この結果から、低回転のサイクル観察であれば特殊装置を利用せずに観察可能であることがわかった。記録媒体も、民生用のVTR装置(30Hz)で可能である。

観察結果からCCDの排出量を定量化するために画像処理を利用した。Fig.4にシステム構成の概要を示す。VTRに記録した動画像をフレームメモリで記録変換し、パーソナルコンピュータに入力する。入力画像から特定領域を選択し、白黒反転処理、鮮明化処理、二値化処理、ご

Table 2 Engine specifications and test conditions

Engine type	L4 2.2L SOHC 4VALVE
Compression ratio	8.8
Bore × Stroke	φ85 × 91mm
Engine speed	1800 rpm
Intake manifold vacuum pressure	40 kPa
Coolant temperature after engine start	20 ~ 30 °C

み除去フィルタ処理を行うことでCCDを識別し、選択領域内におけるCCDが占める面積割合(以下CCD占有面積率)、CCD粒径分布を求めた。尚、CCDの粒径処理については、CCD粒子が隣接している場合大粒径として誤認することがあり、画像処理上ヒューマンエラーが起こりやすいため、判定指標から除外した。

2. 4. ファイアリング可視化装置の概要

ファイアリング実験を行う際モータリング実験で得た知見をもとに、テスト装置の改良を施した。

エンジンに取付ける可視化窓は、Fig.5に示す通りφ14のサファイアガラスをシリンダブロックのヘッドガスケット合わせ面下12mmのスラスト(吸気)側、反スラスト(排気)側に取り付けた。スラスト側は、リング合い口を観察し、反スラスト側はシール性を確認する目的でリング合い口反対側も観察した。サファイアガラスの加工寸法(径および厚さ)は、シリンダスリーブとの熱膨張差を考慮し適正なクリアランスとし耐熱性接着剤(エポキシ系樹脂、ポリアミン系硬化剤)で固定した。ファイアリング運転時のボアひずみをより実機に近づけるため、可視化窓の周辺以外は冷却水を循環できるようにした。CCDの供給方法は、CCD冷機時異音の再現性が良好であるオイルとCCDの重量比率を1 : 1とした混合物をあらかじめ定量だけピストントップリング溝内に封入装着する方法とした。

トップリングの合い口だけを観察するため、リング合い口から110degのリング内周部分に8mm幅の切り欠きを設け、Fig.6に示すようにノックピンで回転規制を行う機構を設けた。これによりリング合い口は、φ10の可視化窓範囲のみ回転挙動が起こる状態となる。

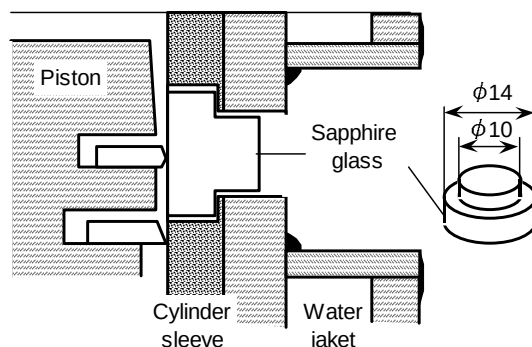


Fig.5 General view of cylinder window

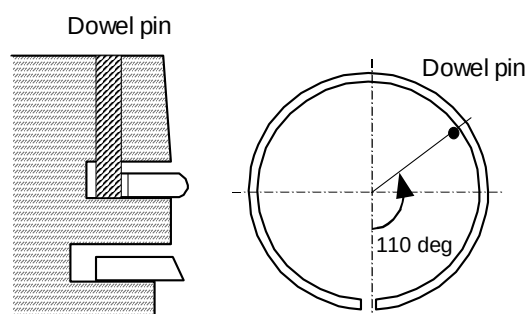


Fig.6 Ring rotation stopper

3. 可視化結果

3. 1. エンジン諸元と運転条件

Table 2に可視化エンジンの基本諸元と運転条件を示す。可視化エンジンは、2.2L SOHC 4バルブ エンジンを基に、ピストンかじり防止用のモリブデンコーティング処理をピストンスカートに施した。エキゾーストマニホールドは、上方排気レイアウトとし、排気側の観察を容易にした。ピストンリングの外周面には、スカuffing防止および着色効果をねらいイオンプレーティング処理IP100(トップリング)、IP200(オイルリング)を施した。この処理により観察画面に写し出されるリング外周面は金色となる。

運転条件は、エンジン油温が外気温相当になるまでソークし、その後に始動、エンジン回転=1800rpm、インテークマニホールド負圧=40kPaの定常運転で完全暖機状態までとした。

Fig.7は、可視化窓から観察された火炎画像とトップリング合い口の拡大観察画像を示す。右側の画像に示すよ

Table 3 Specification of piston top rings

Ring type		A	B
h 1	(mm)	1.188	1.188
a 1	(mm)	3.098	3.098
Ring tension	(N)	0.91	0.83
Twist angle	(deg)	0.5	1.5
Ring effective side clearance	(μ m)	10	-40

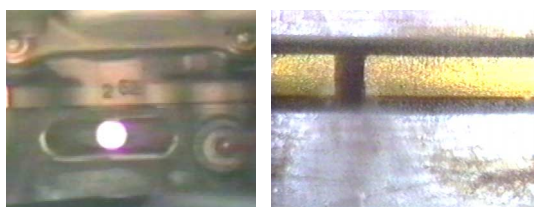


Fig.7 Picture of firing test

うに、トップリングの合い口からブローパイガスがスプレ状に激しく噴出していることがわかる。この画像は、セカンドリングの合い口がトップリング合い口の反対側に位置している状態のものでブローパイガスの噴出方向は下向きであるが、セカンドリング合い口がトップリング合い口に近づく、セカンドリング合い口方向に噴出されることが確認された。また、リング外周面にオイル膜が形成されていることがリング合い口のブローパイガスによる境界層から判断できる。

3. 2. ハーフスティック現象

Fig.8、9にハーフスティック状態時のみ発生する特異事象を撮影した連続画像で示し、Table 3にねじれ角を変えた二種類のトップリング諸元を示す。

Fig.8にエンジン始動から11sec後の連続画像(30Hzコマ送り)を示す。トップリングタイプAにおけるリングの合い口隙間は一定であるのに対してタイプBはサイクル毎に合い口隙間が変動する挙動が発生している。これはリングがシリンダ壁から離れていることを示すとともに、リングのシール機能が失われていることを示す。この際、この合い口挙動は12秒間継続していた。

また、リング合い口の様子を比較するとタイプAは合い口隙間からブローパイガスがスプレ状に噴出している様子が観察できるのに対し、タイプBは合い口隙間から

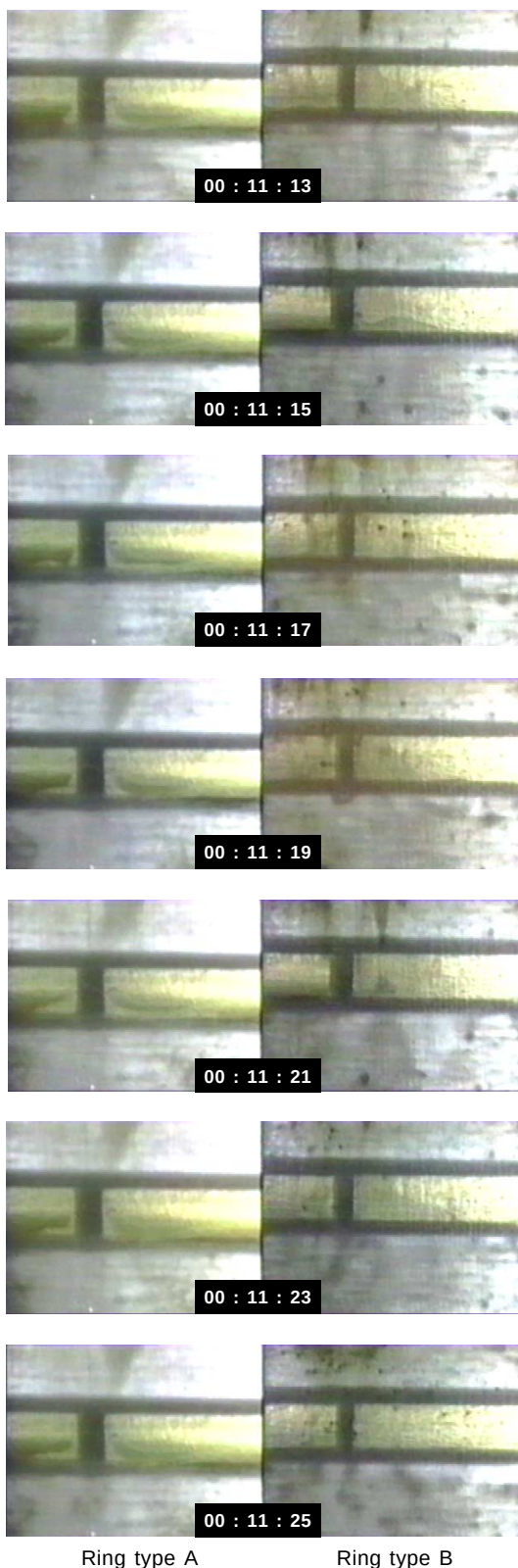


Fig.8 Top ring gap motion

ブローバイガスが噴出している様子は見られない。ゆえにタイプBは、リングの外周からブローバイガスが抜けていることが推測される。

Fig.9にエンジン始動後40secから3sec毎の連続映像を示す。タイプAのリングはこの過程において大きな変化は見られないが、タイプBのリングはリング合い口からリング外周面に油膜が形成されて行く過程が観察できる。さらに油膜が形成されるにつれてリング合い口からブローバイガスが噴出しはじめる様子が58sec後の映像からわかる。このことからタイプBのリングはエンジン始動から58secまでシール機能が失われていたことがわかる。

3.4. CCD排出量

Fig.10にエンジン始動直後から10sec毎の連続映像を示す。タイプAのリングは、エンジン始動後20secでセカンドランド部に多量のCCDが排出され、40secでセカンドランド部のCCDが無くなりリング溝内のCCD排出が完了している。これに対してタイプBのリングは、エンジン始動後10secから徐々にセカンドランド部にCCDが排出されるが、30sec後から排出量が増加し60sec経過してもセカンドランド部にCCDが存在する。

約5分間のテストを終了しエンジンを分解チェックした際タイプA、Bともにトップリング溝内およびセカンドランド部にCCDは無かった。

Fig.11に 観察結果を5sec毎に画像処理しCCD面積占有率を求めたグラフを示す。タイプAのリングはエンジン始動後10secからCCDの排出量が増加し、15secで最大となり25secでCCDの排出をほぼ終了している。タイプBの最大排出時期は50secであり60sec経過しても排出が完了しない。この二種類のリングにおける諸元の違いは、ねじれ角と実サイドクリアランスで、排出が良好なリングはねじれ角が小さく、実サイドクリアランスが大きい。このことからタイプBは、タイプAよりCCDを排出しづらいトップリングであることがわかる。

3.5. ハーフスティック現象の改善指針

以上の結果から、CCDによるハーフスティック現象は、エンジン始動直後にCCDがリング溝から排出される過程でトップリングが、スティック状態と正常状態を繰り返す不安定な状態であることがわかった。

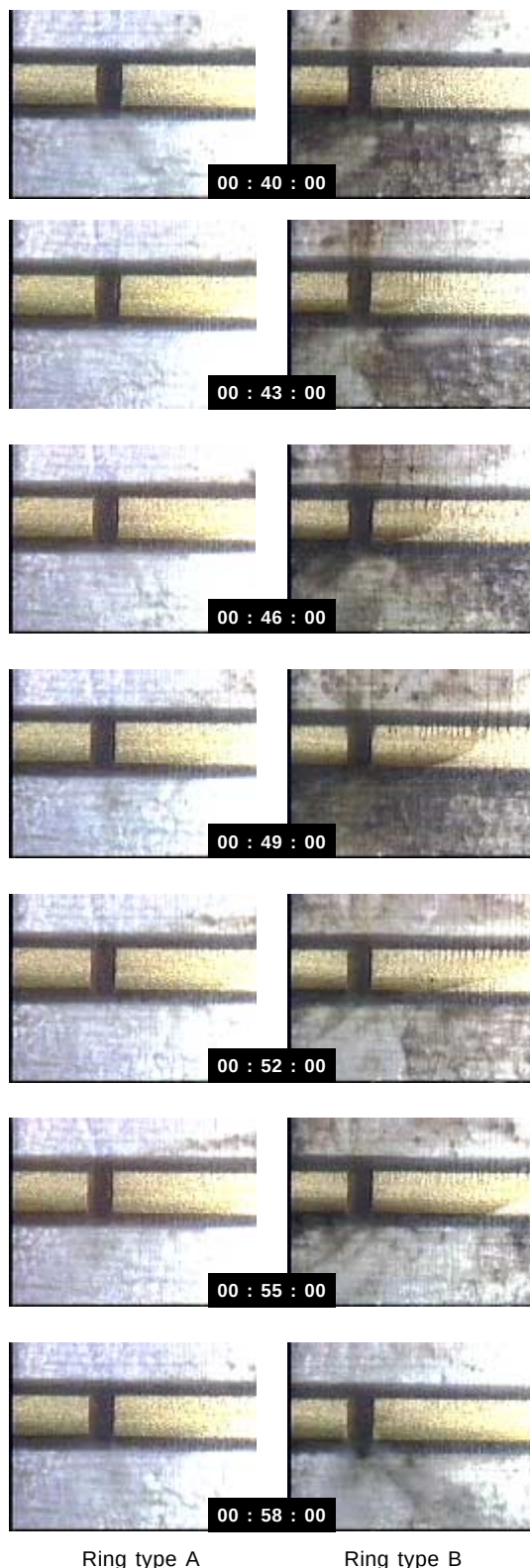


Fig.9 Formation of oil film

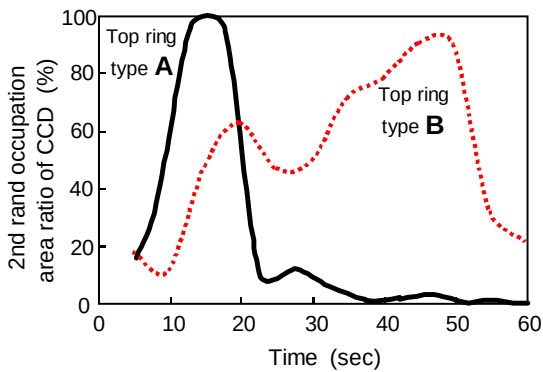


Fig.11 2nd rand occupation area ratio of CCD

この現象を改善するためには、トップリングのCCD排出機能を良好にする目的でねじれ角を小さく、実サイドクリアランスを大きくすることが有効である。

4. まとめ

エンジンファイアリング運転において、ピストントップリング溝から排出されるCCD挙動を観察できる可視化装置を開発し以下の知見を得た。

- 1) ピストントップリングのハーフスティック状態を観察し、①トップリングの合い口隙間が変動する“間欠縮小現象” ②リング外周の“油膜ぎれ”が発生していることがわかった。
- 2) リング溝内のCCDを排出する能力が低いトップリングは、ハーフスティックが発生しやすく、CCD排出機能の向上が必要である。
- 3) トップリングのCCD排出機能向上には、ねじれ角度を小さくすることと、実サイドクリアランスを大きくすることが有効である。

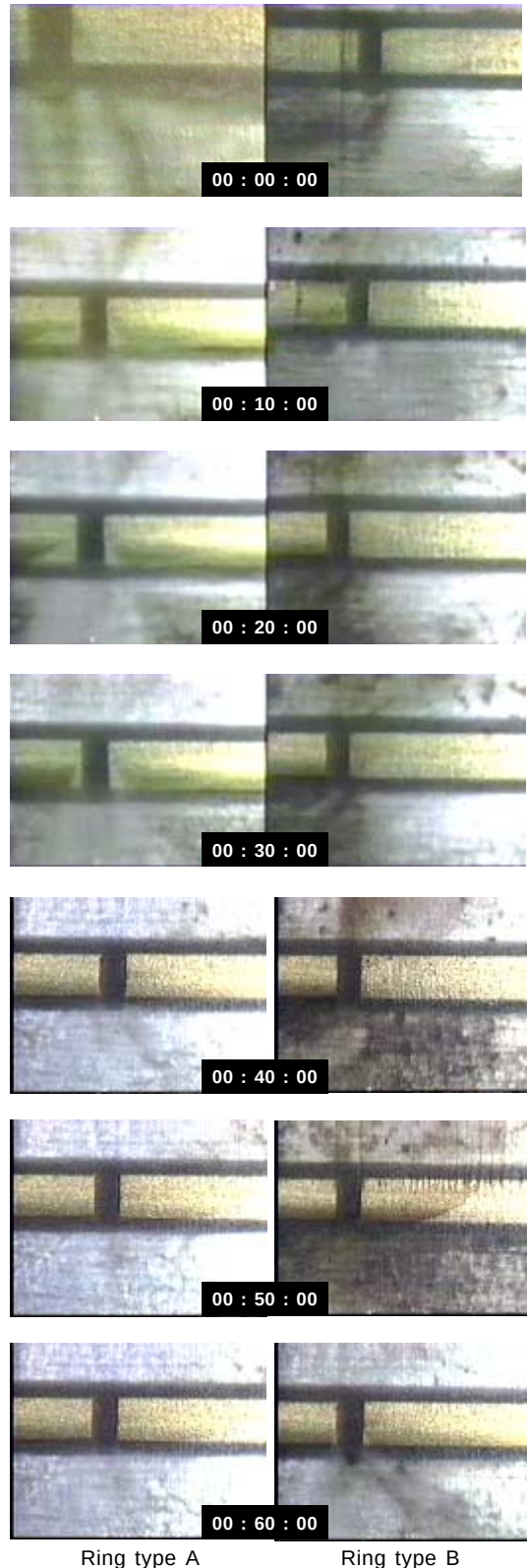


Fig.10 View of CCD discharge

参考文献

- 1) 内田 片野「縦置直列5気筒エンジンの騒音振動低減技術」、HONDA R&D Technical Review、Vol.2 (1990)、pp.14-25
- 2) 村上 篠原 永井 亀田「96モデル レジェンドエンジンの振動騒音性能の向上について」、HONDA R&D Technical Review、Vol.8(1996)、pp.46-55
- 3) 明本 丸谷 吉田 小林 杉原、「ピストン打音に与えるピストントップリングの影響」、自技会 学術講演会前刷集、No.955 (1995)、pp.109-112

■著 者■



明 本 禧 洙



丸 谷 武 志



杉 原 弘 幸



小 林 弘 幸

FRMライナーシリンダブロックの ピストンスラップ解析

Piston Slap Analysis for FRM Liner Cylinder Block

嶽 和 秀* 大 林 玲 子* 伊 藤 保*
Kazuhide TAKE Reiko OHBAYASHI Tamotsu ITO

藤 井 誠* 星 野 守 門*
Makoto FUJII Syumon HOSHINO

要 旨

これまで、ピストンスラップに関する報告はFCライナーに関するものが主であり、FRMライナーに関しては例が無い。著者らはこのFRMライナーシリンダブロックのエンジンを用いてピストンスラップの計測解析を行い、冷間から熱間において発生するスラスト側と反スラスト側のピストンスラップを解明した。さらに、二次元ピストン挙動シミュレーションを実施し、熱間時のスカートプロフィールを取り入れて計算することによりピストンスラップが精度良く予測出来ることを確認した。

ABSTRACT

The research on piston slap has been made mainly for FC cylinder liner, however, it has not been made for FRM one. The purpose of this paper is to clarify the piston slap mechanisms for the FRM liner cylinder block, for the thrust side and anti thrust side under the cylinder temperature condition from cold to hot, by measuring and analyzing the piston slap. Furthermore, using 2-dimensional piston motion simulation, it is confirmed that the slap is accurately estimated by the calculation considering a skirt profile at high temperature condition.

1. まえがき

ピストンがライナーに衝突して生じる騒音は、ピストンスラップ音と呼ばれている。この音は、完成車の静粛性を害する事からその対策手法については、実機及びシミュレーションを含めこれまで多くの報告がなされている^{1)~6)}。

一般に乗用車用エンジンで多く用いられているFCライナーは、ピストン(アルミ)と熱膨張率が異なるため、ピストンとライナー間のクリアランス(以下、ピストンクリアランス)が大きい低温域のピストンスラップ音(ガラガラ音等と称される)が聴感を害する傾向にある。一方、ライナー部をFRM(Fiber Reinforced Metal)としたシリンダブロック(以下、FRMシリンダブロック)は、冷間と熱間でピストンクリアランスの差が小さいため、暖機過程から熱間においてもピストンスラップ音(カタカ

タ音等と称される)が聴感を害する傾向にある。このFRMシリンダブロックは、耐摩耗性・耐焼き付き性に優れており、ホンダでは高回転・高出力の上級スポーツモデルに用いている。

これまでピストンスラップに関する報告はFCライナーに関するものが主であり、FRMシリンダブロックに関しては例が無い。本報告では、FRMシリンダブロックのエンジンを用い、実機測定によりメカニズム解析を行うと共にピストン諸元とピストンスラップの関係を調べた。また、ピストン挙動シミュレーションと実測との比較検証の結果を報告する。

*栃木研究所

Table 1 Engine specification

Cylinder liner	FRM
Cylinder layout	In-line 4
Bore × Stroke (mm)	φ87 × 90.7
Displacement (cm ³)	2156
Compression ratio	10.6 : 1

2. ピストン挙動とシリンダ振動

2. 1. 測定手法

測定に用いたエンジンの諸元をTable 1に示す。測定に際しては、Fig.1に示すようにスラスト側と反スラスト側のシリンダに取り付けたギャップセンサによりピストン挙動を調べると共に、加速度センサにより振動レベルの評価を行った。

ピストン挙動を調べた結果、エンジン実働時におけるピストンは、圧縮TDC前後及び排気TDC前後において、それぞれスラスト側、反スラスト側のシリンダ内壁に衝突する。このため、ピストンスラップの適正な評価を行うには、ピストンスラップの挙動に同期したシリンダ振動

の測定範囲(Gate)を設定する必要がある。Fig.2にピストン挙動とシリンダ振動測定範囲(図中のGate)の関係を示す。

2. 2. 測定結果

Fig.3にシリンダ振動データの一例を示す。図中のGateはFig.2に示す測定範囲を表わす。測定開始温度は、エン

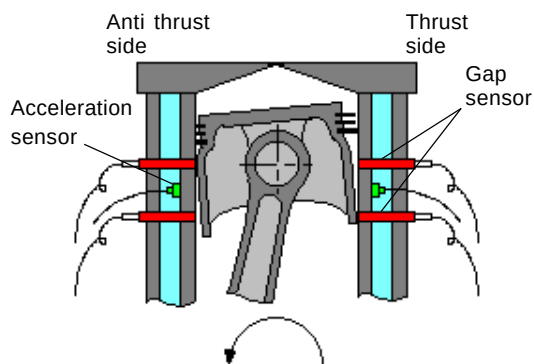


Fig. 1 The location of sensors

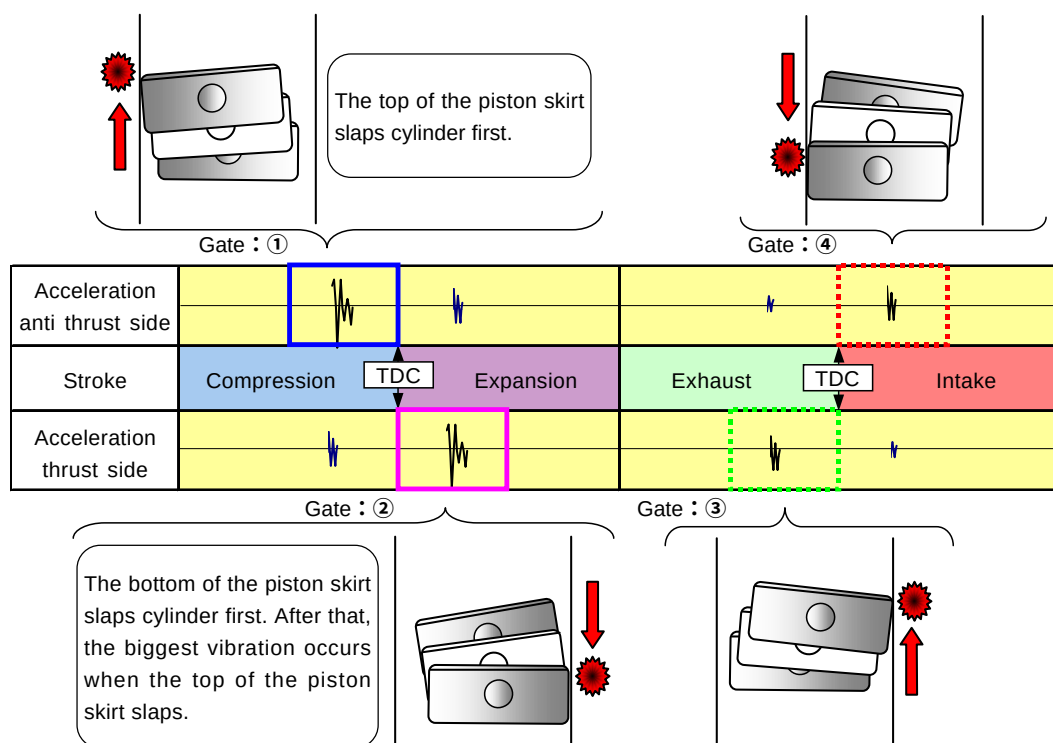


Fig. 2 Piston motion and cylinder vibration measurement

ジンの油温及び水温で-20℃からとし、ファストアイドルから熱間アイドルまで測定を行った。

エンジンフリクションが大きい低温時のシリンダ振動は、膨張行程で発生するスラスト側の振動が主であるのに対し、暖機過程から熱間では、圧縮行程で発生する反スラスト側の振動が大きくなる傾向にある。すなわち、低温時の圧縮行程においては、シリンダ内の圧力が高いためピストンは反スラスト側のシリンダ内壁に沿って上昇する。このため、シリンダ振動は、サイドフォースの向きが急激に変わる圧縮TDC後のスラスト側が最も大きくなる。これに対しシリンダ内の圧力が低い暖機過程から熱間の圧縮行程時には、ピストンは反スラスト側のシリンダ内壁から離れる。その後、シリンダ内の圧力上昇により、ピストンピンまわりにモーメントが作用し、剛性の高いスカート上端が反スラスト側のシリンダー内壁に衝突し、大きな振動を生じる。

3. ピストン諸元の影響

ピストン諸元がピストンスラップに与える影響を調べるため、①ピストンピンオフセット量(Fig.4)、②スカートプロフィール(Fig.5)、③楕円量(Fig.6)が各々異なるピ

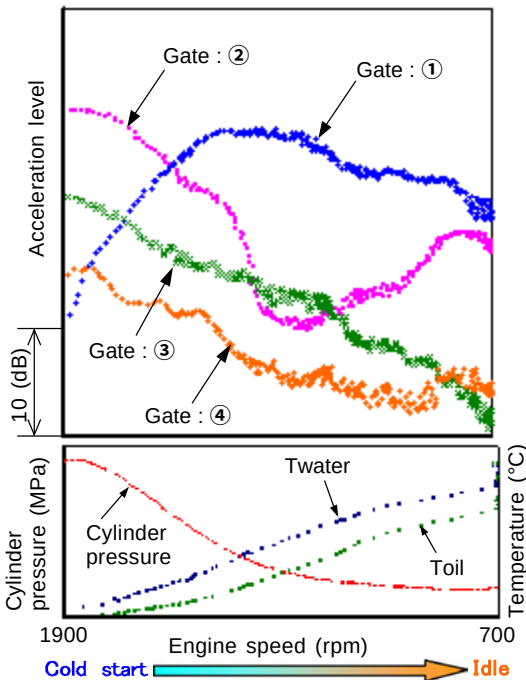


Fig.3 Cylinder vibration

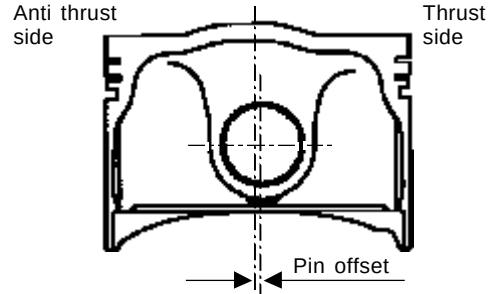


Fig.4 Piston pin offset

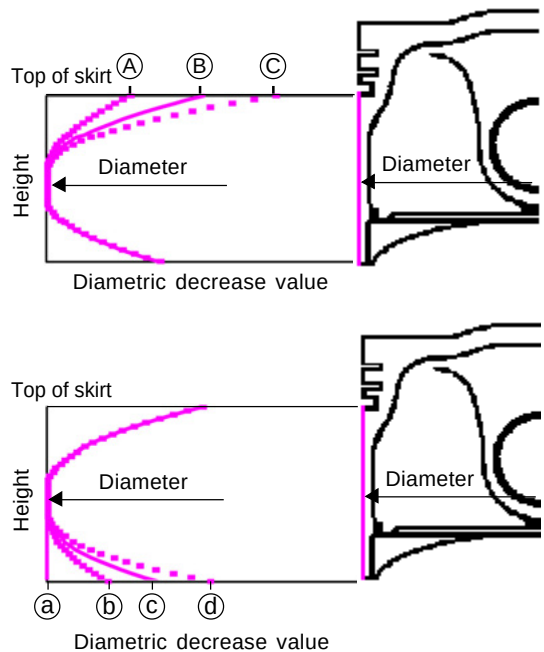


Fig.5 Skirt profiles

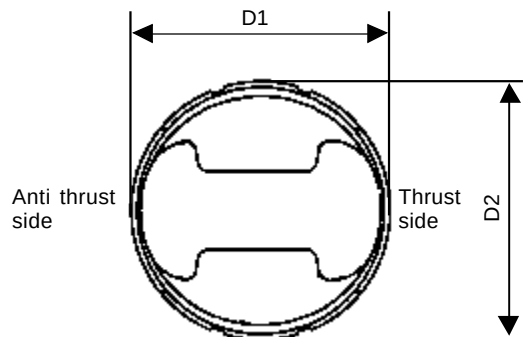


Fig.6 Piston skirt ovality (D1-D2)

ストンを用いてシリンダ振動の測定を行った。なお、スカートプロフィールは、直径減少量で表わす。

ピストンピンオフセット量を拡大することにより膨張行程では、剛性の低いスカート下端から衝突するため、スラスト側の振動を低減することが可能である。ただし圧縮行程では、ピストンピンまわりのモーメントが増大することにより反スラスト側の振動が悪化する。聴感においても低温域のガラガラ音が改善するのに対し、暖機過程から熱間においてはカタカタ音が悪化する傾向にある (Fig.7)。

Fig.2に示したようにピストン挙動は各工程において各々異なるが、異音の発生ポイントはスカート上部がシリンダー内壁に衝突する時である。このため、スカート上部のプロフィールがピストンスラップに与える影響は大きく、特にスカート上端から衝突する反スラスト側の振動が大きく変動する (Fig.8)。また、スカート下端から衝突するスラスト側の振動は、スカート下部に適正な減少量を与えることにより、スカート下端からスカート上端への接触をスムーズにし、シリンダ振動の低減を図ることが可能である (Fig.9)。スカート部の楕円量は、シリンダー内壁とピストン間の接触面積に影響を及ぼす。ピス

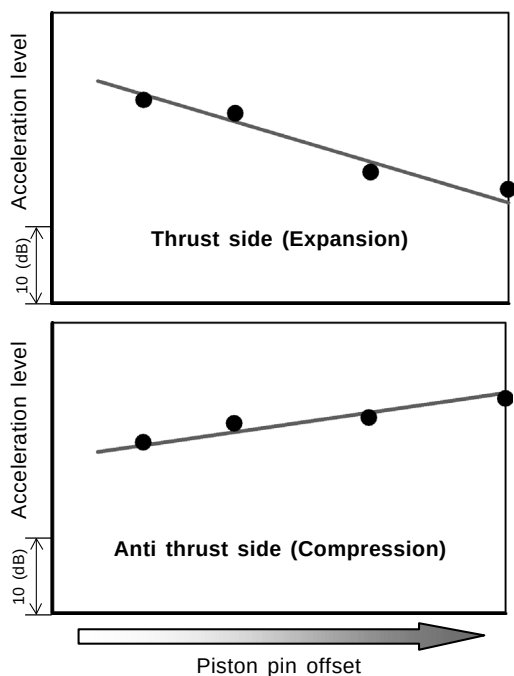


Fig.7 The Influence of piston pin offset to the cylinder vibration

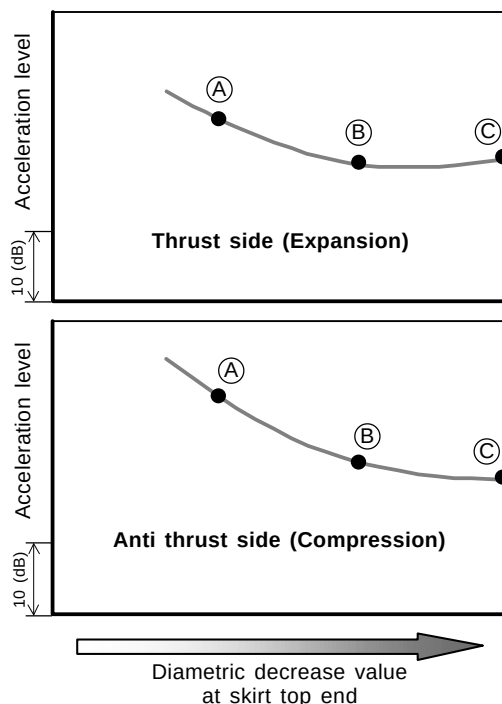


Fig.8 The Influence of skirt top profile to the cylinder vibration

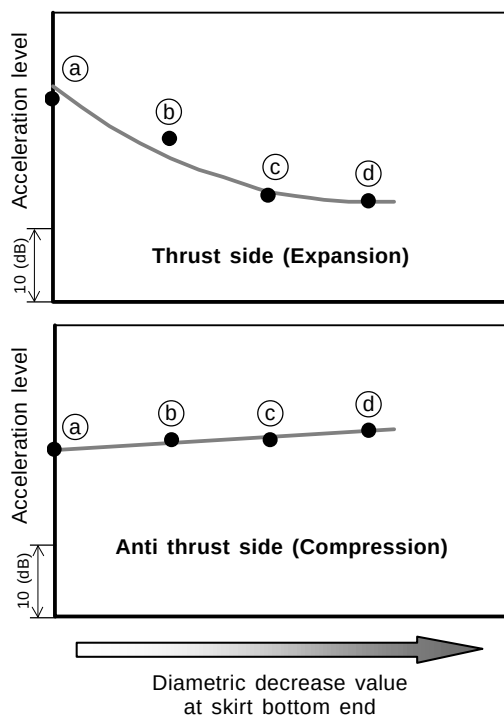


Fig.9 The Influence of skirt bottom profile to the cylinder vibration

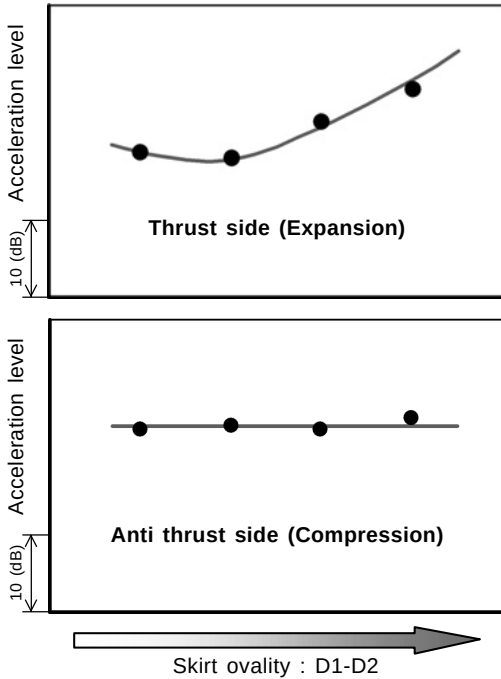


Fig.10 The Influence of skirt ovality to the cylinder vibration

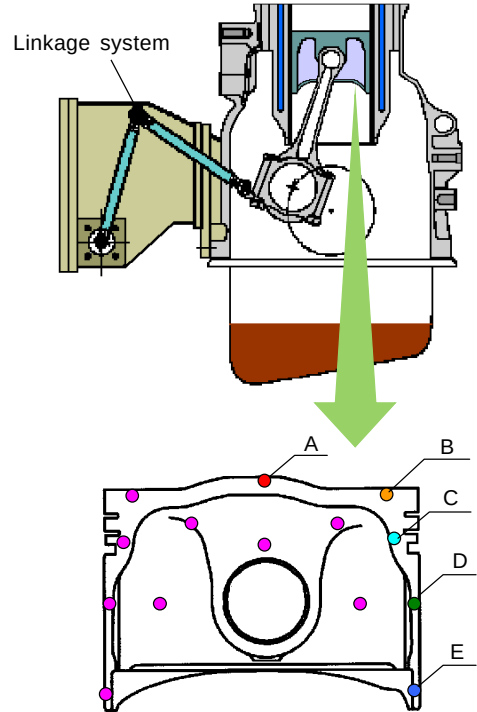


Fig.11 Linkage system and measuring points of temperature

トンスラップを低減するためには、適正な接触面積を確保する必要がある。このため、スカート部の楕円量を小さく(真円方向)することによりシリンダ振動を低減することが可能である (Fig.10)。しかしながら、真円化は剛性の高いピン方向の当たりを強めることから、焼き付きに対する考慮が必要である。ピストン諸元の適正值はスラスト側と反スラスト側の振動では異なると考えられる。

4. ピストンの熱変形

エンジン実働時におけるピストンは、燃焼及び水温・油温の影響を受け複雑に変形する。ピストンスラップの低減を図るには、実働状態におけるスカート形状を適正化する必要がある。このため、スカートプロフィールの値を設定する場合、熱変形を考慮しなければならない。

実働状態におけるピストンの熱変形を予測するには、ピストンの温度分布を調べる必要がある。このため、Fig.11に示すようにピストン各部に温度センサを埋め込み、そのケーブルをリンク機構により外部に取り出し測定を行った。

Fig.12に測温結果と、それを基に得られた温度分布シ

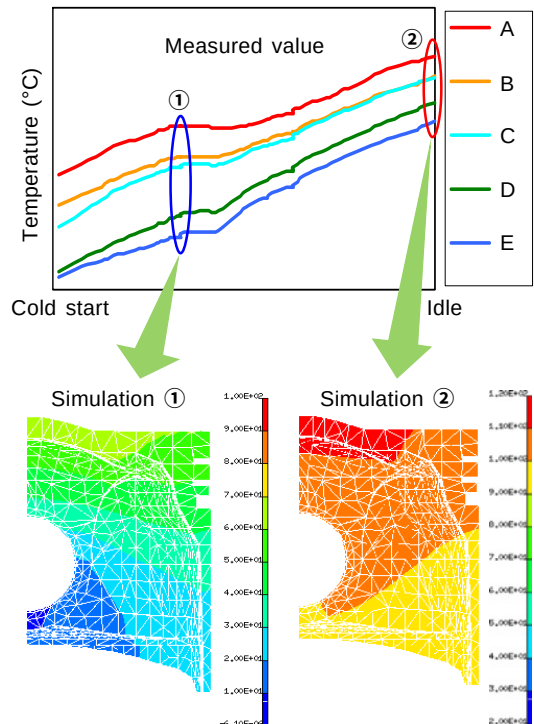


Fig.12 Temperature distribution

ミュレーションの結果を示す。また、Fig.13に熱変形シミュレーションの結果を示す。熱変形シミュレーションの妥当性についてはFig.14に示すピストン単体加熱法を用いることにより検証を行なった。

エンジン実働時におけるピストンは、燃焼により加熱されるスカート上部とウォータージャケット内冷却水の影響を受けるスカート下部では膨張量が異なる。この傾向は、熱間アイドルよりも燃焼指圧が高く、しかも水温及び油温が低い状態にあるファストアイドルの方が顕著である。

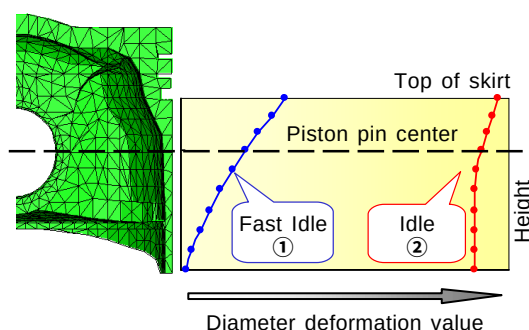


Fig.13 Simulation of thermal deformation

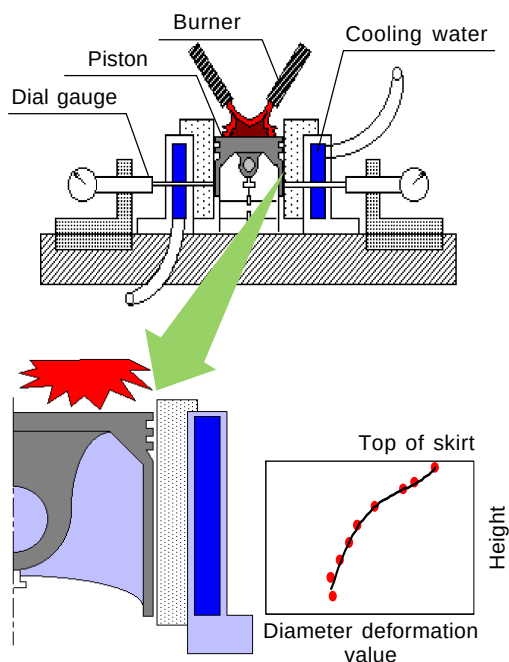


Fig.14 Measuring instrument of piston thermal deformation

前述より、ピストンスラップを低減するには、スカート上部と下部の膨張量の違いを考慮し、スカートプロフィールの設定を行うことが重要と考えられる。

5. ピストン挙動シミュレーション

ピストンピンオフセット、スカートプロフィール、楕円量は、ピストンスラップ低減の重要な設計諸元であるばかりでなく、オイル消費や焼き付き等に対してもその影響は大きい。また、乗用車用のエンジンは高出力、低燃費が強く求められており、これらの性能と密接な関係があるピストンは、さらなる軽量化を必要とされている。しかしながら、ピストンの軽量化は振動騒音や信頼性に対しては相反する点も多く、そのため、ピストンの設計はますます難しくなっている。

エンジンに求められる諸性能を満足し、かつ静粛性を確保出来るピストン諸元を早期に見出すには、精度の高いピストンスラップの予測技術が必要である。以下に二次元ピストン挙動モデルを用いた結果を述べる。

Fig.15にシミュレーションモデルを、Table 2に入力内容を示す。解析には、汎用機構解析ソフト“ADAMS”を用いた。ピストン部分は、ピストンの慣性質量を有する剛体と、スカート部の剛性、減衰を表わす複数の分割されたバネ、ダッシュポットにより構成される。これによりスカートプロフィールの設定及び、ピストンの側圧による変形を考慮可能としている。一方、シリンダ側はボア歪み等による細かいクリアランスの設定及び、ピストン衝突時の力を検出するためのダミー要素を配した。また、ピストンスラップの評価を加速度で行うため、一自由度のマスーバネ系を簡易ライナーモデルとして設置し、スラップ時に生じる衝突力の総和を入力することにより応答を得ている。

Fig.16、Fig.17にシミュレーションと実測の比較を示す。二次元シミュレーションは、ピストンの形状や剛性及びシリンダ側が簡易的な構成であるため、絶対値については一致しないものの、ピストンの熱変形を考慮することにより各パラメータの変化に対する振動の増減傾向については精度よく一致しており、ピストンスラップ対策の指針として有用である。

Table 2 Input data

	Contents
Engine	Bore/Stroke, Engine speed, Bank angle, Cylinder pressure
Piston	Mass, Piston pin offset, Clearance, Center of gravity point, Skirt profile, Skirt stiffness, Thermal expansion
Connecting rod	Length, Mass, Inertia moment, Center of gravity
Piston pin	Mass, Outer diameter
Piston ring	Dimensions, Mass, Tension

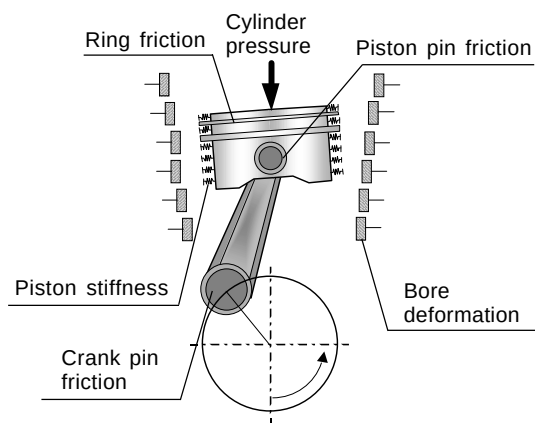


Fig.15 2 dimensional simulation model

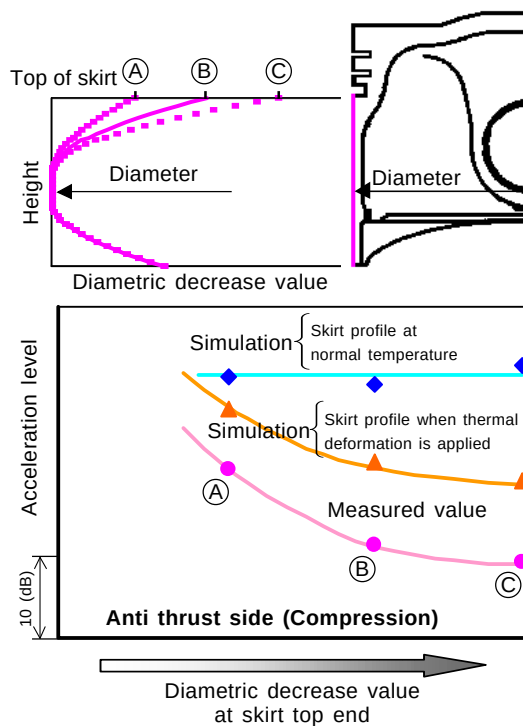


Fig.16 The Influence of skirt top profile to the cylinder vibration

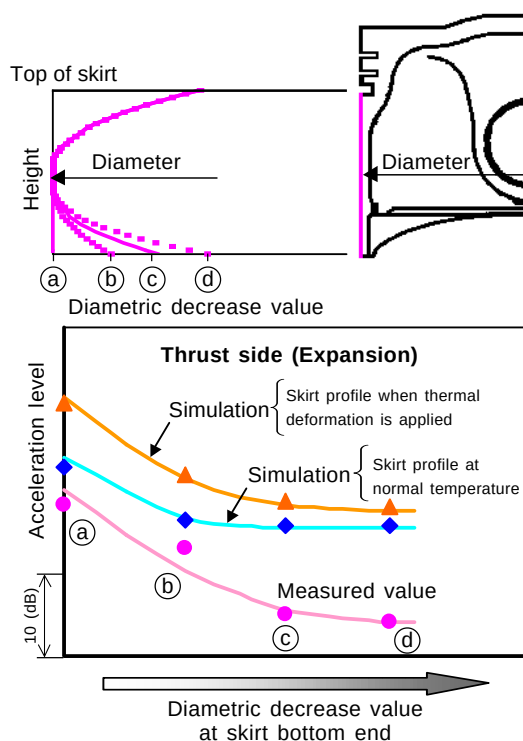


Fig.17 The Influence of skirt bottom profile to the cylinder vibration

6. まとめ

FRMシリンダーブロックのピストンスラップについて計測解析を行い、冷間から熱間において発生するスラスト側と反スラスト側のシリンダ振動とピストンスラップの関係を明らかにした。

また、ピストンスラップとピストン諸元の関係を調べると共に二次元ピストン挙動シミュレーションを実施した。その結果、熱間時のスカートプロフィールを取り入れて計算することによりシリンダ振動の増減を精度良く予測できることを確認した。

今後は、ピストン挙動シミュレーションのさらなる精度向上を目的として三次元挙動モデルの構築⁷⁾を推進する予定である。

7. 参考文献

- 1) 鳥居 他：ピストン運動解析モデルの開発、自動車技術会 学術講演会前刷集871001,1987
- 2) 岡村 他：ピストンスラップのメカニズムとエンジン騒音について、自動車技術、Vol.42,No.12,1988.
- 3) 末 他：スカート剛性を考慮したピストン挙動解析、自動車技術会論文集 No.44,1990
- 4) 瀧口 他：ピストンおよびシリンダ変形のスラップ騒音に対する影響、自動車技術会 学術講演会前刷集902215,1990
- 5) 竹内 他：ピストンスラップ低減に関する検討、自動車技術会 学術講演会前刷集924066,1992
- 6) 伊藤 他：回転シリンダによる実働中のピストン変形の測定に関する研究、自動車技術会論文集 Vol.25,No.2,1994
- 7) 小林利彰：ADAMSによるピストン挙動シミュレーション、'97ADAMSユーザーコンファレンス,1997

■著 者■



伊 藤 保



伊 藤 保



星 野 守 門



大 林 玲 子



藤 井 誠

鋼板製オイルパンにおける 液状ガスケットのシール性解析

Analysis of Sealing Behavior of Fluid Sealant in Steel plate made Engine Oil Pan

櫻 原 一 雄* 坂 田 正 保* 石 垣 匠*
Kazuo SAKURAHARA Masayasu SAKATA Takumi ISHIGAKI

要 旨

液状ガスケット(以下ガスケットと称す)の硬化速度の従来の評価方法(指触乾燥時間)は、ガスケット単品の表面の硬化状態しか評価できなかった。これに対し、熱分析装置を用いた評価方法では、締結状態での評価が可能となり、密閉された部分の評価も可能となった。この方法を用い、アルミニウム製フランジ面に鋼板製オイルパンを締結する場合の、エンジン製造工程から求められる初期信頼性に対するガスケット仕様とフランジ形状を明らかにした。また、熱膨張の違いによる挙動や運転時の挙動測定結果から、長期信頼性を確保するためのフランジ形状の考え方を明確にした。

ABSTRACT

A conventional evaluation method of hardening speed (Touch Free Time) of fluid sealant (hereinafter, we call Gasket in this report) could evaluate only the superficial stiff state of a gasket mono-article. However, we achieved the evaluation method of a portion sealed up in an assembled state by using heat analytic equipment. We propose gasket and flange surface specifications in case of fastening oil pan (steel plate) on aluminum flange from a standpoint of the initial reliance for engine manufacturing process. Also, in order to maintain a long-term reliability we built guidelines of flange shape by analyzing its behavior by the difference of heat expansion rate, and by engine vibrations.

