

マツダ技報

Mazda Technical Review

1988 No. 6

mazda



表紙の説明

「ロータリエンジン内の流れの可視化」

燃焼の効率向上を追求する上で、混合気形成の過程は重要なファクターの一つである。この過程では、エンジン内部の燃料と空気のみキシング、及び燃焼速度の向上に適した内部の流れが必要である。ロータリエンジンの内部流れは吸気ポートからの流入による流れと、燃焼室の移動による流れによって形成される。

写真は、二次元化したロータリエンジンの内部流れを注入流脈法により可視化した一例である。吸気行程初期に、レシプロエンジンのスワールにも似た旋回流が発生しているのがわかる。またこの方法では、燃焼室内の混合気分布の可視化解析も可能である。

マツダ技報 No. 6 (1988)

目 次

巻頭言

商品育成, 技術開発の方向について	山之内道徳...	1
-------------------------	----------	---

小特集: 振動・騒音

1. 振動・騒音の現状と将来	河野哲也, 宇都宮直正...	3
2. ロータリエンジンの振動・騒音低減技術について	栗尾憲之, 藤本順章, 生野祐治...	13
3. 騒音低減のための高剛性シリンダブロックの研究	寺本隆文, 森田 茂, 出口博明...	21
4. トランスミッション用歯車の騒音低減	西野隆之, 北原義正...	29
5. エンジン騒音の解析・低減技術	川崎勝之...	38
6. 車室内音の音質評価と改善に関する考察	阿部宏司, 田原康秀...	44
7. ドラムブレーキノイズの解析	東 裕章, 福留岳司, 岡崎晴樹, 峯下浩二...	52
8. NVH-CAT システムの開発	小具洋一, 宇都宮直正...	60
9. E-BBA 振動特性予測手法の開発	熊野昌平, 林 哲男, 森田 茂, 新谷英俊...	68

論文・報告

10. 希薄燃焼エンジンの燃焼変動要因解析	山本博之, 小田博之, 丸原正志, 森田泰之...	75
11. コンピュータシミュレーションによる 吸排気性能予測技術の開発	大西晃二, 延本秀寿, 大住敏彦, 人見光夫...	84
12. ライトトラック用 5 速手動変速機の開発	長松弘明, 坂本健二, 中沢正史, 内田正男...	94
13. マツダ車速感応型四輪操舵システムの開発	細川和英, 古谷茂樹, 大村博志, 野手光俊...	102
14. 車体空力特性の数値解析	橋口真宜, 吉本 勝...	110
15. CAD によるワイヤハーネス設計	平田隆教, 原 孝則, 中村和彦, 脇田敏文...	119
16. 構造最適化システム SIOS の開発	杉原 毅, 猪田克美...	129

解説・紹介

17. 新型カペラ用 RF 型 (2.0L) PWS ディーゼルエンジンの紹介 ...	吉津紘二, 駒ヶ嶺正樹...	138
18. モータスポーツ用 3 ロータロタリエンジン	田所朝雄, 栗尾憲之, 船本準一...	145
19. MX-04 の技術紹介	白石紀明, 田崎博史, 前田育男, 大黒雄二郎, 藤本順章, 引田 学...	152
20. 新型ルーチェ高鮮映性塗装について	高下博彦, 小笠原敏文, 安部拓志...	159
21. 5 軸レーザオフラインティーチングシステムの開発	高士義則, 大地正樹, 木谷昭博, 平井照明...	165
22. CNC マルチプロフィール研削盤の開発	高坂源造, 内海雅之, 福政昭人, 波多野 功, 平野美枝, 兼保秀作...	172

特許紹介	178
------------	-----

社外への発表論文一覧表	181
-------------------	-----

CONTENTS

Forward	M. Yamanouchi	
---------------	---------------	--

Special Edition for Noise and Vibration

Present Status and Future Trends of Noise and Vibration (<i>T. Kōno, N. Utsunomiya</i>)	3
Noise and Vibration Reduction Technologies for Rotary Engine (<i>N. Kurio, Y. Fujimoto, Y. Shōno</i>)	13
Research on High Rigidity Cylinder Block for lower Noise (<i>T. Teramoto, S. Morita, H. Deguchi</i>)	21
Noise Reduction of Transmission Gears (<i>T. Nishino, Y. Kitahara</i>)	29
Techniques of Engine Noise Analysis and Reduction (<i>K. Kawasaki</i>)	38
Study on Evaluation and Improvement of Acoustic Quality in Vehicle Passenger Compartment (<i>H. Abe, Y. Tahara</i>)	44
Analysis of Drum Brake Noise (<i>H. Higashi, T. Fukudome, H. Okazaki, K. Mineshita</i>)	52
Development of Computer Aided Testing System for Noise, Vibration and Harshness (<i>Y. Ogu, N. Utsunomiya</i>)	60
Development of Extracting-Building Block Approach (<i>S. Kumano, T. Hayashi, S. Morita, H. Shintani</i>)	68

Technical Reports

Analysis of Cyclic Combustion Variation of Lean-burn Engine (<i>H. Yamamoto, H. Oda, M. Marubara, Y. Morita</i>)	75
Development of Prediction Technology of Intake and Exhaust System Performance using Computer Simulation (<i>K. Ohnishi, H. Nobumoto, T. Ohsumi, M. Hitomi</i>)	84
Development of 5-speed Light Truck Transmission (<i>H. Nagamatsu, K. Sakamoto, M. Nakazawa, M. Uchida</i>)	94
Development of "MAZDA Vehicle-Speed-Sensing Four-Wheel Steering System" (<i>K. Hosokawa, S. Furutani, H. Ohmura, K. Note</i>)	102
Computational Study of the Aerodynamic Behavior of a Car Configuration (<i>M. Hashiguchi, M. Yoshimoto</i>)	110
Wiring Harness Designing by CAD (<i>T. Hirata, T. Hara, K. Nakamura, T. Wakida</i>)	119
Development of Structural Optimization System, SIOS (<i>T. Sugihara, K. Inoda</i>)	129

Technical Explanations

RF (2.0L) PWS Diesel Engine for New Capella (<i>K. Yoshizu, M. Komagamine</i>)	138
Three-rotor Rotary Engine for Motor Sports (<i>T. Tadokoro, N. Kurio, J. Funamoto</i>)	145
MAZDA MX-04 (<i>N. Shiraishi, H. Tazaki, I. Maeda, Y. Daikoku, Y. Fujimoto, M. Hiketa</i>)	152
High Image Gloss Paint Process for New LUCE (<i>H. Kōge, T. Ogasahara, H. Abe</i>)	159
Development of Five-Axis Laser Off-line Teaching System (<i>Y. Takashi, M. Ohji, A. Kidani, T. Hirai</i>)	165
Development of CNC Multi-Profile Grinding Machine (<i>G. Kohsaka, M. Utsumi, A. Fukumasa, I. Hatano, M. Hirano, S. Kaneyasu</i>)	172

巻頭言

商品育成、技術開発の方向について



常務取締役 商品企画開発推進本部長

山之内 道徳

新入社員であった頃の私に、「商品企画力」－マーケットを知ることと「技術開発力」－商品性を革新すること－をいかにマッチさせるかが車づくりの基本の勝負どころであると教えてくれた人が、現、山本会長であるが、年末恒例の技術表彰式に参列するごとに30年近く前になる K360 の開発当時を私は思い出す。

軽自動車が最初にブームを引き起こしたのは、軽三輪トラックとしてダイハツ工業(株)が開発した「ダイハツミゼット」であったが、この車は、三輪スクータと呼ぶにふさわしい車であった。

この軽三輪に眼をつけた山本設計課長（当時）は商品の開発構想として次のようなことを指示された。

- (1)エンジン、現有するトランスファーマシンを流用し、開発の早期化と投資の削減を図ること。
- (2)エンジン配置は、アンダフロアとするが安定性のあるプロポーショナルにまとめること。
- (3)外形寸法は、軽自動車の枠一杯の大きさをとってよい。

（注）ミゼットは、軽枠より小さかった。

車のレイアウトは、丁度我々が家を建てる場合に決められた枠（予算、土地面積、形状 etc）内でいろいろと構想を練るのに似ている。アンダフロアエンジンと決めても、レイアウトはいくらでも考えられ、十数種のレイアウト図を作成し、シーティングバックによる検討を重ねたが、これはというレイアウトは出てこなかった。

その時、山本課長自ら、エンジンをシートバック背後に置いたレイアウトを画かれ、今までのレイアウトで決定的欠陥であった全高が高く不安定なこと、足もとの狭いことを一挙に解決し、三輪車でありながら、スマートなプロポーショナルの良い車に仕上げることができた。

更に、入社したばかりのデザイナーの手になるスケッチが実に可愛いスタイルをしていることが、我々若いエンジニアに勇気を与えた。

しかし、このレイアウトもプロペラシャフトが250mmと異常に短かく、後輪にうまく駆動力を伝えられるかどうか非常に疑問であった。専門家に言わせると疑問と言うより技術的になりたええないと言うしろものであった。従って反対意見も相当強かったが、何とかしてこのレイアウトで活路をひらいていくしかなかった。

市場では発売が急がれており、このレイアウトでまとめあげ、直ちに量産試作の準備にとりかからね

ばならなかった。そこで、極端に短いプロペラシャフトの実用性について、メカニカルプロトタイプ車を先行開発しながら併行してフレームやボディの量産設計を進めた。

私にとってプロペラシャフトの設計は初めての事であったし、こんな短いプロペラシャフトの設計経験者はいなかった。ましてや教えてくれる人は誰もいなかった。とにかく私一人で、がむしゃらにやるしかなかった。1mmでも長いフックジョイント間隔をとることに先ず専念したが、一番頭をひねったのは、トルクの伝達とスライディング機能をどういう構造でまとめればよいかであった。

数日、何枚もの構想図を画いてみたが満足なものはなかった。ある日、「機能分解」という文字が目に入り、このことがスプラインにはトルクのみを伝達させ、曲げ力はスライディングするベアリング部でもたせるという機能分担で構造化することを思いついた（当時はこんなことでもすぐには分らなかった）。

プロペラシャフトのメカプロ車は、小型三輪車を改造してつくったが、成功をおさめた結果、量産化への道程に障害を与えることなく、昭和34年5月ラインオフした。実に開発指令から発表まで、14ヶ月というスピードぶりだった。

当時、やや停滞気味であった当社の経営環境はこの車の発表を機にはずみがつき、以後につづくR360クーペの発売へと継続し、昭和35～37年の3年間マツダはトヨタ、日産を抜いて生産台数では業界第一位であった。

「マツダ技報」創刊号の巻頭言において山本会長（当時、専務取締役）が次のことを述べておられる。「いかなる時期であれ、企業戦略の基本に技術開発は常に重要である」と、また「技術開発と商品企画に携わる全員の自由にして勇気ある発想の展開は、個人の啓発とその結集によって大きな力と成果を生み出すに違いない。活発な討論が望まれる」と。

これらの言葉を今一度かみしめて、変化とスピードがますます加速する現在、夢と勇気をもって技術開発にチャレンジし続けよう。

解説・紹介

1

振動・騒音の現状と将来

Present Status and Future Trends of Noise and Vibration

河野 哲也*¹
Tetsuya Kōno宇都宮 直正*²
Naomasa Utsunomiya

要 旨

Abstract

自動車の振動・騒音性能に対する要求はますます強くなってきている。振動・騒音性能は車両の軽量化や機関の高性能化など他の要求性能との整合がはかれながら着実に進歩している。

この振動・騒音の現状と将来についてその動向、代表的な低減技術、解析技術の観点から概説する。

This paper concerns the present status and future trends of the vehicle NVH-related technologies, including representative NVH reduction and analysis methods. NVH performances have been steadily progressing, matching requirements such as vehicle weight reduction and high power engine applications. This is to meet an increasingly strong demand for high level NVH performances.

1. まえがき

振動・騒音は車室内の快適性を左右する非常に重要な要因のひとつである。振動・騒音の開発には単に不快さを除去することのみでなく、より快適に、更に近年では運転する楽しさを感じる音づくりが要求されるようになってきている。

一方、軽量化、低燃費化、FF化、エンジンの高性能化、更には4WDなど新しい技術の採用は振動・騒音現象をより複雑にするとともに振動・騒音開発をより難しいものにしている。

本稿ではこのように従来にもまして制約の多い中でますます向上をはからねばならない振動・騒音について①その動向②最近の代表的な低減技術③最近の解析技術について述べるとともに将来について展望する。

2. 車内騒音の動向

車室内静粛性を向上させるために騒音レベルの低減を目指した開発が進められてきた。騒音レベルは静粛性をアピールできるためdB(A)競争として拍車がかかった。この結果図1に示すように

100km/h 定常走行時の車室内騒音レベルはここ10年間でほぼ8dB(A)低減してきている。内燃機関搭載乗用車の限界とも考えられる60dB(A)の状態に近づきつつあるといえる。

このように騒音レベルが限界に近づきつつありまたユーザの世界では「感性の時代」といわれる現在、これからの車内騒音の開発は単に騒音レベルが低だけでなく、低くても不快に感じる音の解消のほか心地良い音質や更に魅力ある音色など車両のコンセプトに適合したユーザの好みに合う音質をつくり出すことが必要となっている。

従来車内騒音の音質はマクロに1/3オクターブバンド幅(音のエネルギー量)の周波数構成で評価されている。この観点から音質動向をみると中間周波数域(300Hz~1kHz)・高周波域(1kHz以上)ともに着実にレベル低減が図られている。一例として4000rpm(全開走行時)における1/3オクターブレベルの推移を図2に示す。

そして最近では音質評価をより詳細に行うため多くの音質評価手法がさかんに研究されている⁽¹⁾。今後これらのものを指標としながら感性領域の音づくりに向けハードウェアの研究も進め

*1, *2 車両実験研究部

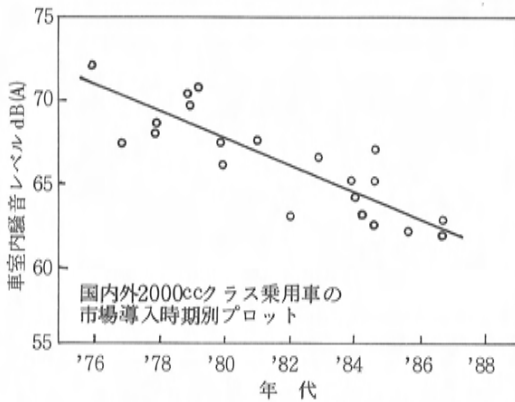


図1 車室内騒音レベル(100km/h 定常走行音)の年代変化

られるものと思われる。

3. 振動及び乗心地の動向

振動乗心地は、アイドル振動や加速減速に伴うショックなどのエンジン振動に起因したものと、ハーシュネスや突き上げ感などの路面刺激に起因したものがある。

前者は近年における乗用車のFF化に伴い問題がクローズアップした。FF車(横置きエンジン)では下記①～③に示すようにFR車と比べて振動領域ではやっかいな要素があり、FF化当初は大きな技術的課題であった。

①エンジンマウント系はパワープラント重量だけでなく駆動反力を受けるためエンジンのローリング方向の剛性を下げるのに限界があり、エンジントルク変動遮断性能を十分に確保しにくい。

②車体曲げ共振がエンジンローリング共振周波数から十分分離できないうえ両者の振動の方向が一致するため低回転振動が発生しやすい。

③エンジン・ミッション・デフ系が一体のためトランジェント挙動が急激である。

アイドル振動・加減速ショックなどの振動現象はパワープラント・マウント系・サス系・車体系のトータルシステムとして決まるものであるが、今日まで車両としてのシステム面から各ユニットに対し適切な改良が着実に行われてきている。

この結果最近のFF車の振動性能は大幅に改善されFR車にまさるとも劣らないレベルに達している。今後もこのような振動現象は乗る人に少し

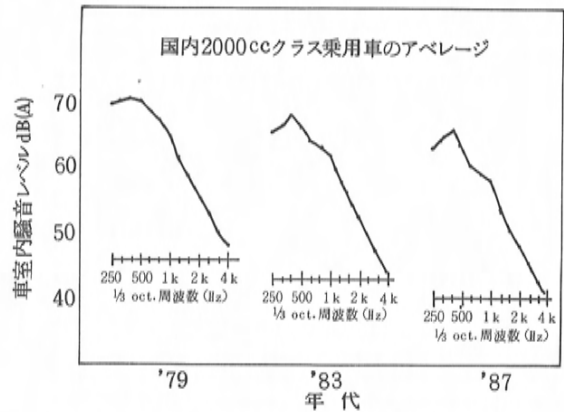


図2 1/3オクターブレベル(4000rpm 全開時)の推移

でも不快感や不安感を与えないよう徹底的に改良されていくものと思われる。

一方路面刺激に対する乗心地は各現象ごとにそれに関与するコンポーネント(特にサスペンション・マウント系・車体)の特性と構造の改良により大幅に向上してきている。

特に上級乗用車では乗る人に心地良い安らぎを与えるためにこの乗心地の向上に注力し、荒れた路面でも「ブルブル」「フワフワ」した振動がなく落ち着きとしっかりしたフィーリングの乗心地の実現が図られている。当社の新型ルーチェでは図3に示すように高剛性車体、操縦性・安定性を高い次元でバランスさせたE型マルチリンクサスペンション、及び液体封入エンジンマウントによりこのような乗心地を実現している。

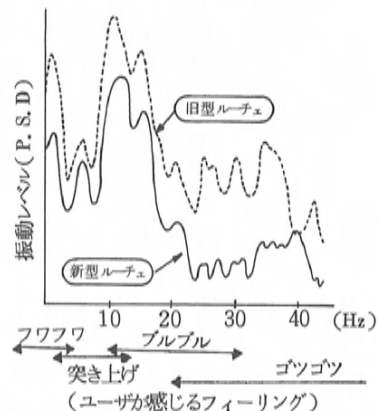


図3 荒れたアスファルト路走行時のフロア上下振動

今後この傾向は中級車・大衆車・ベーシック車へも波及すると思われる。更にこの乗心地を追求し、「マンマシーンとしての車の concept に合った快適な乗心地とはどういうものか」という感性研究による定量化、これを踏まえた積極的な乗心地制御の concept、そしてそれを実現するハード開発が進むものと思われる。

4. 最近の振動・騒音低減技術と将来の展望

振動・騒音現象は表1に示すように多くの現象があるとともにこの中の一現象をとっても多くのコンポーネントが関連している。ここでは主要コンポーネントである(1)パワープラント(2)エンジンマウント系(3)サスペンション(4)ボデー及び防振防音材について代表的振動騒音低減法とその展望を述べる。

4.1 パワープラント

エンジン振動・騒音の発生メカニズムは図4に示すようになっている。この中でピストン・クランク軸・シリンダブロック（スカート部）のA経路の寄与率が大半を占めているためA経路の各要素の改良を中心に効果的な対策が行われている⁽²⁾。

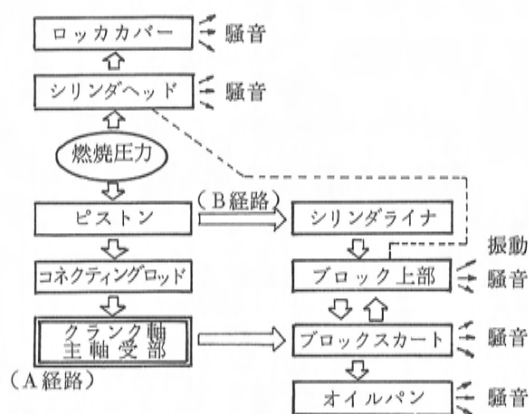


図4 エンジン振動騒音の発生メカニズム

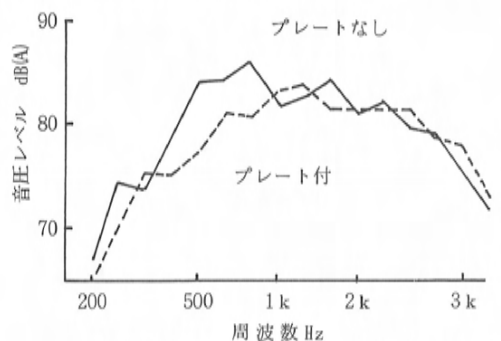
代表的なものとして①大半のエンジン振動・騒音の伝達系・放射系となっているシリンダブロックの高剛性化手法②クランクシャフトのねじり及び曲げダンパ③制振鋼板オイルパンなどがある。図5はシリンダブロックとオイルパンの間に装着したバルクヘッド付プレートの例である。エンジン振動・騒音の主要因を占めるシリンダブロックの基本モードである曲げ・ねじり・バルジモードに対し重量あたりの剛性効果の高い構造を計算・

表1 振動騒音現象とコンポーネントの関連

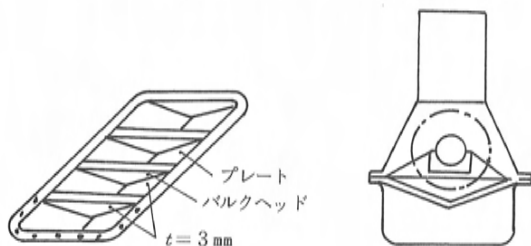
NVH性能		関連度○;大△;中															
		加速時 ショック しゃくり振動 (1~15Hz)	パワー ホップ (5~20Hz)	クラッチ ジャダー (10~15Hz)	サージ (10~20Hz)	低中速 ジェイタ (5~15Hz)	高 速 ジェイタ (15~30Hz)	アイドル 振 動 (15~30Hz)	発進時 振 動 (15~30Hz)	ワインド アップ 振 動 (30~50Hz)	乗 心 地 (10~80Hz)	ロード ノイズ (50~400Hz)	吸排気系 騒 音 (20~10kHz)	こもり音 (20~200Hz)	エンジン 騒 音 (300~2kHz)	ギアノイズ (500~3kHz)	風 騒 音 (500~5kHz)
コンポーネント																	
パワープラント		○	○	△	○	○		○	○	○			○	○	○	△	
駆 動 軸 系		○	△	○	△	△		○		○				○	△	○	
排 気 系		△						○	△				○	○	○		
エ ン ジ ン マ ウ ン ト 系		○	△	△		○		○	○	○	○		△	○	○	○	
サスペンション		○	○	△		○	△	△		○	○	○		○	△	○	
ボデー	アングボデー					△	○	○	○	△	△	○	△	○	○	○	○
	アッパボデー						○	○	○		△	○		○	△	△	○
	ステアリング系 支持まわり						○	○	○		△						
防振・防音材												○		○	○	○	○

実験解析の活用により開発したものである⁽³⁾。

今後エンジンの改善は計算・実験解析技術を駆使して挙動や発生メカニズムを体系的に解析し構造を最適化することがさかんに行われ、これにより振動・騒音と軽量化の整合が図られて行くと思われる。またエンジン振動・騒音のエネルギー量の低減に加えて音質（音色）を改善することがさかんに行われ、例えばその一例として各気筒ごとに発生する振動・騒音に着目し各気筒間の変動量を低減する対策のような細部にわたった改良が行われると思われる。更にエンジン振動・騒音低減の原点ともいえる励振力を低減する方法として出力・燃費との高度なバランスをとった燃焼制御システムの研究開発が期待される。



バルクヘッド付プレートのエンジン騒音への効果



バルクヘッド付プレートの基本構造

図5 シリンダブロック剛性向上によるエンジン騒音の低減

4.2 エンジンマウント

エンジンマウント系に要求されるものは①シェーク・アイドル振動などの低周波振動領域でのエンジン剛体共振の制御②こもり音・室内エンジン音の起振源であるパワーブラント中高周波振動の振動絶縁である。

これらの実現にはエンジンマウントレイアウトとマウント自体の特性改善が重要である。

エンジンマウントのレイアウトはロール・バウンス・ピッチ・ヨーなどのエンジン剛体共振を非連成にするためトルクロール軸配置が基本であるが、従来エンジンの搭載性やエンジン補器類レイアウトの制約などからマウント傾斜支持によりマウント弾性中心をトルクロール軸に一致させることが主流であった。しかし振動騒音向上の要求の高まりとともに近年ではレイアウト段階からトルクロール軸に極力近づける努力が行われている。特にFF車ではエンジンマウント系に駆動反力が働くためこのトルクロール軸配置を基本に各マウントの機能分担を明確にしたマウントの多数化が行われてきている。図6にFF3点マウントと4点マウントの比較例を示す。

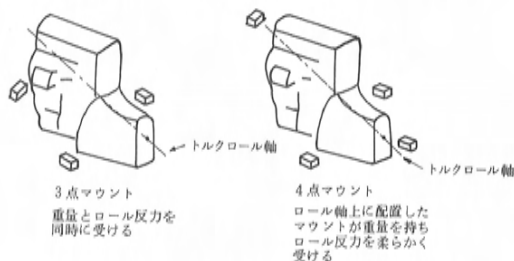
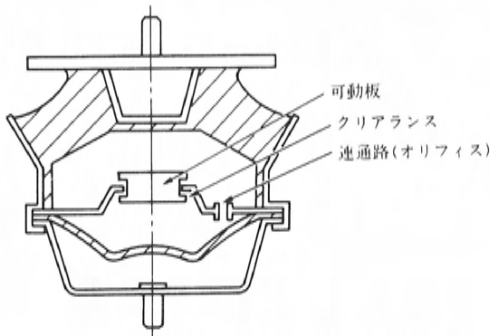


図6 3点マウントと4点マウントの機能分担比較

一方マウント自体は低周波領域での減衰力増大と中高周波領域での振動絶縁を両立させる必要があるが、従来のゴムマウントでは必ずしも十分でなく振動・騒音全体の中で減衰量増あるいは振動絶縁の何れかを選択せざるを得なかった。この二律背反の要求を実現するため近年液体封入マウントが考案され、以来その特徴を更に発揮するため改良が図られている。液体封入マウント改良のキーポイントはマウントの入力振幅に対応したオリフィス機構の性能向上である。代表例として図7に示すガタ機構による制御⁽⁴⁾や図8に示すゴムの弾性変形による制御がある。更に最近ではこの概念を発展させ、各現象が発生する運転条件をセンサで検出しこの信号により積極的にオリフィスを制御することによって各現象をより高い次元で満足させる電子制御システムが開発されてきて



仕切板に微小なクリアランスを持つ可動板が組み込まれていて、微小振幅時は上部液室の内圧上昇が生じない構造としている。

図7 ガタ機構を有する液体封入マウントの構造例

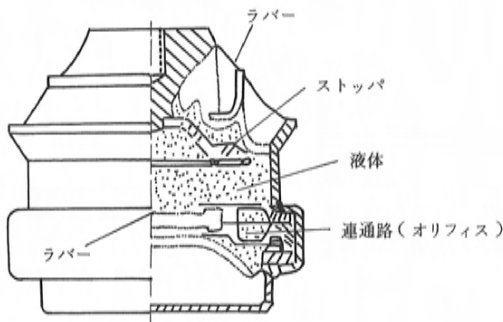


図8 フロイデンベルグ社1503型液体封入マウント

いる。今後このようなエレクトロニクスによる振動制御はマイクロプロセッシング技術の発展とセンサ部の改良により一段と高度なものが実現するものと思われる。

4.3 サスペンション(タイヤ)系

サスペンション(タイヤ)系に要求されるものは①乗心地・ロードノイズの起振源である路面刺激に対し高い振動絶縁性や減衰性を有すること②基本機能である操縦性・安定性に対し高い横剛性とタイヤの動き(トー角変化・キャンバ角変化・トレッド変化)により発生する力を小さく押さえ込むことである。特にトー角変化により発生する力を押さえるためのトー角コントロールは重要である。

これらの要求特性は相反する面を多分に内在し

ているが、この中で従来ストラット・セミトレ・ダブルウィッシュボーン式の各基本形式の特徴を生かしながら乗心地・ロードノイズ・こもり音と操縦性・安定性との整合と改良を行ってきている。特にアームやリンクのブッシュに対しては振動・騒音面から前後・上下コンプライアンスを、操縦性・安定性から横剛性を高く確保することが行われている。またストラットマウントに対しては振動・騒音面からダンパ入力とコイルスプリング入力を分離した構造の採用が進んでいる。

そして最近では、高性能化に伴う操縦性・安定性への一段と高い要求と快適性追求に不可欠となっている乗心地やロードノイズの向上などの要求に応えるため、新しい構造のサスペンションが開発されてきている。

図9は当社のルーチェに採用したE型マルチリンク式サスペンションの例である。このE型リンク配置により操縦性・安定性の主要ファクタである①バンブーコントロール②横力コントロール③前後力コントロール④バンパキャンバコントロール⑤ロールセンタ高コントロールを独立してできるため広範囲な要求特性を実現できる特徴をもっている。特にロアリンク2本を台形配置することにより前後方向コンプライアンスを大きくとっても前後力コントロール機能が失われず乗心地と操安性の整合が高いレベルで行える。また上下方向の刺激をソフトに吸収するため上下方向バネ定数やダンパ減衰力を小さくし、かつロードノイズ周波数域(100Hz~300Hz)の振動絶縁のためブッシュのポリウムアップと低硬度化を行っている⁽⁵⁾。

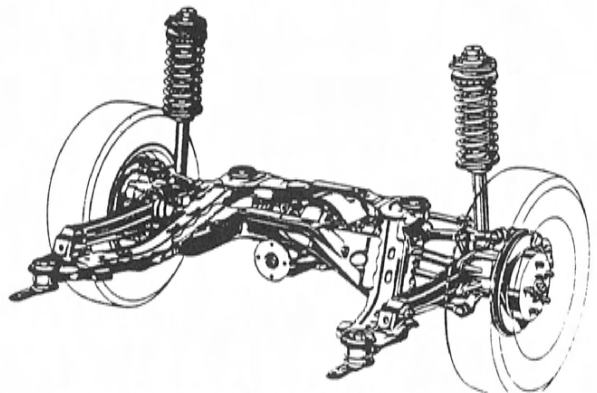


図9 E型マルチリンク式サスペンション

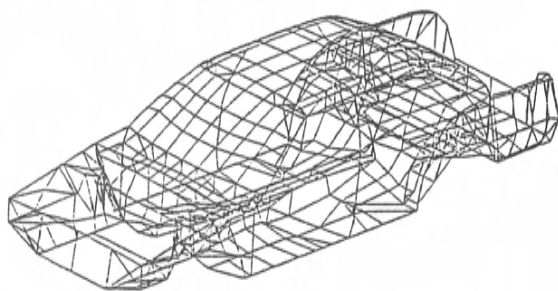
今後はこのようなサスペンションの要求特性を高いレベルで実現するための新しい機構の研究、特にマルチリンク化の傾向は一段と進むことが予測される。またこれと並行してエレクトロニクス化の進展とともに要求特性の最適な実現を電子制御で行うこともますますさかんに行われると思われる。

4.4 ボデー及び防振・防音材

ボデーへはエンジン振動や路面刺激がエンジンマウントやサスペンションを介して振動伝播されるとともにエンジン騒音や風騒音が透過される。このためボデーに要求されるものは①各入力部位の入力点インピーダンスを高くすること②各入力部から乗員が振動・音を感じる応答部位までのエネルギー増幅を低く抑えるため車体剛性を高くすること③低感度な車体音響特性とするため、室内エンジン音やロードノイズ面からの振動伝播に対しては減衰性能を向上させ、透過音に対しては遮音性能を向上させることである。高入力点インピーダンスと高剛性車体開発には車体フレームワークの適正化（フレームワーク配置と断面剛性の連続性・適正な剛性の確保）と各フレーム結合部強化が重要である。当社では新型ファミリア以来新型

ルーチェ・新型カペラに対して有限要素法（以下 FEM 解析と呼ぶ）と実験モールド解析を駆使して車体フレーム構造の改良を徹底し、剛性の高いしっかりした車体を開発してきている。図10は新型ルーチェ開発時に活用した FEM 簡略モデルとその結果としての車体対策例である⁽⁶⁾。

また最近ではユーザ志向の多様化に対応しカブリオレ車体の開発が多く行われるようになっていくが、ルーフのないカブリオレ車体は標準ボデーに比べねじり共振が著しく低い。したがってこれらに対しても同様のアプローチによりアンダボデー中心に適切な対策が施され標準車並の車体剛性が確保されている。



簡略モデル

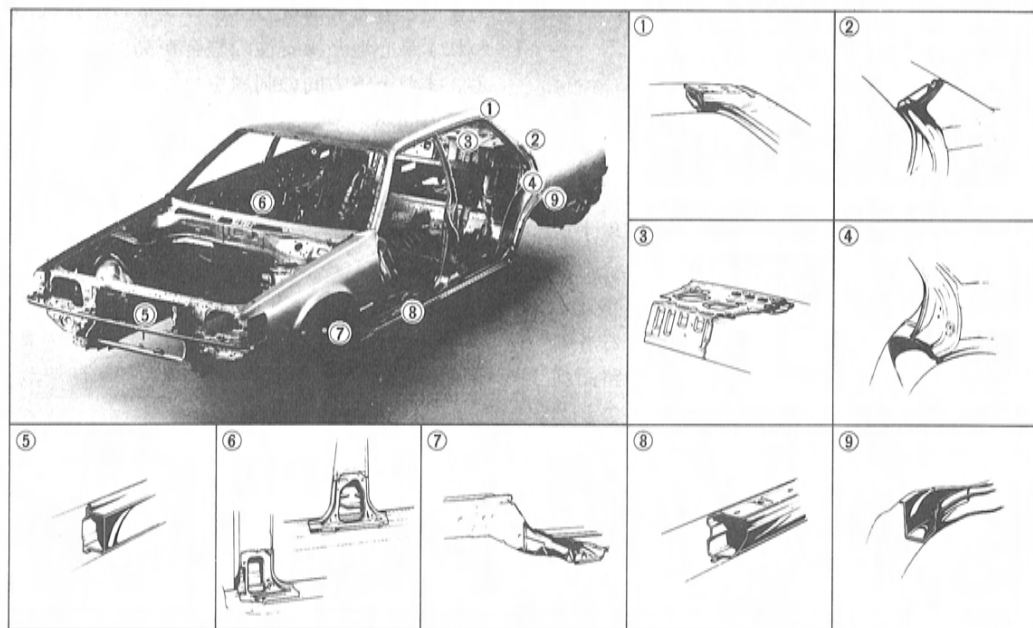


図10 新型ルーチェ簡略モデルと車体対策例

一方防振・防音材については、車室内静粛性を向上させるためダッシュ部の多層構造化及びルーフトリムやフロアカーペットに吸音効果をもたせることが多く行われている。また車両の高速化に伴い空気抵抗軽減と風騒音の低減のため①フラッシュサーフェイス化②遮音性向上を狙ってドアシールの三重化及びドアサッシュの剛性向上が図られている。

特にダッシュ部については、透過音に対する遮音性に加えて振動伝播音に対する制振性向上を図る改善が新材料やメルシートのサンドイッチ構造により図られている。今後制振鋼板導入も含めて一段と改良されることが期待される。

5. 振動・騒音解析技術

これまで述べてきたように車両の振動・騒音問題は車両のレイアウト及び各主要コンポーネントの基本構造に関連するものが多く、試作車や主要コンポーネントができてからの改善には限度がある。このため設計段階では、図面などの設計情報をもとにして計算解析により車両あるいは各コンポーネントの振動・騒音特性を予測し、目標特性とのギャップに対する要因を把握して適切なレイアウト構造を図面に反映することが重要である。

一方試作車や主要コンポーネントができてからの実験的な開発段階では、各現象に応じた詳細な解析を精度良く短期間に行い問題解決を図らねばならない。

ここでは車両開発に活用されている計算解析による予測手法及び実験解析手法についてその概要と展望を述べる。

5.1 計算解析による予測手法

構造物の振動・騒音特性の予測はFEM解析が代表的である。

近年軽量で剛性の高い車体やシリンダブロックの開発にさかんに活用され、その予測精度はモデリングノウハウを蓄積しながら着実に改善されて実用域に達している。

しかしこのようなFEM解析はアイドル振動やシェークなどの車両全体の特性がからむ現象に適用すると途方もなく計算容量が増大する。

このため主要コンポーネントごとに解析しその後自由度が減少された解析結果を基に全体特性を

予測する部分構造合成法が近年よく用いられている⁽⁷⁾。この手法は①車両全体を現象に応じてコンポーネントに適切に分解する②コンポーネントの動特性をFEM解析（あるいは後述の実験モーダル解析）によりモーダルパラメータ（固有振動数・固有モード・モーダルマス・モーダルダンピング）として把握しこれにより系の自由度を縮小する③各コンポーネントのモデルを結合してシステムモデルを作る④システムモデルにエンジンや路面からの加振力を入力して動的応答を求めるという4段階からなる。

これによりシステム全体としてどのコンポーネントを改善すべきかを明確にできるとともに、各改善案の効果予測は改善コンポーネントの計算だけで済み全系の計算をやり直す膨大な手間を省くことができる。また最近MSC/NASTRANの感度解析の機能を活用して構造変更の最適化が検討されている。これは例えば重量の制約の中でモードを変更したり固有振動数を移動させるのにどの部分の変更が最も効果的かを見極めるものである。今後このような手法による構造変更の最適化が盛んに行われるものと思われる。

更にこの部分構造合成法は振動現象だけでなく騒音現象にも最近よく適用されている。特に低周波（80Hz以下）こもり音の予測に用いられ車両全体システムとしての適正化が図られている⁽⁸⁾。図11にこもり音解析用システムモデル作成のプロセスを示す。また以上のプロセスにおいて車室内空洞の音響特性を境界要素法（Boundary Element Method; BEM）により求める手法も用いられてきている。これはBEMの利点である要素分割の容易さや吸音効果が考慮できる特徴を生かしたものである。今後騒音現象の予測解析はより高い周波数域に拡張されることが期待される。

またこれに伴いより詳細なモデル化及びラバーやジョイント部などの非線型要素のモデル化が必要となるため、部分構造に分割された個々のコンポーネント自体の解析も非常に多くの計算容量が必要になる。

このような領域では今後Super Computerの活用が盛んになると予測される。更にSuper Computerの導入は計算解析サイクルを飛躍的に短縮できるため限られた設計検討期間内で数多くの

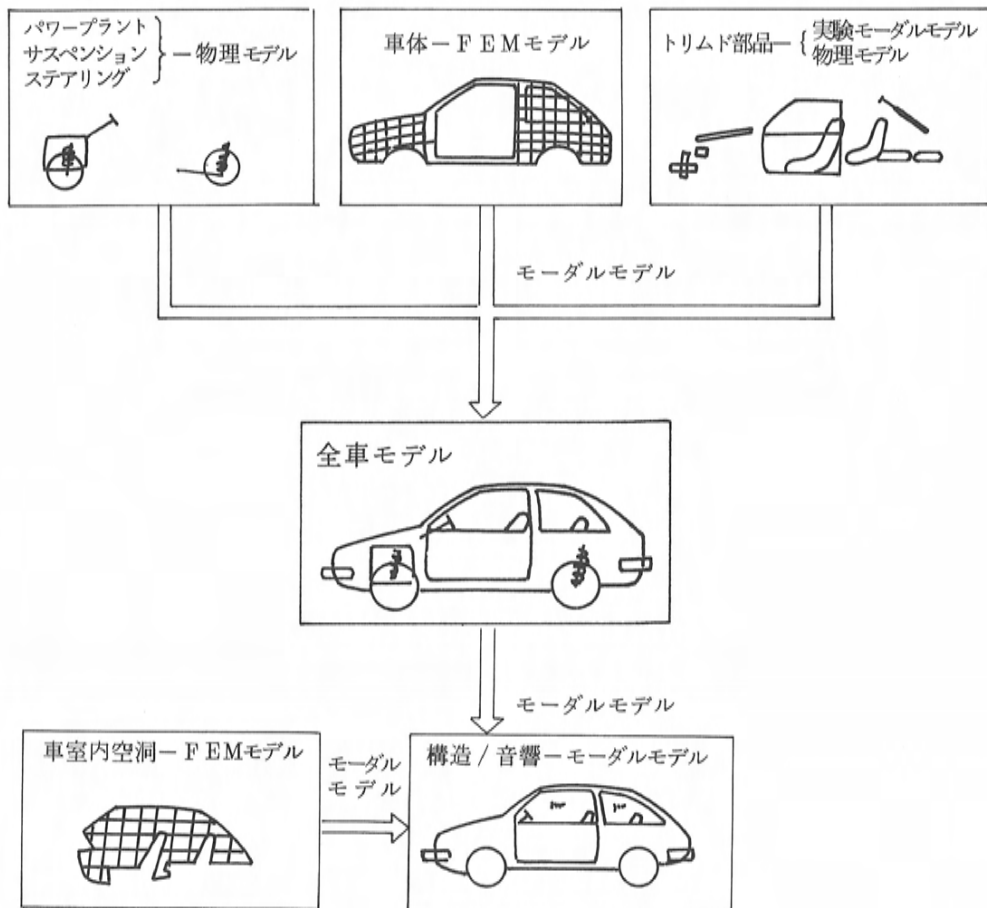


図11 こもり音現象の解析プロセス

ケーススタディを行うことができる。これにより構造の最適化が一段と促進されると思われる。

5.2 実験解析技術

試作車（コンポーネント）の問題現象を早く確実に対策するには①問題現象に対し各要因の寄与度を正しく把握し②各要因の特性とその発生メカニズムを解明し③適切な対策案を早く提示することが必要である。

従来このようなプロセスでは、試作車（コンポーネント）を用いて騒音源の追いつきや振動伝達系の切り離しなどのいわゆる Cut & Try により原因を究明し対策を行っていた。

しかし'80年代に入りコンピュータを駆使した種々の実験解析手法が開発され、このプロセスは飛躍的に向上し体系化がなされている。代表的な

ものとして①に対する要因分析手法、②に対するモデル解析手法、③に対する実験モデルをベースとした感度解析とシミュレーション手法がある。

要因分析法は、①車体に伝わる各入力により発生する振動・騒音の割合を明らかにする「入力点の要因分析法」としてベクトル法・スカラ法・コヒーレンス法 ②乗員が感ずる音に対する車体各部の寄与度を明らかにする「車体構造・音響系の要因分析法」としてパネル振動寄与率解析法と AI 法 (Acoustic Intensity) がある⁽⁹⁾。

モデル解析手法は、問題となるコンポーネントの特性をモードアニメーションとして視覚的にとらえ対策の方向付けが行えるためトラブルシューティングに活用されている。最近では周波数応答データ精度向上のための多点加振法や、こ

のデータからモードシェイプなどのモーダルパラメータを精度良く抽出するための高度なカーブフィット手法が開発され用いられている。

実験モデルをベースとした感度解析とシミュレーションは、モーダル解析手法の改良により高精度なモーダルパラメータが得られるようになり実用的なものになってきている。これは図12に示すように試作車（コンポーネント）のモーダル解析によりベースモデルを作成し、各種改善案をFEMによりモデル化して効果予測するものである⁽¹⁰⁾。ベースモデルをFEMでモデル化すると長期間要するとともに高次モードの精度上の問題があるが、実験モデルは短期間に高次モードまで精度良く求まるようになり多くの応用可能性が検討されている。しかし実験モデルには回転自由度がないこととモーダルパラメータという数学モデルであることのため、FEM（物理モデル）で表現された改善案との結合には多くの課題がある。この課題解決のため今後実用的なノウハウの開発がさかんに行われると思われる。

以上述べたような実験解析手法は今後実際の開発現場で活用され実用的なノウハウを蓄積しながら改良されて行くものと予測される。そしてこの過程で蓄積されるデータ・判断基準・実用的ノウハウは膨大な量になるため車両開発の強力なツールとなるデータベースのあり方が研究されると思われる。また各手法を効率的に展開するためシステム化が一段と進み各システムを統合したシステムから更に計算解析システムとの統合へと発展するものと予測される。

このような開発力強化のための手法改良やシステム化と同時に、今後は感性領域のシミュレーションが一段と進むことが予測される⁽¹¹⁾。これは、乗る人が心地良く感じる音質や乗心地をコン

ピュータを駆使したシミュレーションで作出し、感性の定量化とその発生メカニズム解明を狙いとするものである。このため音質シミュレーション手法の開発や乗心地シミュレーション手法の開発が積極的に行われると思われる。

6. あとがき

以上振動・騒音の現状と将来についてその概要を述べた。

深く広い振動・騒音の詳細なところまでは解説できなかったが、本稿が一段と高いレベルの品質確保を必要としている今後の振動・騒音開発にとってその一指針となれば幸いである。

参考文献

- (1) 岸他；自動車車室内騒音音質評価手法について，自動車技術，Vol. 40，No. 4（1986），P. 464～470
- (2) 林義正；クランク軸支持剛性向上によるエンジン騒音の低減，自動車技術，Vol. 37，No. 12（1983），P. 1307～1313
- (3) 森田他；シリンダーブロック剛性向上部材によるエンジン騒音低減，自動車技術，Vol. 40，No. 12（1986），P. 1575～1580
- (4) 見田他；自動車用防振ゴムの現状，自動車技術，Vol. 40，No. 10（1986），P. 1288～1296
- (5) 炭本他；E型マルチリンクサスペンションの開発，マツダ技報，No. 5（1987），P. 36～42
- (6) 田中他；しっかりボディの開発，マツダ技報，No. 5（1987），P. 73～78
- (7) 長松昭男；部分構造合成法，自動車技術，Vol. 39，No. 12（1985），P. 1327～1332
- (8) D.J. Nefske et al.; Application of Finite Element Method to Vehicle Interior Acoustic Design SAE paper, 840743
- (9) 河野他；車内騒音の要因分析法，自動車技術，Vol. 40，No. 1（1986），P. 90～99
- (10) 間所他；自動車の振動騒音CATについて，自動車技術，Vol. 40，No. 12（1986），P. 1616～1623
- (11) J. Drosdol et al.; The Daimler-Benz Driving Simulator A Tool for Vehicle Development SAE paper 850334

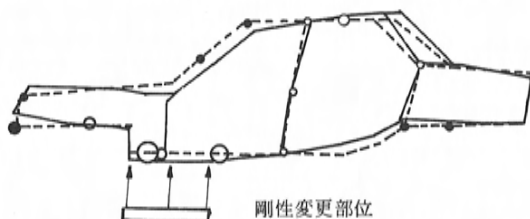


図12 部分構造合成法による振動特性の予測
(車体剛性の変更)

■ 著 者 ■



河野哲也



宇都宮直正

解説・紹介

2

ロータリエンジンの振動・騒音低減技術について

Noise and Vibration Reduction Technologies for Rotary Engine

栗尾 憲之^{*1} 藤本 順章^{*2}
Noriyuki Kurio Yoriaki Fujimoto生野 祐治^{*3}
Yuuji Shōno

要 旨

Abstract

本報告はロータリエンジンの振動・騒音特性の説明と低減技術の一端を紹介したものである。振動については、① Holzer の逐次解法が適用できるように独自の考えをロータリエンジンのシャフト系に用いてモデル化し、振動モードを求める手法の紹介、② 独特な運動をするロータの振動特性の解析と最適設計の一手法について述べる。

また、騒音については排気騒音低減法として開発したマルチチャンバポートインサートの効果について紹介する。

This paper describes the noise/vibration characteristics of rotary engine and part of the technologies for noise/vibration reduction incorporated in rotary engine. With regard to vibration, the following techniques are explained:

1. Technique for obtaining rotary engine's vibration mode by developing a unique theory regarding rotary engine's shafts so that Holzer's sequential analysis can be applied to rotary engine.
2. Technique for analysing the vibration characteristics of rotary engine which move in a unique way and a technique to design rotary engine which can generate optimum vibration characteristics.

The effect of the multi-chamber port insert which was developed as a method for reducing exhaust noise is also described with regard to noise.

