

マツダ技報

Mazda Technical Review

1984 No. **2**

mazda



表紙の説明

煙風洞による流れの可視化

自動車のまわりに生じる空気の流れは，燃費，最高速など諸性能に影響を与える。性能を向上させるためには，できるだけ乱れの少ない美しい流れにしなければならない。

写真は“風洞内で煙を発生させ，煙の流跡で空気の流れを可視化”したもので，熱線流速計などで計測した風速，風向データと併用し，より正確な現象の解析が可能となる。

マツダ技報 No.2 (1984)

目 次

巻頭言

今再び企業家精神を	渡辺守之 ...	1
-----------------	----------	---

小特集：快適性

1. 快適居住空間について	戸井 豊, 福永賢一, 森岡正夫 ...	4
2. オートジャスティングサスペンションの開発	金井誠太, 田中 建, 用元正治, 阿南義明 ...	14
3. ハーシュネス及びシミーの解析	高田直人, 居倉伸次, 嶋田達郎 ...	22
4. 快適性とシート	錦織 努, 松橋和裕 ...	32
5. ルーチェ・コスモのマイコンエアコンについて	西浦 晃, 土井重紀 ...	39
6. 音響インテンシティ計測による車室内高周波騒音低減	畑 秀二, 宇都宮直正, 坂田英明, 高橋睦 ...	47
7. 車体の大規模振動解析法	西岡正夫, 富田次信, 渡田陽一, 江頭裕二, 杉原 毅 ...	59

論文・報告

8. 車外騒音の予測手法について	橋本俊博, 野上孝雄, 安藤正登 ...	69
9. 低燃費コンセプトカーの開発	室木巧, 山本 紘, 岩谷正人, 横奥克日子 ...	75
10. 高張力鋼板製部材の衝撃エネルギー吸収について	高橋 睦, 中島国成, 竹田茂幹 ...	83
11. ピストン信号取出し法とその応用	布施 卓, 宗藤孝慈, 野村一正, 田中一行 ...	90
12. 抵抗低減を目的としたジャーナル軸受の挙動解析	宮近正憲, 丸原正志 ...	101
13. 希薄燃焼に関する研究	長尾彰士, 森田泰之 ...	111

解説・紹介

14. 新型ボンゴシリーズの紹介	福元将博, 中江照司, 林 俊雄, 工藤謙治 ...	121
15. Rシリーズ「マグナムディーゼル」エンジンの紹介	吉津紘二, 西 琢美 ...	131
16. MX-02の技術紹介	石田逸雄, 渡辺正明, 金沢啓隆, 夏秋行信 ...	138
17. ファミリア及びカペラ用ターボエンジンの紹介	滝沢 忍, 土田 剛, 城戸美伸 ...	146
18. 13 B スーパーインジェクションエンジンの紹介	大関 博, 田所朝雄, 沖本晴男, 富永和憲 ...	155
19. 新設風洞の紹介	小林 孝, 橋口真宜, 農沢隆秀, 宮本武司 ...	162
20. 最適化手法を用いたエンジンセッティングシステム	木根原信明, 織田辰郎, 大西晃二, 万徳進 ...	167
21. 非真円自動倣い内面研削盤の開発	越智敏宏, 山本敏彦, 波多野功 ...	176
22. 大物パネル加工用コンビネーションプレスラインの開発	山崎久男, 穴山敏文, 銅銀文夫, 柳迫正雄 ...	184
23. マグナムエンジン加工方法の紹介	伊藤勝美, 三浦弘資, 龍田康登 ...	191

特許紹介	197
------------	-----

社外への発表論文一覧表	200
-------------------	-----

CONTENTS

Foreward	M. Watanabe
----------------	-------------

Special Edition for Comfort

Comfortable Riding Space (<i>Y. Toi, K. Fukunaga, M. Morioka</i>)	4
Development of Auto Adjusting Suspension (<i>S. Kanai, T. Tanaka, M. Yomoto, Y. Anan</i>)	14
The Analysis of Harshness and Shimmy (<i>N. Takata, S. Ikura, T. Shimada</i>)	22
Comfort of Seat (<i>T. Nishikiori, K. Matsushashi</i>)	32
Micro-computer Controlled Air Conditioner For LUCE/COSMO (<i>A. Nishiura, S. Doi</i>)	39
Improvement of High Frequency Interior Noise by Acoustic Intensity Measurement (<i>S. Hata, N. Utsunomiya, H. Sakata, M. Takahashi</i>)	47
Method of Large Scale Vibration Analysis of Vehicle Body Structure (<i>M. Nishioka, T. Tomita, Y. Shibuta, Y. Egashira, T. Sugihara</i>)	59

Technical Reports

Predicting Method of Vehicle Exterior Noise (<i>T. Hashimoto, T. Nogami, M. Andou</i>)	69
On the Development of a Lower Fuel Consumption Concept Car with High Performance (<i>T. Muroki, H. Yamamoto, M. Iwaya, K. Yokooku</i>)	75
Energy Absorption of High-Strength Steel Members under Impact Loads (<i>M. Takahashi, K. Nakashima, S. Takeda</i>)	83
Application of Piston Signal Transmitters (<i>S. Fuse, K. Muneto, K. Nomura, K. Tanaka</i>)	90
Analysis of Engine Journal Bearing Behavior for Friction Loss Reduction (<i>M. Miyachika, M. Marubara</i>)	101
Research for Lean Burn Spark Ignition Engine (<i>A. Nagao, Y. Morita</i>)	111

Technical Explanations

NEW MAZDA BONGO (<i>M. Fukumoto, T. Nakae, T. Hayashi, K. Kudo</i>)	121
R-Series MAGNUM Diesel Engine (<i>K. Yoshizu, T. Nishi</i>)	131
THE MAZDA MX-02 (<i>I. Ishida, M. Watanabe, H. Kanazawa, Y. Natsuaki</i>)	138
The Turbocharged Engines for FAMILIA and CAPELLA (<i>S. Takizawa, T. Tsuchida, Y. Kido</i>)	146
Outline of 13B Super Injection Engine (<i>H. Ohzeki, T. Tadokoro, H. Okimoto, K. Tominaga</i>) ..	155
Introduction of Newly Constructed Wind Tunnel (<i>T. Kobayashi, M. Hashiguchi, T. Nouzawa, T. Miyamoto</i>)	162
Engine Setting System Using the Optimization Method (<i>N. Kinehara, T. Oda, K. Onishi, S. Mantoku</i>)	167
Development of Internal Contour Grinding Machine (<i>T. Ochi, T. Yamamoto, I. Hatano</i>)	176
Development of Combination Press Line for Large One Piece Panel (<i>H. Yamasaki, T. Anayama, F. Dogin, M. Yanagisako</i>)	184
Introduction of Manufacturing Method Used for "MAGNUM" Engine (<i>K. Ito, H. Miura, Y. Tatsuta</i>)	191



巻頭言

今再び企業家精神を

専務取締役

渡辺守之

昨年のベストセラーの一つになった「エクセレント・カンパニー」― 超優良企業の条件 ―は、当社の行くべき将来について貴重な示唆を与えてくれる。昭和50年に没落の危機に苦しんだ東洋工業も、8年間の全社的再建努力と環境の好転という時の助けによりようやく蘇生してきた。現在いわば我々の戦後は終り、新たな「マツダ株式会社」としての道を求めなければならないという次の模索が始まっている。

こういったとき、我々の頭の中に真先に浮かんでくるイメージは、「マツダ」がエクセレント・カンパニー即ち超優良企業になるべきであるという壮大な夢である。こういった意味で、この本は我々の一つのバイブルになるかも知れない。

超優良企業の条件についてこの本では多くの事柄が語られているが、最も私の心を打ったことの一つは、「従業員が新しい事業、新しい製品に対しあくなき執念を持つ」という強い企業家精神が社内の隅々までみなぎらなければならないということである。

以前、設計部員に持つべき心根について話をして奮起をうながしたことがある。その考え方の中心は「怒^{いかり}の心を持って」ということであつた。「怒^{いかり}の心」はいわゆる「おこる」とか「腹を立てる」とかいったことではなくて、人間として燃える情熱とともに仏のような抱擁力とを兼ね備えた「仁王の心」をいったものである。つまり人間特に技術者として集団主義は必要であるが、その上に個々の人格として燃えるような情熱を燃やし続け、技術への執念に身を焼いてもらいたかつた訳である。昨年暮の技術会議で発表があつた研究成果はそれぞれアプローチの方法は全く違ふにしても、その背後に脈々とした新技術開発に対する情熱をくみ取ることができて感動的であつた。こういった精神を「エクセレント・カンパニー」の著者は企業家精神といい、超優良企業たるためには会社の隅々までこの精神がみなぎることをその重要な条件の一つにしている。

この精神が希薄になったときこそ新車の開発、新エンジンの開発などにおいて悔を干載に残す事態を招くことになる。販売ネットワークの整備、販売会社の強化といつてみても、所詮、販売活動の糧である強力な商品を絶え間もなく我々が彼らに供給しない限り長続きしないものであろう。

その意味において、技術開発、商品開発、量産への転換をいかにして早く、質的にも効率化して行くかが大切で、これらの方法は既にかなり明らかになっていて「S60作戦」の中で全社的に強力に進められているところである。

しかし私はそれでも何か欠けていることがあるのではないかと、もどかしい思いの中から気がついたことは「デシジョンメイキング」の質的効率化が不足しているということであつた。経営者、管理者から担当者に至るまでの各階層のそれぞれの「デシジョンメイキング」をいかに質的効率化、迅速化するかということが、「S60作戦」で進められているソフトやハードの整備充実と共に、あるいはそれ以上に重要なことではないだろうか。しかしながら、これほど個人の能力に左右されるものもあるまい。とはいえ、重視すべき点は経営者あるいは技術者としての企業家精神すなわち事業・仕事に対する情熱と執念が常に我々の精神を鍛えていって、それが個々人の能力を向上させて行く原動力になるということである。

恐らく仕事の悩みから夜も寝られないような日々が続いた時に、ふと新しいアイディアを得た経験を持っているであろう。またグループディスカッションをしているうちに思いもかけなかった新鮮な結論に達した喜びを感

じたことがあろう。こういった感激と成果は絶えざる情熱と執念を仕事に持たない限り生れるはずはない。情熱と執念の中から「デジジョンメイキング」に必要な情報のリサーチ、選択、解釈が敏速になされ結論の構築ができる鋭いセンスが養われて行くのではないかと思う。現在のような不確実性の時代は、それゆえに又情報過多の時代でもある。この中での確かつ敏速な「デジジョンメイキング」をしない限り競争社会に敗れることは明らかであり、個人の能力を上げ、センスを研ぎすます以外には勝利者としての栄冠を得る方法はあるまい。そのためにこそ、不断の企業家精神がひたすら求められるゆえんであろう。企業家精神により、鍛えられた高い能力、センスを持った暁には多量の情報に埋没することなく、むしろ瞬時に有利なそれを選択し、新しいアイデアを構築できるようになる。私は全社的にそれぞれの階層において一日も早くこのレベルに近づいて行くことを心から願わずにおれない。

次に「エクセレント・カンパニー」たるために大切なことは「ユーザニーズ」と常に密着しているということである。このことはTQC推進のスタートになっているので今更議論する必要もないのかも知れない。しかしながら私は一般にいわれている「ユーザニーズ」あるいは「マーケットイン」の考え方に多少の疑問を持つことがあり、余りにも安易にこれらの言葉が一人歩きをして、そのために誤ったコンセプトを世に作り出していないか危ぶんでいる。そのため私は「Creative Market In」という言葉を用い「管理者QCセミナー」などで折にふれて話をしていることであるが、ここで簡単に説明をし皆さんの理解を得たい。

元来経営とは「環境に対応して組織的に働きかけることによりなんらかの価値を創造する営みである」と定義づけることができよう。特に今日のような眼まぐるしい環境変化のある時代の経営における価値の創造活動すなわち革新行動はかつてのそれとは質的にも量的にも次元を異にしている。

数年前軽井沢で開催された「経営者品質管理セミナー」に参加した時、あるフトン会社の社長以下5人の重役がこのセミナーに参加されていた。このセミナーは希望者が多く一会社の重役が一度に5人も出席することは珍しいことであった。この会社はかの有名な織田、今川の軍勢による「桶狭間の合戦」と同じ年に創業されて以来今日まで400年近く続いた日本の代表的なフトン会社である。この人間の基本的営みである寝るための道具は変わりようがなさそうであるが、「最近の急激な生活様式の変化、材料革命から従来の概念では企業が成り立って行きそうもない」という危機感から社長以下TQCの勉強を始めようということであった。この会社の例は実に象徴的である。こういった「ユーザニーズ」への対応のあせりが思いもかけないような産業にも急速に及びつつある。とはいっても「ユーザニーズ」はその辺りに転がっていて、探せば直ちに手に取れるといった簡単なものではない。むしろ「ユーザニーズ」は開発すべきものであって先ほどから述べた鋭いセンスがあって初めて発見できるものであると思っている。

私の「Creative Market In」の思想は次の三つの仮説からなっている。

「仮説1」ハードウェアのみを中心としたマーケットサーベイには問題がありそうである。

私はハードウェアのマーケットサーベイの重要性を否定するものではない。しかしハードウェアのみのマーケットサーベイは現在のユーザの持っている価値観が余りにも強く表現され過ぎて、彼らのいつている裏に隠れた将来持つであろう価値観の可能性を覆い隠すことがしばしばあることを心しておかなければなるまい。特にこれらサーベイの結果を統計処理し数値化した時、将来発生するであろう価値観の多くは数字の世界では無視される傾向にある。

このことは近代物理学の一人であるケプラーの業績を思いおこさせる。当時既にケプラーの先生であったティコ・ブラーエによる精密を極めた天体の運行のデータがうず高く整備されていた。しかし旧来のプトレマイオスの概念から抜け出ることのできなかった当時の物理学者達はこのデータの中から新しい価値を見出すことができなかった。ケプラーが彼のいわゆる第一法則から第三法則に至る画期的な法則を作り上げたのは、こういった当

時の概念を打破した創造的破壊があって初めて成し遂げられた偉業であった。しかし彼の悲劇はこの偉業が認められるのが更に彼の死後70年を経たニュートンの出現を待たなければならなかったことである。そのために彼は後に巷でポロ切れのような最後を迎えなければならなかった。このように新しい価値の発見は常に固定概念の打破という創造的破壊の精神と古い価値観との戦いによる血みどろの苦しみによらなければならない。

現代の技術者にとってもこの苦闘は程度の差こそあれ宿命的なものであることを覚悟しなければならぬ。

従ってハードウェアのマーケットサーベイは常に創造的破壊の精神が伴わない限り、かえって有害な結論を導き出しかねないことを強く認識すべきであると思う。私はむしろハードウェアのマーケットサーベイのデータは生のままにし、企業家精神で鍛えたセンスによってその中に潜んでいる、あるいは時には少数で無視されがちなデータが語っている将来発生する可能性のある価値を発見すべきであると思う。そのために方法論として「仮説2」が考えられる。

「仮説2」マーケットサーベイは想定された市場のセグメントの人達の価値観と生活意識の変化を追跡しこれを普遍化することが大切であろう。

このことは言い易く行い難いことであろう。私がよく例に出すかつての大衆車マーケットサーベイの担当者達の行った方法がある。それは当時発生しつつあったニューファミリの生活意識と将来に対する彼らの人生設計を徹底的に調べたことであった。私は彼らの報告を聞いた時に眼を洗われるような感動を忘れるわけにはいかない。このことは直ちに企画中の新車のコンセプトとイメージを私に明瞭に理解させることに役立った。確かに「仮説2」を実行し成功させることは難しいことであるにしても、当時の彼らが示したあるいは持っていた高い価値観と鋭いセンスがあるならば必ずしも困難ではないといえる。その故にここで再び企業家精神の高揚が重要であることを強調する必要を強く感じる。

こういった2つの仮説から必然的に「仮説3」が導き出される。

「仮説3」「マーケットイン」の思想のみでは不十分である。文化の断えざる追求から新しい価値を発見し新しい市場を創造して行かなければならない。

この3つの仮説による考え方で進められる新製品、新技術の開発の思想を「Creative Market In」の思想という言葉で表わして従来の「マーケットイン」とは厳密に区別しておいた方が現在のような変化の大きい不確実性の強い時代の「ユーザニーズ」を理解するうえで誤りを犯さないのではと思っている。例えば現在重用されている商品のマーケットクリニックにしても両刃の剣になりうることを常に忘れないで進めてもらいたい。ファミリアでヒットしたラウンジシートのアイディアは開発チームのグループディスカッションから生まれたと思うが、この新しい付加価値も当時の開発チームが持っていた鋭い価値観から初めて生まれ得たもので決して普通のマーケットサーベイの手法からは生まれない。むしろ否定されかねない可能性すらあったのではなかろうか。このことはその量産移行が極めて少量生産規模でスタートせざるを得なかった事情からも推察できよう。

言い古された言葉ではあるが「企業は人なり」ということは恐らく将来も変わらないであろう。ただ「人」の持つべき性能は時代と共に変わるかも知れない。

私は、新生「マツダ株式会社」にとって現在最も必要な「人」は企業家精神を持ち、その精神で鍛え上げられた高い能力とセンスを持った「人々」であることを痛感している。

解説・紹介

1

快適居住空間について

Comfortable Riding Space

戸 井 豊^{*1} 福 永 賢 一^{*2}
Yutaka Toi Kenichi Fukunaga

森 岡 正 夫^{*3}
Masao Morioka

要 旨

本解説は自動車の快適性概念と快適居住空間について解説したものである。最初に、快適性の定義及び全体概念について若干触れる。

次に、本論である快適居住空間については、物理的にスペースが広いだけでなく、心理的にも楽しく運転でき、くつろげる居住空間のあり方について述べる。そのためには運転者と同乗者の快適性はどうかという人間中心の思想に立って、着座姿勢、室内スペース、視界、視認性、操作機器の操作性、乗降性などについて述べる。

Abstract

This paper concerns the concept of automobile ride comfort and enjoyable roominess. A definition and general idea of comfort characteristics are given first.

Then, discussion on the enjoyable roominess is made: the interior should be not only physically spacious but also psychologically pleasant to ensure relaxed driving. From the ergonomic viewpoint on driver comfort and passenger comfort, discussed further are the seating posture, interior space, field of vision, visibility, maneuverability of the controls and ease of getting in and out.

1. は じ め に

国内メーカー間の競争激化、及び貿易摩擦に対しては創造的価値や個性が重要な武器になることは紛れもない事実である。マツダ車の開発理念は、1980年代の車として、省燃費、高品質であることを基本条件とし、この基本条件にマツダの個性を味付けすることである。我々はその個性をすべての乗員に満足感を与える「快適性」「スタイル」「走り」の三つを柱として構成している。

マツダ車の快適性の狙いは、人間尊重を基本思想とし、運転者及び同乗者に車に乗ることの楽しみや満足感を提供することである。

2. 快適性とは

快適さとは、一般にその時々の人間の感性にピッタリマッチした状態だと言われており、置かれた環境や場面によってその評価が変わるという特徴をもっている。車

の快適性の追求は人間の生理的、心理的欲求に根ざしているが、近年社会環境の改善、生活水準の向上により、人間の快適性の欲求はより高度に、より多様化してきた。それに対し、動く空間としての車は、外形サイズが限定されるため車室内の人間は居住空間と行動が制約される。つまり居住空間と行動の制約があるがゆえにより楽に、より楽しく、より自由度をもちたいという人間本来の欲求の間にギャップを生じる。そのため快適性追求の技術開発が一層重要になる。

2.1 快適性の分類

一般に快適性に対する評価尺度は表1のように、物理

表 1. 快適性の分類

物理量	身体的	室内の広さ、足の位置、ペダル位置
	環境的	振動、乗心地、温度、湿度
心理的	精神的	走る楽しさ、安全感、不安感

* 1 ボデー設計部

* 2, * 3 商品主査室

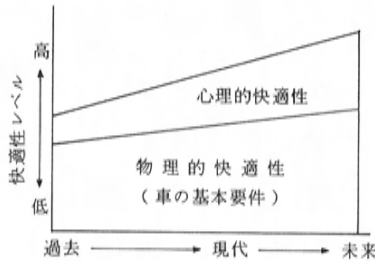


図1. 快適性の分類イメージ

量で表現できるものと、感覚的、心理的に表現できるものとに分類できる。

良い商品、売れる商品は基本機能だけでなく、感覚的、情緒的価値が含まれていると言われる。車の快適性においても、基本要件としてまず快適な物理量を備え、その上に感覚的、心理的価値を付加すれば、トータルとして人間の欲求に応えた、理想的な車と言える。これをイメージ的に表現したものを図1に示す。ところが今まではどちらかと言えば物理的な尺度で快適性を評価してきたが、今後はこれに心理的な快適性を付加し、物理的にも心理的にもよりハイレベルな快適性が必要になる。これが真の人間重視の車づくりと言える。

2.2 快適状態について

快適状態とは人間の四感覚（視覚、聴覚、嗅覚、触覚）及び精神が疲労しにくく、更にそれらの回復が容易な状態である。しかし単に疲労が少ないという受身的な状態だけでなく、より積極的に車を動かす楽しみも快適性の範ちゅうで考えるべきである。すなわち身体的、精神的疲労が少ない状態とファンツードライブな状態とを合わせた真に車に乗る楽しみが得られる状態をいう。従って広義にとらえれば自動車の性能すべてが快適性に関連するといえる。

人及び荷物を運ぶ自動車はその使用目的（たとえば乗用、商用）、コンセプト及びサイズの制約（たとえば大衆車、小型車、スポーツカー）などによって快適性のウェイトづけをする必要がある。このウェイトづけによって生じた理想状態とのギャップをいかに克服して、真の快適状態に近づけるかが車づくりの妙味である。

自動車の快適性を論ずる場合、狭義には居住空間、振動乗心地、空調性能などが主な対象となる場合が多い。しかし、いずれも真の快適状態に達していないのが実情であり、当社を含め全メーカーはその開発途上にあるといつてよいだろう。たとえば快適性を創り出す技術テーマとして

- ① 実質的にも心理的にも広々とした空間創造
- ② 騒音低減からサウンド開発
(dB低減のみならず、心地よい音づくり)
- ③ 温度、湿度が微妙にコントロールできる空調などがあげられよう。

このような技術開発を積み重ねて、真の快適状態を追求していけば、「えもいわれぬ、楽しくなる車」に通ずるものと考ええる。

前述したように、快適性の範囲は非常に広くまた多くの要素を含んでいるが、ここでは基本パッケージ上重要な要素である居住空間(乗用車)に絞って以下説明する。

3. 快適居住空間について

自動車の居住性とは、車に乗ってから降りるまでの間の快適性に関する特性であり、主な項目として

- ① 居住空間の構成
- ② 室内諸装置の配置
- ③ シートの特性

などがあげられる。③は本小特集で別途解説されているので、ここでは①、②に絞って説明する。

快適な居住空間を得るためには、シートにすわった乗員の周囲に必要なかつ十分な空間の余裕がなければならない。すなわち運転者が運転作業をする際に必要な空間及び同乗者が楽な姿勢でくつろげる空間が必要である。

図2は国産車の室内スペースの推移を示すが、軽自動車、小型車とも室内スペースは年々増加傾向にある。この原因は、近年の身長増加も一要因であるが、居住空間拡大に対するユーザーニーズが高まっていることが大きな要因となっている。

車の外形寸法を抑えながら室内スペースを拡大するため、当社でもFF車の採用、機能部品のコンパクト化

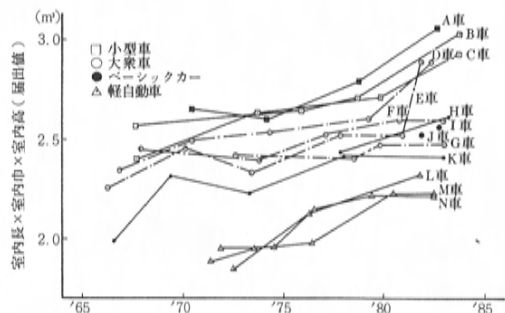


図2. 室内スペースの推移

などによってスペース効率を上げてきた。しかしユーザの快適居住空間に対する欲求がますます高まってきており、ただ物理的に広いだけでは乗員を満足させたことになるまい。こうしたユーザの欲求に対応するために、運転者には運転が楽しくなる居住空間、一方同乗者には広々感があり安心してくつろげる居住空間が必要になる。つまり物理的に広いことが基本要件であるが、さらに感覚的に広くみせる工夫や、視界視認性、操作機器の配置及び操作性、乗降性などの配慮により居住空間全体としての快適さを創り出すことが必要になる。

大型車、中型車の場合は寸法諸元的に余裕があるため、快適性向上のためのスペースの対応が比較的容易である。しかし小型車、大衆車クラスになる程、外形が小さくなるので、限られた諸元の中での空間創造技術が一層重要になってくる。

快適で広々感のある室内スペースのあり方についてはたとえば住宅インテリアの手法を取り入れた研究が進ん

でおり一つの参考になろう。当社も室内の空間創造活動の一環として、広々感の評価基準の確立を目指している。評価尺度は定量的な評価と官能評価で構成している。定量的評価は後述するので、ここでは官能評価の一端を説明する。

“広々感ある快適空間”という官能にかかわる評価項目に目標を与えるには、官能を的確に表現するとともに、評価を繰返した時に再現性があり、かつ評価結果の要因分析が可能な評価基準が必要である。その評価基準に基づき、目標設定→評価→修正を行ない、狙いの快適居住空間の実現を目指している。図3に室内広々感の実現プロセスを示す。

4. 着 座 姿 勢

居住空間を決める出発点は車のコンセプトにマッチした最も快適な乗員の着座姿勢を設定することである。快適な着座姿勢はペダル操作が必要な運転者と安楽姿勢の同乗者として異なる。

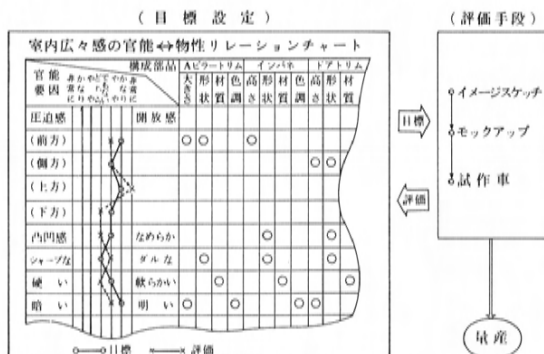


図3. 室内広々感の実現プロセス

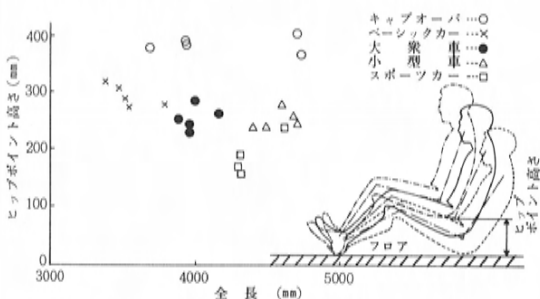
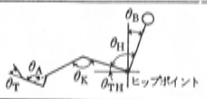


図4. フロアからのヒップポイント高さ

表 2. ペダル操作時の適正運転姿勢

		ヒップアングル θ_H	サイアングル θ_{TH}	ニーアングル θ_K	アングルアングル θ_A	トルソーアングル θ_B
クラッチ踏み終り		$100^\circ \leq \theta_H \leq 115^\circ$	$0^\circ \leq \theta_{TH} \leq 15^\circ$	$125^\circ \leq \theta_K \leq 165^\circ$	$90^\circ \leq \theta_A \leq 115^\circ$ 許容 ($115^\circ \leq \theta_A \leq 130^\circ$)	$20^\circ \leq \theta_B \leq 30^\circ$
クラッチ踏み初め		$90^\circ \leq \theta_H \leq 105^\circ$	$10^\circ \leq \theta_{TH} \leq 30^\circ$	$100^\circ \leq \theta_K$	$70^\circ \leq \theta_A \leq 85^\circ$	↑
アクセル中間踏み込み		$95^\circ \leq \theta_H \leq 105^\circ$	$10^\circ \leq \theta_{TH} \leq 20^\circ$	$115^\circ \leq \theta_K \leq 140^\circ$	$90^\circ \leq \theta_A \leq 100^\circ$	↑
アクセル踏み始め		$95^\circ \leq \theta_H$ 許容 ($90^\circ \leq \theta_H$)	$10^\circ \leq \theta_{TH} \leq 25^\circ$	$105^\circ \leq \theta_K \leq 120^\circ$	$80^\circ \leq \theta_A \leq 95^\circ$	↑
アクセル踏み終り		$\theta_H \leq 110^\circ$	$0^\circ \leq \theta_{TH} \leq 15^\circ$	$\theta_K \leq 150^\circ$	$\theta_A \leq 115^\circ$	↑

表 3. 同乗者適正着座姿勢

	ヒップアングル θ_H	サイアングル θ_{TH}	ニーアングル θ_K	アングルアングル θ_A	トーアングル θ_T	トルソーアングル θ_B
	長時間 $105^\circ \leq \theta_H \leq 115^\circ$ 短時間 100°	$10^\circ \leq \theta_{TH} \leq 20^\circ$	$100^\circ \leq \theta_K \leq 120^\circ$	$95^\circ \leq \theta_A \leq 115^\circ$	$0^\circ \leq \theta_T \leq 15^\circ$	$30^\circ \leq \theta_B \leq 35^\circ$

4.1 運転者着座姿勢(運転姿勢)

まず運転者の着座姿勢を決める要素は、①ペダル操作時の適正運転姿勢と②フロアからのヒップポイント高さである。

ペダル操作が必要な運転者は、各ペダル操作時に疲労の少ない運転姿勢を保てるようにすることが重要である。

当社では表2に示すような運転姿勢をガイドラインとして定めている。次にフロアからのヒップポイント高さも重要な要素である。表2に示す適正な運転姿勢の範囲を把握した上で、コンセプト、使用目的にふさわしいヒップポイント高さを設定する。着座姿勢にはヒップポイント高さにより、(a)立ち姿勢、(b)ノーマル姿勢、(c)スポーティ姿勢の三つに大別できる。

図4に示すように、ベーシックカークラスでは、限られた全長の中で居住空間の占める割合の効率アップを狙って立ち姿勢になっている。

4.2 同乗者の着座姿勢(安楽姿勢)

同乗者の着座姿勢は運転操作がないため、いかに安楽な姿勢を設定するかにかかっている。この考え方に基づき表3に示すような同乗者の適正着座姿勢のガイドラインを定めている。着座姿勢は運転者のそれに比べ、ヒップアングルおよびトルソーアングルが増加する。

このように考えた場合、使用形態の異なる運転者シートと同乗者シートは本来別形状にすることが望ましいと言える。今までは、運転者シートと同乗者シートの形状は共通であったが、最近アコードのように運転者シートと同乗者シートを別設計する車がでてきた。

5. 室内スペース

前述した快適な着座姿勢をベースにして、どの範囲の

体格まで快適姿勢を保証するか、および必要な動作空間をどこまで配慮するかなどによって室内の必要な空間が決まる。

5.1 前後スペース

人体サイズの増加に伴う上部および下部の変化量を表4に示すが、上部にくらべ下部の変化が大きいことが分かる。従って快適居住空間を得るためには、下部の空間すなわち前後スペースをいかに確保するかがポイントとなる。

(1) 前席 前席の前後スペースは、ペダル操作をするためのフロントレグルームと同乗者の脚部空間を考慮する必要がある。

(a) フロントレグルーム フロントレグルームは、乗員が適正な着座姿勢をとるために必要な空間である。フロントレグルームの考え方は、ペダル操作が必要な運転者と同乗者では若干異なるが、当社ではまず運転者を基準にフロントレグルームを設定する。

フロントレグルームを設定する基準には、クラッチペダル基準(クラッチペダルを踏込んだ状態でヒップポイント設定)とアクセルペダル基準(アクセルペダルの踏始め状態でヒップポイント設定)がある。前者は国内のようなクラッチペダル使用頻度の高い仕向地に適しており、後者は米国のようなオートマチックの使用頻度の高い仕向地に適している。ここでは、クラッチペダル基準によるフロントレグルームの設定方法を中心に説明する。

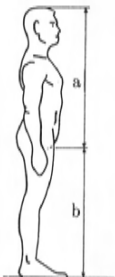
フロントレグルームの最大値は、適正な着座姿勢をとることのできる最大人体の大きさで決まる。人体の大きさを表わす数値として一般的に、多くの人を母集団とした統計値すなわち累積頻度値を示すパーセンタイル値が使われる。

図5は、当社のクラッチペダル基準によるフロントレグルーム設定基準を示す。横軸は、クラッチペダルを踏み込んだ位置からヒップポイントまでの水平距離、縦軸は、フロアからのヒップポイント高さを示している。車のコンセプトにマッチした人体サイズの最大および最小を決めて図5からヒップポイント位置を設定する。

なお、フロントレグルームは厳密には三次元的な値

表 4. 人体サイズ増加に伴う上部及び下部の寸法変化量 (mm)

人体サイズ	AM05	AM25	AM50	AM75	AM95
上部寸法:a	基準	基準+21	基準+33	基準+46	基準+67
下部寸法:b	基準	基準+48	基準+82	基準+116	基準+164



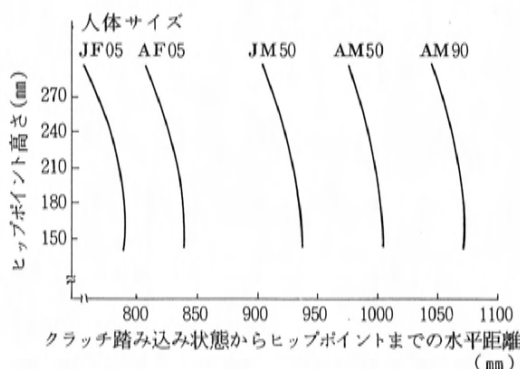


図 5. クラッチペダル基準によるフロント
レググルーム設定基準

である。従って乗員中心とペダルの平面オフセット量が大きい場合などは注意が必要である。また設計上のヒップポイントは決められたサイズのマネキンにより決まるが、シート形状やたるみ特性により、色々な大きさの人間が実際に座った場合、シートに対するヒップポイント位置に差異が出る場合がある。実質的に広いレググルームを確保するためには、シートの形状やたわみ特性まで含めた細かい配慮が必要である。

(b) 脚部空間 前席乗員の前後スペースは、インパネ形状などによってかなり左右される。そのため当社では脚部空間を確保するため、居住性の推奨ラインを設定している。図 6 に、居住性推奨ラインを示す。居住性推奨ラインは、JM50 (平均的日本人男性) の同乗者着座姿勢時の脚部から 100 mm のクリアランスをとったニークリアランスラインと足先を組めるスペースを確保するため、フロア上面から 280 mm スペースを確保したフートスペースラインとからなる。居住性推奨ラインを参考にインパネ基本断面形状を設定する。

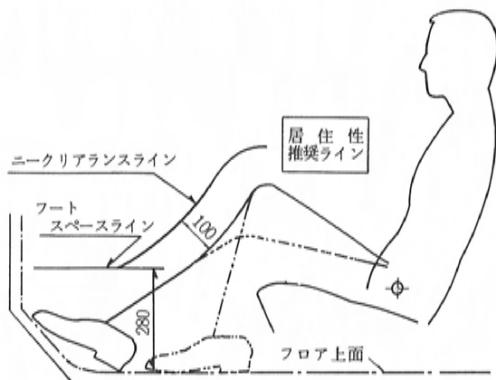


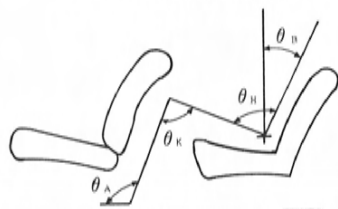
図 6. 脚部空間ライン

(2) 後席 後席の前後スペースは、リアレググルームとニークリアランスを考慮する必要がある。

リアレググルームとニークリアランスを設定する場合、まず、車のコンセプトから、後席で快適な着座姿勢がとれる最大の人体サイズを設定する。そして、シートクッション厚さを考慮してフロアからのヒップポイント高さを設定する。次に、表 5 に示す快適な姿勢条件を満足させるようにヒップポイント前後位置を決める。

なお、後席の前後スペースはフロントシート形状が大きく影響する。ニークリアランスを広げるため、フロントシートバック後面を後席乗員の足に沿った形状にしたり、リアレググルームを広げるため、フロントシートスライダ間を大きくとったり、またフロントシート自体を上にあげて後席乗員の足が前方に出しやすくするなど工夫がなされている。

表 5. 後席の姿勢条件



項目 条件	ヒップ アングル θ_H	トルソー アングル θ_N	ニー アングル θ_K	アングル アングル θ_A
限 界	90°	—	90°	—
快 適	105°~115°	20°~30°	100°~120°	95°~115°

5.2 上下スペース

上下スペースは一般にヘッドルームで評価される。ヘッドルームには、人体寸法と着座姿勢により物理的に決まってしまう部分と、さらに人間の心理的な要素である“うっとうしさ”などの影響を受ける部分とがある。前者は、主に頭頂及び後頭部まわりの空間であり、後者は視覚の影響が及ぶ頭部前上方のための空間である。

ヘッドルームに影響する要因を図 7 に示す。

(1) ヘッドルームの物理的要因

ヘッドルームを表示する寸法としては、SAE 表示法、保安基準、各国法規による基準などがあり、データも一般に公表されている。従って、多くの車種を比較する場合など、容易で便利な表示方法である。

しかし、必ずしも、その数値と実際の評価が合致しない

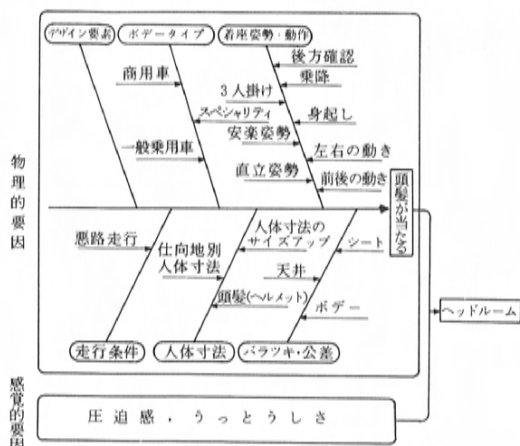


図7. ヘッドルーム特性要因図

い場合がある。その理由は、これらの表示方法が天井のある一点までの寸法を示し、必ずしも、ヘッドルームに対して最も厳しい点を示していないためである。実際に、トップシーリングのリスティングワイヤーの位置や、リアヘッダーの位置によって影響を受ける。例えば、SAE表示のリアヘッドルーム（SAE表示H63）は、ヒップポイントに対し上後方8方向の寸法で決まるが、H63の値が同じ車でも、リアヘッダー前後位置が異なれば、ヘッドルームの評価も違ってくる。従って、正確にヘッドルームを評価するためには、一点の寸法でなく、人間の頭の動く空間と周囲とのクリアランスを把握する必要がある。

この考え方に基いて、当社では、ヘッドルームを評価したり、天井の位置形状を決める際に、表6に示すような基準を設定している。これは、人間の挙動に基づいた頭部の軌跡に、ヘッドルームに対する考慮要因を加味して設定したものである。

(2) ヘッドルームの心理的要因

ヘッドルームを決めるもう一方の要因に、“圧迫感、うっとうしさ”などで表現される、主として視覚に起因する心理的なものがある。このような心理的な評価項目は個人差が出易く、評価基準の設定が難しい。従って、評価基準は、多くの実験評価データの分析に基づいて設定される。

図8にフロントヘッダーのうっとうしさの評価の一例を示す。これは、室内模型により、フロントヘッダーを運転者の目の位置に対し、上下、前後に変化させ、視覚的“うっとうしさ”を評価したものである。結果は目から300mm以上離れていれば上下位置の影響が主で、

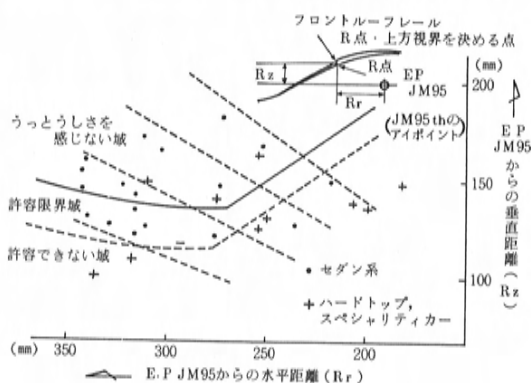


図8. 前方ヘッドルーム評価図

300mm以内になると前後位置の影響が加わってくることを示している。

なお、最近、軽自動車およびベーシックカーにおいて全高の高い車が市場に増えつつある。日本人の若者の身長増加などによりヘッドルームに対する要望も変化しつつあり、基準も市場要望に合わせて見直していく必要があるだろう。

5.3 幅スペース

幅スペースを決める基本は、人間の左右方向の着座位置と、その最大保証人体サイズである。

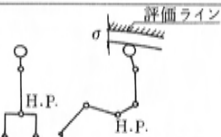
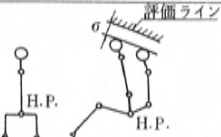
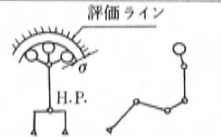
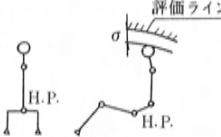



従って、前席の幅スペースを決める物理的な要因は、次のようになる。すなわち、最初に、必要なシートの幅を設定する。次に、チェンジレバー、パーキングレバー、シート操作機器、シートベルトなどの操作スペースを確保してシートの左右方向の位置を設定する。そして、最後に、アームレスト位置を考慮したドアトリム形状や、左右への首振りを考慮したドアガラス及びルーフサイドレールの位置を設定することにより幅スペースが決められる。

なお、ルーフサイドレール位置やベルトライン高さは心理的要因である“圧迫感、うっとうしさ”に影響を与える因子であり、十分配慮を要する。

一方で、幅スペースは、車両の基本諸元である全幅や車のプロポーションに影響する正面のドアガラスの傾きなど、外形によって制限を受ける。従ってドア内部の工夫によるドアの薄型化や、カペラの例のように、前後のドア内面をセンタピラー部で外に折って、室内幅をふくらませたドア平面配置とするなどの工夫がなされている。

後席は、前席のような操作スペースは不要だが、三人掛けの必要スペースを考慮する必要がある。

表 6. ヘッドルーム評価基準

評価項目		評価項目	考 慮 要 因			
			着座姿勢 & 動作	公差, バラツキ	人体要因	走行条件
前 席	通常の運転姿勢		運転姿勢 シート位置は設計基準位置	シート 天 井 ボデー	頭髪 (商用車 ヘルメット)	悪路走行時の 振動
	前方身起こし		安楽姿勢から直立姿勢へ の変化	↑	頭髪	一般走行路面 振動
	左右への首振り		安楽姿勢	↑	↑	↑
後 席	通常の着座姿勢		安楽姿勢	↑	↑	悪路走行時の 振動
	前方身起こし		安楽姿勢から直立姿勢へ の変化	↑	↑	一般走行路面 振動
	後方への首振り		安楽姿勢 後方首振り	↑	↑	↑
	3 人 掛 け		安楽姿勢	↑	↑	↑

6. 視界, 視認性

自動車を運転する上での情報の90%以上は視覚によって得ている。従って、視界、視認性は自動車を安全、快適に運転するための基本要件である。そのため、各国法規でも細かく規制されている。視界を左右する要因としては、①ドライバ(視覚限界)②車両(構造や装備)③道路(市街地・高速道路etc)④環境(昼夜・天候)

などが複雑に交差している。

6.1 車室外視界

死角を減らし、広い視界を確保するためには、車両計画の初期段階から、視点とボデー構造体との位置関係、窓面積の拡大など、十分な配慮が必要である。

図9に当社ファミリア新旧モデルの視界比較を示す。

一般に、視界の中でも、前方視界は自動車の運転上、特に重要で、駐車時障害物の確認、交差点での交通信号

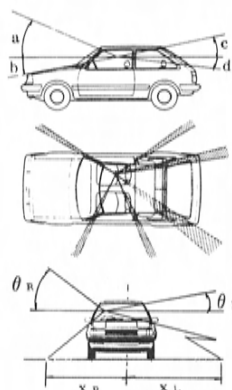
の確認、太陽光線のまぶしさなど多くの点が配慮される。後方視界はバックミラーへの依存度が極めて高い。また、側方視界は屈曲走行、発進、停止、低速走行などの際に重要性を増す。なお、一般に視界は広い程良いと言えるが、必要以上に見え過ぎると高速走行時の不安感が大きいなどの問題もあるので注意を要する。

また、最近では、視界改善のために、バックウインドワイパーなどの装備の拡大とバックソナーなどの新装備の設定が著しい。

6.2 車室内視認性

車の機能の充実最近特に著しく、インストルメントパネルまわりを中心に表示、警告ランプやスイッチ類がかなり多くなっている。また、高齢化社会への移行に伴って、ドワイバの高齢化も急速に進んでいる。従って、メータ、ランプ、スイッチ類を見やすく、扱いやすくすることが肝要である。そのためには以下の点を配慮した計画、デザインをする必要がある。

- ① 選択、識別時間の短縮～計器の大きさ、形状の違い、色彩の効果など。
- ② 読み取り時間の短縮～文字の大きさ、字体、色、夜間照明で解像力アップ。
- ③ 正確さ（誤読の回避）～目盛、文字などの間隔を拡げ、量、範囲の差を明確に
- ④ 同時読取り～配置の考慮、関連機能の集中化。
- ⑤ 注意力の喚起～音や光学的手段の活用。
- ⑥ 識別表示～シンボルマーク、絵表示。



	新 (83モデル)	旧 (80モデル)
前方上方 a	22°	17°
前方下方 b	10°	10°
後方上方 c	11°	7°
後方下方 d	6°	6°
平面有効視界範囲	315°	310°
平面妨害角	45°	50°
θ_R	39°	34°
θ_L	10.5°	9°
X_R	1.7 m	1.8 m
X_L	5.0 m	5.2 m

図9. ファミリア新旧モデルの視界比較

7. 操作機器の操作性

操作機器には、使用頻度が高い主要操作機器と、その他の補助操作機器がある。快適な操作性を得るためには、頻度の高い主要操作機器に注力することが重要である。

操作機器の操作性を支配する要因は、操作機器の位置、操作スペース、操作力などの物理的要素と感覚的要素に分けられる。主要操作機器には足で操作するペダル類と手で操作するハンドル、各種レバー、スイッチ類がある。その中で、手で操作するものが圧倒的に多く、操作方法

表7. リーチの分類

リーチタイプ	適用操作	リーチの取り方	対象部品例
指先リーチ 	単純な指先でのON/OFF操作	リーチライン 	タンブラースイッチ シーソースイッチ プッシュタイプのローテーションスイッチ
指かけリーチ 	部品に指先を引っかけて ・引っ張り / もどし操作 ・その他の開閉操作 (力を必要とする操作)	リーチライン 	アツウトレイ ベンチレーションOpen/Shutノブ ドアインナーハンドル ハンドブレーキ(ステッキタイプ)
ファンクショナルリーチ (つまみリーチ) 	微妙なコントロール操作 ・回す操作 ・取り出し操作	リーチライン 	チョークレバー パネルライトレジスタ ヒータコントロール レギュレータハンドル ラジオ/ステレオ シガーライター ミラーコントロール
グリップリーチ 	しっかり握る必要のある操作	リーチライン 	ステアリングホイール チェンジノブ ハンドブレーキ

によって表7のように4種類に分類している。このようにして肩から手までをリンク系として扱い、各操作機器の設定位置を三次元空間で規定している。

ところで、操作機器は、個々単独に、その位置や操作力を評価するだけでは不十分である。一つ一つの操作機器は特に問題ないのに、今一つ不満足である、という場合が起こり得る。これは、操作機器相互の相関関係が全体として、うまくバランスしていないことに起因している。そこで、当社では、個々の操作機器の評価レベルと相互の関係が同時に評価できるバランスシートを設定して物理的な要素を詰めている。

例えば、図10はペダル位置のバランスシートを示す。この円グラフは、外側にあるほどスペースが広く、円に近い形になる程全体のバランスが良いと言える。

また、操作力のバランスシートも同様な考え方で作成している。

このバランスシートを使って、操作機器相互の関係を調整することにより、操作力が多少重くても重いなりにまた軽くても軽いなりに全体のバランスを取り、異和感のない快適な操作性の確保が可能となる。

更に使用頻度の高い主要操作機器は、操作フィーリングの良さが快適な操作性に大きく影響している。たとえば感触の良いハンドル、剛性感の高いブレーキペダル、感じの良いパーキングレバー操作音などがあげられる。

フィーリングの良い操作感を得る為に、広々感の評価と同様な定量的評価と官能評価を取り入れ、操作性向上を図っている。

このようにして、快適な操作性を実現するには、物理

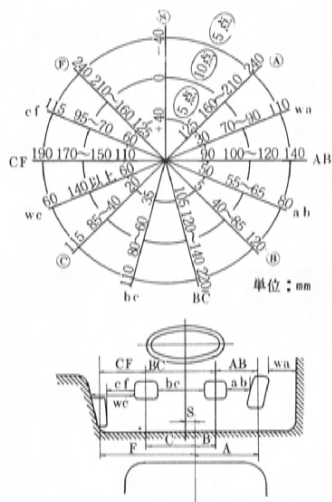


図10. ペダル位置バランスシート

的な要素に感覚的な要素を付加することによって、ただ疲労が少ないだけでなく、運転するのが楽しくなるような快適な操作機器をつくっていくことを目指している。

8. 乗 降 性

車における快適居住性とは、第3章でも述べたように車に乗って降りるまでの快適性に関する特性である。従って、室内スペースとともに乗降性も快適居住性を左右する重要な要素となる。

乗降性のし易さは、色々な項目を総合して評価される。図11は、女性2名を含む13名の社内パネラーによる乗降性へ影響を与える項目とその影響度を調査した結果である。横軸の得点は、多いほど影響度が高いことを示す。

この調査結果によれば、前席の乗降性に関してはヒップポイントからのルーフサイドレール高さ、ヒップポイントとドア又はカウルサイドまでの距離、シートとステアリングのスキ、ヒップポイントの地上高の影響が大きくなっている。

2 ドアの後席乗降性に関しては、フロントシートバックとセンターピラーのスキが非常に大きな影響を与えており、また、足元スペース、フロアからのルーフサイドレール高さの影響も大きい。

4 ドアの後席乗降性に関しては、ヒップポイントからのルーフサイドレール高さ、ヒップポイントとドア又はセンターピラーまでの距離などの項目が、前席と同様な影

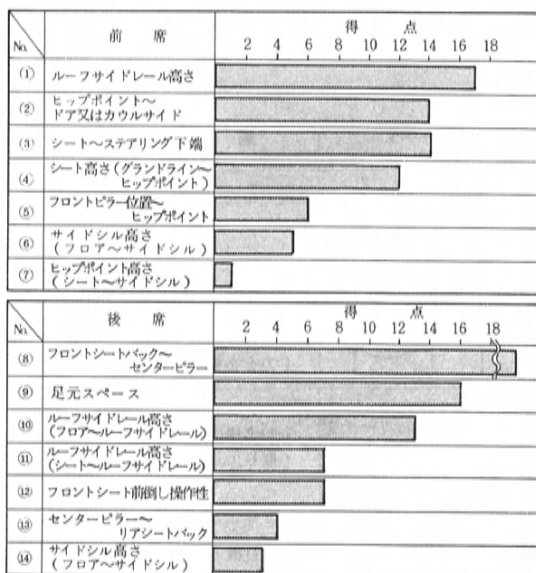


図11. 乗降性に影響を与える項目とその影響度

響度合をもつと思われる。このほかの項目としては、ヒップポイントに対するリアピラー及びタイヤハウスの位置の影響度が大きい。

なお、女性は、特に、ヒップポイント高さが低い車において、乗降姿勢が悪くなるのをいやがる傾向があるため注意が必要である。

図12に当社の乗降性寸法に関するガイドラインを示す。個別車種では、このガイドラインをベースに車のコンセプトに沿って乗降性寸法を設定している。

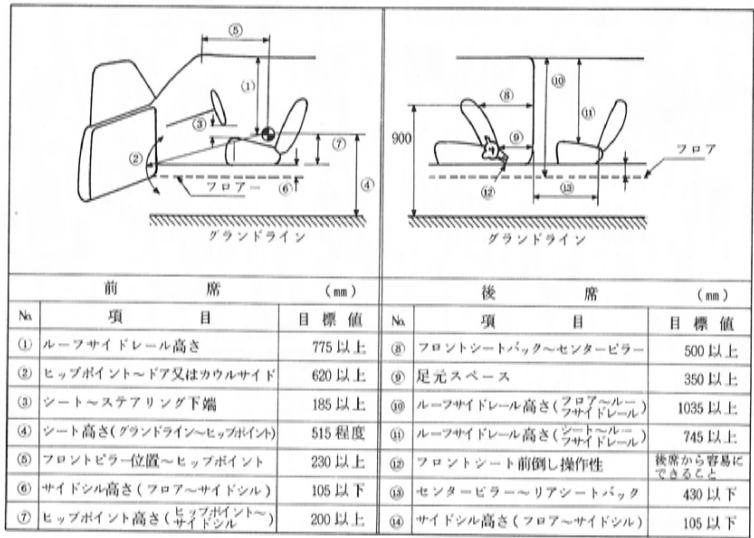


図12. 乗降性寸法ガイドライン

9. お わ り に

以上、快適居住空間の設定に関する基本的な考え方について述べた。先にも述べたように、快適性に対するユーザニーズは増々高まる方向にあり、その中で、より快適な居住空間を実現するための新たな創意工夫が必要になってくる。関係各位の御意見、御指導を賜りたい。

参 考 文 献

- (1) 福田，稲吉：乗用車のルーミネス評価の一考察，日産技報，第15号（1979），p. 131.

解説・紹介

2

オートアジャスティングサスペンションの開発

Development of Auto Adjusting Suspension

金井 誠 太*¹ 田 中 建*²
Seita Kanai Takeshi Tanaka

用 元 正 治*³ 阿 南 義 明*⁴
Masaharu Yomoto Yoshiaki Anan

要 旨

Abstract

最近のサスペンション電子制御技術の発展は目ざましいが、そのねらいは乗心地と操安性の両立である。新型ルーチェ・コスモに採用されたオートアジャスティングサスペンションはこのねらいをダンパ減衰力の制御によって果たそうとするもので、アンチロール、アンチダイブ、アンチスクワット、車速感応などの機能が折込まれている。その開発に当たっては特にシステムの応答性とベース車のポテンシャルの向上に力を入れ、ほぼねらい通りの運動特性を得ることができた。

Recent developments in electronic control technology on suspensions have been notable. They are aimed at reconciling good handling with riding comfort. The "AAS" on Mazda's new Luce/Cosmo is one system that accomplishes the above object by means of controlling the shock absorber's damping force. It has, among others, anti-roll, anti-dive, anti-squat, and speed sensing functions. In the "AAS's" development, we concentrated on obtaining good system response, as well as improving the base vehicle's potential. As a result, we have been able to almost achieve the vehicle behaviour characteristics as we had planned.

1. は じ め に

最近の国産乗用車に採用されたサスペンションの電子制御技術の発展は目ざましい。この中で代表的なものとしては「自動車高調整」「減衰力制御」などの技術を挙げることができる。

自動車高調整は、古くはシトロエンDS（1955年）の空気-油圧-機械式に端を発するが、システムの複雑さのために余り普及しなかった。しかし近年の電子技術の進歩はこの複雑な制御のコンパクト化を可能にしたため、空気-電子式の車高調整システムが特に国産車に多く採用され始めている。

電子制御による減衰力可変技術も最近急速に実用化が進んでいるものである。ボタン操作によって高低2段に切換えるという素朴なものに始まり、車速感応式、アンチロール、アンチダイブなどのより高度なシステム、多段化、またエアばねを用いて減衰力と同時にばね定数も

切換わるもの、などの発展型が続々と登場してきている。

このように、サスペンションの電子制御技術は、現在発展途上にあると考えられ、今後共さらに機能や性能の拡大・充実が図られていくものと予想できる。

こうした中で本稿では、'83年10月に発売したルーチェ・コスモに採用した減衰力可変ダンパの電子制御システム（オートアジャスティングサスペンション：以下AASと略す）について、システムのねらい、機能、具体構造、及び運動特性に及ぼす効果について説明する。

2. システムのねらい

上記のようにサスペンションを制御することのねらいは、大きく言えば「種々の走行条件のそれぞれに最もふさわしい車の運動特性を得ること」にある。また「乗心地と操安性を両立させること」とも言える。すなわち、乗心地を優先させたい条件と操安性を優先させたい条件のそれぞれで車の特性を変える、ということである。

* 1 シャシー設計部第2シャシー設計課

* 2 第2実験研究部シャシー実研課

* 3 第2実験研究部振動実研課

* 4 エレクトロニクス開発部車両電装開発課

例えば、一般市街地を定常走行する場合には乗心地の良いことが望ましい。山間部のように屈曲の多いコースではロールの少ないことに代表される剛性の高いサスペンション特性が望ましい。また高速道路を走る際には横風や路面の不整、ハンドルの操作などに対して発生するヨーイングが過敏でないのが安全上からも望ましい。さらに急発進時や急制動時に発生する車体のピッチングは少ない方が望ましい。

このような様々なケースにおける車両の運動特性は、多くの場合主として過渡的なサスペンション特性によって決まってくる。その理由は次のように説明できる。

車の運動特性とは、走行中の車に働く様々な方向の入力（力またはトルク）によって車がどのように運動するかを問うものである。しかし一般には、この入力は一時的な力ではなく限られた時間内に発生しては消えていく性質のものである。従って、永続的に力を加えた場合に車がどれだけ変位（距離または角度）するかを評価するよりも、力を加えた直後に車がどんな速度（または角速度）で運動を始めるかを評価した方が、実際のフィーリング特性（乗心地の良悪、ロールの大小、ヨーの応答性など）との相関が強い場合が多い。

このことから、車の運動特性の制御のための有効な手段のひとつとして、ダンパの減衰力特性を制御することが考えられる。すなわち、ダンパの減衰力を切換えることによって上記の力が加わった直後の車の運動の速度をコントロールすることが可能となり、ひいては実際のフィー

リングに現われる特性を有効に変えることができるからである。

こういった背景から、ルーチェ・コスモではダンパの減衰力を高低2段に切換える技術をベースに、主として次の4点をねらいとしたAASシステムを開発、商品化した。

- (1) 一般路において乗心地が良いこと。
- (2) 急な加・減速、旋回等による車両姿勢の急変を抑えること。
- (3) 中・低速では適度なアンダステア特性で操縦のしやすいこと。
- (4) 高速ではアンダステアの度合を強めて直進安定性を向上させること。

この中で(1)と(2)、及び(3)と(4)は、従来の減衰力固定の車両ではその両立が困難だったものである。

具体的には(1)と(3)がベストになるようにチューニングした車両に対し、(2)と(4)の条件を検出してダンパの減衰力を制御するという考え方を採用した。その結果次の4つの自動制御機能をもたせることにした。

- ① アンチロール機能……急旋回時にダンパの減衰力を高めてロールを抑える。
- ② アンチダイブ機能……急制動時にダンパの減衰力を高めてノーズダイブを抑える。
- ③ アンチスクォット機能……発進時、急加速時にダンパの減衰力を高めて尻下がりを抑える。
- ④ 車速感応機能……高速走行時に前輪のみダンパの減衰力を高めてアンダステアの度合を強める。

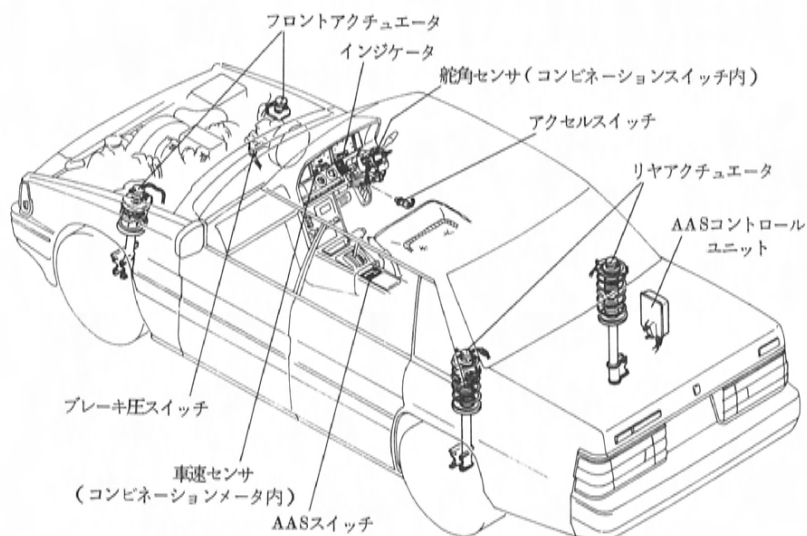


図1 システムの概観

AASではこの他、乗員の好み等にも対応できるように、マニュアルスイッチによる減衰力の選択も可能にしている。

これらの制御方法の詳細は後述するが、AASの開発に当たって特に留意したのは「実効性があること」、すなわち「乗員が期待した時、期待した通りに確実に作動すること」であった。AASの制御対象がダンパであることは、前述のように運動特性のコントロールをする上では極めて有効であるが反面では、制御タイミングを逸するとほとんど効果がなくなってしまうことを意味する。従って実効性を確かなものにするために、制御の応答性にはことのほか慎重を期した。

例えばロールの抑制であれば、ロールの起きる前兆をいかに速くとらえるか(センサ)、それをいかに速く正確に判断し制御指令に変えるか(コントローラ)、そしてその指令をいかに速く切換動作として完了するか(ア

クチュエータ)のどれひとつをとってもおろそかにはできない。そこでこれらの各ユニットの開発に当たっては、各々の応答時間の目標を設定するなどのきめの細かい吟味と配慮を行なった。

3. システムの概要

AASの概観を図1に、システム全体図を図2に示す。図のように本システムは、減衰力の切換可能なダンパ(高低2段)と、それを制御する電子システムとによって構成されている。また電子システムは「車速」「ハンドル舵角」「ブレーキ液圧」「アクセル開度」の4つのセンサ、減衰力の切換動作を行なうアクチュエータ、ドライバとの情報交換を行なうスイッチ及びビンジゲータ、そしてそれらの各ユニットを総合的に制御するコントローラとから成る。

表1にシステムの機能の概略を示す。

以下、主としてスイッチポジションを「AUTO」にした時のアンチロール機能を取り上げながら、システムの作動を説明する。

3.1 運動状態の予知

前述のようにAASの制御対象がダンパであるため、例えばアンチロール機能の場合には車のロール速度を小さくすることがねらいである。

当社のシミュレーション結果では、一般のハンドル操作に対して横加速度やロール角はおよそ0.3～0.5 sec、ロール速度はおよそ0.15～0.25 sec程度の遅れをもってピーク値に到達している。従ってロール速度を小さくするために横加速度やロール角またはロール速度そのものを検出してから減衰力を高くしていたのでは実際上の効果は無い。

そのためAASでは、ロールの予知手段としてハンドル舵角を検出する方法を用いた。

図3に舵角センサを示す。

舵角センサは、ドライバのハンドル操作をできるだけ速く、きめ細かく検出するねらいからアナログ式のものを採用し、応答性や分解能にやや懸念のあるデジタル式の使用を避けた。また同じねらいで取付位置をステアリングホイールに最も近いコンビスイッチの上部とした。さらにステアリングホイールとの結合部は、組付ばらつきを吸収すると同時に

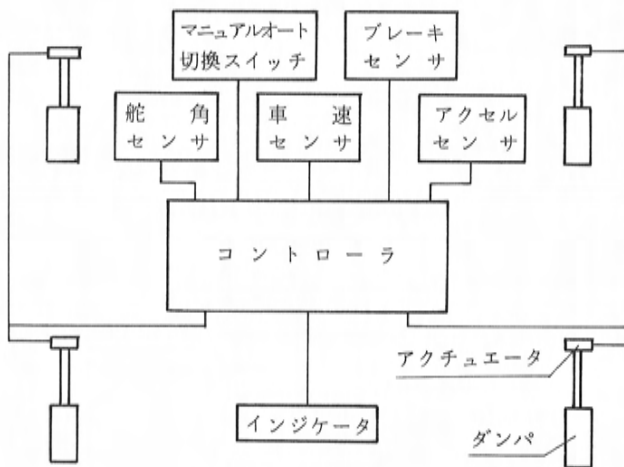


図2 システム全体図

表1. システム機能の概略

スイッチの状態 走行状態	HARD	SOFT	AUTO		
			50	80	高 速
直 進	HARD	SOFT	50km/h 以上で フロントのみ HARD 他はSOFT	80km/h 以上で フロントのみ HARD 他はSOFT	SOFT
旋 回	HARD	SOFT	HARD		
ブレーキ	HARD	SOFT	HARD		
発 進	HARD	SOFT	HARD		

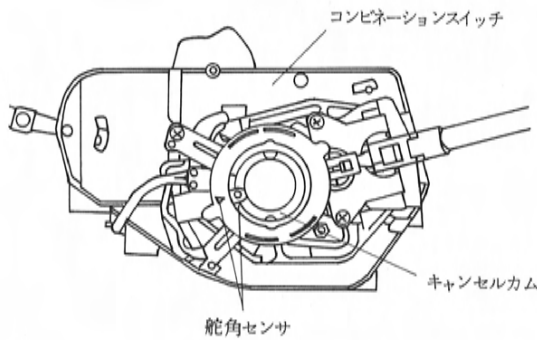


図3 舵角センサ

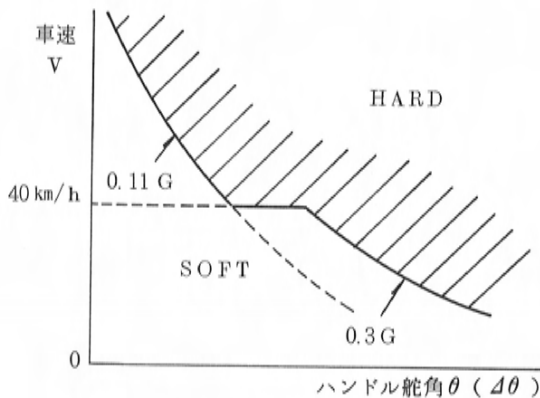


図4 アンチロールの制御条件

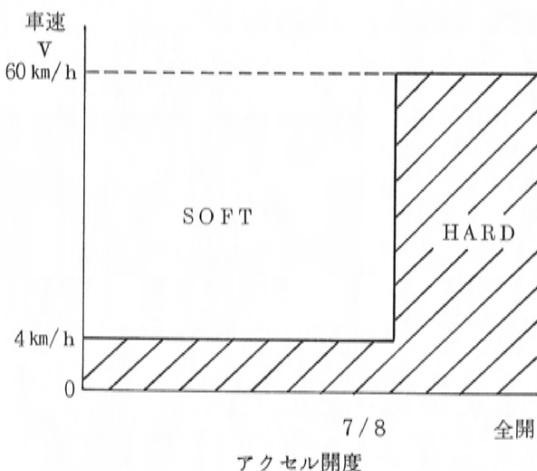


図5 アンチスクォットの制御条件

ガタの出ない構造を工夫した。これらによって、ハンドル舵角の検出時間は事実上0になっている。

一方ロール速度は一般に操舵条件と車速によって決まることから、ハンドル舵角の他に車速も常時検出するようにしている。

その他、アンチダイブ機能の場合はブレーキ液圧を、アンチスクォット機能の場合はアクセル開度と車速信号を利用してピッチング運動の予知を行なっている。これらはいずれも、車の前後加速度やピッチングそのものを検出していたのでは手遅れであるので、ドライバの操作そのものを検出しようとする意図である。

また車速感応機能の検出手段として前述の車速信号を用いていることは言うまでもない。

3.2 制御条件の判定

一般にロール速度 $\dot{\phi}$ はハンドル舵角 θ 、同速度 $\dot{\theta}$ 、車速 V などの関数で表わすことができるが、この関数は通常数値積分によらないと解けない。しかし数値積分を実行するには、AASのようなシステムにとっては致命的となりかねない演算時間を要する。

他方、現在の大量生産を前提とした組付技術では、精度の良い θ を得ること（特にそのために $\theta=0$ を正確にセットすること）はかなり困難を伴う。

この2つの問題を解決するためにAASでは厳密な ϕ を求める代わりに次のような簡便法を用いた。

まず定常的なロール角 ϕ と θ 、 V の関係をあらかじめ机上で解いてコントローラに記憶させる。（図4）

一方走行中に、舵角センサから入力される信号 θ_i を用いて、コントローラは常時「 $\Delta\theta = \theta_i - \theta_m$ ：その瞬間までの θ_i の加重平均」を計算する。（ θ_i も常時更新される。）そしてこの $\Delta\theta$ と車速 V とで決まる座標が図4のHARDゾーンに入った瞬間、減衰力を高める信号を発する。

この方法によってコントローラ内での処理時間をねらい通り短縮することができ（0.03 sec 以下）、更に舵角センサの零点セットも不要でありながら制御条件を実用上全く異和感のないものにすることができた。

次にアンチロール機能の解除の場合には、 $\Delta\theta$ と V の座標が図4のSOFT領域に戻ってからいくらかの保持時間を経た後に解除信号を発する。その目的は、ロール後の揺り戻しを緩和するためである。

その他、アンチダイブ機能、アンチスクォット機能の場合も、厳密なピッチング速度の算出でなく代用条件によって判定しているが、実用上はほとんど問題ない。アンチスクォット機能の制御条件を図5に示す。またいず

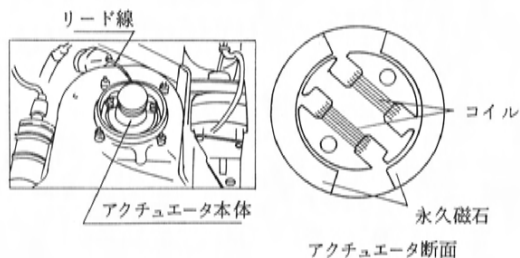


図6 アクチュエータ

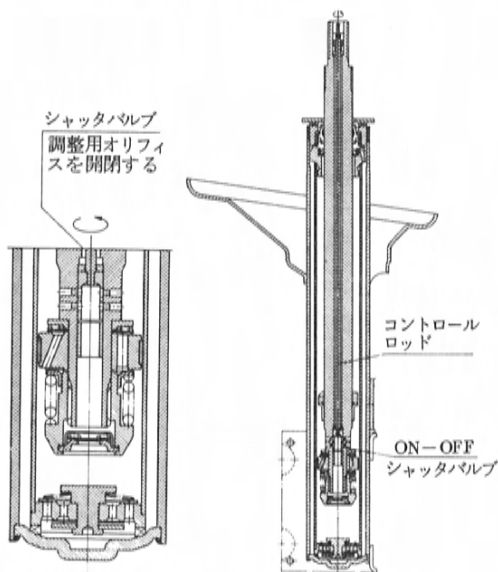


図7 可変ダンパの断面

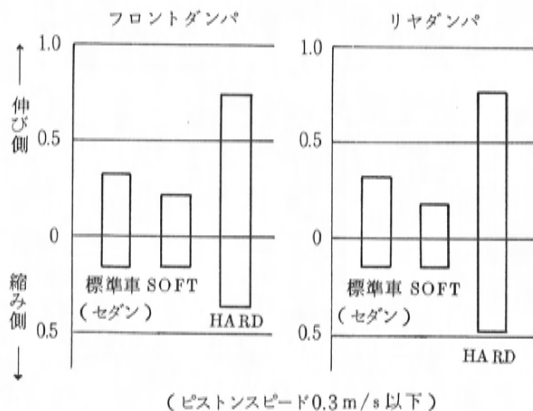


図8 ダンパ減衰比

れも解除時には保持時間を設け、揺り戻しに対する配慮としている。

車速感应機能に対しては、前輪の減衰力を高める車速をドライバのニーズや好みに応じて選択ができるようにした。これは一概に高速道路、舗装路と言っても、路面の凹凸の程度や摩擦係数が必ずしも一定でないことを考慮したためである。

3.3 切 換 動 作

ダンパの減衰力を切替えるアクチュエータを図6に示す。

アクチュエータの開発には、限られたスペースの中で十分な起動トルクを有すること、切換動作が迅速であること、頻繁な動作に対し発熱が少なく十分な耐久性を有することなどを配慮した。

具体的にはサイズの割に出力の大きいモータ式とし、動作速度を有効に利用するために途中の減速を排してダンパの切換バルブと直結させた。また切換動作を完了するとアクチュエータ内部の接点が自動的に電流を遮断することで発熱を抑える構造とした。

図7に減衰力可変ダンパの断面を示す。

このアクチュエータとダンパの組合せによって、減衰力の切換そのものに要する時間は、一般使用状態で0.04 sec 以下になっている。

すなわちアンチロール機能の場合、ハンドルを切った瞬間からダンパをHARDに切換え終わるまでの応答時間は0.07 sec 以下であり、他の機能についても同様に、もしくはより速く応答を完結する。その結果、実用上はタイムラグを全く感じさせない応答性を実現できた。

4. AASの効果(運動特性)

本章では主として実験的に得られたデータをもとに、AASの効果をも運動特性面から述べる。

4.1 振動乗心地

前述のようにAASのベースとなる車両は、ダンパのSOFT時における一般路の乗心地をすぐれたものにする必要がある。そのために、特にダンパロッドの摺動抵抗(フリクション)を下げることにかなり力を入れて開発した。

図8に臨界減衰係数に対する減衰係数の比(C/C_c)を、AASの装着されない車(標準車)との比較で示す。各設定モードでの乗心地について以下に述べる。

(1) SOFTモード

通常最も頻度の高いと考えられる一般路面(良路小振幅路)での定常走行では前述のダンパのフリクションの

低減効果もあり、路面の微少な凹凸をほとんど人体に伝えず吸収する。また町中の荒れた路面(大振幅路)を走行する時には、ダンパの減衰力を低くセットしているため路面ショックを感じることなくスムーズに通過することができる。大きなうねりのある路面(長周波路)では車体はゆるやかなバウシング、ピッチングを行なうが、高級車として適

度で好ましい動きであるとする。

このように一般の走行においては、SOFTモードでも十分に快適な走行が可能となっている。しかし、交差点などの発進時の車体の尻下がり、急制動のノーズダイブ、急旋回時のロールの速さ、高速走行時のやや着落きを欠いたばね上の動きなどに対しては多少不満が残る。

(2) AUTOモード

AUTOモードでの一般走行ではダンパ減衰力はSOFTモードと同じであるので、ここではそれ以外の自動的に減衰力を高める各機能に対する乗心地を述べる。

アンチロール機能については、減衰力を高く切換える条件やホールドタイムの長さの選び方によっては、荒れたコーナの連続する場合に乗心地を悪化させる状況も考えられた。そこでこれらの定数の設定に当たっては、種々の山間屈曲路や一般路のゆるやかなコーナなどを実際に走行しながらデメリットの出ないように慎重な吟味を行なった。その結果、比較的ゆっくりした操舵時には減衰力が低いままで、少し速めの操舵時にはアンチロール機能が作動する、といった微妙な、しかもドライバの期待とよくマッチしたセッティングができた。

アンチダイブ、アンチスクォット機能については、乗

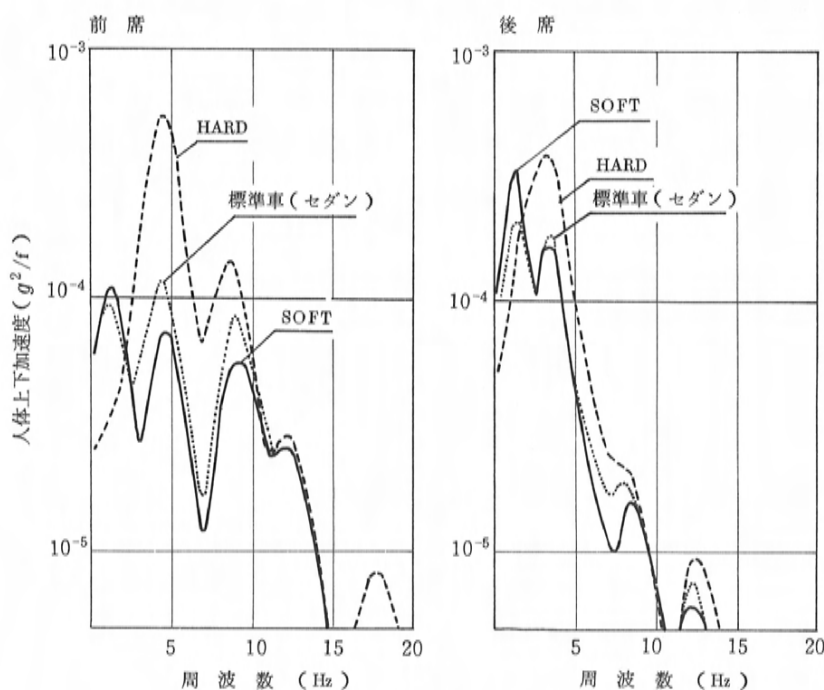


図9 振動・乗心地

心地面からみても、車体の大きなピッチングを抑える効果がありフィーリング上好ましいものとなっている。

車速感応機能が働くと同輪のみ減衰力が高くなる。仮にこの状態のままで荒れた路面を低速で走行すると前輪からの突き上げショックは大きくなるが、実際上特に80 km/h以上の高速走行時にはほとんど気にならないレベルになり、むしろ後述する操安性面でのメリットが大きい。またその場合も後輪のダンパはSOFTのままであるので、後席でのフィーリングはSOFTモード時とほとんど変わらない。

(3) HARDモード

不整路面での乗心地は悪化するものの、良路での乗心地は実用上特に問題とならないレベルである。

図9は当社テストコースのやや荒れたアスファルト路面を走行した時の人体上下加速度の測定結果である。

SOFT時の1~2 Hzにあるピークはばね上の固有振動数で、車体のゆるやかな動きを示しているが、HARD時にはこの動きがほとんどなくなっていることがわかる。また突き上げショックとして人体が最も感じやすい3~10 Hzの間でSOFTとHARDの差が明らかである。

4.2 操 安 性

(1) アンチロール機能

従来乗心地に余り悪影響を与えずにロールを抑える手段としてスタビライザ（アンチロールバー）が用いられてきたが、悪路などで左右輪に逆位相の刺激がはい

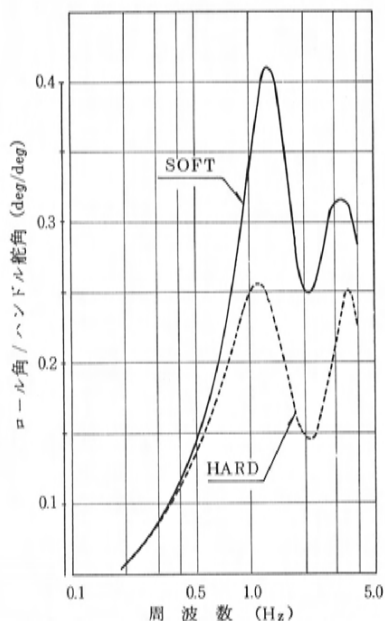


図10 ロール角/ハンドル舵角周波数応答
($V = 50 \text{ km/h}$)

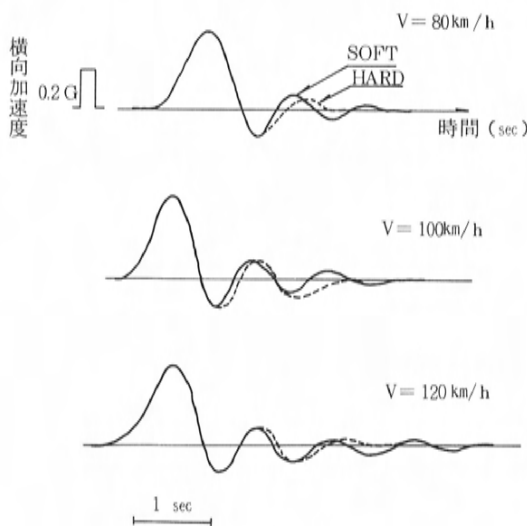


図11 手放し安定性

た場合はばね定数が上がったことになり、乗心地やタイヤの接地性を損う面がある。この点 AAS は純粋に旋回時のみ減衰力を高めるシステムであるので、こうした欠点をもたないアンチロール手段と言える。

この効果を図10に示す。横軸に操舵周波数、縦軸にハンドル舵角に対するロール角ゲインを表す。HARD時にはSOFT時に比べて1 Hz 付近のゲインが約40%低下しており、アンチロール効果はかなりあることがわかる。

またアンチロール機能にはロールの抑制以外に車の運動の収束性を良くする効果も認めることができる。図11にハンドル手放し時の横向加速度の減衰波形を示すが、HARD時には収束時間が0.5～1 sec も短くなっている。

(2) アンチダイブ、アンチスクォット機能

アンチダイブ、アンチスクォットは従来サスペンションジオメトリのみで対処していたが、AASではその効果をサスペンションジオメトリと無関係に、独自に、上乘せの形で発揮することをねらいとしている。

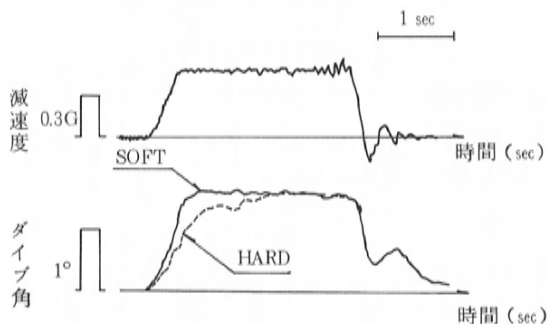


図12 アンチダイブ効果 ($V = 80 \text{ km/h}$)

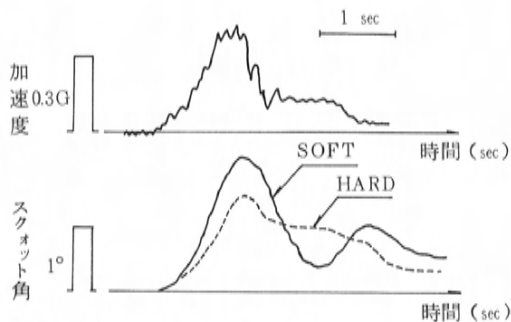


図13 アンチスクォット効果（発進時）

図12、図13は、HARD時及びSOFT時のダイブ角とスクォット角を比較した実験結果である。ノーズダイブはあらかじめ折込まれたアンチダイブジオメトリの効果が大きいためAASとしての効果は小さめであるが、スクォットに対してはAASの効果がかなり認められる。

(3) 車速感応機能

高速走行において一般にアンダステアが強い方が安定性にすぐれることは良く知られている。しかしそのみに着目してアンダステア特性を強めていくことは、中・低速で求められる操縦のしやすさを犠牲にすることにつながってくる。

そこでAASでは、車速に応じて過渡的にロール剛性の前後配分を変えることでステア特性のコントロールをねらった。すなわち中・低速では操縦のしやすい弱アンダステア特性になるようにベース車をセッティングし、高速では前輪のみ減衰力を高くして過渡的にアンダステアが強まるようにして安定性を向上させている。

図14は前輪のみHARDにした場合と4輪共SOFTにした場合の、車速100km/hにおけるヨー角速度ゲインの周波数特性を比較したものである。グラフから、前輪の

みHARDにした仕様の方が高速で通常走行時に使用頻度の高い操舵周波数領域(0.1~0.4Hz)でのゲインが若干小さめで、アンダステア傾向となっていることがわかる。また位相遅れもやや小さくなっており、微小舵角範囲におけるハンドルの手応え感の向上などにも寄与している。

5. おわりに

以上、ルーチェ・コスモのAASについて概要を述べてきたが、本文でも述べたようにほぼ当初のねらい通りの性能を発揮するシステムとして完成させることができた。

しかし今回のAASの開発に対して特に肝に命じたのは、システムそのものの良否もさることながら、ベースとなる車自身の素性がAASに見劣りしてはならないということであった。その結果、一般走行での乗心地を初め常用域での味付けも秀逸なものに仕上げることであったと少なからず自負している。それと同時に、こうしたしっかりしたベースの技術があって初めてAASのようなシステムの真の価値が生まれる、との感を強くした。

このように将来的にも、電子制御技術の開発と、よりベーシックなサスペンション特性の開発とが両輪となって初めてユーザーズによくマッチした理想の車に一步近づけるものと考えている。

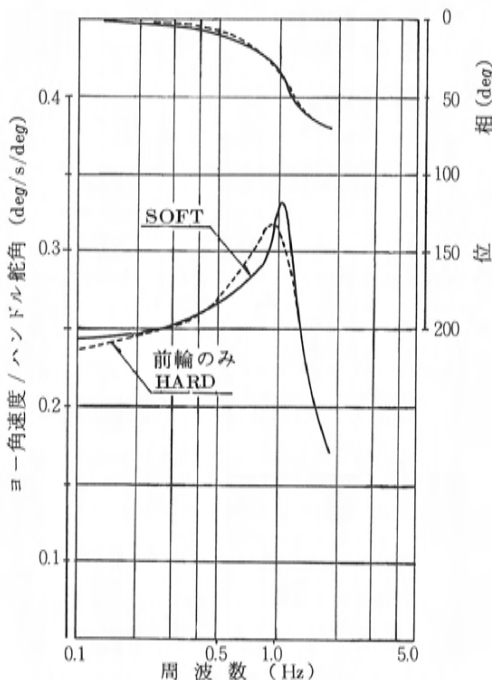


図14 ヨー角速度/ハンドル舵角周波数応答
($V = 100 \text{ km/h}$)

論文・報告

3

ハーシュネス及びシミの解析

The Analysis of Harshness and Shimmy

高田 直人^{*1} 居倉 伸次^{*2}
Naoto Takata Shinji Ikura嶋田 達郎^{*3}
Tatsuro Shimada

要 旨

タイヤ、サスペンションの高周波の振動特性は、快適性の重要な評価項目である。今回、タイヤ、サスペンションを有限要素モデルに置換え、高周波振動を理論解析した。本報告では、ハーシュネス及び高速シミを解析した一例を示す。その結果、本解析方法は、比較的高周波の振動解析に適用できることが確認できた。また、振動現象の要因分析及び評価が容易に行なえることがわかった。更に、タイヤ、サスペンションの固有値解析を行ない、ハーシュネスは、タイヤ、サスペンションの連成振動、高速シミは、ばね下の前後共振によりステアリング干渉を起こす振動現象であることを明らかにし、ハーシュネス及びシミの改善方法を見出した。

Abstract

The high-frequency vibration properties of tire and suspension is an important item of evaluation in ride comfort. A theoretical analysis of high-frequency vibration was made with the tire and suspension idealized into a finite element model. In this report, we show a case of analysis of harshness and shimmy. As the result, it has been verified that this analysis method is applicable to analyzing vibrations of relatively high-frequency vibration. And it was found that by employing this method, relevant factors can be analyzed and evaluated easily and accurately. Further, by eigenvalue analysis of tire and suspension, we found that harshness is a coupling vibration of tire and suspension, and that shimmy is the steering interference by longitudinal resonance of the unsprung mass. And we found out the improvement procedures of harshness and shimmy.