1. まえがき

液状ガスケットは各分野で用いられている。特に自動車部品のフランジシール材としては、1962年、米国において嫌気性接着材がオフロードトラックのデファレンシャルギヤハウジングに世界で初めて採用された¹⁾。その後、シール機能が高く安価であることから自動車分野での適用部位が増加する傾向にある。

このような中であって、ガスケットが完全硬化した後の特性、塗布部の面粗度・平面度・幅・締結スパンの設計ガイドラインについては、各種の文献において紹介されてきた¹⁾²⁾。しかしながら、一般に追従性が優れたエンジン部品の合わせ面に広く用いられているシリコーンゴム基材のガスケットには、完全硬化するまでに時間がかかる弱点がある。実際のエンジン製造工程では、完全硬化前に圧洩れ検査や試運転工程があるため、初期洩れが発

生する恐れがあるが、この問題を回避する考え方について明確になっていなかった。また、熱膨張の違いや運転時の挙動による、長期信頼性を確保するためのフランジ形状の考え方も明確になっていなかった。更に、従来のガスケットの硬化速度の評価方法では、ガスケット単品の表面の硬化状態しか評価できず、締結状態での硬化過程の評価ができないため完全硬化前に発生する洩れを解析するのが困難であった。

そこで、これらの課題を解決するため、本稿では近年増加傾向にあるアルミニウム製シリンダブロックのフランジ面に、合わせ面精度が確保しにくく熱膨張差の大きい鋼板製オイルパンを締結する場合をモデルとして、熱分析装置を用いた定量的な硬化速度の評価方法により、完全硬化前に求められるガスケット特性とフランジ形状、また、長期信頼性を確保するためのフランジ形状の考え方を明確にした。

*栃木研究所

2. 鋼板製オイルパンのシール性に影響する主要因子

鋼板製オイルパンのフランジ形状およびガスケットの選定は、エンジン製造工程から市場における使用環境まで考慮しなければならない。一般に、鋼板製オイルパンは、Fig.1に示すような構造をしており、プレス製法で製作され、アルミニウム製オイルパンの切削加工面に比べ合わせ面精度が悪い。このため、エンジン製造工程において圧洩れ検査時に硬化していないガスケットが吹き出す可能性がある。Fig.2にガスケット未硬化時のシール面隙間とシール圧力の関係を示した。試験条件はTable 1に示す。隙間の拡大に伴い耐シール圧力が低下するため、合わせ面精度の悪い鋼板製オイルパンは不利なことが判る。さらに、硬化していない時点で試運転を行なうため、この状態での急激な温度上昇とエンジンオイルによる影響を考慮しなければならない。また、アルミニウム製フランジに締結する場合、市場走行時にFig.3に示すような振動による挙動と熱膨張差による滑りが生じる。そこで、これらの課題を解決するため、ガスケット仕様、フランジ形状を検討した。

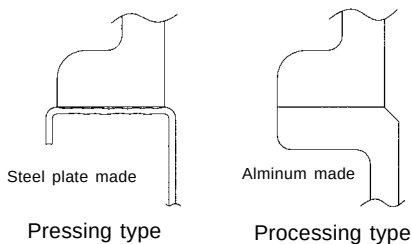


Fig.1 Flange shape comparison

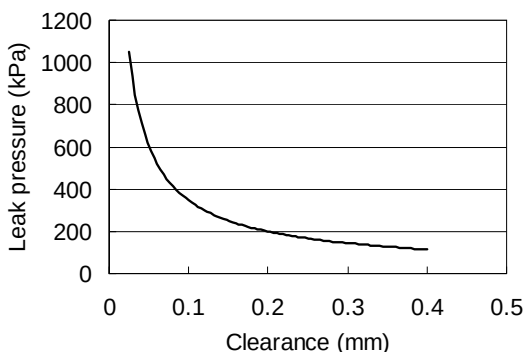


Fig.2 Relation between clearance and air leakage

3. 鋼板製オイルパンに適したガスケット仕様

3.1. シリコンゴム基材ガスケットのシールメカニズム

われわれは、エンジンに広く用いられ、嫌気性ガスケットに対し伸びに優れ、合わせ面精度が多少悪くても追従可能なシリコンゴムを基材としたガスケットを使用した。更に、このガスケットは、アセトン系とオキシム系に分けられ、アセトン系より硬化速度は遅いが、耐油・耐薬品性に優れるオキシム系を使用した。一般に使用されている一液型のシリコンゴム基材ガスケットは、Fig.4のように加水分解性官能基が、空気中の水蒸気と反応して加水分解縮合反応を起こして架橋すること

Table 1 Test conditions

Item	Conditions
Cure time	Less than 2 min. in room temperature.
The shape of flanges	$D_{IN} \phi 16$, $D_{OUT} \phi 36$ and width of a flange 10mm
Bead size of the sealant to put onto a flange	$\phi 2 \sim 3$
The test method to measure a leak pressure	Pressurize 9.8kPa up every 10 sec. after starting in 19.6kPa and hold time 10 sec. and then measure the pressure to start to leak air out.

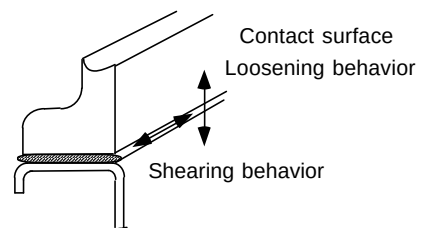


Fig.3 Flange behavior

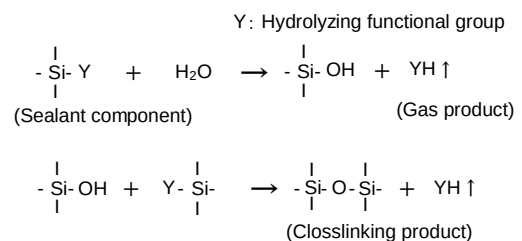


Fig.4 Hardening mechanism of gasket

より硬化物を生成する。この時、官能基がオキシム系であればオキシムガスが発生する。そのため、空気と触れにくい内部が完全硬化するまでに時間を要す。硬化後は、各フランジ界面の接着力、シリコンゴム強度によりシール性を確保することができる。ただし、ガスケットの接着強度(伸び・引張り強度)は膜厚により変化するため膜厚設定が重要となる。

3. 2. ガスケット硬化速度の評価

各製造ラインのオイルパン組み付けから圧洩れ検査までの時間を調査した結果、最短の製造ラインで30分であった。吹き抜けを防止するためには、粘性が高く硬化速度の速いガスケットが必要となる。一般に、ガスケットの硬化速度の評価としてタックフリータイム(指触乾燥時間)が用いられている。しかし、評価者の感性にたよるところが大きく定性的評価となっている。また、フランジに塗布した状態での評価ができないため、内部の硬化状態が把握できない。今回、この問題を解決するため熱分析装置を用いた方法で解析した。

3. 3. 熱分析装置を用いた評価手法

Fig.5に試験方法を示す。熱天秤(Beam)のサンプル側で温度上昇に伴う重量変化が発生すると、駆動コイルを介してビーム後部の位置が変わる。位置変化はOptical Position Sensorで検出され、検出信号がバランス回路に送られる。バランス回路は駆動コイルに検出信号をフィードバックし、ビームが定位置になるようにコントロールする。この時検出されるサンプル側とリファレンス側の電流差を重量信号に変換し、重量変化(熱分解開始温度)が測定される。

Fig.6は未硬化と完全硬化ガスケットを測定した結果である。未硬化ガスケットの場合、測定と同時に反応が始

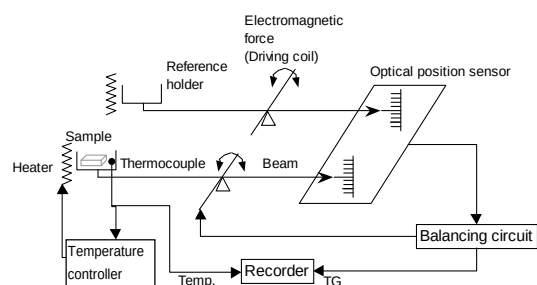


Fig.5 Construction of the thermogravimetry tester

まり比較的低温下においても重量が減少していくことがわかる。完全硬化では硬化反応が終了しているため低温下では重量が減少しない。そのまま試験を続けると高温下の熱分解により重量は減少していく。そこで、測定ばらつきを少なくするため熱分解開始温度を重量が0.5%減少した時点の温度とした。このガスケットでは熱分解開始温度が未硬化時で46℃、完全硬化時で234℃と評価することができる。

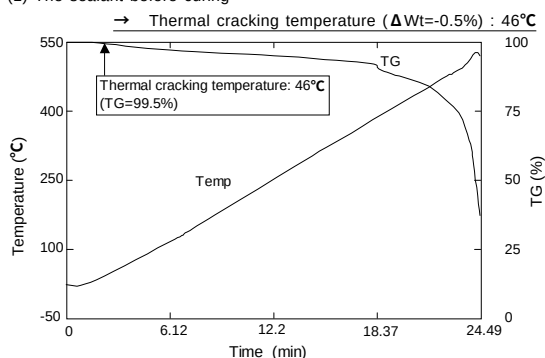
3. 4. ガスケットの選定

ガスケットの選定にあたりTable 2に示す3種類を検討

Table 2 Specification of gasket

Item	Specification of sealant		
	Type A	Type B	Type C
Cure system	Deoximo	Deoximo	Deoximo
Viscosity (Pa・s)	200	200	120
Tack free time (min.)	6	5	10
Hardness (Hs)	60	36	60
Tensile strength (Mpa)	3236	2452	3236
Elongation (%)	370	400	220
Shear strength (Mpa)	2256	2059	2157

(1) The sealant before curing



(2) The sealant after curing

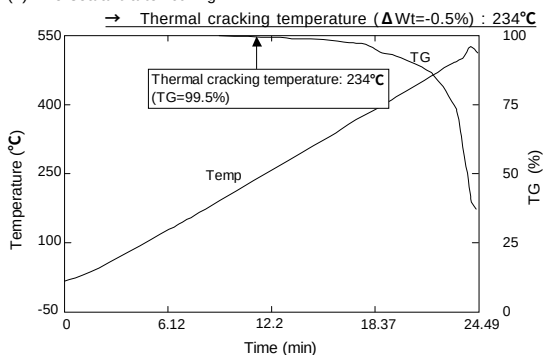


Fig.6 Thermal cracking temperature before and after cure reaction

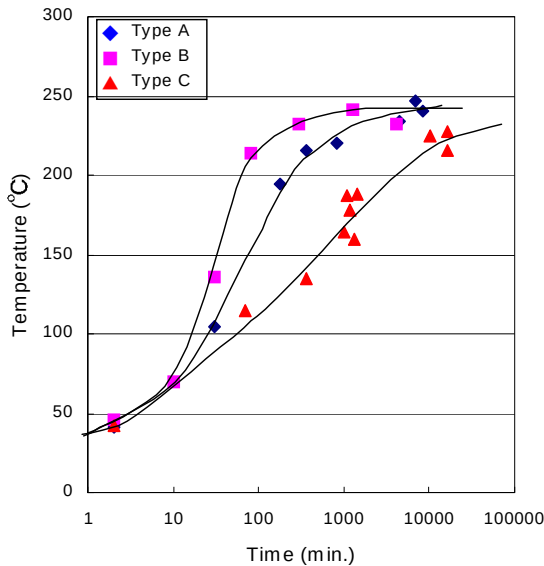


Fig.7 Result of hardening time

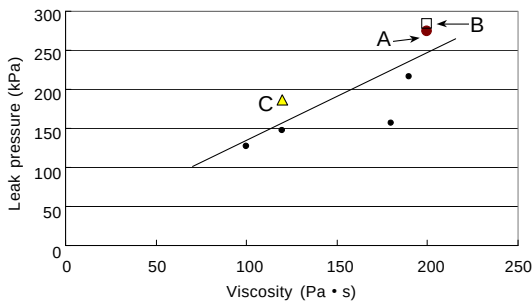


Fig.8 Relation between gasket viscosity and air leakage

した。A仕様は新規開発、B・C仕様はそれぞれ銅板製オイルパンシール、切削加工面シールに現在使われているガスケットである。始めに熱分析装置を用いてガスケットの硬化速度を評価した結果をFig.7に示す。タックフリータイムでは表面の硬化速度を定性的に測定するためA・B・C仕様で5分の差しかないが、熱分析装置の方法による内部の硬化状態までの評価では、A・B・C仕様で硬化開始から終了までの時間に大きな差があることが解った。特にB仕様は硬化速度が最も速く、次いでA仕様であった。C仕様は非常に遅くいつまでも硬化しないことが解った。次に、未硬化時の耐シール圧力をTable 3に示す試験条件で比較した。結果をFig.8に示す。ガスケット粘度と耐シール圧力は比例関係にありA・B・C仕様とも同様の関係となった。最も粘度の低いC仕様はA・B仕様に対し耐シール圧力が90 kPa以上低い

Table 3 Test conditions

Item	Conditions
Cure time	Less than 2 min. in room temperature.
The shape of flanges	$D_{IN} \phi 16$, $D_{OUT} \phi 36$ and width of a flange 10mm
Bead size of the sealant to put onto a flange	$\phi 2 \sim 3$
Gap of sealing face	0.2mm
The test method to measure a leak pressure	Pressurize 9.8kPa up every 10 sec. after starting in 19.6kPa and hold time 10 sec. and then measure the pressure to start to leak air out.

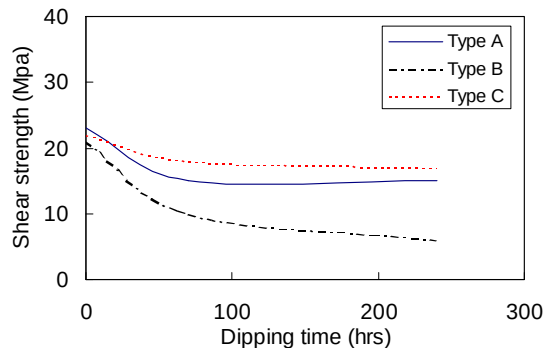


Fig.9 Oil resistance

ことが解った。この時点で硬化速度が遅く耐シール圧力が低いC仕様は、合わせ面精度が悪い銅板製オイルパンのシールには不向きであると判断した。次に長期劣化を想定し120°Cエンジンオイル浸漬試験による耐油性を検証した。結果をFig.9に示す。この結果からA仕様の耐油性がB仕様より高いことが解った。B仕様は伸びが非常に良く、合わせ面精度が悪く熱膨張差が大きい銅板製オイルパンに適していると思われたが、耐油性が低く伸びの性能を発揮する前に接着界面から剥離するため不適であると判断した。以上の実験結果から、A仕様のガスケットを選定した。

4. 銅板製オイルパンのフランジ形状

4. 1. エンジン試運転時の吹き抜け

銅板製オイルパンのフランジ形状を選定するためには、エンジン製造工程の試運転時に未硬化ガスケットが温度上昇し、急激にガスケット自身から発生するガスの

影響を考慮しなければならない。われわれは、Fig.10に示す3種類のフランジ形状で台上運転試験をおこなった。それぞれのタイプの特徴は、AとCが実動時の挙動に対し追従できるガスケット厚さを確保するための溝、段差がある形状、Bは全体が平面で合わせ面精度が確保しやすい形状である。試験条件はエンジン製造から完成車検査工程までを考慮しTable 4の条件でおこなった。試験の結果、Aタイプにてガスケットの吹き抜けが発生した。BとCは発生しなかった。次に、Aタイプの吹き抜けの原因を解析した。

4. 2. 吹き抜けメカニズム

まず始めに、どの程度の圧力でガスケットが吹き抜けるか調査した。台上試験の吹き抜け形態が内外両側に吹き抜けているため溝の中心から空気圧を与えFig.11に示す方法で実験をおこなった。実験の結果ガスケット塗布直後、室温5時間放置後共686kPaの圧力で吹き抜け、フランジ溝部分に非常に高い圧力がかかったことが解った。次に溝部のガスケット硬化速度を測定し、この結果をFig.12にを示す。これより、常温雰囲気で放置した場合溝部分が塗布後100hr経過しても硬化しないことが解った。以上のことから、Fig.13に示すように完成車検査工程まで溝部分はガスケットが硬化しておらず検査工程での温度

上昇に伴い低分子量のシロキサンガス及び急激に硬化反応が進み発生するオキシムガス(溝部容量を 0.4cm^3 とした場合発生ガス量は3～5倍の $1.5\sim 2\text{cm}^3$ は発生。)により吹き抜けたものと推定した。

4. 3. 実動時の合わせ面挙動

鋼板製オイルパンに液状ガスケットを適用した際、シール劣化要因のひとつに、実動時の合わせ面挙動がある。Fig.14に示すように合わせ面の6ヶ所、各3方向測定可能なギャップセンサを配し、せん断方向、口開き方向を同時に測定した。また、比較のためラバーガスケットも測定した。結果をTable 5に実動時の最大値をまとめて示す。発生変位として最も大きな挙動を示した部位は、N0.3の口開き方向で $6.2\mu\text{m}$ であった。また、液状ガスケットはラバーガスケットに対し挙動は少なく、約60%

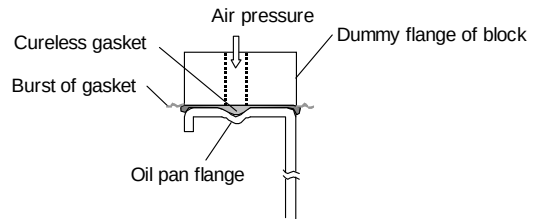


Fig.11 Method of air leaked test

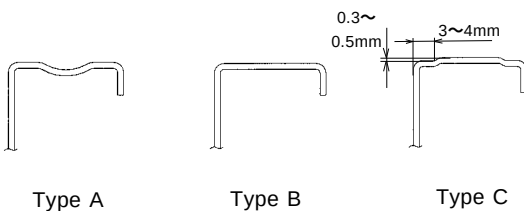


Fig.10 Flange shape of oil pan

Table 4 Test conditions

Item	Conditions
Time from engine assembly to engine air leaked test	30min.
Time from engine air leaked test to engine firing test	150min.
Engine revolution	2000rpm
Engine oil temperature	120°C

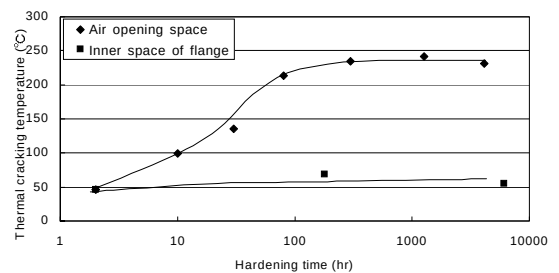


Fig.12 Hardening time of groove

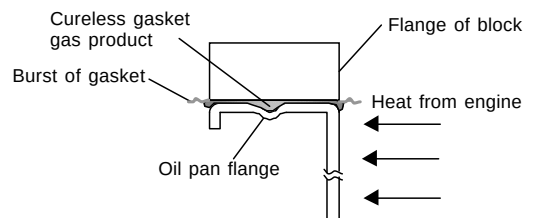


Fig.13 Burst mechanism of cureless gasket

Table 5 Result of measurement

Gasket type	Location	μm					
	Direction	1	2	3	4	5	6
Fluid sealant type	X	2.6	3.5	4.0	3.6	6.1	2.8
	Y	4.5	3.4	4.4	2.2	3.8	5.5
	Z	2.6	1.8	6.2	3.3	3.1	6.0
Rubber type	X	5.4	4.3	4.5	3.4	3.6	1.7
	Y	6.1	4.2	4.1	2.2	7.0	2.9
	Z	4.4	3.7	9.9	5.2	3.3	2.5

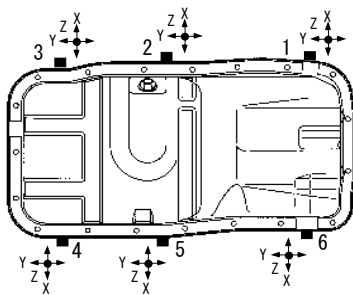


Fig.14 Schematic of measuring position

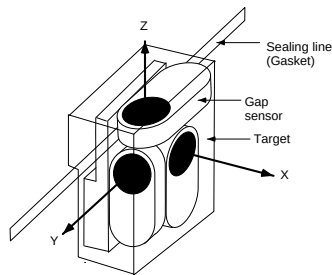


Fig.15 Result of tracking test

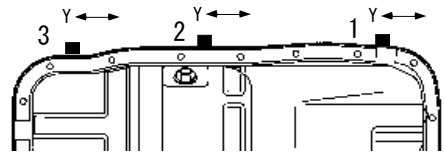


Fig.16 Schematic of measuring position

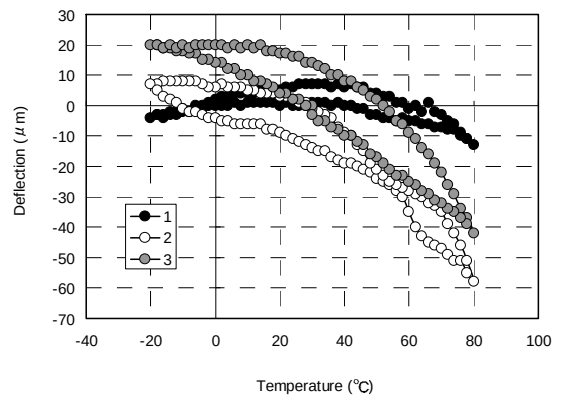


Fig.17 Result of slide measurement

程度の変位にとどまった。Fig.15にトラッキング測定結果を示す。エンジン回転数の上昇と共に変位が増大する事が判る。

4. 4. 温度変化に伴う合わせ面滑り量

鋼板製オイルパンをアルミニウム製フランジに締結する場合、合わせ面に熱膨張差による相対滑りが生じる。実動時の合わせ面挙動同様、ガスケットの強度に及ぼす影響性が高いため明確にする必要がある。相対滑り量の測定はFig.16に示すように、フランジの端面3ヶ所のせん断方向の相対滑り量をギャップセンサで測定した。測定温度はセンサの使用可能温度上、 -20°C ~ 80°C 、温度差 $\Delta T=100^{\circ}\text{C}$ とした。測定結果をFig.17示す。相対滑り量の最大は $66\mu\text{m}$ で実動時の合せ面挙動量に比べ格段に大き

く、要因として影響の大きさが判る。実用運転での温度変化は $\Delta T=180^{\circ}\text{C}$ あり、これより実用運転時の合わせ面相対滑り量は $120\mu\text{m}$ と推定する。

4. 5. フランジ形状の選定

フランジ形状の選定には、完全硬化前のガスケットの急激な温度上昇に伴う吹き抜けの回避、更に、長期劣化保証を考慮しなければならない。そのうち長期劣化保証の考え方はTable 2のガスケット伸び強度、Fig.17の温度変化に伴う合わせ面滑り量測定結果から導くことができる。例えば伸び強度が200%のガスケットを使用し、合わ

せ面滑り量が $120\mu\text{m}$ の場合、ガスケット厚さが最低でも $60\mu\text{m}$ 以上確保できるフランジ形状が必要となる。実際には各部品の精度ばらつきを考慮するため安全率を加味し $200\sim 300\mu\text{m}$ 必要と考えられる。以上を考慮し、Fig.10の3形状を検討した。まず、Aタイプは前述したように完全硬化前のガスケットの急激な温度上昇に伴う吹き抜けの問題がある。ただし、初期吹き抜けを発生させずに完全硬化できた場合は、実動時口開き挙動、温度変化に伴う合わせ面滑りに対し追従可能なガスケット厚さを溝部分で確保できるため長期劣化保証には有効な形状である。逆にBタイプは全面が平坦であるため最も温度上昇による吹き抜けが発生しにくい構造であるが、ガスケット厚さが $100\mu\text{m}$ 単位で確保できず、長期劣化を考えた場合ガスケットが追従できないため洩れが発生しやすい。最後にCタイプであるが、平坦部両側の段差部分がガスケット厚さを確保し長期劣化保証にも適した形状と思われる。段差深さを $0.3\sim 0.5$ に設定したため伸び強度 200% のガスケットを使用した場合でも、 $120\mu\text{m}$ の合わせ面滑り量であれば安全率 $5\sim 8$ となる。安全率を2程度と考え段差は $120\mu\text{m}$ として良いが、実際のプレス精度では管理できないためこのような設定とした。一般にガスケットたまり部分は 45° 面取り形状により内側にのみ設定されているが、エンジンオイルアタックによる劣化によりシール機能が低下していくため、外側にも設定するのが望ましい。更に、CタイプはAタイプのようにガスケットが密閉されない構造で硬化反応ガス交換がスムーズに行われるため吹き抜けが発生しにくい。

以上のことからCタイプのフランジ形状を選択した。

5. まとめ

- (1) 液状ガスケットの従来の硬化速度評価方法(指触乾燥時間)に対し、熱分析装置を用いた定量的評価手法を確立した。これにより、締結状態で密閉された部分の評価が可能となった。
- (2) 上記手法を用い、ガスケット未硬化時のエンジン試運転で発生する吹き抜けメカニズムを明らかにし、アルミニウム製フランジ面に鋼板製オイルパンを締結する場合の、エンジン製造工程から求められる初期信頼性に対するガスケット仕様とフランジ形状を明らかにした。
- (3) 熱膨張の違いによる挙動や運転時の挙動測定結果から、長期信頼性を確保するためのフランジ形状の考え方を明確にした。

参考文献

- 1) Don Nolan, 「Chemical Gasketing for Automotive Powertrains」, Automotive Engineering, August 1993
- 2) 岩波繁蔵, 「パッキン技術便覧」(第2版)、産業図書株式会社

■著者■



櫻原 一 雄



坂田 正 保



石垣 匠

排気系フレキシブルジョイントの異音解析

Analysis of Exhaust Flexible Joint Noise

樋口 正彦* 藤代 正道*
Masahiko HIGUCHI Masamichi FUJISHIRO
秋山 英和* 徳永 道広*
Hidekazu AKIYAMA Michihiro TOKUNAGA

要 旨

排気系の振動吸収機構であるフレキシブルジョイントはヒートガードおよび変位規制のため、その構成部品にインターロックを設けているのが一般的である。これは構造上、自己干渉により異音を発生し易い部品であるため、開発時に問題となる場合がある。

この異音解析にあたり、車室内音を用いると、異音の発生周波数帯が3 kHz以上の高周波帯であることに加え、エンジン騒音などの他の音にマスキングされやすいため解析が困難であった。そこで本稿では発生源の振動信号を音として試聴することを提案する。そして、この振動を視覚的に捉えるため、ショートタイムFFT(Fast Fourier Transform)・カラーコンタマップなどを活用することにより解析を行った。

その結果、異音の発生メカニズムおよび要因の定量的な分析を可能にし、設計上の留意点を明らかにした。

ABSTRACT

The flexible joint absorbing vibration of exhaust system generally obtains an interlock, since this works as a heat guard and prevents a potential displacement of the flexible joint. The interlock sometimes generates rustle noise owing to the interference construction, and this noise may cause a problem to a development of a vehicle.

In this paper, we suggest to listen to the vibration signal of the interlock, because it is hard to analyze rustle noise by a measured acoustic signal from the view point of the signal to noise ratio. We also propose the analysis method using a short time FFT (Fast Fourier Transform) and a color contour map in order to visually check such vibration.

With this proposed method, the noise generating mechanism and the cause are quantitatively clarified, and the precautions on the design are clearly shown.

1. はじめに

エンジンから排気管への振動吸収機構として、フレキシブルジョイントが活用されている。このフレキシブルジョイントはその構成部品にインターロックと呼ばれるクリアランスを持った可動部を有するのが一般的である。これは構造上、自己干渉による異音を発生しやすく、開発時に問題となる場合がある。

さらに、インターロックはインナブレードと呼ばれる網状のパネで拘束されており、インターロックの可動量を規定する一要素となっている。本稿ではインターロックのク

リアランスおよびインナブレードによる拘束力の二要素から決定されるインターロックの可動量を「ガタ量」と定義する。そしてガタ量と異音の関係を定量的に捉え、異音発生原因の解明に着手した。

また、車室内音を用いた異音解析は、発生周波数帯が3 kHz以上の高周波帯であり、エンジン騒音などの他の音にマスキングされやすく、異音の分離が困難である。そこで本稿では発生源の振動信号を音として試聴することを提案する。

具体的手法としては、この振動を視覚的に捉えるた

* 栃木研究所

Table 1 Noise features and generating modes

Type of noise		Features	Generating modes
Rustle noise before use		• Generation before use • Generation by tapping flexible joint • Light rustle noise	• Very low engine rotation (around 500 rpm) • Clutch engagement when starting in manual transmission vehicle
Rustle noise after use	TYPE 1 Deterioration at the early stage	• The same noise generation as the one before use, after several days running	• Very low engine rotation (around 500 rpm) • Clutch engagement when starting in manual transmission vehicle
	TYPE 2 Deterioration by input forces	• Generation at high engine rotation • Loud noise level • Easy recognition by users	• Deceleration, or engine racing (4000 ~ 6000rpm) • Loud noise generation especially in manual transmission vehicle

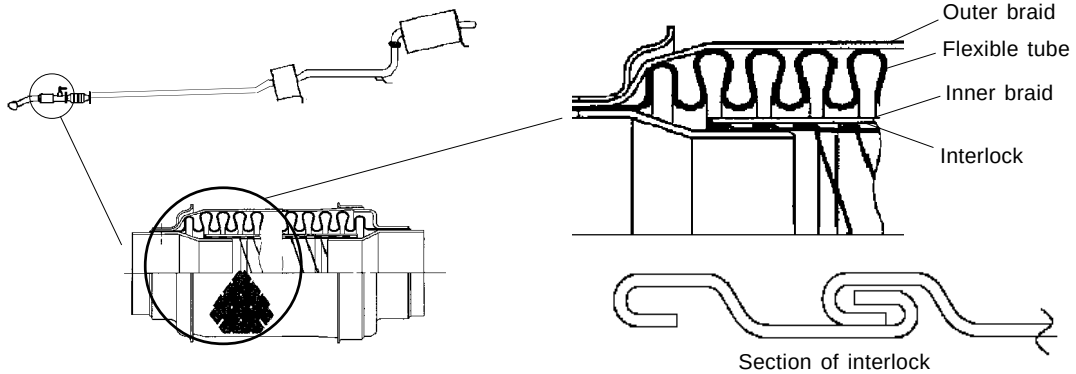


Fig.1 Sketch of a flexible joint and its component

め、ショートタイムFFT(Fast Fourier Transform)・カラーコンタマップを活用して解析を行った。その結果、異音の発生メカニズム、要因分析を定量的に行うことが可能となり、設計上の留意点が明らかになった。

2. 異音現象の解析

2. 1. 異音現象の把握

フレキシブルジョイントの構造は、アウトブレード・フレキシブルチューブ・インナブレード・インタロックの4部品から構成される(Fig.1参照)。

また、それぞれの構成部品の役割を以下に示す。

- (1)アウトブレード：フレキシブルチューブの保護
および伸び方向の変位規制
- (2)フレキシブルチューブ：伸縮性排気管(Ω形状断面)
- (3)インナブレード：インタロック振動の拘束
およびヒートガード

- (4)インタロック：ヒートガードおよび
圧縮方向の変位規制

発生する異音の特徴は、新品時より発生する「初期型異音」、熱・外部入力などが原因となって発生する「劣化型異音」の大きく二つに分類できる。異音が発生するモードおよびその特徴をTable 1に示す。

2. 2. 実車における現象解析

2. 2. 1. 解析手法

解析に際しては、

- (1)異音の解析ターゲット周波数が、聴感上非常に高い。
- (2)実車でのフレキシブルジョイントの放射音測定は、エンジンやタイヤなどのその他音源にマスキングされてしまう。

という計測に関する問題点から、フレキシブルジョイントの振動を直接モニタすることにより、異音に関する

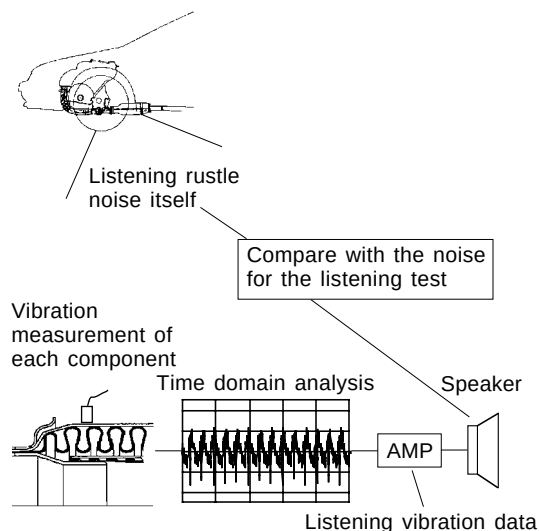


Fig.2 Method of noise analysis

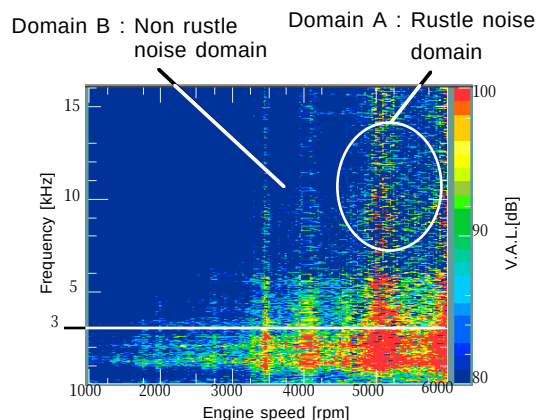


Fig.3 Vibration acceleration level (V.A.L.) of the interlock when generating rustle noise

周波数・規則性等の特徴を明確にした。

具体的な解析手法は以下のとおりである。

- (1) フレキシブルジョイントの各構成部品の振動データを音データに変換し、これと実車異音との相関性を聴感テストにより見極める (Fig.2 参照)。
- (2) (1) における相関性の高い部位の振動データを FFT する事により、異音の周波数特性を明確にする。
- (3) それ以降のテストにおいては、その構成部品の振動データを異音成分データとして扱う。

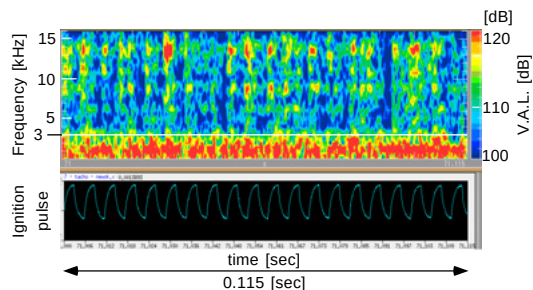


Fig.4 Interlock vibration in non rustle noise domain

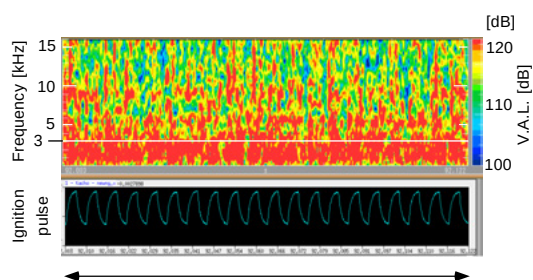


Fig.5 Interlock vibration in rustle noise domain

2. 2. 2. 解析結果

上記解析手法によりテストを行った結果、聴感上の「異音」の特徴と「インタロックの振動」の特徴は非常に高い相関性を示した。Fig.3に異音発生品の実車におけるインタロック振動成分のデータ(カラーコンタマップ)を示す。

Fig.3における領域B(聴感上、異音の発生していない領域)に対して領域A(聴感上、異音の発生してる領域)は3kHz以上の高周波振動成分が明確に現れており、これが聴感上の異音成分であることがわかる。

また、領域A・領域BにおいてショートタイムFFTにより解析した結果をFig.4、5に示す。結果からも3kHz以上の高周波成分が原因であることは明確である。インタロック振動がイグニッションパルスに同期して発生していることから、起振力はエンジン振動の基本次数成分であることがわかる。これは典型的な打音の特徴である。

2. 3. 異音発生部位がインタロックであることの確認

フレキシブルジョイントの構成部品各部の振動を拘束することにより振動を抑制し、最も異音レベルが低下す

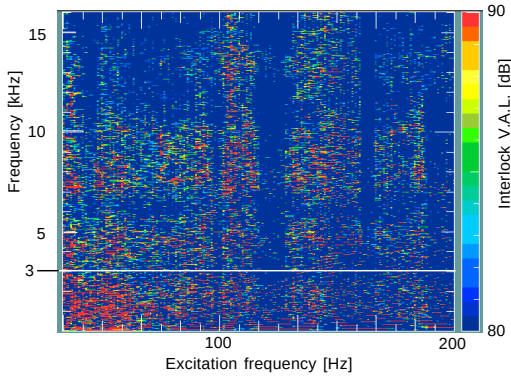


Fig.6 Vibration acceleration level (V.A.L.) in case of the unconstrained interlock

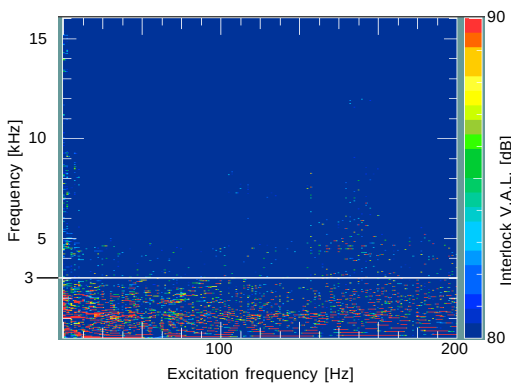


Fig.7 Vibration acceleration level (V.A.L.) in case of the constrained interlock

る部位を特定した。その結果をFig.6、7に示す。このことから異音発生部位がインタロックであることがわかる。

またデータ再現の安定性、テスト効率を考慮して、ここでは実車状態を単体加振に置換した。なお、加振入力とは200Hzまでのサイン波スイープとした。実車との相関性については、単体加振テストにて、2.2.2.で述べたことが同様に再現することを確認した(加振テストについてはFig.8参照)。

3. 異音発生メカニズムの解明

3.1. インタロックの特性と異音の関係

3.1.1. 解析手法

異音発生部位がインタロックであり、主原因が自己干渉による打音であると考えられることから、インタロック

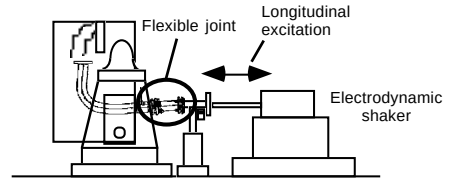


Fig.8 Excitation system of an exhaust pipe

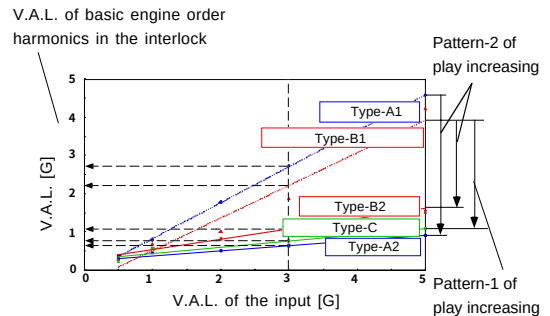


Fig.9 The relation between the input force level and the vibration acceleration level (V.A.L.) of basic engine order harmonics in the interlock

クのカタ量が異音に及ぼす影響が高いと推定される。ここではインタロックカタ量と異音の関係を明確にする。

3.1.2. 解析結果

行った実験の流れにしたがって説明する。インタロックのカタ量を決定する要素として以下の2項目が考えられる。

(1)インタロックの断面形状

(2)インタロックを保持しているインナブレードの拘束力

まず、(1)はFig.9のカタ量増加パターン1(カタ量が初期状態で大きい)に相当するものである。Type-C(図面非適合・新品)はType-B1(図面適合・新品)に対してインタロックの断面形状がルーズになっておりカタ量が多い。ある一定の加振入力ではカタ量の多いフレキシブルジョイントほど、そのインタロックの基本次数振動成分は低くなっている。

次に、(2)はパターン2(劣化によりインナブレードの張力が低下する)に相当する。Type-A1(新品)に対しType-A2(劣化品)、Type-B1(図面適合・新品)に対し

Table 2 Play coefficient (newly defined)

Flexible joint type	Play coefficient
Type -A1	0.4
Type -B1	0.7
Type -A2	1.1
Type -C	1.3
Type -B2	1.6

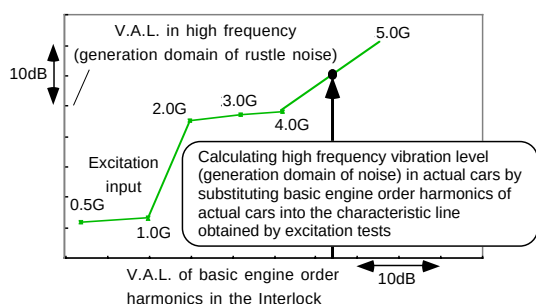


Fig.10 The relation between basic engine order harmonics in the interlock and high frequency vibrations (generation domain of rustle noise) in the one at the excitation of the exhaust pipe

Type-B2(図面適合・劣化品)は劣化により、インナブレードのインタロックに対する拘束力の低下によるガタ量増加が現れている。この初期劣化型異音の詳細は次節で述べる。

これらの事実により、インタロックのガタ量はその基本次数振動レベルと非常に高い相関性があると言える。言い換えればインタロックのガタ量大小の傾向はインタロックの基本次数振動レベルで表現できることになる。

各仕様の代表点として、実車における異音発生相当の加振入力加速度=3.0Gに固定した場合のインタロックで発生する基本次数成分を、Fig.9の近似直線より求めた。この数値の逆数をインタロックのガタ量を示す「ガタ係数」と定義し、以降の説明ではこの値を用いる。数値をTable 2に示す。

ここで、ガタ量と異音の関係の評価方法を次の様を考える。ある仕様における単体加振でのインタロック基本次数振動と高周波振動成分(異音)の関係をFig.10に示す。同様に、その他のインタロック基本次数振動レベルと異音レベルの関係を求めたものがFig.11である。

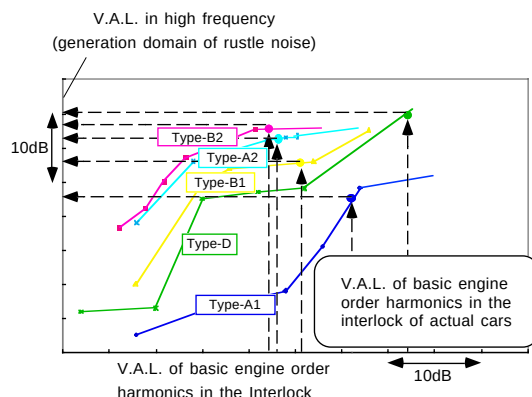


Fig.11 Vibration acceleration level (V.A.L.) in rustle noise generation, corresponding to the level in actual cars,calculated by the result of excitation tests

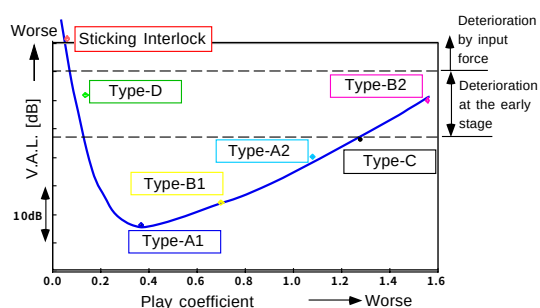


Fig.12 The relation between play coefficient and vibration acceleration level (V.A.L.) in rustle noise

さらに、Table 2の「ガタ係数」を横軸にとり、Fig.11の特性に実車における振動レベルを代入し異音レベルを求めて縦軸としFig.12に示す。実車での異音発生回転領域における高周波振動成分(異音成分)には、極小ポイントが現れる。これが最も異音レベルの低いポイントであり、ガタ量の最適値である。極小ポイントに対して右側のラインは初期劣化に伴う異音増加のラインであり、左側のラインはガタ係数の減少、つまりインタロックへの加振入力が増加することに伴う異音の増加である。

なお、初期劣化異音の詳細は3.2.で、入力劣化異音の詳細は3.3.で述べる。

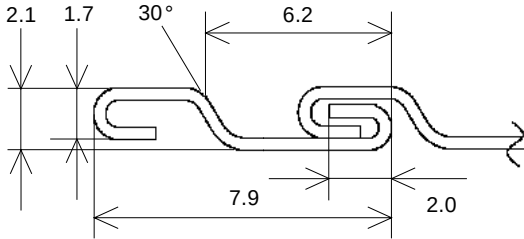


Fig.13 The drawing of the interlock

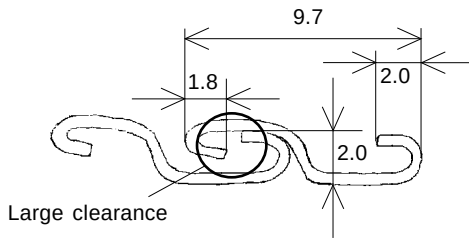


Fig.14 The interlock generating rustle noise at the early stage

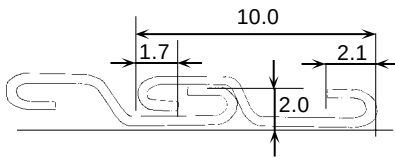


Fig.15 The same interlock before use as the one in Fig.14

3.2. 初期劣化型異音の発生要因解析

3.2.1. 解析手法

ここでは、Table 1に記した初期劣化型異音(劣化型TYPE1)の発生要因について述べる。

3.1. でインタロックのガタ量決定要素は

- (1)インタロックの断面形状
- (2)インタロックを保持しているインナブレードの拘束力

であると述べたが、ここで(1)に関してはカット解析を、(2)に関しては加熱圧縮テストによる証明を行う。

3.2.2. カット解析結果

インタロックの図面形状をFig.13、異音発生品(初期劣化させたもの)のカット断面形状をFig.14、同一ロットの異音未発生品(図面非適合新品、Fig.12の仕様C新品)をFig.15に示す。異音発生品および同一ロットの異音未発

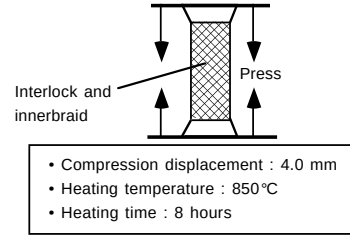


Fig.16 Testing method

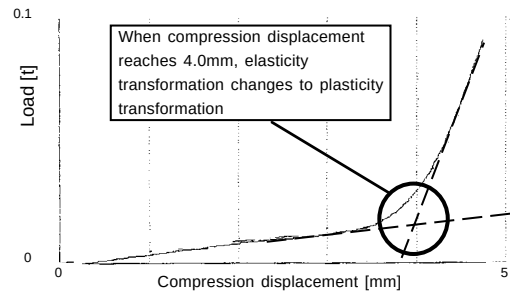


Fig.17 The relation between compression displacement and load

生品のインタロック断面形状は、共に図面設定から著しく逸脱している。

しかし、Fig.15の異音未発生品(新品)も、1～2日間の慣らし運転程度の初期劣化で異音が発生する。これらより、初期劣化型異音の発生要因の仮説として、「インナブレードの熱劣化によるインタロックに対する拘束力低下が、異音の発生につながる。また、新品時で異音が発生しない理由は、インナブレードの拘束力により、異音が抑制されていることによる」ということが考えられる。

3.2.3. ヒートガード加熱圧縮テスト結果

上記の仮説を「加熱+圧縮」テストにて証明する(Fig.16)。圧縮の条件としては、圧縮変位-荷重曲線から弾性変形領域内で最大の変位を設定(Fig.17参照)。加熱には電気炉を用いた。

テスト終了後、異音が発生した。そこで、テスト前後のインタロック断面形状を、それぞれFig.18、19に示す。この結果より、

- (1)インタロック断面の形状は変化しない。
- (2)インナブレードが材質的に変化しており、インタロックに対する拘束力が低下している¹⁾。

<Before heating : non generation of the rustle noise>



Fig.18 A section of the interlock before heating and compression test

<After heating : generation of the rustle noise>



No change of clearance after heating

Fig.19 A section of the interlock after heating and compression test

Stick and engagement of the interlock in halfway around it

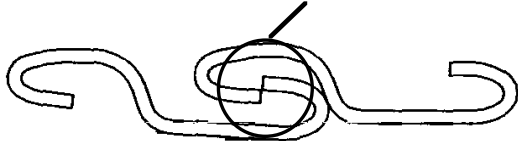


Fig.20 Condition of interlock generating severe rustle noise

これらのことから、異音は、単純なガタ量増加に伴い異音が発生していることがわかる。

また設計上の留意点としては、インナブレードの実車での熱劣化によるインタロック保持力低下を考慮した上で、異音が発生しないインタロック断面(クリアランス)の設定が必要であることが挙げられる(Fig.12仕様A参照)。

3.3. 入力劣化型異音の発生要因解析

3.3.1. 解析手法

ここでは一般ユーザにでもはっきりと認識できるレベルの異音である、Table 1の入力劣化型異音(劣化型TYPE 2)について解析を行う。

異音の発生したインタロックのカット断面形状をFig.20に示す。このことより、インタロックの両端が噛み込みによって固着していたということがわかり、これをもとに以下の仮説を証明して行く。具体的には、

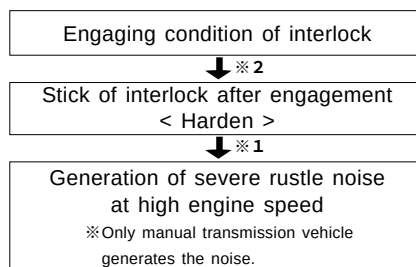


Fig.21 Analysis approach

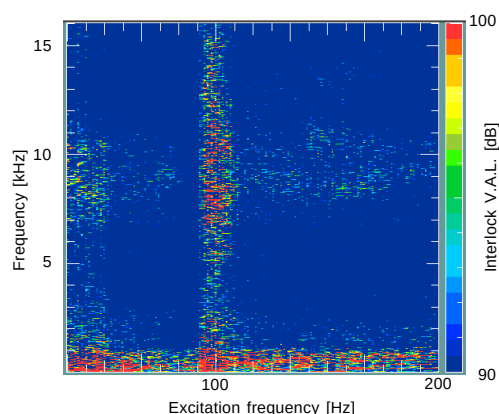


Fig.22 Unconstrained interlock

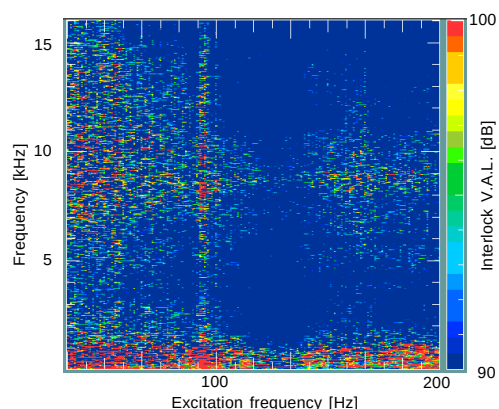


Fig.23 Constrained interlock

Fig.21における※ 1 の関係を実験的に証明した後、※ 2 の条件を定量的に示し改善につなげる。

3.3.2. インタロック両端固着による異音 レベル悪化の証明

インタロックの拘束(固着)有り、無しによる異音レベルの変化をそれぞれFig.22、23に示す。インタロック両

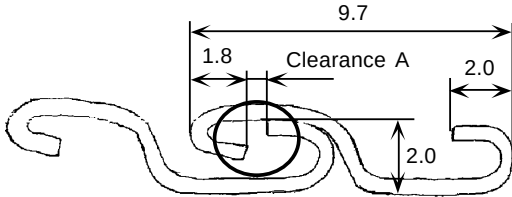


Fig.24 A Section of the interlock generating rustle noise



The shape of this interlock is similar to the drawing, and the clearance is narrower than that of the interlock generating rustle noise

Fig.25 A Section of the interlock non-generating rustle noise

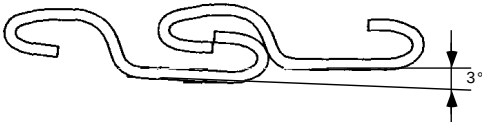


Fig.26 A movable range in 2-dimension

端を固着させる方法としては、バンド締めによる方法を用いた。両端固定のインタロックは異音(高周波振動成分)が悪化していることが明確にわかる。

3.3.3. インタロック噛み込み(固着)条件の明確化

Fig.24は異音の発生したインタロックの断面である。図のクリアランスAの負の成分をラップ代と定義すると、このインタロックはラップ代が全く無いため、少しの外力で外れ・噛み込みが発生する。

ここでFig.25の断面(異音発生無し)を用いてインタロックの外れ・噛み込み検証を三次元CADにて実施した。

Fig.26は異音の発生していないインタロックを二次元で考え、それぞれが噛み込む角度を求めたものである。この場合はお互いに3°傾くと噛み込みが始まる。

ただし、インタロックはフレキシブルジョイントの軸方向にスパイラル状に巻かれ形成されているものであり、実際三次元で考えると、曲げ方向(インタロックが外れる方向)にはFig.27より1°38'5"しか傾かない。したがっ

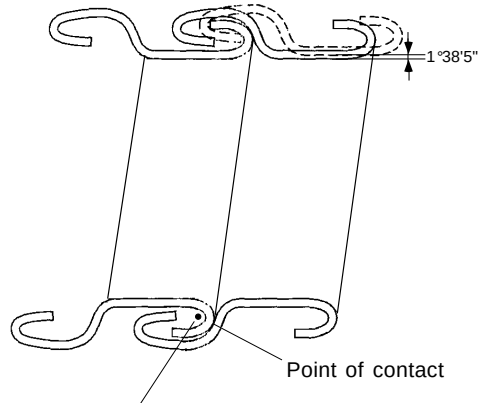


Fig.27 A movable range in 3-dimension

て、インタロックの断面の精度、ラップ代を確保していれば噛み込みは発生せず、異音も発生しない。

実際に単体曲げテストにより噛み込み確認を行った結果、ラップ代が最小0.1mmを確保していれば噛み込まないことが確認された。

4. 結論

- (1) 異音の周波数帯は3～10kHzと非常に高い周波数域である。
- (2) 異音はその構成部品であるインタロックがエンジン振動の基本次数に同期して自己干渉する事により打音として発生する。
- (3) 異音発生の要因は、インタロックの「初期形状の精度不足」、「熱劣化によるインナブレードのインタロックに対する拘束力低下」および「外力劣化によるインタロック自身のはずれ、噛み込み」である。
- (4) フレキシブルジョイント単体への加振入力とその基本次数成分の関係から「ガタ係数」を定義した。そして、定量的に表現しにくい異音の発生パラメータであるフレキシブルジョイントのガタ成分を「ガタ係数」を用いることにより定量化した。
- (5) フレキシブルジョイントのガタ量には最適値が存在し、異音を防止するためにはフレキシブルジョイント全体の劣化を考慮した上で、インタロックの形状を最適化することが有効である。

参考文献

- 1) 門間改三、「鉄鋼材料学」、実教出版株式会社、
pp.457-475, 1979

■著 者■

樋口正彦



藤代正道



秋山英和



徳永道広

タイミングベルト内蔵型 汎用OHCエンジンの開発

Development of General Purpose OHC Engine with Built-in Timing Belt

鈴木 卓*	北 條 宏**	井 上 聡*
Takashi SUZUKI	Hiroshi HOJO	Satoshi INOUE
森 山 浩*	藤 永 陽 治*	
Hiroshi MORIYAMA	Yoji FUJINAGA	

要 旨

シンプルな構造と低価格なサイドバルブエンジンが主流となっている家庭用芝刈機などのホームユース向け商品用エンジンとして、燃費に優れ、かつ価格競争力のある汎用OHCエンジンを開発した。

このエンジンの特徴はタイミングベルトを内蔵し、共通のシリンダブロックでバーチカルシャフト型とホリゾントラルシャフト型ができること、およびサイドバルブエンジンに比べ、クリーンで低燃費、低騒音、軽量コンパクトが達成されたことなどである。

ABSTRACT

A cost-competitive and low fuel consumptive general purpose OHC (Over Head Cam) engine was developed in the field of home-use small engines for lawn mowers, etc. where the side valve engines have been gaining a majority because of their simple structure and relatively low costs. This engine's unique features are the structure with a built-in timing belt and a common cylinder block both for vertical and horizontal shaft types. Compared with the side valve engines, better performance was obtained in the aspects of clean exhaust gas, fuel consumption, noise, weight and compactness.