1. まえがき

近年、自動車には単なる輸送手段としての基本機能ばかりでなく、運転する楽しさや乗る喜びという高度な心理的満足感が要求されるようになってきた。このような背景から、自動車の動力源であるエンジンに対しても、高性能、省資源化とともに、低振動、低騒音も強く要求される時代となった。また高性能化、省資源化のために燃焼速度向上や軽量化が図られることは、振動・騒音面からは不利な状況となっている。

本稿ではロータリエンジンの振動・騒音の特性を説明するとともに、それらを低減させるために開発してきた技術の一端を紹介する。振動については、シャフト系のねじり、曲げ特性とロータの独特な運動から発生するロータ振動特性の解析結果及びその低減のための一手法を紹介する。また、騒音については排気騒音低減技術として新しく開

発したマルチチャンバポートインサート (MCポートインサート) の原理と効果を紹介する。

2. ロータリエンジンの振動とその防止技術

一般にエンジンの振動を発生させる主な原因は運動質量によるもの、ガス圧によるもの、トルク変動によるものがある。ロータリエンジンもその例外でないが、レシプロエンジンと比較すると機構的な違いにより2つの大きな特徴がある。その一つは往復運動質量を持たないため、図1、図2に示すように回転数が上昇しても、回転角速度変動と上下方向のエンジン振動の増加が小さいことである。もう一つは、トルク変動が小さいという特徴である。これは、ロータリエンジンの爆発行程がレシプロエンジンのそれに比較して1.5倍の長さを持つことによる。図3に2ロータ、3ロータのロータリエンジンと、4気筒、6気筒、8気

*1, *2, *3 パワートレイン設計部

筒のレシプロエンジンのトルクとトルク変動の関係を示す。

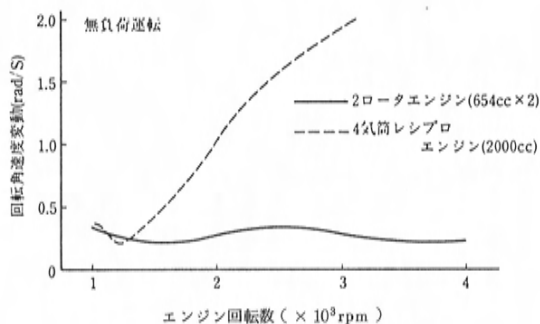


図1 回転角速度変動の比較例

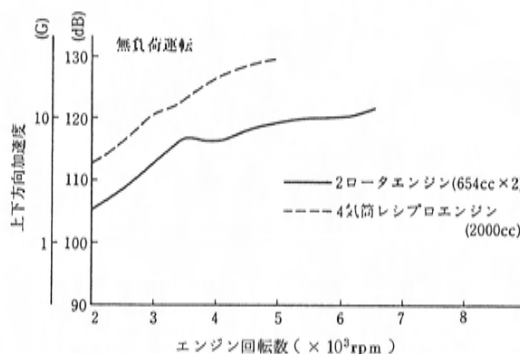


図2 上下方向振動の比較例

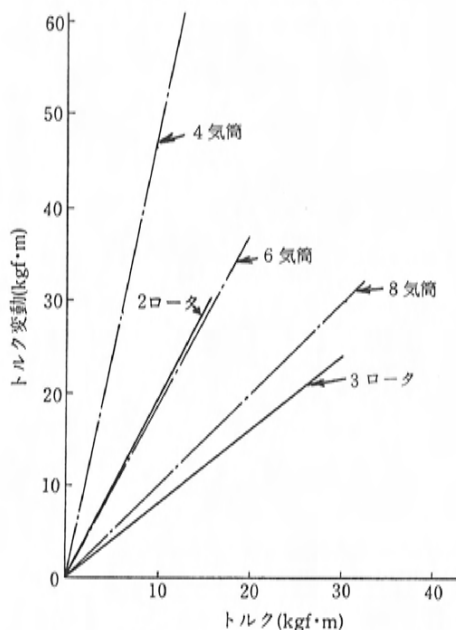


図3 平均トルクから見たトルク変動値

実際のエンジンにおいては各構成部品の曲がり、ねじれなどの要因により、多くの複雑な現象が現れることが多い。これらを事前に予測し最適設計をするための手段を持つことが重要であるが、ここではシャフト系のねじり、曲げ及びロータの振動に関する設計の一手法を紹介する。

2.1 シャフト系のねじり振動

ロータリエンジンのシャフト系はエキセントリックシャフトとロータ、バランスウェイト、フライホイール、プーリより構成され、レシプロエンジンと同様に、シャフト系を図4のように慣性モーメントを持つ円板とそれを接続するバネ、ダンパによって置きかえることにより、モデル化することができる。レシプロエンジンのピストンに相当するロータはシャフトと同一速度で公転しながら、その1/3の速度で自転しているので、その等価慣性モーメントを次のように公転に対する慣性モーメントと自転に対する慣性モーメントの和で表わすことができる。

$$I_{\text{ROTOR}} = I_a + I_b \quad \begin{aligned} I_a &= Me^2 \\ I_b &= I_s/9 \end{aligned}$$

ここで I_{ROTOR} : ロータ等価慣性モーメント

I_a : 公転に対する慣性モーメント

I_b : 自転に対する慣性モーメント

M : ロータの質量

e : 偏心量 (シャフト中心とロータ中心の距離)

I_s : ロータ自体の慣性モーメント

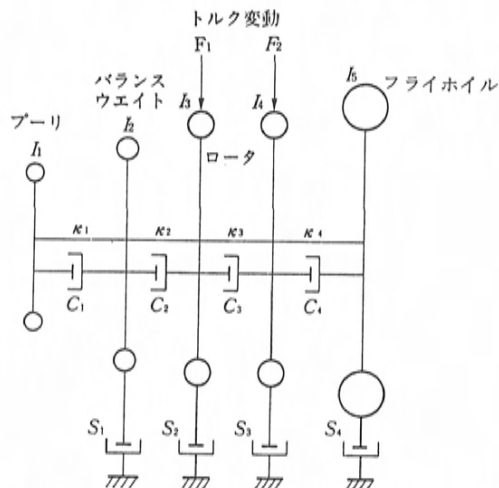


図4 ロータリエンジンのねじり振動モデル

このシャフト系のモデルに対して Holzer の逐次解法を適用して 2 ロータロータリエンジンについて共振点及びその振動モードを求めたのが図 5 である。同クラスレシプロエンジンのシャフト系一次の共振周波数が 400~450Hz にあることを考えると、ロータリエンジンの共振周波数は非常に高いところにあると言える。

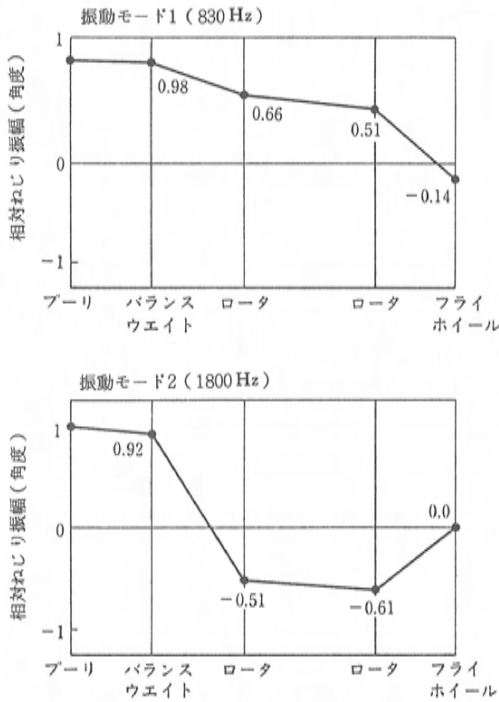


図 5 シャフト系ねじり共振周波数及び振動モード

次に、このシャフト系に加わる加振力について述べる。

ロータリエンジンにおいては往復慣性質量が存在しないため、レシプロエンジンのような慣性力による加振力は発生せず、爆発圧力による荷重のみがシャフトに加わる加振源となる。一つのロータについてみれば、シャフト一回転につき一回の爆発が起きるので、1 ロータ当りのトルク変動は 360° 周期となり、720° 周期を持つ 4 ストロークレシプロエンジンとは異なる。図 6 は一気筒のみによるトルク変動を周波数分析し、各周波数の振幅を平均トルクとの比で示したものである。これから、爆発力のみによる加振力を比較した場合は、ロータリエンジンの方が全般的に低い値を示すこ

とが分かる。

以上のように、ロータリエンジンは共振周波数が高いこと及び加振力のレベルが低いことから、シャフト系のねじり振動に対しては有利である。このねじり振動の振動騒音に対する影響は殆ど問題にするレベルではない。

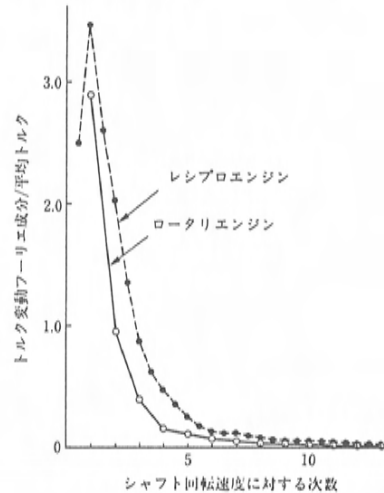


図 6 爆発力による 1 気筒のトルク変動成分

2.2 曲げ振動とその防止技術

2 ロータのロータリエンジンにおいては、シャフト系を支持している主軸受の数は 2 つである。4 気筒のレシプロエンジンが、一般的に 5 つの軸受でシャフトを支持していることから考えれば、これはロータリエンジンの大きな特徴の一つであり、回転部分の機械抵抗損失が小さいというロータリエンジンの長所も、この軸受の数の少なさに負う所が大きい。しかし、必然的に軸受間距離は長くなる。そのために懸念される曲げ振動の増加をロータリエンジンでは、回転質量のレイアウトを含めシャフトの構造を工夫することなどで防止している。

図 7 は 2 ロータのエンジンについてシャフト先端の振動加速度を計測した結果であるが、約 360Hz で共振を起こしており、5000rpm にその振動のピークが存在することがわかる。この振動レベルは耐久性の面からも、また振動、騒音の面からも、現在では特に問題となるような大きさではないが、今後エンジンの高性能化に際しては注目しておかなければならない点の一つである。

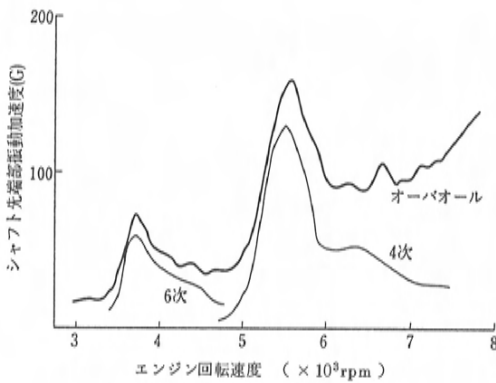


図7 シャフト先端の振動加速度

図8は360Hzの共振周波数を持つ曲げダンパブリーを装着した場合の振動加速度の低減効果を示したものであるが、5000rpmの共振は解消されており、ロータリエンジンについてもダンパブリーの効果は十分に期待できることがわかる。

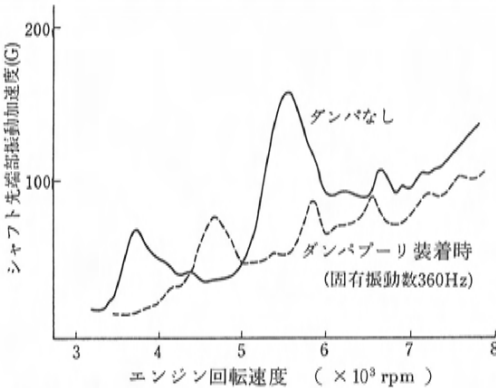


図8 ダンパブリーによるシャフト曲げ振動の低減

2.3 ロータの振動

ロータリエンジンは、図9に示すようなロータギアとステーションナリギアがあり、これがロータの運動を公転3回に対し自転1回というようにに制御している。このギア部分には、図10に示すようにに±300kg近い荷重変動が発生している。

これは、トルク変動やシャフト系の振動・撓動抵抗、シャフトの曲りなどにより、ロータとエキセントリックシャフトの角速度比率を乱そうとする力が作用するためと考えられる。

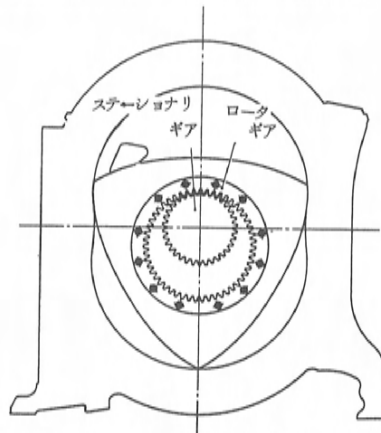


図9 ロータの動きを制御するギアの噛み合い

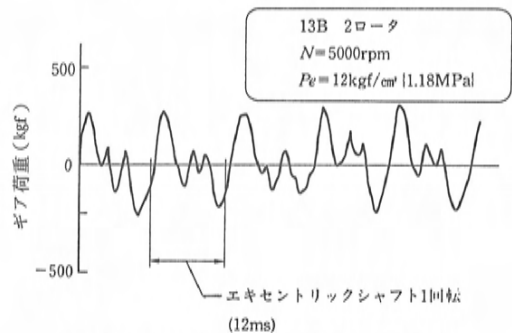


図10 固定ギアに発生するギア荷重

図11に固定ギアに発生するギア荷重の周波数分析結果を示す。これからギア荷重波形は主として3つの波の合成波であり、左2つのピークは、シャフト回転数の1次、2次成分、3つ目の山は固有振動成分である。

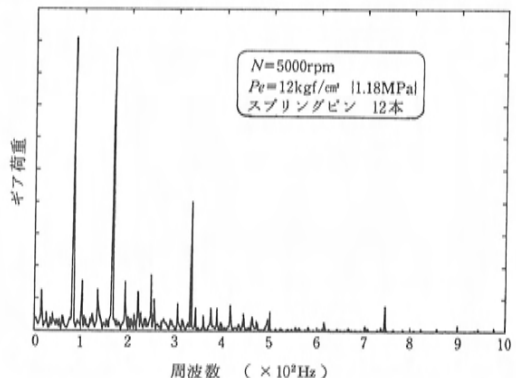


図11 固定ギアに発生するギア荷重波形の周波数分析結果

1次成分は、シャフト1回転に1回/ロータの爆発があるために発生し、2次成分は2ロータロータリエンジンの場合1回転に180度間隔で2回の爆発があるため発生する。更に、固有振動成分はロータの振動であると考えられる。

図12にロータまわりの構造を示す。ロータ本体は耐久性のニーズから、ロータギアにスプリングピンで結合されており、ロータ本体をマスとしスプリングピンをバネとするバネ系が構成され、ロータ本体はロータジャーナルのまわりを振動することになる。この振動は13B型エンジン（スプリングピン9本）の場合250Hzであり、2次加振力により7500rpm付近で共振することが予測される。図13にエンジン回転数とギア荷重の振幅の関係を示した。この図における9本ピンのデータからも、7000rpm付近から共振は始めているのが分かる。

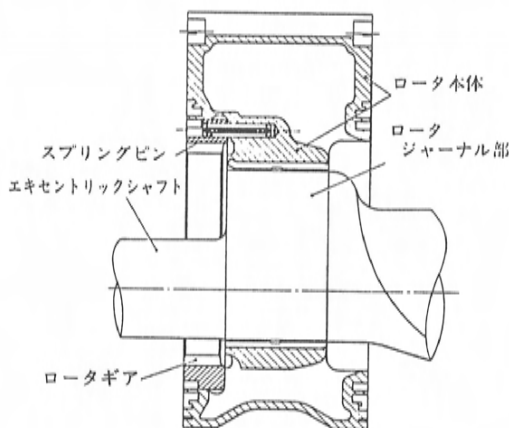


図12 ロータ回りの構造

2.4 振動防止技術

1985年10月に発売したNew サバンナ RX-7へ搭載されたロータリエンジンではこの共振を防止するためにロータ重量低減及びスプリングピンの本数増によってねじりばね定数を上げた。図13における12本のピンのデータでは実用領域に共振が無くなっており、ギア荷重が大幅に改善されていることが分かる。

現在では、回転数、負荷、バネ定数などにより1次成分、2次成分、固有振動成分の振幅、位相

差がどのように変化するかを予測する技術がほぼ確立されている。図13における破線は、9本ピンのギア荷重のうち共振周波数成分のみ変化させ、12本ピンのギア荷重を予測したものであるが実測結果と近似している。このようにギア荷重は周波数成分の数が少なく、また問題となる波とそれ以外の波のレベルが大きく異なるため、対象となる周波数が明確でかつ予測が比較的容易にできる。

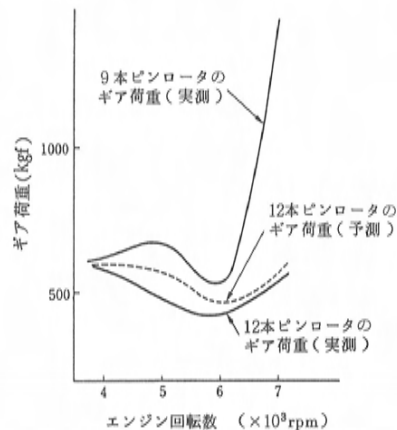


図13 12本ピン、9本ピンロータのギア荷重

3. ロータリエンジンの排気騒音とその防止技術

一般にエンジン騒音はその発生源により燃焼騒音、機械騒音、吸排気騒音及び補機類の騒音に大別される。

図14はロータリエンジンとレシプロエンジンのエンジン本体からの放射騒音の比較例を示す。このようにエンジン放射騒音の低いことがロータリ

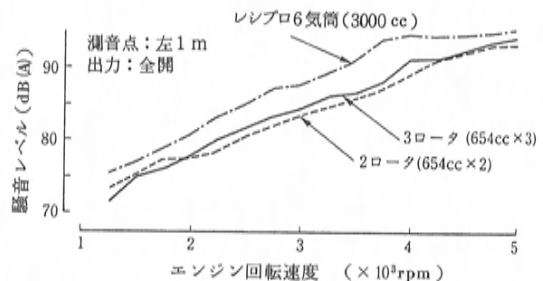


図14 エンジン本体放射音特性

エンジンの特徴の一つになっている。次に吸排気騒音についてはロータリエンジンは吸排気弁を有しないため、一般的にレシプロエンジンよりもその低減対策が難しい。ここではロータリエンジンの特徴的な騒音源である吸排気騒音について説明し、それらに対する改善技術について述べる。

3.1 吸排気騒音

吸排気騒音は吸気及び排気の振動や乱流により発生する。ロータリエンジンの吸排気ポートは図15に示すようにハウジングの摺動面上に設けられており、ロータの回転によってその開閉が行われている。吸気音に関しては図15に示すような通常のサイド吸気ポート方式であれば、レシプロエンジンと大きな差はみられない。反面、ロータリエンジンの排気原音は図16のように4サイクルレシプロエンジンに比べかなり大きい。これは、排気ポートがロータハウジング上に設けられており、アベックスシールの通過により開閉されるため、図17に示すように、バルブリフトによって開閉が行われる4サイクルレシプロエンジンに比べ、

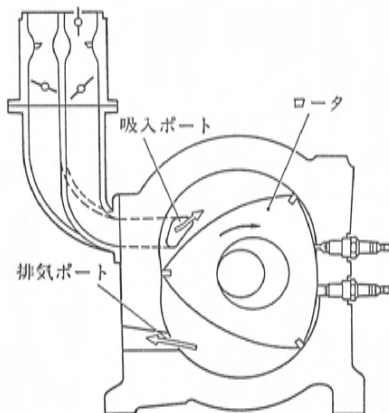


図15 サイド吸入ポート方式

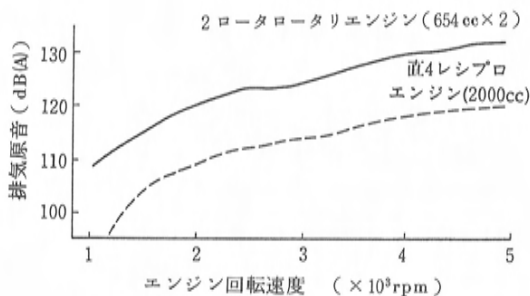


図16 エンジンの排気原音

ポート開口面積変化率が極めて大きいからである。このことは特に出力面においてロータリエンジンの有利な点となっているが、排気原音は高くなる。

この排気原音を下げるため、MCポートインサートを86年式輸出車に採用した。MCポートインサートは図18に示すように排気ポート内に装着されており、開口時の排出ガスの噴出エネルギーを分散させて排気原音を下げること及び膨張型の小型消音器として作用させ、発生した排気音を減衰させることの二つの目的を持つ。

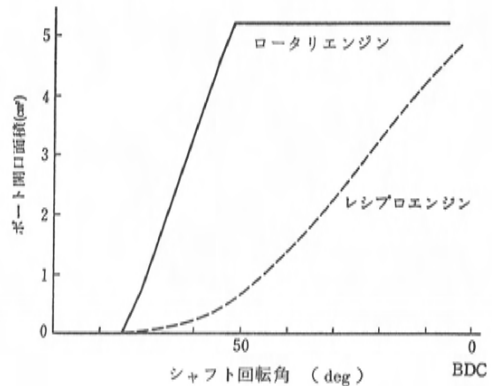


図17 排気ポート開口面積の比較

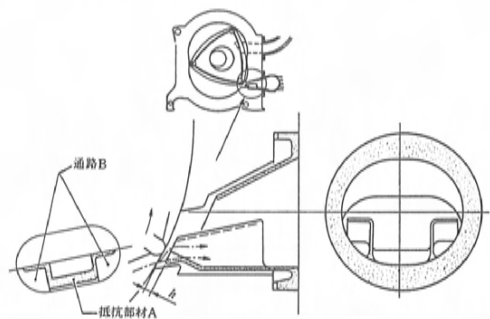


図18 MCポートインサート

3.2 排出ガスエネルギーの分散による消音効果

MCポートインサートはポート開口初期に気筒内から音速に近いスピードで噴出するガスの流れに抵抗を与え、流れの方向を散乱させることにより、排出ガスの持つエネルギーを時間的及び空間的に分散させる作用がある。図18に示す、抵抗部材Aとロータハウジング内周面との距離hを変化さ

せた場合の排気系放射音への影響を図19に示す。これから h 寸法には最適値があり、大き過ぎても小さ過ぎても騒音低減効果が減少することがわかる。 h が大きい場合は抵抗部材の影響が小さくなるので抵抗なしの場合に近づく。また h が小さい場合は抵抗が大きすぎるので、抵抗部材Aの部分を通してガス量が減少して、その代わりに図18のB部を通してガス量が増加するため、騒音が増大するものと考えられる。

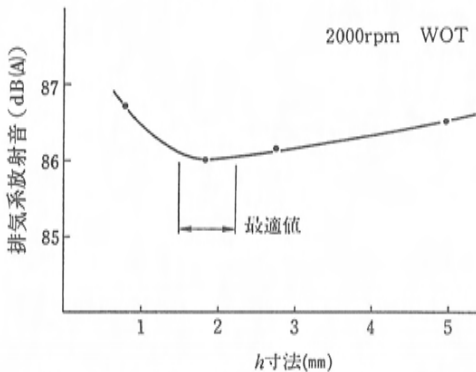


図19 h 寸法と排気系放射音との関係

3.3 MC ポートインサート内での消音効果

排出ガスは排気ポート中央部の抵抗部材A上面とその両脇のB面を通して排出される。B部は仕切り板によって囲われ、ポートインサート内で通路を形成している。この場合排気ポートが開いた瞬間に発生した音波は、主としてこの通路Bを通して下流側に伝ばすると思われる。ポートインサート下流には、比較的大きな容積を持つ排気マニホールドが装着されており、通路Bから排気マニホールドに入るところで大きく断面積が変化する。このような断面積変化がある場所では音波が減衰することが知られており、消音器にもこの

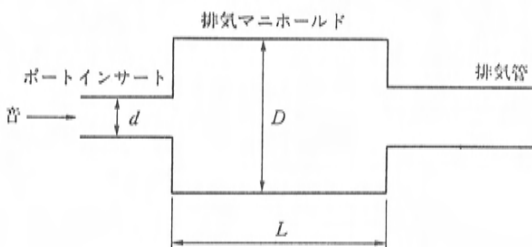


図20 膨張型消音器モデル

原理が使用されている。ポートインサートと排気マニホールドは図20のようにモデル化することができ、この場合の騒音低減効果は次の計算式により求めることができる。

$$R(\text{dB}) = 10 \log \left[1 + \left\{ \frac{1}{2} \left(m - \frac{1}{m} \right) \sin kL \right\}^2 \right]$$

$$\text{ここで } m = \frac{D}{d}, \quad K = \frac{2\pi f}{c}$$

f : 周波数 c : 音速

この式から m の値が大きいくほど騒音低減効果が大きくなることが分かり、排気抵抗が増えて出力が低下しない範囲でB部の通路面積をできるだけ小さく設定することが望ましい。

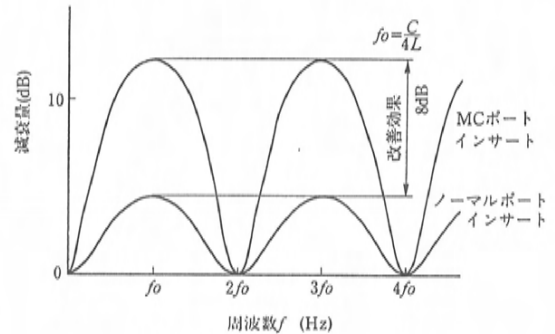


図21 騒音減衰効果計算値

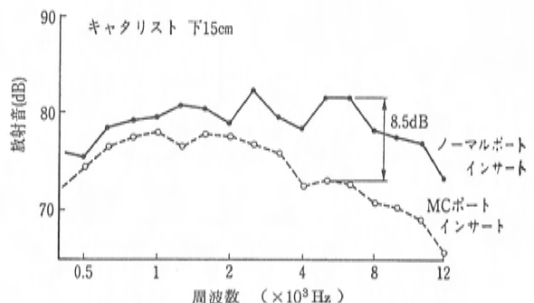
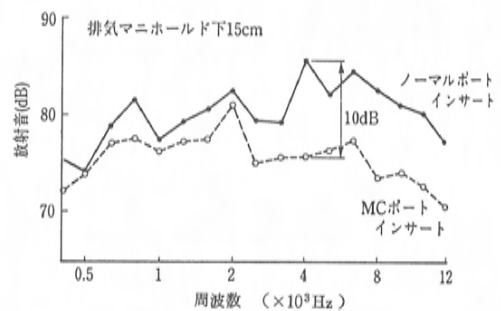


図22 放射音低減効果実測値

図21は前記計算式により現在使用している MC ポートインサートの騒音低減効果を求めたものである。従来のタイプのポートインサートに比べ大幅な騒音の減衰が期待できる。

図22は排気マニホールド及びキャタリストからの放射音の大きさを実測したものである。排気系放射音の主原因は、排気管内の圧力波が排気系部品の外壁を振動させて発生するものであり、排気原音の大きさの影響が最も出易いものである。

図22からわかるように MC ポートインサートの採用により特に高周波側の放射音を 8~10dB 下げることができた。

今回紹介した MC ポートインサートにより、ロータリエンジンの排気系騒音を 4 サイクルレシプロエンジンとほぼ同じレベルまで低減することができた。これによりロータリエンジンが本来備えている機械的騒音が少ないことと相まって静粛性が更に改善できた。

6. あとがき

ロータリエンジンの振動騒音低減という課題についてその対応技術の一端を述べた。これらの主な技術は現在販売されている New サバンナ RX-7 に搭載の 13B 型ロータリエンジンに採用され、大きな効果を上げている。今後ロータリエンジンは更に高性能の道を進むが、振動騒音低減はますます大きな課題となるであろう。私達は自動車という商品に対しエンジンがいかに貢献できるかという観点に立ち、改善を押し進め、顧客に満足して頂ける商品づくりに努力したいと考える。

参考文献

- (1) 監修 五味 努：自動車工学全書
ロータリエンジン，ガスタービン P. 37, 57, 58
- (2) 古浜庄一：ロータリエンジン工学(7)内燃機関，
18巻10号 P. 57

■ 著 者 ■



栗尾憲之



藤本順章



生野祐治

論文・報告

3

騒音低減のための高剛性シリンダブロックの研究

Research on High Rigidity Cylinder Block for Lower Noise

寺本 隆文^{*1} 森田 茂^{*2}
Takafumi Teramoto Shigeru Morita出口 博明^{*3}
Hiroaki Deguchi

要 旨

Abstract

シリンダブロックの剛性向上はエンジン振動騒音低減の重要課題であり、多くの壁面強化策が実施されてきた。しかし、現在では更に剛性を向上する場合、従来の延長上の壁面強化策では重量増加が大きな問題となる。そこで、一次ねじり、一次横曲げ、バルジの三つの主要な振動モードに共通してシリンダブロック下部の変形が大きいことに着目し、この原因である開口構造のシリンダブロック下端面を閉塞する剛性向上部材を開発した。その結果、各振動モードの固有振動数が30~70%上昇し、エンジン騒音は1.1dB(A)低減した。また、最近改善要求が高まっている車室内音質の改善効果も確認された。

Cylinder block rigidity is important in reducing engine noise and vibration. Therefore, considering the remarkable deformation in the lower cylinder block which is common to the important vibration modes (first torsion, first lateral bending, and bulge), a new rigidity improving member was developed. The member closes the opened structure of the cylinder block lower end, which is the cause of the deformation characteristic. Natural frequencies of the modes were raised by 30~70%, and engine noise was reduced 1.1 dB(A). The sound quality of the passenger compartment noise, recently given great attention, was also improved.

1. まえがき

エンジンの振動騒音は、車内騒音及び車外騒音の主要因であり、その低減は、車室内の静粛化及び車外騒音規制に対応するうえで重要である。エンジン部品の中でシリンダブロック(以下、ブロック)は、エンジン騒音の主要な放射部位であるとともに、周辺部品への振動伝達経路となるため、その剛性向上が特に要求される。また、ブロックは最も重いエンジン部品であるため軽量化の要求も強い。近年、上記要求に対し有限要素法やモーダル解析を用いた研究の結果、各社とも壁の曲面化やリブの設置などの壁面強化策を採用し、効果を上げてきた。

今後もエンジンの高回転化、高出力化に対応して、より一層ブロックの高剛性化が必要であるが、既に追加する壁面強化策の効果は低下しており、従来の延長上の開発では重量増加が懸念される。そこで、わずかの重量で大幅にブロック剛性を向

上させるため、ブロックに付加する剛性向上部材の研究を行った。

2. エンジン振動騒音とブロック剛性

2.1 エンジン振動騒音の発生機構

エンジン振動騒音の発生機構を要約すると、図1のようになっていると考えられる。

主要な加振源として、動弁系衝撃力、燃焼刺激力、ピストンスラップなどがあげられる。車両を全開で加速させた時、エンジン騒音が著しく増大するのが感じられる。これは燃焼刺激力が増加すると、図2の全負荷と無負荷のエンジン騒音比較に示される通り、騒音レベルを支配している500Hzから1.6kHzを含む広い周波数範囲にわたり、騒音レベルが増大するためである。このように燃焼刺激力は全負荷エンジン騒音の最も大きな加振源となっている。

燃焼刺激力を直接受けるのは、図1に示す通り、燃焼室を構成するシリンダヘッド、ピストンなど

*1, *2 技術研究所 本社研究所

*3 パワートレイン設計部

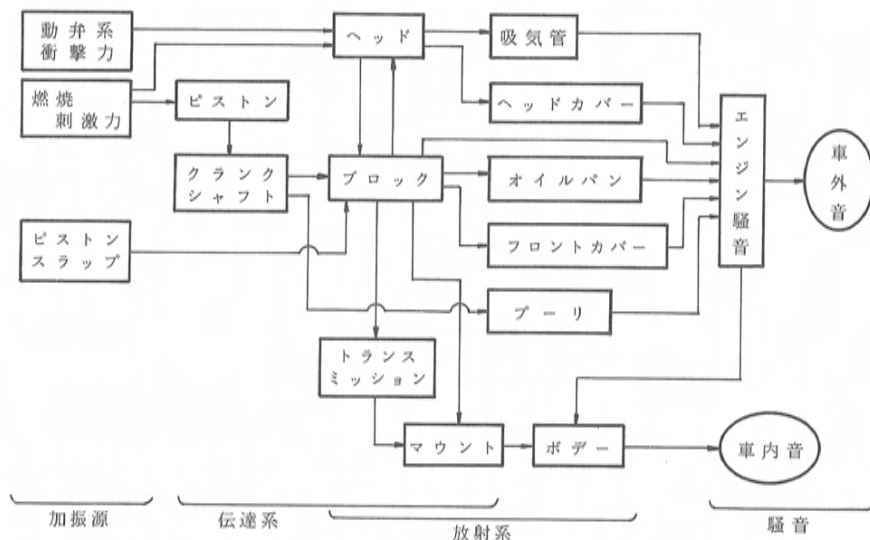


図1 エンジン振動騒音の発生機構

である。シリンダヘッドの燃焼室壁面は、ピストン及びこれを支えるコンロッド、クランクシャフトからなるクランクトレイン系よりも著しく剛性が高いため、ほとんどの振動エネルギーはクランクトレイン系に伝達されと考えられる。振動エネルギーの70～80%がクランクトレイン系に伝達されることがテストにより確認されている⁽¹⁾。この振動エネルギーは、クランクシャフトを支持する主軸受部からブロックに伝達され、ブロック表面から騒音として放射されるとともに、オイルパン、フロントカバーなどにも伝達され、エンジン各部の表面からも放射されることによってエンジン騒音となる。

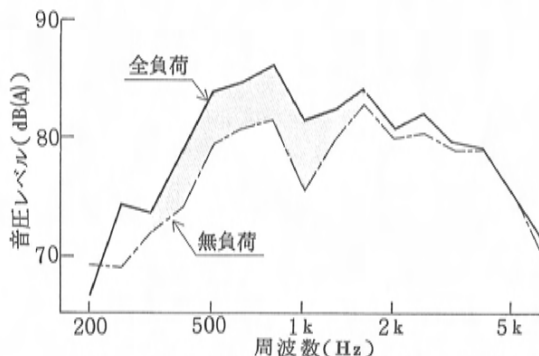


図2 負荷によるエンジン騒音レベルの差

2.2 エンジン騒音とブロック振動モード

ブロックへの振動入力点である主軸受部から、騒音放射部かつ周辺部品への振動伝達部であるブロック表面までの、振動の伝達し易さを表わす周波数応答関数が低いほど、振動騒音に優れるブロックと言える。この周波数応答関数には多くの共振点があり、それぞれ異なる振動モードで共振し、エンジン振動騒音を増大させている。

ブロックの振動モードの中で、周波数応答が高いためにエンジン振動騒音で問題となる主要なモードは、一次ねじり、一次横曲げ、バルジの三つであることを既に報告している⁽²⁾。そこで、本研究でも、まず加振テストでブロックの振動モードを測定し、更に台上運転でエンジン騒音を測定し、主要な振動モードのエンジン騒音への寄与度を求めた。直列4気筒、総排気量2.0ℓ、铸铁製ブロックのガソリンエンジンを使用し、騒音測定は4,000rpm全負荷、マイク位置をエンジン左側1mで行った。

測定したブロックの固有振動数を表1に示す。エンジン振動騒音で問題となる一次ねじりモードは500Hzバンド内の474Hz、一次横曲げモードは800Hzバンド内の753Hz、バルジモードは1.6kHzバンド内の1,651Hzである。

図3は全負荷エンジン騒音の周波数特性と三つの主要な振動モードとの関連を示している。主要な振動モードが存在する各周波数バンドでは騒音レベルが高く、500Hz から1.6kHz バンドの騒音寄与率の合計は71%になる。そこで、主要な三つの振動モードの共振を低減することが、エンジン振動騒音低減の効率的な方法であると考えられる。

表1 ブロックの固有振動数

1/3Oct. バンド Hz	固有振動数 Hz	モード
500	474	一次ねじり
630		
800	753 879	一次横曲げ 主軸受前後
1,000	948 974 1,095	主軸受前後 〃 〃
1,250	1,146 1,326 1,338	
1,600	1,651 1,683	バルジ

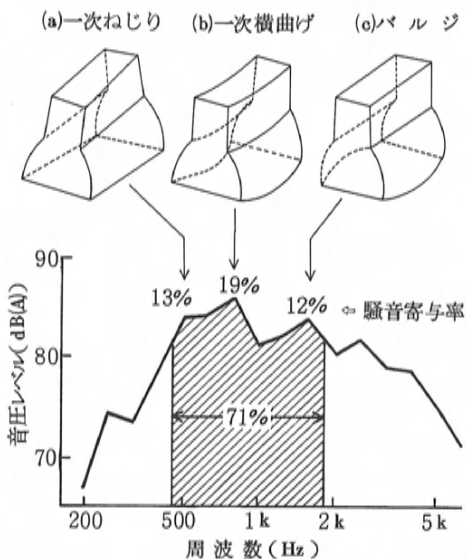


図3 ブロックの基本振動モードとエンジン騒音

2.3 従来の壁面強化による剛性向上

ブロックの共振を低減する方法としては、対象の振動モードに対する剛性を向上させ、固有振動数を上昇させることが一般的に検討される。これは、加振源としての燃焼刺激力が高周波域に向かうほど急激に低下するので、共振の発生を高周波側に移行させることが振動低減に有効なためである。

このような検討の結果、図4に示す各種の壁面強化策が既に各社で採用されている。これらは、振動モードの変形状態を表わすモードシェープを参考にして、又は以下に説明するように有限要素法を活用して開発されたものである。

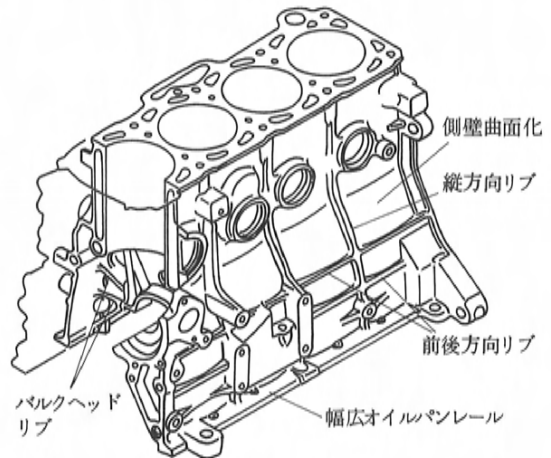


図4 壁面強化策の実施例

有限要素法では、振動モードのモードシェープ以外にも実験では求まらない各部の歪エネルギー及び運動エネルギーを計算できるため、これを基にして効率的に強化部位を特定できる。

共振時には各点の振動に位相差がないため、ブロック全体の歪エネルギーの最大値 E_s と運動エネルギーの最大値 E_k は等しく、これらを E とおくと次式が成り立つ

$$E = E_s = \frac{1}{2} k^2 \{\phi\}^T [K] \{\phi\} \quad (1)$$

$$E = E_k = \frac{1}{2} k^2 \{\phi\}^T [M] \{\phi\} (2\pi f_n)^2 \quad (2)$$

ただし, k は振動変位とモードシェープの比, $\{\phi\}$ はモードシェープベクトル, $[K]$ は剛性マトリックス, $[M]$ は質量マトリックス, f_n は固有振動数である。(1)式と(2)式から, 固有振動数 f_n は次式で表わされる。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\{\phi\}^T [K] \{\phi\}}{\{\phi\}^T [M] \{\phi\}}} \quad (3)$$

構造変更後の固有振動数 f'_n は, (3)式を基に次式で表わされる。

$$f'_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\{\phi + \Delta\phi\}^T [K + \Delta K] \{\phi + \Delta\phi\}}{\{\phi + \Delta\phi\}^T [M + \Delta M] \{\phi + \Delta\phi\}}} \quad (4)$$

ここで, 通常の壁面強化策では, 構造変更前後のモードシェープの変化量 $\Delta\phi$ が小さいため, これを 0 と仮定すると次式が成立する。

$$f'_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\{\phi\}^T [K] \{\phi\} + \{\phi\}^T [\Delta K] \{\phi\}}{\{\phi\}^T [M] \{\phi\} + \{\phi\}^T [\Delta M] \{\phi\}}} \\ = f_n \sqrt{\frac{E + \sum \alpha_i \cdot E_{si}}{E + \sum \beta_i \cdot E_{ki}}}$$

$$= f_n \sqrt{\frac{1 + \sum \alpha_i \cdot E_{si}/E}{1 + \sum \beta_i \cdot E_{ki}/E}}$$

ここで, α_i は i 番目要素の剛性の増減割合, β_i は i 番目要素の質量の増減割合である。右辺を級数展開し, 微小項を 0 と置くと次式が成立する。

$$f'_n = f_n \left\{ 1 + \frac{1}{2} \sum (\alpha_i \cdot \frac{E_{si}}{E}) \right\} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \sum (\beta_i \cdot \frac{E_{ki}}{E}) \right\} \\ = f_n \left\{ 1 + \frac{1}{2} \sum (\alpha_i \cdot \frac{E_{si}}{E} - \beta_i \cdot \frac{E_{ki}}{E}) \right\} \quad (5)$$

(5)式より, 構造変更による固有振動数の変化割合は次式で表わされる。

$$\frac{f'_n - f_n}{f_n} = \frac{1}{2} \sum (\alpha_i \cdot \frac{E_{si}}{E} - \beta_i \cdot \frac{E_{ki}}{E}) \quad (6)$$

壁面強化策は, 変更部分にある各要素の肉厚増減により表わされる。肉厚を増減させる場合, この増減割合と質量の増減割合 β_i は等しく, またこれらは剛性の増減割合 α_i 以下である。そこで, (6)式から, 固有振動数を上昇させる方法として, 歪エネルギー割合 E_{si}/E が, 運動エネルギー割合 E_{ki}/E よりも大きい要素では肉厚を増加させ, 逆の関係の要素では肉厚を減少させる二通りある

表 2 歪エネルギーと運動エネルギーの分布

部 材		モード		一次ねじり		一次横曲げ		バ ル ジ	
		固有振動数		474Hz		753Hz		1,651Hz	
		エネルギー		Es	Ek	Es	Ek	Es	Ek
ブ ロ ッ ク 上 部	トップデッキ	8.7	5.7	70.2	19.1	—	—	—	—
	シリンダウォール	28.3	4.2			11.5	32.0	—	—
	ウォータージャケット	33.2	9.2			20.5	5.5	—	—
ブ ロ ッ ク 下 部	T/M*マウントフランジ	2.0	20.0	6.5	46.4	6.9	24.8	—	—
	スカート	—	4.4			11.7	—	28.6	20.3
	オイルバンレール	—	—			—	43.0	—	63.2
	バルクヘッド(5個)	4.5	8.6			22.1	19.1	48.3	12.8
	ベアリングキャップ(5個)	—	13.4			2.3	19.3	—	—

Es: 歪エネルギー Ek: 運動エネルギー 単位 %
*T/M: トランスミッション (—は0を示す)

ことがわかる。後者の場合、軽量化と剛性向上が両立し、極めて望ましい方法であるが、既に強度と生産性を考慮したうえでの余肉除去は充分に実施されているため、この方法で固有振動数を大幅に上昇させることは困難である。そのため、歪エネルギー割合が運動エネルギー割合よりも大きい要素の肉厚を増加させることが実用的方法である。この時、歪エネルギー割合と運動エネルギー割合との差が大きいほど、固有振動数上昇効果が大きいと考えられる。

この方法により、既に各種の壁面強化策が採用されている供試ブロックの剛性向上を検討すると次のようになる。

主要な三モードのエネルギー割合分布を表2に示す。ウォータージャケットは一次ねじりと一次横曲げの二つのモードにおいて、歪エネルギー割合が運動エネルギー割合よりも大きくその差が最も大きい。強化部位として適当である。ウォータージャケットの厚さを2倍にするとブロック重量が6%増加するとともに、(6)式において剛性の増減割合を1と仮定した場合、一次ねじりの固有振動数は約10%、一次横曲げの固有振動数は約7%上昇する。しかし、バルジモードにおいては、ウォータージャケットにエネルギーがほとんど分布していないため、固有振動数は変化しない。バルジモードに対しては、表2からバルクヘッドの強化が有効であり、ブロック重量の12%増加で固有振動数が10%上昇する。

そこで、ウォータージャケットとバルクヘッドの強化を併せて実施すると、ブロック重量の18%増加で主要振動モードの固有振動数が約10%上昇す

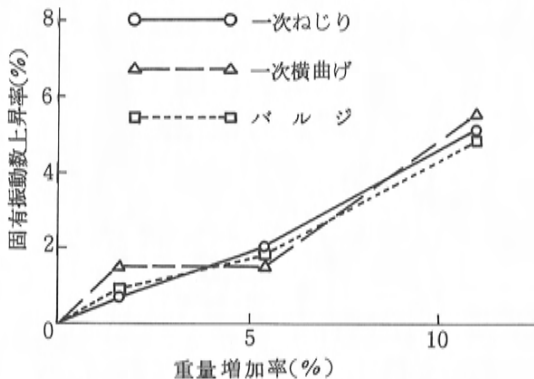


図5 壁面強化策の固有振動数上昇効果

る。

図5に量産エンジン開発に際して検討した強化程度の異なるブロックの加振テスト結果を示す。ブロック重量増加10%当り固有振動数が約5%上昇しており、上記計算結果と良く一致している。

有限要素法により壁面強化の検討を始めた時期には、同じ重量増加で2倍以上の固有振動数上昇効果が得られており、現在の壁面強化策の追加は重量増加の面で従来よりも悪化している。

3. 剛性向上部材の検討

3.1 剛性向上部材の狙いと構造

主要三モードのモードシェープを図6に示す。共通してブロック下部、特にオイルパンレール部の変形が大きい。この原因はブロック下部の基本構造にある。即ちブロック下部は数個のバルクヘッドで左右のスカート部が結合されるのみで大部分が開口されているため、ブロック上部に比較して剛性が低い。そこでこの開口部を強化するため、ブロック下端部を閉塞する形状の剛性向上部材を設ければ、主要な三モードの剛性を効率良く向上できると考えられる。

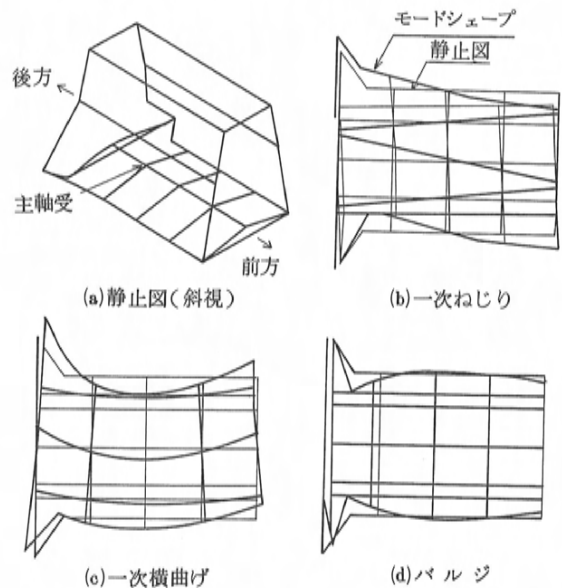
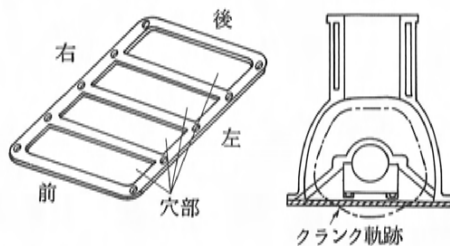


図6 ブロックのモードシェープ(平面)

従来から、この種の剛性向上部材として図7に示す二タイプのスティフニングプレートなどが報告されているが⁽³⁾⁽⁴⁾、これらについて主要な三モードに対する有効性を検討した結果、次の問題があることがわかった。クランクシャフトとの干渉防止を目的として大きな穴部を有するAタイプは、左右方向ビームと軸方向ビームの結合部が変形しやすいため、一次ねじり、一次横曲げモードに対し効果が小さい。また、剛性を弱める穴部を設けずクランクシャフトとの干渉防止を目的として、クランク軌跡の外側に沿って折り曲げられたBタイプは、左右方向へ伸縮しやすくなるため、バルジモードに対し効果が小さい。

Aタイプ



Bタイプ

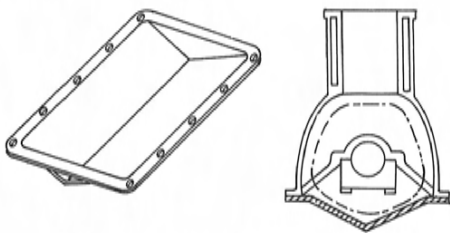


図7 剛性向上部材の従来例
(スティフニングプレート)

以上の結果から、両タイプのスティフニングプレート構造を併せ持てば、それぞれの問題を補い合いすべてのモードに対して効果が大きいと考えられる。そこで、図8に示すように、ブロック下端のオイルパンレールとの結合部を左右両端に有する略V字形プレート上に、主軸受部直下において略三角形形状のバルクヘッドを固定した剛性向上部材、Vibration Reducing Stiffener (以下 VRS) を考案した。

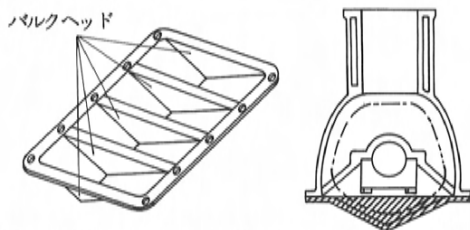


図8 VRS (Vibration Reducing Stiffener) の構造

3.2 有限要素解析による効果予測

VRS とブロックの有限要素モデルを作成し、主要三モードの固有振動数を計算した。VRS の板厚を0.5mmから5mmまで変化させ、ブロック重量の増加率と固有振動数上昇率の関係を求めた。

図9に示すように、板厚が1mmから効果が上昇しはじめ、3mmではほぼ頭打ちとなる。板厚3mmの時、6%の重量増加に対し、一次ねじりモードで74%、一次横曲げモードで37%、バルジモードで28%の固有振動数上昇効果が得られる。この効果は既に述べた壁面強化策の5~12倍であり、非常に高い効果が予測された。

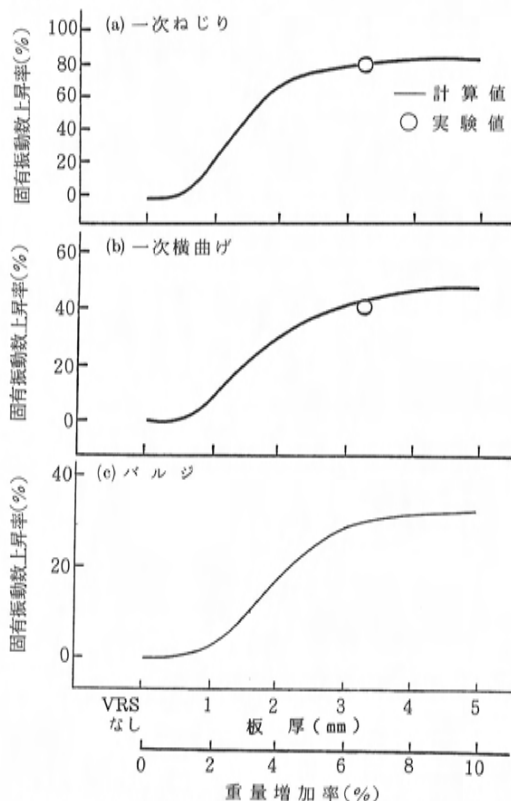


図9 有限要素解析による VRS の効果予測

4. 実験結果

有限要素解析の予測結果を基に板厚 3 mm の VRS を試作し各種実験を行った。

4.1 加振テスト結果

図 9 中に示すように、一次ねじりモードと一次横曲げモードでは予測結果と良く一致する大きな固有振動数上昇効果が得られた。なお、バルジモードの固有振動数は加振テスト時の上限周波数としている 2 kHz 以内には見られないため、エンジン振動騒音上の問題が少なく、より高周波域まで上昇したものと考ええる。

VRS と他の剛性向上部材の効果比較を図 10 に示す。A タイプのスティフニングプレートとともに比較してとりあげたベアリングビームは、主軸受部剛性の改善を狙いとして最近採用される例が多い。VRS は同一重量増加率当り他の 2 倍以上の固有振動数上昇効果がある。

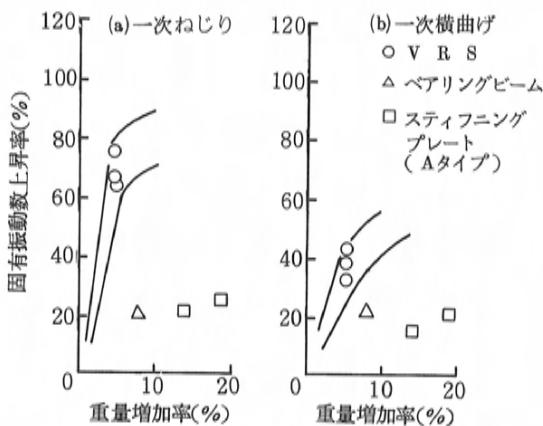


図10 VRSの固有振動数上昇効果

4.2 エンジン騒音テスト

(1) エンジン騒音レベル

VRS によるエンジン騒音周波数特性の変化を図 11 に示す。一次ねじり、一次横曲げ、バルジの三つの主要モードがあった 500Hz, 800Hz, 1.6kHz の各周波数バンドにおいて、VRS によりエンジン騒音が低減している。このように VRS が狙い通りの効果を示した結果、エンジン騒音レベルが 1.1dB(A) 低減した。

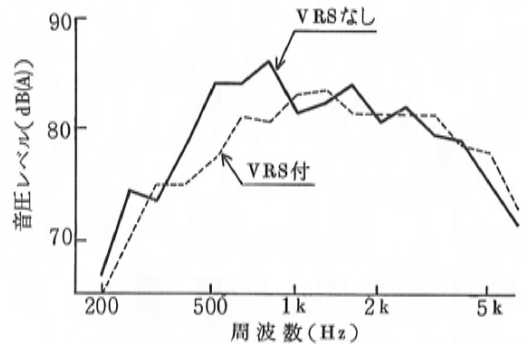


図11 VRSのエンジン騒音低減効果

(2) エンジン音質

車室内騒音の加速時音質を物理的に評価する手法として、音波のエンベロープを周波数分析する手法が報告されている⁽⁵⁾。このエンベロープ分析により、VRS によるブロック剛性の大幅な向上がエンジン音質にどのように影響するかを評価した。図 12 に示すように、VRS なしでは 3,600rpm と 5,000rpm 付近に音質が悪いことを示すピークがあり、VRS 装着により 5,000rpm のピークは低減する。

官能評価でもこの回転域でガー音と呼ばれる不快な音が低減されることが確認された。

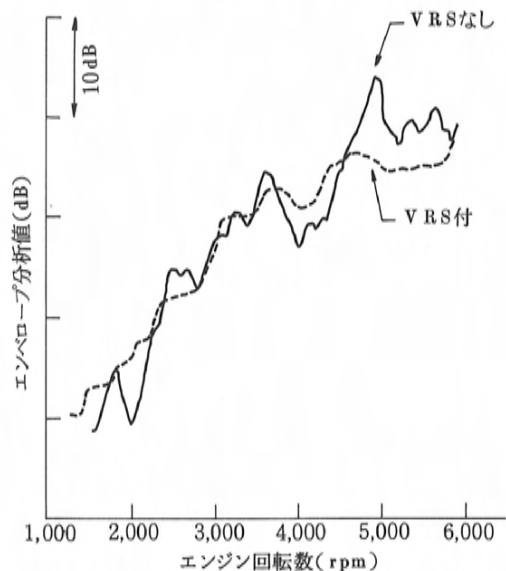


図12 VRSの音質改善効果

5. あとがき

エンジン騒音を低減するため、ブロック剛性の向上策を研究し、以下の結論を得た。

- (1) 既に多くの壁面強化策が採用されている現状のブロックに、更に同種の強化策を追加する場合、ブロック重量増加率10%当り主要振動モードの固有振動数は約5%上昇する。
- (2) ブロック下部の剛性向上部材として開発したVRSは、ブロックの6%の重量のもので主要振動モードの固有振動数を30~70%上昇させる。この効果は従来からあるスティフニングプレートやベアリングビームの2倍以上である。
- (3) VRSによりブロック剛性が大幅に向上することで、エンジン騒音レベルが1.1dB(A)低減されるとともに、加速時の車室内エンジン音質も改善される。

本研究に基づき、生産性を考慮して図13に示すVRSが実用化され、目的とした極めて高剛性のブロックを実現できた。また、このブロックの高剛性化により、最近ニーズの高まっている音質改善の効果も得られており、今後はエンジン音質の改善を主目的として、ブロック及びクランクトレイン系の振動騒音低減技術の研究を進める所存である。

最後に本研究にあたり、多くの方々の御協力をいただいたことに深く感謝の意を表します。

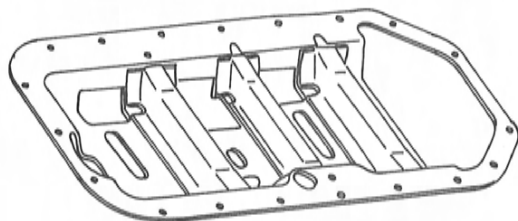


図13 VRS 実用化例

参考文献

- (1) Y. Hayashi, K. Sugihara, A. Toda and Y. Ushijima: Analytical Study on Engine Vibration Transfer Characteristics Using Single Shot Combustion, SAE Paper 810403.
- (2) 前川, 森田: 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, 自動車技術会論文集 No. 27, (1983) P. 98.
- (3) 岡村, 山内, 中嶋, 岩上: V型エンジンにおける騒音低減手法について, 自動車技術, Vol. 39, No. 12, (1985) P. 1348~1355.
- (4) D. Anderton et al.: The Effect of Structure Design on High Speed Automotive Diesel Engine Noise, SAE Paper 790444.
- (5) 柘植, 金丸, 木戸, 増田: 加速時車内騒音の音色に関する一考察, 自動車技術, Vol. 39, No. 12, (1985) P. 1356~1361.