1. ま え が き

近年車両性能に対する要求は高まり、操縦・安定性の向上だけでなく、快適性の向上が望まれている。特に、舗装道路の普及や高性能タイヤの採用の増加に伴い、ハーシュネス及びシミ（シミは、自励振動である低速シミと、強制振動である高速シミとに分けられる。ここでは、高速シミについて解析した。）などの高周波振動は、快適性の重要な特性となっている。しかし、従来より振動解析では、低周波振動を対象とする場合が多く、タイヤを含めた高周波振動を扱った例は少ない⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。

本報告では、比較的高周波の振動解析の一例として、タイヤ、サスペンションの振動モデルを作成し、ハーシュネス及びシミを理論解析した結果を述べる。

まず、ハーシュネスを解析対象として、今回作成した

振動モデルの説明とモデルの検証結果を述べ、本解析方法が高周波の振動解析に適用できることを示す。また、要因分析の一方法として、固有値解析を行ない、タイヤ、サスペンションの振動特性を明らかにし、ハーシュネス及びシミの主要因を抽出した。そして、ハーシュネスはタイヤ、サスペンションの連成振動、シミはサスペンションの前後共振による振動現象であることを示す。

2. ハーシュネスの解析

ハーシュネスは、道路の継目や凹凸の上を走行する際、衝撃的な音や振動を発生する現象である。この時の路面入力主として、タイヤ、サスペンションを伝わり、車体加振力となる。特にハーシュネスでは、タイヤ、サスペンションの弾性振動により、車体加振力は増幅され、音や振動が増大する。

* 1 シャシー設計部第2シャシー設計課 * 2 第2実験研究部振動実研課 * 3 ブリジストンタイヤ株式会社

今回の解析では、ハーシュネス領域でのタイヤ、サスペンションの振動特性を明らかにするため、タイヤ、サスペンションを有限要素モデルに置換え、構造解析プログラム“MSC/NASTRAN”による振動解析を行なった。なお、解析を対象とする周波数を100 Hz以下とし、モデルを作成した。

2.1 タイヤモデルの説明

図1にタイヤモデルを示す。タイヤは三つの部分に分けてモデルを作成した。

(1) トレッド部

弾性体とし、梁要素で近似している。梁要素の断面係数はトレッド部の断面形状から、また、材料特性はゴムとスチールベルトの物性値から決めている。

(2) サイド部

サイド部は、主にタイヤのばね、ダンピング特性を示す部分であるから、3方向のばね、ダンパ要素で近似している。特性は、タイヤの静ばね特性と加振テストによる動特性から決定している。

(3) ビード部、ホイール

100 Hz以下では、弾性振動の影響はないと考え、剛体として、ホイールセンタ上の集中質量として近似している。

(4) タイヤの初期荷重

タイヤに加っているプリロードを、タイヤと路面の間に、ばね、ダンパ要素に置くことにより、モデル化している。

なお、直進走行を想定しているため、コーナリングフォース及びセルフアライニングトルクなどはモデル化していない。また、エンベロープ特性は、トレッド部の梁要素及びサイド部のばね、ダンパ要素で考慮している。

2.2 タイヤモデルの検証

タイヤモデル単体での検証を、加振実験と突起ドラム試験により行なった。この結果を図2に示す。

(1) 前後加振による検証

図2(a)に、軸固定でタイヤ接地点を前後加振した時の軸出力(力伝達比)を示す。図から、タイヤの1次偏心の80 Hzのピーク値や周波数は一致しており、全体的に計算値と実測値は、良く対応していることがわかる。

(2) 突起ドラム試験による検証

突起ドラム乗越し時の過渡応答を図2(b)に示す。計算では入力として、タイヤ接地点に上下及び前後方向の

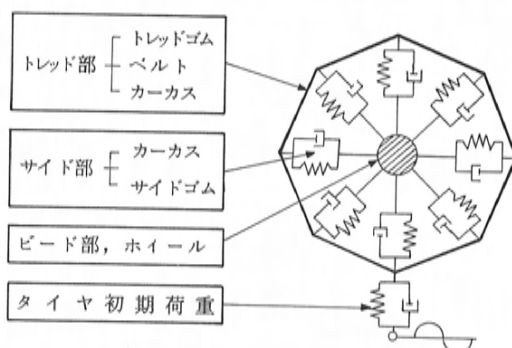


図1 タイヤモデル

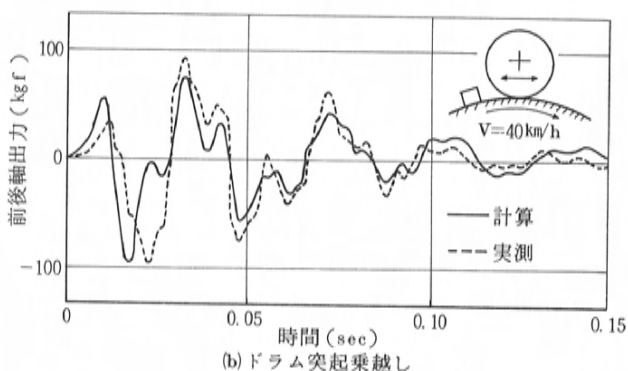
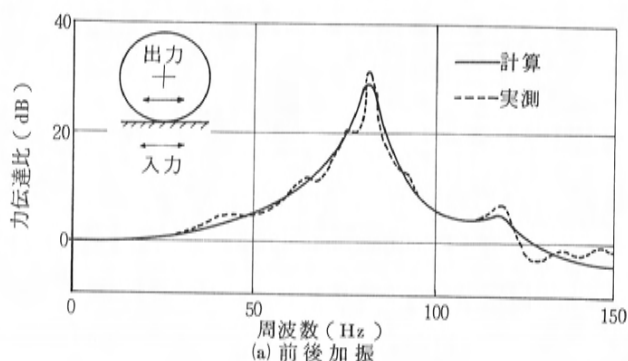


図2 タイヤモデルの検証

強制変位を加えている。強制変位の形状は、突起乗越し時のタイヤ接地面の変形を、正弦波の半波長で近似している。図によると、計算値と実測値は、突起乗越し直後のピークの大きさや、減衰性など良好に対応している。

以上の検証結果から、本タイヤモデルは、比較的高周波の振動をシミュレートできることが確認できる。

2.3 サスペンションモデルの説明

今回は、FF車のストラット式フロントサスペンショ

ンについて、モデルを作成した。図3にモデルを示す。

(1) ペリメータフレーム、ロアアーム

弾性体とし、梁要素に置換えている。また、梁要素で近似することによる実車との重量の差は、非構造質量として、梁要素上に追加し、補正している。

(2) ストラットダンパ

外筒と内筒を別々に梁要素に置換え、外筒間のスライド及び、ダンパ軸の曲げ剛性を考慮した。また、減衰特性は、伸側と縮側の減衰力の平均値を使用した。

(3) コイルスプリング

一方向のばね要素で近似している。ただし、今回の解析では、コイルスプリングのサージング特性はモデル化していない。

(4) ナックル、ブレーキ類

100 Hz以下の周波数域では、これらの弾性振動の影響はないと考え、ホイールセンタ上の質量と慣性モーメントで近似している。

(5) ブッシュ、ラバー

3方向または6方向のばね、ダンパ要素とした。特性は、単品の加振テストにより決定した。

その他、100 Hz以下では、影響はないと考えられる部品（スプリングシート、ロアアームブラケットなど）は、集中質量を節点上に置き、全体重量を補正した。

2.4 サスペンションモデルの検証

図4に、ロアアームのボールジョイント部を上下加振（加振力は10 kgf）した時のホイールセンタの上下及び前後加速度を示す。図から明らかなように、計算値と実測値は良好に対応し、100 Hzまでの振動をシミュレートできることが確認できる。

2.5 タイヤ、サスペンションモデルの検証

以上述べたように、タイヤモデル及びサスペンションモデル別々には、良好な対応が得られた。そこで、タイヤモデルをホイールセンタで転動自由にサスペンションモデルと結合し、実車走行時の突起乗越しテストと対応をとった。この結果を図5、6に示す。

図5は、突起乗越し時の過渡応答である。この図から、① 実測値と計算値とは、主となるピーク周波数（前後では42 Hz、上下では14 Hz）が一致している。

② P-P値（最大値と最小値の絶対差）は、ほぼ一致している。

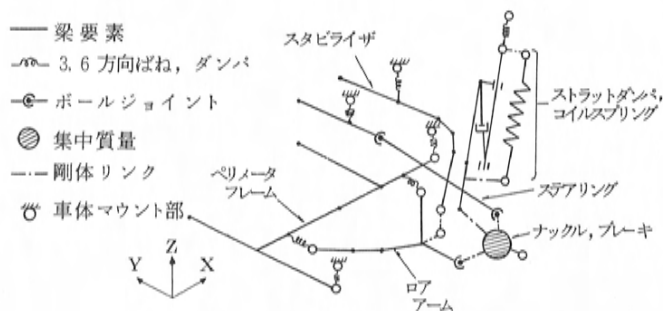


図3 サスペンションモデル

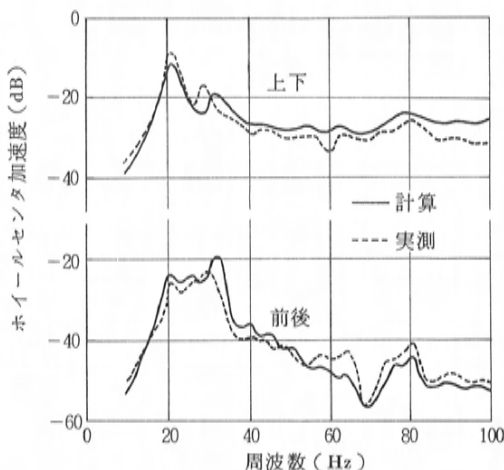


図4 サスペンションモデルの検証

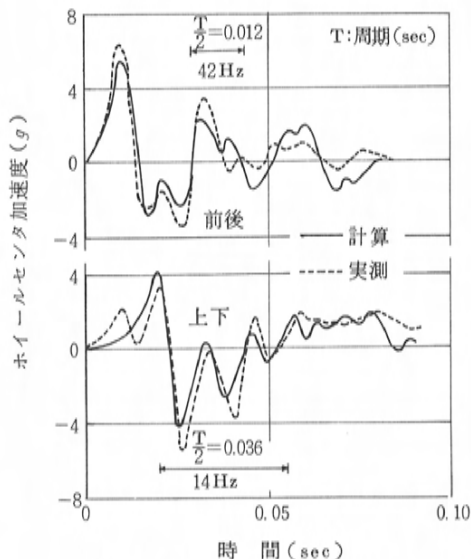


図5 突起乗越し時の過渡応答

③ 実測に比べ、計算値は減衰性が良くない。
ことがわかる。更に、この過渡応答を周波数分析した結果である図6から、

① 前後については、主たるピーク周波数及びピーク値は一致している。

② 上下については、45～60 Hz 付近で多少のずれが見られるが比較的良好な対応を示している。
ことがわかる。

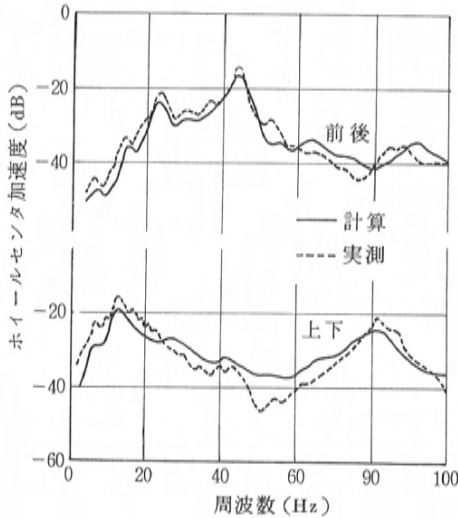


図6 周波数分析結果

以上行なった検証結果により、本計算モデルは、比較的高周波の振動解析に適用できることが確認できる。そこで、本計算モデルを用いて、ハーシュネスを要因分析した結果について述べる。

2.6 ハーシュネスの要因分析

要因分析では、タイヤ、サスペンションの振動特性を明確にするため、固有値解析を行なった。この結果を図7、8に示す。図7に、突起乗越し時の周波数分析結果

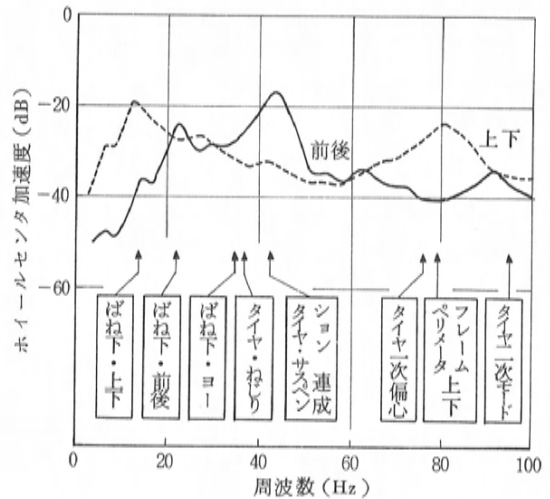


図7 タイヤ、サスペンションの固有振動数

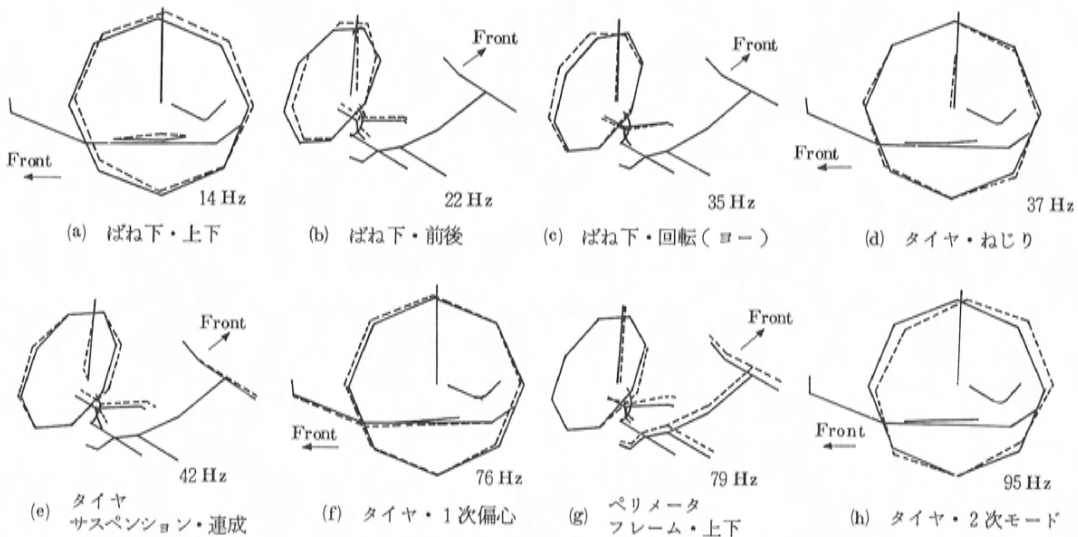


図8 タイヤ、サスペンション振動モード

表 1. 42 Hzにおけるエネルギーの寄与率

歪 エ ネ ル ギ		運 動 エ ネ ル ギ	
部 品 名	寄与率(%)	部 品 名	寄与率(%)
ストラット ダンパ (曲げ)	29.8	ホイールセンタ質量	62.8
ロアアーム リヤブッシュ	28.6	ロ ア アーム	29.8
ク フロントブッシュ	23.3	ストラット ダンパ	3.6
ペリメータ フレーム リヤブッシュ	7.0	タ イ ヤ	2.3
ストラット マウントラバー	6.3	タ イ ロ ッ ド	0.6
タ イ ヤ	2.5		
ペリメータ フレーム フロントブッシュ	0.7		

(計算値)と、タイヤ、サスペンションの固有振動数を、また、図8には、固有振動モードを示す。

図7から、前後では、22 Hzのピークはばね下の前後、42 Hzのピークはタイヤ、サスペンションの連成、90 Hzのピークはタイヤの2次モードが関連していることがわかる。また、上下では、14 Hzのピークはばね下の上下、80 Hzではタイヤの1次偏心及びペリメータフレームの上下によって、ピークが生じることがわかる。

更に、図7によると、前後42 Hzのピークが、他のピークに比べ、ゲインが大きいことがわかる。すなわち、ハーシュネスには、42 Hzでのタイヤ、サスペンションの連成振動の寄与が大きいことがわかる。この時の振動モード図8(e)によると、42 Hzの共振点では、①ストラットダンパの曲げ、②ロアアームの前後並進、③タイヤのねじれという三つの振動が合成された共振現象であるのがわかる。

更に、42 Hzの連成振動での歪エネルギー及び運動エネルギーを計算し、各部品エネルギー寄与率を求めた。これを表1に示す。表1によると、

歪エネルギーについては、ストラットダンパとロアアームブッシュで全体の81.7%を占めている。

運動エネルギーについては、図8(e)からも明らかなように、ホイールセンタ上のナックル、ブレーキ類のエネルギーが最大となっているのがわかる。

従って、ハーシュネスの主要因として、①ストラットダンパの曲げ剛性(今回の計算モデルでは、ストラットマウントラバーのチルト方向の剛性をモデル化していないため、ダンパの曲げ剛性の影響が大きくていゝ)、②ロアアームブッシュの前後剛性、③タイヤのばね定数とが考えられる。そこで、これらの特性を変更し、その影響を評価して、ハーシュネスの改善に有効な方法を見出す。

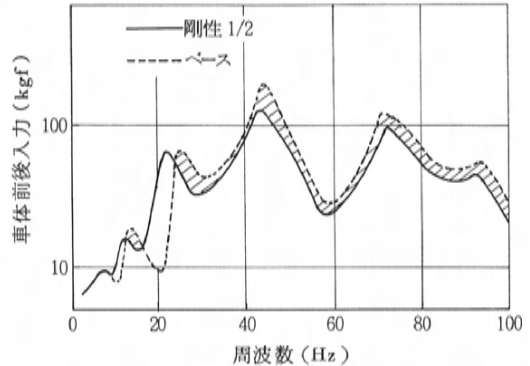


図9 ストラットダンパの曲げ剛性の影響

2.7 各要因の影響

以下、ハーシュネスの評価方法として、タイヤ接地点を前後加振(±1 mm)した時の車体前後入力(サスペンションの各ボデーマウント部からの入力を合計したもの)を用いる。実際には車体の振動特性の影響があるため、厳密には、車体入力のみで評価はできないが、タイヤ、サスペンションのみを取扱う場合は妥当な評価方法である(図7によると、ハーシュネスでは、前後だけでなく、上下の振動も大きい。しかし、一般的にハーシュネスは、前後振動として感じられることや、図7の上下79 Hzのピークはペリメータフレームの上下というこのサスペンション特有の振動現象であることから、今回、前後振動に注目して解析を行なった。)

(1) ストラットダンパの曲げ剛性の影響

ストラットダンパの曲げ剛性を1/2にした場合の影響を図9に示す。この結果から、①全周波数域で、前後入力が減少する、②22, 42 Hzのピークは、低周波側に移動することがわかる。従って、ハーシュネスの改善には有効であるが、曲げ剛性の低下は強度低下を招くため、実車への適用は検討が必要である。

(2) ロアアームブッシュの前後剛性の影響

ロアアームブッシュの前後剛性を1/2にした場合の影響を図10に示す。この結果から、ばね下の前後共振(22 Hz)及び連成振動(42 Hz)での前後入力が減少するだけでなく、60 Hz以上の高周波域での前後入力もかなり下がることがわかる。従って、ロアアームブッシュの前後剛性を軟らかくすることは、ハーシュネスの改善に効果的である。

(3) タイヤのばね定数の影響

タイヤのばね定数(図1の3方向ばね要素)を1.2倍にした場合(実車では空気圧を約1.2倍に上げることに

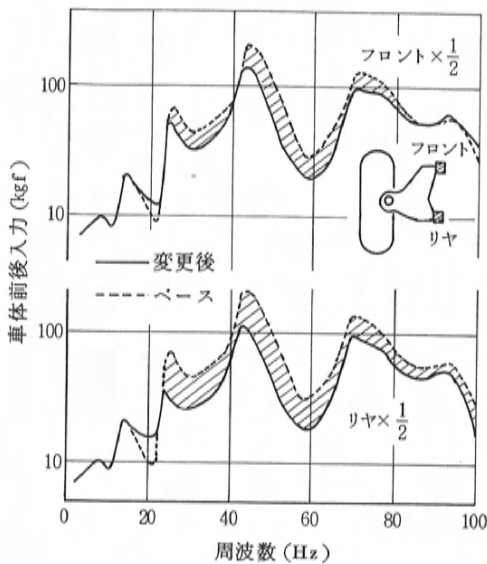


図10 ロアアームブッシュの影響

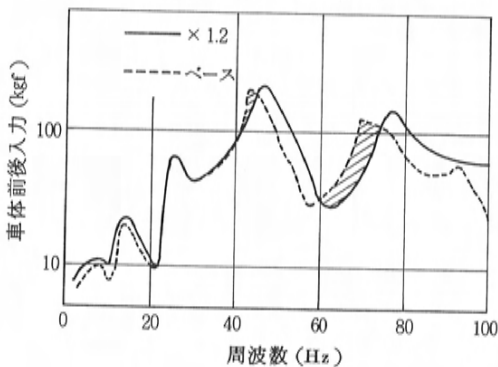


図11 タイヤばね定数の影響

対応)の影響を図11に示す。この結果により、共振点が高周波側に移動し、特に70 Hz以上での前後入力が増加することがわかる。従って、タイヤの空気圧を上げるとは、高周波域での振動特性を悪化させ、ハーシュネスやロードノイズには不利になる。

2.8 ハーシュネスの改善方法と考察

前項の検討結果から、ハーシュネスの改善には、ロアアームの前後剛性を軟らかくすることが有効であることがわかる。更に、タイヤとサスペンションのマッチングに関して、図10, 11によると、タイヤの空気圧を上げると、高周波の振動特性の悪化を招くが、これに対して、ロアアームブッシュの前後剛性を軟らかくすると、ある

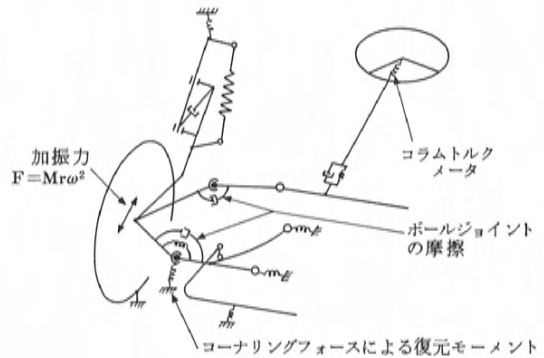


図12 シミー計算モデル

程度、振動特性の悪化を抑えることができることがわかる。

3. シミーの解析

前節では、フロントサスペンションのハーシュネスについて解析した結果を述べたが、本節では、フロントサスペンションの振動現象であるシミーについて解析した結果を述べる。

高速シミー(以下シミーとする)は、タイヤ、ホイールの幾何学的挙動や、静的または動的な不釣り合いによって、車速80~130 km/h付近で、ステアリングホイールが周方向に振動する現象である。以下、シミーの計算モデルについて説明する。

3.1 シミーモデルの説明

図12に、シミーモデルを示す。基本的にはハーシュネスの解析モデルと同一である。シミー計算用として追加した項目について説明する。

(1) ボールジョイントの摩擦

ロアアーム及びタイロッドのボールジョイントのフリクションをヒステリシス減衰に置換えた。ボールジョイントのフリクションには、静的な起動トルクと動的な摩擦トルクがあるが、ここでは動的摩擦トルクを等価粘性減衰に換算している。

(2) コーナリングフォースによる復元モーメント

コーナリングフォースによりタイヤに生じる復元モーメントをキングピン軸回りに換算し、ロアアームのボールジョイント部のばね、ダンパ要素で置換えた。

(3) ステアリング系モデル

ステアリングホイール、シャフト、ラックなどは、梁要素とした。また、ギヤ部の剛性と減衰は、ばね・ダンパ要素として、ピニオンとラックの間に置いた。また、シミーレベルを検出するため、コラムトルクメータをモデルに追加した。

3.2 シミーモデルの検証

図13に、実測値と計算値との対応結果を示す。加振方法は、実測ではリム部にアンバランスマスを付加しているが、計算ではアンバランスマスによって生じる遠心力の前後成分をホイールセンタに加えている。図13によると、シミーのピークが実測では133 km/h (タイヤ半径から換算すると21 Hz)、計算では22 Hzとなり、実測と計算は良く一致しており、この計算方法でシミーの評価を行なえることが確認できる。以下、シミーについて要因分析した結果を述べる。

3.3 シミーの要因分析

シミーの要因分析は、ハーシュネスの要因分析で行なったと同様に、固有値解析を行った。シミーのピーク22 Hzでの振動モードを図14に示す。この図から、ばね下の前後共振(厳密には、ばね下の前後並進だけでなく、ヨー変化も伴っている)によってシミーが発生しているのがわかる。

また、ステアリングホイールの慣性モーメント及び剛性から、ステアリング系の固有振動数は、約7 Hzとなる(図13に7 Hzでわずかなピークがある)ため、シミーはステアリング系の共振現象でなく、タイヤ、サスペンションの前後共振現象であるという仮定が成り立つ。

そこで、この仮定を検証するため、キャストトレール、キャンバオフセット及びボールジョイントのフリクションを変更し、シミーへの影響を調べた。

3.4 ホイールアライメントの影響

図15、16にそれぞれキャストトレール及びキャンバオフセットを変更した時の影響を示す。図から、キャストトレール及びキャンバオフセットを変えても、ピーク周波数及びコラムトルクの変化は少なく、シミーへの影響は小さいことがわかる。従って、キングピン軸のレイアウトは、シミーに対して寄与が少ないといえる。

次に、図17にロアアームのボールジョイントのフリクションを無限大にした(キングピン軸回りの回転を固定

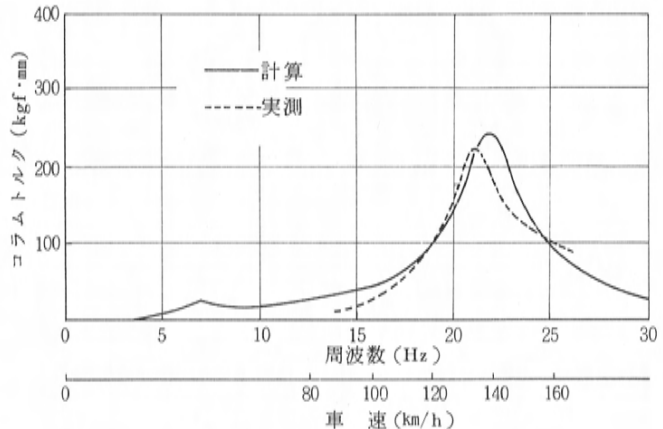


図13 シミーモデルの検証

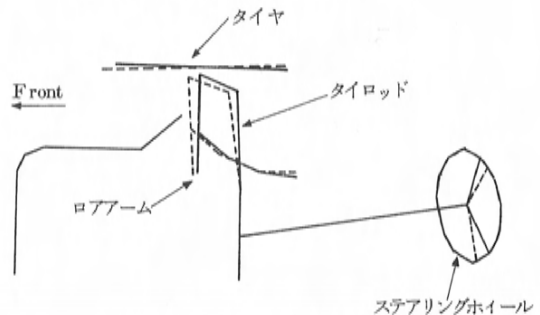


図14 シミー共振モード

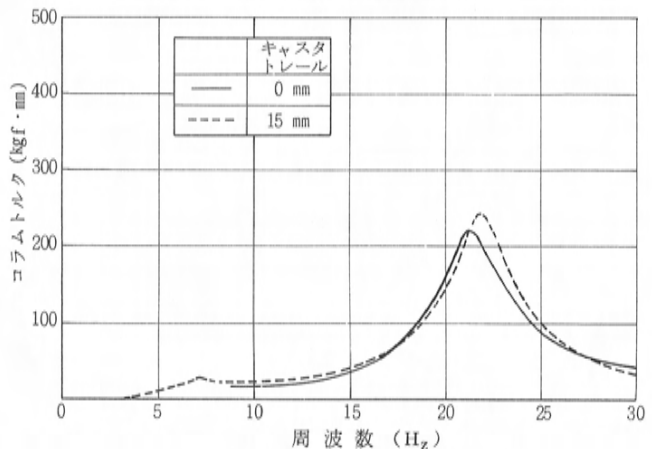


図15 キャストトレールの影響

した) 場合の影響を示す。図によると、共振点が高周波側に移動し、わずかに下がる傾向が見られるがシミーへの寄与は少ないことがわかる。

以上の検討をまとめると、

① シミー発生時に生じるキングピン軸回りのモーメントは、ロアアームのボールジョイントのフリクションに

打ち勝てない。そのため、ホイールアライメントがシミーに寄与する割合は少ない。

② 図17に示すようにボールジョイントを固定してもシミーレベルが余り変化しないことから、コーナリングフォースによる復元モーメントの影響は少ない。

ことがわかる。従って、前項の仮定

「シミーは、サスペンションの前後共振により起きる」が実証できる。

3.5 シミーの発生メカニズム

前項でシミーはサスペンションの前後共振現象であることを明らかにできたが、図14の振動モードから、シミーの発生メカニズムが以下のごとく説明できる。

すなわち、タイヤ、ホイールのアンバランス量がタイヤの回転に伴い前後の加振力としてサスペンションに働く。そして、車速が、サスペンションの前後共振周波数と一致する時、図18に示すようなサスペンションとステアリングとの干渉が起る。すなわち、サスペンションは、主にロアアームのブッシュ剛性とブッシュの取付スパンによって決まるサスペンションの前後の回転中心Bの回りに振動する。この時、キングピン軸回りの加振トルクは、ロアアームボールジョイントのフリクションに打ち勝てないため、ナックルとロアアームは剛体的に、回転中心Bを中心に振動する。そのため、タイロッドのインナーポイントAは、A'に移動する。この結果、ラックは、aの振幅で左右に振動し、ステアリングホイールに回転振動を起こさせ、シミーが発生する。

従って、シミーを防止するには、サスペンションの回転中心BとタイロッドのインナーポイントAとの距離bを小さくすること、また、減衰および前後剛性を上げて、移動量aを小さくすることが有効である。そこで、ロアアームブッシュの減衰および剛性を変更してシミーへの影響を検討した。

3.6 ロアアームブッシュの影響

(1) 損失係数の影響

ブッシュの損失係数を3倍に変更した時の影響を図19に示す。図によると、損失係数を大きくして減衰を良くすると、ピーク周波数は変わらずに、コラムトルクのみ減少することがわかる。従って、高減衰のブッシュを採用することは、移動量a(図18)を小さくできるため、シ

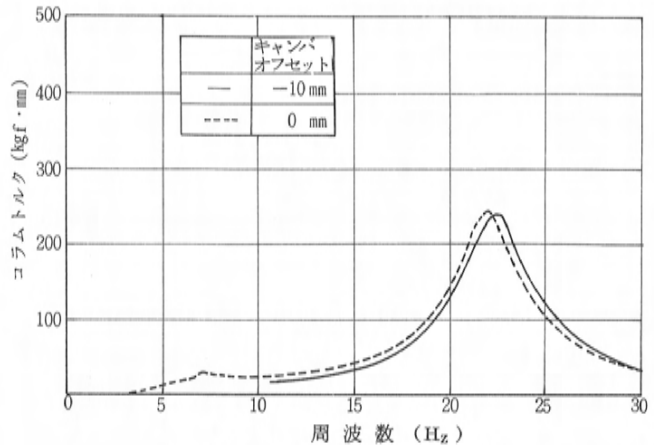


図16 キャンバオフセットの影響

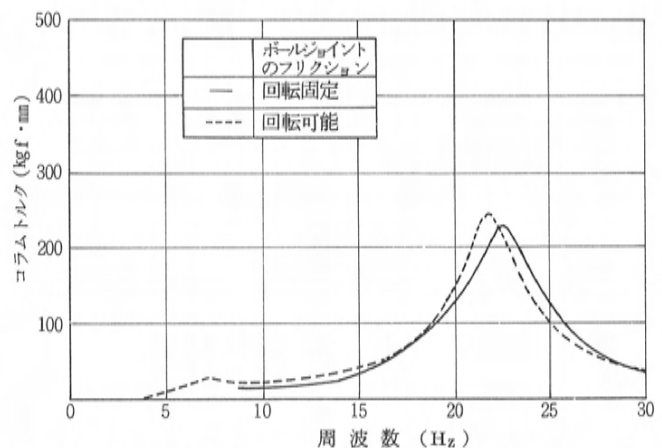


図17 ロアアームボールジョイントのフリクションの影響

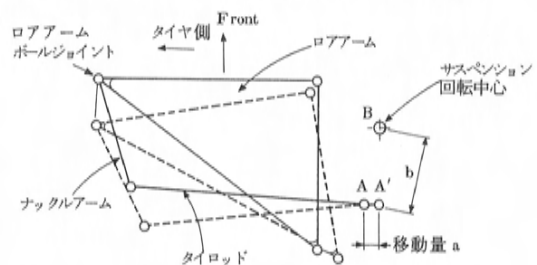


図18 シミー発生メカニズム

ミ対策に有効である。

(2) ブッシュ剛性の影響

表2の左に示すようにロアアームとタイロッドが、レイアウトされたサスペンションにおいて、ロアアームのフロント及びリヤのブッシュ剛性を、1/3, 1, 3倍に変えた時の影響を図20に示す。図から、

① フロント側ブッシュ剛性を変えずに、リヤ側剛性のみ硬くする(図中④→⑤→⑥)と、コラムトルクの大きさはほぼ一定で、共振周波数のみ高周波側に移動する。

② リヤ側ブッシュ剛性を変えずに、フロント側剛性のみ軟くする(図中②→⑤→⑧)と、コラムトルクが増大し、共振周波数が高周波側に移動する。ことがわかる。

従って、シミーの改善方法として、シミー共振周波数を高周波側に移動させ(通常の走行速度よりも高速側にピークを移動させる)、かつ、コラムトルクを減少させることが効果的であると、シミーの改善には、ロアアームのフロント側ブッシュ剛性を軟らかくし、リヤ側剛性を硬くする(図20の③)ことが最も有効であることがわかる。すなわち、図18のサスペンションの回転中心Bを、リヤ側ブッシュ剛性を硬くすることで、タイロッドのインナーボールジョイントAに近づけることができるためである。

従って、シミーの改善は、ロアアームブッシュ剛性のチューニングにより、サスペンションの回転中心をタイロッドのインナーボールジョイントと近づけ、かつ、高減衰のブッシュを採用することが最も効果的である。

4. あ と が き

高周波振動の解析方法の一例として、タイヤ、サスペンションを有限要素モデルに置換えて、理論解析した結果を述べた。以上の検討結果をまとめると、

① 本解析方法は比較的高周波の振動解析に適用でき、要因分析及び評価を容易に行なえる。

また、ハーシュネス及びシミーの解析結果より、

② ハーシュネスは、タイヤ、サスペンションの連成振動により起り、その改善にはサスペンションの前後剛性を軟らかくすることが有効である。

③ 高速シミーは、ステアリング系の共振現象ではなく、サスペンションの前後共振現象であり、その改善は、ロアアームのフロント及びリヤブッシュの特性を、前後振動してもステアリング干渉を起こさない剛性の組合せにすること、及び、ブッシュの減衰性を高めることが有効である。

今回の解析では、タイヤ、サスペンションのみに注目して解析を進めたが、ロードノイズなどの高周波では、車体の振動特性を無視できない。今後は、ボデーを含め

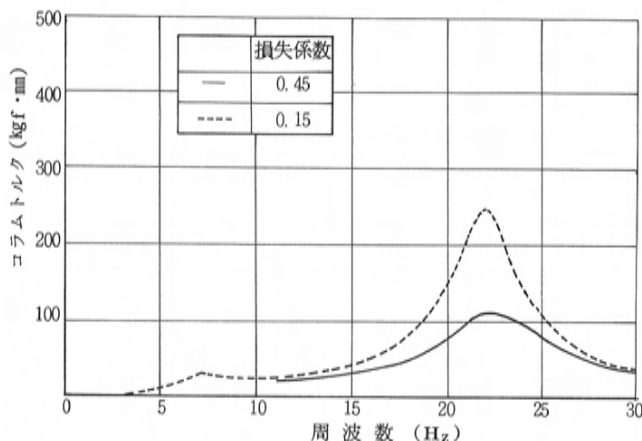


図19 ブッシュの損失係数の影響

表2 ロアアームブッシュの剛性

リヤ側 フロント側	リヤ側		
	$\times \frac{1}{3}$	$\times 1$	$\times 3$
$\times \frac{1}{3}$	①	②	③
$\times 1$	④	⑤ ベース	⑥
$\times 3$	⑦	⑧	⑨

ベースに対して、ブッシュ剛性を変更

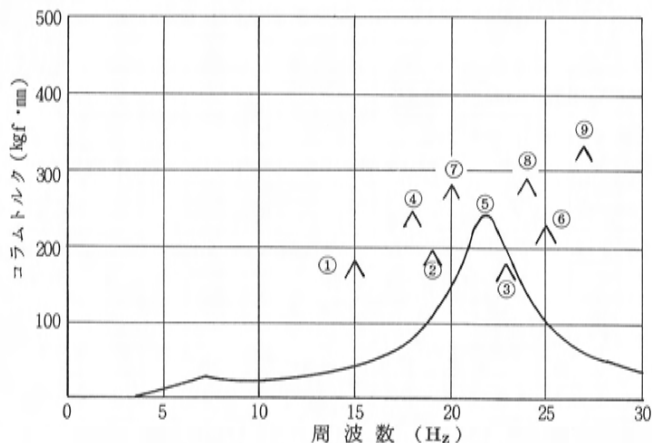


図20 ロアアームブッシュの影響

た車全体での振動解析を行ない、更に高周波の振動現象の解析を行なう予定である。

参 考 文 献

- (1) 吉川ほか：ライドハーシュネス，ロードノイズの改

良に関する一考察, 日産技報, 第13号, 昭和52年12月,
P. 44

- (2) 三宅ほか: タイヤ車系のシミュレーションモデル
による乗心地改善に対するゴムブッシュの影響検討,
自動車技術会論文集, No. 6, 1973, P. 76
- (3) 稲葉ほか: 前後コンプライアンスを考慮したフロン
トサスペンションの設計, 日産技報, 第16号, 昭和55
年12月, P. 3

解説・紹介

4

快 適 性 と シ ー ト

Comfort of Seat

錦 織 努^{*1}

Tsutomu Nishikiori

松 橋 和 裕^{*2}

Kazuhiro Matsushashi

要 旨

Abstract

車室内の商品性に、大きな影響力を持つシートに求められる快適性を、次の二つに分けて考えている。

① 基本的な快適性（ユーザに疲れ、不快感を抱かせない）。

② 付加的な快適性（ユーザに好ましいイメージを抱かせる）。

①については座り心地性能を中心に、②についてはデザイン面、調節機構を中心に述べている。更に、快適性向上の具体例として、ファミリア欧州向けシートの座り心地性能、シートの大きさ及びシート外観商品性に関する改善内容を紹介している。

The automobile seat comfort which significantly affects the quality of the passenger compartment is classified into the following two:

1. Primary comfort (to make the customers feel free from fatigue and uncomfortableness)
2. Secondary comfort (to have the customers foster a favorable image in their minds)

The primary comfort is described with emphasis on the ride comfort while the secondary comfort, with emphasis on the appearance and adjusting mechanism. As a specific example of the improved comfort, the paper introduces the details of improvements in ride comfort seat sizes and seat appearance of the Familia (or Mazda 323) for the European market.

1. は じ め に

モータリゼーションの成熟化に伴い、ユーザの車に対する価値感の変化、いわゆる「良い物の要求傾向」が強まり、現在も確実に進行しつつある。とりわけ、車室内において、人が直接手で触れ、目で見、座って感じる部分であるシートは、その車の快適性に与える影響が実に大きい。ゆえに当社のシート開発は、数年前よりその商品性のあり方について再検討を行い、シートの品質向上を図っている。内容的には、車種毎のシートの商品性を、仕向け地別に分けて考え、それに沿ってシートを育成開発することにより、さまざまな使われ方から発生する市場のニーズに、的確にこたえてゆくことを基本としている。

本稿では、快適性とシートの関係について、当社の基本的な考え方を述べ、ついで、前述の仕向け地別に開発

したシートのうち欧州向けシートについて、その概要と、快適性への配慮の具体例を示す。

2. 快適性とシート

自動車用シートは、かつてのような運転するために座ればよいというものから、高速道路の発達・車社会の成熟など、長距離運転の機会が増すにつれ、より疲れにくいシートが求められるようになり、さらには、車室内の雰囲気作りのポイントとなることも、当然のように期待されるようになってきた。以上の役割を持つに至ったシートが満足しておかねばならない快適性は、大きく分けて次の二つがある。

(1) ユーザに疲れ、不快感を抱かせないこと — 基本となる快適性

(2) ユーザに好ましいイメージを抱かせるセールスポイントを持っていること — 付加価値としての快適性

*1, *2 ボデー設計部内装設計課

以下、各々について詳述する。

2.1 基本となる快適性

基本となる快適性とは、まず、あらゆる体格の人が座っても疲れないこと。次に、シートの仕上りなど乗り心地性能以外の面でも、ユーザに心理的不快感を与えないことである。いわば、良いシートの必要条件が、本文で言う、「基本となる快適性」にあたる。では、良いシートの具体的要件にはどんなものがあるか。座り心地性能を中心に述べていきたい。

(1) 座面からの支持が適切であり、適当な（疲れの少ない）着座姿勢がとれること。

シートバック（以下バック）では、肩部の支持が強すぎたり、腰椎部の支持が不足すると、猫背姿勢になり、内臓を圧迫され不快感を催す。その逆に、腰椎部の支持が強すぎても、圧迫感を感じたり安定感を損う。特に、腰椎部の支持は、長時間ドライブ時の上半身の疲れに大きく影響を与えるだけに重要である。

シートクッション（以下クッション）では、大腿部支持力の強弱、座面部の長さがポイントになる。大腿部の支持が強すぎたり、座面が長すぎると、腿が圧迫され血行不良を起こす。逆に、大腿部の支持が弱いか、座面が短すぎると、着座した時、ゆったり感を損ったり、不安感を抱いたりすることになる。

バック、クッションとも、着座時スプリング、フレームその他を、異物として感じるようなことは、当然あってはならない。

(2) 運転中も(1)の適当な着座姿勢が維持でき、かつ運転席ではコントロール類（ステアリングホイール、ペダル、スイッチ、チェンジなど）が操作し易いこと。

着座した直後は、適当な着座姿勢であっても、時間経過とともに尻が前へ移動していることがある。いわゆる前ズレ状態であるが、猫背姿勢と密接な関係があり、あってはならないものである。かと言って、前ズレ防止のために、大腿部の座面を盛り上げて対応したのでは支持も強くなり、前述のような弊害が出やすい。そのため座面のどこで前ズレを止めるかが問題になってくる。我々は、感覚の比較的鈍い坐骨結節部の前あたりが適当だと考えている。

横方向の力に対して、姿勢を保持する時の感覚にホールド感がある。これは車の性格からある程度決ってくるが、あまりホールド性を要求されないタイプの車であっても、上半身がカーブのたびに左右に動くと、運転上不安であるし、体を支えようとして余分な筋力を使うこと

になるので、やはりある程度のホールド性は必要である。とは言え、強すぎると大腿部・肩甲骨部の側圧感となり、一般にいやがられる。しかも、土手部の盛り上げ方によっては、乗降の妨げとなったり、チェンジレバー操作時に肘があたるなど、走行面・安全面でも問題が出てくる。同様な、運転・操作上の問題として、クッション前縁の硬さ、座面の長さがある。前縁が硬かったり、座面が長すぎると、クラッチを切る時などに大きな力が必要となり、確実に操作し難い上、足の疲労につながる。この点にも留意しておかねばならない。

(3) 路面から伝わってくる振動を吸収、減衰し得るクッション性を有すること。

乗員が着座した時のシートの共振点は、図1に示すように、通常3～4Hzである。また、人の背椎が6Hz付近で共振し、バックからの影響で頭部が10～12Hzで共振することも知られている。快適性を得るには、シートの振動伝達率を下げるると同時に、人体に及ぼす影響の大きい6Hz付近へ、シートの共振点がこないようにするのがポイントである。特にリヤシートは、リヤサスペンションの真上に位置することが多いので、パッド厚とスプリングのばね定数を調節し、腹部・胸部へ直接振動が伝わらないようにしなければならない。

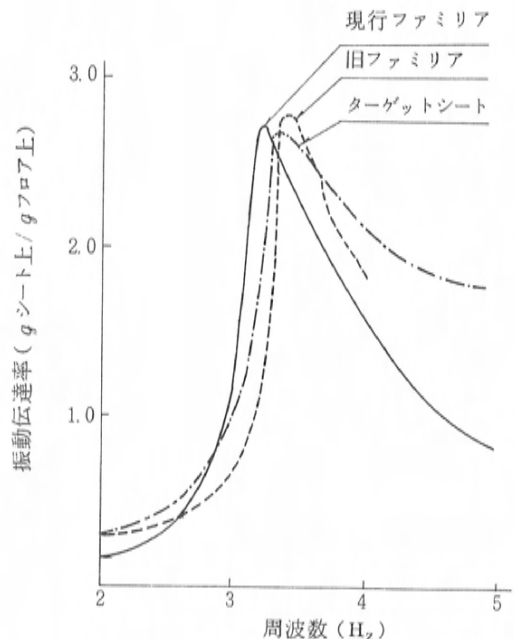


図1 シート振動伝達率

(4) ユーザが、シートの品質に対して、信頼感を抱くような、仕上げ・耐久強度を持っていること。

車室内外の質感の高まり、車内騒音の低減が進んだ結果、表皮のしわ、玉縁のねじれ、調整装置のガタ、作動の重さ、スプリング取付部のきしみ音など商品としての仕上げに関する事柄が、今まで以上に注目されるようになってきた。これらは、シート全体から見れば二次機能的なことではあるが、商品性に与える影響は、はっきり見聞きしてわかるだけに大きい。それだけに、日常使用レベルを想定しての耐久性・乗員安全性からの強度と合わせて、十分考慮しなければならない。

(5) シートの持つ性能を最大限に引き出すために、適切なレイアウト、空間を確保すること。

以上(4)までは、シート単体について言えることだが、自動車用シートである限り、車に取付けた状態で総合的に乗り心地を判断しなければならない。シート単体での評価がいくら良くとも、後席レッグスペースが狭いとか、ヘッドクリアランスが少ないと圧迫感を感じ、快適性が阻害されてしまう。このような状態にならないよう予めチェックしておく必要がある。

以上の要件を我々の使用している評価項目にまとめ、主要部品との関連の割合を記号によって示すと、表1のようになる。

2.2 付加価値としての快適性

一般的にユーザは、シートが好ましい雰囲気を持っていれば、性能も良いと思う傾向があるようである。この好ましい雰囲気というのが、付加価値としての快適性である。では、我々はどんなアプローチの仕方で、快適さと呼び起こそうとしているのか、いくつか具体的に述べる。

高級車において、シート表皮に、手触りの良い豪華な雰囲気を持つモケット、あるいは通気性があり、独特の光沢を持つ天然皮革を使用し、あわせて、シート外形を大きく見せる処理をすることで、安楽イスのような、ゆったりくつろげるイメージをユーザへ与える工夫をしている。また、スポーツタイプの車では、表皮のパターンを土手部の盛り上りを強調するように使用し、ホールド性の良さを一層強く印象づけることもある。穴あきヘッドレストなども、デザイン上の新鮮さ、後席乗員の視界改善(圧迫感低減)の面から使用され始めている。

表1. 商品・信頼性評価項目と主要部品の対応表

シート Assy機能	クッション トリム	クッション パッド	クッション フレーム	クッション スプリング	バック トリム	バック パッド	バック フレーム	バック スプリング	ナックル	スライダー
見 ば え	◎	◎	△		◎	◎	△		△	○
座 り 心 地	○	◎	○	◎	◎	◎	◎	◎		
居 住 性		○	○		○	○	○	○		○
操 作 ・ 作 動 性		○				○			◎	◎
ガ タ ・ 異 音		○	○	◎		○	○	◎	◎	◎
乗 降 性	○	◎	○		○	◎	○		△	△
運 転 の し 易 さ	○	◎		○	○	○		○		
振 動 ・ 乗 り 心 地	○	◎	◎	◎	○	○	○	○		
強 度			◎	○			◎	○	◎	◎
耐 久	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎

◎ 関係大

○ 関係あり

△ 場合によって関係あり

以上が、視覚面、感触面からのアプローチの例である。

便利性からのアプローチとしては、位置記憶装置付パワーシート、回転対座シート、寒冷地向け保温シート、サスペンションシート、ランバーサポートやリフタなど数種の調整装置がついたシート、例えば10ウェイシート(図2)などがある。今後もこの面については、新しい技術をシートへ織り込むことで、ユーザの身になったきめ細かい配慮をしていくことが重要である。



図2 10ウェイシート

付加価値としての快適性は、多品種少量生産という時代の流れとともに、より重要度を増していくと思われるし、ユーザの嗜好の変化に合わせていく必要もある。

しかし、基本となる快適性は人の体が変わらない限り、常に備えておかねばならないものである。我々シート設計者は、より一層この分野での研究を進めてゆく必要がある。以下の節で、我々が開発したシートを紹介しながらその一端を示す。

3. 欧州向けシートの紹介

本稿のはじめに、シートの商品性について各車種毎に市場のニーズに対応していくよう、仕向け地別にシート

開発を行っていると述べた。以下、この仕向け地別シートのうち、自動車の先進地域と見られている欧州において、そのユーザニーズを満足させるために開発した、欧州向けシート設定の背景とその概要を紹介し、あわせて快適性への配慮について述べる。

3.1 欧州向けシート設定の背景

過去において当社のシートは、基本的に各仕向け地別の商品性を共通として、開発を行ってきたが、主要輸出市場である欧米において、好評な欧州車に負けない商品性を持つシートの開発要求が強まった。これに応えるべく、上記欧州車のシートをターゲットとして開発したのが、欧州向けシートである。

また、このシートをベースに、これまでの国内向けシートの改善を行い、商品性のアップを図っている。

3.2 欧州向けシートの概要

欧州向けシート開発にあたり、主に座り心地性能、シートの大きさ及びシート外観について改善を行った。これを、ファミリアのフロントシートを例にとって説明する。

(1) 座り心地性能

シートの座り心地について、誰もが感じるものとして座面の硬さがあげられる。これに関して各国の特徴を比較してみると、硬めの座り心地特性を持つものとして、ドイツ車のベンツやVWなどがある。これとは逆に、柔めの例としては、フランス車のルノーやアメリカ車のGMなどがある。また日本車は、それらの中間的な硬さの座り心地特性を持つものが多い。

さて、ファミリアの欧州向けシートは、従来の日本車の座り心地特性から、硬めの座り心地特性へ変更し、か

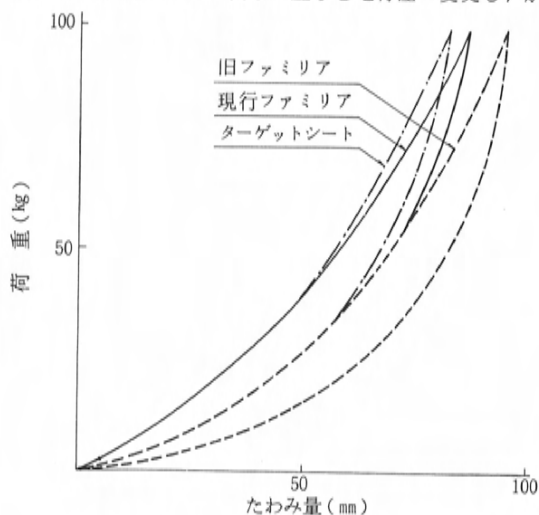


図3 荷重たわみ曲線

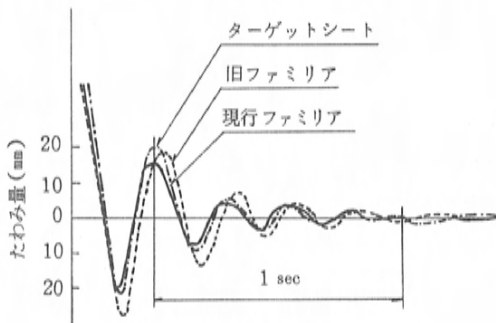


図4 ダンピング特性

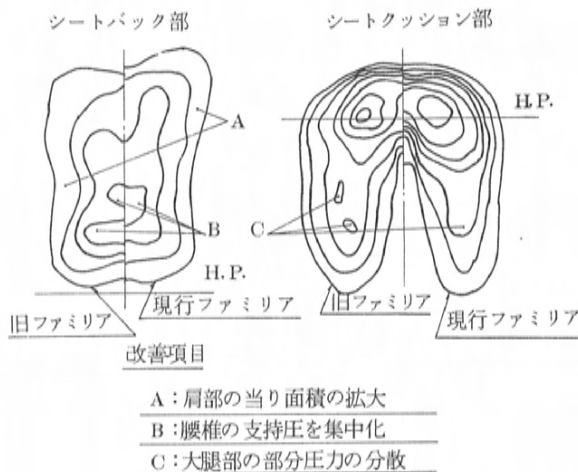


図5 体圧分布と座り心地改善項目

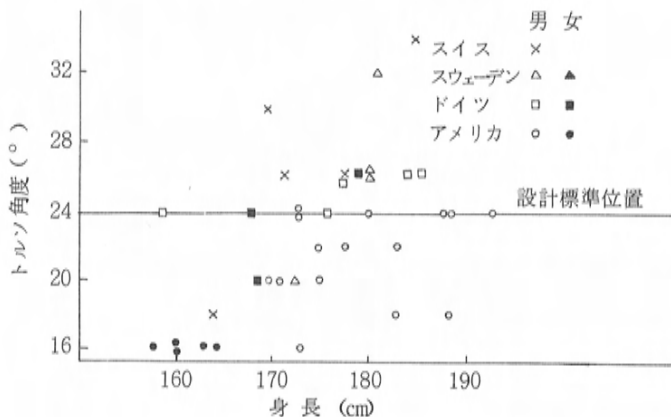


図6 欧米の運転姿勢(身長～トルソ角)

つ振動吸収性を損わないよう、バネ形状を工夫するとともに尻下パッド厚を増加させた。これによって、座面に面として上下するようなクッション性を持たせ、支持性能の向上を図った。次に、バックの腰椎支持性能については、ランバサポートを装着することで、長時間のドライブでも疲れないようにした。このランバサポートは、サポート板を拡大し支持範囲を広げることによって、あらゆる体型の人にも支持性能が向上するよう配慮されている。

ランバサポートの支持中心位置については、人種間の体格の違いから当然異なってくるが、欧州向けシートにおいては、欧米各地の調査結果から、国内向けシートの腰椎支持位置よりやや高めの設定にしている。

なお、柔めの座り心地性能を要求される地域に対してのシートは、シート表面層のプリーツパッドを柔くすることで、良い評価結果を得ている。

(2) シートの大きさ

欧州向けシートにおけるシートの大きさについては、座面長を改善前のシートに比べ15mm長くし、大腿部のサポート性を改善した(図5)。座面長さの決定要因としては、脚の長さ、フロアからシート前縁までの高さ、バネ構造及び座面曲面の差などがあげられるが、これら諸要因を総合的に判断して決定したのが上記の値である。当然、車によって値は変わってくる。

次に、バック高さを改善前に比べ25mm高くし、肩部の

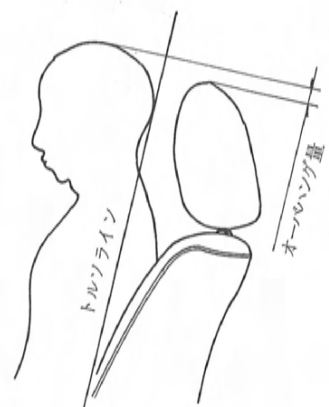
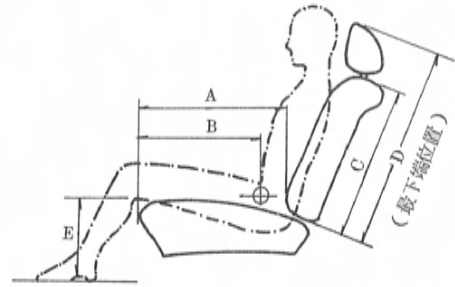


図7 頭部のオーバーハング量

表2 シート寸法

	寸法	旧	現行
ファミリア	A	465	480
	B	370	385
	C	515	540
	D	735	755
	E	310	300



支持を柔らげ、前述の腰椎支持とのバランスを改善し、猫背姿勢になることを防いでいる。同時に、肩甲骨部のフレームによる異物感も解消した。

更に、ヘッドレストを最上端にした時の高さを40mm上げ、頭部のオーバーハング量（図7）を減少させ、休息時の商品性と実用安全性を高めた。なお、ヘッドレストの前後方向位置については、図6に示すように、欧米での運転姿勢が異なることから、その点を考慮して開発を行った。

(3) シートの外観

外観品質面での改善内容としては、シート表皮のしわ、たるみを防止することに重点を置いた。最も目立ち易い

座面部については、表皮にラミネートクロスを用いて、縫製時、手作業によるしわが発生しにくくした。また、シートまち部（シート周囲側面のトリムカバーの部分）のビニールレザーについては、その材質、厚みをアップし、さらにフレームとレザーが直接当たらないよう、パッドを延長しはさみ込むよう配慮した。

(4) その他の改善事項

リクライニングナックルについて、最適の運転姿勢を得るため、シートバックの倒れ角度調整ピッチを細かくした。

シートスライドについては、ペダル操作時に発生する力、コーナリング時に働く横方向の力などによって、シー

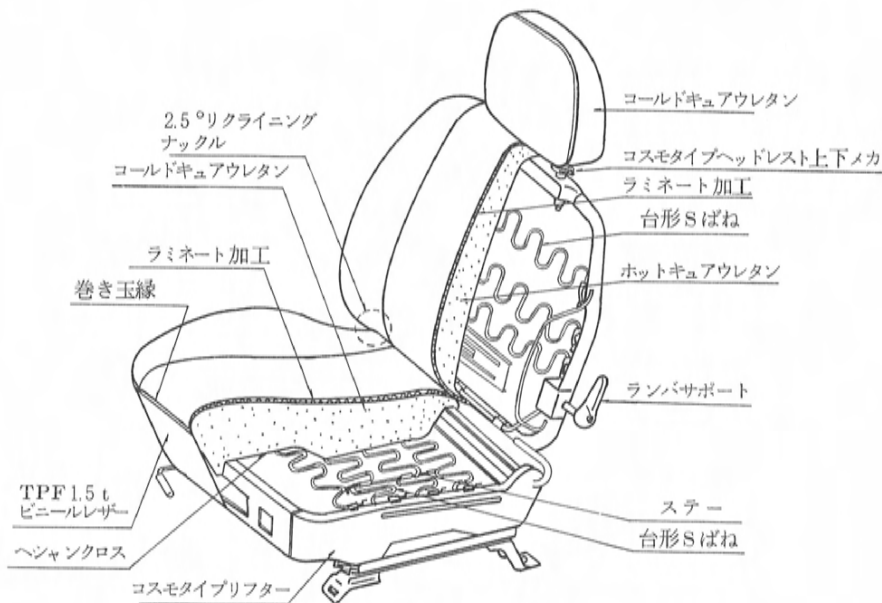


図8 ファミリア欧州向けシート

トにねじれ（弾性変形）が発生するのを防ぐため、スライ드의ロック機構が片側から両側で効くよう改善した。

4. お わ り に

以上、シートの商品性と快適性との関係について、ほとんど定性的に述べた。この理由の一つとして、現在のシート開発は、一部定量的に追求して商品性決定を行っているものの、大部分は官能評価による場合が多いからである。しかし、ユーザに喜ばれる高品質の商品を、タイムリに開発してゆくために、官能評価の定量化をより進めてゆくことが重要だと考えている。なぜならば、定量化によって、

(1) 商品性目標が比較的明確に把握でき、開発途上及び量産後の品質の安定確保が容易になる。

(2) 商品性目標の達成手段、例えばシート構成部品の組み合わせと調整などの選定を考慮しながら進めやすくなり、市場ニーズと企業ニーズを同時に満足する商品を、効率よく開発できる。

などの効果があるからである。

今後とも、一層、シート開発技術者の地道な研究の積み重ねが必要である。

参 考 文 献

- (1) 八重樫 守：乗用車のスタイリングデザイン，グラフィック出版，p 136～p 140
- (2) 柳原 良樹，八子 和男：シートの企画思想，自動車技術，Vol. 31, No. 8 (1978)
- (3) 上條 健：シート乗心地の定量的評価法，自動車技術，Vol. 36, No. 12 (1982)

解説・紹介

5

ルーチェ・コスモのマイコンエアコンについて
Micro-computer Controlled Air Conditioner for LUCE/COSMO西 浦 晃^{*1}
Akira Nishiura土 井 重 紀^{*2}
Shigetoshi Doi

要 旨

自動車の室内空間を快適環境にすることが車両用空調装置の果たす役割であり、そのための必要機能も室内空気の温度、湿度、気流、清浄度などの制御と多岐にわたっている。

更に近年は快適性だけではなく、空調装置の操作性や省動力化についてのニーズも高まっており、制御内容も複雑化してきている。そして、これに対応するためマイコン制御によるオートエアコンの普及がめざましい。

本稿では、ルーチェ・コスモに採用されているマイコン制御フルオートエアコンについて、その機能、システム構成及び制御内容の紹介をする。

Abstract

The purpose of the automobile air conditioning is to control the vehicle's interior space a comfortable environment. The functions required for accomplishing that purpose are the control of various aspects of the environment in the interior space such as the temperature, humidity, air flow, and cleanness.

In recent years there has been a growing need for the easiness of the control system and the achievement of greater energy conserving system in addition to the comfortableness. Therefore, the degree of the controlled function are becoming more automatic and more sophisticated. As a result, micro-computer controlled automatic air conditioners have become popular.

This paper describes the functions, structure, and controlled operations of micro-computer controlled fully automatic air conditioner adapted for Luce / Cosmo.

1. ま え が き

自動車用エアコンの温度コントロールの操作方式は、吹出し温度を手動調整するものが大部分を占めている。この方式では外気温度、日射の有無、走行状態、乗員の変動などにより車室内温度が高くなったり、低くなったりするため、その都度、温度コントロールノブを操作する必要がある。

オートエアコンは、このような操作の煩わしさを解消するため、一度好みの温度にセットすると車室内外の状況変化をとらえ、車室内温度をセットされた値に自動制御するものである。

マツダ車では、このようなオートエアコンを昭和53年よりルーチェに採用し、昭和54年には、ロジカルコントロール付オートエアコンを採用、従来のオートエアコンを基本に、ユーザがより操作し易くするための改良を行っ

てきた。また、昭和56年にはルーチェ・コスモのモデルチェンジに合わせて、フルオートエアコンを採用し、吹出しモード自動切替、風量無段階切替などの機能追加を行い快適性や操作性の向上を図った。

今回、ルーチェ・コスモのマイナーチェンジにおいて、そのフルオートエアコンを基本に機能の追加を行い、よりきめ細かい自動制御をしている。そして、この機能の増加に伴うコントロールユニットの大きさとコストの増加を防止するため、コントロールユニットのマイコン化を行っている。

本稿では、このマイコンエアコンの紹介をする。

2. 車両用空調装置

オートエアコンについて説明をするまえに、車両用空調装置の概要を述べる。

2.1 車室内空調

* 1, * 2 ボデー設計部空調設計課

空気調和とは、「ある場所の空気の温度、湿度、気流、清浄度およびそれらの分布などを、その使用目的に適した状態に作り出し保持すること」であり、この意味では車室内と建物の空気調和は本質的に同じである。

しかしながら、車室内空調についてはつきにあげるような特性がある。

(1) 車室内に人の占める割合が大きく、換気を十分に行う必要がある。

(2) 室内と室外は窓ガラスと車体壁とで区切られているだけであり、室外環境変化の影響を受けやすい。

(3) 人の乗り降りが頻繁に行われ、また夏・冬に室内を早く快適にするために、大きな冷暖房能力が必要となる。

(4) 運転者の視界を確保するため、窓ガラスの曇りを防止する必要がある。

(5) 空調装置を限られた車のスペース内に収めるために、コンパクトであることが要求される。

(6) 車の性能におよぼす影響を極力小さくする必要がある。

(7) 車速の変化にかかわらず空調性能を発揮できないなければならない。

以上のような特性を考慮し、車両用空調装置では暖房、冷房、除湿、換気、窓のデフロスト・デミスト、空気浄化などの機能により、車室内を快適に保っている。

2.2 エアコンの種類

(1) エアミックス方式による分類 車両用空調装置は、ヒータ・クーラ独立式から始まったが、除湿暖房が行えず大きなスペースを要するという欠点があった。

これを解決するため、ヒータとクーラを一体化し冷風と温風をミックスできるようにしたセミエアミックスエアコンが生まれた。この方式はスペースやコスト面でのメリットはあるが、ベントモードではエアミックスされた風を吹出すことができない。

そこで、エアミックスの範囲を全吹出しモードに広げたフルエアミックスエアコンが主流となって現在に至っている。

(2) 操作方法による分類 空調の各種切替ドアや温水バルブを作動させる方法として、操作レバーからの力をケーブルワイヤにより伝達することが一般に行われている。

最近では、操作スイッチによりワンタッチで作動をするアクチュエータ（モータ、パッキュームダイアフラム）駆動方式が増加してきている。

2.3 オートエアコンの種類

車室内外の状況が変わると、それに応じて室温が変化するため、オートエアコンは温度や風量の調節を自動化し室温を常に設定された値に保つ働きを持っている。

オートエアコンはその制御内容により、二つに分けられる。テンプオートエアコンは、吹出し温度と風量制御により室温をコントロールしており、フルオートエアコンはこれに加え吹出しモードの自動切替えを行っている。この他に内外気導入やコンプレッサの省動力制御などを行うものもあり、機能や制御内容が複雑化してきたためコントロールユニットにマイコンを用いるものが増加している。

3. 開発方針

一般にエアコンを作動させると自動車の燃費は10～20%悪化する。エアコンの普及に伴い、この燃費への影響が注目されてきている。

ルーチェ・コスモの従来のフルオートエアコンでは、内外気切替えなど乗員の手動操作が必要な部分があり、その使用方法によっては本来の機能を十分に発揮できない面があった。

更にコントロールユニットがディスクリット回路で構成されているため作動状態を記憶できず、センサ、ハーネスや操作スイッチの故障時には室温や風量などが全く無制御状態となって、空調機能を果たせなくなる場合があった。

以上のような点を改善するとともに、一層の高級化を図るため、下記項目にねらいを置いて開発を行った。この中でも、特に省動力制御については意を払った。

(1) 制御機能の充実

- ・コントロールユニットのマイコン化

(2) 省動力化

- ・コンプレッサの省動力制御
- ・内外気自動切替えによる冷房負荷の減少
- ・クーラサイクルの適正化

(3) 操作性の向上

- ・内外気導入の自動切替え
- ・窓ガラスのデミストの簡易化
- ・ソフトタッチスイッチの採用（サルーン系）

(4) 快適性向上

- ・暖房立上り時のフィーリング改善

(5) 信頼性向上

- ・センサ等の故障時に制御機能を維持

- (6) サービス性向上
・故障の自己診断機能

4. 機能と構造

ルーチェ・コスモのマイコンエアコンは、従来のものに比べ多くの自動制御機能を持たせており、表1にその機能を示す。以下では、各機能についてそのねらいを説明する。

表1 マイコンエアコンの機能(従来型との比較)

項目	新 型	従来型	備 考
吹出し温度制御	○	○	ミックスドア制御精度向上
風 量 制 御	○	○	
吹出しモード制御	○	○	
内外気導入制御	○	×	1/3 外気導入の追加
コンプレッサの省動力制御	○	×	エコノミモードの追加
最大能力固定	○	○	低水温時は風量を中にする
ブロワの起動制御(暖房立上り時)	○ (3段階)	○ (2段階)	弱→中→強の切替
走行風による温度制御	○	○	
ワンタッチデミスト	○	×	デフモード時、自動的に外気導入、コンプレッサが作動
故 障 診 断	○	×	センサ、ポテンショ回路、ブロワ回路の故障検出
ミックスドア開度規制	○	×	バイレベルを手動選択時、ドア開度を70%以下に規制
作動状態の表示(内外気、モード)	○	×	サルーン系のみ

(注) ○印は機能があることを、×印はないことを示す。

4.1 主 要 機 能

(1) 吹出し温度制御 日射の有無、外気温の変化など車室内外の状況を検出し、室温を設定された値に保つために吹出し温度を制御する。

(2) 風量制御 室温を設定値に保つために、吹出し温度制御と連動して、風量を強と弱の間で無段階に変化させる。室温が設定値付近になると風量を弱にして室内に適切な風を吹出す。

(3) 吹出しモード制御 頭寒足熱を保つため、冬は乗員の足元へ温風を当て、夏は乗員の顔面へ冷風を出すように、吹出し温度に応じて風の吹出し位置を自動的に切替える。

(4) 内外気導入制御 外気温や熱負荷の大小など状況に応じ、内外気導入を適切な位置へ自動的に切替える。

夏など外気温が高い時、内気導入にし冷房負荷を減して冷房の効きを良くし、消費動力の低減を行う。また冬など外気温が低い時、外気導入にし換気を行うとともに窓ガラスが曇ることを防ぐ。

(5) コンプレッサの省動力制御 外気温や熱負荷の大小などの状況に応じ、コンプレッサの作動を必要最少限にするよう制御する。

フルエアミックスエアコンにおけるコンプレッサの作動制御は、E.P.R.(蒸発圧力制御装置)やサーモスタットにより行われている。この方式では温度コントロール性をよくするため、冷房負荷にかかわらず極力コンプレッサを作動させているためヒータで再加熱して温度コントロールする必要がある。省動力の観点からは好ましくない。そこで、省動力のためには、コンプレッサの稼働率の制御を行う必要がある。

以上の主要機能の内、(4)、(5)の項目を新たに追加した。

4.2 その他の機能

前項の主要機能の他につぎのような機能を持っており、快適性や操作性などの向上のため、きめ細い制御をしている。各項目の内、(2)、(3)は従来の機能を改善し、(4)、(5)は新たに追加したものである。

(1) 最大能力固定制御 温度設定を最大あるいは最小値にすると、吹出し温度と風量を最大冷暖房を発揮する位置に固定する。乗員が温度の自動コントロールによらず、より強い冷暖房を望む場合に使用する。

(2) 暖房立上り時の風量制御 冬期、エンジン始動直後の冷風吹出しによる不快感を抑制するため冷却水温が低い間は風量を弱に固定し、水温が上昇すると風量の中及び強へと自動的に切替える。

(3) 走行風による温度制御 ブロワが停止されている時は、換気を行うため自動的に外気導入にし走行風を取入れて温度制御を行う。(コンプレッサが停止しているため、室温は外気温以下にはならない。)

(4) デミスト操作の簡易化 窓の曇りをとる場合、乗員がデフモードを選択するだけで、自動的に外気導入へ切替え、風量を最強にし、コンプレッサを作動させ、乾燥した空気を吹出すことにより窓の晴れ時間を短縮する。

(5) 故障の自己診断 各種センサとそのハーネス、ポテンショ回路及びブロワ回路が故障をした場合、チェックモードにより故障診断ができる。

4.3 システム構成

マイコンエアコンは下記のサブシステムから構成されている。(図1)

- (1) 冷房系 コンプレッサ、コンデンサ、エバポレータなど
- (2) 暖房系 ヒータ、温水バルブなど
- (3) 送風系 ブロワ、送風ダクトなど

- (4) 操作系 温度設定器, 操作スイッチなど
 (5) 制御系 コントロールユニット, センサ, モータなど

各種切替ドア(吹出しモード, 内外気導入, 温度制御)や温水バルブを動作させるためにモータを用いており, バキューム配管が必要なダイヤフラム式に比べ構造が簡単になっている。

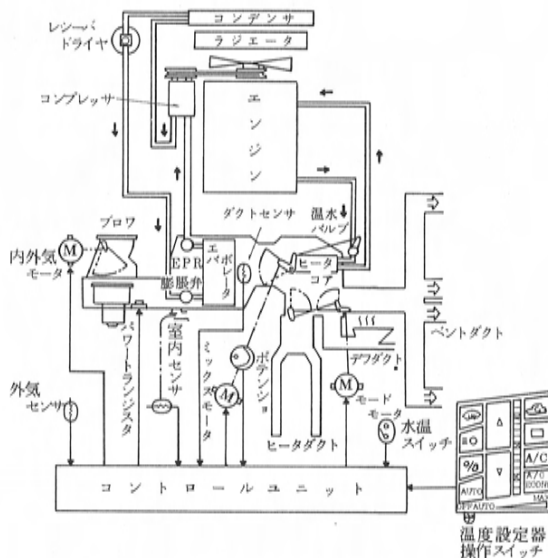


図1 マイコンエアコンの構造

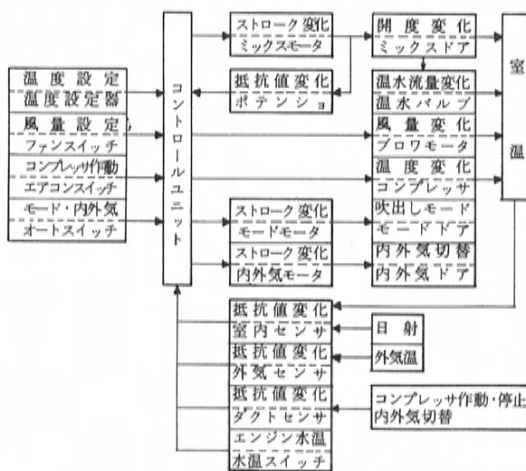


図2 マイコンエアコンの作動原理

4.4 作動原理

マイコンエアコンの作動原理を図2に示す。その作動の概要は, 以下の通りである。

まず各種センサにより車室内外の状況を検出し, これらの信号と各操作スイッチおよびミックスドア位置検出用ポテンシヨの信号をコントロールユニットへ入力する。そして, コントロールユニットはそれらを比較演算し所定のプログラムに従って各制御を行う。

5. 制御内容の詳細

5.1 制御のメインフロー

図3に, マイコンエアコンの制御のメインフローを示す。

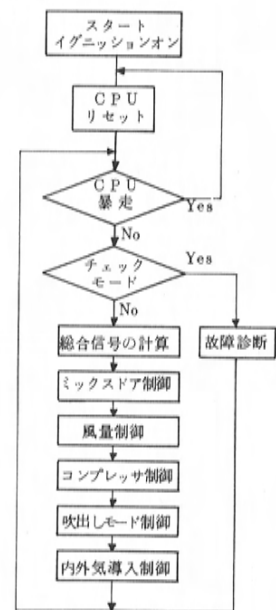


図3 制御のメインフロー

5.2 吹出し温度(ミックスドア制御)

室温が設定温度より低い(高い)場合にはミックスドアをホット側(コールド側)に移動して温風(冷風)を吹出し, 室温が設定値になるように制御する。この時, ミックスドアの制御精度を従来のものより上げており吹出し温度をきめ細く制御することができる。

また, コンプレッサの作動時と停止時の吹出し温度変化により, 乗員に違和感を与えることを防ぐため, エコノミモードとコンプレッサ停止時にはミックスドア開度をコールド側に移動させ, 温度変化を補正している。

以上のような作動を行うため, 各種センサと温度設定

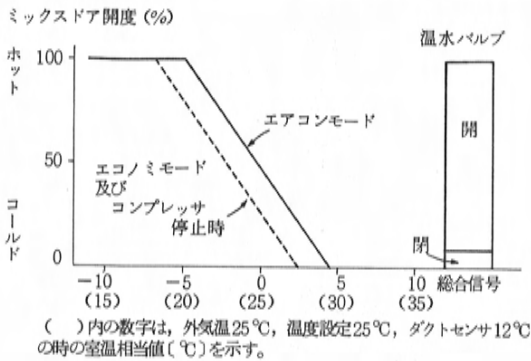


図4 吹出温度制御

器からの信号をもとに総合信号を計算し、図4に示すプログラムに従ってミックスドア開度(吹出し温度)を制御する。

総合信号(T)の計算

$$T = (tr - 25) + \alpha(ta - 25) + \beta(td - 12) - \gamma(Td - 25)$$

tr : 室内センサ温度

ta : 外気センサ温度

td : ダクトセンサ温度

Td : 温度設定値

α, β, γ : 補正係数

補正係数 α, β, γ は、空調システムや車体特性により最適値が異なるため、実車テストによりその値を決定している。

5.3 風 量

室温と設定温度の差が大きい場合には、その温度差を早く小さくするため風量を強にして冷暖房能力を上げる。そして、室温が設定温度に近づき冷暖房能力に余力が生じると、風量が強のままでは乗員に不快感を与えるため、強から弱へ無段階に変化させる。この時ミックスドアの開度(吹出し温度)も連動し、適切な空調風になるようブロウ端子電圧(V)

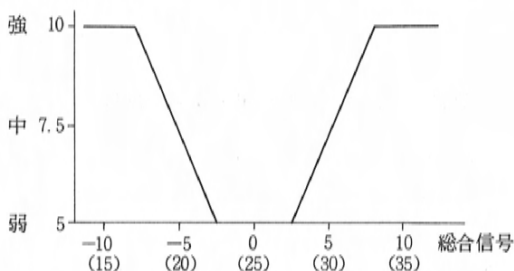


図5 風量制御

制御する。

このような作動は上記総合信号の計算結果により、図5に示すプログラムに従って、ブロウ端子電圧を制御して行われる。

5.4 吹出しモード

車室内を頭寒足熱の状態に保つために、ベントモードにおいて設定温度より吹出し温度が高くなるとバイレベルモードに、ヒートモードにおいて体温より吹出し温度が低くなるとバイレベルモードにすることを基準にしている。

この作動をするため、吹出し温度を計算して図6に示すプログラムのように吹出し温度(ミックスドア開度)により吹出しモードの切替を制御する。

吸出しモード

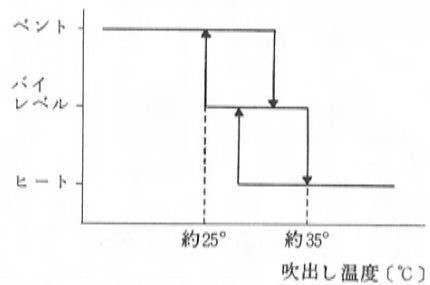


図6 吹出しモード制御

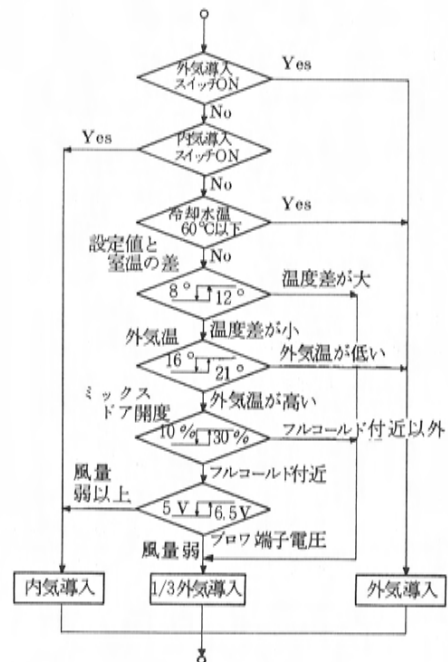


図7 内外気導入制御のフローチャート

5.5 内外気導入

内外気導入は、換気だけでなく冷房負荷を減少させたり窓の曇りを防ぐためにも切替えをすることが必要である。この切替えを自動的に行うため、図7のフローチャートに示すように、外気温、ミックスドア開度、ブロウ風量から熱負荷や必要冷房能力を判断し、内外気の切替え制御をする。

また新たに1/3外気導入位置を設け、春・秋などの換気冷房や、冬季の暖房立ち上り時のフィーリング向上をしている。図8に内外気導入の作動概要を示す。

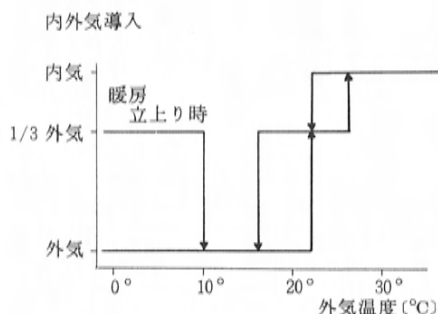


図8 内外気切替えの作動概要

5.6 コンプレッサの省動力

クーラ使用時の燃費改善のため、コンプレッサ制御、空調システムの制御、クーラサイクルの適正化など、各種の方策を行っている。

(1) コンプレッサの作動・停止制御 コンプレッサの作動をエアコンモードとエコノミモードの二つに分け、エコノミモードでコンプレッサの省動力制御を行う。図9のフローチャートに示すように、エアコンモードでは従来と同様、E.P.R.によりコンプレッサを連続作動させているが、エコノミモードでは、外気温とミックスドア開度から必要冷房能力を判断しコンプレッサの作動・停止制御をしている。図9の補足説明として、図10にエコノミモード時のコンプレッサの作動・停止制御を示す。すなわち、夏のように熱負荷が大きい時にはコンプレッサを作動させ、冬など熱負荷が小さい時にはコンプレッサを停止させる。

これに加えてエコノミモードのコンプレッサ作動時には、図11に示す可変サーモ機能により必要冷房能力に応じてコンプレッサの作動時間を変化させ、更に省動力を図っている。

(2) 空調システムの制御

・ヒータによる再加熱量の低減 冷房中に冷房能力に余力がでてくると、図4及び図5に示すようにまず風量を

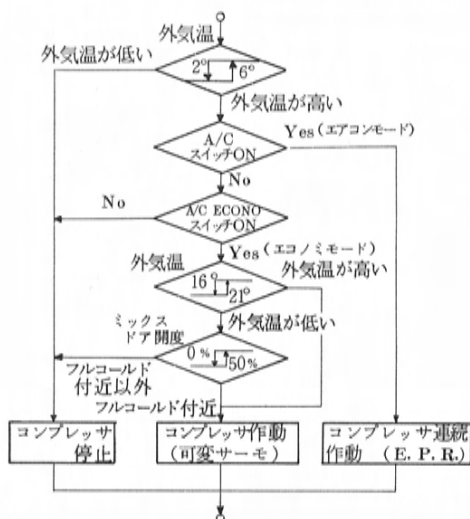
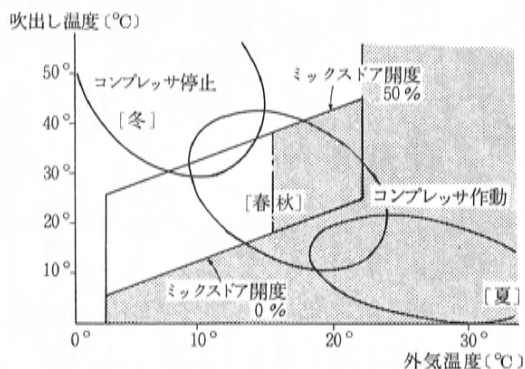


図9 コンプレッサ制御のフローチャート



(注) 円内はそれぞれの季節の実際の作動領域を示す。

図10 エコノミモード時のコンプレッサ制御

ダクトセンサ温度（℃）

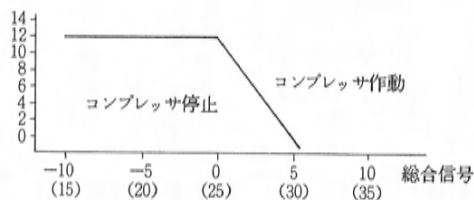


図11 コンプレッサの可変サーモ制御

減少させこれがほぼ弱になった段階で初めてエアミックスドアを開き、ヒータによる再加熱を行って温度コントロールをする。

・内外気導入の適切化 5.5項のように、熱負荷が高い場合自動的に内気導入にして冷房負荷を軽減する。

表2 クーラ使用時の燃費悪化率

走行モード	平均車速 (km/h)	クーラ未使用時と比べた燃費悪化率 (%)	
		10	20
市街走行	20	エコノミモード	エアコンモード
	23		
	37		
定地走行	40		

測定条件：外気 24°～29°C，風量 弱

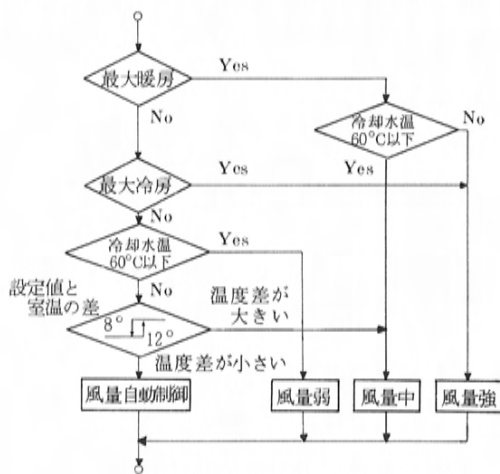
(3) クーラサイクルの適正化 従来に比べ、コンプレッサの容量を170ccから150ccと小さくし、そのかわりにコンデンサの放熱能力を上げた。その結果、冷房能力は同等でクーラサイクルの成績係数(冷房能力/所要動力)を向上させた。

以上のような省動力化により、クーラ使用時の燃費の悪化率は走行条件により異なるが、エアコンモードに比べエコノミモードでは表2のように25～45%程度改善される。

5.7 暖房立上りフィーリング

冬季のエンジン始動時の冷風吹き出しを抑制するため、従来は冷却水温が60°C以下で風量を弱に固定しそれ以上になると風量を強に切替えていた。この場合、風量が強になった直後に冷風を感じることを改善するため、風量切替を弱・中・強の3段階にしてフィーリングを良くしている。図12にこの制御のフローチャートを示す。

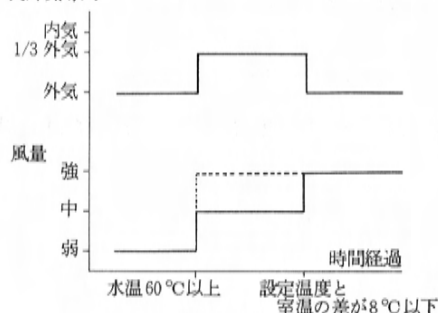
更に暖房速効性も向上させるため、風量と内外気導入の切替えを連動させ、水温が60°C以上になると1/3外気導入にして室内の暖まった空気を循環している。室内が十分暖まった場合には、外気導入にして十分な換気を



(注) 風量自動制御は、図5の作動をする。

図12 風量制御のフローチャート

内外気導入



(注) ……は従来の制御を示す。

図13 暖房立上り時の制御

し、快適制御を行う。なお、水温が60°C以下でも外気導入とし窓が曇ることを防止する。以上の作動概要を、図13に示す。

5.8 故障の自己診断

チェック用カプラを結合することによりチェックモードになり、各種センサとそのハーネスが正常あるいは故障(断線、短絡)かを、入力電圧により自己診断する。そして、その結果を表3のように吹出しモードや内外気導入切替えの位置で示す。

この機能により、故障の早期発見が可能となる。

表3 故障診断結果の表示

センサ/ポテンシ	故障の表示		
	吹出モード	内外気導入	エアコンランプ
外気センサ	バイレベル	内気	点灯
ダクトセンサ	ヒート	↑	↑
室内センサ	ベント	↑	↑
正常	↑	外気	消灯

5.9 故障時の機能維持

各種センサ、ポテンシ及びそのハーネスが故障(断線、短絡)しても、コントロールユニット内のマイコンは故障前の状態を常に記憶しており、空調機能を維持することができる。表4に、上記故障が生じた場合の空調各機能の作動を示す。

表4 故障時の作動

空調機能	故障部位				作動	備考
	室内センサ	外気センサ	ダクトセンサ	ポテンシ		
吹出温度	○	○	—	○	故障前の状態	最大能力優先
風量	○	○	—	—	↑	手動操作優先
吹出しモード	○	○	○	—	↑	↑
内外気	○	○	—	—	↑	↑
コンプレッサ	○	—	○	—	↑	最大冷房優先
	—	○	—	—	エコノミ時は停止	

(注) ○印は故障を表す。—印は故障の有無とは無関係を意味する。

また、操作スイッチ（ブロー、モード切替、内外気切替）が故障（接点開放、電源との接触）した場合も、基本的には自動制御状態を維持するようにしている。

6. コントロールユニットのマイコン化

6.1 メリットとデメリット

快適性の向上や省動力化を行うために、制御内容が複雑化してくる。この場合、コントロールユニットをディスクリット回路で構成すると図14に示すように、その大きさやコストが飛躍的に増加する。これをマイコン化することで大きさは従来と同じになり、またコストも小幅の上昇にとどめることができた。

このほかのメリットとして、次のことがあげられる。

- ・部品点数の減少による信頼性の向上
- ・経年変化の解消
- ・調整個所の削減

またデメリットとして、次のことがあげられる。

- ・マスク ROMを使用するためマスク後の仕様変更がで

きない。

- ・メモリや入出力ポート数に制限があり、使用上柔軟性にかける場合がある。

これらについては制御の仕様決定段階において十分な配慮が必要となる。

6.2 回路構成

図15に周辺機器を含めた、コントロールユニットの回路構成を示す。各種センサからの入力はアナログ信号のため、A/D変換によりデジタル信号にしてマイクロコンピュータに入れる。

マイクロコンピュータ内で演算された結果はドライバ回路へ出力され、各種リレーやバルブを駆動する。そしてこれにより、アクチュエータモータやコンプレッサが作動する。ただし、風量制御はパワートランジスタによる無段制御を行うため、マイクロコンピュータからのデジタル信号をD/A変換によりアナログ信号にしている。

7. あ と が き

今回のマイコンエアコンでは、省動力や操作性向上をねらいとして開発を行い、特にコンプレッサの省動力制御では他に例のない特徴を持たせることができた。

今後、省動力に関する研究を更に進めるとともに、より一層の快適性の向上を図るため、乗員のフィーリングにあったきめ細い制御について人間工学の面からも研究を行っていく。

最後に、本システムの開発に協力いただいたゼーゼル機器㈱に感謝の意を表したい。

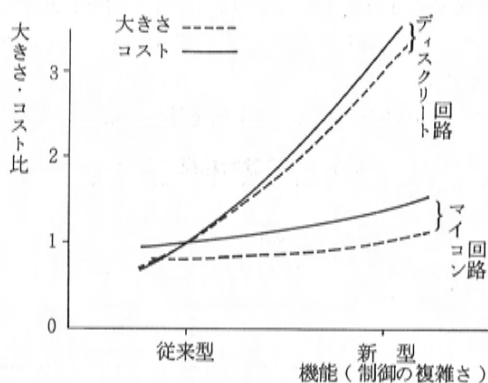


図14 コントロールユニットの機能と大きさ・コスト

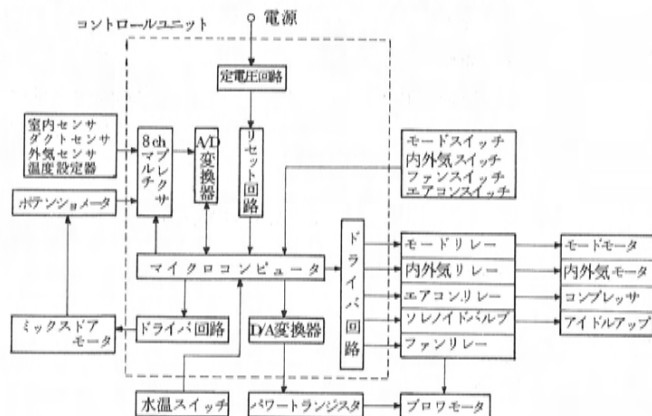


図15 コントロールユニットの回路構成

論文・報告

6

音響インテンシティ計測による車室内高周波騒音低減

Improvement of High Frequency Interior Noise by Acoustic Intensity Measurement

畑 秀 二^{*1} 宇都宮 直 正^{*2}
Shuji Hata Naomasa Utsunomiya

坂 田 英 明^{*3} 高 橋 睦^{*4}
Hideaki Sakata Mutsumi Takahashi

要 旨

Abstract

車室内表面の定量的かつ精密な騒音放射寄与度解析を行うために、表面スキャンニング法を用いた音響インテンシティ計測を行う場合の精度上の問題を

- (1) 計測器の構成
- (2) 計測面の設定
- (3) サンプリング平均回数

の最適化により解決した。

更に、小型車の聴感快適性改善を目的とした詳細解析にこの手法を活用することにより、コストとバランスさせた必要最少限の対策による改善が可能となった。

Accuracy problems in carrying out quantitative and precise analysis of the radiational contributions of the interior surfaces to the interior noise via acoustic-intensity scans were resolved by (1) the selection of appropriate measuring instruments, (2) optimized determination of measuring surfaces and (3) optimized determination of averaging number of samplings.

Furthermore, the application of this method to a detailed analysis of a small passenger car with the object of improving its acoustic comfort made the improvement possible by a minimum additional treatment required, which balanced with the cost.

1. ま え が き

近年、省資源、省燃費を目的として、車体の軽量化が進んでいるが、一方で車室内における聴感上の快適性への要求も高くなりつつある。この相反する車体の軽量化と車室内聴感快適性向上を両立させるためには、防遮音対策の厳密な最適化を行わねばならない。

このためには、車室内騒音への車室内表面の騒音放射寄与度を、定量的かつ、精密に把握する必要がある。

近年、騒音の新しい計測法として、二本の近接させたマイクロホンとコンピュータによる計算により、音をエネルギーの流れとして捕らえる音響インテンシティ計測に関する報告が増加してきた⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾。その中で、これを応用した騒音放射寄与度解析は、従来の遮音材を用いる消去法に比べ、迅速、かつ高精度であると報告されている⁽¹⁾⁽⁵⁾。

しかし、これらの報告は、主にエンジンベンチにおけ

るエンジン放射騒音や、車全体から外部へ放射する音への応用例が主であり、いずれも、騒音放射空間が開放された比較的広い空間への放射音の場合である。

これに対し、騒音放射空間が狭く閉ざされた車室内へ放射する音についての実用的応用例の報告は少ない。特に、聴感上の快適性における「騒々しさ」に影響の大きな高い周波数の騒音への音響インテンシティ法の応用の報告は、ほとんどみられない。

車室内高周波騒音では、透過、漏洩などの様々な方法で、車室内表面の多様な部位から狭い閉空間に音が放射しており、また同時に、吸音部も放射部位に隣接して存在している。このような結果、音場が非常に複雑になっており、精度の良い計測結果を得るのが困難であったと考えられる。

我々は、計測上の様々な工夫により、音響インテンシティ計測を用いた車室内高周波騒音の高精度な騒音放射寄与度解析を可能とした。

* 1 技術開発部計測解析研究室

* 2, * 3 第2実験研究部振動実研課

* 4 技術開発部

本稿では、小型乗用車の聴感快適性を必要最小限の改善対策により向上させることのできた例を紹介し、本手法の有効性を報告する。

2. 原 理

2.1 音響インテンシティと放射音パワー

音響インテンシティ I は「音場中のある点において、単位面積を単位時間に通過する音のエネルギー」で定義されるベクトル量であり、次式で表わされる。

$$\vec{I} = p\vec{u} \quad (1)$$

ここで p は、その点の音圧であり、 u は粒子速度である。また、音響インテンシティの単位は W/m^2 である。

この音響インテンシティを用いれば、ガウスの定理により、ある音源より放射される音のパワー W は、その音源を囲い、閉空間を形成する面を S とすると、次式によって求められる。

$$W = \int_S I_n dS \quad (2)$$

ここで I_n は、音響インテンシティの面 S に垂直な成分である。一方、内部に音源や、吸音部を持たない閉空間に外部より出入りする音のエネルギーの和、すなわちパワーの和はゼロになる。

$$\int_S I_n dS = 0 \quad (3)$$

これらから、ある表面から放射される音のパワーは、図1に示すような、計測対象表面を囲い込む計測面 S の設定を行い、その面上の音響インテンシティを求めて、面 S により積分すれば求まることになる。更に、これは、計測面 S の形状や、外部音源の有無に拘らず求まる。

以上のことは、表面に音が吸音される場合も、負の放射音パワーとして同様に計測することができる。

2.2 クロススペクトラム法

音響インテンシティを(1)式により、直接求める具体的手法として、有限差分近似を用いたクロススペクトラムを計測する方法が、Chungら⁽⁶⁾⁽⁷⁾によって用いられ始めた。この方法の概要は次の通りである。

音の運動方程式より、空気の粒子速度 ur は、

$$ur = -\frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad (4)$$

で表わされる。 ρ は空気密度 $\partial p / \partial r$ は r 方向の音圧勾配である。ここで r 方向の近接した2点で計測した音圧を p_1, p_2 とすると、2点の中心での音圧 p と、粒

子速度 ur を次のように近似できる。

$$p \approx \frac{1}{2} (p_1 + p_2) \quad (5)$$

$$ur \approx -\frac{1}{\rho} \int \frac{p_2 - p_1}{\Delta r} dt \quad (6)$$

ここで Δr は音圧を計測した2点間の距離、すなわちマイクロホン中心間距離である。

(5), (6)式をフーリエ変換して、周波数領域で取り扱い(1)式に代入して整理すると、最終的には、 Δr 方向の音響インテンシティ I_r は、2点の音圧のクロススペクトラム $G_{12}(f)$ を用いて次のように表わされる。

$$I_r(f) = \frac{Im[G_{12}(f)]}{2\pi f \rho \Delta r} \quad (7)$$

ここで $Im[G_{12}(f)]$ は、クロススペクトラムの虚数部を表わす。従って、クロススペクトラムを計測すれば、(7)式による簡単な計算を加えることによって、音響インテンシティが求まる。

2.3 表面スキャンニング法と寄与度解析

2.1で述べた、計測面 S の代わりに、図1で示す表面に近接した平行な計測面 S' を近似的に用いれば、次のようにして、放射音パワーを求めることができる。まず、計測対象表面から一定の距離を保って、音響インテンシティマイクをスキャンし、計測面 S' 上の音響インテンシティの平均値を求める。これにマイクをスキャンした範囲、すなわち、計測面 S' の面積を乗ずれば、その部位からの放射音パワーが求まる。なお、この結果が負となれば、その表面は吸音部となっていることを示す。

このようにして、各部位からの放射音パワーが求まれば、それらを加えた全放射音パワーとの比により、放射音寄与度も求まる。

3. 車室内高周波騒音計測手法

表面スキャンニング法を用いた音響インテンシティ計測による車室内表面、高周波騒音寄与度解析を精度良く行うために工夫した計測上の特徴について述べる。

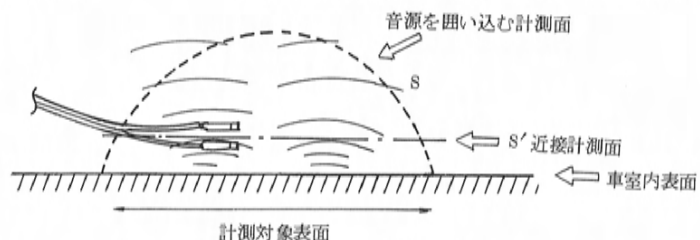


図1 表面スキャンニング法の計測面

3.1 S/N比向上と計測誤差の低減

車室内騒音では、エンジン放射騒音などに比べて、高周波成分のレベルが非常に小さい。代表的な車室内騒音をデジタルシグナルアナライザで分析した狭帯域スペクトラムを図2に示す。低周波のエンジン回転2次成分に比べて、3 KHz 付近のレベルは、40 dB以上小さい。このために、車室内高周波騒音の場合FFT（高速フーリエ変換）による解析では、高周波までS/N比が十分なデータをサンプリングするには注意が必要であり、装置の構成に工夫を要する。そこで、我々は、図3に示す計測装置の構成を用いた。

スキニングを行うことは、ケーブルやマイクロホン本体に振動を発生させ、これが、マイクロホンのダイヤフラムを加振してノイズとなる。その他、電気的ノイズも発生するため、これらに対するS/N比を向上させるため、車室内高周波音計測用のマイクロホンの音圧感度は大きい方がよい。

そこで、ダイヤフラム径の大きいマイクロホンを使う必要があるが、これはマイクロホンの中心間距離 Δr を小さくすることを困難にする。

一方、有限差分近似によって生じる高周波音における誤差を小さくし、測定可能な周波数の上限を延ばすためには、マイクロホン中心間距離 Δr を小さくすることが必要である。これら相反する二つの条件の最適化が必要である。

我々は、①計測上限周波数を3.7 KHzに定め、この周波数まで1 dB以内の測定誤差で計測できるマイクロホン中心間距離として Δr を16mmに選んだ。②この Δr で、2本のマイクを並べたときに空間的分解能を乱さない最

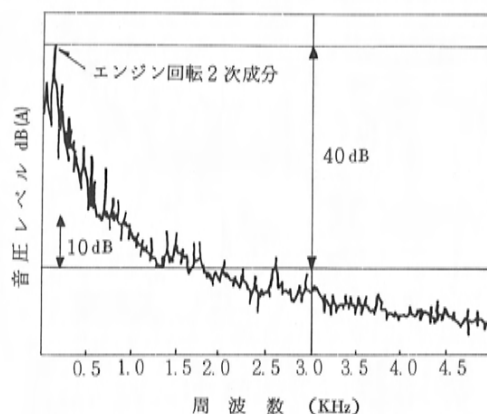


図2 車室内騒音の狭帯域スペクトラム
(3500 rpm 全開運転時)

大のダイヤフラムを持つコンデンサマイクロホンとして1/2インチのB & K社のものを用いた。③サンプリング信号の低周波成分に対する高周波成分のレベル差を縮小するために、計測用アンプにおいては、A特性補正を施し、更にシングルアナライザにおいては、バンド・セレクトابل・フーリエアナリシス（ズームングFFT）により、500 Hz～3.7 KHzの周波数範囲に限りサンプリングを行った。

一方、2つの入力系の位相特性の差によるバイアス誤差の補正は、スピーカから放射するホワイトノイズを用いて計測開始ごとに行い精度の向上を図った。

3.2 計測部位の分割とサンプリング平均回数の設定

(1) 計測部位の分割

図4に車室内の代表的な二つの部位について、表面上の音響インテンシティの分布を求めた結果を示す。ダッ

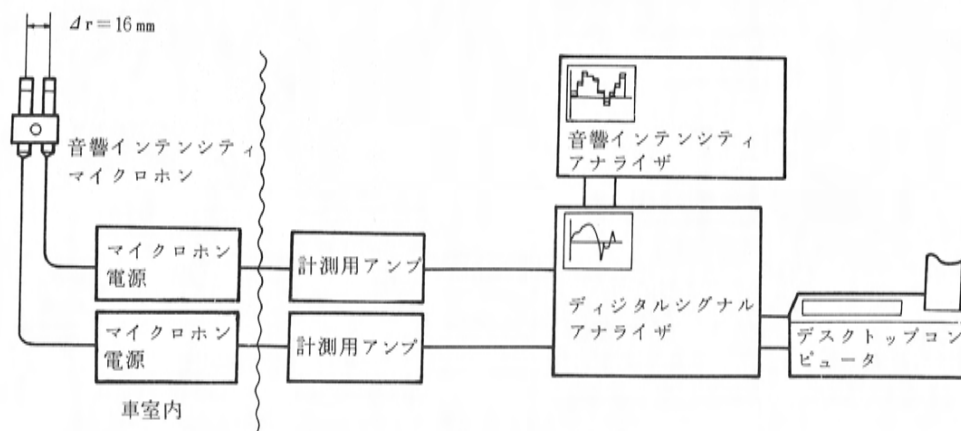


図3 計測装置の構成

シュロアー(図4の(1))のエンジンルームに通じるパイプのある部分では40mmのずれで、14 dB の変化を示しており、また、わずかに離れた所で、放射部から吸音部への変化も見られる。この反面、隙間のない均一な表面であるフロア部(図4の(2))においては、180mmの範囲でも、3 dB 以内の変化である。このように、表面近接における音響インテンシティの分布は、場所により大きく異なる。従って、均一な同一面積の計測対象表面に分割して測定するのは適当ではない。

そこで、我々は、計測対象表面の分割は、音響インテンシティの空間変動の大きいと考えられる所は細かく、小さいと考えられる所は大まかにといった重みをつけた分割を行うようにした。また、高周波騒音が侵入すると考えられる隙間の存在する部分は、独立した計測部位となるよう分割した。

(2) サンプル平均回数

図4で計測した、ダッシュロアーの部位とフロアの部位について、それぞれ400 cm²の計測対象表面(図4における計測点を含む)を設定し、表面スキャンニング法により計測した平均音響インテンシティ計測結果のばらつきの状態を図5に示す。図5の(1)は、同一のサンプル平均回数で、各7回の計測を行った時の計測結果を示す。また、この結果により求めた、サンプル平均回数と平均音響インテンシティ計測結果の変動係数の関係を図5の(2)に示す。これは、±0.5 dB 以下のバラツキで平均音響インテンシティを求めるためには、ダッシュロ

アーでは300個、フロアでは70個のデータを計測対象表面からサンプリングし、平均することが適当であることを示している。

このように、適当なサンプリング平均回数は、計測部位の音場状態に依存しているので、一律には決定できない。我々はデータサンプリング過程における、後半の平均値と前半の平均値(サンプリング平均回数は現在の1/2)との比較をリアルタイムに行えるようにした。そして、この差が±0.5 dB 以内に収束するまで、スキャンニングを継続して、サンプリング平均回数を増加して行く方法を用いることにより、必要最少限でかつ十分な精度の得られる平均回数を設定できるようにした。

4. 応 用 例

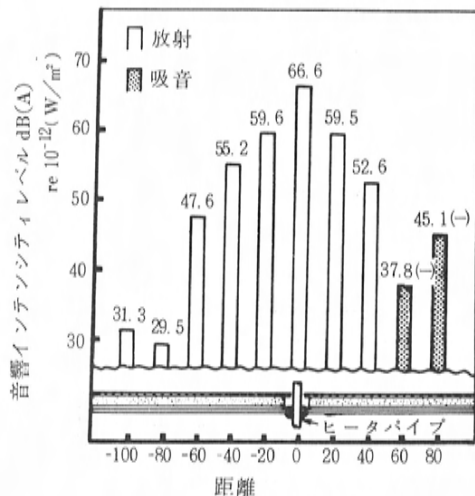
以上の方法を用いて騒音放射寄与度解析を行い、小型車の聴感快適性を改善した結果について述べる。

4.1 供 試 車

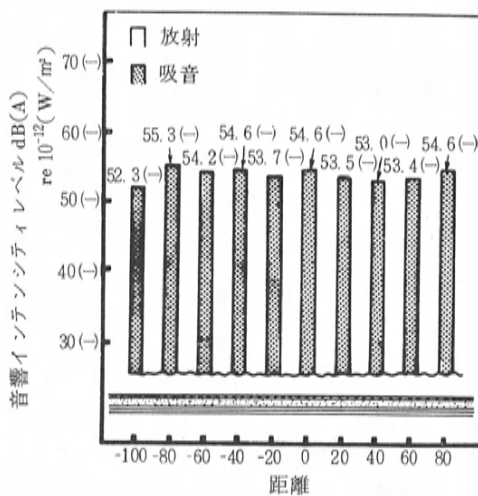
供試車は、1800 ccエンジン搭載のFFの小型セダンである。この供試車は、車室内騒音のレベル自体は、既に十分低減されていた。

しかし、我々は、さらに当社の最上級車並の聴感快適性を目指して改善を試みた。

上級車と比較した加速時における車室内前席中央音の1/3オクターブバンドスペクトラムを、エンジン回転数をパラメータにして表示した結果を図6に示す。加速中を通じて、1000 Hzから上の高周波バンドで2~3 dBレ