1. まえがき

全世界における汎用小型4ストロークエンジンの市場は約1,600万台有り、その内1,200万台は家庭用芝刈機などのホームユース(小型軽作業機)商品に搭載されている。ホームユースエンジンには低価格が求められるため、シンプルな機構のサイドバルブエンジンが市場の主流であり、ホンダが1983年に発売したGX/GXVシリーズ¹⁾で先鞭をつけたプロユースで広く用いられている高性能なオーバヘッドバルブエンジンは少ない。しかし、省エネルギー・環境対応などの社会的ニーズからは、サイドバルブエンジンに比べ燃費・排気エミッションとも高い性能ポテンシャルを持つ頭上弁式(OHVまたはOHC)エンジンが望まれる。今回開発した「GC/GCVエンジンシリーズ」は



Fig.1 GCV Engine

*朝霞東研究所

**HONDA R&D AMERICAS, INC. NORTH CAROLINA CENTER

このニーズに向けて開発したバーチカルシャフトタイプ (GCV) タイミングベルト内蔵型OHCエンジンをFig.1に示す。またより幅広いニーズに応えるために水平シャフトタイプ (GC) エンジンも同時に開発した。

2. 開発のねらい

開発にあたっては、社会的ニーズから要求される低燃費・クリーンな排気・低騒音と、サイドバルブエンジンに対抗できる価格の両立を目標とした。

具体的には、

(1) コスト1/2

- ・現行量産OHVに対して重量、部品点数30%減

(2) 省エネルギー

- ・サイドバルブに対し、燃費30%減・オイル消費50%減

(3) 環境対応

- ・CARB/EPA^(注1) エミッション規制適合
- ・EN^(注2) 騒音規制適合

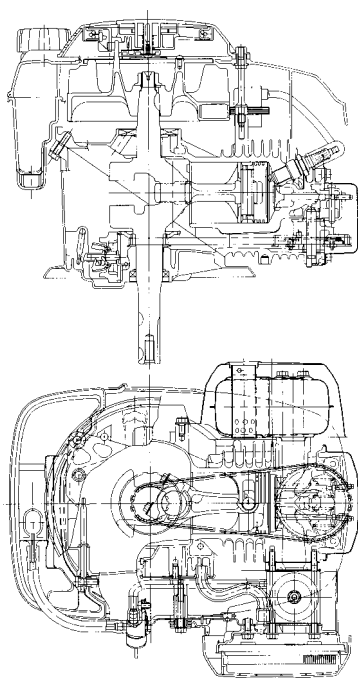


Fig.2 Side and upper sectional views of GCV engine

注1. California Air Resources Board
/Environmental Protection Agency.

注2. European Norm.

Table 1 Engine specification

Model	GCV160	GCV135
Engine type	Air cooled 4-stroke OHC Single-cylinder	
Bore×Stroke	64×50 mm	64×42 mm
Displacement	160 cm ³	135 cm ³
Compression ratio	8.5 : 1	
Maximum power	4.1kW/3600rpm	3.4kW/3600rpm
Maximum torque	11.4Nm/2500rpm	9.7Nm/2500rpm
Ignition system	Transistorized magneto	
Starting system	Recoil	
Dry weight	9.8kg	9.5kg

3. 基本構造と主要諸元

「GCVシリーズ」の主要諸元をTable 1に、側面および上面から見た断面図をFig.2に、出力特性をFig.3に示す。

「GC/GCVシリーズ」は、頭上弁式エンジンを基本に、エンジン内蔵型タイミングベルト、一駒樹脂カムシャフト、L字型プレスロッカアームで構成される動弁系を有し、ヘッドとシリンダを一体化したユニブロック構造スリープレスシリンダ、シリーズ共用の斜め分割クランクケースを採用している。

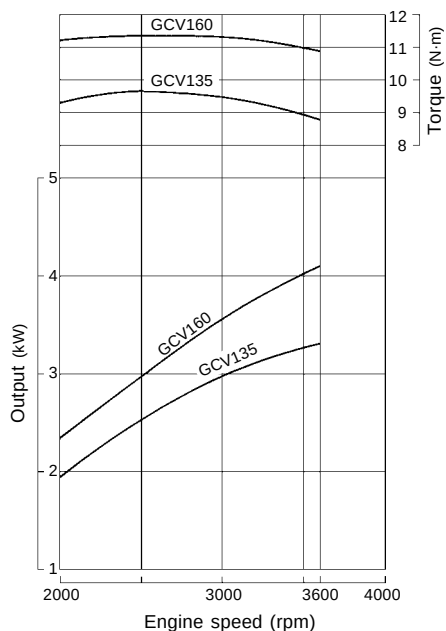


Fig.3 Engine performance curves

4. コスト1/2を達成させた技術

OHCエンジンの高性能を保ちつつ、コストを1/2にするため重量の軽減、部品点数の削減を行った。以下にその新技術の特徴と効果について述べる。

4. 1. エンジン内蔵型タイミングベルト

一般的にカムシャフトを駆動するタイミングベルトは、エンジン外部の専用ケースの中に配置されるが、多用途で使用する小型汎用エンジンは、外部に露出された状態で搭載されるため、塵埃などの影響を非常に受けやすい。本エンジンでは、タイミングベルトをエンジン内部に配置した構造とし、塵埃、水の影響を排し、オイル雰囲気中のみの環境に限定することができる。この構造の採用で、ベルト室をシリンダーブロックと一体構造とすることが可能になり、ベルトカバー、締め付けボルト類の部品を削減できた。

カムシャフト部への給油は、オイルスリングではね上げたオイルを、オイルガイドで導き、さらに内蔵型タイミングベルトの周速を利用して行っており、Fig.4に示すようにシンプルな潤滑システムを可能とした。

また、現行量産OHVエンジンのバルブ系に使われているバルブリフタ、プッシュロッドなどの部品機能をタイミングベルト一部品に置き換えることができ、約80%の重量低減が達成できた。

さらに、カムプリーには熱的寸法安定性に優れたフェノール樹脂の採用により、テンショナーを不要とする構造にして部品点数の削減を図った。

汎用エンジンは、エンジン使用回転数が四輪車や二輪車に比較して低いため、カムシャフト駆動トルクが小さくタイミングベルトの歯元せん断力は低くなる。しかし、エンジンのコンパクト性を重視するためクランクプリー径を小さくするため、屈曲疲労は大きくなる傾向にある。そのためタイミングベルトは、小歯型、小ピッチのものを採用し、屈曲性を向上させて、汎用エンジンに適したものとした。

本エンジンで用いられたタイミングベルトの基本構造であるゴム材、芯線、帆布などは、従来のタイミングベルトと同じであるが、ゴム材には、水素添加NBR系ゴムをベースに耐熱性と耐油性を両立させたものを使用している。さらに、抗張体の接着処理剤にも工夫を凝らし、オイル雰囲気中での寸法安定性と耐久性の向上を図っている。

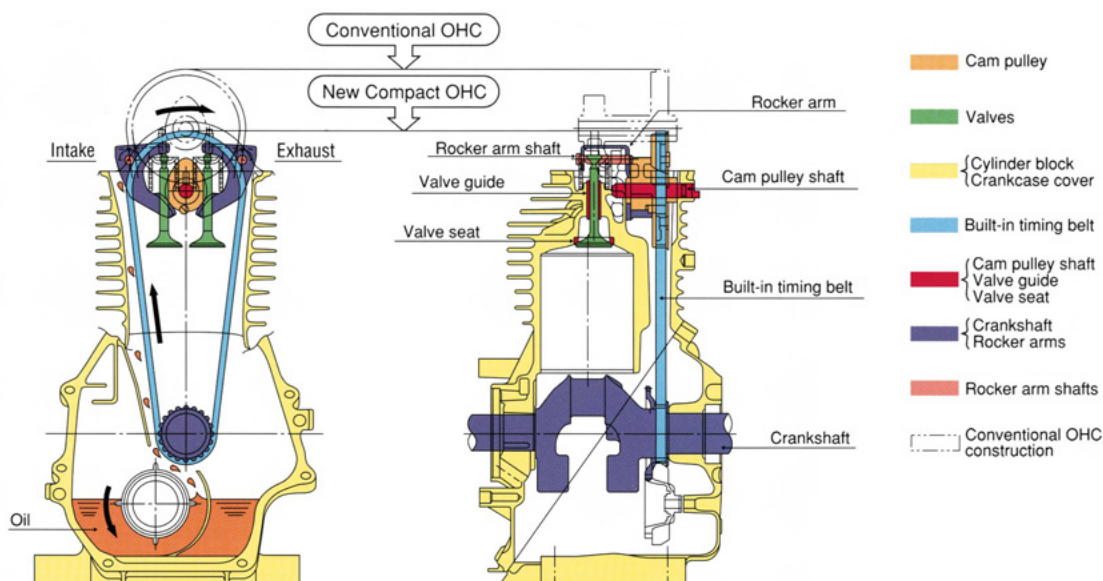


Fig.4 Built-in timing belt of GC engine

従来のタイミングベルトと今回の内蔵型タイミングベルトのオイル雰囲気中での比較結果を以下に述べる。耐熱、耐油性は、Fig.5に示すように、ゴム材の改善により寿命が倍近く伸びる。Fig.6に示すように、寸法安定性は、内蔵型タイミングベルト仕様が高温使用温度においても変化比が小さい。歯元耐久性においてもFig.7に示すように、内蔵型タイミングベルト仕様が歯元荷重比または寿命で優れていることが分かる。屈曲疲労性は、Fig.8に示すように、140℃の条件において、2倍以上の寿命を示している。

以上、タイミングベルトは、従来品に対し、耐熱、耐油性を向上させることにより、オイル雰囲気中での耐久性の向上が図られた。

また騒音に関しては、Fig.9に示すように、従来の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高周波メカニカルノイズを大幅に低減することができた。

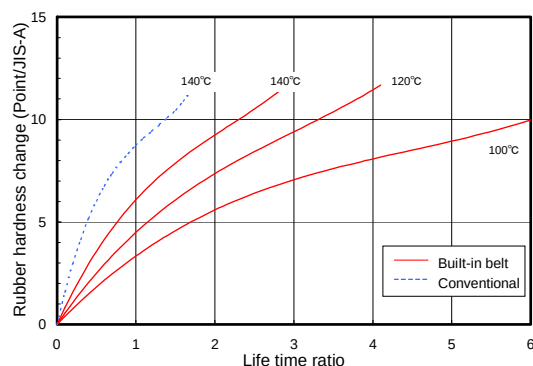


Fig.5 Heat durability of built-in belt

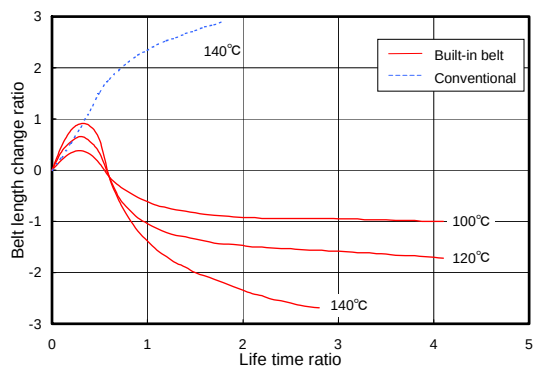


Fig.6 Bending durability of built-in belt

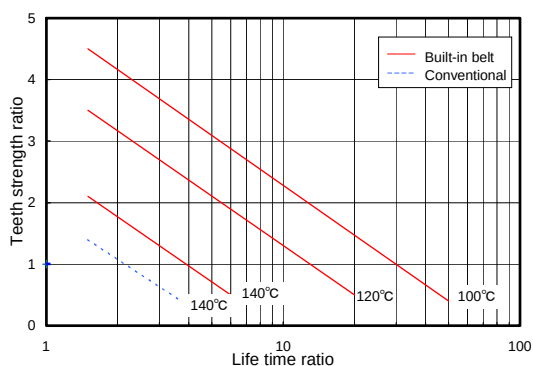


Fig.7 Durability of teeth

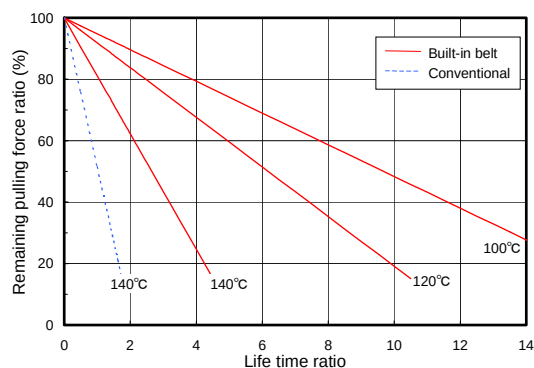


Fig.8 Durability of belt length

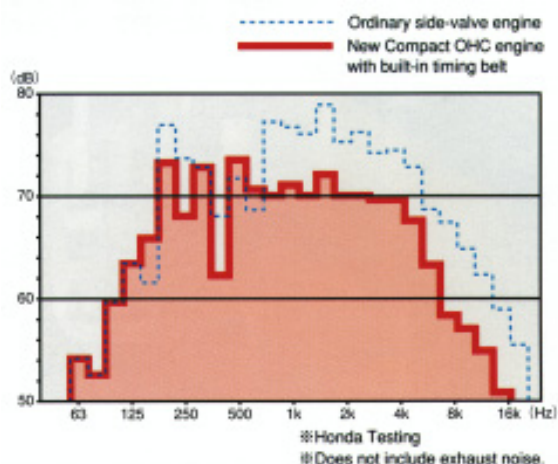


Fig.9 Comparison of noise between OHV and SV engines

4. 2. 一駒サイドカムOHC

一般的なOHCエンジンでは、吸排気バルブの上方にカムシャフトが配置され、直接もしくは、ロッカアームを介してバルブを駆動しているが、この機構ではエンジン全高が高くなる。これに対し、吸排気バルブの側方に一駒のカムシャフトを配置し、各々のバルブをL字型ロッカアームで駆動する機構を採用することにより、全高を低く抑えたコンパクトなOHC機構を可能とした。Fig.4およびFig.10にその構造を示す。またこのカムシャフトには、高温時の強度、摺動性に優れたフェノール樹脂を採用し、メカニカルデコンプレッション機構はシンプルな構造とすることにより、従来のFCカムシャフトに比べ79%重量低減を実現した。

4. 3. ユニブロックシリンダ

シリンダ近傍に吸排気ポートが位置するサイドバルブエンジンに比べ、OHV、OHCエンジンは、燃焼性も良く、

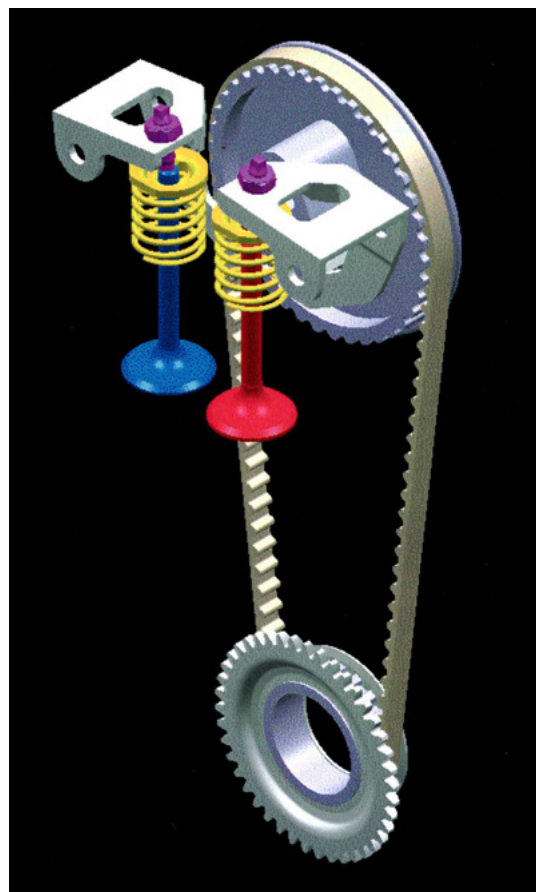


Fig.10 Valve train of GC engine

オイル消費も少ないため、燃焼室内に堆積するカーボン量が大幅に少ない。このメリットを活かして、ホームユースである本エンジンにユニブロックシリンダを採用した。ユニブロックシリンダは、シリンダヘッドとシリンダブロックの2つの部品をアルミニウムダイキャストで一体に構成している。通常の分割構造に比べ結合部の肉厚増加や、結合のために必要なボルト・パッキン類を不要とし、かつスリープレス構造を採用することにより、軽量化と部品点数の削減を可能としている。さらに一体構造のシリンダブロックとなっていることから、ブロック全体の高剛性化を実現している。また、シリンダがヘッドボルトの締結軸力の影響を受けないことから、シリンダ歪みが少なく、低オイル消費に寄与している。

4. 4. クランクケース斜め分割構造

通常クランクケースは、クランク軸上で分割するか、クランク軸に対し直角な面で分割をしている。

本エンジンではクランクケース分割面をクランク軸に対し55°傾斜させている。この分割方法を採用することにより、ユニブロックシリンダの加工性・組立性を確保しながら、Fig.11に示すように一つのユニブロックシリンダで水平シャフトタイプとバーチカルシャフトタイプという全く異なったタイプのエンジンをケースの片側のみの交換で可能とした。

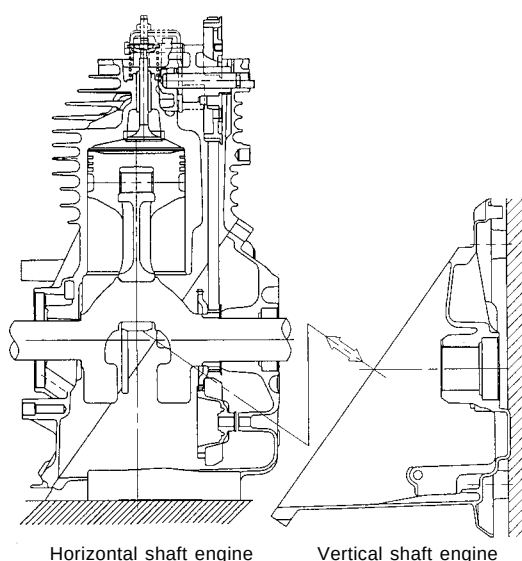


Fig.11 Arrangement of oil pan for horizontal shaft and vertical shaft types

5. 結果

以上の新機構により、

(1) 現行GXVエンジンに対して、

- ・重量 28%
- ・部品点数 28%

を低減し、コスト目標をほぼ達成する事ができた。

(Fig.12)

(2) さらにOHC構造を採用した事により、サイドバルブエンジンに比べ、

- ・燃費 25%減
- ・オイル消費 40%減

を達成し、かつ排気エミッション、騒音共に規制に適合する事ができた。(Fig.13、14)

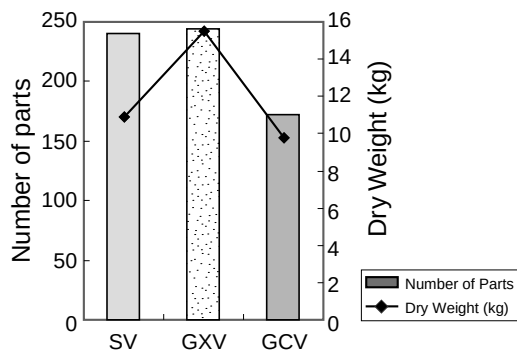


Fig.12 Weight and number of parts

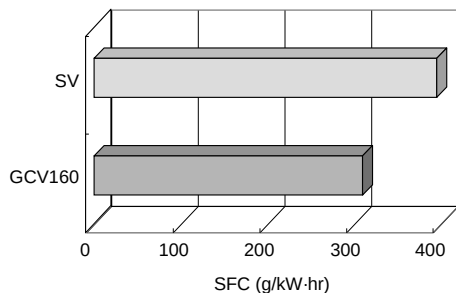


Fig.13 Specific fuel consumption

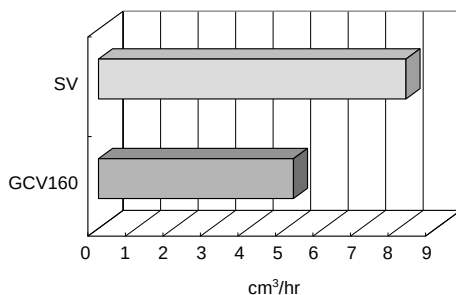


Fig.14 Oil consumption

6. まとめ

以上述べてきたような新機構を技術的に成立させた事により、これまでのエンジンでは困難であった高性能化、低コスト化を同時に達成できた。

最後に、本エンジンを開発するにあたり、多大なるご協力を頂いた(株)ユニッタはじめ関連メーカーの関係者の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 大山吉太郎：“ホンダ新汎用エンジン GX110 GX140 ”、内燃機関、Vol.23 No.292 (1984.4)

■著者■



鈴木 卓



北條 宏



井上 聡



森山 浩



藤永 陽治

圧縮天然ガスエンジン用酸素センサの開発

Development of Oxygen Sensor for Compressed Natural Gas Engine

久保田 宏*	細 貝 誠 一*	藤 田 博 之*
Hiroshi KUBOTA	Seiichi HOSOGAI	Hiroyuki FUJITA
大 川 哲 平**	水 谷 昭 夫**	松 崎 浩**
Teppei OOKAWA	Akio MIZUTANI	Hiroshi MATSUZAKI

要 旨

圧縮天然ガス(CNG:Compressed Natural Gas)燃料を用いたO₂フィードバックシステム用として次の特徴を持つ酸素センサを開発した。

- (1) 上流用酸素センサについては、排ガス中のCH₄, H₂のセンサ出力影響を抑制出来るよう、触媒コート層を設け、電極の活性を向上させる対応を行なった。
- (2) 下流用酸素センサについては、触媒を通過して来るCH₄が、触媒の劣化検知時条件(OBD-II対応条件)に於いてセンサの反転周期を変動させ、劣化検知の妨げとなるため、CH₄に選択的に不活性な電極とした。

以上の対応によりCNGエンジン用OBD-II対応O₂フィードバックシステムに適合する酸素センサ仕様及び評価法の構築が出来た。

ABSTRACT

We have developed the following two sensors for the Compressed Natural Gas (CNG) engine.

- (1) Primary oxygen sensor provides with a catalyst coat to minimize the effect of methane and hydrogen to output of it, and improved in activation of the outer electrode.
- (2) Secondary oxygen sensor has the outer electrode which is selectively inert to the methane which effects the detection of oxygen storage capabilities (the condition specified in OBD-II).

The oxygen sensor specification which is to CNG engine, and the evaluation method have been established.

1. まえがき

CNG燃料は光化学反応の極めて低いCH₄を主成分としたクリーンなエネルギーであり、また天然ガスは燃焼によって発生する二酸化炭素量がガソリンに対し20%程度少なく、燃料製造時に発生する二酸化炭素量もガソリンに比べ極めて少ないため、大気汚染や地球温暖化の防止に貢献する点で注目されている。

このCNGエンジン用のO₂フィードバックシステムに於いて、従来の上流側酸素センサでは以下の問題が発生する。

- (1) 排ガス中のH₂により、制御ポイントのλがLeanにシフトしNO_xの浄化率が急激に悪化する(Fig.1)。

- (2) 排ガス中のCH₄によりRich側可燃限界付近に於いては誤制御による失火が発生する。

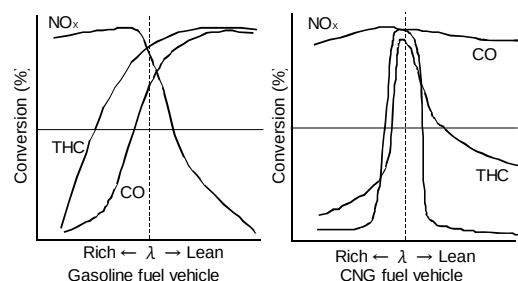


Fig.1 Purification rate comparison of gasoline and CNG

*栃木研究所

**日本特殊陶業(株)

また、CNGエンジンの触媒劣化検知システムに於いて、従来の下流側酸素センサでは、以下の問題が発生した。

(1) 温度依存性があるCH₄の燃焼反応により正確な触媒劣化検知が出来ない。

そこで、上流側、下流側に於いて排ガス中の成分、温度差により酸素センサの影響が異なることに着目し、モデルガスによる夫々のセンサ特性評価法の確立と対応手法を確立した、以下に詳細を述べる。

2. 特性評価法

2.1. 上流側特性評価法及び対応手法

触媒上流側に於けるCNG燃料使用時の酸素センサに影響を与える成分は主にH₂とCH₄である。

フィードバック時、特に影響の顕著なH₂に対してはモデルガスを用いて、その影響度合いを計測した。

Fig.2にS- λ A特性を示す。

触媒保持された酸素センサは λ ポイント(出力450mVでの λ 値)が触媒保持無しセンサに対しLeanシフトせず、CNG燃料の触媒浄化率特性に適していることが判る。

又、上記確認結果に基づき λ に対するNO_x排出値変化を実機にても行なった(Fig.3)。

触媒無し(STD酸素センサ)に於いてはLean側にてNO_xが急激に立ち上がるが、触媒を保持した酸素センサは、

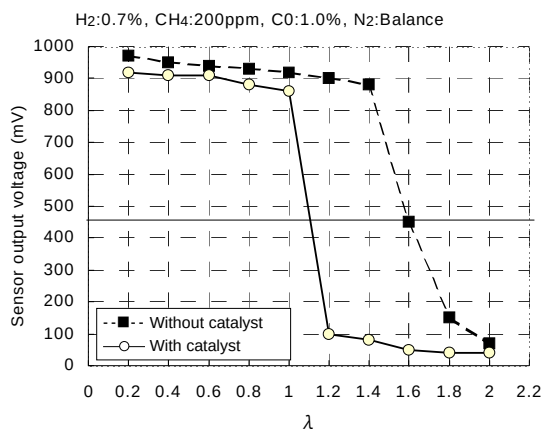


Fig.2 Catalyst existence vs S- λ A

Lean側でのNO_x排出量を抑制出来ることが明らかになった。

Fig.4に各種耐久前後の酸素センサのS- λ A特性を示す。触媒保持品は耐久劣化後も大きなLeanシフトは認められず、H₂に対して有効であることが判る。

一方、CNG燃料はガソリン燃料に対し、Rich側可燃範囲が狭く、極低負荷時排ガス中に多量のCH₄, O₂が存在しそれによってセンサ出力が低下する問題が実機にて発生した。

この問題はセンサ初期時には発生しないが酸素センサの劣化と共に発生して来る。

電極を熱により劣化させた酸素センサを使用し、再現テストを行なった結果、極低負荷時に於いてRich係数(燃料補正係数)を増量しているにも関わらず、酸素センサの出力が低下するという現象を実機にて確認した

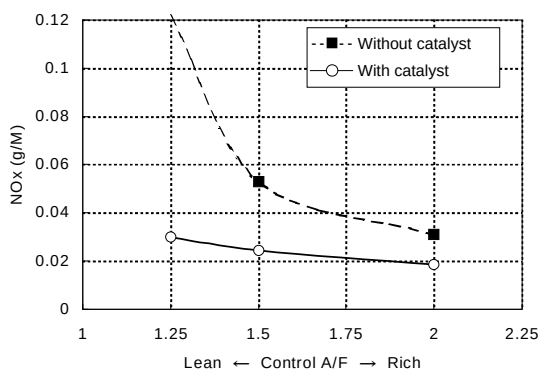


Fig.3 NO_x discharge by a ratio PR/P quantity

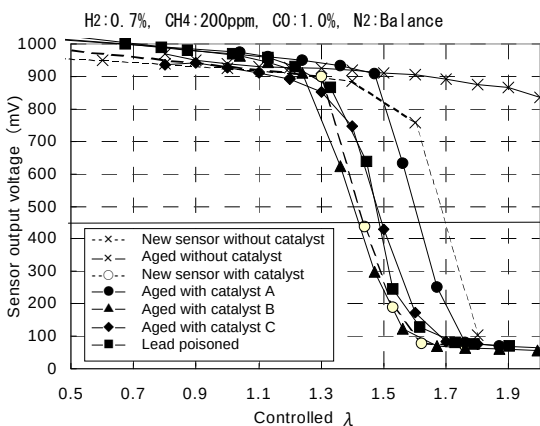


Fig.4 S- λ A characteristics of new and aged sensor

(Fig.5)。

また、CH₄の濃度を増したモデルガスを使用し、各入毎の酸素センサ出力を計測することにより過剰CH₄に対する特性評価を実施した(S-λB評価)。

Fig.6に示す各酸素センサ特性のように、前述のRich状態にも関わらず酸素センサ出力が低下する現象が再現出来た。

触媒を担持された酸素センサは、S-λはストイキ近傍に於いて急変するものの、電極部が劣化すると出力が保持出来なくなり、Richシフトを起こすことが判った。また、CH₄は安定的であることを考慮すると、コーティング

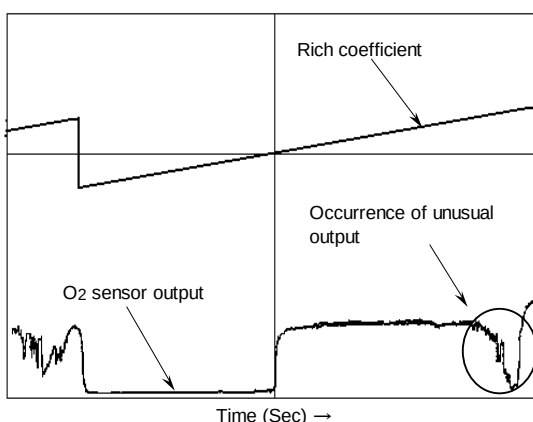
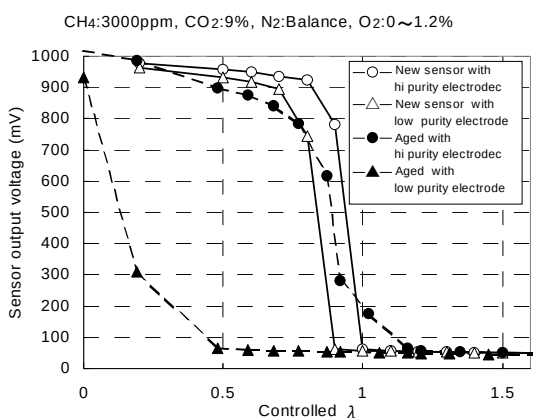


Fig.5 Unusual output voltage at an actual engine



Condition:
CH₄:3000ppm, O₂:1200ppm, CO₂:9.0% N₂:Balance
GAS temperature:150°C

Fig.6 Simulation of unusual output at model gas

層に触媒を担持しても電極付近にCH₄が存在し、その影響を抑制するためには電極の活性を出来るだけ上げる必要があることが判る。

2. 2. 下流側特性評価法及び対応手法

下流側酸素センサは上流側の補正と、OBD-II項目である触媒の劣化検知に使用されている。

触媒の酸素貯蔵能力(OSC:Oxygen Storage Capacity)の劣化判断は、下流側酸素センサの出力反転周期を計測して行っており、本報告では触媒を通過して来たCH₄の影響により酸素センサの出力反転周期が変動を起こす課題についてまとめる。

Fig.7にCNG燃料用(CIVIC 1.6L L4)エンジンに於ける触媒の劣化検知条件時の車速(35Mileクルーズ)での素子温度変化に対する出力反転周期(OSC Time)を示す。

通常のガソリン燃料車に於いてはOSC Timeは素子温度に依存無く一定であるが、CNG燃料車に於いては素子温度450°C以上にてOSC Timeの急変が認められた。

また、素子劣化センサ(鉛被毒耐久)ではガソリン燃料と同様に変化が見られなかった。

このメカニズムを解析するため、下流側と同雰囲気下になるCH₄系のモデルガスに於ける酸素センサ出力の温度依存性を確認した結果をFig.8に示す。

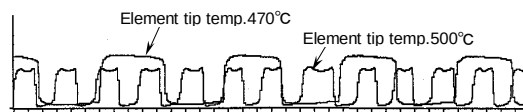
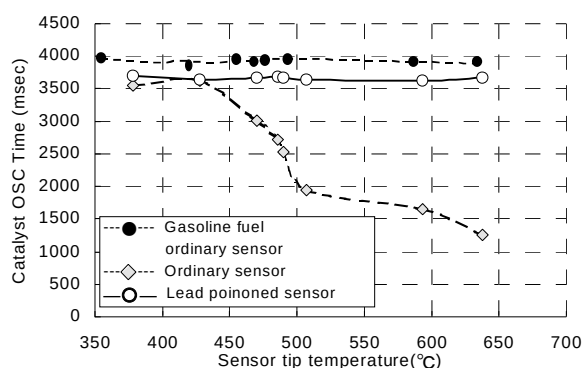


Fig.7 Element tip temperature vs OSC time

OSC Timeが急変した酸素センサについては実機とモデルガス温度に違いがあるものの、CH₄に反応している。これに対し電極を劣化させた酸素センサ(鉛被毒耐久センサ)については、CH₄に対し不感となっている。

モデルガスは実機とガス成分が異なるものの、従来の酸素センサは、CH₄に反応が認められるが、劣化させた酸素センサ(鉛等被毒耐久センサ)についてはCH₄に対し600℃まで不感であった。

上記内容に基づき、CH₄に対し燃焼反応を抑制する対策の検討を行なった。

下記にその対策内容とFig.9にCH₄モデルガス雰囲気下に於けるテスト結果を示す。(対応については夫々電極の活性を落とす手法とした)

対策内容

- (1) ノーマル酸素センサ(ガソリン燃料用酸素センサ)
- (2) 高温エージングにて電極劣化
- (3) 電極部Cu坦持
- (4) 電極部Ag坦持
- (5) 電極部Pb坦持

対策効果に対し以下の結果を得た。

- (1) Ag坦持が最も効果がある。
- (2) 高温エージングによる電極劣化品は効果あるものの劣化特性の合わせ込みに時間が掛り作り込みが困難。
- (3) 鉛坦持(劣化品)は鉛の昇華によりいずれCH₄に活性化する。

この結果から、最も安定した特性を得られ易いAg坦持を選択しCH₄の温度依存性の抑制を図った。

3. 特性解析

3. 1. 上流側センサ

上流側の酸素センサ出力は、H₂により大きく影響を受けるが、そのメカニズムはH₂とO₂とのコーティング層での拡散速度の差により説明が容易に出来る。

しかしながら、可燃限界付近の極低負荷時CH₄に依る影響については、未燃のCH₄とO₂とが同時に酸素センサ電極部付近に到達し、CH₄の反応性が悪く、かつ大量にあるためO₂と反応してしまい、Rich雰囲気にも関わらずセンサ出力が出なくなり、特性への影響が最も大きくなる。Fig.10は触媒コート上の白金坦持量とセンサのS-λ特性の関係であるが、H₂に対しては、コート層内に僅かに白金が存在するだけで、十分な特性が得られるのに対して、CH₄に対しては不純物を含んだ電極では多量の触媒を必要とすることが判る。

即ち、CH₄の対応については、触媒の坦持より電極の活性に充分留意する必要がある。

3. 2. 下流側センサ

下流側酸素センサに於いては、排ガス中のCH₄が温度に依存し反応が始まるということに起因し、酸素センサ出力反転周期が変動することにより、正確な触媒の劣化検知が出来なくなると言う問題が発生した。

Fig.11にPt/Rh系の触媒コンバータでの各HC成分の温度に対する性能を示す。

このグラフからわかるように、CH₄は触媒の劣化検知

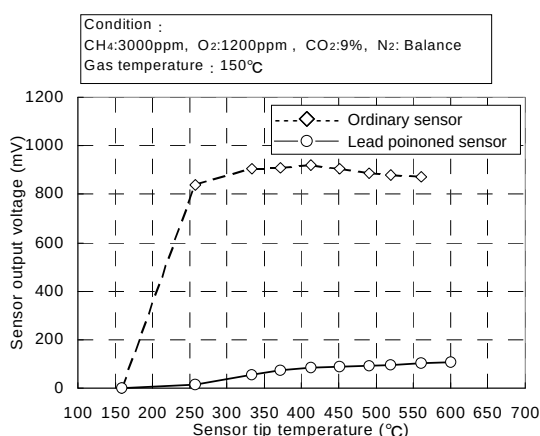


Fig.8 OSC time vs temperature dependency

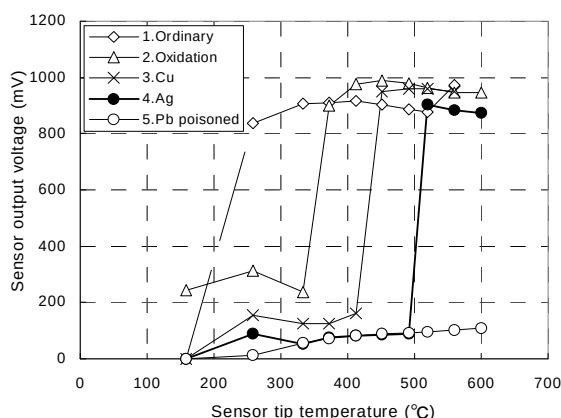


Fig.9 Treatment method of outer electrode vs output characteristics at model gas

の行われる500℃付近にてようやく40%弱浄化出来ると言う反応し難い特性を持っており、酸素センサの実使用温度域と一致したCH₄の燃焼特性が酸素センサの出力反転周期に影響を与えている。

即ち、触媒と同様に酸素センサ電極表面でもCH₄は反応し難く、500℃付近にて漸く反応が始まり、触媒の劣

化と無関係に、触媒のOSC Timeを短くしていると推定される。

すなわち、CH₄の質量は16でO₂の32に対し半分となっており、CH₄はO₂に対し拡散速度が速く、一旦反応が始まるとH₂同様にLeanシフトの要因となる。

このLeanシフトにより、余剰のO₂が増加し、OSC Timeの短縮を助長させている。

また、これらの反応により、全体のO₂濃度が増加し、酸素センサ電極付近のO₂濃度が上がっているため、Rich出力が低下するという事象も発生している。

4. 劣化保証

4. 1. 上流側酸素センサ

CNG燃料用酸素センサの劣化保証について通常のガソリン燃料用の酸素センサに対して劣化要因の比較を行い仕様を決定した。

酸素センサに与える劣化の主要因として

- (1)燃料、オイル添加剤等からの電極被毒及びコーティング層目詰り
- (2)熱による電極の昇華、飛散等が挙げられる。

(1)についてはUS市場、耐久車、ベンチ耐久に於けるガソリン燃料車、CNG燃料車の素子への付着物堆積確認を実施し、P, Ca, Zn 共にほぼ同レベルで有ることが判った(Fig.12)。

Fig.13は燃料違いでの酸素センサ堆積物の素子断面比較である。

ガソリン燃料はある温度領域で堆積物の主要因であるPとガソリン添加物とが低融点化合物を作り素子表面にガラス状の堆積物を形成し酸素センサの応答性を低下させることが知られているが、CNG燃料は気体であり素子への付着物堆積は単純なデポジット堆積であり酸素センサの応答性を劣化させるような形態を取らないことが判った。

(2)については使われ勝手と保証距離より累積熱負荷を算出し、電極部に与えることにより酸素センサの劣化を把握することで、センサ仕様の選定を可能とした。

Fig.14に100Kmile累積熱負荷～S-λ評価Leanシフト量を示す。

EM保証距離と触媒担持量の相関から劣化を見込んだ触媒担持量の設定が可能であることが判る。

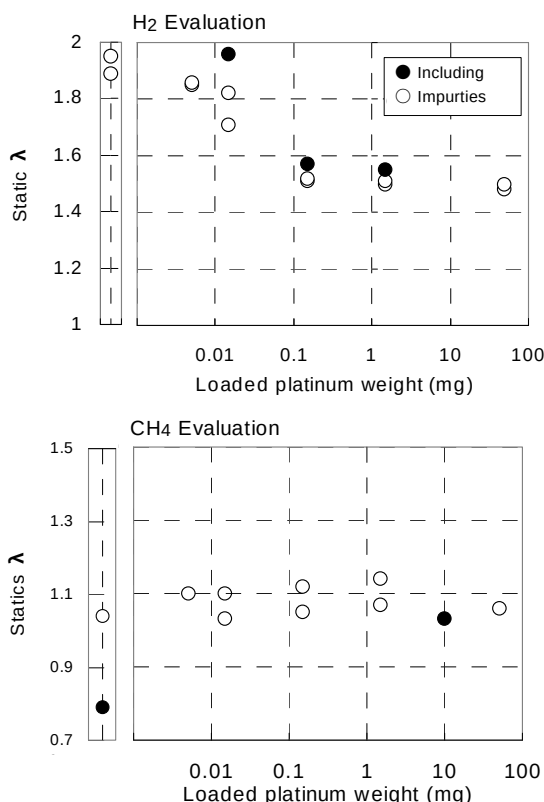


Fig.10 Loaded amount of catalyst vs S-λ

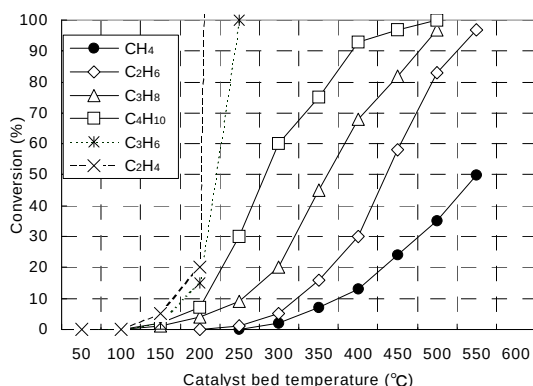


Fig.11 Conversion efficiency characteristics of various kinds of HC

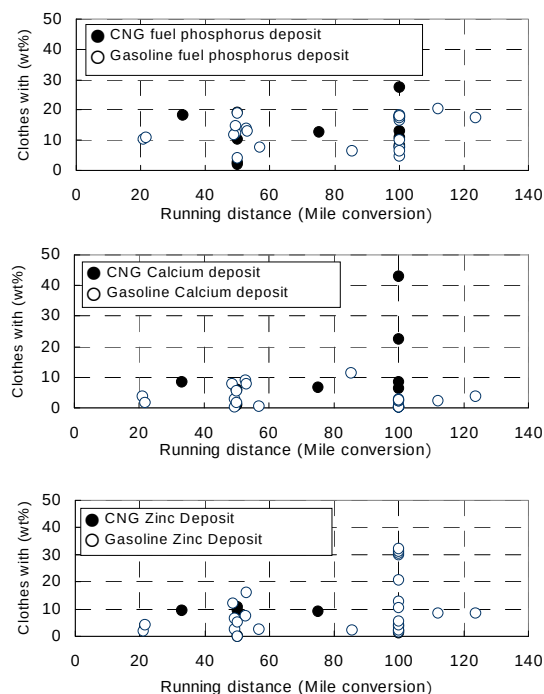


Fig.12 Comparison of Gasoline fuel and CNG fuel deposit

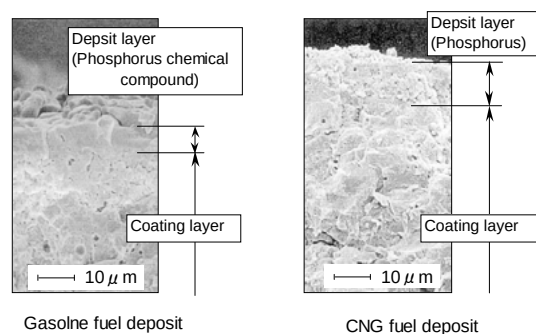


Fig.13 Element section comparison

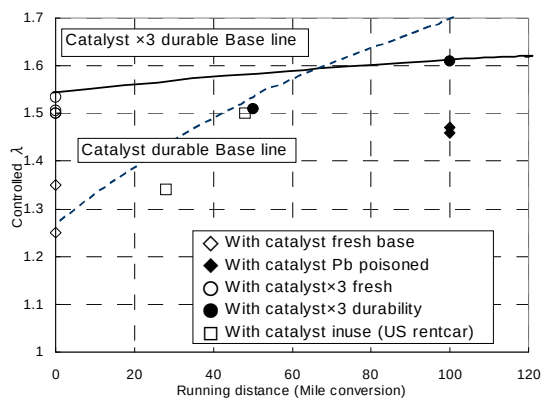


Fig.14 Catalyst durable confirmation

4.2. 下流側センサ

下流側センサの劣化については、Fig.15のように被毒物は前方の触媒にてトラップされるため、素子付着物は少なく、上流側センサ同様熱劣化が主要因となる。

但し、上流側センサに対し下流側センサは温度が低いため為、劣化は少ない。

Fig.16に上流側センサ同様に100kmile累積熱負荷を与えた場合のAg担持の熱に依る飛散量を示す。

担持量に対する初期からの飛散割合は約100kmile熱負荷にて残存量は80%であり、劣化を見込んだ担持量の推定が出来、本センサは0.085mol/lのAg試薬での担持を設定した。

上記設定により劣化後特性(温度～出力特性)に於いて、素子温度上昇に対するCH₄の反応は抑制され、Fig.17に示すように触媒の劣化検知条件時に於いても安定した酸素センサ出力反転周期(OSC)を得られる仕様となった。

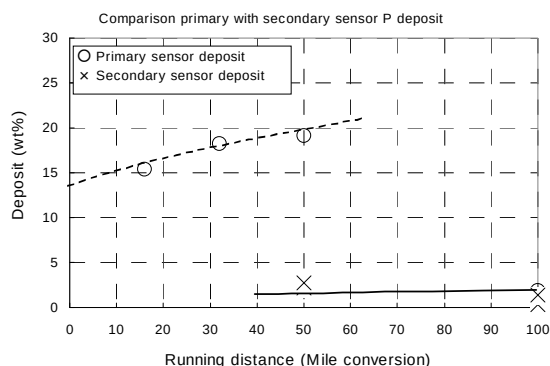


Fig.15 Comparison primary with secondary sensor phosphorus deposit

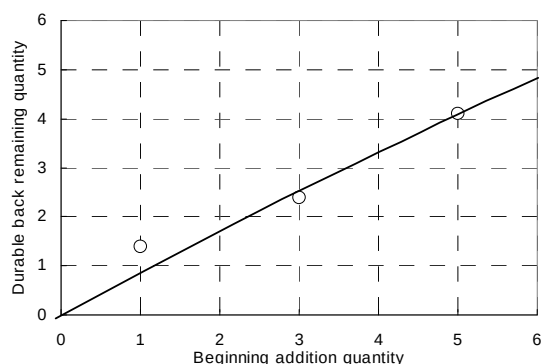


Fig.16 Ag sublimation durable confirmation

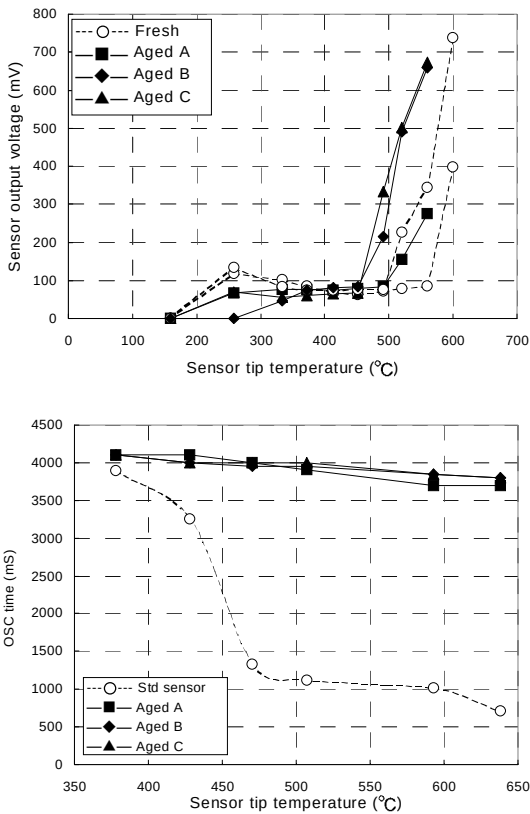


Fig.17 Catalyst durable confirmation

5. まとめ

CNGエンジン用の酸素センサは触媒の上下流で、要求性能が相反していることが大きな特徴であり、これらの特徴を踏まえ夫々のモデルガスによる特性評価法を確立することにより、CNGエンジンに適したOBD-II対応O₂フィードバックシステム用としての酸素センサの開発が出来た。

上流側では積極的にCH₄, H₂を燃焼させる必要があるため、触媒コート層を設け電極の活性を向上させる対応を行なった。

これに対し、下流用酸素センサについては触媒を通過して来るCH₄が、OBD-II項目である触媒の劣化検知時の酸素センサ素子温度に於いて依存性を持ち、センサの反転周期を変動させ劣化検知の妨げとなるため、素子にAgを担持し、選択的にCH₄の影響を抑制した。

参考文献

- 1) Keiichi Saji, Haruyoshi Kondo, Takashi Takeuchi, Iseimi Igarashi, 「Voltage Step Characteristics of Oxygen Concentration Cell Sensor for Nonequilibrium Gas Mixtures」, J. Electrochem. Soc., Vol.135, No.7, 1686-1691(1988)

謝 辞

本酸素センサの開発にあたり、日本特殊陶業(株)の皆様にご多大のご協力をいただきました事を、ここに感謝申し上げます。

■ 著 者 ■



久保田 宏



細貝 誠一



藤田 博之



大川 哲平



水谷 昭夫



松崎 浩

自動車用GaAs Hall ICセンサの開発

Development of GaAs Hall IC sensor for Automobile Usage

関 英 男* 石 川 一 郎* 大 根 健 一*
Hideo SEKI Ichirou ISHIKAWA Kennichi OHNE

岡 本 久 順** 福 田 一 実**
Hisanori OKAMOTO Kazumi FUKUDA

要 旨

現在、自動車に用いられる車速検出は、要求精度に合わせてさまざまな方法が使われている。具体的には、検出可能な速度範囲と耐熱性上の制約から、高耐熱だが極低速が検出できないコイル方式と、停止まで検出できるが耐熱性上限界がある半導体方式を使い分けている。

近年、制御の高度化から、一部用途において低速検出への必要性が高まっている。又、部品の共通化の観点からも、高耐熱で極低速検出が可能なセンサが望ましい。

今回、耐熱性に優れたガリウム砒素半導体を用いて、高耐熱で極低速検出が可能なセンサを開発したので報告する。

ABSTRACT

Due to the limit of functions, several methods are used to measure driving speed. In concrete, the limits of speed range and heat toughness need proper use of coil type, which has good heat toughness and less sensitivity for low speed, and semiconductor type, which has enough sensitivity for low speed and lower temperature limit.