著者



寺本隆文



森田 茂



出口博明

論文・報告

4

トランスミッション用歯車の騒音低減
Noise Reduction of Transmission Gears西野 隆之^{*1} 北原 義正^{*2}
Takayuki Nishino Yoshimasa Kitahara

要 旨

Abstract

年々高まる歯車騒音低減への要求に対応していくために、起振源である歯車のかみ合い伝達誤差低減の研究を行った。

まず、ユニット状態での歯車のかみ合い伝達誤差の測定装置とシミュレーション技術を導入し、負荷状態での歯車の最適な歯面修正の選定を可能にした。またコンピュータ支援によるシェービングカッタの研削システムを開発した結果、最適歯面修正が実現できるようになり、静粛なトランスミッションを保証することが可能となった。

There is a growing demand for the noise reduction of the transmission gears.

A study was made to lessen the transmission error (of the transmission gears) which is the cause of the noise.

A machine for measuring the transmission error of the gears as assembled in the transmission and a simulation technology enabled us to find out the method of the optimum tooth correction of the gear under load. At the same time, a computer-aided grinding system for shaving cutters was developed to make the optimum tooth correction. Low-noise gears were thus made available to automobile transmissions.

1. はじめに

自動車の車室内の静粛化が進むにつれて、変速機の歯車騒音低減への要求は高まる一方である。一般に歯車騒音は周波数が300～2,000Hzの純音に近い音であり、比較的に音圧レベルが低くても耳障りである。その発生機構は、まず歯車のかみ合いによって強制力が発生し、その振動が駆動系各部や車側の伝達経路を伝わり、ボデーパネルに至って車室内に音として放射される。

本報告では発生源の問題を取り上げ、ユニットに組み込まれた状態での歯車のかみ合い伝達誤差低減への取り組みについて述べる⁽¹⁾。

まずユニット状態での歯車のかみ合い伝達誤差と車室内の歯車騒音との相関を検証し、歯車騒音対策にはかみ合い伝達誤差の低減が有効であることを示す。次にかみ合い伝達誤差を低減するにはトポロジカルな歯面修正が有効であることをシミュレーションと実験結果によって述べる。更にはシミュレーションによって得られた最適な歯面修正を行う目的で開発したコンピュータ支援によ

るシェービングカッタの研削システムについて報告する。

2. かみ合い伝達誤差の低減

2.1 かみ合い伝達誤差の実測

図1にかみ合い伝達誤差の測定装置の概略を示す。基本的構造は動力吸収式試験機であり、負荷トルクは出力軸で最大60kg mであるが、通常は無負荷状態からエンジンの最大トルクまで連続的にトルクスイープを行う。また油温は常温から100℃の範囲で制御可能である。かみ合い伝達誤差は変速機の入力側と出力側の各々の軸にロータリエンコーダを取り付けて回転パルスを検出し、それらの位相差を電圧変換することによって計測する。更にユニット状態では複数の歯車対がかみ合っているため、高速フーリエ変換器によって各歯車対のかみ合い次数成分に分解する。

図2はこの装置によって計測したかみ合い伝達誤差と車室内での歯車騒音のかみ合い1次成分との相関を示す。歯車騒音低減のためには、かみ合い伝達誤差の低減が有効であることが理解できる。

* 1, * 2 パワートレイン生技部

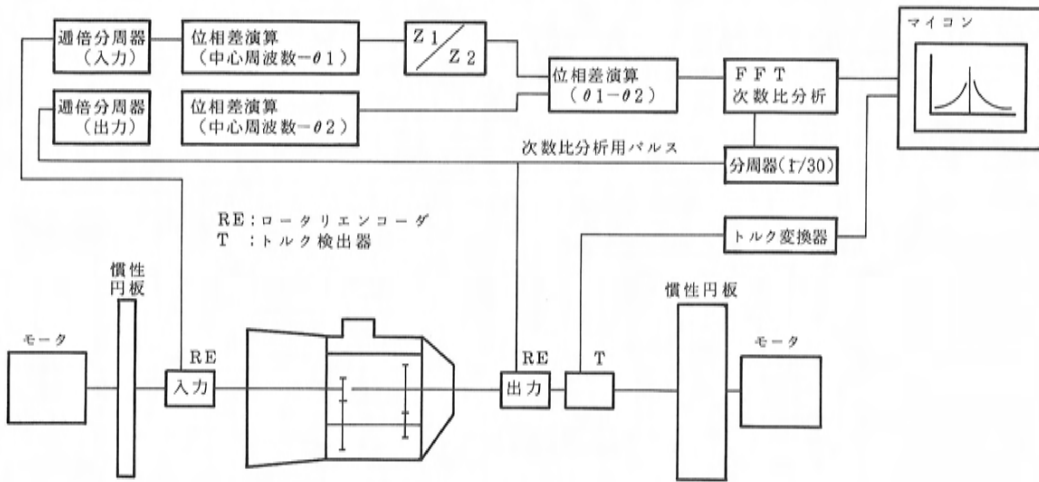


図 1 かみ合い伝達誤差の測定装置

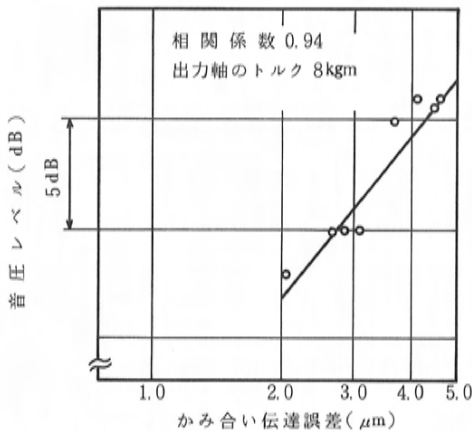


図 2 歯車騒音とかみ合い伝達誤差の関係

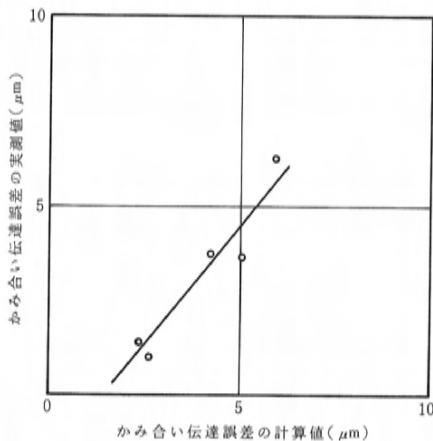


図 3 かみ合い伝達誤差の実測値と計算値

2.2 かみ合い伝達誤差のシミュレーション

(1) シミュレーション方法

ユニット状態での歯車のかみ合い伝達誤差は、歯車軸のミスアライメントによって生じる歯当りの移動を仮想歯面形状誤差に換算して考慮することによって、次の非線形連立積分方程式、

$$\int_{L_i} K_{bi}(x, \xi) P_i(\xi) d\xi + K_{ci}(x) P_i(x) = \{\Delta - e_i(x) - e_{vi}(x)\} \cos \beta_{gw} \quad (i=1, \dots, n) \quad (1)$$

$$W = \sum_{i=1}^n \int_{L_i} P_i(\xi) d\xi$$

で評価する。ここで、

- Δ : かみ合い伝達誤差
- W : 作用線方向の伝達荷重
- L_i : i 番目の接触線
- n : 同次接触線の数
- $P_i(\xi)$: i 番目の接触線上の分布荷重
- $K_{bi}(x, \xi)$: 歯の曲げせん断たわみの影響関数
- $K_{ci}(x)$: 接触による歯面の近寄りの影響関数
- $e_i(x)$: 合成歯面形状誤差
- $e_{vi}(x)$: 仮想歯面形状誤差

である。図 3 は式(1)で評価したかみ合い伝達誤差と実測値の相関を示す。

(2) かみ合い伝達誤差の解析例

はすば歯車の場合かみ合い伝達誤差を低減するには、トポロジカルな歯面修正⁽²⁾が有効である。

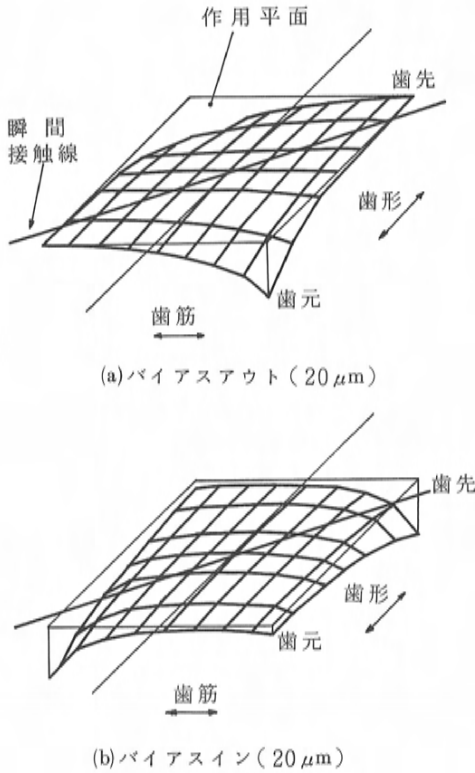


図4 バイアス歯面

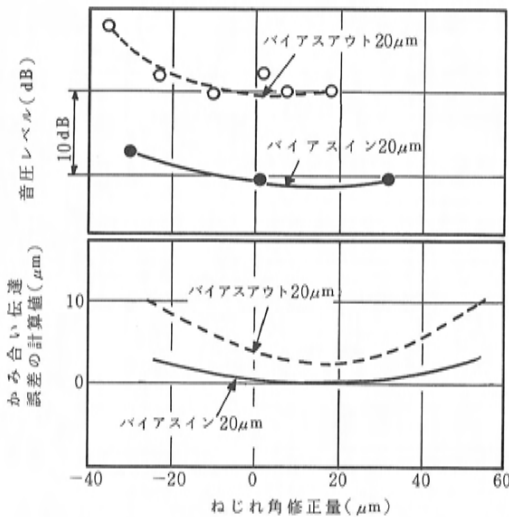


図5 バイアス歯面修正による歯車騒音とかみ合い伝達誤差の低減効果

図4(a)は瞬間接触線を等高線とし、これに直交する方向にクラウニングを施した歯面（バイアスアウト20 μm ）である。図4(b)は瞬間接触線に直交する線分を等高線とし、瞬間接触線方向にクラウニングを施した歯面（バイアスイン20 μm ）である。これら二つの歯面に対するかみ合い伝達誤差の計算値と車室内での歯車騒音の計測値を図5に示す。これらより瞬間接触線方向にクラウニングを施すと、かみ合い伝達誤差あるいは歯車騒音の低減に効果があると言える。

次に図6は図4の二つの歯面に対して歯車軸に食い違い誤差を与えた場合の歯当りの移動特性の比較を示す。はすば歯車では食い違い誤差を生じた場合、瞬間接触線方向に歯当りが移動する傾向がある。したがって瞬間接触線方向にクラウニングを施すと、食い違い誤差による片当りを緩和することができる。歯車の組付精度のばらつきや負荷による歯車箱の変形などが大きい場合には、トポロジカルな歯面修正が有効である。

Ψ \ B	バイアスアウト	バイアスイン
5'		
0'		
-5'		

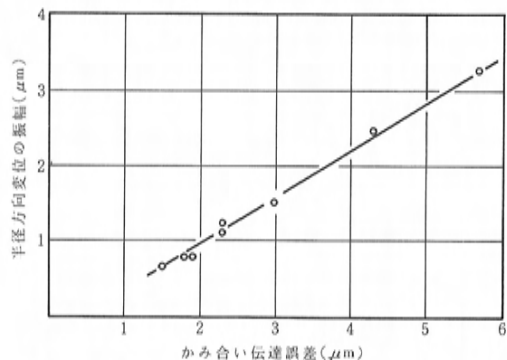
図6 歯車軸の食い違い誤差(Ψ)による歯当り移動特性

図7 半径方向変位の振幅とかみ合い伝達誤差

かみ合い伝達誤差によって歯車騒音が発生する過程は明確でないが、かみ合い伝達誤差と歯車本体の半径方向変位の振幅とは図7のような相関がある。かみ合い伝達誤差を変位強制力として軸のねじり、曲げ振動や歯車本体の軸方向振動が発生し、軸受を介して歯車箱へ振動伝達していくメカニズムを解析するためのシミュレーション技術を構築することが今後の課題である。

3. シェービングカッタの研削システム

前章で述べたように、かみ合い伝達誤差を低減するには、最適な歯面修正を生産工程で実現する

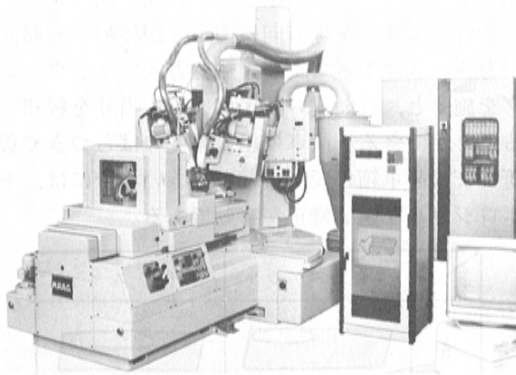


図8 トポジカル歯車研削盤

必要がある。当社では歯面修正の自由度を増すために、MAAG社製のトポジカル歯車研削盤⁽²⁾⁽³⁾(図8)を導入し、シェービングカッタの研削システムを開発した。

3.1 システムの概要

自動車用歯車のほとんどは、シェービング加工(図9)によって歯面を仕上げた後、熱処理をして歯面の硬度を増す。熱処理後は通常歯面の仕上げは行わないので、歯車の歯面精度はシェービングカッタの精度及び熱処理変形に依存すると言っても過言ではない。シェービングカッタは再研削する都度歯厚が減少し、被加工歯車とのかみ合い圧力角が変化するので、所定の被加工歯車の歯面形状を得るにはカッタの歯面形状を少しずつ変化させねばならず、シェービングカッタの再研削は熟練とスキルを必要とする。このような背景から、次のようなシステム構想を立てた。

(1) 従来オペレータの経験として蓄積されてきた研削データを定量化し、吟味したデータベースとして自動的に蓄積する。

(2) 短時間に高精度のカッタ研削を行うために研削盤と三次元測定機をコンピュータでリンクし研削作業をCAM化する。

(3) シェービング盤の機差と歯車の熱処理変形



図9 シェービング加工

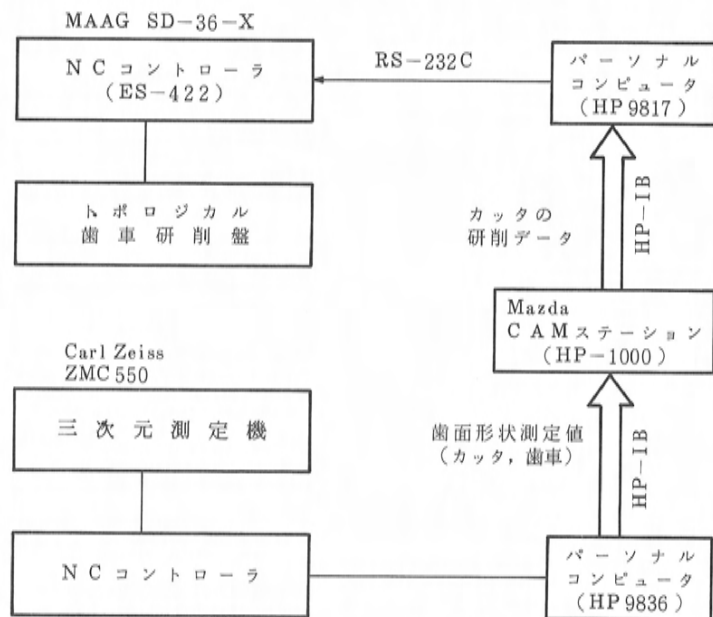


図10 シェービングカッタ研削システム

量をファイル化し、これらが変化した時にはデータベースの自動改訂を行う。

図10にシステムの概要図、図11にカッタの研削作業のフローを示す。

3.2 被加工歯車の歯面形状の入力

被加工歯車の歯面は歯面形状を規定する特性値を入力し、これから歯面マトリックスを計算して求める。図12に例を示す。もちろんキーボードによる直接入力も可能である。

3.3 シェービングカッタの目標歯面の決定

カッタの目標歯面は次の手順で計算している。

(1) カッタと被加工歯車の接触点の解析

被加工歯車の要求歯面形状からカッタの目標歯

面形状を決定するには、両歯面の接触点を正確に求める必要がある。図13はカッタと被加工歯車の作用平面の位置関係を示す。カッタと被加工歯車の歯面が正しいインボリュートヘリコイドである場合、接触は作用線上のみで行われ、その他の位置では歯面間に微小な間隙が存在する。その間隙をカッタ歯面と被加工歯車歯面が2度接触しないように埋めたとき、両歯面はある曲線上で接触することになる。この曲線を仮想接触線と呼び、その線上の点を仮想接触点と呼ぶことにする。

STANDARD OF WORK TOOTH SURFACE CHARACTERISTICS (CSW)

		-- LEFT --	-- RIGHT --
BIAS ANGLE	PsIB (deg) :	Bias In	Bias In
BIAS	BS (um) :	7.0	7.0
BIAS GEOMETRY FACTOR	GB :	2.5	2.5
CROWNING	CRN (um) :	5.0	7.0
CROWNING GEOMETRY FACTOR	GC :	2.5	2.5
CENTER OF CROWNING	CMB (mm) :	Center	Center
ROOT RELIEF	RW (um) :	8.0	8.0
RATE OF ROOT RELIEF	RLL :	.45	.45
TIP RELIEF	TW (um) :	0.0	0.0
RATE OF TIP RELIEF	TLL :	0.00	0.00
MESH START RELIEF	RM (um) :	0.0	0.0
RATE OF MESH START RELIEF	RML :	0.00	0.00
HELIX ANGLE MODIFICATION	HLW (um) :	11.0	-7.0
PRESSURE ANGLE MODIFICATION	PLW (um) :	6.4	6.4

(a) 歯面形状特性値

TOOTH SURFACE TRIAL SHAVING (CTW)

----- LEFT -----						
I	1	2	3	4	5	
	2.2	7.0	11.8	16.5	21.3	(mm)
J						(um)
1	10.8	18.3	18.3	15.2	9.4	0.0
2	12.5	21.5	22.0	19.4	14.1	5.3
3	14.3	23.7	24.7	22.6	17.8	9.7
4	16.0	24.7	26.3	24.6	20.3	12.8
5	17.8	24.8	27.0	25.8	22.0	15.0
6	19.5	24.9	27.7	27.1	23.7	17.3
7	21.3	25.0	28.4	28.3	25.4	19.5

TOOTH SURFACE TRIAL SHAVING (CTW)

----- RIGHT -----						
I	1	2	3	4	5	
	2.2	7.0	11.8	16.5	21.3	(mm)
J						(um)
1	10.8	1.1	7.5	9.0	6.7	0.0
2	12.5	6.5	12.2	13.2	10.4	3.2
3	14.3	10.8	15.9	16.4	13.1	5.4
4	16.0	13.9	18.5	18.4	14.7	6.4
5	17.8	16.2	20.1	19.6	15.4	6.5
6	19.5	18.4	21.8	20.9	16.1	6.6
7	21.3	20.7	23.5	22.1	16.9	6.7

(b) 歯面マトリックス

図12 被加工歯車歯面形状の計算例

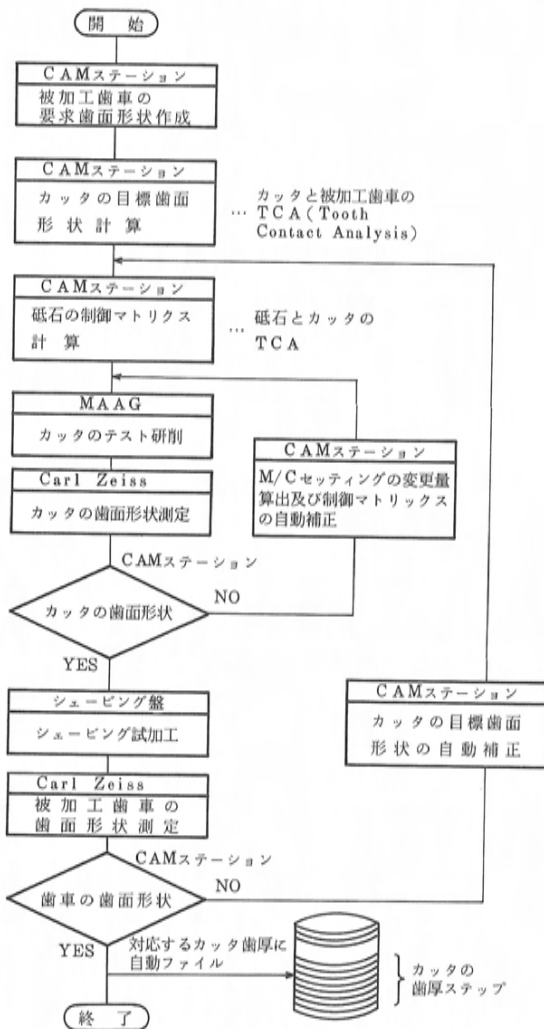


図11 シェービングカッタの研削フロー

作用平面上での被加工歯車の仮想接触点を (x_w, y_w) 、カッタの仮想接触点を (x_c, y_c) とすると、これらは図13の u, v 座標をパラメータとして、

$$\left. \begin{aligned} x_c &= -(L_c - u) \sin \beta_{gc} + v \cos \beta_{gc} \\ y_c &= y_{1c} + \frac{\rho_c r_{gc} v \tan \Phi}{(\rho_w + \rho_c) y_{1c}} \\ x_w &= (L_c - u) \sin \beta_{gw} + v \sec \Phi \cos \beta_g \\ &\quad - \frac{\rho_w v \tan \Phi \cdot \sin \Phi \cos \beta_{gw}}{\rho_w + \rho_c} \\ y_w &= y_{2w} + \frac{\rho_w r_{gw} v \sin \Phi}{(\rho_w + \rho_c) y_{2w}} \end{aligned} \right\} (2)$$

で表わされる。ここで、

$$\begin{aligned} y_{1c} &= u \cos \beta_{gc} - v \sin \beta_{gc} \\ y_{2w} &= (L - u) \cos \beta_{gw} - v \sec \Phi \sin \beta_{gw} \\ y_{2w} &= y_{1w} + \frac{\rho_w v \tan \Phi \sin \Phi \sin \beta_{gw}}{\rho_w + \rho_c} \\ \rho_c &= y_{1c} \sec \beta_{gc} \\ \rho_w &= y_{1w} \sec \beta_{gw} \sec^2 \Phi \\ L_c &= r_{gc} \tan \alpha_{bsc} \sec \beta_{gc} \\ L_w &= r_{gw} \tan \alpha_{bsw} \sec \beta_{gw} \\ L &= L_c + L_w \end{aligned}$$

である。添字 c はカッタ、 w は被加工歯車を意味し、

- β_g : 基礎円筒上のねじれ角
- r_g : 基礎円筒の半径
- α_{bs} : 軸直角かみ合い圧力角
- Φ : カッタと被加工歯車の創成母線の交差角

である。

図14に計算実行例を示すが、この図よりカッタの軸直角歯形は被加工歯車の歯面に対し斜めに接触して行くことが分る。

(2) カッタ歯面と被加工歯車歯面間の間隙

カッタ歯面と被加工歯車歯面間に存在する微少間隙量は次式で計算できる。

$$Cr = \frac{Hf(v \tan \Phi)^2}{2(\rho_w + \rho_c)} \quad (3)$$

ここで、 Hf は H ファクタである。

$$Hf = \frac{\cos \beta_{gw}}{\cos \beta_{gc}}$$

図15に示すように、微少間隙量はパイアス曲面であり、プランジカットシェーピング法の場合に歯形の上中下差が生じる主要原因の1つである。

(3) カッタの目標歯面の初期値

プランジカットシェーピング法の場合、プランジ送りによって発生する歯面の押し込み力によってカッタ歯面が被加工歯車の歯面に食い込み、その部分が削り取られることになる。これは式(1)で e_{vt} の代りに式(3)の Cr を用いて評価する。ただし積分路は、図16に示す仮想接触線であり、接触は背面かみ合いも考慮する必要がある。

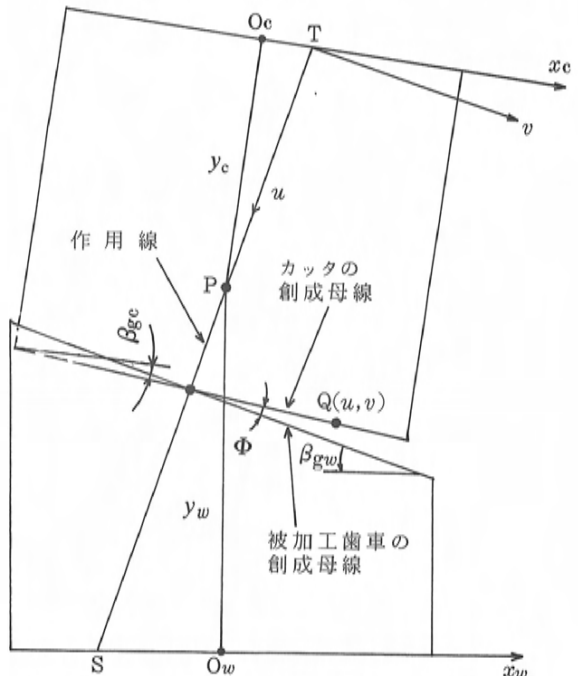


図13 カッタと被加工歯車の作用平面
Oc, Ow: カッタと被加工歯車の共通垂線位置における x 座標

図13 カッタと被加工歯車の作用平面

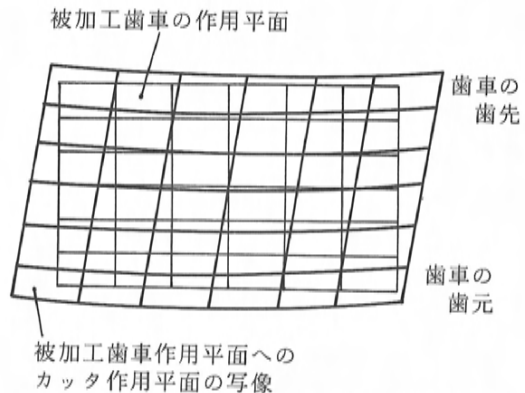


図14 カッタ歯面と被加工歯車歯面の接触

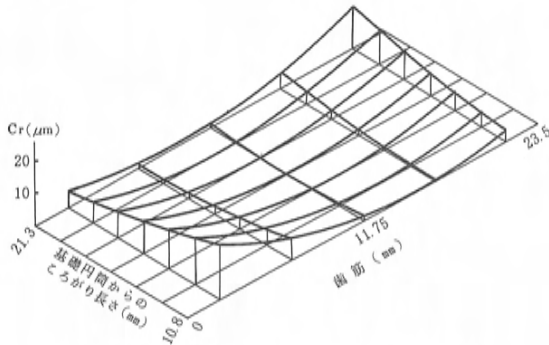


図15 カッタ歯面と被加工歯車歯面間の微少間隙(Cr)

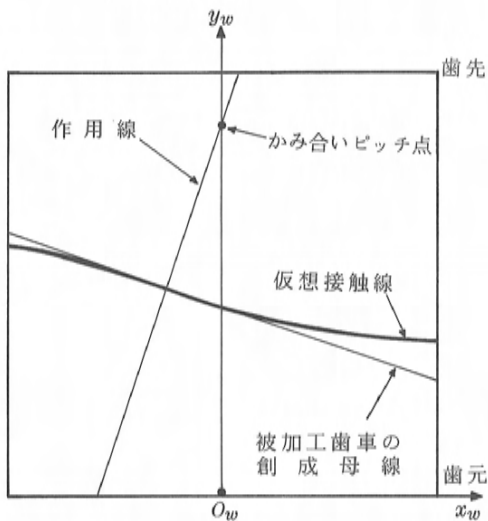


図16 被加工歯車作用平面上的仮想接触線

図17(a)は図12の被加工歯車の歯面から計算したカッタの目標歯面である。

3.4 砥石移動径路の制御マトリックス

トポロジ研削は0度研削法ではあるが、砥石先端での点研削を確実にを行うために、砥石を γ_{sc} (シェーピングカッタの場合、 $5 \sim 8^\circ$ 程度) 傾ける。この時、砥石の外周をカッタの作用平面に投影すると、図18に示すように楕円となる。研削曲線によっては砥石が研削カーブに干渉し、余分に削り取られるため、図19のように研削誤差が発生する。カッタのテスト研削の回数を減らすために、あらかじめこのアンダカット量を見越した制御マトリックスを計算し、研削盤へ入力する。

砥石外周をカッタ作用平面に投影した時、輪郭

TOOTH SURFACE OF CUTTER TARGET (Ctv)

J	LEFT						
	1	2	3	4	5	6	7
	0.0	3.8	10.9	18.0	25.1	32.2	36.0 (mm)
1	23.0	34.0	23.8	6.1	0.0	7.2	19.1
2	25.8	31.0	22.2	6.6	1.6	10.1	24.6
3	27.7	28.7	20.8	6.7	2.5	11.9	28.3
4	29.6	26.3	19.3	6.9	3.4	13.7	31.9
5	31.6	23.7	17.7	6.9	4.3	15.3	35.4
6	33.5	21.2	16.7	7.7	5.8	17.7	39.5
7	35.5	20.7	16.7	9.4	8.4	21.1	44.6
8	37.4	20.7	17.6	12.0	11.9	25.4	50.6
9	40.1	20.7	18.9	15.7	16.8	31.4	59.1

(a) カッタの目標歯面

INPUT CUTTER SURFACE TO TOPD (Civ)

J	LEFT						
	1	2	3	4	5	6	7
	0.0	3.8	10.9	18.0	25.1	32.2	36.0 (mm)
1	23.0	37.2	27.1	8.0	0.0	8.4	20.3
2	25.8	33.4	24.7	8.0	1.6	11.8	26.4
3	27.7	30.6	22.8	7.9	2.6	14.0	30.6
4	29.6	27.8	20.9	7.8	3.6	16.2	34.8
5	31.6	24.8	18.8	7.6	4.5	18.4	38.9
6	33.5	22.5	17.5	8.1	6.1	21.4	43.7
7	35.5	21.2	17.2	9.7	8.8	25.3	49.5
8	37.4	20.9	17.9	12.2	12.3	30.3	56.3
9	40.1	20.8	19.0	15.7	17.4	37.3	66.1

(b) 砥石の制御マトリックス

CUTTER GRINDING ERROR (Esc)

J	LEFT						
	1	2	3	4	5	6	7
	0.0	3.8	10.9	18.0	25.1	32.2	36.0 (mm)
1	23.0						
2	25.8	.6	.0	-.5	-1.0	-1.4	
3	27.7	.3	.2	.1	-.3	-.7	
4	29.6	-.2	-.1	.1	.1	.2	
5	31.6	-.4	-.3	0.0	.4	.0	
6	33.5	-.3	-.5	-.4	.1	.8	
7	35.5	-.1	-.6	-.7	-.6	-.1	
8	37.4	-.2	-.7	-.9	-.9	-.7	
9	40.1						

(c) カッタの研削誤差

図17 カッタの研削データ

曲線の方程式は次式で表現できる。

$$\frac{(\xi - \xi_{con})^2}{r_s^2} + \frac{|\eta - r_s \sin \gamma_{sc} - \eta_{con}|^2}{(r_s \sin \gamma_{sc})^2} = 1 \quad (4)$$

(ξ_{con}, η_{con}) は制御研削曲線上の点である。また、 r_s は砥石外周の半径である。

砥石外周の最下点Pが制御研削曲線上を移動するとき、式(4)はある曲線群を描き、この包絡線が

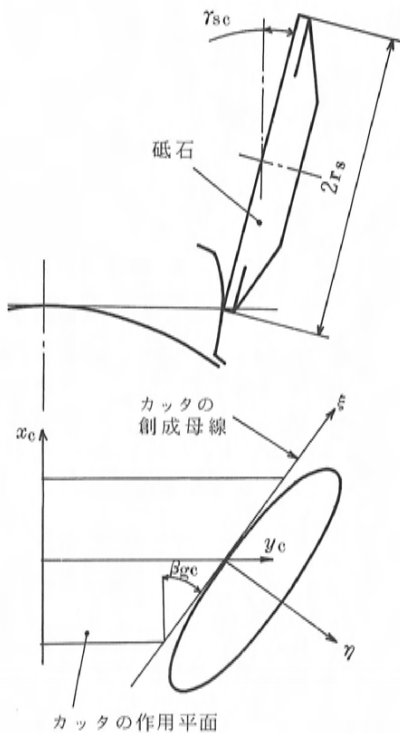


図18 砥石外周のカッタ作用平面への投影

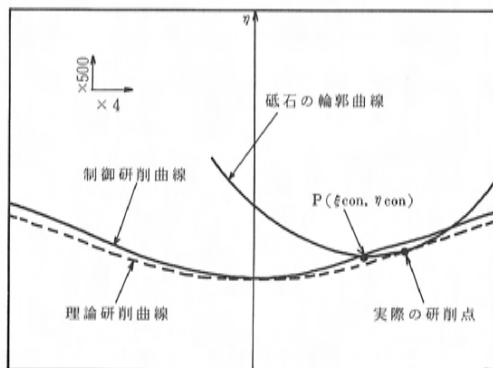


図19 砥石による研削曲線のアンダーカット

カッタの目標研削曲線となる。

目標研削曲線を $\eta_0 = f(\xi_0)$ とすると、 ξ_{con} , η_{con} は

$$\left. \begin{aligned} \xi_{con} &= \xi_0 - A f'(\xi_0) \\ \eta_{con} &= \eta_0 - B \{f'(\xi_0)\}^2 \\ A &= r_s / (1000 \sin \gamma_{sc}), \quad B = A/2 \end{aligned} \right\} (5)$$

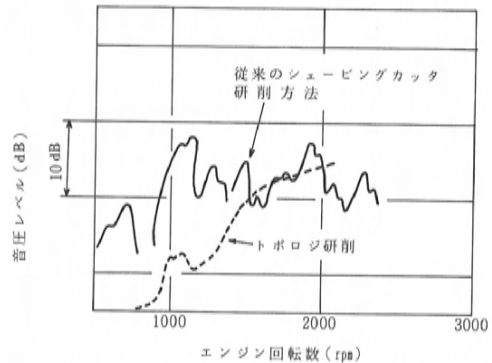


図20 トボロジ研削の歯車騒音低減効果

となる。図17(b)は目標歯面(a)に対する制御マトリックスである。(b)に基づいてカッタを研削した結果、(c)に示すように最大 $1.2\mu\text{m}$ の誤差が発生した。

3.5 導入結果

以上の構想のもとに、研削盤と三次元測定機のリンクシステムを開発した結果、高能率かつ高品質のシェーピングカッタの研削が可能となった。

(1) 典型的な研削精度は一回のフィードバックで、測定精度も含んで $\pm 1.5\mu\text{m}$ 以内である。

(2) カッタの目標歯面形状もシェーピング試加工を一回行うことで決定できる。

(3) 最適な歯面修正が容易になり、歯車騒音の低減に寄与している(図20)。

カッタや被加工歯車の歯面形状の精度は要求歯面と測定値を数値比較し、誤差のミニマックス値で評価している。数値比較の際、被加工歯車の歯面修正が正しく行われていても、歯筋方向に修正位置が少しずれている場合には、被加工歯車の歯面形状は収束しないという問題があり、誤差の評価に特別な配慮が必要となる。

研削曲線はなるべく円滑になるように2次の微分係数まで連続となるような補間法で計算しているが、極端な修正曲線の場合には、最大 $0.5\mu\text{m}$ 程度のウェーブが発生するという欠点がある。今後 Coons の方法のように、面要素による自由曲面生成アルゴリズムに改良していく余地がある。

4. おわりに

本研究で次のことが明らかになった。

(1) かみ合い伝達誤差と車室内での歯車騒音は

十分に相関があり、歯車騒音低減のためには、かみ合い伝達誤差を低減することが有効である。

(2) かみ合い伝達誤差を低減するにはトポロジカルな歯面修正が有効である。

(3) トポロジ研削は任意形状の歯面修正を安定して行うことが可能である。CAM システムはカッタの目標歯面の自動ファイルを可能にし、研削データの再現性を向上させる。

最後に本研究を行うにあたり、有益なご助言と貴重な資料を提供していただいた MAAG 社の Paul K. FORT 博士をはじめとする関係諸氏及び Carl Zeiss 社の諸氏に厚くお礼を申し上げる。

参考文献

- (1) M.A. Nielsen, W.J. Pearce, W.S. Rouverol: Minimizing Gear Noise Excitation, Fall Technical Meeting San Francisco, CA Oct. 14-16, 1985
- (2) Günter E.: Grinding of Topological Corrections, IST World Congress on Gearing Paris, 1977
- (3) Paul K. FORT: Integrated Manufacturing System for Topological Gear Grinding and Measuring, Fall Technical Meeting San Francisco, CA Oct. 14-16, 1985

■ 著 者 ■



西野隆之



北原義正

解説・紹介

5

エンジン騒音の解析・低減技術

Techniques of Engine Noise Analysis and Reduction

川崎 勝之*¹
Katsuyuki Kawasaki

要 旨

Abstract

本稿はエンジンユニットの振動・騒音特性を解析する技術と低減する技術の概要を解説したものである。

騒音がエンジンのどの部分から多く放射されているかを把握するための解析、構造体及び表面部材の振動モード解析、加振源の解析、更に音質の解析についてそれぞれの具体的手法及びその特徴を紹介した。またエンジン騒音の低減手法を放射系、振動伝達系、加振源の3領域に分けて紹介した。

This paper outlines techniques to analyze and to reduce engine vibration and noise.

Explained in detail are techniques of analysis of noise emitted from engine, vibration mode analysis of engine structure and surface, analysis of exciting forces, and acoustic analysis.

Also explained are techniques to reduce engine noise from three sources, i.e., radiators, transmitters and exciting forces.

1. まえがき

昭和46年に始まった加速走行時の車外騒音規制は表1に示すように段階的に強化されてきた。現時点では施行当初に比べ大型車では9 dB(A)、乗用車でも6 dB(A)も厳しくなっている。各自動車メーカーはこの社会的要求を満たした車を市場に供給するために多大の努力を重ねてきた。

一方乗員の快適性を左右する車室内騒音レベルも図1に示すように、10年間で約8 dB(A)の勾配で低減されている⁽¹⁾。

自動車の騒音の中でエンジン騒音の占める比率は大きく、これまでの車内外騒音の低減においてエンジン騒音の改善は重要なポイントの一つになっている。

表1 自動車加速走行騒音規制値

	46年規制	51・52年規制	54年規制 (第一段階規制)	57～60年 (第二段階規制)
大型車	92	89	86	83
中型車	89	87	86	83
小型車	85	83	81	78
乗用車	84	82	81	78

(dB(A))

車内外で聞かれるエンジン騒音は、主に図2に示す経路で伝播するので、エンジンマウントの振動減衰特性や車体の振動特性、遮音特性によっても大きな影響を受ける。しかし本稿ではエンジンユニットそのものの振動・騒音特性に着目し、その解析技術と解析結果などから導き出された低減技術を紹介し、それらの特徴について解説する。

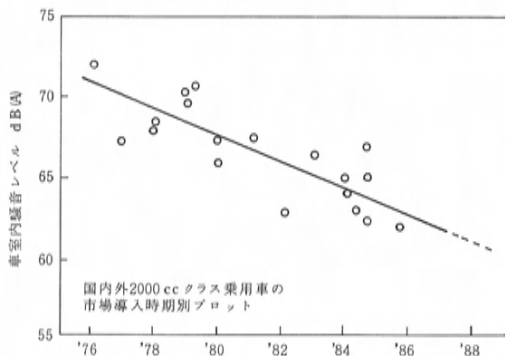


図1 車室内騒音レベル(100km/h 定常走行音)の年代変化

*1 パワートレイン実験研究部

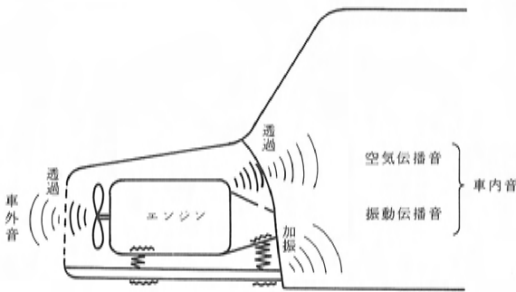


図2 車内外騒音の伝播経路

2. エンジン振動・騒音の発生メカニズム

エンジンに作用する主要な加振力として次のような力が挙げられる。

- ・ 燃焼刺激力
- ・ 往復慣性力
- ・ 駆動トルクの反力
- ・ 相対運動をしている部材間の衝撃力

往復慣性力と駆動トルクの反力は低周波成分が支配的で、もりの音や車体振動の原因となる。

燃焼刺激力と部材間の衝撃力は高周波成分も多く含みエンジン騒音の原因となる。

加振源に加えられた力により振動が生じ、それがエンジン表面部材に伝播し騒音を放射する。エンジン内部の空間に放射された騒音が、カバー類を透過して外部に放射される場合もある。エンジン表面に2つの対向する面に挟まれた空間があると、その空間で共鳴を起こし大きな騒音を発生する原因となることもある。

またエンジンの振動がエンジンマウントなどを介し車体に伝播し車室内で振動伝播音として放射される経路もある。車内音の800Hz以下の領域は振動伝播音成分が多い。

個々の衝撃力は幅広い連続的な周波数成分を含んでいるが、衝撃が規則的に反復されると繰り返す周波数とその高次成分が主成分となる。4サイクルエンジンは繰り返す周期が2回転なので、その振動・騒音はエンジン回転 $\frac{1}{2}$ 次の整数倍の周波数成分で構成される。

加振源から表面部材までの振動の伝わり易さは伝達関数で表わされる。加振点、振動伝達経路あるいは表面部材のいずれかで共振を起こすと伝達

関数は急に大きくなる。

エンジンの振動、騒音のスペクトルマップにおいて顕著なピークが特定の次数に現われるか、特定の周波数に現われるかで加振源の問題か共振の問題かを判別できる。

3. エンジン騒音の解析技術

エンジン騒音は加振力、振動伝達特性、騒音放射特性の積によって決まるためそのいずれか一つでも問題を持っていると騒音が悪化する。したがって騒音特性を良くするには3者のいずれを改善すべきかそれぞれに解析を加える必要がある。

3.1 騒音放射部位の解析

騒音対策を効率的に行うにはエンジンのどの部位からの放射音が大きいかを把握する必要がある。騒音放射部位の解析には以下に述べる手法があるが、これらを用いる前に聴覚で大雑把な評価をしておくのと解析に役立つことが多い。

(1) 近接マイク法

マイクロホンエンジンの近くで動かしながら音圧を調べることで音源を推定することができる。定量的な分析には適さないが異常音の音源探索などには簡便に使える。

測定者が運転中のエンジンに接近して作業を行うための安全上の配慮や冷却風によるノイズに対する注意が必要である。

(2) 触針法

触針により検知した振動を振動板で音に変換する器具を用い、エンジン各部の振動を調べることにより音源を探索するのが触針法である。

聴覚による評価なので定量的ではないが周辺の他の音源の影響を受けないという利点があり、周期的に変動しているなど特徴のはっきりした音の音源探索に効果を発揮する。用いる器具が容易に持ち運びできるのも大きな利点である。

(3) 鉛カバー法

エンジンを吸音材と鉛板で囲い、全面を囲った状態での騒音レベルと一部位を露出させた状態の騒音レベルより当該部位からの放射音を算出する方法である。この方法は外形の単純な物に対しては比較的使い易いが、エンジンのように複雑な形状の対象物に適用すると、多くの時間を必要とする割に精度の悪い結果しか得られない。

また有害物質である鉛を取り扱うため衛生上の注意を必要とする。

(4) 音響ホログラフィ法

対象物から放射される音波を図3に示すように任意の位置に固定した基準マイクと観測面上を移動させる観測マイクで測定し、両マイクからの信号を計算機にて処理し再生面上に音源の像を描く手法である⁽²⁾。

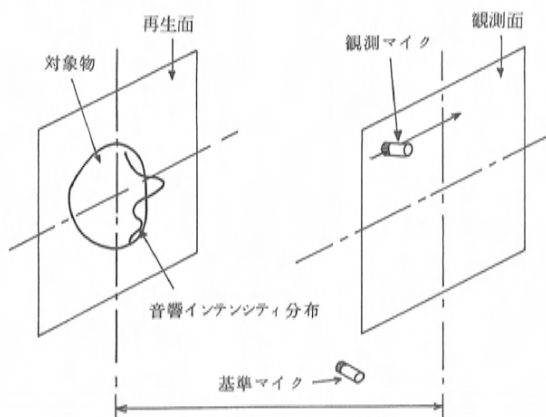


図3 音響ホログラフィ法

卓越した周波数成分を有する音源の解析に適し、対象物から離れた位置の音波を測定することにより対象物の表面付近の音響インテンシティ分布を求めることができる特徴をもつ。しかしながら分解能などに課題を残しており、エンジンの騒音解析に用いた事例の報告は多くない。

(5) 音響インテンシティ法

図4に計測システムを示すが、所定の間隔 Δr を有する2本のマイクロホンからの信号のクロススペクトルを算出し、両マイクを結ぶ直線方向の音のエネルギーの流れの強さを計測する方法である。

その概念は古くから知られていたが正確に計測することが困難であったため、近年まで実用的な

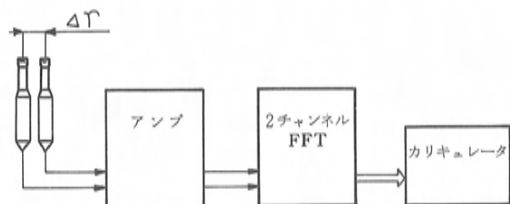


図4 音響インテンシティ計測システム

尺度となるに至らなかった。ところがデジタル解析機器の発達により、精度の高い計測が可能になり実用的な解析手法として確立された。

使い方によりエンジン各表面の騒音放射寄与率の分析にも特定の音の音源探査にも使える。また外乱音を防ぐ無響室が無くてもエンジンを囲う閉曲面上の音響インテンシティを計測することにより、エンジンから放射される音響パワーを求めることができる。

音響インテンシティ法においては計測できる音の周波数範囲に制約があり、高周波音を計測する場合はマイク間距離を小さくし低周波音を計測する場合はマイク間距離を大きくする必要がある。

またマイクを音源に近づけすぎると測定誤差が大きくなるなど特有の誤差要因を持っている⁽³⁾。

3.2 振動モード解析

構造体はそれぞれ固有の振動モードを持っておりこれを解析することにより構造体のどの部分に問題があるかを調べることができる。

エンジンの振動モード解析には停止したエンジン又は部品を加振して解析する方法と運転時の振動モードを解析する方法がある。

(1) 加振テストによる振動モード解析

エンジンあるいはそれを構成する各部品の共振周波数、振動形態を把握し改善策を検討するには加振テストによるモード解析が有効である。

加振テストには振動ピックアップを用いる方法と連続波レーザホログラフィによる方法がある。また加振方法は正弦加振、ランダム加振、トランジェント加振に大別される。

振動ピックアップを用いる場合は振動モードをいくつかの点の動きで表示するため計測点を的確に選ぶことが大切である。トランジェント加振の一手法であるインパクト加振はロードセルの付いたハンマでの打撃により加振するが、振動ピックアップを一点に固定し打撃点を移動させる。

レーザホログラフィはエンジン外表面の振動状態を干渉縞として表示するため局所的な膜振動も見落とすことがない。しかしメインベアリング部などのように外部から見えない部分の振動は検出できない。

連続波レーザホログラフィは正弦加振により定常振動をしているエンジンあるいは部品にレーザ

を照射する。加振周波数を変化させることにより振動形態が変わる様子を連続的に観察でき各部分の共振現象を的確に把握できる。

(2) 実機テストによる振動モード解析

車両において顕在している振動・騒音現象に対するエンジンの振動特性の結びつきを調べるには実際に運転している状態での振動モード解析が有効である。

実機テストによる振動モード解析は振動ピックアップを用いる方法とダブルパルスレーザホログラフィによる方法がある。

ダブルパルスレーザホログラフィは第一パルスと第二パルスの間の変位を干渉縞として表示するもので、過渡的な運転状態での振動モードも捕らえることができる。しかし周波数の異なる2つのモードが存在する場合、いずれのモードとも違う干渉縞を描くこともあり他の振動解析手法と組み合わせるなど工夫が必要である⁽⁴⁾。

3.3 加振源の解析

エンジン騒音の主要加振源は燃焼刺激と部材間の衝撃である。

燃焼刺激力の強さは指圧線図を周波数分析したシリンダプレッシャレベル (CPL) で表わせる。

しかし CPL は周波数の関数になっており目標管理するには煩雑である。エンジンの性能開発や信頼性開発においてよく計測される最大燃焼圧力 (Pmax) を燃焼刺激力の強さを示す尺度として使うこともできる。

指圧線図においては多くのサイクルの平均指圧線図のみでなく個々のサイクルの指圧線図や気筒間の差にも着目しておく必要がある。

チェーンやギアの噛み合い音が懸念される場合は、トラッキングによりその噛み合い成分の分析を行う。

衝撃音の加振源究明においてはその発生タイミングを調べるのが有力な手段である。動弁系、ピストン、クランクシャフトなどの挙動と衝撃音の発生タイミングを照らし合わせるにより加振源を絞り込める。

3.4 音質の解析

人間の聴覚感度を考慮した騒音評価尺度が『A特性』であり、更に「うるささ」を表わす尺度として『ノイジネス』や『会話妨害度レベル』があ

る。また車室内騒音に対し図5に示す音質評価基準を設けた報告もある⁽⁵⁾。これらはいずれも各周波数成分に重みづけをした評価方法である。

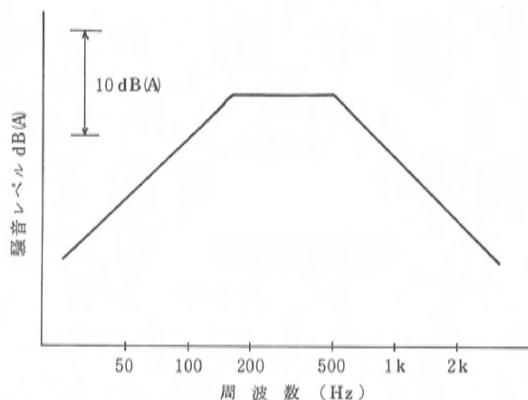


図5 音質評価基準線

近年「ゴロゴロ」「ガラガラ」と聞こえる音に対する研究が多く報告されている⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾。時間領域では周期的な変動で表わされ、周波数領域では等間隔で近接して並ぶスペクトルで表わされる現象に対し、これを定量化して音質の評価尺度として用いようとする試みである。

このように音質に対して多くの研究が行われているが、音質にはいろいろな要素が含まれており単一の尺度で表わすのは難しく複数の尺度が必要と思われる。

4. エンジン騒音の低減技術

エンジン騒音を低減するにはこれまで述べてきた解析手法により放射系、振動伝達系、加振源のいずれに問題があるかを調べ、その結果に基づいて改善技術を織り込んでいくのが効率的である。

4.1 放射系での騒音低減

エンジン表面の特定の部品あるいは部位からの放射音が多い場合は放射系での対応が効果的である。放射系での騒音低減手法を表2に示す。

重量を増さずに剛性を高めるには曲面をうまく使うのが効率的であり、肉厚増は非効率的である。鉄板などはビード、鋳物などはリブにより剛性を高めるがそれらは膜振動モードを観察することにより効果的に配置できる。