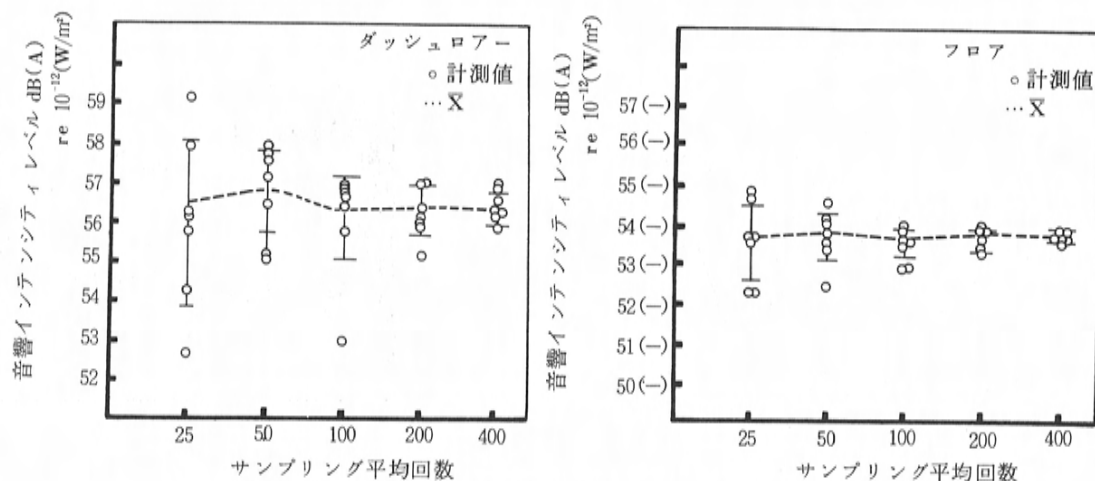


(1) ダッシュロアー

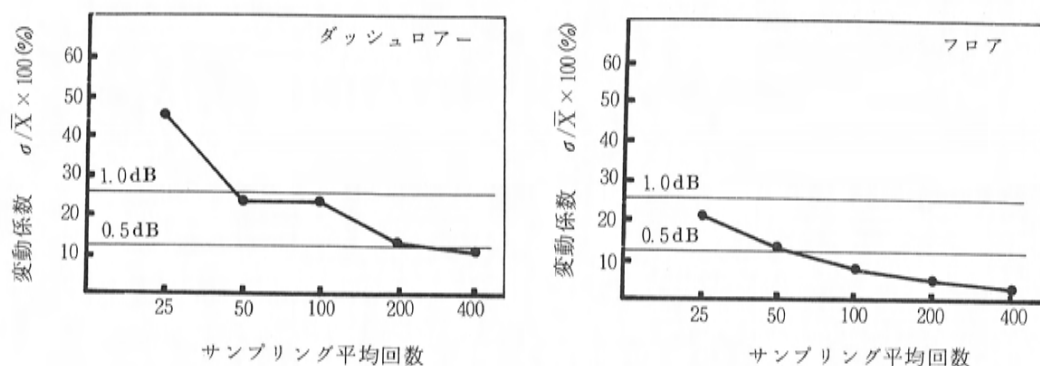


(2) フロア

図4 車室内の代表的な二つの部位における音響インテンシティの空間分布



(1) 各サンプリング平均回数で7回の計測を行った時の計測結果



(2) サンプリング平均回数と変動係数の関係

図5 表面スキニング法により計測した平均音響インテンシティのばらつき

ベルが大きい。

この結果より、1000 Hz 以上の高周波バンド領域の騒音を 2 dB 低減することを目指した。

4.2 計測結果

(1) 計測対象表面

3章で述べたように、車室内表面の状態を考慮して車室内表面全体を102の部位に分割した。図8に示すようにダッシュ部は細かく分割し、フロア、トップシーリング部は大きく分割した。また、ウィンド、ドアなどのシール部は独立した部位に分割した。更に、ダッシュ右下部、ペダル回りは機構部があるため、表面に近接してスキャ

ニングを行うのが困難であり、これらの部位を包含する多面体状の計測面を設定した。この結果全計測面により、車室内表面に沿った閉空間がほぼ形成できた(ただし、ステアリング回りの一部はスキニング不可能なため省いた)。

(2) 運転条件

計測は、サードギヤ、スロットル全開で、エンジン回転数 3500 rpm、時速 80 km の高負荷定常運転状態にて行った。

また、計測環境を定常に保つために、簡易無響室内の定速度に制御したシャーシローラを用いた。簡易無響室

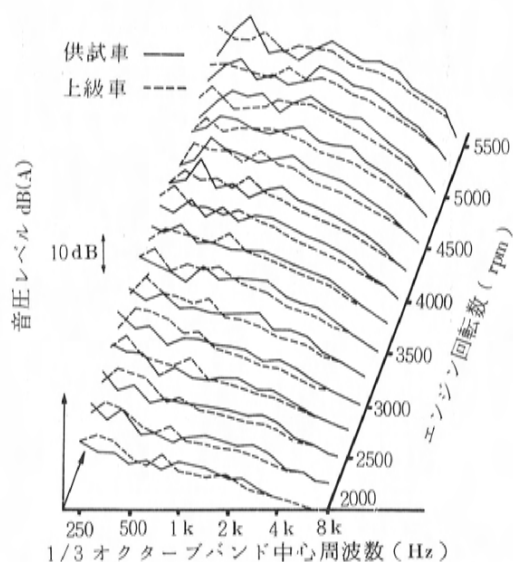


図6 加速中の乗員耳位置音, 1/3オクターブバンドスペクトラム

の温度は空調により一定に保った。

更に、供試車のエンジン水温、排ガス温度、排気管上ボデー温度は、ほぼ同一の条件で測定し、再現性のある計測結果が得られるようにした。

(3) 音響インテンシティ分布

図7に代表的な部位の平均インテンシティスペクトラムを示す。ダッシュロアーの部位では全周波数域にわたって放射部となっているのに対し、フロアの部位では低周波側で放射部、高周波側で吸音部となっている。このような、各部位の平均音響インテンシティスペクトラムについて、880 Hz～3550 Hzの成分を積分して求めた高周波音音響インテンシティレベルの車室内の分布を図9に示す。騒音放射部となっている部分を斜線の濃淡でまた吸音部となっている部分を点の濃淡で、それぞれの大きさを示した。

騒音放射部については、ダッシュロアー右側、ステアリングシャフト貫通部周辺が大きく、次いで、インパネ取付部左右、フロント、ドア下部シール部が大きい(各部位の位置については図8参照)。

(4) 放射音パワー分布

更に、各部位の平均音響インテンシティと計測面面積

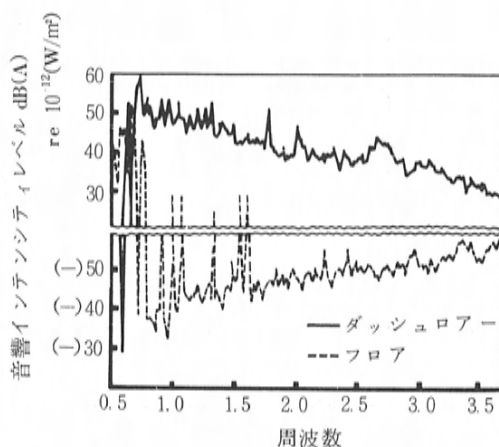


図7 平均音響インテンシティスペクトラム例

の積により求めた放射音パワーの車室内の分布を図10に示した。

放射音パワーは、上記の平均音響インテンシティの大きい部分に加えて、面積の大きい、フロントガラス、シフトレバーのあるフロア部が大きくなってきている。なお、(一)のついた数字は吸音しているパワーを示す。

以上の結果から、放射音パワーの大きい上位21番目までの計測部位について、車室内の領域別にまとめた全放射音パワーに対する寄与度を図11に示した。

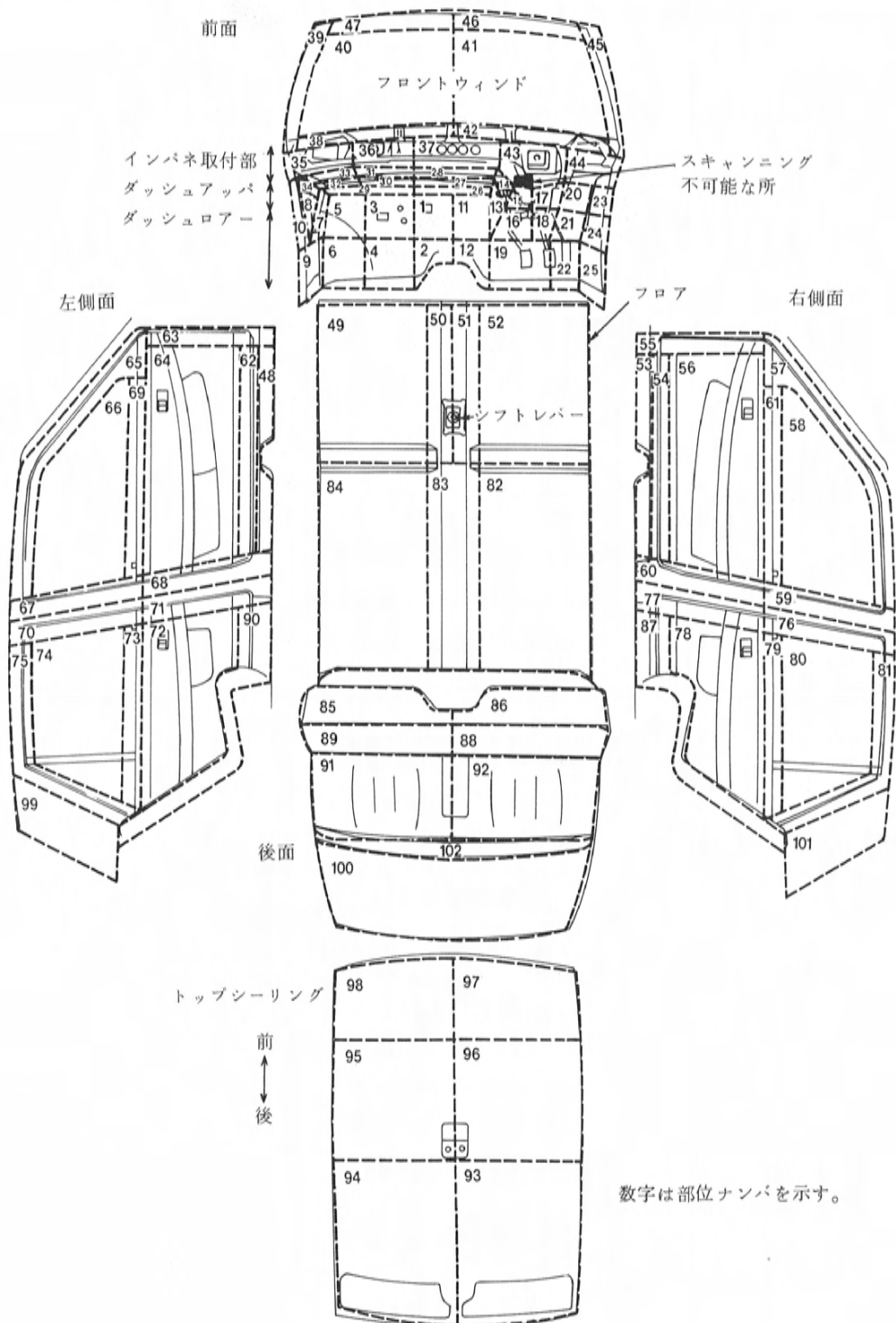


図8 計測対象表面の分割状態

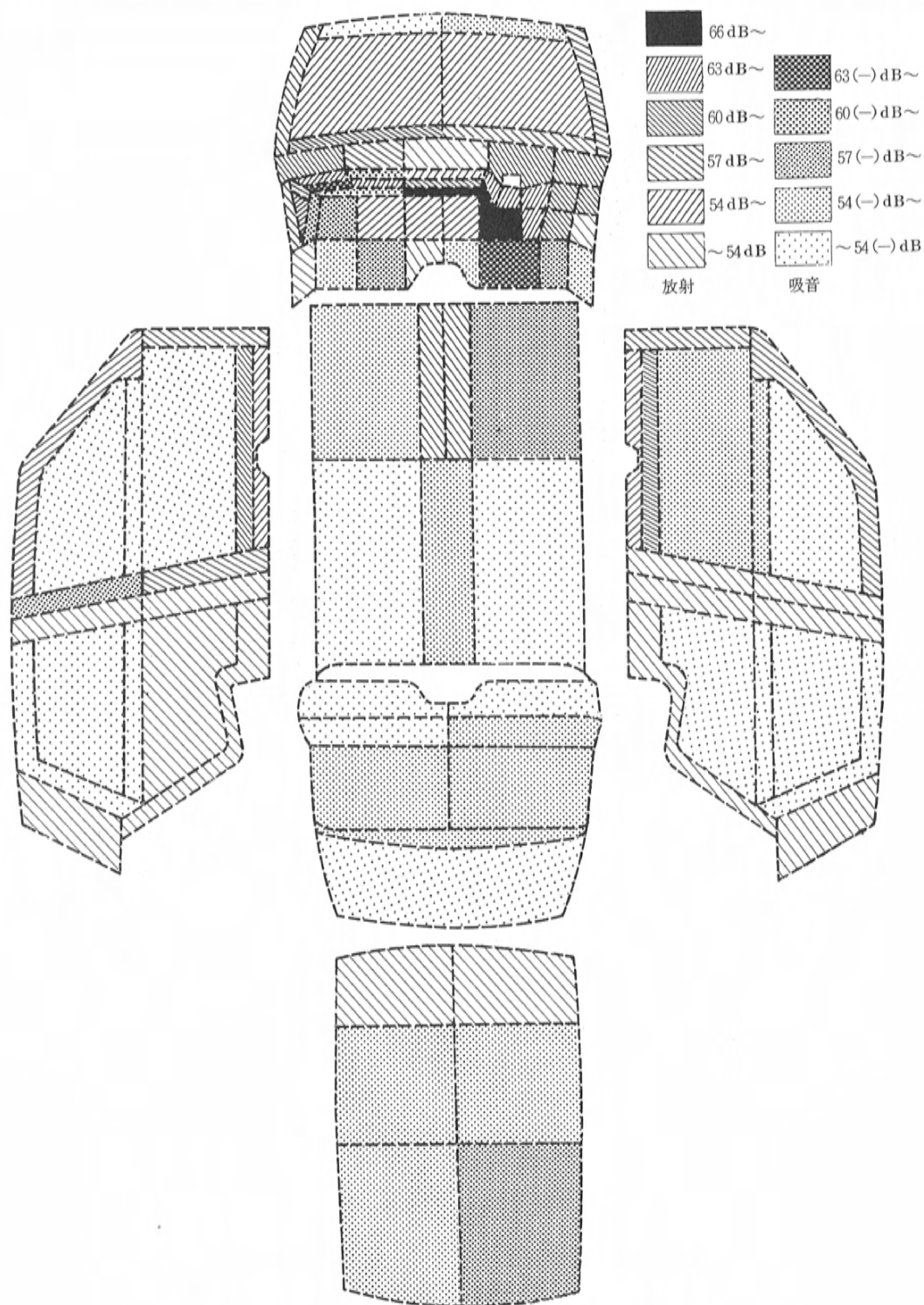


図9 車室内高周波騒音・音響インテンシティレベル分布
(888 Hz - 3550 Hz)

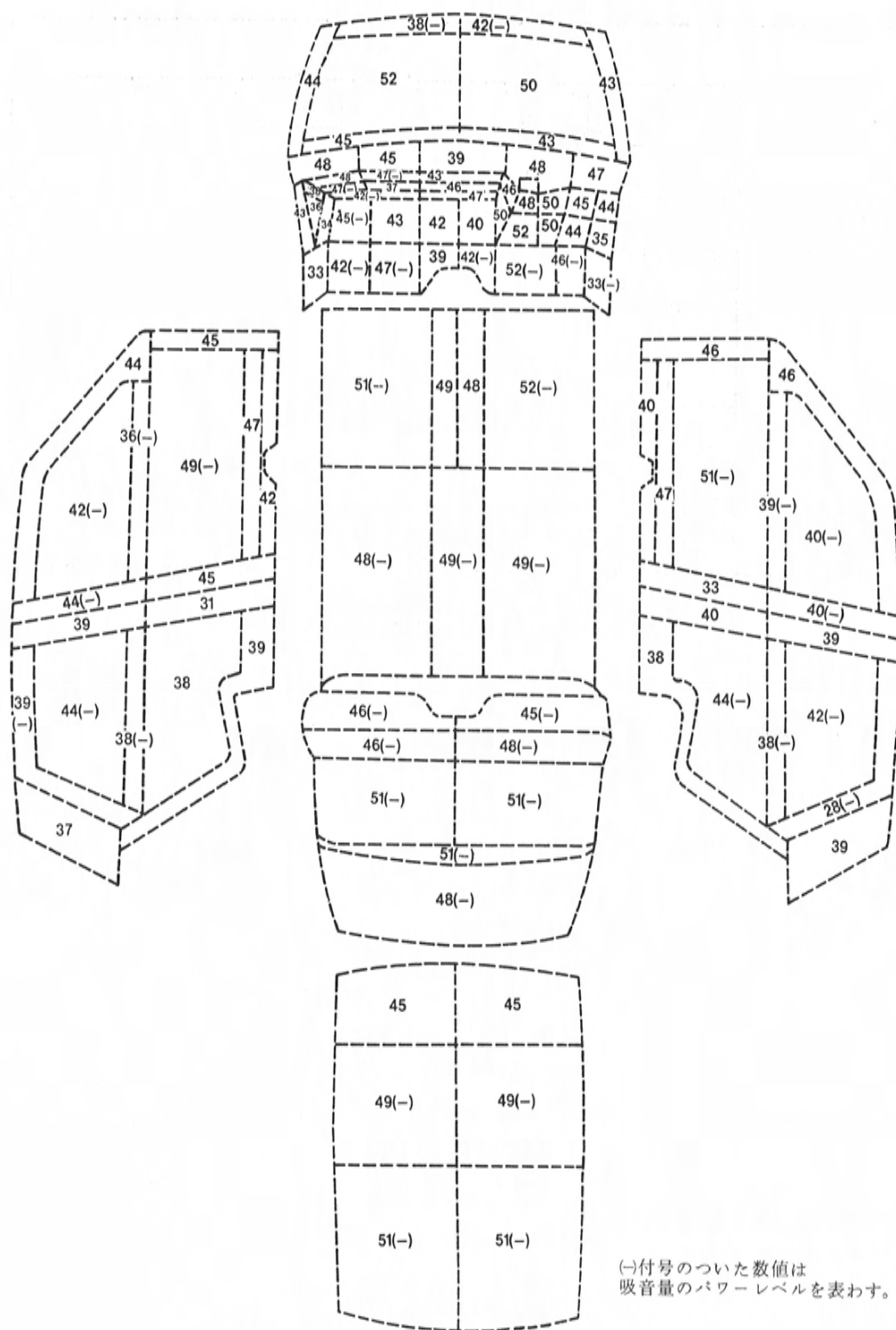


図10 車室内各部位の高周波騒音放射パワーレベル
(888 Hz - 3550 Hz)

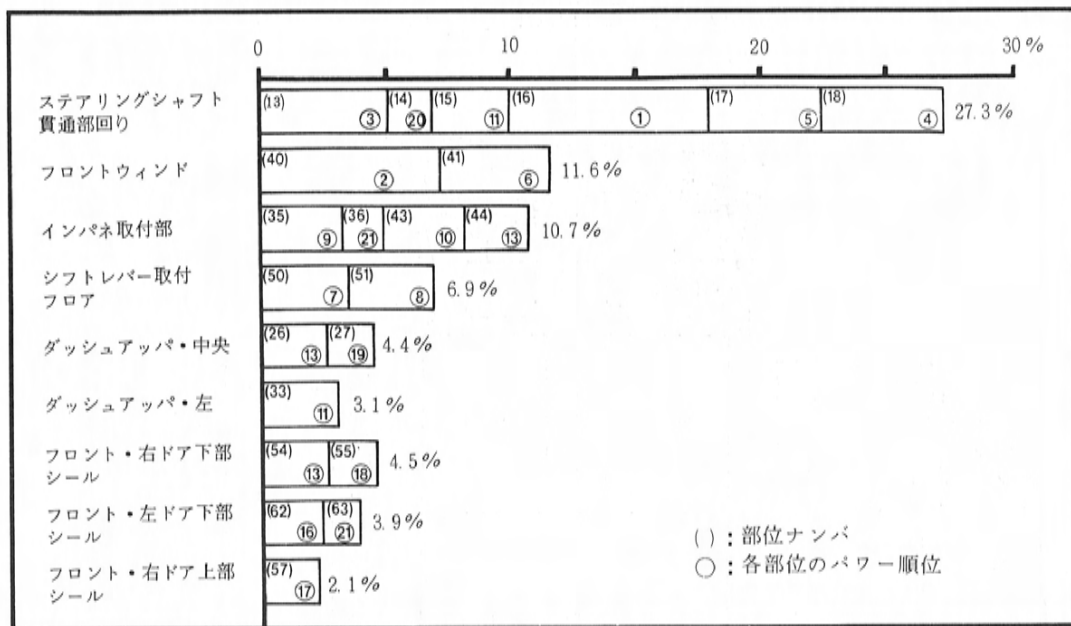


図11 車室内高周波騒音放射寄与度

4.3 計測結果の検討

車室内高周波音の放射部は、構造上、防遮音材の取付けが手薄な部位と一致している。反対に吸音部は、均一に防遮音材でおおわれた部分となっている。

これら放射部、吸音部の各部位を合わせた、全計測面は、車室内表面内側に沿った閉空間を構成している。従って、全計測部位の放射及び吸音パワーの和は、精度良く計測されていれば、ガウスの定理に基づいてゼロにならねばならない。今回の計測結果について計算してみると、放射部のパワー総和が 67.1 dB、吸音部のパワー総和が 67.6 dB であり、0.6 dB だけ吸音パワーが大きい結果となった。これは 14.8% の誤差であるが、この原因は、①ステアリング部上部の計測できなかった部位が、かなりレベルの大きい放射部となっていると推定されること、②面積を算定した想定計測面と、実際にスキャンニングした計測面に不一致があることに原因があると考えられる。

しかし、0.6 dB という値は実用上十分な精度であることを示しており、今回の解析結果の信頼性は十分であると考えられる。

4.4 改善策

4.1 で述べたように、供試車の聴感快適性改善のためには、車室内中央での音圧を、1 KHz 以上の周波数領域で 2 dB 低減させる必要がある。

そこで、我々は騒音放射寄与度解析結果を基にして、コストとバランスさせた必要最小限の改善策を次のように検討した。

まず、対策効果の簡便な見積りを行うために、車室内中央での音圧は各放射部位からの放射音の合計パワーに比例すると仮定し、更に各放射部位の改善効果は一律に同じであると仮定した。

そこで、最小の改善部位数で最大の効果を出すために寄与率の大きい部位から順に改善対策を積み重ねて行ったとした場合の、全放射パワーの低減量の変化を計算した(ここでは、防音対策の増強が困難なフロントウィンドは対策対象から除いた)。その結果を図12に示す。この結果から 2 dB という低減目標を達成するためには、各部位の改善効果が均一 9 dB であった場合には 10 番目の部位まで、6 dB であった場合には 12 番目の部位まで、3 dB の場合には 27 番目の部位までの対策が必要であることがわかる。

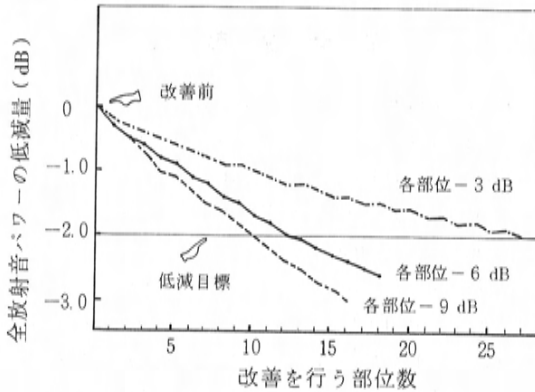


図12 高周波騒音改善効果の見積り

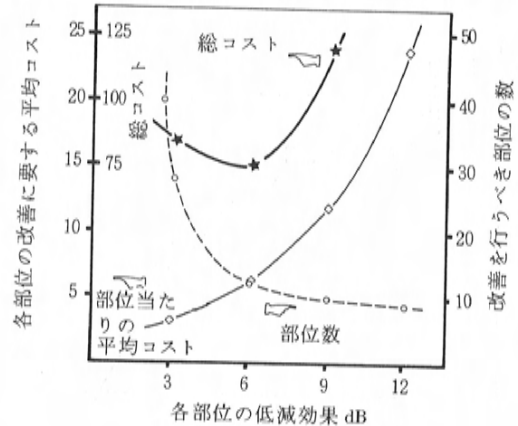


図13 改善コストの見積り

表1 寄与度順上位12部位への改善とその効果

部 位	部 位 No	寄与度順	防遮音対策改善内容	放射音パワー 低減量 (dB)
ダッシュパネルの ステアリングシャフト 回り	(16)	1	塩ビシート増強	-7.5
	(15)	11	貫通孔径減少	-8.2
ペダル支持部左	(13)	3	塩ビシート増強	-3.7
ペダル支持部右	(18)	4	吸音フェルトと 塩ビシート増強	-8.0
	(17)	5		-7.8
フロア シフトレバー取付部	(50)	7	塩ビシート増強	-7.2
	(51)	8	シフトレバー ブーツ二重化	-6.8
インパネ取付部	(35)	9		-6.5
	(43)	10	ウレタンカバー取付	-4.2
	(44)	13		-2.5
ダッシュアップ 左	(33)	11	塩ビシート増強	-7.4
ダッシュアップ 中央	(26)	13	塩ビシート増強	-3.4
平均				-6.5

改善部位の中でフロントウインド（順位No. 2, No. 6）
は、防音材対策が不可能なので対象から除いた。

これらに基づき、コスト見積りを行った結果を図13に示す。従来の我々の経験によると、各部位の低減効果を生み出すのに必要な改善のコストは、指数関数的に増加する。これを細実線で示す。そこで、前述した低減目標達成に必要な部位数（点線）との積をとり総コストを求めたものを太い実線で示す。この結果、各部位6 dBの低減を可能とする対策を、上位12番目の部位まで行うのが最適であることがわかった。

以上の検討結果より、表1に示すような防遮音対策を行った。この結果、各部位の放射音パワーの低減量は、表1に示すように部位によって大小はあるが、平均-6.5 dBと目標よりやや大きい低減量を示した。

一方、図14に、これらの対策を行った後の車室内中央

における音圧の1/3オクターブバンドスペクトラム分析を行った結果を対策前と比較して示す。1～3.5 KHzのバンドの合計低減量は-1.8 dBであり、見積りよりやや少ないがほぼ一致した。

このように、各部位の放射音パワーの低減量は、目標以上であったのに反し、車室内中央における音圧の低減量が小さかった原因は、車室内が完全な拡散音場でないために、放射音パワーの合計と音圧が比例しなかったためと思われる。

しかし、今回行った見積り方法は、精度上まだ不十分なものではあるが、対策領域を決定する上でのガイドラインとしては十分利用できることがわかった。

以上の結果、供試車の聴感快適性は官能評価試験

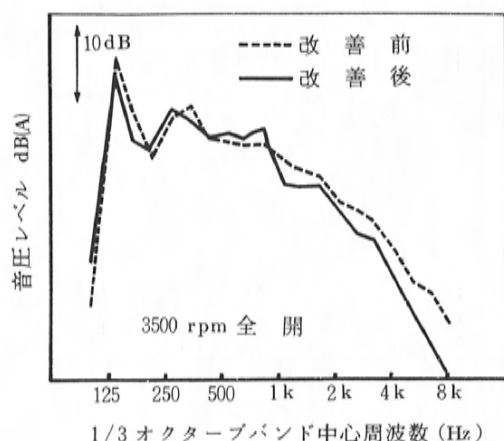


図14 改善前後の乗員耳位置音
1/3オクターブバンドスペクトラム

によっても、改善されていることが確認され、上級車種と比べて遜色のないものにすることができた。

5. ま と め

以上まとめると、車室内高周波騒音寄与度解析への表面スキャンニング法による音響インテンシティ計測の応用に関して、

① S/N 比向上を考慮した装置構成、データサンプリング手法、計測部位の最適な分割、サンプリング平均回数の最適な設定など、車室内高周波音の特性に合わせた計測法を用いる必要がある。

② これらの点に配慮して計測を行えば、車室内表面各部位についての定量的かつ精密な放射音パワーのデータを得ることができる。

③ この結果に基づいて、大まかな対策効果の見積りにより、コスト、バランスのとれた最適な改善策を決定することができる。

ことなどが明らかになった。これにより、表面スキャンニング法による音響インテンシティ計測は、車室内騒音低減のための、有効な手段であると結論できる。

その他、音響インテンシティ計測による車室内騒音解析の方法として、室内空間の音響インテンシティベクトルフロー計測なども興味深く、今後音響インテンシティ計測の活用は、益々拡大して行くものと考えられる。

参 考 文 献

- (1) J. Y. Chung, J. Pope and D. A. Feldmaier: Application of Acoustic Intensity Measurement to Engine Noise Evaluation, SAE 790502.
- (2) J. Y. Chung and D. A. Blaser: Recent Developments in the Measurement of Acoustic Intensity using the Cross-spectral Method, SAE 810396.
- (3) J. Pope, R. Hickling, D. S. Feldmaier, and D. A. Blaser: The Use of Acoustic-Intensity Scans for Sound Power Measurement and for Noise Source Identification in Surface Transportation Vehicles, SAE 810401.
- (4) T. Abe and D. Anderton: Digital Acoustic Intensity Techniques in Gasoline Engine Noise Studies, SAE 820363.
- (5) M. D. Croker: Digital Processing Revitalises Old Techniques, SAE 820366.
- (6) F. J. Fahy: Measurement of Acoustic Intensity using the Cross-Spectral Density of two Microphone Signals, J. Acoust. Soc. Am. 62, 1977, 1613-1616.
- (7) J. Y. Chung: Cross-spectral Method of caused by phase mismatch, J. Acoust. Soc. Am. 64, 1978, 1613-1616.

論文・報告

7

車体の大規模振動解析法

Method of Large Scale Vibration Analysis of Vehicle Body Structure

西岡 正 夫^{*1}
Masao Nishioka富田 次 信^{*2}
Tsuginobu Tomita渋谷 陽 一^{*3}
Yoichi Shibuta江頭 裕 二^{*4}
Yuji Egashira杉原 毅^{*5}
Tsuyoshi Sugihara

要 旨

設計段階において、車体の振動特性を机上で十分検討するために、詳細な有限要素モデルによる、車体全体の大規模振動解析が望まれていた。しかし、計算時間、モデルの作成や解析結果の評価に要する工数などの面から、実用化は困難であった。

このたび、CAD/CAMシステムなどを用いてモデル作成を容易にし、モデル縮小などの計算手法を導入して、車体の振動計算から評価にいたるまでのプロセスを確立した。これを用いることによって、従来の手法に比べてほとんど計算精度を低下させずに、解析作業全般にわたって工数や計算時間を削減できた。この結果、車体の大規模振動解析をはば実用化することができた。

Abstract

The large scale vibration analysis of vehicle body structure by using a detailed finite element model has been long awaited for the purpose of conducting thorough theoretical studies of the vibration properties of body structure in the design stage. It was difficult, however, to put this into practical use because of such aspects as the time required for calculations, man-hours required for the preparation of the model and evaluation of analysed results.

We facilitated the preparation of the model by using CAD/CAM systems and performed the calculations based on model size reduction method, among others, thereby establishing the process of analysis from the calculations of body structure vibration to its evaluation. By using this process we have been able to reduce the man-hours and the time required for calculations throughout the entire analytical activities without loss of much accuracy, if any at all. As a result, we have almost completed the practical application of the large scale analysis of body structure vibration.

1. は じ め に

近年、振動や騒音の少ない快適な自動車の開発が要求されている。一方で、省資源、省燃費の観点から車体の軽量化が促進されつつある。しかし、振動や騒音の低減のための車体の剛性向上が重量増加を招くなど、快適性の追求と軽量化の実現とは相反する部分が多く、自動車の設計はますます困難さを増している。他方、効率的な新車開発が望まれており、設計段階における机上検討で、可能な限りの問題抽出と対策立案を行うことが、必要となってきた。

そこで、シミュレーションによって車体の構造特性を知る有力な手段として、有限要素法や、これを実験と結びつけたシステム解析が注目されている。しかし、対象とする現象によっては、車体全体にわたる問題点を把握

し構造の最適化を図るために、構造特性を十分表わすよう数千個の節点をもった車体の大規模なモデルによる解析を必要とする。このことが、解析コストや工数の面からシミュレーションの実用化を妨げていたが、最近、理論面やコンピュータ技術の発展により、徐々に実用化可能な環境が整いつつある。

こうした背景の中で、スーパーエレメント法やモーダル周波数応答解析などの応用及びCAD/CAMシステムの活用を柱として、大規模振動解析の実用化を図った。

本報では、車体の大規模振動解析上の問題点をあげ、それを解決しこのような解析を可能にするためにとった手法について、その理論と適用効果を述べる。

2. 大規模振動解析上の問題

前章で述べたように、設計段階での机上検討で十分活

* 1, * 2, * 3, * 4 ボデー設計部システム開発グループ * 5 技術開発部計測解析研究室

用できる解析を行うためには、車体を構成する部材はもとより、剛性に大きく関与する結合部などを、有限要素を用いて入念にモデル化する必要がある。その結果、解析モデルは節点数 4,000 以上の大規模なものとなる。図 1 は 1 ボックスカーの振動解析を行うために作成したモデル(以後 1 ボックスモデルと呼ぶ)であるが、節点数は 5,466 に達している。

このような大規模モデルによる解析を行うには、従来次のような問題点があった。

(1) モデル作成工数の増大

複雑な形状の車体のモデル化を行う場合には、設計図面の 2 次元情報から 3 次元形状のイメージを頭の中に正確に描いて、要素の配置や節点の座標を決定しなければならない。しかしこの方法では、モデル作成に多大の工数を要した。

(2) 入力データチェックの工数増大

構造解析プログラムへの入力データは多種類のものがあ、しかもパンチカードで 1 万枚以上もの量に達する。更に、個々のデータは互いに複雑な関連をもっている。

このため、多くの人為的エラーの入り込む余地が生まれ、正しい入力データができ上がるまでには、構造解析プログラムによるエラー検出 → データ修正 → 再度エラー検出、の繰返しを行わねばならず、多くの時間を要していた。

(3) 計算時間の増大

従来、有限要素法では、モデルの節点数の数倍にのぼる自由度をもった多元連立方程式の解や、その固有値を一度に求めていた。しかし、大規模モデルの場合、この方法では最近の大型コンピュータでも莫大な計算時間を要し、實際上計算は困難だった。

(4) 大量の出力データの分析・評価工数の増大

解析によって、各節点の変位などさまざまな数値デー

タが大量に得られる。振動解析の場合、車体の各固有振動数毎にこれらのデータが出力されるため、強度解析に比べてその量は更に膨大となる。

大量の出力データの中から必要なデータを抽出し、分析や評価のために、図表化などの加工を手で行うには多くの工数を要していた。また、このことが、最も重要な分析や評価の過程に力を注ぐことを、困難にしていた。

3. 問題解決へのアプローチ

これまで、大規模振動解析は必要とされながらも、以上の問題点がその実用化を妨げてきたが、本章以降に述べる方法で、その解決を図った。

汎用構造解析プログラム NASTRAN を中心として、図 2 及び表 1 に示すような構造解析システム⁽¹⁾を構築した。これは、前章で述べた問題点に対処し、大規模振動解析の効率化を図ったものである。このシステムで用いた問題解決策を、図 3 に示す。以下、それぞれの解決策について、課題別に述べる。

(1) モデル作成工数の低減

当社では、CAD/CAM システムとして、GNC 2 を開発している⁽²⁾。このシステムの中心となっているデータベースには、企画段階から逐次、車体の 3 次元形状データが蓄積される。GNC 2 に、これをもとに車体を有限要素に分割する機能をもたせ、構造解析システムとリンクさせることによって、自動的にモデルを作成することが可能となった。更に、FEMIS の種々のデータ作成機能を用いて効率化を図った。この結果、モデルの作成工数を 15~20% 削減できた。

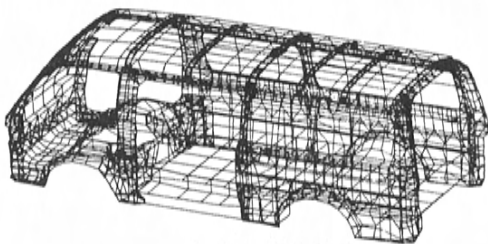
(2) 入力データチェックや修正の容易化

STANS では、入力データに対する各種のチェックを行う。このプログラムにより、コンピュータとの対話によるチェックや修正が可能となった。この処理で、NASTRAN 実行前に、エラー要因を大幅に削減することができるようになった。

(3) 計算時間の短縮

従来、構造物全体を一度に解き、直接、周波数応答を求める方法をとっていたが、NASTRAN のスーパーエレメント機能の効果的活用と、STANS によるモーダル周波数応答解析を組み合わせることによって、計算時間の大幅な短縮を図った。

振動要因の分析の結果、種々の対策案が考えられるが、車体の歪・運動エネルギー分布をもとにそれぞれの対策効果を推定し、効果的と思われるものについてのみ、再度



要素数 = 4,770 節点数 = 5,466

図 1. 車体の有限要素モデル(1 ボックスモデル)

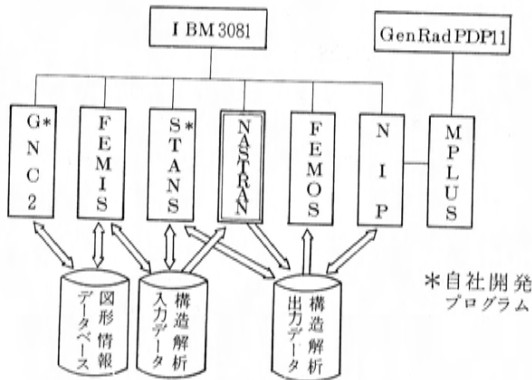


図2. 構造解析システムの構成

表1 構造解析システムの機能

プログラム名	開 発	機 能
GNC2 (ボデー形状一貫 処理システム)	自 社 開 発	3次元図形処理 構造解析用メッシュデータの作成
FEMIS (構造解析プリプ ロセッサ)	東洋情報シ ステム(株)	構造解析入力データの作成 (メッシュデータ、荷重条件、拘 束条件)
STANS (構造解析支援プ ログラム)	自 社 開 発	構造解析入力データの各種チェ ック・修正 構造解析出力データのグラフィ ック出力 モーダル周波数応答解析 歪・運動エネルギー分布計算
NASTRAN (汎用構造解析プ ログラム)	M S C 社	有限要素法による構造解析 (強度、振動、熱、流体など)
FEMOS (構造解析ポスト プロセッサ)	東洋情報シ ステム(株)	構造解析出力データのグラフィ ック出力
NIP(NAST RANインター フェースプログラム)	S D R C 社	NASTRANと他プログラム (MPLUSなど)との間のイン ターフェース
MPLUS (動特性解析プ ログラム)	S D R C 社	モーダル解析 (主として実験解析、モードア ニメーション)



図3 大規模振動解析実用化への課題と解決策

解析を行うこととした。これにより、解析の繰返し回数を低減でき、最適構造決定までの計算時間全体の削減が可能となった。

(4) 解析結果の効率的評価

解析で得られた大量の数値データに対し、モーダル周波数応答解析と歪・運動エネルギー分布評価を加えることによって、評価対象データの選定と振動要因抽出を行った。選定した数値データは、STANS、FEMOS及びMPLUSを用いて視覚化し、解析後のデータ処理工数の削減と評価の容易化を図った。

これにより、大量のデータの中から選定した少量のデータを対象に、十分な分析・評価を行うことが可能となった。

図4に、以上の問題解決策を折り込んだ振動解析プロセスを示す。4章以降では、図4中の太枠で囲んだ各ステップについて、詳しく述べる。

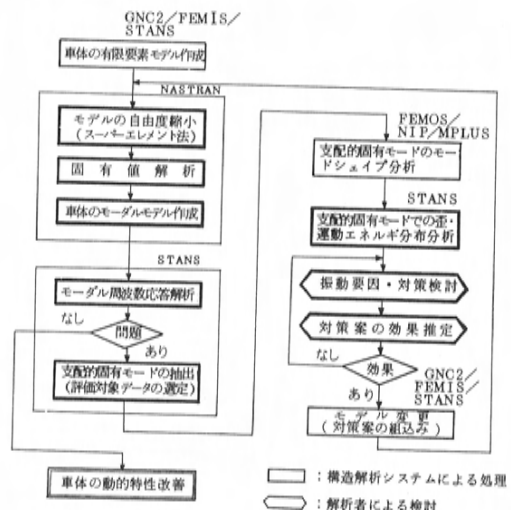


図4. 構造解析システムによる振動解析プロセス

4. スーパーエレメント法の適用

大規模な有限要素モデルによる解析に必要な計算時間を、大幅に短縮する有効な手段が、NASTRANのスーパーエレメント法である⁽³⁾。以下に、スーパーエレメント法の概要と理論及び大規模振動解析への効果的使用法について述べる。

4.1 スーパーエレメント法の概要

スーパーエレメント法とは、図5に示すプロセスで解析モデルの自由度を削減することにより、計算時間の短縮を図る手法である。

まず、構造の全体モデルをいくつかの部分モデルに分ける。各部分モデルにグーヤンの静縮小法⁽⁴⁾⁽⁵⁾を適用して自由度を削減（以後縮小と呼ぶ）する。この縮小された部分モデルをスーパーエレメント（以後SEと略す）と呼ぶ。縮小を行ってSEを生成したのち、これらのSEを組み合わせて、最初の構造特性を維持したまま自由度

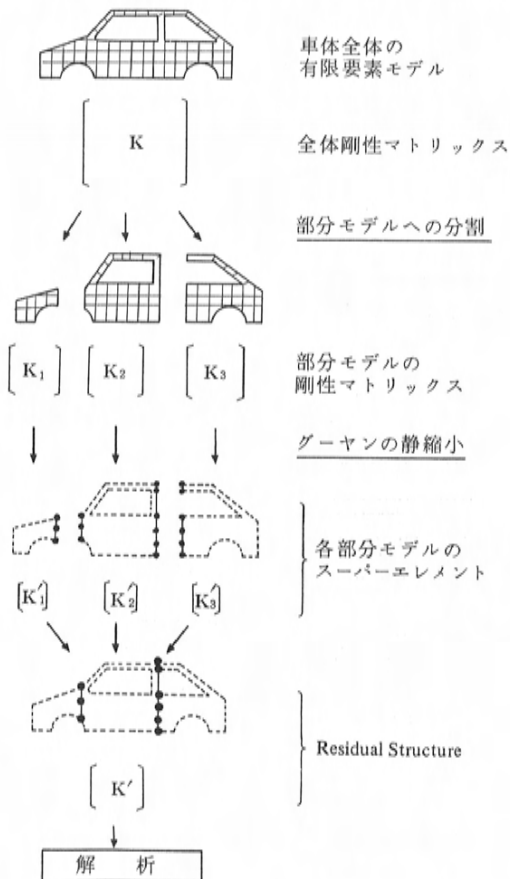


図5. スーパーエレメント法のプロセス

を削減した全体モデル (Residual Structure, 以後RSと略す) を作り、このRSを用いて解析を行う。

4.2 グーヤンの静縮小法

部分モデルの自由度 $\{u\}$ を、縮小により除去する自由度 $\{u_o\}$ と、残しておく解析自由度 $\{u_a\}$ とに分ける。その際、部分モデルに外力が作用する点はすべて $\{u_a\}$ に含める。部分モデルの運動方程式は次のように表わせる。

$$\begin{bmatrix} M_{aa} & M_{ao} \\ M_{oa} & M_{oo} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_a \\ \ddot{u}_o \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa} & K_{ao} \\ K_{oa} & K_{oo} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \\ u_o \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_a \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.1)$$

ここで、 $[M]$ 、 $[K]$ 、 $\{u\}$ 及び $\{f\}$ は、それぞれ質量マトリックス、剛性マトリックス、変位ベクトル及び外力ベクトルを表わす。

式(4.1)の下半分において慣性項を省略すると、 $\{u_a\}$ と $\{u_o\}$ との関係式は、

$$\begin{aligned} \{u_o\} &= [G_0] \{u_a\} \\ \text{ただし } [G_0] &= -[K_{oo}]^{-1} [K_{oa}] \end{aligned}$$

(肩文字-1は逆マトリックスであることを表わす)

となり、

$$\begin{Bmatrix} u_a \\ u_o \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I \\ G_0 \end{bmatrix} \{u_a\}$$

ただし $[I]$: 単位マトリックス

が得られる。この変換式を式(4.1)に用いると、

$$[M'_{aa}] \{\ddot{u}_a\} + [K'_{aa}] \{u_a\} = \{f_a\} \quad (4.2)$$

ただし

$$\begin{aligned} [M'_{aa}] &= [M_{aa}] + [M_{ao}][G_0] + [G_0]^T [M_{ao}]^T \\ &\quad + [G_0]^T [M_{oo}][G_0] \\ \text{(肩文字Tは転置マトリックスであることを表わす)} \\ [K'_{aa}] &= [K_{aa}] + [K_{ao}][G_0] \end{aligned}$$

となる。運動方程式(4.2)は、式(4.1)を解析自由度 $\{u_a\}$ のみに縮小したものである。

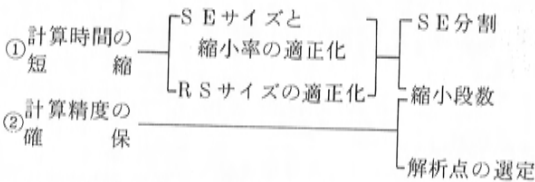
以上の縮小過程からわかるように、 $[K'_{aa}]$ は正確に縮小されているが、 $[M'_{aa}]$ は近似的に縮小されている。したがって、計算精度の面から解析自由度 $\{u_a\}$ の選び方に注意を要する。なお、解析自由度 $\{u_a\}$ に相当する節点を解析点と呼ぶ。

4.3 大規模振動解析への効果的使用方法

SE法の効果を最大限発揮するには、全体モデルサイズ、解析対象周波数域、コンピュータの処理速度及び目標計算時間を考慮したうえで、効果的なSE使用法を決めなければならない。数千節点クラスのモデルでは、二段階縮小のマルチレベルSEを最適と考え、適用した。ここでは、この二段階縮小のマルチレベルSEを中心に、効果的な使用法を述べる。

(1) SE使用上の基本要件

SEを使用するうえで、特に考慮する点は次のとおりである。



計算時間は通常、モデルのもつ自由度数のほぼ2乗に比例する。これはSEの生成やRSの計算時間についても同様で、計算時間の短縮にはすべてのSE及びRSのサイズを小さくしなければならない。

SEの生成時間には縮小率 $(=1-\text{解析点数}/\text{総節点数})$ も関係し、縮小率の大きい方が計算時間が短い。

図6にSEのサイズと計算時間の関係の実例を示す。図1に示した1ボックスモデルの解析では、これをもとに、1つのSE当たりの節点数を原則として250以下、縮小率を70%以上とした。

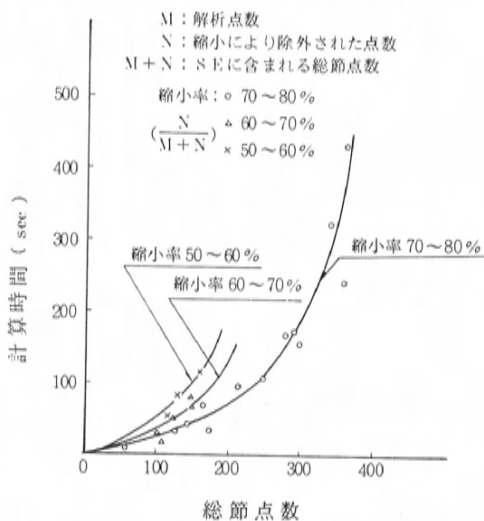


図6. スーパーエレメントのサイズと計算時間の関係

(2) SE分割と縮小段数

SEサイズを小さくするとSEの分割数が増え、RSのサイズが大きくなって、RSの計算時間が増大する。これは、SE間の結合点はすべて解析点に含まれるので、SEの分割数が増えると結合点の数が増え、RSのサイズが大きくなるためである。逆にRSのサイズを小さくしようするとSE分割数が少なくなり、SEサイズが大きくなって、SEの計算時間が増大する。

SEとRS双方のサイズを小さくする手段として、①結合点の少ない部分でSE分割する、②多段階の縮小すなわちマルチレベルSEの使用、が効果的である。後者においては、縮小の段数を増すほどSEとRSのサイズを小さくできるが、前節で述べた $[M'_{aa}]$ マトリックスの計算精度が低下するので、多くの段階の縮小は望ましくない。なお、一段階の縮小をシングルレベルSE(図5)という。

(3) 二段階縮小のマルチレベルSEの適用

上記の考察にもとづいて、数千節点クラスのモデルでは、計算精度を確保しながら計算時間を実用域まで短縮させる方法として、二段階縮小のマルチレベルSEを最適と考えた。1ボックスモデルへの適用例を、図7に示す。総節点数は5,466、第1段階のSEはSE110~SE720の26個、第2段階のSEはSE10~SE70の7個、RSはSE0で、その解析点数は599個である。

荷重点や拘束点をRSに残す解析点として選定しておく、一度生成したSEを使用して、種々の条件下で強度や振動など種類の異なった解析を行うことができる。図8は、同一のSEを使って、静的曲げ、ねじり、オーバーハングなど、条件を変えて7種類の静解析を行い、更に1回の動解析も行った場合について、二段階縮小マルチレベルSE適用時と、SEを使用しない通常の解析時との計算時間を比較したものである。1回目の静解析では、マルチレベルSE適用時もSEの生成時間を要するため、両者の差は少ないが、2回目以降の解析では、回を追う毎にマルチレベルSEの適用効果が顕著となる。

なお、構造変更時、たとえば図7のSE120の構造変更を行った場合には、SE120→SE10→SE0(RS)の計算のみを行えばよい。

このように、一度SEを生成しておく、構造変更も含めて少ない計算時間で多くの解析ができ、効果を発揮する。

(4) 解析点の選定

前節で述べたように、質量マトリックスの縮小は近似

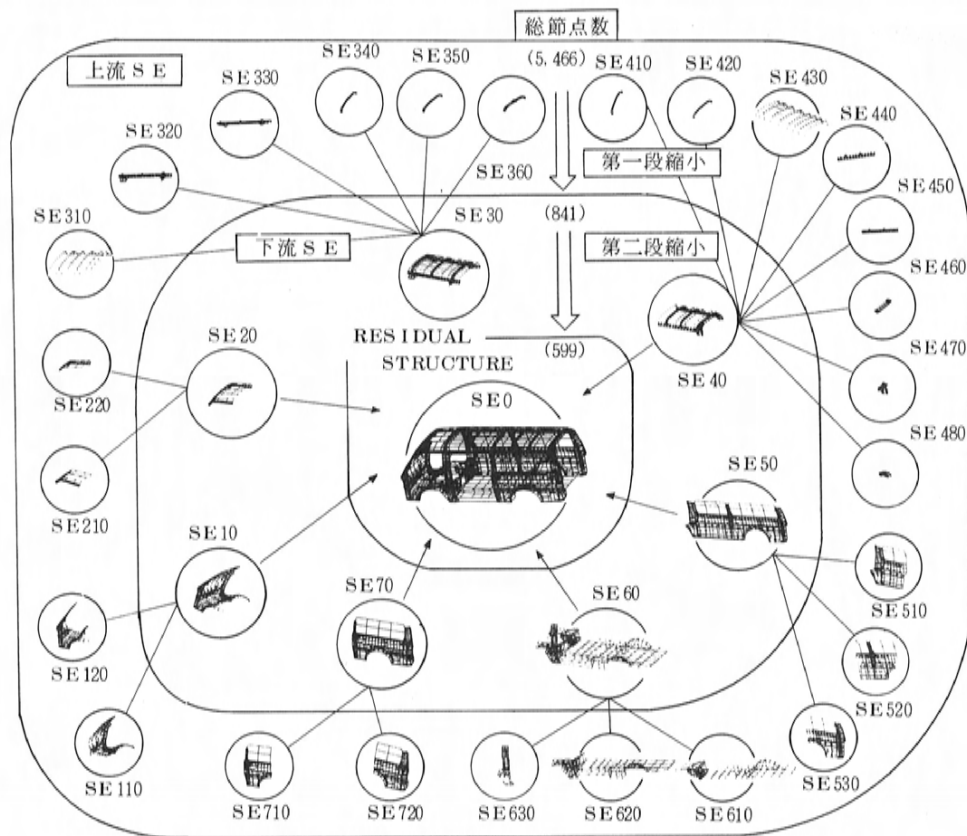


図7. 二段階縮小マルチレベルSE法の適用例(1ボックスモデル)

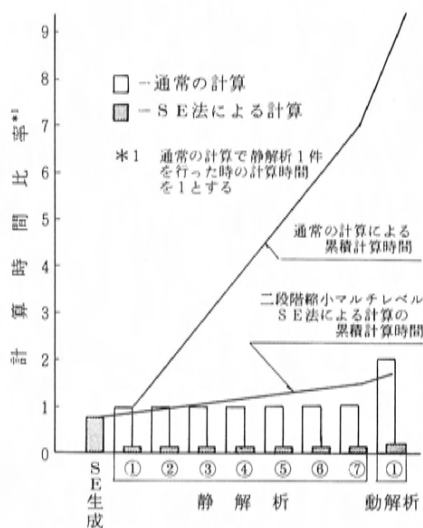


図8. 二段階縮小マルチレベルSE法による計算時間削減効果 (静解析7件, 動解析1件を行った場合)

的である。計算精度を確保するためには、縮小段数を多くしないこと以外に、次のような解析点の選定も必要である。

- ①大きな質量や慣性モーメントが付加される点
 - ②必要とするモードのうちで、変位の大きい箇所
 - ③質量分布を合理的に行うために、モデル全体に均一に選んだ点
 - ④他のSEとの結合部
- 更に、(3)で述べたように、同一のSEで種々の解析を行うには、次の点も選定しておく。
- ⑤荷重点、拘束点
 - ⑥振動の応答点など解析結果の分析・評価に必要な点

5. モーダル周波数応答解析

ここでは、モーダル解析法による周波数応答解析を用いることによって、計算時間の削減と評価対象データの選定及び振動要因抽出を行う方法について、理論と適用効果を述べる。周波数応答解析の手法としては、直接解

析法やモーダル解析法などがあり、直接解析法が最も一般的である。しかし、有限要素モデルから得られる運動方程式の自由度が大きい場合ほど、モーダル解析法は直接解析法に比べ計算時間が短縮される。

5.1 直接解析法

有限要素モデルから得られる運動方程式をつぎに示す。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (5.1)$$

ただし $\{x\} = \{x(t)\}$: 変位ベクトル

$[M]$: 質量マトリックス

$[C]$: 減衰マトリックス

$[K]$: 剛性マトリックス

$\{f\} = \{f(t)\}$: 外力ベクトル

t : 時間

周期的な外力

$$\{f\} = \{F\} e^{j\omega t}$$

ただし ω : 円振動数, $j = \sqrt{-1}$

が作用する場合、変位応答を

$$\{x\} = \{X\} e^{j\omega t}$$

とすると、運動方程式 (5.1) は、

$$-\omega^2 [M]\{X\} + j\omega [C]\{X\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (5.2)$$

となる。したがって変位応答は次式で得られる。

$$\{X\} = (-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K])^{-1} \{F\} \quad (5.3)$$

後述するように、運動方程式の自由度が大きいとき、 $\{X\}$ の算出には多くの計算時間を要する。

5.2 モーダル解析法⁽⁶⁾⁽⁷⁾

この手法は、①固有値解析によるモーダルパラメータの決定、②モーダル運動方程式の解析、の2ステップから成る。

(1) 固有値解析によるモーダルパラメータの決定
式 (5.2) の固有値問題、すなわち

$$-\omega^2 [M]\{X\} + [K]\{X\} = \{0\} \quad (5.4)$$

を解くと、固有値 ω_r 、固有モード $\{\psi_r\}$ 及び

$$\begin{aligned} \text{モーダル質量 } m_r &= \{\psi_r\}^T [M] \{\psi_r\} \\ \text{モーダル剛性 } k_r &= \{\psi_r\}^T [K] \{\psi_r\} \end{aligned} \quad (5.5)$$

ただし $r = 1 \sim n$: モードの次数

が得られる。また、物理座標系 $\{X\}$ とモーダル座標系 $\{\gamma\}$ との変換式は、

$$\{X\} = \sum_{r=1}^n \gamma_r \{\psi_r\} \quad (5.6)$$

となる。モーダル座標 γ_r は、各固有モード $\{\psi_r\}$ の重みを表わしている。

(2) モーダル運動方程式の解析

比例粘性減衰の場合、運動方程式 (5.2) に式 (5.5) (5.6) を適用し、モーダル表示すると、

$$-\omega^2 m_r \gamma_r + j\omega c_r \gamma_r + k_r \gamma_r = \{\psi_r\}^T \{F\} \quad (5.7)$$

ただし $c_r = \{\psi_r\}^T [C] \{\psi_r\}$
 $r = 1 \sim n$

となり、これよりモーダル座標は、

$$\gamma_r = \frac{\{\psi_r\}^T \{F\}}{-\omega^2 m_r + j\omega c_r + k_r} \quad (r=1 \sim n) \quad (5.8)$$

となる。これを式 (5.6) に代入すると、変位応答は次式となる。

$$\{X\} = \sum_{r=1}^n \frac{\{\psi_r\}^T \{F\} \{\psi_r\}}{-\omega^2 m_r + j\omega c_r + k_r} \quad (5.9)$$

したがって、節点 k を加振したときの節点 i のコンプライアンス H_{ik} 、及びイナータンス H_{ik}^* は、それぞれ

$$\left. \begin{aligned} H_{ik} &= \frac{X_i}{F_k} = \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ri} \psi_{rk}}{-\omega^2 m_r + j\omega c_r + k_r} \\ H_{ik}^* &= -\omega^2 H_{ik} = -\sum_{r=1}^n \frac{\omega^2 \psi_{ri} \psi_{rk}}{-\omega^2 m_r + j\omega c_r + k_r} \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

と得られる。

5.3 モーダル解析法による計算時間削減効果

直接解析法とモーダル解析法によって得られる周波数応答の計算時間を、それぞれ T_D 、 T_M とすると、

直接解析法の場合 : $T_D = t_f n_f$

モデル解析法の場合 : $T_M = t_e + t_m n_f$

ただし t_f : ある円振動数 ω に対する応答(式(5.3))
の計算時間

t_e : 固有値解析(式(5.4))の計算時間

t_m : ある円振動数 ω に対する応答(式(5.9))
の計算時間

n_f : 周波数領域のきざみ数

となる。1ボックスモデルのような場合、 t_f と t_e の大きさは t_m の100～200倍程度となるので、 T_M は T_D に比べて非常に小さい。

車体上のいろいろな点を加振しいろいろの点の応答を調べる場合には、両者の計算時間の差は更に増大する。この場合の直接解析法とモデル解析法の計算時間を、それぞれ T'_D 、 T'_M とすると、

$$T'_D = T_D n_p = t_f n_f n_p$$

$$T'_M = t_e + t_m n_f n_p$$

ただし n_p : 加振点一応答点の組合せの数

となり、 n_p が大きくなるほど、 T'_M は T'_D に比べ小さくなる。

NASTRANはモデル周波数応答解析機能をもっているが、STANSにもこの機能を組み込んだ。これは、ここで述べたような計算時間の短縮効果のほか、

①いろいろな加振点一応答点の組合せによる解析を、コンピュータとの対話形式で行い、結果をグラフィック出力する。

②式(5.9)の中の c_r (モデル減衰)は、実験値などの経験値をSTANSに直接入力するようにして、解析の柔軟性を図る。

をねらったものである。

5.4 支配的固有モード抽出による評価対象データの選定

式(5.9)からわかるように、周波数応答は固有モードの重ね合せである。したがって、それらの固有モードの中で特に重みの大きいものが、振動の要因になっているといえる。1ボックスモデルについて、式(5.10)を用いて加速度応答を求め、更に各固有モード成分を求めて支配的固有モードを抽出した結果を図9に示す。周波数15 Hz付近における振動のピークではモード3が支配的であり、これが要因になっていることがわかる。このモード3における固有モードを図10に示す。もはや他のモードは評価を行う必要はなくなり、支配的固有モードについてのみ次章で述べる分析を行えばよい。

6. 要因分析と対策効果推定

ここでは、前章で着目した支配的固有モードの要因を車体の歪・運動エネルギー分布をもとに分析する。その結果いくつかの対策案があるとき、それぞれの案によって固有振動数がどの程度変化するかを推定する過程を述べる。

6.1 歪・運動エネルギー分布による要因分析

ここで、車体をコンポーネントに分割して考えると、支配的固有モードにおいて、車体全体に対し歪エネルギー分担率の大きいコンポーネントは剛性の面から、運動エネルギー分担率の大きいコンポーネントは質量の面から、このモードの主な要因になっていると考えられる。

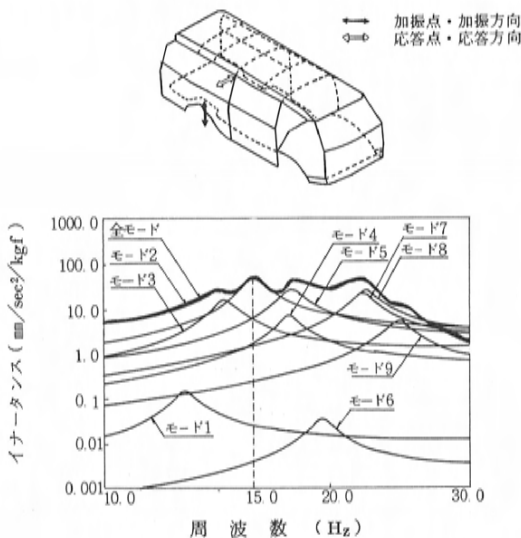


図9. STANSによる周波数応答解析と支配的固有モードの抽出例

ルーフ凸、キャブサイドボデー凹の状態 ルーフ凹、キャブサイドボデー凸の状態

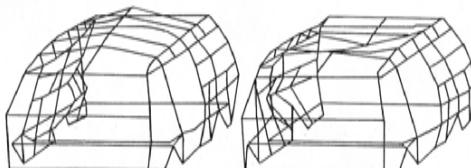


図10. モード3における固有モード

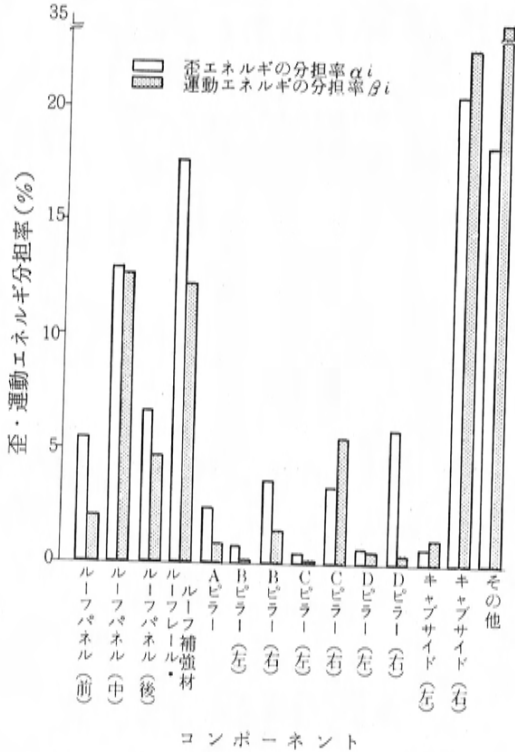


図11. モード3における歪・運動エネルギー分布

図10の固有モードにおける歪・運動エネルギー分布を、STANSを用いて計算した結果を図11に示す。主にルーフ周辺や右側のキャブサイドボデーが振動に大きく寄与していることがわかる。更に細かいコンポーネント分割を行って同様の計算をすれば、より局所的に要因箇所を求められる。

振動要因に対しては、種々の対策案が考えられる。しかし、これらの対策のひとつひとつに対してNASTRANによる解析を実施するのは、モデル変更、計算、評価に要する工数などを考えると適当ではない。そこで、次に述べる方法であらかじめ対策効果を推定する。

6.2 対策効果の推定

部材変更による振動特性改善効果を、簡単な推定式で見積る。すなわち、部材の剛性や質量を変更したときの固有振動数の変化率を、以下に導く計算式で推定する。

前節で述べた歪・運動エネルギー分布の分析で得られる車体全体の歪エネルギー E_s 、運動エネルギー E_k が、それぞれ5章で述べたモーダル剛性 k_r 、モーダル質量 m_r に比例することを利用する。すなわち、

$$E_s = \frac{1}{2} \{ \psi_r \}^T [K] \{ \psi_r \} = \frac{1}{2} k_r$$

$$E_k = \frac{1}{2} \{ \psi_r \}^T [M] \{ \psi_r \} = \frac{1}{2} m_r$$

である。部材 i の剛性を a_i 倍、質量を b_i 倍したときの k_r と m_r の変化率を求める。その際、固有モードの変化は無視できるものとする、

$$\begin{aligned} \frac{k_r}{k_{r0}} &= \frac{E_s}{E_{s0}} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + a_i \alpha_i + \dots + \alpha_m}{\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_i + \dots + \alpha_m} \\ &= 1 + \frac{(a_i - 1) \alpha_i}{100} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{m_r}{m_{r0}} &= \frac{E_k}{E_{k0}} = \frac{\beta_1 + \beta_2 + \dots + b_i \beta_i + \dots + \beta_m}{\beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_i + \dots + \beta_m} \\ &= 1 + \frac{(b_i - 1) \beta_i}{100} \end{aligned}$$

ただし α_i, β_i : 部材 i の歪・運動エネルギー分担率 (%)

$$\sum_{i=1}^m \alpha_i = \sum_{i=1}^m \beta_i = 100$$

(添字0は部材変更前の値を表わす)

となる。車体全体の振動の場合、特定の部材に歪・運動

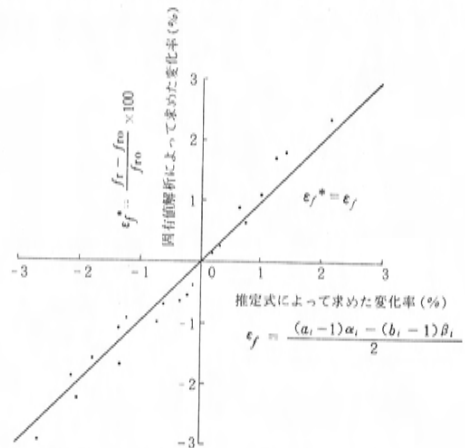


図12. 固有振動数変化率の推定精度

エネルギーが集中することはないから α_i , β_i の値はあまり大きくない。このとき、

$$\frac{f_r}{f_{r0}} = \sqrt{\frac{k_r/k_{r0}}{m_r/m_{r0}}} \doteq 1 + \frac{(a_i-1)\alpha_i - (b_i-1)\beta_i}{200}$$

となるから、固有振動数 f_r の変化率 ε_f は、

$$\begin{aligned} \varepsilon_f &= \left(\frac{f_r - f_{r0}}{f_{r0}} \right) \times 100 \\ &= \frac{(a_i-1)\alpha_i - (b_i-1)\beta_i}{2} \quad (\%) \quad (6.1) \end{aligned}$$

となる。式(6.1)による固有振動数変化率 ε_f と、実際に固有値解析の結果から得た固有振動数変化率 ε_f^* との対応関係の計算例を、図12に示す。図から、式(6.1)による推定はかなり正確であり、効果の見積りに十分使用できることがわかる。

この推定方法は、振動レベルの低減効果を推定することとはできないが、あらかじめ、固有振動数の面で効果的な対策案への絞り込みを行い、効果的な案についてのみ再度振動解析を行うようにすれば、試行錯誤的な解析の回数を減少させることができる。このことは、前章まで述べた方法と合わせて、更に解析効率を向上させる。

7. お わ り に

モデル作成、解析、評価の全般にわたって作業工数や計算時間の削減を図ったことにより、従来は事実上不可能だった複雑大規模なモデルによる振動解析を、実用レベルで可能とした。現在、本報で述べた振動解析プロセスを、新車開発の机上検討で利用している。ここで採用した手法のうち、特に二段階縮小のマルチレベルスーパーエレメントは、振動解析ばかりでなく、強度、騒音など他分野の解析にも適用できる。

モデル周波数応答解析の計算精度については詳しく触れなかったが、直接周波数応答解析など、他の手法による解析の結果との比較によって、問題がないことを確認している。

一方、モデル作成や解析結果の視覚的評価には、3次元カラーグラフィックディスプレイなどのハードウェアや、優れたグラフィック処理機能をもったソフトウェアの導入によって、一層効率化できる余地があると考えている。また、重要な課題として、車体の構造特性をより

正確に予測するために、モデル化技術の蓄積を図っていくつもりである。

最後に、本報作成にあたり御指導・御協力を賜った関係各位に、感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 坪井：日経メカニカル，1983年8月29日号（日経マクグロウヒル・東京），p. 76～84.
- (2) 高士他：東洋工業におけるCAD/CAM，マツダ技報，No. 1（1983），p. 146～153.
- (3) M. A. Gockel: MSC/NASTRAN Handbook for Superelement Analysis MSC/NASTRAN Version 61, 1981 (The MacNeal-Schwendler Corporation, Los Angeles).
- (4) R. H. MacNeal: The NASTRAN Theoretical Manual, 1972 (The MacNeal-Schwendler Corporation, Los Angeles) Section 3. 5 p. 6～7.
- (5) R. H. ギャラガー：有限要素法の基礎，昭和51年（丸善・東京），p. 41～43.
- (6) 大久保：機械のモデル・アナリシス，昭和57年（中央大学出版部・東京），p. 19～26.
- (7) 村井他：ダイナミックデザインアナリシスの研究（第1報），小松技報，vol. 24, No. 4（昭和53年），p. 1～11.

論文・報告

8

車外騒音の予測手法について
Predicting Method of Vehicle Exterior Noise橋本 俊博^{*1} 野上 孝雄^{*2}
Toshihiro Hashimoto Takao Nogami安藤 正登^{*3}
Masato Andou

要 旨

年々厳しくなっている車外騒音規制に対応していくためには、その主音源であるエンジン騒音を低減することが重要なポイントであり、またエンジン騒音の低減開発はエンジンベンチで行われるのが普通である。

本研究は車外騒音で計測されるエンジン騒音と、ベンチで計測されるエンジン騒音の関係を明らかにし、ベンチでの適切なエンジン騒音の評価法を得ることを目的とした。

またこの研究の応用として、ベンチのエンジン騒音の値から、車外騒音におけるエンジン騒音を予測することを行った。

Abstract

The reduction of engine noise, which is the main source of vehicle exterior noise, is of importance to cope with the regulations regarding vehicle exterior noise which are becoming increasingly harsh every year. The test of engine noise reduction is commonly conducted in an anechoic room.

The aim of this research was to identify the relation between the level of engine noise emitted by vehicles and that measured in an anechoic room, thereby establishing the appropriate evaluation method of engine noise in an anechoic room.

We applied this research to predict the level of engine noise emitted by vehicles using the level of the engine noise measured in an anechoic room.

1. ま え が き

道路交通騒音を低減するため、自動車から発生する騒音を低減しようとする動き、つまり車外騒音規制は、世界各国で年々厳しいものになっている。

車外騒音を低減するためには、その主音源であるエンジン騒音を低減することが重要であるが、エンジンの開発は、車両の開発より先行してエンジンベンチで行われるのが普通である。従って車外騒音を低減するためには、車両の開発に先立ち車外騒音に占めるエンジン音の目標値を事前に検討し、この値をベンチにおけるエンジン騒音ターゲットに換算し、エンジン本体の性能開発とリンクして騒音低減を図っていく必要がある。

しかしながら、ベンチでの一般的な騒音評価法であるエンジン左右などの各1mの計測の値は、実車の車外騒音におけるエンジン音を必ずしも代表していない。

そこで、実車のエンジン音を代表できるようなベンチでの騒音評価法を検討するため、エンジンをモデル化し論理的な考察を加え、さらに模擬音源を使い実験を行った結果、従来の評価法に比べ、より適切なベンチでの評価法を得ることができたので、この考え方を概説する。またこの応用として、車外騒音におけるエンジン音のシミュレーションについても説明を加えたい。

2. 論 理 的 考 察

2.1 エンジンのモデル化

エンジンベンチにおいては、エンジン単体の騒音を評価している。これに対し実車の車外騒音（ここでは特に加速騒音について取扱う）におけるエンジン音は、車体による遮音効果があるため、これを考慮に入れる必要がある。この場合、車体の遮音効果がエンジン部位によって異なることや、エンジン表面の音源の分布も部位によ

* 1 第2実験研究部空力実研課

* 2, * 3 第2実験研究部振動実研課

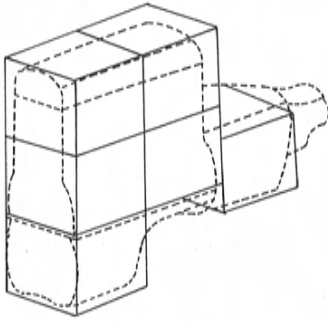


図1 エンジンモデル

て均一でないことから、エンジンを小部分に分けて音源の大きさや遮音特性を考えていかねばならない。このためエンジンを音素（面音源）の集合体と考え、図1のようにエンジンをモデル化している。

2.2 各音素のパワーの決定

エンジンを構成する音素のパワーは、エンジンベンチにおける多点計測値から計算できる。

図1に示すエンジンの騒音をベンチで計測する時、ある計測点 i での音圧実効値 p_i は、各音素のパワーを W_j とすると

$$p_i^2 = \sum_j \alpha_{ij} \cdot W_j \quad (j=1 \cdots n) \quad (1)$$

で表わされる。ここで α_{ij} は音素 j から計測点 i までの減衰率である。一つの音素 j のみが単独で W_j のパワーを有している時の計測点 i における音圧実効値を p_{ij} とすると、

$$\alpha_{ij} = p_{ij}^2 / W_j \quad (2)$$

となり、 W_j と p_{ij} を測定すれば α_{ij} を求めることができる。

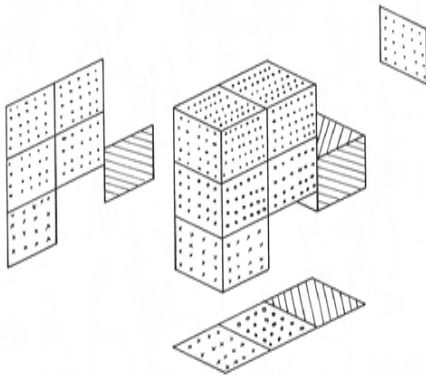


図2 4点評価法のエンジンモデル

また n ケ所の計測点で音圧実効値を計測すると(1)式は

$$\begin{bmatrix} p_1^2 \\ \vdots \\ p_n^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11}, & \dots, & \alpha_{1n} \\ \vdots & & \vdots \\ \alpha_{n1}, & \dots, & \alpha_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_1 \\ \vdots \\ W_n \end{bmatrix} \quad (3)$$

となり、 α_{ij} をあらかじめ(2)式を用いて求めておくことで、 W_j を未知数とする一次の n 元連立方程式となる。これから

$$\begin{bmatrix} W_1 \\ \vdots \\ W_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11}, & \dots, & \alpha_{1n} \\ \vdots & & \vdots \\ \alpha_{n1}, & \dots, & \alpha_{nn} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} p_1^2 \\ \vdots \\ p_n^2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

となり、エンジンを構成する各音素のパワーは、エンジンベンチにおける多点計測値から決定することができる。

2.3 実動加速騒音におけるエンジン騒音の計算方法

加速騒音においては、エンジン各部から発生する音は車体によって、あるいは距離によって減衰し、7.5 m の計測点に到達する。この減衰の大きさは、車両とマイクの相対位置によって変わる。実車に搭載されているエンジンを図1のモデルで考えて、ある音素 j が単独でパワーを有している時、車両が加速スタート点から距離 x にある場合に計測される音圧実効値 $P_j(x)$ は、

$$P_j^2(x) = \beta_j(x) \cdot W_j \quad (5)$$

で表わされる。ここで $\beta_j(x)$ は、車体の形状、エンジンの搭載状態、及び車両位置によって定まる関数であり、車体の遮音による減衰と距離減衰を含んでいる。

n 個の音素がそれぞれ W_j のパワーを有している時、(5)式は、

$$P^2(x) = [\beta_1(x), \dots, \beta_n(x)] \cdot \begin{bmatrix} W_1 \\ \vdots \\ W_n \end{bmatrix} \quad (6)$$

となる。

(4)及び(6)式より

$$P^2(x) = [\beta_1(x), \dots, \beta_n(x)] \cdot \begin{bmatrix} \alpha_{11}, & \dots, & \alpha_{1n} \\ \vdots & & \vdots \\ \alpha_{n1}, & \dots, & \alpha_{nn} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} p_1^2 \\ \vdots \\ p_n^2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

となり結局エンジンベンチにおける多点計測値 p_i より加速騒音におけるエンジン騒音が計算可能となる。

2.4 実用的な手法について

(7)式を用いて実車のエンジン騒音を求める場合、エンジンベンチで n ケ所の騒音計測が必要となる。しかしな

がら実際の騒音低減開発において、数多くの点で計測することは実用的でない。ここでは我々が行った4点計測法について説明を加えたい。計測点はエンジンの左, 右, 前の各1 mとオイルパン下15cmである。

4点計測の場合、図1に示すエンジンモデルの全ての音素の大きさを決定することができない。このため各音素を図2に示すように区分し、この区分の中では音素のパワーの大きさは等しいと仮定した。図2の区分は、オイルパン、シリンダブロック、シリンダヘッドとバルブカバー、及びミッションという区分にしている。

この場合(7)式は、

$$P^2(x) = [\beta_1'(x), \dots, \beta_4'(x)] \cdot \begin{bmatrix} \alpha'_{11}, \dots, \alpha'_{14} \\ \vdots \\ \alpha'_{41}, \dots, \alpha'_{44} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} p_1^2 \\ \vdots \\ p_4^2 \end{bmatrix} \\ = [\gamma_1(x), \dots, \gamma_4(x)] \cdot \begin{bmatrix} p_1^2 \\ \vdots \\ p_4^2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

となる。ここで、

$$\left. \begin{aligned} \alpha'_{ij} &= \sum \alpha_{ij} \quad (J \text{ ブロック}) \\ \beta_j'(x) &= \sum \beta_j(x) \quad (J \text{ ブロック}) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$[\gamma_1(x), \dots, \gamma_4(x)] = [\beta_1'(x), \dots, \beta_4'(x)] \cdot \begin{bmatrix} \alpha'_{11}, \dots, \alpha'_{14} \\ \vdots \\ \alpha'_{41}, \dots, \alpha'_{44} \end{bmatrix}$$

である。

3. 実験による減衰率の決定方法

(8)式における α'_{ij} , $\beta_j'(x)$ はあらかじめ実験により求めておく必要がある、このためには(9)式の α_{ij} , $\beta_j(x)$ を求めておく必要がある。 α_{ij} , $\beta_j(x)$ を求めるためには、(2)(5)式より、音素を単独で出力させた時の各計測点における音圧実効値 p_{ij} , $P_j(x)$ を計測すればよい。

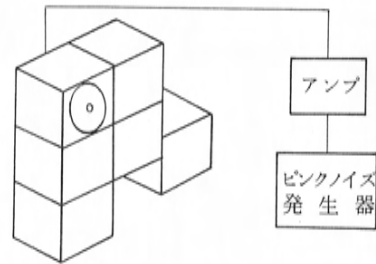


図3 スピーカボックス

このため図3に示すようなエンジンを模擬したスピーカボックスを使用した。このスピーカボックスは、各部位毎にスピーカをセットすることができる。スピーカには10 Wのピンクノイズを入力した。

さてエンジンベンチにおける減衰率 α_{ij} を測定するに際しては、ベンチ内に図3のスピーカボックスをセットし、各部位毎にスピーカを出力させてエンジンの左, 右, 前1 mとオイルパン下15cmの騒音値を計測している。

また実車搭載時の減衰率 $\beta_j(x)$ は、車体の形状とエンジン搭載方法によって異なるため、代表的ケースとしてFFボンネットタイプ(エンジン横置き)、FRボンネットタイプ、FRキャブオーバータイプ(エンジン縦置き)の三つの車種について

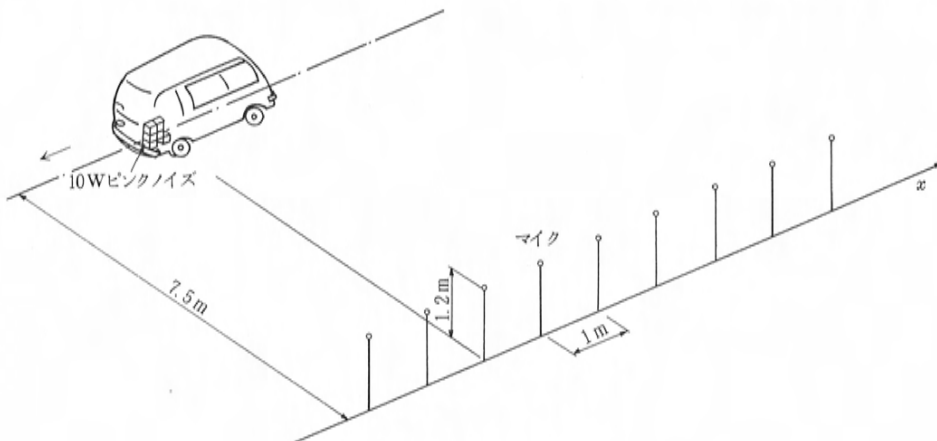


図4 実車の減衰率 $\beta_j(x)$ の計測

て $\beta_j(x)$ を求めている。計測点は、加速騒音測定時のマイク位置である車両中心線から 7.5 m、地上 1.2 m の線上で、1 m 毎に 16 点定めている。この様子を図 4 に示す。

上記のようにして求めた p_{ij} 、 $P_j^2(x)$ のスピーカの出力のパワー W_j で割ることで、 α_{ij} 、 $\beta_j(x)$ が求まり、(9)式を用いて α'_{ij} 、 $\beta'_j(x)$ を計算し、さらに $\gamma_i(x)$ を求めることができる。しかし α_{ij} 、 $\beta_j(x)$ を求める過程に使用するパワー W_j は、 $\gamma_i(x)$ の計算過程で消えるため、結局 p_{ij} 、 $P_j^2(x)$ のみ計測しておけば、 $\gamma_i(x)$ を求めることができる。

4. 4 点評価法の精度

4 点評価法により実車の加速騒音のエンジン音を推定する際の誤差要因として

- ①音素のパワー値を 4 区分に絞り込んでいるため、エンジンの微細な音場分布の影響を受ける可能性がある。
- ② $\gamma_i(x)$ は、音源の周波数特性によって異なる値となるが、(8)式はこれを考慮していない。

があり、これらによる推定誤差が予測される。このため 5 種類のエンジンと 3 種類の車体形状について、この 4 点評価法の精度を検討した。供試エンジンとしては、2 l ガソリンエンジンとその騒音低減エンジン、2.2 l ディーゼルエンジンとその騒音低減エンジン、及び 1.5 l のガソリンエンジンである。

まず、実車の加速騒音におけるエンジン音のピーク値、エンジン音がピークとなる時の車両位置、及びエンジン速度を検討した。次に、エンジンベンチにて同一エンジン速度でエンジン音を評価し、加速騒音がピークとなる車両位置での $\gamma_i(x)$ から加速騒音のエンジン音を推定した。

図 5 はエンジンベンチにおいて左、右、前 1 m の騒音値が低下したにもかかわらず、オイルパン下の騒音値が低下しなかった騒音低減仕様エンジンと、そのオリジナルエンジンを実車に搭載した場合についての実測値と推定値の比較である。左 1 m の騒音値が低下してもオイル

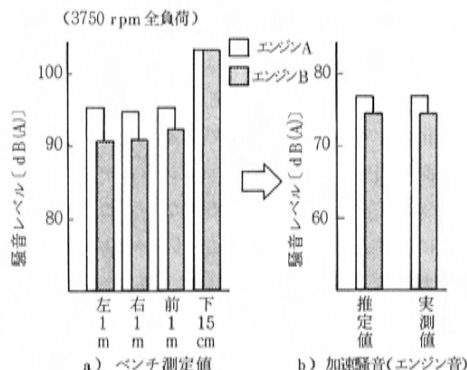


図 5 エンジンベンチ測定値からの推定例 (FR ボンネットタイプ)

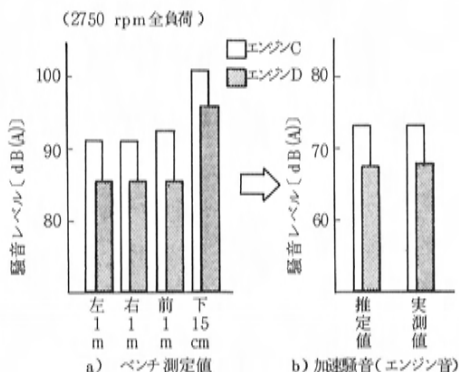


図 6 エンジンベンチ測定値からの推定例 (FR ボンネットタイプ)

パン下の騒音値が低下しないと、加速騒音のエンジン音は期待する程低下しないが、4 点評価法による推定値はこれを適正に評価している。

また、図 6 は各計測点で騒音値が均一に低下した騒音低減エンジンとオリジナルエンジンの例であるが、このような場合にも、当然のことながら 4 点評価法による推定値は適正となる。

その他、種々のケースについての実測値と推定値の比較を表 1 に示す。このように 4 点評価法による推定値は実測値と絶対値で比較的良好に一致しており、4 点評価法でも実用上十分な推定精度が得られることが確認できた。

5. シミュレーションへの応用

加速騒音シミュレーションは既に多くなされている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。ここでは 4 点評価法の考え方を新たに組み入れたシミュレーションとしている。

表 1 推定値と実測値の比較

エンジンタイプ	推定値/実測値				
	A	B	C	D	E
ポテタイプ					
FR ボンネットタイプ	76.5/76.8	73.9/74.4	73.2/73.3	67.5/67.6	—
FR キャブオーバータイプ	—	—	76.8/76.5	73.2/74.1	—
FF ボンネットタイプ	—	—	—	—	75.2/74.5

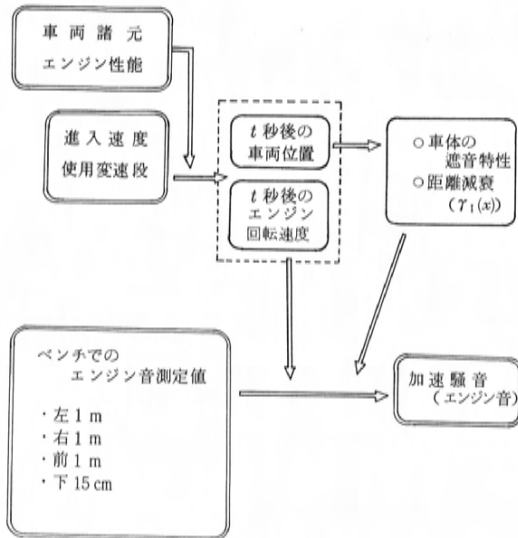


図7 シミュレーションの考え方

基本的な考え方を図7に示す。入力としては、車両諸元、エンジン性能、エンジンベンチにおけるエンジン音測定値がある。まず、運動方程式により加速開始から t 秒後の車両位置とエンジン速度を計算する。次に、この車両位置から $\gamma_i(x)$ の値を、また、エンジン回転速度からエンジンベンチにおける騒音値を決定する。これらの

値から(8)式より、 t 秒後の加速騒音のエンジン音を計算している。

このシミュレーションによる計算結果を図8、図9に示す。なお、図8、図9ではタイヤ音を含めた形のシミュレーションとしている。これらの図に示すように、かなり高い精度で予測が可能である。数車種について、このシミュレーションにより加速騒音のエンジン音のピーク値を予測した結果と実測値の比較を図10に示す。エンジンベンチの騒音測定値から、およそ $\pm 1\text{dB(A)}$ の範囲で加速騒音のエンジン音が予測可能であるといえる。

6. 4点評価法の問題点

4点評価法の問題点として、

- ①車体の遮音特性の改善（例えばエンクロージャの装着など）が折り込めないこと。
- ②オイルパン下の計測点が15cmとエンジン表面に近いため指向性の影響を受け易いこと。

がある。

①については、阿部らが提唱している⁽¹⁾開放面積の考え方による予測結果の修正、 $\gamma_i(x)$ の机上計算などが考えられ、今後の課題として残っている。

②については、指向性の影響が懸念される場合に、オイルパン下を2～3点計測し平均することで指向性の影響を軽減することが考えられる。

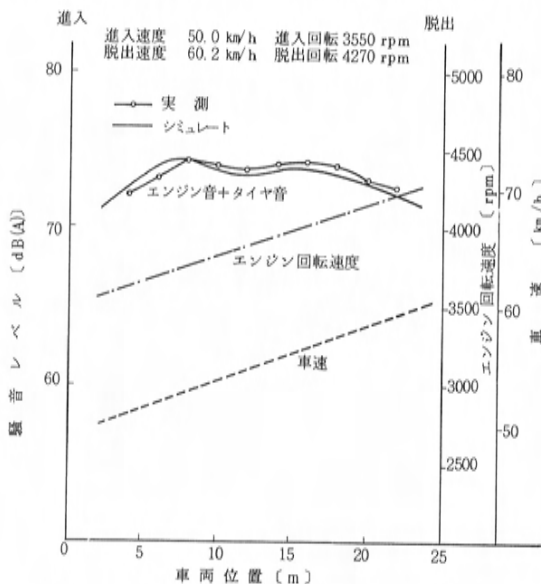


図8 加速騒音（エンジン音）のシミュレート例（FF横置きエンジンの例）

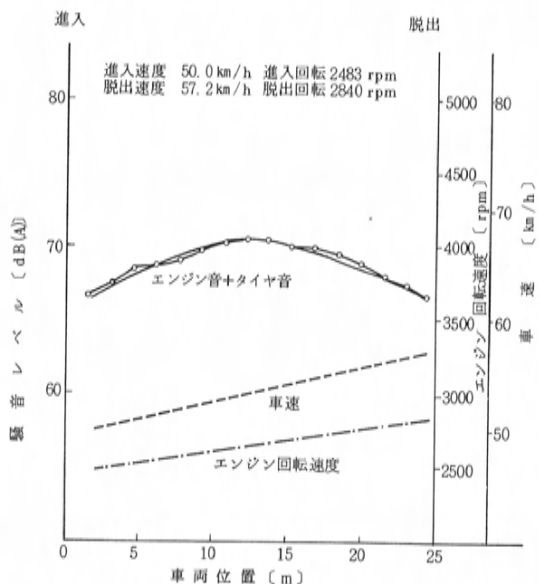


図9 加速騒音（エンジン音）のシミュレート例（FR縦置きエンジンの例）

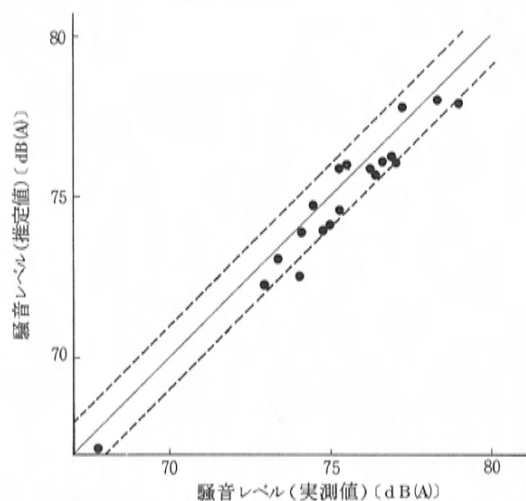


図10 シミュレーションの精度

- (4) 珠玖達良・他 : 加速車外騒音の予測, 自動車技術会論文集, No. 11, (1976), p. 39~44

7. ま と め

加速騒音におけるエンジン音を代表できるようなエンジンベンチでの騒音評価法を検討した結果, ベンチで4点の騒音を計測することで, 比較的精度良く実車のエンジン音を計算で求めることが可能となった。

つまり実車のエンジン音を低減するためには, ベンチの各計測点の騒音値の中でどの計測点の値を低減させれば最も効果的かということが, 実車評価を待たずに可能となった。

このようにベンチで多点計測を行うことは, その計測点の数を増やせば増やす程, 実車のエンジン音を精度良く推定できることになるが, 実際の計測点の数はその精度と計測工数の関係で決めていく必要があろう。

また, 更に精度良くしようとする場合, AI (Acoustic Intensity) 法を用いて W_j を直接計測し, 実車の加速騒音におけるエンジン音を求めることも可能と考える。

参 考 文 献

- (1) 阿部武 他 : 小型車の加速時車外騒音について, 日産技報, 第12号 (昭和52年), p. 15~24
- (2) 志水稔 他 : 車両各部の音源から車外への騒音伝播特性について, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 192, 昭和54年10月.
- (3) 井山英男 他 : 小型車の加速走行騒音の特性に関する実験的研究, 三菱重工技報, vol. 19, No. 2 (1982)

論文・報告

9

低燃費コンセプトカーの開発

On the Development of a Lower Fuel Consumption
Concept Car with High Performance室 木 巧^{*1} 山 本 紘^{*2}
Takumi Muroki Hiroshi Yamamoto岩 谷 正 人^{*3} 横 奥 克 日 子^{*4}
Masato Iwaya Katsuhiko Yokooku

要 旨

Abstract

1500 cc, 4 シリンダエンジンを搭載した'82 年型の乗用車を基にして, 車両の動力性能を犠牲にすることなく大幅な燃費改善を得るため, エンジン, 車両における燃費への影響要因を抽出した。これらを実験的に解析, 改善しそれらの累積効果により燃費改善目標40%をほぼ達成したコンセプトカーを作ることができた。

また, このコンセプトカーを作るための改善要因の燃費への寄与度をシミュレーション計算により求め, 実用化するための注力すべき方向を明らかにした。

Based on a 1982 model passenger car powered by a 1500cc 4-cylinder engine, a concept car has been designed to achieve a substantial fuel economy improvement without sacrificing vehicle performance. The design factors affecting the fuel efficiency of the engine and the vehicle were picked up and improved via experimental analysis. As the cumulative effects of the modifications implemented, the concept car has virtually achieved a fuel economy improvement goal of 40%.

A simulation program was carried out to determine the fuel economy contribution of each design factor modified for incorporation in the concept car, thereby identifying the areas to be concentrated on for practical application.