Lower speed sensing is required for up to dated control in several usage. Sensor which has adequate heat toughness and low-speed-sensitivity is convenient as parts commonality.

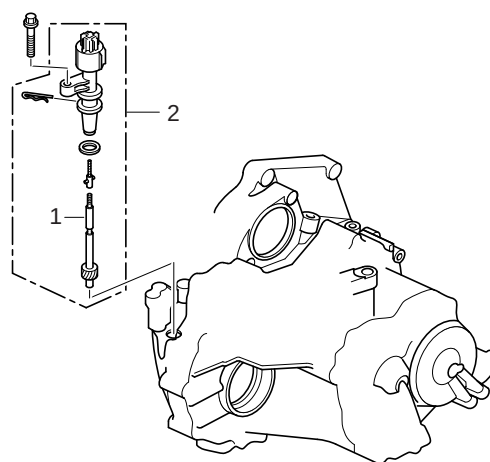
In this report, desirable sensor is developed by adopting garuium-arsenide semiconductor.

1. まえがき

車速の検出は車の制御の最も基本的な要素技術でありながら、未だ統一された方法が確立されておらず、さまざまな方法が採用されている。

現在最も一般的に、車速を生み出す駆動系ギアの回転検出用に使われている方法として、コイルと磁石を使った誘導起電力方式がある。この方式は耐熱性が高く構造も簡潔だが、原理的に極低速の対象・停止した対象の位置検出ができない。昨今、ナビゲーション用の位置検出の高精度化から、低速走行時の移動量も正確に把握したいという必要性があり、コイル方式に代わる半導体磁気センサ方式が採用されている。

一方一般的にこの様なセンサにおいては、検出したい回転対象はトランスミッションケースの中の様な高温となる雰囲気下にある場合が多い。その為、Fig.1の様にド



1 : Driven gear, 2 : Sensor Assy

Fig.1 Conventional speed sensor built-in transmission

*和光基礎技術研究センター

**栃木研究所

Table 1 Characteristics of conventional methods

Method	Light	Magnet	
Main device	Semiconductor	Coil	Semiconductor
Low speed	○	×	○
Heat toughness	△	○	△
Mist toughness	△	○	○
Construction	complicated	simple	complicated

ライブ／ドリブンギアを用いて、比較的高温でない位置まで回転を機械的に取り出せる構造を付加して検出している使用例が多い。又、磁気センサではなく、半導体光センサ方式を用いる場合もあるが、この場合は外部からの塵・水蒸気の影響を受けない様に頑強なシール構造が必要である。この為構造的に複雑になり、コストが高くなっている。各方法の比較をTable 1に示す。

本開発においては、停止状態からでも検出できる耐熱性の高いセンサを開発したので報告する。

2. 開発のねらい

本開発において従来方式に対し機械部構造をスリム化する為、次の要件を満足するセンサを開発することをねらいとした。

即ち、高耐熱の半導体センサを実現すること。具体的には、従来のシリコン(以下Si)半導体に比べ耐熱的に潜在能力の高いガリウム砒素(以下GaAs)半導体を用い、150℃以上で連続使用可能なセンサを実現することである。

この為の課題として次の項目が考えられる。

- (1)磁気検出素子として、S/N比や特性バラツキを考慮し、信号出力要求を満足すること。
- (2)GaAs半導体の持つ高耐熱性を活かせる構成を工夫すること。
- (3)GaAs半導体の材料コストが高いという問題を克服すること。

以下これらの課題に対する対策手法、開発したセンサについて示す。

3. 対策手法

3. 1. 検出原理

本センサの検出原理をFig.2に示す。

検出対象である回転しているギア(図中A)の近傍に磁石(図中B)を配置すると、磁石との間隔が狭いギア歯先の部分(図中C)には磁力線が集中し、歯底の部分(図中D)では疎になる。検出対象と磁石の間で、ちょうど歯

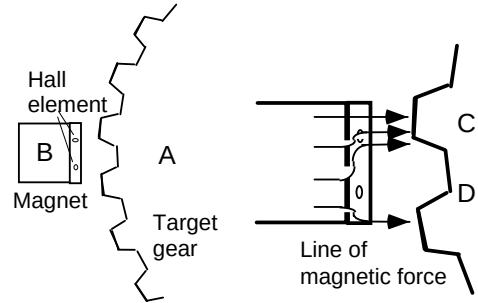


Fig.2 Sensing principle

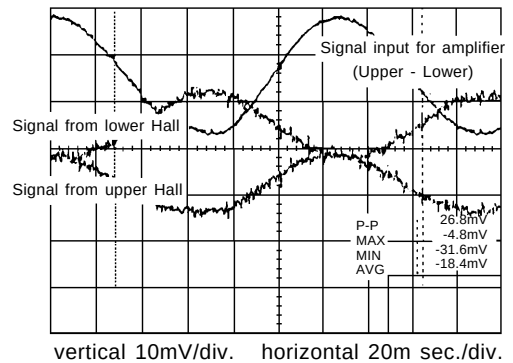


Fig.3 Signal from each sensor

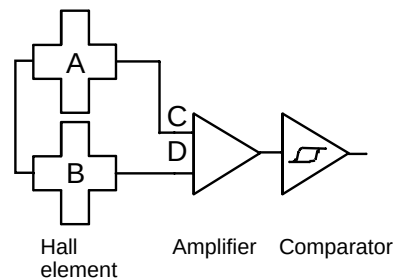


Fig.4 Circuit diagram

ピッチの半分の距離だけ互いに離れた位置に磁力線の疎密に応じた電気信号を出すHall素子を2つ配置すると、検出対象の回転によって個々の位相が180度(π)ずれたFig.3のような信号が得られる。この2つの信号は位相が異なる以外は、他のノイズ成分(例えば、電源ノイズ、バイアス磁場によるオフセットノイズ)が同じになる為、2つの信号の比較により純粋に回転だけが取り出せる。又、停止していても、ギアの歯先・底の位置(正確には、ギアの歯先がどちらのHall素子に近いかが検出できる。

基本原理を元にした回路構成をFig.4に示す。2つの信

号は次段のアンプで増幅され、コンパレータで比較され、最終的に回転に対応したデジタル信号を出力する。尚、得られたデジタル信号は、従来のコイルから得られるアナログ信号に比べて耐ノイズ性が高く、信号出力を送信する上でシールドが不要な為ハーネスコストが安くすむというメリットもある。

尚、本稿においては、以降磁気を検出する部分を素子、素子からの信号を処理する部分をIC、磁石を含めた全体をセンサと呼んで区別する。

3. 2. 磁気検出素子の特徴

Fig.4の構成において、図中のC点、D点の電位は次の様に表せる。

$$V_c = 1/2 \times (S_a \times B_o + S_a \times B_r(t)) + V_{off_a} \quad (1)$$

$$V_d = 1/2 \times (S_b \times B_o + S_b \times B_r(t + \theta)) + V_{off_b} \quad (2)$$

ここで

S_* : 素子*の感度(*=a,b)

B_o : バイアス磁場の強度

$B_r(t)$: 対象の回転に因って生じる磁場の変化

θ : 2つのセンサー位置の差から生じる位相差

V_{off_*} : 素子*の持つ出力誤差(*=a,b)を示す。

$B_r(t)$ は通常の伝達用ギアを対象とした場合、

$$B_r(t) = B_r \times \sin(2\pi \times g \times r \times t) \quad (3)$$

この様に近似できる。ここで

g : ギア歯数

r : 回転速度

である。

前述3. 1. の様に位相差 θ は π であることから、(3)を用いて(1)、(2)は次のように表せる。

$$V_c = 1/2 \times S_a \times B_o + V_{off_a} + 1/2 \times S_a \times B_r \times \sin(2\pi \times g \times r \times t) \quad (4)$$

$$V_d = 1/2 \times S_b \times B_o + V_{off_b} - 1/2 \times S_b \times B_r \times \sin(2\pi \times g \times r \times t) \quad (5)$$

従って2つのHall素子の感度が等しく($S_a = S_b$)、 V_{off_a}, b が $S_a, b \times B_r$ に比べて十分に小さい時、(4)、(5)より

$$V_c - V_d = S_a, b \times B_r \times \sin(2\pi \times g \times r \times t) \quad (6)$$

という信号がアンプに入力され、回転が取り出せる。 B_r は回転対象であるギアの形状やギアとの距離によって決まってしまう為、回転を取り出すには、感度が大きく特性バラツキが少なく出力誤差の小さいHall素子を用い

ることが必要である。Hall素子感度は半導体中の電子の移動速度に比例する。GaAsは耐熱性が高いほかに高速デバイスでもあり、Siの電子移動速度が $1500\text{cm}^2/\text{V}\cdot\text{sec.}$ に対し、 $8500\text{cm}^2/\text{V}\cdot\text{sec.}$ と5倍以上の高速度すなわち高感度を持っている。次に出力誤差だが、これはHall素子形成時の電極と半導体層との重ねあわせ誤差と、GaAs結晶中の微小バラツキに起因している。素子形成時の精度の向上と結晶の高純度化により、出力誤差は従来比半分以下のレベルに改善された。今回開発したセンサにおける $S_a, b \times B_r$ (Signal Voltage)の分布をFig.5に、 V_{off_a}, b の分布をFig.6に示す。感度が大きく、又特性の揃ったHall素子を使用していることにより、安定した検出が可能である¹⁾。

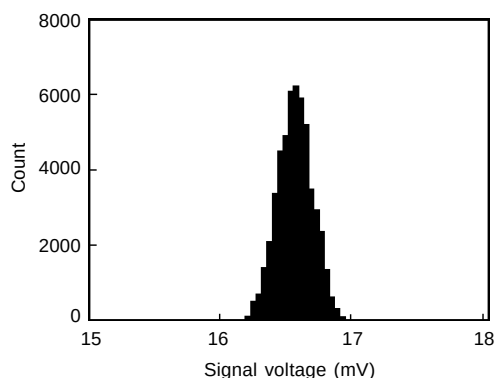


Fig.5 Histogram of signal voltage ($S_a, b \times B_r$) under 0.03 Tesla bias

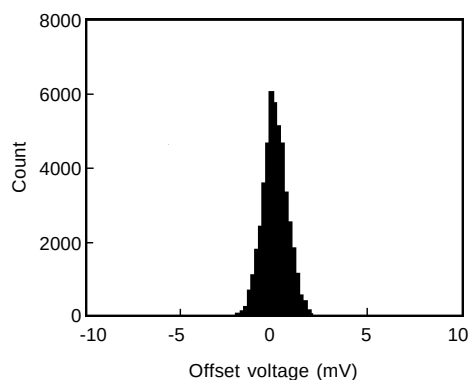


Fig.6 Histogram of offset voltage (V_{off_a}, b)

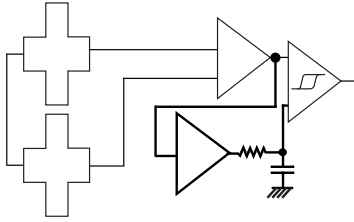


Fig.7 Recent circuit with high pass filter in Si Hall sensor device

余談ながらSiはGaAsに対して感度が低い為、しばしば式(4)(5)において $S_{a,b} \times B \propto V_{off,a,b}$ となってしまう。この為回路をFig.7の様にして誤差分(直流分)を除いてしまう方式が広く用いられている。但しこの場合は、一定周波数以上の交流成分のみしか処理できない為、低速の検出ができないという問題がある。

3.3. 高耐熱性の確保

半導体ICの基本構成要素である、トランジスタ、抵抗、ダイオードは主としてその動作層中の励起電子の濃度により特性が決まってくる。電子が励起状態と非励起状態の間を移動するには2つの状態間のエネルギーの山を越える必要があるが、温度の上昇により電子の持つエネルギーが大きくなってくるとこの山を越えるものが増えてくる。高温になると半導体はこの山を越えてきた電子の影響により、漏れ電流の増加等の特性低下を起こし最終的には導体と言って良い状態になる。

熱起因の電子濃度

$$n = \sqrt{((N_c \times N_v) \times \exp(-E_g / (2 \times k \times T)))} \quad (7)$$

ここで

N_c : 導電帯の状態密度

N_v : 価電子帯の状態密度

E_g : エネルギーバンドギャップ

(Table 2中のBand gapに該当)

k : ボルツマン定数

T : 温度

を示す²⁾。

従って高温でも安定して動作する半導体を作る上で、最も基本的な方法はこのエネルギーの山(上式(7)中の E_g)が大きい材料を選定することである。Table 2に各半導体材料の特性、それを用いた素子の動作範囲を示す。

温度による特性劣化を補正する最近の構造上の工夫

Table 2 Property of semiconductor materials

	Unit	Ge	Si	GaAs	SiC	C (Diamond)
Band gap	eV	0.66	1.12	1.42	2.99	5.47
Theoretical temp. limit	°C	110	280	460	870	1100<
Production temp. limit	°C	80	150	240	450	450
Material lost ratio	Si=1	5	1	5	16	30<

(SIMOX等)により、動作温度範囲は大きくなってきているものの、Si素子では150°C前後が現状の上限と考えられている。これに対しGaAs素子は現状、実力として200°C以上、理論上は400°C前後までの動作が可能である^{3)~8)}。

高温動作の確保の上で次に重要なのは、素子レベルで得られた動作を回路・ICレベルで実現することである。いかに励起状態と非励起状態の間のエネルギーの山が大きろうと、温度によってこれを越えてくる電子はゼロではない為、全ての半導体素子は温度による特性変化をもつ。そこでこの特性変化を抑える回路上の工夫が必要である。

そこで本開発では、コンパレータまでの回路を全て二系統用意し、それらを完全に対称に造ることにより温度特性を低減した。

Fig.8に本センサの動作点の温度による変化を示す。二本の線はセンサ出力がOFFからONに変化する磁場(グラフ中のOperating magnetic field)及びONからOFFに復帰する磁場(同Releasing magnetic field)を示す。温度特性が良いということは、この二本の線が並行に真っ直ぐに伸びていることを意味するが、この様に175°Cまで動作点のズレの無いことが確認できた。本ICを用いることで実車においても良好な温度特性を持つセンサが期待できる。

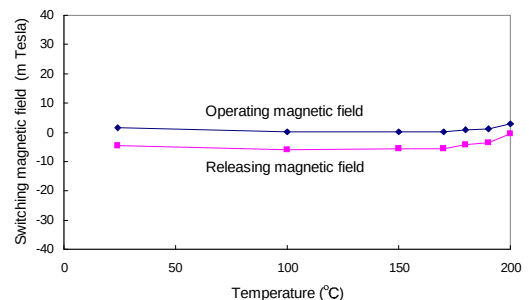


Fig.8 Characteristics of developed GaAs sensor through temperature

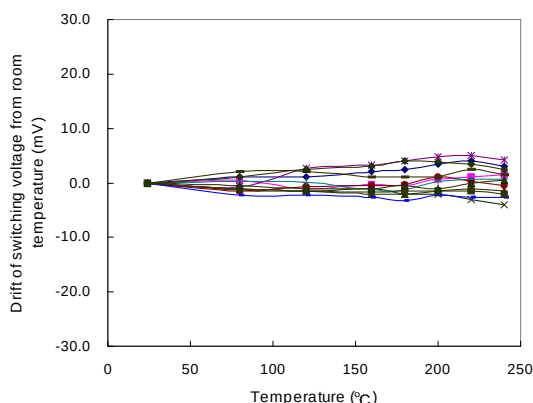


Fig.9 Characteristics of developed GaAs IC through temperature

尚、Fig.8中200°CにかけてReleasing magnetic fieldが若干変化しているが、これはICのパッケージ樹脂の物性的限界点から来ていると考えられる。Fig.9にGaAs IC単独でのスイッチング電圧の温度特性を示す。バラツキが少なく240°Cまでの動作が確認されている。

3.4. 材料コストの低減

GaAsは半導体材料としてこれまで述べてきた様に、耐熱性の点で優れた特性を持っているが、その材料としてのコストが高いという問題がある。(Table 2参照)

一般に半導体は材料コストを下げる為に、回路の集積度を上げてチップの面積を少なく抑える方法をとるが、本センサの場合2つのHall素子の間隔をギアのピッチの半分だけ取らなければならない為、IC部分の集積度を上げてチップの面積を小さくできない。そこで本開発では、センシング部分であるHall素子と信号処理部分であるICを分離し、それらをワイヤーで繋ぎ樹脂でパッケージングするマルチ・チップ・モジュール(Multi-Chip-Module 以下MCM)構造を採用した。Fig.10にMCM内部を示す。

これにより、モジュール1.75のギアを対象とした場合で、必要なGaAsの面積は1チップの場合に比べて1/3以下に減少し、GaAsの材料費を抑えることが実現できた。又、本構造を採用することにより、ICの回路パターンを変更せずにHall素子間隔を変えることにより、最小1.6mmピッチまで(Hall素子間隔は0.8mm)対応することが可能となった。即ち、変更した場合最もコスト・時間

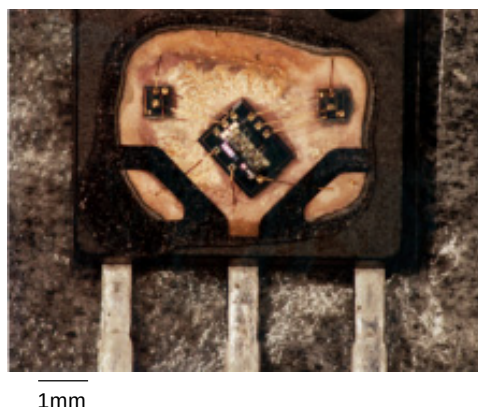


Fig.10 Inside view of Multi-Chip-Module

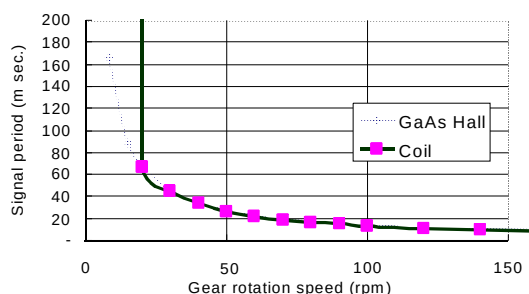


Fig.11 Relationship between rotation-speed and signal-period

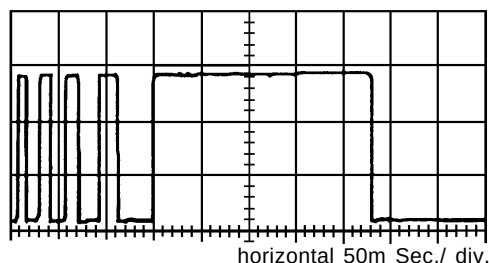


Fig.12 Output signal till to be stopped

がかかるIC部分は共通のまま、汎用的に活用が可能である。

4. 性能評価結果

4.1. 低速回転検知能力

Fig.11に対象ギアの回転速度と、出力信号周期の関係を示す。極低速まで、周期は回転速度に反比例する関係を保っている。Fig.12に実車テストにおいて停止寸前の出力を示す。この時の出力をECUで処理することより車

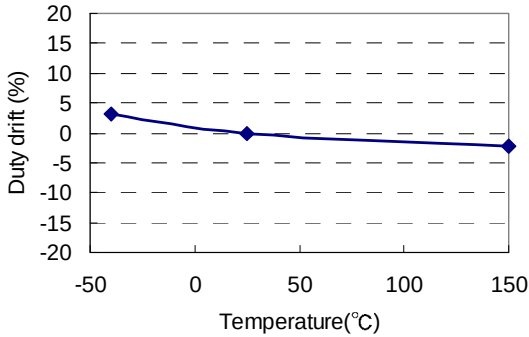


Fig.13 Duty drift through temperature

速0 km/hが得られる。車両の制御上停止判断が必要なシステムへの活用が可能なが確認できた。

4. 2. センサAssyでの温度特性評価

センサAssyとしての性能は、得られるデジタル出力のON時間の比率すなわちDuty比で評価した。Fig.13に各温度でのDuty変化量を示す。トランスミッションにおける温度要件である $-30^{\circ}\text{C} \sim 150^{\circ}\text{C}$ にわたって、開発されたセンサは良好な特性を有していることが確認できた。

5. 今後の展開

5. 1. 適用拡大への展開

今回の開発の中で、車速検出用としての性能が確認できた。今後は本センサをベースに以下の様なシステムへの適用拡大が可能と考えられる。

- (1) MCM内部のHall素子間隔を小型パルサ用に縮小することで、車輪系・ステアリング系の回転センサへの適用。
- (2) MCM内部のHall素子間隔を縮小し、デジタル出力の反転タイミングゾーンを狭くし高精度化することで、エンジン系の回転センサへの適用。

5. 2. 多機能化への展開

基本的に高耐熱のICが可能となった為、半導体回路で構成・実現できる機能はICチップ部に内蔵させることができる。Fig.14に基本機能である回転のデジタル出力に加え、回転のアナログ出力・雰囲気温度出力を加えたプロトタイプを示す。

これらの機能の追加であれば、ICの面積としては殆ど増加させることなく付加することができる。これによ

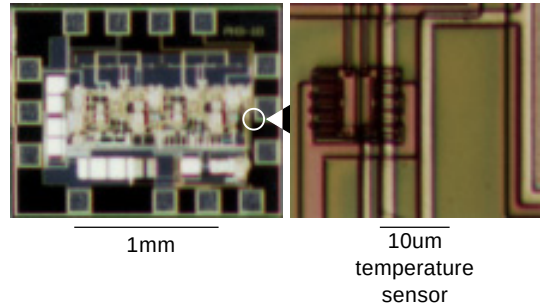


Fig.14 Overview of prototype GaAs IC which has additional functions

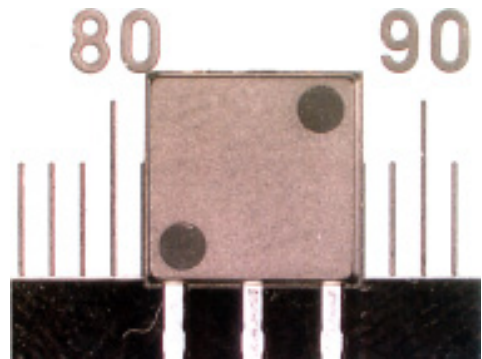


Fig.15 Outlook of Multi-Chip-Module

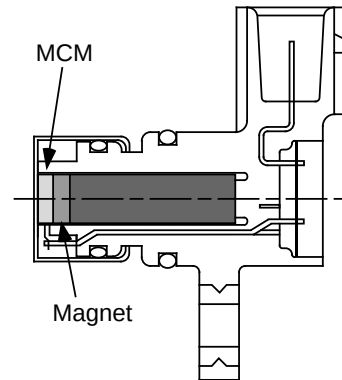
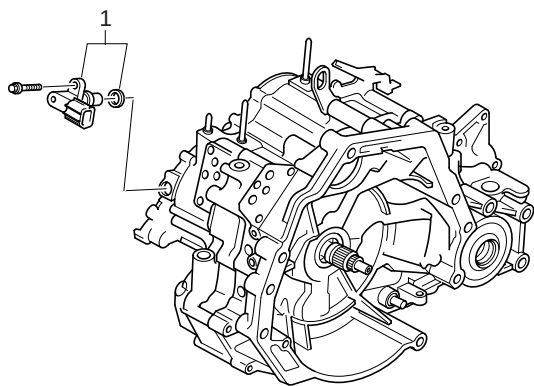


Fig.16 Side view of sensor assy

り、例えばトランスミッションのギア回転とトランスミッション油温が同時に検出できるようになり、センサーフュージョンの実現が期待できる。

6. まとめ

Fig.15に今回開発したMCMの外観を、Fig.16に検出部に



1 : Developed sensor assy

Fig.17 Developed sensor built-in transmission

MCMを搭載したセンサAssyの外観、Fig.17に車速検出用にトランスミッションに取り付けられた状態を示す。Fig.1と比べて補助の機械部品が無くギアの回転を直接検出できている。又耐熱性の他に、本センサは車における耐電磁波障害性、耐久信頼性を満足している。

今回の開発により、

- (1)高耐熱の半導体材料であるGaAsを用いて、175℃まで動作可能な、対象の停止状態まで検出できるセンサを実現した。
- (2)トランスミッション内のギア回転検出用として、実車適合性が確認できた。

7. あとがき

GaAs ICセンサを車両運動制御用に適用することは世界初である。1998年式新型Accordのトランスミッション内ギア回転センサへの適用にあたり、日立電線殿・ケーヒン殿には多大な御協力をいただきました。本紙面をお借りしてお礼申し上げます。

参考文献

- 1) Hisashi Tate(Hitachi-Cable) Hideo Seki(Honda R.&D.) 「GaAs Hall Effect Sensor IC for Automobile Usage」1998 SAE
- 2) S. M. Sze 「Semiconductor Device」John Wiley & Sons, 185
- 3) 高田育紀(三菱電機)「シリコン・パワーデバイスの高温動作で問題となる事柄」第7回高温エレクトロニクス研究会、1997
- 4) 右高正俊(豊田工業大学)「シリコン高温ICの開発」第6回高温エレクトロニクス研究会、1996
- 5) 木本恒暢(京都大学)「SiC半導体デバイスの最近の進展」第5回高温エレクトロニクス研究会、1995
- 6) 滝川光治(豊田中研)「自動車用高温エレクトロニクスデバイス」第1回高温エレクトロニクス研究会、1991
- 7) 板倉啓二郎(松下電子工業)「GaAsホールICの設計と試作」、電子通信学会1987
- 8) 「耐環境半導体デバイス技術の現状と展望」NTTアドバンステクノロジー、1990

■ 著 者 ■



関 英 男



石 川 一 郎



大 根 健 一



岡 本 久 順



福 田 一 実

セグメント接着方式における自動車用湿式クラッチの摩擦特性について

Friction Property of Segment Bonded Type Wet Clutches for Automatic Transmission

三浦 達人* 関根 登*
Tatsuhito MIURA Noboru SEKINE

畔上 敏明* 村上 康則*
Toshiaki AZEGAMI Yasunori MURAKAMI

要 旨

自動車用自動変速機に使用されているペーパー系湿式多板クラッチ(セグメント接着方式)の溝形状およびクラッチ摩擦材気孔特性の動摩擦特性への影響についての解析を試みた。解析手法として、クラッチ摺動面可視化による係合時の摩擦材接触状況の観察およびライニング面での自動変速機油(以下、ATF)浸透速度の測定による油膜排除性の評価を行った。これにより湿式クラッチ係合時における初期動摩擦発生要因の把握を行った。溝数の多い(多セグメント形状)クラッチディスクでは、ライニング面でのATFの浸透性に影響され難く安定した動摩擦特性が得られる。

ABSTRACT

The effect of the groove configuration of segment bonded type paper-based wet clutch and porosity of friction materials on dynamic friction property was evaluated in this paper. This evaluation was carried out through a visualization of sliding surface of the clutch disk and a measurement of the automatic transmission fluid permeation speed into the lining at the surface of friction plate. Friction plate configurations with large numbers of grooves (segments) exhibited stable dynamic friction properties with respect to changes in the oil permeability of the friction materials through this evaluation.

1. まえがき

自動車用自動変速機(以下、AT)に対する、変速商品性、信頼性、省燃費化などの性能向上要求が年々高まってきた中で、現在、AT用クラッチとして広く使われ、上記性能に大きく影響するペーパー系湿式クラッチに対しても、同様の要求が高くなってきている。湿式クラッチの重要な特性の一つである動摩擦特性は、ATのトルク伝達特性に関わり、変速商品性に大きな影響を及ぼすことから、クラッチ動摩擦特性の安定化は大きな課題となる。

最近時、本田のATにおいてセグメント接着方式のクラッチディスクの採用が増加してきており、このセグメ

ント形状の違いによるクラッチ動摩擦特性への影響度の解析を行ったのでその内容を述べる。

解析にあたり、セグメント形状の違いによる影響と同時に、ペーパー系摩擦材の特徴である材料気孔特性の違いの影響も同時に解析した。クラッチ動摩擦特性への影響度、メカニズムを把握するため、動摩擦特性の測定、クラッチ係合時の摺動面の可視化観察、ライニング面自動変速機油(ATF)浸透速度測定を行ない、動摩擦特性と摺動面油膜排除性との相関を考察した。最後に、クラッチバック単体耐久テストにより、セグメント形状の違いおよび材料気孔特性の違いによる動摩擦特性の耐久安定性の評価を実施した。

*栃木研究所

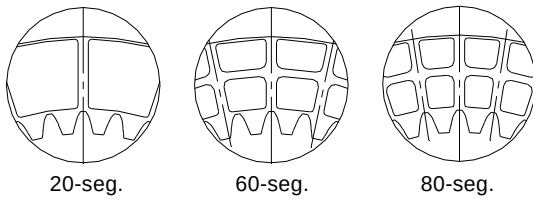


Fig.1 Groove patterns of friction plates

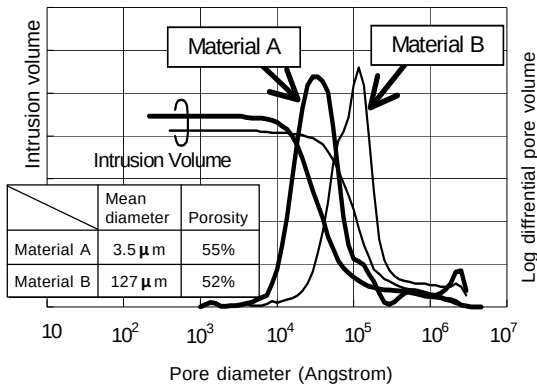


Fig.2 Pore distribution of material A&B

2. クラッチ摩擦特性

2. 1. ディスク仕様

動摩擦特性に対する湿式クラッチの溝形状、材料気孔特性の影響について解析のため、以下に示すクラッチディスクを用意した。

試験ディスク形状として、抄紙および樹脂含浸後のペーパー系摩擦材を任意形状にカットし、ディスク芯板への接着による方式(セグメント接着方式)にて三種のディスク形状すなわち、円周方向に20分割した20セグメント形状、円周方向に30分割、径方向に2分割した60セグメント形状、円周方向に40分割、径方向に2分割した80セグメント形状ディスクを製作した。ディスクセグメント形状をFig.1に示す。ディスク溝巾は、放射溝巾0.75mm、中央部円周溝巾1.0mmとした。ディスク摩擦材片面面積は、それぞれ 39.2cm²(20-seg.)、32.5cm²(60-seg.)、30.7cm²(80-seg.)である。

試験ディスク摩擦材料として、二種類(A、B材)の気孔特性の違うペーパー系摩擦材を用意した。水銀圧入法により測定した気孔特性値をFig.2に示す。摩擦材料気孔特性は、平均気孔径で比較すると、A材<B材の位置付けにある。

Table 1 Test conditions

Engagement speed (rpm)	3000
Inertia (kgm ²)	0.147
Lining pressure (MPa)	0.34, 0.57, 1.05
Oil volume (cc)	800
Oil temperature (°C)	60, 80, 120
Oil type	ATF
Lining diameter (mm)	φ120(O.D.)×φ94(I.D.)
Lining thickness (mm)	0.4
Mean radius (mm)	56
Number of friction surfaces	6

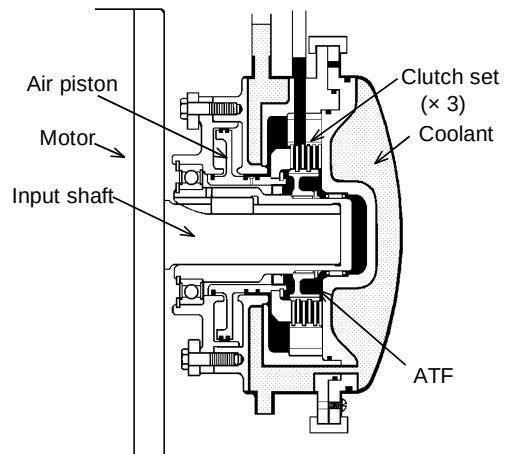


Fig.3 Schematic of SAE#2 tester

2. 2. 試験条件

Fig.1、2に示す各クラッチディスクの動摩擦特性をSAE#2慣性試験機にて測定、評価した。Fig.3にSAE#2試験機の概要を、Table 1に試験条件を示す。相手プレートは、厚さ2.3mmの鋼板プレートとした。

2. 3. 動摩擦特性

Table 1に示す、ライニング面圧1.05MPa、油温100°Cの条件にて500サイクルの慣らし運転後、各ライニング面圧、油温条件にて動摩擦特性を測定し、結果をゾンマーフェルト数 $S = \eta \cdot V / P$ により整理した。ここで η はATF粘度(Pa·s)、 V はディスク有効半径摺動速度(m/sec)、 P はライニング面圧(Pa)を示す¹⁾。

ATF粘度は試験初期油温からASTM粘度式より換算した。動摩擦値の測定は2400rpmから400rpm迄、400rpm毎の回転数にて測定した。

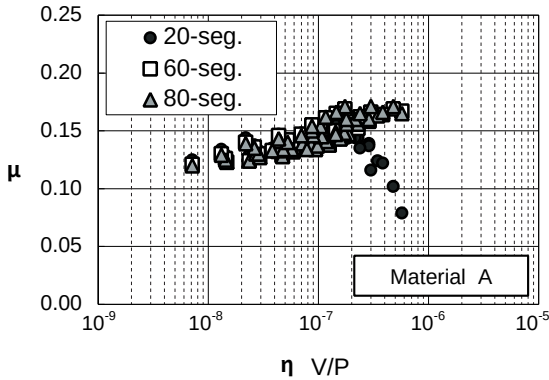


Fig.4 Effect of groove configurations

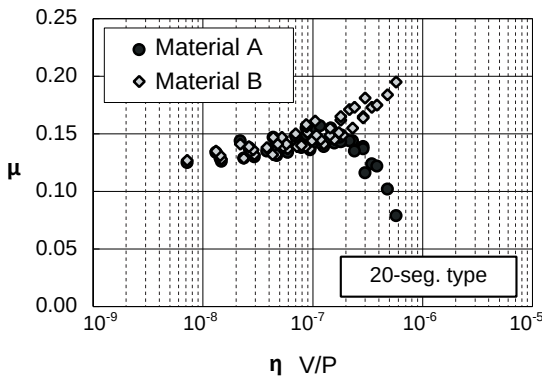


Fig.5 Effect of friction materials

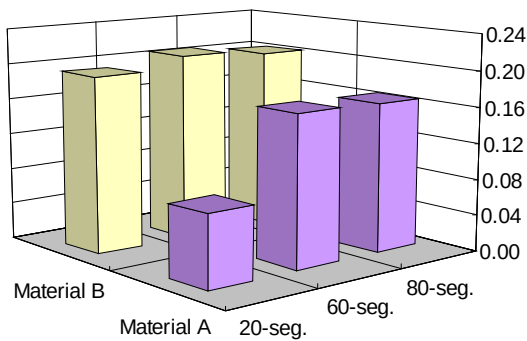

Fig.6 Comparison of μ_{2400}

Fig.4に三種の溝形状違い(A材)による摩擦特性測定結果をFig.5にA材およびB材による摩擦材気孔率特性違い(20セグメント形状)による摩擦特性測定結果を示す。S値の高い領域(1.0×10^{-7} 以上)において溝形状、摩擦材気孔率特性の違いそれぞれにより動摩擦特性が大きく変化しており、この摺動領域での動摩擦特性に差が見られた。

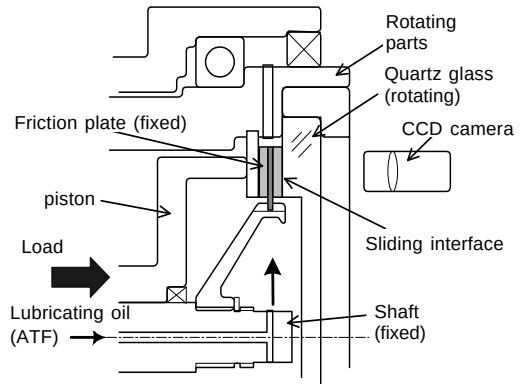


Fig.7 Apparatus of observing sliding interface

摩擦材気孔率特性および溝形状差による影響について、係合初期における2400rpm時の動摩擦値(以下、 μ_{2400} 、面圧0.34MPa、油温60°C、 $S = 6.4 \times 10^{-7}$)をとって比較したものを、Fig.6に示す。係合初期の動摩擦値(μ_{2400})に対し、20セグメント形状では材料差(Fig.2)が大きく影響し、60セグメント以上の多セグメント形状では、材料違いの影響は小さく高い動摩擦値を示した。平均気孔径の大きいB材においては、係合初期動摩擦値(μ_{2400})はいずれの溝形状においても比較的高い動摩擦値を示し、A材に比較して溝形状の影響が少ない特性を示した。

3. 可視化解析

3. 1. 可視化装置

2. 1. に示したディスクセグメント形状と摩擦材気孔率特性の動摩擦特性に対する差(Fig.6)を解析するため、クラッチ係合時の摺動面接触状況の可視化観察を行った。Fig.7に可視化装置の概要を示す。可視化に際しては、ディスク摺動面の画像撮影のため、クラッチディスク側を固定とし、相手面である石英ガラス面を回転させることにより、このガラス面を通しディスク摺動面の摩擦材接触状況を観察した。

試験モードは連続すべりモード(2400rpm、係合時面圧条件0.34MPa)とし、Fig.1、2に示した20および80セグメント形状ディスク、摩擦材としてA、B材を選び、クラッチ係合過程の摺動面状況をCCDカメラ(倍率 $\times 150$)により撮影した。画像は、ビデオ録画と同時に、デジタル画像のコンピュータ取り込みを行ない、同時に係合時に

Table 2 Test conditions of visualization

Rotational speed (rpm)	3000
Lining pressure (MPa)	0.34
Oil temperature (°C)	30-40
Oil flow rate (cc/min)	400
Oil type	ATF
Lining diameter (mm)	$\phi 120 \times \phi 94$
Lining thickness (mm)	0.4
Mean radius (mm)	56
Number of friction surfaces	2

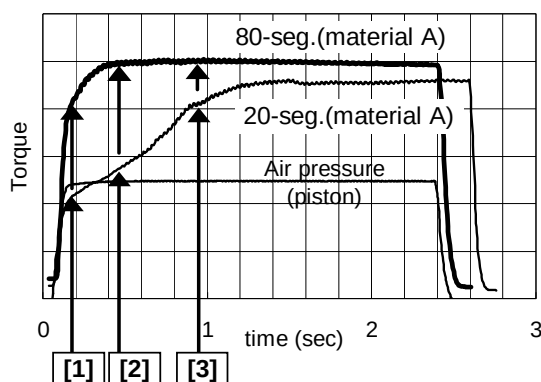


Fig.8 Torque trace and observation timing

発生する摩擦トルクの測定を行った。Table 2に試験条件を示す。

3. 2. 観察結果

係合時のトルク変化と摺動状態の撮影タイミングを、20セグメント(A材)および80セグメント(A材)の測定結果を代表してFig.8に示す。20セグメント(A材)では、係合直後のトルクが低く、時間経過と共にトルクが立ち上がって行く特性を示した。一方、80セグメント(A材)では、係合初期よりトルクの立ち上がりが高く安定した特性を示した。図中に示す[1]～[3]は、画像撮影タイミングを示す。

摺動面の係合時の観察結果を、Fig.9(20セグメント、A材)、Fig.10(80セグメント、A材)およびFig.11(20セグメント、B材)に示す。

20セグメント、A材ディスクでは、係合直後のトルクが低く(Fig.8)、時間経過と共にトルクが立ち上がって行く特性を示し、摺動面の状態(Fig.9)は、係合開始後、摩擦材繊維部を起点とし(初期接触部と考えられる)数個所

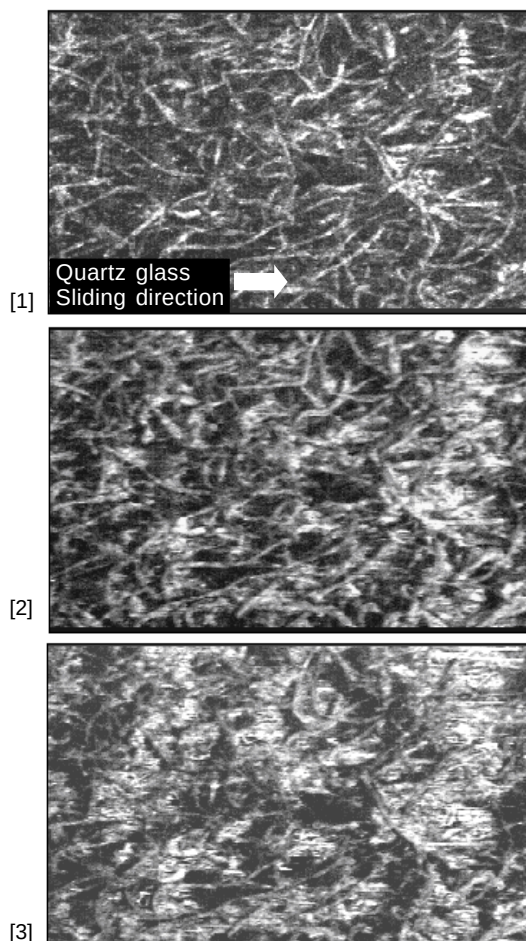


Fig.9 Sliding conditions of 20-seg., material A

から摺動方向後方に気泡の発生が見られ、徐々に気泡の発生領域が全域に広がっている。80セグメント、A材ディスクでは、係合直後より高いトルクが発生する一方(Fig.8)、摺動面状況(Fig.10)は、初期より摩擦材繊維部を起点とした摺動方向後方への気泡域が多数個所に発生し、急速に気泡域が広がっている。また、20セグメント、B材(平均気孔径大)ディスクでの観察では、Fig.11に示すように係合後の気泡域の発生が急激に増加していく係合状況が観察され、ここでは割愛するが、トルク発生も早く、80セグメント、A材ディスクと同様なトルク特性、係合状況を示した。

気泡域の発生と増加は、摺動面の実接触面積(摩擦材繊維部)の増加と考えられ、これにより係合後のトルクの発生と増加につながると考えられる。

クラッチ係合初期の接触面において、溝形状、摩擦材

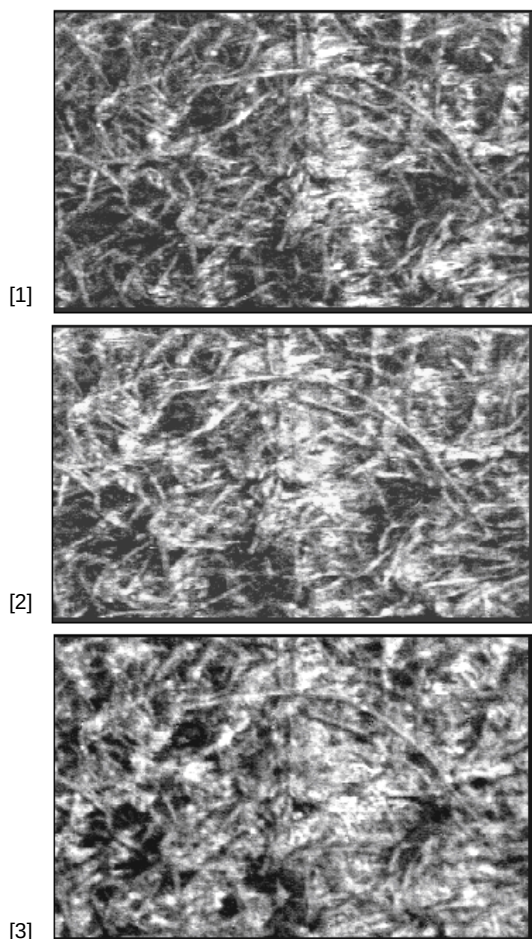


Fig.10 Sliding conditions of 80-seg., material A

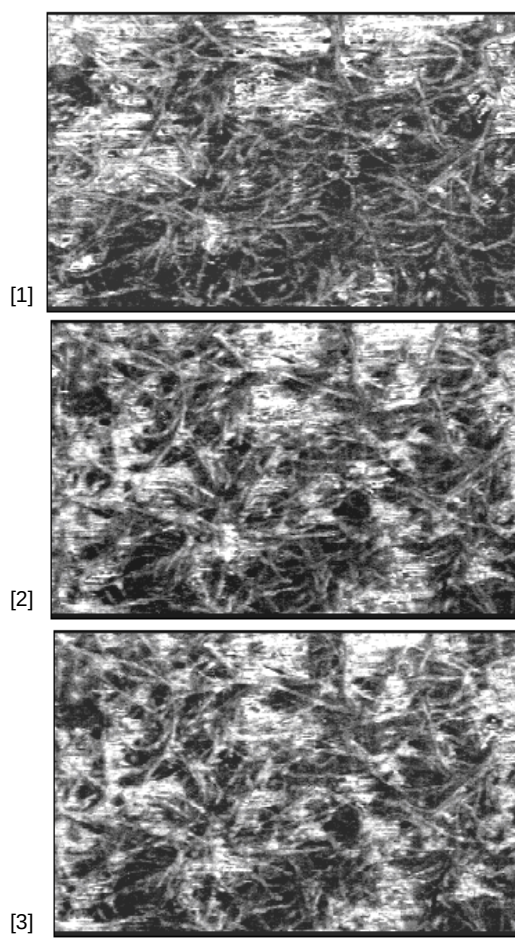


Fig.11 Sliding conditions of 20-seg., material B

気孔特性の差により油膜介在の差が発生し、係合後のディスク摺動面の接触率とトルクの発生(初期動摩擦値)に差ができると考えられる。気孔性を持つペーパー摩擦材の係合時の油膜状態については、油膜のある流体潤滑状態から繊維等の接触を伴った混合潤滑状態(油膜混在)への遷移と考えられ²⁾、20セグメント、A材(平均気孔径小)では摺動面の初期油膜排除性が悪く、一方80セグメント、A材(平均気孔径小)あるいは20セグメント、B材(平均気孔径大)では摺動面の初期油膜排除性が高く、これが初期動摩擦値の発生差になると考えられる。

ディスク摺動面、摩擦材繊維部に見られた気泡は、摺動繊維部に発生する負圧部に、ATF中、またはフェーシング摩擦材中のエアがトラップされたものと考えられるが、詳細の解明は今後の課題と考える。

4. 浸透性解析

4. 1. 浸透速度測定装置

可視化観察の結果より、初期動摩擦値の大きさはクラッチ係合初期の摺動面の摩擦材接触性(油膜排除性)に影響されと考えられ、クラッチ係合時における材料気孔特性差による油膜の浸透排除効果の把握が必要と考えられる。ディスク材の油膜排除効果を把握する上で、摩擦材の持つ気孔特性と共に、ディスク形状の影響を考慮する必要がある。溝の増加によりディスクセグメント形状は小型化し、この形状変化による油膜浸透性の影響を把握するため、Fig.1に示した各ディスクセグメント表面、中央部でのATF浸透速度を測定し、比較した。浸透速度試験装置の概要をFig.12に示す。

ATF浸透速度は各セグメント中央部、 $\phi 2.0\text{mm}$ 孔径部でのATF流入速度として定義した。ATFは空気圧により加圧

し、各加圧状態(以下、Pair)でのATF 1cc当たりの浸透時間より浸透速度を求めた。ディスクライニングの面圧は0.34MPaとした。測定ディスクは、試験前にSAE#2慣性試験機にて当たり付け後、油中にて充分含油した後に測定した。測定条件を、Table 3に示す。

4. 2. 浸透速度測定結果

Fig.13に、20および80セグメント形状ディスクとA、B材の組み合わせで、各セグメント面でのATF浸透速度を測定した結果を示す。80セグメント形状での浸透速度

Table 3 Test conditions of permeation speed measurement

Lining pressure (MPa)	0.34
Air pressure (MPa)	0.1、0.2、0.3、0.4
Oil temperature (°C)	30
Oil type	ATF