制振銅板は2枚の銅板の間に合成樹脂などの薄

表 2 放射系での低減手法

分 類	低 減 手 法	対 象 部 位
剛性向上	曲面化 ビード リブ 肉厚増	シリンダヘッドカバー シリンダヘッド シリンダブロック フロントカバー エンドプレート オイルパン
	制振鋼板化 樹脂化 制振材塗布	シリンダヘッドカバー フロントカバー エンドプレート オイルパン
制 振	耐熱制振材と鉄板の多層構造化	ヒートインシュレータ
	ラバーの嵌め込み	フロントカバー オイルパン アッパーブロック
放射面積縮小	スポークタイプクランクブリー	クランクブリー
遮 音	カバー類の2重構造化	シリンダヘッドカバー フロントカバー オイルパン
	近接遮音板	シリンダブロック
	カプセルエンクロージャ	エンジン全体
吸 音	吸音材の充填	スタータとシリンダブロックの間 オイルパンとエンドプレートの間

いフィルムを挟んだものであり、プレス成形性など生産技術上の問題を解決しエンジン部品に使えるようになった。

2枚の鋼板の間に制振材を挟み込んだヒートインシュレータにおいては鋼板の剛性は低い方が制振効果が顕著である。2枚の鋼板の形状が合わず両者の間に隙間ができると制振効果は期待できない。

遮音カバーの遮音特性はカバーの単位面積当りの質量によって決まる。また遮音カバーの内側に吸音材を充填すると騒音低減効果は増大する。遮音カバー自体が振動すると新たな音源となるのでカバーの取付け方法、材質に対しては配慮が必要である。

対向する面を持ち共鳴を起す部分には吸音材を充填すると大きな効果が得られる。

4.2 伝達系の振動特性改善

エンジンの回転数にかかわらず特定の周波数の

騒音が大きい時は、振動伝達経路のどこかに強い共振がある場合が多い。

問題となっている周波数の振動形態をモード解析により明らかにすることによって、エンジンのどの部分にてこ入れすべきかが的確に判断できる。また対策案の選択に振動モードのシミュレーションが用いられる。

伝達系の主要部品はシリンダブロック、クランクシャフト、各種ブラケットなどである。シリンダブロックに対してはメインベアリング部及びスカー卜下端部の剛性を補強部材により高める工夫が多くなされている⁽⁹⁾。クランクシャフトに対してはウェブ形状や材質変更による剛性向上が図られる一方でトーショナルダンパブリーや曲げダンパブリーによる共振防止策も用いられている。フライホイールにトーショナルダンパ機能を持たせる工夫も行われている⁽¹⁰⁾。ブラケット自体の重量を下げ動的剛性を高めるためアルミなどを用いる例もある。

カバー類への振動を遮断するためラバーやスチールメッシュによるフローティングも多用されている。これらの手法を表3に示す。

4.3 加振源での入力低減

エンジンの振動・騒音領域においてもその源流

表 3 振動伝達系での低減手法

分 類	低 減 手 法	対 象 部 位
剛性向上	形状 リブ 肉厚	シリンダブロック 補機取付けブラケット
	材質変更 径拡大 シヨルダ部などの形状	クランクシャフト
	ベアリングビーム ラダーフレーム バルクヘッド付プレート	シリンダブロック
	ガセットプレート ミッション側フランジ付 オイルパン	パワープラントユニット
	ステー	補機 インレットマニホルド
ダイナミックダンパ	ねじりダンパ 曲げダンパ	クランクシャフトブリー フライホイール
振動遮断	ラバーによるフローティング	シリンダヘッドカバー フロントカバー オイルパン インレットマニホルド
	スチールメッシュによる フローティング	ヒートインシュレータ

である加振源での対応が、コスト・重量面で効率的な場合が多い。しかしながら燃焼刺激力を下げようとする、エンジン出力や燃焼安定性に悪影響を与えることが多い。また部材間の衝撃を緩和するためのクリアランス縮小は信頼性面及び抵抗損失面への影響に配慮しておく必要がある。

動弁系の駆動機構はギア駆動、チェーン駆動、ベルト駆動と変化しており、新型エンジンの多くはベルト駆動方式を採用している。しかしベルト駆動方式においてもベルト張力が不適切であるとベルトの歯の噛み合いによる音やバタツキによる音が発生する。

往復運動機構の慣性力による不釣り合いを打ち消すためバランスシャフトを用いているエンジンもあるが、バランスシャフトを駆動するためのチェーンあるいはギアが騒音源となる場合もある。

加振源での入力を低減する手法を表4に示す。

表4 加振源での低減手法

分類	低減手法	対象部位
燃焼制御	点火時期の遅角(ガソリン)	ディストリビュータ
	燃料噴射時期の遅角(ディーゼル)	噴射ポンプ
	送油率を下げる。(*)	
	スワール・スキッシュの制御	吸気系 燃焼室
	圧縮比修正	燃焼室
衝撃力の緩和	過給による着火遅れ短縮(ディーゼル)	吸気系
	軽量化	ピストン コンロッド 動弁系
	ピストンピンオフセット	ピストン
	スチールストラットピストン	
	スカート部剛性低減	
	クリアランス縮小	ピストンクリアランス メインベアリングクリアランス コンロッドベアリングクリアランス タペットクリアランス
	ベアリングの下側油溝廃止	メインベアリング
	ハイドロリックラッシュアジャスタ カムプロファイル修正	動弁系
	ベルト駆動化 オートテンショナ チェーンピッチ短縮 スプロケット歯数増 スプロケットの歯面追し (チェーン)	動弁系駆動機構
	噛み合い率を増す 歯面の精度向上 バックラッシュ縮小 フリクションギア シザースギア	ギア
不釣り合い低減	バランスシャフト	—

乗員の快適性を更に向上させるための感性に訴える音づくり、すなわち音質改善の重要性が増してくるものと思われる。

参考文献

- (1) 岸篤秀：自動車車室内音音質評価手法について、自動車技術，vol. 40，No. 4 (1986)，p. 464～470。
- (2) 林卓郎：音波ホログラフィによる音源探査，東芝レビュー，vol. 36，No. 3 (1981)。
- (3) 川崎勝之：音響インテンシティ法の応用と問題点，自動車技術会，「最近の騒音振動測定技術」に関するシンポジウム (1982)。
- (4) 中野光雄：ダブルパルスレーザホログラフィによる振動の計測，自動車技術，vol. 36，No. 12 (1982)，p. 1311～1316。
- (5) 太田道也：トラックの車内騒音低減の手法，自動車技術，vol. 37，No. 12 (1983)，p. 1370～1377。
- (6) S.A. ANDREWS: THE ANALYSIS AND MECHANISM OF ENGINE 'CRANK RUMBLE', Institution of Mechanical Engineering (1979)。
- (7) 佐々木由夫：加速時のエンジン異音の低減に関する研究，三菱重工技報，vol. 18，No. 1 (1981)。
- (8) 柘植和広：加速時車内騒音の音色に関する一考察，自動車技術，vol. 39，No. 12 (1985)，p. 1356～1361。
- (9) 森田茂：シリンダブロック剛性向上部材によるエンジン騒音低減，自動車技術，vol. 40，No. 12 (1986)，p. 1575～1580。
- (10) 加藤哲：トーショナルダンパ付きフライホイールの開発，自動車技術，vol. 39，No. 12 (1985)，p. 1428～1432。

■著者■



川崎勝之

5. あとがき

解析技術の発達によりエンジンの振動・騒音レベルの低減は着実に進められてきた。これからは

解説・紹介

6

車室内音の音質評価と改善に関する考察

Study on Evaluation and Improvement of Acoustic Quality in Vehicle Passenger Compartment

阿部 宏 司^{*1}
Hiroshi Abe田原 康 秀^{*2}
Yasuhide Tahara

要 旨

Abstract

官能評価にたよっている車室内音の音質のうち、加速時に発生するガー音に対する定量的評価手法を確立することができた。

ガー音を発生させている要因は、エンジン回転の奇数次、ハーフ次成分であることがわかり、ガー音低減への方向付けができた。

The acoustic quality in the vehicle passenger compartment is partly evaluated by the human feeling. A method to quantitatively evaluate the rumbling noise produced in vehicle acceleration has been established.

It has been found that odd harmonics and a half order harmonics are a main cause of the rumbling noise, and a clue to reduce the rumbling noise has been found.

1. ま え が き

車室内音は車両の快適性を決定する重要な項目である。従来からその快適性を実現するため車室内音の音量の低減をめざした開発が進められてきた。

しかし快適な車室内音を実現するには音量の低減に加え、心地良い音質が必要となってきた。

車室内音の音質には、力強い・迫力ある・軽快なといった言葉で表現される心地良い音質と、間欠的な・ごったといった言葉で表現される不快な音質がある。後者はできる限り少なくし前者を適度に出すことが心地良い音質の実現には必要である。

現在車室内音質の評価は実車走行官能評価実験により行われている。しかし官能評価だけに頼った音質評価ではパネラの個性・音量・走行条件などの多くの要因の影響を受け、客観的な評価・分析は困難である。

本研究では心地良い音質の実現をはかるための第1段階として加速時に発生する間欠的な・ごり感のあるガー音の物理特性の抽出を行い定量的評

価手法の確立を試みた。更にその音の発生メカニズムならびに具体的な音質改善について考察を行ったので紹介する。

2. 加速時の車室内音質

ガーといった不快な音は間欠的でにごり感のある音であり加速時に顕著に感じられる燃焼に起因する音である。

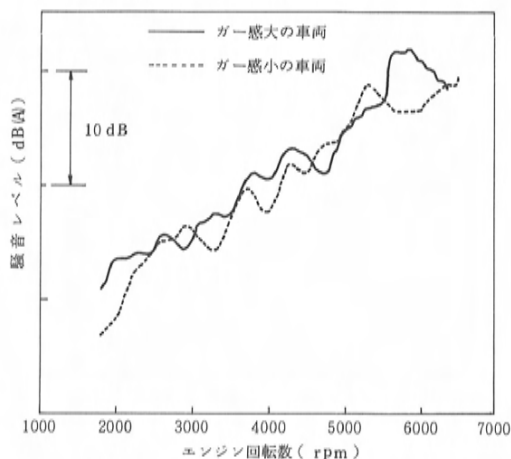


図1 車室内騒音レベル

*1, *2 パワートレイン実験研究部

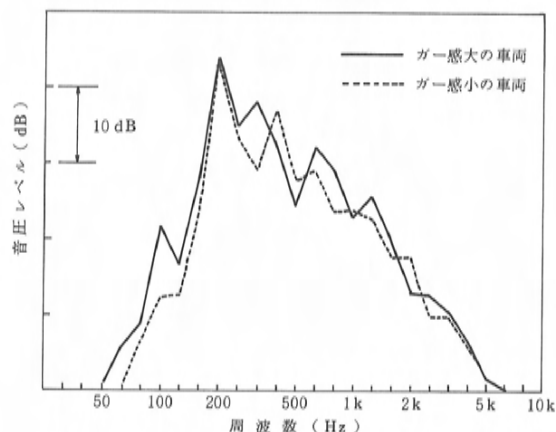


図2 車室内騒音音圧レベル(1/3オクターブ)

この音が顕著に感じられる車両とそうでない車両の2台の車室内音を、従来から行われている騒音レベル〔dB(A)〕と1/3オクターブ分析を行った。

図1、図2に示すように2台の車両の分析結果には顕著な差が見られず、従来行われている方法では評価できないことがわかった。

3. 音質評価手法設定

図3に車室内音質評価手法の設定手順を示す。まず車室内音を計測し、官能評価実験を行い感性を客観的な数値とする。一方車室内音の物理的分析をし、物理特性の数値化を行う。そののち官能

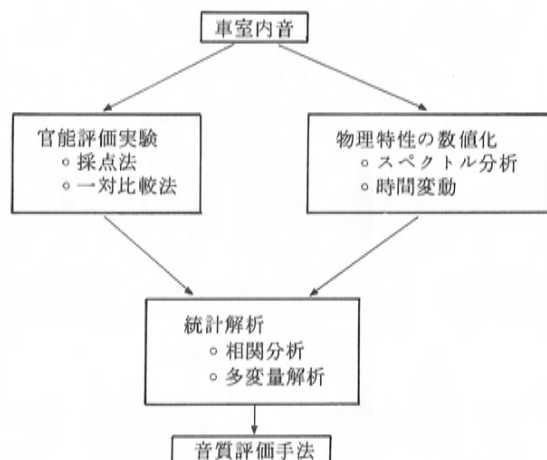


図3 音質評価手法設定手順

評価実験値と物理特性値との統計解析を行い、最も良く表現しうる物理特性値を抽出する。これを車室内音の音質評価手法として設定する。

3.1 官能評価実験

車室内音の音質評価は従来実車走行による比較乗車にて行っていたが、騒音量をそろえて音質要因のみの評価ができない、多数のパネラによる同時評価が困難である、視覚・体感などの他の要因の影響を受けるという問題点が多い。

今回は車室内音を録音しヘッドホンにて再生することにより官能評価を行った。なお騒音量を一定にし騒音量の影響を無くするため、エンジン全開定常音を用いた。また官能評価する言葉としてガー音を選び、7段階評価点にて官能の数値化を行った。なおレシプロ4サイクル4気筒エンジン搭載車を対象とした。

官能評価実験の条件を表1に示す。

表1 官能評価実験

評 価 音	エンジン回転数 4000, 4500, 5000, 5500, 6000rpm エンジン全開定常 (各4車種、計20種類)
評 価 項 目	1 ————— 4 ————— 7 ガ－音大 ガ－音小
パ ネ ラ 数	14名
再 生 方 法	ヘッドホン再生

3.2 物理特性の数値化

図4に官能評価点の平均値4.46、図5に3.85点の車室内音のスペクトルを示す。評価点の良い車室内音(図4)では、4気筒エンジンの基本次数である2次の高周波の偶数次成分が顕著であるのに対し、評価点の悪い車室内音(図5)では、奇数次、ハーフ次成分のレベルが高い。

そこでエンジン回転の偶数次・奇数次・ハーフ次成分のレベルによるガー音への影響を調べるため、図6に示すような装置を用いて実際の車室内音を加工して検討を行った。

表2に検討結果を示す。ハーフ次・奇数次成分

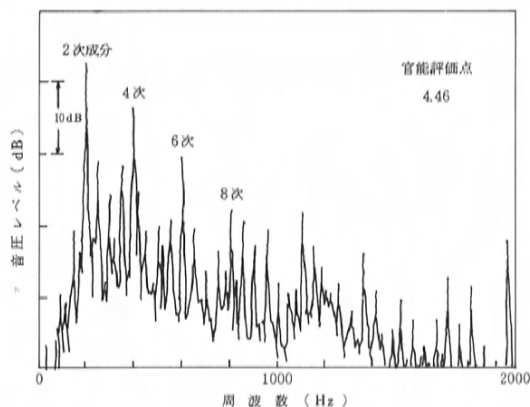


図4 車室内音スペクトル

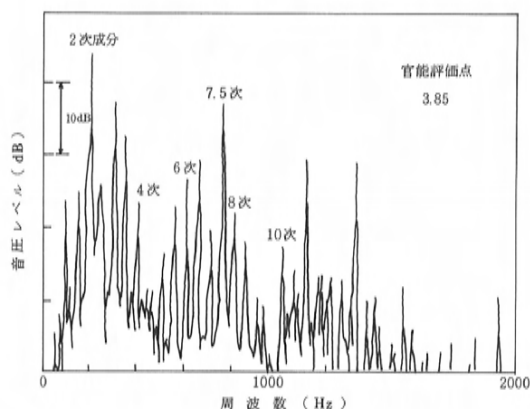


図5 車室内音スペクトル

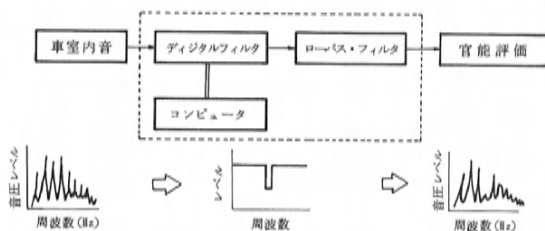


図6 車室内音加工システム

がガー音に大きな影響を及ぼしていることが明確になった。

車室内音のスペクトルの各次数成分（偶数次・奇数次・ハーフ次）のエネルギーの和を物理特性とすることにより、ガー音の評価に用いると判断した。

表2 加工音官能評価結果

評価音スペクトル	評価結果
<p>実際の車室内音</p>	ガー音 大
<p>ハーフ次成分除去</p>	ガー音 小
<p>ハーフ次 奇数次成分除去</p>	純 音

3.3 官能評価点と次数成分との統計解析

官能評価点と次数成分（整数次、偶数次、奇数次、ハーフ次）との散布図を図7、図8、図9、図10に示す。ただし、各次数成分は10次成分までのエネルギーの和である。

整数次、偶数次、奇数次、ハーフ次成分の4つの物理量を説明変数とし、官能評価点を目的変数とした重回帰分析を試みたところ、官能評価点は

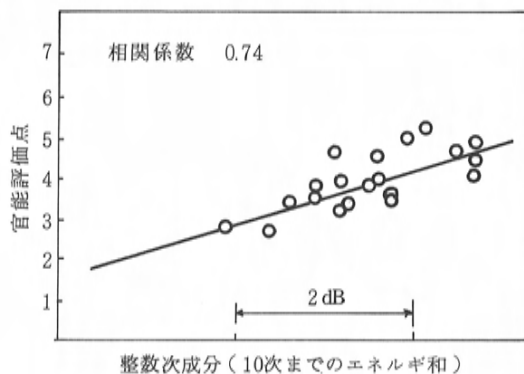


図7 官能評価点と整数次成分の関係

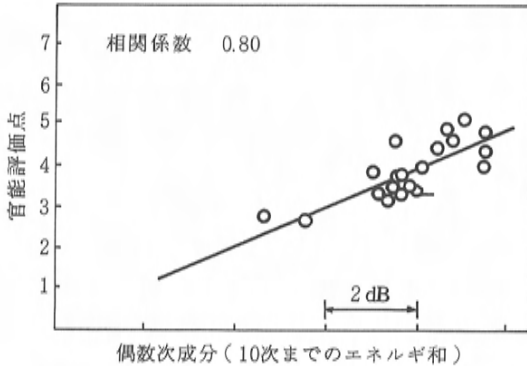


図8 官能評価点と偶数次成分の関係

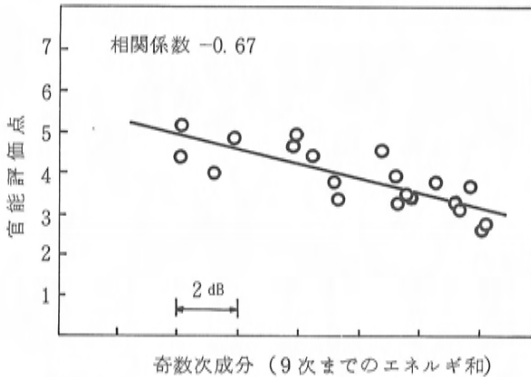


図9 官能評価点と奇数次成分の関係

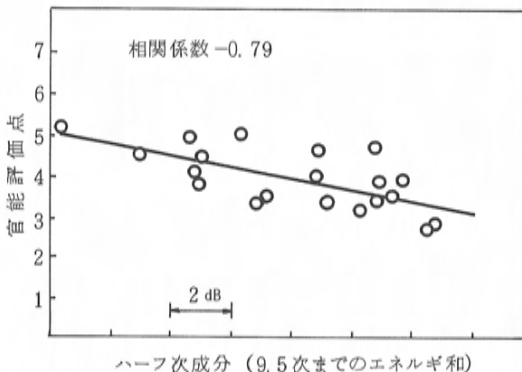


図10 官能評価点とハーフ次成分の関係

(1)式のように表わされることがわかった。

$$\begin{aligned} \text{官能評価点} = & -4.3 \times \frac{\text{奇数次成分}}{\text{オーバーオール}} - 6.3 \\ & \times \frac{\text{ハーフ次成分}}{\text{オーバーオール}} + \text{係数} \dots (1) \end{aligned}$$

(オーバーオール＝偶数次＋奇数次＋ハーフ次成分)

図11に実験で得られた官能評価点と(1)式で得られた計算値との散布図を示す。相関係数は0.85である。

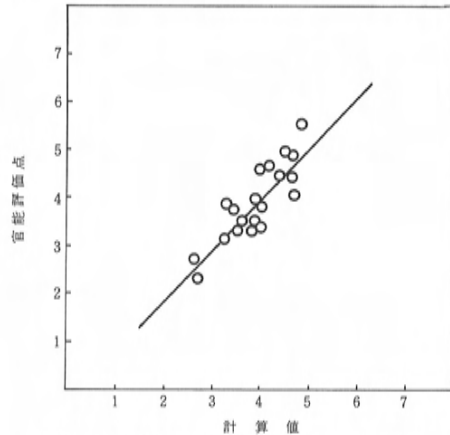


図11 官能評価点と計算値との関係

以上官能評価点と良い相関を示すガー音評価式が得られたが、この方法は各回転ごとの狭帯域スペクトル分析結果より奇数次・ハーフ次成分を計算しなければならず、迅速な評価が必要な場合には実用性に欠ける。

ハーフ次成分が音質に影響を与えるということについては、近年多くの研究がなされており、例えば拓植らは次数成分の組合せにより音圧の時間波形に影響を与え、これがゴロゴロ感の増大になると報告している⁽¹⁾。

本研究に使用した車室内音の時間波形エンベロープ分析を行い官能評価点との関係を調べた。図12にエンベロープ分析システムを示す。

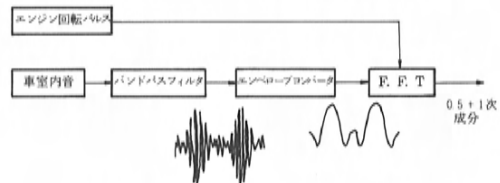


図12 エンベロープ分析システム

図13に官能評価点とエンベロープ分析値との関係を示す。相関係数は0.80と本研究の評価手法を用いた場合より若干下がるが、良好な相関が得られた。迅速な評価方法としてエンベロープ分析を用いることも有効である。

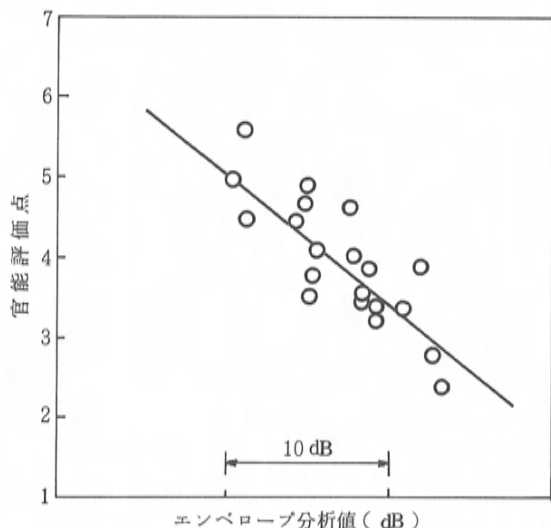


図13 官能評価点とエンベロープ分析値との関係

4. 車室内音のガー音低減手法

4.1 奇数次・ハーフ次成分発生メカニズム

加速時の車室内音のうちガー音に、エンジン回転の奇数次・ハーフ次成分が悪影響を及ぼしていることは明らかになった。

ここではエンジンブロック振動モードならびにクランクシャフト振動モードに着目して、奇数次・ハーフ次成分の発生メカニズムについて考察する。

ある系の任意のモードの応答は、その系の入力に対する伝達特性と入力とにより決定される。

すなわちある振動モードに対して外力の作用点が i 個あってそれぞれの力を F_1^* , F_2^* , ..., F_i^* , またこれらの入力点における系の伝達特性を a_1 , a_2 , ..., a_i とすると、このモードの代表点の振幅 x^* は次のように表わされる。

$$x^* = a_1 \times F_1^* + a_2 \times F_2^* + \dots + a_i F_i^*$$

(1) エンジンの各モードに対する入力の性質

ブロック・クランクシャフトの振動モードに作用する外力は燃焼刺激力(ガス圧)、慣性力(往復、回転)などがある。各気筒を考えたとき慣性力はエンジン1回転に1サイクルの挙動であり、ハーフ次発生の原因にならない。

ある気筒の燃焼刺激力を考えると、4サイクル

の場合爆発がエンジン2回転に1回起っており、0.5次を基本次数として次のような級数に展開できる。

$$F_i^* = F_{io}^* + \sum_{n=0.5, 1, \dots}^{\infty} A_{in} \sin \{n\omega t + n(i-1)\frac{4\pi}{N} + \alpha_{in}\}$$

i : i 番目の爆発

N : エンジンの気筒数(今回 $N=4$)

n : エンジン回転に対する次数

ω : クランク角速度

α_{in} : i 番目の気筒の圧縮トップに対する位相遅れ

A_{in} : i 番目の気筒の n 次成分の振幅

F_{io}^* : 慣性力

各気筒の燃焼にバラツキが無いと仮定すると

$$A_{in} = A_n \quad (\text{一定})$$

$$\alpha_{in} = \alpha_n \quad (\text{一定})$$

また各気筒の慣性力にバラツキが無いと仮定すると

$$F_{io}^* = F_o^* \quad (\text{一定})$$

すなわち

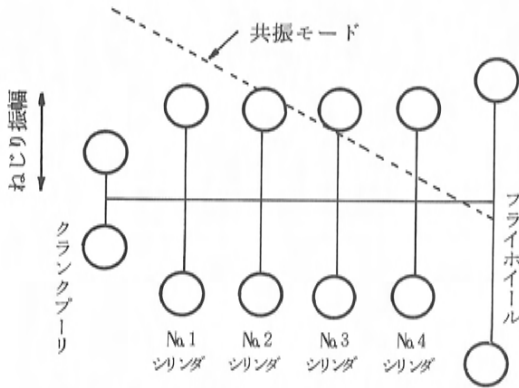
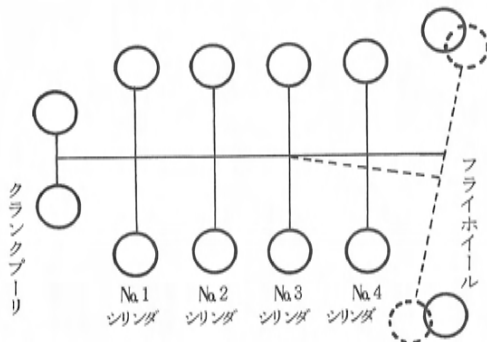
$$F_i^* = F_o^* + \sum_{n=0.5, 1, \dots}^{\infty} A_n \sin \{n\omega t + n(i-1)\pi + \alpha_n\}$$

従って直列4気筒4サイクルレシプロ機関の燃焼刺激力における n 次成分 ($n=0.5, 1, \dots$) の各気筒の入力相互の位相差は $n\pi$ であり、ハーフ次の場合は $\pi/2$ もしくは $3\pi/2$ 、奇数次の場合は π 、偶数次の場合は 2π である。

(2) クランクシャフトモードの応答

クランクシャフトの振動モードとして、ねじりモードと曲げモード(フライホイール面振れ)を考察する。図14にねじりモード、図15に曲げモードを示す。

図16に示すように、クランクシャフトねじりモードは偶数次、ハーフ次、奇数次の順で励起され易く、クランクシャフト曲げモード(フライホイール面振れモード)では偶数次、奇数次、ハーフ

図14 クランクシャフトねじりモード⁽²⁾図15 クランクシャフト曲げモード⁽³⁾

入力点モード	偶数次	奇数次	ハーフ次
ねじりモード 	合成ベクトル 		
曲げモード 			

図16 クランクシャフトモードの入力点モードと応答⁽²⁾⁽³⁾

次同様に励起される。

(3)ブロックモードの応答

ブロックモードとして、1次ねじりモードと1次横曲げモードについて考察する。

図17にブロック1次ねじりモード、図18にブロック1次横曲げモードを示す。

両モードとも入力点である主軸受の動きは左右方向であり、両モードとも主軸受の左右方向入力

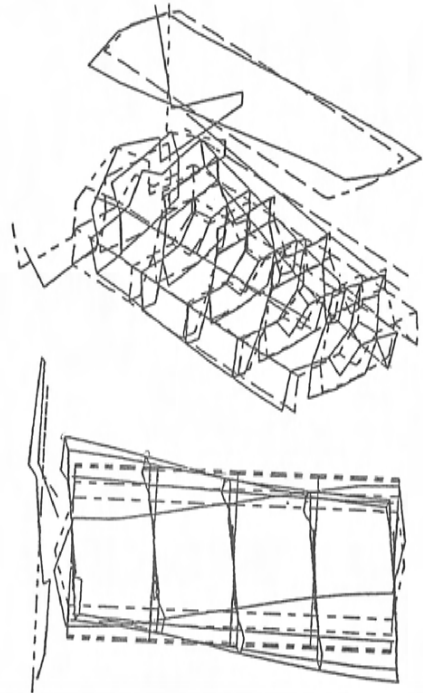


図17 ブロック1次ねじりモード(FEM解析)

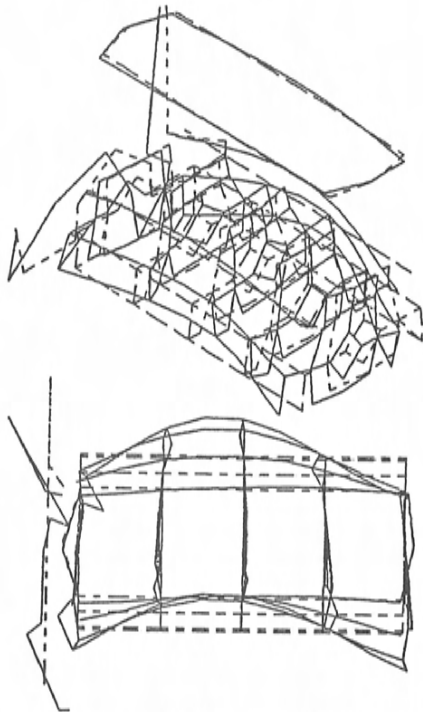


図18 ブロック1次横曲げモード(FEM解析)

によって励起されると推定される。

左右方向入力に対する主軸受の動きを入力点モードとして表わし、偶数次、奇数次、ハーフ次に対する応答を図19に示す。

ブロック1次ねじりモードはハーフ次成分、1次横曲げモードは奇数次成分によって主に励起される。

入力点モード	偶 数 次	奇 数 次	ハーフ次
ねじりモード			
曲げモード			

図19 ブロックモードの入力点モードと応答

4.2 奇数次・ハーフ次成分の低減

奇数次・ハーフ次成分を低減するためには、その発生メカニズムで明らかのように、奇数次発生モード（クランクシャフト曲げモード、ブロック1次横曲げモード）、ハーフ次発生モード（クランクシャフト曲げモード、ブロック1次ねじりモード）において、これらを励起する燃焼刺激力を抑えるか、入力点モードを変更する必要がある。

(1)燃焼刺激力の抑制

燃焼刺激力の抑制としては燃焼を緩慢にすることが有効であり、IG タイミングリタードによる改善はこれに相当する。

(2)入力点モードの変更

入力点モードを変更する方法としては、剛性アップあるいはダウン、質量の付加あるいは削除、又は補助振動系（ダイナミックダンパ）の付加が考えられる。

(3)その他の方法

車体での特性次成分の低減は期待できないが、車室内音質の問題になる周波数域は限られており、この帯域での車体振動伝播特性を改善することは効果がある。

5. 改善例

今回検討した音質評価手法を用いたエンジン・

ボデーの改善例を図20に示す。

具体的には

- (1)クランクシャフト剛性
- (2)ブロック剛性
- (3)マウントブラケット振動特性
- (4)エンジンマウンティングインシュレータのバネ特性
- (5)ボデーの振動特性

の最適化を行った。

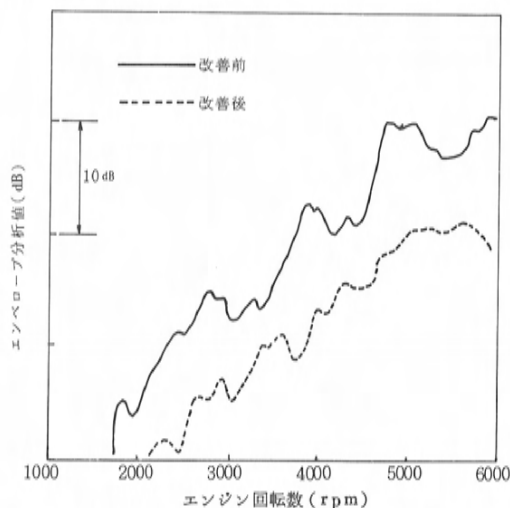


図20 エンジン・ボデー改善による車室内音質改善例

6. おわりに

今回加速時の車室内音のガー音に対する評価手法について検討し、官能評価と相関のとれる定量的評価尺度を作ることができた。またガー音を悪化させている要因の発生メカニズムについても考察でき、音質改善への方向づけができた。

最後に本研究に対して御協力・御助言をいただいた方々に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 柘植, 他: 加速時車内騒音の音色に関する一考察, 自動車技術, Vol. 39, No. 12 (1985), P. 1356 ~ 1361
- (2) 北埜, 他: クランク軸トーションアルダンパによるエンジン騒音低減の解析, 内燃機関, Vol. 25, (1986),

P. 58~66

- (3) 林：自動車用火花点火機械騒音の低減，機械の研究，
Vol. 38, (1986), P. 32~38

■著 者■



阿部宏司



田原康秀

論文・報告

7

ドラムブレーキノイズの解析
Analysis of Drum Brake Noise

東 裕 章^{*1} 福 留 岳 司^{*2}
Hiroaki Higashi Takeshi Fukudome
岡 崎 晴 樹^{*3} 峯 下 浩 二^{*4}
Haruki Okazaki Koji Mineshita

要 旨

Abstract

制動時にドラムブレーキから発生するノイズの原因は構造面から見てブレーキを構成する部品の共振である。そこで実車を使ってノイズを測定しその発生メカニズムを分析した。更に各部品の接合状態に沿ってブレーキモデルを作成し、系の安定性解析を行うことによってブレーキノイズ発生傾向を数値的に求まるようにした。シミュレーション結果は実験結果とよく一致しノイズ発生予測や対策に非常に有効であることがわかり、新車開発の初期段階で低ノイズブレーキの設計が可能となった。本報告では解析過程とシミュレーションの手法を述べる。

The cause of a drum brake noise is, from the structural viewpoint, the vibration caused by the resonance of brake components. Therefore, we measured the noise of a brake on a running vehicle and analyzed the noise phenomenon and mechanism. The brake components were simplified into a brake model. Then the system stability of this vibration was evaluated by analysis to allow numerically simulating the tendency of brake noise generation. The simulation was found to agree closely with experiment and to be effective in predicting noise generation. As a result, it was made possible to design and engineer a low-noise brake in the early stage of a new vehicle development. This paper explains the process of analysis and the technique of simulation.

1. はじめに

近年、自動車の性能は著しく向上し同時に快適性や静粛性の要求もますます強くなってきている。その中で古くからの問題であり昨今特に問題になってきているもののひとつにブレーキノイズがある。

制動時に発生するブレーキノイズは周波数によって3種類に分類される。90~400Hzの低周波数領域のノイズをグー音、1~4kHzをキー音、4~15kHzをチー音と呼んでおり各々ノイズ発生のメカニズム、部品振動パターンや発生条件は異なっている。この3種類のノイズのうちユーザにとって特に不快であるのがキー音であり、我々はキー音ノイズ対策活動をディスクブレーキとドラムブレーキに展開してきた。このうちディスクブレーキのキー音解析は今までに多

くの報告がなされている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。そこで本報告では商用車のブレーキとして一般的に使用されているドラムブレーキのキー音について主に構造面に注目して解析を行った。

2. ドラムブレーキノイズの現象解析

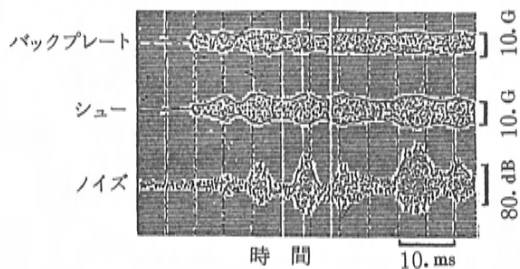
2.1 測定方法

ドラムブレーキの現象を把握するために実車を使ってノイズテストを行った。ノイズは運転中のドライバが感じる音を忠実に録音できるようにドライバの耳付近にマイクロホンを設置して測定した。またノイズ発生時の各部品の振動状態を測定するために、実験車のバックプレートとシューに加速度ピックアップを装着して振動レベルをノイズ測定と同時に観測した。

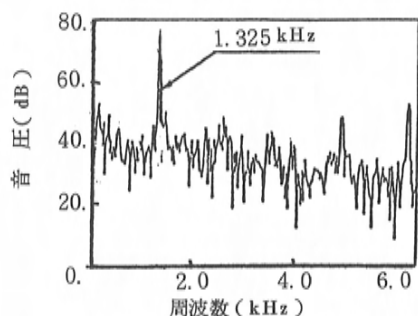
2.2 ノイズ分析結果

図1にノイズ測定結果を示す。図1(a)はバック

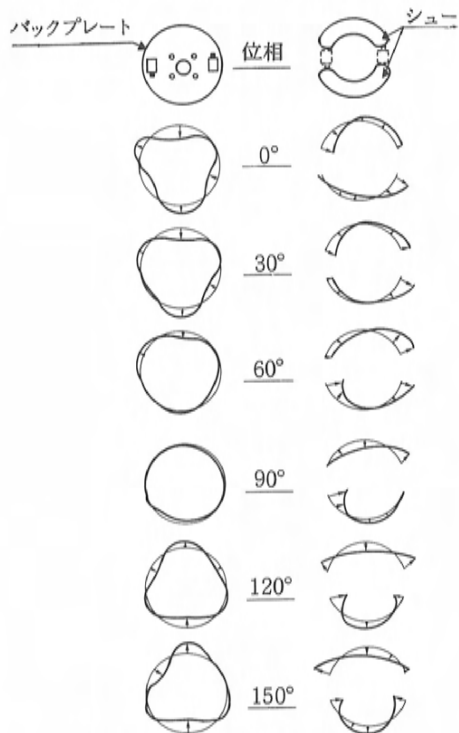
*1, *3 車両設計部 *2, *4 車両実験研究部



(a) ノイズと各部品の振動レベル



(b) ノイズの周波数分析



(c) バックプレートとシューの振動モード

図1 ブレーキノイズの分析結果

プレート及びシューの振動とノイズの音圧変化を同じ時間軸の上に記録したものである。バックプレートとシューの振幅が増大してノイズ発生に至っている。また各部品の振幅とノイズ音圧の時間変化は同一傾向を示している。このことはブレーキ各部品の振幅の増大とノイズ発生に間に関係があることを示している。

図1(b)はノイズの周波数分析である。ノイズの周波数は広い範囲に分布しているがその主なものは1.3kHzにあることがわかる。

図1(c)はノイズ発生時の各部品の振動の様子を示したものである。ノイズ発生時に、バックプレートは3本の節の線がプレート面上に等間隔で現われる波打ち振動モード(以下これを3NDと呼ぶ)で、シューは1次の曲げモードで振動していることがわかる。更に2つのシューの振動の位相は180°ずれておりその間にはさまれたホイールシリンダを交互に加振していることがわかる。

次に図2に各ブレーキ部品の有限要素法による固有振動解析結果を示す。各部品の固有振動は1.3kHz付近に集中している。そして振動モードはバックプレートが3NDモード、シューが1次の曲げモードで先の測定結果と一致しており、このときのドラムは3NDモードで振動していることがわかる。

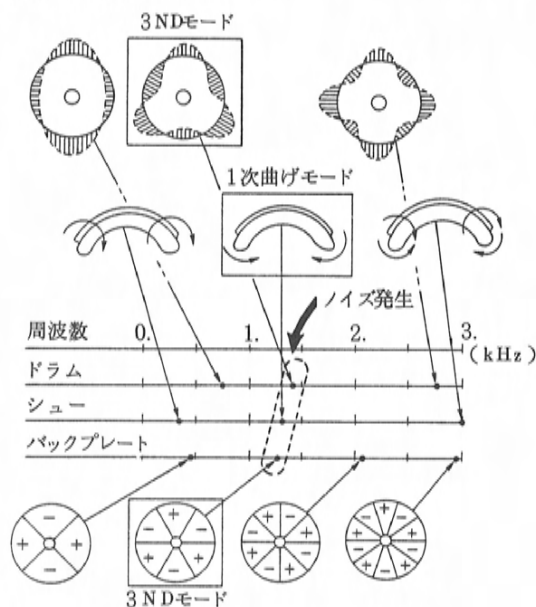


図2 各部品の固有振動解析結果

以上の結果から実車で測定した1.3kHzのキーン音はドラム・シュー・バックプレートの特定の固有モードでの共振現象であることがわかった。またこれらの現象は極短時間(10ms程度)に測定されており、ブレーキに作用する力はほぼ一定であると考えられる。したがって各部品の振幅の増大現象、即ちノイズ発生に至る振動は自励振動であるということが出来る。

2.3 ノイズ発生条件

図3はブレーキ液圧とノイズ発生頻度(ノイズ発生回数/ブレーキ回数)の関係を示したものである。この図から液圧が20~30kg/cm²の時ノイズ発生頻度が高くなっていることがわかる。そこで感圧紙を用いて各液圧におけるシューとドラムの接触面の面圧分布を調べた。図4に示すように液圧によって面圧分布は変化しており、20~30kg/cm²の時その面圧分布はアンカ側に片寄っている。

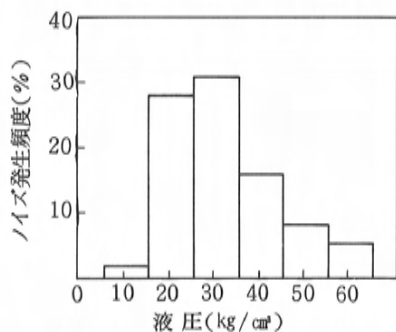


図3 ブレーキ液圧別のノイズ発生傾向の実験結果

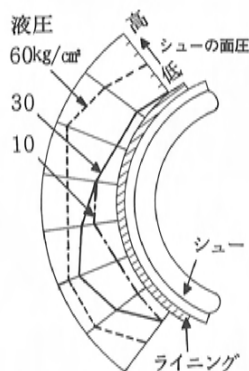


図4 ブレーキ液圧別のシュー表面の面圧分布

一方図5に示すように、実車に取付けたブレーキに液圧をかけた状態でシューを加振した時のバックプレートの応答を測定した。図6では液圧20~30kg/cm²の時バックプレートの振動レベルは大きな値を示している。このとき当ブレーキは1.3kHzで最も振動しやすくなっている。これは先に述べた図3のノイズ発生頻度のピークと一致する。

以上より、液圧20~30kg/cm²の時シューとドラムは特定の位置で強く接触して最も共振をおこしやすい状態となり、その時にノイズが最も頻繁に発生していることがわかった。

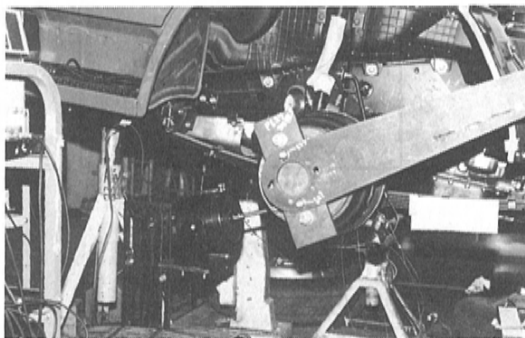


図5 加振テスト装置

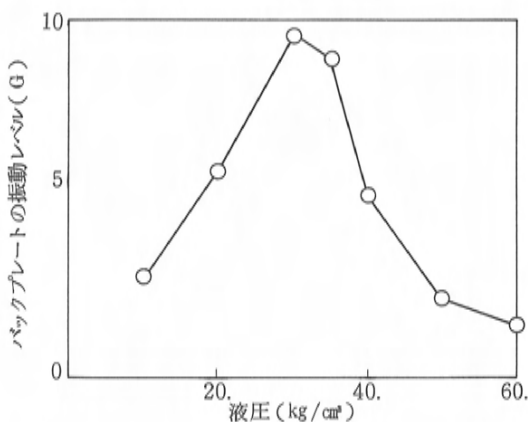


図6 シューを加振した時の液圧とバックプレートの振動レベルとの関係

3. シミュレーション

前述のドラムブレーキノイズの現象解析をもとにしてシミュレーションを行った。図7にその解析プロセスを示す。

3.1 各部品の固有振動解析

2章で述べたようにキーン音はブレーキ部品の近接する固有振動による共振現象である。したがって各部品の固有振動数の分布を有限要素解析によって調べることで、設計の初期段階でキーン音発生の大まかな予測とノイズに関係する各部品ごとの振動モードを把握した。これは部品の単品加振テストによって検証し、固有振動数は誤差が±5%以内の精度で計算から求められることを確認している。

3.2 モデル化

固有振動解析によって求めた各部品のノイズに関係する特定の振動モードを再現した簡易振動モデルを作成した。更にこれら各部品のモデルを使って、ノイズが最も発生しやすいドラムとシューの接触状態を再現するシステムモデルを組み立てた。

シューは1次の曲げモード(図8(a))、バックプレートとドラムは3NDモード(図8(b), (c))

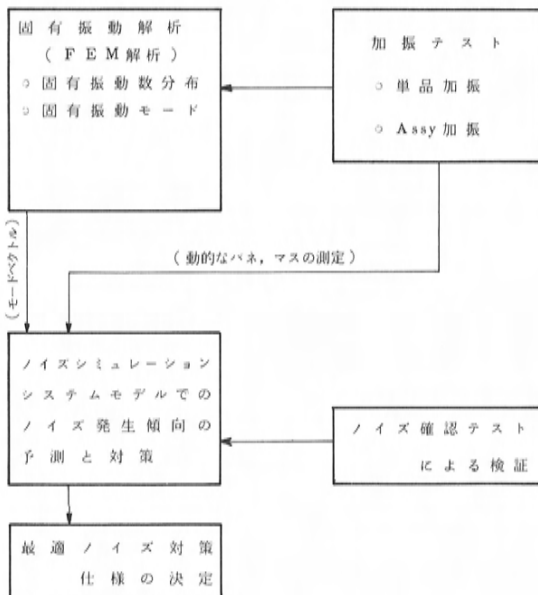


図7 ノイズシミュレーション活動

である。そこでシューは2本の梁とそれを結ぶ1個の回転バネで代表させた。バックプレートはシューと接触している部分(オイルシリンダ部分)に注目し、2つのオイルシリンダを結ぶ梁とそれを支える1個の回転バネで代表させた。ドラムはノイズ発生時のシューとの接触点に注目し、2つの接触点を結ぶ梁とそれを支える1個の回転バネで代表させた。

3.3 方程式

次にモデル化した各パーツを図9に示すような実際の組付状態に従って方程式に表現したものが式(1)である。

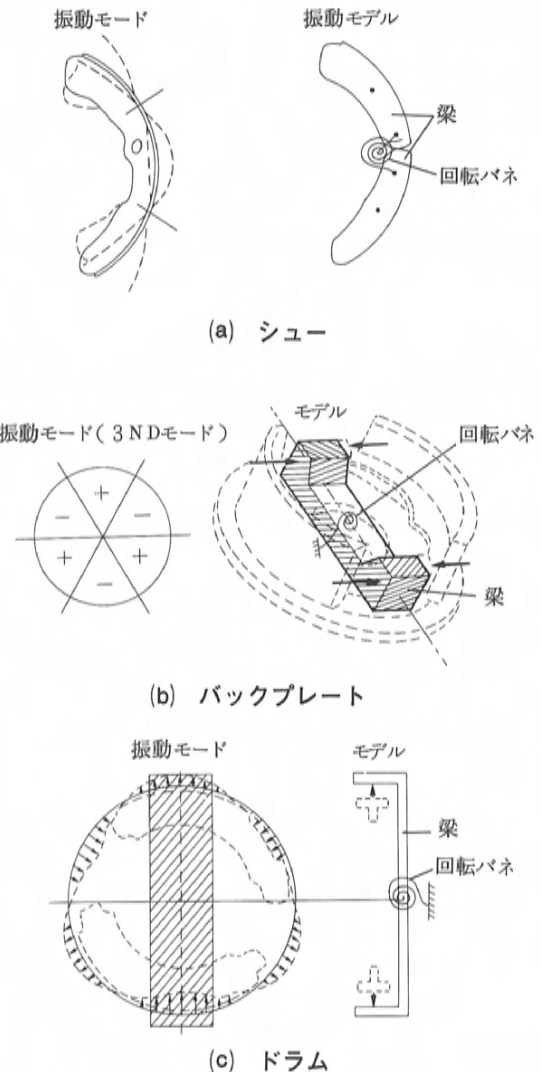


図8 各部品のモデルと振動モード

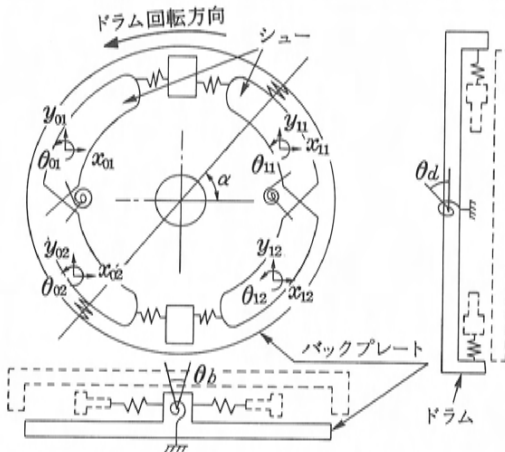


図9 シミュレーションモデル

平行移動

(x & y 方向)

シュー :

$$m_{01} \cdot \ddot{x}_{01} = -R_1$$

$$m_{02} \cdot \ddot{x}_{02} = -R_2 + R_5 \cdot \cos \alpha + f_0 \cdot \sin \alpha$$

$$m_{11} \cdot \ddot{x}_{11} = R_3 - R_6 \cdot \cos \alpha - f_1 \cdot \sin \alpha$$

$$m_{12} \cdot \ddot{x}_{12} = R_4$$

$$m_{02} \cdot \ddot{y}_{02} = -R_5 \cdot \sin \alpha + f_0 \cdot \cos \alpha$$

$$m_{11} \cdot \ddot{y}_{11} = -R_6 \cdot \sin \alpha + f_1 \cdot \cos \alpha$$

回転移動

(θ 方向)

シュー :

$$I_{01} \cdot \ddot{\theta}_{01} = R_1 \cdot l_1 - ksr \cdot (\theta_{01} - \theta_{02})$$

$$I_{02} \cdot \ddot{\theta}_{02} = -R_2 \cdot l_2 + f_0 \cdot l_5 - ksr \cdot (\theta_{01} - \theta_{02})$$

$$I_{11} \cdot \ddot{\theta}_{11} = -R_3 \cdot l_3 + f_1 \cdot l_6 + R_6 \cdot l_6 - ksr \cdot (\theta_{11} - \theta_{12})$$

$$I_{12} \cdot \ddot{\theta}_{12} = -R_4 \cdot l_4 - ksr \cdot (\theta_{12} - \theta_{11})$$

ドラム :

$$I \cdot \ddot{\theta}_d = R_5 \cdot b_0 - R_4 \cdot b_1$$

バックプレート :

$$I \cdot \ddot{\theta}_b = -R_1 \cdot a_0 - R_2 \cdot a_1 + R_3 \cdot a_2 + R_4 \cdot a_3$$

(1)

式中の等価剛性 k , 質量 m , 当り位置 α は加振テストによって得る。 f_0, f_1 は制動力の変動成分でありシューライニング面のドラム摺動面の押しつけ力と摩擦係数との積で表わされ, シューとバックプレートの回転方向の加振力として作用している。したがって制動変動力 f_0, f_1 は x 方向と y 方向の振動に作用するため x 方向, θ 方向の式中に y 方向成分が含まれる形となる。