1. は じ め に

現在, 燃料事情はかなり好転しつつあるとはいえ, 我々自動車技術を開発する者にとって低燃費化, 高出力化は永遠の課題である。

エンジンに関しては燃料, 燃焼改善, 新機構, 車両に関しては軽量化, 走行抵抗低減, ギヤ比選定など各要因ごとの燃費改善技術の分析は多くなされている。しかし, これら分析された個々の改善技術を総合した技術開発は余り多くはなされていないようである。

そこで我々は, 分析から総合への技術開発を行い, 一つのコンセプトカーを試作し, その車の持つ最良の燃費率の上限はどのレベルにあるかを見極め, 現段階での燃費改善の可能性の限界値を知ることができた。また, 各因子の改善技術がコンセプトカーにおいて燃費, 出力, 性能にどの程度寄与するかを解析し, 今後の開発の方向を明らかにすることができた。

2. 目 標 設 定

ガソリン車でディーゼル車と同等レベルの燃費に挑戦することを一つの目標とした。すなわち, '82 年型の燃費(米国シティモードとハイウェイモードのコンバイン燃費率)を調べてみると, 1600cc 間接噴射ディーゼルエンジン搭載車がすでに, 50 MPG (21.3 km/ℓ) の燃費を実現している。これに対して近い将来直噴ディーゼルが採用されると, 更に10~15%の改善が期待されるだろう。

従って, このレベルは, 55~57 MPG (23.3~24.4 km/ℓ) となり, '82 年型の約40%以上の値となる。

一方, 技術的に可能と思われる個々の要因の最大改善率を推定し, それらの値からシミュレーション計算でコンバイン燃費の改善率を求めてみると図1に示すごとく, 約42%となる。

以上より, 走行性能を維持しながら燃費改善目標を40%とした。

* 1 技術開発部 * 2 第1実験研究部商品性実研課

* 4 エンジン設計部エンジン技術開発課

* 3 第2実験研究部強度実研課

ここで、シミュレーション計算は、表1のエンジン、車両の諸元のもとに、エンジンの定常運転における出力、燃費率、 N/V 比（エンジンの回転数/車速）、走行抵抗、車両重量、テストモード中のエンジン回転数、負荷の使用頻度のチャートなどから以下のように行った。

- ① 運転モードに追従するためのエンジンに要求されるエンジントルク T_E 、回転数 N_E を求める。ここで T_E は車の慣性力、走行抵抗から計算で求められる。
- ② エンジン回転数とトルクで決まる各運転条件における燃料消費量を予め測定し、マップを作る。
- ③ 以上2項が求められると次の計算によりモード走行中の燃費率が求められる。

$$F = \int_0^{T_E} f_i(T_E, N_E) dt \quad (1)$$

ここで、 $f_i(T_E, N_E)$: T_E と N_E を

関数とする燃料消費量

T_E : エンジントルク

N_E : エンジン回転数

T_E : モード走行完了時間

F : 運転中の総燃料消費量

$$S = \int_0^{T_E} V(t) dt \quad (2)$$

ここで、 $V(t)$: t 秒後の車速

S : 総走行距離

故に求めるモード運転燃費率 B は

$$B = \frac{\int_0^{T_E} V(t) dt}{\int_0^{T_E} f_i(T_E, N_E) dt} \quad (3)$$

で計算できる。

3. 改善項目と改善率

3.1 エンジンの改善

エンジンに課せられた燃費改善手法としては、エンジン自体の熱効率の向上、燃料流量や点火時期、EGRなどのセットの最適化、ギヤ比の選定によるエンジン使用負荷状態の適正化が考えられる。

(1) 圧縮比

'82 年型に採用されている強力スワール形成ヘッド、(MSH型ヘッド)⁽¹⁾で圧縮比を9.0から9.5に高めることにより、エンジン回転数 $N = 1500 \text{ rpm}$ (25 1/S)、

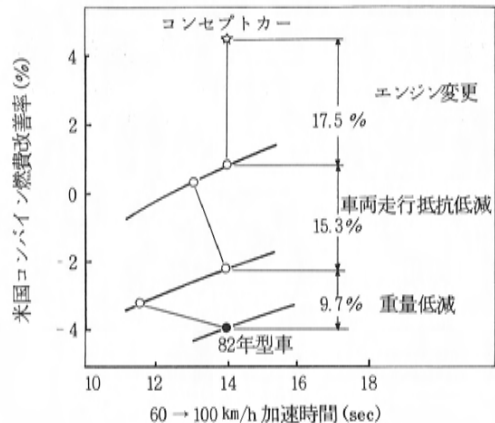


図1 燃費改善目標値

表1 エンジンと車両の仕様

エンジン	型式 気筒配置 排気量(cc) 内径×行程(mm) 燃焼室 圧縮比 バルブ系 燃料供給系 バルブタイミング	水冷 4サイクル 直列4気筒 1490 77×80 多球形 9.0 OHC チェーン駆動 化器 I.O. 15度 BTDC I.C. 58度 ABDC E.O. 58度 BBDC E.C. 15度 ATDC
	最高出力 (ps/rpm) 最大トルク(kgfm/rpm)	71/5000 11.7/3000
変速機	ギヤ比	1st 3.416 2nd 2.055 3rd 1.290 4th 0.918 5th 0.731
最終減速比		3.850
車両	寸法(m)	全長 4.041 全幅 1.631 全高 1.374
	重量(kgf) 前面投影面積(m²) 空気抵抗係数(Cd) タイヤ 転がり抵抗係数	850 1.71 0.450 155SR13 0.0142

平均有効圧力 $P_e = 3 \text{ kgf/cm}^2$ (294 kPa) の定常運転条件で、図2に示すように、約2.5%の改善効果を得た⁽²⁾。ここで、圧縮比を9.5以上に高めると燃費改善率は同図に示すように高くなるが、高負荷領域でノッキングが発

生し実用化が困難である。従って、ここでは圧縮比を9.5にとどめた。

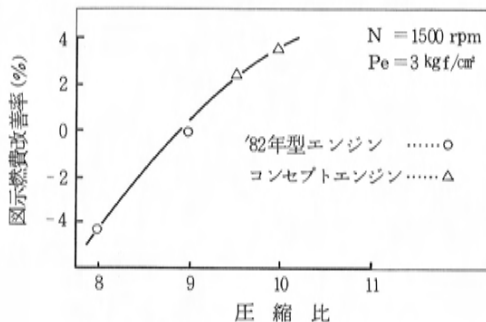


図2 圧縮比の指示燃費率への効果

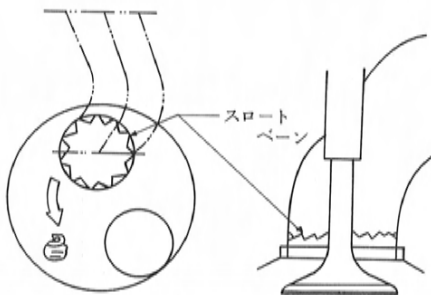


図3 スロートベーン

(2) 吸気系の改善

吸気ポート径を30φ→25φへ小さくし燃料霧化を促進するとともに、吸気バルブによるスワール強化のために、図3に示すようなスロートベーン⁽³⁾を設ける。これにより定常運転条件で約4%の改善を得た。ただし、このスロートベーンにより最高馬力は約7%低下する。

次に、吸気バルブの閉時期を58°ABDC(下死点後)から37°ABDCに早め低回転域のトルク向上を図り燃費性能向上を可能とするギヤ比の変更を行った。

(3) 抵抗低減⁽⁴⁾

一般にエンジンの抵抗損失と燃費との関係は、

$$be = \left(1 + \frac{Pf}{Pe}\right) bi \quad (4)$$

ここで、 be : 正味燃費率 $g/psh (g/kWh)$
 bi : 指示燃費率 $g/psh (g/kWh)$
 Pe : 正味平均有効圧力 $kgf/cm^2 (kPa)$
 Pf : 抵抗平均有効圧力 $kgf/cm^2 (kPa)$

従って、 Pf が ΔPf だけ変わった時の be の変化を Δbe とすると

$$\frac{\Delta be}{be} = \frac{\Delta Pf}{Pe + Pf} \quad (5)$$

すなわち、抵抗変化は低負荷運転ほど燃費率へ大きく影響する。この状態を図4に示す。この図より、10%抵抗を低減した場合の各負荷における燃費改善率を知ることができる。

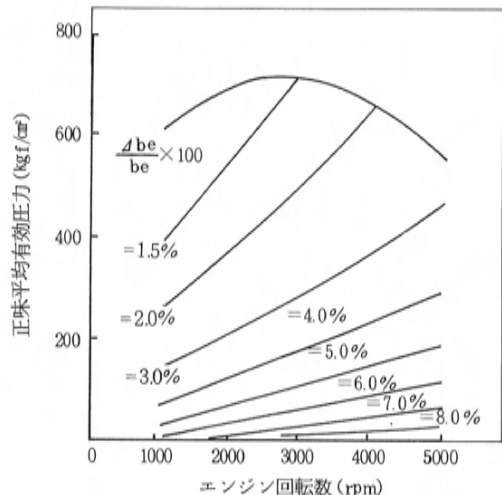


図4 10%抵抗低減による燃費改善率

次にエンジンの抵抗要因を分析してみると、図5に示すようにポンピングロスとピストンに関連した抵抗損失が全損失の約60~70%を占めていることがわかる。

一般にポンピングロスを低減することは非常に困難で例えば気筒数制御のような方法もあるがエンジンの大幅な変更を必要とするため、今回はポンピングロス低減対策は省略し、本項では主としてピストンまわり、その他の要因に対して低減対策を行った。

① ピストンまわり

まず、ピストンスカート部の剛性を低減することにより図6に示すように、特にスカート部の温度が高い場合に抵抗低減に大きな効果が得られることがわかった。

次にピストンリングのスプリング張力を変えた効果を調べてみると図7に示すような特性が得られた。これらから次のような実験式を得た。

$$Pf_p = Pf_{ps} + Pf_{pR} \quad (6)$$

$$Pf_{pR} = (0.023 + 0.03 C_m) W_{pR} \quad (7)$$

$$Pf_{ps} = a + b C_m = 0.04 + 0.15 C_m \quad (8)$$

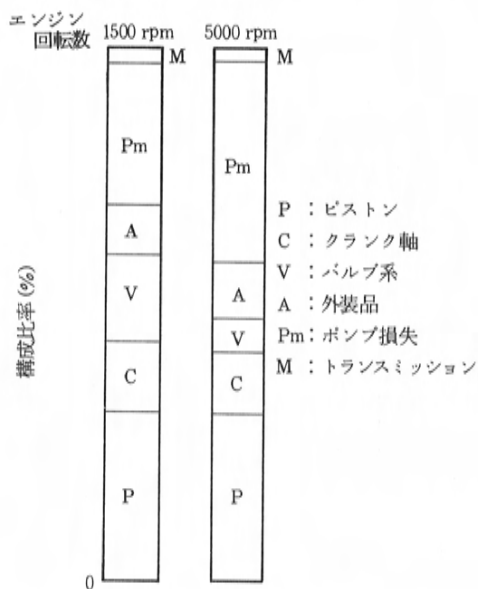


図5 抵抗損失の要因分析

ここで

Pf_{pR} : ピストンリング抵抗損失 $\text{kgf/cm}^2 (\text{kPa})$
 Pf_{pS} : ピストンスカート部抵抗損失 $\text{kgf/cm}^2 (\text{kPa})$
 Pf_p : ピストンリング系の抵抗損失 $\text{kgf/cm}^2 (\text{kPa})$
 W_{pR} : ピストンリングの総スプリング張力 kgf (N)
 C_m : ピストン平均速度 m/s

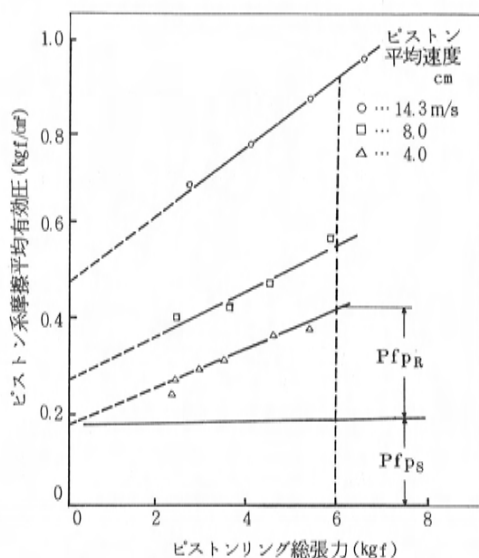


図7 スロットル全開におけるピストンリングのバネ力と抵抗損失との関係

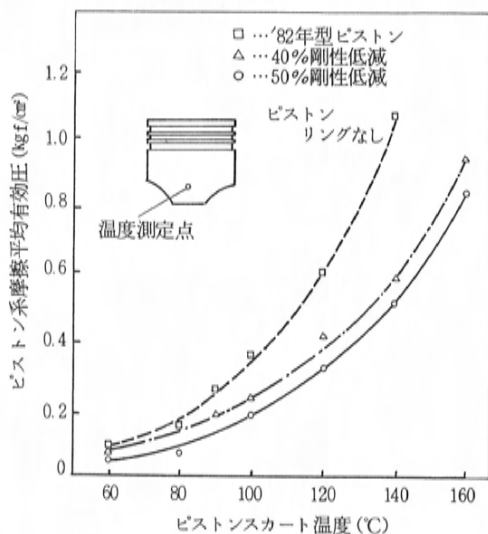


図6 ピストンスカート剛性が抵抗損失に及ぼす影響

② その他

バルブ系において、バルブスプリング張力を55 kgfから46 kgfへ、バルブステム径を8φから7φへそれぞれ低減、No. 1, 3, 5, 気筒のメインベアリングのオイルクリアランスを40 μ から90 μ へ増加、エンジンオイル粘度を10 W-40から7.5 W-30に低減するとともに、フリクション改良剤添加などの抵抗低減手法を導入した。

以上のように、個々の低減の集積効果で総合して $N=1500 \text{ rpm}$, $Pe=3 \text{ kgf/cm}^2$ の定常運転で約9%の総損失低減を得た。これは後述するように燃費改善効果として約2.5%の値となる。

(4) エンジン改善要因の総合効果

上記(1)~(3)の諸要因が定常運転 $N=1500 \text{ rpm}$, $Pe=3 \text{ kgf/cm}^2$ において燃費にどのように効果があるかを出力への影響と関連してまとめてみると、図8のようになった。

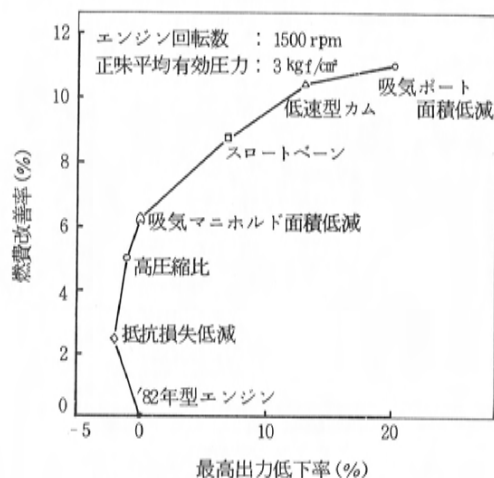


図8 燃費改善に関する各エンジン要因の効果

各要因の間には重複した効果のあるものがあり、要因の累積が必ずしも全部の和としての実効は得られないが、燃費効果の相関性が明らかになった。

この図からわかるように出力を大きく犠牲にしない改善効果の大きな要因は、抵抗の低減と圧縮比を高めることである。

(5) エンジンのセトルスの低減

今まで述べてきた各要因の改善は燃料流量や点火時期をそれぞれ最良の条件で運転して得られた結果である。

これらの結果を実用化するためには、上記最良条件に最も近い状態にセットされねばならない。実際にはこの要求を完全には満たし得ず、いわゆるセトルロスが生ずる。

そこで、本コンセプトカーでは燃料流量、点火時期、EGR量などを正確に制御できる装置を使用し理想の特性に近づけるようにした。

このため、気化器方式に代えて電子制御燃料噴射方式を採用し燃料流量を正確に制御した。

また、同じく点火時期、EGR量もエンジンの要求にできるだけ近づけるべく電子制御方式を採用した。

このようなセット技術の改善により図9に示すように'82年型エンジンのセトルロス10%に対して、コンセプトエンジンではこのロスを2%におさえることができた。

結局セットされた状態におけるコンセプトエンジンの燃費改善は、定常状態 ($N = 1500 \text{ rpm}$, $P_e = 3 \text{ kgf/cm}^2$) で17%となった。

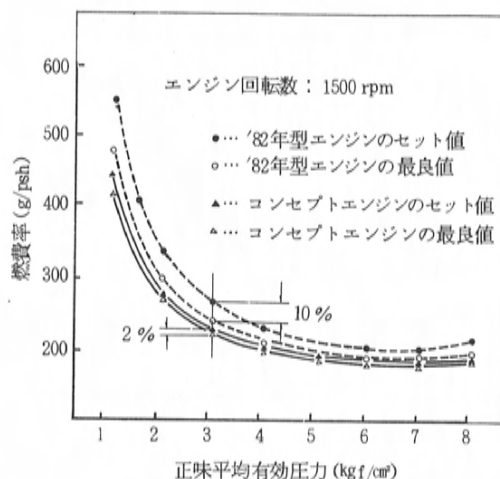


図9 セトルロス低減効果

3.2 車両走行抵抗の低減

車両の抵抗は転がり抵抗と空気抵抗に大別される。また転がり抵抗は車両重量と密接な関係がある。従って本コンセプトカーでは

- ・タイヤの転がり抵抗の低減
- ・空気抵抗の低減
- ・車両重量の低減

の3つの項目により、走行抵抗の低減を図った。

(1) タイヤの転がり抵抗の低減

タイヤの転がり抵抗は車両走行抵抗の主要因の一つであり、低速域では大きな割合を占めている。

そこで本コンセプトカーでは、タイヤに着目し以下に述べるより抵抗の小さいタイヤを採用した。

- ① タイヤのトレッド部にヒステリシスロスの少ないゴム材料の使用
- ② トレッド部の歪エネルギーロスを少なくするためサイドウォール部の剛性低減

図10にタイヤの構造を示す。標準タイヤと同一条件で抵抗を比較してみると、図11に示すように、70 km/h付近において約35%転がり抵抗を低減することができた。

しかし、タイヤ変更には図12に示すようにぬれた路面での摩擦力の低下、操安性や耐久性の低下をきたす欠点がある。

今後これらの性能と低転がり抵抗を両立させるための材料や構造の研究が課題である。

(2) 空気抵抗の低減

'82年型車の基本形状を変更しないという制約条件の

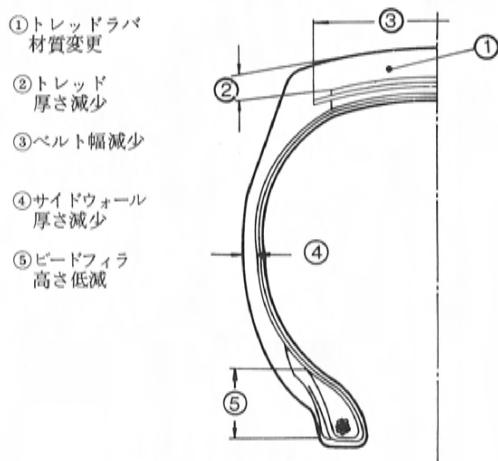


図10 タイヤ改善

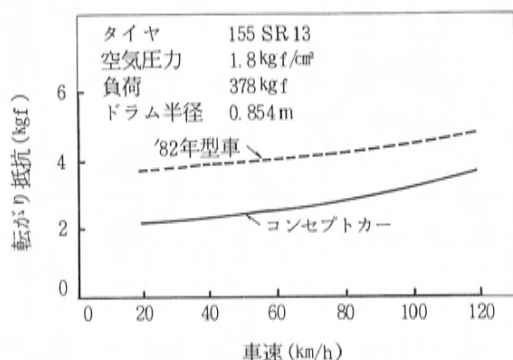
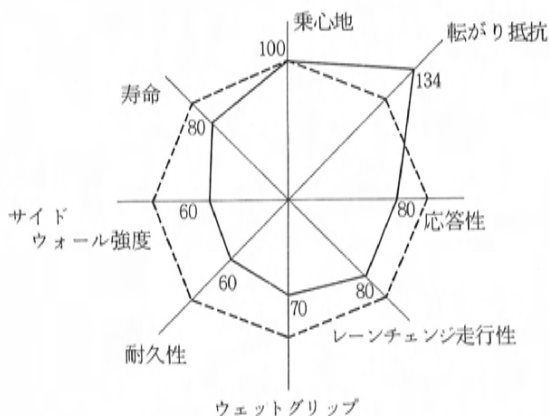


図11 タイヤ転がり抵抗



'82年型車を100とした場合の指数

図12 タイヤの性能

もとで空気抵抗低減を試みた。

空気抵抗には後部ボデーの形状が大きな影響を与えていることが知られており、当コンセプトカーもこの部分を主に検討した。図13にその一例を示す。

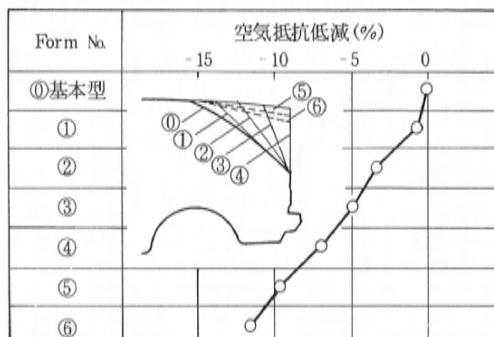


図13 空気抵抗低減に関するリアボデーの効果

また、図14に本コンセプトカーに最終的に折込まれた主な修正部分とその効果について示す⁽⁵⁾。これらの修正の累積効果により空気抵抗係数Cdは、'82年型車の0.450から0.349にまで低減することができた。

(3) 走行抵抗の低減

以上述べたタイヤ転がり抵抗と空気抵抗の低減及び、車両重量軽減(次項で詳述)を折込んだコンセプトカーにおいて、総走行抵抗を実車情行法により実測した結果を図15に示す。

'82年型車と比較して、低速域にて40%以上、高速域にて30%の走行抵抗低減を得ることができた。

3.3 車両重量低減

米国シティ・ハイウェイモードテストで設定される慣性重量を'82年型の2250 lbから1875 lbへ下げることが目標にした。この軽減により約4~5%の燃費改善がシミュレーション計算の結果から明らかにされている。

この目標を達成するために、表2に示すように主として軽量材料の使用と部品の薄肉化、小型化により空車重量軽減は燃費改善効果と同時に車両の動力性能向上が可能になり、燃費改善対策によるエンジンの最高出力低下による動力性能低下を補うことができた。

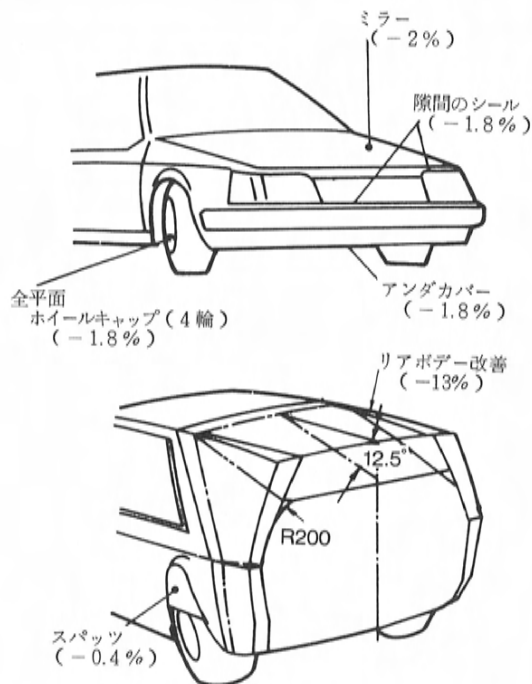


図14 各部の改善がCdに及ぼす効果

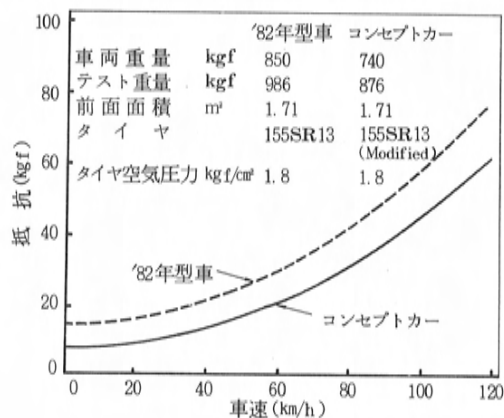


図15 車両走行抵抗

3.4 減速比の選定

減速比は燃費性能と動力性能に直接大きな影響を与え、しかも両者相反する性格を有する。

ここではミッション減速比をシミュレーション計算により最良値に固定した状態にし、その上で終減速比を変え、燃費と動力性能のバランスを考慮して終減速比を決定した。

'82年型車では(トップ減速比)×(終減速比)=3.534

であるが、コンセプトカーの場合この値を2.968に変えて(16%減)米国コンバイン燃費で約10%の改善効果を得た。これによって低下した車の動力性能は車体の軽量化と走行抵抗の低減により補うことができた。

表2 重量低減

軽量材量	重量低減kgf	部 品 例
アルミニウム	56.96	シリンダブロック、ブレーキドラム、ブレーキブースタ、ロアアーム、サイドドアアウトパネル、インパクトバーなど
プラスチック	29.04	バンパ、燃料タンク、フード、フロントフェンダ、エアクリーナ、オイルパンなど
高張力鋼板	3.95	フロントフレームロア、スプリングシートアッパ、エンジンブラケット、ディスクホイールなど
マグネシウム	3.53	クラッチハウジング、ミッションケース、ドアアウトハンドルなど
薄肉型化	16.52	前面ガラス、ルーフパネル、スプリングシート、ダストカバーなど

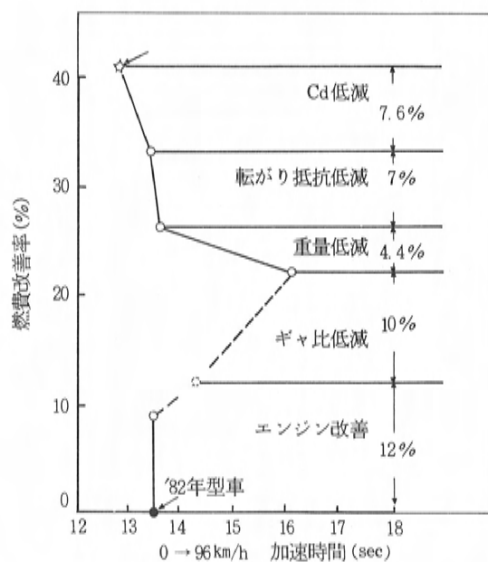


図16 コンセプトカーの燃費改善

3.5 各要因の総合効果

今まで述べてきた各要因の改善を総合したコンセプトカーを試作し、米国コンバイン燃費で評価し、図16に示すように動力性能を向上しながら約40%の改善を得た。この図から明かなように、要因別寄与度をみるとエンジン改善よりむしろ車両による改善の余地が大きいことがわかる。

ここで、比較的高速運転する米国シティ・ハイウェイモードと低速運転する10モードの両者に対して、各要因の燃費改善に対する寄与度を求めてみると図17に示すようになった。

低速運転型の10モード走行ではエンジンに関する改善の寄与度が大きく、高速運転型の多い米国シティ・ハイウェイモードでは車両に関する改善の寄与度の方が大きくなっている。

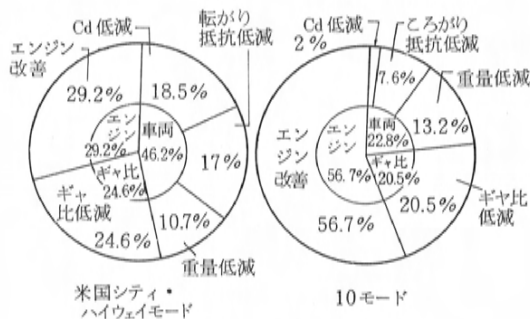


図17 燃費改善要因の貢献度

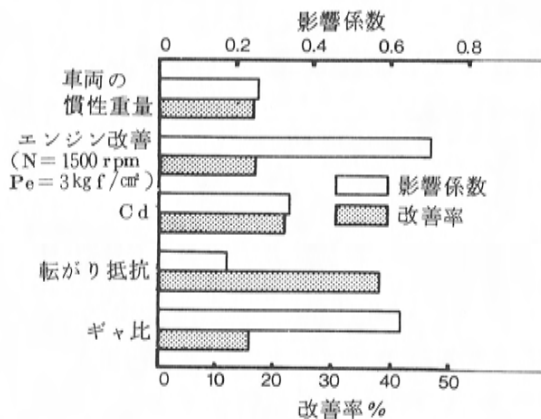


図18 要因の影響係数

最後に、各要因自体の改善率が燃費改善率へどのように影響するかをシミュレーション計算と実験で求め、影響係数を決めた。図18にその結果を示す。

すなわち、要因改善率に影響係数を掛ければその要因の米国コンバイン燃費改善率を得ることができる。

4. ま と め

'82年型車をベースにして、米国コンバイン燃費率で40%の改善目標をたて、エンジン、車両の基本仕様を変えずにはばこの目標を満たすコンセプトカーを試作評価することにより次のような結論を得た。

- ① エンジンに関しては、吸気系の改善、高圧縮比、抵抗低減、セッロスの低減などで改善できる。
- ② 車両関係では空気抵抗、転がり抵抗、軽量化の順で改善に寄与する。これらの要因は、米国シティ・ハイウェイモードなど比較的高速走行において、むしろエンジン改善による寄与度よりも大きい。10モードなど低速運転ではエンジンの改善寄与度が大きい。
- ③ 減速比低減の効果も大きい。加速性能低下が大きい。これは車両重量や走行抵抗の低減によって補うことができる。

本コンセプトカーで上記の効果が実証できた。これを実用化の観点からみると、自動車としての信頼性、耐久性、コストなど修正すべき問題が残されているが、これらは今後解決されてゆくものと考えられる。

参 考 文 献

- (1) A. Nagao, K. Tanaka: The Effect of Swirl Control on Combustion Improvement of Spark Ignition Engine, IME C54/83 1983.
- (2) R. H. Thring & M. T. Overington: Gasoline Engine Combustion - The High Ratio Compact Chamber, SAE Paper, No. 820166.
- (3) K. Tanaka, K. Kobayashi, K. Kawasaki: Combustion Improvement Technique in Mazda Engine, FISITA 1980.
- (4) 長尾, 他: マグナムエンジンの摩擦損失低減, マツダ技報, No. 1 (1983)
- (5) W. H. Hucho et al: The Optimization of Body Details - A Method for Reducing the Aerodynamic Drag of Road Vehicles, SAE Paper, 760185.

論文・報告

10

高張力鋼板製部材の衝撃エネルギー吸収について

Energy Absorption of High-Strength Steel Members under Impact Loads

高橋 睦*¹ 中島 国成*²
Mutsumi Takahashi Kunishige Nakashima

竹田 茂幹*³
Shigemiki Takeda

要 旨

ハット型の高張力鋼板製部材の圧壊時のエネルギー吸収について、静的及び衝撃圧壊試験を行った。その結果、部材のエネルギー吸収は母材の降伏強度の増大とともに増加したが、静的／衝撃吸収エネルギーの比である静動比は減少した。また部材崩壊の詳細検討に基づく改良白沢の式により、部材崩壊時の吸収エネルギー量を良く推定できることを示している。静的及び衝撃負荷時の溶接部の強度、スポット溶接間隔のエネルギー吸収に及ぼす影響と、部材崩壊時の歪分布の変化についても調査した。これらの実験結果をもとに、部材の崩壊形態はスポット溶接間隔や材料の機械的性質に影響を受けることがわかった。

Abstract

Static and dynamic tests were performed on energy absorption of high strength steel members. In both tests, with increasing material strength the energy absorption increased, although the dynamic factor decreased. The Shirasawa et al's equation, as improved on the basis of crushing phenomena, provided estimations which showed good agreement with test results. In addition, study was made on joint strength according to static and impact loadings, and also on the effects of joint spacing on the energy absorption. Furthermore, the strain distribution during collapse was measured. The results of these investigations suggest that the final disturbance in the collapse mode is influenced by joint spacing and material characteristics.

1. は じ め に

自動車の燃費向上の有力な手段に車体の軽量化がある。この手段の1つに車体構成材料の大部分を占める鋼板部分の軽量化があり、このため軟鋼板から高張力鋼板への転換が本命とされ、自動車メーカーは、新しいモデル車への採用比率を高めてきている。

高張力鋼板を使用するには多くの解決すべき課題があるが、ここでは主として同材料を使用した際の部材の衝突特性について述べる。

車体の正面衝突あるいは被追突時のエネルギーの吸収は、車体を構成する各種の部材によって受けもたれている。

表1 供試材の機械的性質

材 料 コード	材 料	強度クラス	板 厚 mm	降伏強度 kgf/mm ²	引張強度 kgf/mm ²	全 伸 び %
1 A *	軟 鋼 板	30	0.79	17.7	32.0	46.5
1 B	軟 鋼 板	30	0.95	17.6	32.5	46.6
1 C *	軟 鋼 板	30	1.19	19.9	32.3	46.8
1 D *	軟 鋼 板	30	1.56	21.2	32.6	47.1
2 A	高 張 力 鋼 板	40	1.00	27.8	42.7	35.6
3 A	高 張 力 鋼 板	50	1.01	37.2	53.8	30.8
4 A *	高 張 力 鋼 板	60	1.16	43.2	62.3	26.6
5 A	高 張 力 鋼 板	80	1.08	63.8	84.0	17.5
6 A	高 張 力 鋼 板	100	1.00	80.9	103.2	12.8
6 B *	高 張 力 鋼 板	100	1.23	88.1	124	11.1

* エネルギー吸収推定のための供試材(表2参照)

* 1 技術開発部 * 2, * 3 技術開発部計測解析研究室

ばす部材構成諸因子の影響について、その全貌を報告した例はない。このような観点から本報告では、軟鋼板から強度クラス 100 キロ級までの高張力鋼板製部材の衝突エネルギー吸収に及ぼす母材強度、衝撃速度の影響を明らかにする。そして、部材崩壊現象の観察をもとに、白沢らの半実験式⁽⁸⁾の改良を試みる。また、部材のエネルギー吸収に及ぼす拘束効果の影響を調べ、これに關係する部材の崩壊現象を接合継手強度の異方性、崩壊過程における歪の分布の変動などの実験結果から考察する。

2. 実験経過

2.1 材 料

本実験に供した材料、及びその機械的性質を表 1 に示す。材料は基準材としての軟鋼板と、将来の車に対しての高強度材料の適用可能性検討のため、100 キロ級までの広範囲な一般冷延材とした。なお、鋼板は一般に引張り強度でクラス分けされているが、本報告では降伏強度で論述する。

2.2 試 料

試料形状を図 1 に示す。試料 a は部材の衝突エネルギー吸収調査、試料 b, c は溶接強度調査に各々供した。ま

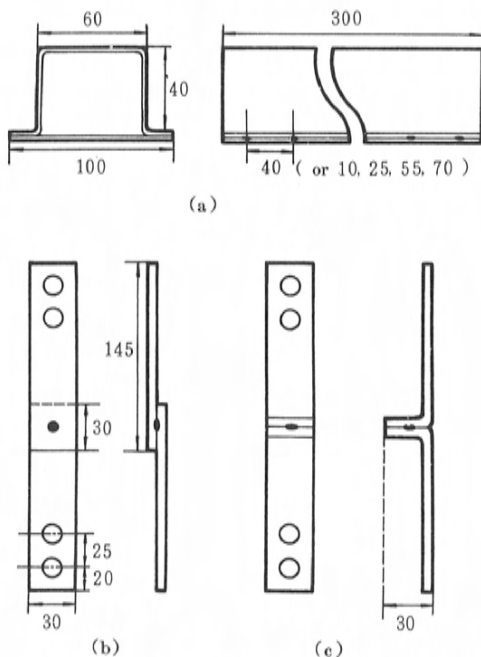


図 1 試料形状及び寸法(a)ハット型閉断面部材, (b), (c)スポット継手強度評価試料

た、部材崩壊への溶接部の影響調査のため、試料 a においてスポット溶接間隔 10, 25, 40, 55, 70 mm のものを用意した。ここで用いた溶接法は、自動車でも最も一般的であるスポット溶接法である。なお溶接条件は、各材料、板厚につきピール試験を行い、ナゲット形状、溶接部破断性状及び量産性などの観点から選定した。

2.3 実験方法

(1) 静的試験

アムスラ型万能試験機を用い、変位速度は 10 mm/min とした。

(2) 衝撃試験

重力落下式衝撃試験機を用い、衝撃速度は $30 \sim 45 \text{ km/h}$ とした。部材試験については、つぶれ量が 100 ミリ以上となるよう重錘重量を $60 \sim 100 \text{ kgf}$ { $588 \sim 980 \text{ N}$ } の範囲で調整した。

2.4 データ処理

部材が崩壊時に吸収したエネルギーは、荷重-変位曲線を積分することによって得られるが、本報告では部材が 100 ミリの変形中に吸収したエネルギーを変形量で除した値、すなわち平均圧壊荷重(以下単にエネルギー吸収と称す。)で代表する。

3. 結果と考察

3.1 材料効果

3.1.1 母材強度効果

図 2 に軟鋼板、高張力鋼板製部材についての静的及び衝撃時のエネルギー吸収と、材料の降伏強度との関係を示す。部材のエネルギー吸収は、静的及び衝撃時とも降伏強度の増加とともに増大している。この傾向は降伏強度が 80 kgf/mm^2 { 784 MPa } まで変らない。この事実は既に多くの報告⁽⁹⁾にあるように、部材のエネルギー吸収が材料の初期塑性特性、つまり降伏強度に依存するためである。このように部材のエネルギー吸収が材料の降伏強度に比例して増大する反面、部材の示す崩壊形態は降伏強度によって若干の差異を示す。試験後の部材を図 3 に示す。軟鋼板(1B)製部材が俗にいう「じゃばら状」の変形を示すのに対し、降伏強度の増加(3A: 50 キロ級, 6A: 100 キロ級)とともに変化し、6A では折れ曲り、破断、溶接はずれなどを示す。これは材料の機械的性質である降伏強度、破断伸び、及び部材の接合に関する溶接強度、スポット溶接間隔などの影響が微妙に錯綜しているもの

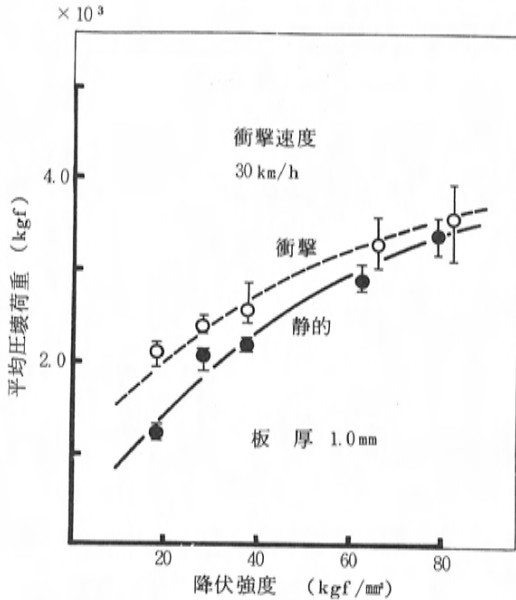


図2 エネルギー吸収への降伏強度の影響

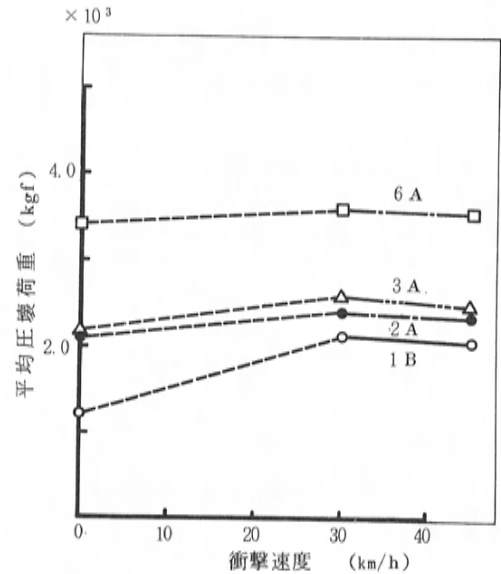


図4 エネルギー吸収への速度の影響

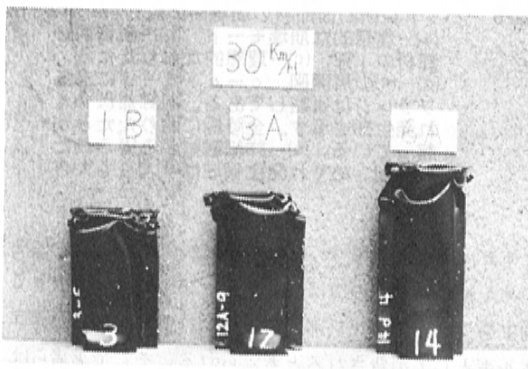


図3 ハット型部材のつぶれの状況

と推定される。

3.1.2 衝撃速度効果

図4に部材のエネルギー吸収への衝撃速度の影響を示す。いずれの材料も、静的の場合に比し衝撃時のエネルギー吸収は大きい。またその増加の度合は軟鋼板(1B)が最も大きく、高張力鋼板(2A, 3A, 6A)はいずれも小さい。更に衝撃速度との関係については、今回著者らが実験した速度30, 45 km/hでは、一般にいわれているような降伏強度の速度依存性によるエネルギー吸収の増加は認められず、ほぼ同等、もしくは若干の減少を示した。

この現象をより明確に表わすため、衝撃エネルギー吸収を静的エネルギー吸収で除した値(静動比)で示したのが

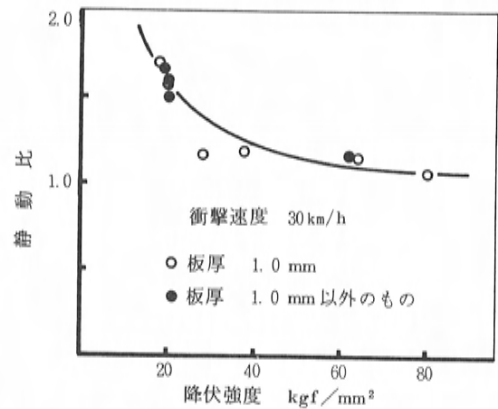


図5 静動比と降伏強度の関係

図5である。降伏強度の増加につれて静動比は減少しており、衝撃時における高張力鋼板製部材の優位性は静的な場合ほど大きくはない⁽¹⁰⁾。

静動比は、部材の静的特性をもとに衝突時のエネルギー吸収を推定するに当たり重要な指標の1つであるが、これらの結果をもとに軟鋼板で1.6、高張力鋼板では100キロ級まで1.2として実用上扱える。

3.1.3 部材エネルギー吸収の見積り

以上実験結果をもとに部材のエネルギー吸収について述べたが、ここでは部材の崩壊形態に幾何学的考察を加え、部材の静的エネルギー吸収の推定を行う。

(1) 白沢らの式の検討

部材の理想的な崩壊（じゃばら状）における平均圧壊荷重を推定する式として白沢らは(1)式を提案している。

$$P_{ms} = \frac{1}{h - K_2(t)} \left[\{ M_1(2a + 4b) + 2M_2a + 4M_{12}c \} \left(\frac{\pi}{2} + K_1 \right) + 8M_1h + 2.296 \frac{M_1 h^2}{r} \right] \quad (1)$$

P_{ms} : 平均圧壊荷重

h : 折れピッチ

r : めくれ半径

a, b, c : 折れ線の長さ

M_1, M_2, M_{12} : 全塑性モーメント

$K_2(t)$: 位置エネルギーの補正項

K_1 : 折れの補正項

この式の導出に当たり基本となった部材崩壊の幾何学模形を図6のa～dに示す。

白沢らは部材の崩壊を「おりたたみ」としてとらえ(1)式を導いている。この半実験式の特徴は、曲げエネルギー（左辺第1項）に対し実験的に求めた補正（(1)式中 K_1 ）を施す点にある。今回の実験結果と(1)式による推定値との対比を表2に示す。

軟鋼板の同一板厚部材（X）についてはほぼ適用できるが、異なる板厚からなる部材（Y），更に高張力鋼板の場合（Z）の理想的な崩壊をしたものさえもかなりの差異が見られる。

(2) 白沢らの式の改良

部材の崩壊結果の観察をもとにした、めくれ発生領域と稜線の関係を図6(e)に示す。白沢らの推定の基本となっ

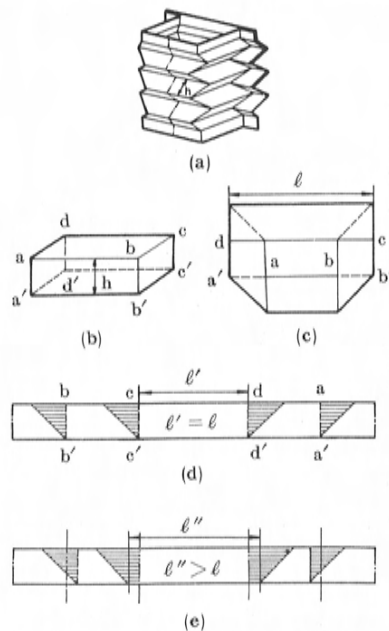


図6 ハット型閉断面部材の崩壊時の幾何学的考察
(a)—理想的な崩壊モード、(b)—崩壊前の部材の1部、(c)—理想的なおりたたみ、(d)—(c)の展開図。c—c', d—d'にあるフランジは省略してある。斜線部はめくれ発生部を示す。全稜線におりたたみが起っている。(e)—詳細観察から得られた展開図。めくれ発生領域は(d)よりも大きい。

たモデル図6(b)に比べめくれの領域が広いこと、更にそのめくれがハットのつば部（フランジ）によって大きく拘束を受け、フランジ部周辺でめくれ項に比例した歪エネルギーとして消費されと考えられる。そこで著者らは、3.1.1で触れたように高降伏強度部材ほど折れ曲りが支

配的（めくれが少なくなる）となること、及び前述の幾何学的考察をもとに補正をめくれに対して行い、崩壊形態に依存しない改良式(2)を導いた。

表2 静的平均圧壊荷重の推定

部 材	識 別 記 号	材料コード		(1)式による 推定平均 圧壊荷重	実 験 値	(2)式による 推定平均 圧壊荷重	実験値と(2) 式によって 導かれた	全 伸 び
				10^3 kgf	10^3 kgf	10^3 kgf	K	%
1	Y	1C	1A	1.69*	1.7	1.66**		
2	Y	1D	1A	3.24*	2.6	2.71**		
3	X	1B	1B	1.29*	1.3	—	1.96	46.6
4	Y	1B	1C	1.84*	1.8	1.73**		
5	Y	1B	1D	3.46*	2.7	2.83**		
11	Z	2A	2A	2.03*	2.1	—	2.18	38.2
12	Z	3A	3A	2.67*	2.2	—	1.26	31.6
13	Z	4A	4A	5.07*	3.8	—	0.52	30.4
14	Z	6A	6A	6.00*	3.4	—	0.21	14.4
15	Z	6B	6B	8.95*	4.5	4.73***		11.1

* $K_1 = 2.96$ ** $K = 1.96$ *** $K = 0.21$

$$P_{ms} = \frac{1}{h - K_2(t)} \times \left[\{ M_1(2a + 4b) + 2M_2a + 4M_{12}c \} \theta + 8M_1h + \frac{M_1h^2}{r} (2.296 + K) \right] \quad \theta : \text{折れ角} \left(> \frac{\pi}{2} \right) \quad (2)$$

各強度クラスについて得られためくれの補正項 K 、及び改良式(2)による推定値を表2に列記する。異なる板厚の組合せよりなる部材(1, 2, 4, 5), 理想的な崩壊を示さない部材(5)についても、その材料についてのあらかじめ実験的に求めた補正項 K を用いることによって、比較的精度よく推定できるといえる。

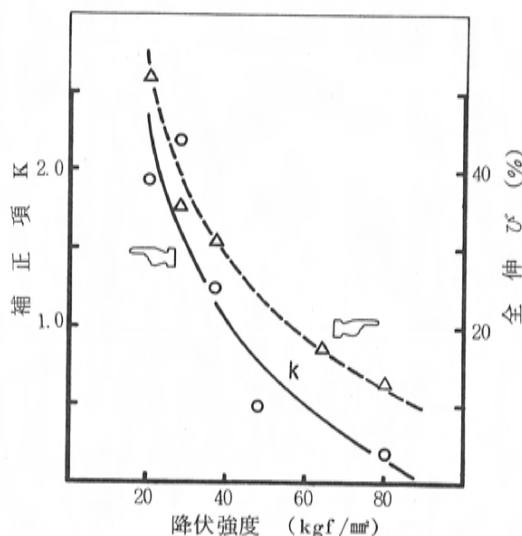


図7 補正項 K 、全伸びと降伏強度の関係

図7は母材降伏強度とめくれの補正項 K 、及び全伸びの関係を示したものであるが、母材降伏強度の増大とともに両者とも急激に減少している。めくれ補正項の平均圧壊荷重に及ぼす寄与、及び全伸びとの相関的な減少を考察すると、高降伏強度材料の全伸びの改善は、崩壊時のエネルギー吸収の改善につながると考えられる。

3.2 崩壊現象に対する考察

一般に「おりたたみ」という幾何学上の問題として部材崩壊を考える場合、その部材の初期の幾何学的性状が崩壊過程を通じて保たれることが前提条件となる。従って、このような条件が崩壊中に乱されると崩壊形態そのものが変わり、その結果として部材全体として吸収するエネルギーが異なってくるのが容易に想像できる。ここではそのような条件を乱すものとして、スポット溶接間隔、

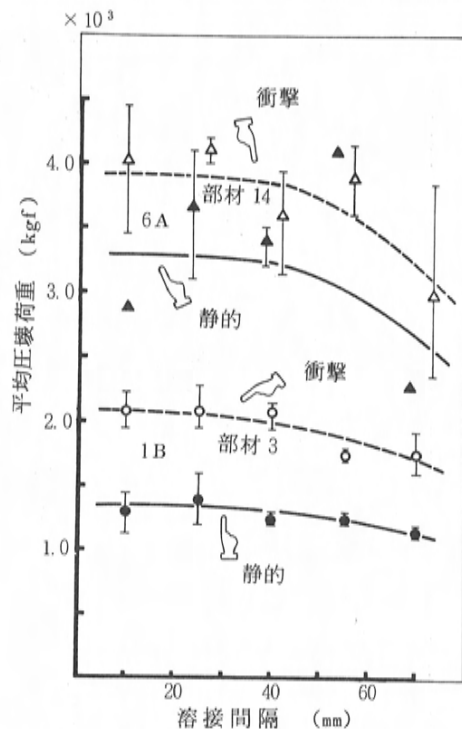


図8 溶接間隔のエネルギー吸収への影響

接合強度などの部材接合に関する拘束条件をとりあげ、実崩壊現象に及ぼす影響についての考察を行う。

3.2.1 拘束効果

図8に軟鋼板(部材3)、高張力鋼板(部材14)製部材のエネルギー吸収とスポット溶接間隔の関係を示す。いずれの材料についてもスポット溶接間隔が40ミリ以上ではエネルギー吸収は低下する傾向がある。この実験結果のみから崩壊形態へのスポット溶接間隔の影響を詳しく説明することはできないが、ハット型部材のような比較的単純な形状でも、スポット溶接間隔又は溶接位置が、崩壊時の幾何学的特性に何等かの影響を与えていることがうかがえる。

3.2.2 接合強度

拘束効果の重要な要因として拘束そのもの、つまりスポット継手強度がある。

図9は継手の静的及び衝撃時におけるせん断、T型引張強度と母材降伏強度の関係を示したものである。継手のせん断強度は、静的及び衝撃いずれの場合においても、母材降伏強度の増加とともに増大する傾向にある。とこ

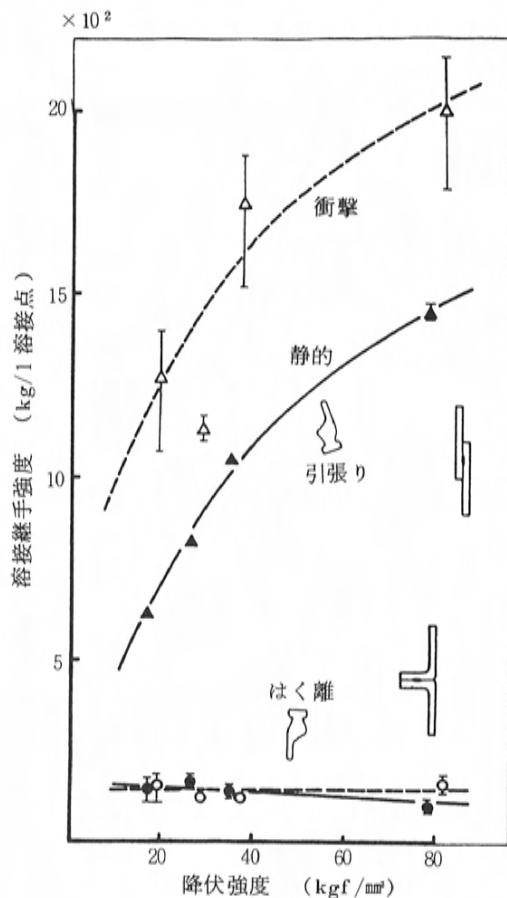


図9 溶接継手強度と降伏強度の関係

ろがT型引張強度、つまりはく離強度は、静的及び動的試験のいずれの場合にも母材降伏強度への依存は認められず、高降伏強度側では逆に減少する傾向にさえある。

このような降伏強度に依存しないはく離強度と材料の破断伸びの低さが、エネルギー吸収に大きな寄与を占める部材のめくれの継続を妨げ、その結果として3.1.3項で述べた高張力鋼板のめくれの補正項Kの減少として現われている。

せん断強度とはく離強度の比は一般に延性比として定義され、継手強度として見なされるが、高

降伏点材料ほどその値は小さくなっている。

図10は図8と同じ部材について、崩壊過程における歪の変化を示したものである。なお、歪計測は部材端面近傍に貼付けた歪ゲージ（図10参照）により、崩壊初期、中期、後期の3段階で歪分布の変化を示した。変形のごく初期では軟鋼板、高張力鋼板製部材ともに歪分布はゲージ貼付位置1,3を山（又は谷）、同2を谷（又は山）とするじゃばら状の崩壊を予測させる同じ傾向のパターンを示す。しかし崩壊の中期、後期になるほど両材料で著しい差を示すようになる。すなわち、軟鋼板では初期の歪がそのまま変形につながってじゃばら状の崩壊を示しているのに対し、高張力鋼板では初期歪に無関係な崩壊を示すことを示している。このような初期歪の類似性は、部材形状の幾何学的特性が決まれば材料、溶接などに関係なく、崩壊は本来同一であることを示している。しかし最終的な崩壊形態の差は3.1.1, 3.1.2で述べたような拘束効果、接合強度などの要因により、幾何学的特性が乱されたことによるものと考えられる。

自動車のように多数の異なる板厚、材料の組合せからなる部材の衝突時のおりたみにおいては、溶接部のはく離などの拘束条件の乱れによる影響が、今回実施したハット型部材に比較して大きいことが考えられる。

以上のような考察から、高張力鋼板を使用してより高性能な部材を設計する際、従来の軟鋼板製部材以上にきめ細かな注意が必要といえよう。現在当社の製品にも多くの高張力鋼板が使用されているが、その採用に当たっては、このような背景をもとにした注意深い設計と、数多くの実験によって決定されたことはいうまでもない。

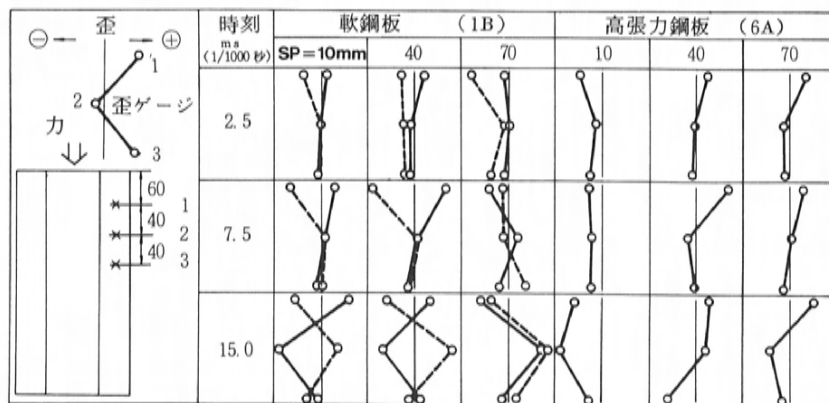


図10 ハット型閉断面部材の崩壊過程における歪分布へ材料及び溶接間隔の影響

4. ま と め

40キロ級から100キロ級の高張力鋼板製部材の衝撃エネルギー吸収、及びそれに関係する崩壊現象に影響する諸因子について調査し、以下の事項が明らかになった。

① 高張力鋼板製部材のエネルギー吸収は母材の降伏強度の増加に伴い増大の傾向にある。この傾向は80 kgf/mm² { 784 MPa } まで成立する。しかし、高降伏強度材料はその崩壊形態に材料の破断を伴う折れ曲りを主体とする。

② 部材の衝撃エネルギー吸収は軟鋼板、高張力鋼板いずれの場合も静的エネルギー吸収よりも大きく、その静動比は軟鋼板の場合ほぼ1.6であり、高張力鋼板では強度クラス100キロ級まではほぼ1.2である。

③ 崩壊現象の観察から崩壊過程におけるめくれの補正項を導入し実験値とよい対応を示した。

④ 部材のエネルギー吸収はスポット溶接間隔の影響を受け、今回我々の使用した形状ではその間隔が40ミリ以上で低下する。

⑤ 高張力鋼板の溶接継手強度は、静的及び衝撃条件下いずれの場合も母材の降伏強度が増加すると、その延性比が大きく低下する。

⑥ 軟鋼板、高張力鋼板製部材の崩壊初期における歪分布の類似性は、崩壊とともに母材の機械的性質の影響を受けその最終崩壊形態において差異を示す。

5. 謝 辞

本研究をまとめるに当り有益な御指導と御援助を賜りました宇宙科学研究所 三浦教授、酒巻先生、また試料提供に御協力いただきました川崎製鉄株式会社はじめ、鉄鋼会社各位に深く感謝します。

6. 文 献

- (1) C. L. Magee, P. H. Thornton: Design Considerations in Energy Absorption by Structural Collapse, SAE 780434.
- (2) P. H. Thornton: Energy Absorption by the Structural Collapse of Spot-Welded Sheet Metal Sections, SAE 800372.
- (3) R. C. Van Kuren: Energy Absorption of Plastic, Steel and Aluminum Shells Under Impact Conditions, SAE.
- (4) N. Aya, K. Takahashi: Energy Absorbing Characteristics of Body Structures (Part 1), Japan Soc. Auto. Eng., Bulletin No. 7, 1976, p. 65-74.
- (5) M. Tani, A. Funahashi: Energy Absorption by the Plastic Deformation of Body Structural Members, SAE 780368.
- (6) D. Meredith, E. A. Witmer: A Nonlinear Theory of General Thin-Walled Beams, Computers & Structures.
- (7) Chi-Mou Ni, D. S. Fine: Prediction Crush Response of Automotive Structural Components, SAE 780671.
- (8) Y. Okubo, T. Akamatsu, K. Shirasawa: Mean Crushing Strength of Closed-Hat Section Members, SAE 740040.
- (9) R. C. VanKuren, J. E. Scott: Energy Absorption of High-Strength Steel Tubes Under Impact Crush Conditions, SAE 770213.
- (10) 渋沢, 高野, 大下: 車体構造部材の座屈特性(2), 自動車技術, 27 巻, 7 号, 1973.

論文・報告

11

ピストン信号取出し法とその応用

Application of Piston Signal Transmitters

布 施 卓^{*1} 宗、藤 孝 慈^{*2}
Suguru Fuse Kouzi Muneto

野 村 一 正^{*3} 田 中 一 行^{*4}
Kazumasa Nomura Kazuyuki Tanaka

要 旨

Abstract

運転中のピストンやコネクティングロッドなどの作動状態を定量的に知るために、ピストン信号取出し法として、新しい接点式信号取出し法とアーム式信号取出し法を開発した。

接点式信号取出し法は、任意の全ての気筒やエンジンモデルごとの温度が容易に測定でき、アーム式信号取出し法は、圧力や変位など広範囲な測定ができる。これらの方法を併用することにより、全ての運転状態における情報が得られるようになり、ベアリングの焼付きや油消費などの発生メカニズムや影響要因の解析を行うことによって、効果的な対策を実施することができるようになった。

We have newly developed two different piston signal transmitting systems to investigate how the piston, connecting rod, etc. behave during the engine operation. One is an intermittent contact system and the other, a linkage system.

By using the intermittent contact system, the temperature of every cylinder and of any engine can be easily measured. On the other hand, by using the linkage system, various phenomena, such as pressure, strain and movement, can be widely measured. We are now able to obtain such information from firing engine with these systems, and effective counter-measures are put into practice by analysing the mechanism of bearing seizure, lubricating oil consumption, etc.

1. ま え が き

自動車エンジンの高速化、高出力化の促進は、熱負荷、シリンダ内圧、慣性力の増加をもたらすため、冷却、潤滑状態が厳しくなり、焼付き、摩耗の増大、油消費の過大などの障害が生じやすくなる。これらの障害を防止するために、冷却の促進や、摺動部分が金属接触しないように潤滑条件を設定するなどの対策が行われる。この場合エンジン内部の温度、圧力、変位などを定量的に知ることができれば、対策を実施する上での有効な手段となる。

ピストンやコネクティングロッドなどの可動部分の状態を知るためには、エンジン外部への電気信号の伝達が必要である。その方法としては、接点法⁽¹⁾、L型リンク法⁽²⁾、テレメータ法⁽³⁾、トランス法⁽⁴⁾、などが知られているが、そ

れぞれ一長一短があり、一つの方法でいろいろな現象の測定を行うことは困難であった。

筆者らは、エンジン開発ツールとして容易に幅広く活用できる接点式温度測定法と、装置の取付け上の制約はあるものの、圧力、変位などの現象測定が可能なアーム式信号取出し法を開発した。これらの方法を併用することにより、全ての運転状態においてエンジンの全可動部分からの情報を得ることが可能となった。

本報は、接点式温度測定法⁽⁵⁾とその適用例としてのベアリング焼付き評価法⁽⁶⁾、アーム式信号取出し法とその適用例としての油消費の解析及びピストン挙動解析について紹介する。

2. 信号取出し法

接点式温度測定法、アーム式信号取出し法は、表1に

* 1, * 2, * 3, * 4 エンジン設計部エンジン技術開発課

表1 信号取出し法とその適用例

信号取出法	現象計測項目	センサ	適用分野	制約条件
接点式	ピストン温度 ピストンリング温度 クランクピンベアリング温度	サーミスタ	ピストン冷却 ピストンスカッフ フィン ベアリング焼付	使用回転数 7000rpm 以下
アーム式	ピストン挙動 ピストンリング挙動 ジャーナル挙動 ピストンランド圧力 ピストン、コンロッド歪 ピストン温度 ピストンリング温度 クランクピンベアリング温度 燃焼室内流速	サーチコイル 圧力変換器 歪ゲージ 熱電対 サーミスタ ホットワイヤ	ピストンスラップ 油消費 ピストンスカッフ フィン ピストン、コン ロッド強度 ベアリング焼付 ピストン冷却 スキッシュ、ス ワールの状態	使用回転数 6000 rpm 以下

示す分野に適用可能である。

2.1 接点式温度測定法

ピストンスカッフやベアリングの焼付きは、特定の気筒や個所に発生するとは限らない。またエンジンのモデルごとにその発生条件が異なることや、高回転、高負荷条件で発生しやすいことなどから、温度測定法には次のことが重要である。

①高回転、高負荷域で長時間安定した温度測定ができること。

②温度測定装置の取付け上の制約が少なく、全ての気筒の任意の個所の温度が同時に測定できること。

③非定常状態で連続的な温度変化や、時間的に温度変化を生じる現象が測定できること。

④エンジンモデルが異なっても、そのモデルに対応した装置を新しく設計する必要がなく流用が可能なこと。

装置の取付け上の制約を受けない簡便な温度測定方法

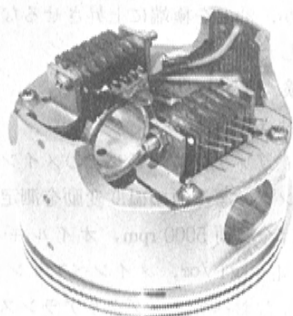


図1 接点式温度測定装置

としては、ピストン側とブロック側に設けた接点がある時間、接触して熱電対の熱起電力を静止側へ伝達する接点法がある。この方法は、接触部の油膜を完全に破断しないと接触抵抗が増加し、測定精度低下の原因となる。また回転が高くなると、可動接点の追従性が低下する問題があった。また感温素子として熱電対を使用する場合は、接点も熱電対と同材質にしなければならないため、耐久性も不十分となり寸法上の制約から多点化できないなどの問題があった。これらの問題点を解消するため、ねじりコイルばねを可動接点とし、感温素子にサーミスタを用いた新しい接点式温度測定法を開発した。

図1は6チャンネルねじりコイルばね接触子を、ピストンの2個所に取付けた例である。接

点には、耐久性と信号の安定性を両立させた材質の組合わせを選定している。このため数オーム程度の接触抵抗が存在するが、感温素子に温度抵抗特性の高いサーミスタを使用しているため、出力への影響は無視できる。

2.2 アーム式信号取出し法

リンク機構を構成して、ピストンからエンジン外部の静止側へ、有線により信号を導出する方法としてアーム法が用いられている。この方法は各支点部のベアリングの耐久性、リード線の切断、アーム慣性力の影響によるピストン挙動の変化などの点から、使用上の制約が大きかった。

図2にこれらの問題を改善した信号取出し装置を示す。この装置は次のような工夫をしており、6000 rpm までの長時間の耐久性がある。

①アームの慣性力を減少しピストン挙動への影響を小

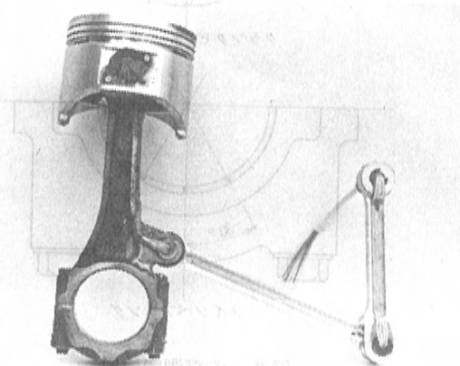


図2 アーム式信号取出し装置

小さくすることや、コネクティングロッド支点部のベアリング荷重を小さくするため、その位置を大端部側に近づけた。

②アームの重量を軽減するため、特殊アルミニウム合金を使用した。

③リード線の断線を防止するため、各支点部のピン中心に穴をあけその中にガラス繊維チューブなどで覆ったリード線を通し、ねじりを吸収する方法をとった。またリード線のねじり角を小さくするためと、支点部のベアリングの耐久性を上げるために、ニードルベアリングを使用した。

3. 接点式温度測定法の適用例

3.1 ベアリング焼付き評価法

高回転、高負荷運転時のベアリングの焼付きは、定量的にその現象を評価することが難しいため、発生限界が明確にされていない面があった。今回新しく開発した接点式温度測定法により、ベアリングの温度を測定することによって、焼付き発生条件や発生形態を検知する簡便で実用的な評価法を確立した。それによって、ベアリングの焼付き発生限界条件や影響要因の一部を把握した。

3.2 実験方法

図3にメインベアリング及びクランクピンベアリング

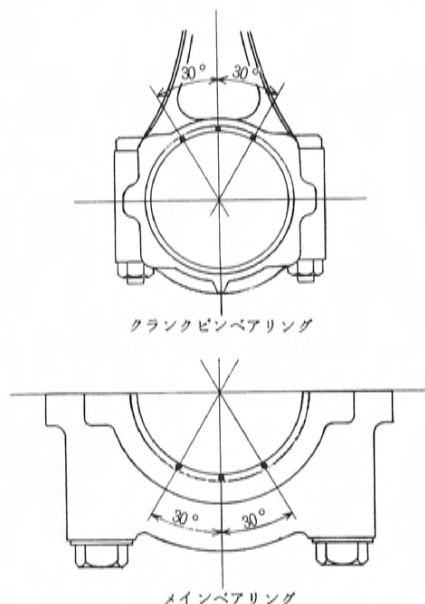


図3 温度測定位置

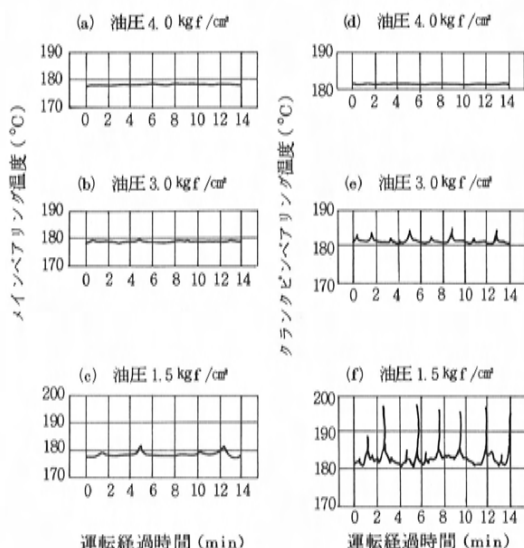


図4 ベアリングの温度変化

の温度測定位置を示す。温度測定位置はジャーナル中心軌跡の計算結果を参考に、ベアリング負荷の高い範囲を三点測定した。クランクピンベアリングに対するサーミスタ及びメインベアリングに対する熱電対は、それぞれベアリング表面より0.5 mm位置にハンダ付けして感度を上げている。

通常のエンジン諸元及び運転条件では、油量が十分確保されているため、ベアリングの焼付きは発生しない。

従って当実験では、オイルポンプの後に手動で調整できるリリーフバルブを設けて、メインギャラリ油圧を極端に下げるとか、油温を極端に上昇させるなどして潤滑条件を厳しくした。

3.3 実験結果

3.3.1 焼付き評価法

図4に1.5 l ガソリンエンジンでのメイン及びクランクピンベアリングの摩擦面の温度変動を測定した例を示す。運転条件は全負荷 5000 rpm, オイルギャラリ油圧 1.5 kgf/cm² ~ 4.0 kgf/cm², メインベアリング入口油温 160°Cである。なおベアリングクリアランスは、メイン 60~70 μ, クランクピン 20~30 μに設定した。これは油圧の減少及び油温の上昇と同じく、クランクピンベアリ

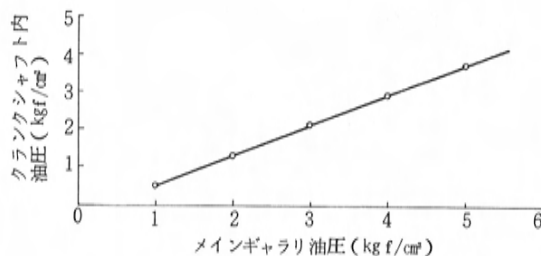


図5 クランクシャフト内油圧特性

ングの焼付きを起こしやすくさせるためである。

オイルジャーナル油圧が 4.0 kgf/cm^2 付近までは、ベアリング摩擦面温度は 180°C 付近で安定しており、(a)(d)のように温度変動は生じない。油圧を 3.0 kgf/cm^2 付近まで低減すると、クランクピンベアリング摩擦面に(e)のような温度変動が発生する。更に油圧を 1.5 kgf/cm^2 付近まで低減すると、(f)のように温度変動が大きくなり瞬間的には 200°C を越える。この場合メインベアリング摩擦面にはほとんど温度変動は生じていない。メインベアリングに対して、クランクピンベアリングの温度が高くまた温度変動が大きいのは、メインベアリングに供給された油の一部はクリアランスより流出し、クランクピンベアリングへの油量が減少するためと、メインベアリングとクランクピンベアリングのクリアランスのちがいによるためであると考えられる。

図5にメインジャーナル油圧に対するクランクシャフト内油圧が低下した場合の例を示す。クランクシャフト内油圧の測定は、メインジャーナルの中心で遠心力による影響を受けない位置とした。回転数が高くなるほど油圧低下は大きくなり、 5000 rpm では約 1.3 kgf/cm^2 の油圧低下がある。

負荷条件が厳しい場合は、油温を上昇させていくとクランクピンベアリング摩擦面が温度変動を起こし、瞬間的には 250°C にも達する現象が古浜⁽⁷⁾らによっても報告されている。温度が急上昇して再び急降下するのは、ベアリング表面の凸部が局部的に高温となり、軟化又は溶融して新たなすべり面が形成されるためだと説明されている。

(f)のような温度変動が起きてもベアリングは即座には焼付きに至らない。これは(f)の状態で、1時間の連続

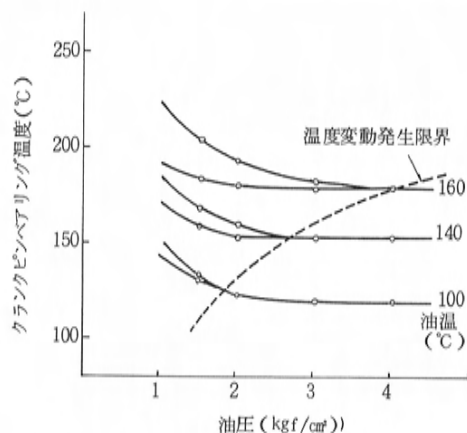


図6 油圧とクランクピンベアリング温度の関係

運転を行うことによって確認した。運転中 20°C 前後の温度変動は非周期的に連続して発生するが、それ以上の温度上昇は見られず、また運転後のエンジン分解点検によっても焼付き現象は生じていなかった。しかし比較的短時間の運転で、ベアリングのオーバーレイがジャーナル面に移着したり、両表面に損傷などが生じている。このような損傷が生じるといずれば焼付きに至るため、(f)のような温度変動の発生は、ベアリングの焼付きの前兆と見なすことができる。

以上のことからベアリングの温度変動を検知することにより、ベアリングの耐焼付き性の評価が可能であることが確認され、実用的な開発ツールとして使用されている。

3.3.2 油圧、油温、クリアランスの設定

図6に 1.5 l ガソリンエンジンのクランクピンベアリング摩擦面が、温度変動を発生する限界点を油圧と油温の関係で表した例を示す。2本の実線で示した部分が、ベアリング摩擦面が温度変動を起こしている領域である。油温が高くなるほど温度変動が発生しやすくなるのは、油の粘度が低下し、局部的な金属接触が生じやすくなるためである。油温上昇による摩擦熱の増大を補うには、摩擦面への油量を増加して摩擦面間の温度を低下させる必要がある。図6中の破線内であれば、異物混入や 20μ 以上のベアリングの局部的な変形がない限り、ベアリングの焼付きは発生しないことが、長時間運転による耐久モード試験によって実証されている。

ベアリングの耐焼付き性を上げるには、油圧の増加と油温の低減の他にベアリングクリアランスを拡大するこ

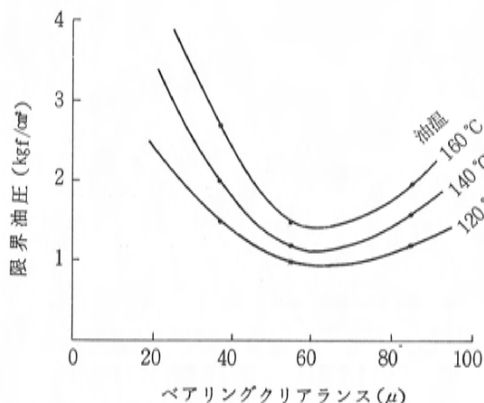


図7 ベアリングクリアランスと限界油圧の関係

とも効果的である。しかしベアリングクリアランスの拡大は、騒音の原因⁽⁸⁾となるだけでなく、大きすぎると耐焼付き性に対しても不利になる。

図7は2.0ℓガソリンエンジンについて、クランクピンベアリングクリアランスと耐焼付き限界油圧の関係を、油温をパラメータとして求めた例である。限界油圧の設定値は、全負荷5000rpmの状態でお温を120°C、140°C、160°Cにそれぞれ安定させ、リリースさせない状態から0.5kgf/cm²ずつ低下して行き、30分の連続運転中にベアリング摩擦面に温度変動が発生する油圧値とした。油温が高いほど限界油圧値が高くなるのは、油の粘度が低下して摩擦面間の油膜厚が減少するためである。またベアリングクリアランスが小さいほど限界油圧が高くなるのは、ベアリングクリアランスから流出するエンドフロー量が減少するため、冷却不足によるものである。従ってベアリングクリアランスが大きいくほどエンドフロー量が増加するので、油温上昇が少なくなるため限界油圧値は低くなるはずである。しかし実験結果は、ベアリングクリアランス60μ付近を境にして、クリアランスが大きくなるに従い限界油圧は高くなる傾向を示している。この理由の一つとして、クリアランスが大きいくほどベアリング内でのジャーナル挙動が増加し、衝撃エネルギーが増加するために油温上昇をまねき、限界油圧値が高くなるものと推察される。ただしベアリングクリアランス60μを境に、クリアランスを大きくする方向よりも小さくする方向が耐焼付き性に厳しくなるため、騒音の問題を考慮した適正クリアランスの選定が必要である。

4. アーム式信号取り出し法の適用例

4.1 油消費の一原因の解明

潤滑油が燃焼室に洩れる経路は、シリンダとピストンリング間及びピストンリング溝とピストンリング間を通して燃焼室へ洩れるオイル上がり、バルブガイドとバルブステム間より燃焼室へ入るオイル下がりである。このうち特に問題となるのはオイル上がりである。

オイル上がりは、ピストン、ピストンリング、シリンダが関係しており多くの影響要因があるが、そのメカニズムは複雑で今なお不明な点が多い。油消費を少なくする効果的な方法としては、シリンダの表面粗さを小さくすることやピストンリングの張力を高くすること、あるいはリングのB寸法を大きくすることなどが知られている。しかしこれらの方法は、摩擦力や摩擦が増加するだけでなく、ピストンやピストンリングのスカフティングを誘発しやすい。特に高速化、高出力化により潤滑状態はますます厳しくなっていくため、これらの方法を安易に油消費対策として行うことは好ましくない。

今回筆者らは、油消費に影響する多くの要因のうち、ピストンのセカンドランド圧力が油消費に及ぼす影響について実験を重ねた。その結果、膨張行程以後でセカンドランド圧力が燃焼室圧力よりも高い状態にある場合に、油消費が多くなることがわかった。このことより、シリンダとピストンリング摺動面間の潤滑状態を悪化させることなく、油消費を少なくするための手がかりを得ること

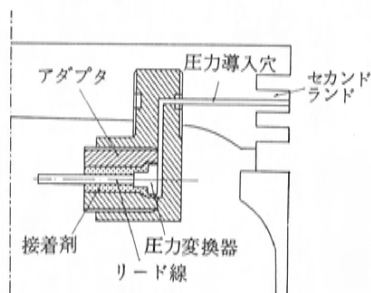


図8 セカンドランド圧力測定方法

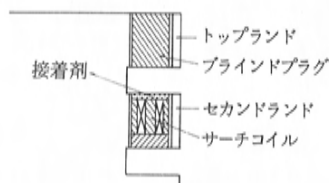


図9 リング挙動測定方法

とができた。

4.1.1 実験方法

図8にセカンドランド圧力の計測手法を示す。セカンドランド部にの1.0の穴を設けてガス圧を導入し、ピストンの裏面に設置した歪ゲージ式圧力変換器まで導いている。

図9にトップリング及びセカンドリングの上下方向の挙動計測手法を示す。小型のサーチコイルを作製してセカンドランド部に取付け、このサーチコイルによってピストンリングの上下方向の挙動を測定した。

表2に今回の実験に使用したピストン及びピストンリングの主要諸元を示す。セカンドランド圧に影響するリング合い口隙間と、セカンドランド及びサードランド容積のみの影響を明確にするため、ピストンの寸法公差を量産ピストンの1/5に小さくしたピストンを試作し、現象計測及び油消費量の測定を行った。油消費量の測定はFPD-Sトレース法⁽⁹⁾で行った。

4.1.2 実験結果

セカンドランド圧力とトップリング挙動が油消費に影響することは一般的に知られており⁽¹⁰⁾、その理由は次のように考えられている。

油消費に対して最も良いリングの動きは、ピストン上昇中のリングは主として下面に密着しており、セカンドランド圧力に対して燃焼室圧力が高い間に短時間リングが持ち上げられることである。このリングの動きによって、ピストン上昇中リング背面にかき込まれた油を下方に流出させる。リングがサイクル中のほとんどの期間下面に密着していると、油消費は増加する。これはトップランド上部にかき上げられた油の大半が、下降行程でシリンダ面に残されるためである。油消費に対して最も悪い状態は、リングが溝の上面、下面のどちらにも密着しないで溝の途中にあって、燃焼室圧力よりもセカンドランド圧力が高い場合である。ガスが下方から上方に流れるために、トップリング周辺の油がガスとともに燃焼室に吹き込まれ油消費が増大する。

各リング間におけるガスの流れやランド圧力は、図10に示したラビリンスモデルによって計算できる。各リング間のガスは、リング合い口隙間、リング裏面隙間などを通して燃焼室側もしくはクランク室側へ移動する。そのガス量を決定するのは、各リング間の洩れ係数を表わすブローバイパラメータ Ki であり、次式で表わされる⁽¹¹⁾。

$$Ki = \frac{Kc \cdot Si}{Vi \cdot \omega} \sqrt{\frac{2g \cdot k \cdot Rg \cdot Ti}{k - 1}}$$

表2 ピストン、ピストンリング主要諸元

諸 元		仕 様	A	B	C
リ ン グ	B 寸 法	ト ッ プ (mm)	1.2	←	←
		セ カ ン ド (mm)	1.5	←	←
	合 い 口 隙 間	ト ッ プ (mm)	0.65	←	←
		セ カ ン ド (mm)	0.41	2.9	0.41
ピ ス ト ン	サ イ ド ク リ ア ラ ンス	ト ッ プ (μ)	54	←	←
		セ カ ン ド (μ)	54	←	←
	ラ ン ド 容 積	セ カ ン ド (mm^3)	180	←	←
		サ ー ド (mm^3)	120	←	270

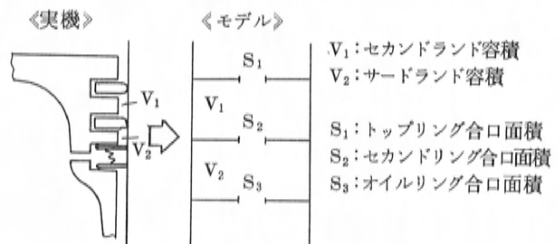


図10 ラビリンスモデル

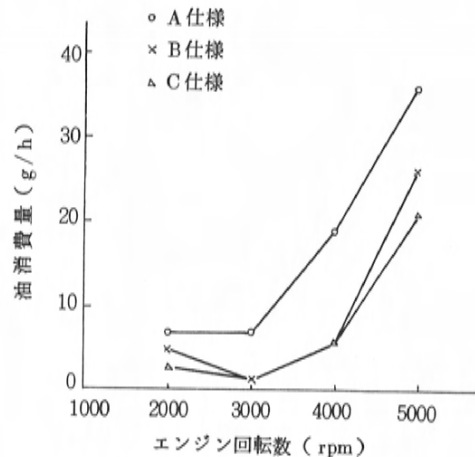


図11 全負荷運転時の油消費量

Kc ; 流量係数

Si ; リング合い口面積

Vi ; ランド容積

ω ; 角速度

g ; 重力の加速度

k ; 比熱比

Rg ; ガス定数

Ti ; リンググループ温度

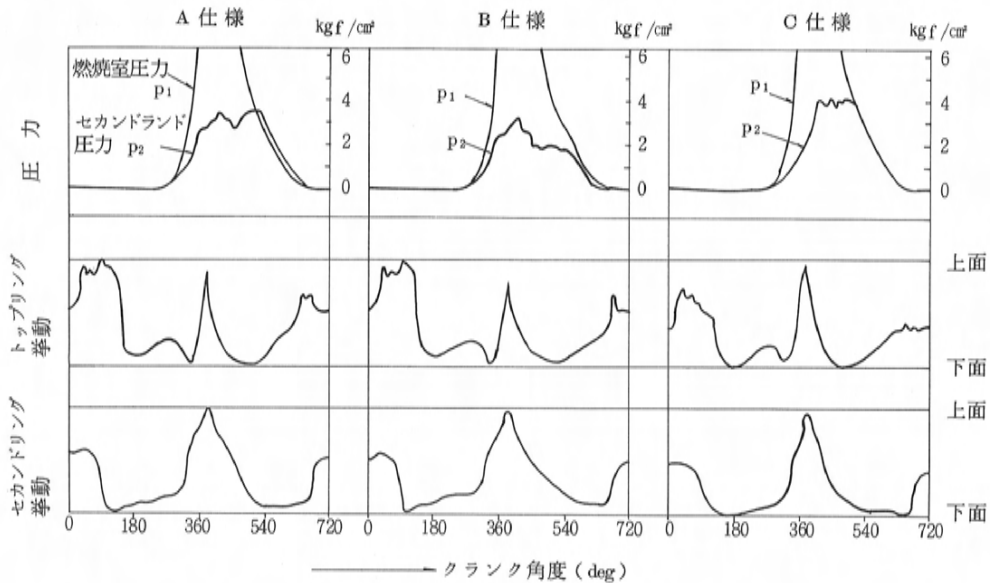


図12 圧力及びリング挙動

従って S_i を小さくするもしくは V_i を大きくすることによって、 K_i を小さくすることができる。

図11は表2に示したA, B, Cの各仕様の全負荷運転時の油消費量を示したものである。トップリング合い口隙間をセカンドリング合い口隙間より0.24mm拡大したA仕様の油消費量に対し、セカンドリングの合い口隙間をその4.5倍に拡大したB仕様は、4000 rpm 時では約70%油消費量が減少している。サードランド容積のみをA仕様の約120%増加したC仕様も、B仕様と同様約70%の油消費量の減少が見られる。4000 rpm 以外の回転数においてもほぼ同様である。

図12に全負荷4000 rpm 運転時の燃焼室圧力とセカンドランド圧力、トップリングとセカンドリングの挙動を、アーム式信号取出し装置により各仕様に同時測定した例を示す。燃焼室圧力とセカンドランド圧力の関係は、各仕様別で大きく変化している。A仕様は膨張行程の終りから排気行程の終りにかけて、燃焼室圧力よりもセカンドランド圧力の方が高いが、B仕様にはその現象が生じていない。C仕様ではこの行程におけるセカンドランド圧力と燃焼室圧力がほぼ等しい状態となっている。トップリングおよびセカンドリングの上下方向の動きは、各仕様別によって大きな変化は見られない。ただしトップリングの挙動は、各仕様とも図13に示す一般的な挙動特性と異なり、圧縮上死点付近でリングの持ち上がり現象

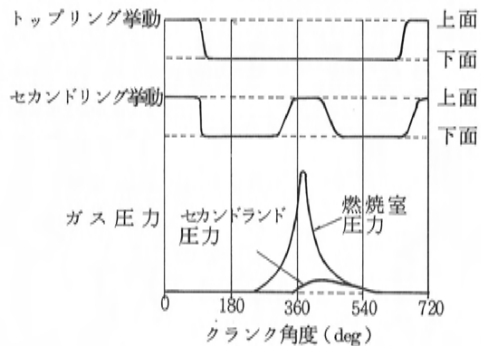


図13 一般的リング挙動特性

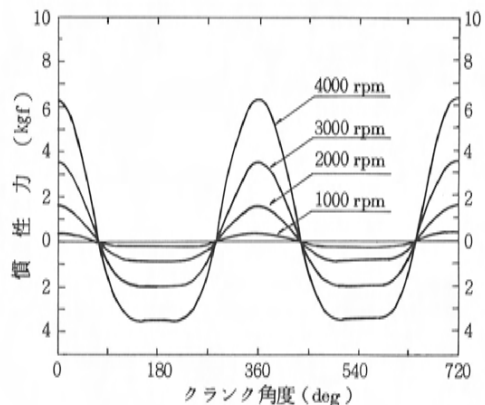


図14 トップリング慣性力

が発生しているかのようなデータが得られている。

リングの上下方向に働く力は、ガス圧力と摩擦力、慣性力が主である。慣性力がガス圧力と摩擦力の和より小さい時は下面に押しつけられ、慣性力が大きくなればリングは持ち上がる。図14に今回の実験に使用したトップリングに働く慣性力の計算値を示す。セカンドリングに働く慣性力もほぼ同等である。セカンドリングについては慣性力に対応した挙動を示しており、図13の一般的に考えられている挙動特性と定性的に一致している。トップリングの圧縮上死点付近は、慣性力に対してガス圧力が大きいために一般的にはリングの持ち上がりは発生しない。図12のような現象が発生するのは、次の理由によるものと考えられる。爆発荷重によるピストンの変形を計算すると、セカンドランドのピンボス方向はほとんど変形しないのに対し、スラスト、反スラスト方向の変形は大きく、リング溝にはうねりが生じている。今回の実験でのトップリング挙動測定位置は変形の大きいスラスト側であるため、セカンドランドの変形によりサーチコイルとリング下面の間に隙間が生じたものと推察される。

以上のことから油消費にセカンドランド圧力が影響していることが実験的に明らかとなり、膨張行程の終りから排気行程の終りまでの期間、燃焼室圧力に対しセカンドランド圧力を低く保持し続けることが、油消費の低減に効果があることがわかった。またこのような状況を与えるためのピストン及びピストンリングの適切な諸元が、実験的に求まった。ただし、今回実験したリング合い口隙間とランド容積の組み合わせの比は一つの例であり、最適な組み合わせの比を求めることは今後の課題である。

4.2 ピストン挙動解析

ピストンスラップはスラスト力の作用する方向が変わる時、ピストンがピストンとシリンダライナ間の半径隙

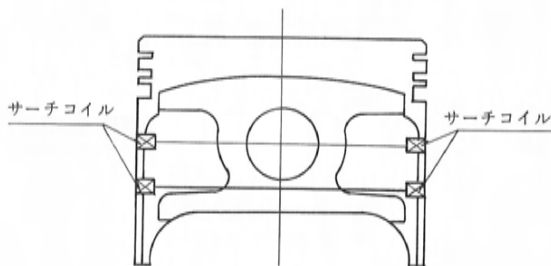


図15 ピストン挙動測定位置

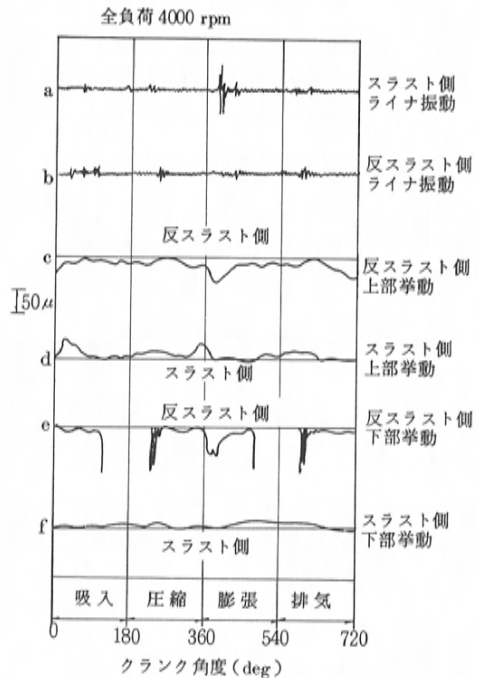


図16 ライナ振動とピストン挙動同時測定例

間を急激に移動して、壁に衝突することによって生ずる。このような衝突を避けることは機構的に不可能であるが、ピストンとシリンダライナ間の隙間を小さくすることや⁽¹²⁾、ピストンピンをオフセットすること⁽¹³⁾、あるいはピストンの重量を軽減するなどによって、衝突を緩和する方法がとられている。ピストンがシリンダ壁に衝突したかどうかを調べる方法としては、従来から加速度ピックアップをシリンダ壁に取付け、ピストンがシリンダ壁に衝突することによって生じるライナ振動を測定してきた。しかしこの方法は、ピストンスラップの発生時期はつかめるが、ピストンのどの部分がどのような動きで衝突しているかなどの解析が困難であるため、効果的なピストンスラップ対策が実施されにくい面があった。

今回アームを取付けても、ピストン挙動に影響しないピストンからの信号取出し装置が完成したことにより、高回転域までのピストン挙動測定が可能となり、1.5 ℓ ガソリンエンジンにおいてピストン挙動とライナ振動の関係を調べ、ピストンスラップ発生要因の一端を知ることができた。

4.2.1 実験結果

図15にピストンへのサーチコイルのうめ込み位置を示

す。測定点は、ピストンスカート部のスラスト、反スラスト側のピン中心位置と、約20mm下部の4点である。サーチコイル面とシリンダ表面の隙間変化をインダクタンス変化として取出すことにより、シリンダ内でのピストンの動きを測定する。実験に使用したピストンクリアランスは 40μ である。

図16に全負荷4000 rpm運転時のライナ振動と、ピストン挙動の同時測定例を示す。a, bがスラスト側及び反スラスト側のライナ振動である。c, dがピストンピン中心線上の反スラスト側及びスラスト側のピストン挙動である。下側の基準線がスラスト側に対するシリンダライナとピストン間の隙間が零であることを示し、上側が反スラスト側の基準線を示している。e, fはc, dよりも約20mm下部のピストン挙動である。eの一部が途切れているのは、アームを取付けるためにシリンダライナを切り欠いており、ピストンにうめ込んだサーチコイルがライナの外に出ることにより生じる現象である。この図から、ピストンスラップは圧縮上死点後と排気上死点後に発生することがわかる。

図17は隙間測定結果をもとに、全負荷4000 rpm時のサイクル中のシリンダ内のピストン挙動を図示化したもの

□ スカート上部位置 ○→○ ピストンピン中心の動き
■ スカート下部位置

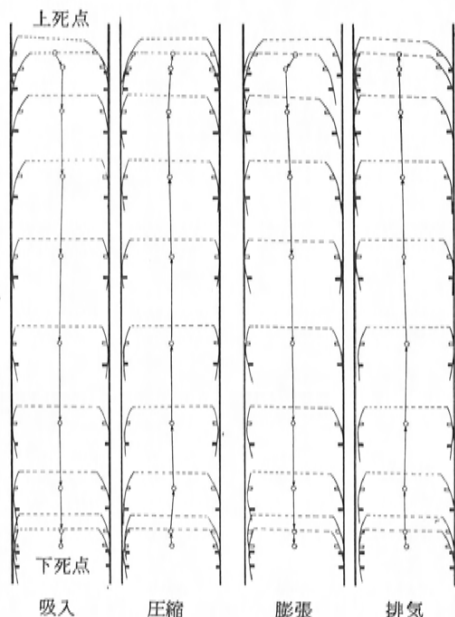


図17 ピストン挙動(全負荷 4000 rpm)

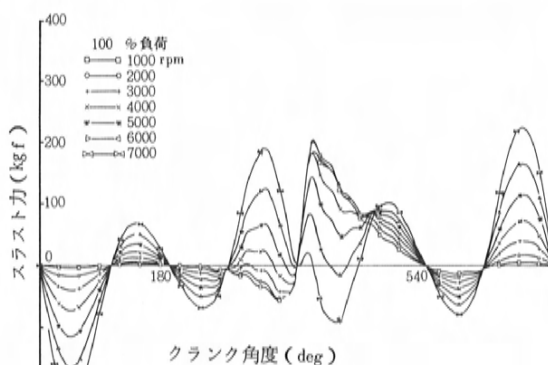


図18 スラスト力

である。図示化にあたっては、シリンダが真直円筒であるとし、ピストンの熱変形は考慮していないが、図示化されたピストン挙動はピストンとシリンダとの相対挙動を示している。

図18は今回の実験に使用したピストンのスラスト力の計算値である。全負荷4000 rpm時では爆発力がスラスト力に大きな影響を与えており、圧縮上死点後急激にスラスト方向へ力が作用するため、ピストンは反スラスト側

□ スカート上部位置 ○→○ ピストンピン中心の動き
■ スカート下部位置

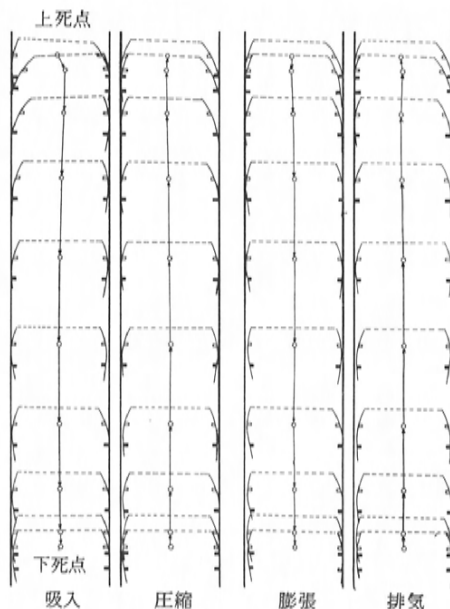


図19 ピストン挙動(全負荷 6000 rpm)

からスラスト側へ移動する。図19に示すように全負荷6000 rpm時では、圧縮上死点後のスラスト側へのピストンの急激な移動は生じない。これは慣性力の影響によって、スラスト方向への力が小さくなるためである。

スカート下部はサイクル中はほとんどシリンダライナにはりついて動いているが、圧縮上死点後反スラスト側はシリンダライナ面から離れた挙動をしている。これはスラスト側へのピストン移動による衝撃力が大きいために、スラスト側のスカート部が弾性変形することによって起るものである。スラスト力が働くときピストンの首振りのためまずスカートの下端部が当るが、今回のようにスカートがライナにはりついている場合は、スカート下端部が弾性変形しスカート上部がシリンダ壁に衝突するものと考えられる。排気上死点後のスラップは、ピストンがスラスト側から反スラスト側へ移動することによって生じるが、圧縮上死点後のスラップに対して動きは小さい。しかし6000 rpmになると慣性力が大きくなるため動きも大きくなる。

以上ピストン挙動を詳細に測定することによって、ピストンスラップの発生原因の一端を知ることができた。ピストン挙動はピストン騒音のみならず、ピストンスカuffingや油消費などにも大きく影響していると考えられている。今回の実験は図15に示したスカート部4点だけの挙動を測定したが、それぞれの現象に応じてピストン挙動の測定位置を選定することが重要である。

5. ま と め

本実験の要約を次に示す。

(1)接点式温度測定法は次のような利点を持っており、エンジン開発ツールとして十分活用できる。

①高回転、高負荷域においても接触子の追従性が良好で耐久性があるため、出力信号の保持性がよく長時間安定した温度測定ができる。

②装置が簡単で小型、軽量であるため、装置の取付け上の制約がなく気筒ごとの温度が同時に測定できる。

③エンジンのモデルが異なってもそのモデルに対応した装置を新しく作る必要がなく、あらゆるエンジンに対しても同じ装置が使用できるため、モデルごとの温度測定が容易にできる。

(2)アーム式信号取出し装置は、エンジンモデルが変わると設計変更が必要であることや装置の取付け上の制約があるため、エンジン開発ツールとして幅広く活用するのは難しい。しかし有線により連続信号を導出すること

ができるため、広範囲な現象測定が可能であり、問題に対する発生メカニズムの解明や影響要因の解析などができる。また今回開発したアーム式信号取出し装置は、強度的にもリード線の耐切断性においてもエンジンの全運転領域で十分な耐久性がある。

(3)ベアリングの温度変動を検知することによって、ベアリングの焼付きを予知することが可能であることがわかった。その温度変動は、メインベアリングよりもクランクピンベアリングに発生しやすい。

(4)クランクピンベアリングの温度変動に及ぼす要因として、油温、油圧、クリアランスの影響が大きいことがわかった。油温は高いほど油圧は低いほど発生しやすい。またクリアランスは大きくするほど温度変動が発生しにくくなるが、大きすぎると逆に悪化傾向を示す。

(5)膨張行程の終りから排気行程の終りにかけて、燃焼室側圧力よりもセカンドランド圧力が高いとガスが燃焼室側へ流れるため、トップリング周辺の油がガスとともに燃焼室側へ吹き込まれて油消費が増大する。従ってセカンドランド圧力を低減する必要がある。

(6)セカンドランド圧力を低減するには、ブローバイパパラメータを小さくすればよい。

例えばトップリング合い口隙間に対し、セカンドリングの合い口隙間を大きくすることや、サードランド容積を増やすことによって、セカンドランド圧力を低減できる。

(7)ピストンスラップは圧縮上死点後と排気上死点後に発生する。圧縮上死点後のスラップは、反スラスト側からスラスト側へピストンが移動することによって発生し、高回転ほど慣性力が大きくなるためピストン移動は小さくなる。排気上死点後のスラップは、ピストンがスラスト側から反スラスト側へ移動することによって発生し、高回転ほど慣性力が大きくなるため移動も大きくなるが、圧縮上死点後のスラップに対しては小さい。

6. あ と が き

以上ピストン信号取出し法として、新しく開発した接点式温度測定法とアーム式信号取出し法の概要及びその応用例について述べた。

これらの信号取出し法の開発により、その適用範囲は大幅に拡大され、耐久性、信頼性の高いエンジンを開発するために活用されている。今後更に信号取出し法や現象の計測手法の改善を重ね、より精度の高い計測ができるようにすると同時に、長時間の耐久モード運転との相関や理論モデルによる計算との相関をとり、耐久性、信

頼性の高いエンジンを短期間に開発し、市場の期待にこたえていきたい。

参 考 文 献

- (1) 吉田：温度及び圧力の測定，内燃機関 vol. 7(1968).
- (2) 古浜，榎本：自動車用ガソリン機関の実用時におけるピストン温度，機械学会論文集39巻317号(1973).
- (3) D. M. Leucht：SAE Paper 770877.
- (4) E. Essers：MTZ 27-6 (1967).
- (5),(6) Y. Iida, K. Tanaka, S. Fuse：Contact-Point Method for Measuring Sliding Face Temperature and It's Application, SAE Paper 830311.
- (7) 古浜：ASLE Trans Vol. 10 (1967).
- (8) H. Kawamura：Noise of Small Diesel Engine, Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 31, No. 9 (1977).
- (9) 中島，長谷他：連続エンジン油消費量測定装置の開発，潤滑第27巻第5号(1982).
- (10) 昼間，吉田，古浜，新：ピストンリングの挙動が潤滑油消費に及ぼす影響，自動車技術会学術講演前刷集 821A7.
- (11) L. L. Ting, J. E. Mayer：Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis Part 1 - Theory, ASME No. 73-Lub-25.
- (12),(13) 河村，木田：高速ディーゼルエンジンのピストンスラップについて，自動車技術会論文集No. 12 (1967).