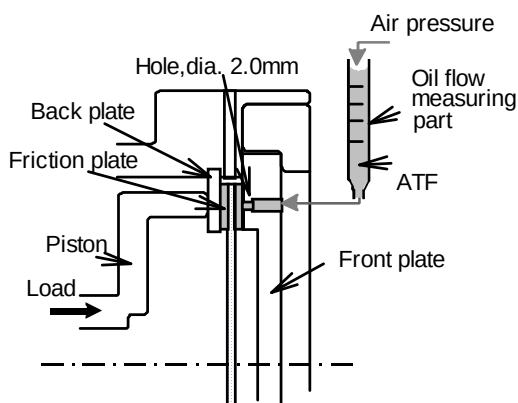


Fig.12 Apparatus for measuring the permeation speed

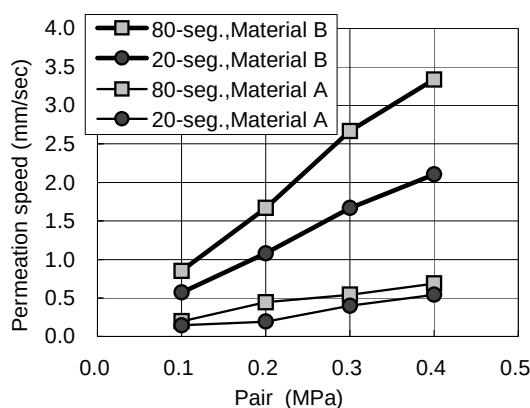


Fig.13 Permeation speed of each segment

は、ディスク外側セグメントの中央部にて測定した。浸透したATFの流れは、ディスク摩擦材内部流れと接触表面からの流れの合成と考えられる。セグメント形状小型化(20→80セグメント)、材料平均気孔径増加(A材→B材)により浸透速度は増加し、また浸透速度はほぼPairに比例している。

Fig.14に20、60、80セグメント形状およびA、B材でのATF浸透速度比較結果を示す。Pairは0.3MPaとし、各ディスクのセグメント五個所の平均値で比較した。20、60、80セグメント形状での浸透速度比較では、60および80セグメント形状での浸透速度の差は少ない結果となった。

多孔性を持つ湿式クラッチ材の、係合過程スキューズ圧発生時の油膜厚さの変化は²⁾³⁾、摩擦材の浸透性、形状、ATF粘度、圧力等に左右され、本報で示す浸透速度の値は、ディスクライニング面の形状効果を含んだ浸透性を示すと考える。Fig.14に示す浸透速度差がクラッチ係合時初期における摺動面の油膜排除性の大小を示すと考え、Fig.6に示した係合初期動摩擦値(μ_{2400})との比較を行った。Fig.14の各セグメント形状における浸透速度と μ_{2400} との相関比較をFig.15に示す。

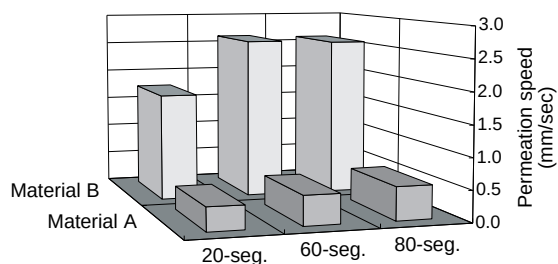


Fig.14 Comparison of permeation speed

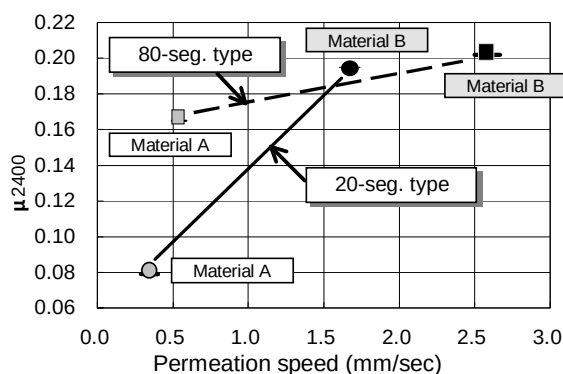


Fig.15 Relation between μ_{2400} and permeation speed

20セグメント形状では、ATF浸透速度の変化により μ_{2400} の値が大きく変化するが、80セグメント形状においては、浸透速度変化による μ_{2400} の変化は小さい。溝本数の多い、多セグメント形状ディスクにおいては、ATF浸透速度変化すなわち材料の気孔特性変化に対し、動摩擦特性が安定した傾向を示している。同一浸透速度での20セグメント形状と80セグメント形状との比較では、 μ_{2400} に差が見られ、この差が溝部による油膜の排出効果と考えられる。浸透性の低い材料において、動摩擦値に対し、溝数増加(多セグメント化)による油膜排除効果による影響が大きいと考えられる。

5. 耐久性の評価

5.1. 耐久条件

ディスク仕様差による動摩擦特性の耐久安定性を確認するために、クラッチバック耐久評価試験を実施した。耐久テスト装置として、慣性吸収式のクラッチバック試験機を用いた。クラッチバックのディスク枚数は三枚仕様とし、3000サイクルの係合耐久試験を実施し、耐久前後の動摩擦特性、ライニング面ATF浸透速度の変化を評価した。動摩擦特性は、2.2.で示したSAE#2慣性試験機を用いて測定し、ATF浸透速度は、4.1.で示した手法により測定した。クラッチバック試験機の概要をFig.16に、試験条件をTable 4に示す。

5.2. ディスク仕様

試験ディスク仕様はFig.1、2に示したものと同一仕様である。相手プレートとして、厚さ2.3mmの鋼板プレートをを用いた。

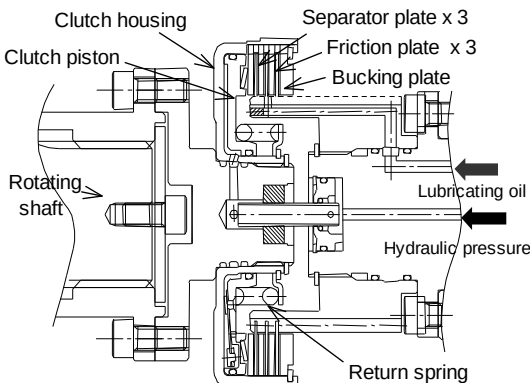


Fig.16 Schematic of clutch pack tester

5.3. 耐久結果

耐久前後の μ_{2400} (面圧0.34MPa、油温60℃)の変化をFig.17に、また耐久前後の各ディスクセグメント面における浸透速度の変化をFig.18に示す。浸透速度の測定条件はTable 3に示した条件とし、ATF加圧条件(Pair)は、0.3MPaとした。耐久後のATF浸透速度測定ディスクは、

Table 4 Durability test conditions

Engagement speed (rpm)	3000
Inertia (kgm ²)	0.833
Kinetic energy (J)	31000
Hydraulic oil pressure (kPa)	784
Piston area (mm ²)	800
Stop time (sec)	varied
Lubrication oil (cc/min)	800
Lubrication oil type	ATF
Oil temperature (°C)	100
Cycles of engagement	3000
Cycle interval (sec)	5on/15off
Number of friction surfaces	6
Pack clearance (mm)	0.8

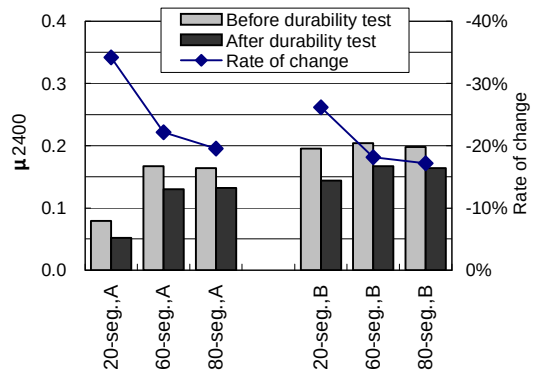


Fig.17 Change in μ_{2400}

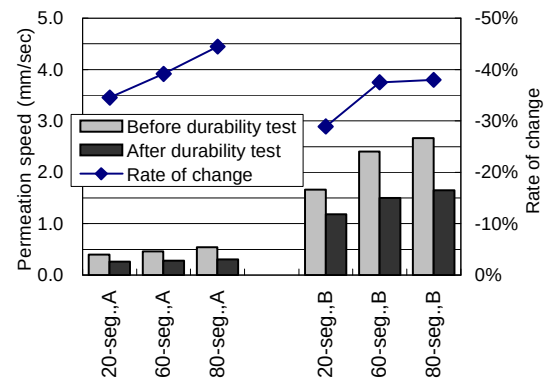


Fig.18 Change in permeation speed

クラッチパック中央部のディスクを代表として選択した。

$\mu 2400$ の耐久前後変化をみると、いずれの仕様も動摩擦値の耐久後低下が見られ、A、B材共、溝数の多い、多セグメント形状ディスクの動摩擦値低下が少ない傾向を示している。一方、ATF浸透速度は、いずれの仕様にも耐久後低下する傾向を示し、20セグメント形状ディスクに比較して、多セグメント形状ディスクの低下が大きい傾向が見られた。多セグメント形状ディスクでは、耐久前後の浸透速度変化に対し、動摩擦値の変化が少なく、より安定した動摩擦特性が得られている。

Fig.18に示す、耐久前後のATF浸透速度の低下は、ライニング材のへたり、目詰まりなどが原因として考えられるが、本耐久テストに見られた浸透速度の低下は、クラッチ係合面の発熱が高く、主にATF炭化物のデポジットによる目詰まりが支配的と考えられる。セグメント数が多い、より小型のセグメント形状における浸透速度低下が大きい傾向を示したのは、ディスク実面積差による発熱率(μ pv値大)の差による劣化差と考えられる。浸透速度が大きい摩擦材においては、耐久後もより高い浸透速度を持ち、高気孔径分布を持つ摩擦材は目詰まりによる耐久劣化に対し有利であるが、ディスク摩擦材選定の上では耐摩性、剥離強度などの他の耐久信頼性要因も同時に考慮して選定する必要がある。

6. まとめ

ペーパー系湿式クラッチ(セグメント接着方式)における、溝形状(セグメント形状)、材料気孔特性の動摩擦特性に対する影響について解析、評価し、以下の結果を得た。

- (1)クラッチディスク溝数の増加(多セグメント)により、ライニング材の平均気孔径増加と同様高い動摩擦値($\mu 2400$)が得られる。
- (2)ディスク形状差、材料気孔性差による摺動面の係合時油膜排除効果を、可視化により直接的に確認した。溝数の増加(多セグメント化)は、ライニング材平均気孔径増加と同様にクラッチ係合時摩擦材初期接触性が向上する。
- (3)ディスクライニング面での油膜排除効果を把握するために、ATF浸透速度を測定し、動摩擦特性($\mu 2400$)との比較を行った。溝数の多い多セグメント

形状ディスクでは、ATF浸透速度変化に対し、より安定した動摩擦特性が得られる。

- (4)クラッチパック耐久試験による、動摩擦値の耐久安定性を評価した。耐久後に動摩擦値の低下と同時に、ライニング面のATF浸透速度の低下が見られた。溝数の多い、多セグメント形状ディスクでは、耐久後のATF浸透速度低下に対し、動摩擦値の低下が少なく安定した耐久摩擦特性が得られる。

最後に、摩擦材の試作等に尽力していただいた(株)F.C.C.技術研究所、糸永氏、長谷川氏に謝意を表します。

参考文献

- 1) T.Matsumoto, "A Study of the Influence of Porosity and Resiliency of a Paper-Based Friction Material on the Friction Characteristics and Heat Resistance of the Material", SAE Paper 932924, (1993)
- 2) L.L.Ting, "Engagement Behavior of Lubricated Porous Annular Disks", Wear, 34, (1975)
- 3) H.Wu, "An Analysis of the Squeeze Film between Porous Rectangular Plates" Trans. ASME, 71-Lub-2, (1972)

■著 者■



三浦 達人



関根 登



畔上 敏明



村上 康則

動力伝達系における締結信頼性評価法と そのシミュレーション技術

Reliability Evaluation Method of Nut Tightened Condition in Power Transfer System and
Simulation Technique

高 木 良 有* 齋 藤 俊 博*
Yoshiari TAKAGI Toshihiro SAITO

左久間 信 次* 平 岡 昌 巳*
Shinji SAKUMA Masami HIRAOKA

要 旨

動力伝達系におけるナットを使った締結部について、動的な締結状態が定量的に判断できる評価技術を確立した。また、被締付け部品間のすべりによって生じる突き当て面の摩耗が原因となる締付け力の低下を予測する技術も確立した。

更に、本研究で得られた知見を用いて、運転時間の経過による締結状態の変化を解析するシミュレーション技術を構築し、締結部の信頼性評価を可能にした。

ABSTRACT

We have established reliability evaluation technique of nut tightened condition in power transfer system by which dynamically tightening condition can be quantitatively checked. Slip of tightening parts causes wear of contact faces which causes reduction of tightening force. We also have established technique of estimating such reduction of force.

Additionally, with results from this research, we have made up simulation technique of analyzing the change of tightened condition as operation time passes. This procedure is capable of evaluating reliability of tightened area.

1. はじめに

動力伝達部材を回転軸に結合する設計の一つに、ねじを使った締結構造がある。動力伝達部材は、スプラインを介して回転軸に圧入され、更に軸端末に配したナットによるねじの締付け力(以下、軸力と称す)を併用して結合される構造が一般的であり、その設計において、小型化要求と信頼性要求をいかに両立させるかが課題である。しかも、複雑な外力が繰り返し作用する動力伝達部材を回転軸に結合する場合、従来の静的なねじの弛み理論だけでは締結の状態を評価することが困難なため、実験によるトライ・アンド・エラーによって締結信頼性を評価せざるを得なかった。

本研究は、回転軸にナットを用いて動力伝達部材を結

合する構造において、ナットの動的な締結状態を定量的に評価する技術を確立し、更にその技術を基にシミュレーション解析技術を構築した。その結果、設計段階で締結部の信頼性の評価が可能になった。

本稿では、ここで得られた知見を述べる。

2. 締結の基本メカニズム

2. 1. 軸力と「ナットの自立状態」

ナットを使った締結構造は、ナットの締付けで生じる軸力により、おねじ側の回転軸に引張り力、被締結部材である動力伝達部に圧縮力が作用し、被締付け部品間の突き当て面に生じる摩擦力によりそれぞれの部品を回転軸に結合する構造である。また、ナットのねじ面、座面

にも被締結部材と同様に摩擦力が生じる。この摩擦力は、回転軸とナットの相対すべりを防ぎ働きをし、戻り回転せずにその位置に留まっている。この状態を「ナットの自立状態」と定義し、釣り合い状態をFig.1に示す。

2.2. 弛みの現象

ナットの締付けで生じた軸力が、外的影響により低下する現象を「弛み」と定義する。また、弛みの現象は「回転弛み」と「非回転弛み」の二つに大別でき、以下のように定義する。

(1) 回転弛みの定義

ナットの自立状態が崩れて弛み方向に相対すべりを生じ、軸力が低下する。この現象をナットの「回転弛み」と定義する。

(2) 非回転弛みの定義

ナットは、おねじ側の回転軸に対し相対回転ずれを生じないが、被締付け部品間の突き当て面摩擦により、軸力が低下する現象を「非回転弛み」と定義する。Fig.2に、締付けひずみ線図から摩擦量と軸力低下量の関係を示す。

2.3. ナットに作用する外力の検証

ナットに作用する外力成分を検証するために、動力伝達系締結部に負荷される入力形態を検討した。入力形態は回転軸に対し、軸直角方向と往復回転方向に負荷入力する形態があり、この二形態により、ナットに作用する外力成分を検討した。

軸直角方向の負荷入力の場合、ラジアル荷重成分と負荷入力による回転軸の変形による曲げモーメント成分がナットに作用する。

負荷入力方向が変わる往復回転方向の負荷入力の場合には、軸直角方向の負荷入力と同様にラジアル荷重成分と曲げモーメント成分がナットに作用するが、他にトルク成分が付加される。

これら二形態の負荷入力において、Fig.3に示す四種類の外力成分がナットに作用することが検証できた。

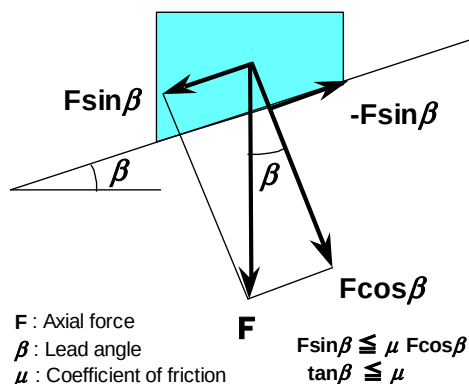


Fig.1 Independent condition of nut

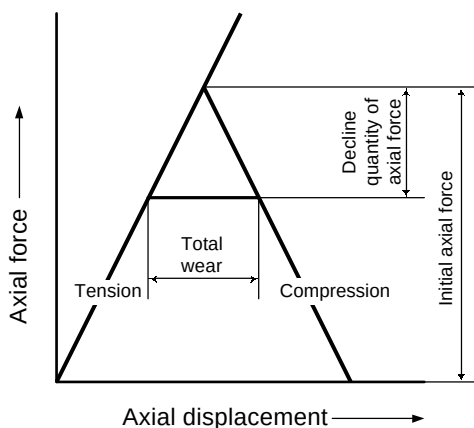


Fig.2 Tightening strain diagram

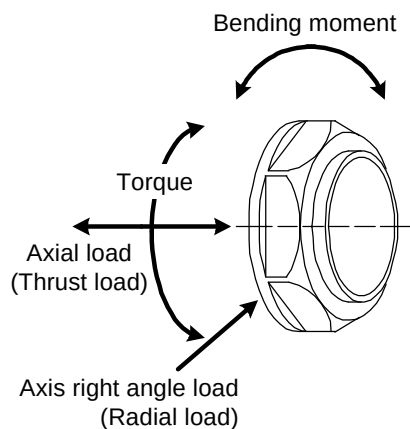


Fig.3 The external force component acting the nut

3. 弛みメカニズムの推定

(1) 回転弛みのメカニズム

ナットの自立状態が、2.3.項で検証した四成分の外力により、どのように影響されるかを推定した。四成分の外力は、ナットのネジ面、座面の摩擦力に対して軸直角方向と回転方向の二方向にそれぞれ作用し、ナットのねじ面、座面をすべらせる作用をし、自立状態を崩す働きを持っていると推定される。Fig.4は、ナット座面の摩擦円一点を示し、座面に作用する摩擦力と外力成分の関係を表したものである。

(2) 非回転弛みのメカニズム

被締付け部品の突き当て面には軸力により、高い面圧が生じる。一般的に被締付け部品間の金属接触面においては、すべりを生じさせない設計をするが、複雑かつ大きな外力が作用する動力伝達部材を締結部に構成した場合、その理想設計は困難であり、突き当て面がすべり、摩耗することにより「非回転弛み」を生じる場合がある。

また、「非回転弛み」の進行度合は、接触面の真実面圧の大きさ、すべり量、材質、潤滑状態等により決定される。

(3) 動力伝達系締結部の弛みメカニズム

動力伝達系締結部の弛みメカニズムは、初期非回転弛みを生じ、軸力の低下に伴いナットの二面に作用する摩擦力が低下することによりすべりを生じ、ナットの自立状態を崩すと推定される。このメカニズムをFig.5に示す。

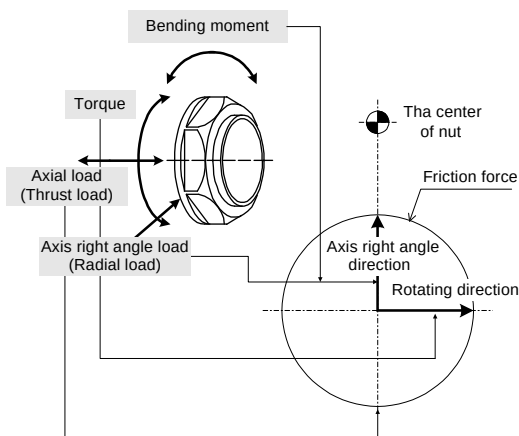


Fig.4 The external force component acting on the friction force

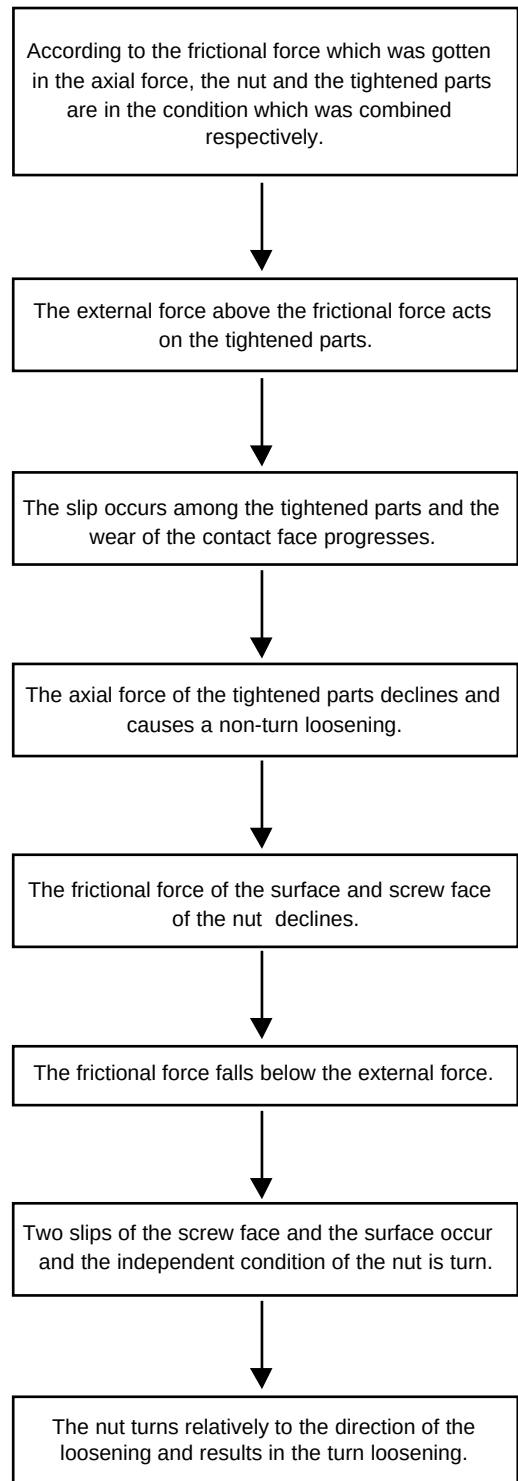


Fig.5 Flow of nut loosening in the shaft

4. すべり限界メカニズムの検証

4.1. すべり限界メカニズムの検証

ナットの自立状態に影響を与えると推定されるすべりに対し、すべりに至るメカニズムを実験モデルを用い検証した。実験モデルは、解析の単純化を図るため、Fig.6に示すねじ面側摩擦力の影響を無くしたナットのモデルを考案し、負荷入力条件を軸直角方向と回転方向の二方向に作用する外力成分とし、座面側を検証の対象とした。

実験の結果、図に示すように二方向に作用する外力成分の合力が、摩擦力と一致した時点で被締結部品モデルとナットモデルは、相対すべりを生じた。すなわち、摩擦力と外力が一致した時点が「すべり限界」であることが確認でき、Fig.7に示すすべり限界線図が得られた。このメカニズムはタイヤの駆動力と横方向抗力の関係で一般に知られる「タイヤの摩擦円」と同じである。

4.2. 動力伝達系における「すべり限界」の特徴

すべり限界線図を基に作成したFig.8の概念図を用い、すべり限界に至る負荷形態の特徴を考察する。

ラジアル荷重成分が大きくトルク成分が小さい軸直角方向の負荷形態においては、すべり限界に対し、ラジアル荷重成分に余裕があるためにすべり限界に至りにくい。

また、ラジアル荷重成分が小さくトルク成分が大きい往復回転方向の負荷形態においては、摩擦力のほぼ全体をトルク成分に支配され、ラジアル荷重成分の外力に対し、余裕が少ないために小さなラジアル荷重成分の外力により、すべり限界に至る。このことより、トルク成分の大きな負荷入力、ナットの回転弛みを生じやすいことが推定できる。

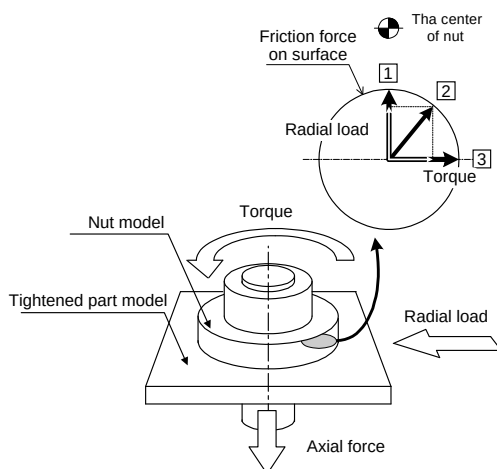


Fig.6 The slip limit experiment model

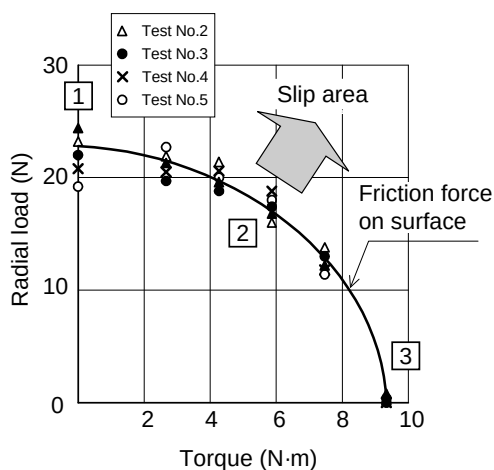


Fig.7 Slip limit diagram

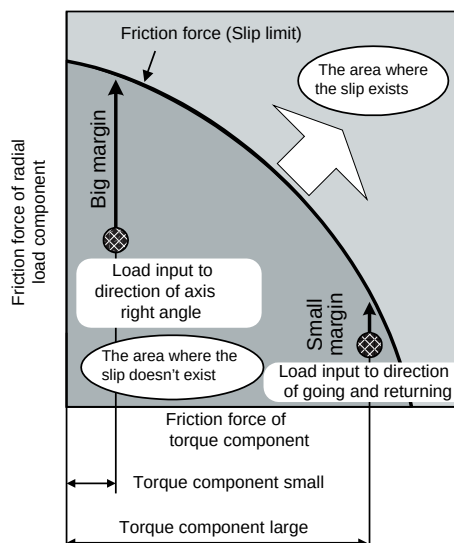


Fig.8 Point of view with slip limit

4. 3. ナットの挙動測定

ねじ面、座面の二面すべりに至るメカニズムと二面すべりがナットの自立状態に及ぼす影響を検証するために、Fig.9に示すねじ面挙動測定用変位センサ①と座面挙動測定用変位センサ②を使い、ナットのねじ面、座面の相対変位を測定した。入力条件は、すべり限界に至りやすいトルク成分の大きい負荷とした。

Fig.10に示すように負荷入力するとトルク成分の影響で座面に比べ平均有効半径の小さいねじ面が、スプラインの歯面に当たるまで回転方向にすべり出す。次にスプラインの歯面に当たった時点(A部)で座面は、軸直角方向にすべり出し、ねじ面、座面の二面すべりを生じた。この時点でナットは自立状態を崩し、相対回転ずれを生じた。この結果は、推定したメカニズムと一致した。

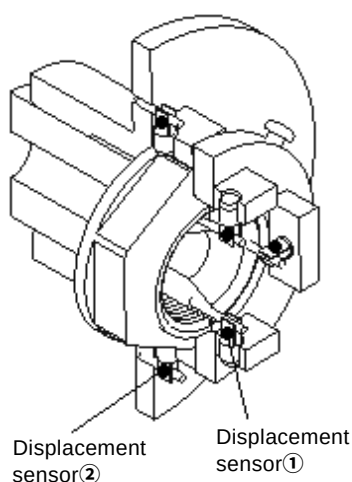


Fig.9 The measurement method of the nut behavior

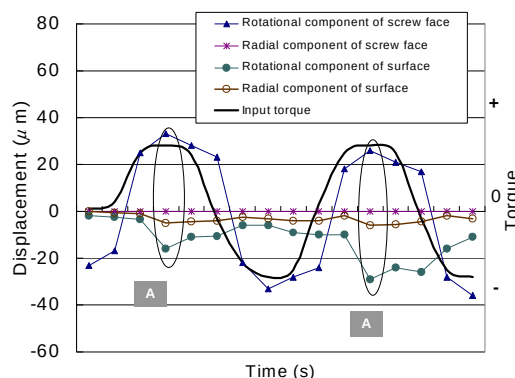


Fig.10 The measurement result of the nut behavior

5. 締結信頼性の評価基準

5. 1. 締結信頼性の評価基準

ねじ面、座面の二面すべりを生じる限界、すなわちナットの自立状態が崩れる限界を「すべり限界」と定義し、締結信頼性の評価をするために「すべり限界指数」と締結信頼性「Si」の基準を設定した。Fig.11にすべり限界とすべり限界指数で評価する領域を示す。

5. 2. 「すべり限界指数」の設定

ねじ面、座面に作用する摩擦力とそれに作用する外力の比を「すべり限界指数」とし、すべり限界に対する割合を表す。Fig.12にすべり限界指数の概念を示す。

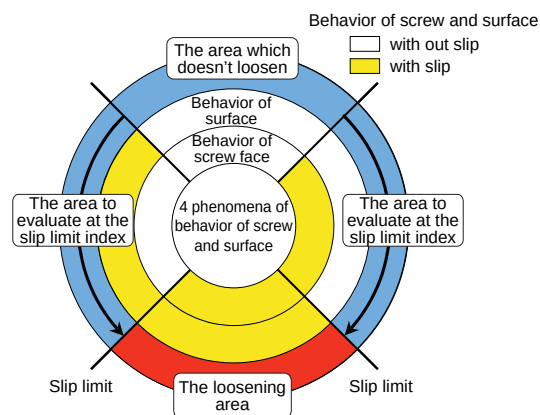


Fig.11 Point of view with toughness index

$$\text{Slip limit index} = \frac{\text{Friction force}}{\text{External force}}$$

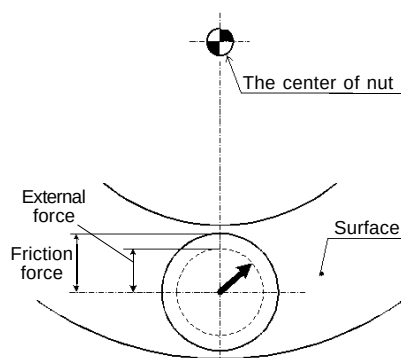
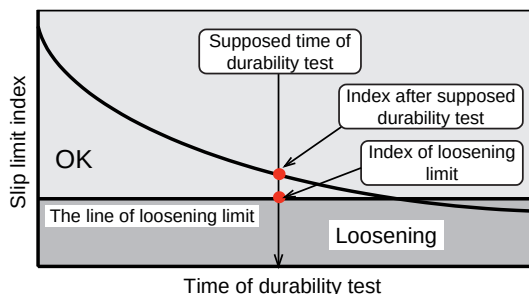


Fig.12 Point of view with slip limit index



$$Si = \frac{\text{Slip limit index (after supposed durability test)}}{\text{Slip limit index (Loosening limit)}}$$

Fig.13 Point of view with loosening safety factor

5.3. 締結信頼性「Si」の設定

運転時間の経過による締結状態の変化を考慮し、すべり限界のすべり限界指数と目標とする運転時間「仮想耐久」後のすべり限界指数の比を「Si」とし、運転時間を考慮した締結信頼性を評価する指標として表す。Fig.13に締結信頼性「Si」の概念を示す。

6. シミュレーションツールの確立

6.1. シミュレーションの狙い

「すべり限界指数」を把握するため、

- (1) ナットのねじ面、座面に作用する摩擦力と外力
- (2) 被締付け部品間の突き当て面圧、すべり量を算出することを狙いとした。

6.2. 締結状態の再現

6.2.1. シミュレーションモデルの基本技術

シミュレーションモデルは、NASTRANによる接触解析を基本とし、Fig.14に示すクリアランス、摩擦係数を導入したGap要素を取り入れた。その結果、ねじ面、座面に作用する外力および被締付け部品間の突き当て面圧、すべり量が得られ、「すべり限界指数」を予測計算することが可能になった。Fig.15にその適用手法を示す。

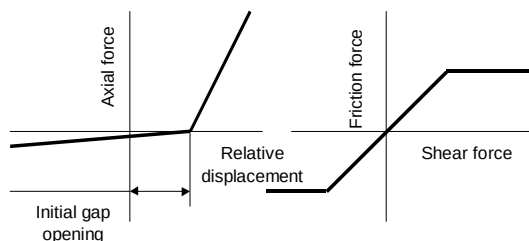


Fig.14 Gap element

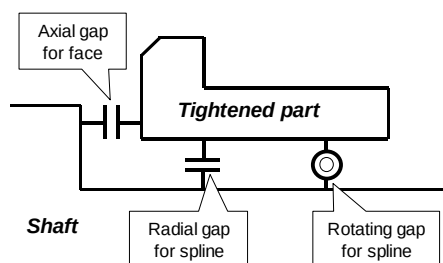


Fig.15 Technique of application of gap element

6.2.2. 計算精度の向上と検証

(1) ナットに作用する外力計算値の検証

通常の計算は、ナットの締付け時において被締付け部品の圧入工程と動力伝達部材に負荷入力する工程を同時に行うが、計算精度の向上を図るため、それらの工程を別々に計算する経路シミュレーションを取り入れた。その結果、ナットに作用する外力の計算値は、Fig.16のように実測値と良い一致を示した。

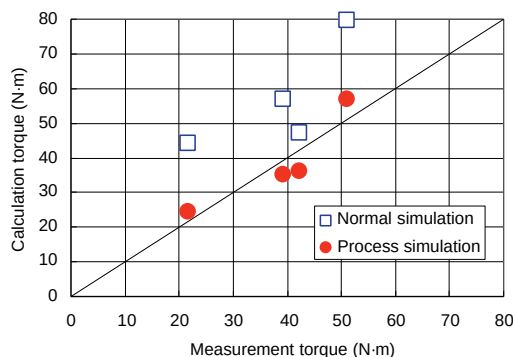


Fig.16 Comparison of external force loaded to nut

(2)「すべり限界指数」の検証

通常は、固定した任意の位置に荷重をかける計算を行うが、動力伝達系に作用する外力成分が異なる締結部に対応するため、負荷入力を受ける被締結部の荷重位置(角度)を移動させ、より実際の入力条件に近づけたシャフト擬似回転シミュレーションを考案した。

その結果、動力伝達状況の異なるType AとBの締結部においても「すべり限界指数」のすべり限界値が一致した。Fig.17に軸力とすべり限界指数の関係を示す。

(3)突き当て面摩耗推移「非回転弛み」の検証

突き当て面の摩耗推移を再現するため、被締付け部品の突き当て面面圧とすべり量をシミュレーションにより算出し、実験から求めたFig.18に示す摩耗率を用い、被締結部品間の摩耗量を予測する手法を構

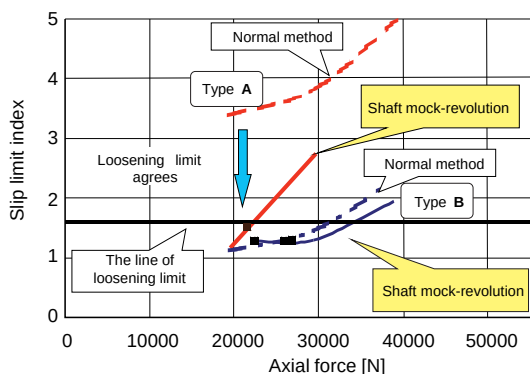


Fig.17 Comparison between toughness index and loosening limit value

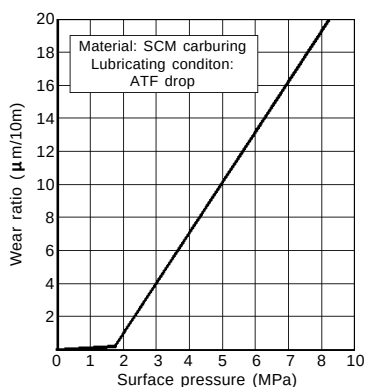


Fig.18 Wear characteristic

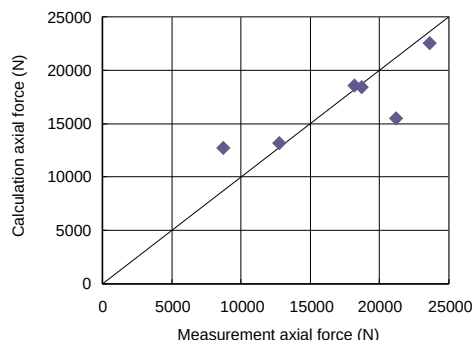


Fig.19 Comparison of axial force after durability test

築した。このとき、被締結部品間の面粗度の影響は、突き当て面面圧の大きさに反映されている。この手法により、運転時間を考慮した軸力推移の予測が可能になり、Fig.19のように計算値と実測値は良好一致を示した。

(4)締結信頼性「Si」の検証

すべり限界指数および軸力推移の検証結果から、運転時間の経過による締結信頼性を「Si」により評価できることが裏付けられた。

6. 3. シミュレーションツール化

以上のシミュレーションを設計段階でツールとして使うために約800のGap要素の設定と結果処理を自動化し、計算工数を大幅に短縮した。Fig.20にシミュレーションツールのフローを示す。

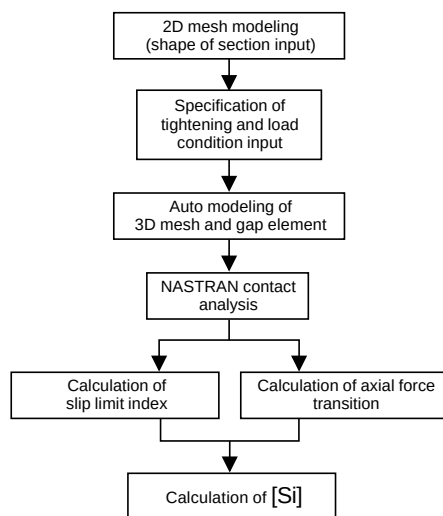


Fig.20 Flow of simulation tool

6. 4. シミュレーションツールの適用事例

本ツールの適用事例として、Fig.21に負荷入力と圧入部の支持剛性に対する解析結果を示す。負荷入力が増加すると S_i は、4から2まで低下する。また、圧入部の支持剛性の違いにより、 S_i はさらに1.2まで低下する。

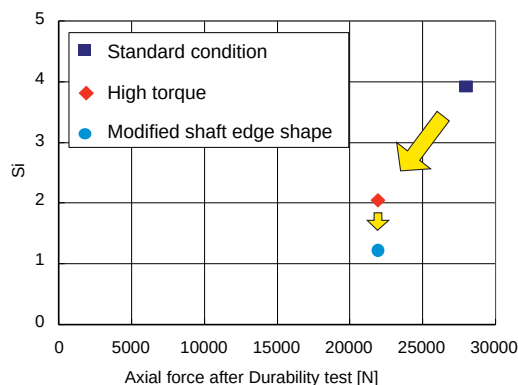


Fig.21 Shaft edge shape input torque and loosening safety factor

7. まとめ

動力伝達部材を回転軸に締結する構造において、以下技術項目を確立することにより、シミュレーション解析技術を構築した。

- (1) 締結部の信頼性評価技術
 - (2) NASTRAN接触解析を応用した動的解析により、ナットのねじ面と座面のすべり限界を再現するシミュレーション技術
 - (3) 被締結部品のすべりが原因となる突き当て面の摩耗推移(軸力推移)を予測計算する技術
- その結果、設計段階で締結部の信頼性評価が可能となり、開発効率の向上に大きく貢献した。

■ 著 者 ■



高 木 良 有



斎 藤 俊 博



左 久 間 信 次



平 岡 昌 巳

100%リサイクル可能な インストルメントパネルの開発

Development of 100% Recyclable Instrument Panel

伊 藤 祐 邦* 本 庄 圭 一*
Sukekuni ITOH Keiichi HONJO

要 旨

これまでのソフトパッド付きインストルメントパネル(以下、インパネ)はPVC表皮やPPフォーム、スチレン系基材という異種材料構成のためにリサイクル性が低い部品であった。リサイクルが容易なオレフィン系樹脂による単一構成化によって、元のインパネ基材に再利用ができるインパネリサイクル技術を開発した。

本稿では良好な成形性と高外観性を確保できる新オレフィン表皮(TPO)および表面処理技術、オレフィン基材(PP)の接着性を発現させるための活性化改質手法、元のインパネ基材へ戻すリサイクル技術について解説する。

ABSTRACT

Conventional instrument panel with soft pad (hereafter referred to instrument panel) showed a low recycling rate because it consists of different resin materials e.g. PVC top layer, PP foam pad and styrene resin base material. We tried to apply olefin type resin only, which can be recycled without difficulty, to the instrument panel and have developed the instrument panel recycling technology by which the instrument panel is re-used for that of a new car.

In this paper, we explain about new olefin resin top layer (TPO) which has satisfactory mouldability and good appearance, and the surface treatment technology for it. Also, the modification method of olefin resin base material (PP) for activation to get adhesion development and the recycling technology for re-use of instrument panel material are shown.

1. はじめに

近年、環境問題やリサイクルに対し急速に関心が高まるなかで、さまざまな研究開発が行われている。なかでも、樹脂部品の塗装バンパについては多くの報告がなされており、ホンダでは実際に一部市場からの回収リサイクルを実施している¹⁾。

しかし、自動車内装の意匠部品であるインストルメントパネル(以下、インパネ)のように基材、発泡体、表皮など異種材料で構成される部品のリサイクルを行う場合は、多くの工程を経て材料分離を実施する必要がある。また、再利用できる材料だけを選別する必要もあり、結果的に産業廃棄物として処理するものがあるなど回収効率が悪く難しいリサイクルを強いられるのが現状である。

本稿ではわずらわしい材料分離を行わずに100%リサイクルができるインパネを開発するとともに、最終的に元のインパネ基材へ再利用可能な技術開発を行ったので報告する。

2. インパネ開発のねらい

従来のインパネをリサイクルする際に考えられる処理法の問題点と本技術開発のねらいをFig.1に示す。

従来は、不要になったインパネを粉砕後に再利用可能な個々の材料に分離を行う必要がある。ホンダでは分離された塩化ビニル(以下、PVC)の表皮は、工具袋や防音材に、ポリプロピレン(以下、PP)の発泡体は燃焼により工場スチームのエネルギーとして再利用されている²⁾。また、スチレン系樹脂基材は分離しても再生時の熱履歴

により物性低下を生じ易く、基材として再利用が難しいため、産業廃棄物として処理するしかない。

このように、従来技術では煩雑な工程を経て分離された材料が、異なった処理を強いられるなかで、マテリアルリサイクルの実現が難しく廃棄される材料が無くならない。したがって、本開発のなかでインパネのマテリアルリサイクルに要求される項目は以下の三つに集約される。

- (1) 表皮や発泡体をはがすことなく、丸ごと粉碎で分離しないで済む材料構成の実現。
- (2) リサイクル材再生時の混練や成形などで熱履歴による材料物性低下の少ない材料の選択。
- (3) 従来のインパネと同等以上の意匠性と耐久性の確保。

これらの要求を達成するために技術開発を進めた。

3. オールオレフィン化

要求を具現化する手段として、現状コスト、ウェイト、成形加工性、リサイクル性で最も扱いやすく、幅広く使用されているオレフィン系素材に着目し、Fig.2で示す単一材構成を検討した。また、PP発泡体付きのサーモプラスチックエラストマ(以下、TPO)表皮を、真空成形

すると同時にあらかじめ射出成形されたPP基材に接着を行う製法でオールオレフィン化を検討した。

4. TPO表皮の開発

4. 1. 材料配合の改質

従来の雄引き真空成形用TPO表皮はドアライニングなどのフラットな形状(伸び率1.5倍相当)用の表皮が一般的で、複雑なインパネ形状に対しては成形追従性が不十分などところがある。具体的には、極部的な切れや偏伸びによる外観不良が生じるなどの問題が挙げられる。

新開発のインパネ雄引き真空成形用TPO表皮(以下、開発表皮)は、これらの問題を解決するために以下の四つの考えに基づいて材料改質を行った。

- (1) インパネの複雑な形状(伸び率2倍相当)に対応できる伸び率を確保する。
- (2) 偏伸び防止のため、引張特性の温度依存性が小さな領域で成形できるとともに、裏面のPP発泡体も成形温度領域でTPOに近い特性とする。
- (3) ホンダ独自の水系接着剤³⁾で接着性を確保するために必要な高温成形(145℃以上)に対応する。
- (4) 真空成形後の絞ダレを防止するために成形温度以上で原反に絞付け加工を施す。

その結果、塑性変形し易い非架橋TPOとゴムの弾性効果の高い架橋TPOを混練することで、全体の物性バランスを調整した。また、TPOを構成するPPマトリックスの融解温度を上げるために、ホモPPをブレンドして高温における延伸特性のバランスを確保した。

Fig.3に開発表皮、ドア雄引き用TPO(以下、ドア用TPO)およびインパネ雄引き用PVC(以下、インパネ用PVC)の引張荷重の温度依存性を示す。従来のインパネ用PVCは傾きが小さく非晶性特有の直線的な挙動を示すが、結晶部分を含むTPOは160℃前後で融解による急激な

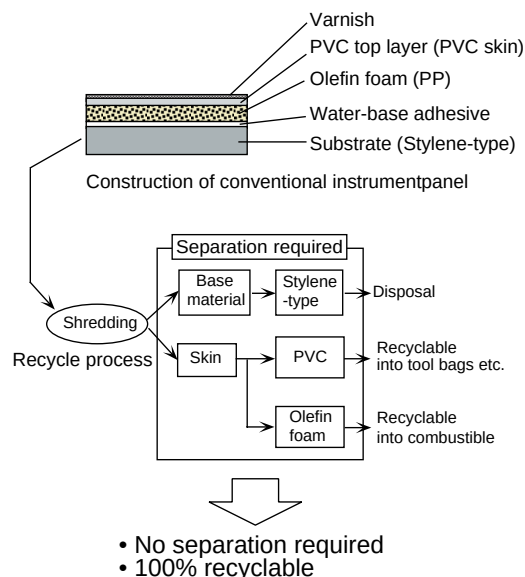


Fig.1 Conventional construction and recycle process

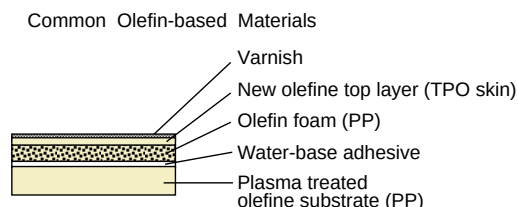


Fig.2 Construction of all olefin instrument panel

変化を示す。開発表皮の特性は、従来のドア用TPOより高温側への移行が確認された。結果として160℃の温度で従来のドア用TPOに対して10倍以上の抗張力を確保でき、高温成形可能な延伸性を付与できた。

また、同様にFig.4に開発表皮とPP発泡体の引張荷重の高温特性を示す。PP発泡体の成形温度を開発表皮より10℃低く設定することで、開発表皮に近い引張特性が得られる。したがって、開発表皮にPP発泡体を裏打ちしたシートは均一な成形性を得ることができる。

最終的な成形温度は開発表皮で160～170℃、裏面のPP発泡体は150～160℃が最適であることがわかった。

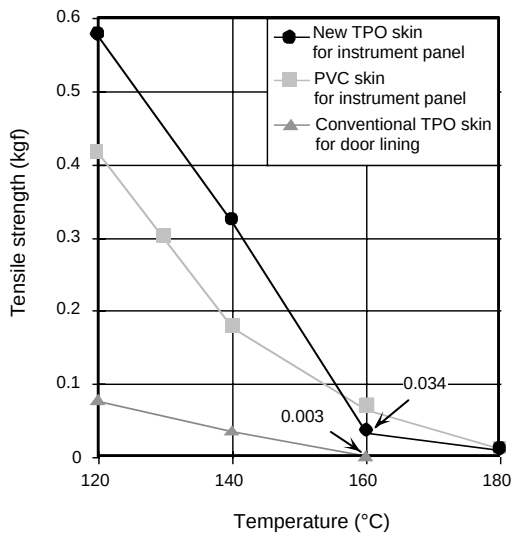


Fig.3 Tensile load of TPO and PVC

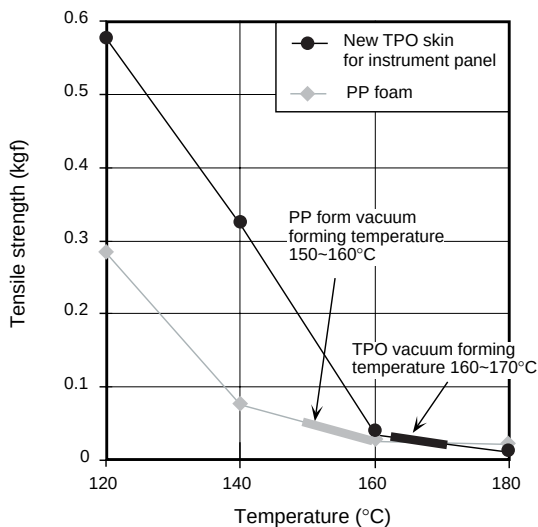


Fig.4 Tensile load of TPO and PPF

また、原反製造時の絞付け加工温度は上記成形温度より高い200～210℃とした。

同一絞ロールで絞付け加工を行った開発表皮とインパネ用PVCについて、革紋の表面粗さと絞深さ測定値の比較をFig.5に示す。開発表皮はインパネ用PVCに比較して絞深さが10%以上深いことから、転写性に優れていることが確認された。

開発表皮を雄引き真空成形した製品の絞深さ保持率をFig.6に示す。意匠面のなかで最も高い表皮伸び率が求め

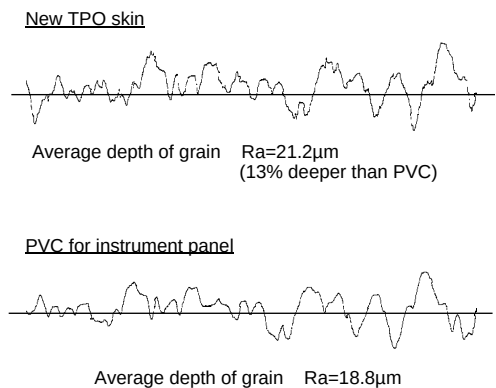


Fig.5 Depth of grain

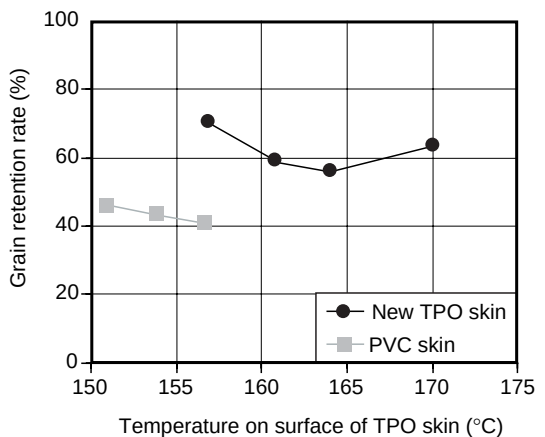
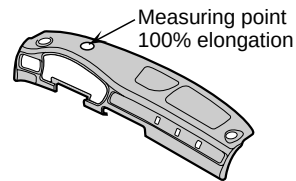


Fig.6 Grain retention rate on the meter-visor

られるメータバイザ上面で、インパネ用PVCより深さ保持率が上回っている。また、同様の条件で成形した開発表皮の残存厚み比較をFig.7に示す。インパネ用PVCとほぼ同等の残存厚みが得られ、偏伸びが生じていないことが確認された。

4.2. 表面塗装

従来の真空成形表皮の表面には外観の光沢調整と耐久性確保のために表面塗装が施されている。既に従来のインパネ用PVCには、見る角度によって光沢の変化が小さく、均一な外観が得られるウレタン系特殊ビーズを配合した塗料⁴⁾を採用している。開発表皮にもこの塗装をおこなうことで開発を進めた。この塗料を直接開発表皮に塗布しても、極性の低いTPO表面には密着が不良で、成形延伸により割れが生じるなど問題ある。したがって、高い密着性を確保するために新規にプライマを追加することで開発を行った。160～170℃の高温で二倍におよぶ延伸に追従できる高い密着性を確保するためには、オレフィン素材に対して親和性が良好で、伸びに優れたプライマが求められる。