式(1)は14変数の2階連立常微分方程式である。これを28変数の1階連立常微分方程式に書き直したものが式(2)である。

$$\left. \begin{aligned} X_{01} &= \dot{x}_{01} \\ m_{01} \dot{X}_{01} &= -R_1 \\ X_{02} &= \dot{x}_{02} \\ m_{02} \dot{X}_{02} &= -R_2 + R_5 \cos \alpha + f_0 \sin \alpha \\ X_{11} &= \dot{x}_{11} \\ m_{11} \dot{X}_{11} &= R_3 - R_6 \cos \alpha - f_1 \sin \alpha \\ X_{12} &= \dot{x}_{12} \\ m_{12} \dot{X}_{12} &= R_4 \\ Y_{02} &= \dot{y}_{02} \\ m_{02} \dot{Y}_{02} &= -R_5 \sin \alpha + f_0 \cos \alpha \\ Y_{11} &= \dot{y}_{11} \\ m_{11} \dot{Y}_{11} &= -R_6 \sin \alpha + f_1 \cos \alpha \\ \Theta_{01} &= \dot{\theta}_{01} \\ I_{01} \dot{\Theta}_{01} &= R_1 l_1 - ksr (\theta_{01} - \theta_{02}) \\ \Theta_{02} &= \dot{\theta}_{02} \\ I_{02} \dot{\Theta}_{02} &= -R_2 l_2 + f_0 l_5 - ksr (\theta_{01} - \theta_{02}) \\ \Theta_{11} &= \dot{\theta}_{11} \\ I_{11} \dot{\Theta}_{11} &= -R_3 l_3 + f_1 l_6 + R_6 l_6 - ksr (\theta_{11} - \theta_{12}) \\ \Theta_{12} &= \dot{\theta}_{12} \\ I_{12} \dot{\Theta}_{12} &= -R_4 l_4 - ksr (\theta_{12} - \theta_{11}) \\ \Theta_d &= \dot{\theta}_d \\ I \dot{\Theta}_d &= R_5 b_0 - R_4 b_1 \\ \Theta_b &= \dot{\theta}_b \\ I \dot{\Theta}_b &= -R_1 a_0 - R_2 a_1 + R_3 a_2 + R_4 a_3 \end{aligned} \right\} (2)$$

この方程式には自明解 (各変数の時間微分が0, 即ち振動していない状態) が存在する。この自明解の安定性を調べることによってこのシステムの振動のしやすさを推定する。そのために以下では式(2)の自明解のまわりでの線形化行列 (以下 L と表わす) の固有値を調べる。 L は式(2)の形から非対称行列となり次のように書くことができる。

$$L = M^{-1}DM \quad \dots\dots(3)$$

ただし M は (適当な) 複素行列, D は対角成分が L の固有値 λ_i 他は0の行列である。このとき式(2)の一般解は,

$$Y = M^{-1} \bar{D} M \quad \dots\dots(4)$$

となる。ただし \bar{D} は対角成分が $e^{\lambda_i t}$ 他は0である。

λ_i は非対称行列の固有値であるので一般に複素数となる。したがって次のように書くことにする。

$$\lambda_i = p_i + q_i j \quad (p_i = \operatorname{Re} \lambda_i, \quad q_i = \operatorname{Im} \lambda_i) \quad \dots\dots(5)$$

すると $e^{\lambda_i t}$ は

$$e^{\lambda_i t} = e^{p_i t} (\cos q_i t + j \sin q_i t) \quad \dots\dots(6)$$

とかける。今すべての p_i が負であれば $e^{\lambda_i t}$ は時間 (t) とともに減衰し 0 となり、 p_i が正であれば $e^{\lambda_i t}$ は p_i の大きさによってその振幅を増加する。これは現象にもどってみれば、 p_i が大きい程このブレーキシステムは振動が成長しやすいことがわかる。また先にのべたように振動の成長のしやすさとノイズ発生傾向は相関があることから

$$P = \max p_i : \text{ノイズ発生傾向値}$$

とする。実際には L について具体的に P を計算することによってノイズ発生傾向を調べる。ドラムとシューの等価剛性を同時に変化させて P を計算したものが図10である。この図よりノイズを抑えるためにはドラムの等価剛性を上げシューの等価剛性を下げることが最も有効な手段であることがわかる。

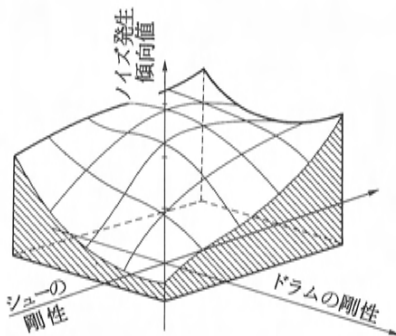


図10 シューとドラムの剛性変化とノイズ傾向値の計算結果

3.4 パラメータスタディ

シミュレーションで得た P と実車走行中におけるノイズ発生頻度とを比較してシミュレーションの精度を検証した。実験は形状によって注目するモードの等価剛性・質量を変えたドラムとシューを試作しておこなった。図11(a)にドラムの3NDモードの等価剛性を变化させた場合、図11

(b)にシューの等価剛性を变化させた場合の実験(ノイズテスト)とシミュレーションの結果を示す。これらの結果より両者の傾向はよく一致することがわかった。したがって本解析方法はノイズ発生傾向を十分に予測し得るものであり、低ノイズブレーキ開発に非常に有効な手段であるといえる。

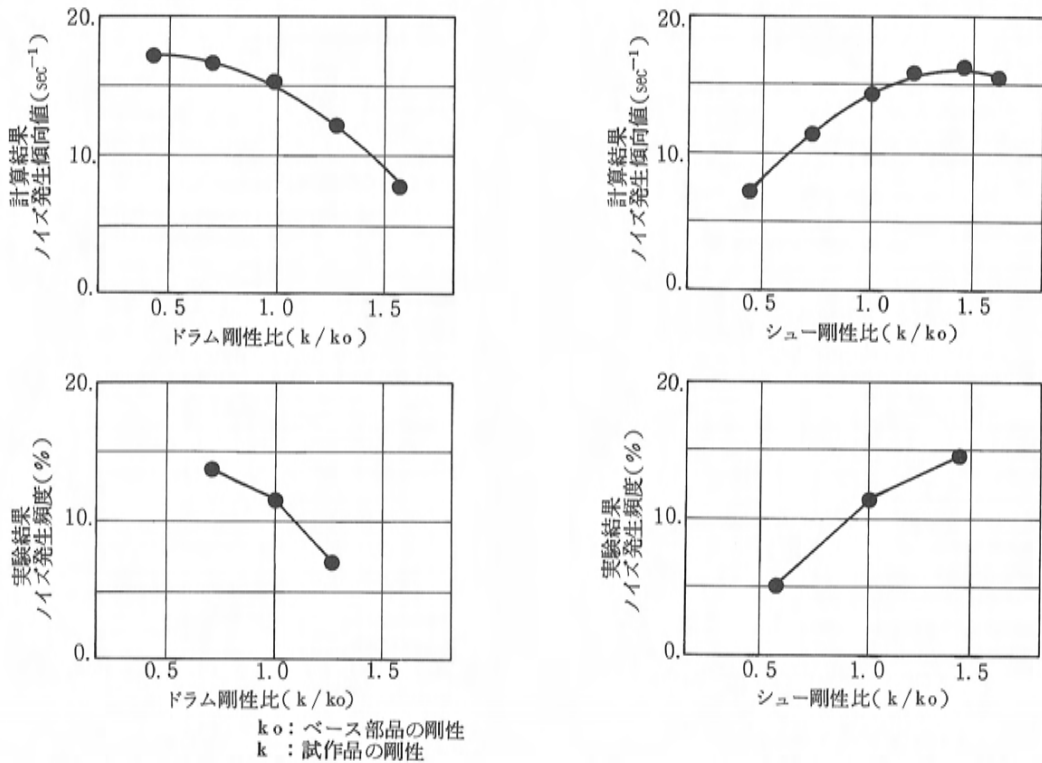
4. 低ノイズブレーキ開発プロセス

ノイズシミュレーション活動はノイズ発生予測や対策に有効であることを確認した。そこで図12に示すようにこの解析活動を低ノイズブレーキ開発プロセスに活用することによって、新車開発の初期段階でノイズ発生を予測し、かつ少ない試作でより良い構造の決定を行うことが可能となった。

補 記

式(1), (2)中の記号を以下に説明する。

- $m_{01} \sim m_{11}$: シューの等価質量
- $I_{11} \sim I_{12}$: シューのイナーシャ
- I_d : ドラムのイナーシャ
- I_b : バックプレートのイナーシャ
- $x_{01} \sim x_{12}$: シューの x 方向の変位
- $y_{01} \sim y_{12}$: シューの y 方向の変位
- $\theta_{01} \sim \theta_{12}$: シューの回転角度
- θ_d : ドラムの回転角度
- θ_b : バックプレートの回転角度
- $l_1 \sim l_4$: ピストンとの接触点からシュー中心までの距離
- l_5, l_6 : ドラムとの接触点からシュー中心までの距離
- $R_1 \sim R_6$: 反力
- f_0, f_1 : 制動力 ($f_0 = \mu \cdot R_5$) (μ : 摩擦係数)
- b_0, b_1 : シューとの接触点からドラム中心までの距離
- $a_0 \sim a_3$: シューとの接触点からバックプレート中心までの距離
- k_{sr} : シューの回転バネ



(a) ドラムの剛性とノイズ発生傾向

(b) シューの剛性とノイズ発生傾向

図11 ブレーキ部品とノイズ発生傾向

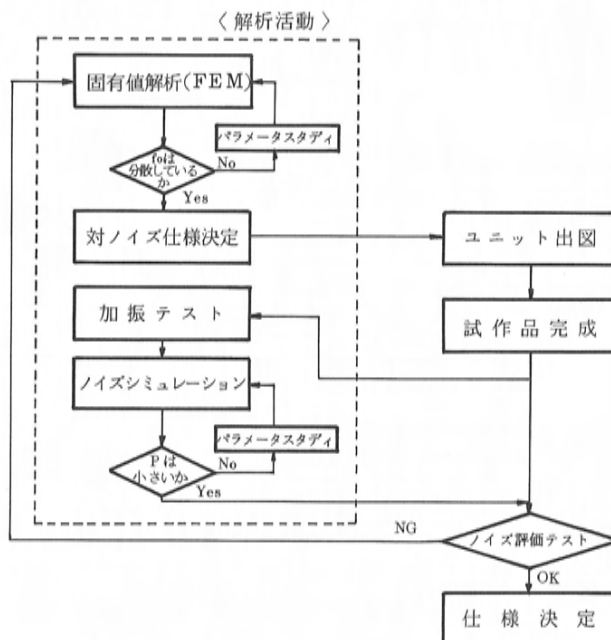


図12 低ノイズブレーキの開発プロセス

5. ま と め

- (1) ドラムブレーキノイズ解析により以下の事がわかった。
- ① ドラム・シュー・バックプレートの固有振動数が互いに接近しているとそこでノイズが発生しやすい。
 - ② ブレーキ液圧によって各部品の接触状態は変化するが、特に軽制動時のある液圧領域で振動が増大して最もトルク変動のレベルが大きくなりノイズが発生しやすくなる。
 - ③ ドラム・シュー・バックプレートからなる振動系が不安定な構造であればそのブレーキはノイズを発生しやすい。
- (2) これらの結果からノイズシミュレーションモデルを組み立て、振動系の安定性評価の手法によるノイズ発生予測のシミュレーションプログラムを作成した。そしてこのシミュレーションによるノイズ発生予測値と実際のノイズ傾向(実験結果)とは良く一致した。
- (3) このシミュレーション解析法を新車開発に適用する体制を確立した。

■ 著 者 ■



東 裕章



福留 岳司



岡崎 晴樹



峯下 浩二

参 考 文 献

- (1) 深谷他 2 名：ブレーキ鳴きの原因と予防策，自動車技術，Vol. 31, No. 9 (1977)，p. 33～42
- (2) N. Millner: An Analysis of Disc Brake Squeal, SAE paper 780332
- (3) 東，福留：ブレーキノイズのシミュレーション解析，マツダ技報，No. 5 (1987)，p. 92～97

解説・紹介

8

NVH-CAT システムの開発

Development of Computer Aided Testing System for Noise, Vibration and Harshness

小 具 洋 一*¹
Yōichi Ogu

宇都宮 直 正*²
Naomasa Utsunomiya

要 旨

Abstract

高品質な振動騒音性能の実現への要求が益々高まっている一方、多様化するユーザのニーズに対応するため車種やバリエーションの増加も余儀なくされている。

そのために実験段階における振動騒音開発はより効率的で的確に進めなければならない。

そこで NVH の性能評価、要因分析、対策案提示の各プロセスにおいてデータ収集・処理・解析の精度と効率を大幅に向上させることを狙いとして新しい NVH-CAT システムを開発し完成させたのでその報告をする。

This paper presents the features of a new NVH-CAT system. This system has been developed to greatly increase the precision and efficiency of the data collection, processing, and analysis in all processes of the NVH performance evaluation, contribution analysis, and corrective measure proposal. Vehicles offering high level NVH performances have been increasingly demanded. Further, carlines and their model variations have tended to increase to meet diversifying customer needs. This system has completed to develop NVH in the testing stage ever more efficiently and precisely.

1. はじめに

車における NVH (Noise, Vibration and Harshness: 振動・騒音・乗心地) 性能は乗員の快適性を支配する大きな要素となっている。この NVH 性能にはパワープラント・ボデー・シャシなどの主要コンポーネントの全てが密接に関係しているため高出力化・低燃費化・軽量化・操縦性・安定性との整合が難しく、更に次々に開発される新機構の採用がこの問題をより一層複雑なものにしている。

この NVH 性能を高品質に保ち他性能との整合をとった上でユーザのニーズにタイムリに 대응てゆくために、設計段階においては計算解析を用いた早期の性能予測が重要である。そして実験段階においては限られた期間内に性能評価、問題点の要因分析、適切な対策案の提示の各プロセスを効率良く実施することが重要である。この実験段階における各プロセスの高精度化と効率化を強力に支援するため新しい NVH-CAT (Computer

Aided Testing) システムを開発した。

以下に今回のシステム化で対象とした各プロセスにおける評価・解析手法、システムの設計方針、システム構成と特徴及び今後の課題について述べる。

2. NVH 開発における評価・解析手法

実験開発段階における NVH 開発は、前述のように性能評価・要因分析・対策案提示・対策効果検証 (性能再評価) の各々のプロセスからなっている。これらのプロセスにおいて今回のシステム化の対象とした手法を以下に述べる。

2.1 性能評価の手法

NVH 開発における性能評価は、数多くの項目について様々な条件下で現象の発生メカニズムと性質に応じ各種の分析法を使い分けて行っている。これには図 1 のようにオーダトラッキング分析や 1/3 オクターブバンド周波数分析の他に時系列分析、PSD (パワースペクトル密度) 分析、エンベロープ (包絡線) 分析などがある。また比較的新

*1, *2 車両実験研究部

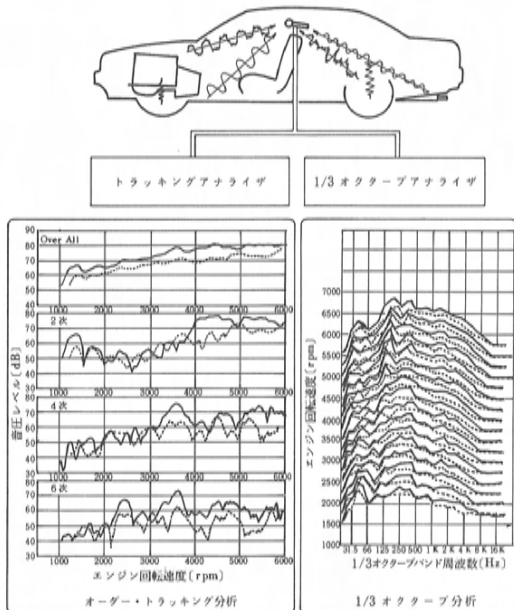


図1 性能評価の一例

しい手法として過渡的な現象の周波数分析を行うのに適したMEM（最大エントロピー）法や再生音合成による音質評価法などがある。

2.2 要因分析の手法

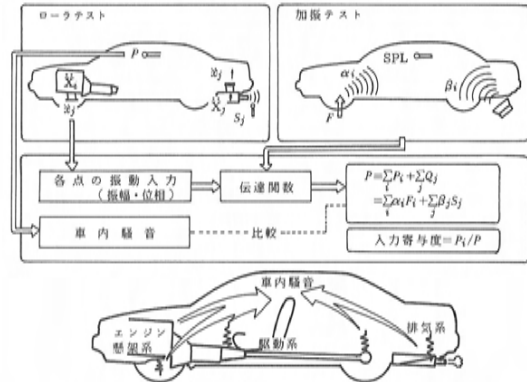
性能評価の結果から問題点が抽出されると、現象のメカニズムすなわち入力と伝達経路を明確にし関連するコンポーネントの寄与度を定量的に把握した上で対策の方向付けを行う。このプロセスを実施するのが要因分析法である。

(1)ベクトル法

こもり音・ギアノイズ・アイドル振動のように振動が同一の周波数で多くの入力点から車体に伝達される現象は、各入力点における振動入力と車体・放射系の伝達関数との積をベクトル合成したものと表わせる。この点に着目して実験により振動入力と伝達関数を計測し、個別の入力に起因する車内音（振動）をシミュレートすることによってトータルの車内音（振動）に対する寄与度を明確にする（図2）。

(2)スカラ法

ロードノイズやエンジン騒音のように広帯域でランダムに発生する現象に適用する。この手法もベクトル法と同様に実験によって各入力点での振動入力に起因する車内音を求めるが、現象の性質



P_i : 固体伝播音, Q_j : 空気伝播音
 α_i : 振動～音響伝達関数, F_i : i 点の振動入力
 β_i : 遮音特性, S_j : 音源音圧

図2 要因分析法の一例(ベクトル法)

からこれを位相を考慮しないスカラー量として求め、エネルギー和によって車内音をシミュレートし寄与度を明確にする。

(3)コヒーレンス法

スカラ法と同様の現象に適用され、入力点の振動騒音入力と出力である車内音の双方から注目する入力点以外に線形な成分を解析によって除去した後入出力間の伝達関数を推定する。それを使用して個別の入力に起因する車内音を合成しトータルに対する寄与度を明確にする。

(4)AI(音響インテンシティ)法

2本のマイクロフォンで計測される音圧のクロススペクトルを利用し任意の点において単位面積を単位時間を通して音波エネルギーを測定する手法であり、音響パワーの評価・音源探索・音響フローの測定に使用する。

2.3 対策案提示のための解析手法

性能評価から要因分析を経て対策すべきコンポーネントが明確にされると、そのコンポーネントの振動特性を詳細に把握した上で固有振動数をシフトさせたり振幅を低減するための具体的対策の検討を行う。

(1)モード解析

実験段階においてコンポーネントの振動特性を明確にする最も有力な手法がモード解析である。

これは加振実験によって伝達関数を計測し、これに対してカーブフィットを行ってモーダルパラ

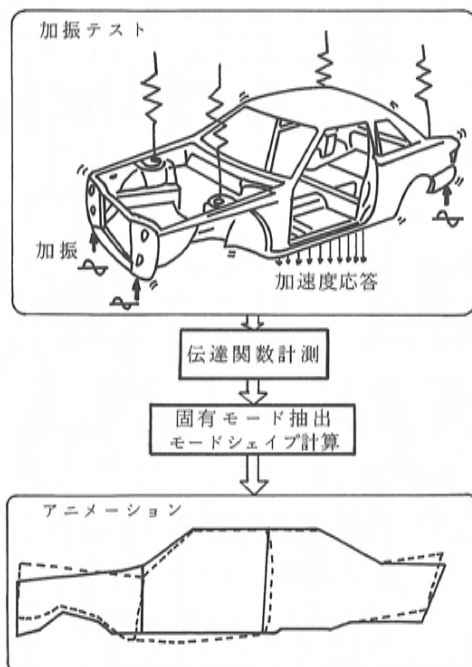


図3 実験モード解析の一例

メータを抽出し、最終的にはそのコンポーネントの固有振動数における各部の挙動をアニメーションとして表示する(図3)。これによってノードマウンティングや剛性の連続性を確保するための対策案を得ることができる。

(2)部分構造合成法

モード解析によって得られた対策案は、重量・コスト・効果から総合的に判断し、いくつかの案の適切な組み合わせによって要求性能を実現していく。この対策案の絞り込みのためのシミュレーションを計算機上で行えるのが部分構造合成法である。この手法ではいくつかのコンポーネントの振動特性をそれぞれ実験によるモード解析やFEM (Finite Element Method: 有限要素法) によって個別にモデル化しておき、それらの分系を計算機上で1つの系として合成しトータルの振動特性を予測することが可能である。

例えば図4のように、車体全体の振動特性をモード解析によって求めておき、問題点への対策案(補強材等)の振動特性を別途FEM解析によって求める。これを更に部分構造合成法を用いて合成し、対策による固有振動数の変化や振幅の変化

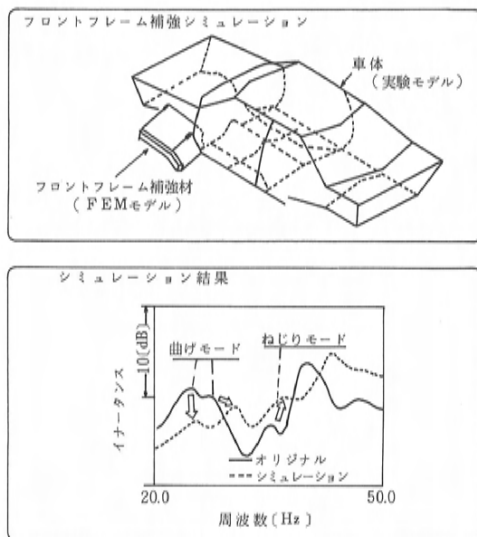


図4 部分構造合成法の一例

を予測するシミュレーションを行う。このようなシミュレーションを様々な対策案に対して実施することにより適切な対策案を選定することができる。

3. システム化の目標と方針

今回のシステム化で対象とした各種の手法はこれまで実際に車両のNVH開発に適用してきたものである。

しかしながらNVH性能に対する市場ニーズの高まりや開発車種やバリエーションの増加に対応するためには、処理能力・精度・効率などの点で決して十分なものとはいえなかった。そこで従来のシステムでの改善すべき点を詳細に検討した結果、データ収集から結果の出力までを大幅にシステム化することが必要となった。

そこで今回のシステム化の目標は

- ①開発車種やバリエーションの増加に対応できる処理能力を有すること
- ②データの精度及び解析の精度と規模を向上させること
- ③誰でも容易に操作できること

とした。またシステム化に際しては各プロセスの量や性質を詳細に分析した結果、システムの機能を最大限発揮すべく性能評価・要因分析・対策案提示の3つのサブシステムに分けて開発を行った。

4. 性能評価システム

性能評価のプロセスのシステム化においては以下の項目に重点を置いて開発を行った。

- ①同時に多くのテストベンチをサポートする。
- ②豊富な機能が即時利用できる。
- ③誰でも容易に操作できる。
- ④従来のシステムとの完全な互換性をもつ。

4.1 性能評価システムの基本設計

上記の要求を実現するためには多チャンネルの A/D 変換器をベンチ数だけ配置する方法が考えられる。しかしながらベンチ数が多い場合、プログラムの複雑化による CPU やディスクなどへの負荷の増大・メンテナンス性・費用などの点で決して最適な方法とは言いがたい。更にデータの互換性という点においては、高速フーリエ変換を用いる場合オーダトラッキング分析の互換性は十分保障可能であるが、1/3オクターブバンド周波数分析に関しては性能評価という業務の性格上妥当でない。この理由は、Z変換方式を用いた分析器を高速フーリエ変換結果に重み付けしたものに置き換える場合、フィルタ特性・多重サンプリングによる補正・アベレージング方式などを考慮してもレベル差を生じるためである。特に加減速走行などの過渡的な状態においてはこれが顕著となる。一方この性能評価の業務においてはあまり多くのチャンネルは必ずしも必要とはいえず、むしろ処理の迅速さやレスポンスの良さが優先する。

以上のような点を考慮し、今回のシステムでは従来の機器との互換性を確保した上で多ベンチ同時サポート可能なシステム構造をとった。

4.2 性能評価システムの構成と特徴

性能評価システムは図5に示すように、テスト室と分析群をチャンネルセクタ(マルチプレクサ)を介して接続し、これら全てを CPU が GP-IB インタフェイスを介して集中制御管理する構成となっている。

この性能評価システムの最大の特徴は性能評価業務に的を絞ったことによる操作の容易さにある。このシステムで計測を行う場合、テスト者はまずグラフィックディスプレイからの容易な操作によって必要最低限のテスト条件を入力する。これに対し CPU は、要求の内容とシステムの稼働状

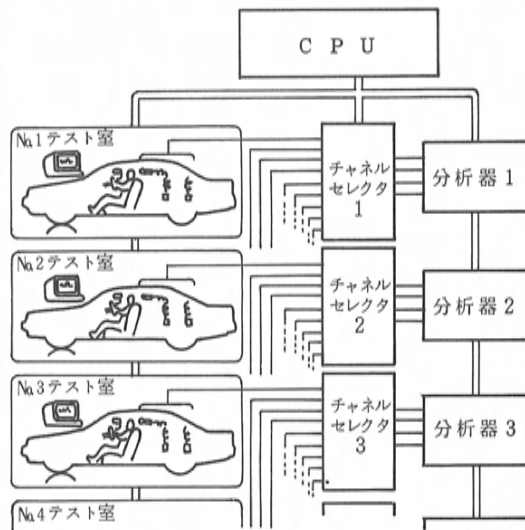


図5 性能評価システムの構成

況から総合的に判断して最適な分析器を選択し、必要なセットアップを行った上でテスト室との間をチャンネルセクタを介して接続する。この一連の動作は GP-IB を経由して CPU と分析器及びチャンネルセクタの間で瞬時に行われるため、テスト者はシステムがなくあたかも一つの計測システムを専有しているかのように扱うことができる。しかも計測のスタート・ストップは車両を運転しながら操作できるよう小型軽量のコントロールボックスを使用しており、全ての操作を一人で行うことも可能である。

更に収集されたデータは大容量のディスク上に一元管理され、必要に応じて検索・編集し XY プロットに出力することができる。

なおこのシステム構造をとったことにより、データの収集・処理においては CPU の負荷が軽い上、分析器の専有は1回の計測で数秒から数十秒間のため実質的にはサポートするベンチ数の約半分の同時計測が行えるだけの分析器で対応が可能となっている。

また今回のシステムでは、テストコース上などのデータレコーダに収録されたデータを再生する時のデータレコーダの制御を CPU が行い、自動データ収集も可能にしている。この処理は通常のベンチからのデータ収集よりも優先順位を低く設定しているため、通常の業務のレスポンスを悪化させることがない。

5. 要因分析システム

要因分析のプロセスのシステム化においては以下の項目に重点を置き開発を行った。

- ①大量のデータを迅速・確実に収集する。
- ②誰でも容易に会話処理できる。

5.1 要因分析システムの基本設計

要因分析法の中でも特にベクトル法とスカラ法は扱うデータ量が膨大であり、その処理量も必然的に膨大なものとなる。これを従来は A/D 変換された時系列データを全てディスク上にに取り込み、高速フーリエ変換や1/3オクターブ処理などは後処理で行っていた。そのためディスクの I/O に要する時間及びソフトウェアによるスペクトル演算に多大な時間を要していた。このため計測時のモニタリングも十分なものでなくデータの不都合が後になって発見される場合もあった。

これらの問題点を解決し重点項目を実現するためにハードウェアとソフトウェアの両面から大幅な機能強化を図った。

5.2 要因分析システムの構成と特徴

要因分析システムのハードウェアは図6のように、それぞれ用途の異なる3種類の多チャンネル A/D 変換器、高速フーリエ変換などのスペクトル演算を独立したハードウェアプロセッサ上で高速に実行する振動解析プロセッサ、及び大容量の

ディスク装置などで構成されている。

この新しい要因分析システムの最大の特徴はその高度なデータ収集能力にある。

例えばこのシステムでは、一度のデータ収集でベクトル法とスカラ法のデータを同時にしかも加減速でとり込むことを可能にしている。すなわちこもり音やギアノイズのようにオーダトラッキング分析が必要な現象については、エンジン回転に同期させた外部同期サンプリングによる A/D 変換を行った後高速フーリエ変換が実行され、必要な次数成分が抽出される。しかもこれと同時にエンジン騒音のように1/3オクターブバンド周波数分析が必要なものは、高速及び低速の2種類のサンプリング周波数を用いて A/D 変換を行った後それぞれに高速フーリエ変換を実行し、1/3オクターブバンドの重み付けを行う。ここで2種類のサンプリング周波数を用いているのは、高速フーリエ変換の等差フィルタ特性と1/3オクターブバンドの等比フィルタ特性との相違によって生じる低周波領域でのデータの不足を補うためのものである。この方式は従来のZ変換方式の分析器との完全な互換をとることが困難であり、性能評価に使用することは妥当でないが要因分析においては十分実用性のある方法である。

以上の計測時のデータ処理は、直接 CPU が関与せず振動解析プロセッサがリアルタイムに計測と同時並行して行う。またこれによって空いた CPU を利用してデータ収集の途中経過をリアルタイムでグラフィックディスプレイ上に表示することを可能とした。

上記のような強力なハードウェア機能とこれをサポートする高度なソフトウェアによって、従来は後処理で行っていたデータ処理を計測と同時にしかもリアルタイムでモニタしながら行うことを可能としたため、即座にデータの良否が判別でき大量なデータの確実な収集を実現した。

またソフトウェアは従来のシステムの運用によって得られた計測・解析に関する様々なノウハウを織り込んでいる。

例えば計測においては各種振動騒音現象に応じた最適な計測条件を標準的に備えており、テスト者は対象とする現象や入力点に関する情報など必要最小限の情報を容易な会話処理によって入力す

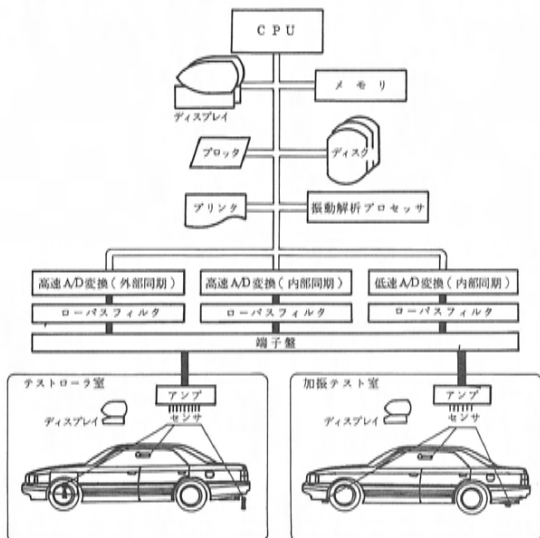


図6 要因分析システムの構成

る。この後画面からの指示に従っていけば誰でも必要なデータをもれなく収集することが可能となっている。

更に解析においてはこれを半自動化し、要因寄与度やベクトル図など最低限必要な結果は解析終了後自動的に XY プロッタに出力され、より詳細なデータはメニュー方式の会話画面に沿って操作すれば容易に編集及び出力が可能である。その一例としてベクトル法によるこもり音解析の例を図 7 に示す。

また今回のシステムでは、上記のような強力なデータ収集機能を利用して車両の実動状態における各部の挙動をアニメーションとして表示する実機モード解析も効率良く行えるようにしている(図 8)。

これは車体各部の振動をオグダトラッキング分析し、挙動を見ようとするエンジン回転数及び次数成分において各点の振幅を相対位相差を求め、これを自動的に編集しモードシェイプとしてモー

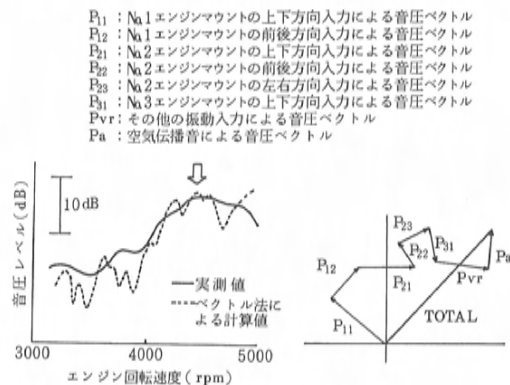


図 7 要因分析法(ベクトル法)の解析例

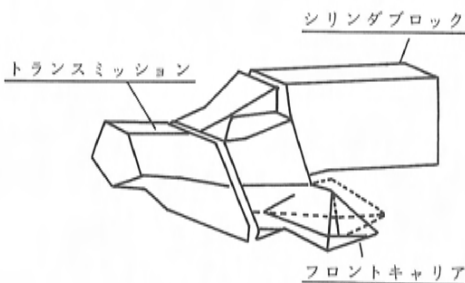


図 8 実機モード解析の一例

ド解析機に送る方法をとっている。この実機モード解析により実動状態における車体各部の挙動を容易に把握でき、次のプロセスであるモード解析を的確に行うための強力な手助けともなっている。

6. 対策案提示システム

対策案提示のプロセスのシステム化においては以下の 4 点に重点を置き開発を行った。

- ①実験データの精度向上
- ②データ収集能力の強化
- ③シミュレーション規模の拡大
- ④分散処理による処理能力の強化

6.1 対策案提示システムの基本設計

対策案提示のプロセスにおける最初のステップであるモード解析は従来は構造物の 1 点のみを加振する単点加振が主に用いられてきた。この方法では車体のように大型の構造物の振動特性を解析する場合加振エネルギーを構造物全体に均一に分布させることが難しい。実動状態に近い振幅を得るために加振力を大きくすると局部的な変形・ガタなどの非線形性が顕著となり、線形性を前提としたモード解析の精度を悪化させ更にはシミュレーション精度の悪化を招くことがあった。そこで今回のシステムでは多点ランダム加振を採用し実験データの精度向上を図った。

また高速で大規模な解析を可能とすべくネットワーク化による分散処理システムとした。

6.2 対策案提示システムの構成と特徴

今回のシステムは図 9 に示すように、データ収集を主に行うデータ収集専用ミニコン、モード解析や部分構造合成法によるシミュレーションを行うスーパーミニコン、そして FEM 解析を行う大型汎用機をそれぞれネットワーク化した構成となっている。

システムの特徴はまずデータ収集に多点ランダム加振を用いている点にある。これは実験データの精度をより向上させるための手法であり、車体などのコンポーネントを複数点で互いに無関係なランダム信号を用いて加振しデータを収集する。この手法を用いると構造物全体に均等な加振エネルギーを分布させることが可能であり非線形性を最小に抑えることができる。またノードポイントを加振することが少ないためより多くのモードを励

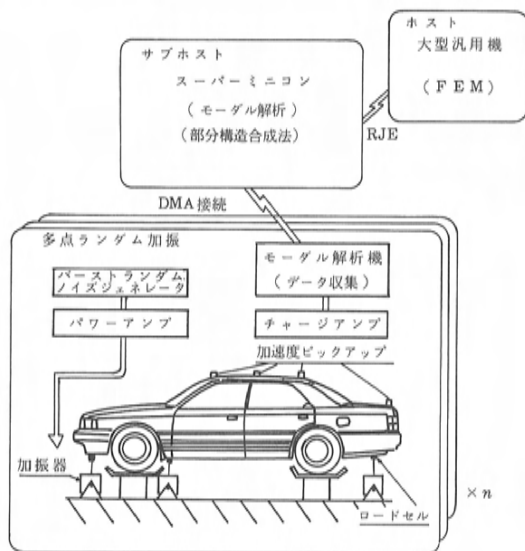


図9 対策案提示システムの構成

起できるなどの特徴を有している。したがって車体などのように大型でダンピングが大きく非線形性が出易い構造物の固有モードの抽出には非常に有利であり高精度なデータを得ることができる。

このようにして得られた高精度なデータは解析用スーパーミニコンに送られる。通常このデータは数メガバイト以上に及び、仮に RS-232C (9600bps) の回線で転送した場合30分から1時間以上を要しデータ収集機の機動性を阻害することになる。そのためこの通信回線には高速の DMA (Direct Memory Access) パスを利用することで所要時間を数十秒程度に短縮した。

このようにして転送されたデータを用いてスーパーミニコン上で高速にモード解析が行われる。高速化による解析時間の短縮もモデルモデルの修正が容易であるという点で精度の向上に貢献している。

この精度の高いモデルモデルを基に部分構成合成法による対策案のシミュレーションが行われる。この時形状の簡単な対策案 (補強材など) はスーパーミニコン内部でデータが作成可能であるが、複雑なものについてはホスト上の CAD データベースを利用してメッシュ分割し、FEM 解析から得られた結果を RJE (Remote Job Entry) によってスーパーミニコンに転送し利用すること

が可能である。

以上のようなシステム構成と機能によって、今回の対策案提示システムは実験段階において効率のよい機動性に富んだシミュレーションシステムとすることができた。

7. システム化の成果

今回のシステムの完成により NVH 開発の各プロセスにおいてデータ収集及び解析の精度と効率を大幅に向上させたため、開発期間の短縮に大きく貢献できたといえる。またこれによって一層多くの開発車種やバリエーションにも対応することが可能となっている。

8. 今後の課題

今回のシステム化により計測解析能力は飛躍的に向上した。しかしながら NVH 性能への要求は更に高まりつつあり、量的なものから質的なものへすなわち感性の領域へと移りかわろうとしている。また一方では車種やバリエーションも更に増加しており、これらに対応すべくシステム能力や機能の拡充を図ってゆくことが急務である。中でも膨大なデータとこれに付随する技術情報をより効率的に扱える NVH 対策技術のデータベース化が重要である。

9. おわりに

本システムの開発にあたりご支援をいただいた関係者各位にこの場を借りて感謝の意を表する。

参考文献

- (1) 河野他：車内騒音の要因分析法，自動車技術，Vol. 40, No. 1 (1986)，p. 90～99
- (2) 伊地知他：新振動，騒音電算システム，トヨタ技術，第35巻第2号 (1985)，p. 253～257
- (3) 佐藤他：モード解析の基礎と応用，昭和61年 (丸善・東京)，p. 80～107

■ 著 者 ■



小具 洋一



宇都宮 直正

解説・紹介

9

E-BBA 振動特性予測手法の開発

Development of Extracting-Building Block Approach

熊野 昌平*¹ 林 哲男*²
 Shohei Kumano Tetsuo Hayashi

森田 茂*³ 新谷 英俊*⁴
 Shigeru Morita Hidetoshi Shintani

要 旨

Abstract

近年、乗用車は高性能である事に加え、人間の感性に
 適応した高い質感が求められている。このような状況の
 中で、感性領域の最重要ファクタである振動・騒音に関
 する分野においては効率の良い振動特性予測技術の確立
 が強く求められている。

我々はこの要求に応えるため、構造変更後の効果を迅
 速かつ高精度に予測できる振動特性予測手法 E-BBA
 (Extracting-Building Block Approach) を開発した。

本報告では、E-BBA の理論と解析手順及びエンジン
 吸気系・補強ステーの構造変更への適用例を紹介する。

Demands for today's passenger cars include not only
 high performance but also a high quality feel that re-
 sponds to total human sensitivity or resectiveness called
 "KANSEI." Given such environment, what is in-
 creasingly in need is availability of a reliable tool for
 predicting the vibration and noise characteristics, over-
 riding "KANSEI" factors.

Developed in response to the needs of engineers was
 the Extracting-Building Block Approach (E-BBA) that
 makes it possible to accurately predict how many
 structural change affects the vibration characteristics.
 This paper describes its theoretical overview and analy-
 tical procedures as well as its applications for prediction
 of natural frequencies accompanied by the engine in-
 take system's stay structure change.

1. はじめに

車両の快適性や静粛性に深く関与している車体
 やパワートレインの構造を決定する際には、軽量
 化と高剛性化を両立させる必要がある。カーメー
 カではこの課題を克服し効率的に開発を進めるた
 めに、FEA (有限要素解析) や実験モデル解析
 などの構造解析手法が現在盛んに用いられている。

最近では、構造解析手法の中でも部分構造合成
 法(以後、BBA: Building Block Approach とする)
 の研究が注目され、各種の方法が実用化されつつ
 ある⁽¹⁾⁽²⁾。この手法は、複雑な構造物をいくつか
 の部分構造(以後、分系とする)に分け個々に解
 析した後、その結果を統合して全体構造物(以後、
 全系とする)の動特性を把握する手法で、複雑な
 構造物の解析には効率的で有効である。

しかしながら、従来法では分系の動特性を結合
 する際に回転角変位は無視して全系を解析してい
 た。この事は解析の誤差を生じさせる大きな要因

となるものである。

そこで、回転角変位を測定しなくても全系の動
 特性が精度良く予測可能な E-BBA⁽³⁾ と称する振
 動特性予測手法を開発した。この手法は、精度面
 での改善だけでなく、ハイブリッド型(実験値と
 計算値を混合して解析する)で使用すれば、適切
 な振動低減案の効果が迅速に把握でき、早期に問
 題解決が可能となる。

2. E-BBA

2.1 概 要

カーメーカでは、表 1 に示すように開発段階に
 応じて FEA や実験モデル解析が盛んに用いら
 れ、開発の効率化に役立っている。

また、更に開発期間や工数を短縮するため、こ
 れらの手法のメリットを生かし、デメリットを克
 服する有力な方法として、ハイブリッド型の
 BBA がある。この方法では、構造変更をする分
 系の特性だけを詳細な有限要素モデルで解析し、

* 1, * 3, * 4 技術研究所 本社研究所 * 2 開発計画業務部

残りの分系の特性は実験モデル解析による実験値を利用できる。

表1 構造解析手法と得失

解析手法 開発段階と得失	F E A	実験モデル解析
開発段階	企画・設計	実験
メリット	図面検討が可能である	結果が早くわかる
デメリット	モデル化工数が増大する	試作品が必要である

このような狙いのもとに、現在開発が進められている BBA の分類をしたのが図1である。一般に二つの型に分けられる。一つは各分系の特性を伝達関数で与える伝達関数合成法（伝達関数型）であり、他の一つは伝達関数により抽出されるモデルパラメータで与えるモード合成法（モード型）である。

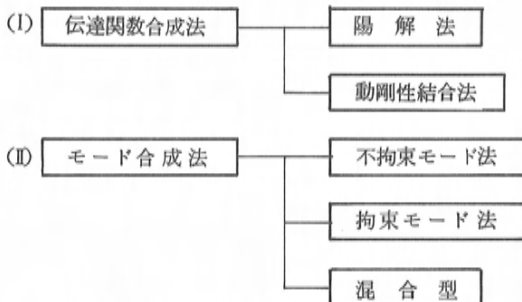


図1 部分構造合成法(BBA)の分類

しかし、一般には実験において回転角変位を測定することができないため、結合部の角変位の連続性を再現できない。すなわち、BBA を実験値を用いるハイブリッド型にすると図2に示すように分系間の結合はピン結合の状態で解析することになる。ところが実際の機械構造物の結合部は角変位も拘束される剛結合の場合が多く、従来法を適用すると予測精度が低いという問題を生じていた。

本報告で述べる E-BBA は、まず全系の特性から構造変更する分系の特性を差し引き、結合部の特性を保存させたうえで、変更した分系の特性を加えるという過程を踏んでいる。これにより BBA の場合の結合条件の制約を除き、予測精度の向上を図ることができる。

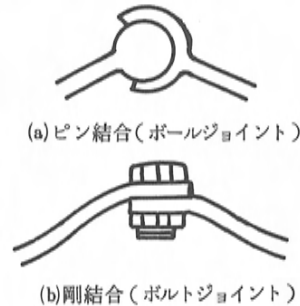


図2 ピン結合と剛結合

この始めの手順は任意の分系の特性を差し引き、残りの系の特性を抽出する（Extract）という意味で EBA（Extracting Block Approach）と呼ばれる⁽⁴⁾。また、特性を加えるという次の手順は従来の BBA と同等なものであり、この一連の解析手法を我々は E-BBA と呼んでいる。

2.2 伝達関数型 E-BBA の理論

E-BBA も本来、解析に用いるデータの種類により伝達関数型とモード型に二分されるが、ここでは伝達関数型の理論的背景を述べる。

図3に示す分系1と分系2が剛結合されている系から、結合状態を維持しながら、分系2を分系3に変更した場合の系の特性を予測する。

まず、分系1と分系2の剛結合時の変位と力の関係式は次式で与えられる。

$$[B_{1-2c}] \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

B：動剛性

（添字1-2は分系1、2の結合系を示し、添字Cは剛結合を表わす）

X：変位

（添字1、2、3は各測定点を示す）

F：力

（添字1、2、3は各測定点を示す）

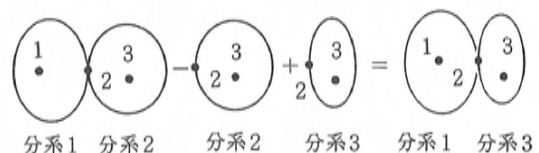


図3 E-BBAの説明図

なお、動剛性 B は次式より定義される。

$$[B_{1-2c}] = \begin{pmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} \end{pmatrix}^{-1} \quad (2)$$

H_{ij} : j 点加振, i 点変位応答の伝達関数

また同様に、分系 1 と分系 2 のピン結合時の動剛性を $[B_{1-2p}]$ と表わす。

通常、構造物の結合部をピン結合から剛結合に変更すると結合部で伝達されるモーメント成分に差を生じる。この時の並進方向の動剛性の差を ϕ で表わし、次式で定義する。

$$[\phi] = [B_c] - [B_p] \quad (3)$$

次に、(3)式を用いて $[B_{1-3c}]$ は次式のように展開できる。

$$\begin{aligned} [B_{1-3c}] &= [B_{1-3p}] + [\phi_{1-3}] \\ &= [B_{1-2c}] - [\phi_{1-2}] \\ &\quad - [B_2] + [B_3] + [\phi_{1-3}] \end{aligned} \quad (4)$$

ここで、 $[\phi_{1-2}] = [\phi_{1-3}]$ 、つまり分系 2 と分系 3 の各々の結合特性が大幅に異ならなければ次式が成立する。

$$[B_{1-3c}] = [B_{1-2c}] - [B_2] + [B_3] \quad (5)$$

(5)式中の各項は並進方向の変位データより作成されるもので、回転角変位の測定をしなくても分系 1 と 3 が剛結合された系の特性を解析できることがわかる。

また、分系間の結合がピン結合時には、(3)式の定義より $[\phi_{1-2}] = [\phi_{1-3}] = 0$ となり、(5)式に対応して次式が成立する。

$$[B_{1-3p}] = [B_{1-2p}] - [B_2] + [B_3] \quad (6)$$

2.3 伝達関数型 E-BBA の解析手順

本節では、E-BBA の解析手順と入力データの精度について説明する。

(1) 解析手順

図 4 において、点 1 及び点 2 の力 F_1, F_2 と変位 X_1, X_2 の関数式は(7)及び(8)式となる。

$$\begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{X_1}{F_1} & \frac{X_1}{F_2} \\ \frac{X_2}{F_1} & \frac{X_2}{F_2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} = [H] [F] \quad (7)$$

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{F_1}{X_1} & \frac{F_1}{X_2} \\ \frac{F_2}{X_1} & \frac{F_2}{X_2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix} = [B] [X] \quad (8)$$

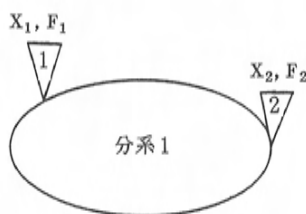


図 4 説明図

(7)式中の係数行列 $[H]$ の各項は独立に力 F_1, F_2 を与えて各々伝達関数 (H_{11}, H_{12}) を計測すれば測定可能である。一方、(8)式中の係数行列 $[B]$ の項は実験で独立に求めることはできないが、(7)式中の $[H]$ を逆行列変換することにより求めることができる。

各分系の特性を(8)式で表現した後は変位の連続性を考慮して、係数行列 $[B]$ の加減算をすれば分系の結合や分離ができる。

この手順は動剛性結合法の解析手順として知られているが、任意の特性を減算後、変更後の系の特性を加算するという E-BBA の手法は今まで報告されていないようである。

以上の流れをまとめ、伝達関数型 E-BBA の解析手順を図示したのが図 5 である。

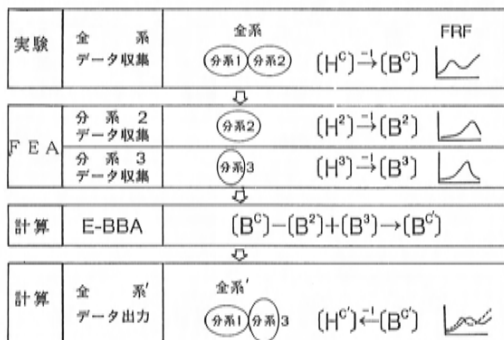


図 5 伝達関数型 E-BBA の解析手順

図5において、変更前の全系の伝達関数 H^0 を実験値で与えたケースは実機適用時を想定したもので、以後ハイブリッド型と呼ぶ。また H^0 を FEA のデータで与えたケースを FEA ベースと呼び、理論の妥当性を検証する時に使用した。

(2)実験データ (H^0)の精度

E-BBA の解析手順において、実験データの精度は解析後の予測精度に大きな影響を及ぼす。

実験により得られた伝達関数はノイズを含むので、モーダルパラメータ抽出後に伝達関数を再合成して解析に用いる。この時に、動剛性行列 [B] の自由度がモーダルパラメータの採用モード数より多くなると行列のランクが下がり、(2)式の逆行列演算ができない。そこで、各点各方向の加振による伝達関数を計測する必要がある、対象としたピークの周波数外の補正を行ない行列のランクを保持させる。つまり、図6に示す系の場合には各系の評価点①及び③と結合点②の3方向加振による伝達関数を測定することになる。

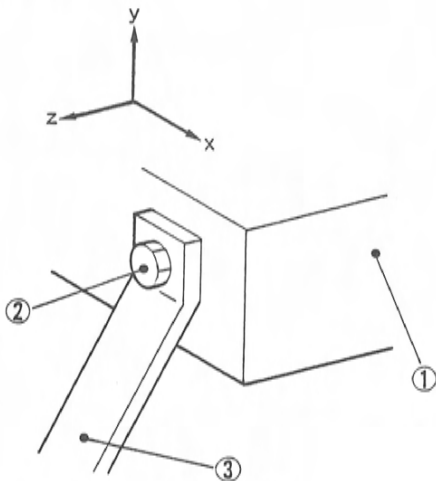


図6 説明図

図7に実験データ H^0 の抽出過程を示す。図中ステップ1では前述したとおり、加振方向が結合点の並進3方向必要なため、事例によっては対象としたモードの励起が不十分で、伝達関数のバラツキを生じやすいケースもあるので注意を要する。

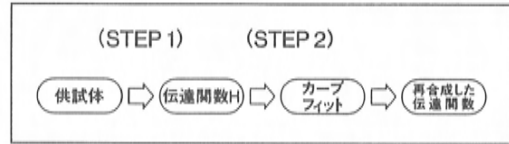


図7 実験データ H^0 の抽出過程

また、実験値と FEA の値を混合し計算するため、実験による伝達関数の絶対値・位相の精度も要求される。

ステップ2では対象としたモードを最も励起できる加振点の伝達関数を使って、MDOF カーブフィットを利用してモーダルパラメータを抽出した。

(3)FEA データ (H^2 , H^3)の精度

変更する分系の伝達関数 H^2 については、現行品が実在するので解析前にモデル化の確認ができる。評価項目は、減衰比の概算値がわかるケースでは、固有振動数、モード、総重量で充分と考える。

また、分系3については分系2のモデルをベースに変更を加えれば良く、分系2と同レベルの精度が保証される。

3. 基礎検討

次に、本手法の理論の妥当性の検証及び BBA との精度比較の結果を述べる。ここでは、ハイブリッド型に伴う実験誤差の影響を除くため、FEA ベースによる検討を行った。

なお、結合部の条件としてピン結合と剛結合の二つのケースを設定したが、その目的は次に記すとおりである。

- (1)ピン結合：モデルの実際の結合自由度と解析手法で扱う結合自由度を一致させて、理論の妥当性を検証する。
- (2)剛結合：実機適用時、回転角変位を測定できないことによる影響を調査する。

使用したモデルは図8に示すように、矩形断面の棒を各々に分系1、分系2とした構造物である。分系2の代替部材が分系3である。

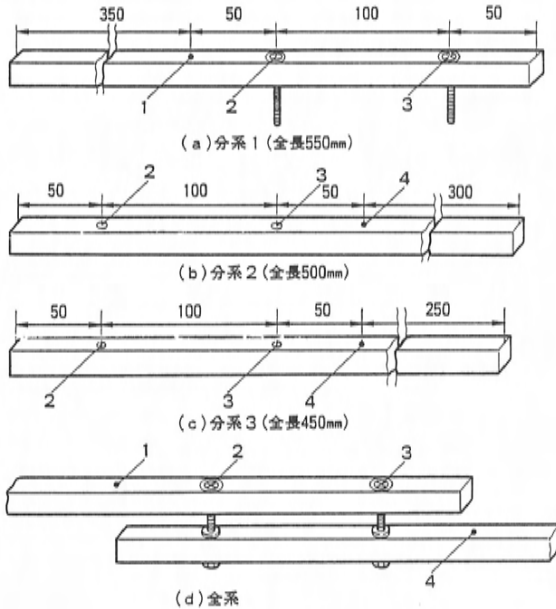


図8 棒モデル(2点結合)