間, e : 偏心率, φ : 釣合角, F : ジャーナル荷重, ω_j : ジャーナルと軸受の相対角速度 $= m\omega$, ω : エンジン角速度, $m = 1 + R/Lc \cos \theta c$ (クランクピン軸受), $m = 1$ (主軸受), R : クランク半径, Lc : コンロッド長さ, θc : クランク角 (排気上死点 $= 0$), x, y : 軸受表面におかれた直交座標

この図の軸受間隙における油膜圧力 p の分布は次のレイノルズ方程式に従う⁽²⁾。

$$\frac{1}{6\mu} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right\} \\ = \left\{ -Rb \omega l + Rj (\omega_j - \omega l) + e \dot{\varphi} \cos \theta - \dot{e} \sin \theta \right\} \frac{dh}{dx} \\ + 2e \dot{\varphi} \sin \theta + 2\dot{e} \cos \theta \quad \dots\dots (1)$$

ここで, Z : 軸受幅方向座標 (幅の中心で 0), Rj : ジャーナル半径, Rb : 軸受半径, $h = c (1 + \varepsilon \cos \theta)$, c : 半径クリアランス, $\varepsilon = e/c$ (偏心率), μ : オイル絶対粘度, $\dot{e} = de/dt$, $\dot{\varphi} = d\varphi/dt$

$Rj \approx Rb$, $\partial x = Rb \partial \theta$, $c/Rb \ll 2$, $e/Rb \ll 2 \times \cos \theta$, $2c\varepsilon \dot{\varphi} \sin \theta = -2\dot{\varphi} dh/d\theta$ を考えると式(1)は次のようになる。

$$\frac{1}{6\mu} \left\{ \frac{1}{Rj^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right\} = \\ = \omega_j \{ -c\varepsilon (1 - 2\omega l/\omega_j - 2\varphi/\omega_j) \\ \times \sin \theta + 2c\dot{\varepsilon} \cos \theta/\omega_j \}$$

上式で, 再度, $C_1 \equiv 1 - 2(\omega l + \dot{\varphi})/\omega_j$, $C_2 \equiv \dot{\varepsilon}/\omega_j$, $\bar{\theta} \equiv \theta/2\pi$, $\bar{Z} \equiv z/L$ (L : ランド幅), $H \equiv h/c = 1 + \varepsilon \cos 2\pi \bar{\theta}$, $K \equiv (2\pi Rj/L)^2$ とおけば次のようになる。

$$\frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left(H^3 \frac{\partial p}{\partial \bar{\theta}} \right) + KH^3 \frac{\partial^2 p}{\partial \bar{Z}^2} \\ = 24\pi^2 \mu \omega_j (Rj/c)^2 (-C_1 \varepsilon \sin 2\pi \bar{\theta} \\ + 2C_2 \cos 2\pi \bar{\theta}) \quad \dots\dots (2)$$

上式の右辺括弧内第一項はウェッジ作用を, また, 第二項はスクイズ作用をそれぞれ表わす。従って, 油膜破壊を無視すれば, ウェッジ作用またはスクイズ作用による油膜圧力を別々に計算し, これらの合成によって軸受油膜圧力が求まる。今, $C_1 = C_2 = m = 1$ といった場合のウェッジ, スクイズに対する単位油膜圧力を各々 p_W , p_S とすれば, これらは次式から求まる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left(H^3 \frac{\partial p_W}{\partial \bar{\theta}} \right) + KH^3 \frac{\partial^2 p_W}{\partial \bar{Z}^2} \\ = -24\pi^2 \mu \omega (Rj/c)^2 \varepsilon \sin 2\pi \bar{\theta} \\ \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left(H^3 \frac{\partial p_S}{\partial \bar{\theta}} \right) + KH^3 \frac{\partial^2 p_S}{\partial \bar{Z}^2} \\ = 48\pi^2 \mu \omega (Rj/c)^2 \cos 2\pi \bar{\theta} \end{aligned} \right\} \dots\dots (3)$$

上記を解いて, 最終的に合成油膜圧力 p は次式で表わされる。ここで, p_F : 軸受給油圧力

$$p = m (C_1 p_W + C_2 p_S) + (1 - \bar{Z}) p_F \quad \dots\dots (4)$$

2.2 油膜圧力の平滑化

油膜厚が最小になる点及びその近傍では, 油膜圧力の場所による変化が極端に大きくなる。このことは油膜圧力を計算する場合に不都合である。従って, Vogelpohl が提案した変換, すなわち, $\pi' = p_W H^{3/2}$, $\pi'' = p_S H^{3/2}$ の変換によって油膜圧力の分布状態を平滑化する。式(3)にこの変換を行い, 更に, $\pi_W = \pi' / \{ \mu \omega (Rj/c)^2 \}$, $\pi_S = \pi'' / \{ \mu \omega (Rj/c)^2 \}$ とおけば, 次式のようなになる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 \pi_W}{\partial \bar{\theta}^2} + K \frac{\partial^2 \pi_W}{\partial \bar{Z}^2} - \frac{3\pi^2 \varepsilon}{H} \left(\frac{\varepsilon}{H} \sin^2 2\pi \bar{\theta} \right. \\ \left. - 2 \cos 2\pi \bar{\theta} \right) \pi_W = - \frac{24\pi^2 \varepsilon}{H^{3/2}} \sin 2\pi \bar{\theta} \\ \frac{\partial^2 \pi_S}{\partial \bar{\theta}^2} + K \frac{\partial^2 \pi_S}{\partial \bar{Z}^2} - \frac{3\pi^2 \varepsilon}{H} \left(\frac{\varepsilon}{H} \sin^2 2\pi \bar{\theta} \right. \\ \left. - 2 \cos 2\pi \bar{\theta} \right) \pi_S = \frac{48\pi^2}{H^{3/2}} \cos 2\pi \bar{\theta} \end{aligned} \right\} \dots\dots (5)$$

2.3 油膜圧力の計算方法

この解析では, レイノルズ方程式を差分近似によって解いた。具体的には次のようである。すなわち, 軸受を平面に展開して, その面をメッシュに分割する。ここで軸受円周方向と幅方向のメッシュ番号をそれぞれ i, j とすれば, テーラ展開によって次式が得られる。

$$\left(\frac{\partial^2 \pi_W}{\partial \bar{\theta}^2} \right)_{i,j} = -2\pi_{W i,j} / \Delta \bar{\theta}^2 \\ + (\pi_{W i-1,j} + \pi_{W i+1,j}) / \Delta \bar{\theta}^2 \\ \left(\frac{\partial^2 \pi_W}{\partial \bar{Z}^2} \right)_{i,j} = -2\pi_{W i,j} / \Delta \bar{Z}^2 \\ + (\pi_{W i,j-1} + \pi_{W i,j+1}) / \Delta \bar{Z}^2$$

π_S についても同様に求まる。

上式と式(5)から,

$$\left. \begin{aligned} \pi_{wi,j} &= A_1 (\pi_{wi-1,j} + \pi_{wi+1,j}) \\ &+ A_2 (\pi_{wi,j-1} + \pi_{wi,j+1}) + A_3 \\ \pi_{si,j} &= A_1 (\pi_{si-1,j} + \pi_{si+1,j}) \\ &+ A_2 (\pi_{si,j-1} + \pi_{si,j+1}) + A_4 \end{aligned} \right\} \dots\dots (6)$$

ここで、 $\Delta\bar{\theta} = 1/M$ 、 M ：円周方向分割数、 $\Delta\bar{Z} = 1/N$ 、 N ：幅方向分割数、 $A_1 = D/A$ 、 $A_2 = E/A$ 、 $A_3 = F/A$ 、 $A_4 = G/A$

$$\begin{aligned} A &= 2(1+K)/\Delta\bar{\theta}^2 + 3\pi^2\epsilon/H\{\epsilon/H\sin^2 2\pi\Delta\bar{\theta}(i-1) \\ &- 2\cos 2\pi\Delta\bar{\theta}(i-1)\}, D = 1/\Delta\bar{\theta}^2, E = K/\Delta\bar{\theta}^2, \\ F &= 24\pi^2\epsilon/H^{3/2}\sin 2\pi\Delta\bar{\theta}(i-1), G = -48\pi^2/H^{3/2} \\ &\times \cos 2\pi\Delta\bar{\theta}(i-1) \end{aligned}$$

計算を実行する場合には、 ϵ を $0 < \epsilon < 0.99$ の範囲で、0.01おきに変化させ、これらに対する π_w 、 π_s を求めた。詳しく述べると、上記の ϵ に対して、軸受ランド端面の各メッシュ交点に初期値(境界値)として0を入れ、その他のメッシュ交点には1を入れ式(6)を繰返し計算した。なお、繰返し計算は、計算回数 $N-1$ と N の各メッシュ交点における $\pi_w(\pi_s)$ の相対誤差が1%以下になるまで続ける。また、この繰返し計算では計算時間を最小にする加速係数を用いた。図2に加速係数と計算時間の関係を示す。

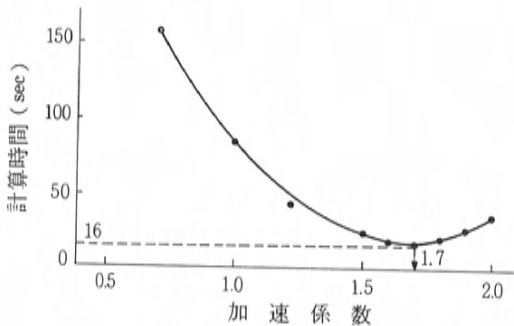


図2 加速係数と計算時間

2.4 油膜力とその微分⁽³⁾

力の釣合を計算するときに必要なので、油膜力とその微分を求める。図1の x' 、 y' 両方向の油膜力 P_x 、 P_y は次の積分で求まる。ただし、実際の計算は油膜圧力

が正の値についてのみ台形公式で計算した。

$$\left. \begin{aligned} P_x &= 2\pi L R b f f p \cos 2\pi\bar{\theta} d\bar{\theta} d\bar{Z} \\ P_y &= 2\pi L R b f f p \sin 2\pi\bar{\theta} d\bar{\theta} d\bar{Z} \end{aligned} \right\} \dots\dots (7)$$

次に、 P_x 、 P_y の C_1 、 C_2 、 m 、 ϵ に関する偏微分は次の式で表わされる。 P_y についても同様に求まる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial P_x}{\partial C_1} &= 2\pi L R b m f f p_w \cos 2\pi\bar{\theta} d\bar{\theta} d\bar{Z} \\ \frac{\partial P_x}{\partial C_2} &= 2\pi L R b m f f p_s \cos 2\pi\bar{\theta} d\bar{\theta} d\bar{Z} \\ \frac{\partial P_x}{\partial m} &= 2\pi L R b f f (p_w + p_s) \cos 2\pi\bar{\theta} d\bar{\theta} d\bar{Z} \end{aligned} \right\} \dots\dots (8)$$

また、 ϵ に関する偏微分は、 $P_x = f(C_1, C_2, \epsilon, m)$ の全微分を考えることによって次の近似式で表わされる。

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial P_x}{\partial \epsilon} \right)_t &\doteq [P_{xt} - P_{xt-\delta t} - 0.5(C_{1t} \\ &- C_{1t-\delta t}) \{ \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_1} \right)_t + \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_1} \right)_{t-\delta t} \} - 0.5(C_{2t} \\ &- C_{2t-\delta t}) \{ \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_2} \right)_t + \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_2} \right)_{t-\delta t} \} \\ &- P_{xm} \delta t / m] / (\epsilon_t - \epsilon_{t-\delta t}) \end{aligned} \dots\dots (9)$$

2.5 軸心軌跡の決定⁽³⁾

図1の x' 、 y' 、それぞれの方向におけるジャーナル荷重と油膜力の釣合式を連立させて解き、 $\dot{\epsilon}$ 、 $\dot{\varphi}$ を求める。次に、逆進近似法によって、クランク角 $0^\circ \sim 720^\circ$ に対する ϵ と φ 、すなわち、軸心軌跡を決定する。いま、計算ステップ $k-1$ と k 間では線形であると仮定すれば、 k ステップにおける上記の釣合式は次のように表わされる。ただし、サフィックス $k-1$ は時間 $t-\delta t$ 、同 k は $t-\delta t + \delta t$ から δt 時間後における計算ステップをそれぞれ表わす。

$$\left. \begin{aligned} F_k \cos(\varphi_{k-1} + \dot{\varphi}_k \delta t) + \lambda(P_{xk-1} + \dot{P}_{xk} \delta t) &= 0 \\ -F_k \sin(\varphi_{k-1} + \dot{\varphi}_k \delta t) + \lambda(P_{yk-1} + \dot{P}_{yk} \delta t) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots (10)$$

ここで、 F_k ：軸受外力、 λ ：軸受ランド数、 $\dot{P}_{xk} = dP_{xk}/dt$ 、 $\dot{P}_{yk} = dP_{yk}/dt$
一方、

$$\left. \begin{aligned} \dot{P}_{xk} &= \left(\frac{\partial P_x}{\partial \varepsilon} \right)_{k-1} \cdot \dot{\varepsilon}_k + \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_1} \right)_{k-1} \cdot \dot{C}_{1k} \\ &+ \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_2} \right)_{k-1} \cdot \dot{C}_{2k} + \left(\frac{\partial P_x}{\partial m} \right)_{k-1} \cdot \dot{m}_k \\ \dot{C}_{1k} &= \frac{2}{\omega m_k} \left\{ \left(\frac{\dot{m}_k}{m_k} - \frac{1}{\delta t} \right) \dot{\varphi}_k + \frac{1}{\delta t} \cdot \varphi_{k-1} \right. \\ &\left. + \frac{\dot{m}_k}{m_k} \omega l_k - \dot{\omega} l_k \right\} \\ \dot{C}_{2k} &= \frac{1}{\omega m_k} \left\{ \left(\frac{1}{\delta t} - \frac{\dot{m}_k}{m_k} \right) \varepsilon_k - \frac{\dot{\varepsilon}_{k-1}}{\delta t} \right\} \end{aligned} \right\} \dots\dots (11)$$

ここで, $\dot{m}_k = dm_k/dt$

\dot{P}_{yk} についても同様に求まる。

式(11)を式(10)に代入して, 整理すると, $\dot{\varepsilon}_k, \dot{\varphi}_k$ に関する次の連立方程式が求まる。

$$A_{11} \dot{\varepsilon}_k + A_{12} \dot{\varphi}_k = A_{13}$$

$$A_{21} \dot{\varepsilon}_k + A_{22} \dot{\varphi}_k = A_{23}$$

これを解いて,

$$\dot{\varepsilon}_k = (A_{13} \cdot A_{22} - A_{23} \cdot A_{12}) / DET$$

$$\dot{\varphi}_k = (A_{11} \cdot A_{23} - A_{21} \cdot A_{13}) / DET$$

従って, K ステップにおける偏心率 ε_k と釣合角 φ_k は次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_k &= \varepsilon_{k-1} + \dot{\varepsilon}_k \cdot \delta t \\ \varphi_k &= \varphi_{k-1} + \dot{\varphi}_k \cdot \delta t \end{aligned} \right\} \dots\dots (12)$$

ここで,

$$DET = A_{11} \cdot A_{22} - A_{21} \cdot A_{12}$$

$$\begin{aligned} A_{11} &= \lambda \left\{ \left(\frac{\partial P_x}{\partial \varepsilon} \right)_{k-1} - \frac{\dot{m}_k}{\omega m_k^2} \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_2} \right)_{k-1} \right\} \delta t \\ &+ \frac{1}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_2} \right)_{k-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{12} &= \left\{ \frac{2 \lambda \dot{m}_k}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_1} \right)_{k-1} - F_k \sin \varphi_{k-1} \right\} \delta t \\ &- \frac{2 \lambda}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_1} \right)_{k-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{13} &= -\lambda \left\{ \frac{2}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_1} \right)_{k-1} \left(\frac{\dot{m}_k}{m_k} \omega l_k - \dot{\omega} l_k \right) \right. \\ &+ \dot{m}_k \left(\frac{\partial P_x}{\partial m} \right)_{k-1} \left. \right\} \delta t - \lambda P_{xk-1} - F_k \cos \varphi_{k-1} \\ &- \frac{2 \lambda \dot{\varphi}_{k-1}}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_1} \right)_{k-1} + \frac{\lambda \dot{\varepsilon}_{k-1}}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_x}{\partial C_2} \right)_{k-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{21} &= \lambda \left\{ \left(\frac{\partial P_y}{\partial \varepsilon} \right)_{k-1} - \frac{\dot{m}_k}{\omega m_k^2} \left(\frac{\partial P_y}{\partial C_2} \right)_{k-1} \right\} \delta t \\ &+ \frac{1}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_y}{\partial C_2} \right)_{k-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{22} &= \left\{ \frac{2 \lambda \dot{m}_k}{\omega m_k^2} \left(\frac{\partial P_y}{\partial C_1} \right)_{k-1} - F_k \cos \varphi_{k-1} \right\} \delta t \\ &- \frac{2 \lambda}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_y}{\partial C_1} \right)_{k-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{23} &= -\lambda \left\{ \frac{2}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_y}{\partial C_1} \right)_{k-1} \left(\frac{\dot{m}_k}{m_k} \omega l_k - \dot{\omega} l_k \right) \right. \\ &+ \dot{m}_k \left(\frac{\partial P_y}{\partial m} \right)_{k-1} \left. \right\} \delta t - \lambda P_{yk-1} + F_k \sin \varphi_{k-1} \\ &- \frac{2 \lambda \varphi_{k-1}}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_y}{\partial C_1} \right)_{k-1} + \frac{\lambda \dot{\varepsilon}_{k-1}}{\omega m_k} \left(\frac{\partial P_y}{\partial C_2} \right)_{k-1} \end{aligned}$$

ここで求まった $\dot{\varepsilon}_k, \dot{\varphi}_k, \varepsilon_k, \varphi_k$ に対する油膜力を計算し, この油膜力とジャーナル荷重が釣合を判定する。相対誤差 5% 以下で, 油膜力とジャーナル荷重が釣合っていれば, このステップの計算は終了し, クランク角を微小量増加して $k+1$ ステップの計算に進む。また, 5% より大きい場合にはステップ幅 (δt) を小さくして, このステップにおける計算を再度繰返す。なお, エンジン 1 サイクルに対する軸心軌跡の計算は, 計算開始点と計算がクランク角で 720° 進んだ点における ε, φ の相対誤差が 5% 以下になれば終了し, 5% より大きい場合には続ける。

2.6 抵抗損失

前記で求まった ε を用いて, 軸受の抵抗損失を計算する。ジャーナル表面に作用する摩擦力 F_f は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} F_f &= \frac{\lambda}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{1}{h} \frac{\partial p}{\partial \theta} d\theta dz \\ &+ \lambda \mu R j^2 \omega j \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{1}{h} d\theta dz \end{aligned} \dots\dots (13)$$

一方,

$$\int_0^{2\pi} h \frac{\partial p}{\partial \theta} d\theta = h p \Big|_0^{2\pi} - \int_0^{2\pi} p \frac{\partial h}{\partial \theta} d\theta$$

上式の右辺第一項はゼロになるので, この式と式(13)から F_f は次のようになる。

$$\begin{aligned} F_f &= -\frac{\lambda}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} p \frac{\partial h}{\partial \theta} d\theta dz \\ &+ \lambda \mu R j^2 \omega j \int_0^L \int_0^{2\pi} \frac{1}{h} d\theta dz \end{aligned}$$

この式に $h=c(1+\varepsilon \cos \theta)$ を代入し、積分すると次式が得られる。

$$F_f = \frac{\lambda c \varepsilon}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} p \sin \theta d\theta dz + \frac{2\pi \mu \lambda R_j^2 L \omega_j}{c(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

また、油膜力とジャーナル荷重の釣合状態では、図1の \overline{ObOj} に直角方向に作用する力はみかけ上ゼロになる。すなわち、

$$\lambda R_j \int_0^L \int_0^{2\pi} p \sin \theta d\theta dz = F \sin \varphi$$

この式と式(14)から、

$$F_f = \frac{c \varepsilon F}{2 R_j} \sin \varphi + \frac{2\pi \mu \lambda R_j^2 L \omega_j}{c(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \quad \dots\dots\dots (15)$$

この F_f と軸受の損失仕事率 L_b の関係は次式で表わされる。

$$L_b = R_j \omega_j F_f$$

次に、エンジンの損失仕事率 L_e と摩擦平均圧力 P_f の関係は次式で表わされる。

$$P_f = L_e / AV$$

ここで、 A : ボア面積、 V : ピストン平均速度

上式の L_e に、エンジン1サイクルにおける L_b の平均値 L_m を代入すれば、結局軸受の損失仕事率と P_f の関係は次式で表わされる。

$$P_f = L_m / AV \quad \dots\dots\dots (16)$$

2.7 ジャーナル荷重の角速度及び角加速度

任意のクランク角における荷重の大きさ、同角速度、及び同角加速度を、クランク角 2° おきに読込んだ燃焼圧力から線形補間で求めると誤差が大きい。従って、計算精度を良くするためと、計算時間を短縮するために、ここでは、軸心軌跡の計算に入る前に次の計算を行った。

(1) クランク角 2° おきに読込んだ燃焼圧力から、クランク軸の x , y 方向に作用する力を3モーメント法で求めた。次に、これらのベクトル合成から、クランク角 2° ごとのジャーナル荷重の大きさと方向を求めた。

(2) エンジン1サイクル (720°) を90区間に分割し、各区間内の(1)で求めた5点(例、第一区間では $0^\circ, 2^\circ, 4^\circ, 6^\circ, 8^\circ$ に対応する各点)を近似的に通る3次曲線を最小二乗法によって決定し(大きさと方向角の各々について)、この曲線の係数を区間番号と対応づけて記憶する。なお、区間 I と $I+1$ における両曲線の、境界点での勾配は等しくなるようにした。

(3) 軸心軌跡の計算では、計算中のクランク角が属する区間を判定し、この区間における方向角の3次曲線(係数は上記で記憶しているの、この曲線は既知)を1回時間微分して ωl , 2回時間微分して $\dot{\omega} l$ を求めた。

2.8 計算プロセスのまとめ

以上で解析内容の説明は終了するが、実計算における計算のフローをまとめると概略次のようになる。

- (1) ジャーナル荷重の計算(3次曲線の係数決定)
- (2) 偏心率を $0 < \varepsilon < 1$ において、0.01間隔で変化させ、各 ε に対する P_{ff} , P_s を計算する。
- (3) P_x , P_y , $\partial P_x / \partial C_1$, $\dots\dots$ を計算する。
- (4) A_{11} , $\dots\dots$, A_{23} を計算し、 $\dot{\varepsilon}_k$, $\dot{\varphi}_k$, ε_k , φ_k を決定する。
- (5) 油膜力 P_x , P_y を計算する。
- (6) ジャーナル荷重と P_x , P_y の釣合を判定
釣合っていれば次の(7)へ、そうでなければクランク角増分を小さくして(時間幅を小さくする)(4)へもどる。
- (7) クランク角 $\theta_c < 720^\circ$ の場合には、 $k = k + 1$, $\theta_c = \theta_c + \Delta \theta_c$ において(3)へ、 $\theta_c = 720^\circ$ のときは計算開始点と終了点の ε , φ を比較する。その結果、相対誤差が5%以下であれば計算は終了する。また、5%より大きい場合には $\theta_c = 0$, $k = 1$ において、再度(3)へもどり計算を続行する。

3. 結果の説明と考察

今回の解析は、4気筒1.5ℓガソリンエンジン(5主軸受)について行った。なお、実験はエンジンをクランクシャフトのみにして、モータ駆動で行い、また、オイルは10W-30を100℃で使用した。

軸受クリアランス及び軸受幅と P_f の関係(計算値と実験値)を図3, 4にそれぞれ示す。これらの図で、縦軸が摩擦平均圧力、横軸が軸受パラメータをそれぞれ示す。図5にジャーナル径と P_f (計算値)の関係、また図6, 図7にエンジン回転数と P_f (計算値)の関係をそれぞれ示す。

図3, 4に示すように、 P_f の計算値はかなりよく合っている。また、 P_f はパラメータに比例している。ここで図3, 4, 5(軸受クリアランス $c = 33 \mu$) の50%負荷について、パラメータと P_f の関係を詳しく調べる。

いま、 P_f の変化率をパラメータ変化率で割った値を抵抗低減率と定義すれば、各場合の低減率は次の通りである。

ジャーナル径変化 = 2.1

軸受クリアランス変化=0.4

軸受幅変化=0.3

この結果から、上記三者については、ジャーナル径縮小が P_f 低減に効果的であると思われる。

なお、負荷が大きくなった場合には、ジャーナル荷重の増加(式(9)右辺第一項)と偏心率の増大から P_f は大きくなるが、この場合も P_f はパラメータに比例する。また、図6、7では、回転数が高くなると、 P_f が増大しているが、この理由として、慣性力による荷重増加及びジャーナル表面の速度増加などが考えられる。なお、図8~12に、摩擦平均圧力以外のアウトプット例を参考までに示す。図8はエンドフロー、図9、10は主軸受の荷重と軸心軌跡、図11、12はクランクピン軸受の荷重と軸心軌跡を示したものである。

4. ま と め

本解析では、レイノルズ方程式を差分近似で解き、油膜力とジャーナル荷重の釣合から、軸心軌跡を決定し、続いて、摩擦平均圧力、エンドフローなどを計算した。

また、実験は、エンジンをクランクシャフトのみにして、モータ駆動で行った。この結果、摩擦平均圧力の計算値は実験値とかなり良く合っていること、及びジャーナル径の縮小が抵抗低減に最も効果的であること、の二点がわかった。

5. あ と が き

今回開発のプログラムでは、軸心軌跡、抵抗損失、エンドフロー、同温度上昇が計算できるので、これを軸受の抵抗解析、あるいは潤滑解析(最小油膜厚、最適給油位置など)のツールとして積極的に利用する予定である。今後、未検証項目の検証を行うと同時に、解析法の不完全な点についても諸先輩のご批評をおおきながら、このプログラムを更によいものにする作業を進めていきたい。

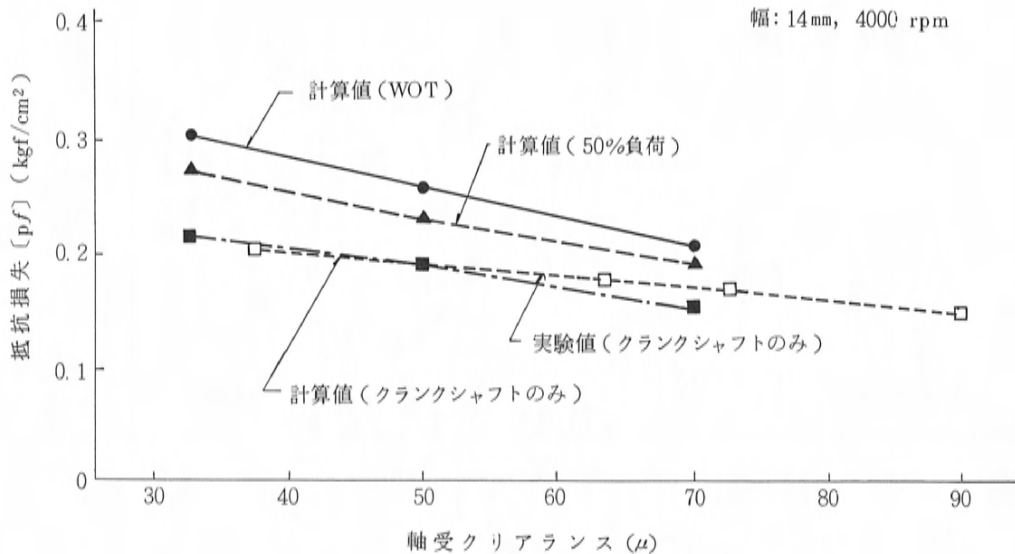


図3 軸受クリアランスと抵抗損失, 主軸受

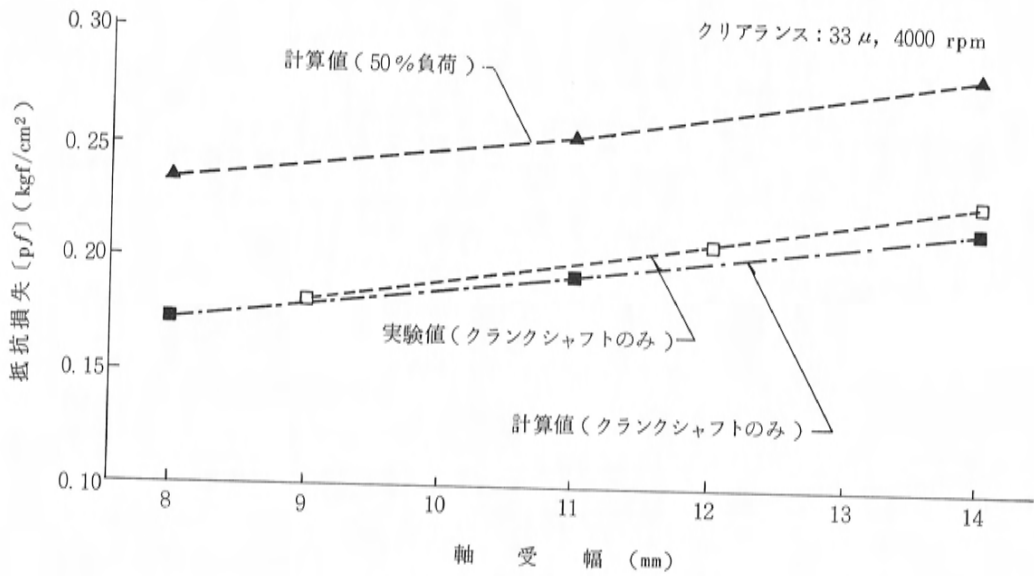


図4 軸受幅と抵抗損失, 主軸受

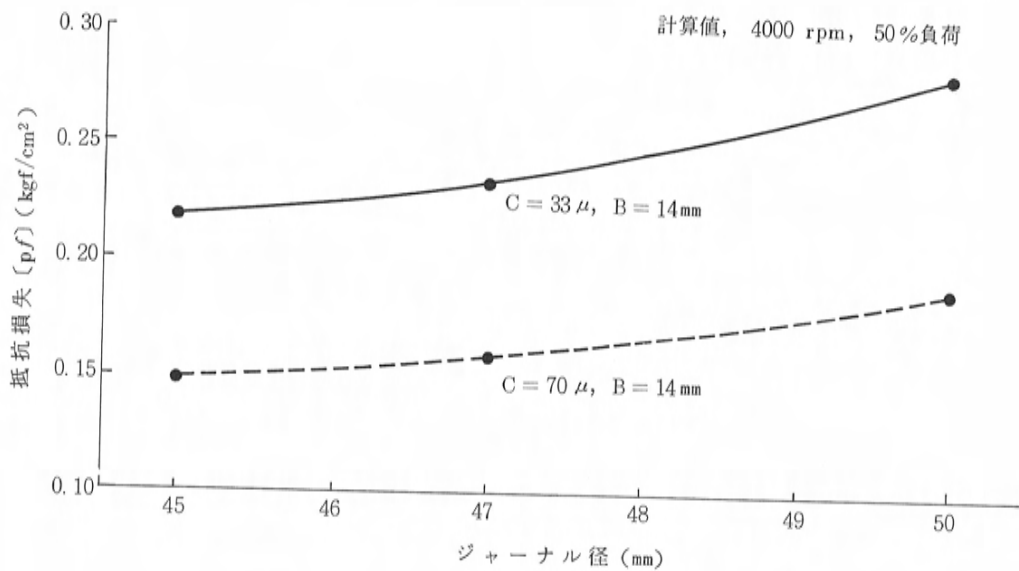


図5 ジャーナル径と抵抗損失, 主軸受

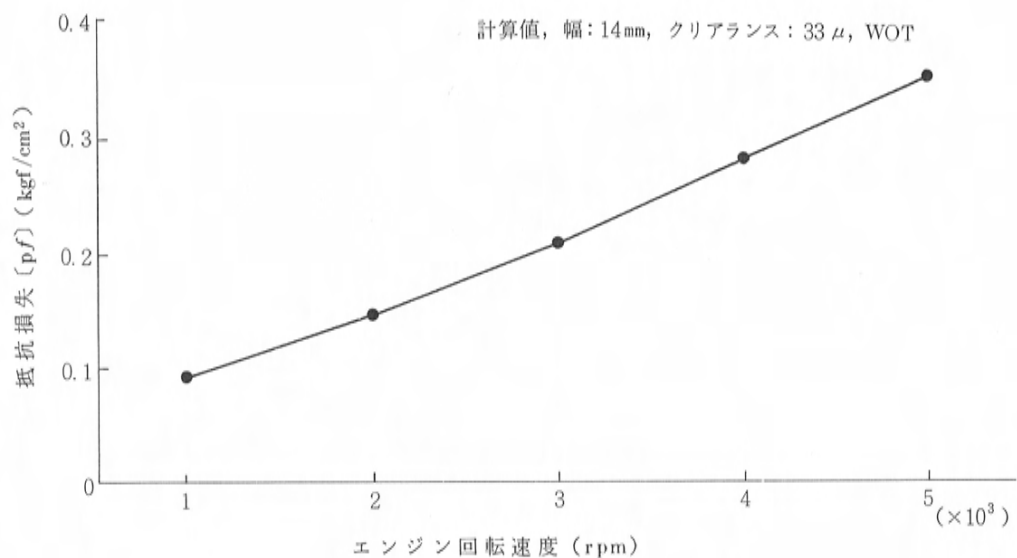


図6 エンジン回転と抵抗損失, 主軸受

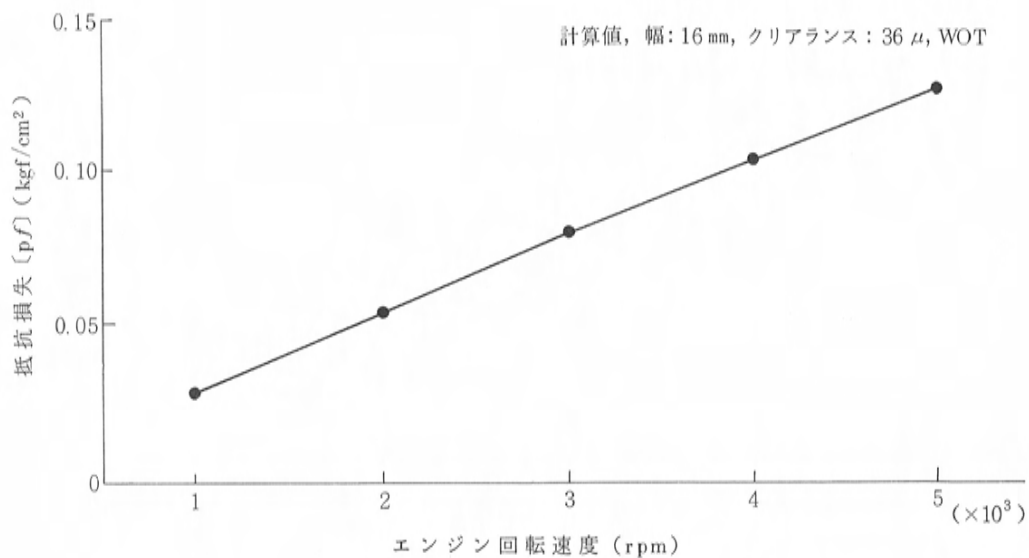


図7 エンジン回転と抵抗損失, クランクピン軸受

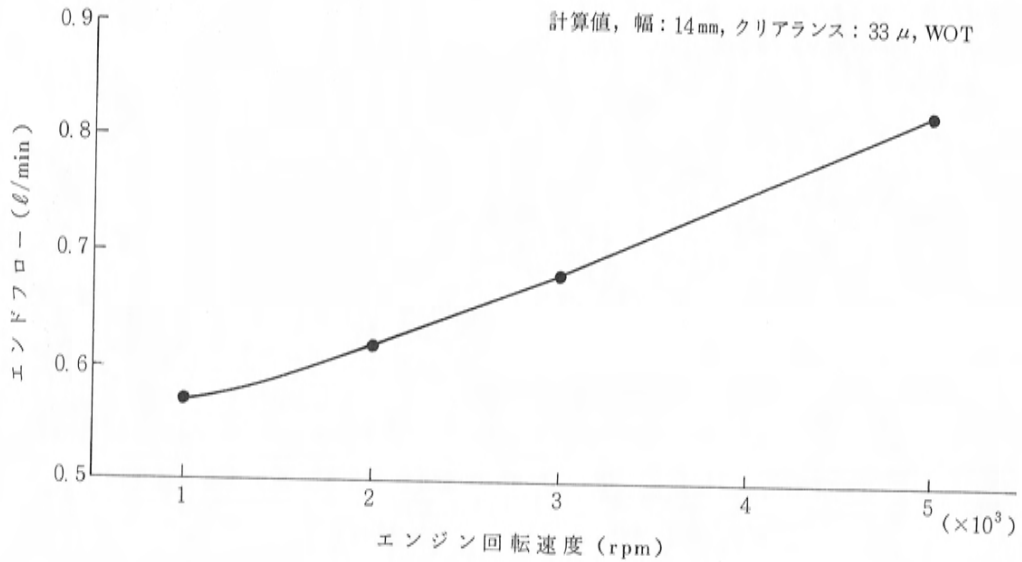


図8 エンジン回転とエンドフロー, 主軸受

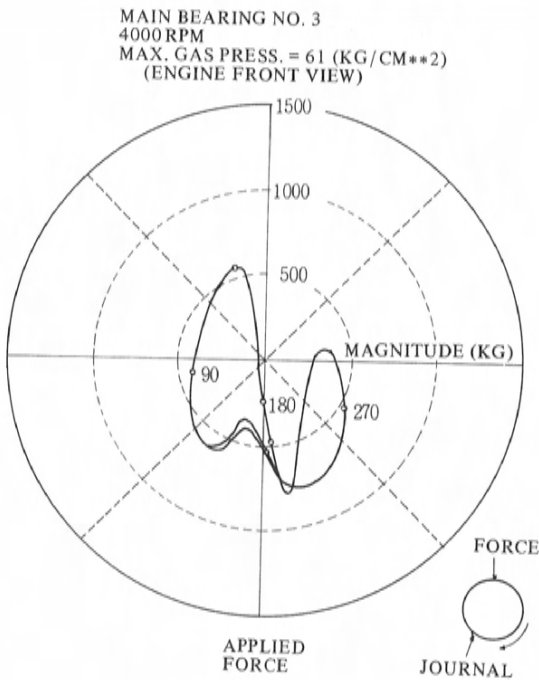


図9 主軸受荷重

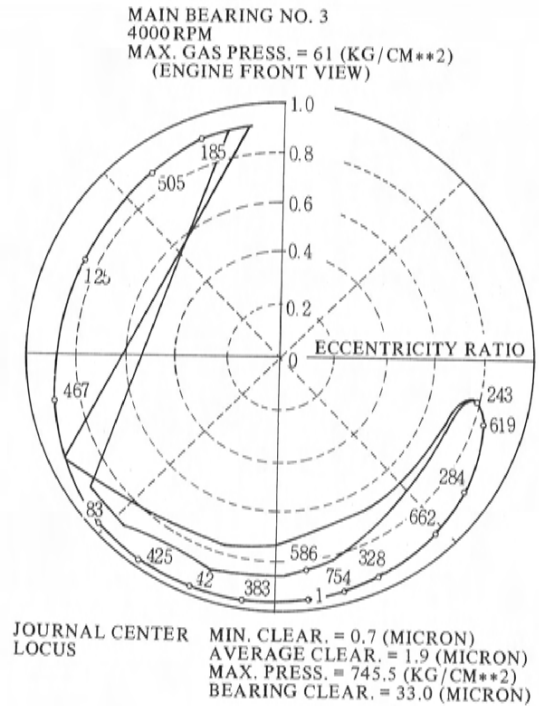


図10 主軸受軸心軌跡

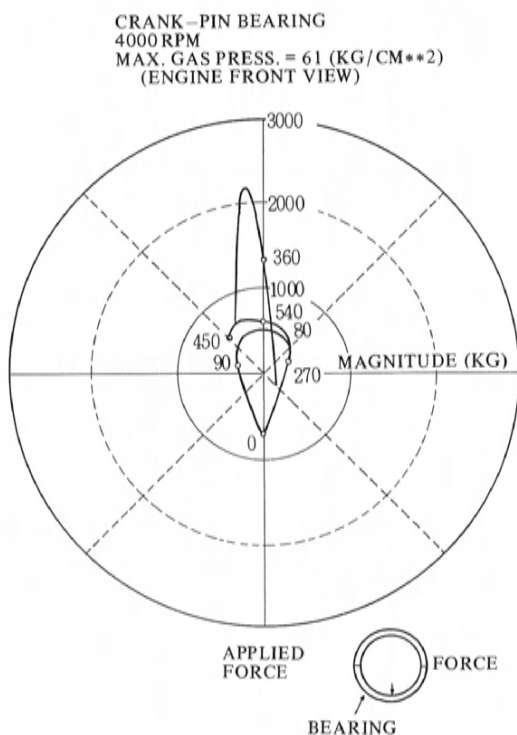


図 11 クランクピン荷重

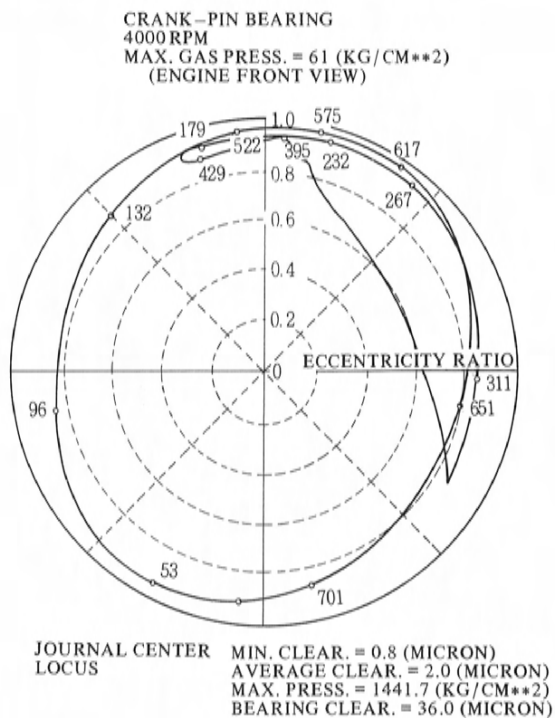


図 12 クランクピン軸心軌跡

参考文献

- (1) 宮近正憲: Journal Bearing の挙動解析 (抵抗低減を目的とした), 自動車技術会 '80 秋季学術講演会前刷集 p. 365
- (2) SHAW and MACKS: ANALYSIS AND LUBRICATION OF BEARINGS, MCGRAW-HILL PUBLICATION IN AERONAUTICAL SCIENCE (1949)
- (3) T.LLOYD, R. HORSNELL and H. McCALLION: An investigation into the performance of dynamically loaded journal bearing, Theory, proc. Instn. Mech. Engrs. 1966-67.

13

希 薄 燃 焼 に 関 す る 研 究

Research for Lean Burn Spark Ignition Engine

長 尾 彰 士^{*1} 森 田 泰 之^{*2}
Akihito Nagao Yasuyuki Morita

要 旨

走りと快適性に優れる低燃費化技術の開発を目的とし、スワール強化手法を用いた急速燃焼方式に関する希薄燃焼の研究を行った。

まず希薄燃焼の課題を分析し、次に2つの実験を行った。実験1では、ホットワイヤを用い、スワールの生成する乱れの特性と燃焼の特性との関係を明らかにした。実験2では、デュアルインダクションシステムと称するスワール可変機構を開発し、最適な燃焼の得られるスワール強度を広い範囲の運転条件に対して明らかにした。

これらの実験結果を基に、走り及び快適性と低燃費とを両立できる理想的なスワールコントロールシステムのあり方を示した。

Abstract

This paper concerns research on lean burn spark ignition engines which are designed so as to obtain a fast burn by intensifying the swirl of the air-fuel mixture. The purpose of this research is to develop technologies which will make fuel economy high with superior output performance and drivability.

After studies were made on various themes in lean burn, two experiments were carried out with spark ignition engines. In experiment 1, the relationship between the characteristics of burn and the characteristics of turbulence generated by the swirl motion was clarified by using hot wires. In experiment 2, the variable swirl mechanism named the dual-induction system was developed. It was, then, proved that optimum burns can be provided to the engines under a wide range of driving conditions by the system which varies the intensity of the swirl.

Here is a description, based on the results of these experiments, of what an ideal swirl-control system is like so that it will keep high fuel economy compatible with output performance and drivability.

1. は じ め に

熱効率を悪化させることなくエミッションの排出を抑制するため、大量 EGR を許容できるマツダ安定燃焼方式⁽¹⁾が、53年排ガス対策で実用化された。これは、吸気行程で強力なスワールを生成させて急速燃焼を得る方式⁽²⁾である。

排ガス対策が一段落した現在、さらに出力性能に、また静粛性や運転性などの快適性に優れる低燃費化技術が要求されつつある。すなわち、燃焼安定性や熱効率のみならず体積効率や燃焼騒音などを、運転条件に応じて総合的に改善することが希薄燃焼の重要な研究課題である。

本研究では、スワール強化手法による急速燃焼方式を基に、運転条件に応じた最適な燃焼の得られるスワールのあり方を明らかにすることを目標に掲げた。

そこで、この目標達成のために、まず実験1で、スワ-

ール、乱れ及び燃焼の基礎的な関係を明らかにした。

次に実験2で、着火運転状態を保持したままスワール強度を変化させることのできるエンジン、デュアルインダクションシステム(以下DISと略記する)⁽³⁾を開発し、広い範囲の運転条件において、最適なスワール強度とそれによる性能改善効果とを明らかにした。

本報では、研究の過程で得た希薄燃焼の課題、スワール評価手法、乱れの特性、DISを用いて求めた最適スワール強度とその効果及び理想的なスワールコントロールシステムのあり方について述べる。

2. 希薄燃焼の課題

2.1 熱効率の向上

火花点火エンジンの燃焼を論じるにあたり、等容度の影響を含めて熱効率を考察するため、複合サイクル(サバテサイクル)を用いた。このサイクルの理論熱効率 η_{th}

* 1, * 2 エンジン設計部エンジン技術開発課

は次式で表わせる⁽⁴⁾。

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \left\{ \frac{\alpha\beta^{\kappa}-1}{(\alpha-1)+\kappa\alpha(\beta-1)} \right\} \quad (1)$$

ただし

$$\alpha = \frac{p_3'}{p_2} = 1 + \frac{Hu}{T_1 \varepsilon^{\kappa-1} (1 + \lambda L_{min}) C_v} \frac{Q_v}{Q_1}$$

$$\beta = \frac{V_3}{V_3'} = 1 + \frac{Hu}{\alpha T_1 \varepsilon^{\kappa-1} (1 + \lambda L_{min}) C_p} \frac{Q_p}{Q_1}$$

$$Q_1 = Q_v + Q_p$$

ここで、 ε は圧縮比、 κ は比熱比、 Q_1 は燃焼で供給される総熱量、 Q_v は一定容積のもとで、また Q_p は一定圧力のもとで供給される熱量、 Hu は燃料の低発熱量、 T_1 は圧縮始めの温度、 λ は空気過剰率、 L_{min} は理論空気を表わす。

理論熱効率 η_{th} を向上させるためには、図1⁽⁵⁾に示すように、圧縮比及び比熱比を増大させる必要がある。自動車用ガソリンエンジンで用いられる圧縮比の範囲では、特に比熱比の影響が大きい。

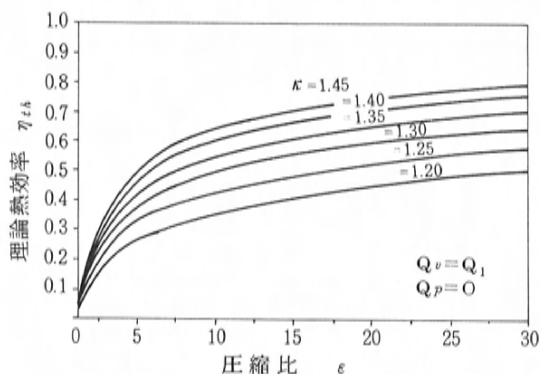


図1 圧縮比及び比熱比と理論熱効率

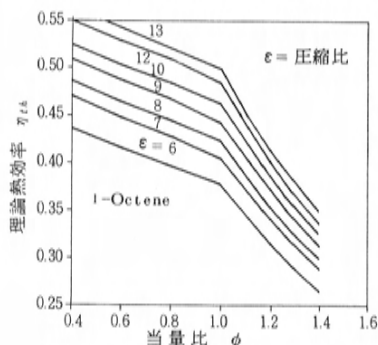


図2 当量比と理論熱効率

比熱は当量比と温度の影響を大きく受ける。希薄な混合気ほど、また温度が低いほど比熱が小さくなり、比熱比は大きくなる。従って、当量比の小さい希薄混合気を

用いることができれば、図2⁽⁶⁾に示すように、熱効率を向上させることができる。

2.2 燃焼速度と燃焼安定性の向上

図2は定容サイクル、すなわち圧縮上死点で燃焼が瞬時に完了してしまう状態を仮定した計算結果である。しかし、実際のエンジンの燃焼では、クランク角にして数十度の燃焼期間が必要である。ガソリンエンジンの場合でも、実際は、定容状態での熱供給量 Q_v は総発熱量 Q_1 の50%程度であり、定圧状態で約30%、等温状態で約20%が供給されている⁽⁷⁾。

そこで混合気を希薄化すると、火炎速度が低下して、更に燃焼期間が増大し、定容状態で燃焼する割合が減る。等容度 Q_v/Q_1 が低下すると、(1)式の右辺最終項の値が増大し、熱効率は図3⁽⁸⁾に示すように低下する。また、 NO_x の排出を抑制するためにEGRを行うと、更に火炎速度が低下して等容度が低下する。

従って、希薄な混合気及びEGR時でも等容度が低下しないように燃焼速度を増大させることが希薄燃焼の主な課題である。

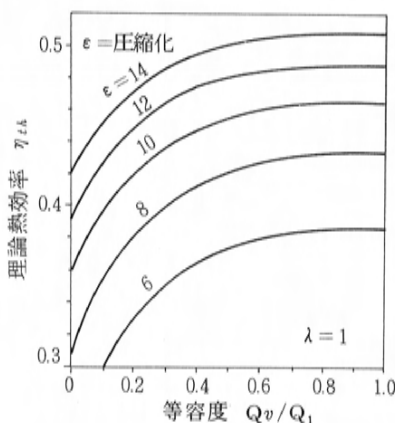


図3 等容度と理論熱効率

また、希薄化とEGRを追求すると、火炎伝ばが不安定になってエンジンの運転性が悪化する。ゆえに燃焼安定性を向上させることも希薄燃焼の大きな課題である。

2.3 急速燃焼化の手法

おもに53年排ガス対策⁽⁹⁾で開発された急速燃焼化の手法は以下に大別できる。

- ① 火炎伝ば速度を増大させる方法：吸気系の改良でスワールを強化する方式、燃焼室の改良でスキッシュを強化する方式、副室を設けて噴流火炎を発生させる方式。

- ② 火炎伝播距離を短縮させる方法：コンパクトな燃焼室を用いて点火プラグ位置を最適化する方式、点火プラグ数を増加する方式。

本研究では、点火位置やスキッシュエリアなどがある程度選定された燃焼室にも組み合わせ効果を期待できるスワール強化方式⁽¹⁰⁾に関して、以下の実験を行った。

3. 実験 1

実験1では、ホットワイヤを用いて、スワールによって生成される乱れの特性を調べ、さらに乱れと燃焼との関係を調べた。

3.1 実験装置と実験手法

(1) 供試エンジンと燃料

エンジンは水冷、OHC、直列4気筒で、基本諸元を表1に示す。燃料は無鉛レギュラガソリンで、RON91である。

表1 供試エンジンの基本諸元

内径×行程 (mm)	77.0 × 80.0	
気筒数	4	
総排気量 (cc)	1,490	
点火プラグギャップ (mm)	1.1	
点火エネルギー (mJ)	60	
燃焼室形状	タイプ A 半球形	タイプ B バスタブ形
圧縮比	9.0	9.5
スキッシュエリア (%)	0.0	7.0

(2) ホットワイヤ

使用したプローブは、 x 方向、 y 方向の流速を同時に計測できる2センサタイプである。

Pt-Ir 合金製で、ワイヤ直径12 μ 、長さ1.0mm。プローブ装着位置は、図4に示すように、シリンダヘッド側の点火プラグ中心電極相当位置P点と、ピストン側のQ点との2ヶ所である。

(3) スワール生成手法

吸気行程で混合気をシリンダボア接線方向へ流入させるシュラウドバルブを用いた。シュラウドのマスク板は高さ6mmで、マスク角は0°、30°、60°、90°、120°、150°、180°の7種類を設定した。マスク角の大きさにスワール強度を調節する。

(4) スワール強度の測定

二つの手法を用いた。最初に図5に示したリグテスト装置を用い、定常流でシリンダ内に生成されるスワール

をパドルホイールの回転速度で検出した。しかし、実機での流れは定常流とは言えない。従ってこの手法では、実機の圧縮行程終り上死点近傍、すなわち燃焼開始時期におけるスワール強度は明確でない。

そこで次に、(2)で述べたホットワイヤを用い、実機をモータリング運転し、圧縮上死点近傍の平均流速を測定してスワール強度を算出した。この時、シリンダ内の流れは剛体渦であると仮定した。

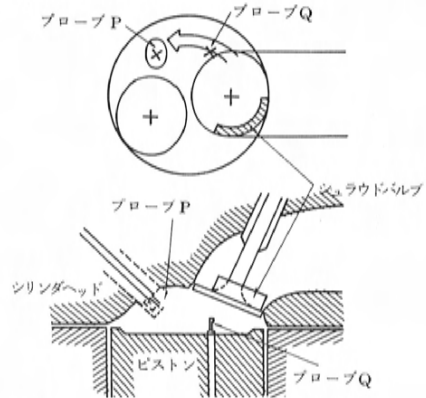


図4 ホットワイヤプローブ装置位置

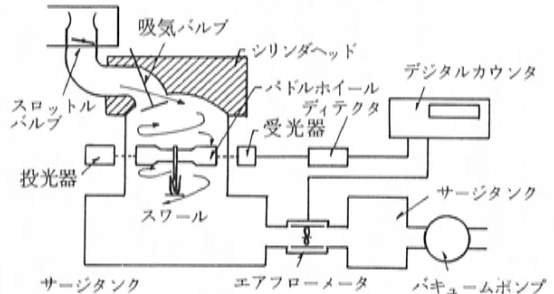


図5 パドルホイール法

(5) 乱れの解析⁽¹¹⁾

D. R. Lancasterが取り扱っていた方法を用い、乱流強度とマクロタイムスケールとを解析した。

ホットワイヤで測定した瞬時流速 U の変動成分を u で表わすと、乱流強度 \bar{u}' は、

$$\bar{u}' = \left(\overline{u^2} \right)^{1/2}$$

ここで

$$U = \bar{U} + u$$

で表わせる。 \bar{U} は瞬時流速の時間平均値を表わす。

乱れのスケールはマクロタイムスケール L_t を用いて評価した。 L_t は次式で定義される。

$$L_t = \int_0^T R(\tau) d\tau$$

ただし

$$R(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{u(t) u(t+\tau)}{\bar{u}^2} dt$$

ここで、 $R(\tau)$ は自己相関関数であり、流れの安定性を表わす。 $u(t)$ は時刻 t における乱流成分であり、 T は測定期間、 τ は相関時間である。 $\tau = 0$ では $R(0) = 1$ であり、一般に τ の増大に伴って $R(\tau)$ は減衰する。 $R(\tau)$ の減衰が大きいほど流れが不安定であることを表わす。 L_t は小さいほど渦粒子の平均の大きさが小さいことを表わす。

(6) 運転条件

1500 rpm, 体積効率 $\eta_v = 35\%$ において、モータリング運転で流れの計測を行い、着火運転で燃焼圧力波形の計測を行った。

3.2 実験結果 1

スワール、乱れ、燃焼の関係について、さらに、スワール強度評価手法の問題点について述べる。

(1) シュラウドバルブのスワール生成特性

まず、定常流のパドルホイール法で、シュラウドバルブのマスク角とスワール強度との関係を調査した。実機の運転条件、1500 rpm, $\eta_v = 35\%$ に相当するように空気流量と吸気管内負圧とを設定した。マスク角 120° 以下の範囲で、マスク角を増大させるに従ってスワール強度が増大することを図 6 に示す。

しかし、この定常流で得た結果のみでは、3.1 (4) で述べたように、実機での燃焼始めのスワール強度は明確でない。そこで次にホットワイヤを用い、モータリングで圧縮上死点近傍でのスワール強度を測定した。この結果も図 6 に示すように、パドルホイール法で得た結果と同様に、マスク角の増大とともにスワール強度が増すこ

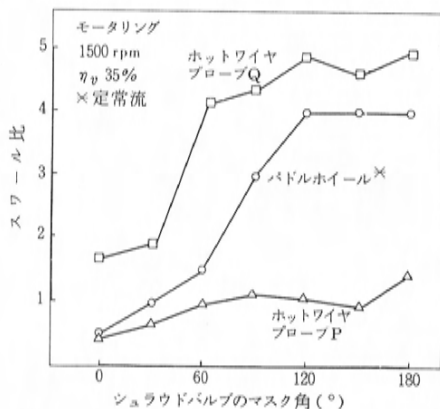


図6 シュラウドバルブのスワール生成特性

とを確認した。

(2) スワール強度と乱流強度

乱流強度 u' は、ホットワイヤプローブの装着位置により値が異なるが、図 7 に示すように、スワールが強化されるに従って増大する。すなわち、スワール強化手法は乱れを強化する手段として適当であると考えられる。

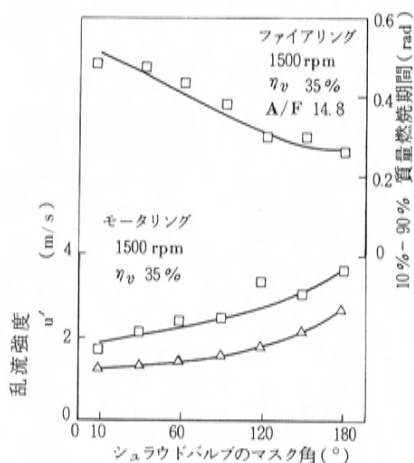


図7 乱流強度と燃焼期間

(3) 乱流強度と燃焼速度

400 サイクルの指圧データから燃焼期間を算出した。主燃焼期間を質量燃焼割合 10~90% 間のクランク回転角で表わした。図 7 に示すように、スワール強化すなわち乱流強度の増大とともに、燃焼期間が短縮され、燃焼速度が増大されることが確認できた。

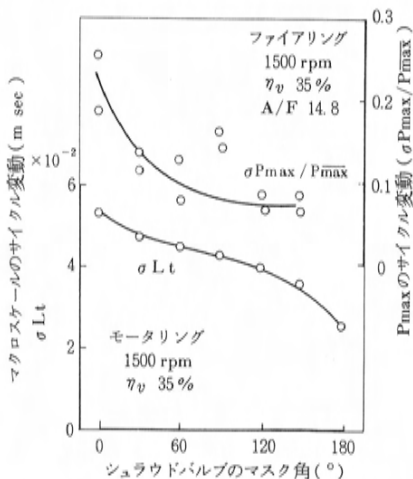


図8 マクロスケールの変動と Pmax の変動

(4) スワール強度とマクロスケールの変動

マクロタイムスケール L_t のサイクル変動を標準偏差 σL_t で表わした。図8に示すように、スワールが強化されるに従って σL_t が減少することが判明した。 σL_t の減少は、乱流中に存在する渦のうち、大きなサイズの渦のサイクル変動の減少を意味する。

(5) マクロスケールの変動と燃焼の変動

前述の(3)で得た指圧波形から、最大圧力 P_{max} の変動率 $\sigma P_{max} / P_{max}$ を分析した。この結果、図8に示すように、燃焼のサイクル変動はスワール強度が増大されるに従って減少する。すなわち、(4)で述べた乱れのサイクル変動の減少に対応して燃焼のサイクル変動が減少すると考えられる。

以上の結果から、スワール強化手法は、安定性の高い急速燃焼を得るための、安定した強い乱れを得る手段として有効であると言える。また、マツダ安定燃焼方式は、そのスワール強度が本実験のマスク角 60° に相当していることから、まだスワール強化による改善の余地が残されていることが把握できた。

(6) スワール強度評価手法の問題点

ホットワイヤ法では、プローブ装着位置が制限されている上に、プローブ装着位置の違いによってスワール強度の測定値が大きく異なる。これを図6中にプローブP、Qで示した。従って、燃焼室内の全体的なスワール強度の大小を比較する場合においては、リグテスト装置で簡単に測定できるパドルホイール法の方が局所的なホットワイヤ法より簡便である。なお、定常流でのスワール強度測定手法に関しては、スワールの持つ総角運動量をパドルホイール法より精密に測定できる手法⁽¹²⁾⁽¹³⁾もある。

4. 実験 2

実験1の結果、スワールを強化すると、乱流強度が増して燃焼速度が増し、また乱れのスケールのサイクル変動が減って燃焼のサイクル変動が減ることが判明した。スワールを強化する方式は希薄燃焼を改善する手段として有効であること、またマツダ安定燃焼方式にはまだ改善の余地が残されていることが判明した。

そこで実験2では、着火運転状態を保持したままスワール強度を変化させることのできるDISを用いて、最適スワール強度を探索し、希薄燃焼限界の拡大を試みた。更に出力、燃費、エミッション及び燃焼騒音に関し、総合的にバランスの取れたスワールコントロールシステムを探索するための実験を行った。

4.1 実験装置と実験手法

(1) 供試エンジン

3.1(1)と同じである。

(2) デュアルインダクションシステム (DIS)

図9に示すように、吸気ポートが1次通路と2次通路とで構成され、それぞれの通路を流れる混合気量の割合を調節するバルブが装着されている。ここで1次通路は、流入する混合気をシリンダボアの接線方向へ誘導し、強いスワールを生成する機能を持つ。一方、2次通路は、シリンダの中心へ向って真直に入射し、スワール生成機能を持たず、通気抵抗が最小となるように設計されている。従って、前述の流量調節バルブの開度を操作することにより、スワール強度を任意に調節できる。以降、このバルブをスワールコントロールバルブと呼ぶ。

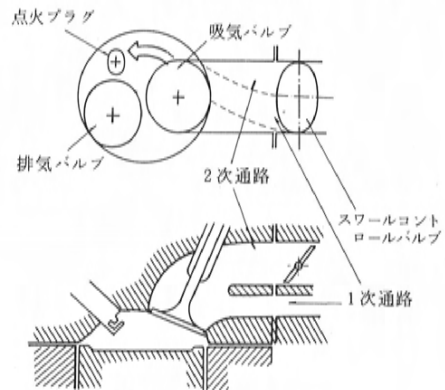


図9 DIS

(3) スワール強度の測定

3.2(1)で述べた理由で、パドルホイール法を用いた。燃焼室全体のスワールのパターンを確認するため、ホットワイヤを用いてシリンダ半径方向の流速分布を測定し、更に油膜法⁽¹⁴⁾を用いてピストン表面流の可視化を試みた。

(4) 運転条件

10モード走行中の負荷を代表させた1500rpm、正味平均有効圧(以下BMEPと略記する) $= 3 \text{ kgf/cm}^2 \{ 294 \text{ kPa} \}$ を基本運転条件とした。他に、アイドリング、全負荷(以下WOTと略記する)運転を目的に応じて用いた。

4.2 実験結果 2

(1) DISのスワール生成特性

1500rpm、BMEP $= 3 \text{ kgf/cm}^2 \{ 294 \text{ kPa} \}$ 相当の吸入空気量、吸気管負圧にて測定した結果を図10に示す。スワールコントロールバルブの開度を5段階に設定し、パドルホイールの比回転速度を比較した。スワールコント

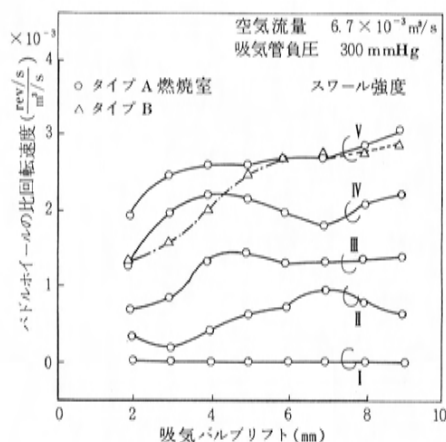


図10 DISのスワール生成特性

ロールバルブの開度を操作することにより、DISは任意の強度のスワールを生成できることが確認できた。生成可能なスワール強度の最大値は、4.1(2)で述べた吸気ポートの1次通路の形状及び断面積で決まる。ここでは5段階に設定されたスワールを強度Ⅰ～Ⅴで表わし、スワール強度と燃焼との関係の調査を進めた。

(2) スワールパターン

図5に示したリグテスト装置において、バドルホイールの代りにホットワイヤプローブを装着し、シリンダ内の旋回流の半径方向の流速分布を測定した。図11に示すように、DISで生成されるスワールは、吸気行程中では、ほぼシリンダ中心軸回りの剛体渦であると思われる。

次に油膜法を用いて、実機の圧縮上死点近傍におけるピストンクラウン表面の流れパターンをモータリング運転の条件下で可視化した。油膜法は壁表面の境界層内の流脈パターンを示す。モータリング時、シリンダ内温度

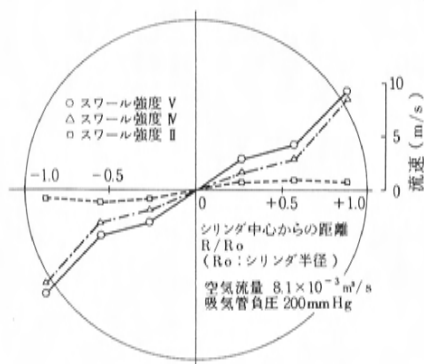


図11 シリンダ内の流速分布



マツダ安定燃焼方式

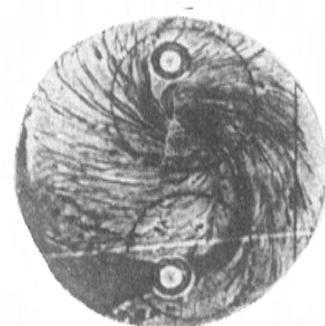
DIS
(スワール強度Ⅴ)

図12 オイルフィルム法で可視化したスワールパターン

が高くなる圧縮上死点近傍での壁面流のパターンを可視化できる⁽¹⁴⁾といわれている。図12にマツダ安定燃焼方式で得たスワールと、DISで得たスワールのパターンを示した。両者とも良好なスワール生成機能を持っているこ

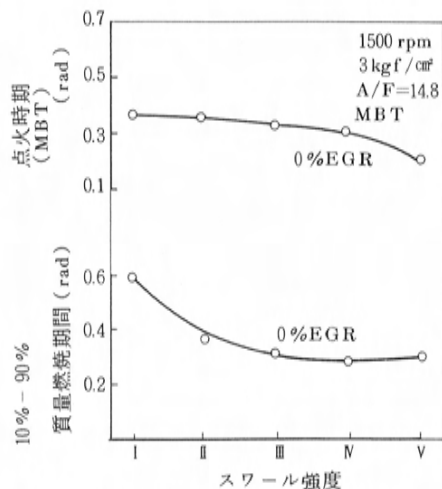


図13 スワール強度と燃焼期間

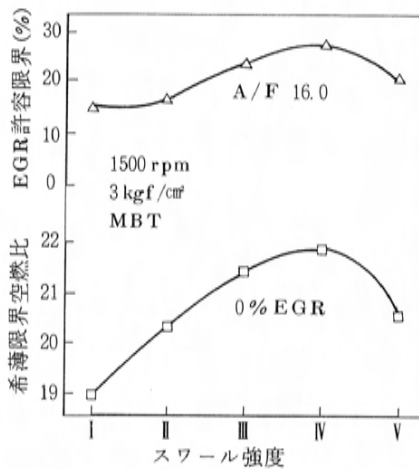


図14 スワール強度と燃焼安定性

とが確認できた。

(3) スワール強度と燃焼速度

図13に、スワール強度と質量燃焼割合10%～90%間の所要クランク回転角及び要求点火時期(以下MBTと略記する)との関係を示した。DISのスワールコントロールバルブの開度を操作することにより、燃焼速度を制御できることが確認できた。

(4) スワール強度と燃焼安定性

1500rpm, BMEP = 3 kgf/cm² { 294 kPa } にて、希薄燃焼の限界を追求した結果を図14に示す。希薄空燃比限界, EGR許容限界ともに、スワールを強化するに従って改善されるが、スワールが強過ぎると逆に悪化し始める。すなわち、燃焼安定性改善効果の最大となる最適スワール強度Ⅳが存在する。

ところが極低負荷の代表であるアイドリング運転では、

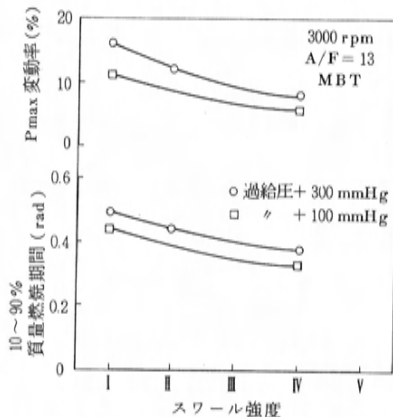


図15 過給時の燃焼安定性

前述の(1)で設定したスワール生成力で表わすと、強度Ⅴが必要である。このような極低負荷条件では、残留ガス濃度が高くて燃焼性が著しく悪い上、実際はスワール生成力も低下しているものと思われる。

また、過給された高負荷条件においても、スワールを強化することにより P_{max} の変動率が低減されることを図15に示した。

(5) スワール強度と燃料消費率

図16に示すように、スワールを強化するに従って燃料消費率は改善されるが、スワール強度Ⅳを超えると逆に悪化し始める。すなわち、前項で述べた希薄空燃比限界, EGR許容限界の場合と同様に、燃料消費率に関しても最適スワール強度が存在する。スワールが強過ぎる場合

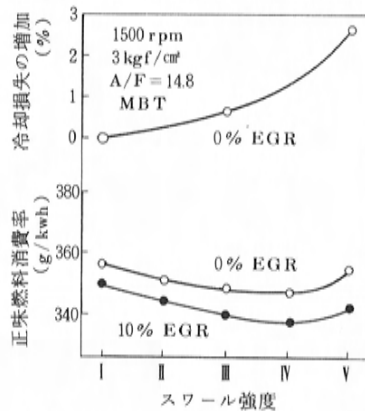


図16 スワール強度と燃料消費率

の燃費悪化の原因は明らかではないが、冷却損失の増大も一因であると思われる。冷却水及び潤滑油への放熱量を詳細に計測した結果、図16に示したように、スワール強度の増大とともに放熱量が急増している。また、スワールが強過ぎると、火炎前面の中に既燃ガスが巻き込まれ

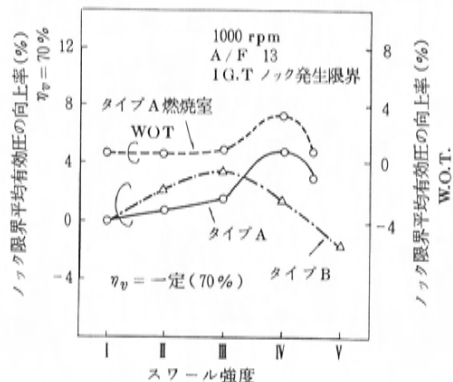


図17 スワール強度とノッキング限界平均有効圧

て火炎伝ばが不安定になることも懸念される。

(6) スワール強度とメカニカルオクタン価

図17に示すように、ノッキング発生限界点火時期にて測定した正味平均有効圧が最大となる最適スワール強度Ⅳが存在し、この時のスワール強度は燃焼安定性や燃料消費率に対して求めた最適スワール強度と合致する。

(7) スワール強度とエミッション

EGR量一定の条件下では、スワールを強化するに従ってNO_x排出量が増大する。しかし、スワールを前述の(4)、(5)で求めた最適強度Ⅳに設定すれば大量EGRが可能となる。その結果、図19に示すように、NO_xの排出を抑制しながら、燃料消費率を大幅に低減できる。

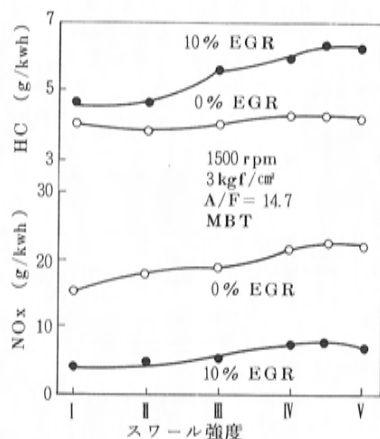


図18 スワール強度とエミッション

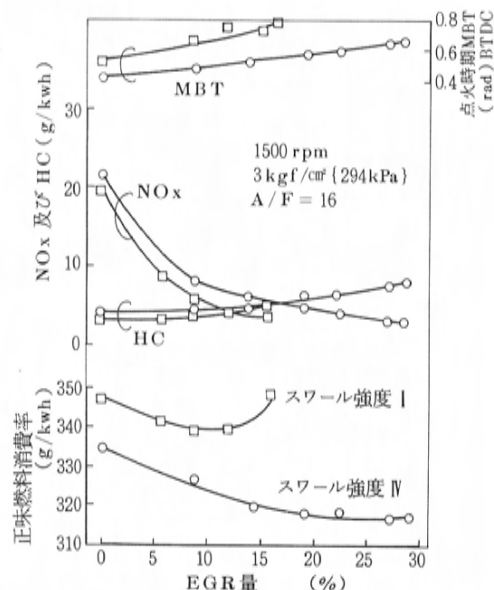


図19 EGR時のエミッションと燃料消費率

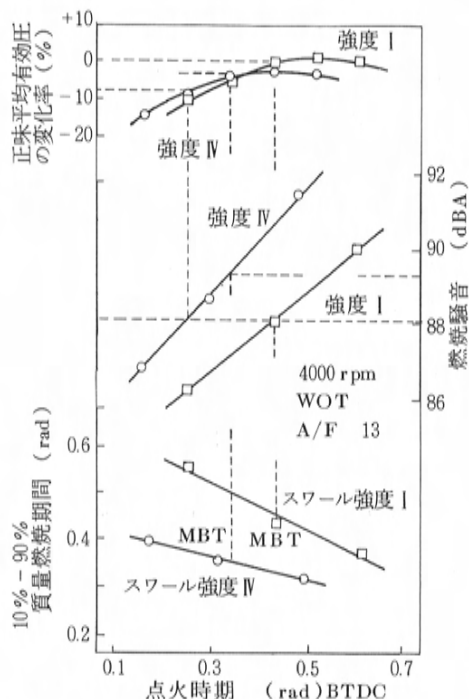


図20 スワール強度と出力、燃焼騒音

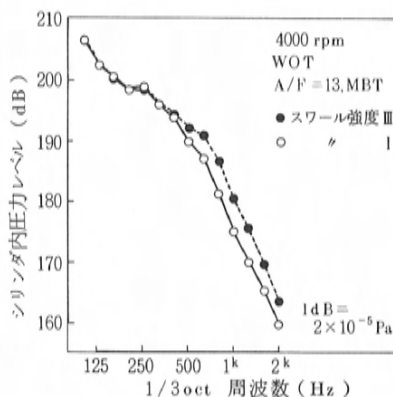


図21 シリンダ内圧力の周波数特性

一方、スワール強さを増大させると排ガス温度が低下し、HC排出量は図18に示したように増加する傾向にある。これに対しては、燃焼室内のクレビスボリューム削減によるHC排出抑制策や、排気系の保温、触媒の活性化などによる後処理技術での対策が可能と考える。

(8) スワール強度と出力及び燃焼音

図20は、WOT4000rpmで、スワール強度がBMEP及び燃焼音へ及ぼす影響を示したものである。強いスワ

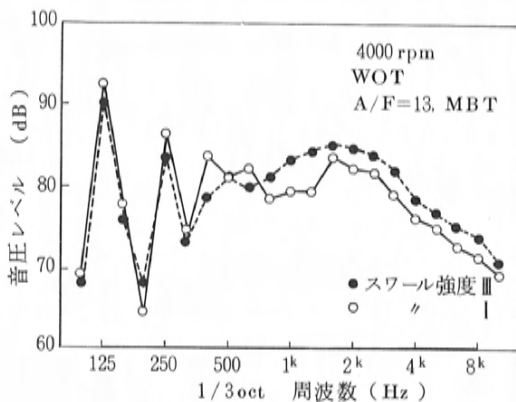


図22 音圧の周波数特性

ルを設定した場合、吸気の圧力損失が増大して体積効率が低下し、出力の低下を招く。また燃焼速度が大きくなるため、燃焼音が増大する。これを点火時期の遅角で対策しようとする、更に大きな損失を招き、出力の低下は総計7%にも達する。

図21は、シリンダ内の圧力レベルを周波数分析した結果である。スワールの生成力を抑制すれば、燃焼圧力の高周波成分が抑制されることを示している。

その結果、エンジンから放射される音圧レベルも、高周波成分が抑制され、音質が改善されることを図22に示した。

従って、比出力及び静粛性が重要視される高負荷運転域では、スワールの生成を抑制することが望ましい。

5. 理想のスワールコントロールシステム

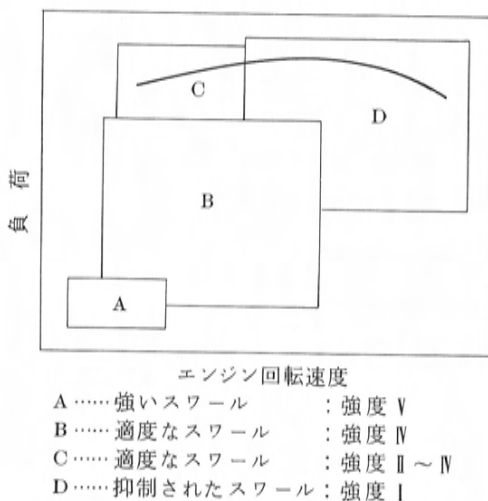


図23 代表的な運転領域の区分

(1) スワールの持つ機能

実験結果から明らかなように、以下に述べる正の機能と負の機能がある。急速燃焼を促進させて希薄燃焼の安定限界、メカニカルオクタン価及び熱効率を向上させるのが正の機能である。正の機能が最大となるスワール強度は運転条件により異なる。逆に、体積効率を低下させて比出力を低下させ、また燃焼による刺激力を増大させて燃焼騒音を増大させるのが負の機能である。

(2) 要求スワール強度

正の機能を最大限に活用し、負の機能を可能な限り抑制せねばならない。そこで正の機能と負の機能とを分離するため、図23に示すように、運転領域を代表的な4つの領域A～Dに区分した。これらの領域の特徴と、そこに必要なスワール強度について述べる。

A: 極低負荷域……アイドリングに代表される領域であり、シリンダ内圧力が低く、残留ガス濃度が高く、燃焼が非常に遅い状態にある。ここで安定な燃焼を得るためには、非常に強いスワール強度Ⅴが必要である。

B: 常用部分負荷域……市街地走行モードで頻度が高く、エミッションや燃費への影響が大きい領域であり、NOx抑制のためのEGRが行われて、燃焼が遅い状態にある。ここでEGR許容限界を高め、優れた熱効率を得るためには、適度なスワール強度Ⅳが必要である。

C: 低回転高負荷域……ノッキングが発生しやすい状態にある。体積効率をあまり低下させずにメカニカルオクタン価を向上させるため、適度なスワール強度Ⅱ～Ⅳが必要である。

D: 高回転高負荷域……全負荷出力性能や、エンジンの静粛性が重要視される領域であり、熱負荷が大きいため燃焼室壁温が高く、また混合気が理論混合気よりも濃く、燃焼性が良い状態にある。ここでは、体積効率の低下を防止し、燃焼圧力波形の高周波成分を抑制するため、スワール生成力を強度Ⅰに抑制せねばならない。

理想のシステムでは、上記のように、運転領域に応じてスワールを最適強度にコントロールする。こうすれば、燃費、出力に優れ、かつ静粛性の高い燃焼が得られる。これは実験2で述べたDISで実現できる。

6. ま と め

吸気行程でスワールを強化する方式に関して次のこと

が明らかになった。

① スワール強度を増大させるに従って、乱流強度が増すとともに乱れのマクロスケールのサイクル変動が減り、これに対応して燃焼速度が増すとともに燃焼のサイクル変動が減る。

② スワール強度を増大させるに従って、希薄空燃比限界、EGR許容限界で代表される燃焼安定性が改善され、さらに耐ノック性や燃料消費率が改善される。しかし、強過ぎるスワールは上記効果を減らすことから、効果が最大となる適度なスワール強度が存在する。

③ バドルホイール法で測定したスワール強度を用いれば、燃焼安定性、耐ノック性及び燃料消費率のそれぞれに対する最適スワール強度は互いに一致する。

④ 理論空燃比より濃い混合気を燃焼させる全負荷運転域では、スワールの生成を抑制することにより、体積効率が増して出力性能が向上し、更にシリンダ内圧力や放射音の高周波成分が減って静粛性が向上する。

⑤ 運転条件に応じてスワールを最適強度に制御すれば、燃費、出力に優れ、かつ静粛性の高い燃焼が得られる。このようなスワールの最適制御は、本研究で用いたDISで実現できる。

7. お わ り に

希薄燃焼の改善のために、本研究では、混合気のスワール強度に着眼して燃焼のサイクル変動の抑制を試みた。今後は、更に混合気量、空燃比、EGR量、残留ガス量などのサイクル変動に着眼して希薄燃焼の限界の拡大を試みたい。

参 考 文 献

- (1) K. Kobayashi, et al: Mazda stabilized Combustion System (MSCS) Emission Control System Development for Good Fuel Economy, Shell Automotive Technical Symposium, Tokyo, 1980, No. 7.
- (2) K. Tanaka, et al: Combustion Improvement Technique in Mazda Engine, FISITA 18th International Congress, Hamburg, May 1980, 80.4.4.5.
- (3) A. Nagao, et al: The Effect of Swirl Control on Combustion Improvement of Spark Ignition Engine, I. Mech. E. Conference on Combustion in Engineering, Oxford, Paper C54/83, 1983.

- (4)(8) 栗野誠一: 内燃機関工学, 昭和48年(山海堂・東京), p.62, 142
- (5)(7) 長尾不二夫: 内燃機関講義, 上巻, 昭和50年(養賢堂・東京), p.24, 62
- (6) C. F. Taylor: The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice, Volume 1, 1977 (The MIT Press, Massachusetts), p. 82.
- (9) 自動車技術会編: 自動車工学便覧, 第3編, 昭和58年, (自動車技術会 東京), p.3-9, 3-10
- (10) J. Mayo: The Effect of Engine Design Parameters on Combustion Rate in Spark-ignited Engines, SAE Paper 750355, 1975.
- (11) D. R. Lancaster: Effects of Engine Variables on Turbulence in a Spark-Ignition Engine, SAE Paper 760159, 1976.
- (12) G. Tippelmann: A New Method of Investigation of Swirl Ports, SAE Paper 770404, 1977.
- (13) M. L. Monaghan, et al: Air Motion and Its Effect on Diesel Performance and Emissions, SAE Paper 810255, 1981.
- (14) 浜本, 紫垣: 内燃機関燃焼室壁表面流れの可視化, 自動車技術会論文集, No.16, 1978.

解説・紹介

14

新型ボンゴシリーズの紹介
NEW MAZDA BONGO

福 元 将 博^{*1} 中 江 照 司^{*2}
Masahiro Fukumoto Terushi Nakae

林 俊 雄^{*3} 工 藤 謙 治^{*4}
Toshio Hayashi Kenji Kudo

要 旨

本紹介は、新型ボンゴシリーズの開発思想、商品概要について述べたものである。新型ボンゴシリーズは「乗用車感覚のデザイン、品質を実現し人間尊重を重視したトータルバランスワゴン」であり、ボンゴ、ブローニ両シリーズの機種を持って、多様化する市場ニーズに積極的に対応した車種構成としている。

この開発思想を実現するべくエンジンは新開発のマグナムシリーズを搭載し、車体、足廻り、装備等全て新設計とし、新機構を随所に採用した商品である。

この商品の概要、車両性能を紹介している。

Abstract

This paper describes the philosophy on which the development of the new Bongo and Bongo Brawny series was based, and provides a general description of these products. Both the Bongo and Bongo Brawny series are wagons having well-balanced features, they possess passenger-car-like styling and high quality, as well as embody a philosophy which respects the human element. These two series are offered in a line-up which positively fulfils the diversified needs of the market.

In order to realize the above development policy, the newly developed MAGNUM series engine was used as the power plant, and all new designs were adopted for the body, chassis, other equipment and so on. In addition, new mechanisms were included in a variety of areas to make these series into products of great effort.

This paper also describes the products and those performance of the Bongo and Bongo Brawny series.