開発表皮用プライマ選定結果をTable 1に示す。水酸基またはカルボキシル基を付加したオレフィンプライマ

Table1 Evaluation of primer-coating

○:Good △:Fair ×:Poor

Primer-coating	Acid-modified orefine	Chlorinated orefine	Polyester-acylic polyisocyanate	
	1 component	1 component	2 component	
Top-coating	Polyurethane	Polyurethane	Polyurethane	
Activation	Non	Non	Corona treatment	Non
Storage stability	○	○	△	△
Adhesion	○	○	○	×
Solvent resistance	○	×	○	×
Colour changing after heat-aging	○	×	○	○
Vacuum formability	○	○	○	×
Judgement	○	×	△	×

は、塩素を付加したオレフィンプライマより変性度が極めて少ない。したがって、炭化水素系有機溶剤(石油ベンジンや揮発油など)への溶解度が低く、溶剤に対するタフネスがある。また、前者の酸変性プライマは後者の塩素変性プライマのように、熱エネルギーによる脱塩酸反応から生じるポリエン構造に起因した変色(黄変)がない。さらに、一液という扱いやすさも合わせて酸変性オレフィンプライマを選定した。

開発塗料を塗布した表皮の光沢角度依存性をFig.8に示す。開発表皮はインパネPVCの表面と同等の光沢値を得た。これにより、開発表皮の絞保持性が良いことに加えて、この塗装を合わせて採用することにより外観の向上が図れた。

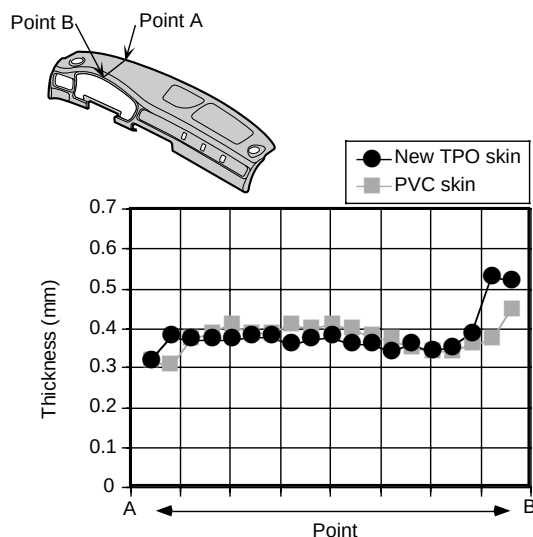


Fig.7 TPO thickness on the meter-visor

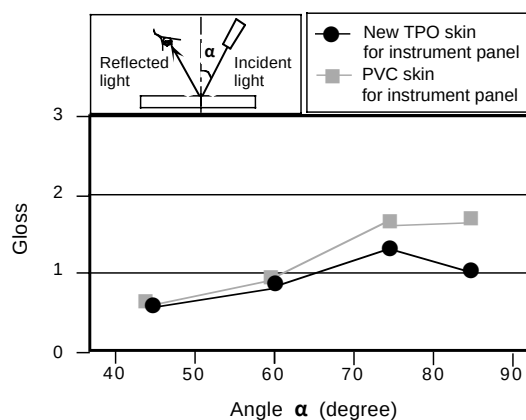


Fig.8 Gloss on the surfacer of varnish

Table 2 Physical properties of PP substrate

Properties	Unit	PP substrate
Tensile strength	MPa	27
Tensile elongation	%	50
Flexural modulus	MPa	2700
Flexural strength	MPa	40
Heat distortion temperature (18.6kg/cm ²)	°C	81
Izod impact strength (23°C)	J/m	260
Dupont impact strength (23°C)	N・m	15

5. PP基材

5.1. PP基材

従来の軽自動車やRV車などのソフトパッドがないインパネには、既にオレフィン材(PP)を採用しており、本開発でも同様の材料コンパウンド技術を採用した。

本開発で採用したPP基材の代表物性をTable 2に示す。タルク充填による耐熱剛性の確保と、オレフィン系エラストマブレンドによりパッド付きインパネ基材として必要な耐衝撃性の確保を行った。

5.2. PP表面改質処理

従来よりホンダではPP発泡体をスチレン系基材に貼るために、水系接着剤を開発し適用している³⁾。これは環境対応として工場から排出される溶剤量を削減するため

Table 3 Investigation of activation method

○:Good △:Fair ×:Poor

Items	Primer coating	Corona treatment	Plasma treatment	Flame treatment
Appearance	○	○	○	△
Wettability	○	△	○	△
Initial adhesion	○	○	○	○
Adhesion after heat aging	×	○	○	○
Investment	×	×	△	○
design capacity	○	×	○	△
Process cost	×	△	○	△
Organic solvent	×	○	○	○
Judgment	×	×	○	△

である。本開発ではこの接着剤を流用する方向で進めた。

従来よりPP基材に水系接着剤で接着させる際には、PP表面の極性が低いために、粘着などの分子間力に頼る接着手法が一般的であった。しかし、これらの手法はPP基材種の違いや、成形条件によるPP結晶化度の変化など不安要素のある表面に対して、前処理なしで接着強度を維持するのは難しい。また、インパネに求められる長期耐久性(湿熱老化性など)においても、化学的な結合を持たない手法に頼るには原理的に不安がある。

特に極性が低いPP表面の接着性発現をねらうためには、表面改質を行ない活性化することが必要である。また、接着剤が被接着面でぬれることが必要であり、その“ぬれ性”を調整することが必要条件のひとつである⁵⁾。一般的には、ぬれという条件が満たされていない範囲では、接着の良否はぬれの良否と並行関係にあるとされている⁵⁾。さらに、接着剤と被塗物との界面張力が極小のときに、最適な接着が得られるとも指摘されている⁵⁾。

表面活性化手法として検討した処理法比較結果をTable 3に示す。高く均一なぬれ指数が確保でき、安全性が高いことなどから酸素プラズマによる酸化処理を選択した。

Fig.9に検討したプラズマ装置の概略を示す。プラズマ処理は被処理物が誘電加熱されることのないマイクロ波プラズマを選択した。このシステムは、PP製自動車用パンパの塗装前処理で多くの採用実績がある。また、インパネはプラズマそのものに曝すのではなく、プラズマ中で発生させた活性ガスを処理室内に導入するダウンスト

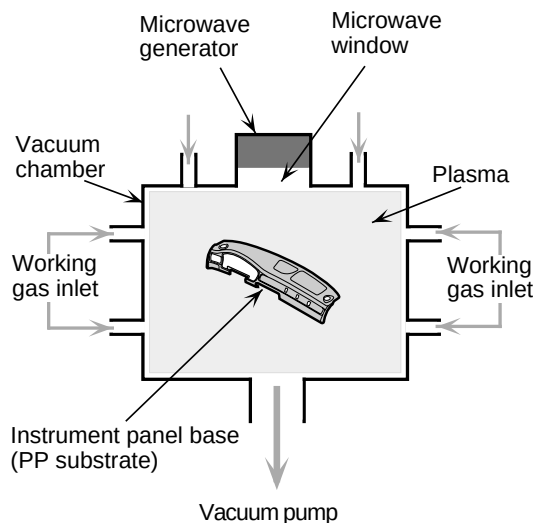


Fig.9 Plasma equipment

リーム法⁶⁾を用いることとした。インパネのような複雑な形状を問わず、裏面や微細な穴などへも均一に処理ができるこの方法により、PP基材表面と接着剤との「ぬれ性」が改善され、PP基材表面に付与された極性基と接着樹脂の極性基間での水素結合生成により接着力が発現すると考えられる。

Fig.10に酸素プラズマ処理による接着クリープ特性を示す。従来のスチレン系基材に比較してぬれ指数⁷⁾が大幅に向上し、安定した接着力が得られた。

マイクロ波プラズマでインパネ処理条件を検討した結果として酸素供給量とぬれ指数の関係をFig.11に、処理時間とぬれ指数の関係をFig.12に示す。酸素供給量と処理時間を調整することで、ぬれ指数の測定上限に近い57dyn/cmが均一に得られる。

6. リサイクル材

開発したインパネを丸ごと粉碎し、元のインパネ基材に再利用することを想定した材料物性検討結果をFig.13に示す。開発表皮に含まれるTPOなどがPP基材に混入す

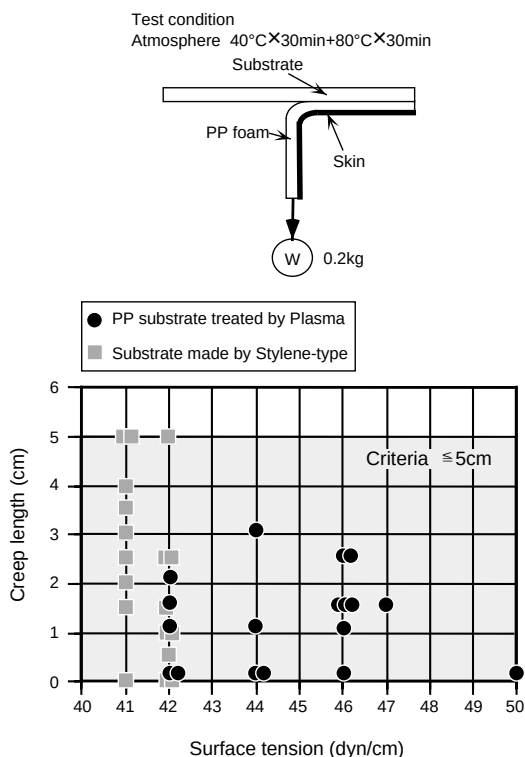


Fig.10 Initial creep

るため物性値の低下が生じる。なかでも、耐熱性の低下が顕著である。この対応として、タルクフィラを添加することでバージン材相当の耐熱性(熱変形温度)に回復させることができた。しかしその反面、衝撃性(アイゾット衝撃)が低下した。TPOは本来ゴムの弾性をもつ材料であるが、開発表皮の混入したインパネ粉碎品を50wt%量ブレンドしても衝撃改良効果は認められない。Fig.14にバージンPP基材とリサイクルPP材(丸ごと粉碎材を75wt%含有)のモルフォロジー写真を示す。バージンPP基材に含まれるオレフィン系ゴム成分は、成形流動によるせん断力を受け変形しているが比較的均一な分散を示す。これに対して、リサイクルPP基材には流動によるせん断を受けていない大粒径のゴム成分が介在している。これらの変形を受けていない大粒径のゴム成分は、開発表皮を構成する架橋TPOであると推測され、衝撃性向上が期待できない分散である。

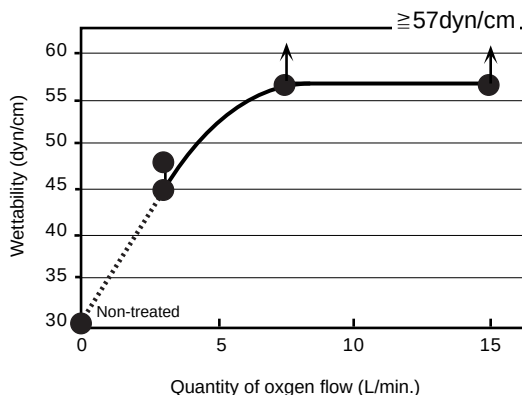


Fig.11 Wettability for quantity of oxygen flow

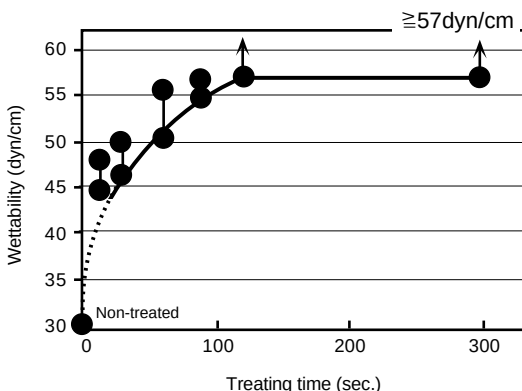


Fig.12 Wettability for plasma treating time

したがって、タルクフィラを添加することで低下した衝撃性は、オレフィン系エラストマの増量により回復でき、全体の物性バランスを確保した。その結果、バージンPP基材とほぼ同等の物性を得た。元のインパネ基材へ再利用する場合は、インパネ丸ごと粉碎材を75wt%含有したリサイクルが可能である。

7. クローズドリサイクル

Fig.15にインパネのリサイクルフローを示す。将来不要になったインパネは、マテリアルリサイクルとして理想的な姿であるインパネから元のインパネに再利用することが可能である。さらに、工場で生じた表皮端材についても他のPP部品へ基材としてリターンすることができ、従来避けることができなかった産業廃棄物の発生をゼロにする可能性を示した。

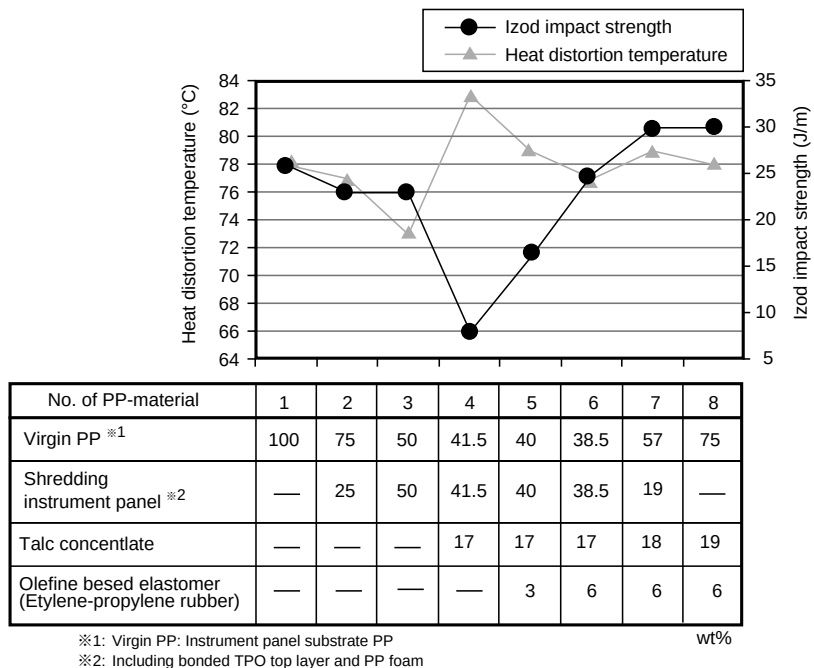
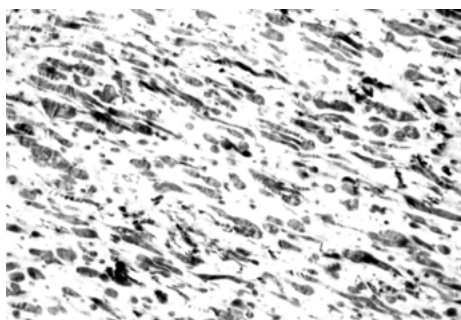
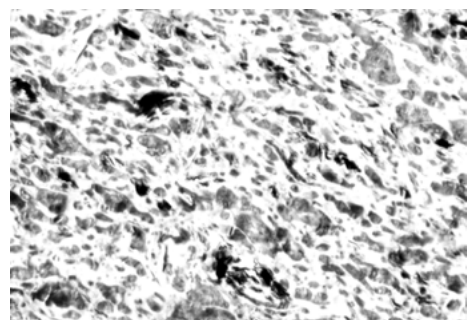


Fig.13 Physical properties of recycled PP



Virgin PP



Recycled PP

Fig.14 Transmission electron microscope photograph of the morphology

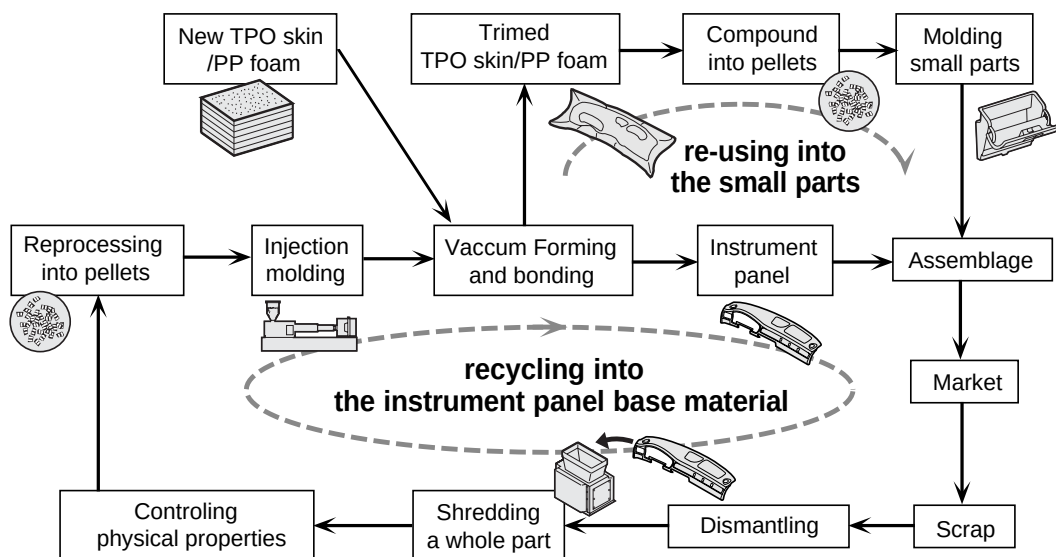


Fig.15 Closed recycle process

8. まとめ

ホンダ独自の真空成形貼り込みインパネの意匠性を保持しながらオールオレフィン化技術が確立でき、100%リサイクル可能なインパネが得られた。将来この技術により、従来必要とされていた材料の分離作業が不要となると同時に、インパネのクローズドリサイクルの可能性を示した。

- (1) TPOの架橋度とTPOを構成するPPマトリックスの融解温度を調整することで、表皮の良好な成形性を確保した。
- (2) TPO上の表面処理剤の密着性確保のために、親和性、伸び性に優れる新プライマを採用することで、成形追従性の良好な表面処理を開発した。
- (3) マイクロ波プラズマ処理により、PP基材表面の水系接着剤に対する“ぬれ性”を改良し、高い接着力を発現させた。
- (4) タルクフィラやゴム成分の添加により、元のインパネ基材へリサイクルできることを実証した。

なお、将来のリサイクル実現に向けて、解体が容易な構造設計の開発や、市場回収システムの構築などが今後の検討課題である。

参考文献

- 1) A. Takeuchi et al, 「Development of the Bumper-to-Bumper Recycling Technology」, SAE Paper, 960282
- 2) 熊谷駿夫 他、「インパネ用複合材料のリサイクル」、自動車技術、Vol.51 No.7, pp.3, 1997
- 3) M. Ohyama et al, 「Solvent-Free Adhesive Technology for Instrument Crash Pad Vacuum Forming」, SAE Paper, 950123
- 4) D. Susa et al, 「New Automotive Interior Surface Treatment」, IBEC, 1996
- 5) 佐藤弘三、「プラスチックの表面処理」、塗装工学、Vol.32 No.6, pp.238-239, 1997
- 6) 内藤 他、「エラストマーのプラズマ処理」、日本ゴム協会誌、Vol.70 No.6, pp.327
- 7) 「Testing Method of Wettability and Polyethylene and Polypropylene」 JIS K 6768, 1995

■ 著 者 ■



伊藤祐邦



本庄圭一

新ディロア内装表皮材の開発

Development of New Non Woven Dilour for Interior

足 田 賢 次*

Kenji HIKITA

要 旨

従来、不織布の応用分野は、トランクマットなど意匠性の要求が低い部位が主体であった。本稿では、不織布を繊維素材の処理配合技術と新たな二層化生産技術によって商品性の向上を図ったフレックスダブルディロア（二層立毛調表皮材、以下FDDと称す。）の開発について報告する。

FDDは、細デニールの綿を使用することで触感を改善し、更に、これを二層化することで強度物性を向上させたものである。また、ニードリング方法の工夫によって、柄の設定も可能となり、内装分野の用途においてデザイン自由度の高い意匠性技術を確立した。

ABSTRACT

The conventional non woven fabric was mainly applied to the items that an artistic design is not claimed so much, such as trunk mat. This paper is the report on the development of non woven fabric Flex Double Dilour (hereafter referred to FDD) which is improved in the quality by technique of fiber material and the new production technique of the two-layer non woven fabric.

FDD is improved in the sense of touch by use of fine cotton fibers and has an improved strength by doubling the layer. It also is available a pattern application by adding some device to the needling method. Consequently, the technology which can offer high freedom of design to the interior items when applying non woven fabric has been established.

1. まえがき

シート表皮などに使われている布地には、モケット、ダブルラッセル、トリコット、ジャージなどあるが、これらは各機種、各グレードで意匠性を変えるため多品種小ロットになる傾向が多く、生産性や物流面等を含め価格上昇は避けられない。

また、近年の自動車のインテリアには、ドアなどのライニング類に布地を使用するタイプが増えてきているが、布地の伸び特性から貼れる形状が制限される。布地の代替えの表皮材としてニードルパンチ（不織布）やPVCなどがあるが、布地に比べ質感等が劣るため商品性も低い。

本稿ではこれらの従来表皮材の欠点に対し、安価な不織布をベースに商品性を布地に近づけ、縫製や成形を可能とした表皮材の開発内容について述べる。

2. 開発のねらい

開発のねらいは「縫製から成形まで可能にした、布地より安いコストの立毛調表皮材の開発」であり、これらを達成するために、以下の項目を主要課題として材料開発を行った。

- (1)商品性：モケットの風合いを目指す
- (2)コスト：発泡PVCレザー並のコストに抑える
- (3)生枝性：縫製や三次元張り込みを可能にする

3. 具現化手法と課題

開発のねらいを具現化するために、コストの観点より不織布をベースとし、モケットの風合いを目指すためにディロア（立毛）タイプを選択した。しかし、通常のディロア不織布（シングル）では風合いも悪く、また、物性も縫製をできるレベルに無かった。そこでダブルディロア

マシンを所有しているメーカーと共同開発を行った。Fig.1にダブルディロアマシンを示す。このマシンはディロアのニードルボードのヘッドをダブルで持っているので、一回通すことで表層と裏層のニードリングが可能になり、同一面の二層化が可能になった。Fig.2、3にシングルディロアマシンに二層に重ねた原反を通した場合とダブルディロアとの外観上の違いを示す。ダブルディロアマシンの場合、先に打ち出す表層のトップ面と、後から

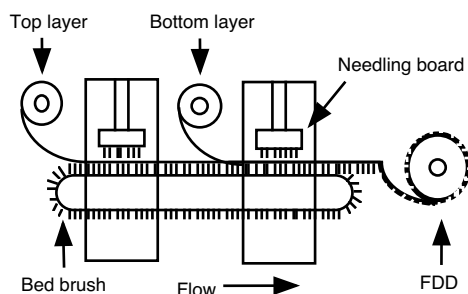


Fig.1 Double dilour machine

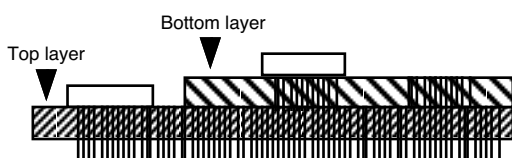


Fig.2 Double dilour

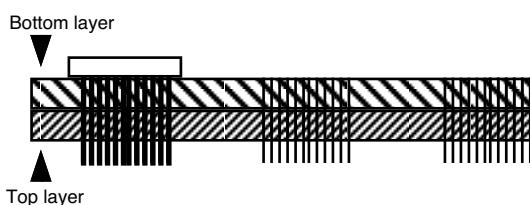


Fig.3 Single dilour

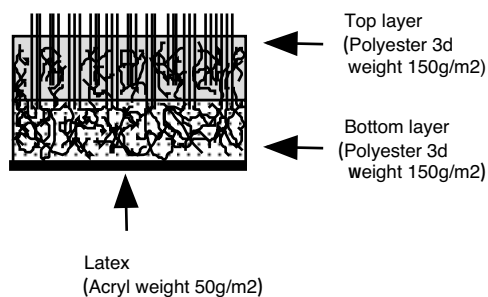


Fig.4 Developed material

打ち出す裏層と表層とのミックス層のトップ面は同じベットブラシにあるため、針深度の調整で同一面に揃えることが可能である。シングルディロアの場合、二層に重ねた原反を通すことは可能だが、打ち密度に限界があるため打っている所と打たない所の差が著しく、商品性や物性にも影響をもたらす。

このようなダブルディロアマシンで開発したFDD(フレックスダブルディロア：二層立毛調表皮材)の基本仕様をFig.4に示す。綿の糸太さは3デニール(ポリエステル100%)でラテックスはアクリル系を使用している。これをベースに開発の狙いを達成するために、下記の材料開発を行った。

- (1)商品性の向上
- (2)強度物性の向上
- (3)成形性の検討

4. 材料開発内容

4. 1. 商品性の向上

(1)風合い向上

FDDの商品性の位置付けをFig.5に示す。モケットの商品性を目標としているが、風合いの判断基準がないため独自の布地特性評価項目を設定し、達成レベルの確認を行った。また、モケットのレベルも上級から下級まで巾があるので、今回の基準は下級とした。下記に各項目と目的を示す。

- ①色測定：色合わせを定量化する
- ②摩擦係数：指で撫でた時の滑り性を定量化する
- ③接触冷温感：指で触れた時の熱の伝わり方を定量化する
- ④表面硬度：指で押した時のタッチ感を定量化する
- ⑤剛軟度：布地の折れやすさを定量化する

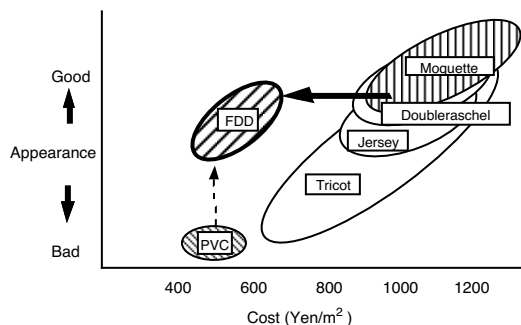


Fig.5 Target price and appearance for FDD

Fig.6に結果を示す。これは、糸太さ3デニールのポリエステル綿を表層150g/m²、裏層150g/m²、アクリル系ラテックス50g/m²仕様のシャーリング有無の結果である。糸太さを通常のニードルパンチの約半分の3デニールとし触感を柔らかくした。ラテックスも柔軟タイプを選定し表皮材自体の柔軟さを追求した。

また、シャーリングすることにより意匠面の立毛状態をはっきりするため、目標ラインに近づくことがわかった。ただし、シャーリングすることにより触感が硬くなるので、表面処理剤を塗布して滑りやすくする手法も確立した。

(2) 柄の設定

ダブルディロアマシンの特徴を活かし、ニードルボードのパターンを変更することにより柄出しも可能になった。Fig.7にその仕組みを示す。裏層のニ

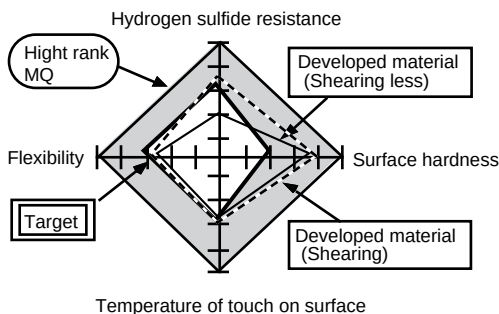


Fig.6 Test results of texture

<Needling pattern : Needling board>

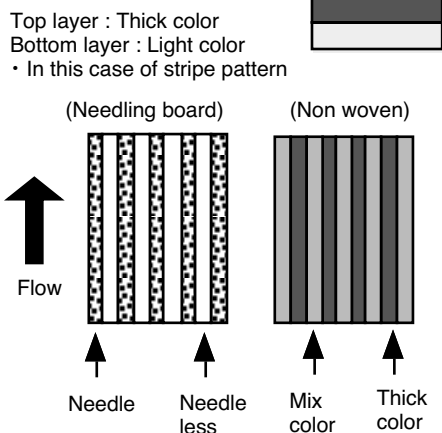


Fig.7 Stripe pattern

ドルボードに針の有無を設定する。針の有る所は既に打ち出されている表層の中に裏層を打ち出すので混ざった色が意匠面に現れる。針の無い所は既に打ち出された表層の色だけが意匠面に現れる。これにより、ストライプやグラデーション柄が設定できるようになり、デザイン自由度が広がった。

(3) プリント

二層化で強度関係が向上し物性的に布地に近づいているので、プリント後の洗浄工程も問題なくできるようになった。ただし、表面は布地のように均一でないで、インクジェット方式のプリントが望ましい。また、ドアなどにシート表皮を貼り込むとコストが高いため、FDDにシート柄をプリントして使えばコストダウンが図られる。

4. 2. 強度物性の向上

従来の不織布の短所は引張り強度が弱く、定荷重セット性が悪いため、伸びたら伸びきりになるため縫製部品には適用しずらく、FRシートのクッション面のRR席足元やRRシートの背ウラ等のあまり目の触れない部位しか使われていない。FDDは二層化とメルトファイバの混入で繊維のからみを向上させ、シート用布地規格の物性を満足するレベルまで達成したが、毛玉がでやすいため擦れる部位(シートのメインおよびサイド面)は適用外とした。Fig.8~13に開発初期のFDDから最終仕様を決定するまでの各物性の推移を示す。

物性項目の定荷重セット率(Fig.8)は伸びた表皮が元に戻る比率を表す。これが悪いとシートにゆるみが発生してしまう。開発初期のFDDではなかなか満足できなかったが、油剤などの変更により繊維間の滑りを抑えることで充分な実用性を実現した。これにより、引張り強度(Fig.9)、縫い目強度(Fig.10)が向上し、引張り伸び率(Fig.11)と縫い目疲労(Fig.12)は抑えられるなど物性の改善も見られた。ただし、剛軟度(Fig.13)が高くなり表皮自体が硬くなってしまい、重なりシワの懸念があったが、ミシンの縫製性を確認した結果、課題はなかった。

また、不織布の特性上、耐摩耗性の低下が懸念されたが確認の結果、これも課題はなかった。

4. 3. 成形性の検討

最近のライニング類の加飾方法は、接着剤を使用しな

いスタンピング工法が主流になりつつある。そのため、表皮材を直接張り込むケースが増えてきているが、展開率によっては樹脂のシミ出しが見られる。布地の場合、繊維系(モケット、ソフトウエーブ)は伸び率が低く、繊維間が開いてしまうため樹脂のシミ出しが顕著である。編み物系のトリコットやダブルラッセルでも樹脂のシミ出しが見られるため、今はジャージが主流である。ただし、展開率によってはウレタンのラミネートを必要とする。また、高展開の張り込みにはPVCなどを使用するケースが多いが、商品性としては樹脂の打ちっ放しとあまり変わらない評価を受けることが多々ある。

FDDの場合、PPやTPOをラミネートすることによりPVC並の成形性を持ち、商品性はソフトタッチのインテ

リアを可能にした。ラミネート材には、基材樹脂と同じオレフィン系の樹脂を選定し、展開率により伸び特性の改良を行った。98モデルステップワゴンのサイドライニングとスライドドアの表皮材はFDDを使用しているが、ラミネート仕様は異なっている。サイドライニングは高展開の部位があり、伸び特性でスライドドアは平面形状のため反り、変形防止を考慮した。

また、ピラーなどの小面積のスタンピングはFDDのみでも成形は可能だが、毛倒れて商品性が落ちるためコアバック機構のある設備対応が望ましい。

また、接着剤を使った高展開三次元張り込みの生産性をドアで確認したが、接着性や熱刃のカット性は問題なく対応可能であった。

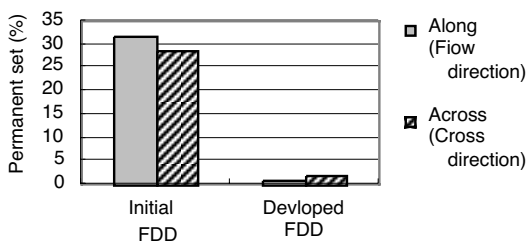


Fig.8 Permanent set

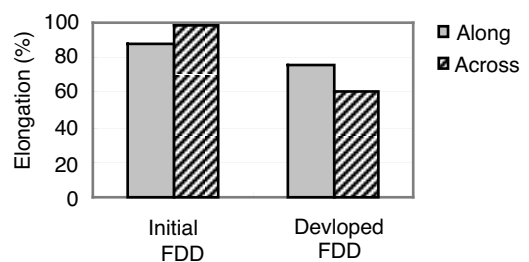


Fig.11 Elongation

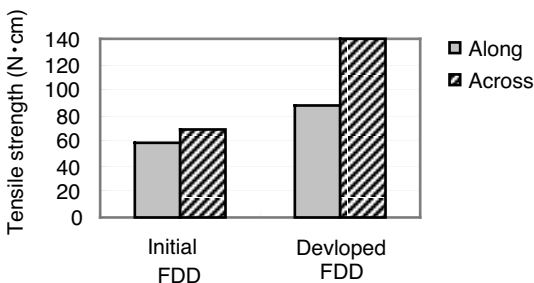


Fig.9 Tensile strength

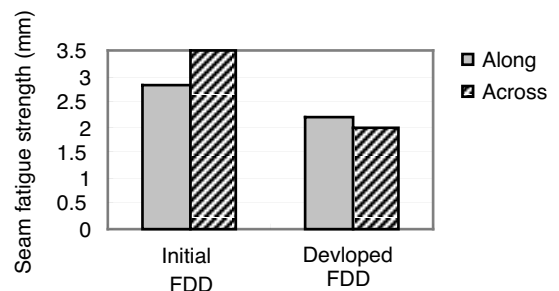


Fig.12 Seam fatigue strength

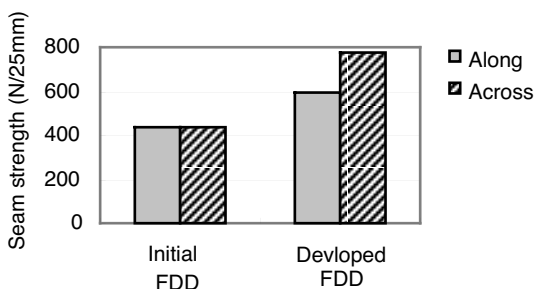


Fig.10 Seam strength

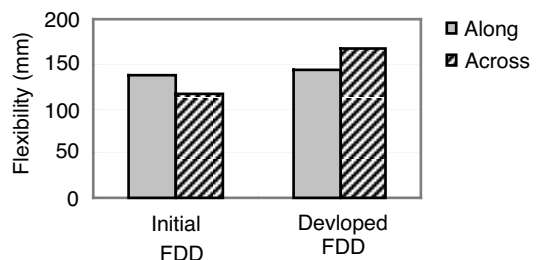


Fig.13 Flexibility

5. まとめ

モケットの商品性を発泡PVCレザー並のコストで実現した新表皮材FDDの開発において、下記項目が明らかになった。

- (1)糸太さ3デニールを使うことにより触感が向上し、より布地に近い商品性になった。
- (2)ダブルディロアマシンを使うことにより、柄設定やプリントが可能になりデザイン自由度が広がった。
- (3)二層化することで繊維のからみが向上し、シート用布地規格の物性を満足するレベルまで達成した。その結果、従来の不織布では適用できなかった部位にも適用可能となった。
- (4)裏面のラミネート仕様を変更することにより、高展開の成形や接着にも対応可能になった。

謝 辞

最後に本研究を遂行するにあたり、多大なる御協力をいただいた林テレンプ株式会社およびサンケミカル株式会社の関係者の皆様に感謝の意を表します。

■著 者■



足 田 賢 次

スクーター車両用アルミニウムダイキャスト フレームボディの開発

Development of Aluminum Die Casting Frame Body for Scooter

末 田 健 一* 上 田 順 一*
Kenichi SUEDA Junichi UEDA

伊 藤 浩* 津 田 勲*
Hiroshi ITO Isao TSUDA

要 旨

一般にスクーター車両用には、鋼材製のフレームボディが多く用いられている。今回、フレームボディを外観デザインの一部に使用し、生産効率の向上および製造コストの低減を念頭にスクーター車両用アルミニウムダイキャストフレームボディを開発した。

開発したフレームボディは、従来のフレームボディ構造に対し、部品点数を1/30に低減し、溶接工程を廃止したものである。このフレームボディの開発には、初期段階からCAD/CAM/CAEを一元データで運用して、開発初期性能と量産性能の差異を少なくすることを試みた。その結果、クレイモデル製作、金型構造および鑄造方案の検討、強度・剛性の確保などアルミニウムダイキャストフレームボディの開発プロセスを確立することができた。開発段階フレームボディと量産フレームボディの性能品質の近似性は、約0.8%の重量差、約3.8%の剛性差とすることができた。

この世界初のスクーター車両用アルミニウムダイキャストフレームボディは、1998年モデルのSZX50に採用されている。

ABSTRACT

In general, conventional frame bodies for scooter is made from a steel material. An aluminum die casting frame body was developed considering superior exterior design, enhancement of production efficiency and reduction of production cost. The developed frame body was successfully reduced to 1/30 of the number of parts and abolished welding portion as compared with a conventional frame body. In the initial development stage, CAD/CAM/CAE unitary data were attempted to use in order to reduce the different of prototype and mass-production frame body. As a result, a development process of aluminum die casting frame body was established in which a clay model was prepared, a construction of die and methodology of casting were studied, and strength and rigidity were confirmed. The variation of weight between the development stage and the mass-production frame bodies was approximately 0.8 % and the variation of rigidity was approximately 3.8 %.

This aluminum die casting frame body was newly applied to SZX50 1998 model.

1. まえがき

二輪車におけるフレームボディの役割は、車両の骨格をなすもので、操縦安定性とブレーキング性能、乗り心地などを支配する主要部品である。またすべての部品が結合される二輪車の基幹部品でもある。

二輪車用フレームは、様式別にモータサイクル用とス

クーター用の2種類に大別できる。モータサイクル用フレームをさらに用途別に分けると、実用車とスポーツ車に二分される。実用車のフレームへ要求されるものとして、基本性能はもちろんのこと、廉価なコストへの要求が高い。スポーツ車は、嗜好性の強い商品であり、軽量、高剛性など基本性能の高さと共に、高品質な外観を

*朝霞研究所

Table 1 Characteristics and application of motorcycle frame

	Characteristics	Application
Steel frame	- Well balance of cost and performance - Welding ability - Many component parts	- Sport motorcycle - Utility motorcycle - Scooter
Aluminum frame (Hybrid type)	- High strength and rigidity per weight - Lightweight - Shape design ability	- Sport motorcycle - Super sport motorcycle
Aluminum die casting frame	- Shape design ability - Productivity	- Small sport motorcycle - Scooter

求められるものが多い。

これらの要求を満たすため、実用車へは広く鋼材製のフレームが用いられ、材料単価の安さと、溶接の簡便性よりコストを低い水準に保っている。一方、スポーツ車にはアルミニウムフレームを用いることが多いが、構造はアルミニウム押し出し材と重力金型鋳造品を溶接結合しているため、材料や溶接にかかるコストが鋼材に比べて高い。さらに高品質な外観を実現するためには、表面仕上げへの配慮が必要となる。またアルミニウムフレームのなかでも製造法の異なるダイカストフレームは、押し出し材では為し得なかった外観デザインの自由度を広げることができる。しかし、開発や鋳造技術の難易度が高いため、一部を除き普及していない。フレームの各製法、材料別の特徴と主な適用カテゴリをTable 1に示す。

スクーターのユーザには、若年層や女性も多く、二輪の基本性能はもちろんのこと、車両の取り扱いやすさや、積載性などの使い勝手に配慮することが大変重要である。また、大量な生産台数も考慮し、廉価なコストも要求される。そのため、一般的にスクーターには、モータサ

イクルの実用車と同様に、鋼材の溶接フレームを使用している。

スクーター用フレームは一般的に非外観部品である。そのため、機能主体の構造となるが、ユーティリティの観点から、足付きや乗降性を考慮したフラットフロア対応ダウンチューブ、ヘルメット収納に対応したリヤツインチューブの配置を必要とする。従来構造のスクーター用フレームボディをFig.1に示す。

この図から明らかなように、通常、ヘッドパイプ、ダウンチューブ、左右サイドパイプ、クロスパイプといった主構造メンバをスチールパイプで構成し、エンジンハンガリングやリヤサスペンションなどの機能部品、艤装品の取付け部、補強用のガセット類をプレス成形し、これらを溶接で結合している。

2. SZX50の概要

今回、開発したアルミニウムダイカストフレームを適用した50ccスクーターのSZX50は、13インチの偏平タイヤ、ロングストロークサスペンション、前後ディスクブレーキなどを装備したスポーツスクーターであり、モータサイクル感覚の操安性や走破性を実現している。SZX50の外観をFig.2に、諸元をTable 2に示す。

SZX50のフレームに要求される性能を実現するために以下の項目が挙げられる。

- (1)スクーターに求められている乗降性や荷物の積載性を損なうことなく、スポーツタイプモータサイクル並の剛性を確保する。
- (2)フレームを意匠面に活用するために高品質な外観を創造する。

従来スクーターに用いている鋼材溶接フレームでは高い剛性を得るためには重くなりすぎ、スポーツ車並の外観品質を実現できない。そこで上記項目を達成する手段

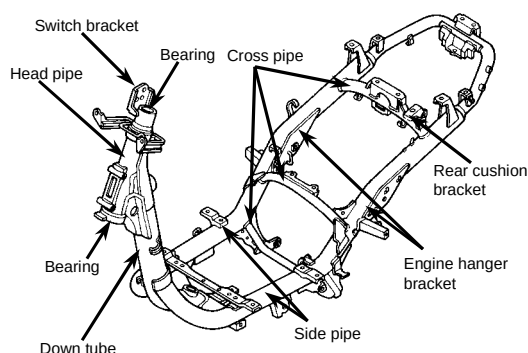


Fig.1 Construction of a conventional frame body for scooter



Fig.2 Exterior view of SZX50

Table 2 Major specifications of SZX50

Dimensions (L×W×H) (mm)		1875×705×1165
Wheelbase		1265
Frame type		Aluminum die casting
Engine type		Air-cooled 2stroke Single-cylinder
Engine displacement (cm³)		49.4
Tire	Front	120/70-13M/C
	Rear	140/60-13M/C
Brake	Front	φ220 Disk Dual piston
	Rear	φ190 Disk Dual piston
Vehicle dry weight (kg)		91

として、本機種は、アルミダイカストフレームを採用することにした。

3. 開発目標および要件

本フレームの開発においては、SZX50の機種要件とともに、今後の開発および生産効率の向上を念頭におき、下記の3項目を目標として開発した。

- (1) 量産における開発段階と同等の形状、強度、剛性の維持。
- (2) 一体製造による部品点数削減および溶接の廃止。
- (3) 機械加工の廃止。

本フレームの開発では、開発手法を見直し、銅板溶接フレームと同期間内での開発完了を達成すべく、新たな

開発プロセスの確立に努めた。

本フレームの形状決定には、開発目標とともに下記要件を満たすことが必要である。

- (1) 高品質外観の確保。
- (2) ヘルメット収納スペースの確保。
- (3) エンジン揺動スペースの確保。
- (4) スポーツモータサイクル並みの剛性の確保。

さらに、ダイカスト製法を用いるため、量産製造時の品質安定化を考慮し、湯流れ性を優先した湯口方案や製品形状にする必要がある。

4. フレーム構造および形状

今回開発したアルミダイカストフレームボディはヘッドパイプからエンジンハンガ部までの前方部分の意匠面を剛性要素として利用し、リヤサスペンション取付け部までを一体化したFig.3に示すような構造とした。

エンジンハンガ部からリヤサスペンション取付け部までの後方部分は、Fig.4に示すように、ヘルメット収納スペースやエンジンの揺動スペースを確保するため、金型を4分割構造とした。これによって得られた断面形状により省スペース化を図っている。

Fig.5に示すように、リヤサスペンションは取付け部の無加工化を考慮したストラット方式を採用し、大型のラパークションを介して直接フレームボディに取付け、応力集中を受けにくい構造とした。

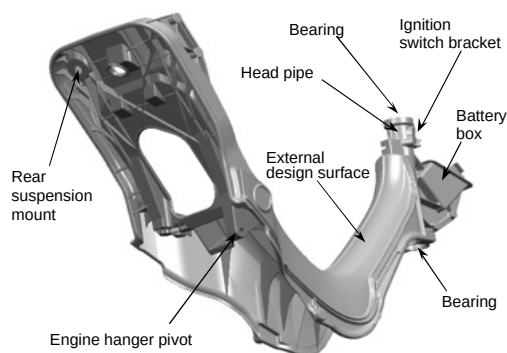


Fig.3 Construction of SZX50 frame body

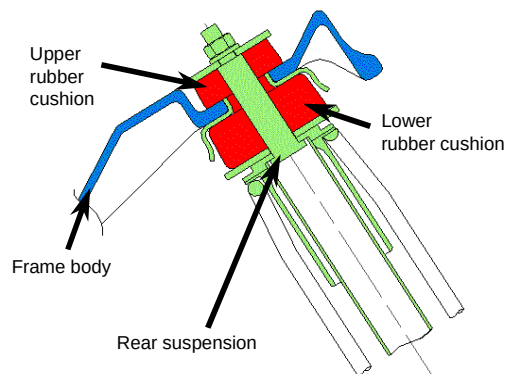


Fig.5 Rear suspension installation

5. 開発プロセス

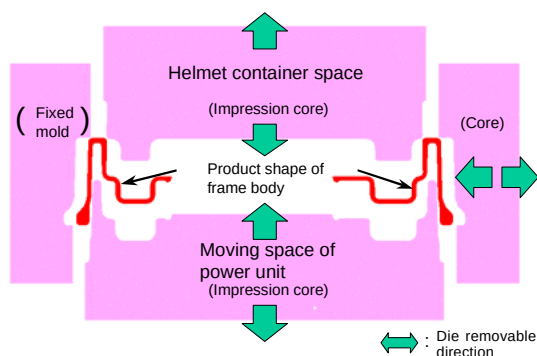


Fig.4 Die construction and function of rear part

開発目標および要件を考慮して形状を決定するため、本フレームボディの開発は、一元化した3DデータによるCAD/CAM/CAEを効率よく活用した。開発プロセスをFig.6に示す。開発初期段階では、CAEにより強度、剛性を解析し、さらに鋳造方案による形状制約を解決するためにCADによる検討を重ね、クレイモデルへ反映することを繰り返した。中期段階では砂型鋳造品をCAMにより作成し、さらに後期段階では、このCAMデータを量産金型の製作に用いた。

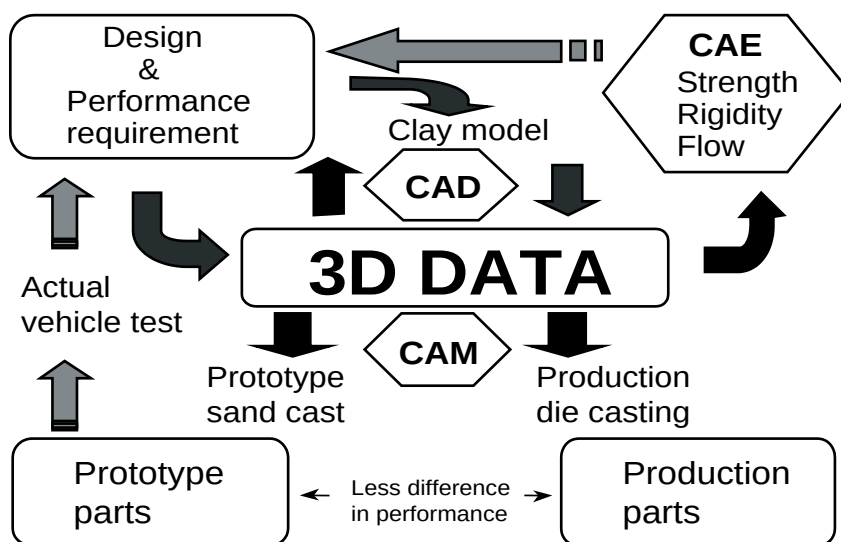


Fig.6 Process of development and flow of 3D data

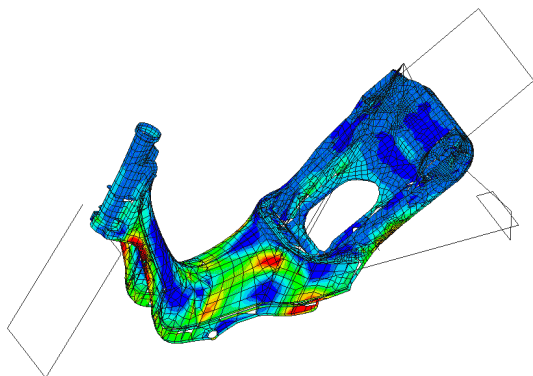


Fig.7 Frame body rigidity calculation

5.1. クレイモデル製作

本フレームボディは意匠面を有しており、クレイモデルにより決定される外観面を元に、目標性能を成立させなければならないため、クレイモデル段階での事前検討が重要である。

クレイモデルの製作には、金型方案によって決定される型割り方向や抜き勾配と、意匠面データとの整合および樹脂カバー等の合わせ部や非外観部の設計を反映する必要がある。これらの設定を行うと同時に、強度、剛性評価をCAEソフトNASTRANで、動的強度評価をCAEソフトABAQUSにて解析し、適正形状とリブ配置、肉厚を決定した。解析の一例をFig.7に示す。

このように、クレイモデルの測定データをもとに3Dデータを作成し、レイアウトやCAE解析を行い、クレイモデルへのフィードバックを繰り返し行うことにより、効率よくクレイモデルを完成することができた。

5.2. 鑄造方案

従来、一般ダイカスト製法を用いた大型部品の鑄造は、四輪車のエンジン部品などの箱型形状品が主であり、本フレームボディのように大型で薄肉軽量の部品には適用実績が少ない。

また、フレームボディとしての要求性能を満たすために、エンジンブロック用とは異なる流動性の若干低い材料を使用するので鑄造方案的にも難度が高い。

本フレームボディの製品形状を実現するためには、鑄造方案にて下記課題を解決する必要がある。

- (1) 鑄造品質の均一性と左右対称性。
- (2) 流動長の短縮化による湯回り性改善。
- (3) 寸法精度の安定性。

以上の課題を解決するために、次のような検討を行った。

5.2.1. 鑄造機選定

ダイカスト部品の最初の検討事項は型割り方向の決定であるが、本フレームボディにおいては、いくつかの型割り検討を重ね、可動型と固定型の型合せ面をフレームボディの中心面に設定することで、スクータ型車両の特徴である湾曲した形状を維持し、型締力2,500tonの鑄造機による製造を可能とした。

5.2.2. 金型構造

前述の型割り方向でのメリットとして、溶湯の流動長を最短化し、フレームボディの左右の鑄造品質差を無くすることができる。また、本フレームボディには機能の集約化による多くのアンダカット形状を設定した。それらを引抜き中子型で対応すべく製品形状の見直しと、結合部品の最適化を図った。この結果、後述する無加工を実現するための引抜き中子型と合わせ、8方向の引抜き中子を有する金型構造とした。