また、検証は以下の手順で行った。

- (1) E-BBAにより、全系(分系1+分系2)と分系2及び分系3の伝達関数から全系'(分系1+分系3)の伝達関数を求める。
- (2) BBAにより、分系1と分系3の伝達関数から全系の伝達関数を求める。
- (3) 全系'のモデルをつくり、FEAにより伝達関数を求める。

この三通りの手法で求めた伝達関数のうち(3)を正解として、(1)、(2)と比較した。図9に(1)、(2)の解析方法の流れを示す。

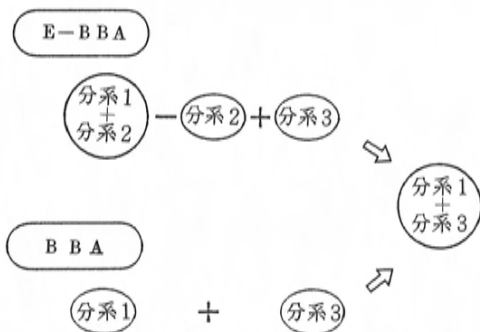


図9 解析方法の流れ

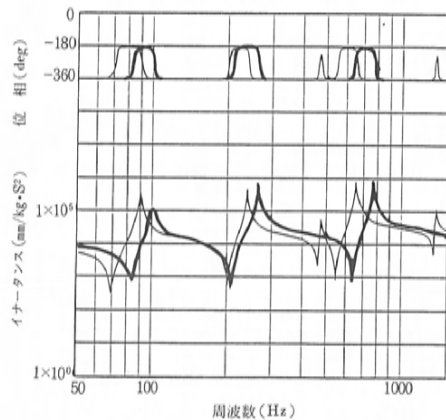
3.1 ピン結合での検討

図10に、ピン結合の条件で解析した伝達関数と固有振動数を示す。(1), (2), (3)による結果は完全に一致しており、(6)式で示される理論の妥当性が確認できた。

固有振動数の比較表 (Hz)

次	全系	全系'	BBA	E-BBA
1	90	102	←	←
2	240	264	←	←
3	474	504	←	←
4	654	768	←	←

—	全 系
---	全 系'
...	B B A
↑	E-BBA

図10 伝達関数 $H(\text{Ref: 3, Res: 3})$ と固有振動数

3.2 剛結合での検討

実機適用を想定したハイブリッド型では、回転角変位が扱えない。そこで、全系の結合部を剛結合とし、回転剛性を無視することの各解析精度に及ぼす影響を検討した。

図11に、この条件で解析した伝達関数と固有振動数を示す。E-BBA, BBAともに多少の誤差を含んでいるが、E-BBAの精度はBBAの精度より良いことが認められる。

その理由としては、結合部の回転剛性をBBAでは無視して取り扱っているのに対し、E-BBAでは変化しないものとして扱っていることの違いが考えられる。このことは、並進よりも角変位の影響が大きくなると考えられる高次の共振の部分でBBAの誤差が増大していることからわかる。

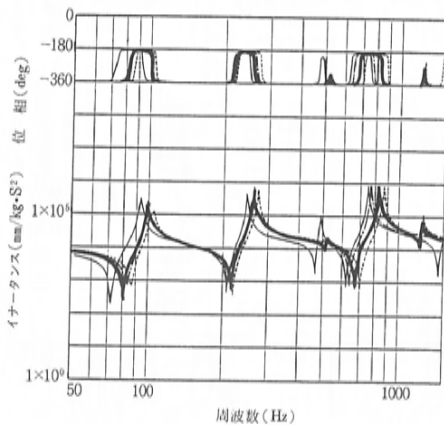
また実機の場合、構造変更は微小なケースが多

く、結合部の回転剛性の影響は一定とみなせる。それに加え、多くの構造物の結合状態はピン結合と剛結合の中間とみなせるので、実用上 E-BBA の誤差は小さくなると推定される。

固有振動数の比較表 (Hz)

次	全系	全系'	BBA	E-BBA
1	93	105	102	99
2	246	274	264	264
3	489	531	504	519
4	747	861	768	821

—	全 系
- - -	全 系'
- · - ·	B B A
—	E-BBA

図11 伝達関数 H (Ref: 3, Res: 3) と固有振動数

4. 実機適用検討

本章では、E-BBA の実機適用の可能性を検討するため、エンジン吸気系・補強ステーの構造変更によりハイブリッド型を適用した例を紹介する。

検討手順は図12に示すように、シリンダブロック、シリンダヘッド、インテークマニホールド、サージタンク及び補強ステーの組合せを全系とし補強ステーを分系としている。そして、ステーの断面形状を図13に示すようにパイプ断面のものから、コの字断面のものに変更した場合の固有振動数の変化を予測した。

本検討の場合、ステーの FEA による固有振動数の計算値と加振テストにより求めたものの誤差は、図13に示すように約10%である。

また、対象としたモードはサージタンクの首振りモードと呼んでおり、X-Y 平面上でインター

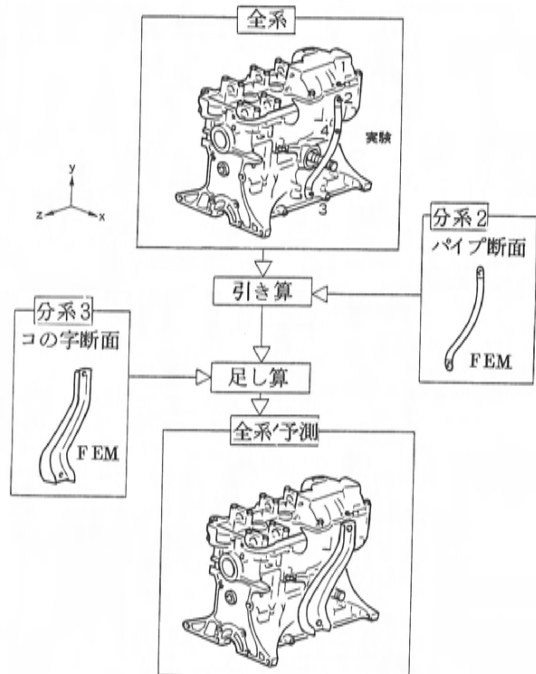


図12 吸気系ステーの検討手順

		(パイプ断面)			(コの字断面)		
形状	固有振動数 (Hz)	EXP	FEM	差 (%)	EXP	FEM	差 (%)
		775	878	13.2	448	404	-9.8
モード	1次	891	1062	10.9	843	928	10.0
		EX P F E M			EX P F E M		
1次	2次	曲げ1次			ねじれ1次		
		曲げ2次			ねじれ2次		

図13 ステーの形状と特性

クマニホールドが折れ曲がり変形をするものである。このモードを図14に示す。この図より構造変更後もモードに変化はなく、構造変更による影響は小さいことがわかる。

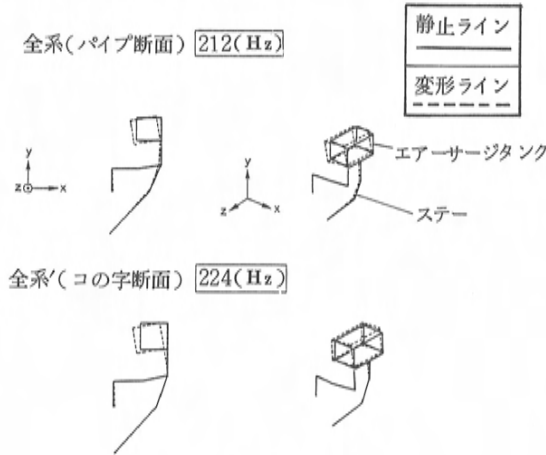


図14 モード

こうした条件の下で、E-BBA を適用した予測結果及び実験で求めた結果を図15に示す。予測値は実験値に対し、2%程度の誤差となり実用上十分な精度が得られることが確認できた。

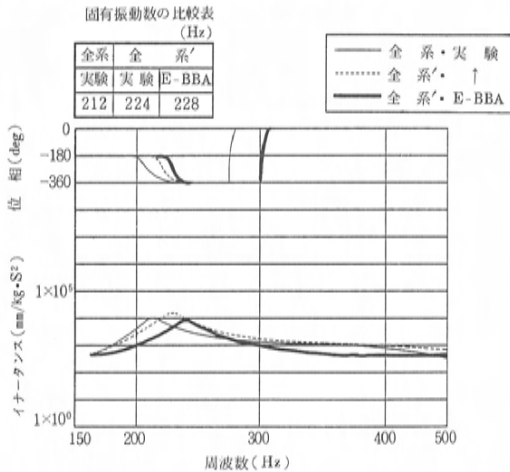


図15 伝達関数 $H(\text{Ref}: 1, \text{Res}: 1)$ と固有振動数

5. おわりに

本研究では、構造変更後の効果を迅速かつ高精度に予測できる振動特性予測手法 (E-BBA) を提案し、理論の妥当性を確認後、実機適用も可能であることを示した。すなわち、

- (1) 基礎検討により理論の妥当性を検証できた。更に分系間の結合が剛結合であれば、BBA より E-BBA の方が高精度であることが確認できた。
- (2) 実機適用検討により実用上十分な精度で構造変更後の固有振動数を予測することができた。これにより E-BBA が実機適用可能であることが確認できた。

今後、実機への適用を通じて解析精度向上を図るとともに、適用範囲を拡大したいと考えている。

終わりに、本手法を開発するにあたって、東京工業大学機械工学科長松教授、大熊助手には貴重なご助言をいただいたことに深く感謝の意を表わします。

参考文献

- (1) 長松昭男：モード解析，1985 (培風館)，P. 189～241
- (2) 田中基八郎他：振動モデルとシミュレーション，1984 (応用技術出版)，P. 245～289
- (3) 朴錫桂他：部分構造合成法による振動解析 (第7報)，1988 日本機械学会論文集 Vol. 54, No. 497
- (4) 長池勝他：内燃機関の振動と騒音に関する基礎的研究，1983 日本機械学会論文集 Vol. 49, No. 442, P. 982～989

著者



熊野昌平



林 哲男



森田 茂



新谷英俊

論文・報告

10

希薄燃焼エンジンの燃焼変動要因解析
Analysis of Cyclic Combustion Variation of Lean-burn Engine山本 博之*¹ 小田 博之*²
Hiroyuki Yamamoto Hiroyuki Oda丸原 正志*³ 森田 泰之*⁴
Masashi Marubara Yasuyuki Morita

要 旨

Abstract

当社は昭和53年排ガス規制対策でマツダ安定燃焼方式を採用して以来、スワール生成、制御を柱とする燃焼改善技術の開発に取組み、最近では可変スワール機構によって低燃費と高出力を両立させている。

このような性能を更に高いレベルで実現するため、可変スワール機構に燃料噴射時期の制御及び高圧縮比コンパクト燃焼室を組み合わせて希薄燃焼エンジンを構成し、10モードで17%燃費を改善することができた。

次にこの希薄燃焼エンジンの熱効率を更に改善し、またその適用範囲を拡大するため、燃焼変動要因を多変量解析によって明らかにしたところ、この種のエンジンにおいても希薄限界の拡大には初期燃焼の安定化が重要であることがわかった。

Mazda introduced the Mazda Stabilized Combustion System to meet the 1978 emission standard. Mazda has since improved combustions based on swirl generation and control, and has achieved low fuel consumption and high power compatible by the use of a swirl control system.

For further improvement, the swirl control system was combined with the control of fuel injection timing and with a high-compression compact combustion chamber. A lean-burn engine was consequently developed and the fuel economy was improved 17% in the Japanese ten mode cycle.

Efforts were further made to improve the thermal efficiency of this lean-burn engine and to widen the application of the engine. Factors of cyclic combustion variation were studied in multivariate analysis, and proved the initial combustion stabilization is important to improve the lean limit.

1. はじめに

自動車用火花点火エンジンの熱効率を改善し、 NO_x を低減する手法の一つに希薄燃焼方式があるが、燃焼変動が増大し車両のドライバビリティが悪化してしまう。この問題を解決する手段の一つに、吸気行程中に燃料噴射を行う吸気行程中噴射と吸気スワールの組み合わせがある⁽¹⁾⁽²⁾。

本研究ではまず高い耐ノック性を有する高圧縮比コンパクト燃焼室⁽³⁾⁽⁴⁾においてこのようなスワールと燃料噴射時期の最適化を図り、その性能改善ポテンシャルを明らかにした。

次に、この高圧縮比希薄燃焼エンジンの熱効率を更に改善し、またその適用範囲を拡大するため、そのネックとなる燃焼変動の要因解析を行った。

燃焼変動の解析は古くから行われており、測定対象、解析手法も多い。本研究では計測が容易で

あること、またそれゆえ自動車用多気筒エンジンの開発に応用し易いことに注目して、シリンダ内圧力の変動をとらえ、これの主成分分析、重回帰分析を行うことによって希薄域での燃焼変動要因を明らかにした。

2. 希薄燃焼エンジン

2.1 スワールと燃料噴射時期の最適化

スワールによって急速燃焼を行い、希薄限界あるいはEGR許容限界を拡大する手法は良く知られているが、自動車用エンジンではその使用荷領域が非常に広いためスワールの可変化技術が必要となる⁽⁵⁾。そこで当社では可変スワール機構DICS (Dual Induction Control System)を開発し、低負荷時の燃費改善とスロットル全開時の吸入空気量の増大を図っている。図1に示すこのシステムはスワールコントロールバルブの開度を変える

* 1 技術研究所 横浜研究所

* 2, * 3, * 4 技術研究所 本社研究所

ことによってプライマリポートとセカンダリポートの流量比を変え、任意のスワール比を得ることができる。

一方このスワールを生成した上で燃料噴射時期を変化させると、図2に示すように吸気行程中のある噴射時期において図示平均有効圧 p_i の変動

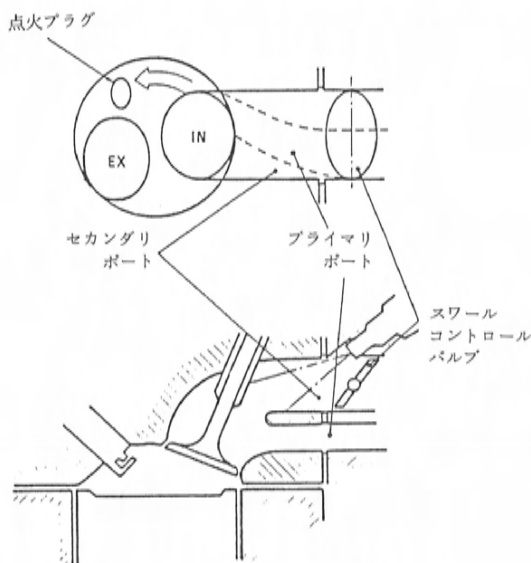


図1 可変スワール機構 DICS

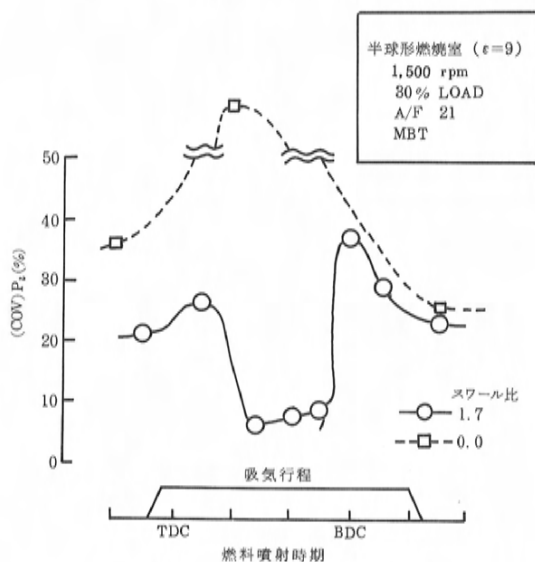


図2 スワールと燃料噴射時期の最適化による燃焼変動の低減

率 (COV) p_i が低減され、燃焼安定性が改善される。これは燃料噴射時期によってシリンダ内の混合気の濃度分布が変化するためと考えられている⁽¹⁾⁽²⁾。使用回転・負荷領域の広い自動車用火花点火エンジンにおいて、希薄燃焼を実現するには、各回転・負荷に応じてスワールと燃料噴射時期を細かく制御し、常に混合気濃度分布を最適化する必要がある。従って、任意のスワール比を得ることができる DICS はこの種のエンジンにおいては一層有効なスワール生成法と考えられる。

2.2 高圧縮比コンパクト燃焼室の適用

高圧縮比化は理論熱効率を高めるだけでなく、シリンダ内の温度を高くできるので点火ならびに火炎伝ばを安定にし、等容度を高めることができる。従って、希薄燃焼の実現には非常に有効な手段の一つであるが、一般には耐ノック性が悪化するため低速トルクの低下を招く。

図3に示すように排気弁下にコンパクトな燃焼室を形成したエンジンでは、強いスキッシュ流が生成され、またエンドガスゾーンの燃焼室壁温が比較的低温に保たれるため、高圧縮比にしてもこのような耐ノック性の悪化が少なく、ほぼ理論通りトルクが改善される⁽⁴⁾。

この燃焼室と前述の吸気行程中噴射の適合性を調べた結果を図4に示す。毎回転、全気筒同時に燃料噴射を行う通常の噴射方式(全気筒同時噴射)

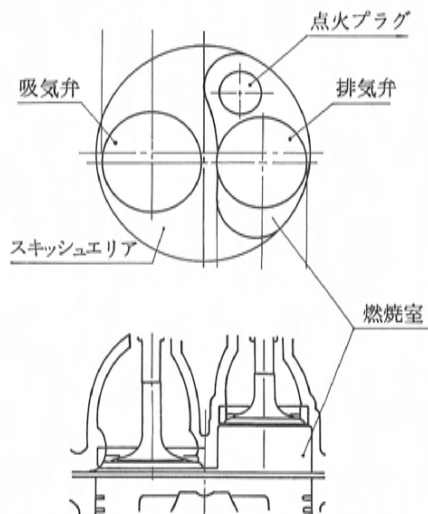


図3 高圧縮比コンパクト燃焼室

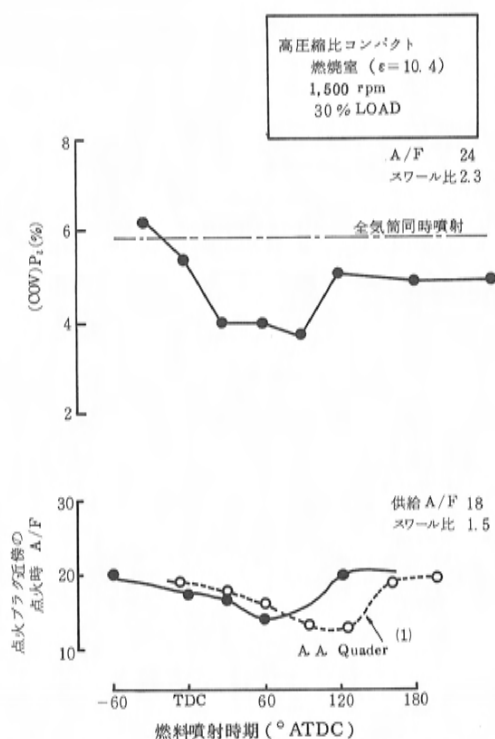


図4 高圧縮比コンパクト燃焼室における
吸気行程中噴射の効果

でも図2に示す半球形燃焼室での結果に比べて p_i の変動率は相当改善され、高圧縮比化の効果が現われている。吸気行程中噴射を行った場合は更に p_i の変動率が改善されるが、これは同図に示すように点火時に点火プラグ近傍の混合気濃度が濃くなるためであり、このようなコンパクト燃焼室においても混合気が成層化されていることがわかる。

2.3 希薄燃焼エンジンの効果とその拡大

以上の効果を利用して表1に示すような諸元の希薄燃焼エンジンを構成し、これを搭載したコンセプト車を試作した。その結果、図5に示すように'85年型量産車に比べて Raw NO_x を約85%低減して10モード規制値を満足した上で、燃費を17.3%改善することができた。このうち希薄燃焼による改善効果は8.2%、高圧縮比化による効果は2.3%で残りは車両重量低減による効果である。

更に、車両への高圧縮比希薄燃焼エンジンの適合性を明らかにするため、エンジン単体のテスト結果から、最終減速比と車両重量を変えた場合の

動力性能 (40→60km/h の加速に要する時間) と NO_x の排出量を予測した。図6に示すように、車両重量1,000kg、最終減速比3.85の本コンセプト車の場合は、予測燃費改善率は20%、予測 NO_x 排出量は約0.25g/km (★印) となり、先に示した実測値 (☆印) と比較的良く一致している。またこの結果から最終減速比を3.7まで下げれば、25%の燃費改善効果が得られ、更に車両重量を875kgまで低減すれば最大40%の燃費改善効果が得られることが予想できる。

一般に車両重量が増せばエンジンの使用負荷領域は高くなり NO_x の排出量は増加する。また、最終減速比を変えた場合は NO_x 排出量に対する

表1 機関諸元

	ベース	コンセプト
気筒数	4	←
ボア×ストローク	$\phi 86 \times 77 \text{ mm}$	←
排気量	1,789cc	←
圧縮比	8.6	10.6
燃焼室形状	多球形燃焼室	コンパクト燃焼室
燃料供給法	キャブレタ	吸気行程中噴射
車両重量	1,250kg	1,000kg

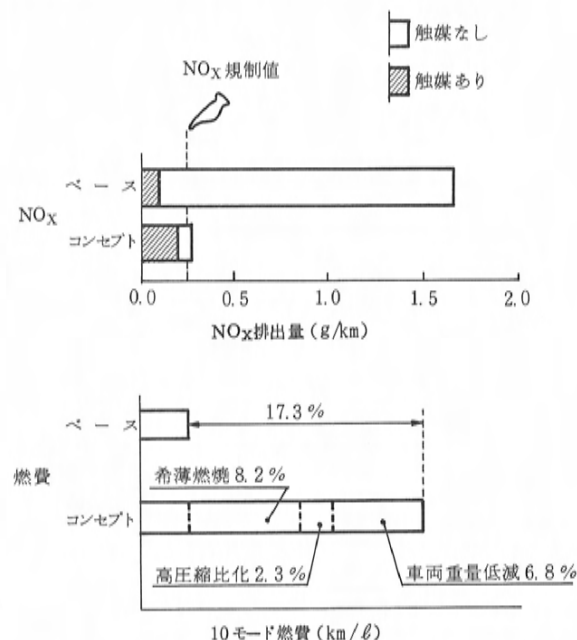


図5 10モード NO_x 、燃費改善効果

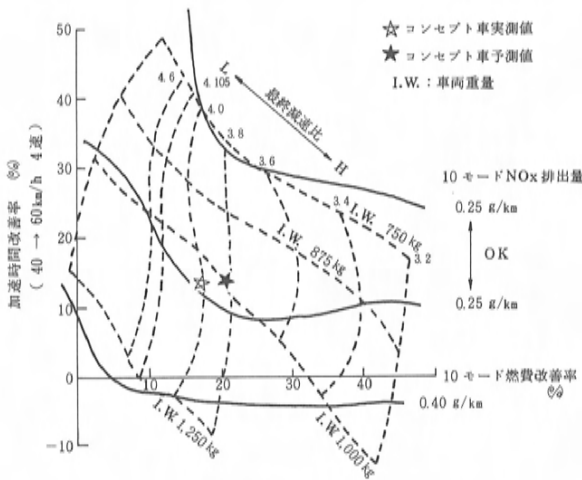


図6 車両諸元がNO_x、燃費、動力性能に及ぼす影響

影響度は小さいものの使用負荷、回転数領域とともに変わるため、最終減速比が高すぎても低すぎてもNO_xは増加する。このような傾向は本エンジンにおいても同様であり、図6の結果から、車両重量が1,000kg以下、最終減速比が3.7~4.1の範囲でNO_xの規制値(0.25g/km)を満足することができる。

これらの車両諸元の制限を緩和して希薄燃焼エンジンの適用範囲を拡大するためには、また熱効率をより高めるためには、燃焼変動要因を解析し希薄限界を拡大していく必要がある。

3. 燃焼変動要因の統計解析手法

3.1 燃焼変動要因の定義

各サイクルの図示平均有効圧 p_i は混合気の燃える量及びその燃え方によって決まる。従って燃焼のサイクル変動をこの p_i の変動と定義すれば、変動要因として熱発生率の形(熱発生パターン)の変動と大きさ(熱発生量)の変動を考える必要がある。

熱発生量 Q_r は(1)式に示すように、サイクル毎にシリンダ圧力からみかけの熱発生率を求め、これを燃焼期間にわたって積分することによって定量化できる。

$$Q_r = \frac{1}{\kappa - 1} \int_{\theta_{ST}}^{\theta_{ED}} (V dp + \kappa p dV) \quad (1)$$

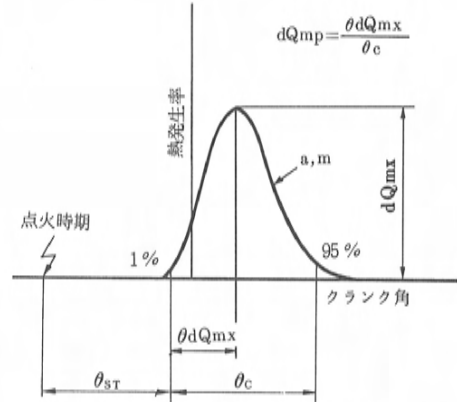


図7 熱発生パターンの指標

ここで、 p : シリンダ圧力、 θ_{ST} : 燃焼開始時期
 V : シリンダ容積、 θ_{ED} : 燃焼終了時期
 κ : 比熱比

一方、熱発生パターンを定量化するための指標としては図7に示すように、燃焼開始時期、燃焼期間、熱発生率の最大値 dQ_{mx} 及びその位置 dQ_{mp} などが考えられる。また熱発生率のクランク角積分を(2)式に示す Wiebe 関数で近似すればパラメータ“ a ”及び“ m ”もその指標となる。

$$\alpha = 1 - \exp \left\{ -a \left(\frac{\theta - \theta_{ST}}{\theta_C} \right)^{m+1} \right\} \quad (2)$$

ここで、 α : 熱発生割合、 θ_C : 燃焼期間
 θ : クランク角

更に混合気の燃え方はシリンダ内の温度と影響しあうため、場の温度の関数である内部エネルギー変化 U も熱発生パターンの指標と考えられる。戸田⁽⁶⁾は点火時期を変えた際の U の挙動を調べるなどして実験的にこれを示している。

以上七つの熱発生パターンの指標の中から p_i の変動を調べる上で最適なものを選び出すため、各指標の挙動を調べた。なお、 U の算出にあたっては、戸田らにならってシリンダ圧力のサイクル変動の小さい開弁期間中を除いて次式から求めた。

$$U = \frac{1}{\kappa - 1} \int_{\theta_{IC}}^{\theta_{EO}} (V dp + p dV) \quad (3)$$

ここで、 θ_{IC} :吸気弁閉時期、

θ_{EO} :排気弁閉時期

実験には表1に示すコンセプトエンジン(ただし、圧縮比は10.4)を用いて、クランク角 0.5° 毎に連続400サイクルの圧力を実測し、これからサイクル毎に熱発生率を求めて各指標を計算した。図8はその一例で、400サイクル中任意の40サイクルのシリンダ圧力の変動と熱発生率の積分値の変動を示す。

3.2 最適熱発生パターン指標

最適熱発生パターン指標を選択するため主成分分析(PCA)を行った。

図9, 11に、通常の噴射方式(全気筒同時噴射)でスワールがある場合とない場合のPCAの結果を示す。PCAは元来、互いに相関のある多種類の特性値の持つ情報を互いに無相関な少数個の総合特性値に要約する手法である⁽⁷⁾が、ここでは七つの熱発生パターンの指標を三つの総合特性値(主成分)に要約することができた。またその際の情報量のロス率は20%弱であった。

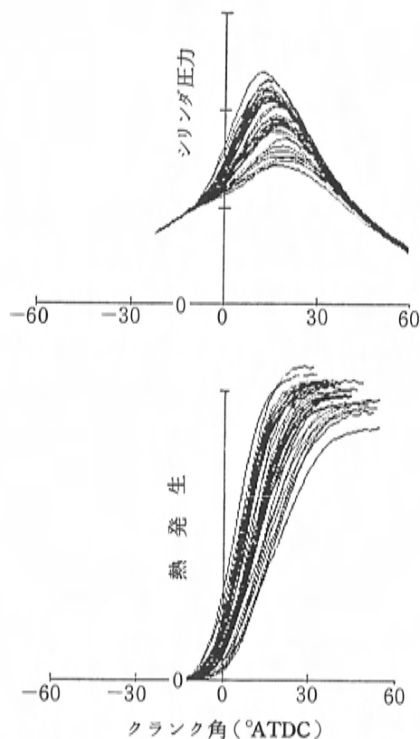


図8 シリンダ圧力、熱発生の変動

図9, 11中の各軸はその軸端に示す数字(I, II, III)が示す主成分と元の特性値すなわち熱発生パターンの各指標との相関係数(因子負荷量)を表す。

スワールがある場合(図9), θ_C , dQ_{mx} は第一主成分のみと強い相関を持ち、第二、第三主成分とはほとんど相関がない。また第一主成分軸上で θ_C と dQ_{mx} は逆の符号を持ち、“燃焼期間が長いサイクルほど熱発生率の最大値は小さい”という一般的な傾向と一致する。このことから第一主成分は熱発生パターンが縦長か横長か(縦横比)を表す因子(図10(a))と考えられる。 θ_{ST} も第一主成分と比較的強い負の相関を示しており“燃焼開始時期が遅いほど燃焼期間は長くなる”ことと一致する。第二主成分は dQ_{mp} と強い相関があることから、熱発生パターンのゆがみを表す因子(図10(b))と考えられる。 m も第二主成分と比較的強い相関があるが、これは(2)式からわかるように m が小さいほど熱発生率の立ち上がりが早くなるためである。第三主成分はこれのみと強い相関を持つ特性値がないためその物理的な意味は明確でないが、 a との相関から熱発生パターンの太り具合を示す因子(図10(c))と考えられる。

スワールがない場合(図11), 第一主成分はやはり θ_C , dQ_{mx} と強い相関を持っており、熱発生パターンが縦長か横長かを表している。第二、第三主成分はスワールがある場合とは逆になり、第二主成分が熱発生パターンの太り具合を表し

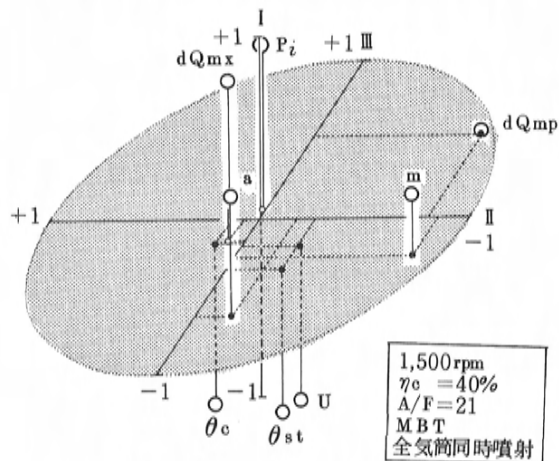


図9 熱発生パターンの分類(スワールあり)

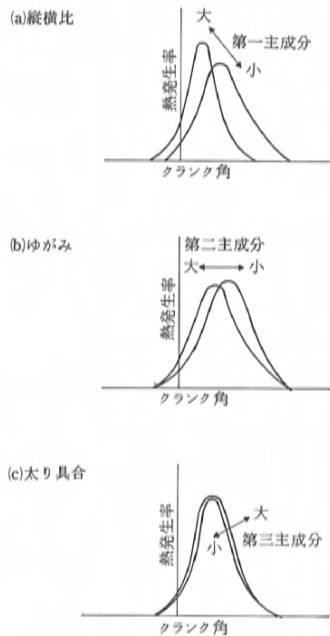


図10 各主成分のイメージ

(a との相関が強い), 第三主成分が熱発生パターンのゆがみを示している (dQ_{mp} との相関が強い)。

ここで注目すべきはスワールの有無にかかわらず, U , p_i も第一主成分のみと強い相関を持ち, 第二, 第三主成分とはほとんど相関がないことである。これは本エンジンの燃焼変動の範囲内では, p_i は熱発生パターンの縦横比だけでほぼ決まってしまう, ゆがみや太り具合はほとんど影響しないことを示している。従って, p_i の変動を調べる上で最適な熱発生パターン指標は燃焼期間, 熱発生率最大値あるいは内部エネルギー変化である。

3.3 重回帰分析による変動要因の定量化 開放系におけるエネルギーの保存式(4)より,

$$dQ_r + dQ_l = dU + p dV - dI \quad (4)$$

ここで, Q_l : 熱損失, I : エンタルピー
 p_i は次式のように表すことができる。

$$\begin{aligned} p_i &= \frac{1}{V_h} \int_{-360^\circ}^{+360^\circ} p dV \\ &= \frac{1}{V_h} \int_{-360^\circ}^{+360^\circ} (dQ_r + dQ_l - dU + dI) \end{aligned}$$

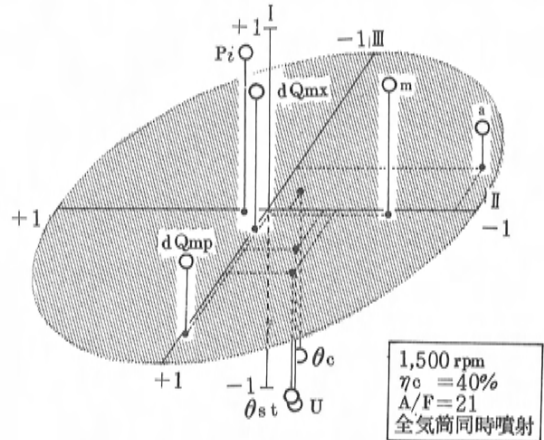


図11 熱発生パターンの分類(スワールなし)

この式において, Q_l の変動は熱伝達率, ガス温度, 伝熱面積などの変動によって生じるが, これらはシリンダ内の温度, 圧力の履歴によって支配される。PCA の結果から内部エネルギー変化は熱発生パターン指標であるから, 熱損失は熱発生量と内部エネルギー変化の関数として表すことができる。また, エンタルピーの流出入は主に開弁期間中に起こるがこの間のシリンダ圧力及び吸気管圧力のサイクル変動は小さいことからエンタルピー変化の変動は熱発生量, 内部エネルギー変化, 仕事の変動に比べて十分小さい。従って, p_i は熱発生量と内部エネルギー変化を説明変数とする重回帰式によって推定することができる。

$$\hat{p}_i = \beta_0 + \beta_1 Q_r + \beta_2 U \quad (5)$$

ここで, \hat{p}_i : p_i の推定値, β_1 , β_2 : 偏回帰係数

さらに p_i の推定値が実際の p_i の変動をどの程度説明できるかは(6)式によって計算される寄与率で表すことができる。

$$R^2 = (\beta_1 \cdot Sp_q + \beta_2 \cdot Sp_u) / Sp_p \quad (6)$$

ここで, Sp_q , Sp_u : p_i と Q_r , p_i と U の共分散
 Sp_p : p_i の不偏分散

(6)式において Q_r と U の相関が小さければ, この寄与率 R^2 は, (7)式に示すように Q_r , U それぞれの単独の寄与率を示す二つの項に分解できる。

$$R^2 = \beta_1^2 R_{pq} + \beta_2^2 R_{pu} \quad (7)$$

ここで, R_{pq} , R_{pu} : p_i と Q_r , p_i と U の単相関係数

β_1', β_2' : 標準偏回帰係数

$$\beta_1' = \beta_1 \sqrt{S_q / S_p}$$

$$\beta_2' = \beta_2 \sqrt{S_u / S_p}$$

ここで, S_q , S_u : Q_r , U の不偏分散

従って(7)式から熱発生量, 熱発生パターンの変動が p_i の変動に対してそれぞれどの程度影響をおよぼすかを知ることができる。

以上の手法を用いて図4における全気筒同時噴射と p_i の変動率が最小となる吸気行程中噴射で燃焼変動の要因比較を行った。図12に空燃比を変化させた場合の各要因の寄与率と重相関係数 R ((6)式の平方根) 及び要因間の単相関係数を示す。図の(a), (b)いずれの場合も $A/F > 20$ の希薄域では R は0.8以上であり, また Q_r と U の相関係数 R_{qu} は0.4以下と低いため, (5)式によって p_i を推定し, (7)式によって変動要因を定量化することは妥当である。

全気筒同時噴射の場合, 希薄限界において熱発生量と熱発生パターンの変動は p_i の変動に対してほぼ同等の寄与率を有す。一方吸気行程中噴射では熱発生パターンの変動の改善代が大きく, また $R_{pq} > R_{pu}$ となるため熱発生量の変動の寄与率が極めて高くなる。これは吸気行程中噴射が行われた場合の火炎伝ばの安定化を示唆すると同時に, さらに希薄限界を拡大するには熱発生量の変動を抑制する必要があることを示している。

3.4 燃料噴射量と熱発生量の相関

熱発生量変動の要因の一つに燃料噴射量の変動がある。現行燃料噴射システムにおける燃料圧力のサイクル変動は小さく, 燃料噴射量の変動は主に噴射パルス幅の変動によって引き起こされる。そこで強制的にこのパルス幅の変動を変えてこれと熱発生量変動との相関を調べた。図13に示すようにパルス幅の変動率が5%程度あるときは相関係数は0.7~0.8となり, 熱発生量変動の主因は燃料噴射量の変動と考えられる。しかし, 変動率が小さくなるにつれて相関は弱くなり, 現状の電子燃料噴射のレベルでは0.1以下の低い相関係数しか得られない。またこのレベルより更にパルス幅の変動を小さくしても p_i の変動率は改善されない。従って電子燃料噴射を行うエンジンでは噴射

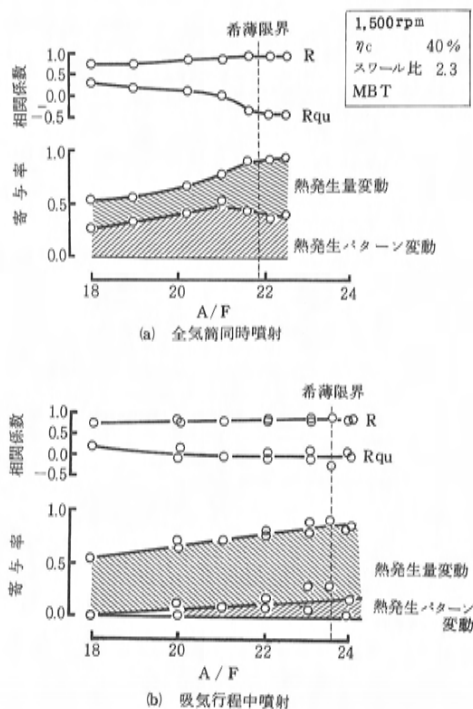


図12 熱発生率, 熱発生パターン変動の p_i 変動に対する寄与率

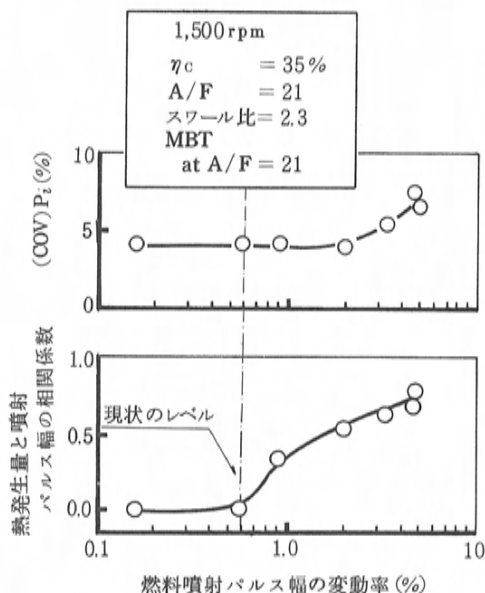


図13 燃料噴射量変動が熱発生量変動に及ぼす影響

パルス幅の変動に起因する燃料噴射量の変動が熱発生量の変動におよぼす影響は極めて小さいと考えられる。

3.5 微小燃焼期間と熱発生量の相関

熱発生量の変動がシリンダ内で生じるとすればそれは火炎伝ば途中で消炎してしまう部分燃焼サイクルが存在するためと考えられる。この消炎にいたる前には火炎伝ば速度の減少があるはずであり、局所的な燃焼速度の変動を調べれば、熱発生量変動の時間的・空間的要因を明らかにすることができる。

そこで、局所的な燃焼速度の代替指標として熱発生割合を5～10%、10～15%……と5%毎に細かく分割し、それぞれに対応する燃焼期間の変動を調べた。また熱発生割合の計算にあたっては、急速に燃焼し熱発生量の高いサイクルと火炎伝ば不良から途中で消える熱発生量の低いサイクルとを区別するため、測定した全サイクルの熱発生量の平均値を \bar{Q}_r とし、個々のサイクルの熱発生率をこれで無次元化して積分した。

$$\alpha(\theta) = \frac{1}{\bar{Q}_r} \int_{\theta_{ST}}^{\theta} dQ_r \quad (8)$$

このようにして求めた微小燃焼期間と熱発生量との相関を調べ、これを図14に示す。縦軸は熱発生量と5%毎燃焼期間の相関係数であり、横軸には熱発生割合をとって、例えば、燃焼割合が30～35%に対応する燃焼期間と熱発生量の相関係数は燃焼割合が32.5%の位置にプロットした。熱発生量変動の小さい希薄限界内の空燃比域 ($A/F = 22, 23$) では燃焼末期に相関が高くなるが、希薄限界をこえると ($A/F = 24$)、燃焼初期から高い相関を有する。これは前述の部分燃焼サイクルが増加するためと考えられる。従って安定領域における比較的小さな熱発生量の変動は、主に燃焼末期の燃焼室壁近傍での燃焼速度に影響され、希薄限界付近の大きな熱発生量変動は燃焼初期の点火プラグ近傍での燃焼速度に左右されと考えられる。すなわち、スワールと燃料噴射時期を最適化し、混合気の成層化を図って希薄限界を拡大したエンジンにおいても、燃焼変動の主因は初期燃焼の変動にある。

以上の結果から希薄限界を拡大するには、初期燃焼速度の変動を低減する必要がある。そのため

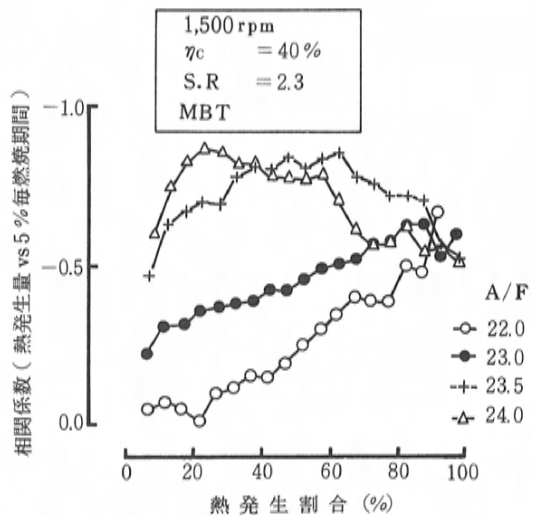


図14 熱発生量と微小燃焼期間の相関

の具体的な手段としては、

- (a) 点火系の改善；点火エネルギーの強化，放電パターンの最適化など
- (b) 点火プラグ近傍の混合気性状の改善；吸気行程中噴射による成層化促進，掃気性改善，高圧縮比化，吸気加熱など

がある。吸気行程中噴射による成層化を更に促進するにはシリンダ内に吸入された燃料が拡散しにくいガス流動を引き起すとともに、吸入される燃料が拡散しにくい状態に噴射する必要がある。

4. おわりに

高圧縮比コンパクト燃焼室に可変スワール機構と燃料噴射時期制御を組み合わせ、希薄燃焼エンジンとしてのポテンシャル評価と、更に希薄限界を拡大するための燃焼変動の要因解析を行った結果、以下の点が明らかとなった。

- (1) コンパクト燃焼室においてもスワールと燃料噴射時期を最適化することによって混合気を成層化し、燃焼変動を低減することができる。
- (2) その結果、本エンジンは10モードにおけるNox規制値を満足した上で、燃費を10.5%改善することができる。
- (3) スワールと燃料噴射時期を最適化した場合、熱発生パターンの変動が低減され希薄限界が拡大される。従って、本エンジンの燃焼変動の主

因は熱発生量の変動である。

- (4) 混合気の成層化を図っている本エンジンにおいても希薄限界付近の熱発生量の変動は燃焼初期の燃焼速度の変動によって引き起こされており、希薄限界を更に拡大するには初期燃焼の安定化を図る必要がある。

参考文献

- (1) A.A. Quader: The Axially-Stratified-Charge Engine, SAE paper 820131
- (2) S. Matushita et al: Development of the Toyota Lean Combustion System, SAE paper 850044
- (3) R.H. Thring et al: Gasoline Engine Combustion — The High Ratio Compact Chamber, SAE paper 820166
- (4) H. Oda et al: Investigation of High-Compression Lean Burn Engine, 4th-IPC 871215
- (5) A. Nagao et al: The Effect of Swirl Control on Combustion Improvement of Spark Ignition Engine, IME C54/83
- (6) 戸田ほか：燃焼変動の要因解析（第1報），自動車技術会論文集 No. 20, (1980) p. 10
- (7) 奥野ほか：多変量解析法, 1976 (日科技連), p. 159

■著者■



山本博之



小田博之



丸原正志



森田泰之

論文・報告

11

コンピュータシミュレーションによる吸排気性能予測技術の開発

Development of Prediction Technology of Intake and Exhaust System Performance using Computer Simulation

大 西 晃 二^{*1} 延 本 秀 寿^{*2}
Koji Ohnishi Hidetoshi Nobumoto

大 住 敏 彦^{*3} 人 見 光 夫^{*4}
Toshihiko Ohsumi Mitsuo Hitomi

要 旨

Abstract

最近、乗用車用エンジンにおいては燃料噴射システムが主流になり、吸気系の設計自由度が大幅に拡大された。その結果、吸排気管内の脈動流を利用した動的過給システムがエンジン高出力化のために広く採用されるようになった。

しかし、多様化したユーザーニーズに対応できる出力特性のエンジンを開発するためには、吸排気性能に影響を及ぼす設計因子が増大し、膨大な開発工数が必要となっている。

そこで、吸排気管内のガス流れを一次元非定常圧縮流れとしてモデル化し、吸排気性能を実用上十分な精度で予測できるシミュレーションプログラムを開発した。更に、これを可変吸気システム開発に活用し、当予測技術の有効性を示した。

Recent extensive use of fuel injection system has allowed greater flexibility in the design of intake system. Consequently, the dynamic charge effects system utilizing the pulsation flow in the intake/exhaust pipes has been widely adopted to enhance the engine's output performance.

Furthermore, an engine series with various output characteristics has been developed in response to diversified customer needs.

Since design specifications that may affect the intake/exhaust system performance are required to be determined for each engine, a formidable amount of manhours is required to determine these specifications. To solve this problem, a computer simulation program which predicts the intake/exhaust system performance with high precision was developed by simplifying the gas flow in the intake/exhaust pipes into one dimensional unsteady compressible flow. This program was utilized for the development of the variable induction system and was found valid as a prediction technology.