1. は じ め に

これまでのボンゴシリーズは、昭和52年発売以来、「まっ平らなフロア」という商品特性を持って、市場で確固たる地位を築いて来た。

今回の新型ボンゴシリーズは、これまで市場で培われてきた信頼と評価を基礎に、より幅広いユーザニーズに応えるため、従来の車種体系に加えてシングルタイヤシリーズの追加を行うとともに、新たに小型キャブオーバ市場に参入を意図してブローニシリーズを設定している。各コンポーネントであるエンジン、ボデー、シャシー、装備品は、すべて新設計を行い、信頼性、経済性、使い易さなど、自動車に求められる機能を十分に高めつつ、マツダ技術陣の総力を結集して開発したものでバランスのとれた商品となっている。

2. 開発テーマ

開発テーマは、ワゴンシリーズについては「乗用車感覚のデザイン、品質を実現して新しいユーティリティと乗ることの楽しさを加味した、トータルバランスワゴン」である。

バン・トラックシリーズについては「積載性、荷役性、経済性、信頼性など、商業車に求められている基本ニーズに、運転のしやすさ、乗心地、静粛性などの快適性を充実した、人間尊重の使い易く、疲れない、新時代のバン・トラック」である。主要な開発注力点は、

(1) 二種類ボデー開発

ボンゴ・ブローニ両シリーズをそれぞれ専用ボデーとして開発することにより、軽量・小型キャブオーバ市場ニーズにマッチした車両とする。

(2) シングル・ダブルタイヤシリーズ開発

* 1, * 2 商品主査室

* 3 シャシー設計部第3シャシー設計課

* 4 第1実験研究部

表1 主要機種諸元

機種 タイプ エンジン・トランスミッション	ギ			標準			オプション		
	トラック	バス	ワゴン/ハイルーフ	トラック	バス	ワゴン	トラック	バス	ワゴン
主要諸元	RF(2.0ℓ)5M DX・Wタイプ	UC(1.4ℓ)5M DX・Wタイプ	F8(1.8ℓ)5M GSX・Sタイプ	F8(1.8ℓ)5M DX・Sタイプ	F8(1.8ℓ)5M DX・Wタイプ	FE(2.0ℓ)5M GSX・Sタイプ	R2(2.2ℓ)5M DX・Wタイプ	FE(2.0ℓ)5M DX・Wタイプ	
最大積載量 kg	850	1000/750	—	1,000	1000/750	—	—	1,500	1250/1000
全長 mm	3,995	←	4,100	4,465	4,385	←	←	4,690	4,690
全巾 mm	1,630	←	1,640	1,690	←	←	←	←	←
全高 mm	1,890	1,850	1,990	1,925	1,970	1,980	1,980	1,960	1,965
ホイールベース mm	2,220	←	←	2,400	←	←	←	2,600	←
トレッド mm	1,415	←	←	1,450	←	←	←	←	←
前後輪 mm	1,290	←	1,370	1,410	1,305	1,410	1,410	1,305	←
最低地上高 mm	155	←	180	200	150	195	195	145	140
長さ mm	2,385	2205/1335	3,100	2,855	2585/1715	3,195	3,195	3,100	2915/2045
室内巾 mm	1,540	1,480	1,420	1,600	1,540	1,480	1,480	1,600	1,540
高さ mm	330	1,160	1,395	345	1,260	1,365	1,365	345	1,280
車両重量 kg	1,160	1,190	1,315	1,230	1,305	1,400	1,400	1,310	1,380
車両総重量 kg	2,175	2,355/2,270	1,810	2,395	2470/2385	1,895	1,895	2,975	2795/2710
最小回転半径 m	4.3	←	←	4.6	←	←	←	4.9	←
エンジン内径×行程 mm	86.0 × 86.0	77.0 × 76.0	86.0 × 77.0	←	←	86.0 × 86.0	86.0 × 94.0	86.0 × 86.0	86.0 × 86.0
総排気量 cc	1,998	1,415	1,789	←	←	1,998	2,184	1,998	1,998
圧縮比	22.7	9.0	8.6	←	←	←	←	22.9	8.6
最高出力 ps/rpm	69/4650	76/5000	97/5500	←	←	105/5500	72/4250	105/5500	105/5500
最大トルク kg-m/rpm	13.2/2750	11.8/3000	15.2/3000	←	←	17.0/3000	14.7/2500	17.0/3000	17.0/3000
燃費 10モード km/ℓ	—	—	10.0	—	—	10.0	—	—	—
60km/h定地 km/ℓ	18.0	15.7	17.0	14.4	←	17.0	15.7	13.2	13.2
1速	4,712	4,166	3,622	4,712	←	3,622	4,712	←	←
2速	2,632	2,407	2,186	2,632	←	2,186	2,632	←	←
3速	1,479	1,442	1,419	1,479	←	1,419	1,479	←	←
4速	1,000	←	←	←	←	←	←	←	←
5速	0.825	0.855	0.807	0.825	←	0.807	0.825	←	←
最終減速比	3,909	4,444	←	4,777	4,100	←	←	←	←
ブレーキ	2リードインギン	ベンチレーテッドディスク	←	2リードインギン	ベンチレーテッドディスク	←	2リードインギン	ベンチレーテッドディスク	←
前後輪	デュオ・サーボ	←	←	←	←	←	←	←	←
タイヤ	5.50-13-8PRIT	165R14-6PRIT	165R14-6PRIT	6.00-14-6PRIT	←	←	←	←	←
後輪	4.50-12-6PRIT	145R12-6PRIT	165R14-6PRIT	6.00-14-8PRIT	5.00-12-6PRIT	185SR-14	6.00-15-6PRIT	185R-14-6PRIT	185R-12-8PRIT
燃料タンク ℓ	58	48	←	58	62	←	58	62	62

バン・トラックシリーズ中心に、両タイプのタイヤが設定できる車両構造を実現する。

(3) 乗用車感覚のワゴン開発

ワゴン市場で十分ユーザに満足が得られる乗用車感覚にあふれた装備、仕上りなどの品質感を実現する。

(4) 輸出適格性の高次元での実現

世界各国のレギュレーション、環境条件に適合する高性能の仕様を実現する。

3. 機種構成と主要諸元

3.1 機種構成

ボンゴ・ブローニ両シリーズにトラック・バン・ワゴンをそれぞれ設定し、エンジン、ダブル・シングルのタイヤ、ボデー長さ、ルーフ高さ、乗車定員、グレードの違いで、ボンゴシリーズ合計66機種、ブローニシリーズ合計76機種、あわせて142機種のワイドバリエーションの構成としている(表2、表3)。

表2 機種構成

車 名 エンジン 種類 エンジン排気量			ボ ン ゴ			ブローニイ (標準)		ブローニイ (ロング)			
			C E		D E	C E	D E	C E	D E		
			1400	1800	2000	1800	2000	2000	2200	2000	2200
車種	機 種										
トラック	シングル タイヤ	低床3万間	○			○	○		○	○	○
	ダブル タイヤ	*	○			○	○		○	○	○
バ ン (4ドア 5ドア)	シングル タイヤ	標準 ルーフ	○			○					
		3人乗 6人乗	○			○					
	ハイ ルーフ	*	○			○	○		○	9人乗あり ○	9人乗あり ○
			○			○			○	9人乗あり ○	9人乗あり ○
	ダブル タイヤ	標準 ルーフ	*	○			○				
		ハイ ルーフ	*	○			○	○		○	9人乗あり ○
ワゴン	シングル タイヤ	標準 ルーフ	9人乗			5M.A.T ○	○				
		ハイ ルーフ	*			5M.A.T ○	○		9人 10人	9人 10人 ○	
	ダブル タイヤ	標準 ルーフ				○	○				
		ハイ ルーフ	*			○	○				

表3 グレード構成

車種& グレード	トラック	バ ン				ワ ゴ ン				
		DX	DX	LG	GLスーパ	DX	GL	GLスーパ	GSX	LTD
ボンゴ	○	○	○	○	○	○		○	○	○
ブローニ	○	○	○			○	○		○	○

3.2 主要諸元

ボンゴシリーズは、ホイールベース一種、全長、全幅一種で構成しているが、ワゴンの一部の機種に大型バンパを装着することで、全長+100mmの車種も設定している。

ブローニシリーズは、全長も二種類で構成している(表1、図1、図2)

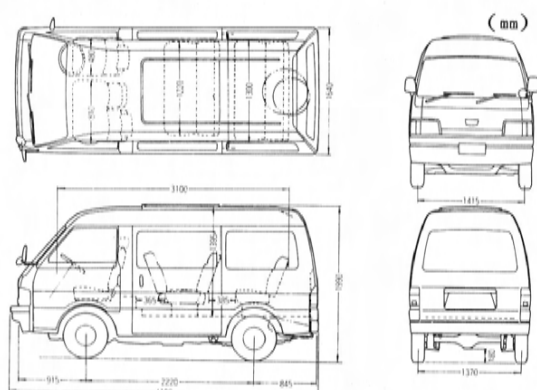


図1 ボンゴワゴン
(9人乗シングルタイヤハイルーフ)

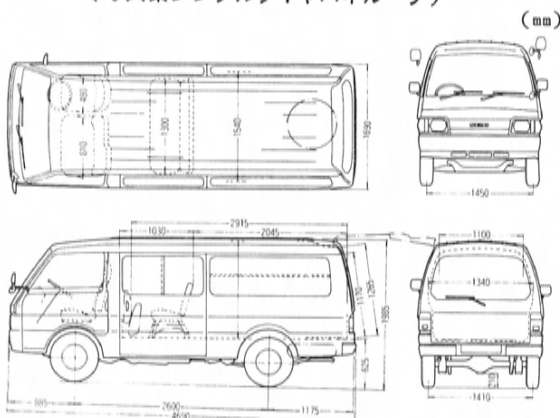


図2 ボンゴブローニロングバン
(6人乗シングルタイヤ)

4. 車両各部の構造と特徴

4.1 外観デザイン

外観デザインの基本テーマは、ボンゴ・ブローニ両シリーズを姉妹車として扱い、高品質感、安定感のある魅力的な外観デザインを実現することである。そのためにベルトラインを低くしてフロント&サイドのウィンド面積を拡大、三角窓の廃止などによる広い視界を確保し、フラッシュサーフェス思想を随所に取り入れた造形美を狙っている。(図3、図4)



図3 ポンゴワゴン



図4 ポンゴブルーニールロングバン

4.2 室内デザイン

室内デザインの基本テーマは、造形、材質、カラーコーディネートなどで、高次元でバランスのとれた快適な居住空間を演出することである。

この基本テーマのもと、ワゴンは3列フルフラットを（図5）採用することにより居住空間の有効な利用を実現し、シート、トリム、マットなど、乗用車感覚のデザイン処理でまとめている。

また、バン・トラックについては、ワゴン系のデザインイメージを踏襲しつつ、商用車に要求される積載性、荷役性を損うことなく、乗用車感覚の室内デザインとしている。

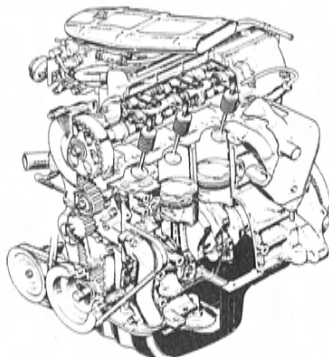
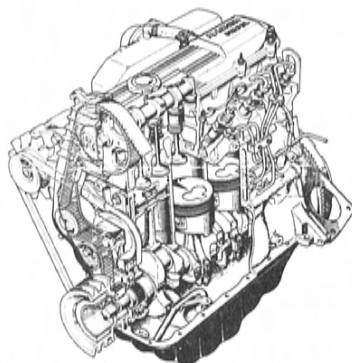


図5 フルフラットシート

4.3 エンジン

ボンゴシリーズに搭載しているガソリンエンジンは、1.4ℓ、1.8ℓ、2.0ℓの三種、ディーゼルエンジンは、2.0ℓ、2.2ℓの二種、計五種のエンジンを搭載している。

この中で1.4ℓのガソリンエンジンを除き、他のエンジンは、新開発のマグナムシリーズを採用している。

図6 マグナムガソリンエンジン
(F8(1.8ℓ), FE(2.0ℓ))図7 マグナムディーゼルエンジン
(RF(2.0ℓ), R2(2.2ℓ))

ガソリン系（図6）は、カペラに搭載しているF8型（1.8ℓ）と、FE型（2.0ℓ）で、FF用からFR用への一部変更は行っているものの、基本構造は同一であり、マグナムの特徴である、

- (1) 高速での伸びの良さ、軽快な吹き上がり
- (2) 音質を考慮した静粛性
- (3) 軽量・コンパクト

などの特徴をそのまま継承している。

ディーゼル系（図7）は、高出力、低燃費、静粛性、小型軽量化を追求した、新開発のマグナムディーゼルRF型（2.0ℓ）、R2型（2.2ℓ）であり、数々の特徴を持った高性能エンジンとなっている。

主要な特徴は以下の通りである。

- (1) 高出力・低燃費の実現

底傾斜渦流燃焼室、慣性過給式インテークマニホールドなどの採用により、安定した燃焼を実現するとともに、ダイレクトOHC、バルブタイミングの最適化により、

高回転・高出力性能を確保している。同時に運動部位の重量軽減、ピストン摺動抵抗の軽減により、低燃費を実現している。

(2) 静粛性

騒音の発生源であるエンジン騒音を低減するための改良手段を随所に折り込んでいる。R歯形タイミングベルト、ゴムダンパ付クランクシャフトプーリ、ダイレクト駆動式動弁機構などの採用による回転系騒音の低減、吸排気系部品の容量アップなどによる吸排気音の低減、シリンダブロック及びオイルパン高剛性化による燃焼放射音の低減等主要対策項目である。

(3) 小型軽量化

軽量化実現のため、数々の軽量化技術を随所に取り入れている。アルミ合金製シリンダヘッド、ライナレスシリンダブロック、樹脂製タイミングベルトカバー及びヘッドカバーなどを実用化することにより、RF型で世界トップレベル、72.3kg/ℓのディーゼルエンジンを実現している。

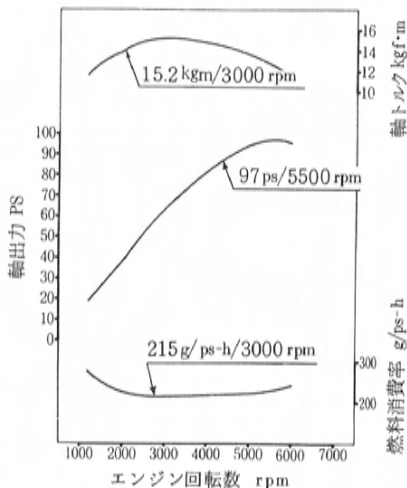


図8 エンジン性能曲線図(F8(1.8ℓ))

4.4 駆 動 系

トランスミッションは、フロアチェンジ5速のマニュアルトランスミッションと、ロックアップ付4速フルオートマチックトランスミッションを設定している。

ロックアップ付4速フルオートマチックトランスミッションの基本構造は(図9)、実績のあるルーチェ・コスモのものをベースに、

① 4速のギヤ比をマニュアルミッション車より低速型(0.685から0.720に変更)にし4速の走りを改善するとともに、トルクコンバータの容量を変更し、燃費を向

上させている。3速フルオートマチックとロックアップ付4速フルオートマチックの定地燃費での比較テスト結果では、40～100km/hにおいて、22～29%の向上となっている。

② キックダウンスイッチと連動した4-3速スイッチを改善し、アクセル開度と変速特性との整合をとることにより高負荷時の走行性を向上させた。

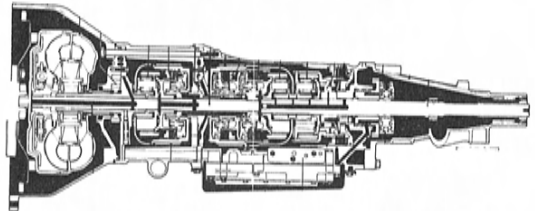


図9 ロックアップ付4速フルオートマチック断面図

マニュアルトランスミッションでは(図10)、リバースアイドルギヤ支持方法などを改善し、信頼性を向上させた。また、チェンジ機構においては、

① 内部フリクション低減、リンク系の剛性アップなどにより、チェンジフィーリングを向上させた。

② 更に、5速からのシフトダウン時、リバースシフトできないミスシフト防止機構を付加し、安全性を向上させた。

また、トランスミッションギヤの噛合い率を約20%アップし(3速～5速)、同時に、ファイナルギヤも小モジュール化することにより、ギヤノイズを低減している。

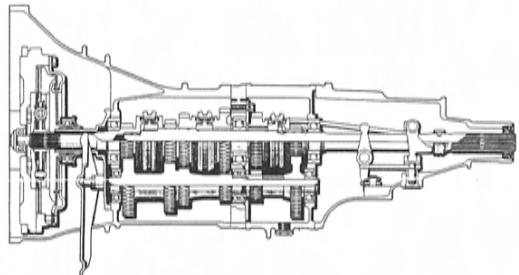


図10 マニュアルトランスミッション断面図

4.5 サスペンション&ステアリング

(1) ステアリング

このクラス国産初めての、ラック&ピニオン式を採用している。従来のボールナット式での応答性の不足を、ワンボックスカーとしてふさわしいものとする為、ラック&ピニオンの剛性の高さで応答性の良さを生かす工夫を随所に折込んでいる。マニュアルステアリングと同時開

発したパワーステアリングは据切操舵力が、3.5kg～4.0kgであり、エンジン回転数感應型を採用することにより、高速時の安定性も実現している。

最小回転半径は、クラス最大のワイドトレッドにも拘わらず、ブローニィ4.4m車で、4.6mとしている。

ステアリングシャフトからラック&ピニオンへの方向転換機構に、新設計のベベルギヤを採用している。このベベルギヤの歯型を、ヘリカルギヤとすることで、回転トルクの変動を抑え、滑らかなステアリングフィーリングを得ることができた(図11)。

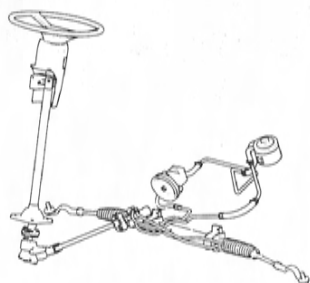


図11 ステアリング

(2) フロントサスペンション

アップアーム、ロアI型アーム+テンションロッドのウィッシュボーン方式を採用し、スプリングは、アップアーム側にトーションバーを採用している。テンションロッドには、新設計のテンションロッドクッションを使用し、路面凹凸通過時には、軟かく、大荷重に対しては、たわみを極力小さくする構造とし、振動乗心地と、操安性の両立に寄与するものとしている。(図12)

さらに、アップアーム、ロアアームのボデー側取付に大型のラバーブッシュを介して行い、モノコックボデーへの振動伝達を抑えている。また、サスペンションのばね定数の適正な設定とフロントにスタビライザを装着す

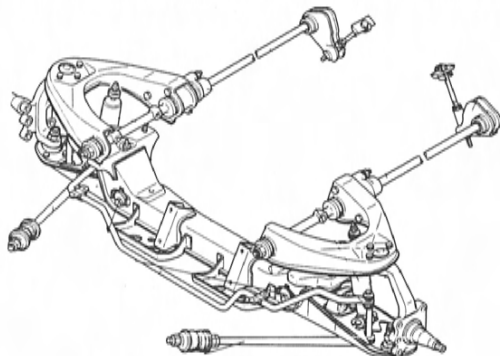


図12 フロントサスペンション

ることにより、キャブオーバ車で不利なノーズダイブやロールを小さくすることができた。

(3) リアサスペンション&アックスル

リアサスペンションには、リジッドリーフ形式を採用している。ワゴン車には、ロングテーパーリーフを採用し、通常のスプリングに対し台当り7kgの軽減を行い、ケーシングへのマウントには、ラバーパッドを介したアイソクランプ方式を採用し、振動、騒音の低減と乗心地の向上を図っている(図14)。

リアアックスルは、ダブルタイヤ車には全浮動方式を採用し、シングルタイヤ車には半浮動方式を採用している(図13)。

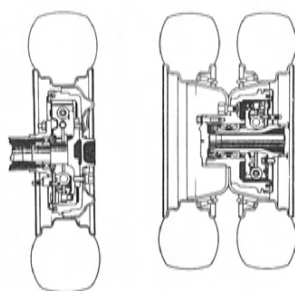


図13 リアアックスル

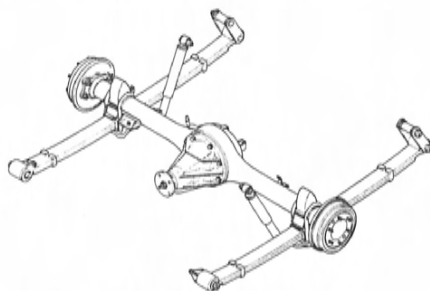


図14 リアサスペンション
(シングルタイヤ車)

4.6 ブレーキ

ブレーキ形式は、前輪がバン・ワゴンシリーズはディスクタイプ、トラックシリーズはドラムタイプであり、後輪は全車デュオサーボ型のドラムタイプを採用している。

ディスクブレーキは、耐フェード性能に優れ、放熱効果の良いベンチレーティッドディスク及び長寿命のメタルリックパッドを採用することにより、ブレーキ鳴きの少ない、高性能なブレーキとしている(図15)。

後輪は、後退時ブレーキを踏んだ時、シュークリアランスを自動調整する機構を装着するなどして、安定した

制動力が得られるものになっている。

安全面では、2系統式のタンデムマスタシリンダに加えて、車両の減速度を感知し、積載量に応じた制動力をコントロールし、急ブレーキ時の早期後輪ロックを防ぐ L. S. G. V. (Load Sensing G. Valve) を全車に装着している(図16)。

パーキングブレーキも、従来のステッキタイプから、操作性の良い、軽快なレバータイプを採用している。

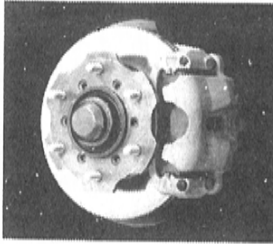


図15 フロントブレーキ

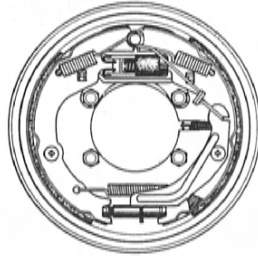


図16 リアブレーキ

4.7 ボデー (図17)

ボンゴシリーズの狙いの一つである、ワイドバリエーションを実現するべく極力ボデー部品の共用化をはかることがボデー開発の基本テーマである。

基本構造は、ワゴン・バンシリーズは、防錆性能、軽量化に有利であるモノコック構造を採用し、トラックシリーズは、頑強性、架装性に優れたフレーム付構造を採用している。

ボデー開発の主要留意点は、

① キャビン幅二種類 (1630 mm, 1690 mm)、キャビン長三種類の基本ボデー分類に対し、極力ボデー部品の共用化を図った。

② シングル・ダブルタイヤシリーズを共通のボデーで対応できる様、構造面、生産技術面で配慮した。

③ 大型プレス機の導入により、内外板の大部部品を一体成形することにより、品質、及び防錆性能を高めた。

④ 快適な空調性能を確保するため、車体の継手方法などを工夫し、車体シール性能を向上させた。

⑤ 亜鉛メッキ鋼板の多用化及びボデー継手構造の改良により、防錆性能を大幅に向上させた。

⑥ 高抗張力鋼材を多用化することにより、ボデー剛性の向上、軽量化を実現した。

以上の結果、バンでは、ボンゴ・シングルタイヤシリーズの 750 kg 積から、ブローニィ・ダブルタイヤシリーズ 1250 kg

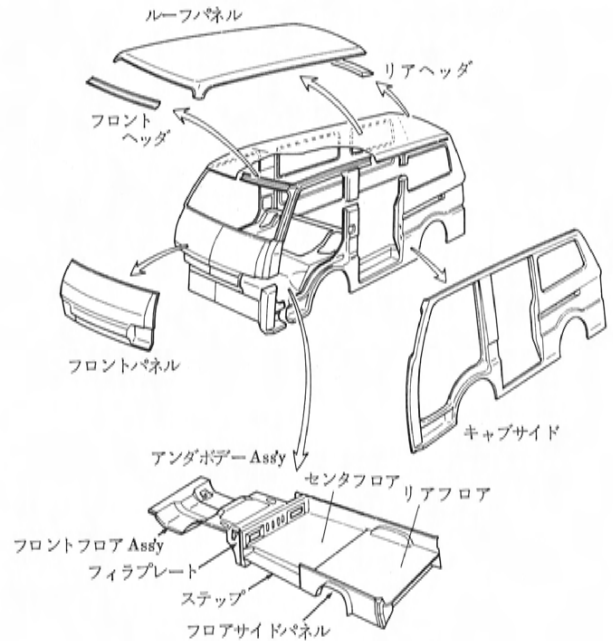


図17 大部部品の一体成形化

積まで幅広いユーザニーズに対応できるボデーバリエーションを実現している。

ドア構造については、バンの荷室スペースの有効利用ワゴン最後席への乗降性を有利にするため、開口幅1040 mmの高剛性のスライドドアを実現している。また、バン荷役性改善のため、ボンゴハイルーフ車に専用バックドアを設定している。

4.8 外 装 品

開発基本テーマは、ワゴンシリーズについては乗用車感覚の高級感、高品質感のある仕上げ、まとまりを表現することであり、バン・トラックシリーズについては実用性、信頼性を高めた外装部品を実現することである。

ボンゴワゴンに採用しているエアダムスカートと一体の大型フロントバンパ、フラッシュサーフェス化に対応したフロントコンビランプとの一体型となったハロゲン付変形ヘッドランプ、グリル、モールなど、このテーマに沿う、高級感、高品質感を出すことに成功している。

リアバンパは、ボンゴシリーズは、ボデーとの一体感を強調するため、カラーコード化されたボデー色バンパを採用している(図18)。

ブローニィシリーズは後部からの乗り降りが楽にできるよう、ステップ付の大型バンパを採用し、実用性、便利性を向上させている。

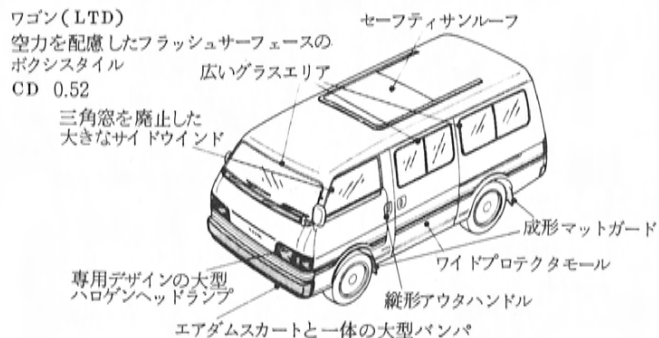


図18 外装部品の特徴

4.9 内装品

基本テーマは、快適な居住空間を実現するという、デザイン意図を具体化した高品質、仕上りを持った仕様を実現することである。

内装品開発で特筆できる仕様は以下の通りである。

(1) シート

ワゴンシリーズには、3列全席をフルクライニングさせることにより、フロントシートから最後列まで、平らな広いスペース（長さ3.13m×幅1.26m）が得られる3列フルフラットシートを採用している。この操作を簡単に行えるよう、操作機構の簡易化、埋め込み式ヘッドレストの採用など、細部にわたって意を払っている（図19）。

また、バン・ハイグレード車にもワゴンの思想を生かし、2列フルフラットシートの採用、及び、ブローニバン9人乗りには、ツインホールドタイプのシートを採用するなど、従来のバンにはない新機構を実用化している。

(2) サイドマルチボード

ワゴンハイグレード車には、リアクーラとの組合せ

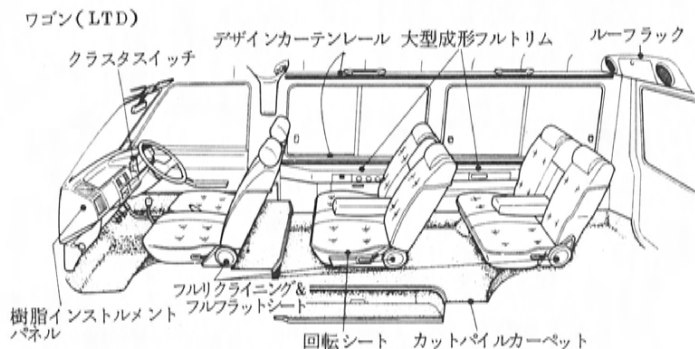


図19 内装部品の特徴

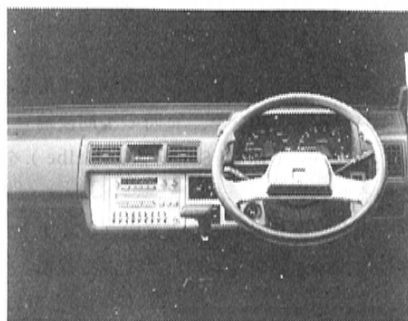


図20 インストルメントパネル

による、クールボックス、パーソナルトレイ、空調コントロールスイッチなど、10の機能を持った、サイドマルチボードを採用し、室内を高級感のあるものになっている。

(3) インストルメントパネル

樹脂一体成形タイプを採用。これにより、外観の見え、仕上りが向上し、各種メータ、及び、操作スイッチなどもあわせて、乗用車感覚のあふれた仕様としている（図20）。

メータは、クラス初のクラスタスイッチ式メータ。一部機種には、デジタル式電子メータなども採用している。

(4) 空調機器

快適な居住空間を実現するため、空調機器は、旧型車に比べ、風量、熱交換容量など、スペックアップしており、三方吹出し仕様など、風向配分に工夫をこらし、高性能なものになっている。また、自然の風を取り入れるベンチレーションも、高性能なものになっている。

ワゴンシリーズオプションで、室内全体を均一に温度コントロールできる、オーバヘッドタイプのデュアルクーラの採用、及び、足元に均一に暖気を広げる配慮をした、リアヒータの採用など、特筆できる（図21）。

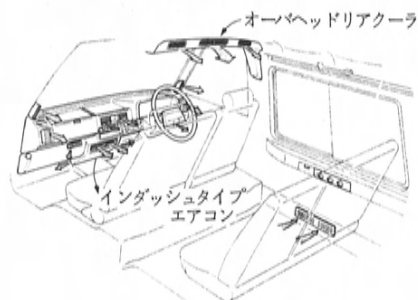


図21 空調機器

6. お わ り に

以上、新型ボンゴシリーズの開発思想と商品概要を説明した。新型ボンゴシリーズは、ボンゴ及びブローニの二本のメイン機種からなり、キャブオーバ市場での多様な、ユーザーニーズに応えるべく、開発したものである。

今後、皆様からの御意見、御比判をいただき、更に改良を重ね、皆様より愛される商品に育てていきたい。

解説・紹介

15

Rシリーズ「マグナムディーゼル」エンジンの紹介

R-Series MAGNUM Diesel Engine

吉 津 紘 二^{*1}

Koji Yoshizu

西 琢 美^{*2}

Takumi Nishi

要 旨

本稿はマグナムディーゼルの新技術、新機構を中心に特徴と構造を紹介したものである。

新開発Rシリーズマグナムディーゼルエンジンは、低燃費、長寿命というディーゼルエンジン本来の特質に加え、軽快な走行性能を引き出す出力特性、快適な運転が楽しめる静粛性など、乗用車用エンジンとしての諸要求を高度なバランスの上に実現した新世代のディーゼルエンジンである。

徹底したコンパクト化、軽量化を図り、高出力、低燃費、静粛性及び耐久信頼性を確保するために、新技術、新機構を積極的に導入した。

Abstract

This paper presents the features and structure of the MAGNUM diesel engine, including number of its new technologies and mechanisms. The newly developed R-series MAGNUM diesel engine combines the characteristics proper to diesel engines, such as low fuel consumption and long life, with the engine characteristics required for passenger cars, such as the output performance for responsive vehicle operation and the quietness for comfortable driving. This diesel engine is, therefore, a new-generation diesel engine which was put into practical application by balancing the abovementioned characteristics on a high level.

This engine was also made compact and lightweight as thoroughly as possible. In addition, a wide variety of most advanced technologies and mechanisms were positively incorporated into the MAGNUM diesel engine so that high output power, good fuel economy, very pleasing quietness and high levels of durability and reliability could be achieved.

1. ま え が き

省資源という社会的要請により、自動車の低燃費化が急速に進んできた。一方、乗用車が本来持つべき「軽快な走行性」、「快適な室内」に対する要求も、ますます高まってきている。

ディーゼルエンジンはその本質的特徴である燃料経済性の良さに加え、騒音、振動低減技術の向上により、乗用車用あるいは小型、軽量商用車用エンジンとしての適合性を増してきている。

当社においても、80年代を担う、新世代のディーゼルエンジンの開発を進めてきたが、このたびRシリーズ、2.0ℓ(RF型)、2.2ℓ(R2型)エンジンを世に出した。マグナムディーゼルと名付けられたRシリーズエンジンは、徹底したコンパクト化、軽量化を図り、低燃費、高出力、静粛性及び耐久信頼性を高度にバランスさせた

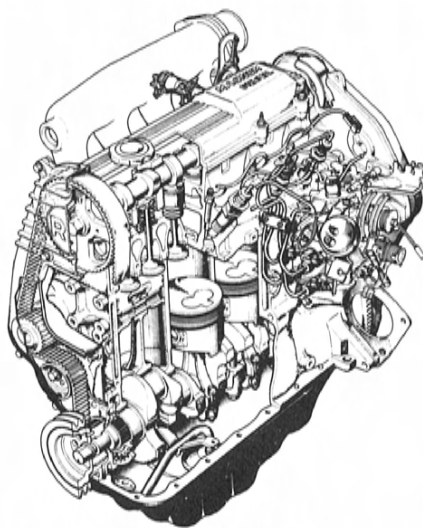


図1 マグナムディーゼル外観断面図(カベラ仕様)

*1, *2 エンジン設計部第4エンジン設計課

本格的乗用車用ディーゼルエンジンである。

以下に R シリーズエンジンの特徴と構造を新技術、新機構を中心に紹介する。

図 1 に「カペラ」用 R F 型エンジンの外観断面図を示す。

2. 開発のねらい

R シリーズエンジンは当社にとって初の本格的乗用車用ディーゼルエンジンであり、高い開発目標を設定した。開発の主要なねらいを下記に示す。

- ① ガソリンエンジンの追従を許さない低燃費性能の確保。
- ② 乗用車としての軽快な走行性能を実現させる出力性能の確保。
- ③ 快適な室内空間を実現するための騒音、振動低減の徹底的追求。
- ④ 世界に通用するエンジンとして、あらゆる環境条件における耐久性、信頼性の確保。
- ⑤ 燃料性状の多様化に対応できる燃焼系の実現。

上記のねらいに対し、基本的な取り組み方針として、コンパクト化、軽量化の徹底的追求、新技術・新機構の

積極的導入を挙げ、設計、開発を行ったものである。

3. 主要諸元、性能

R シリーズエンジンは、2.0 (R F 型) と 2.2 (R 2 型) の 2 種類の排気量を持ち、更に R F 型は横置きと縦置きの 2 仕様の構造を持っている。

横置き仕様の R F 型エンジンはカペラに、縦置き仕様の R F 型及び R 2 型エンジンはブローニイ、ボンゴに搭載されている。

R F 型と R 2 型は行程を変更して、排気量を変えているが、構造的には同一である。

直列 4 気筒、4 サイクルディーゼルエンジンで、燃焼室はリカルドコメット型を基本にした当社独特の底傾斜渦流室式、弁機構はダイレクト駆動 OHC である。

エンジン本体の基本諸元は、先に発表されたマグナムガソリンエンジンと共通化を図っており、シリンダピッチ、クランクジャーナル径は同一寸法である。このため R 2 型エンジンのリッタ当り重量は約 70 kg f (乾燥重量) とディーゼルエンジンとしては、最軽量クラスを実現することができた。

R 型エンジンの主要諸元を表 1 に、エンジン性能曲線

表 1 R シリーズエンジン主要諸元

			カペラ	ブローニイ, ボンゴ	ブローニイ
			R F エンジン	←	R 2 エンジン
総排気量 (cc)			1998	←	2184
種類			ディーゼル・4サイクル	←	←
シリンダ数及び配置			直4・横置	直4・縦置	←
燃焼室形式			渦流室式	←	←
弁機構			OHCベルト駆動	←	←
内径×行程 (mm)			86.0×86.0	←	86.0×94.0
圧縮比			22.7	←	22.9
圧縮圧力 (kgf/cm ² -rpm)			30-200	←	←
最高出力 (ps/rpm)			72/4650	69/4650	72/4250
最大トルク (kgf・m/rpm)			13.8/2750	13.2/2750	14.7/2500
燃料消費率(全負荷) (g/ps-h/rpm)			189/2000	196/2000	191/2000
整備重量 (kgf)			160	161	168
バルブタイミング	吸気	開き	13° BTDC	←	←
		閉じ	39° ABDC	←	←
	排気	開き	60° BBDC	←	←
		閉じ	8° ATDC	←	←
バルブクリアランス (mm)		吸気	0.25 冷間	←	←
		排気	0.35 冷間	←	←
アイドリング回転数 (rpm)			800~850	700~750	←
寸法 (L×W×H mm)			606×569×658	662×528×649	662×528×657

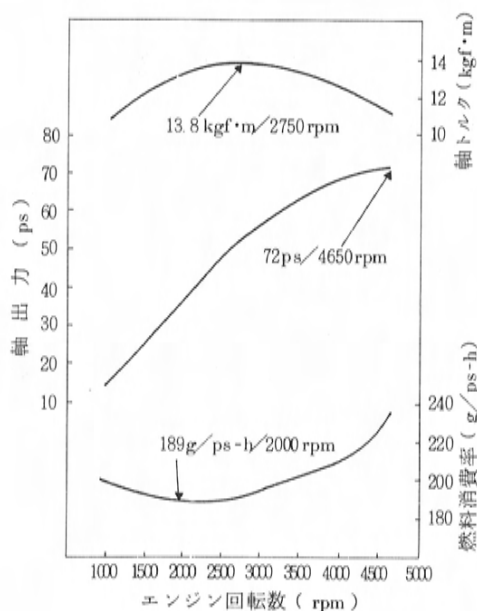


図2-a カベラ用RF型性能曲線

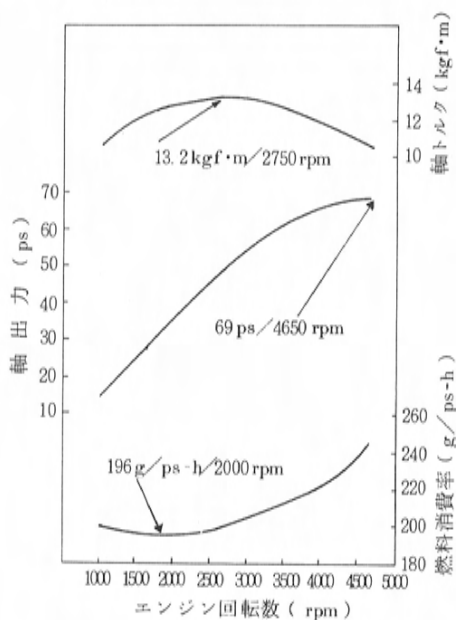
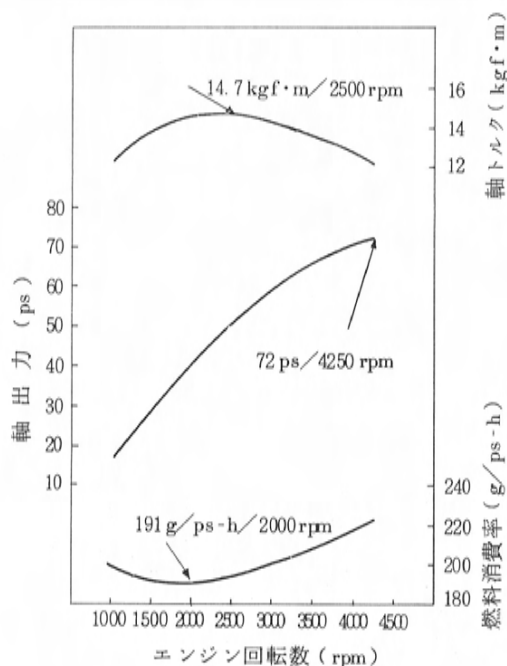
図2-b ブローニイ、ボンゴ用
RF型性能曲線

図2-c ブローニイ用R2型性能曲線

を図2に示す。なおR F型については横置き仕様と縦置き仕様を別に示している。

4. エンジンの特徴

4.1 低燃費、高出力

エンジン性能曲線で示した全負荷性能もさることながら、実用走行時（部分負荷）の燃費性能、アクセルレスポンスの良さも、R型エンジンの特徴である。

着火性に優れる底傾斜渦流室と燃料噴射系の最適マッチングによる燃焼効率の改善、吸気慣性を利用した慣性過給式吸気マニホールド、ダイレクト駆動OHCによる吸入効率の改善、ピストン、コンロッドをはじめ運動部分の軽量化、バルブスプリング荷重、ピストンリング張力の低減、クランクシャフト、フライホイールの回転慣性モーメントの低減による機械効率の改善などを徹底して追求し、低燃費、高出力を実現した。

4.2 低騒音、低振動

着火遅れの小さい底傾斜燃焼室の採用と、噴射時期、噴射率を適正に組合わせた燃料噴射系のマッチングにより、急激な燃焼圧力上昇を防止した。特に冷間始動後の顕著なディーゼルノック音を大幅に低減させている。

機械的騒音に対しては、オートサーマチックピストンによるピストンスラップ音の低減、またダイレクト駆動OHCによる動弁系騒音の低減、円弧歯形タイミングベルトによる噛み合い音の低減などの構造的な対策に加えて、往復慣性質量の低減により、発生源を抑えている。

伝達系では、クランクシャフト、シリンダブロックバルクヘッド、ベアリングキャップ剛性の適正化、トーションアルダンパ付クランクシャフトプーリ、カバー類のラバーフローティング構造の採用などによる改善を行っている。

放射系では、シリンダブロック側壁及びオイルパン表面の曲面化、シリンダヘッドカバーをはじめカバー類の樹脂化などを行い、低騒音を実現している。

また、車内騒音の低減のため、吸気系のラバーマウントをはじめ、カペラにおいてはラジエータダイナミックダンパ、オートマチック車の停車時クラッチカットシステム、ブローニイ、ボンゴにおいては吸気サイレンサの採用など、徹底した騒音、振動対策を行っている。

4.3 コンパクト化、軽量化

フルサイアミーズのライナレスシリンダブロックの採用により、シリンダピッチをマグナムガソリンエンジンと同一にした。このためエンジン全体をコンパクトに設計できた。エンジン重量はアルミ合金製シリンダヘッド、薄肉シリンダブロック、4バランスウエイトクランクシャフト、タイミングベルト、ダイレクト駆動OHCの採用、またカバー類の樹脂化など、徹底した軽量化設計を行っている。この結果、排気量当りの重量では、世界でも最軽量クラスのディーゼルエンジンを実現することができた。

4.4 耐久、信頼性

商用車用ディーゼルエンジンの開発に適用された各種耐久テストコードをマグナムディーゼルの耐久テストにも適用するとともに、新技術、新機構に対しては、FMEA（故障モードと影響解析）を実施し、新たなテストコードを設定するなど、世界に通用するエンジンとして耐久、信頼性については十分な評価、確認を行った。

4.5 実用商品性

グロープラグ予熱時間3秒の新QSS（クイックスタートシステム）、冷間始動性と始動後の暖機性改善のためのCSD（コールドスタートデバイス）により、始動操作性をガソリンエンジンに近いものにしていく。

その他に、ブローニイ、ボンゴの寒冷地仕様には、アイドル及び低速、低負荷走行時に排気シャッターバルブとアイドル回転アップ装置が連動して作動する暖房性向上システムを採用し、ガソリンエンジン並の暖房性能を確

保している。

5. 主要構造

5.1 主構造体

(1) シリンダヘッド

軽量化を目的に、シリンダヘッドはアルミ合金製とした。ダイレクト駆動OHC構造でカムシャフト5軸受、吸排気ポートをヘッド右側に、渦流室を左側に配した、セムフロータイプである。

シリンダヘッドボルトは1気筒当り4本とし、ヘッドガスケットの面圧を確実に維持するために、塑性域締付法を採用した。

ガスケットは特殊処理をしたスチールベルトである。

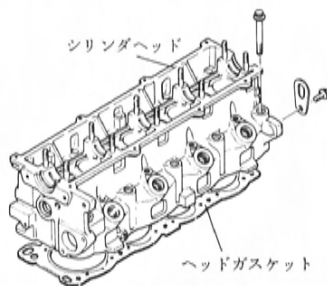


図3 シリンダヘッド

(2) シリンダブロック

軽量、コンパクト化と騒音低減を目的に、薄肉鋳鉄製ライナレス、フルサイアミーズのディープスカート構造で、スカート部は曲面形状になっている。フルサイアミーズとしたため、シリンダの冷却には特に意を払い、ウォータージャケットの形状及びシリンダヘッドの水通路の設定に際しては、水流観察、シリンダ壁測温を十分に行った。

ライナホーニングは初期より安定したオイル消費を確保するために特殊ホーニングを実施している。

なおRF型とR2型はブロック高さが8mm異なるが、

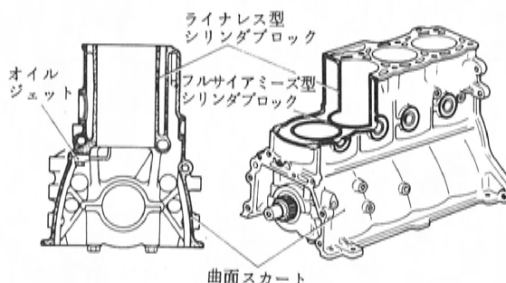


図4 シリンダブロック

他は共通仕様としている。

ピストンクレーシングのため、オイルギャラリにバルブ付きのオイルジェットを取り付けている。

(3) その他

シリンダヘッドカバーはディーゼルエンジンとしては国内初の樹脂製を採用し、軽量化と放射音低減を図った。オイルパンはホログラフィによる振動解析結果から、多球面形状を採用した。

5.2 燃 焼 室

リカルドコメットV型を基本にした渦流室式で、着火性に優れた底傾斜渦流室とした。副室容積、噴孔角、形状、噴射ノズル角度、グロープラグ位置などエンジン性能を左右する重要項目であ

り、過去の経験と理論的考察に基づいて、数十種類の組合せの中から、燃料噴射系とのマッチングにより、諸性能をバランスよく満足させる仕様を選定した。

底傾斜渦流室はノズルから噴射された燃料が、渦流室底部のコーナR部に当り圧縮空気渦流との混合が適正に行われ、着火性に優れ、燃料性状の多様化に対しても高いポテンシャルを持っている。

圧縮比のパラツキを減少するため、ピストントップリング管理を行っている。

5.3 主 運 動 体

(1) ピストン、ピストンリング、コンロッド

ピストンはスチールストラット入りのオートサーマチックタイプで、ピストンクリアランスを小さくすることにより、スラップ音の低減を図った。

ピストンリングは3本構成で、トップリングはバレルフェースのクロムインサート、セカンドはインナステップ、オイルリングはコイルエキスパンダ付である。適正な面圧と、ライナホーニングの組合せにより、初期から安定したオイル消費、ブローバイ特性を維持できる。

ピストントップリング溝にはニレジスト製のトレガを鋳込み、耐摩耗性の向上を図った。

コンロッドは鋼鍛造製で、大端部は水平割り、小端部はブッシュ入りのフローティング形式である。

R F型とR 2型ではコンロッド中心間距離が4 mm異なる。

(2) クランクシャフト

鋼鍛造製で、5軸受、4バランスウエイト構造である。メインジャーナル径60mm、ピン径51mmはマグナムガソリンと同一寸法とし、軽量化を図った。ベアリングは高負荷用アルミ合金メタルを採用した。スラスト軸受はセンタ軸受部とし、上下分割式である。

高回転域でのクランクシャフトの振り振動を低減し、クランク強度に余裕をとるとともに、放射音を低減するため、クランクシャフトプーリはトーションダルデンバ構造とした。

5.4 動 弁 機 構

ロッカ機構を廃止し、カムシャフトで直接バルブを駆動する、ダイレクト駆動OHC構造を採用し、高回転域でのバルブの追従性の向上、軽量化、静粛化を図った。

バルブクリアランスの調整はタペットとカム間のアジャスティングディスクの厚さを変えることによって行うが、カムシャフトを取外すことなく交換可能にしている。

カムシャフトの駆動には、タイミングベルトを採用し軽量化と騒音低減を図った。タイミングベルトの歯形はプーリとの噛み合いがなめらかで、ベルトにかかる応力を小さくできる円弧歯形を採用した。

なおタイミングベルトレイアウトは横置きエンジンと縦置きエンジンで異なっている。縦置きでは燃料噴射ポンプ、カムシャフト、ウォーターポンプを1本のタイミングベルトで駆動しているのに対し、横置きでは燃料噴射ポンプはカムシャフト後端より別のタイミングベルトで駆動している。タイミングベルトプーリは鉄系焼結合金製である。

タイミングベルトカバーはシリンダブロックにラバマウントされたシールプレートに取り付ける構造としており、樹脂製で曲面とリブを有効に入れて、低騒音と軽量化を図っている。

5.5 燃 料 系

燃料噴射ポンプはボッシュV E型で、タイミングベルトにより駆動される。ガバナはアクセルフィーリングが良好で、加減速ショックのない、ハーフオールスピードガバナを採用した。

また部分負荷時の燃費の改善と、騒音、排出ガスの低減を目的にロードタイマを採用した。

冷間始動性と始動後の暖機性を向上させるため、手動式の噴射時期進角装置と、それに連動するアイドル回転アップ装置(コールドスタートデバイス-CSD)を装着している。

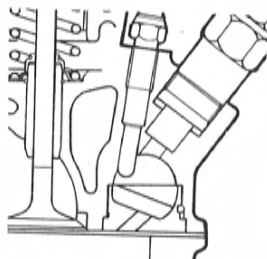


図5 燃焼室形状

噴射ノズルは、スロットル式で、燃焼室及び燃料噴射ポンプの送油率との適正なマッチングにより、噴射率特性を定めたもので、着火遅れが小さく、静粛でパワフルな燃焼を実現することができた。

燃料フィルタは水分分離機能を持つセジメンター体式で、分離水分が規定量までたまると、警報するセンサを装着している。また燃料系のサービス時にエア抜き作業が確実に行えるよう、ハンドプライミングポンプ付としている。

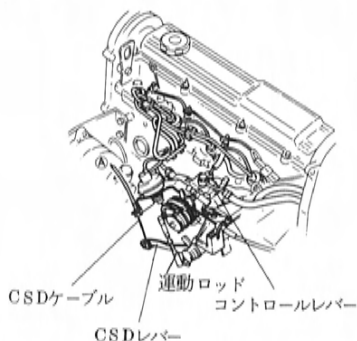


図6 コールドスタートデバイス (CSD)

5.6 吸排気系

吸、排気マニホールドをシリンダヘッドの右側面に取り付けた、セიმフロータイプで、ともに独立ポート形式である。吸入空気の流れを利用して、吸入効率を高めるいわゆる慣性過給方式の吸気系形式を採用している。

吸気音の低減のために、吸気ダクトの径、長さの最適化を図っている。また、吸気系の振動が車体に伝達されないよう、車体への取り付け部分には、ラバマウントを多用した。

ブローニイ、ボンゴには、吸気サイレンサを採用した。また、寒冷地仕様車には、アイドル及び低速、低負荷走

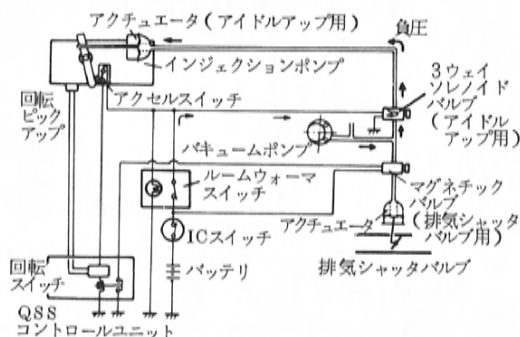


図7 暖房性向上システム図

行時に、排気通路を絞り、エンジン発熱量を増加させる暖房性向上システムを装着した。なお排気通路を絞ると同時にアクセルレバーを引き、アイドル回転数も上昇させている。図7にシステム図を示す。

5.7 潤滑系

オイルポンプはクランクシャフトの先端部で直接駆動するクレセント型ポンプ（内接ギヤポンプ）である。

オイルフィルタはフルフロータイプで、水冷多板式オイルクーラとともに、アルミ合金製のフィルタボデーを介してシリンダブロックに取り付けられる。

オイルポンプの調整油圧は8 kgf/cm²で、オイルクーラ部で更に4.5 kgf/cm²に調整される。

5.8 冷却系

ウォーターポンプはシリンダブロック右側面に取り付けられ、タイミングベルトにより駆動される。ベアリングはシャフトベアリングとした。

クーリングファンはカペラでは電動式、ブローニイ、ボンゴは7枚ファンのサーモモジュレートタイプとしている。

カペラのラジエータは車体振動の低減のため、ダイナミックダンパマスとして使用されている。

5.9 電気系

急速予熱タイプのグロープラグを使用し、冷間始動時の予熱が3秒の新QSS（クイックスタートシステム）を採用した。

オルタネータはバキュームポンプ付で、マスタバッグ及びアイドル回転アップ用アクチュエータのバキューム源になっている。

5.10 オートマチックトランスアクスル

カペラのオートマチックトランスアクスルはガソリンエンジン用を基本にしているが、ディーゼルエンジン用として、新機構の採用と仕様変更を行っている。

① 低速での減速時及び停車時の車体振動を低減するため、クラッチカットシステムを採用した。

② 変速制御のためのアクセル開度の検出に、スロットルアクチュエータを新設し、燃料噴射ポンプのアクセルリンクとケーブルでつなぎ、作動させている。

③ エンジンの回転速度変動を低減させるため、トルクコンバータにイナーシャウェイトを追加した。

クラッチカットシステムは、車速、アクセル開度、ブレーキ操作、CSDの作動を検出し、アイドル判定を行い、クラッチカットソレノイドにより、シフト位置に関係なく、フロントクラッチ、リヤクラッチの油圧をカッ

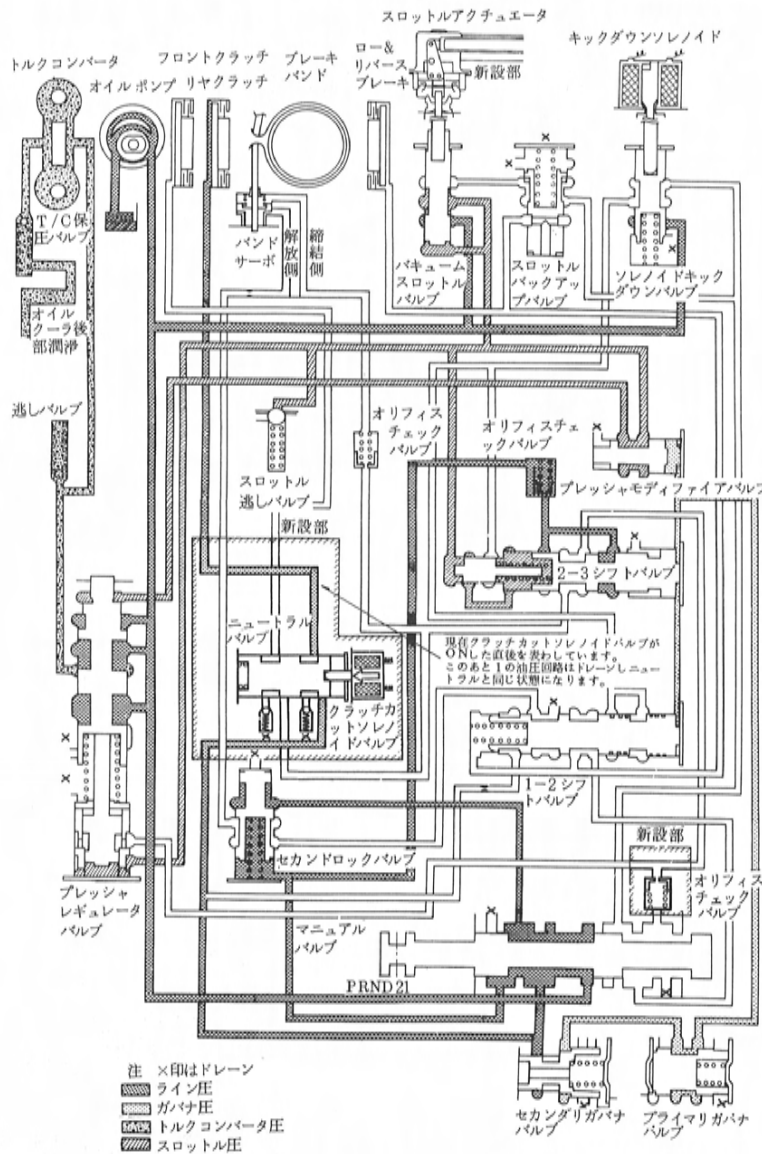


図8 クラッチカットシステム油圧回路図

とするもので、エンジン負荷トルクの減少による振動低減とともに、燃費の低減も図っている。

図8にクラッチカットシステムの油圧回路図を示す。

6. あとがき

以上、新開発Rシリーズマグナムディーゼルエンジンの概要を紹介した。

燃費の優位性は勿論、走行性、静粛性においても、新世代の乗用車用エンジンとして、当初の目標を達成するこ

とができた。

今後はユーザ及び関係各位から寄せられる御意見、御批判をもとに、改善を重ねるとともに、新技術の開発にも積極的に取り組み、マグナムディーゼルエンジンを永く世界に通用するエンジンとして育成していく所存である。

最後に、本エンジンの開発にあたり、絶大な御支援を賜った社内外関係各位に感謝の意を表わすとともに、今後より一層の御指導、御支援をお願いしたい。

解説・紹介

16

MX-02の技術紹介

THE MAZDA MX-02

石 田 逸 雄^{*1} 渡 辺 正 明^{*2}
Itsuo Ishida Masaaki Watanabe

金 沢 啓 隆^{*3} 夏 秋 行 信^{*4}
Hirotaka Kanazawa Yukinobu Natsuaki

要 旨

本稿は、MX-02の技術概説である。MX-02は1990年に照準を合わせ、楽しい走りと低燃費、新次元の快適性、新しい便利装備を追求したファミリーセダンのエンジニアリングコンセプトカーである。主要技術は、ロングホイールベース・ショートオーバーハングなどによる居住性・走行安定性、4気筒・1.3ℓ・DOHC・可変バルブタイミング・デュアルインダクションの新エンジンによる燃費性能・動力性能、4輪操舵システムなどによる機動性・高速安定性、パーソナルコマンドシステム・ヘッドアップディスプレイなどエレクトロニクスデバイスによる快適性・利便性などである。

Abstract

This paper provides a technical explanation on the MX-02. The MX-02 is an engineering concept model for a family car in the 1990's. The model explores fun-to-drive performance combined with good fuel economy, and new dimensions in comfort and convenience equipment. Primary technical features include a long wheelbase, short overhang body which provides roominess and handling stability, a new 1.3ℓ 4-cylinder DOHC engine incorporating variable valve timing and dual induction systems which provide good fuel economy and performance, a 4 wheel steering system which allows for agile maneuverability and high speed stability, and electronic devices, such as a personal command system and a head-up display, which provide comfort and convenience.

1. は じ め に

1983年10月、当社は第25回東京モーターショーにおいてエンジニアリングコンセプトカー「MX-02」を発表し好評を博した(図1)。

当社は1981年にも「MX-81」を発表したが、この両者は製作目的、製作手段など基本的に全く異なった性格を持つ。MX-81がイタリアのベルトーネ社でデザイン・製作されたパーソナルカーの未来コンセプトカーであるのに対し、MX-02は次のように位置づけられた。

- ① 1990年代におけるファミリーセダンのあるべき姿を描き、その実現のため必要な技術を折り込む。
- ② 当社の技術を結集したエンジニアリングコンセプトカーとし、スタイリングからボデーの製作までのすべてを社内開発する。



図1 MX-02 外観

主要な機能部品は、社内で行先的に開発されてきたものの内から、車の狙いにあわせて選択、チューニングされ、ボデーや内外装小物部品はほぼ全数新規設計で開発が進められた。その結果、エレクトロニクスをはじめとする最新技術を折り込み、かつ現実性のあるクルマとし

* 1, * 2 商品主査室先行車開発グループ * 3 シャシー設計部第2シャシー設計課

* 4 エレクトロニクス開発部車両電装開発課

て世に問うことができた。本稿では、このMX-02の狙いここに搭載された技術の概要を紹介する。

2. 開発の狙い

ファミリーセダンはいつの世にも乗用車の中核的なボデータイプであり、さまざまな場面に対応した使い方ができる、言わばその時々クルマのスタンダードであると言える。1990年代のファミリーセダンは、クルマの性能や機能（快適性、居住性、経済性、実用性……）の現状レベルの単純な改良ではなく、各機能の進化とそれぞれの高度なバランスにより、ライフスタイルの多様化に応えるものでなければならない。我々はMX-02開発のテーマとして、

- ① 現状のミッドサイズカーの全長で、でき得る限りの居住空間を確保し、かつ機能的で美しいスタイリングの実現。
 - ② 低燃費とマツダ伝統の走りとを高度にバランスさせた新次元の走り。
 - ③ 操作性、視認性、空調、走行情報などをも含んだ快適性、便利性の新しい提案。
- の3項を設定した。

3. デザイン

3.1 エクステリア

経済性および高性能化に直結する優れたエアロダイナミックスと、広い居住空間を両立することはMX-02の大きなテーマの一つである。全長4,495mm、全幅1,695mm、全高1,400mmの車体に対し、このクラスとしては異例に長い2,800mmのホイールベースとショートノーズ、ロングキャビンのプロポーションがこのテーマを解決した。

ウエッジシェイプ、フラッシュサーフェス、ボデー前後部での絞り込みは空力の常識とされているが、我々はさらにフロント、リアのウィンド傾斜角、クルマ全長に対するルーフ前後端位置の最適化、可動リアホイールスバツの採用など徹底したエアフロマネージメントによりCd=0.25を達成した。

また、フロントウィンドからリアドアまで連続したガラス面（インナーサッシュ、インナーピラー）、大幅に下げたベルトライン上部に設けたドアガラスの折れがスタイリングの大きなポイントとなっている。

3.2 インテリア

大人5人がゆったりと乗れ、ベルトラインの低下によ

表1 主要諸元

●寸法・重量		※目標値
全 長	mm	4495
全 幅	mm	1695
全 高	mm	1400
ホイールベース	mm	2800
トレッド F/R	mm	1425
車両重量	kg	890※
最小回転半径	m	4.3
●燃料消費率(10モード) km/ℓ		18※
●エンジン		
種 類		水冷直列4気筒DOHC, 可変バルブタイミング
最高出力	ps/rpm	100/6800
最大トルク	kgf・m/rpm	12/3600
燃料供給装置		電子制御燃料噴射式, DIS
●操向装置		
種 類		4輪操舵
ギヤ型式 F/R		ラック&ピニオン
●懸架装置		
サスペンション F/R		ストラットコイル独立懸架
●制動装置		
主ブレーキ形式 F/R		油圧式ディスク
補助ブレーキ形式		後軸作動オート
●タイヤ・前後		205/50R16

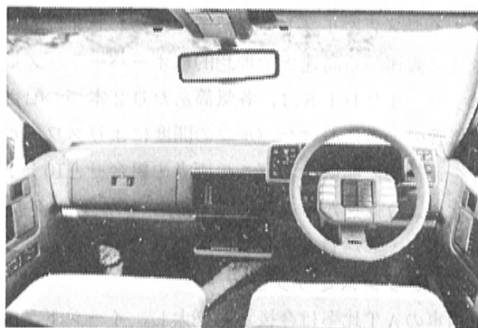


図2 インストルメントパネル

る視界改善とあわせて広さを強調したデザインである。センターコンソール、シフトレバー、パーキングブレーキレバーのないフラットフロア及びこれにより可能となった横スライド式助手席シートなどが広さをさらに強調する。

最新のエレクトロニクスを駆使し、主要なコントロール類はステアリングから手を離さずに操作でき、各種表示類はグラフィカルな形状と色彩により瞬時に判読できるものとして安全性を高めている。また、操作部・表示部は誤操作による車両の挙動への影響度合や、走行中に必要な情報としてのプライオリティにより層別化し、そ

れぞれ集中配置している。例えば、走行中常に確認せねばならぬ情報は視線を動かさずに確認できるヘッドアップディスプレイに、適宜確認する程度の情報は通常のメータ位置に配された液晶メータに、確認、操作の頻度が少ない情報は固定式ホンパッドに配されたステアリングスイッチで操作と表示を選択使用することなどがあげられている(図2)。

また、ドアトリム部に設けた各席別の格納式エアコン吹出口や、各シートに埋込みのピロースピーカなどにより、乗員それぞれの快適性を高めるよう配慮しているのも特徴の一つである。

4. パワープラント

4.1 エンジン

低燃費と優れた動力性能、それに低いボンネットラインを可能にするものとして1.3ℓ・DOHCエンジンを選択した(図3)。

このエンジンは小排気量ながら、可変バルブタイミング、デュアルインジェクションシステム(DIS)により、100ps/6800rpm、12kg-m/3600rpmの性能を持つ。

可変バルブタイミングは各シリンダ当たり4本のバルブの内、吸排気の各1本ずつに機械的相対運動を与え、バルブタイミングとリフトを運転条件にあわせ連続的に変化させて低速から高速まで理想的なオーバーラップ量を確保する。またDISは、各気筒あたり2本ずつ配された吸気管の一方に設けたバルブの開度によりスワールの発生を連続的に制御する。この両者の組合せと10:1の圧縮比により低速から高速までフラットなトルク特性と、高出力・低燃費とを同時に実現させている。

4.2 トランスミッション

乗用車のAT比率は今後とも増大し、イージドライブへの指向が強まると考えられる。エンジンを含めたパワープラント全体の総合電子制御により燃費の改善を図る努力が続けられているが、我々はこれをさらに一歩進め、プッシュボタンによるシフトコントロールを採用した。クラスタスイッチ部に設けた切替ボタン(図4)はステアリングホイールから手を離さず操作でき、安全上有利であると同時にシフトレバーを排除でき、スペース面でも効果大である。

シフトの制御は車速、アクセル開度、エンジン回転、走行方向などの組合せによりコントロールされ誤操作、誤作動への十分な配慮を折り込んだ。

自動車の足まわりに要求される性能として、快適な乗

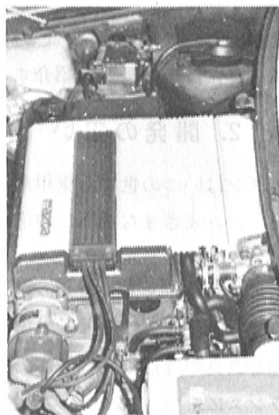


図3 MX-02 エンジンルーム



図4 クラスタスイッチ

5. シャシー

心地、正確できびきびした運動性能、高速での優れた安定性などがあるが、これらの特性をすべて高度に満足させるのは容易でない。

MX-02ではこれら相反する要求を同時に実現し、かつ、さらに飛躍を期するものとして次の三つのシステムを採用した。

- ① 4輪操舵システム(4WD)
- ② オートアジャスティングサスペンションシステム(AAS)
- ③ マツダオートスキッドコントロールシステム(MASCS)

②に関する説明は本誌別稿(オートアジャスティングサスペンションの開発)に譲り、ここでは主として①を中心に説明する。

5.1 4輪操舵システム

我々は、ファミリア、カペラでコンプライアンスを利用して後輪のトーコントロールを行う「SSサスペンション」を世に送り出し、走行安定性の理想に一歩近づくことができた。しかし、「1990年のマツダの走り」を考えた時、これをさらに進め積極的に後輪を操舵することに

より、今までの前輪操舵車では実現できなかった理想の走りを達成するものとして、4輪操舵を採用した。

4輪操舵の特徴・効果について以下、旋回姿勢、周波数応答の2点から述べる。

(1) 旋回姿勢から見た考察

今までの前輪操舵車の旋回中心は、極低速ではほぼ後車軸の延長線上にある(図5)。車速の上昇につれ、旋回中心は徐々に車の前方に移動し、タイヤの横すべり角

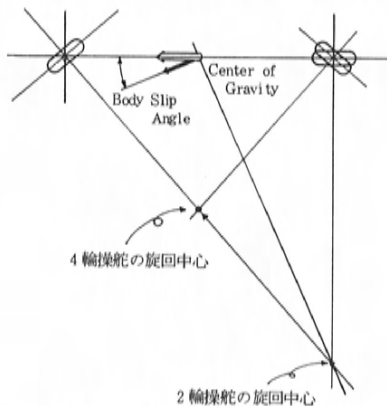


図5 旋回姿勢(低速)

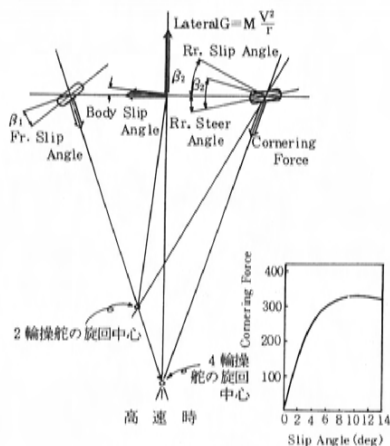


図6 旋回姿勢(高速)

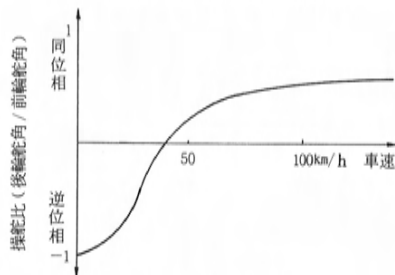


図7 操舵特性

を増加させ、前後輪のコナリングフォースと横Gがつりあう点で旋回し、高速では図6の如くなる。

この結果、車体の横すべり角(車の進行方向と車体の向きの差)は低速では旋回中心に対し外向き、高速では内向きとなる。しかし、図7のごとく車速に応じて操舵比(後輪舵角/前輪舵角)と操舵方向をコントロールしつつ後輪を操舵すると、車体の横すべり角を常にゼロに保つことができる。つまり、車速にかかわらず車の重心の真横に旋回中心を置くことができる。

以上の特性から次のことが言える。

- ① 極低速時には最小回転半径を小さくでき、車庫入れ、Uターンが容易になる。また、内輪差をゼロとすることも可能である。

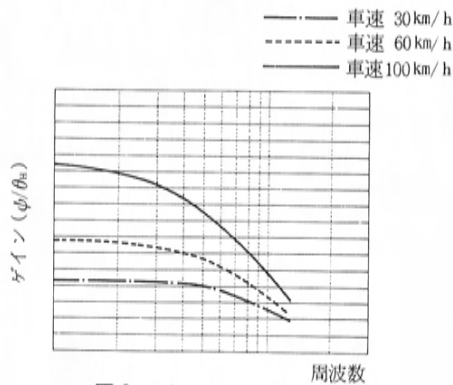


図8 オーバステア

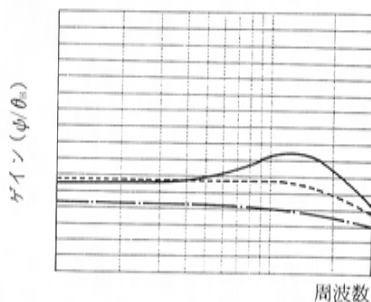


図9 アンダステア

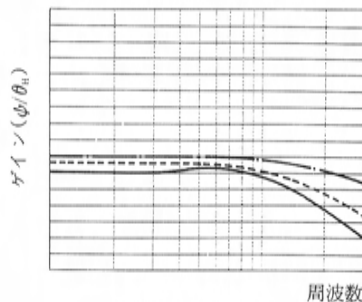


図10 4輪操舵

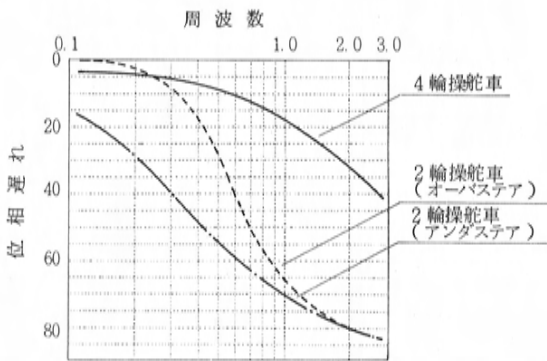


図11 位相遅れ

② 低中速時には(小回り性)が向上し、運動性能が高まる。つまり、きびきびと小さなコーナーを回ることができ、スポーティなハンドリングを楽しむことが可能となる。

③ 高速時にはリアグリップが向上し、後輪のすべりをおさえ安定した走りが約束される。

(2) 周波数応答から見た考察

オーバステアの前輪操舵車、アンダステアの前輪操舵車、4輪操舵車の周波数応答特性を図8～11に示す。

4輪操舵の特徴として、図から次のことが言える。

① 4輪操舵では、車速の増加によるゲインの増加がおさえられる。つまり、高速で過敏にならない。

② 位相遅れ(追従遅れ)を小さくでき、高速でのコントロールが容易になる。

③ アンダステア車で現われる

ゲイン(ピーク)/ゲイン(スタティック) > 1 がなく、車の挙動が振動的でなくなり収束性が向上する。

④ ゲイン一定の周波数レンジが広く、広範囲での安定した操舵が可能である。

つまり、高速時の直進走行やレーンチェンジが安定して行え、疲労、危険などから解放され得る。また、車の収束性向上(図12)により、路面の不整、横風による外乱や急操舵によるふらつきなどを容易に修正できる。

MX-02では、前述の操舵特性(図7)をオートモードとし常用するが、極低速時のみ選択可能な同位相モードも設定している。これは縦列駐車などに効果大であるが、速度の上昇にともないオートモードへ自動的に移行する。

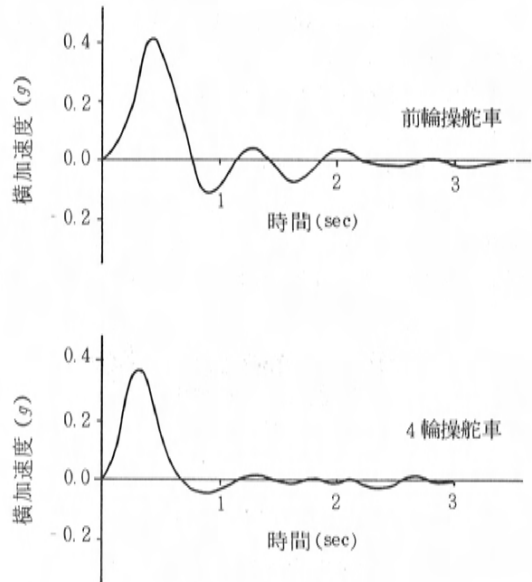


図12 手ばなし収束

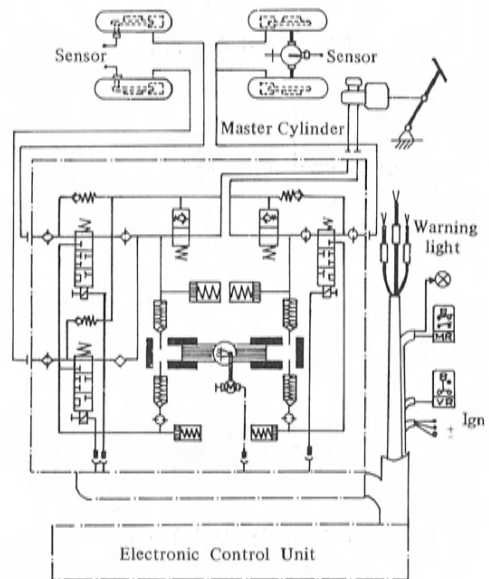


図13 MASC S回路

5.2 MASC S

MASC S (マツダオートスキッドコントロールシステム) は、4輪センサー、3チャンネル(前輪独立、後輪統合)タイプで、以下の性能を発揮する。

- ① 各種μ路での制動停止距離を大幅に短縮。
- ② スプリット路面(例 $\mu = 0.1/0.8$)及び旋回でのプ

レーキングにおいて車両安定性がよい。

- ③ 既市販システムでの欠点と言える、作動時のブレーキペダルへのキックバックをなくした。

これは図13に示すバルブにより、作動時マスターシリンダへの配管系をシャ断し、増減圧によるペダルへのキックバックをなくしたものである。

6. ボデー、外装

軽量かつ高剛性で防錆、振動吸収性能にも高いポテンシャルを持つものとしてスチールスケルトンとプラスチック外板の組合せを採用した。サイドシルとフロア以外の外板はすべてプラスチック化され、部品点数の減少と、継目の少ない平滑なボデーが得られた(図14)。

空力改善のためボデーのフラッシュ化が徹底して実施されたが代表的なものを下記に示す。

- ① インナーピラー、インナーサッシュ

Aピラー、Bピラー、ドアサッシュをすべてガラスの内側に配し、フロントウィンドウからCピラーまでガラス面が連続する構造を採用し、ボデーとガラス面の平滑化を図った(図15)。

なお、ドアガラスを3次元の曲面ガラスとし、ベルトライン上部の変極点をスタイリング上のポイントとしながらも全体を昇降可能としたのは新しい試みである。

- ② アウターハンドルのないドア

後述のパーソナルコマンドシステムの機能と結合することにより、ドアのアウターハンドルをガラス面に組込んだスイッチに置換し凹凸のない平滑なドアとした。

- ③ リトラクタブルワイパー

空力特性の改善と外観向上のためリトラクタブルワイパーを採用した。フロントウィンド、ボンネットに対し全く段差のない連続面となる可動カウルプレートと、ライズアップ機構を持つリンクにより構成されている。カウルプレートは運転視界の妨げとならぬようその移動量、角度を設定しかつボンネットの開閉とも連動して誤操作による損傷を防ぐ機構を備えている。

- ④ リア可動スパッツ

後輪へのスパッツ装着は以前から多く見られるが、MX-02では4WS(4輪操舵システム)により後輪も操舵する場合の装着例である。空力改善、スタイリング向上とともに安全性の向上にも役立っている。

この他にもボデー面と同一面で成形されたランプ類やド



図14 プラスチック外板

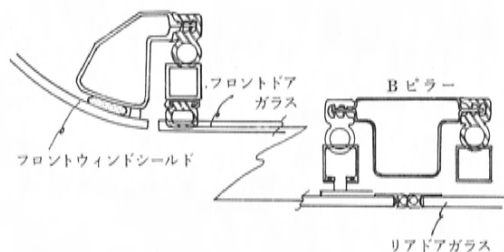


図15 ボデー断面図

アとの一体感を持たせたドアミラー、フルアンダーカバーなどにより空力改善と外観向上を図っている。

7. エレクトロニクス

省エネ・低公害・安全に対する社会的要請と、車本来の機能のより一層の向上、さらに豊かなカーライフのための快適装備が求められている中で、エレクトロニクス技術はこれらを解決する有効な手段として急速に自動車へ取り入れられつつある。

MX-02に搭載されたエレクトロニクスは、エンジン、駆動系、シャシー系の分野において、可変バルブタイミング、DIS, AAS, 4WS, MASCSの制御など従来の機械的制御では達成し得なかったきめ細かなコントロールを行うことにより、低燃費と安全性を確保しながら車の基本機能である走行性能を高めている。

また、デジタルオーディオやパーソナルコマンドシステム、ボタンシフトATなど、ファミリーカーとしての快適性、便利性を増す装備として、さらに人と車のコミュニケーションを円滑に行うことにより、運転時の負担を軽減し予防安全を図る装備としてエレクトロニクス技術が盛り込まれている。具体的には、メータ類の適正

配置や新デバイスの採用による視認性の向上、主要スイッチ類のステアリングまわりへの集中による操作性向上などである。

図22にMX-02に搭載した主要なエレクトロニクス装備を示す。

① ヘッドアップディスプレイ (HUD)

走行中最小限必要な情報をフロントウィンド下部に表示する。このため走行中視線を動かすことなく、前方視界内で情報を確認することができる (図16, 17)。

HUDは図17に示すように、液晶パネルを透した冷陰極管の光をフロントウィンドに反射させ、ドライバの視野内に液晶パネルの表示項目の虚像を作っている。

② カラー液晶 (LCD) メータ

従来のメータ位置には、大型のカラー液晶パネルを用いたLCDメータを設け、立体的な面構成とカラフルな表示で視認性の向上を図った (図18)。

エンジン回転、フュエル、水温は見易いゾーン表示とし、ワーニングはドットマトリックス (25×30) による多重表示で、チャージ、オイルプレッシャ、ブレーキフルード、熱害、シートベルトの5項目を表示する。なお電極本数を少なくするために、LCD駆動は二通りのダイナミック駆動を含め三通りのコントロールを行った。

車間距離モニターは走行速度に対する注意車間距離と危険車間距離を数字で示すとともに、前方車との距離をゾーン表示し、危険な状態の時は音と光でアラームを発する。車間距離は光学式センサーを2個装着し、左右の像のズレから算定している。

③ マルチディスプレイ

インストルメントパネル中央部に6インチのカラーCRTを用いたマルチディスプレイを搭載した。

多種多様な表示ができるといふ表示素子の特徴を生かし、車の挙動には直接関係しない多種類の情報を表示する。

各項目の選択は、画面の表面に付けられた透明電極スイッチで行い操作性の向上と多重化によるスイッチの簡素化を図っている。

表示項目は下記8項目である。

1) ナビゲーション

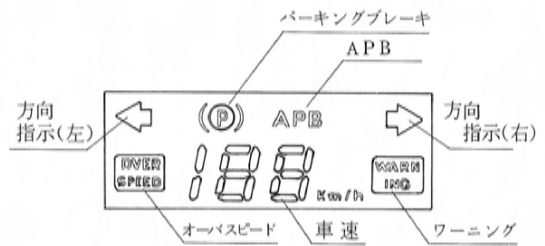


図16 HUDの表示

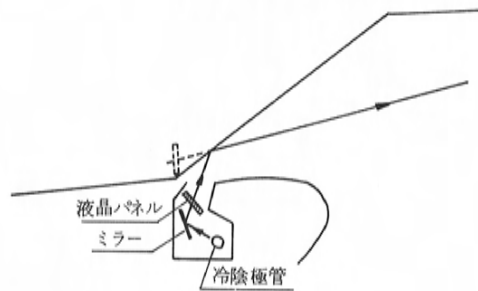


図17 HUD構造

- 2) セーフティモニタ
- 3) 車両取扱説明
- 4) テレビ
- 5) エアコンモニタ (温度、風量などの設定値、モード、吹出口の表示)
- 6) バックモニタ
- 7) オーディオモニタ (グラフィックイコライザ、ラジオ周波数、局名などの表示)
- 8) パーソナルコマンド設定 (メモリー設定時のスペース、インプット情報の確認)

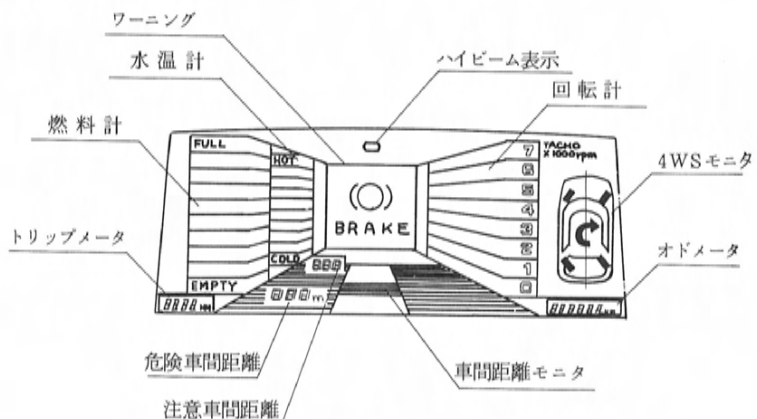


図18 LCDメータ

④ ステアリングスイッチ

ステアリングホイール中央部の非回転パッドに各種スイッチを配し操作性を向上させている(図19)。

ここでオーディオとエアコンは3個のモード切換スイッチと10個の透明電極スイッチにより30種類の操作を可能としている。図20に示すように3枚の液晶パネルの上に透明電極を配し、モードスイッチにより一枚の液晶のみを表示させ操作する構造としている。なお、スイッチ信号の伝送は電線による多重通信を採用した。

⑤ パーソナルコマンドシステム

キーレスエントリ、キーレスイグニッションに加え、シート、ミラー、ステアリングの自動位置設定を行っている。ドア上部に設けた外部スイッチ(図21)からのコード入力により、キーなしで解錠ができ、着座後ドアを閉めるとステアリング、シート、ミラーが予め記憶している位置にセットされる。また、降車時にはシートの後退、ステアリングのチルトアップが自動的に行われ、降車時および次の乗車時のスペースを確保する。

⑥ オーディオ

従来からのAM/FMラジオ、カセットテープに加え、CD(コンパクトディスク)のデジタルオーディオを搭載した。また、乗員が好みのソースを選択し聞くことのできるピロースピーカシステムやコンピュータが自動的に音響特性を調整し、ベストの音質にするコンピュータイコライザを備えている。

8. あとがき

以上、MX-02の技術を概説したが、紙面の都合などでその一部は割愛した。また、個々の技術の詳細については、別の機会に発表されるものと思う。これらの技術は、遅くとも1990年には実用化されるものと確信する。

最後に、この車の開発に際して社内関係部門はもとより各専門メーカーの絶大なる協力を頂いたことを付記し謝意を表する。

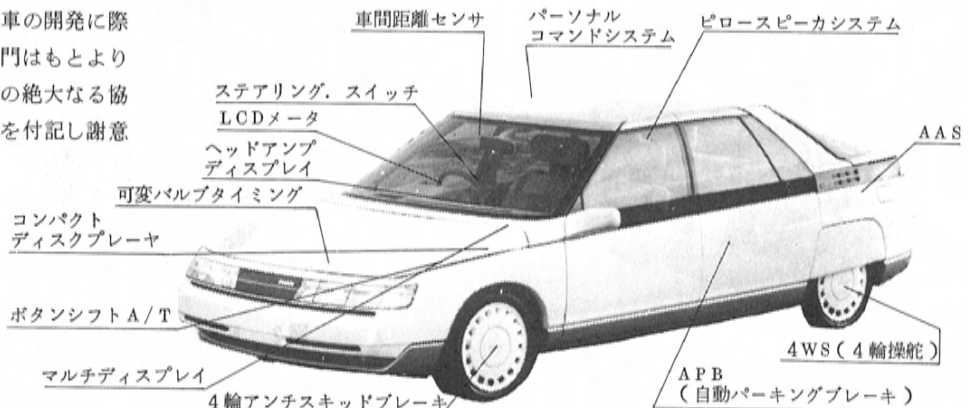


図22 MX-02搭載のカーエレクトロニクス

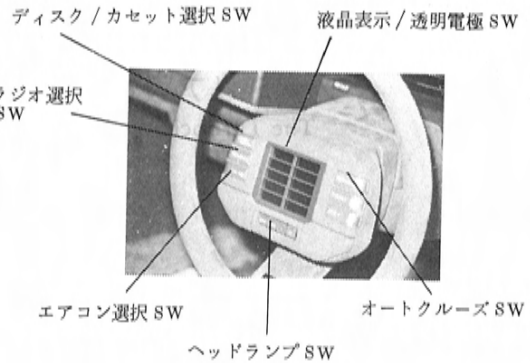


図19 ステアリングスイッチ

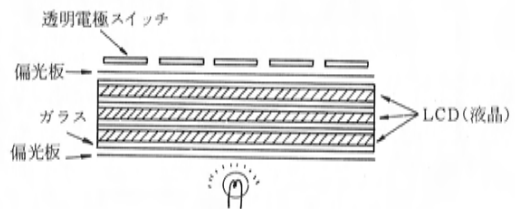


図20 スイッチ構造

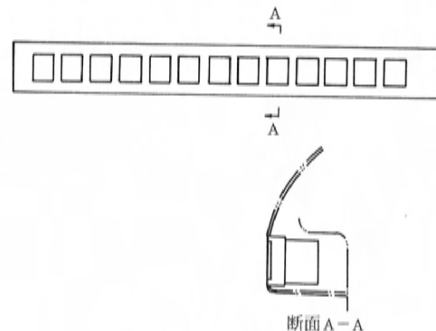


図21 外部スイッチ

解説・紹介

17

ファミリア及びカペラ用ターボエンジンの紹介

The Turbocharged Engines for FAMILIA and CAPELLA

滝 沢 忍^{*1} 土 田 剛^{*2}
Shinobu Takizawa Tsuyoshi Tsuchida

城 戸 美 伸^{*3}
Yoshinobu Kido

要 旨

ファミリア及びカペラ用ターボエンジンの開発にあたり、「Fun to Drive」の実現を重点開発課題として掲げた。過給時の燃焼形態の解析・改善に加え、エンジン主要部品の多項目について設計変更を行い、更にターボチャージャの回転系の軽量化、コンプレッサ及びタービンのブレード形状の改良など細かなポイントにまで十分配慮しながら開発を進めた。本稿は両ターボエンジンの開発思想、新規採用技術、基本エンジンに対する改善内容などの概要を紹介するものである。

Abstract

At the beginning of the turbo-charged engine development program for the Familia and Capella, a "Fun to Drive" concept was selected as the main theme. During the development program, an almost complete design change of major engine parts and an analysis and improvement of the combustion patterns of turbo-charged engines were made. Full attention was also given to the weight reduction of revolving parts of the turbo-charger and such subtle points as improvements of the configurations of the compressor and turbine blade. This paper introduces the outlines of development ideas behind the turbo-charged engines, newly adopted techniques, improvements made in base engines, etc..

1. ま え が き

新型ファミリア及び新型カペラは、スタイル、走り、快適性、経済性などのトータルバランスの高さが認められ、それぞれ第一回、第三回の日本カー・オブ・ザ・イ

ヤーを含む数々の受賞に輝き、国内・海外ともに好評を博してきた。

このたび、この両車に全回転域に渡って応答性の良い新開発のターボチャージャを搭載して、「Fun to Drive—走りの楽しさ」をより高次元で実現させたファミリアター

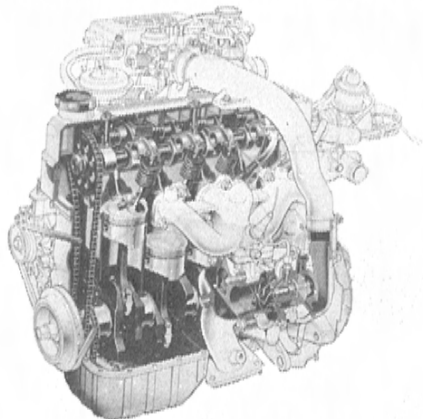


図1 E5型EGIターボエンジン

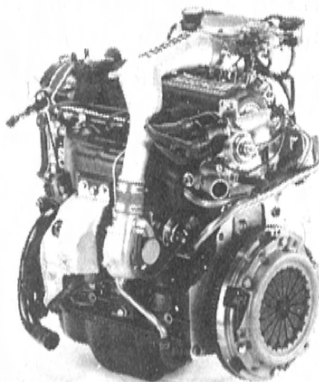


図2 FE型MEGIターボエンジン

* 1 エンジン設計部第2エンジン設計課

* 2, * 3 エンジン設計部第1エンジン設計課

ボとカペラターボを世に送り出した。以下にこのファミリアとカペラに搭載したターボエンジンを紹介する。

図1にファミリア用E5型EGIターボエンジン(以下E5ターボ)、図2にカペラ用FE型MEGIターボエンジン(以下FEターボ)の外観図を示す。

2. 開発のねらい

E5ターボ及びFEターボは、それぞれファミリア、カペラの「快適な走り」を一層向上させるために下記の項目をねらいとして開発したものである。

- ① 市街地走行において頻繁に使用する低回転領域のトルクが足りない、加速応答遅れ(ターボラグ)が発生する、といったこれまでのターボエンジンの欠点を解消して、低回転域から高回転域まで吹き上がりのよい伸びのあるトルク特性を実現する。
- ② 高出力化をはかると、騒音の悪化を招きやすいが、「快適な走り」を実現するために定常走行の静粛性と加速騒音の改善をめざす。また単に音圧レベルの

低減のみではなく音質にも十分配慮し、静粛感のあるエンジンの音づくりを行う。

- ③ 市街地走行はもちろんのこと、スポーティドライブでも満足できる燃料経済性を実現する。
- ④ あらゆる使用条件・環境条件における耐久信頼性の確保と安定した品質を実現させる。

3. 主要諸元と性能

E5ターボ及びFEターボは、それぞれファミリア用E5型EGIエンジンとカペラ用FE型MEGIエンジンを基本とし、マツダ安定燃焼方式・ターボチャージャを主体とした過給システム・ノックコントロールシステムなどを採用した。さらにその高出力化に対応して多項目にわたるエンジン本体の仕様変更及び改善を行った。

E5ターボ及びFEターボの主要諸元を、基本としたエンジンと比較して表1に示す。

また、それぞれの出力性能を図3、図4に示す。

表1 E5ターボ及びFEターボの主要諸元

項目 \ 型式		E5 (EGIターボ)	E5 (EGI)	FE(MEGIターボ)	FE(MEGI)	項目 \ 型式		E5 (EGIターボ)	E5 (EGI)	FE(MEGIターボ)	FE(MEGI)	
総排気量(cc)		1490	*	1998	*	無負荷回転速度 (rpm)		750	700	*	*	
種類		ガソリン 4サイクル	*	*	*	点火時期(BTIX°/rpm)		8/750	13/700	12/700	*	
シリンダ数及び配置		直4横置	*	*	*	潤滑装置	油ポンプ形式	トロコイド式	←	内歯歯車式	←	
燃焼室形式		多球形	*	*	*		潤滑油容量(L)	3.7	←	4.5	←	
弁機構		SOHC チェーン駆動	*	SOHC ベルト駆動	*		油冷却器形式	外置き式 水冷	<div></div>	外置き式 水冷	<div></div>	
内径×行程(mm)		77.0×80.0	*	86.0×86.0	*	冷却装置	冷却方式	水冷・電動式	←	←	←	
圧縮比		8.2	9.0	7.8	8.6		放熱器形式	コルゲート形 (密封式)	←	←	←	
最高出力 (ps/rpm) (JIS)		115/5800	95/5800	145/5000	120/5500		冷却水容量(L)	6	5	7	*	
最大トルク(kgf・m/rpm) (JIS)		16.5/3500	12.6/4000	22.0/3000	17.0/3000	過給器形式		ターボ式	<div></div>	ターボ式	<div></div>	
燃料消費率 (g/ps・h) (全負荷)		210 (3500)	210 (4000)	235 (3000)	205 (3000)	燃料噴射形式		電子燃料噴射	←	←	←	
弁開閉時期	吸気	開き (BTDC°)	8	16	16	噴射位置		吸気マニホールド	←	インジェクション (マニホールド)	←	
		閉じ (ABDC°)	55	59	54	56	噴ノズル	ノズル形式	電磁式	←	←	
	排気	開き (BBDC°)	62	59	54	64		噴口径(mm)	0.81	0.8	1.20	←
		閉じ (ATDC°)	8	16	16	15		噴射圧力(kgf/cm ²)	2.55	←	←	←

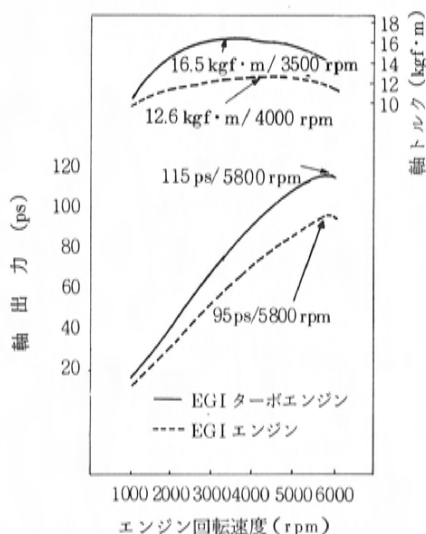


図3 E5エンジン性能曲線図

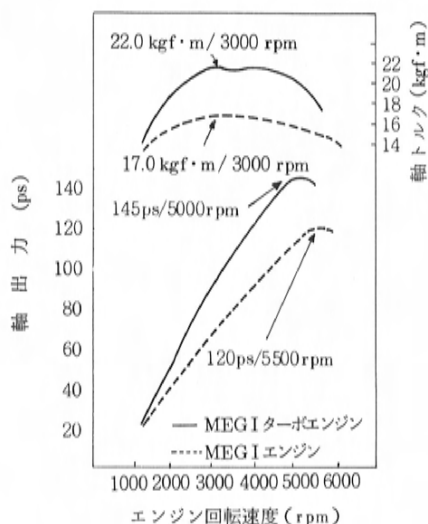


図4 FEエンジン性能曲線図

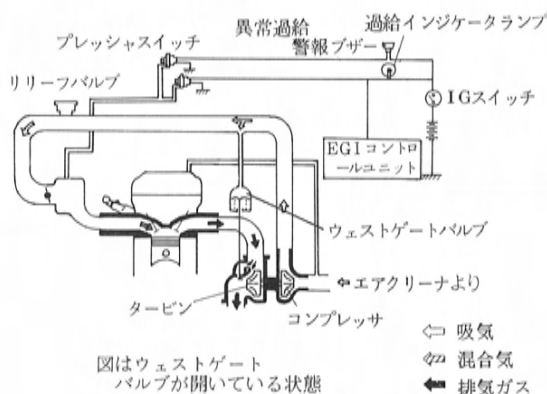


図5 E5ターボ過給システム図

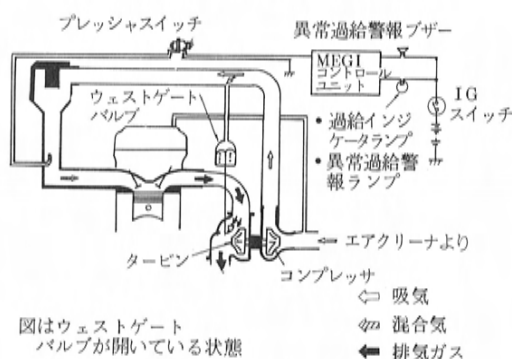


図6 FEターボ過給システム図

4. 主要技術内容

E5ターボ及びFEターボは、出力特性、静粛性、経済性、耐久信頼性といった領域において高い目標をかかげて開発を進めてきた。この項では、目標を達成するために新しく採用した技術及び基本としたエンジンからの改善内容について、項目ごとに解説する。

4.1 過給システム

過給システムは、ウェストゲートバルブ付ターボチャージャ・異常過給防止システム及びその警報システムより構成されている。

図5、図6にそのシステムを示す。

(1) ターボチャージャ

ターボチャージャは、「低回転域からの応答性改善と

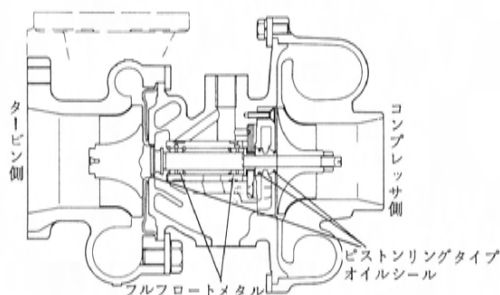


図7 ターボチャージャ断面図

高回転域における充填効率の向上という相反する問題の解決」と「あらゆる使用条件・環境条件における耐久信頼性の確保」を主要課題として、石川島播磨重工業株式会社と共同開発したものである。

図7にその構造断面図を示す。

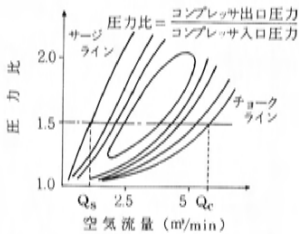


図8 コンプレッサ性能線図

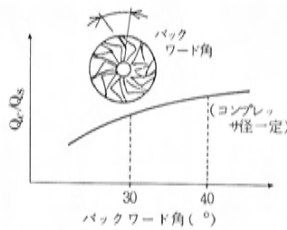


図9 バックワード角と Q_c/Q_s の相関線図

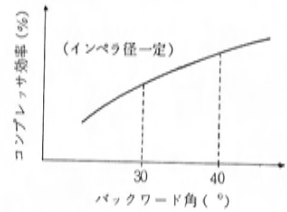


図10 バックワード角とコンプレッサ効率の相関線図

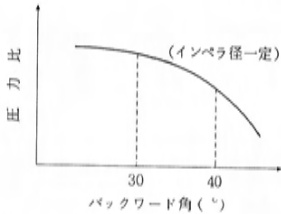


図11 バックワード角と圧力比の相関線図

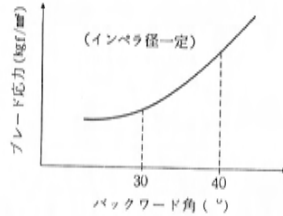


図12 バックワード角とブレード応力の相関線図

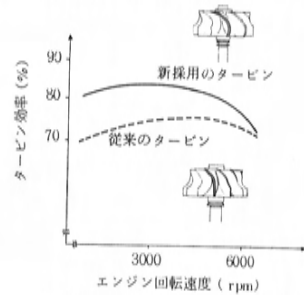


図13 タービン性能の改良

(a) コンプレッサ

エンジンの過給運転領域を広げるとともに、ターボの効率を上げるため、バックワードインペラを採用し、そのバックワード角を40°とした。

まず、過給運転領域を広げるためにはコンプレッサ空気流量範囲係数 (Q_c/Q_s) を大きくする必要がある。 Q_c/Q_s とは図8に示すコンプレッサ性能線図のチョーク流量点 (Q_c) とサージ流量点 (Q_s) の比率である。

図9はバックワード角と Q_c/Q_s の相関線図であるが、一般に使用されている30°バックワード角インペラに比べ40°バックワード角インペラは流量範囲が拡大されており、エンジンの広い運転領域においてターボが有効に作動することが理解できる。

また図10にバックワード角とコンプレッサ効率の相関線図を示す。40°バックワード角インペラは30°バックワード角インペラよりコンプレッサ効率も向上していることがわかる。

一方バックワード角を拡大すると圧力比の低下(図11)とコンプレッサブレードの応力増大(図12)を招く傾向にある。

圧力比低下を改善するために大きめのコンプレッサを採用し、またコンプレッサブレードの応力増加を防ぐためには従来一般的に使用されている0.5~0.6mmのブレード厚さを0.4mmに薄肉化させるとともに肉厚分布の改善を行い、高速回転時の応力分布の適正化をはかった。

また、ブレードを薄くすることによりコンプレッサ重

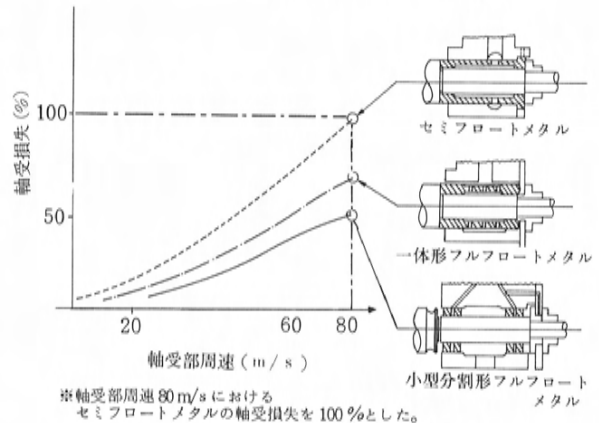


図14 過給機の軸受構造と軸受損失の比較

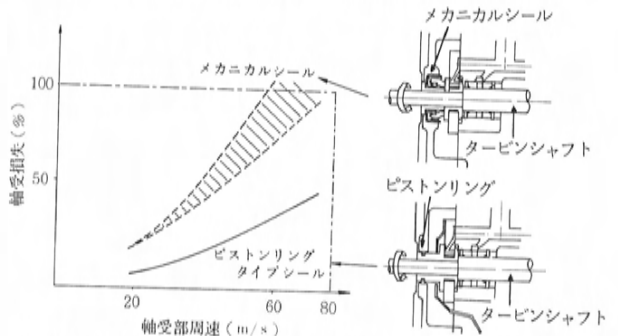


図15 過給機の軸受損失比較(メカニカルシールとピストンリングタイプシール)

量が軽減され、インペラ出口径が $\phi 51$ であるにもかかわらず $\phi 35 \sim \phi 40$ 並の約23.5gとなっている。これにより、高い信頼性を確保するとともに広い過給範囲で高効率を実現し、応答性を改善した。

(b) タービン

タービンは、レシプロエンジンの排気特性に合わせてブレード形状の湾曲成分を増し効率向上をはかっている。

図13にタービン効率線図を示すが、従来型に比べ特に低速域では約10%の効率向上に成功している。

(c) 回転体

加速応答遅れの解消のために、下記の手法により回転体の慣性質量を従来に比べ約30%低減している。

- ① コンプレッサ重量の低減(前述)
- ② タービン軸径の縮小 $\phi 8$ (従来 $\phi 10 \sim \phi 12$)
- ③ タービン重量の低減

(d) フルフロートメタル

小型分割タイプのフルフロートメタルを採用することにより、軸受部の機械抵抗の低減を行っている。

図14に軸受部構造と軸受損失の比較を示す。

また、信頼性面では専用の新材料の開発に成功し、オイルの添加剤による高温腐蝕を防止した。これにより軸受部の寿命を従来のものに比較して約3倍延ばすことができた。

(e) オイルシール

ピストンリングタイプのオイルシールを採用することにより、シール部の接触抵抗をメカニカルシールタイプに比べ大幅に低減した(図15)。

(f) タービンハウジング

高温にさらされるタービンハウジングの材質には、耐熱強度の高いニレジスト材を採用し、信頼性を高めるとともに軽量化をはかった。

(g) ウェストゲートバルブ

ウェストゲートバルブは、過給圧が規定値に達した状態で排気ガスの一部をタービンを通さずにバイパスさせる方式とし、ターボチャージャと一体で取付けている。

過給圧は、出力性能及び信頼性よりそれぞれE5ターボは400 mmHgに、FEターボは380 mmHgに設定した。

なお、ターボチャージャの細部については、E5ターボ用、FEターボ用としてエンジン排気量の違いに応じて仕様を変更している(表2)。

(2) 異常過給圧防止システムとその警報システム

エンジン保護のためウェストゲートバルブのフェイルセーフとして、異常過給防止システムと、異常過給警報

システムを採用している(図5、図6参照)。

4.2 ノックコントロールシステム

ターボチャージャ搭載にともない、新開発のノックコントロールシステムを採用して、エンジンの信頼性を確保しながら最大限の出力性能を引き出している。ターボチャージャの働きにより全負荷付近では圧縮圧力が高くなりノッキングが発生しやすくなる。激しいノッキングは出力を著しく低下させるとともに、エンジンの信頼性に悪影響を与える。このため軽いノッキングの発生と同時に自動的に点火時期を遅らせノッキングの持続を防止し、常に点火時期が最適になるようにノックコントロールシステムで制御している。

ノックコントロールシステムは、シリンダブロックに取付けられたノックセンサと、センサ信号に対応して点火時期を遅らせるイグナイタユニットで構成されている(図16参照)。

ノックセンサは内部に圧電素子を有し、ノッキング発生時にはシリンダブロックの振動に比例した電圧を出力する。この電圧信号により、イグナイタユニット内の遅角制御回路で電圧に比例した(つまりノッキングの大きさに比例した)クランク角度を計算する。イグニッションコイルの一次電流をスイッチング回路で断続する際にこの計算したクランク角度分だけ点火時期を遅らせることによりノッキングを抑制する。