5.2.3. 湯口位置と形状

湯口や湯溜りの配置は、ダイカスト方案の中で湯回り性、左右対称性の確保や鑄造品質の均一性を得る上で最も重要である。本フレームでは、Fig.8に示すようにフレームボディの中心面に湯口を配置し、製品端末の全周に湯溜りを設定した。これにより製品内でのエアの巻き込みを最小限に抑えている。

5.3. 量産鑄造方案の検証

本開発の中で、最大の課題である鑄造品質の安定化に対しては、最適鑄造方案の確立が重要であった。前述の

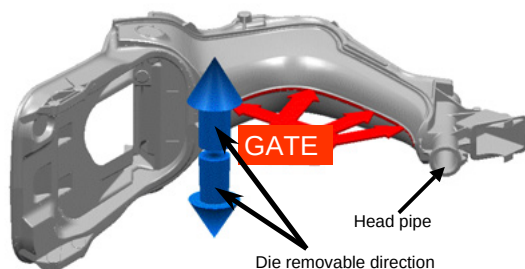


Fig.8 Gate position and die removable direction

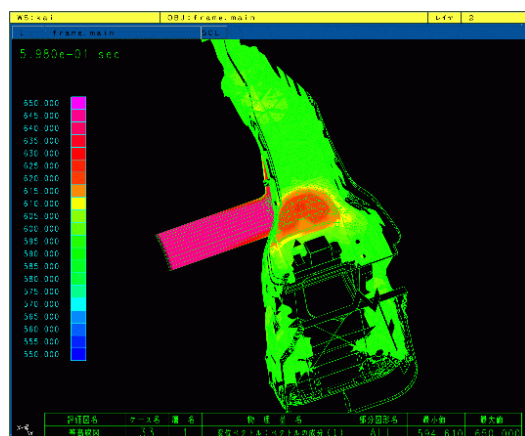


Fig.9 Aluminum flow calculation

ように、従来の鋳造方案の決定はエキスパートの経験によるものが主である。本フレームの開発では、経験領域で先行検討した鋳造方案の妥当性検証を製品3Dデータをもとに、湯流れシミュレーションを実施した。今回用いた湯流れCAEソフトMETAL FILLによる解析の一例をFig.9に示す。

ゲート位置、数の違いによる湯流れ特性の変化が定量的に把握でき、この結果を金型基本方案に適用した。最終的な方案については、鋳造試行による改良を行い決定した。

5. 4. ダイカストフレームの性能品質

開発中期段階のフレームは、砂型を使った重力鋳造により製作した。製法の差による形状などの違いを極力抑えるために、砂型用木型は、設計段階でCAEに応用した3D・CADデータをCAMデータとして使用し、NC加工により製作した。さらに砂型、金型の型割り構造を同一とすることで、抜き方向などの違いから生じる形状差を無くし

Table 3 Weight of prototype and production

	Prototype	Production part
Thickness difference from 3D data (mm)	0.02	0.06
Weight (kg)	10.36	10.44

た。さらにこのCAMデータを量産金型製作に用いることで、Table 3に示すように砂型、金型パーツの近似性を高めている。

また、開発段階に用いた材料は、量産材料特性との近似性を考慮したものを使用した。

5. 5. ダイカスト用材料

一般に使用されるダイカスト用材料は、流動性、充填性に優れるAl-Si系の合金と耐食性、韌性に優れるAl-Mg系の合金に大別される。現在使用されているダイカスト用JIS合金の実体特性値¹⁾²⁾をTable 4に示す。Al-Mg系合金のADC6は韌性に優れ、耐食性が良いために無処理で使用される場合が多いが、凝固温度範囲が広いために流動性、充填性に問題があり大型鋳物には適さない。Al-Si系の合金の中において、ADC1は強度が低く、ADC3は強度と韌性のバランスに優れ、ADC10/12は共に強度が高いものの韌性確保が困難で、耐食性が劣る傾向にある。薄肉で大型形状の本フレームに対しては、成形性の良いAl-Si系合金の中で、モータサイクル用ホイールなどにも量産実績があるADC3相当の材料が最も適している。

なお、本フレームにおける強度と韌性を保証するために、適用材料では有効元素のSiとMgの成分範囲を見直し、韌性を阻害するFe系金属間化合物の針状化を防止するためにMnを添加し、ダイカスト時の金型溶着性を阻害しない範囲で不純物のFeを規制している。強度と伸び特性における各材料の位置付けをFig.10に示し、本フレームに適用した材料組成をTable 5に示す。

前述した開発段階でのCAD、CAM、CAEの活用と材料選

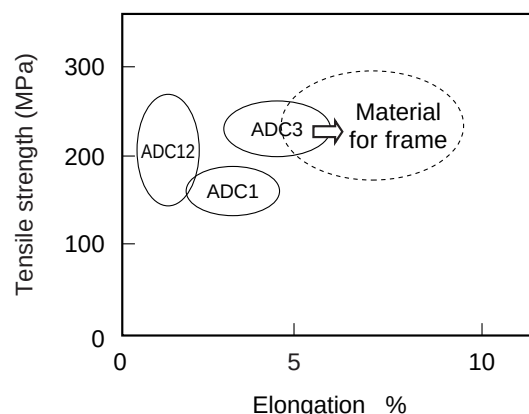


Fig.10 Mechanical property of JIS Al-Si system alloys for high pressure die casting

Table 4 Properties of practical JIS alloy for die casting

Properties	Alloy system	Al-Si			Al-Mg
	JIS	ADC 1	ADC 3	ADC 12	ADC 6
	AA	A413.0	A360.0	A384.0	515.0
Ultimate tensile Strength (MPa)		240	316	322	280
0.2% proof stress (MPa)		110	165	172	145
Elongation (%)		3.5	5.0	1.0	10.0
Specific gravity		2.65	2.63	2.71	2.57
Melting point (°C)		580	600	590	620
Coefficient of thermal Expansion, 20~200°C		21.4 $\times 10^{-6}$	22.0 $\times 10^{-6}$	21.8 $\times 10^{-6}$	25.0 $\times 10^{-6}$

Table 5 Chemical composition for frame material

(wt %)								
Cu	Si	Mg	Zn	Fe	Mn	Ni	Ti	Al
0.35	10.0	0.35	0.06	0.45	0.40	0.01	0.01	bal

定により、開発初期段階と量産の近似性は、重量差 0.8 %、剛性差 3.8%となり、十分な近似性が得られた。

6. 生産効率

6. 1. 部品点数削減

前述したようにフレーム形態として一体構造を採用したことで、機能部品の一体化が図られた。また、各補器類や、艀装品の取り付け部の一体化も図った。締結部は、機能別に大きく三つの仕様に分けられ、5種類の締結ボルトを使用した。高い締結剛性を必要とする部位は、鋳抜きによる締結穴を設定し、ボルトを貫通させ固定する仕様とした。また入力荷重が低い部位はネジ加工が不要なセルフタッピングボルトを用い、樹脂部品の取付け部には本体に挟みこむナットを用いて、型割りに影響しない構造とした。さらに、ダイカスト製法の特徴を生かし、バッテリー収納部をヘッドパイプの前方に一体で成形している。

以上より部品点数削減に関しては、従来型フレームの部品30点相当の機能を1部品に集約することができた。また、この一体化による結果として溶接工程は、従来の

Table 6 Number of parts and welding length of frame body

	SZX50	Conventional model
Welding length (mm)	0	4535
Number of parts (Piece)	1	30

モデルの溶接長約4500mmを廃止することができた。同一機能を満たす部品数、溶接長の従来のフレーム構造に対する削減効果をTable 6に示す。

6. 2. 機械加工の廃止

一般的に、フレームボディはその大きさから完成後の機械加工が困難であり、従来構造のスチールフレームボディでは溶接前に単品加工を施し、溶接後にヘッドパイプのFB(Fine Boring)加工のみを行なう。本フレームボディでは、低コストにするために、ダイカスト製法による高精度を生かして、下記の手法によりヘッドパイプのFB加工以外を廃止した。

フレームボディには、ステアリングステムシャフト、エンジンハンガ、リヤサスペンションなどの機能部品や外装部品など多種多様な艀装品が取付けられるが、取付け方向はそれぞれ異なっている。そのため金型構造や摺

動方向に合わせて取付方法を工夫し、取付部品の仕様見直しを含め、後加工が不要な構造とした。

ヘッドパイプ部の上端および下端には、ステアリングステムシャフトを保持するためのベアリングの外輪を圧入する必要がある。この部位は軸心度、面粗度、真円度に高い精度を必要とするため、本開発では初期からFB加工を前提としたが、ダイカスト素材精度の高さを生かし、加工基準を従来と同様のヘッドパイプ外形部とすることで、既存のFBマシンによる加工とすることができた。その結果、FB加工部を除き機械加工を廃止することができた。

7. 結論

- 1) フレームボディのアルミニウムダイカスト化により、30点あまりの部品から構成されていたものを1部品にすることができ、約4500mmの溶接長が廃止できた。
- 2) ヘッドパイプのFine Boringを除き機械加工を不要とした。
- 3) 開発初期段階と量産のフレームボディの近似性を重量差0.8%、剛性差3.8%にて達成した。
- 4) スクーター用として世界初のアルミダイカストフレームを実用化し、その開発プロセスが確立できた。

参考文献

- 1) 軽金属協会 アルミニウム鋳物技術委員会：アルミニウム合金鋳物の実体強さ、(社)軽金属協会、1984
- 2) Kaiser Aluminum & Chemical Sales, Inc. : KAISER アルミニウム鋳物、(社)軽金属協会、1965

■ 著 者 ■



末 田 健 一



上 田 順 一



伊 藤 浩



津 田 勲

ステレオカメラによる 高分解能距離センサシステム

High Resolution Range Sensor System with Stereo Camera

青山 千秋* 峯田 憲一** 岡田 泰仕*
Chiaki AOYAMA Ken'ichi MINETA Yasushi OKADA

要 旨

自動車用障害物検知システムのために、ステレオカメラを使うことで障害物となりそうな複数の物体までの相対距離、速度と物体の幅を検知するシステムを構築した。専用の相関演算ハードウェアと高速なアルゴリズムの開発により実時間で検知できることが実環境において検証された。本論文においては、ハードウェアとソフトウェアの解説とシステムを実行した結果について述べる。

ABSTRACT

To apply to the obstacle detecting system for automobile, we have developed the system that makes detection of the relative distance from the vehicle to the obstacle which will have possibility of collision, the relative speed of the vehicle and the size of obstacle using a stereo camera. The exclusive correlative operation hardware and the high-speed algorithm are prepared, and the system has been proved for detection of obstacles at real time by testing in real scenes.

In this paper, we show the explanation for the hardware and the software of the system and the results of experiments.

1. まえがき

近年のエレクトロニクス技術の進歩により従来以上に自動車におけるインテリジェント化¹⁾²⁾が進み、運転がより安全で、かつ、快適なものになってきている。さらに、レーザレーダにより追従走行するシステムも実用化され、道路にひかれた白線を検知し自動車がレーンを逸脱しないシステムに関しても実用化が近づいている。将来的には自動車が走行する車線(以下、自車線と称す)内に停止している車両を遠方で検出し、減速するようなシステムに発展していくと考えられている。ところが、遠方になるほど画像による白線の位置検知結果とレーザレーダなどによる障害物の位置検知結果との違いが大きくなり、障害物が自車線の内側にあるのか外側にあるのかという判定が困難となってくる。そこで、空間分解能の高い画像を使った単一のセンサにより車線と障害物を検知することで、センサの違いによる誤差を無くし、内外判定を確実にを行う研究が進められ

ている。そして、画像による精度の高い障害物検知が自動車用障害物検知システム構築の課題となっている。ところが、ステレオカメラを利用した障害物検知は報告されているが、画像を使うことで高い分解能を得られるにも関わらず水平方向に対する距離を検出する点数が少ないため検出密度が低く高分解能という画像の特徴が生かせていなかった³⁾⁴⁾。

そこで、我々はステレオカメラを使って前走車までの距離や速度および幅をリアルタイムで検出できるセンサを開発した。そして、実験車システムによる実走行テストにより、一つのセンサにより走行領域と障害物の相対位置誤差が低減すること、検出密度が向上すること、障害物間のすり抜けや飛び出しの検知への可能性もあることがわかった。

本稿では、高分解能距離センサのハードウェアとソフトウェアについて解説し、実験結果について報告する。

*和光基礎技術研究センター

**栃木研究所

2. システム概要

本システムは単に画像処理を計算機で行うだけでなく、人間との協調をはかるシステムのために実時間での処理を行うことを要求された。そこで、高速化とレンズのひずみの少ない領域を使うために処理領域を水平面だけとし、さらに一部を専用ハードウェア化することでリアルタイムでの処理を可能とした。

実験車システムにおける処理の流れをFig.1に示す。ステレオカメラより取り込んだ画像について距離とオプティカルフロー(動き)を求め、クラスタリングし、クラスタにIDを付けて、結果を出力する。画像から得られる動きは精度が悪いためIDを追跡しフィルタを通すことで速度情報とする。

このシステムのハードウェアは、ステレオカメラ、相関演算ボード、CPUボード、A/D変換ボード、ジャイロ、車高センサより構成されている。既存のハードウェアとの親和性の点からシステムバスにはVMEバスを採用した。VMEバスは画像データを転送するには十分な帯域を持っていないため、水平面の視差情報に圧縮してCPUボードに送っている。

2. 1. ステレオカメラ

ステレオ画像から左右の良い対応をとるためには、左右のカメラの特性が合っていることが必要で、特に本研究で利用している相関演算は、左右の明るさの違いに敏感であるため映像の明るさが同じになるように環境の明るさに応じてカメラの絞りや感度を調整しなくてはならない。ところが絞りは機械的動作により働くため絞り値を一致させるのは困難である。そこで絞りの代わりに切り替えられるNDフィルタと電子シャッタを利用することにし、再現性良く明るさの調整ができるようにした。

この白黒カメラには10bitのA/Dコンバータが附属しており768×480画素のインタレース画像が毎秒30枚出力される。ただし、この画像のうち処理に使うのは768×240の片フレームだけである。また、画角は約40度に設定している。

2. 2. 相関演算ハードウェア

ステレオ画像における左右の画像の対応をとり、動画像における時間の異なる画像の対応をとるために専用のLSIを作ることで2UサイズのVMEボード2スロットとな

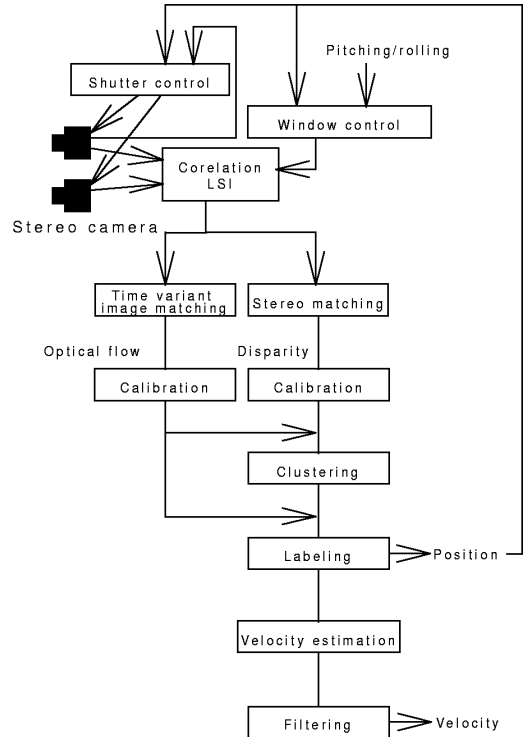


Fig.1 Process flow

り、また、リアルタイムで処理が行えるようになった。

画像の対応点は小領域の相関により求めた。相関計算にはパイプライン処理を可能とするために、左画像と右画像のある量だけずれた対応する画素の明るさ(右の明るさR、左の明るさL)について差の絶対値(以下では一致度と称す)の和Dを計算して利用することにした。そして、これを探索領域(横ずらし量 $dx_{min} \sim dx_{max}$ 、縦ずらし量 $dy_{min} \sim dy_{max}$)について演算し、Dが最小となる場所を対応点とするアルゴリズムを採用した。

ここで、ある点(x, y)についてのずれ(dx, dy)における相関値は、相関をとる領域の幅がn、高さがm の時以下のように定義する。

$$D_{x,y,dx,dy} = \sum_{j=0}^{n-1} \sum_{i=0}^{m-1} |R_{x+j,y+i} - L_{x+j+dx,y+i+dy}|$$

対応位置はdxを dx_{min} から dx_{max} まで変え、dyを dy_{min} から dy_{max} まで変えて計算し、最もDの値が小さくなる時の位置(dx, dy)とする。探索は右側の画像から取り出したある小領域について左側の画像で探索するものとする。

このアルゴリズムは自動車の後部などのようなカメラに対して垂直な平面に対しては有効な方法である。また、実際に処理を行った結果から、領域内で距離が変

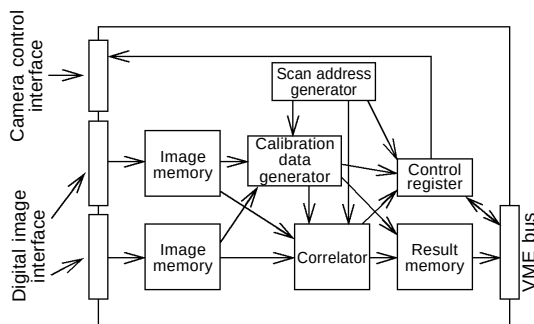


Fig.2 Correlation board

わっている面を持つ自動車の側面や生け垣に対しても対応がとれることがわかった。

相関演算ハードウェアはFig.2の様に画像メモリ、スキャン座標発生器、補正データ発生器、相関演算器、処理結果メモリ、制御レジスタに分かれる。ステレオ処理のためには画像メモリを左右で2枚ずつ使い、動画像処理のためには現在の画像の取り込みに2枚、過去の画像の取り込みに最大8枚メモリが使用できる。つまり、動画像の相関は最大で6枚前の画像と比較ができ33msec×6=198msecの時間差までとれる。

スキャン座標発生器と補正データ発生器の動作により上記の添え字の変化を発生させている。レンズのひずみによる画像の変形をもとの変形していない形に戻す動作を補正データ発生器で発生するメモリアドレスにより行う。

補正データ発生器はレンズの周辺光量低下による信号レベルの低下を補正するデータも発生し相関演算器に供給し乗算により補正させる。

処理結果メモリには相関値と、最小値、最小値のあるアドレスが保存される。

スキャン座標発生器は探索対象領域(ステレオの場合最大横768×縦18画素)の画素データを縦→横の順(dxとdyの添え字のうちdyを先に変化させる順)にメモリから相関演算器に渡すように座標を発生させる。

2.3. 相関演算器

従来の相関演算器は対応をとる領域のサイズが小さく(4×4、8×8)、そのため、ノイズに弱いという問題があった。ある実画像を右画像としそれを右方向にシフトさせて左画像とした2枚の画像について、相関をとっ

Table1 Variance of disparity

		Horizontal							
		1	3	5	7	11	15	21	31
Vertical	1	4.73	2.49	1.67	1.27	0.99	0.91	0.79	0.56
	3	2.46	0.97	0.86	0.86	0.67	0.56	0.09	0.08
	5	1.54	0.51	0.50	0.49	0.40	0.10	0.10	0.09
	7	1.22	0.18	0.14	0.12	0.10	0.10	0.10	0.09
	11	0.59	0.20	0.12	0.11	0.09	0.09	0.09	0.09
	15	0.49	0.16	0.12	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09
	21	0.59	0.20	0.12	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09
	31	0.28	0.21	0.11	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08

た時のばらつき(Table 1)をみると、5×5画素では、領域ごとのずれの推定量に±0.5画素ぐらいのばらつきがあることがわかる。本システムでは±0.2画素以下の精度が要求されたので、領域サイズを十分大きくする必要があった。そこで、領域サイズは縦横ともそれぞれ最大15まで設定できるようにした。

相関演算器(Fig.3)は、四つの演算器による四つの演算ブロックを有する16並列のパイプライン処理方式を採用した。探索領域 $dx_{min} \sim dx_{max}$ 、 $dy_{min} \sim dy_{max}$ はステレオ視で横方向に0から127、縦方向に-2から+1、動画像で横方向に-8から+7、縦方向に-4から+3取ることが可能である。ステレオ視でも縦方向の探索を可能としたのは左右のカメラの経年変化や振動によるずれを吸収するためである。一つの演算器は処理領域の16分の1を担当するので、ずれ量を16分の1ずつ受け持つことにして、具体的には第一相関器は $dy=0$ 、 $dx=0, 4, 8, \dots, 127$ とずれ量が変わる探索領域を求める計算を受け持っている。

第一演算ブロックの第一相関器について説明する。

a-dの回路は、前の式における

$$f(j) = \sum_{i=0}^{n-1} |R_{x+j, y+1-Lx+j+dx, y+i+dy}|$$

を計算する。

e-hの回路は

$$D_{x=0, y=0, dx=0, dy=0} = \sum_{j=0}^{n-1} f(j)$$

の計算を行う

つまりa-hの回路により $m \times n$ のウィンドの相関処理ができることになる。

つぎに探索元の右側の画像を1画素横にずらした $x=1$ 、 $y=0$ における次の $m \times n$ のウィンドの相関値 $D_{x=1, y=0, dx=0, dy=0}$ の計算を考える。

$x=1$ の場合は、すでに計算されている $x=0$ の相関値と、 $x=0$ の領域の1列目と $x=1$ の領域の4列目が

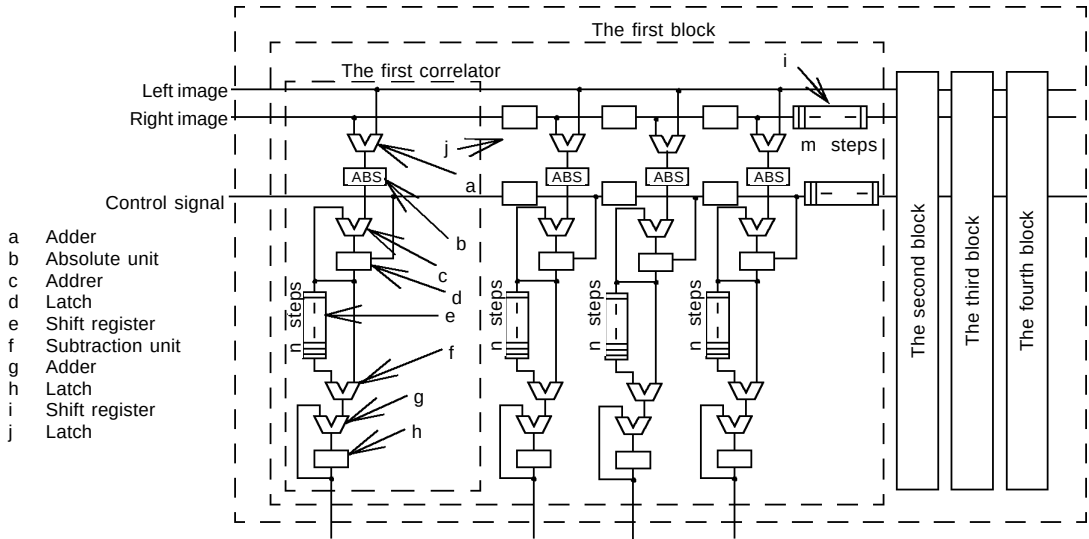


Fig.3 Correlator chip block diagram

違うだけである。そこで、1列目の値を引いて4列目の値を加えるだけで $x = 1$ の場合の領域の和になる。一方1列目の値はシフトレジスタeの出力になっているので $x = 1$ の時の4列目の和から減算器fにより引いて、その値をラッチhの出力と加算機gにより加えればよい。これで残り3列の演算をすることなく $x = 1$ の場合の領域の和が算出できる。

x を0から639まで変化させることで同一のずれ量を持つ640の領域のDの値が算出される。

同様の処理をラッチjにより発生する縦のずれが発生した画像について行うことで、第一ブロック全体としては $dx = 0$ 、 $dy = 0 \sim 3$ の相関処理ができる。

第二ブロックはm段のシフトレジスタiにより画像データを横1画素分ずらすことになるので、 $dx = 1$ 、 $dy = 0 \sim 3$ の相関処理を行うことになる。従って第一～第四ブロック全体では $dx = 0 \sim 3$ 、 $dy = 0 \sim 3$ の相関処理を実行することになる。

この様な処理により領域のサイズが 15×15 の時に、領域を水平方向に $x = 0 \sim 639$ まで移動し、ずれ量 dx を $dx = 128$ までの各一致度Dを求める際でも、演算回数を $15 \times 15 \times 640 \times 128$ 回から $15 \times 640 \times 128$ 回に減らすことができる。すなわち、小領域の横方向の幅(画素素数)は計算時間に無関係になる。従来はこの様な処理をしていなかったため実時間処理においては時間的制約から領域サイズを大きくすることができなかった。

つぎに、こうして得られた相関値を用いて、それぞれ

の点 (x, y) に対応する最小値 $D_{\min}$ とその時のずれ量 dx 、 dy を求め、処理結果メモリに保存する。

2. 4. 補間／信頼度計算

最小値からだけでは1画素単位でのずれしか算出できないため、さらに補間処理をすることにより対応点の分解能を4倍以上向上させている。最小位置 dx は、最小値となるずれ量 $dx_{\min}$ 、最小値 $D_{\min}$ 、そして、その隣の値 $D_{\min-1}$ 、 $D_{\min+1}$ から比例計算により算出している。 $D_{\min-1} < D_{\min+1}$ の場合は以下になる。

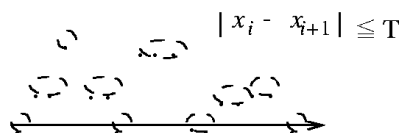
$$dx = dx_{\min} - \frac{(D_{\min-1} - D_{\min+1})}{2 \cdot (D_{\min} - D_{\min+1})}$$

以上の演算を機械的に行うと、すべての点について対応計算結果が得られるが、画像の性質によってはその結果が正しいとは限らない。そこで確からしさ(信頼度)を求めて、それと距離情報を後段の処理に送るようにする。信頼度としては最小値の谷の周囲に対する相対的深さと、一致度の和の大きさを利用している。信頼度は対応をとるべき領域内のコントラストが低いと最小値の周囲の値が変化がなだらかなるため低いものとなる。

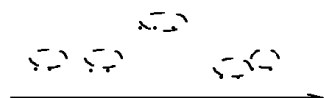
2. 5. クラスタリング

つぎに、相関演算結果より得られた視差情報を三角測量の原理により距離に変換し、実平面上の点情報を複数得る。そして、これらの点をそれぞれの近さによりグループ分けする。このグループのことをクラスタ、クラ

Step1
Simplified sequential clustering with threshold



Step2
Elimination of insignificant cluster



Step3
Bundle clusters and allot ID

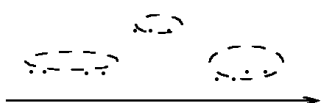
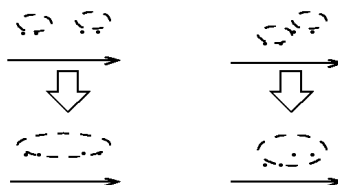
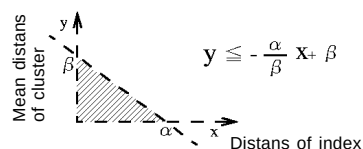


Fig.4 Clustering process

Rule 1
Bundle near-location and near-mean-value clusters



Rule 2
Distinguish between two close subjects
each other using optical flow

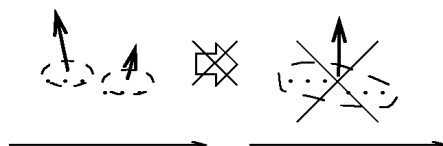


Fig.5 Combine process

スタを作ることをクラスタリングという。本研究では以下のような手順によりクラスタリングを行った。(Fig.4)

Step1: 視差情報をスキャンしてしきい値によりクラスタリングする。

Step2: 無意味なクラスタを除去する。

Step3: クラスタを束ねる。

クラスタを束ねる際には以下の基準を適用する。

(Fig.5)

Rule1: 位置が近く、平均値が近いクラスタは束ねる。

Rule2: オプティカルフローが異なるクラスタは束ねない。

スキャンによりクラスタリングしており、収束計算をしないため短時間で処理を終えている。

2.6. ID付け／継承

つぎに、クラスタリングによって得られたクラスタ(検出物体)が、過去の時点で認識していた物体(記憶物)のうちどれに対応するのか調べ物体のIDを付ける。これをID継承と呼ぶ。対応を調べる際には、検出物体と記憶物体の相対位置のみでなく、記憶物体の過去の動きも利

用する。こうすることで複数の物体が交差して動く場合(たとえば、3車線道路の中央を走行しているときに左右を走行する車が前方で交差しながら車線変更をするような場合)でも正しくIDの継承ができるようにした。

記憶物体の過去の動きから現在の位置を予測し、検出物体との距離のみによって対応をとると、記憶物体の過去の速度ベクトルに対して大きく外れた方向に検出物体があっても、速度ベクトルの方向にある検出物体と同じ距離ならば同じ評価値になってしまい、誤対応を起こす可能性がある。つまり、位置情報のみで検出物体と記憶物体の対応をとると物体同士が近づくとIDの入れ替えが起こりうる。また、記憶物体に優先順位を付け順位の高いものから探索を行う場合、順位の高い物体が順位の低い物体の近くで、ノイズなどの影響で一時的に消えると、IDを間違った検出物体に付けてしまうという現象が起こる。

そこで、一回前の記憶物体の位置と検出物体の位置で決まるベクトルを候補ベクトルと呼ぶことにし、この候補ベクトルと記憶物体の速度ベクトルとの類似性を評価して対応の判定をする方法を導入した。類似性の評価は

P_0 : (x_0, y_0)	Past position	$\hat{P}_0$: $(x_{p0}^{\wedge}, y_{p0}^{\wedge})$	Estimated position
$\vec{V}$: $(x_{\vec{V}}, y_{\vec{V}})$	Past velocity	d :	Aberration distance
P : (x, y)	Detect position	θ :	Translation angle
$\vec{P}$: $(x_{\vec{P}}, y_{\vec{P}})$	Candidate vector	k :	Constant
		C :	Coefficient of correlation



$$\begin{aligned}
 (1) \quad x_{p0}^{\wedge} &= x_0 + x_{\vec{V}} \times \Delta t, \quad y_{p0}^{\wedge} = y_0 + y_{\vec{V}} \times \Delta t & (4) \quad d &= \sqrt{(x - x_{p0}^{\wedge})^2 + (y - y_{p0}^{\wedge})^2} \\
 (2) \quad x_{\vec{P}} &= x - x_0, \quad y_{\vec{P}} = y - y_0 & (5) \quad C &= -(k\theta + d) \\
 (3) \quad \theta &= \arccos\left(\frac{\vec{V} \cdot \vec{P}}{|\vec{V}| |\vec{P}|}\right) = \arccos\left(\frac{x_{\vec{V}} x_{\vec{P}} + y_{\vec{V}} y_{\vec{P}}}{\sqrt{x_{\vec{V}}^2 + y_{\vec{V}}^2} \sqrt{x_{\vec{P}}^2 + y_{\vec{P}}^2}}\right)
 \end{aligned}$$

Fig.6 Evaluated value of ID

以下の手順で行う。(Fig.6)

- (1) 記憶物体の位置 P_0 と速度 $\vec{V}$ から、予測位置 $\hat{P}_0$ を求める。
- (2) 記憶物体の位置 P_0 と検出物体の位置 P から、候補ベクトル $\vec{P}$ を求める。
- (3) 記憶物体の速度 $\vec{V}$ と候補ベクトル $\vec{P}$ から、候補角 θ を求める。
- (4) 予測位置 $\hat{P}_0$ と検出物体の位置 P から、ずれ距離 d を求める。
- (5) 候補角 θ とずれ距離 d から、対応度 C を求める。

この評価値が高いものにIDを引き継ぐようにした。

ところが、この評価を単純にすべての物体に対して素直に行うアルゴリズムは $O(n \log n)$ のオーダーで処理時間がかかる。これでは $n=30$ 以上で十分な処理速度が得られない。そこで、物体の近傍のみを探索することで計算量を大幅に減少させ処理の高速化を図るようにした。具体的には、

- (1) 探索平面を格子状のブロックに分割し、物体が属するブロックの近傍のブロックにあるクラスタに対してのみ距離計算をする。
- (2) 物体の属性として優先度を設け、優先度の高い物体から順に探索を行っていく。一度物体と対応がとれたクラスタはマップから削除する。

この方法により二つの物体が一つのクラスタと対応した場合を考慮する必要がなくなる。処理時間を計測するとFig.7の様にクラスタが40ある時には約30msecかかっていたものが5msec以下になり、フレームレートでの処理が可能となった。

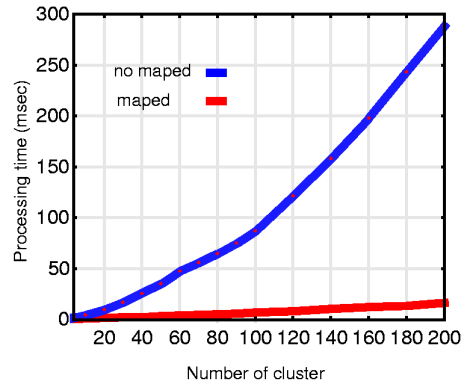


Fig.7 Time of inheritance

2.7. ピッチ補正

距離を求める領域を水平面に限定したため、水平面を推定する必要がある。そこで今回は車高センサ、ピッチレートセンサ、ヨーレートセンサにより水平方向を推定することにした。(Fig.8)

ピッチレートセンサを時間的に積分することで車両のピッチ角が原理的には求まるがレートセンサのドリフトにより時間とともに推定水平面が動いてしまう。それを防ぐために長期間的には車両は水平面を向いているものとしてレートセンサの積分値が0になるようにした。

こうすると定常加速の場合は車両が上を向いているにもかかわらず処理領域が車両に対して平行な方向に、つまり、上に向いていってしまう。そこで、車高センサにより定常的傾きを補正するようにした。

車高センサだけでは路面の凹凸による傾斜を反映して

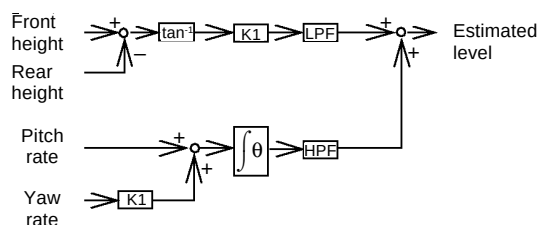


Fig.8 Pitch compensation

しまうため正しい水平面を推定できない。それを避けるためにローパスフィルタを通すと今度は急加速、急減速によるピッチ角変動に追従できなくなり、両センサの結果を利用しなければいけない。ところが、車両が旋回運動をするときは、ロールが発生しピッチ変動がなくてもピッチレートが発生したかのような結果になってしまう。そこで旋回運動時のヨーレートによりピッチレートセンサの出力を打ち消すことにした。

3. 実験結果

3. 1. 距離精度

屋内でテストチャートを提示した場合の測定結果をFig.9に示す。黒い点が画素ごとに検出された位置で、下の枠の中にはクラスタリング結果として検出物体のID、位置、幅を示す。カメラの前には幅が435mm (1番)、215mm (2番)のテストチャートと直径が50mmの黒いパイプ (3番)があり、青い線で実測値を示している。この時の基線長は100mm、画角は約40度、水平画素数は768である。

キャリブレーションを特にしていないが位置や幅がほぼ正しく算出できていることがわかる。パイプの幅が細くなっているのはパイプが黒いためよく映っていないためである。

実験結果より単に重心位置が算出できるだけでなく物体の幅までわかるため、従来のミリ波レーダやリフレクタを検知するレーザレーダでは難しかった障害物間のすり抜け判断もできる可能性があることがわかる。

3. 2. 速度精度

X-Yテーブルを利用して3. 1. と同じ設定のカメラに対して左右にターゲットを移動した場合 (Fig.10) と前後に移動した場合 (Fig.11) についての測定結果を示す。速度誤差はカメラの前方約2mの位置で前後方向で

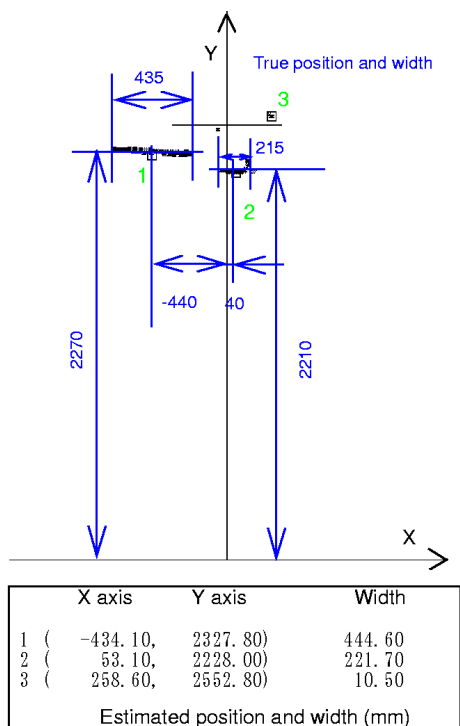


Fig.9 True and estimated position and width

は0.01m/sec、横方向では0.02m/secである。これを基線長1.2mのカメラに換算すると前後方向は60mで5km/h、横方向は20mで0.2km/hである。道路への飛び出しが検知できることがわかる。Fig.11では14秒付近から24秒付近まではターゲットが遠ざかっていくために遠くなるにつれて誤差が増えることで推定速度のばらつきが大きくなっている。立ち上がりがなめらかなのはフィルタが入っているためである。

3. 3. 実環境での検出例

高速道路において走行しながらシステムを動作させた結果についてFig.12～14に示す。

この時のカメラの基線長は約1.2m、画角は約40度、水平画素数は768である。対応をとる処理領域の大きさとしては実画像を水平方向にシフトさせて右と左の画像としたものについて相関をとった時のばらつき (Table 1) から0.1画素以下になるものとして横の精度を上げるために横が7、縦が15を選んだ。

この設定での距離精度は10mから100mの範囲で距離の5%以下 (100mで5m以下)、ばらつきは、3σで距

離の2%以下(100mで2m以下)であった。フロントガラスを含めたキャリブレーションをすることで距離精度の向上が見込まれる。

Fig.12では処理している画像と対応結果を平面上にプロットした表示を示している。小領域の対応をとっているにもかかわらず隣の車線を走行する車両の側面も対応がとれ、後部面と側面が合わさってL字型の距離データがでてるのがよくわかる。これだけの検出範囲をミリ波レーダやレーザーレーダで実現するには多くの素子をならべなければならない。

Fig.13は夜間の画像について処理したもので前方を走行する3台の車が検出できている。ガードレールは検出できないが路肩のリフレクタは良く検出される。また、対向車線を走行する自動車のヘッドライトも高速に接近する点として検出されている。

Fig.14ではクラスタリングした結果を射影変換して処理している画面に重ねて表示したもので、前走車は8.9km/hで遠ざかっていて、側壁は77.1km/hで接近していることを示している。検出結果がほぼ前走車の幅に一致していることと、単一センサのため画像とのずれがないことがわかる。つまり、画像から検出した他の情報、たとえば、走行領域との位置関係にずれが発生しない。さらに、車幅がわかることですり抜け判断ができることもわかる。

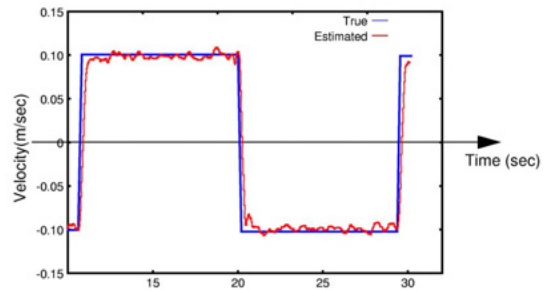


Fig.10 True and estimated lateral velocity

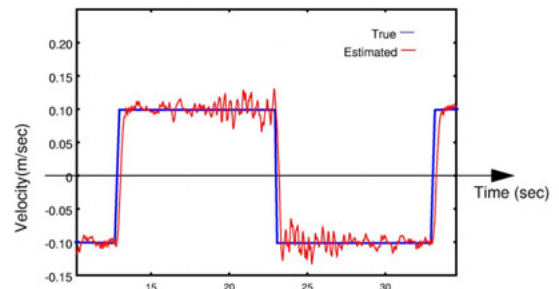


Fig.11 True and estimated longitude velocity

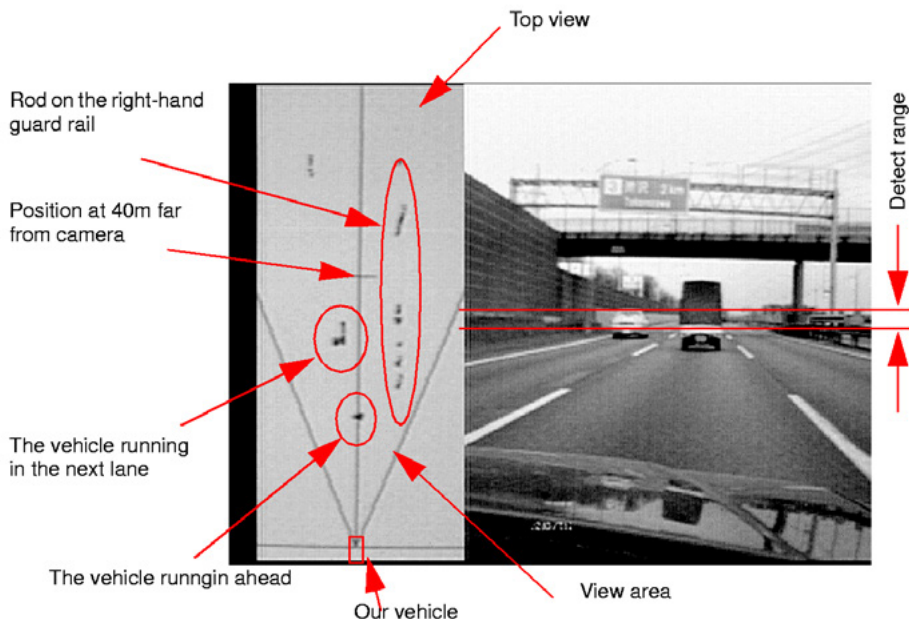


Fig.12 Real image and disparity map in the daytime

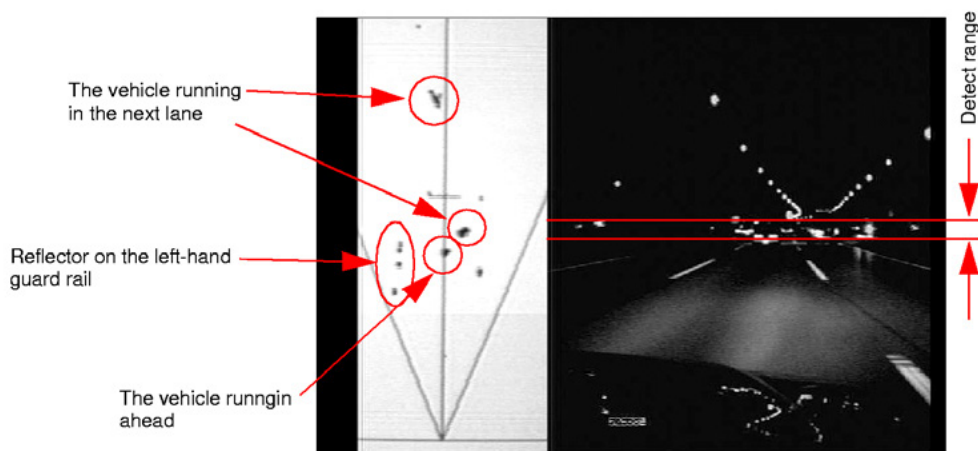


Fig.13 Real image and disparity map at night



Fig.14 Real image and estimated width, distance and velocity of targets

4. まとめ

(1)ステレオ画像処理と動画処理が、相関演算処理の最適化により車載できるボードにおいてリアルタイムで可能であることがわかった。

最大処理領域サイズ 水平640画素

最大マスクサイズ 15×15画素

視差探索範囲 水平方向 0～128画素、

垂直方向 -2～1画素

動き探索範囲 水平方向 -8～7画素、

垂直方向 -4～3画素

サイクルタイム 33msec

(2)クラスタリングの高速化によりリアルタイムで前走車の幅、相対位置・速度が検出できた。

(3)開発したシステムを高速道路において動作させ、昼夜を問わず前走車が検知できることが確認できた。

参考文献

- 1) 鶴賀孝宏、「ホンダASVの紹介」、HONDA R&D Technical Review Vol.8、1996/7、pp.1-11
- 2) 古川修、「ホンダAHSの概要」、HONDA R&D Technical Review Vol.8、1996/7、pp.12-20
- 3) 太田充彦、「ステレオ視ボード」、画像ラボ、1996.10、pp.54-7
- 4) 実吉敬二、「三次元画像認識技術を用いた運転支援システム」、自動車技術会 学術講演会前刷集 924、1992、pp.169-72

■著 者■



青山 千秋



峯田 憲一



岡田 泰仕

Hybrid-IIIダミー下肢の シミュレーションモデルの開発

Development of Computer Simulation Model for Hybrid-III Lower Extremity

高橋 裕 公* 岡 本 豊* 菊 池 裕 二*
Yukou TAKAHASHI Yutaka OKAMOTO Yuji KIKUCHI

エドウィン・シビカ** ジェフ・クランドル** ジョセフ・ペレッティエ** ウォルター・ピルキー**
E.M.Sieveka J.R.Crandall J.A.Pellettiere W.D.Pilkey

要 旨

Hybrid-IIIダミーにおける下肢各部の特性測定結果に基づき、ATB(Articulated Total Body)プログラムによるシミュレーションモデルを開発した。

下肢部単体の衝撃テストおよび台車テストの結果から、シミュレーションモデルの精度検証をおこなったところ、脛部の軸力およびモーメントに関して高い精度が確認できた。

また、足裏への入力として摩擦力が支配的になる場合は、摩擦モデルの改良が必要であることがわかった。

ABSTRACT

A new computer simulation model with measurements of the properties for each segment of Hybrid-III lower extremity was developed using ATB (Articulated Total Body) program.

The simulation results were compared to those of component impact tests and sled tests for model validation. High accuracy for tibia axial load and moment was confirmed.

It was found that improvement of friction model is needed while a large friction force is applied on a sole.