1. はじめに

近年エレクトロニクスの進歩と大量生産により、燃料噴射システムは大幅にコスト低減され、キャブレタに代って広く採用されるようになった。その結果吸気系の自由度は大幅に拡大され、ピストンや吸排気バルブの間欠的な挙動によって励起される吸排気管内の大きな圧力変動を伴ったガス流れを高出力化のために積極的に利用することが可能になった。

当社においてもこの吸排気系の自由度の拡大に着目してエンジン的高出力化を図っている。しかし吸排気系開発のための試作・実験工数が膨大に

なり、その対応が重要な課題となっている。そこでエンジンの吸排気系開発の効率化と新技術開発のために、コンピュータを利用した高精度の吸排気性能予測技術の開発を行った。

本論文では、当社で実用化したシミュレーションモデルの基本的な構成を述べ、ファミリア、フェスティバ、カペラに搭載した可変慣性過給システム VICS (Variable Inertia Charging System) 及びブルーチェに搭載した可変共鳴過給システム VRIS (Variable Resonance Induction System) の開発への活用事例を紹介する。

*1, *2, *3, *4 技術研究所 本社研究所

2. シミュレーションモデル

一般に乗用車用エンジンの吸排気系は、細長い管と容器で構成されており、その中を流れるガスに対しては一次元非定常圧縮流体の基礎式が適用できる。今回開発したシミュレーションモデルは、吸排気系各部を図1に示す各サブモデルの組合せで構成している。

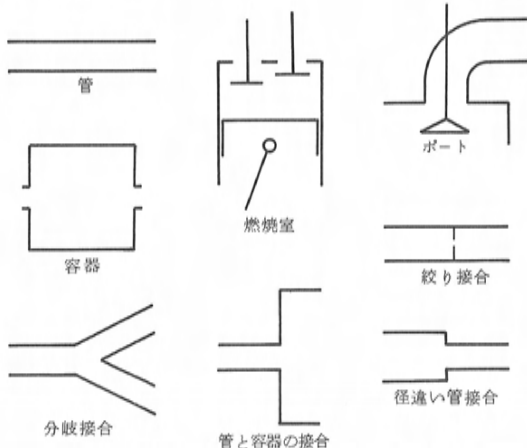


図1 吸排気系を構成するサブモデル

2.1 記号の説明

p : 圧力	d : 管径
T : 温度	l : 管長
u : 流速	x : 距離
ρ : 密度	t : 時間
q : 伝熱量	B : シリンダ径
α : 熱伝達率	Cm : 平均ピストン速度
f : 摩擦損失係数	A : 面積
ζ : 曲り損失係数	V : 容積
γ : ガスの比重量	G : ガスの重量
a : 音速	Cv : 定容比熱
Re : レイノルズ数	Cp : 定圧比熱
h : エンタルピー	κ : ガスの比熱比

2.2 管モデル

管モデルには、壁面摩擦及び曲り損失、管壁との熱交換を考慮した次の各保存式を適用した。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + 2\rho u \frac{d \ln d}{dx} = 0 \quad (\text{質量}) \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{4f}{d} + \zeta \right) \frac{u |u|}{2} = 0 \quad (\text{運動量}) \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) \\ & = (\kappa - 1) \rho \left\{ q + \left(\frac{4f}{d} + \zeta \right) \frac{|u|^3}{2} \right\} \quad (\text{エネルギー}) \quad (3) \end{aligned}$$

摩擦損失係数は、 $f = C_1 Re^{-0.2}$ (C_1 : 定数) を用いた。曲り損失係数 ($\Delta P = \zeta \cdot \gamma \cdot u^2 / 2$) は、定常流試験から得た値を用いた。

管壁との伝熱量 q は、定常流れの直管に対する乱流熱伝達率 $\alpha^{(1)}$ を適用して次式で求めた。

$$\begin{aligned} q &= \frac{4 \alpha (T_w - T)}{\Psi \cdot d \cdot \rho} \quad (4) \\ \alpha &= 0.004 \cdot G^{0.8} / d^{0.2} \quad (\text{kcal/m}^2 \text{h}^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

T_w : 壁温 G : 単位時間、単位面積当りに通過するガスの重量流量、 Ψ : 仕事の熱当量

基礎式(1)~(3)に対する数値計算法としては、Benson らによってコンピュータに乘せやすくされた特性曲線法のメッシュ法⁽²⁾⁽³⁾や Lax, Wendroff らが提案した差分法⁽⁴⁾が広く用いられている。

今回開発したシミュレーションプログラムは、管内に発生するエントロピの不連続面に起因して生じる質量流量の保存性の悪化に対して取り扱いが容易な前者の方法を採用した。

(1)~(3)式を変形すると、次の3本の特性曲線とそれに沿った状態量の変化を表わす特性方程式が得られる。

圧力波の伝ば軌跡

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \quad (5)$$

(5)式に沿っての変化

$$\begin{aligned} du &= \mp \frac{1}{\rho a} dp \mp 2au \frac{d \ln d}{dx} dt \pm \frac{\kappa - 1}{a} q dt \\ & - \left(\frac{4f}{d} + \zeta \right) \frac{u |u|}{2} \left\{ 1 \mp (\kappa - 1) \frac{u}{a} \right\} dt \quad (6) \end{aligned}$$

粒子移動軌跡

$$\frac{dx}{dt} = u \quad (7)$$

(7)式に沿っての変化

$$dp = a^2 d\rho + (\kappa - 1) \rho \left\{ q + u \left(\frac{4f}{d} + \zeta \right) \right\} dt \quad (8)$$

(5)式は前進あるいは後退圧力波の伝ば軌跡であり、(6)式はそれに沿って変化する圧力や流速の変化を表わしている。(7)式はガス粒子の移動軌跡であり、(8)式はそれに沿って変化する温度の変化を表わしている。

(5)~(8)式は、図2に示すメッシュ法によって解くことができる。まず管を長さ方向に等分割する。図2の $x-t$ 面で、時刻 t における格子 $I-1$, I , $I+1$ の各状態量が初期値もしくはすでに解かれて既知であるとする、 A , B , C , D における各状態量も $I-1$, I , $I+1$ の状態量から内挿して求めることができる。従って(5)~(8)式を差分近似した後、それらを連立して解くことで Δt 時刻後の B' , C' , I' における各状態量を求めることができる。

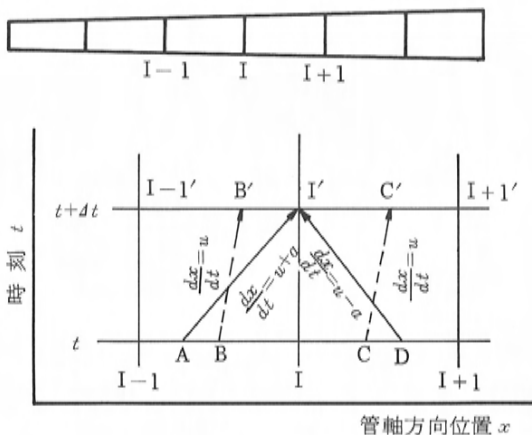


図2 メッシュ法

2.3 容器モデル

燃焼室、サージタンク、エアクリーナなどを表わす容器モデル(図3)は、容器内の状態は一様で、流入したガスは瞬時に均一混合すると仮定した。

容器内では、流出入するガスの全エンタルピー変化 dh と、壁面からの伝熱及び燃焼によりガスに加えられた熱量 dQ に対して次のエネルギー平衡式が成り立つ。

$$dh + dQ = dU + \Psi p dV \quad (9)$$

ただし、 $dh = \sum C_p T_i dG_i$, $dU = d(C_v T G)$,

$$dQ = dQ_w + dQ_{fo}$$

シリンダにおける壁面からの熱伝達は Woschni の式を適用して求めた。

$$dQ_w = \alpha F (T_w - T) dt \quad (10)$$

$$\alpha = 110 (C_2 \cdot C_m)^{0.8} B^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53}$$

燃焼による発熱量 dQ_{fo} は、実験により得た熱発生率を用いた。

さらに質量保存式とガスの状態方程式を連立して解くことで容器内のガスの状態変化を予測することができる。

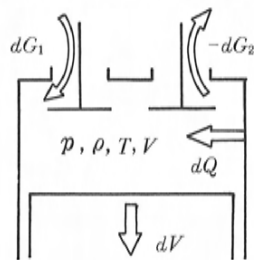


図3 容器モデル

2.4 境界モデル
吸排気バルブのような燃焼室と吸排気管の接合部、分岐接合部のような管と管の接合部などの管端では、図2のメッシュ法だけでは次時刻の状態を決めることができない。そのため適当な仮定を設けて境界条件式をつくり、メッシュ法と組合せて解く必要がある。

(1) 管と容器の接合 (図4)

境界では定常流の関係式が適用できるとする。

① 管から容器への流入

次のエネルギー及び質量保存式が成り立つ。

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_n}{\rho_n} + \frac{1}{2} u_n^2 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_t}{\rho_t} + \frac{1}{2} u_t^2 \quad (11)$$

$$\rho_n u_n A_n = \rho_t u_t A_t \quad (12)$$

また管端 n から絞り t へは、断熱変化を仮定すると、

$$\frac{p_n}{\rho_n^\kappa} = \frac{p_t}{\rho_t^\kappa} \quad (13)$$

絞りの速度が亜音速の場合、

$$p_t = p_c \quad (14)$$

絞りの速度が音速の場合は、次の音速の式が成り立つ。

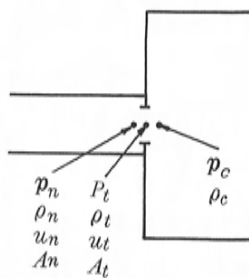


図4 管と容器の接合モデル

$$u_t = \sqrt{\kappa \frac{p_t}{\rho_t}} \quad (15)$$

②容器から管への流出

次のエネルギー及び質量保存式が成り立つ。

$$\begin{aligned} \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_n}{\rho_n} + \frac{1}{2} u_n^2 &= \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_t}{\rho_t} + \frac{1}{2} u_t^2 \\ &= \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_c}{\rho_c} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\rho_n u_n A_n = \rho_t u_t A_t \quad (17)$$

また、容器から絞りへは断熱変化を仮定すると、

$$\frac{p_t}{\rho_t^\kappa} = \frac{p_c}{\rho_c^\kappa} \quad (18)$$

さらに管端が亜音速の場合は、(6)式を用いる。
音速の場合は次式を用いる。

$$u_n = \sqrt{\kappa \frac{p_n}{\rho_n}} \quad (19)$$

絞りが亜音速の場合は、

$$p_t = p_n \quad (20)$$

絞りが音速の場合は、(15)式が成り立つ。

以上の(11)~(20)式と(5)~(8)式を連立して解くことで、管端、絞りにおける p_n , ρ_n , u_n , p_t , ρ_t , u_t を求めることができる。

(2) 分岐接合部

複数の管が図5のように分岐接合されている場合を考える。流入管を i ，流出管を j とすると次のエネルギー及び質量保存式が成り立つ。

$$\begin{aligned} \Sigma \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_i}{\rho_i} + \frac{1}{2} u_i^2 \right) \rho_i u_i A_i \\ = \Sigma \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_j}{\rho_j} + \frac{1}{2} u_j^2 \right) \rho_j u_j A_j \end{aligned} \quad (21)$$

$$\Sigma \rho_i u_i A_i = \Sigma \rho_j u_j A_j \quad (22)$$

また集合部に流入したガスは均一に混合し、集合部から流出管端は断熱変化を仮定すると、

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \frac{p_j}{\rho_j^\kappa} \quad (23)$$

流入管端の圧力はすべて等しく、流出管端では圧力降下を生じるとすると、

$$p = p_i \quad (24)$$

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_j}{\rho_j} + \frac{1}{2} u_j^2 \quad (25)$$

以上の(21)~(25)式と(5)

~(8)式を連立して解く

ことで、管端における

p_i , ρ_i , u_i , p_j , ρ_j , u_j

を求めることができる。

(3) 径の違う管の接合

先の境界条件同様、

次のエネルギー及び質量

保存式が成り立つ。

$$\begin{aligned} \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{1}{2} u_1^2 &= \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_t}{\rho_t} + \frac{1}{2} u_t^2 \\ &= \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{1}{2} u_2^2 \end{aligned} \quad (26)$$

$$\rho_1 u_1 A_1 = \rho_t u_t A_t = \rho_2 u_2 A_2 \quad (27)$$

いま図6のように左から右に向ってガスが流れているとする。管端1から絞り t へは断熱変化するものとする。

$$\frac{p_1}{\rho_1^\kappa} = \frac{p_t}{\rho_t^\kappa} \quad (28)$$

絞り接合部が亜音速ならば、

$$p_t = p_2 \quad (29)$$

絞り接合部が音速なら

次式が成り立つ。

$$u_t = \sqrt{\kappa \frac{p_t}{\rho_t}} \quad (30)$$

管端2では亜音速の場合(6)式を用い、音速の場合は次式を用いる。

$$u_2 = \sqrt{\kappa \frac{p_2}{\rho_2}} \quad (31)$$

以上の(26)~(31)式と(5)~(8)式を連立して解くことで両管端、絞りにおける p_1 , ρ_1 , u_1 , p_t , ρ_t , u_t , p_2 , ρ_2 , u_2 を求めることができる。

その他の境界条件に対しても同様の仮定を設け関係式をつくることことができる。

2.5 境界部における圧力波の挙動

境界部におけるガスの挙動を知るため、管端に高圧・高温ガスを密閉しておき、その仕切りを急に除いたときの圧力の伝ばの様子を時間と場所に対して図化を行った。

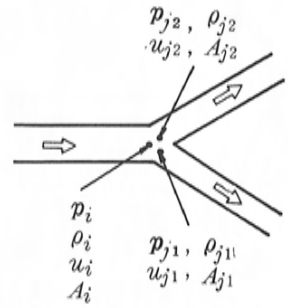


図5 分岐接合モデル

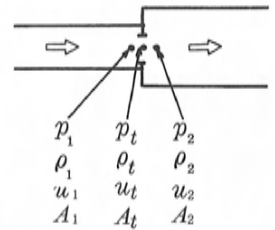


図6 径違い管接合モデル

図7は直管で両端閉止の場合の圧力伝ばの様子を示している。閉止端では、正圧波が同位相で反射されている様子がわかる。

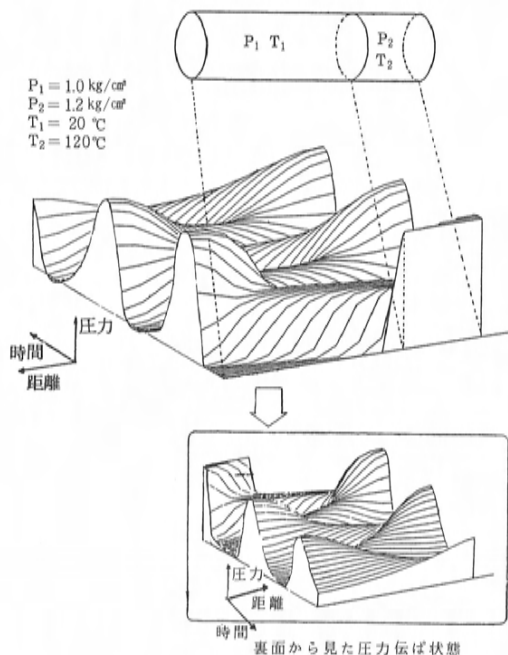


図7 両端閉止管内の圧力伝ばの様子

図8は分岐接合部での圧力伝ばの様子を調べたものである。分岐接合部では、正圧波の一部は開放端で見られるように位相を反転して反射され、残りは各々の流出管に同位相のまま伝ばしている。更に流出管端が閉じているため、図7と同様に同位相で反射されて戻ってくる。

図9は太い管から細い管への圧力の伝ばの様子を調べたものである。太い管から細い管へは、その接合部で一部は閉止端で見られるように同位相で反射されている。

実際のエンジンの吸排気管内でも、このような圧力波の伝ばと合成が繰り返され、複雑な圧力変動を伴った流れを形成している。

3. モデルの妥当性の検討

これまでに述べてきたモデルの妥当性を検討するため、図10に示す燃料噴射式2.2ℓガソリン機関を用いて実測値と計算結果の比較を行った。

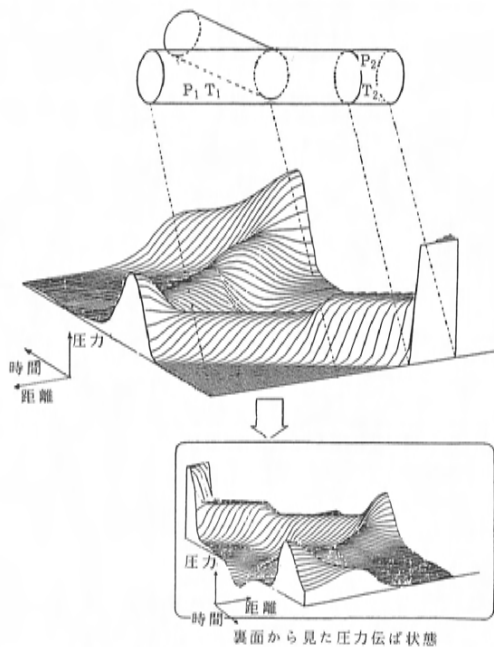


図8 分岐接合部での圧力伝ばの様子

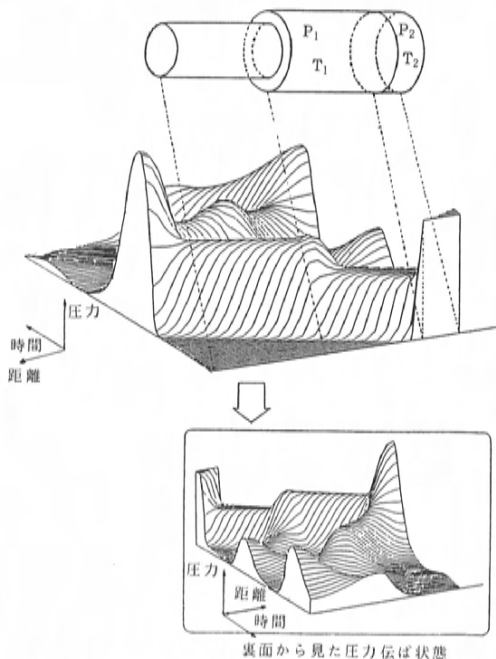


図9 径違い管接合部での圧力伝ばの様子

3.1 吸気系構成部品の影響

検証手順として、吸気系を構成する部品各々の影響が正しく予測できるかどうか調べるため、次

のステップで実験エンジンを構成した。

Step 1: 吸気マニホールド①のみ

Step 2: スロットルボディまで含む①+②+③

Step 3: エアダクトまで含む①+②+③+④

Step 4: 全装備仕様①+②+③+④+⑤+⑥+⑦

Step 1 では、気筒間の影響をとり除くため各気筒をサージタンク⑧のところで大気開放させ実験を行った。実測値と計算値は、図11-(1)に示すように良く一致している。これにより、特に燃焼室、吸排気バルブ部、吸気マニホールド①のモデルの妥当性が確認できた。

型 式	4 気筒ガソリン機関		
ボア・ストローク	86.0 × 94.0 mm		
圧 縮 比	8.6		
バルブタイミング	$\frac{10}{49}$ $\frac{12}{55}$	3バルブ	

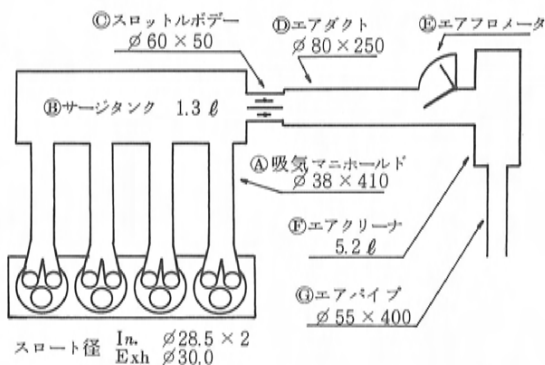


図10 シミュレーションの検証に用いた吸気系

つぎに Step 2 では、各気筒をサージタンク⑧で集合させ、比較的短いダクトを介して大気開放するようにスロットルボディ②まで加えて実測値と計算値の比較を行った。

このように吸気系を構成することで、図11-(2)に示すように Step 1 では見られなかった体積効率のピークが3,000rpm 付近に現れた。Step 3 のようにスロットル②の上流にダクト④を設け集合部（サージタンク）上流を長くすると、図11-(3)に示すように体積効率のピークは低速にずれ、顕著に現れる。いずれの場合も実測値と計算値は非常に良く一致している。

以上の確認結果をもとに図11-(4)に示すように吸気系を全装備して実測値との比較を行った。体積効率も図12に示す吸気バルブ付近の圧力波形も、計算結果と実測値は非常によく一致することが確認できた。

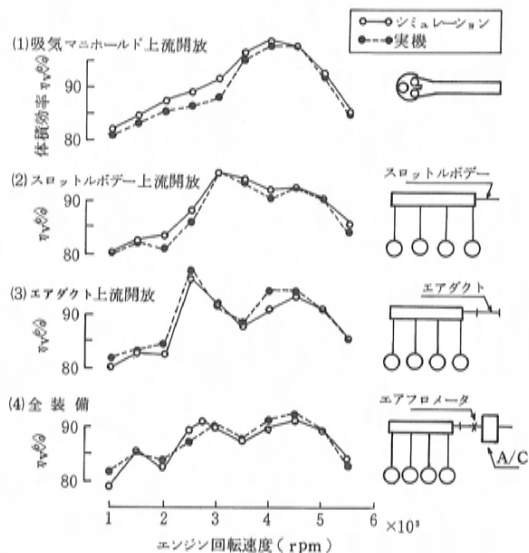


図11 シミュレーションの検証結果（体積効率）

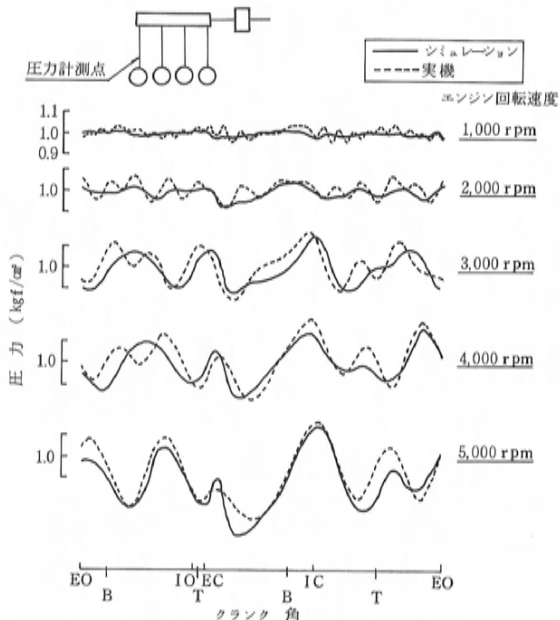


図12 シミュレーションの検証結果（吸気管圧力波形）

次にこれらの検証結果をもとに慣性あるいは共鳴効果と呼ばれる吸気の動的過給効果について考察してみる。

3.2 慣性効果

図11-(1)の体積効率のピークは、吸気行程前半に発生したシリンダ内の負圧がサージタンクに相当する大気開放部で反転して吸気弁が閉じる時に正圧として作用するときを生じる。これは慣性効果と呼ばれ、吸気期間、吸気マニホールド④の径及び長さの影響を強く受ける。

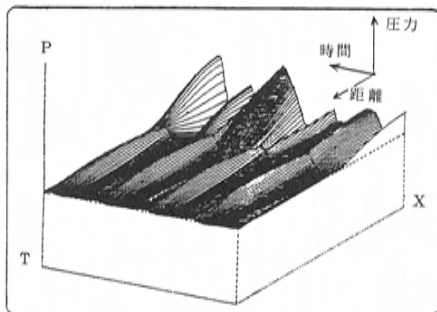
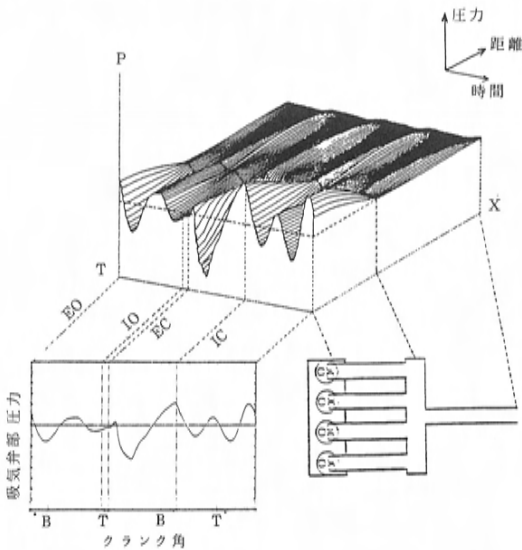
図11-(2)、(3)の高速 (4,500rpm 付近) に見られる体積効率のピークも図11-(1)のピークと同様の理由により生じている。そのときの吸気系気柱の振動状態をエンジン1サイクルの時間 (t) と吸気弁から大気開放部までの場所 (x) に対して

同時に図化を行ってみると図13のようになる。サージタンクを圧力変動の節として振動している様子がよくわかる。

3.3 共鳴効果

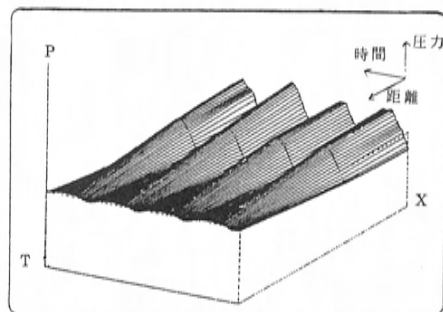
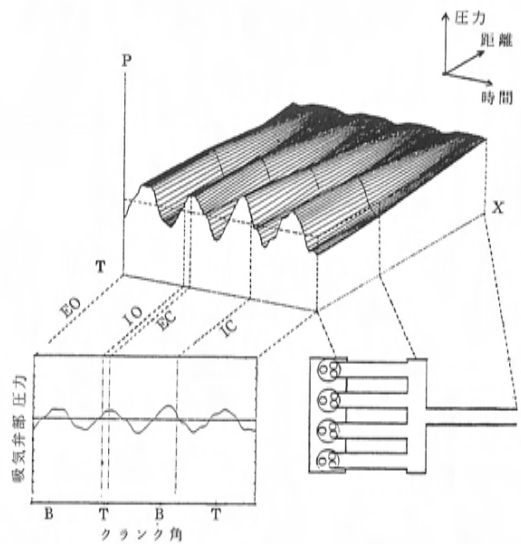
図11-(2)、(3)の低速 ((2)の場合3,000rpm, (3)の場合2,500rpm) に見られる体積効率のピークは、吸気系の固有振動数と吸気行程に加振される気柱の加振周波数が一致したときに生じる。これは共鳴効果と呼ばれ、体積効率がピークとなるエンジン回転数は各気筒集合部の上流管の径及び長さの影響を強く受ける。

このときの振動の様子を時間と場所に対して同時に図化を行うと図14のようになる。サージタンク上流管端を節として吸気系全体の圧力が同位相で変動している様子がわかる。



裏面から見た圧力伝ば状態

図13 慣性効果同調時



裏面から見た圧力伝ば状態

図14 共鳴効果同調時

4. 可変吸気システム開発への適用

幅広い運転範囲にわたって、慣性あるいは共鳴といった吸気の動的効果を利用して高い体積効率を得るためには、それらに影響を及ぼす設計因子を可変制御する必要がある。1で述べた当社の可変慣性過給システム VICS, 可変共鳴過給システム VRIS はこの考えに基づいたものである。ここでは、これらの開発におけるシミュレーションプログラムの活用例について紹介する。

4.1 可変慣性過給システム VICS の開発

VICS の基本的な考え方は、図15に示すように運転状態に応じてサージタンク下流の長短2本の吸気管を慣性切換バルブ (S弁) の開閉により使い分けることで、慣性過給効果を幅広い運転域で利用しようというものである。

慣性過給効果はよく知られているように、吸気期間 θ_s の間に1回圧力が振動するときに生じる。従って、過給効果が得られる同調エンジン回転速度 n_E は次式で与えられる。

$$n_E = \theta_s \cdot \nu / 6$$

固有振動数 ν は、吸気系を構成する様々な設計因子によって決まるが、中でもサージタンク下流の吸気管長と径の影響を強く受ける。また、吸気系の固有振動数は、音響理論から簡単に求めることができる⁽⁶⁾。図16に吸気管長を変えた場合の固有振動数と体積効率の変化する様子を示している。このように固有振動数を計算することで体積効率がピークとなるエンジン回転速度が予測できることがわかる。VICS では、以上のような検討結果をもとに切換え点でトルクの谷を生じないよ

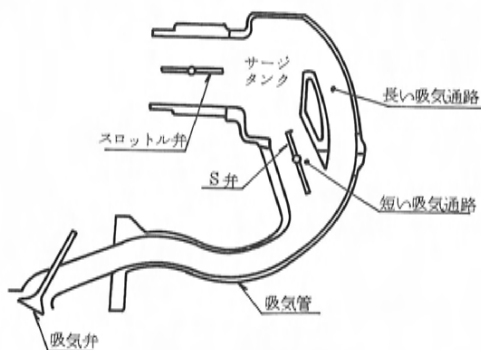


図15 可変慣性過給システム(VICS)

うに320mmと460mmの長さの吸気管を採用している。

図17は、吸気管長460mmでポート径の影響を調べたものである。更に図18はバルブタイミングの影響をシミュレーションによって検討した結果である。

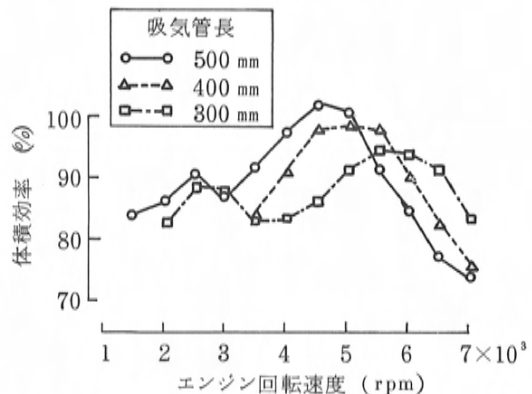
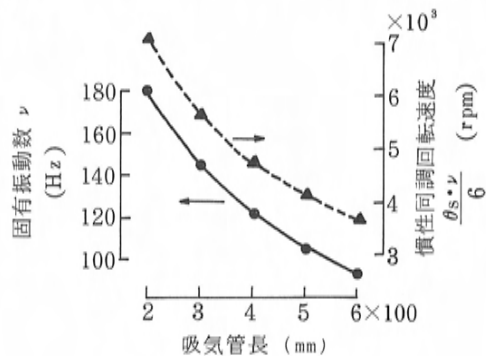


図16 吸気管長の吸気系固有振動数及び体積効率への影響(シミュレーション結果)

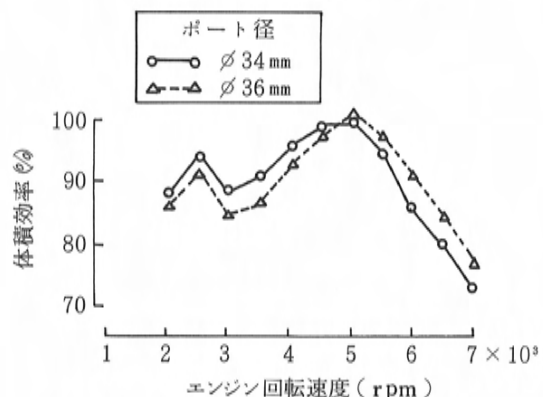


図17 吸気ポート径の体積効率への影響(シミュレーション結果)

以上のような検討をシミュレーションを活用しながら繰り返し、最適な吸気系を短期間で選定した。図19にシミュレーション結果と実機との比較を示す。

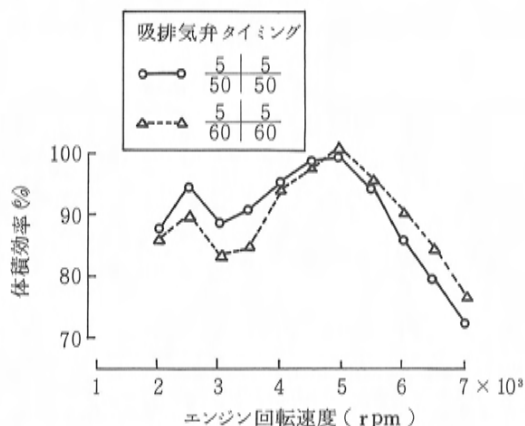


図18 吸排気弁タイミングの体積効率への影響 (シミュレーション結果)

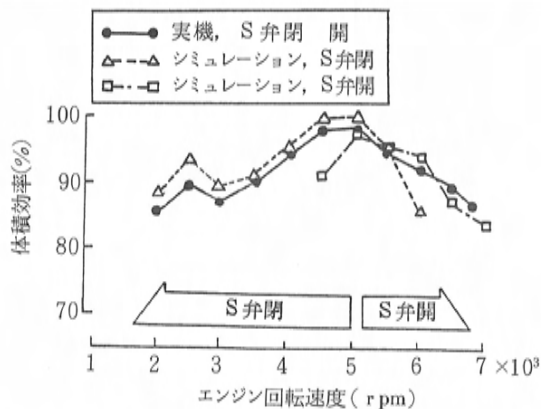


図19 シミュレーションと実機の比較

4.2 可変共鳴過給システム VRIS の開発

VRIS は、長短 2 本の共鳴パイプを使い分け、共鳴効果を低中速で利用し、更に高速では慣性効果を利用しようというものである。前でも述べたように共鳴効果は、吸気系の固有振動数と吸気行程による気柱の加振周波数が一致したときに得られる。6 気筒エンジンの場合 1 つのサージタンクに全気筒の吸気マニホールドを集合させると各気筒の吸気期間のオーバーラップが大きく、大きな圧力変動を得ることができない。

型 式	V 型 6 気筒 ガソリン 機関
ボア・ストローク	74.0 × 77.4 mm
圧 縮 比	9.2
バルブタイミング	10 5 87 52

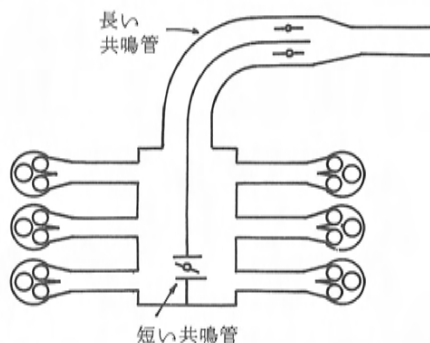


図20 可変共鳴過給システム (VRIS)

そのため VRIS では、図20に示すようにサージタンクを 2 分割にし、各々に吸気行程が連続しない気筒の吸気マニホールドを接合している。このように吸気系を 2 分割にすることで各々の吸気系の圧力は 180° の位相差をもって振動するため、その集合部では圧力変動の節となり、大気開放部と同様の効果をもつ。

共鳴効果の得られるエンジン回転速度は、分割した各吸気系のサージタンク上流の管長と径、更には下流の容積によって決まり、次式で与えられる。

$$n_E = 120v/m$$

v : 固有振動数 m : 気筒数

2 分割した 6 気筒エンジンでは、 $m = 3$ となり、次式となる。

$$n_E = 40v$$

今回開発したエンジンでは、切換え点でトルクの谷が生じないように長い共鳴管で 2,500rpm 付近に、短い共鳴管で 4,000rpm 付近に同調するように設定している。特に短い共鳴管は、図20に示すように開閉弁と一体でサージタンク内部の隔壁を連通するように設けており、コンパクトに構成している。

図21, 22は共鳴切換えバルブを開閉し、長短 2 本の共鳴管で低中速に各々共鳴効果を同調させた

場合の計算結果と実測値を比較したものである。このように共鳴切換えバルブ開閉による特性の違いも非常によく予測できることがわかる。

VRIS 開発においては、このような長短 2 本の共鳴管の選定以外にもバルブタイミングやバルブサイズ、サージタンク下流の吸気管などの最適設計、マッチングにシミュレーションを活用し、大幅な試作、実験工数の削減を行った。

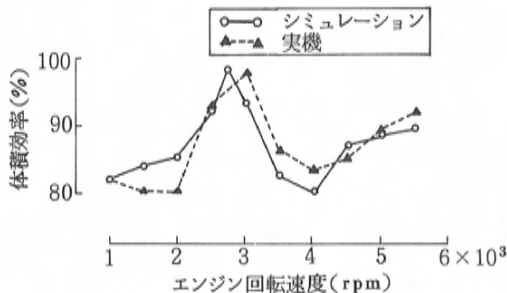


図21 シミュレーションと実機の比較
(共鳴切換えバルブ閉)

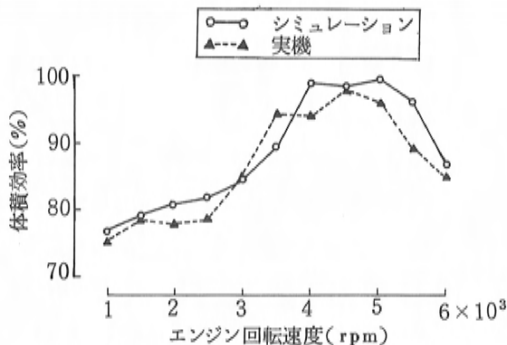


図22 シミュレーションと実機の比較
(共鳴切換えバルブ開)

5. おわりに

以上要約すると

(1) エンジンの吸排気系各部を管、容器及びそれらの接合部の組合せとしてモデル化し、管内は、一次元非定常圧縮流れとして取り扱うことで圧力変動が実用上十分な精度で予測でき、その動的過給効果を積極的に活用した吸排気系の開発が可能となった。

(2) 出力性能と密接な関係にある体積効率を試作設計の段階で、簡単に机上予測でき、大幅に開発期間短縮と開発品質の向上を図ることができた。

(3) 可変吸気システム等の新しい試みにたいしても、その効果が事前に予測でき基本設計・最適設計に活用できた。

(4) 実験での計測が困難な圧力伝ば状態などの情報も簡単に可視化でき、設計者の現象理解に役立てることができた。

最後に、本予測技術開発にあたり御協力いただいた方々に深く感謝の意を表したい。

参考文献

- (1) 日本機械学会編：機械工学便覧
- (2) R.S. Benson, D.E. Winterbone: The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Vol. 1. 1982.
- (3) 嶋本他：多シリンダ機関の吸気慣性に関する研究，日本機械学会論文集，第43巻 371号，1977，P. 2726-2737
- (4) 安喜隆幸：人工粘性付 Lax-Wendroff およびその変形差分法に関する数値実験，航空宇宙技術研究所報告217号，1970
- (5) G. Woschni: A Universally Applicable Equation for The Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Paper 670931, 1967
- (6) 嶋本譲：吸排気管効果の利用(上)，内燃機関10巻 3号，1971，P. 93-P. 100

■著者■



大西 晃二



延本 秀寿



大住 敏彦



人見 光夫

論文・報告

12

ライトトラック用 5 速手動変速機の開発

Development of 5-speed Light Truck Transmission

長 松 弘 明^{*1} 坂 本 健 二^{*2}
Hiroaki Nagamatsu Kenji Sakamoto

中 沢 正 史^{*3} 内 田 正 男^{*4}
Masafumi Nakazawa Masao Uchida

要 旨

Abstract

米国市場のライトトラック用 5 速手動変速機の量産を 1987 年 5 月より防府工場中間地区で開始した。本稿ではこの変速機の狙い、構造上の特徴、耐久性保証のために行った走行解析の内容、量産品質保証のため製造部門に導入したシフトフィール定量評価システム及び歯車嚙合総合試験機の概要など開発面と生産技術面の対応を紹介している。

Production of a 5-speed manual transmission for U.S. light trucks started in the Nakanoseki Area of the Hofu Plant in May 1987.

This paper describes the measures adopted this transmission in the aspects of development and production. The development objectives of this transmission, features of its construction, and the details of a fleet test analysis which was conducted to assure durability are explained with regard to development. A shift feel quantitative analysis system and a transmission error measuring system which have been introduced into the manufacturing department to assure production quality are outline concerning production.

1. まえがき

当社は米国市場のコンパクトサイズ及びフルサイズのライトトラック用に、前進 5 段手動変速機を開発し 1987 年 5 月より防府工場中間地区で生産を開始した。コンパクトサイズ用変速機 (R1 型) のトルクキャパシティは $34\text{kgf}\cdot\text{m}$ [$333\text{N}\cdot\text{m}$]、フルサイズ用変速機 (R2 型) のトルクキャパシティは $42\text{kgf}\cdot\text{m}$ [$412\text{N}\cdot\text{m}$] で R1 型、R2 型ともに 4×2 及び 4×4 用の 2 タイプがある。同一の加工組立ラインで生産できるように R1 型と R2 型は同一構造を採用した。本稿ではベスト・イ

ン・クラスの商品性及び信頼性を目指した R1 型、R2 型の開発面及び生産技術面での対応について紹介する。

2. 商品のねらい

ベスト・イン・クラスの変速機の定義は表 1 に示す評価項目が競合変速機と同等又はそれ以上のレベルであることとした。

(1) シフトフィール

シフト操作力、滑らかさ、節度感などで表現されるシフトフィールは、R1 型、R2 型の開発において特に重視した。この特性は設計仕様のみならず、製造上の細部にわたる寸法精度のばらつきが影響するので量産品質保証の観点から R1 型、R2 型では解析用のシフトフィール定量評価システム (後述) を製造部門に導入した。

(2) NVH

これにはギアノイズ、ギアラトル及びパワーブランチの曲げ振動などが含まれる。各種設計・構造上の配慮に加えて、低減したギアノイズのレベ

表 1 変速機の評価項目

シフトフィール
NVH
信頼性、耐久性
重量
伝達効率

* 1, * 2 パワートレイン設計部

* 3 パワートレイン実験研究部

* 4 パワートレイン生技部

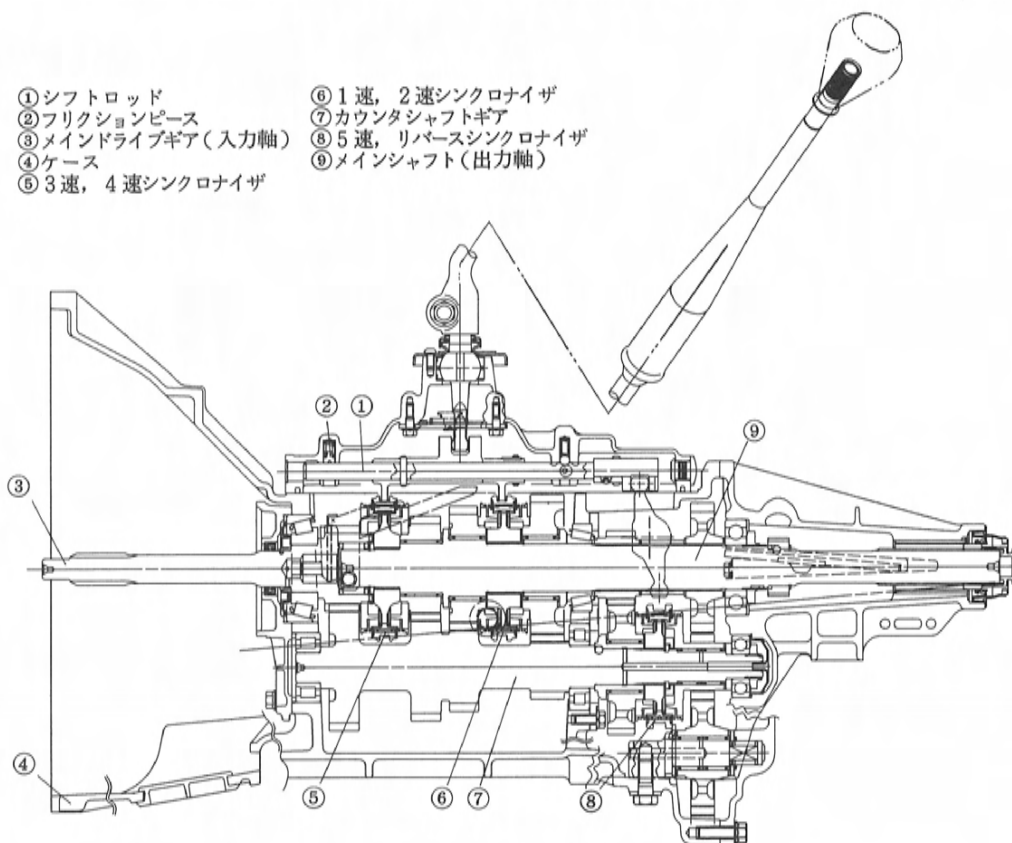


図1 R2型断面図

ルを維持するために歯車噛合総合試験機（後述）を製造部門に導入した。

(3) 信頼性・耐久性

長期間にわたるユーザの使用に耐えることを目指し、米国市場におけるライトトラックの使用実態を把握するために走行解析を実施した。R1型、R2型は90%が19.2万 km の走行に耐えることを目指した。

(4) 重量

競合変速機との重量比較により、R1型は41.0kg、R2型は53.5kg を目標にギアや軸受などの設計仕様を決めた。これらの重量レベルは例えばR1型では同程度のトルクキャパシティの競合変速機と比較して、8 kg~18kg 程度軽量である。

(5) 伝達効率

変速機の前進変速段 5 段の伝達効率平均値を

表2 R1型、R2型の主要諸元

	R 1 型	R 2 型
トルクキャパシティ kgf・m	34	42
変速段数	前進 5 後退 1	前進 5 後退 1
変速比	フルシンクロ	フルシンクロ
第1速	3.717	3.905
第2速	2.202	2.248
第3速	1.497	1.491
第4速	1.000	1.000
第5速	0.791	0.800
後退	3.402	3.392
シフトパターン	1 3 5 2 4 R	1 3 5 2 4 R
潤滑油	ATF	ATF
容量 l	2.65	3.55
概略寸法	380 775	339 775
重量 kg	41.0 (4×2仕様)	52.9 (4×2仕様)

* 465 のものと 297 のものがある

96%以上とすることを目標にした。

3. 開発面の対応

3.1 R1型, R2型の構造上の特徴

R2型の構造を図1に, R1型, R2型の主要諸元を表2に示す。以下に主要な特徴とその狙いを記す。

(1) 5速・リバースシンクロナイザの配置

リバースにもシンクロナイザを設け, リバースシフト操作の容易化とリバースギアの耐久性向上を図った。また5速・リバースシンクロナイザをカウンタシャフト上に配することにより同期時の回転慣性を低減してシフト操作力を低減させ, シンクロナイザの耐久性を向上させる一方, アイドル歯打音を低減させた。

(2) 高剛性シンクロナイザリングの採用

高剛性シンクロナイザリングの採用により, シフト操作力の低減を図った。図2は, 同一スペース内に納まるシンクロナイザリングでコーン径を変化させた時のコーン面の摩擦係数を比較したものである。コーン径の減少割合よりも摩擦係数の増加割合が大きくなり, コーン径を多少小さくしても, その分コーン部の肉厚を増して剛性を向上させた方がシンクロナイザの同期能力が増すことがわかる。

(3) ケースの高剛性化

クラッチハンギング, トランスミッションケースなどを一体化して結合面の数を減少させることにより軽量化を図ると同時に剛性を向上させた。また結合面の数を減少させることによりオイル洩れの発生確率を減少させ信頼性の向上も狙った。

(4) 低粘度油の採用

変速機の潤滑油として ATF (Automatic Transmission Fluid) を採用し, 特に低温時のシフト操作力の低減を目指した。図3は75W-80のギアオイルを使用した時とのシフト操作力の比較をしたものである。またATF中にフリクションモディファイヤを添加して静摩擦係数を下げることにより, シフトフィールを向上させた。

(5) 針状コロ軸受の採用

ギアのジャーナル部にはすべて針状コロ軸受を採用し, ATFの使用とも合わせて伝達効率の向上とシフト操作力の低減を図った。

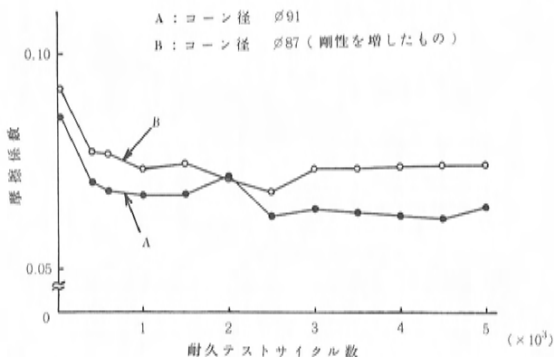


図2 シンクロナイザリング剛性の摩擦係数に及ぼす影響

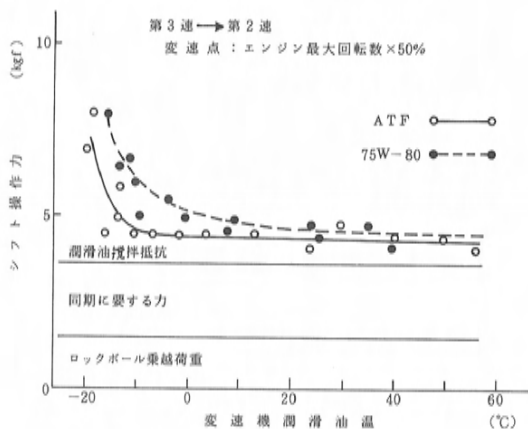


図3 潤滑油と操作力の関係

(6) その他

ギアとコーン部を分割し電子ビーム溶接することにより, またギアにショットピーニングを施して歯幅を減少させることにより変速機の小型・軽量化を実現した。一方シフトロッド上にはフリクションピースを設けて, シフト時のざらざらした感じを消しシフトフィール向上を図った。

3.2 走行解析

軽量化するとともに耐久性を保証するため, 市場での車の使用実態を把握することにより最適な耐久性目標値を定量的に設定した。R1型, R2型では米国市場におけるライトトラックの使用実態について十分なデータを得るため, 米国の4地域で変速機に加わる負荷を測定, 解析し各種使用条件での膨大なデータに基づく負荷の定量化を実

現した。以下にその概要を記す。

(1) 測定方法

パワートレーンの負荷を測定するためにエンジン回転数、変速機の出力軸上のトルク、走行速度、変速機の使用段位などのデータを採取した。データ処理には図4に示すMACH 1 (Mazda Automotive Computerized Histogram-recorder phase 1) と名づけられた新開発の解析システムを使用した。MACH 1では回転数・トルクなどを測定するセンサを車両にセットし、車両が運転されている間にデータを自動的に採取しマイクロコンピュータでリアルタイムのデータ処理をしてフロッピーディスクに記録する。あとはフロッピーディスクを取り出し、コンピュータ処理をして必要なアウトプットが得られる。MACH 1の大きさは $0.46 \times 0.33 \times 0.18\text{m}$ とコンパクトであり、一度車両にセットしておくで計測技術者の同乗なしに運転者だけで、使用時間や走行距離の制限なしに継続的に長期間のデータを採取できる。

(2) 解析結果

以上のようにして採取したデータから得た変速機の耐久性に関するいくつかの解析結果を紹介する。図5に示したのはハイウェイ走行を主体とし

たフリート (A) と市内・郊外走行を主体としたフリート (B) の走行速度分布である。これより約113km/h (時速70マイル) が平均的な最高車速と考えられる。また図6はフリート (A) と (B) の変速機の使用段位の距離割合を示す。ハイウェイ走行を主体としたフリート (A) の場合には、第5速の使用頻度は85%程度にもなっている。図7は市場19.2万km (12万マイル) 走行時のギア疲労被害値を1.0とした時の総合車両耐久テスト (テストコースでの8万km 走行) 時のギア疲労被害値を示す。図8は同様に軸受の疲労被害値を比較したものである。(被害値とは1km 走行する間にフルトルク相当の負荷の加わるサイクル数である。) これらより市場19.2万km の耐久性保証について、ギアの疲労被害は総合車両耐久テストにより、ほぼ評価することができ、軸受の疲労被害は評価しきれないことがわかる。この他

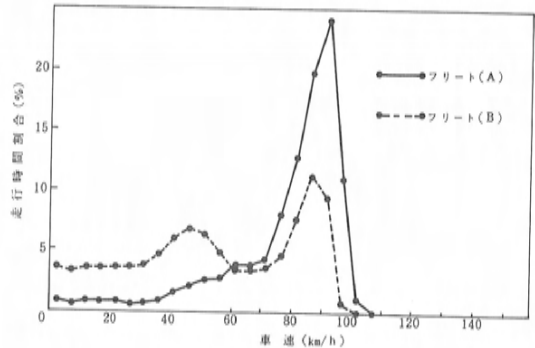


図5 走行速度分布

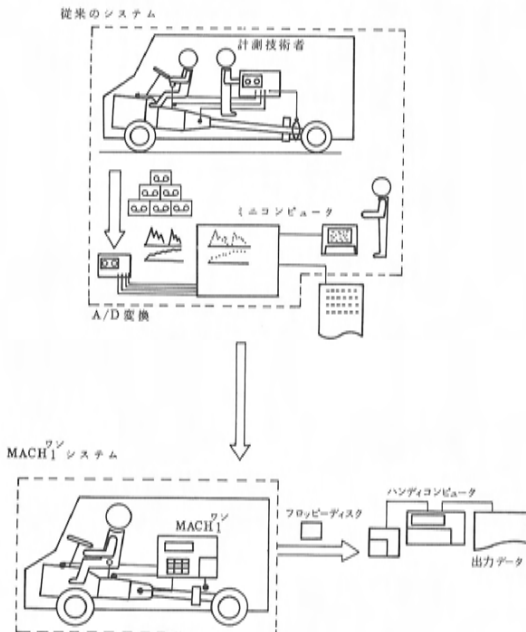


図4 MACH 1 システム

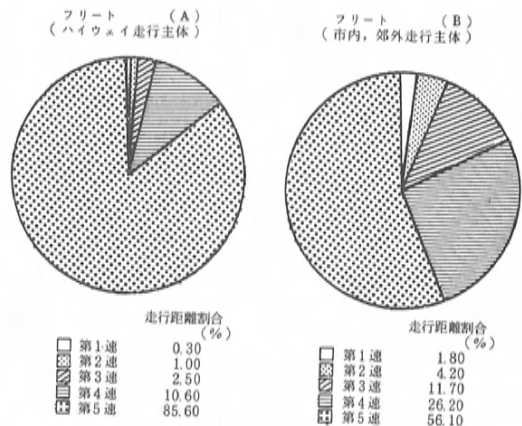
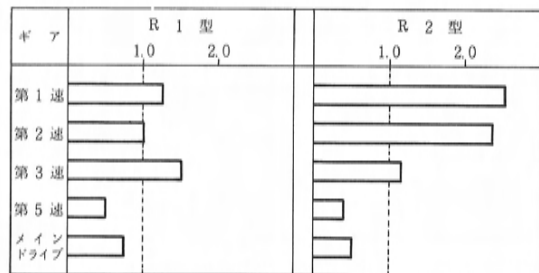


図6 使用変速段の距離割合



※ フリートテストを1.0とした時の総合車両耐久テストの比率

図7 ギア疲労被害値比率

変速回数の比較によりシンクロナイザの被害も比較できたがここでは割愛する。

これらの解析結果に基づき、米国市場におけるライトトラック用の変速機の耐久性を保証するための設計基準及び耐久テスト基準などの見直しを行った。R1型、R2型はこの結果、市場の実態に合った耐久性を有している。

4. 生産技術上の対応

ベスト・イン・クラスの開発品質を製造部門で安定的に維持するために、生産技術上の多くの対応がなされている。ここではシフトフィールとギアノイズに関する品質保証のために設置した解析用のシフトフィール定量評価システムと歯車嚙合総合試験機について紹介する。

4.1 シフトフィール定量評価システム

シフトフィール定量評価システムを以下のような狙いで製造部門に導入している。

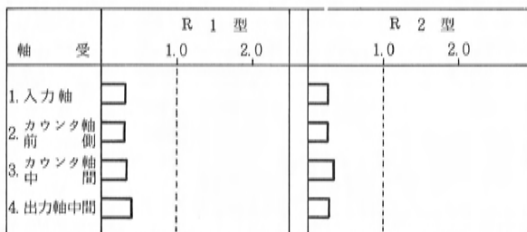
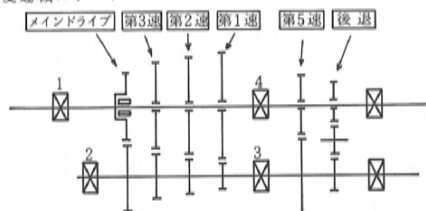
- ① 代用特性値と官能評価点との相関をとる。
- ② 量産管理基準値を定量化する。
- ③ 開発段階で設定した品質が継続的に維持されていることを定量的に証明する。

図9はシフトフィール定量評価システムの構成図である。機体は入力軸側をモータ駆動、出力軸側を負荷吸収フライホイールとして、車両での動的な評価を台上で行うことができる。採取するデータは、