表2 ターボチャージャ諸元

仕様	エンジン	E 5	F E
A / R		12	20
イ ン ペ ラ	出口径 (mm)	51	51
	入口径 (mm)	33	34
タービン径 (mm)		52.5	52.5
重 量 (kg)		4.80	4.97

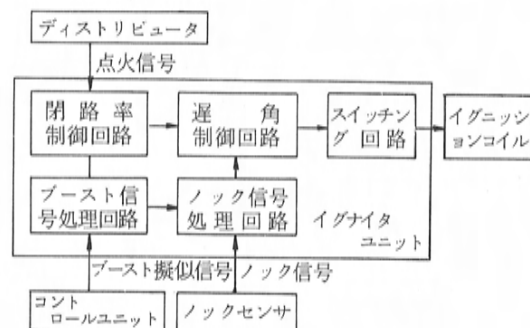


図16 ノックコントロールシステム

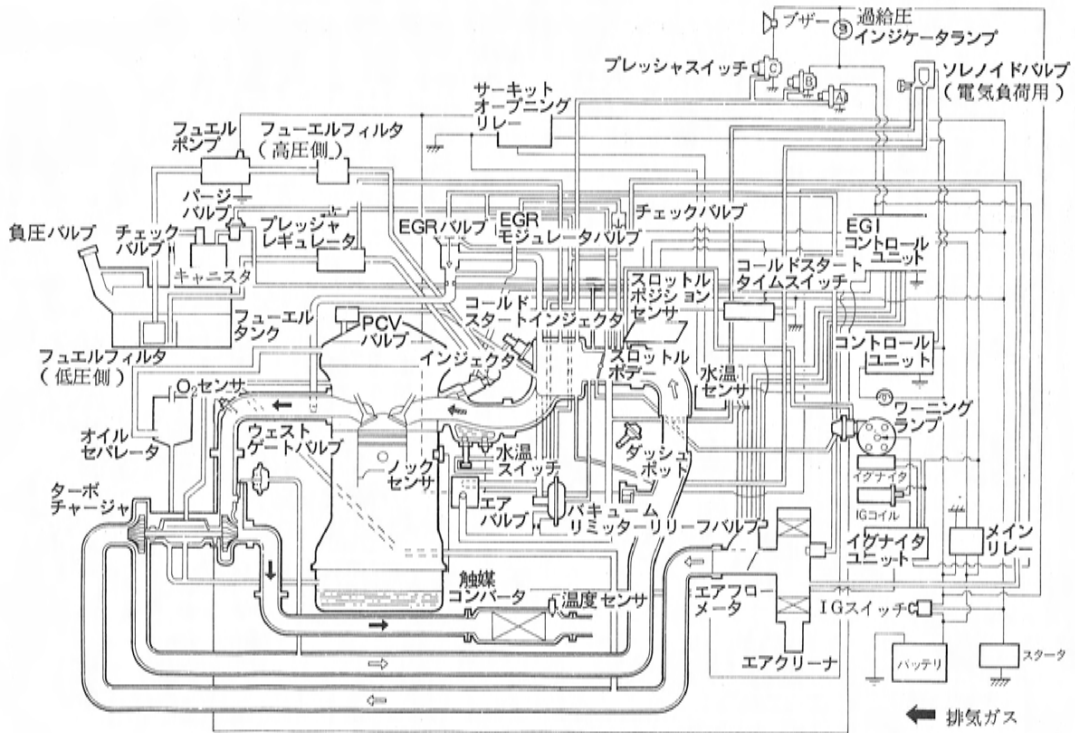


図17 E5ターボ 燃料噴射及び排気ガス浄化システム

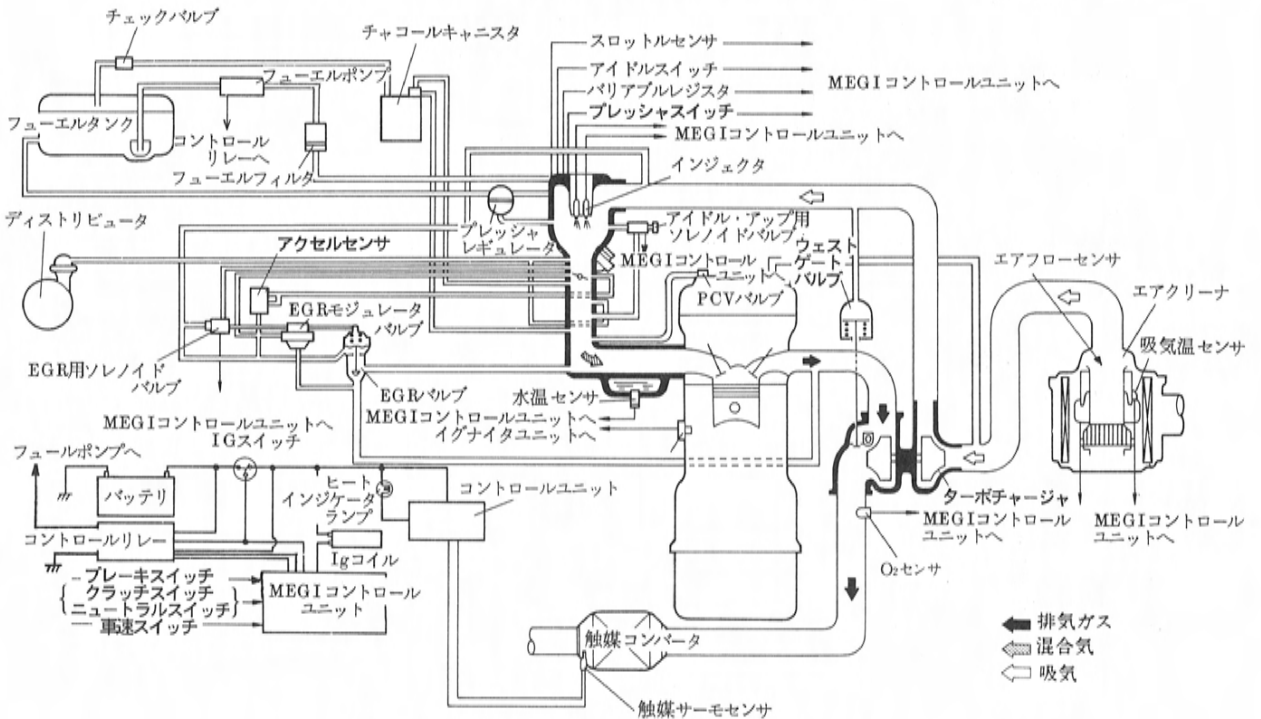


図18 FEターボ 燃料噴射及び排気ガス浄化システム

なお、ノッキングの発生しない軽負荷時と低回転時には当装置は作動させないようにしている。また、ノックセンサが故障した場合は、エンジン保護のためフェイルセーフ機能として一定遅角（約 10° ）した点火タイミングに制御するようにしている。

4.3 燃料噴射システム

燃料噴射システムは、それぞれE5型EGIエンジン及びEF型MEGIエンジンの基本システムを踏襲しているが、ターボ化にともない下記項目を変更及び改善している。

図17、図18にそのシステムを示す。

(1) E5ターボ

高出力化による要求燃料流量の増加に対応し、インジェクタ容量を182cc/minから210cc/minに変更した。

また、燃料噴射量の制御幅拡大ニーズに対し、インジェクタの駆動を電流一定の電圧駆動方式から瞬時大電流を流す電流駆動方式に変更するとともに、エンジン1回転に1回全気筒同時に噴射する方式から2回転に1回噴射する方式に変更した。

これらの改善により、低負荷から高負荷領域まで応答性と精度のよい燃料噴射が可能となった。

(2) FEターボ

高出力化による要求燃料流量の増加に対応し、インジェクタ1本から2本による交互噴射方式に変更した。

また、MEGIではエアフローセンサから出力される吸入空気量に比例したデジタル信号に同期させてインジェクタを駆動させるエアフローセンサ同期噴射と、一部エンジン回転に同期させて駆動させるエンジン回転同期噴射を併用しているのに対し、FEターボは全域エアフローセンサ同期噴射とした。これは、ターボチャージャ採用にともない吸気レイアウトを見直して脈動を改善した結果可能となった。

4.4 エンジン本体

(1) 主構造体

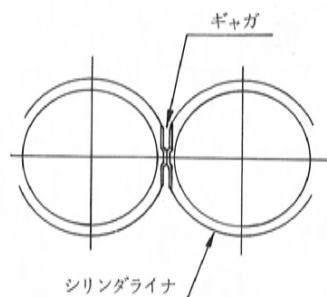


図19 ギャガ

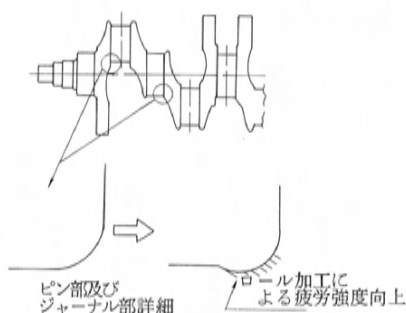


図20 ロール加工

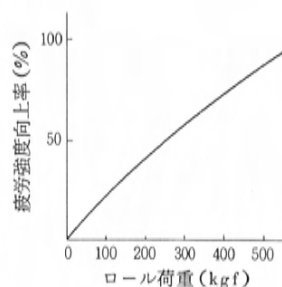


図21 ロール荷重と疲労強度向上率

(a) シリンダヘッドとシリンダヘッドガスケット

過給圧を高めていくと、高回転高負荷域において空燃比希薄側では異常燃焼が発生しやすく、過濃側では燃焼の安定性が低下するため、燃料供給量のセットが難しくなる。これに対し、当社の気化器付エンジンで用いているマツダ安定燃焼方式（ハイスワールポートとマスキッドシード燃焼室の組合せ）を採用して燃焼の改善をはかり、これらの問題を解決した。

また、ウォータージャケット内の水流を変えることにより耐ノック性を改善することができ、比較的高い圧縮比と高い過給圧の両立を可能にした。

これにより、良好な燃料経済性を確保しながら低過給域の走りと高過給域での高いトルクを実現させた。

ヘッドガスケットには、永久歪が少なく熱伝導率の高いカーボンタイプガスケットを採用し、面圧の耐久劣化を防止した。

(b) シリンダブロック

フルサイアミーズタイプのシリンダブロックを採用しているE5ターボでは水路を形成する一部中空板（ギャガ）を気筒間に鋳ぐるむことにより冷却面積の拡大と熱伝導の改善をはかった（図19）。これによりシリンダ壁温度を 20° 低下させるとともに、温度の均一化をはかりボアの熱変形を低減した。

(2) 主運動体

(a) クランクシャフトとベアリング

燃焼圧力の増加に対処するため、クランクシャフトメインジャーナル及びピンジャーナルフィレット部にロール加工（図20）を行い、曲げ疲労強度を約50%向上させた。ロール加工荷重と曲げ疲労強度は図21の関係にあり、信頼性と生産性を考慮し最適な荷重を選定した。

また、ベアリング材質はAl-Sn系を採用し、高荷重に十分耐え得るものとした。

(b) ピストン

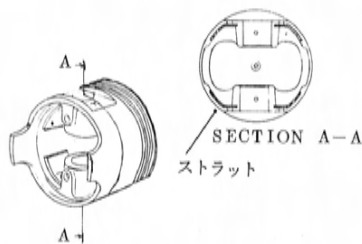


図22 オートサーミックピストン

圧縮比は、ピストンクラウン形状を凹タイプに変更することによって調整した。過給にともなう燃焼圧力と温度上昇によるピストンリングランドの変形を防止するために、E5ターボではオイルリング溝のオイル逃がしを従来のスリットタイプからキリ穴タイプに変更した。このヒートダム除去にともなうピストンスカート部の熱的影響に対しては、レーザホログラフィ解析を利用してスカート内側のリブ形状・ピストンプロフィール及び楕円度の選定を行った。

一方、FEターボでは、温度上昇によるピストンクリアランス減少に対処するためオートサーミックピストン（図22）を採用し、低負荷域から高負荷域までクリアランスを最適に保ち、騒音低減と出力向上の両立をはかった。

更に両エンジンとも、ピストンクラウンの肉厚増大、オイルリング溝からピストンピン軸受部へのオイル通路の追加なども行った。

(c) ピストンリング

FEターボのピストンリングは、燃焼圧力上昇に対処するため、トップリングにMo溶射を行うとともに、オイルリングレールの内外面に硬質Crメッキを追加し、耐久性の向上をはかっている（図23）。

(d) トーショナルダンパパーリ

E5ターボでは、燃焼圧力の上昇により増加するクラックシャフトのねじり振動をおさえるため、トーショナルダンパパーリを採用した（図24）。これによりシリンダブロックやオイルパンなどのエンジン構造体から発する振動騒音を低減し、車室内騒音を効果的に改善した（図25）。

(3) 動弁系

圧縮比を下げたことによる軽負荷運転領域の燃費の悪化を防止し、かつターボチャージャの過給特性とのマッチングをはかるため、低速トルク型バルブタイミングを採用した。更に、E5ターボでは動弁系の回転限界を上げるために、バルブスプリングの荷重を増している。

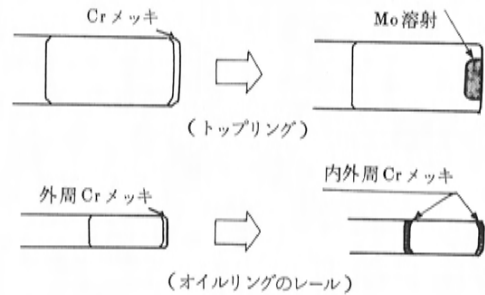
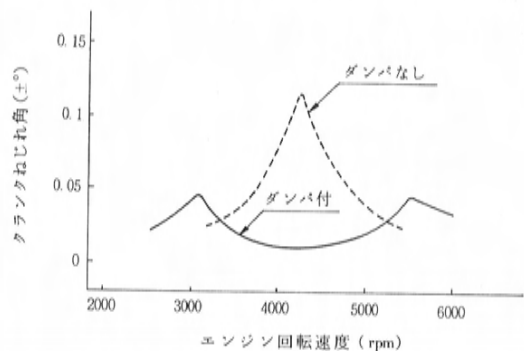
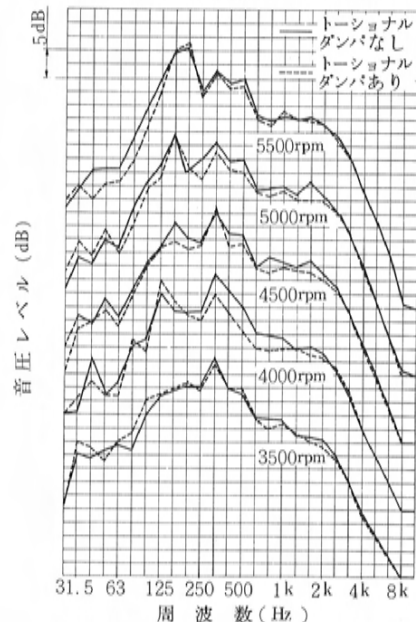
図23 ピストンリングMo溶射（トップリング）
ピストンリングCrメッキ（オイルリング）

図24 ねじり振動に対するトーショナルダンパパーリの効果

図25 トーショナルダンパパーリ
スロットル全開時の効果
（車室内音）

(4) 潤滑系

E5ターボはオイルポンプのロータ厚みを、FEターボはクレセントギヤ厚みを増すことにより、それぞれ吐出容量を20%及び25%増加させた。更に、シリンダブロックとオイルフィルタ間に水冷式のオイルクーラを設けた。これらにより、ターボチャージャの潤滑及び冷却に必要な油量を補うとともに油温の過上昇を防止した。

(5) 冷却系

高出力化にともない、冷却性能向上をはかるためラジエータの放熱容量を約50%増加させた。更にE5ターボでは電動ファンの容量増加、作動水温の変更などを行った。

4.5 吸気系

吸気系は、ターボチャージャ搭載にともない吸気経路及びエアクリーナなどを変更した。

(1) E5ターボ

吸入空気流量増大に対応して、エアクリーナ入口・出口面積、エアフローメータの通路面積及びスロットルバルブ径を拡大した。

これにより、全負荷時の吸入抵抗を低減させた。

(2) FEターボ

ターボチャージャ搭載により吸気音低減がなされたため、エアクリーナの共鳴室を廃止した。

4.6 排気系

(1) 排気マニホールド

排気マニホールドは、各気筒の独立部を延長し排気干渉を回避して、ターボチャージャの効率向上をはかった。

(2) 排気管

排気管は、ターボチャージャから触媒コンバータまでのフロントパイプ径の拡大とメインサイレンサの内部構造変更などにより、排圧を低減してターボチャージャの効率向上をはかった。

(3) 排気系の信頼性

排気系の熱負荷と振動の増加に対処して、排気マニホールドの材質変更、フランジの剛性改善を行い、更にターボチャージャ保持用に拘束緩和方式のブラケットを開発した。

また、排気マニホールドとターボチャージャ間、ターボチャージャとターボチャージャ出口パイプ間に耐熱信頼性の高い積層ステンレス鋼板タイプのガスケットを採用した。

4.7 排気ガス浄化システム

排気ガス浄化システムは、基本エンジンのシステムを踏襲し、ターボチャージャ装着にともない触媒コンバー

タ搭載位置の変更などを行った(図17、図18参照)。

(1) 触媒コンバータ

触媒コンバータは、基本としたエンジンと同様Pt-Rh系の三元触媒としているが、排圧低減のため搭載位置を排気マニホールド直結から床下に変更した。

FEターボは、容量を1.1ℓから1.6ℓに変更した。

(2) 排気ガス再循環(EGR)装置

EGR系は、ターボ化にともない過給時のデバイス保護のためダイヤフラム反転防止機構を各部品に採用した。

なお、FEターボは加速時にEGRを増量するアクセルセンサを採用することによりNOxを効果的に低減し、全運転領域において良好な走行性を得ている。

5. あとがき

以上、ファミリア及びカペラ用ターボエンジンの概要について紹介した。

両ターボエンジンは、高回転側の出力のみではなく中低速域においても厚いトルクと鋭い加速レスポンスを得るとともに、静粛性、省燃費、高信頼性など当初の目標を達成したと確信している。

今後、ユーザ及び関係各位のご意見・ご批判を仰ぎ、より一層の改善をはかっていく所存である。

本開発にあたり絶大なご支援をいただいた社内外の方々に対し、ここに深く感謝の意を表します。

解説・紹介

18

13B スーパーインジェクションエンジンの紹介

Outline of 13B Super Injection Engine

大 関 博^{*1} 田 所 朝 雄^{*2}
Hiroshi Ohzeki Tomoo Tadokoro

沖 本 晴 男^{*3} 富 永 和 憲^{*4}
Haruo Okimoto Kazunori Tominaga

要 旨

本紹介は、ルーチェ・コスモに今回新たに搭載された13B スーパーインジェクションエンジンの新技術や性能及び商品性改善内容の説明である。

本エンジンは、高級サルーン用にふさわしい余裕のある走りと燃費を高いレベルでバランスさせるエンジンをめざし、新技術、新機構を導入している。ロータリエンジンの機構上の特徴をいかした動的過給方式と可変吸気ポート方式(6P1)の組合わせによる全回転域にわたった出力の向上と、セミダイレクト燃料噴射機構及び総合電子制御などによる燃費改善、更にはバイパスエアコントロール式セルフアイドルガバナによる商品性改善などについて解説している。

Abstract

This paper describes, the new techniques, improved performance, and upgraded other product values employed in the new Luce/Cosmo's 13B Super Injection Engine.

This engine incorporates new techniques and mechanisms to provide a good balance of driveability and fuel economy suited to a high-grade sedan.

This paper further describes (1) the improved output throughout the entire engine speed range due to the combination of the dynamic supercharging system and the variable intake port system utilizing the characteristics of the rotary engine -, (2) improved fuel economy due to the semi-direct fuel injection mechanism and a comprehensive electronic control, and (3) upgraded product values due to the bypass air control system, etc.

1. ま え が き

このたび新型ルーチェ・コスモ(昭和58年秋市場導入車)に搭載した新型13Bロータリエンジン(スーパーインジェクション)は、高級サルーンに必要な低中速トルクに厚みを加えると同時に、高速を含め全体のトルクをよりフラットにしたエンジンである。これによりアクセルレスポンスが良く、実用域で滑らかな走りをもたらすようにしている。以下にこのエンジンの構造、原理及び特性について紹介する。

図1にエンジン外観を示す。

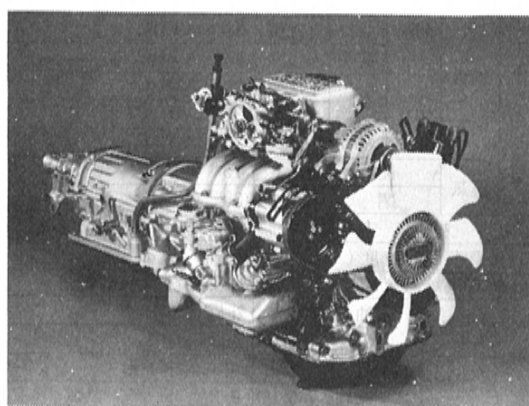


図1 エンジン外観

*1, *2, *3, *4 エンジン設計部第5エンジン設計課

2. エンジン仕様の概要

本エンジンは、図2で示すシステム及び表1で示す主要諸元から構成されている。希薄燃焼型13Bエンジンを基本に、動的過給方式と可変吸気ポート機構(6PI)が採用され、更に電子燃料噴射が組み合わされたシステムである。以上のような構成から成るエンジンを総称して「スーパインジェクション(SI)」と呼ぶ。

図3に主要技術とその狙いを示す。

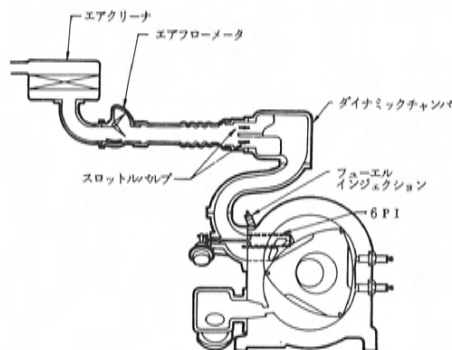


図2 システム概略

表1 13B-SIの主要諸元

種 類				水冷直列 2 ロータ	
総排気量 (cc)				654 × 2	
圧縮比				9.4	
最高出力 (PS/rpm)				160 / 6000	
最大トルク (kgf・m/rpm)				20.5 / 3000	
ポート タイミ ング	吸気	開き	メー イン ト	1次側	45° ATDC
				2次側	32° ATDC
			補助ポート	45° ATDC	
		閉じ	メー イン ト	1次側	30° ABDC
			2次側	30° ABDC	
			補助ポート	70° ABDC	
	排気	開	き	75° BBDC	
		閉	じ	38° ATDC	
吸 気 方 式				6PI 方式+動的過給方式	
無負荷回転速度 (rpm)				600	
燃料供給装置				電子制御燃料噴射式	
潤滑装置		油 冷 却 器		外置き 空 冷	
		潤滑油容量 (ℓ)		5.2	
冷却装置		放 熱 器		コルゲート形	
		冷却水容量 (ℓ)		9	
点火装置		形 式		フルトランジスタ式バッテリー点火	
		断続器形式		無 接 点 式	
		点火プラグ		(T)4極ワイドギャップ(L)セミ沿面	
排 出 ガ ス 清 浄 方 式				エアインジェクション方式	
ブローバイガス還元装置形式				クローズド式	
排出ガス発散防止装置形式				三元触媒式 (モノリス) キャニスタ式	

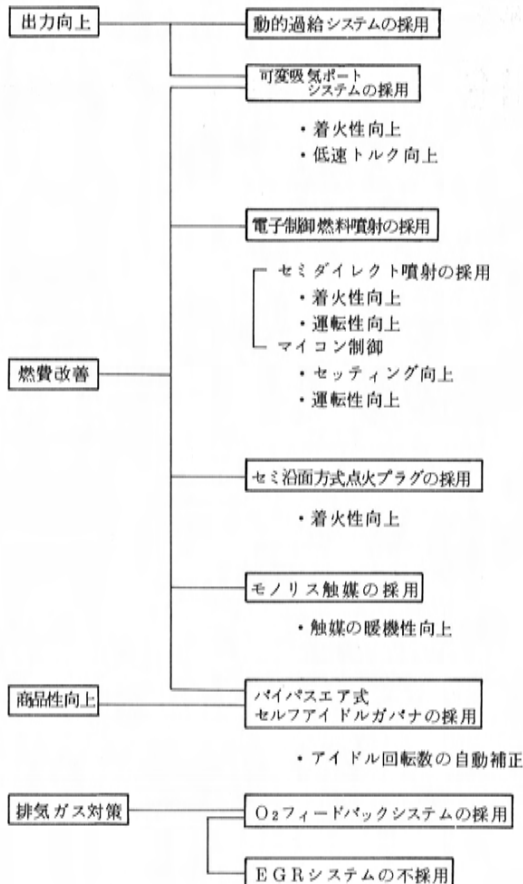


図3 13B-SIの主要技術と狙い

3. 各装置の構造と機能及び原理

3.1 動的過給型吸気系

(1) 構 造

動的過給型吸気系は図2及び図4に示すように非常に簡単な構造となっている。スロットルバルブと吸気管の間にダイナミックチャンバを設け、ダイナミックチャンバの内部はプライマリ側とセカンダリ側の2室に、2階建ての配置で分割されている。その両室から吸気管が各々2つに分岐され、フロントとリアのハウジングの吸気ポートに接続されている。そして吸気管は、従来の気化器仕様と比べて非常に長くなっていることも、この吸気系の特徴である。ダイナミックチャンバの構造や容積、吸気管の長さや内径及び吸気ポートの形状などは、次に述べる動的過給効果が有効に利用できるよう研究開発されたものである。

(2) 動的過給の原理

動的過給とは、エンジンが吸入を行うことによって吸気管の中で生じる空気の圧力振動を有効に利用して、エンジンにより多くの空気を吸入させる方式である。本エンジンでは、2ロータエンジンの機構をいかして、それぞれのロータ側の吸気管内で生じた圧力を、お互いのロータ側の吸気管に伝え合う気筒間吸気干渉という現象を主に利用して過給効果をあげている。この気筒間吸気干渉には次のような2つの作用がある。

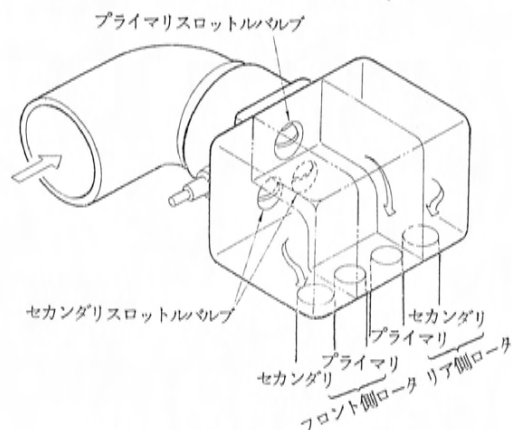


図4 ダイナミックチャンバ構造

第1の作用は、吸気の慣性によって生じた圧力を利用するもの（慣性による吸気干渉）である。図5に示すように、エンジンの吸気ポートが閉じ始めると、それまで吸気管内を高速で流れていた空気が吸気ポートでせき止められるため、空気自身の慣性によって圧力が高くなる。この時に生じた高い圧力が、圧縮波となって吸気管を音速でさかのぼり、更にダイナミックチャンバを経て隣のロータ側の吸気管へと伝わる。そして圧縮波が、隣のロータ側の吸気ポートが閉じかけている時期に、その吸気ポートに到達するようにタイミングを合わせて、エンジンにより多くの空気を押し込むようになっている。

第2の作用は、排気が吸気に干渉することによって生じる圧力を利用するもの（吸排気干渉）である。吸気ポートが開いた直後には、まだ燃焼室の内部に排気ガスの一部が高圧に残っており、図6に示すように排気が吸気と瞬間的に衝突して、吸気の圧力を急激に高める。その時に生じた圧縮波が、前で述べた第1の作用と同じように吸気管内を伝わり、隣のロータ側の吸気ポートがちょうど閉じ終わる直前に到達し、空気を更にエンジンに押し込む作用を行うものである。

図7に、以上述べた気筒間吸気干渉を利用した過給のタイミングとその効果を示す。これらの作用によって吸

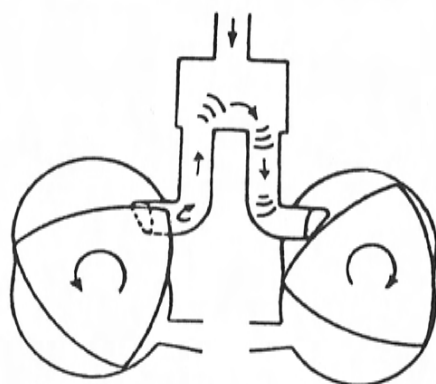


図5 慣性による気筒間吸気干渉（図7中の㊸の作用）

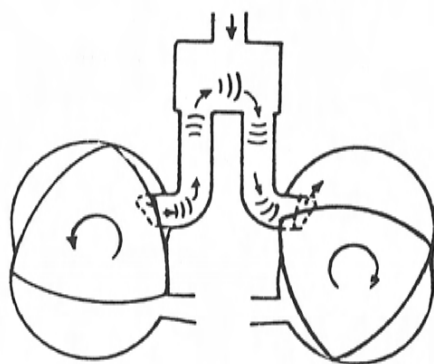


図6 吸排気干渉（図7中の㊹の作用）

気行程の後半での吸気圧力が、従来の吸気系に比べて非常に高くなり、過給効果を生み出している。

この他、気筒間吸気干渉効果ほど大きなものではないが、吸気慣性効果も過給効果を生み出しており、これを補助的に利用している。これは吸気行程中に生じた膨張波（負圧波）がダイナミックチャンバで反射する際に圧縮波（正圧波）に反転し、そして吸気ポートに帰ってくる現象を利用して過給するものである。この場合には同じ吸気管の中を圧力波が往復する。

以上のように、吸気管の内部で生じた圧力を利用し、吸気管やダイナミックチャンバで圧力波が伝わるタイミングをとることによって、吸気ポートが閉じる直前に吸気圧力を高めるのが、スーパーインジェクションの動的過給の原理である。イメージとしては、打ち寄せる波が最も高くなったときに水門（吸気ポート）を閉じれば、平均水位（大気圧）で水門を閉じるより大量の水（吸気）を取り込めるのと同じである。ターボ過給が平均水位（過

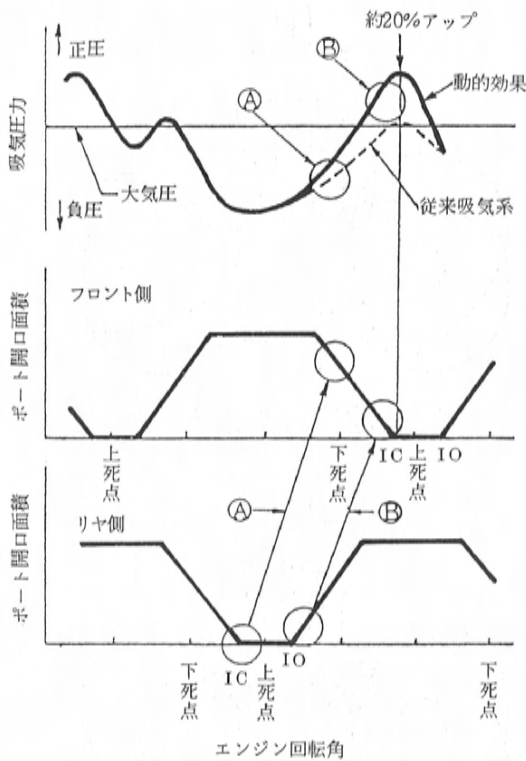


図7 気筒間干渉のタイミング

給圧)を高めようとするものに対し、本方式は何らメカニズムを追加することもなく、吸気管内に発生する波動にうまくタイミングを合わせることで過給効果を実現している。

動的効果を利用する上で、ロータリエンジンは次の2つの吸気行程での利点がある。まず第1には、レシプロエンジンと比べて吸気ポートが急激に開閉するため、非常に強い吸気の圧力波が生じることである。第2は、2ロータエンジンの場合、フロントとリアのロータ側の吸気ポートが同時に開いている期間が長いいため、吸気管を極端に長くしなくてもロータ間の吸気干渉効果を利用できることである。以上のようなロータリエンジンの利点をいかして、大きな過給効果を得ることができた。

3.2 可変吸気ポート機構(6PI)

エンジンの出力性能に対して、低回転域と高回転域では吸気ポートタイミングの要求が互いに異なっている。また吸気の動的効果については、圧縮波が吸気管内を伝わる速度がエンジン回転速度によって変わらないため、ポートタイミングと同期して過給効果が生じる回転域は限られてくる。それに対して吸気ポートタイミングを回

転域に応じて変化させれば、動的過給効果が生じる回転域も変えることができる。そのため、ロータリエンジン独特の可変吸気ポート機構(6PI)を採用して、回転域によって異なる要求ポートタイミングを満足させ、動的過給効果が広い回転域で得られるようにした。

この機構は、図8に示すように12A気化器仕様6PIと基本的に同じである。吸気ポートは1ロータ当り、プライマリメインポート、セカンダリメインポート及びセカンダリ補助ポートの3種類のポートから構成されている。プライマリメインポートは燃費に、そしてセカンダリメインポートは低回転での出力性能に適した形状、タイミングとなっている。一方、高回転ではメインポートに加えてセカンダリ補助ポートを開き、高回転での出力性能に適したものになっている。

補助ポートは、一部を切り欠いた円筒状のバルブが挿

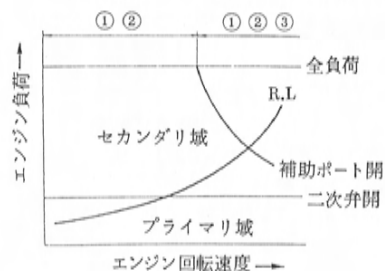
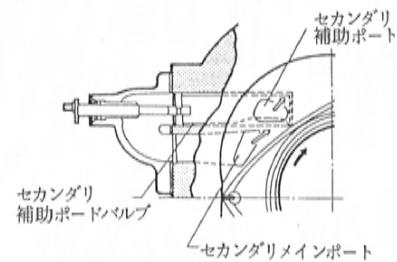
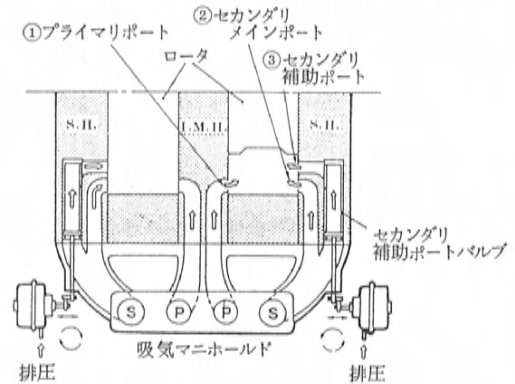


図8 可変吸気ポート機構

入されており、そのバルブをアクチュエータによって回転させている。アクチュエータには排気圧力が作用し、排気圧力が高くなる高速の高負荷状態では、バルブが回転して切り欠きが補助ポートを開けるようになっている。

吸気ポートタイミングは、本方式によって3種類の組み合わせが利用できることになり、3つの異なる回転域で主な動的効果（気筒間吸気干渉）を有効に利用することができた。

図9に可変吸気ポート仕様の吸気管の装着状態を示す。

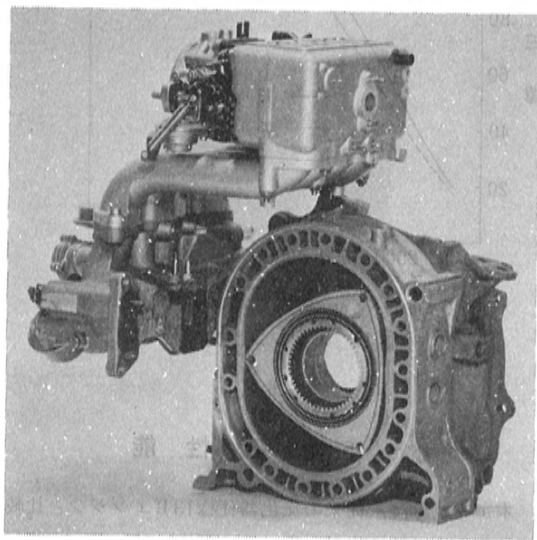


図9 6PI仕様吸気系装置図

3.3 電子制御燃料噴射装置

動的過給型吸気方式と可変吸気ポート機構の採用で出力が向上し、運転領域が拡大された。この広範囲の運転領域で燃料を正確に供給できるよう、電子制御燃料噴射方式（日本電装製Lジェトロニック）を採用した。またこの採用によって、動的過給型の長い吸気管に対して燃料の追従性を確保することができた。

更に、この燃料噴射の効果を高めるためセミダイレクト噴射機構を採用している。セミダイレクト噴射機構は図10に示すように、インジェクタノズルをプライマリ吸気ポート近くのインタメディアイトハウジングのフロント、リア側吸気通路に各1個ずつ装着している。従ってプライマリメインポートから混合気が供給され、セカンダリメインポートと補助ポートからは空気だけが供給される。またインジェクタノズル先端付近には微粒化促進のためにエアを供給すると同時に、霧化を促進するのに有効なミキシングプレートを設置している。これらによ

り、更にレスポンスの向上と燃焼改善を行っている。

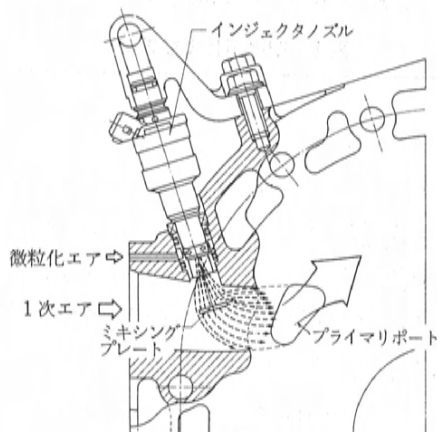


図10 セミダイレクト噴射機構

3.4 バイパスエア式セルフアイドルガバナ

可変吸気ポート機構やセミ沿面式点火プラグの採用などにより、着火性を向上させアイドル回転数を600rpmまで下げることができた。更に、バイパスエアコントロール（BAC）式セルフアイドルガバナを採用し、電気負荷やクーラ負荷などが急変した時も安定して滑らかな運転状態を維持するよう、スロットルバルブをバイパスするエア量をBACバルブで自動的に制御している。

また、冷間時のファストアイドル回転数も、エンジン水温、負荷などを検知し最適なバイパスエア量となるように制御を行っている。

図11にBACシステムを示す。

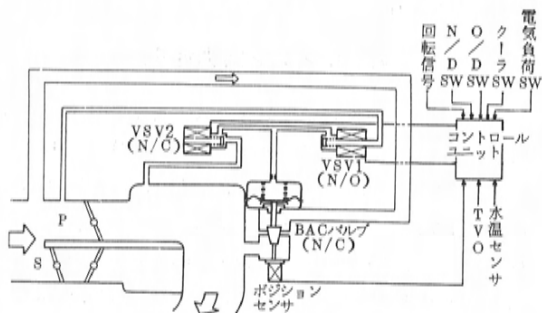


図11 BACシステム

3.5 電子制御システム

電子制御システムは、1チップ8ビットマイコンを使用し、正確で密な燃料制御、滑らかなアイドル回転制御（バイパスエアコントロール）、点火時期制御、

及び排出ガス対策用2次エア制御を行っている。

表2に制御項目及びその効果を示す。

表2 制御項目及び効果

制 御 項 目	効 果
1. 燃 料 制 御	
○ O ₂ フィードバック制御	排出ガス, 燃費改善
○ エンジン回転数に対する空燃費制御	走行性, 出力改善
○ 減速燃料制御(片側・両側燃料カット)	走行性, 燃費改善
○ エンジン水温に対する空燃比制御	始動性, 暖機性, 走行性改善
2. バイパスエアコントロール(BAC)システム	
○ アイドル回転数制御	走行性, 燃費改善
○ ファストアイドル回転数制御	暖機性, 排出ガス, 燃費改善
○ 減速時エア流量制御	走行性, 排出ガス改善
3. 2次エアコントロール	排出ガス改善
4. 点火時期コントロール	排出ガス, 走行性改善

3.6 排出ガス対策

排出ガス対策は、12Aロータリターボと同じく、O₂フィードバック付燃料制御、2次エア制御、1コンテナ2ベッド方式モノリス触媒コンバータなどを採用している。

3.7 メタリングオイル供給方式

高出力化されたエンジンの信頼性を向上させるため、12Aロータリターボと同じく、メタリングオイル供給方式はダイレクト給油方式と分離給油方式を採用し、またトロコイド面クロームメッキはマイクロチャンネルポーラスメッキを採用している。

4. エンジン出力性能

出力性能は、動的過給型吸気方式と可変吸気ポート方式の組み合わせによって、従来の気化器仕様の13Bエンジンと比較して図12に示すように、1000rpmから7000rpmにわたる全ての回転域で大きく改善されている。最大トルクについては19.0 kgf・m/4000 rpmから20.5 kgf・m/3000 rpmへ8%向上し、最大出力については140 ps/6500 rpmから160 ps/6000 rpmへ14%増加している。最大トルクが3000 rpmで発生していることでもわかるように、通常の運転で多用される低、中速のトルクを高め、全体のトルクをよりフラットにした高出力エンジンの特性となっている。

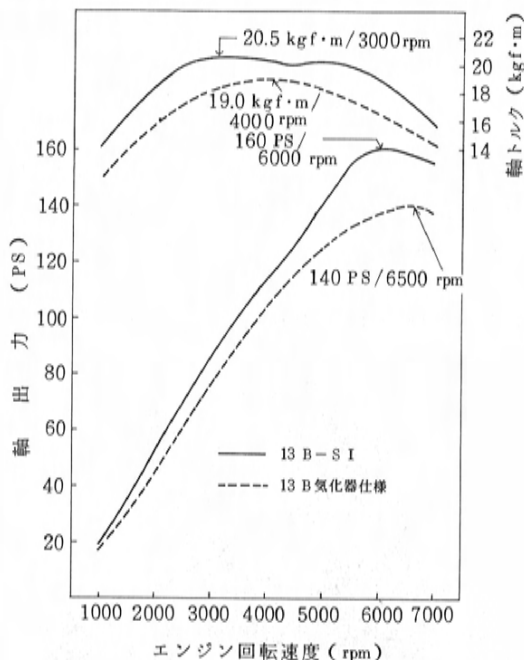


図12 エンジン出力特性

5. 燃 費 性 能

本エンジンは、従来の気化器仕様13Bエンジンと比較した場合の燃費性能を向上させる要因として、可変吸気ポート機構、O₂フィードバック付き燃料制御、セミ沿面点火プラグ及びミキシングプレート付セミダイレクト燃料噴射機構などが採用されている。また、車両側では4速ロックアップ付きトルコンの採用などの改善が行われている。

表3に燃費性能の比較を示す。

表3 燃 費 性 能

車 種	エンジン	ミッション	10モード	60km/H 定 地
新 型 ルーチェ・コスモ	13B-SI	4速ロックアップ付きトルコン	7.8km/ℓ	16.0km/ℓ
昭和55年式 ルーチェ・コスモ	気化器仕様 13B	3速トルコン	7.2km/ℓ	11.5km/ℓ

6. エンジン静粛性

ロータリエンジンは、本来静かで振動が小さいという特徴をもっているが、本エンジンは特に高級サルーン用にふさわしい高出力と静粛性を両立させるよう配慮された。そのために、排気サイレンサの改善と消音型吸気ダクトや2次エア用エアポンプサイレンサなどが採用されている。

7. お わ り に

以上、新型ルーチェ・コスモに搭載した13B-S Iエンジンの概要を紹介した。本エンジンは、ターボチャージャーなどのメカニズムを用いない全く新しい動的過給型吸気方式の採用により、ドライバが意図する走りの要求即ち、アクセルを軽く踏んでもレスポンス良く重厚な走りを生み出し、また強く踏むと力強くこれに応えることができるようにした。また、滑らかなフィーリング、静粛性などにおいても種々の改善を行い、快適なドライビングを高いレベルで実現させることができた。

今後とも、ユーザの要求に応えられるよう更にレスポンスが高く、パワフル、滑らかでしかも静かなエンジンの開発に力を入れていきたい。

解説・紹介

19

新 設 風 洞 の 紹 介

Introduction of Newly Constructed Wind Tunnel

小 林 孝^{*1} 橋 口 真 宜^{*2}
Takashi Kobayashi Masanori Hashiguchi

農 沢 隆 秀^{*3} 宮 本 武 司^{*4}
Takahide Nouzawa Takeshi Miyamoto

要 旨

本紹介は、この度完成した実車用風洞の設備仕様の概略と特性試験の結果について述べたものである。

本風洞は自動車用実車風洞としては、世界トップレベルの性能を備えており、数々の優れた特長を有している。測定可能な風速範囲は、10～230 km/h、縮流比は6:1、測定部の圧力分布、風速分布とも均一性が非常に良くなっている。また、送風機動力は、直流式モータ 1,600 kW であり、送風機ファンをはじめ種々の工夫をこらすことで大幅な省エネと低騒音を実現している。さらに、計測システムとしては、トラバース装置の採用をはじめ、コンピュータによる自動計測処理を行うことで飛躍的に実験効率をアップしている。

これらの能力を最大限活かすことで、今後、増々要求の強まってくる空力エンジニアリング領域の研究開発が大幅に進展するものと期待されている。

Abstract

The aerodynamics of the automotive vehicle is of vital importance. Recently, a wind tunnel designed for testing full-scale road vehicles was completed by MAZDA. This introduction outlines the specifications of the newly built wind tunnel and the results of its performance test. This wind tunnel is of the closed circuit type and has a 8m-diameter low noise type fan which is driven by a 1600 kw d.c.motor. The contraction ratio is 6:1. A wide range of wind velocity, 10–230 km/h, has also been achieved. The reduction in energy consumption and noise level has also been realized in this facility. The test section has not only a 6-components balance and a free roller mounted flush with the floor, but also a traverse unit. By using this traverse system which was introduced first among other automotive wind tunnels, the measurement of the flow velocity and pressure around testing vehicles is possible in arbitrary positions. A computerized automatic measuring and data processing system which has been installed in this wind tunnel, provides high efficiency testing. It has been found from the results of the performance test that both pressure and velocity at the inlet of the test section are distributed uniformly and low turbulent intensity distribution is achieved. The noise level of the test section is low enough to perform the aerodynamic wind noise test.

Consequently, the wind tunnel introduced here, will be a powerful tool in the further development of aerodynamic engineering.

1. は じ め に

当社はこれまで石油ショック以後、燃費低減などの社会的要請に応えるために、空気抵抗の低減を目指して、茨城県にある日本自動車研究所(JARI)の風洞を使用し積極的な空力性能開発を行い、国内他社に先がけて低C_D車を世に送り出してきた。しかしながら、空力技術の革新が新世代の車作りに、より一層重要な役割を果たすことを考えると、車に関する全ての空力実験を可能とする実車風洞が必然的に望まれてくる。そこで、空力6分力特性の他にエンジン冷却、ブレー

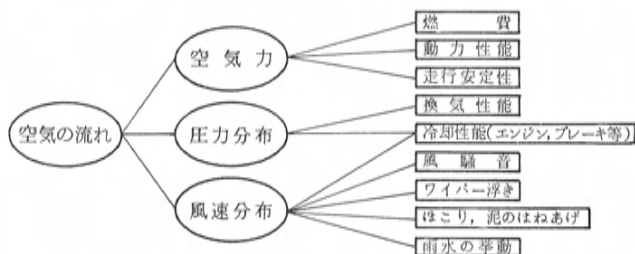


図1 空気の流れと諸性能のかかわり

キ冷却、ベンチレーションなどの内部流や風騒音といった図1に示す種々の性能試験が可能のように配慮した風洞をこの度完成させた。

*1, *2, *3, *4 第2実験研究部空力実研課

以下にその設備と性能を紹介する。

2. 風洞設備仕様の概略

風洞の概略を図2に、主要諸元および特長を表1に示す。この風洞は、全長82m、全幅38m、全高11mである。送風機動力は、直流モータ1,600 kWで、サイリスタによる回転数制御方式を採用している。世の中の同程

に対処している。中央部には、6分力計測用として、直径5mの実車用天秤装置と直径1mの模型用天秤装置がある。また、タイヤを回転させるローラ装置も設置されている。さらに、側面には、測定部内を三次元に移動するトラバース装置が格納されている。その他、特色のある設備としては、回流型として使用する場合、風路内の気流温度の上昇を防止する空気入換え装置や、測定部を大気圧に保持する均圧用ダンパなどがある。

測定部寸法は、幅6m、高さ4m、長さ12mで、気流性能に大きく影響する縮流比は6:1もあって、国内自動車用風洞としては随一の規模である。さらに、最高風速でも回流型で、230 km/hと国内一である。開放型での最高風速は70 km/hであり、煙による流れの可視化が可能である。

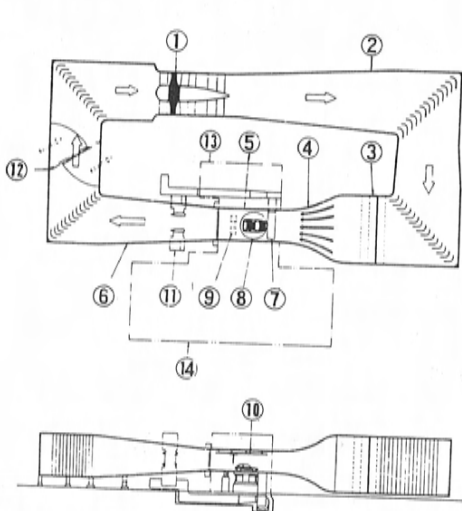


図2 風洞概略図

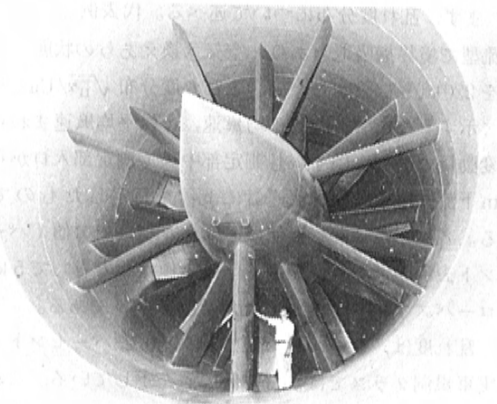


図3 送風機ファン

度の風洞と比較して、この送風機はかなりの省エネ型と言える。さらに、ファンの直径は8mあって、高効率・低騒音の翼型を有している(図3)。風洞試験においては、可能な限り実車走行に近い状態を作り出すために、地面境界層を薄くすることが必要である。そこで本風洞では、測定部入口付近に境界層吸取り装置を設け、これ

- ①送風機
- ②拡散胴
- ③整流胴
- ④縮流胴
- ⑤測定部
- ⑥境界層吸取り装置
- ⑦天秤
- ⑧フリーローラ
- ⑨トラバース装置
- ⑩空気入換え装置
- ⑪煙排出装置
- ⑫1 F電気室
- ⑬2 F制御室
- ⑭1 F機械室、電気室、
車輦整備場
- ⑮2 F作業場

表1 風洞の諸元と特長

1. 型 式 回流型(煙による流れ観察などを考慮し、開放型としても使用可)
2. 測定可能範囲 1/5 模型から中型トラッククラスまでの測定が可能
3. 試験内容 空気抗力係数、揚力係数、横風安定性、風騒音、エンジン冷却性、車室内換気性、車体周りの圧力・流速分布計測など

4. 風洞諸元

風速範囲 (車速相当)	回流型	10 ~ 230 (km/h)
	開放型	10 ~ 70 (km/h)
測定部の 寸 法	幅6×高さ4×長さ12(m)	
送 風 機	ファン直径	8 (m)
	モータ出力	D C 1600 (kW)

5. 特 長

特 長	構 造 上 の 特 長 と 主 な お ら い
良好な気流 精 度	縮流比6:1……………気流精度(流速分布・乱れ度)向上
	境界層吸取り装置……………実走行との相関向上
	フリーローラ……………車輪回転時の現象解析
高効率・低 騒 音	低騒音ファン採用……………高効率・低騒音
	自然換気式空気入換え装置……………気流温度上昇防止
流 れ の 可 視 化 と 映 像 記 録	開放型が可能な構造……………煙による流れの可視化
	編集機能付ビデオシステム……………定性的な映像記録と編集(上・下・横3カ所にカメラ設置)
自動制御・ 計測・データ 処理シス テムの充実	コンピュータシステムの 導入と汎用計測機器類の充… 風洞自動運転・データ自動計測・処理
	トラバース装置……………車体周りの流速分布等を遠隔自動計測

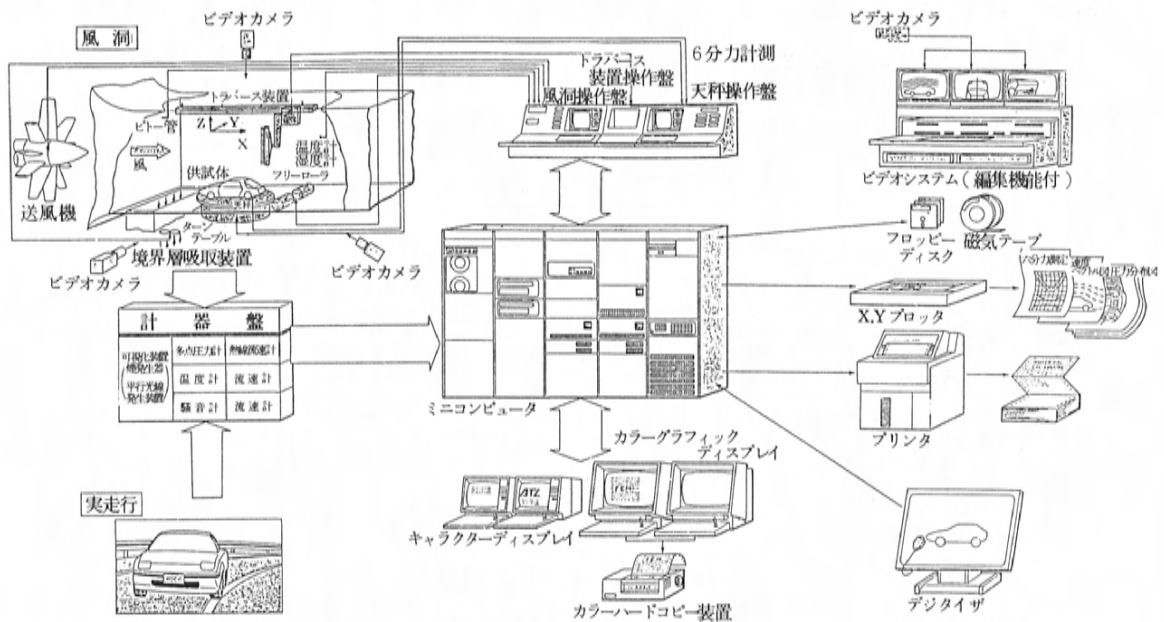


図4 システム概略

風洞のシステム概略を図4に示す。システムは、大別すると機器類の制御とデータ計測・処理に分類される。制御内容は、送風機、境界層吸取りファン、フリーローラの回転数と、ターンテーブルの変角およびトラバース装置の移動である。一方、データ計測・処理については図に示したように、6分力、流速・圧力分布、騒音および温度の計測、データ処理が主なものである。

次にトラバース装置を図5に示す。これは、同装置を用いて計測を行っている状態であり、アームに水平に取付けられたセンサー取付け部が見られる。一方、不要時には、測定部側面に格納される構造となっている。

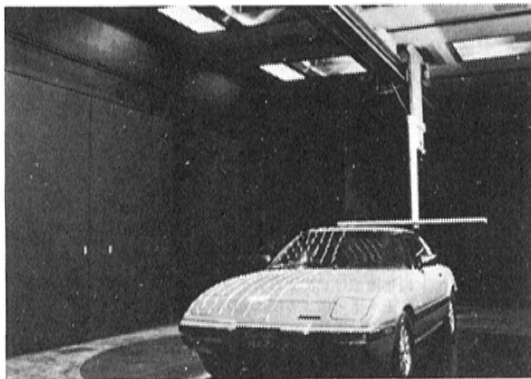


図5 トラバース装置

3. 性能試験

ここでは、本風洞について今までに実施した性能試験のうち、代表的な項目に対する試験結果を述べる。

3.1 乱れ度及び風速分布

まず、乱れ度分布について述べる。代表例として、回流型で境界層吸取りあり、空気入換えありの状態では風速を220 km/hに設定した場合の乱れ度分布 $\sqrt{u'^2}/U_a$ を図6に示す。ここで、 U_a は平均風速、 u' は平均風速まわりの変動量であり、いずれも測定部中央(測定部入口から6 m下流位置)で熱線流速計によって測定したものである。各測定点に記した値は、オールパスでの値(パーセント表示)であり、図中()内の値は参考として5 kHzローパスフィルタを通した場合のデータである。

乱れ度は、オールパス値で0.23~0.28パーセントと、実車風洞クラスではかなり低い値を示している。これはハニカム格子や小さなメッシュのスクリーンで気流を整流し、さらに6:1の縮流比をもつノズルを通すことで乱れを小さくすることに成功したためといえる。

境界層吸取りと空気入換えの乱れ度への影響をみるために境界層吸取りなし、空気入換えなしなどの計測も実施したが、乱れ度は図6とはほとんど差がなく、気流性能への悪影響はみられなかった。以上のことから、本風洞が非常に乱れの少ない良質の風を供給し得るということ

回転型

U=61.1 m/s (220 km/h)

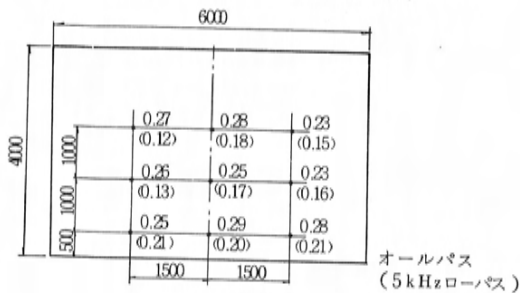
地面境界層吸取りあり
空気入換えあり

図6 乱れ度分布

が出来る。

次に、等風速分布線図を図7、8に示す。計測位置は乱れ度分布計測と同じ位置であり、風速 u はピトー管をトラバースして求めた。図7、8は、回流型で境界層吸取りあり、空気入換えありの状態、例として風速 120 km/h、220 km/h での結果である。図に示した風速分布は、計測断面中心部の左右が -0.3 パーセントと低く、両側面と天井面が 0.3 ~ 0.6 パーセントと高くなっている。床面付近の低い風速領域は、境界層吸取りの影響と考えられる。また、風速が低い場合には、境界層吸取りファン回転数が高いために低風速領域が生じているが、風速の増加によってその現象も弱くなっている。これは風速に応じて最適の境界層吸込み量を決定することで風速分布を一樣にセットできることを示唆している。境界層吸取りなし、空気入換えなしの場合などの風速分布も図7、8と同様な傾向を示した。開放型でも同様な結果を得ている。

本風洞の風速分布は、このように平均風速まわりに $\pm 0.3 \sim \pm 0.6$ パーセントの変動幅におさまっており、乱れ度分布同様、実車用風洞クラスでは非常に良好な速度分布が実現されている。

3.2 風速と送風機回転数の関係

風速 U と送風機回転数 N の関係を図9に示す。風速 U は測定部入口に設置したピトー管で計測した。図には、測定部に供試体を置いた時の閉塞効果をみるために一例として $S/A = 0.13$ (S : 供試体前面投影面積, A : 測定部断面積) の結果も示した。図から、供試体がない ($S/A = 0$) 場合、回流型・開放型ともに U と N が比例関係にあること、また、同一回転数に対する風速については回流型のほうが開放型に比して大きくなっており、消費

回流型

$$\left(\frac{u - U}{U} \times 100 \right)$$

U=33.3 m/s (120 km/h)

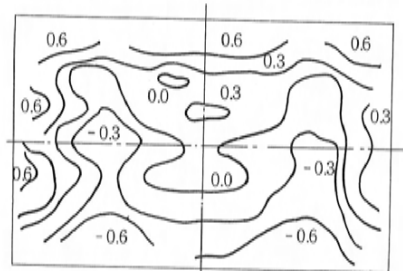
地面境界層吸取りあり
空気入換えあり

図7 風速分布

回流型

$$\left(\frac{u - U}{U} \times 100 \right)$$

U=61.1 m/s (220 km/h)

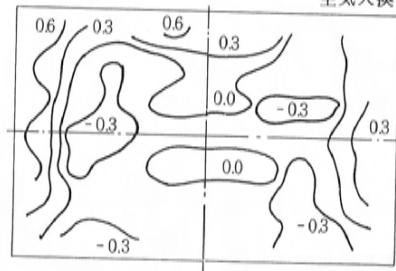
地面境界層吸取りあり
空気入換えあり

図8 風速分布

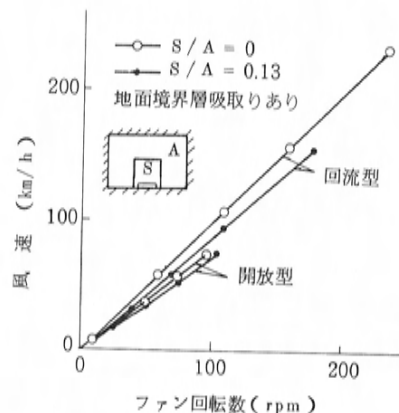


図9 風速と送風機回転数の関係

電力の点で有利であることがわかる。

供試体の影響は、同一回転数に対する風速の低下となつてあらわれているのがわかる。この閉塞効果の詳細については、今後さらに検討して行く予定である。

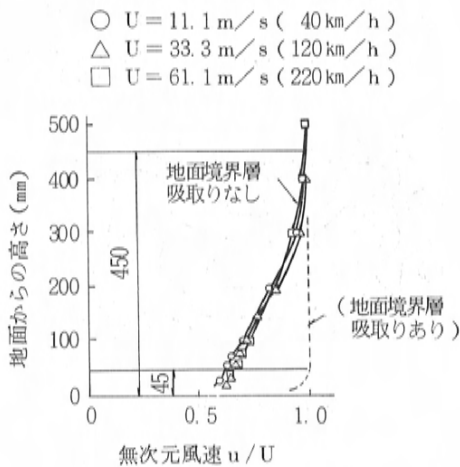


図10 地面境界層速度分布

3.3 地面境界層速度分布

地面境界層の速度分布を熱線流速計で計測した結果を図10に示す。

計測位置はターンテーブルの中央であり、境界層吸取りありとなしの場合について主流風速を40km/h、120km/h、220km/h、に変化させて計測を行った。境界層吸取りありの場合の結果は、主流風速を変えても無次元速度分布 u/U にはほとんど差がないため図中に1本の破線で示した。

図10からわかるように境界層の厚さは吸取りのない場合の約450mmから、吸取りを行うことによって、約45mmにまで薄くすることができる。すなわち、境界層吸取り装置によって前方から車体に近づく流れが、大きく実走行状態に近づいたといえよう。

3.4 気流温度

回流時に気流温度が上昇すると、空気密度の変化など種々の問題が生ずる。本風洞では空気入換え装置の採用によってこれに対処している。空気入換えありの場合の気流温度の時間的変化を図11に示す。この図から気流と外気との温度差は約3℃とほぼ一定に保持されているのがわかる。今回の実験では一定外気温度での結果が得られなかったが、外気温度が一定であれば空気入換えありの場合には気流温度も一定に保持できるものと考えられる。空気入換えなしの場合の気流と外気の温度差は時間とともに増加し、2時間後で約10℃、5時間後で約20℃の上昇がみられた。以上のことから気流温度上

昇は空気入換え装置によって抑えられており、安定した気流温度の中で実験ができるといえる。

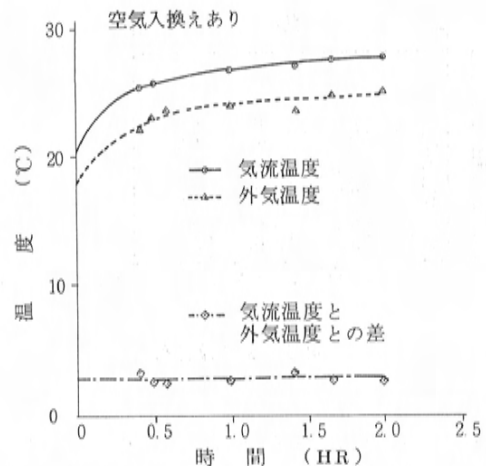


図11 回流時の気流温度上昇

3.5 騒音レベル

車の風騒音を風洞で評価するためには、車をセットしない状態での風洞内の騒音を十分低く抑える必要がある。

騒音の計測点は、ターンテーブル中央M₁、及び縮流洞出口M₂であり、風速を120km/h～160km/hまで変化させて測定を行った。その結果、測定点M₁、M₂位置とも暗騒音は、計測すべき風騒音よりも10dB以上低く抑えられていることが確認された。このことは本風洞を用いて自動車の風騒音の評価が十分可能であることを示している。

一方、騒音公害の見地から、敷地境界地点（風洞から約200m離れた地点）の騒音レベルを計測した。回流型で220km/h、開放型で70km/hの状態では計測した結果、いずれも暗騒音(42dB)以下で何ら問題ないことがわかった。

以上のことから本風洞で採用した送風機ファンは、狙い通り低騒音ファンになっていることが実証できた。

4. あとがき

本稿では、この度完成した実車風洞の概略および性能試験結果について述べた。

今回の性能試験結果から、本風洞が初期の目標機能を十分クリアしており、狙い通りの性能を有していることがわかった。したがって、今後ますます重要になってくるとされる自動車の空力特性研究に、その威力を十分発揮できるものと確信する。

最後に、本風洞の建設にあたった三菱重工、鹿島建設その他の関係諸氏に感謝の意を表する次第である。

20

最適化手法を用いたエンジンセッティングシステム

Engine Setting System Using the Optimization Method

木根原 信 明^{*1} 織 田 辰 郎^{*2}
Nobuaki Kinohara Tatsuro Oda大 西 晃 二^{*3} 万 徳 進^{*4}
Kouji Onishi Susumu Mantoku

要 旨

エンジン性能開発を効率のかつ短期間に行う手法としてコンピュータを活用したエンジンセッティングシステムを開発した。このシステムは、多量データを自動的に採取する試験装置と、得られたデータをもとに最適化手法を用いて排出ガス規制など種々の拘束条件下におけるエンジンの最適設定値と最良燃費を予測するシミュレーションプログラムから構成されている。このシステムを用いて当社レシプロエンジンにおける現状設定値と最適設定値の差、またセットの“ずれ”が燃費や排出ガスに与える影響について解析した。

Abstract

We developed an engine setting system utilizing computers as a means of carrying out engine performance development efficiently and in a short period. This system consists of a tester, which automatically gathers a large amount of data, and a simulation program. Based on the data obtained the program determines the optimum engine setting and the best fuel economy by using the optimization method, taking into account various restrictive factors such as emission requirements. Using this system, we analyzed the effect the difference between the present setting and the optimum setting exerted on the fuel consumption and exhaust emissions on Toyo Kogyo's reciprocating engines. Also the effect of the gap on the setting was similarly analyzed.

1. ま え が き

近年のエンジン性能開発は、燃費向上、走行性改善、有害排出ガス低減など複雑に影響し合う要求を高度なレベルでマッチングさせると同時に、市場ニーズの変化に即応したスピーディで効率の良い開発が求められている。このような要求に対応するため、コンピュータを活用したエンジン性能開発システムが数編報告されている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。

この種のシステムは、開発すべきエンジンの特性に合わせた独自のハード、ソフトの構成が必要となるため、当社において以下に記述するシステムを開発した。このシステムは、エンジンセッティングシステムと呼ばれており、

- ①多量データ採取のためのエンジン性能自動試験装置
- ②排出ガス規制など種々の拘束条件下におけるエンジンの最適設定値と最良燃費を、最適化手法を用いて

予測するシミュレーションプログラムから構成されている。

このシステムの最大のメリットは、エンジンの燃費ポテンシャルを開発の初期段階において把握できるところにある。特に、最近目覚ましく進歩しつつある電子コントロール装置付のエンジン性能開発にこのセッティングシステムを適用すると、最適セッティングまでの省工数、省時間の効果が大きい。本稿では、このシステムの概要と考え方及び応用例について報告する。

2. エンジンセッティングシステムの概要

エンジンセッティングとは、車両が排出ガス測定用テストモード（例えば国内10モード、米国FTPモードなど）を走行する際、運転条件（回転速度、負荷）全域にわたってエンジン制御パラメータである空燃比、点火時期及び排気ガス電流量（EGR量）などを、排出ガス値

*1, *4 エンジン実験研究部 *2 エンジン実験研究部第2エンジン実研課 *3 エンジン設計部エンジン技術開発課

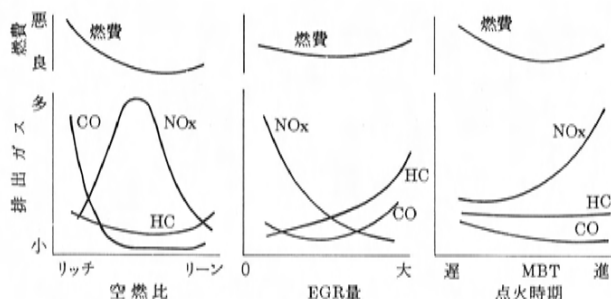


図1 エンジン制御パラメータと排出ガス、燃費の関係

や走行性など拘束条件を満たしながら燃費が最良に近づく値に設定することである。

これらのエンジン制御パラメータに対して燃費や排出ガスは図1に示すように複雑に影響し合う。そのため、従来のエンジンセッティング作業は数多くのモードテストの繰返しと経験的判断を頼りに行われており、開発の効率やエンジンポテンシャルを最大限に引き出す上で必ずしも十分とはいえなかった。このように複雑なエンジンセッティング作業を効率的に行うため、図2に示すエンジンセッティングシステムを開発した。

シミュレーションにより最良燃費、最適設定値を把握するには、エンジンの燃料消費量及び排出ガス特性を運

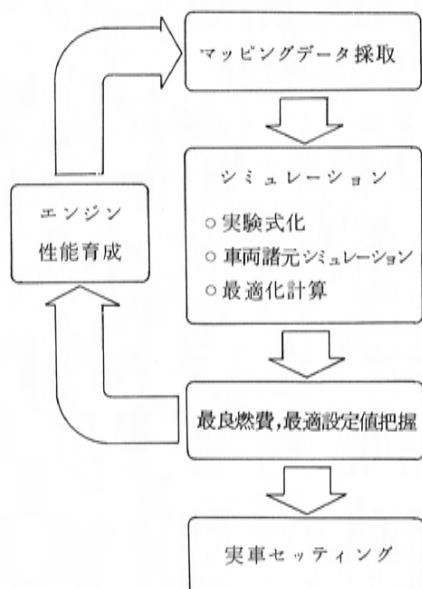
転条件とエンジン制御パラメータの関数として記述することが必要であるが、これを純粋な理論から求めることは困難である。そこで実際にエンジンを台上で運転して得られるデータから実験式として作成する⁽⁴⁾。

このデータ採取をエンジンマッピングテストと呼び、2000～3000点の測定を必要とする。

この測定を人手により行うと長期にわたるテスト期間及び測定精度の悪さなど問題があるため、後述するエンジン性能自動試験装置を用いて短期間に精度よく多量データを採取する。

このようにして得たデータをもとに作られる実験式(以後、回帰モデルと呼ぶ)に最適制御理論を適用して⁽⁵⁾、排出ガス規制値を満足しながら最良の燃費を実現するエンジン制御パラメータの設定値と、その時の燃費をシミュレーションにより予測する。このシミュレーションは、排出ガス、燃費、エンジン制御パラメータの最適設定値がモード走行時間に対して連続的に計算できるので、排出ガスと燃費のトレードオフの関係を運転状態と関連づ

エンジンセッティング作業の流れ



装置及びデータ

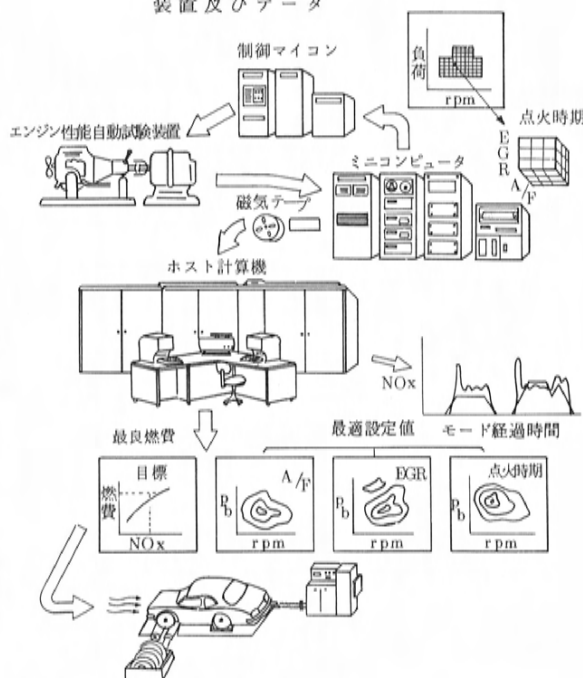


図2 エンジンセッティングシステムの概要

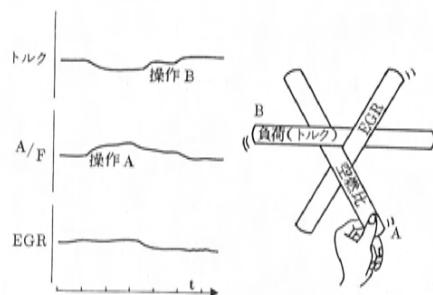


図3 手動によるエンジン制御の例

けて解析できる。

3. エンジン性能自動試験装置

マッピングテストでは、モード走行で使用するエンジン回転速度、負荷の全域を格子状に分割して、その格子点で更に空燃比、点火時期、EGR量がある最適設定値が存在する範囲内で数点変化させ測定する。そのため測定点は2000～3000点に及ぶ。この各測定点のデータ採取を手で行うとすると、1ヶ月以上の期間を必要とする。これは、1点の運転状態を設定するのに5～10分の時間を要するからである。エンジンを所定の運転状態に設定するのは、5つの制御パラメータ（回転速度、負荷、空燃比、点火時期、EGR量）を各々の設定値に合致させることであるが、

- ①各制御パラメータは、相互に干渉する特性がある。
- ②各制御パラメータには、各々の計測及び制御に応答遅れがある。

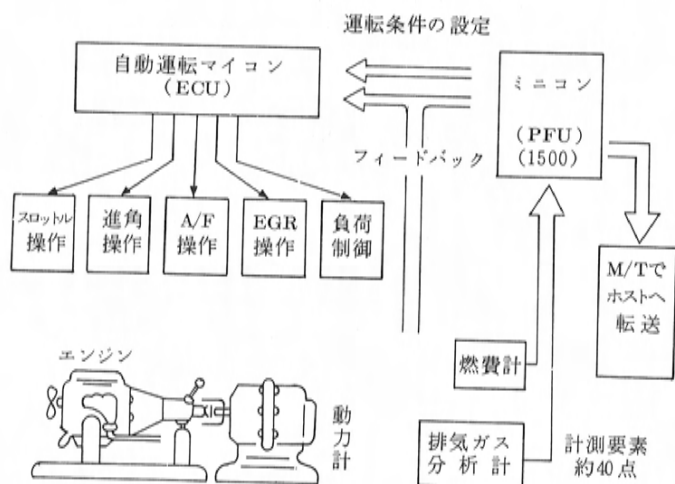


図4 エンジン性能自動試験装置の概要

などの理由から、目標とする運転状態の設定に時間を費やしている。

たとえば、図3に示すように回転速度と負荷を調整後空燃比を調整（操作A）すると、まず負荷が変化する。その負荷を再調整（操作B）するとEGR量が変化し設定したはずの空燃比も変化する。全制御要素を設定値に合致させるには、この繰返しを幾度となく行う必要がある。

本装置は、全制御パラメータを同時に制御でき1点の運転状態の設定を2分以内で行える。その結果、全マッピングデータの採取を1週間以内という短期間で行うことができる。

3.1 構成

本装置の全体構成を図4に示す。エンジンの運転スケジュール作成や運転状態を指示しデータ採取を行うなどテストスケジュール全体の管理を行うミニコンピュータ、指示された運転状態を設定するため各制御機器を制御する自動運転マイコン、及び各々の制御機器や各種計測機器から構成されている。

また、ミニコンピュータには、採取したデータをシミュレーションのためにホストコンピュータへオフライン入力する磁気テープ装置や制御状態をモニタするためのグラフィックディスプレイなどの周辺機器を備えている。

3.2 エンジン制御フロー

各制御パラメータを同時に短時間で設定するために、図5に示す制御フローを採用している。このフローは、人手による手順を参考にして影響力の大きい要素から順

に制御を開始することで、設定値への到達を早めるとともに、制御機器の応答性や計測の遅れなどを効率良く吸収している。また、エンジン諸元や運転条件により制御機器の操作量が大きく変化する空燃比やEGR量の制御では、制御過程を初期とそれ以降に区別し、初期では理論式や運転条件別の初期値補正テーブルなどを利用した操作量決定の方法を用いる。この方法により、初期段階の制御をスムーズにしている。以降の制御では、操作量と計測結果の経過から次の操作量を決定する学習制御方式を用いて収束を早めている。図6に設定完了までの収束状況の一例を示す。

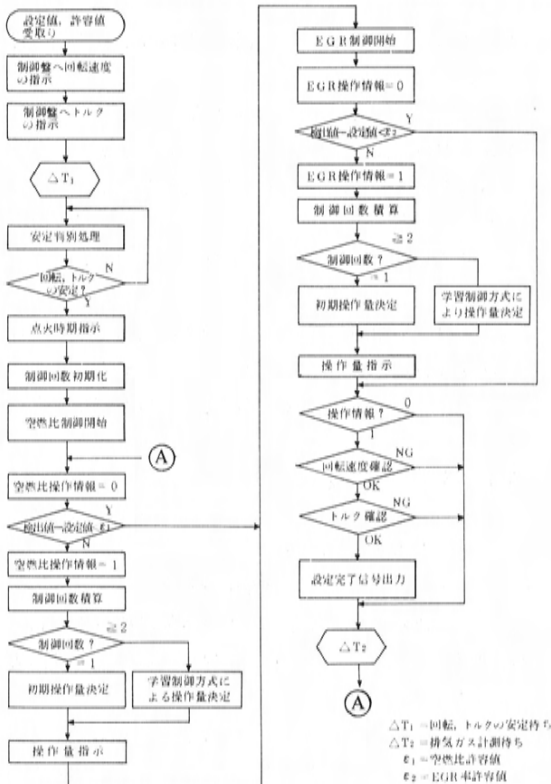


図5 エンジン制御フロー

3.3 制御機器

(1) 空燃比制御装置

キャブレタ方式と燃料噴射方式の2種類があり、キャブレタ方式はフロート室内圧を制御することで空燃比をコントロールしている。燃料噴射方式では、実車装備のエンジン制御用マイコンの燃料噴射量補正回路を利用して空燃比を制御している。

(2) EGR量制御装置

専用EGRバルブを利用している。このバルブは、負圧によりEGR量がリニアに変化しよう工夫されている。

(3) 点火時期制御装置

クランク角内蔵ディストリビュータとその制御ユニットを利用し、これに点火時期の信号を直接入力すること

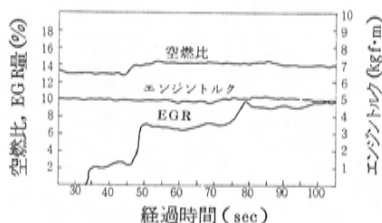


図6 制御モニタ

でコントロールしている。

4. シミュレーション

シミュレーションプログラムは、大きく分けると次の3つのプログラムから構成されている。

①エンジン性能自動試験装置により採取されるマッピングデータを用いて、エンジンが定常運転されているときの燃料消費量及び排気ガス量を運転条件及び制御パラメータの関数として回帰モデルを作成するプログラム

②車両が所定のモードを走行中にエンジンに要求する回転速度と負荷を計算し、①の回帰モデルを用いてモード燃費、エミッションを予測するプログラム

③排気ガス規制値に対してモード燃費を最良にする制御パラメータを決定するプログラム

これらのプログラムは、マッピングデータを色々な角度から検討するための作図プログラムなどとともに、エンジンセッティングシステムのシミュレーションパッケージとしてホストコンピュータを用いて運用している。

4.1 回帰モデルの作成

エンジンが、任意の回転速度 (RPM), トルク (Te), 空燃比 (A/F), EGR量 (EGR), 点火時期 (SA) で運転されているときの燃料消費量 (Qf) 及び排出ガス量 (Em: NOx, HC, CO) を

$$Q_f = f(RPM, Te, A/F, EGR, SA) \quad (1)$$

$$Em(NO_x, HC, CO) = g(RPM, Te, A/F, EGR, SA) \quad (2)$$

と表し、関数 f, g を求める。

(1)式を $RPM=Te=A/F=EGR=SA=0$ のまわりで、テラ展開すると、

$$\begin{aligned} Q_f = & f_0 + \frac{\partial f_0}{\partial R} R + \frac{\partial f_0}{\partial T} T + \frac{\partial f_0}{\partial A} A + \frac{\partial f_0}{\partial E} E + \frac{\partial f_0}{\partial S} S \\ & + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 f_0}{\partial R^2} R^2 + \frac{\partial^2 f_0}{\partial T^2} T^2 + \frac{\partial^2 f_0}{\partial A^2} A^2 + \frac{\partial^2 f_0}{\partial E^2} E^2 \right. \\ & + \frac{\partial^2 f_0}{\partial S^2} S^2 + \frac{\partial^2 f_0}{\partial R \partial T} R \cdot T + \frac{\partial^2 f_0}{\partial R \partial A} R \cdot A \\ & + \frac{\partial^2 f_0}{\partial R \partial E} R \cdot E + \frac{\partial^2 f_0}{\partial T \partial S} T \cdot S + \dots \dots \dots \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、 $f_0 = f(0, 0, 0, 0, 0)$, $R = RPM$, $T = Te$, $A = A/F$, $E = EGR$, $S = SA$ 。更に、(3)式の各係数は、 $R=T$

$=A=E=S=0$ のときの偏微分係数であり、定数であることから a_i ($i=0, 1, 2, \dots$) と置き換えると、次のように表現することができる。

$$\begin{aligned} Qf = & a_0 + a_1 R + a_2 T + a_3 A + a_4 E + a_5 S \\ & + a_6 R^2 + a_7 T^2 + a_8 A^2 + a_9 E^2 + a_{10} S^2 \\ & + a_{11} R \cdot T + a_{12} R \cdot A + a_{13} R \cdot E + a_{14} R \cdot S \\ & + \dots \end{aligned} \quad (4)$$

以上のことから、(1)、(2)式の関数 f , g を求めることは、近似的に(4)式の係数 a_0, a_1, a_2, \dots を求めることで達成できる。ここで、(4)式の項をどこで切るかは、 Q_f , E_m (NO_x , HC , CO) の特性によって決める。係数 a_0, a_1, a_2, \dots は、エンジンマッピングデータを用いて最小二乗法により求める。

$$\begin{aligned} \varepsilon^2 = & \sum_{i=1}^n \{ Qf_i - (a_0 + a_1 R_i + a_2 T_i + a_3 A_i + a_4 E_i \\ & + a_5 S_i + \dots) \}^2 \rightarrow \min_{a_0, a_1, a_2, \dots} \end{aligned} \quad (5)$$

ここで、 ε^2 は実験データと推定値との誤差の二乗和であり、 n はデータ点数である。

(5)式は、

$$\frac{\partial \varepsilon^2}{\partial a_0} = \frac{\partial \varepsilon^2}{\partial a_1} = \frac{\partial \varepsilon^2}{\partial a_2} = \dots = 0 \quad (6)$$

のとき達成されることより、

$$\left. \begin{aligned} a_0 n + a_1 \sum_{i=1}^n R_i + a_2 \sum_{i=1}^n T_i + \dots &= \sum_{i=1}^n Qf_i \\ a_0 \sum_{i=1}^n R_i + a_1 \sum_{i=1}^n R_i^2 + a_2 \sum_{i=1}^n R_i T_i + \dots &= \sum_{i=1}^n Qf_i R_i \\ a_0 \sum_{i=1}^n T_i + a_1 \sum_{i=1}^n T_i R_i + a_2 \sum_{i=1}^n T_i^2 + \dots &= \sum_{i=1}^n Qf_i T_i \\ \dots & \end{aligned} \right\} (7)$$

(7)式は、 a_0, a_1, a_2, \dots についての連立一次方程式であり、これをコンピュータを用いて解くことにより(4)式の回帰モデルが作成できる。 E_m (NO_x , HC , CO) に関しても、同様にして回帰モデルを作成できる。

4.2 モード燃費、排出ガス量の予測

車両が所定のモードを走行している時に、エンジンに要求する回転速度及びトルクは、次のように求めることができる。

$$\text{RPM}(t) = \frac{V(t) \cdot \text{MGR}(t) \cdot \text{FGR}}{0.12 \pi \cdot S_R} \quad (8)$$

$$T_e(t) = \frac{R_x(t) \cdot S_R}{\text{MGR}(t) \cdot \text{FGR} \cdot \eta_G} \quad (9)$$

$$R_x = R_a + R_b + R_c \quad \dots \text{全走行抵抗}$$

$$R_a = \mu_a \cdot A \cdot V(t)^2 \quad \dots \text{空気抵抗}$$

$$R_b = \mu_r \cdot W \quad \dots \text{転がり抵抗}$$

$$R_c = \frac{W}{g} \cdot a(t) \quad \dots \text{加速抵抗}$$

$V(t)$: 時刻 t の車速, MGR : ミッションギヤ比, FGR : ファイナルギヤ比, S_R : タイヤ有効半径, W : 車両重量, A : 車両前面投影面積, a : 加速度, μ_a : 空気抵抗係数, μ_r : 転がり抵抗係数, η_G : 駆動系伝達効率

(8)、(9)式の結果を(1)、(2)式に代入すれば、モード経過時間に対して連続的に燃料消費量及び排出ガス量が予測できる。従って、これを(10)～(13)式に示すようにモード全走行時間 (T) に対して積分することによって、モード燃費 FUEL 及び排出ガス量 E_m (NO_x), E_m (HC), E_m (CO) を求めることができる。

$$\text{FUEL} = \int_0^T f(A, E, S, t) dt \quad (10)$$

$$E_m(\text{NO}_x) = \int_0^T g_1(A, E, S, t) dt \quad (11)$$

$$E_m(\text{HC}) = \int_0^T g_2(A, E, S, t) dt \quad (12)$$

$$E_m(\text{CO}) = \int_0^T g_3(A, E, S, t) dt \quad (13)$$

4.3 最適制御理論の適用

排出ガスが規制値以下で、モード燃費を最良にするという要求は、(10)～(13)式を用いて次のように定式化できる。

評価関数

$$\text{FUEL} = \int_0^T f(A, E, S, t) dt \rightarrow \min_{A, E, S} \quad (14)$$

制約条件

$$E_m(\text{NO}_x) = \int_0^T g_1(A, E, S, t) dt \leq G_1 \quad (15)$$

$$E_m(\text{HC}) = \int_0^T g_2(A, E, S, t) dt \leq G_2 \quad (16)$$

$$E_m(\text{CO}) = \int_0^T g_3(A, E, S, t) dt \leq G_3 \quad (17)$$

ここで、 T : 全走行時間、 G_1, G_2, G_3 : 各々 NO_x , HC , CO の排出ガス規制値。更に、エンジンの各制御パラメータ (A, E, S) は、運転性を考慮して次の制約条件が加えられる。

$$A^* \in I_A = \{A | A_{\min} \leq A \leq A_{\max}\} \quad (18)$$

$$E^* \in I_E = \{E | E_{\min} \leq E \leq E_{\max}\} \quad (19)$$

$$S^* \in I_S = \{S | S_{\min} \leq S \leq S_{\max}\} \quad (20)$$

ただし、 I_A, I_E, I_S は各制御パラメータのセッティング可能範囲を示す集合であり、 $A_{\max}, A_{\min}, E_{\max}, E_{\min}, S_{\max}, S_{\min}$ は各制御パラメータのセッティング限界である。

以下の記述を簡単にするため、次のように置く。

$$q = [A, E, S], \quad x = [\text{FUEL}, \text{NO}_x, \text{HC}, \text{CO}]$$

一般にこのような制約条件付きの最小化問題は、ラグランジュ関数を導入して制約なしの最小化問題として解かれる。随伴変数 $p(t)$ 、ラグランジュ乗数 λ を用いて (14) ~ (20) 式を制約なしの問題に書きなおすと、

$$L(q, p, \lambda) = \int_0^T \{f(q, t) + p_1(t)(f(q, t) - \dot{x}_1(t)) + \sum_{j=1}^3 p_{j+1}(t)(g_j(q, t) - \dot{x}_{j+1}(t))\} dt + \sum_{j=1}^3 \lambda_j(x_{j+1}(t) - G_j) \rightarrow \min_{q \in I_q} \quad (21)$$

いま、 q^* が (21) 式を最小にすれば、(21) 式の 1 次変分 $\delta L = 0$ となることより、

$$\begin{aligned} \delta L(q^*, p, \lambda) &= \int_0^T \left\{ (1 + p_1(t)) \frac{\partial}{\partial q} f(q^*, t) + \sum_{j=1}^3 p_{j+1}(t) \frac{\partial}{\partial q} g_j(q^*, t) \right\} \delta q \cdot dt - p_1(T) \cdot \delta x_1(T) \\ &\quad - \sum_{j=1}^3 (p_{j+1}(T) - \lambda_j) \cdot \delta x_{j+1}(T) + \sum_{j=1}^3 \int_0^T p_j(t) \delta x_j(t) dt \\ &= 0 \end{aligned} \quad (22)$$

これより、

$$\dot{p}_j(t) = 0 \quad (j=1, 2, 3, 4) \quad \dots \text{随伴方程式} \quad (23)$$

$$p_1(T) = 0$$

$$p_{j+1}(T) = \lambda_j \quad (j=1, 2, 3)$$

$$\frac{\partial}{\partial q} f(q, t) + \sum_{j=1}^3 p_{j+1}(t) \frac{\partial}{\partial q} g_j(q, t) = 0 \quad \dots \dots \dots \text{最適性の条件} \quad (24)$$

結局、随伴方程式 (23) 式と最適性の条件 (24) 式を解くこ

とにより、(14) ~ (20) 式で定式化された最適制御問題の解として、排出ガス規制値に対してモード燃費が最良になるエンジン制御パラメータを求めることができる。

5. 適 用 例

5.1 マッピングデータの採取

表 1 に示す諸元のエンジンを用いて、前述の自動運転システムによりマッピングデータを採取した。

(1) テスト条件

データの採取範囲と各制御パラメータの設定値を図 7 に示す。データ採取範囲は、当エンジン搭載の車両が各種のモードを走行した時に要求される回転速度とトルクの頻度マップを計算から求め、更に車重やギヤ比などの車両諸元変更の可能性を考慮して設定した。各々の制御パラメータは、実際の設定で考えられる範囲で 5 ~ 6 点を設定した。その中で点火時期については、各運転状態で MBT (Minimum spark advance for Best Torque) を探索し、この点を基準に進角設定を行った。

(2) 測定項目

各運転状態での測定項目は、各種の圧力や温度などを含め約 40 項目の測定を行った。今回の計算は、表 2 に示す 10 種の項目のデータを使用している。

(3) 採取データ

テスト条件で設定した運転状態は、約 3000 点になるがエンジン不調となる条件下でのデータは削除した。その結果、約 2100 点の有効データにより回帰モデルを作成した。

表 1 エンジン及び車両諸元

項 目		諸 元
エ ン ジ ン	機 関 形 式	O H C
	シ リ ン ダ 数	直列 4 気筒
	総 排 気 量 (cc)	1490
	内 径 × 行 程 (mm)	77.0 × 80.0
	圧 縮 比	9.0
	燃 料 供 給 装 置	キャブレタ
車 両	車 両 重 量 (kgf)	830
	排気ガスストローク (kgf)	1000
	最 終 減 速 比	3.850
	変 速 比	1 速 3.416
		2 速 1.842
		3 速 1.290
		4 速 0.918

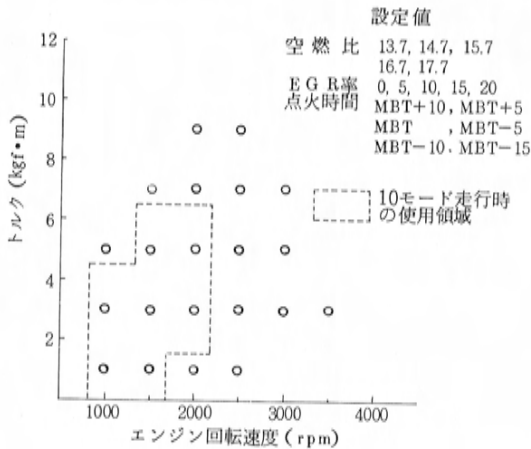


図7 データ採取範囲と設定値

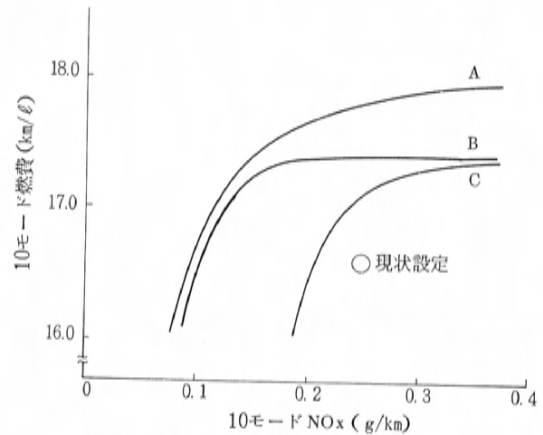
図8 NO_x 排出量(触媒前)と燃費性能

表2 測定項目

1	燃料流量 (ℓ/h)	6	エンジン回転速度
2	NO _x (ppm)	7	トルク
3	HC (ppm)	8	空燃比
4	CO (%)	9	EGR 率
5	吸気マニホールド内圧 (mmHg)	10	点火時期

5.2 最適設定値と最良燃費特性

採取したマッピングデータを用いて10モードを走行したときに排出ガスを目録レベル以下にし、最良となる燃費性能、またその時の制御パラメータの設定値を求めた。計算は、触媒通過前の排気ガスを対象としている。

(1) NO_x 排出量と燃費性能

排気ガス成分の中でCOやHCは、触媒などの後処理システムにより高い浄化性能が期待できる。そのため、エンジン制御パラメータの設定に影響の大きいNO_xの排出量と燃費性能について解析を行った。図8はNO_x排出量に対して各点で燃費が最良となるように、制御パラメータを設定して計算した燃費特性を示す。図中のA特性は全制御パラメータを最適化した場合、BはEGR率と点火時期の最適化を行い空燃比は現状設定値、Cは点火時期のみ最適化し、他のパラメータは現状設定値を使用した結果である。

この結果から、現状設定値に対して全制御パラメータの最適化を行うと、同じNO_x排出量で燃費は約7%改善できることがわかった。また、各特性の比較から現状のNO_x排出量での燃費改善には、空燃比の設定が大きく影響しているのが理解できる。特に注目したいのは、点火

時期の最適化により約3%の燃費改善が期待できることである。これは点火時期の制御が他のパラメータより容易であることや、諸性能への2次的影響が少ないなど実用性が高いためである。

(2) 点火時期の最適化

表3は、10モードを走行したときのエンジン回転速度とトルクの各使用領域で、現状設定値と最適設定値の燃料消費量とNO_x排出量を比較した結果であり、現状設定値をベースに最適化による燃費改善とNO_x低減割合を示している。この表から最適化の効果が、高速高負荷域と他の運転域で異なっていることがわかる。高速域ではNO_x低減を図り、他の領域では燃費改善が行われている。これをモード走行で連続的に現わしたのが、図9である。最

表3 点火時期の最適化による燃費消費量、NO_x 排出量の変化

燃料消費量の変化割合(%) / NO _x 排出量の変化割合(%)									
5.0以上				0.0	5.0	7.2			
4.5			0.4	-0.7	0.0	-19.4	0.5	4.4	
4.0			-2.2	-0.4	-3.8	-4.0	8.2	-29	-20.3
3.5			1.6	-6.1	2.1	18.5	13.6		
3.0	0.0	0.0	-2.0		-6.7		-7.4		
2.5		0.0	8.2		30.1		36.9		
2.0									
1.5	0.0				-25.5				
1.0		0.0			23.9				
0.5			0.0		-4.7				
T _{Rev}	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	
エンジン回転速度 (rpm)									

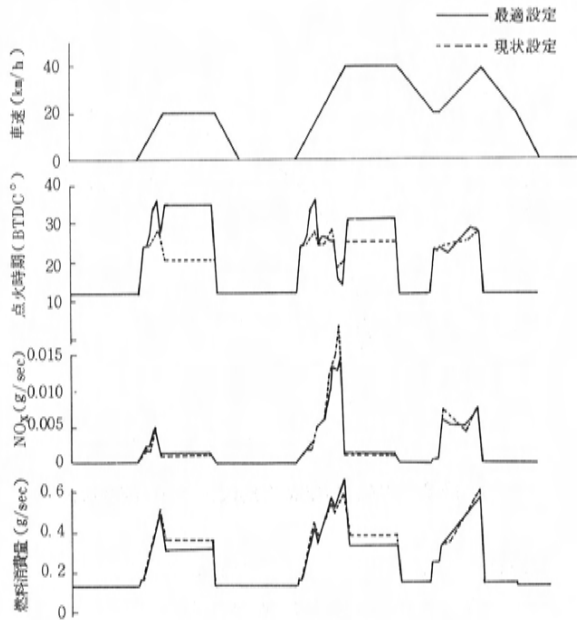


図9 最適点火時期の効果

適設定は、0→40 km/hや20→40 km/hの加速域においてNO_xを、他の領域で燃費の改善を行っている。これは高負荷域で点火時期の設定がNO_x排出量に大きく影響し、燃費への影響は少ないことを意味している。逆に低負荷域など他の運転域では、燃費への影響がNO_xへの影響を上回っているといえる。このことから、点火時期は各運転条件での影響度を考慮し、モード全体のバランスが最適になるように設定する必要がある。

5.3 セッティングの“ずれ”による影響

制御パラメータの最適設定値を計算から求めることができるが、実際のエンジンでこの設定値を実現するのは容易ではない。そこで、各制御パラメータの設定値に誤差が生じた場合、この誤差が燃費やNO_xに与える影響を解析してみた。

制御パラメータの設定値のずれを、空燃比は±0.3、EGR率は±3%、点火時期は±3°と設定し、10モードを加速や定常などに区分けし、各区間での設定値のずれがモード全体の燃費やNO_x排出量に与える影響を計算した。図10は、最適設定値をベースに各制御パラメータの設定値のずれが、各区間で生じた場合のモード全体への影響、及び加速と定常の全区間の設定値がずれた場合の燃費とNO_x排出量を示している。

この図から全体的に燃費には空燃比が大きく影響し、NO_xにはEGR率の影響が大きいことがわかる。燃費

については加速区間、定常区間ともに各設定値のずれの影響を受けているが、加速区間では点火時期の影響が最も大きく、定常区間7では空燃比のずれによる変化が最も大きい。NO_x排出量は、加速区間6と9のEGR率のずれによる影響が顕著に現われている。しかし、定常時においては、EGRに限らず他のパラメータのずれもNO_xへの影響は少ない。

この結果から、燃費性能を精度良く管理するには空燃比や点火時期の管理に精度が求められ、NO_x排出量の管理には加速時のEGR制御に精度を求める必要があることがわかる。最適設定値の実現には、制御装置の技術的問題やコストなど考慮すべき要因は多い。しかし今回の結果から、各運転条件で要求される制御パラメータの制御精度を、各パラメータがモード全体に及ぼす影響度を含めて明確にすることができた。

このように、今回開発したエンジンセッティングシステムは、制御パラメータの最適な設定値とそれを実現したときの最良燃費性能を把握することができる。また、各制御パラメータが排気ガスや燃費性能に及ぼす影響を実車のモード走行状態にシミュレートして

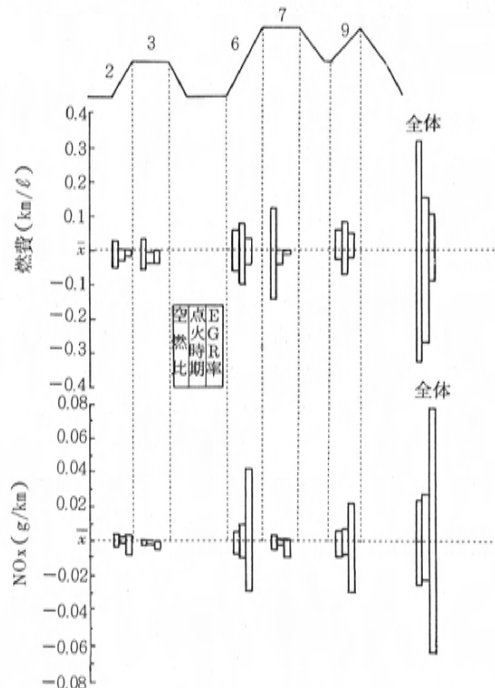


図10 セッティングの“ずれ”による影響

把握できる。このため、エンジンのセッティングにおいて目標性能に対する到達可能レベルを早期に把握し、開発の方向付けが短期に行えることやエンジン制御パラメータの設定時にはバラツキを考慮した開発ができ、エンジンセッティング期間の短縮を図ることができる。

6. あ と が き

従来、多大の工数と時間をかけて実施していたエンジンのセッティング作業を、システムティックに行うと同時に燃費ポテンシャルの予測を可能にする手法を開発、導入できた。

このシステムは、更にキャタリスト浄化率、走行性、冷間時補正など拘束条件を追加した上で最適設定値を探索できる機能に、順次拡張していく計画である。

最後に、本システムの開発導入にあたり、多大な御協力をいただいた情報システム部、施設部など関連部門の方々に深く謝意を表します。

参 考 文 献

- (1) J. E. Auiler, et al: Optimization of Automotive Engine Calibration for Better Fuel Economy- Methods and Applications, SAE paper 770076 (1977).
- (2) H. S. Rao, et al: Engine Control Optimization Via Nonlinear Programming, SAE paper 790177 (1979).
- (3) 中西清, 他: エンジン-排気処理系-車両システムのシミュレーションとその最適化, 第30回自動車技術会浅原賞特別講演論文
- (4) 奥野忠一, 他: 多変量解析法, 1976, 日科技連
- (5) 志水清孝: システム制御と数理計画法, 1975, コロナ社

解説・紹介

21

非真円自動倣い内面研削盤の開発

Development of Internal Contour Grinding Machine

越 智 敏 宏^{*1} 山 本 敏 彦^{*2}
 Toshihiro Ochi Toshihiko Yamamoto
 波多野 功^{*3}
 Isao Hatano

要 旨

Abstract

近年、軽量化、高効率化、省エネルギー化などの要求に応じるため、カーエアコン用コンプレッサのシリンダやパワーステアリング用ベーンポンプのカムリングなどの形状を非真円形状とする場合が増大しており、この内面の研削加工に対する需要も年々増加してきている。

非真円形状の内面研削加工では、真円形状の加工と比較すると、砥石中心と工作物中心との距離が常に変化するため、形状創成機構を持たなければならず、加工精度上、解析すべき種々の問題がある。

当社では、非真円内面の研削加工において、形状精度に影響を与える様々な要因について解析し、諸機構を施した高精度、高能率な T-127 PG 非真円自動倣い内面研削盤を開発したので紹介する。

Recently, cases where a cylinder of a car air conditioner compressor, cam ring of vane pump for power steering, etc. have noncircular shapes have been increasing in number to meet growing demands for weight reduction, optimum efficiency, energy saving, and so on. Accordingly demands for the internal grinding of these parts have been increasing year after year.