1. まえがき

近年、シートベルト、エアバッグ等の乗員保護装置が普及かつ高性能化してきており、致死率の高い頭部や胸部の傷害は減少傾向にある。しかしながら、これら乗員保護装置が作動した場合でも、下肢の傷害は発生頻度が依然高いため、頭部や胸部傷害の減少に伴い、相対的にクローズアップされてきている。また、下肢の傷害は、直接生死に関わることは少ないが、日常生活への支障が大きく、治療も長引きやすいなど、社会的コストが大きい。こうした背景から、米国および欧州の安全情報提供活動では、下肢の傷害値評価が既におこなわれており、自動車開発における下肢傷害低減のニーズも高まっている。

乗員の傷害低減に向けた解析手法の一つとして、衝突時の乗員挙動のシミュレーションが、いわゆるLamped-Massモデルを中心に盛んにおこなわれており、ダミーの胸部、首部、腰部などの特性の精度向上や、エアバッグ、シートベルトなどの拘束装置のモデル化手法の改良が進められてきている。しかしながら、傷害評価は従来から頭部および胸部が主体であったため、下肢部の精度についてはあまり検討されてこなかった。

そこで、傷害評価に使われているHybrid-IIIダミーの下肢部に注目し、下肢各部の特性測定をおこない、傷害値予測精度の高いシミュレーションモデルを開発した。なお、本開発は米国のバージニア大学と共同でおこなわれ、ダミー特性測定の一部と、モデルの精度検証のためのスレッドテストはバージニア大学によっておこなわれたものである¹⁾²⁾。

* 栃木研究所

** University of Virginia, Automobile Safety Laboratory

2. Hybrid-IIIダミーの下肢部特性測定

シミュレーションモデルへの入力データとして、ダミー下肢の各セグメントの質量および慣性モーメント、各ジョイントの特性、足部のたわみ特性を測定した。Hybrid-IIIダミーの足および足首部に関しては、最近各種の改良が加えられているが、今回の測定には背屈方向の可動角度範囲が 30° の足および足首を用いた。

2. 1. 質量および慣性モーメントの測定

Hybrid-IIIダミーの下肢部をFig.1のようにセグメント分割し、各セグメントの質量と慣性モーメント、重心位置およびジョイント位置を測定した。膝ジョイント部のスライド機構も、独立したセグメントとして測定した。慣性モーメントの測定には、ねじり振り子装置を用いた。Table 1に、質量および慣性モーメントの測定結果を示す。

2. 2. 各ジョイントの特性測定

Hybrid-IIIダミーの下肢部には、可動部位として腰ジョイント、膝ジョイント、足首ジョイントの三つのジョイント部がある。

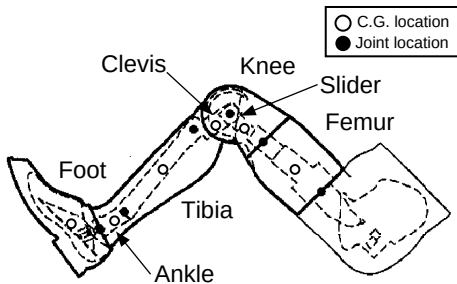


Fig.1 Segments of the Hybrid-III leg

Table 1 Mass and moment of inertia for each segment

Segment	Mass (kg)	Ixx ($\times 10^2 \text{ kgm}^2$)	Iyy ($\times 10^2 \text{ kgm}^2$)	Izz ($\times 10^2 \text{ kgm}^2$)
Femur	3.79	1.807	1.525	0.435
Knee	2.05	0.827	0.923	0.366
Slider	0.14	0.002	0.045	0.045
Clevis	1.12	0.258	0.199	0.103
Tibia	2.35	3.285	3.073	0.220
Ankle	0.76	0.052	0.052	0.067
Foot	1.83	0.093	0.335	0.316

(1) 腰ジョイント

腰ジョイントの特性測定として、静的トルク特性と粘性減衰係数の測定を行った。

Fig.2に腰ジョイントの静的トルク特性の測定結果を示す。粘性減衰係数に関しては、Fig.3に示すように、大腿部を一定角度持ち上げた状態から開放した時の振動の収束状態から係数を決定した。

(2) 膝ジョイント

膝ジョイントは、フリクションのみで一定角度まで回転するピンジョイントと、脛部の大腿部に対する相対変位を許容するスライド機構との組み合わせとなっている。スライド機構の荷重—変位特性の測定は、米国の法規のPart572.35に従った振り子衝撃テスト法で行った。測定結果をFig.4に示す。

(3) 足首ジョイント

足首ジョイントはFig.5に示すようなボールジョイントであるが、曲げの方向によって可動角が異なるため、これらの特性を測定した。Fig.6に測定結果を示す。横軸が曲げの方向で、 0° が背屈方向、 180° が底屈方向、 90° が内かえしあるいは外かえし方向を示す。縦軸はその可動角である。

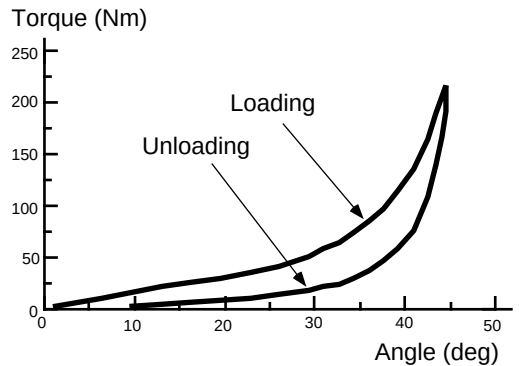


Fig.2 Static torque property for hip joint

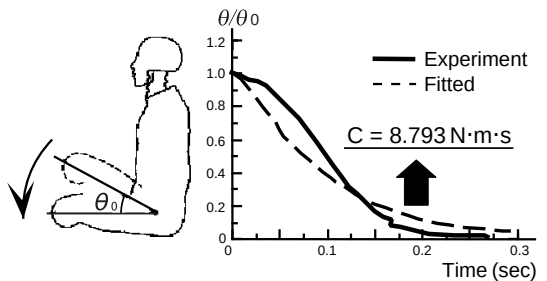


Fig.3 Damping property for hip joint

また、足首の曲げおよびねじりに関し、傷害値に影響の大きいジョイントの底付き後のトルク特性も測定し、Fig.7に示す。

2.3. 足部のたわみ特性測定

衝突時のダミー脚部への荷重入力は、主として足裏を通じて伝わるため、足のたわみ特性を正確に表現することが重要である。衝突テストでは、ダミーの足に特定の靴を履かせることが定められているため、足の特性は、靴を履かせた状態で測定した。

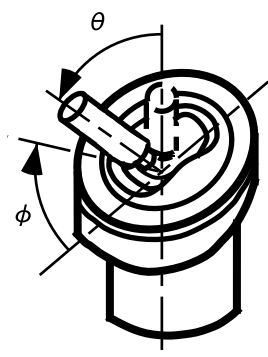


Fig.5 Structure of ankle joint

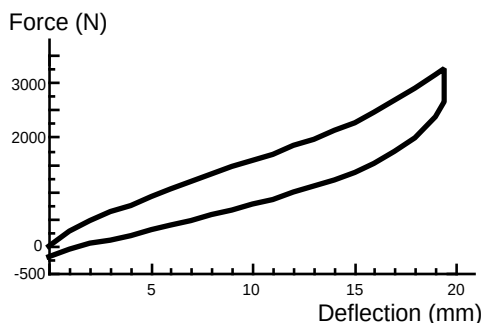


Fig.4 Force-deflection property for knee slider

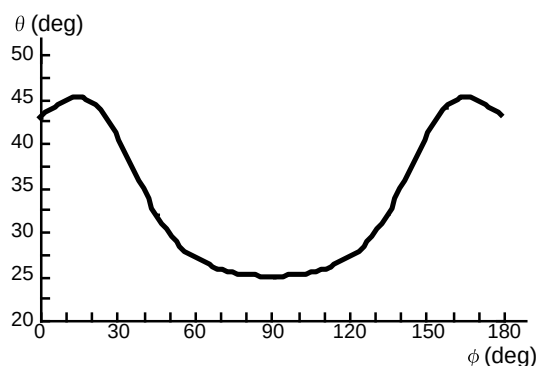


Fig.6 Range of motion for ankle joint

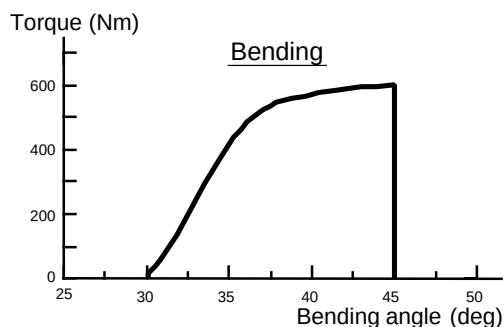


Fig.7 Static bending and torsion torque property for ankle joint

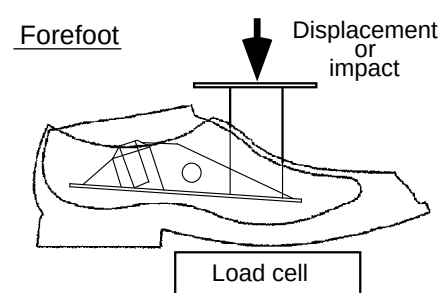
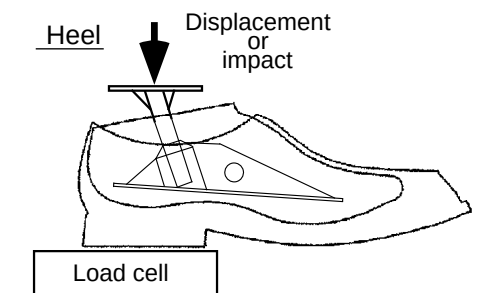


Fig.8 Setup of foot compliance tests for heel and forefoot

足裏への入力点としては、踵部と足前部が考えられるため、Fig.8に示すように、踵部あるいは足前部のみがロードセル上に乗るようにセットし、ジグ上に静的および動的に荷重を加えた。動的テストは、6.8kgのインパクタを速度7m/secでジグ上に衝突させて行った。

Fig.9に、踵部と足前部の静的および動的荷重—変位特性の測定結果を示す。静的に対し動的測定結果では、荷重の立ち上がりおよびヒステリシスが大きく異なる。モデル化に当たっては、動的特性を基準に足のたわみ特性を決定した。

また、つま先部の曲げ変形については、Fig.10のように、つま先部に荷重を入力し、荷重—変位の特性を測定した。つま先部の回転中心は、テスト時のビデオ映像から求め、荷重—変位の特性を変形角度—トルクの特性に変換しFig.11に示す。

3. モデル構成

ダミーの挙動解析シミュレーションでは、楕円形状の剛体セグメントをジョイントで結合してモデル化する、いわゆるLumped-Massモデルが一般に用いられる。このモデルは、有限要素モデルに比べ計算時間が非常に短いため、研究段階あるいは開発初期段階におけるパラメータスタディに適した計算手法である。ここでは、Lumped-Massモデルの解析コードの一つであるATB (Articulated Total Body) プログラム用の計算モデルを開発した。

Fig.12に、今回開発したHybrid-IIIダミーの下肢モデルの構成を示す。

上腿はFemurとKneeの2セグメントで、その間が剛なジョイントで結合されている。Lumped-Massモデルでは、荷重およびモーメントの出力はジョイント部にしか設定できない。そこで、大腿部ロードセルの位置に剛なジョイントを設定することで、ロードセルに対応した出

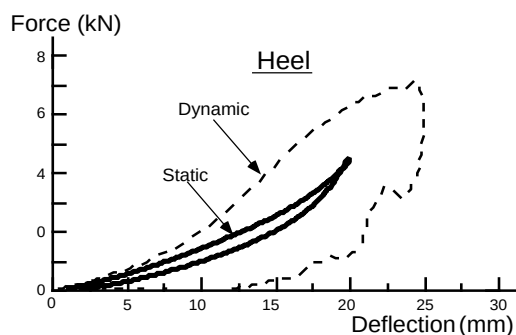


Fig.9 Force-deflection property for heel and forefoot

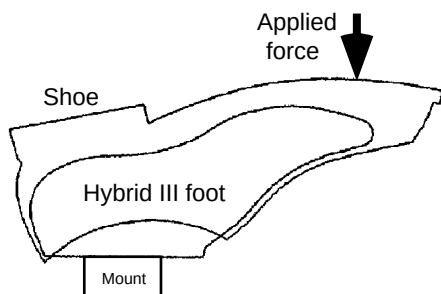


Fig.10 Setup for toe flexion test

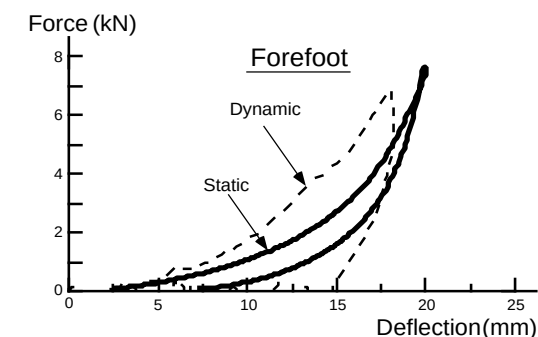


Fig.11 Flexion property of toe

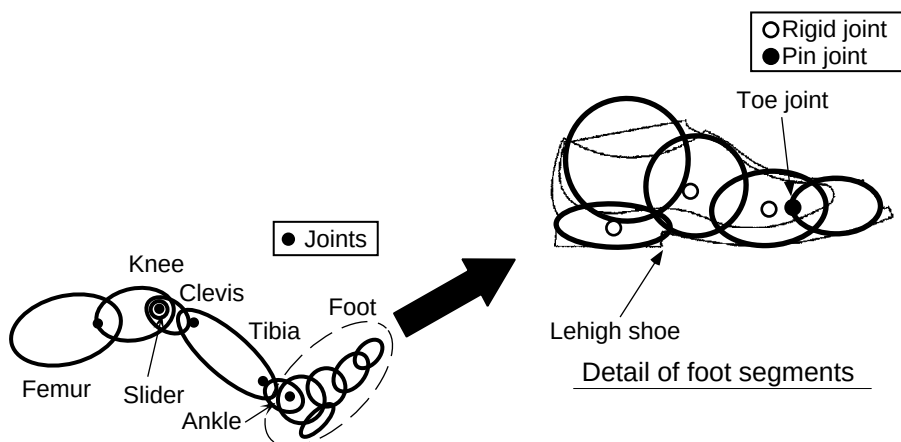


Fig.12 New Hybrid-III lower extremity model

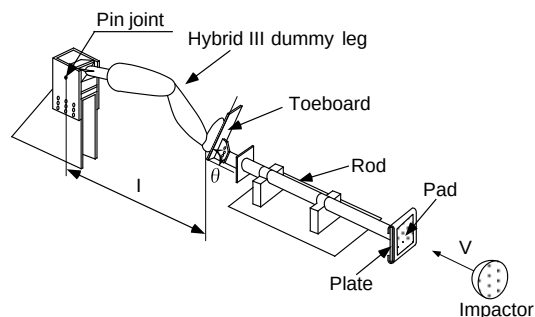


Fig.13 Setup for impact tests

Table 2 Conditions for impact tests

Case	Impactor velocity (m/sec) V	Heel location (mm) L	Toeboard angle (deg) θ
1	3.9	680	50
2	5.9	680	50
3	6.5	680	50
4	7.3	680	50
5	6.5	660	50
6	6.5	700	50
7	6.5	720	50
8	6.5	680	30
9	6.5	680	40
10	6.5	680	60
11	6.5	680	70

力を可能にした。脛骨上部および下部のロードセル位置に対しても、同様の工夫を行った。

膝ジョイントには、回転とスライドの2自由度を表すため、Sliderセグメントを追加した。KneeセグメントとSliderセグメントはピンジョイントで結合し、SliderセグメントとClevisセグメントの間はスリッジョイントで結合している。

足は5セグメントでモデル化し、踵部および足前部への着力点を正確に反映できるよう、足形状の改善を図った。足のセグメント間のジョイントは、つま先部については、曲げの自由度を与えるためピンジョイントとし、その他については剛なジョイントとした。

4. 下肢単体衝撃テスト

今回開発した下肢部計算モデルの精度検証のため、下肢単体の衝撃テストを行い、計算結果と比較した。

4. 1. テスト方法

Fig.13に下肢単体の衝撃テスト装置を示す。ダミーの腰ジョイントは、ジグで1自由度のピンジョイントに置き換えた。ピンジョイントの位置は、大腿部シャフトの延長上で、前後距離がダミーと同じになるように設定した。ダミーの足を乗せるトーボードは、並進自由度のみを持つロッドに固定した。インパクトの質量は6.8kgとし、下肢の出力応答を安定させるため、ロッド先端のプレートにはパッドを取り付けた。

このような設定の下で、以下のパラメータを変化させて衝撃テストを行い、脛下部の軸力 F_z を測定した。

- (1) インパクト速度 V
- (2) 腰部ピンジョイントと踵部との前後距離 L
- (3) トーボードの水平面となす角度 θ

テスト条件をTable 2に示す。

4. 2. 計算精度の検証

計算では、腰ジョイントをピンジョイントとし、ダミー下肢部、トーボード面、パッド面、インパクトをモデル化した。トーボード面とパッド面は剛に結合し、パッドの荷重一変位特性を測定して入力した。

検証結果の一例として、Case-3 ($V=6.5\text{ m/sec}$, $L=680\text{ mm}$, $\theta=50\text{ deg}$)の場合について、脛下部の軸力 F_z の波形を比較したものをFig.14に示す。ピーク値に関しては計算の方がやや高く出ているが、波形は定性的に良く一致している。

Fig.15に、(1)～(3)のパラメータを変化させた場合の脛下部の軸力 F_z の比較結果を示す。インパクト速度および踵位置を変化させた場合については、テストと計算で傾向が良く一致している。またトーボード角度については、 50° 以上のケースでは傾向は良く一致する。

しかし、トーボード角度 40° 以下では計算の方がかなり大きい値を示している。そこで、これらのケースについて、足の挙動をテストと計算で比較したところ、テストではトーボードからの衝撃を受けて、足がほぼ真後ろに後退するのに対し、計算では、足がトーボードに沿って滑り上がるモードであった。

トーボード角度が小さい場合、足裏への入力として摩擦力の割合が増加することになる。テストではこのような場合でも、静止摩擦により大きな摩擦力が作用し、トーボード面に垂直な入力成分が減少して、軸力が低下したものと考えられるが、計算では動摩擦しか扱えないために摩擦力が小さくなり、このため高い軸力が生じたものと思われる。

したがって、足裏への摩擦力が支配的となる状況での精度を向上するには、静止摩擦と等価なモデルを足裏とトーボードの間に設定する必要がある。

5. イントルージョン台車テスト

次に、開発した下肢部モデルを上体モデルと組合わせて、全身ダミーの状態で計算精度を検証するため、バージニア大学の台車テスト装置を用いてテストを行った。

5. 1. テスト方法

Fig.16に、バージニア大学のイントルージョン台車装置を示す。台車の前半部分は油圧式減速装置となっており、ここからの油圧によって、トーボードが台車に対して並進モードで後退そうになっている。ダミーは3点式シートベルトで拘束され、台車にはエネルギー吸収

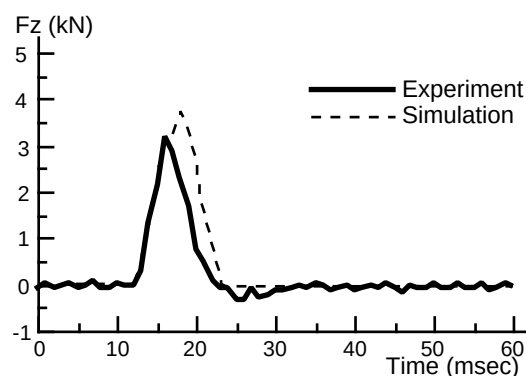


Fig.14 Comparison of pulse shape for distal tibia axial load

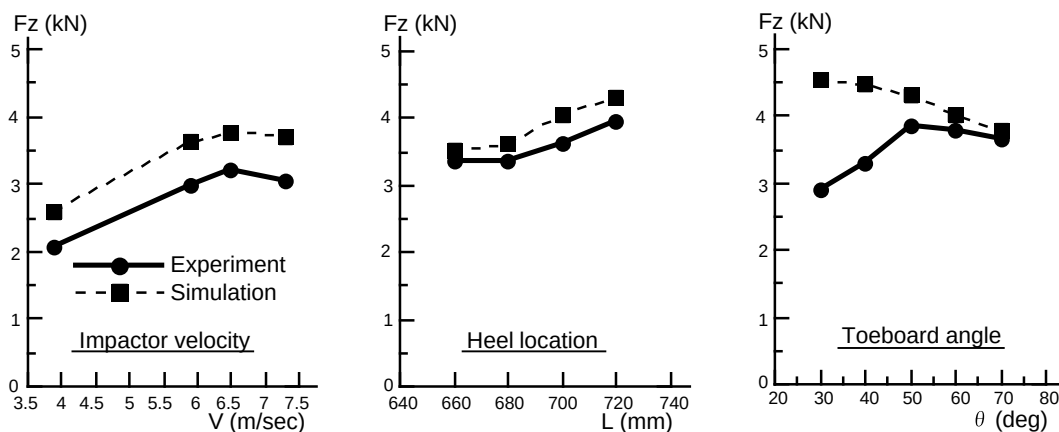


Fig.15 Comparison of peak values for distal tibia axial load

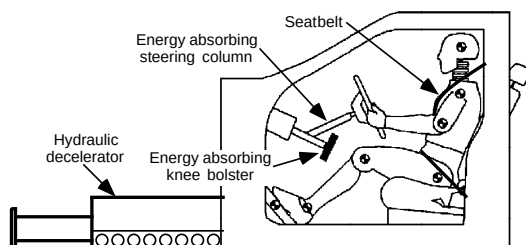


Fig.16 Sled test device with mechanism for toeboard intrusion

Table 3 Conditions for sled test

Case	Delta V (km/h)	Toeboard intrusion (mm)	Time of intrusion (msec)
1	56.8	0	0
2	56.8	70	70
3	56.8	220	40

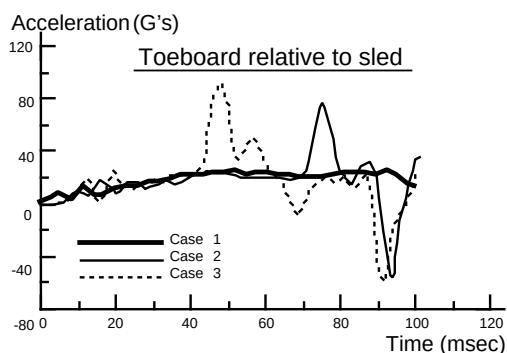
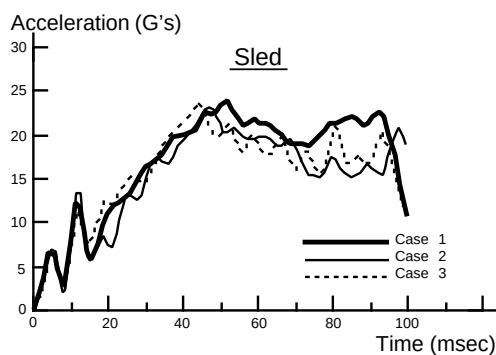


Fig.17 Pulse shape for sled and toeboard acceleration

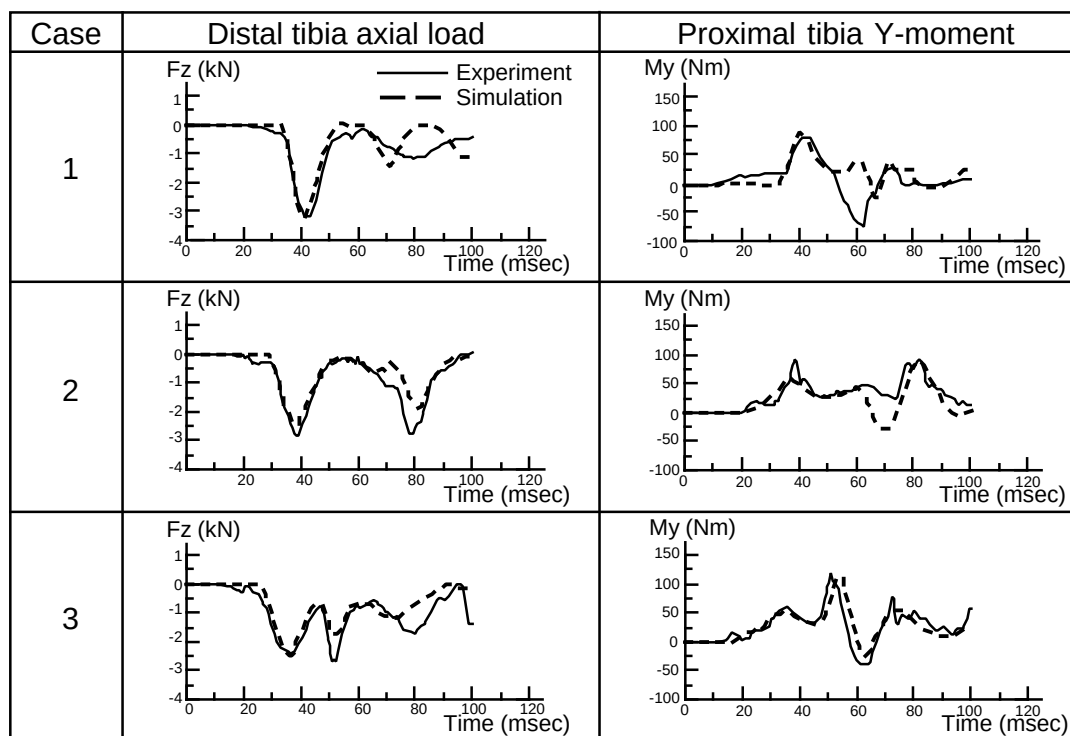


Fig.18 Validation results for tibia axial load and moment

式のステアリングコラムおよびニーボルスタが取り付けられている。

Table 3に、3 ケースのテスト条件を示す。衝突速度は一定で、トーボードの侵入量および侵入開始タイミングを変化させた。Fig.17に、各ケースでの台車加速度波形およびトーボードの台車に対する相対加速度波形を示す。

5. 2. 計算精度の検証

計算では、ステアリングコラムおよびニーボルスタは台車に固定とした。また、Fig.17の波形を、台車およびトーボードの動きとして用いた。

各ケースについて、脛下部の軸力と脛上部のモーメントの波形を、テストと計算で比較した結果をFig.18に示す。衝突時の乗員の慣性力によって生じる一つ目のピーク波形については、軸力、モーメントともよくテストと一致した。トーボードの侵入によって生じる二つ目のピーク波形については、軸力およびモーメントのレベルはやや異なるものの、波形の位相についてはよく一致している。

6. まとめ

- (1) Hybrid-IIIダミー下肢の各セグメントの質量、慣性モーメント、重心位置の測定、各ジョイントの特性測定、足のたわみ特性の測定を行った。測定結果を用いて、ATBプログラムでの新しいシミュレーションモデルを開発した。
- (2) 大腿部および脛部ロードセル位置に剛なジョイントを設けることで、内力の計算を可能とした。また、膝部のスライド機構のモデル化、足形状の再現性向上、つま先の曲げ自由度の導入などにより計算精度の向上を図った。
- (3) 下肢単体衝撃テストおよびイントルージョン台車テストを行いシミュレーションモデルの精度を検証した結果、脛部の軸力とモーメントについて良い精度が得られていることがわかった。
- (4) 足裏への摩擦力が大きくなる場合には、静止摩擦の扱えるシミュレーションモデルの開発が必要である。

参考文献

- 1) J.A.Pellettiere et al., "Experimental Testing of the Hybrid-III Lower Extremity for Computational Model Development", SAE Paper 980363, 1998.
- 2) E.M.Sieveka et al., "A New CVS/ATB Hybrid-III Model for Lower Extremity Studies: Development and Validation", SAE Paper 980357, 1998.

■ 著 者 ■



高橋 裕 公



岡 本 豊



菊 池 裕 二



エドウィン・シビカ



ジェフ・クランドル



ジョセフ・ペレットイエ



ウォルター・ビルキー

社外発表論文(1997. 4～1998. 3)

◇講 演

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997. 4.22	本田技研工業(株)におけるASVの開発	先進安全自動車の開発とその実用化セミナー	鶴賀 孝廣	栃木研究所
1997. 4.28	LEVS catalyst Monitorring	SAE TOPTECS	松藺 義明 藤本 幸人 山本 雄二	栃木研究所 栃木研究所 HONDA R&D North America
1997. 5.14	CNGエンジンの低公害性の限界	自動車技術会 天然ガス専門委員会	松木 正人	栃木研究所
1997. 5.21	ガソリンエンジン燃焼室デポジット 評価試験方法	97自動車技術会 春季学術講演会	藤森 睦友	栃木研究所
1997. 6. 9	ITSに関する国際規格等の動向	道路・交通・車両 インテリジェント化 推進協議会	中村 之信	栃木研究所
1997. 7. 4	二輪車エンジン用コネクティングロッド	自動車技術会 関西支部講習会	渡辺 國明	朝霞研究所
1997. 7.23	4連スリーブブロックを採用した 小型・軽量エンジンの開発	日本機械学会 受賞記念講演	加藤 久	栃木研究所
1997. 8. 5	ホンダ3.0L新V6エンジン	自動車技術会ガソリン 機関部門委員会	岩田 毅	栃木研究所
1997. 8.27	ナビゲーションシステムの最近の動向	電気学会 電子・情報・ システム部門大会	鈴木 克夫 中村 之信	栃木研究所 栃木研究所
1997. 9. 3	自己着火燃焼を応用した2ストローク エンジンの実用化	自動車技術会・ 機械学会合同 内燃機関シンポジウム	岡和田尚久 黒崎 隆晴 岡田 和典	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1997. 9.18	ネットワーク時代の構造設計技術	溶接学会軽構造接合 加工研究委員会	川崎 聡志	栃木研究所
1997. 9.24	4連スリーブブロックの開発	日本鉄鋼協会	加藤 久	栃木研究所
1997.10. 1	What Type of SI-Engine Could Survive	Engineering Foundation Conference	松田 稔	朝霞研究所
1997.10. 1	ASVについて (概要・要素技術・開発の現状と今後の課題)	日本モトローラ(株) 社内研修会	鶴賀 孝廣	栃木研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997.11. 4	代表的な空力騒音	自動車技術会 NO.9708シンポジウム	清野 孝司	栃木研究所
1997.11. 9	二輪車の制動装置	天津内燃機研究所 技術交流講演会	首藤 克明	朝霞研究所
1997.11. 9	CBR1100XXに見る大型エンジンの開発	天津内燃機研究所 技術交流講演会	水村 榮	朝霞研究所
1997.11.12	二輪車用4ストロークサイクル機関	日本機械学会 エンジンシステム部門	藤井 隆彰 阿久津敏治	朝霞研究所 朝霞研究所
1997.11.13	ヘルメット使用材料の構成式の同定	日本大学理工学部 学術講演会	清田 悟	朝霞研究所
1997.11.28	ばね支持はりの振動制御のための 同時最適設計	東北大学流体科学研究所 研究発表会	漆山 雄太	栃木研究所
1997.12. 4	ASVについて	ITSセミナー	鶴賀 孝廣	栃木研究所
1997.12.12	CNGエンジンの低公害性の限界	自動車技術会天然ガス エンジン専門委員会	松木 正人	栃木研究所
1997.12.15	伝達関数を用いたパワープラント振動予測	日本機械学会 モード解析研究会	鈴木 敏文 高橋 幸敬 塚原 正義 坂口 元康	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997.12.15	ロードノイズ低減の為のサスペンションに 対する感度解析の適用	日本機械学会 モード解析研究会	須藤 晶 中村 聡 山下 剛 中村 光勇	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 1.16	数値流体計算を用いたラジエター放熱量 シミュレーション	自動車技術会 車室内環境技術 専門委員会	蟻坂 篤史 大関 孝夫 久野 仁 西川 健次 岡本 安雄 高橋 易資	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1998. 2. 6	Performance requirements of the fluid for belt drive CVT.	98 International Symposium of “ Tribology of Vehicle Transmission ”	吉田 潤平 長島 隆	栃木研究所 栃木研究所
1998. 3.12	4 サイクル火花点火機関の全機関損失	自動車技術会 ガソリン・ディーゼル機関部門 委員会合同シンポジウム	藤原 一夫 八木 静夫	朝霞研究所 朝霞研究所

◇投 稿

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997. 4. 1	ソーラーカーの空力開発	自動車技術Vol.51, No.4	西川 純夫 小澤 弘幸 東田 大 新井 信太 小澤浩一郎 青木 武志	栃木研究所 栃木研究所 和光研究所 栃木研究所 栃木研究所 和光研究所
1997. 4.15	自動車への応用を狙いとした 結晶配向鉄電析被膜の摺動特性	自動車技術会論文集 Vol.28, No.2	鈴木 達也	和光研究所
1997. 4.15	アーク溶接部の塗装後耐食性／ 溶接部腐食挙動の解明	自動車技術会論文集 Vo.28, No.2	植木 光彦 新里 文明 他	栃木研究所 栃木研究所
1997. 4.25	フィードバック制御にIMC構成を用いた 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	佐野 久 他	栃木研究所
1997. 5. 1	Adaptive Yaw Late Feedback 4WS with Friction Coefficient Estimator between Tire and Road Surface	Vehicle System Dynamics May/June issue	若松 清志 鮎田 好恭 池谷 学 浅沼 信吉	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997. 5.30	新構造アルミニウムシリンダブロック 4連スリーブブロックの開発	大河内記念会業績報告書	加藤 久	栃木研究所
1997. 6. 1	半世紀にわたるロングセラー “スーパーカブ号”	自動車技術Vol.51, No.6	恩田 隆雅	朝霞研究所
1997. 7.15	火花点火機関における最適点火時期 フィードバック制御方式 —第一報:最適点火時期と最大燃焼圧 クランク角との関係—	自動車技術会論文集 Vol.28, No.3	藤井 功 川合 誠 石井 清 他	和光研究所 和光研究所 和光研究所
1997. 7.15	火花点火機関における最適点火時期 フィードバック制御方式 —第二報:MBTと最大燃焼圧クランク角に 対する熱力学的モデルによる検討とMBT フィードバック制御方式—	自動車技術会論文集 Vol.28, No.3	藤井 功 川合 誠 石井 清 他	和光研究所 和光研究所 和光研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997. 7.25	火花点火機関の希薄燃焼運転時における 図示平均有効圧力の変動	日本機械学会論文集B編 Vol.63, No.611	石井 清 浦田 泰弘 吉田 一夫 大野 敏久	和光研究所 和光研究所 和光研究所 和光研究所
1997. 7.25	ITS関連制度、標準化政策に関する海外調査	(財)自動車走行電子 技術協会「車と情報」 Vol.17	中村 之信	栃木研究所
1997. 8. 1	二輪車(総合)	自動車技術Vol.51, No.8 年鑑号	小泉 伸一	朝霞研究所
1997. 8. 1	二輪車(エンジン)	自動車技術Vol.51, No.8 年鑑号	加藤 正	朝霞研究所
1997. 8. 1	オートバイ用機関および船外機	機械学会誌 8 月号年鑑	渡辺 國明	朝霞研究所
1997. 8. 1	シャシ・車両制御装置	自動車技術Vol.51, No.8 年鑑号	加藤 修一	栃木研究所
1997. 9. 1	ワンウェイクラッチレス 4 速ATの開発	自動車技術Vol.51, No. 9	大橋 達之 谷澤 正一 朝付 正司 守谷 弘史 望月 哲也	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
1997.10. 1	Tribological characteristics of crystal orientated iron electrodeposit films for application to automobiles.	JSAE Review Vol.18, No.4	鈴木 達也 他	和光研究所
1997.10. 1	自動車技術この10年・ガソリンエンジン (二輪)	自動車技術Vol.51, No.10 創立50周年記念号	渡辺 國明	朝霞研究所
1997.10. 1	自動車技術この10年・二輪車 (デザイン・車体構造)	自動車技術Vol.51, No.10 創立50周年記念号	加藤 幹夫	朝霞研究所
1997.10. 1	A New Process for Small Boat Production based on Aluminum Hot-Blow Forming (ABF)	Journal of Material Processing Technology 68 (1997)	中村 博 茅沼 秀高 他	朝霞東研究所 朝霞東研究所
1997.10.14	電動補助力機付自転車ラクーンの駆動系	自技会 学生自動車研究会 モーターリンクNo.5	木村 達郎	朝霞研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997.10.14	小型二輪車用モータ駆動式 前後輪連動ABSについて	自技会 学生自動車研究会 モーターリンクNo.5	谷 一彦	朝霞研究所
1997.10.14	Vツイン500ccマシンの挑戦	自技会 学生自動車研究会 モーターリンクNo.5	服部 茂	ホンダレーシング
1997.10.20	4連铸铁製スリーブ铸込み アルミシリンダブロックの開発	(財)素形材センター 「素形材」	加藤 久	栃木研究所
1997.10.25	車両用防振ゴムの振動特性に関する研究	日本機械学会論文集C編 Vol.63, No.614	見坐地一人 他	栃木研究所
1997.10.28	アルミニウム焼結合金コネクティング ロッドの開発	陸用内燃機関No.449	川瀬 祥司 浦田 秀夫 他	朝霞東研究所 朝霞東研究所
1997.12. 1	車の進化とファジー工学	日本ファジー学会誌	酒井伊知郎	栃木研究所
1998. 1. 1	Development of motorcycle training simulator	自動車技術会 JSAE Review Vol.19, No.1	山崎 五郎 青木 克仁 宮丸 幸夫 大沼孝一郎	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1998. 1. 1	カンチレバー振動子式マイクロファンの 基本性能	日本音響学会誌	筒井 寿博 高藤圭一郎 他	栃木研究所 栃木研究所
1998. 1. 1	AHSに関連した車載制御技術の現状と将来	自動車技術 Vol.52, No.1	古川 修	栃木研究所
1998. 2. 1	自動運転を支える車載部品技術	自動車技術 Vol.52, No.2	中島 豊平	栃木研究所
1998. 2.27	The use of vectis in HONDA's VTEC lean burn engine development.	Ricardo User Conference	高林 徹	栃木研究所
1998. 3. 1	制御技術の自動車への応用	電子・情報・ システム部門誌	藤原 幸広 杉谷 伸夫	栃木研究所 栃木研究所

◇論文講演

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997. 4.15	The Progress of Valvetrain Design and Exhaust Valve Material Reserch for Automobiles.	ASM International Symposium	佐藤 克明 坂 勉 高木 善昭	栃木研究所 栃木研究所 和光研究所
1997. 4.24	Untersuchung über eine Technologie mit EHC-System, die den Abgasbestimmungen der Norm EU2000 entspricht	18th International Vienna Motor Symposium	島崎 勇一 加藤 裕明 堀地 博直	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997. 5.14	Properties and Performance Requirements for the CVT Fluids	SAE TOPTEC	長島 隆 山根 伴紀 吉田 潤平	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997. 5.17	HPDCによる複合材シリンダーブロック	軽金属学会 第92回春期大会	牛尾 英明 柴田 一雄	栃木研究所 栃木研究所
1997. 5.17	自動車用板材成形における成形性支配因子の解析	軽金属学会 第92回春期大会	林 登 安永 晋拓 他	栃木研究所 栃木研究所
1997. 5.17	高強度、高成形Al-8.0wt%Mg合金の開発	軽金属学会 第92回春期大会	林 登 安永 晋拓 他	栃木研究所 栃木研究所
1997. 5.21	Prediction of Powerplant Vibration Using FRF Data and FE Model	1997 SAE Noise & Vibration Conference & Exposition	高橋 幸敬 鈴木 俊文 塚原 正義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997. 5.21	3次元CAD連動による製品精度評価システム	97自動車技術会 春季学術講演会	大塚 晶久 鮫島 善史 柳田 博臣 伊藤 浩	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1997. 5.21	小型二輪車用モータ駆動式前後輪連動ABSシステムの開発	97自動車技術会 春季学術講演会	若林 威 松任 卓志 谷 一彦 大田 淳朗	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997. 5.21	アクティブ・トルク・トランスファー・システムの開発	97自動車技術会 春季学術講演会	北村 克弘 芝端 康二 和田 一浩 本多 健司 桑原 一好 梶原 肇 大熊 真司 栗城 信晴	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997. 5.21	左右駆動力配分システム用 油圧制御手法の開発	97自動車技術会 春季学術講演会	栗城 信晴	栃木研究所
1997. 5.21	ソーラーレース車輛の空力開発	97自動車技術会 春季学術講演会	小澤 弘幸 西川 純夫 東田 大	栃木研究所 栃木研究所 和光研究所
1997. 5.21	自動車用湿式クラッチに於ける 特性について	97自動車技術会 春季学術講演会	三浦 達人 村上 康則 畔上 敏明 他	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997. 5.21	インディカーレースへの挑戦	97自動車技術会 春季学術講演会	西澤 一俊	栃木研究所
1997. 5.22	タイヤ力学モデルを用いた4WSとDYCの 協調制御	97自動車技術会 春季学術講演会	古川 修 他	栃木研究所
1997. 5.23	二輪車用プリントシートレザーの開発	97自動車技術会 春季学術講演会	古賀美弥子 大場 茂 藤高 信男	朝霞研究所 朝霞研究所 HONDA R&D Ohio Center
1997. 5.23	タイヤ横力モニタリングによる 車両運動制御	97自動車技術会 春季学術講演会	古川 修 他	栃木研究所
1997. 5.23	コーナー進入時におけるドライバ 運転挙動の一考察	97自動車技術会 春季学術講演会	滝本 繁規 河合 俊岳 杠 順司 清水 康夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997. 6. 2	AHS Vehicle System with Inertial Navigation	ITS-America	田村 和也	栃木研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997. 6. 4	Electric power steering control designed to obtain road information.	1997 American Control Coference	杉谷 伸夫 藤原 幸広	栃木研究所 栃木研究所
1997. 7. 1	Two-Degree-of-Freedom Active Noise based on Internal Model Control	ECC97	佐野 久 他	栃木研究所
1997. 7.21	21世紀のエンジン材料	日本機械学会100周年記念 フォーラム	林 直義 牛尾 英明	栃木研究所 栃木研究所
1997. 7.23	バネ支持ハリの振動制御のための 同時最適設計	日本機械学会 (デザイン&ダイナミックス コンファレンス)	本谷 康治 漆山 雄太 他	栃木研究所 栃木研究所
1997. 7.28	VICS対応ホンダナビゲーションシステムの 開発	第6回日本機械学会 交通・物流部門大会	中村 和正 山中 敬三 鈴木 克夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997. 7.28	前方画像を用いたレーンキーピング システムの研究	第6回日本機械学会 交通・物流部門大会	浅沼 信吉 石田真之助 他	栃木研究所 栃木研究所
1997. 7.29	4 WSアクチュエータのロバスト制御	第36回計測自動制御学会 学術講演会	藤原 幸広	栃木研究所
1997. 8. 6	Near-zero emissions natural gas vehicle, Honda Civic GX.	SAE Future Transportation Technology	須賀 稔之 新井 作司 Ben Knight	栃木研究所 栃木研究所 HONDA R&D North America
1997. 8.25	Status and future perspective of chassis control technology.	IAVSD 15th Symposium	古川 修 他	栃木研究所
1997. 9. 1	Evaluation Technique for Vehicle Body at Middle High Frequency	IMAC	須藤 晶	栃木研究所
1997. 9.14	A Method for Identification of Powerplant Joint Property Using FRF Data and FEM Model	ASME 16th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise	高橋 幸敬 鈴木 敏文 塚原 正義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997.10.13	Investigation of cyclic variation of IMEP under lean burn operation in Spark-Ignition Engine	SAE Fuel & Lubricant	石井 清 佐々木 孝 浦田 泰弘 大野 敏久	和光研究所 和光研究所 和光研究所 和光研究所
1997.10.13	Joint PAJ/JAMA Project-Development of a JASO Gasoline Bench Engine test for measuring CCDs.	SAE Fuel & Lubricant	藤森 睦友 小森 幹泰 他	栃木研究所 栃木研究所
1997.10.21	Development of in-vehicle navigation system using VICS information.	4th ITS World Congress	中村 和正 山中 敬三 鈴木 克夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997.10.21	An evaluation system for AHS architecture.	4th ITS World Congress	間下 博 他	栃木研究所
1997.10.21	ロードノイズ低減のためのサスペンションに対する感度解析の適用	97自動車技術会 秋季学術講演会	須藤 晶 山下 剛 中村 稔 中村 光勇	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997.10.21	実働時クランク応力計算を用いたクランク諸元と応力の関係	97自動車技術会 秋季学術講演会	高橋 伸一 岩本 淳 宮澤 宏志 佐藤 謙次	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997.10.22	Experimental Evaluation and Analytical Validation of Driver Assistance System for Lane-Following	4th ITS World Congress	浅沼 信吉 他	栃木研究所
1997.10.22	Intelligent technologies of Honda ASV.	4th ITS World Congress	紙谷 博之 中村 之信 藤田 泰彦 松田 庄平 榎本 光司 鶴賀 孝廣	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997.10.22	金属Vベルトを用いたCVTに関する研究 (積層ベルト・スチールリングの電動機構解析)	97自動車技術会 秋季学術講演会	金原 茂 他	栃木研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997.10.22	湿式クラッチ(発進クラッチ)の摩擦特性におよぼすATFの影響	97自動車技術会 秋季学術講演会	長島 隆 山根 伴紀 吉田 潤平 川内 昌司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997.10.23	電装部品におけるハンダ接合の信頼性 (エンジンルーム内実装ハンダ材料の研究)	97自動車技術会 秋季学術講演会	喜多 晃義	和光研究所
1997.10.23	スクータ用前後輪連動ブレーキシステムの開発	97自動車技術会 秋季学術講演会	岡崎 泰典 板橋 健康 篠原 敦彦 本田 善信	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1997.10.23	二輪車の耐パンク性向上チューブの開発	97自動車技術会 秋季学術講演会	山際登志夫 中山 研吾 清田 悟 田中 明子 他	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1997.10.23	Vehicle Safety by Intelligence	4th ITS World Congress	古川 修	栃木研究所
1997.10.23	有限要素法によるタイミングベルト 応力解析	97自動車技術会 秋季学術講演会	古川 芳久 高橋 秀明 友野 清久 内田 孝尚	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997.10.23	伝達関数を用いたパワープラント 振動予測手法	97自動車技術会 秋季学術講演会	鈴木 敏文 高橋 幸敬 塚原 正義 坂口 元康	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1997.10.28	An Experimental Study of Stratified Scavenging Activated Radical Combustion Engine	Small Engine Technology Conference '97	石橋 羊一 浅井 正裕 西田 憲二	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1997.10.28	Development of Aluminum Frame of Motorcycle for Exclusive Motocross	Small Engine Technology Conference '97	後郷 和彦 中山 康弘 岡 知生 高橋 恭	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997.10.28	Development of a Printed Seat Vinyl for Motorcycles	Small Engine Technology Conference '97	藤高 信男 古賀美弥子 大場 茂	HONDA R&D Ohio Center 朝霞研究所 朝霞研究所
1997.10.28	A new high productivity MMC cylinder block and it's sliding properties.	第5回SAMPE先端材料技術国際会議	牛尾 英明 柴田 一雄	栃木研究所 栃木研究所
1997.10.29	Developent of All Position-Operatable Small Four-Stroke Engine	Small Engine Technology Conference '97	前田 健 志賀 光男 西田 隆夫 龍 康武 告川 高則 東 健次	朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所
1997.10.29	Development of 500cm ³ Class Road racing Motorcycle with an Engine of Two-Stroke and Two-Cylinder for Marketing	Small Engine Technology Conference '97	塩崎 智夫 川井 俊朗 佐藤 康 角増 寿 服部 茂	ホンダレーシング ホンダレーシング ホンダレーシング ホンダレーシング ホンダレーシング
1997.10.30	A Consideration of Turning Performance for Motorcycles	Small Engine Technology Conference '97	石井 秀文 手塚 良孝	朝霞研究所 朝霞研究所
1997.10.30	Development of a Simulator for Safety Riding Education for Motorcycles	Small Engine Technology Conference '97	青木 克仁 宮丸 幸夫	朝霞研究所 朝霞研究所
1997.10.31	電装部品におけるハンダ接合の信頼性	マイクロ接合研究委員会 第24会ソルダリング分科会	森山 正人	和光研究所
1997.11. 7	タイミングベルト内蔵型OHCエンジン	機械学会関西支部 第73期定期総会講演 論文集	清水 靖弘 菊池 稔	朝霞東研究所 朝霞東研究所
1997.11.16	Air-fuel ratio sensing system for ultra-precise air-fuel ratio control.	IPC-9	鈴木 典男 斎木 浩一	栃木研究所 栃木研究所
1997.11.16	The analytical prediction of automobile during cornering —Driver-vehicle system characteristics in its task performance—	IPC-9	日下 馨 樋口 実 平田 尚史	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1997.11.16	自動車構造用Al 4.5mass%Mg合金連続 鋳造圧延板の開発	第3回秋期軽金属協会	林 登 安永 晋拓 他	栃木研究所 栃木研究所
1997.11.18	Practical Use of Activated Radical Combustion for the Two-Stroke Motorcycle Engine	IPC-9	岡田 和典 黒崎 隆晴	朝霞研究所 朝霞研究所
1997.11.19	Development of Tire Tube with Puncture-Resistance Function	IPC-9	山際登志夫 中山 研吾 清田 悟 田中 明子	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
1997.11.21	ロードインフォメーションの取得を 考慮した電動パワーステアリング制御	第40回自動制御連合 講演会	杉谷 伸夫 藤原 幸広	栃木研究所 栃木研究所
1997.12. 9	ADMSによるピストン挙動 シミュレーション	97ADAMS User Conference	小林 利彰 伊藤 保	栃木研究所 栃木研究所
1997.12.15	The HONDA EV PLUS regenerative braking system.	EVS-14	小椋 正己 青木 康史	栃木研究所 栃木研究所
1997.12.15	Battery SOC and Distance to Empty Meter for the HONDA EV PLUS.	EVS-14	茅野 守男 原 一広	栃木研究所 栃木研究所
1998. 1.22	EV用のバッテリー残容量、残存可能走行距離、 検出、表示システム	日本電動車両協会	茅野 守男 原 一広	栃木研究所 栃木研究所
1997. 2. 7	電装部品におけるハンダ接合の信頼性	Mate 97溶接学会	森山 正人 喜多 晃義 向坊 長嗣 安藤 敬祐 高木 義昭	和光研究所 和光研究所 和光研究所 和光研究所 和光研究所
1998. 2.23	A New CVS/ATB hibrid III model for lower extremity studies: Development and validation.	1998 SAE International Congress and exposition.	棚橋 方明 Mr. G. Weisenfeld 高橋 裕公 岡本 豊 他	HONDA R&D North America HONDA R&D North America 栃木研究所 栃木研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1998. 2.23	Development of the high performance I4 engine ULEV system.	1998 SAE International Congress and exposition.	岸 則行 加藤 彰 菊池 伸一 藤森 浩一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 2.23	Development of the ultra low heat capacity and highly insulating (ULOC) exhaust manifold for ULEV.	1998 SAE International Congress and exposition.	藤森 浩一 小松田 卓 石井 和夫 岸 則行	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 2.23	Development of low-nickel superalloys for exhaust valves.	1998 SAE International Congress and exposition.	佐藤 克明 坂 勉 他	栃木研究所 栃木研究所
1998. 2.23	Honda's 4 speed all clutch to clutch automatic transmission.	1998 SAE International Congress and exposition.	大橋 達之 守谷 弘史 Tom Noble	栃木研究所 栃木研究所 HONDA R&D Ohio Center
1998. 2.23	Study on roadway NMHC concentrations around clean air vehicles.	1998 SAE International Congress and exposition.	山本 義弘 八長 盛二 林 直義	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 2.23	Power transmitting mechanisms of CVT using a metal V-belt and load distribution in the steel ring	1998 SAE International Congress and exposition.	金原 茂	栃木研究所
1998. 2.23	Study on the dynamic property of a paper based wet clutch.	SAE '98 Paper Only	三浦 達人 関根 登 村上 康則 他	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
1998. 2.23	Development of CVT pulley piston featuring variable thickness and work-hardening technologies.	SAE '98 Paper Only	大屋 邦夫	栃木研究所
1998. 2.25	A Low Pressure Direct Injection Two-Stroke Engine by Activated Radical Combustion Concept	1998 SAE International Congress and exposition	石橋 羊一 浅井 正裕	朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	表 題	発 表 先	著 者	所 属
1998. 3.19	HONDA 's vision on small scale energy system…Micro cogeneration system	Symp. of CO2-reduction by small scale energy system Amsterdam, Netherland	戸川 一宏	朝霞東研究所

編集後記

Honda R&D Technical Review も今回で第 10 号という節目を迎えることができました。掲載論文数が増えると同時に、内容も益々充実してきました。10 年間の論文委員会の地道な活動が成果をあげてきたこととともに、ホンダ内の対外発表の習慣が根づいてきたことに感慨を覚えます。論文委員会が発足して最初に Honda R&D Technical Review を刊行したころには、そのままでは対外的にだせない論文もあり、論文委員と編集委員が苦勞して文章の表現を修正したことを懐かしく思い出します。最近の掲載原稿は完成度の高いものが多くなってきており、編集作業の手間が随分はぶけるようになりました。

論文発表は対外的な貢献だけでなく、論文を作成する過程で専門的な知見が体系的に蓄積され、かつ、担当者の絶好の修行の場になるというメリットがあります。21 世紀を見据えてホンダが人間社会へ貢献すべく技術力をさらに高めるためのツールとして、そして新しい技術を世の中へ発信する場として、Honda R&D Technical Review をさらに充実させていく必要があると考えます。その一つとして発行を年 2 回とするなど、Honda R&D Technical Review を発展させる施策を検討中です。

(古 川)

Technical Review 編集委員会

委員長	田中 敦	栃木研究所	白石 修士	栃木研究所
副委員長	片野 博樹	栃木研究所	皆川 正明	栃木研究所
編集委員	境野 三知夫	和光研究所	錢場 克己	栃木研究所
	井村 章夫	和光研究所	古川 修	栃木研究所
	脇田 秀一	和光研究所	佐藤 登	栃木研究所
	及川 利広	栃木研究所	深川 正美	栃木研究所
	加藤 久	栃木研究所	北村 克弘	栃木研究所
	佐藤 育男	栃木研究所	江村 繁夫	栃木研究所
	三浦 啓二	栃木研究所	加藤 幹夫	朝霞研究所
	黒木 盛男	栃木研究所	中村 博	朝霞研究所
	杉本 洋一	栃木研究所	事務局 渡辺 良博	栃木研究所
	岩澤 健次郎	栃木研究所	白木 晶子	栃木研究所
	佐野 久	栃木研究所		
	高田 賢治	栃木研究所		
	小島 康一	栃木研究所		
	山本 義弘	栃木研究所		
	小泉 伸一	朝霞研究所		

HONDA R&D Technical Review

1998 年 7 月 1 日 Vol.10

(禁無断転載) ©

論文委員会

委員長	佐野 彰一	栃木研究所
副委員長	重成 呂一	朝霞研究所
副委員長	畑中 徹	栃木研究所
論文委員	岡 克己	栃木研究所
	石井 清	和光研究所
	北山 拓	和光研究所
	川合 誠	和光研究所
	高橋 文孝	和光基礎技術 研究センター
	渡辺 修次	栃木研究所
	奥原 久和	栃木研究所
	鶴賀 孝廣	栃木研究所

発行所 株式会社 本田技術研究所 和光研究所
〒351-0193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号

発行人 野 地 博 道

編集人 Technical Review 編集委員会

事務局 〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630 番地
株式会社 本田技術研究所 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



表紙の言葉

いろんな人のいろんな心の色を見たい。すばらしい心の色に出会えたならそれを自分の心にも取り込みたい…、そんなことから人の心は進化するのでしょう。

色は人類が誕生した後に発生したものといわれています。人の感情が柔らければ優しい波動を発生し、思いが矛盾するものであれば調和のない波動を発生します。人の心には色が存在しその思いの流れとともに成長すると考えます。

自然環境も同じで矛盾された気持ちで手を加えられたものはどんどん暴力的な環境色へと変化します。まさに今の自然界はこの悪循環となりつつあるのでしょうか。

このような悪循環を払拭する願いも含めて今回の表紙を作成するにあたり、大空をキャンパスに多くの人の明るい心の色を浮かべ、太陽の日差しのごとく煌く色彩をみんなに味わって欲しいと思いCGで作成しました。



和光研究所
藤原 尚人

HONDA R&D Co., Ltd