Compared with the internal grinding of a circular face, the distance between the center of a grinding wheel and the center of a work under grinding constantly varies in case of internal contour grinding wheel and the center of a work under be provided and various problems of machining precision should be analyzed.

Introduced here is the highly precise and efficient T-127PG internal contour grinding machine with various mechanisms developed by Toyo Kogyo after an analysis of different factors which influence shaping precision.

1. は じ め に

図1に示すような非真円形状を有する工作物の内面を研削加工する方法として、NCジグ研削加工、NC研削加工及び倣い研削加工とがある。NCジグ研削加工は、高精度であるが加工時間が長く、量産向きでない。また、NC研削加工は、制御系・機械系の応答性に制限があり、複雑なフォーム形状の加工には適していない。一方、倣い研削加工は、機械系の応答性がフォーム形状に影響するが、加工時間が他の方法に比べて短く、量産向きであると言われている。

本稿では、当社で開発した、倣い研削加工法採用による T-127 PG 非真円自動倣い内面研削盤(図2)の概要について紹介するとともに、形状精度に影響を与える

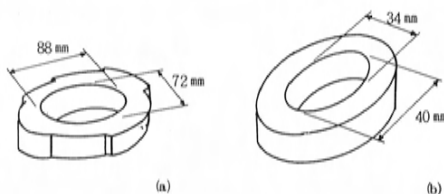


図1 非真円工作物例

諸要因についての解析及び実削結果について紹介する。

2. 機械の概要

2.1 主軸台装置

主軸台は特殊主軸本体とフォロー補正装置から構成されている。図3にその概要を示す。

*1, *2, *3 工機部第2工機開発課

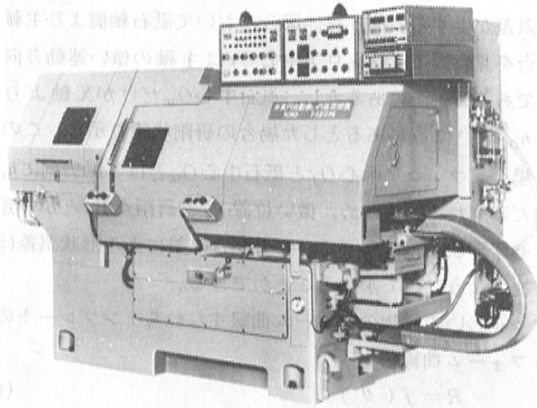


図2 T-127 PG非真円自動倣い内面研削盤

主軸本体は倣い機構を有しており、主軸に固定されたテンプレートを倣いシリンダでフォロアに押し付けながら回転させることにより、主軸本体を揺動させ、非真円内面を研削加工する。倣い加速度の変化による急激な圧力変化は、アキュムレータを組み込んで吸収するとともに、倣い加速度の変化による慣性力を小さくするために、主軸剛性を十分に保ちながら主軸本体の軽量化を図ることで、加工能率の向上を可能とした。主軸の回転駆動には可変モータを使用し、加工に最適な工作物回転速度が容易に得られるとともに、主軸の定位置停止のための制動を行っている。

フォロア補正装置は、テンプレートに当たっている部分のフォロア外径と研削中の砥石外径とを同一寸法にするための機構で、砥石摩耗に対してフォロア径を補正する装置である。この補正装置は、フォロア回転軸と主軸回転軸とを平行に保ちながら、主軸本体と砥石軸との位置が変化しないように、テンプレートの勾配に対し平行にフォロアの補正ができるよう工夫している。

また、テンプレートの交換には比較的容易な構造を採用しており、フォームの異なる工作物を一台の機械で加

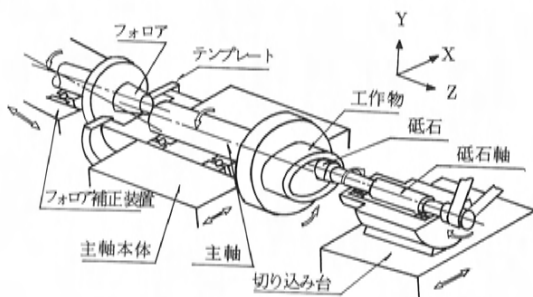


図3 主軸台と切り込み台

工する場合、段取り換えが極めて容易である。

2.2 切り込み装置

切り込み装置は砥石軸側に付けられている。ボールネジとパルスモータによる電気切り込み送りを採用し、補正送りなども行なえるので、切り込み装置の構造は簡単である。この送り装置の採用により、油圧切り込み送りに比べ、熱影響を受けることなく正確な送り制御が行えるとともに、精度を維持して生産性を上げるための複雑な特殊サイクルを容易に組み込むことができる。

2.3 インプロセスゲージ

インプロセスゲージには外部同期形又は内部演算形の2種類の特種フロントフォークゲージのいずれかを採用している。ゲージヘッドは主軸本体に固定されており、工作物とともに揺動する。測定する工作物は非真円形状のため、測定位置が異なれば測定寸法が変わる。このため測定位置を決める方法として、外部同期形ゲージでは主軸回転部に光電管を設け、測定位置を確認し測定を行い、内部演算形ゲージでは最小寸法位置をゲージ内部で演算し測定を行う。外部同期形ゲージでは、最小寸法位置以外の位置での測定も可能であるが、測定信号と測定に時間遅れがあるため、工作物回転速度を変えると測定位置が変わり、測定位置をセットし直さなければならない。内部演算形ゲージでは、最小寸法位置での測定に限られるが、工作物回転速度を変えても測定位置は変わらない。ゲージの採用に当たっては、両者の利点を生かした選択が行える。

3. 形状精度に影響を与える諸要因

3.1 砥石径

非真円内面の加工においてまず必要なのは砥石径の選定である。フォームの最小曲率半径以上の砥石径を使用すればその部分だけ切り残しとなる。したがって、砥石径は最小曲率半径以下にする必要があるが、必要以上に砥石径を小さくすることは、砥石取付軸の剛性低下を招き好ましくない。

図4、5は180°点対称のある工作物について、工作物短径部を0°として、そのフォームと曲率半径の変化を示したものである。図より明らかなように、最小曲率半径は必ずしも短径部とは限らず、工作物全体にわたり曲率半径を検討する必要がある。この工作物の場合、図より砥石使用径を $\phi 22 \sim 18 \text{ mm}$ とした。

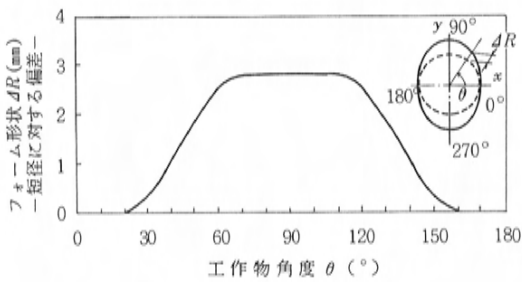


図4 非真円フォーム

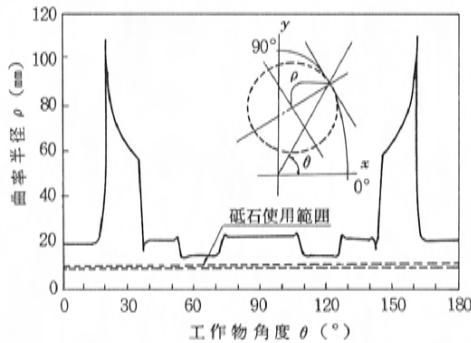


図5 曲率半径の変化

3.2 主軸中心に対する砥石中心とフォロア中心の高さの差

一般に倣い機構を利用した研削加工においては、研削点と倣い位置とは一致していなければならない。

主軸中心に対する砥石中心とフォロア中心の高さに差があると、研削点と倣い位置とがずれ、フォーム形状に

誤差が生ずる。図6は、図3において砥石軸側より主軸台を見た図で、フォロア中心 O_f は主軸の倣い運動方向であるX軸上にあるとし、砥石中心 O_w だけがX軸より h_0 高い位置にあるとした場合の研削状態を示す。この場合、フォロア中心 O_f と砥石中心 O_w とはY軸方向に h_0 だけずれているため、倣い位置 P_f と研削点 P_g とが一致せず形状誤差を生ずる。この高さの差による形状誤差は次のようにして求めることができる。

正しい工作物のフォーム曲線すなわちテンプレートのフォーム曲線を

$$R = f(\theta) \quad (1)$$

とすれば、フォロア中心 $O_f(x_f, y_f)$ は、

$$x_f = f(\theta) \sin \theta - \frac{c_v}{\sqrt{c_u^2 + c_v^2}} \cdot r_s \quad (2)$$

$$y_f = f(\theta) \cos \theta + \frac{c_v}{\sqrt{c_u^2 + c_v^2}} \cdot r_s$$

砥石中心 $O_w(x_w, y_w)$ はフォロア中心 O_f よりY軸方向に h_0 だけずれているので、

$$x_w = x_f - \frac{y_f}{\sqrt{x_f^2 + y_f^2}} \cdot h_0 \quad (3)$$

$$y_w = y_f + \frac{x_f}{\sqrt{x_f^2 + y_f^2}} \cdot h_0$$

これより、砥削点 $P_g(x_g, y_g)$ は、

$$x_g = x_w + \frac{e_v}{\sqrt{e_u^2 + e_v^2}} \cdot r_s \quad (4)$$

$$y_g = y_w - \frac{e_u}{\sqrt{e_u^2 + e_v^2}} \cdot r_s$$

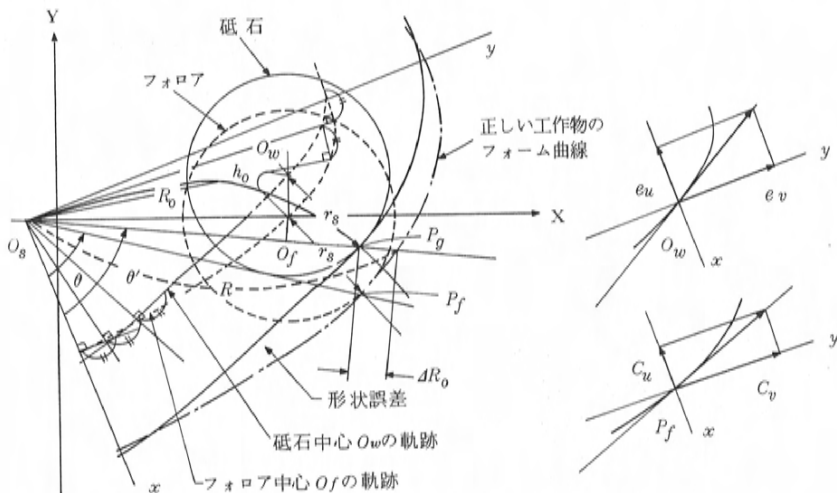


図6 主軸中心に対する砥石中心とフォロア中心の高さの差

ここに, c_u, c_v, e_u, e_v はそれぞれ, 倣い位置 P_f および砥石中心 O_w における接線の x, y 成分である。したがって, 形状誤差 ΔR_0 は,

$$\Delta R_0 = \sqrt{x_g^2 + y_g^2} - f(\theta') \quad (5)$$

この形状誤差は, 一般にフォロア中心に比べ砥石中心が高い場合, $0 \sim 90^\circ$ 付近で切り残し, $90 \sim 180^\circ$ 付近で切り過ぎ, 砥石中心が低い場合, $0 \sim 90^\circ$ 付近で切り過ぎ, $90 \sim 180^\circ$ 付近で切り残しとなる。

図7に, 先ほどと同じ工作物について, フォロア中心に比べ砥石中心が高い場合の理論解析の結果(工作物理想形状からの誤差)と, 実削結果を示す。

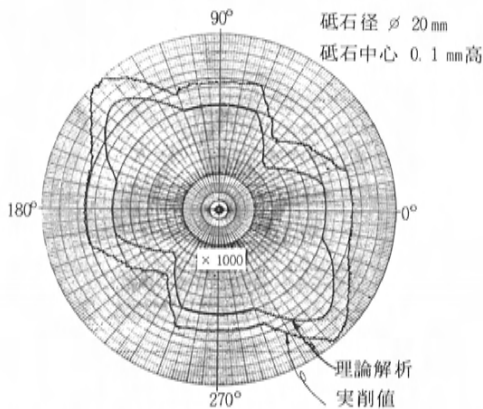


図7 主軸中心に対する砥石中心とフォロア中心の高さの差が工作物の形状精度に及ぼす影響

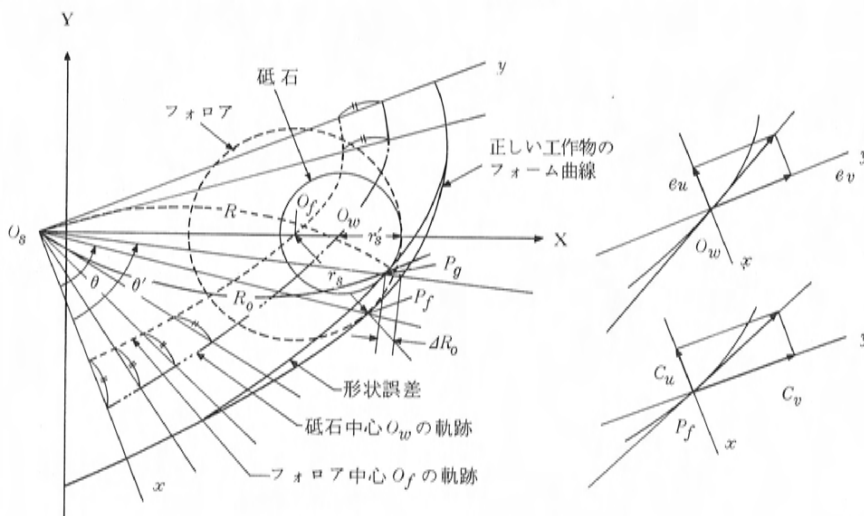


図8 砥石径とフォロア径の寸法誤差

3.3 砥石径とフォロア径の寸法誤差

砥石径とフォロア径に寸法誤差がある場合にも, 研削点と倣い位置とがずれ, フォーム形状に誤差が生ずる。図8は, 図6と同様な図であるが, 砥石半径 r_s が減少したにもかかわらずフォロア半径を変化させないで, 砥石を $(r_s - r_s')$ だけ切り込んで研削した状態を示す。この場合, フォロア中心 O_f と砥石中心 O_w とはX軸方向に $(r_s - r_s')$ だけずれたことになり, このため倣い位置 P_f と研削点 P_g とが一致しない。この両者の寸法誤差による形状誤差は, 砥石中心 O_w と研削点 P_g とを書き直すことにより, 先ほどと同様に求めることができる。

ここに, 砥石中心 $O_w(x_w, y_w)$ はフォロア中心 $O_f(x_f, y_f)$ よりX軸方向に $(r_s - r_s')$ だけずれているので,

$$x_w = x_f + \frac{x_f}{\sqrt{x_f^2 + y_f^2}} \cdot (r_s - r_s') \quad (6)$$

$$y_w = y_f + \frac{y_f}{\sqrt{x_f^2 + y_f^2}} \cdot (r_s - r_s')$$

これより, 研削点 $P_g(x_g, y_g)$ は,

$$x_g = x_w + \frac{e_v}{\sqrt{e_u^2 + e_v^2}} \cdot r_s' \quad (7)$$

$$y_g = y_w - \frac{e_u}{\sqrt{e_u^2 + e_v^2}} \cdot r_s'$$

この形状誤差は一般に, 工作物の曲率が大きく変化する $20 \sim 70^\circ$, $110 \sim 160^\circ$ 付近で顕著に現われ, 砥石径の方が小さい場合には切り残し, 大きい場合には切り過ぎとなる。

図9に、前述の工作物について、砥石径がフォロア径より小さい場合の理論解析の結果と、実削結果を示す。

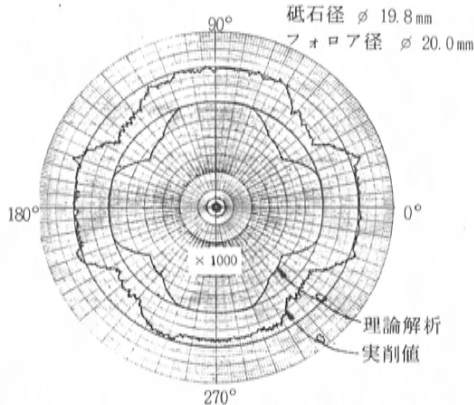


図9 砥石径とフォロア径の寸法誤差が工作物の形状精度に及ぼす影響

3.4 倣い加速度と研削点移動速度の変化

非真円工作物の加工においては、主軸本体の倣い運動による倣い加速度が発生する。この倣い加速度は、工作物一回転中にも複雑に変化し、倣い加速度による慣性力は、テンプレートとフォロアの押し付け力を変動させる。このため、正確な倣い運動からずれを生じ、フォーム形状が崩れる。この倣い加速度は次のようにして求めることができる。

図10において、砥石中心 O_w を (x_w, y_w) とすれば、

倣い量 X_1 は、

$$X_1 = \sqrt{x_w^2 + y_w^2} - X_0 \quad (8)$$

ここに、 x_w, y_w は式(2)で表わされ、 X_0 は工作物の任意角度における初期値である。式(8)より、倣い加速度 d^2X_1/dt^2 は

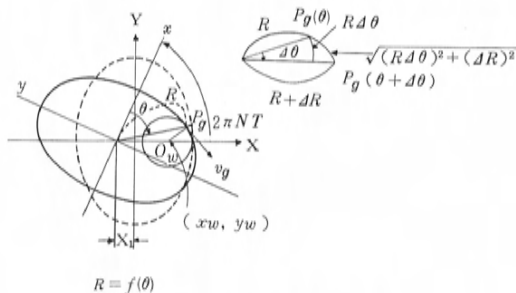


図10 倣い量 X_1 と研削点移動速度 v_g

$$\frac{dX_1}{dt} = \frac{dX_1}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (9)$$

ここに、 $d\theta/dt$ は工作物回転速度 N を用いて、

$$\frac{d\theta}{dt} = 2\pi N \left\{ \frac{x_w^2 + y_w^2}{x_w \frac{dy_w}{d\theta} - y_w \frac{dx_w}{d\theta}} \right\} \quad (10)$$

これより、倣い加速度 d^2X_1/dt^2 は、

$$\frac{d^2X_1}{dt^2} = \frac{d^2X_1}{d\theta^2} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{dX_1}{d\theta} \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (11)$$

図11は、前述の工作物について、倣い加速度を理論的に求めた結果である。20°～35°、145°～160°付近で切り残し、55°～70°、110°～125°付近で切り過ぎによる形状崩れが出ることが予測される。図12は実機において測定した倣い加速度である。

この倣い加速度は式(11)より明らかなように、工作物回転速度の二乗に比例して大きくなる。図13は、図11において加速度の最大となる60°付近の値を、工作物回転速度を変えて表わしたものである。この倣い加速度が大きすぎると、倣い加速度による慣性力がテンプレートとフォロアの押し付け力に打ち勝ち、テンプレートとフォロアが離れ、加工できなくなる。このため、工作物回転速度

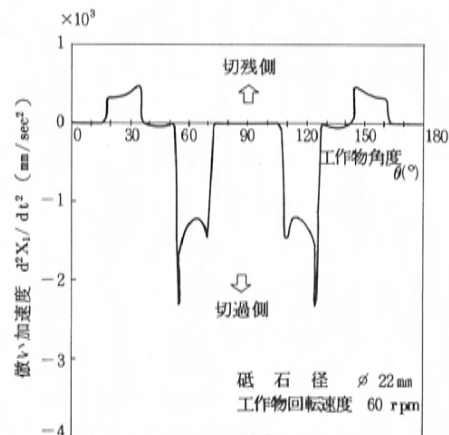


図11 倣い加速度の変化(理論値)

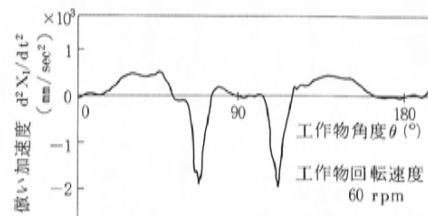


図12 倣い加速度の変化(実測値)

を上げることができないが、主軸剛性を十分に保ちながら主軸本体の軽量化を図ることにより、工作物回転速度を上げること成功した。

フォーム形状に影響を与えるもう一つの要因として、工作物が非真円形状であるため、工作物の回転中心と研削点との距離が変化することにより生ずる研削点移動速度の変化が挙げられる。研削点移動速度も工作物一回転中に複雑に変化し、研削点移動速度が速い部分では切り残し、遅い部分では切り過ぎとなり、フォーム形状を崩す。

この研削点移動速度 v_g は、図10より、

$$v_g = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta t} \sqrt{(R \cdot \Delta \theta)^2 + (\Delta R)^2}$$

$$= \sqrt{f(\theta)^2 + \left(\frac{df(\theta)}{d\theta} \right)^2} \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (12)$$

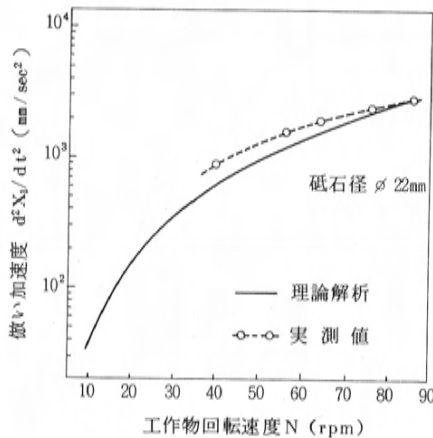


図13 工作物回転速度による微い加速度の変化

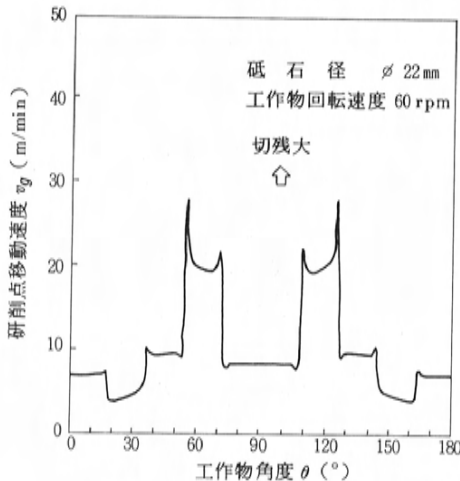


図14 研削点移動速度の変化

図14は、前述の工作物について、研削点移動速度を理論的に求めた結果である。微い加速度とは逆に、20°～35°、145°～160°付近で切り過ぎ、55°～70°、110°～125°付近で切り残しになると予測される。

図15、16は、別の工作物について、微い加速度と研削点移動速度の変化を示したものである。図11、14はともに急激な変化が見られるのに対し、図15、16は変化がなめらかであり、微い加速度と研削点移動速度の変化による形状崩れは顕著に現われないものと考えられる。

図17に、図11、14の工作物について、工作物回転速度が23 rpmと41 rpm の場合の研削形状精度を示す。55°～70°付近で工作物回転速度が23 rpm の時には、研削点移動速度の影響の方が強いために切り残し、41 rpm の時には、微い加速度の影響で切り過ぎとなっている。

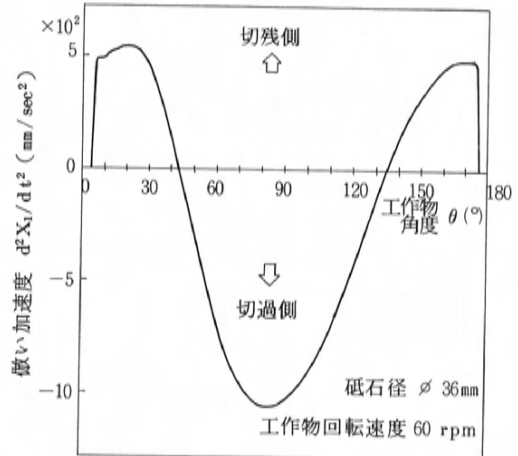


図15 微い加速度の変化

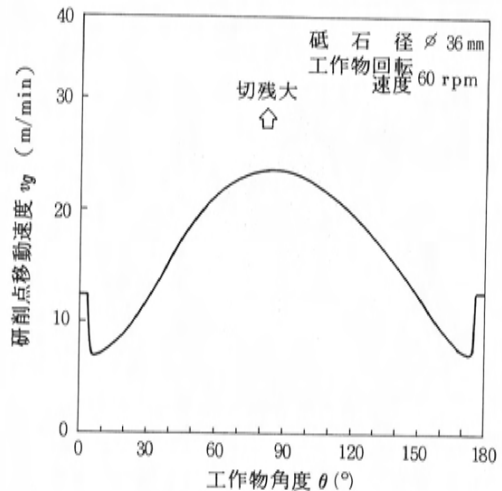


図16 研削点移動速度の変化

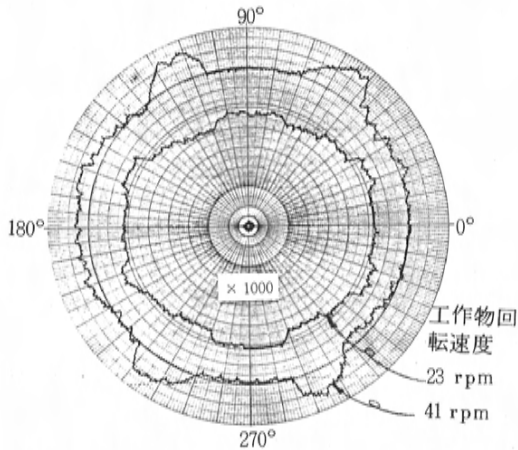


図17 倣い加速度と研削点移動速度の変化が工作物の形状精度に及ぼす影響

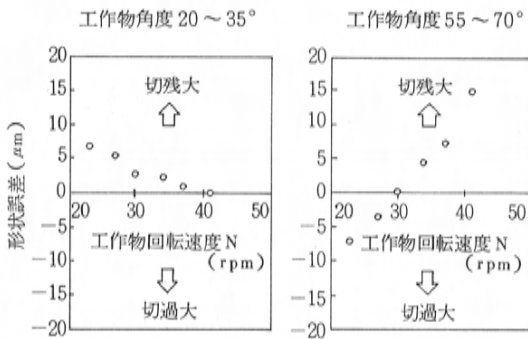


図18 工作物回転速度による形状誤差の変化

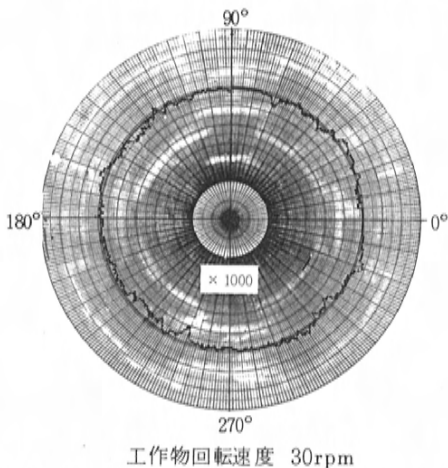


図19 倣い加速度と研削点移動速度の変化が工作物の形状精度に及ぼす影響

図18は、工作物角度 $20 \sim 35^\circ$ 付近と $55 \sim 70^\circ$ 付近における形状誤差の大きさを、工作物回転速度を変えて描いたものである。これより、工作物回転速度 30rpm で加工した時、フォーム形状が最も良いと考えられる。

図19に、工作物回転速度 30rpm で加工した時の工作物形状を示す。両方の影響が打ち消されて良好な形状が得られている。

4. 加工の実際

4.1 テンプレートの加工

実機での加工においては、倣い加速度と研削点移動速度の変化による工作物の形状崩れを、理論解析により予測し、工作物の加工基準となるテンプレートに補正を行っている。このテンプレートは、マザープレートと呼ばれる手仕上げにて作成されたテンプレートをもとに、本機にて加工し、作成される。この時、主軸中心に対する砥石中心とフォロア中心の高さ、砥石径とフォロア径

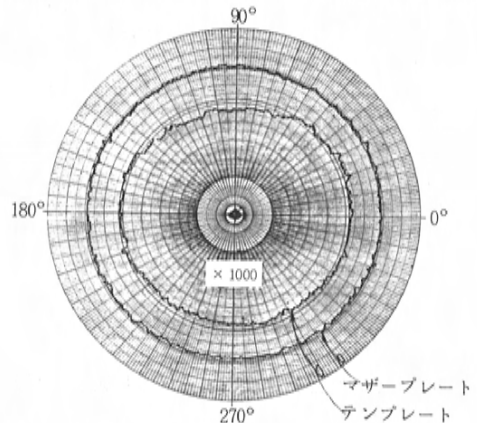


図20 マザープレートとテンプレートの形状精度

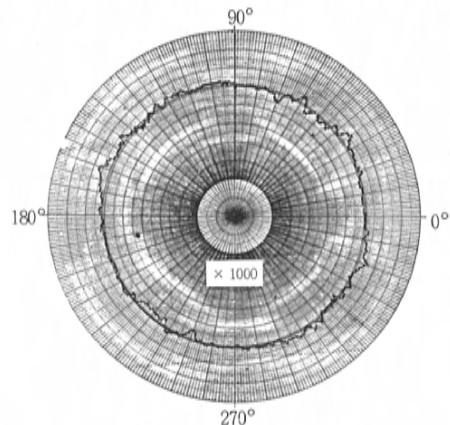


図21 工作物の形状精度

の寸法が合っていることはもちろん、倣い加速度と研削点移動速度の影響を小さくするため、主軸の回転速度を下げ、切り込み速度も低くして切り残しをなくすように加工する。

図20に、マザープレートと、そのマザープレートをもとに加工したテンプレートの形状精度（テンプレート補正形状からの誤差）を示す。マザープレートと同程度のテンプレート形状が得られている。

4.2 工作物の加工

工作物の加工は、加工能率と形状精度を考慮し、荒、仕上げ加工で工作物回転速度を変えて加工する。荒加工では形状精度に留意せず、工作物回転速度を可能な限り上げ、切り込み速度も速くして加工し、仕上げ加工では形状精度を整えるため、工作物回転速度を下げ、ゆっくり加工する。

図21は、図20のテンプレートをもとに、工作物回転速度を荒加工75rpm、仕上げ加工30rpmで加工した工作物形状を示す。非常に良好な結果が得られていることがわかる。

5. お わ り に

非真円内面の倣い研削加工において、形状精度に影響を与える要因として、

- (1) 主軸中心に対する砥石中心とフォロア中心の高さの差
- (2) 砥石径とフォロア径の寸法誤差
- (3) 倣い加速度と研削点移動速度の変化

などがある。これらについて理論解析した結果、実験結果と極めてよく一致することがわかった。

この結果をもとに、本機には様々な改善を施し、現在、国内の同業他社にないユニークな商品として、各方面で御愛顧をいただいているが、今後とも高精度化、高能率化をめざしより一層努力して行く所存である。

解説・紹介

22

大物パネル加工用コンビネーションプレスラインの開発

Development of Combination Press Line for Large One Piece Panel

山崎 久男^{*1} 穴山 敏文^{*2}
Hisao Yamasaki Toshifumi Anayama

銅銀 文夫^{*3} 柳 迫 正雄^{*4}
Fumio Dogin Masao Yanagisako

要 旨

最近の新車開発において、商品性の向上やコストダウンのために、ボデーを構成する大物プレス部品の一体化加工の要望が強くなりつつある。大物部品の一体化は、加工設備の大型化が必要となり、また、部品の寸法、重量が増大し、作業者での取り扱いが極めて困難である。

本稿で紹介するプレスラインは、大物部品の一体化加工に対応するために、当社宇品プレス工場に新設された世界最大のコンビネーションプレスラインである。シート材の供給から、プレス加工、パレタイズ、更に車体組立ラインでのパレットからの部品取り出しまでを全自動化したもので、このクラスでは他の自動車メーカーでも類を見ない。

Abstract

In order to improve the customer acceptance of motor vehicles and reduce their costs, one-piece pressing of large panel items forming the vehicle body is getting more and more in demand in the recent development of a new model. The pressing work of large one-piece panels requires a large pressing equipment, and the expanded size and weight of the large one-piece panels make it extremely difficult for the operator to handle the panels manually.

In this report, we introduce the world's biggest combination press line, which recently went into operation at the Ujina Press Shop of Toyo Kogyo to meet the need of pressing large panels one piece. This press line is fully automated, from loading of sheet metal, pressing and palletizing to taking pressed panels out of pallets to set them on the assembly jigs on the body assembly line, and is unprecedented in this class among the automobile manufacturers.

1. 開発の背景

ボンゴタイプのワンボックスカーにおいても乗用車的指向が強くなり、外観品質も、より高級感を要求されるようになった。また、一般の車のボデーにおいても高品質化と生産性は、これまで以上のものが要求されている。これらに対応するため、図1に示すようにルーフパネルやサイドパネルなどの大物部品の一体化加工を計画した。

大物部品の一体化により、パネル寸法、重量が増大し搬送時の剛性が乏しくなるため、作業者での取扱いは安全面や品質維持の面で困難となる。この解決には、シート材の供給、プレス加工、パレタイズ、車体組立ラインでのパネルの取出し、アセンブリ治具へのセットまで全自動搬送システムの開発が必要であった。また、このような超大物部品が加工できるプレスラインとその周辺設

備も新たに必要となってきた。

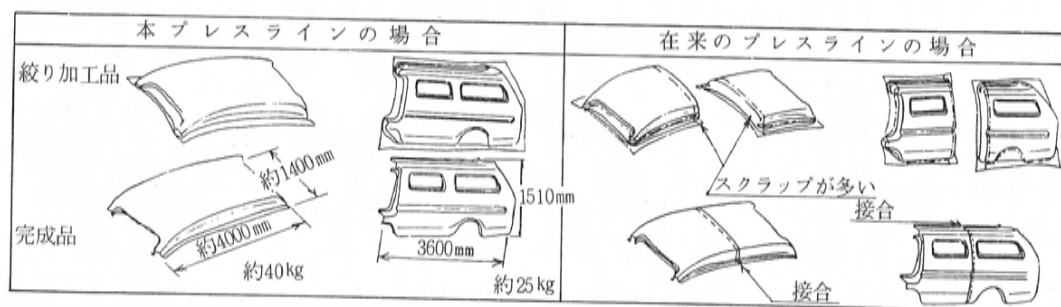
2. プレスラインの選定

本プレスラインの開発において重要なことは、トランスファプレスラインか、タンデムプレスかの選定であった。これは、今回の計画が表1に示すように、これまでの常識を越えた大型プレスラインであり、当社はもちろん他の自動車メーカーにも今まで類を見ないため、技術力、生産性、経済性、品質維持などあらゆる点で、両者の得失を検討する必要があった。

① 超大型トランスファプレスの設計、製作、搬入、据付は技術的に十分可能で、費用的にもタンデムプレスラインと同等以下である。

* 1, * 2, * 3 第3生産技術部プレス技術課

* 4 第3生産技術部車体技術課



一体加工による品質面のメリット

- 外観品質の向上。
- 接合部の防錆・防水に有利。
- パネルの寸法精度向上に有利。
- 重量の軽減。

一体加工によるコスト面のメリット

- スクラップが少なくなり、材料費節減。
- プレス加工費節減。
- 接合費が不要となる。
- 治型具費の節減。

図1 大物部品の一体化と在来の加工法

② 超大物部品の搬送性においては、試作パネルにより搬送テストを行った。タンデムプレスラインでのバキュームアームやフォークでの搬送より、トランスファプレスでのフィンガによる搬送方法が、品質の維持や安定性において優れていることが判明した。

③ ルーフパネルのような深絞り部品を成形するにはダブルアクションプレスが望ましく、これと生産性に優れたトランスファプレスとの組み合わせによるコンビネーションプレスラインにすることで、成形の安定化と高い生産性が確保できる。

④ コンビネーションプレスラインとタンデムプレスラインを比較すると、表2のようにコンビネーションプレスラインに優位性がある。

以上の検討から、超大型トランスファプレス時代の先駆となるべく、世界最大のコンビネーションプレスラインの開発に挑戦した。

3. コンビネーションプレスラインの概要

3.1 搬送システムの構成

作業者では取扱い困難な超大物部品を、高品質でかつ、高い生産性を実現させるために、全自動システムに取り組んだ。本ラインは、前項で紹介したコンビネーションプレスラインに、材料供給装置、ディスタックフィーダ装置、ターンオーバー装置、トランスファフィーダ装置、オートパレタイズ装置で構成している。図2にその全体図を示す。

3.2 ラインの同期方式とライン速度



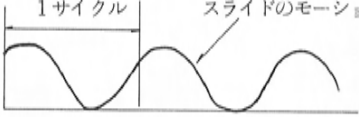
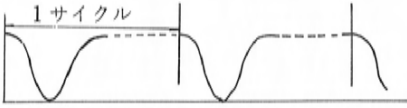
ディスタックフィーダのプッシュ駆動と、ターンオーバーのアンローダ駆動は、ダブルアクションプレスからそれぞれにメカニカル駆動軸を設け、プレスのスライドと完全に同期させている。また、トランスファフィーダも

トランスファプレスとメカニカル駆動軸で連結され、プレススライドとフィーダのモーションを同期させている。これによって、両者は干渉することなく無駄のない動作となり、ライン速度の向上に効果的である。ダブルアクションプレスとトランスファプレスは電気的に連結され、同期ずれを自動制御しながら、毎分6

表1 本プレスラインと在来の最大級トランスファの比較

項 目	本 プ レ ス ラ イ ン		在来トランスファプレス
	ダブルアクションプレス	トランスファプレス	トランスファプレス
能 力 (トン)	2000×800	3500	3000
ボ ル ス タ 寸 法 (mm)	2200×5500	4200×5400 4200×5400	3600×2300 5400×2300
シ ー ト 材 寸 法 (mm)	Max 1800 × 4400		Max 1600×1800
フィードストローク量 (mm)	—	2100	1800
クランプストローク量 (mm)	—	550	400
フィードバー内幅 (mm)	—	Max 4600	Max 2100
機 械 重 量 (トン)	約 700	約 1700	約 1000

表2 コンビネーションプレスラインとタンデムプレスラインの比較

項 目	コンビネーションプレスライン	タンデムプレスライン
構 成		
設 備 費	0.85 ~ 0.9	1
据 付 面 積	0.85	1
構造上の比較	<p>プレスのスライドとフィーダがメカニカルに連結され、両者は干渉することなく、無駄のない動作で連続運転できる。</p> 	<p>各プレス及びフィーダはそれぞれに駆動モータを有し、電気的信号で制御されるが、干渉防止のための余裕が必要で個々には速い速度で作動しても断続運転のためライン速度は上げにくい。</p> 
段 取 性	アイドルステーションが少なく有利 0.7	1
生 産 性	プレス速度=ライン速度 1.2	プレス速度の約 1/2 のライン速度 1
品 質 保 証	<p>プレスの連続運転で成形速度が遅く、カグリ防止や異物の吸込みによる圧痕防止に有利。</p> <p>搬送はパネルの両端をクランプし、外板面に触れないので品質維持に有利。</p>	<p>スライド速度が早く、カグリの発生やスライド上昇時の異物を吸込みによる圧痕を生じやすい。</p> <p>搬送は外板面を吸着し、アイドルステーションが多く、パネルの脱着による品質ダウンを生じやすい。</p>
省 エ ネ ルギ	<p>プレスを連続運転するため起動停止のロスが少ない。</p> <p>パワーユニットが少なく消費エネルギーも少ない。メンテナンス費も有利。</p> <p>0.6</p>	<p>サイクル毎にプレスを起動、停止するためエネルギーロスが大で、クラッチやブレーキも消耗が早い。パワーユニットも多く、省エネルギーやメンテナンスに不利。</p> <p>1</p>
作 業 環 境	スライド速度が遅く、タッチ音、振動が小さい。	スライド速度が速く、タッチ音や振動が大きい。

※表中の指数は、タンデムプレスラインを1とした比較。

～12サイクルの速度でライン全体が一体の機械のように作動する。オートパレタイザはプレスのロータリカムから電気信号を受けて、プレスと同期して最適なタイミングで作動する。また、金型に内蔵するエア機器へのエアの供給タイミングは、ライン速度に応じて変化できるよう自動進角機能を有している。

3.3 オートダイチェンジ

本プレスラインは、全自動化によって省人化を図り、段取り人員も大幅に少なくなっている。また、近年段取り時間の短縮が広く叫ばれているため、金型の交換作業

に、オートダイチェンジシステムを採用し、20～40トンの重量をもつ金型5組を1つの押釦で数分のうちに組替えてできるようにした。更に、エア源やインタロック用配線の自動接続、スクラップホッパーの自動開閉、パレタイザのパレット位置決めストッパの自動位置設定など大幅な自動化を行った。

3.4 各設備・装置の仕様

(1) コンビネーションプレス

コンビネーションプレスは、ダブルアクションプレスとトランスファプレスにより編成されている。プレス機

表 3 ラ イ ン 構 成

材 料 供 給 装 置	ディスタックフィード装置	ダブルアクションプレス	ターンオーバー装置	トランスファプレス	オートパレタイズ装置
○材料リフト ○クレーンセーバ ○空スキット回収コンベア	○ディスタック ○シート洗浄装置 ○シートローダ	○ダブルアクションプレス	○アンローダ ○ターンオーバー	○トランスファプレス ○トランスファフィーダ ○排出コンベア	○センタリング用リフト ○キャリッジ ○スタッカ及びサブスタッカ ○パレット交換装置

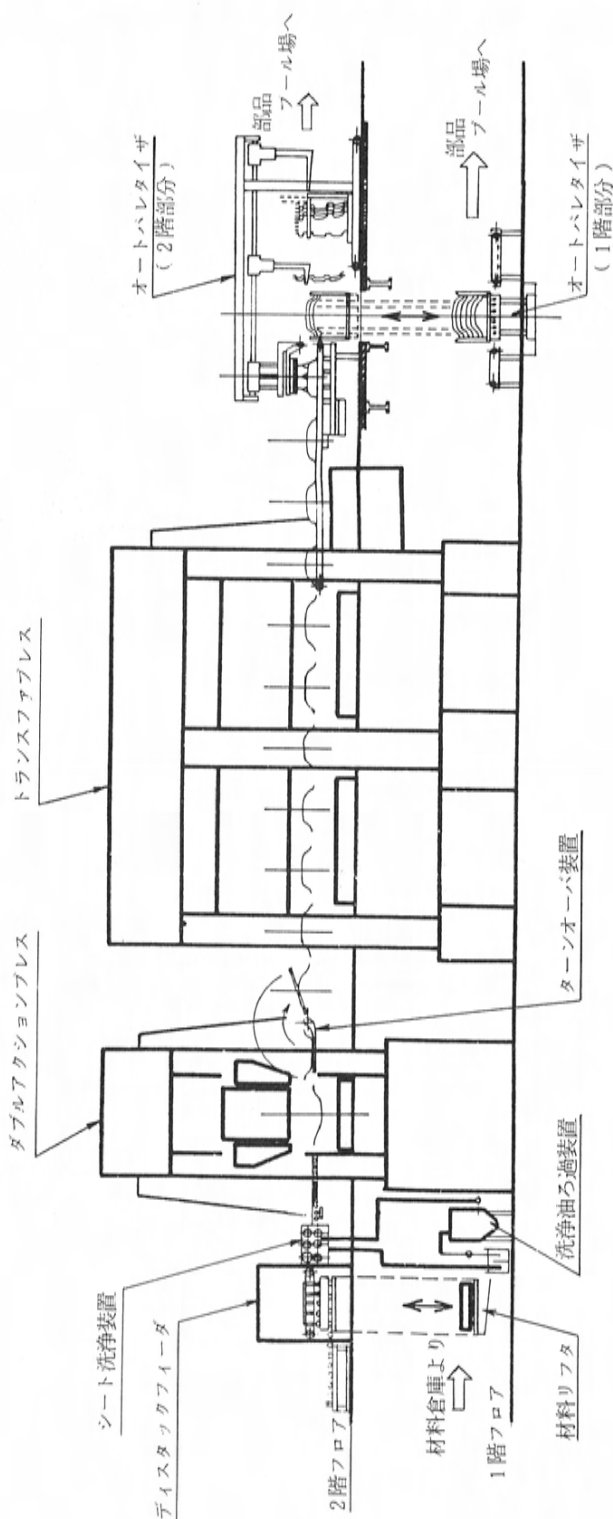


図 2 超大型コンビネーションプレスラインの全体図

械の基本仕様は、加工部品の大きさ、成形圧力、加工工程数などから決まってくる。本プレスラインは、ボデー部品を加工するプレスとしては最大級で、ダブルアクションプレスの能力は、2000トン×800トンであり、また、パネル精度向上のため、インナスライドの能力を特に大きくした。トランスファプレスは1、2ステーションは2000トン、3、4ステーションは1500トンの2スライドとした。表1に主な仕様を示す。

(2) 材料供給装置

宇品プレス工場は、2階にプレスラインを配置しているため、1階からシート材を持ち上げ、ディスタックフィーダのシートピックアップ位置に供給しなければならない。本プレスラインで加工する部品のシート寸法は最大4400mm×1800mm、シートスタック重量は6トンもあり、在来プレスラインのようなクレーンでの吊り上げは、シートの変形、荷くずれなどの問題を生じるため、専用のリフタを設けた。

材料リフタで持ち上げられたシートスタックは、チェーンコンベアで所定位置に搬入する。シートスタックは汎用のスキッドに乗せて搬送し、空になったスキッドは、自動的に回収コンベアによって再び材料リフタに積み込まれ、1階の材料供給口に戻ってくる。この材料供給装置には、3山までのシートスタックがプリセット可能で、材料供給作業の平準化と将来の無人化運転への足掛りとしている。

(3) ディスタックフィーダ装置

材料供給装置によって、ピックアップ位置に搬入されたシートスタックから、一枚づつシートをバキュームカップで吸着し、マグネットコンベアによって洗浄ユニットに送る。洗浄ユニットでは、新開発の洗浄油吐出機能により従来の2倍の能力でシート洗浄が行われる。洗浄されたシートは、センタリングステージで位置決めされ、プッシャのジョーでクランプして、ダブルアクションプレスの金型内に搬入される。

(4) ターンオーバー装置

ターンオーバー装置は、ダブルアクションプレスから絞り加工されたパネルを取り出すアンローダと、取り出したパネルを反転するターンオーバーで構成する。

アンローダは、2本のクランプジョーを持ち、ダブルアクションプレスとメカニカルに連結された駆動軸で作動する。ターンオーバーは、アイドルステーションを少なくするため1サイクル内で180°反転できるようにパネルをクランプして反転するターンアームと、ワークを受け取

るレシーブアームの2組のアームを設け、DCサーボモータにより駆動する。反転の不要なパネルを加工する時は、セレクトスイッチで停止できる。図3はターンオーバー装置を示す。

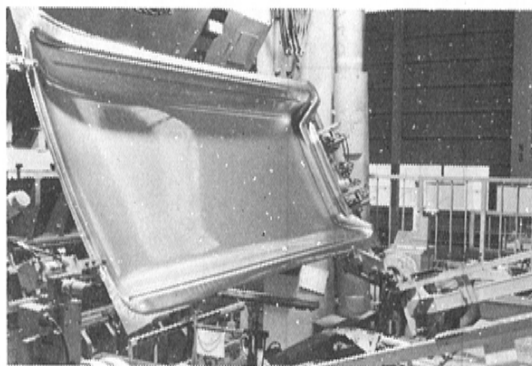


図3 ターンオーバー装置

(5) トランスファフィーダ装置

超大型トランスファプレスのフィーダとして、プレスの駆動軸とメカニカルに連結されたカム機構により、フィードバーにクランプ、リフト、アドバンス、ダウン、アンクランプ、リターンのモーションを与える。フィードストローク量、クランプストローク量、フィードバー内幅は、在来プレスの仕様を大幅に越えたものである。フィードバー内幅は、2500～4600mmの間8段階に調整でき、ファミリアのフロントフロアクラスからボンゴのルーフまでの、中物から超大物部品が加工できる。

(6) オートパレタイズ装置

パレタイズ作業の自動化は、プレス加工の中で最も合理化の遅れた分野である。当社においても、現在フロアパネルなどの一部の内板部品のオートパレタイズが行われている程度である。

本プレスラインでは、人間による取り扱いが困難な大物部品を生産性の高いコンビネーションラインで加工するため、パレタイズの自動化がどうしても必要であった。このパレタイズ装置の能力が、本プレスラインの生産レベルを決定している。しかも、加工対象部品の特性から、パレタイズ荷姿は4タイプが必要である。ルーフパネルを対象とした平積式、フロアパネルやクォータパネル用の直積式、サイドパネルやリアフェンダパネル用として串刺式、そして将来を展望した立積式である。本自動パレタイズでは、所定の荷姿に積み込む機能と、充パレットと空パレットの入替中にもプレスラインを停止するこ

となく連続的にパレタイズする機能を、各パレタイズモータに設け高い生産効率を確保している。

(7) オートサプライ装置

新型ボンゴの車体組立ラインでは、ボデーの長さ、高さが大きく異なるシリーズ車を、同一ラインで生産している。サイドパネルやルーフパネルは大物で搬送時の剛性が比較的低くまた、種類も多く、生産指示に従ってラインサイドの容器から組立ラインへ、変形しないよう搬送するためには種々の課題があった。

例えば、サイドパネルは12種類あり、パネルの長さも1600～3600mmと幅があり、平置きでは自重で大きく変形する。このパネルを容器から取り出し組立ラインへ搬送するために、4自由度を有する自走式の電動マテハンロボットを開発した。このロボットは、パネルの搬送時の剛性が十分でないことから、吊り下げた状態で搬送するもので、2個のフィンガとパネルの大きさによって吸着位置を変える8個のパキュームパットで、パネルを保持するようにしている。ラインサイドに配置した12種類のパネルの前を、生産順序に従って所定の位置まで自走し、パネルの有無を検出して取り出す構造にしている。また、12種類のパネルの配置長さは36mと長く、生産タクト内でパネルを供給するためにマテハンロボットには80m/minのスピードで走行する能力を持たせている。

4. 本プレスラインの特徴

4.1 品質保証体系

先にも述べたように、本プレスラインで加工する対象部品は超大物となり、作業による取り扱いが困難なため、加工ライン内における品質保証システムは、以下に述べる最大限の対策を施し、手直し品の発生を防いでいる。

① 超大物サイズのシートスタックは、鉄鋼メーカーでの製造からシートの表面に塵芥の付着を防止するよう対策を行った。

② シートスタックの搬入は、専用の材料供給装置を設け、シートの変形を防いでいる。

③ シートに付着した異物を除去するために、従来の2倍の能力をもつ強力な洗浄装置を設けた。

④ ディスタックフィーダのプッシュ駆動はアンドドライブとして、上面に防塵カバーを設けて異物の付着を防止した。

⑤ ダブルアクションプレスは連続運転するためスラ

イド速度を遅くでき、これによって絞り成形性が向上した。

⑥ ターンオーバーは、ワークをクランプして反転するターンアームにDCサーボモータを採用して、搬送位置の安定化と反転時の作動をスムーズにした。

⑦ トランスファプレスも連続運転によりスライド速度が遅いため、スライド上昇時の塵芥の吸い込みが少ない。

⑧ トランスファフィーダは、アイドル工程が少なく搬送が安定しているため、搬送中の品質低下が少ない。

⑨ オートパレタイズをはじめ全自動化により、品質の安定化を図った。

4.2 小ロット生産への対応

最近の車では、ワイドバリエーション化され、プレス加工域も多種中量生産で小ロット化が必要となってきた。1直で5～7回の段取り替えが行われるため、内段取り、外段取り時間の短縮が重要である。

4.2.1 内段取り時間の短縮

内段取り時間については、オートダイチェンジシステムの項で述べたように、本ラインは、金型交換にオートダイチェンジシステムを採用し、省人化を行っている。また、各種アダプタ、アタッチメントのセット方法にもワンタッチで交換できる新機構を開発するなど、新技術を数多く採り入れている。この結果、超大型プレスラインでありながら短時間での段取り替えが可能となった。

4.2.2 外段取り時間の短縮

ロットサイズが小さく生産速度の速いラインでは、外段取り時間がネックになってくる。当ラインでは特にクレーン工数が不足するため、次の配慮をした。

① クレーンの巻上げ速度をアップして、昇降時間を短縮した。

② 建屋スパンが33mと長いので、運転室を両側に設け死角を少なくし、安全で迅速な操作を可能とした。更に、型セット位置にクレーンが来るとランプを点灯させて、センタ合わせを容易にした。

③ シート材は専用リフトを使用し、クレーンの使用を極力少なくした。

④ 型具重量が大きいので、ボルスタへの型のセット方向と型保管時の方向を同一にし、超大型型具はラインサイドに型具保管場を設けて運搬・セット時間を短縮した。

⑤ 上型はすべてオートクランプを採用し、アダプタプレートを廃止した。

⑥ ボルスタへの下型の締結もオートクランプ(ダブルアクションプレス)や、油圧クランプ(トランスファプレス)を採用し、ボルト締めを廃止した。

⑦ フィンが交換を容易にするため、フィードバーの昇降装置を新たに開発して、外段取り時間の短縮を図った。

4.3 作業環境の向上

よい製品はよい環境で生まれるとの理念から、作業環境にも最大限の努力を注いだ。

① 在来機のプレスラインが有する安全柵やインタロックに加え、更に効果的で確実な安全回路を追加し、自動ダイチェンジ時の安全確認のため、危険範囲内へのセンサ取付け、モニタテレビによる死角確認など、一段と安全への配慮をした。

② 超大型プレスでありながら、プレス本体の騒音は82 dBと極めて低く、振動も小さいプレスラインである。直接作業の全自動化と合わせ、騒音と振動の中での単純繰返し作業から人間を解放し、建屋レイアウトにも自然採光を十分に採り入れ、明るく快適な作業環境を追求した。

5. 反省と将来への展望

世界の自動車業界が注目した超大型コンビネーションプレスラインは、1983年5月より稼動した。しかし、安定性や生産性の一層の向上のため、金型や設備の育成が必要で、その反省点と今後の方向を述べる。

(1) 金型

本プレスラインのような自動搬送ラインでは、工程短縮よりも品質の確保と流れの安定化を最優先させることが大切である。パネルの品質チェックの自動化は極めて困難であり、今後の課題として、当面は材料の選定と工程設定上の事前評価に力を入れ、品質の安定化を図る。

また型具構造も信頼性を考え極力単純化する必要がある。スクラップ処理やパネルの位置決め、カムダイスの作動などは、確実にその機能を発揮すべく設計段階で考慮し、安易に検出装置などに頼るべきではない。

(2) 設備

最近の設備は機械的にも電氣的にも高度化、複雑化してきた。本ラインも最新技術を各所に取り入れている。しかし、プレスラインのような汎用設備でトラブルの検出機能を数多く持たせることは、逆に信頼性に乏しく高機能化にも限度が生じる。例えば、トラブルを想定して設けた検出機能が、不用意にラインを停止させたり、故

障の原因となってくる。金型の項でも述べたように、設備も極力単純化し、異常の検出ではなく、異常そのものの発生を防ぐ努力が必要である。

一方、このような大きなラインとなると、最新のエレクトロニクスを駆使したシステムは必要であるが、万一の故障に対してはバックアップ機能や故障のモニタ、故障部のワンタッチ交換などに十分な配慮が必要である。

(3) パレット

従来のパレットは単なる荷箱のイメージであったが、自動パレタイズ化やパレットからの自動取り出しを図るには、パレットの機能が最も重要になってくる。また、これらの自動化を容易にすることと、物流や保管の効率アップをねらって、パレタイズ個数を多くすることは相反する面もあり、両者の整合を図るにはパレット試作段階での十分な検証が必要である。

将来の方向としてはラインの無人化運転で、これは単なる省人化ではなくラインのより一層の安定化を図ることで、FMS化への対応となる。設備的にはパレットの無人運搬機能を加えれば可能であり、前記の金型や設備の安定化とあいまって、昼の休憩時やシフト間の非稼動時間での無人化運転が可能となる。これからのプレス技術の真価は、この無人化運転にかかっていると考える。

最後に本プレスラインの開発に御尽力を載せた(株)小松製作所を始め、各工事業業者の方々や社内の関係先の諸氏に感謝の意を表わすとともに、今後の飛躍に対する一層のご支援をお願いしたい。

解説・紹介

23

マグナムエンジン加工方法の紹介

Introduction of Manufacturing Method Used for "MAGNUM" Engine

伊藤 勝美^{*1} 三浦 弘資^{*2}
Katsumi Ito Hiroshi Miura

龍田 康登^{*3}
Yasuto Tatsuta

要 旨

Abstract

マグナムエンジンの生産工場は、着工より14カ月の工事期間を経て完成した。本紹介は、この新エンジン工場の概要を、新製造技術を中心に述べたものである。

特に、量的拡大の一途をたどってきたエンジン製造技術も、質的な価値追求への転換を余儀なくされることとなった。このような状況認識にもとづき、新エンジン工場の展開計画立案にあたっては、高品質の維持、高い生産性の確保、多様化への対応、物流システムの改善、省エネルギー・省資源に重点を置いた。これら重点を置いた事項に対する具体的取組み内容を紹介する。

The factory for production of the Magnum Engine was completed after the construction period of 14 months from the start of the work. This report depicts the outline of this new engine factory with an emphasis on the new adopted manufacturing techniques.

What was conspicuous is that within the engine manufacturing techniques, the mainstream shifted from, the pursuit of ever growing quantity to that of high quality. With this situation in mind, the maintenance of high quality securing of high productivity, meeting of the needs for diversification, improvements in physical distribution system, energy saving and conservation of resources were emphasized in the expansion plan of the factory. The embodiments of those priority items are explained below.

1. は じ め に

新型カペラ及び新型ボンゴに搭載されているマグナムエンジンは、従来の1600cc～2000cc (NA, VC, MA型エンジン)に代わる新世代のエンジンとして、FF(前輪駆動)及びFR(後輪駆動)用に開発された。このエンジンの生産にあたるエンジン工場は、本社工場宇品地区に、工場建屋を増築し、機械加工設備、エンジン組立設備を新設することにより、1981年2月から1982年4月までの14カ月を要して完成した。本稿では、新エンジン工場展開にあたり、特に重点を置いた事項を中心に、エンジン構成部品の加工方法について紹介する。

自動車業界を取り巻く環境は、この10年間で大きく変化しており、経済環境、ユーザの指向変化とともに、エンジン自体はもとより、エンジン製造技術においても、量的な拡大から質的な価値の追求に向かわざるを得ない状況となっている。このような環境を認識した上で、新

エンジン工場展開にあたり、次のような事項に重点を置いた。

(1) 高品質の維持

ユーザの行動変化は、「使い捨て」から「永く愛用する」という方向に変わり、また、ユーザの製品を見る目も肥えてきたこともあいまって、品質に対する要求が非常に厳しくなっており、製品の品質が重要度を増してきている。このため、高品質を工程内で作り込むということを柱に、フルプルーフの設置、工具の自動補正機構の設置、仕上面性状の管理に重点を置いた。

(2) 高い生産性

自動化による省人化ということだけでなく、徹底したムダ排除が重要視されてきている。そこで、非切削時間の短縮、搬送速度の向上、工具寿命の延長、歩行のムダを省いた設備レイアウトの改善などを行った。

(3) 多様化対応

ユーザの好みの変化、また、海外市場の広域化にとも

*1, *2, *3 第2生産技術部発動機技術課

ない、多様化は避けがたく、少種多量生産から多種多量生産への変換が必要となっている。多種多量生産実現のため、自動段取替機構の導入、NC工作機械の導入、産業用ロボットの導入を積極的に行った。

(4) 物流システムの改善

ムダの排除という観点から、積み替え作業の排除、フォークリフトによる荷役作業の撤廃を中心に、前後工程を含めた物流の合理化をすすめた。

(5) 省エネルギー

油圧ポンプの節電運転、エアの間欠噴射、搬送装置の間欠運転などを全設備に適用し、エネルギーの節減を行った。

2. 建屋構造と工場レイアウト

新エンジン工場は、旧工場の一部 (7,700 m²) と、建屋増築 (14,500 m²) 部分の、合計 22,200 m² に展開された。新増築建屋は、土地の有効利用を図るため建屋の一部を二階建構造とし、変電設備、配電盤室、空調機室などを二階に配置した。また、市街地の工場立地ということを考えて、建屋全体に防音対策を施し、工場外への騒音流出を抑えた。図1に増築建屋の外観を示す。



図1 エンジン工場増築建屋外観

工場内の生産ラインの配置は、図2に示すように、エンジン組立ラインを中央に配置し、機械加工ラインとエンジン組立ライン間の物流効率の向上を図った。

また、エンジン組立ラインの両側には、トラック運行用の通路を設け、社外からの部品搬入がラインサイドで行えるようにし、部品のダイレクトサプライを実現した。

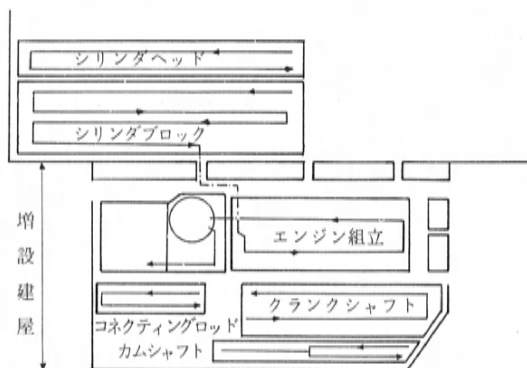


図2 工場レイアウト図

3. 加工方法の紹介

3.1 シリンダブロック

シリンダブロックの加工ラインは、トランスファマシンを主体とした全自動ラインであり、高効率、高品質を達成するため、トランスファ装置はリンク機構を利用したメカニカル駆動方式を採用し、加工ユニット送り装置はDCメカ送り機構を採用している。また、シリンダヘッド合わせ面、オイルパン面、クランクベアリングキャップ嵌合部の加工については、横型複動ブローチ盤を導入した。このブローチ盤は、従来の油圧駆動に代わり、メカニカル駆動を行い、切削速度を60m/minとし、サイクルタイム22.5秒を実現した。更に、全高の異なるシリンダブロック製品群を自動段取替により加工できる機能を有し、ライン全体の高効率化、省スペースに大きく貢献している。図3に自動段取替機構の概要を示す。

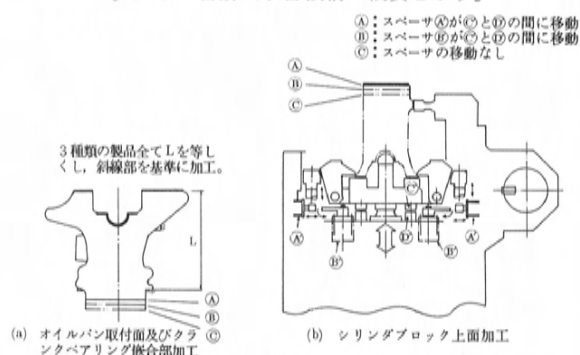


図3 横型複動ブローチ盤における自動段取替機構

シリンダボアのホーニング加工は、その表面性状が、オイル消費、エンジンの信頼性などに重大な影響を及ぼすため、シリンダブロックの加工において最も重要な工

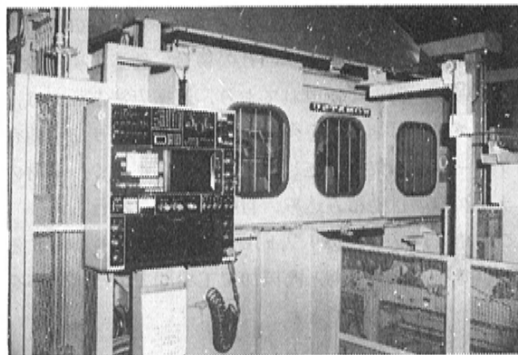


図7 NCクランクシャフト旋盤

る二種類の製品を段取替を行うことなく加工するために、NC工作機を導入している。従来NC旋盤は、背面に刃物台の摺動部が設置され、機械前面から背面へのスルー搬送が不可能であり、製品の着脱は、マニピュレータにより行われていた。本ラインでは省スペース、高能率化を目的として、背面の刃物台摺動部を取り除き、図7のように、機械前面から背面へのスルー搬送を可能にした。このNC旋盤は、クランクシャフト専用開発された機械であり、クランクシャフト中央部をつかんで、ワークドライブを行い、フロントジャーナルとリアジャーナルを同時に切削する機構となっている。

クランクシャフトスラスト軸受部の加工は、従来、研削加工が施されていたが、刃具費用節減と仕上表面性状の向上を目的として、ローラバニング加工を採用した。その結果、図8に示すように、加工表面性状は研削加工に比して、軸受け面としては理想的な形状を得ることができ、また、耐摩耗性を向上させることができた。

3.4 エンジン組立

組立工程は、労働集約型の領域であり、自動化による

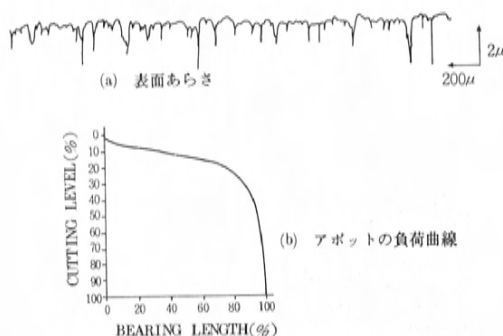
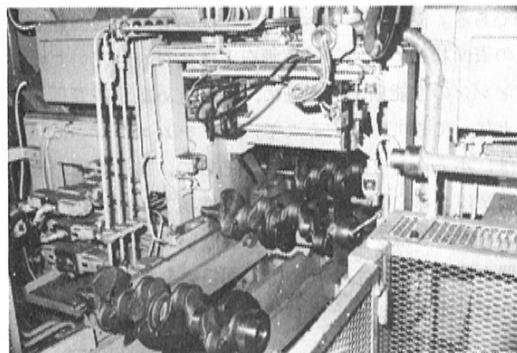


図8 スラスト軸受部表面性状

省人化が望まれているわけであるが、自動組立機導入の技術的困難さ、設備トラブルによるライン停止回避が困難なことから、自動化の推進は図りにくい状況であった。マグナムエンジン組立ラインにおいては、これらの障害を克服するため、図9に示すごとく、自動化領域と手作業領域を分離し、自動化設備トラブル時の手作業領域への移行を行えるようなライン構成とした。

また、ライン全体としては、効率化領域と多様化領域

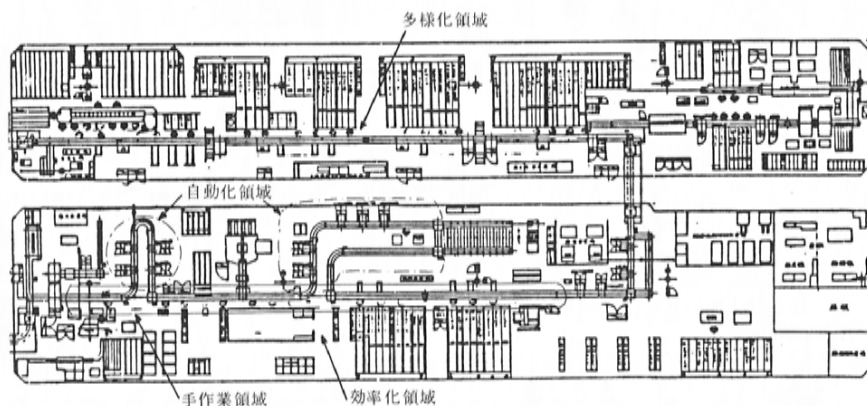


図9 エンジン組立ライン概要

に分離し、効率化領域は、技術的可能性を検討した上で自動組立機の導入を積極的に行い、多様化領域では、多様化要素の多い部品を手作業にて組み付け柔軟性を持たせた。

搬送方式については、自動化領域では、非同期搬送方式を採用し、手作業領域では、非同期搬送方式と同期搬送方式両者の長所を兼ね備えた新搬送方式（当社では、尺取り虫搬送と呼んでいる）を採用した。尺取り虫搬送方式は、図10に示すごとく、同期搬送コンベアのステーションごとにワーク停止装置を設置し、次の製品が到着すると自動的に次のステーションへ搬送される方式である。搬送速度は、1～4 m/minとし、搬送中も組立作業が可能なるよう配慮しており、この方式の採用により、作業ステーションにおける作業ペースのバラツキがライン全体の作業ペースを大きく低下させるという非同期搬送方式の欠点を取り除くことができた。

先に、エンジン組立ラインを、効率化領域と多様化領域に分離し、効率化生産を図ったと述べたが、現在、効率化領域においては、エンジン機種が18種類、多様化領域においては130種類の多種のエンジンが生産されている。多様化に対応するためには、組み付けられる部品に対する情報を正確に、タイムリに伝達する必要がある。

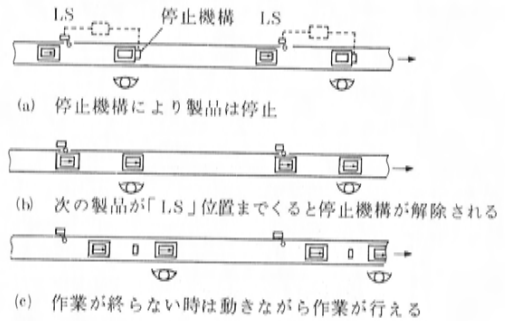


図10 尺取り虫搬送方式

図11は、マグナムエンジン組立ラインの情報伝達システムを示したものである。図に示すように、まず、シリンダブロックラインの終端に、あらかじめインプットされた生産情報が中央コンピュータより伝送され、エンジン機種が自動打刻される。シリンダブロックはその後、エンジン組立ラインへ自動的に搬送され、エンジン組立ライン始端のパターン認識装置により、必要情報がピストン・コンロッドアッシー、クランクシャフト選択搭載用ロボット及びエンジン組立治具パレットに送られる。多様化領域に搬送されたエンジンは、治具パレットのエンジン機種情報及びシリンダブロック上のエンジン機種情報

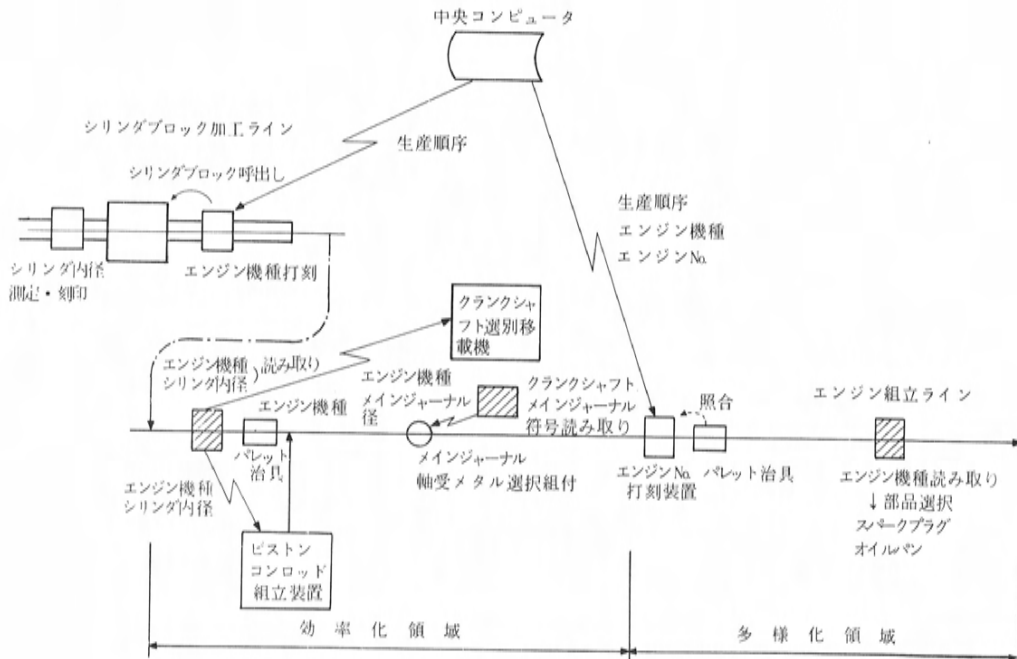


図11 エンジン組立ラインにおける情報伝達システム

と、中央コンピュータからの生産情報を照合することにより、エンジン機種の確認が行われ、エンジンNoが打刻される。以後の工程においては、ブロードキャストカード（図12）により組み付け部品が指示される。

ALCブロードキャスト (E6)

RE64B1 030102 2/22 041131 27 0326-06

LEN 0210033 2nd エンジン No FE =103713

22 0326 FA G FF

FE02 000

ガイド	エンド	ホイル	ドライブ
A	M	R	M
ストレー	PAN	ガスケット	ヘッド
M	A	N	H
タービン	ハンガ	INP	サモス
A	M	A	A
サモス	プラグ	オルタ	ディスク
N	H	BKT	J
フハウ	ベルト	カム	UP
A	M	A	A
カバー	クリップ	INT	クリップ
N	W	A	Y
ポンプ	ホース	オイル	EXY
M	S	F	インシ
エア	WUP	WLO	ディスク
パイプ	M	A	カバー
ファン	オルタ	ベルト	ファン
プーリ	プーリ	プーリ	B

図12 ブロードキャストカード

4. お わ り に

以上、マグナムエンジンの加工方法の概略を紹介してきたが、諸賢に参考になれば幸いである。1970年代を境に、今や二次生産品については、そのほとんどが国際的レベルに達し、欧米先進国の模倣をする時代は過ぎ去りそれぞれの企業に合った創造性のある生産技術が望まれている。今後、この新エンジン工場の設置をベースに、より一層の生産技術面での改善を続けていく所存である。最後に、このエンジン工場建設にあたり御協力いただいた関係各位に感謝の意を表する。

特 許 紹 介

昭和58年度の登録特許より、当社で実施しているもの、今後実施していきたい魅力的なものを、車両、エンジン、製造の各分野から1件ピックアップし紹介します。

自動車の後部座席

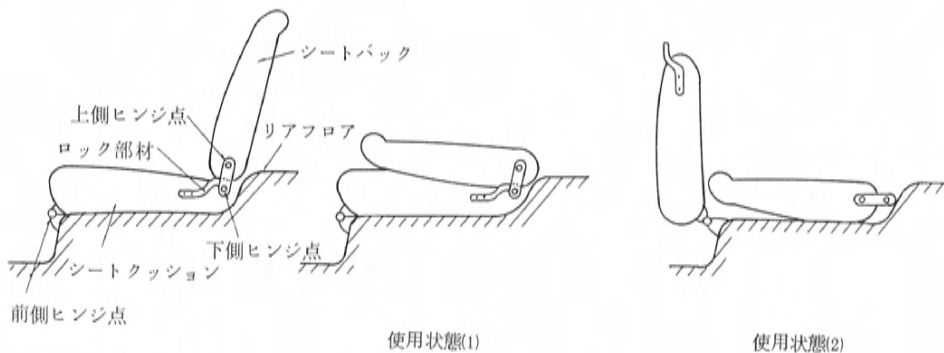
登録番号 特許第1134727号
発明者 浜谷 照夫

<発明の背景>

- ラゲージスペース拡大は、乗用車においても強く求められている。この要請に応じるには、リアシート空間をいかに利用するかが鍵となる。
- 特に、ハッチバック車のリアシートにおいては、シートクッションを前方に跳ね上げて生じた空間に、シートバックを倒し収納することにより、広いラゲージスペースを作る手法がとられている。
- この手法では、シートバックを倒した時、シートバック背面とリアフロアとの間に段差ができ使いにくい面があった。
- この発明は、新型カペラを開発する際、より使いやすいラゲージスペースを作るという狙いのもとに考え出されたものである。

<発明の概要>

- シートバックを倒す際のヒンジ点を、2点設定し、
 - ・シートクッションが通常的位置にある時も、シートバックを倒すことができるように、上側のヒンジ点はリアフロアより高い位置とする。
……使用状態(1)
 - ・シートクッションを跳ね上げた後、シートバックを倒した時、シートバック背面とリアフロアがフラットになるよう、下側のヒンジ点はリアフロアより低い位置とする。
……使用状態(2)
- の2通りの用途を満足させたシート構造である。



ロータリピストンエンジンの吸気装置

登録番号 特許第 1158389 号

発明者 田所朝雄，羽山信宏，赤木年道

＜発明の背景＞

○現在，ロータリピストンエンジン（6 P I & S I エンジン）搭載車に採用されている可変吸気ポートシステム（6 P I システム）は，内燃機関の夢とされていた低速域と高速域で相反する要求の両立を，簡単な機構で具現化し，燃費，出力の大幅な改善に貢献している。

○この発明は，6 ポートインダクションシステムの基盤となる吸気ポートタイミング設定に関するもので，本システムの基本特許といえる。

○6 ポートインダクションシステムは，この特許の他に，30件余りの周辺特許でプロテクトされている。

＜発明の概要＞

○低回転，軽負荷域は，

- ・燃費を良くするため

吸排気のオーバーラップを小さくして吸気行程作動室への排気ガス持込みを少なくすると共にポート開口面積を小さくして燃料微粒化の改善を図る。

- ・トルクを高めるため

吸気ポートのクローズを早めて吹き返しを防止する。

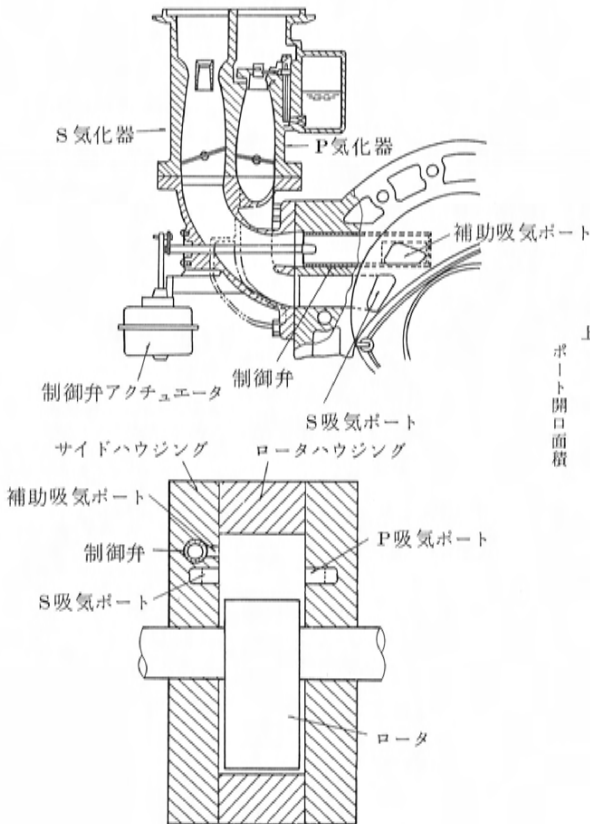
→図中の制御弁を閉塞し，Pポートのみ及びP+Sポートで運転する。

○高回転，高負荷域は，

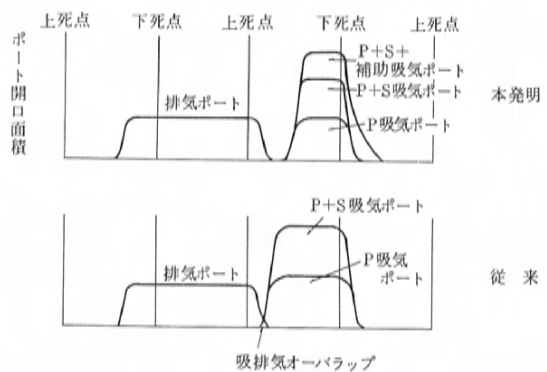
- ・十分な混合気を供給し出力を高めるため

ポート開口面積を大きくすると共に吸気ポートのクローズを遅らせる。

→図中の制御弁を開け，補助ポートからも混合気を供給して出力を高める。



ポートタイミングの従来・本発明の比較



自動車用リッド類の内外板固着方法

登録番号 特許第1151184号

発明者 木村俊男，片岡邦俊，山路義明，岩崎弘美，山下新一

<発明の背景>

○自動車のサイドドア，ボンネット，トランクリッドなどは，内板と外板を重ね合せ，その周辺部を固着して成形する。内外板を固着するには，外板周辺部をヘミング成形して内板に取付けた後，スポット溶接するのが一般的な方法である。

○この方法では，溶接チップの圧痕や溶接熱による変形が，外板に生じるため，溶接後に外板の仕上げ工程を設けなくてはならないのがネックとなる。

○本発明は，上記ネックの解消を狙い考え出されたもので，現在，ファミリア，カペラの他，ほぼ全車種のリッド類の溶接ラインで実施されている実用的な技術である。

<発明の概要>

○溶接チップによる圧痕をなくすため

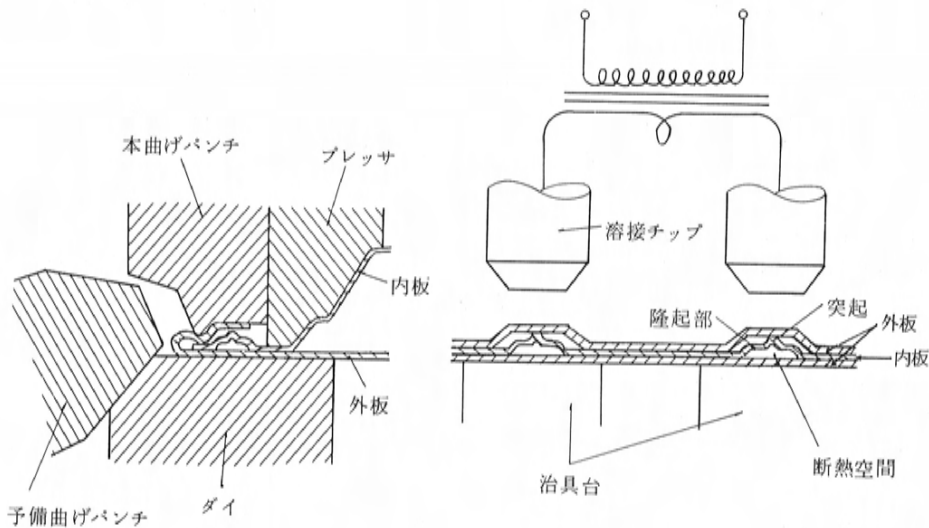
・内板周辺部に所定間隔をあけて隆起部をプレス成形し，内板の剛性を高める。

・隆起部に突起をプレス成形し，プロジェクション溶接の形態として溶接チップ加圧力を減少する。

○溶接熱による変形をなくすため

・隆起部と外板との間に断熱空間を作る。

・マルチスポット溶接を行い，外板側に流れる電流を少なくする。



社外への発表論文一覧表（昭和58年1月～12月）

1. 社 外 講 演

	題 目	所 属	氏 名	講 演 大 会	発表日
海外	Application of Acoustic Intensity Measurement to High Frequency Interior Noise	技 術 開 発 部 第 2 実 験 研 究 部 同 上 技 術 開 発 部	畑 秀二 宇都宮直正 坂田 英明 高橋 睦	S A E大会 International Congress & Exposition	2. 29
	Contact-Point Method for Measuring Sliding Face Temperature and Its Applications	エ ン ジ ン 設 計 部 同 上 同 上	飯田 義彦 田中 一行 布施 卓	S A E大会 同 上	3. 2
	The Effect of Swirl Control on Combustion Improvement of Spark Ignition Engine	エ ン ジ ン 設 計 部 同 上	長尾 彰士 田中 一行	I M E大会 International Conference on Combustion in Engineering	4. 12
	Plastic Components on Mazda Cars—Present & Future	技 術 開 発 部	青野 俊明	S I T E V ' 83 Technical Symposium	5. 31
	Improvement of Crush worthiness Using Plastic Scale Models	技 術 開 発 部 同 上 第 2 実 験 研 究 部	山下 肇 新谷 英俊 岡田 和之	S A E大会 Passenger Car Meeting	6. 8
	Improvement of Rotary Engine Performance by New Induction System	エ ン ジ ン 設 計 部 同 上 エ ン ジ ン 実 験 研 究 部	沖本 晴男 大関 博 河内 正行	S A E大会 Passanger Car Meeting	6. 8
	Criteria of High Strength Steels for Applying to Automobile Frame Components	技 術 開 発 部	高橋 睦	高張力鋼国際会議	10. 5
	On the Development of Lower Fuel Economy Concept Car with High Performance	技 術 開 発 部	室木 巧	第 2 回 I P C 国際会議	11. 9
	On an Analytical Crush Energy Management of Automotive Structural Components	技 術 開 発 部	竹田 茂幹	第 2 回 I P C 国際会議	11. 9

	題 目	所 属	氏 名	講 演 大 会	発 表 日
海外	One Approach on the Axle Gear Noise from the Torsional Vibration	第2実験研究部 同 上 同 上	中屋敷 彰 久保 一夫 今西 秀樹	第2回IPC国際会議	11. 9
国内	自動車の後輪ステア特性と操舵フ ィーリング	シャシー設計部	渡辺 憲一	自動車技術会	5. 17
		第2実験研究部	田中 建	S 58.春季学術講演会	
		シャシー設計部	渡辺 憲一	自動車技術会	10. 18
		横浜ゴム株式会社	石川浩二郎	S 58.秋季学術講演会	
	有限要素モデルによるシリンダブ ロックの放射騒音計算	第2実験研究部	田中 建		
		エンジン設計部	前川 一生	自動車技術会	5. 17
		同 上	森田 茂	S 58.春季学術講演会	
	ハーシュネスの解析に関する一考 察	エンジン設計部	前川 一生	自動車技術会	12. 9
		同 上	森田 茂	「最近の振動騒音解析技 術と大型車の騒音対策」 に関するシンポジウム	
	ハーシュネスの解析に関する一考 察	シャシー設計部	高田 直人	自動車技術会	5. 18
		第2実験研究部	居倉 伸次	S 58.春季学術講演会	
	ボデー塗膜の耐チップング対策	技術開発部	中浜 忠光	自動車技術会	5. 18
				S 58.春季学術講演会	
	自動車と化学材料	技術開発部	鈴木 哲彦	日本化学会中四国大会	7. 30
	微粒子の生成速度式と濃度予測モ デル	エンジン設計部	中西 和雄	日本機械学会	11. 7
		広島大学教授	広安 博之	中国支部講演会	
	自動車におけるプラスチックの現 状	広島大学	多田 亮一		
		技術開発部	宗藤 厚生	自動車技術会	11. 17
				関西支部講演会	
	シリンダヘッドカバーのFRTP 化	技術開発部	佐藤 英樹	第28回 FRP総合講演会	11. 17
	自動車用新材料の展望	技術開発部	宮里 昭男	金属表面技術協会 秋季セミナー	11. 30

	題 目	所 属	氏 名	講 演 大 会	発表日
国内	高速フーリエ変換装置を使用した ハイポイドギヤ検査システム	第 2 生 産 技 術 部	内田 正男	自動車技術会 「駆動系の生産技術の現 状と将来」に関するシン ポジウム	12. 2
	音響インテンシティ計測による車 室内騒音解析	技 術 開 発 部 同 上	黒角 高志 畑 秀二	電子通信学会 電気音響研究会	12. 13

2. 社 外 寄 稿

題 目	所 属	氏 名	寄 稿 誌 名
自動車用新材料の展望	技 術 開 発 部 同 上	宮里 昭男 河崎 政一	自動車技術 Vol. 37, No. 1
自動車材料	技 術 開 発 部 同 上 同 上	青野 俊明 河崎 政一 宮里 昭男	自動車技術 Vol. 37, No. 6
ターボチャージャ付きロータリエンジンの 構造と特性	エ ン ジ ン 設 計 部	大関 博	自動車技術 Vol. 37, No. 9
複合材を利用したピストン形状決定法	技 術 開 発 部	八木 寿郎	自動車技術 Vol. 37, No. 9
軽量車開発へのモーダルアナリシスの適 用	ボ デ ー 設 計 部	高木 俊昭	自動車技術 Vol. 37, No. 11
パワートレイン計測システム	エレクトロニクス 開 発 部 同 上	渡辺 善仁 角田 鎮男	自動車技術 Vol. 37, No. 11
車外騒音の予測手法について	第 2 実 験 研 究 部 同 上 同 上 同 上	橋本 俊博 野上 孝雄 中田 幹雄 安藤 正登	自動車技術 Vol. 37, No. 12
低騒音エンジン開発のための解析手法	エ ン ジ ン 設 計 部 同 上 同 上	森田 茂 川崎 勝之 梅村 匡一	自動車技術 Vol. 37, No. 12

題 目	所 属	氏 名	寄 稿 誌 名
有限要素モデルによるシリンダブロック の放射騒音計算	エ ン ジ ン 設 計 部 同 上	前川 一生 森田 茂	自動車技術会論文集No. 27
Fundamental Evaluation of Fuel- Efficient Engine Oil	技 術 開 発 部 同 上 エンジン実験研究部 同 上	塚脇 洋二 岩本 信一 西山 晟人 谷岡 利昭	J. S. A. E. Review No. 10
New Mazda Capella (626)	商 品 主 査 室 同 上	田中 誠二 浜谷 照夫	J. S. A. E. Review No. 11
Present State and Future Prospects of Robot Applications to Automotive Production Line	生 産 技 術 開 発 部	元永 隆勇	J. S. A. E. Review No. 11
Rotary Engine Performance Improved Through New Induction System	技 術 開 発 部	室木 巧 羽山 信宏 富永 和憲	J. S. A. E. Review No. 12

編集後記

薄紫色の鳥影に、朱色の大鳥居がひときわ彩やかに写る季節を迎えました。日本三景の一つ安芸の宮島はここマツダ車の郷里の対岸にあり、私たちと同様内外から多くのお客様を迎え、ますます国際色豊かになりつつあります。

昨年私たちは、装いも新たに「マツダ技報」を創刊しました。その後各方面より多くのご意見・ご指導を賜り、本当に有難うございました。技報への期待の大きさを再認識すると共に、こうした活動を通して私たちの主張ができることに編集委員一同大きな喜びを感じます。

さて第2号となりました今回は、技術分野の一つである「快適性」を小特集として取り上げました。「快適性」は車に乗る人にとって身近で、大切な要素のひとつではないでしょうか。本技報を通してマツダの「快適性」に対する考えの一端をくみ取って頂ければ幸いです。

巻頭言は渡辺専務にお願いしました。「今再び企業家精神を」のお言葉は、私たちに大きな励ましと共に警鐘を与えられたものと思います。

今年5月1日より、社名が「マツダ株式会社」に変わります。この機会に一人ひとりが新しい時代に生きることを自覚し、この「企業家精神」を発揮しながら、独創技術の創造を目指して飛躍したいものです。

(編集事務局)

編集委員会

委員長	高橋 昭八郎	
委員	松田 健二	浜谷 照夫
	岡部 逸朗	高木 俊昭
	高島 光正	橋本 俊博
	宮里 昭男	尾首 薫
	日浦 昌俊	
幹事	竹内 元	
事務局	林 栄作	上代 庸雄
	山本 偉津子	

マツダ技報 第2号

印刷 昭和59年3月25日
発行 昭和59年4月1日
発行人 光成 卓志
編集人 高橋 昭八郎
発行所 東洋工業株式会社
研究開発本部 開発管理部
〒730-91 広島県安芸郡府中町新地3番1号
電話 広島(282)1111(内線5265)
印刷所 マツダリビング株式会社
〒730-91 広島県安芸郡府中町新地3番1号
(禁無断転載)