- ① シフト操作力及びセレクト操作力
- ② シフトストローク及びセレクトストローク
- ③ 入力軸及び出力軸回転数など

であり、以下に示す考え方でパソコンによりデータ処理を行い、代用特性値の算出工数を大幅に低減している。図10はシフト操作中のシンクロ機構

R1/R2 変速機スケルトン



※ フリートテストを1.0とした時の総合車両耐久テストの比率

図8 軸受疲労被害値比率

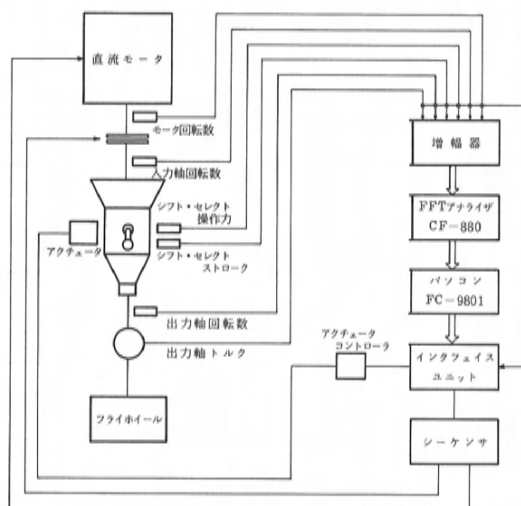


図9 シフトフィール定量評価システムの構成図

の作動状態を示す。シフトフィール定量評価システムで採取したデータは、図11の(N)～(B)にシフトストロークの区間分けした後、区間毎にデータ処理する。図11はパソコンへの入力波形と代用特性値の算出方法を示す。データ処理により、

- ① シフト操作力のピーク値 (図11のF, P)
- ② シフト操作力バランス: Q

$$Q = \frac{P}{F} \times (P - \Delta P)$$

- ③ シフト操作力積: Ft(B)

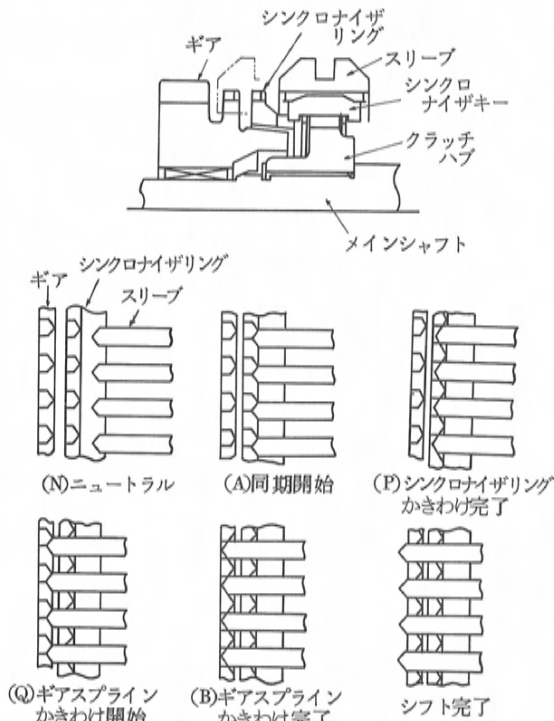


図10 シフト操作中の挙動

$$F_t(B) = \sum (F_i \times \Delta t)$$

④シフト操作仕事量：E(B)

$$E(B) = \sum (F_i \times \Delta s)$$

を求め、それを介してシフトフィールに影響が大きいと考えられる部品特性と官能評価値との相関解析を行った。変速操作時ひっかかり感やごつごつ感といった不快な感覚を与える2段モーションは図10の(Q)から(B)に至る間に発生する現象で、図11に示すようにシフト操作力の2回目のピークが現われることである。

解析の結果シフトの滑らかさに大きい影響を及ぼす2段モーション及び変速操作力に関して有意な部品特性と望ましい水準が明確になり、シフトフィールの定量的管理が可能になった。将来的にはシフトフィール評価の最適テストパターンを見出し、アクチュエータによるシフトセレクトの自動操作、自動評価を可能にし、更にシフトフィール改善案の効果を定量的に予測することも可能にして、開発部門への解析結果のフィードバックも容易にすることを目指している。

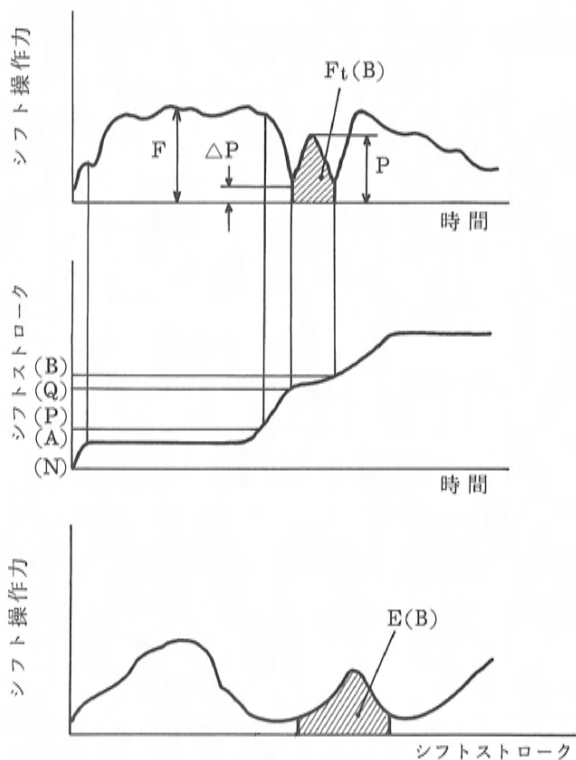


図11 シフト操作力・シフトストロークの入力波形及び代用特性値の算出方法

4.2 歯車噛合総合試験機

R1型、R2型の製造部門におけるギアノイズの品質保証体制を図12に示す。ギアノイズに関しては車両騒音レベルと歯車噛合伝達誤差の相関が明確になっており、歯車噛合伝達誤差により生産管理が可能である。従って歯車噛合総合試験機は以下のような狙いで製造部門に新たに開発導入した。

- ①ギアノイズ品質の初期設定値が長期的に維持されていることを確認する。
- ②車両テストでの異常やユーザの苦情が生じた変速機を解析する。

図13は歯車噛合総合試験機の概要を示す。この試験機では変速機単体及び一对の歯車でも噛合伝達誤差を測定できる。図13の上半分は変速機単体の試験装置であり、下半分是一对の歯車の試験装置である。種々の対策により変速機の使用段位毎に、外乱の影響による不安定領域を除き、測定回転数を決めている。入力軸側及び出力軸側で検出

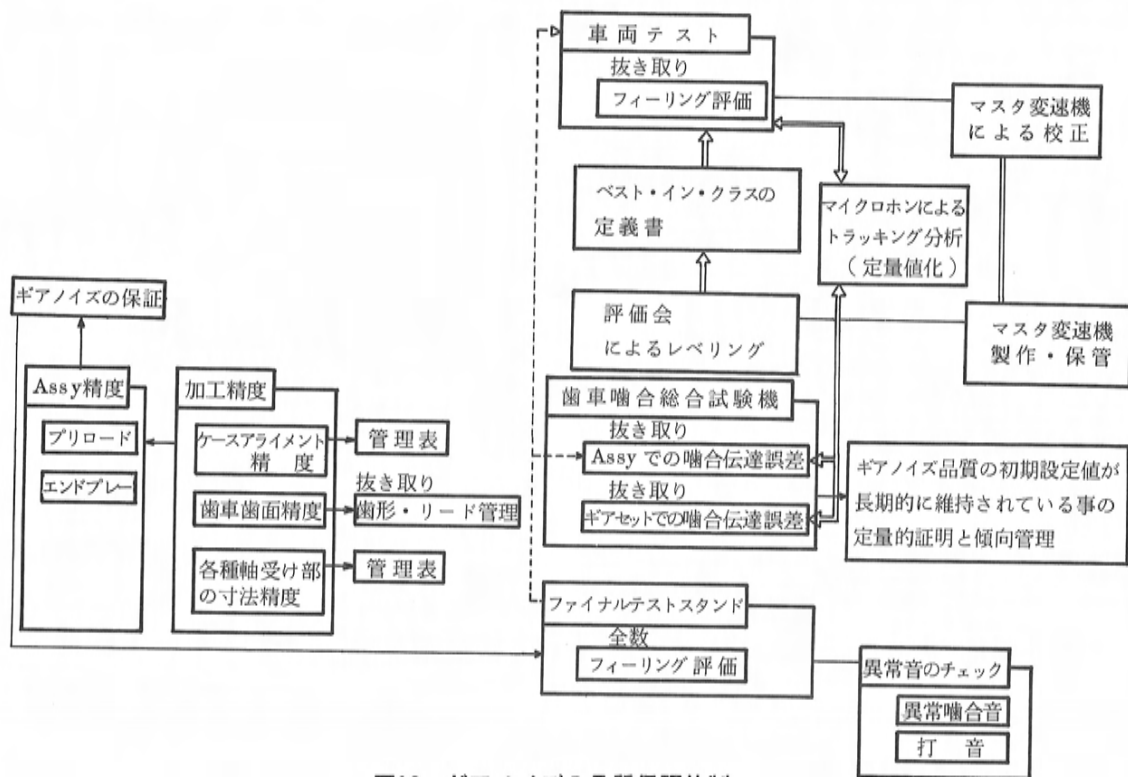


図12 ギアノイズの品質保証体制

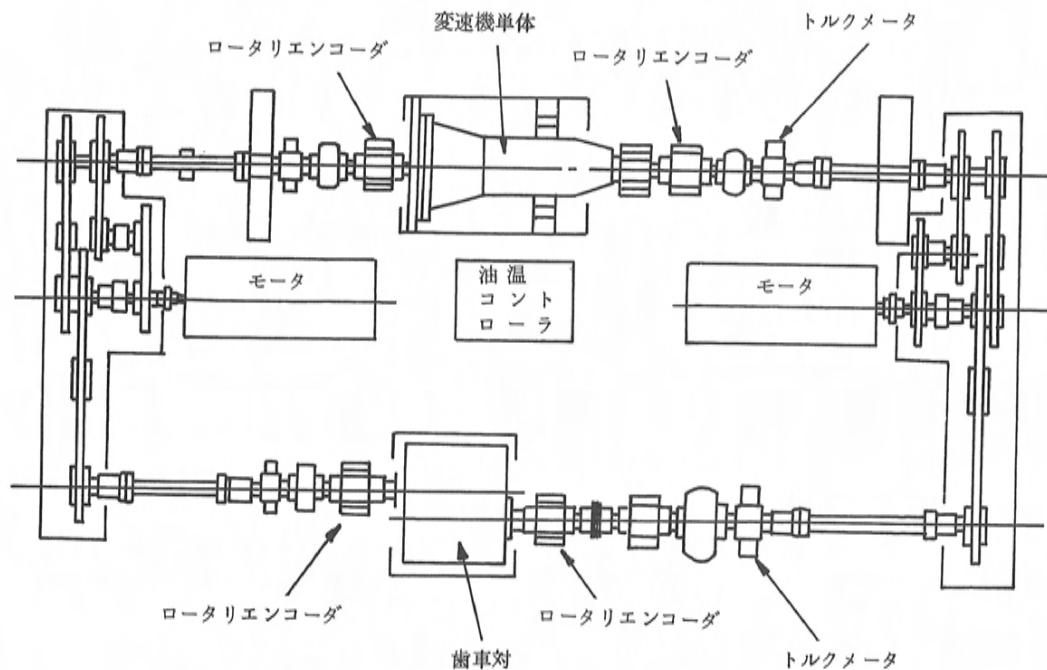


図13 歯車噛合総合試験機の装置概要

する信号を演算処理により位相差に変換し、これを FFT アナライザによって周波数分析して嚙合伝達誤差を取り出している。

5. あとがき

ベスト・イン・クラスを達成するための、R1 型、R2 型変速機の開発面の対応と製造部門でそれを保証するための生産技術面の対応についてその一端を紹介した。

この変速機の開発から生産までの間に、高い目標を達成するために数多くの困難に直面したが、社内外の暖かい御指導・御協力により、狙い通りの商品性・信頼性を有する変速機を生産できるようになったことに深く感謝する。

■ 著 者 ■



長松弘明



坂本健二



中沢正史



内田正男

論文・報告

13

マツダ車速感应型四輪操舵システムの開発

Development of "MAZDA Vehicle-Speed-Sensing Four-Wheel Steering System"

細川 和英^{*1} 古谷 茂樹^{*2}
Kazuhide Hosokawa Shigeki Furutani大村 博志^{*3} 野手 光俊^{*4}
Hiroshi Ohmura Kōshun Note

要 旨

Abstract

我々は、この車は何か違う、乗っていて楽しくなる、思い通りに動いてくれる、あるいは安心できるなどユーザの感性に語りかける何かを持ったものを作るべく研究をしてきた。この実現のためにこれまで SS サスペンションやE型マルチリンクサスペンションとして四輪操舵の考えを取り入れてきた。そしてこのたび走行安定性の高さ、小回りの良さのみでなく操舵感覚の領域までも高め得る技術として、新型カペラに搭載したマツダ車速感应型四輪操舵システムを開発した。

Research has conducted to develop a car which has points appealing to customers' "Kansei", such as a feeling of something different, a pleasant driving feel, an excellent response to drivers' commands, and a feeling of security.

Previous efforts to achieve this aim were the adoption of four-wheel steering principle by introducing SS suspension and E-type multi-link suspension. The vehicle-speed-sensing four-wheel steering system which is installed in the New Capella was developed as a technology that can not only improve stability and tighten turning radii but also enhance handling feel.

1. まえがき

近年、四輪操舵システム（以下4WSと記す）の研究・開発は各方面で精力的に行われており昭和62年に入って次々と量産化及び量産計画が各社から発表された。当社においても昭和62年5月にフルモデルチェンジした新型カペラの一部に車速感应型4WSを搭載し世に送り出した。以下車速感应型4WSのねらい、構造及び効果について報告する。

2. システムのねらい

2.1 コンセプト

今やユーザは走る・曲がる・止まるなどの自動車の基本性能に対してどのように走りどのように曲がるかというドライバの感性に合った走り・曲がり求めている。これは言い換えるとドライバの描くイメージ通りにトレースできる人車一体感と安堵感のある走りへの要求が高まりつつあるということである。

我々はこの実現のためにリアサスペンションのトーコントロールに注目し、これまでSSサスペンション（ファミリア）、トーコントロールハブ付マルチリンク（RX-7）、E型マルチリンクサスペンション（ルーチェ）として4WS感覚を折り込んだ車を世に送り出した。

このたびこの考えを更に推し進めたアクティブなリアサスペンショントーコントロールシステムとして、マツダ車速感应型4WSを開発した。この新型カペラに搭載した車速感应型4WSのコンセプトは、全車速域において人間の運転感覚に最もフィットした操縦性・安定性を実現することにある、以下の効果をねらって開発した。

低速……………機敏な小回り性
中速……………人車一体感のある操縦性
高速(含低μ路)…信頼感のある安定性

2.2 後輪操舵特性

我々は前記コンセプトを実現するためには車体横すべり角 β を全車速域で小さくすることがその解の一つと考え、図1、2に示す特性を採用した。

*1, *2, *3 車両実験研究部 *4 車両設計部

二輪モデルで $\beta=0$ とする場合の後輪操舵特性の式を図3に示す。

後輪を本特性に制御した場合の車の挙動・運動性能に与える影響・効果に関する考察は多くの論文で紹介されているので、以下に要点のみを記す⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

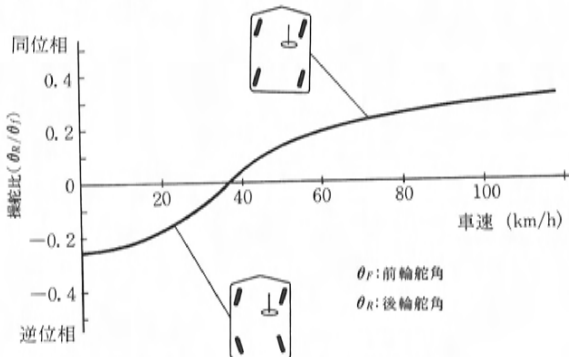


図1 車速と操舵比の関係

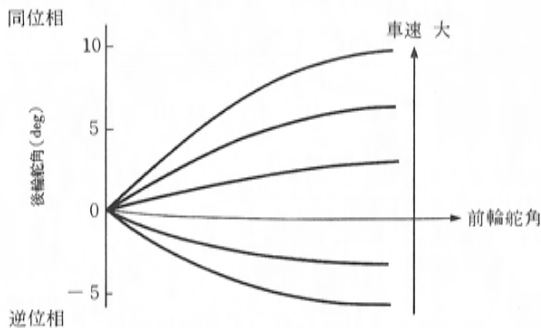
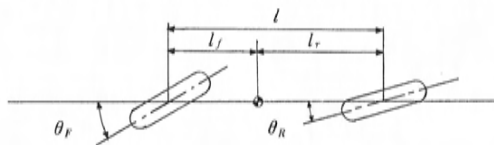


図2 前輪舵角と後輪舵角及び車速の関係



$\beta=0$ の場合

$$\frac{\theta_R}{\theta_F} = \frac{-l_r + \frac{M l_f V^2}{C_r l}}{l_f + \frac{M l_r V^2}{C_f l}}$$

M : 車体質量

C_f : 前輪のコーナリングパワー

C_r : 後輪のコーナリングパワー

V : 車速

図3 $\beta=0$ 時の操舵比

従来の前輪操舵車 (以下 2WS と記す) が持つ一般的な傾向として下記のことがいえる。

①車速の増加に伴ってハンドル舵角に対するヨーレート・横加速度のゲインが増加する。
このため低速では車の挙動が鈍く高速では過敏となり、どちらもドライバの負担を大きくしている。

②車速の増加に伴ってハンドル舵角に対する横加速度の位相遅れが大きくなり、ドライバの制御を難しくしている。

これら①②の現象は全車速域で車体横すべり角を小さくすることによって改善できることは以前より報告されている⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾。具体的には、低速では逆位相操舵することによって運動性が向上し、高速では同位相操舵することによってゲインを小さくまた横加速度の位相遅れを小さくすることができる。

このような基本的考えに基づいてマツダ車速感応型 4WS の後輪操舵特性は、全車速において車体横すべり角を小さくし更に人間の感覚を取り入れて最も感性に良く合う特性にした。

3. システムの構造

3.1 システム概要⁽⁷⁾

図4、5にレイアウト図とシステム図を示す。表1に本システムの主要構成部品の働きを示す。また図6にコントロールユニット (以下 ECU と記す) の詳細なブロック図を示す。

マツダ車速感応型 4WS は車速に応じて操舵比

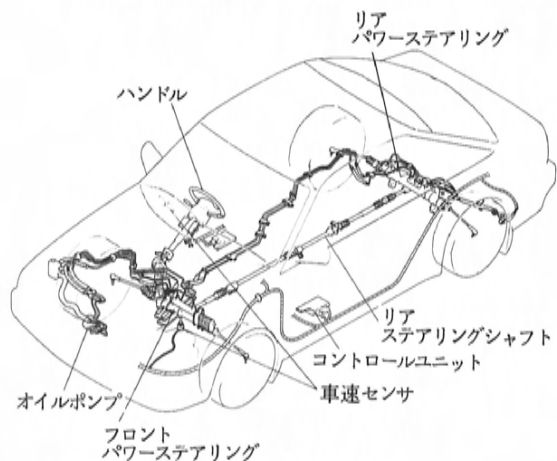


図4 レイアウト図

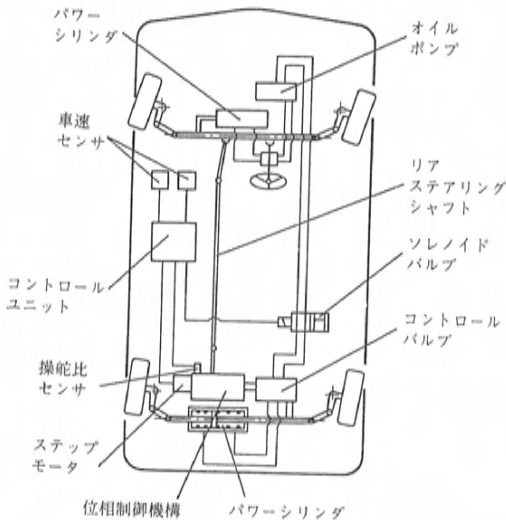


図5 システム図

表1 主要構成部品とその機能

主要構成部品	機能
フロントギア	従来のラック&ピニオン式ステアリングギアの機能に加え後輪操舵用ピニオンを配置し、ハンドル舵角の回転方向および角度に応じた回転をリアステアリングシャフトに伝える。またラックを別軸のシリンダにより前軸のパワーアシストを行う。
リアステアリングシャフト	フロントギアの後輪操舵用ピニオンの回転を位相制御機構に伝える。
位相制御機構	コントロールヨークの回転とベベルギアの回転を合成し、後輪操舵の方向とストローク量をプースタバルブへ伝える。
プースタバルブ	後輪操舵の方向と操舵量に対応する油圧をパワーシリンダへ送る。
パワーシリンダ	後輪操舵に必要な油圧を受け、出力ロッドを動かし後輪へ伝える。
オイルポンプ	一体型同軸タンデムポンプにより前・後輪用別々にオイルを供給する。
車速センサ	スピードメータ軸の回転を検出し、車速に応じたパルス信号をコントロールユニットへ送る。
コントロールユニット (ECU)	(1) 車速パルスから現在の車速を演算し、その車速に応じた操舵比になるようにステップモータにステップ信号を送る。 (2) 演算によって得られた操舵比通り制御されているかどうか、また他の電気系のシステムに異常がないかを監視する。 (3) 異常が検出されたら次のフェイル処置を行う。 ・ワーニングランプを点灯する。 ・ソレノイドをOFFする。又はステップモータを2WS位置に送る。
ステップモータ	コントロールユニットから送られてきた信号に従い正・逆転し、位相制御機構のコントロールヨークを回転させる。
操舵比センサ (θsセンサ)	コントロールヨーク角を検出し、制御信号に対してフィードバック用として用いる。
ソレノイド	パワーシリンダに供給する油圧通路を開閉するもので、フェイルセーフ時にプースタバルブへの油路を遮断するのに用いる。

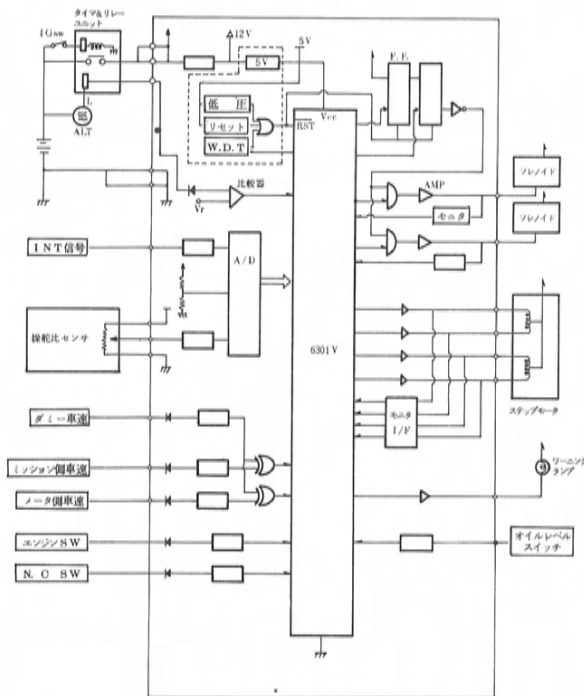


図6 ブロック図

(後輪舵角量/前輪舵角量) 及びその方向をコントロールすることが大きな特徴である。

車速はスピードメータ内部とトランスミッション部に設けられた計2個のリードスイッチタイプセンサで検出している。ECUはこれらのセンサから得られた信号から車速を演算し更に図1に示

ような操舵比を算出している。演算によって得られた目標となる操舵比と現在の位置との差分だけステップモータに駆動指令を出し、位相制御機構のコントロールヨークを回転させる。

一方ではハンドル操作の方向と量がリアステアリングシャフトを介して大ベベルギアに機械的に伝達される。この大ベベルギアの回転と前述のコントロールヨークの回転が位相制御機構のシングアーム部で合成され、プースタバルブロッドのストローク方向と量が決まる。この結果パワーシリンダが決められた方向に所定量だけ後輪を操舵する。

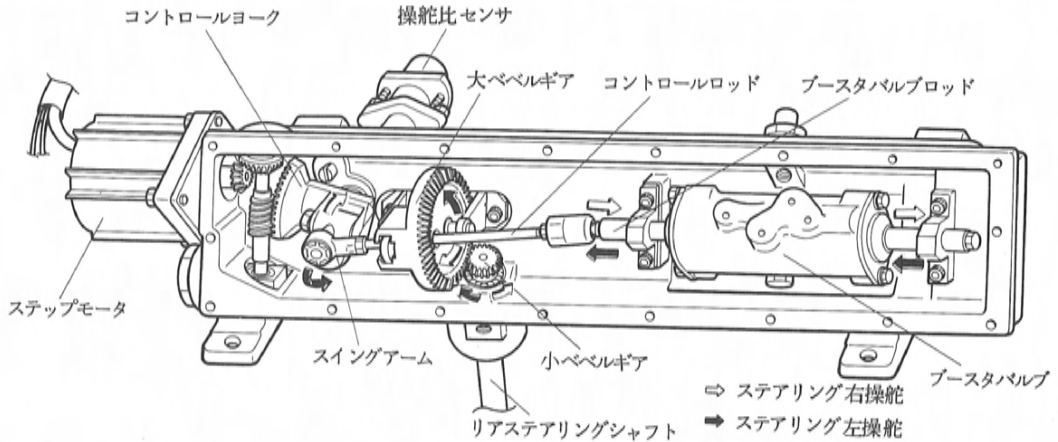
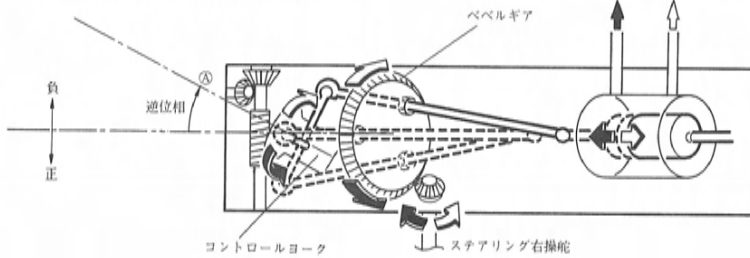
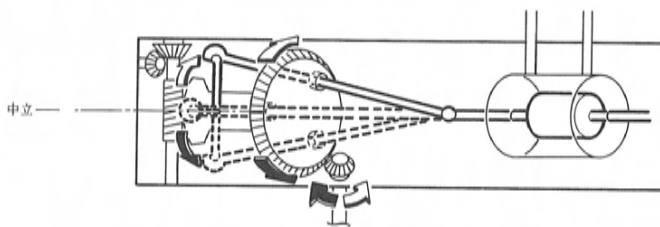


図7 位相制御機構の構造

①逆位相(車速35km/h未満)



②中立(車速35km/h)



③同位相(車速35km/h以上)

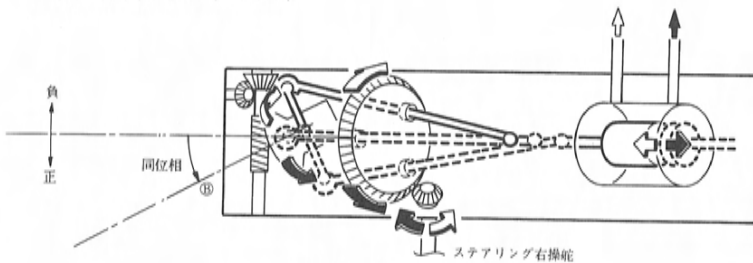


図8 作 動

3.2 位相制御機構の作動原理

図7に位相制御機構の構造、図8に作動状態を示す。

(1)低速域での位相制御機構の作動

車速35km/h未満の低速域ではコントロールヨーク角が図8上で負の方向にあり、その角度は速度が低い程大きい。この状態で仮にハンドルを右に操舵するとリアステアリングシャフトに結合されている小ベベルギアは⇒の方向に回転する。この回転が大ベベルギアを介しその中を貫通しているコントロールロッドを大ベベルギア軸まわりに回転させる。この動きによりスイングアームが揺動するが、コントロールヨークが負の向きにあるためスイングアームは右上がりの揺動を強いられ、その結果コントロールロッドはプースタバルブロッドを右方向に押し動かす。このストローク量はコントロールヨーク角が大である程大きい。

プースタバルブが右方向に動くとパワーシリンダの左室に油圧が作動し、後輪は前輪と反対の方向の左に操舵され逆位相モードを形成する。

(2)車速35km/hでの位相制御機構の作動

車速35km/hではコントロールヨークは中立の位置にあり、スイングアームは大ベベルギア軸に垂直な面上を揺動することになるため、コントロールロッドの大ベベルギア軸回りの回転はブスタバルプロッドの左右変位を発生させないので、後輪は直進状態を維持する。

(3)車速35km/h以上の位相制御機構の作動

車速35km/h以上ではコントロールヨーク角は正の方向にあるため、ハンドルを右に操舵するとスイングアームは左上りの方向に揺動しコントロールロッドがブスタバルプロッドを左方向に引き動かすことになり、その結果後輪を右に操舵させ同位相モードを形成する。

3.3 システムの信頼性

安全に対する基本思想を以下に要約する。

- ①リアギアの機械的強度はフロントギアと同等とする。
- ②油圧系失陥時には2WS（リアを中立固定）を保証する。
- ③電気系失陥時には2WSを保証する。

(1)機械系の信頼性

リアギアの機械的強度は2WS車のフロントギアと同様に悪路走行・据え切りなどの負荷や錆に対する性能を保証する。

(2)油圧系のフェイルセーフ

油圧系失陥時には自動的に油圧アシスト力がなくなり、リア出力ロッド軸上に設けられたセンタリングスプリングにより出力ロッドを中立に固定し2WSを保証する。

(3)制御系のフェイルセーフ

4WSの制御系は二つのフェイルセーフモードを持っている。一つはステップモータを操舵比ゼロの位置に制御しワーニングランプを点灯するモードである。もう一つはフェイルセーフソレノイドバルブをOFF（油圧系を遮断）しワーニングランプを点灯するモードである。このように二つのフェイルセーフモードを持つことにより、ステップモータやソレノイドの故障が発生した場合でも、制御可能なもう一方のアクチュエータにより2WSを保証することが可能となっている。

これらは故障形態によって最適なモードが選択される。要約すると、モータの位置制御が不可能

表2 故障診断一覧表

故障箇所	故障内容
1 車速センサ	<ul style="list-style-type: none"> 車速センサ No. 1あるいは車速センサ No. 2が車速急変信号を出力した時 走行中2個のセンサ出力値が0 km/hとなった時
2 位相制御機構	<ul style="list-style-type: none"> ステップモータ作動によるヨーク角計算値と操舵比センサ出力値が異なる時
3 ソレノイドバルブ	<ul style="list-style-type: none"> ソレノイド出力回路の故障又は断線・ショートした時
4 ステップモータ	<ul style="list-style-type: none"> ステップモータ出力回路の故障又は断線・ショートした時
5 操舵比センサ	<ul style="list-style-type: none"> 操舵比センサの出力が設定範囲を外れた時
6	<ul style="list-style-type: none"> 基準出力信号が読み取れない時
7 オイルレベルスイッチ	<ul style="list-style-type: none"> オイルタンク内のオイルレベルスイッチがONした時（必要油量以下になった時）
8	<ul style="list-style-type: none"> コントロールユニット本体に不具合が発生した時
9 コントロールユニット	<ul style="list-style-type: none"> IG電源が9V以上でない時 オルタネータL端子入力電圧が設定電圧以下の時

な故障形態の場合はソレノイドOFFモードが、それ以外の場合はモータによるフェイルセーフモードが選択されるように設計されている。各製品の故障診断内容については表2に示す通りである。

まず車速信号系については、センサを二重系とし各々の出力値を常に比較監視している。更に両センサ共故障した場合でも、走行状態か否かを検知し走行状態であるにも拘らず車速信号が入力されなければフェイルセーフモードにするよう設計されている。

次に後輪の制御系については、ヨーク角を直接監視する操舵比センサを備え制御指令と結果が一致しているか否かを監視している。またステップモータの出力回路にはモニタ回路が備えられておりハーネスの断線やショートまでも検知することが可能である。

最後にコントロールユニットについては、ROM・RAMのチェックやWDT（Watch Dog Timer）による暴走監視システムを備えている。

4. 車速感応4WSの効果

4.1 パーカビリティ

後輪舵角が逆位相に2～13°まで段階的に変えられる実験車を使ってUターン時の小回り性及びパーカビリティについて実験を行った。実験車の

後輪舵角と最小回転半径の関係を図9に示す。表3は女性からベテランドライバまで幅広い運転技量のパネラ15名により後輪舵角を変えながらUターンテストを実施した結果を示している。その結果4°以上の後輪舵角ではその効果がはっきりと認知できる。図10にパーカビリティの評価用に設定したコースを示す。表4はその時のパネラの評価結果を示している。その結果6.5°以上になると2WSより難しいというパネラがでてくる。この二つの結果を総合して極低速逆位相の後輪最大舵角は4〜6°に適値があるという結論を得た。またこの後輪舵角を大きくすると小回り性は良くなるが車体後部が外へ張り出し壁に接触するおそれがある。したがって車体後部の張り出し量がドアミラーの突出量以下になるように後輪最大舵角を決めた。これらの結果に基づいて最大舵角は

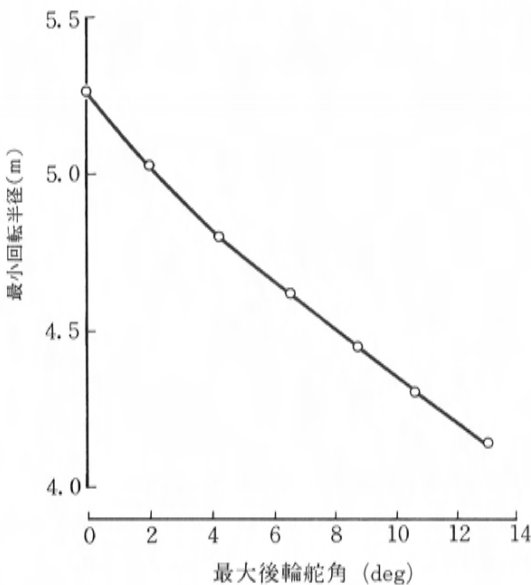


図9 後輪操舵角と最小回転半径

表3 Uターンテスト評価結果
(2WS との比較)

小回り性の効果	最大後輪舵角					
	2.0	4.2	6.5	8.7	10.5	13.0
あまり感じない	10	4	—	—	—	—
感 じ る	4	9	8	3	—	—
良 く 感 じ る	1	2	7	12	15	15

5°に設定した。これにより新型カベラ4WSの最小回転半径は2WSの5.3mに対し4.8mと0.5m小さくできた。

4.2 車体横すべり角

図11は当社の全長3.2kmの屈曲路を走行した時の車体横すべり角の大きさを2WSと比較したものであり円の径がその大きさを表わす。

これによると4WSでは2WSに比べ大幅に車体横すべり角が小さくなっていることがわかる。このことは言い換えると4WSでは車両の進む方向と車体の向きの一緻度が高いということになりドライバの描くイメージ通りトレースできる感覚に優れているということになる⁽⁸⁾。

図12は低μ路における車線移行時の車体横すべり角を4WS・2WSで比較したものであるが2WSの車体横すべり角が大きく変化しているのに対し4WSのそれは小さいことが解る。このことは低μ路におけるコーナリングにおいても同様で、4WSは車体姿勢を大きく変えることなくコーナを安定して曲がれるのに対し、2WSでは後輪にスリップ角を得るためテールを大きく外に振り出しその修正のために収束が悪くなるという結果が

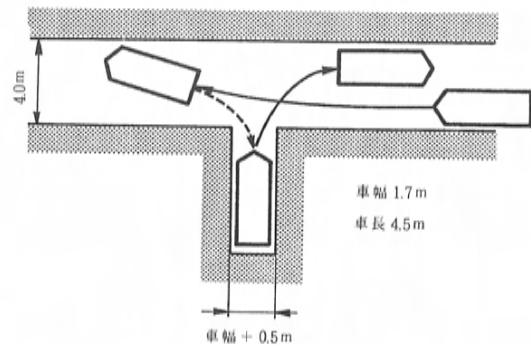


図10 パーキングテストコース

表4 パーキングテスト評価結果
(2WS との比較)

パーカビリティ	最大後輪舵角					
	2.0	4.2	6.5	8.7	10.5	13.0
難 し い	—	—	3	5	7	7
有 意 差 な い	7	2	—	—	—	—
容 易 に な っ た	8	13	12	10	8	8

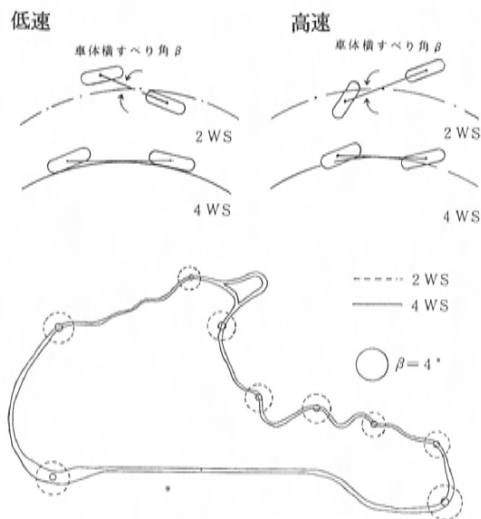
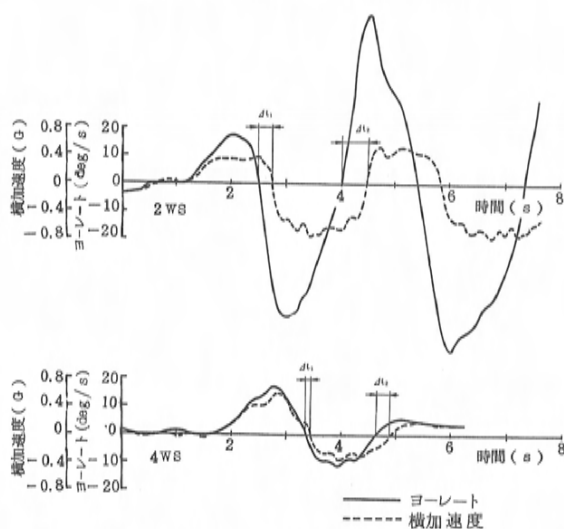


図11 車体横すべり角測定結果

図12 レーンチェンジ時のヨーレート横加速度
(車速80km/h)

得られている。図13に示すコースを通過できる限界車速を比較すると、表5に示すように4WSの場合20km/h以上の改善効果が確認できた。

4.3 スラローム走行

操舵する人間の特性を加味し低速から高速までの広い範囲にわたる総合的な操縦性・安定性が簡便に評価できるスラローム走行試験を行った。試験法はポール間隔をパラメータとして変化させ各ポール間隔での走行可能な最高速度を測定した。

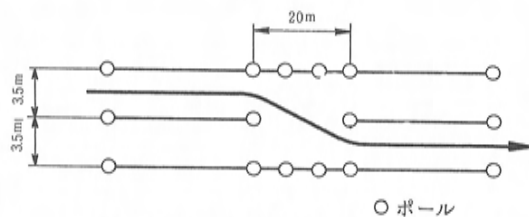


図13 レーンチェンジテストコース

表5 レーンチェンジテスト結果

	限界車速
2 WS	70km/h
4 WS	90km/h

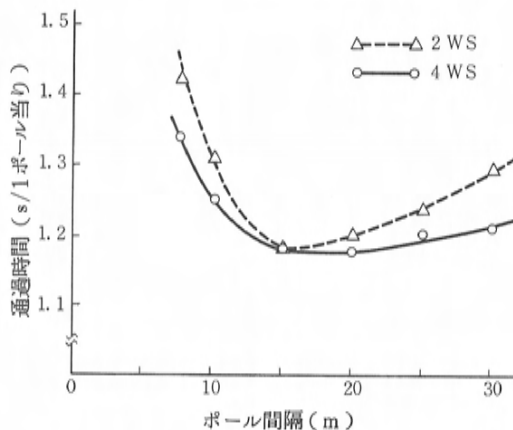


図14 スラローム走行試験結果

図14はポール区間を通過するのに要した時間を示している(ポール10個の平均値)。

その結果低速(ポール間隔小)高速(ポール間隔大)ともに4WS車が良い成績を得た。このことから低速では逆位相に操舵することにより小回り性が向上したこと、高速では同位相に操舵することにより安定性が向上したことが確認できた。

4.4 高速直進安定性

高速直進性を評価するため車速120km/hで直進走行時のヨーレートを測定・評価した。図15に結果を示す。4WS車は2WS車に比べ直進時のヨーレートの発生が少なく修正操舵が少なくすみ直進安定性が高いといえる。

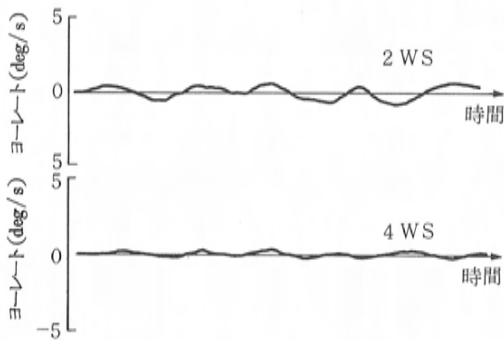


図15 高速直進安定性試験結果
(車速120km/h)

5. あとがき

新型カペラに搭載したマツダ車速感応型4WSの概要を紹介した。

いろいろな実車試験で当初のねらいであるドライバの描くイメージ通りにトレースする人車一体感と安堵感のある走りが実現できたことを示した。このように4WS車のポテンシャルが高いのは、車が曲がるのに必要なリアタイヤのコーナリングフォース発生のメカニズムが4WS車は2WS車とは異なるからである。すなわち2WS車におけるこの力の発生は車体の姿勢変化という外力のみに頼らざるを得ない(パッシブ)が、4WS車では前輪と同じように自力によってリアタイヤの曲がる力の発生をコントロールできる(アクティブ)といえる。

この点で4WSは2WSでは難しかった従来技術の殻を破ることができる技術であり、車両運動性能を飛躍的に向上させる技術であると考ええる。

今後新たなパラメータを使ったより緻密な4WS制御が推し進められ更に他のシャシ技術との融合が図られていくであろう。

最後にこの開発に御協力を頂いた社内外の関係者の方々に深く感謝の意を表します。

文 献

- (1) 金沢・古谷：四輪操舵による車両運動性能の向上，自動車技術，Vol. 39，No. 3 (1985)，p. 266～274.
- (2) Yasuda et al. : Improvement of Vehicle Dynamics

by Vehicle Speed Sensing Four-wheel Steering System, SAE paper 860624.

- (3) 岡田ほか：自動車の操縦性安定性について，自動車技術，Vol. 18，No. 3 (1964)，p. 192～195.
- (4) 佐藤ほか：ヨーレイトフィードバックによる後輪操舵の前後輪操舵車の運動性能について，交通安全公害研究所講演，1979～12，p. 16～32.
- (5) 小口：制御しやすい操舵特性，自動車研究，Vol. 4，No. 3 (1982)，p. 5～9.
- (6) 佐野ほか：車両のヨー応答特性と横加速度応答特性が人間-自動車系の性能に及ぼす影響，自動車技術会学術講演会前刷集，822，p. 425～432.
- (7) 金沢・古谷：マツダ車速感応型四輪操舵の紹介，自動車研究，Vol. 9，No. 9 (1987)，p. 335～342.
- (8) 田中・中本：マツダ車速感応型四輪操舵，自動車技術会4WS車アクティブ制御技術の最前線シンポジウム，1987-6，p. 34～42.

■ 著 者 ■



細川和英



古谷茂樹



大村博志



野手光俊

論文・報告

14

車体空力特性の数値解析

Computational Study of the Aerodynamic Behavior of a Car Configuration

橋 口 真 宜*¹
Masanori Hashiguchi

吉 本 勝*²
Masaru Yoshimoto

要 旨

走行時の自動車の各部にははく離流を生じ空力特性を悪化させることが多い。このはく離流をうまく処理して空力特性を改善してゆくことは近年の自動車の高性能化にともないますます重要となってきた。本研究ではこの車特有の流れを三次精度風上差分によるナビエ・ストークス方程式の直接解法によって数値解析することを試みた。その結果、本手法によって量産車形状 (RX-7) まわりの流れをはく離を含めて詳細に解析でき風洞実験とも妥当な一致を示すことが明らかとなった。

Abstract

Flow separation often adversely effect the aerodynamic behavior of a car at high speeds. Improvement of the aerodynamic behavior by the management of such a separated flow has therefore begun to attract a lot of interest. In the present paper, flow around a car configuration (New RX-7) is computed by direct integration of the Navier-Stokes equation by using the third-order upwind finite difference scheme. It was found that the present method can analyze the unsteady separated flow in detail, and the agreement between the present calculations and wind tunnel experiments is good.

1. はじめに

近年の自動車の高性能化にともない燃費や走行安定性に関わる空力特性を改善していくことがますます重要となってきた。これに対して当社は実車風洞⁽¹⁾を活用して積極的な空力開発を行っている。

現時点でこの風洞実験にとって替わる空力開発ツールは他にないと考えられる。しかしながら風洞実験は実験モデルの製作・実験・形状変更ののち再び実験というプロセスを経るため空力特性の改善に比較的長期間を要する。特に空力特性はデザインやレイアウトに深く関わるため早期に空力特性の良好なスタイルを絞り込んでおかねばならないが風洞ではそれができにくい。

一方、風洞実験を補完する方法として実物モデルをつくることなしに空力特性を計算機実験で予測する方法—CFD (計算流体力学 Computational Fluid Dynamics) —の活用が考えられる。航空機分野ではすでに実用段階にある⁽²⁾。

しかしながら CFD を自動車のような Bluff Body に適用する際には航空機のような流線形の物体と違った取り扱い上の困難がある。すなわち、自動車まわりの空気の流れは後部に大きなはく離をとめない、しかも流れ場が時々刻々と変化する非定常流となっている。このはく離流は空気抵抗を悪化させることが多い。したがってこのはく離現象を精度よく取り扱う必要がある。

この種の大きなはく離をとまなう高レイノルズ数の流れについてナビエ・ストークス方程式の数値解を精度よく求め得るものとして三次精度風上差分法が提案されていた⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾。しかし自動車のように複雑な形状をもつ Bluff Body が地面近くを移動するときには発生する流れについてどの程



図1 車体形状(新型 RX-7)

*1, *2 車両実験研究部

度適用できるか明らかにされていない。

そこで本研究では、本手法を車体まわりの流れ解析に適用し⁽⁶⁾⁽⁷⁾風洞実験と比較しながらその実用性について検討した。

2. 主要記号

- C_D : 抵抗係数 ($= D / \frac{1}{2} \rho_{\infty} U_{\infty}^2 H$)
 C_L : 揚力係数 ($= L / \frac{1}{2} \rho_{\infty} U_{\infty}^2 H$)
 C_P : 圧力係数 ($= (P - P_{\infty}) / \frac{1}{2} \rho_{\infty} U_{\infty}^2$)
 D : 抵抗, 速度ベクトルの発散 ($= \nabla \cdot \mathbf{V}$)
 H : 無次元の際の代表長さ (図2 参照)
 h : 車体床面と地面間の距離 (図2 参照)
 L : 揚力
 n : 法線
 P : 圧力
 p : 無次元圧力 ($= P / \rho_{\infty} U_{\infty}^2$)
 T : 時間
 t : 無次元時間 ($= TU_{\infty} / H$)
 Δt : 時間方向差分格子幅
 \mathbf{V} : 流速ベクトル
 U, V : x, y 方向の流速成分
 \mathbf{v} : 無次元流速ベクトル
 u, v : x, y 方向の無次元流速成分 ($= U / U_{\infty}$)

V / U_{∞}

- X, Y : 物理空間での水平及び垂直方向の座標
 x, y : X, Y 方向の無次元座標 ($= X / H, Y / H$)
 ξ, η : 物体に沿う方向及び物体から離れる方向の一般座標
 $\Delta \xi$: ξ 方向の差分格子幅
 ρ : 密度
 添字
 i : ξ 方向の格子点番号
 x, y : 物理空間での各々の方向微分
 ξ, η : 計算空間での各々の方向微分
 ∞ : 無限遠上流

3. 基礎方程式と数値解法

ここでは車体形状を正確に取り扱えるよう一般座標系で記述したナビエ・ストークス方程式とその差分化の方法について説明する。

3.1 基礎方程式

車体のまわりの流れを支配する基礎方程式は連続の式とナビエ・ストークス方程式であり、未知数である流速 \mathbf{V} 、圧力 P を無限遠上流の流速、圧力及び代表長で無次元化すると次式となる。

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (1)$$

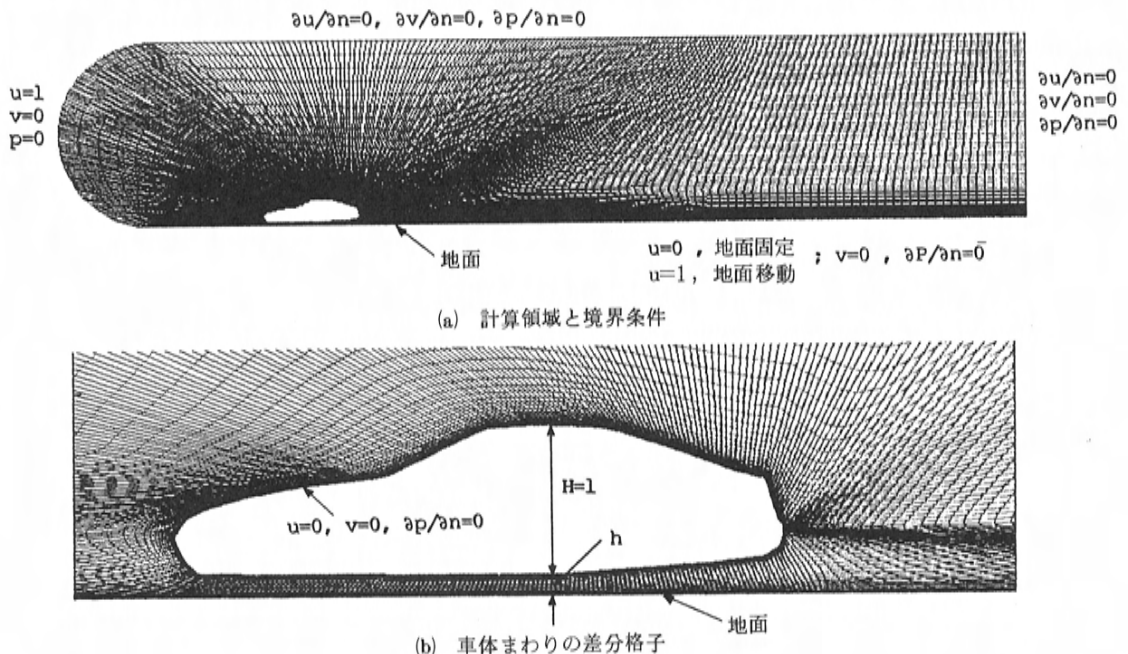


図2 差分格子と境界条件

$$\partial \mathbf{v} / \partial t + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\nabla p + 1/Re \nabla^2 \mathbf{v} \quad (2)$$

ここで Re はレイノルズ数である。MAC 法に従い(2)式の両辺の発散をとることで次式を得る。

$$\nabla^2 p = -\nabla(\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} + R \quad (3)$$

ここで $R = -\partial D / \partial t + 1/Re \nabla^2 D$, $D = \nabla \cdot \mathbf{v}$ 。(3)式中の R は(1)式から恒等的に 0 であるが、数値計算上の誤差蓄積を避けるための補正項として $-\partial D / \partial t$ を残す。(2)式と(3)式を連立して解くことで速度と圧力が求まる。車体に働く抵抗や揚力は車体表面の圧力分布を積分することで求める。

3.2 数値解法

本論文では(2), (3)式を差分法で解く。しかしデカルト座標系のまま差分化したのでは車体形状を正確に扱えないし車体や地面上に発達する境界層を十分解像できない。そこで一般座標系 (Generalized Coordinate System) で(2), (3)式を記述したのちに差分化する方法をとる。即ち物理空間 (x, y) から物体に沿う座標 ξ と物体から離れてゆく座標 η で表わされる計算空間 (ξ, η) への写像を考える。

$$x = x(\xi, \eta), \quad y = y(\xi, \eta) \quad (4)$$

このとき物理空間での微分は連鎖則を用いて次式で変換される。 $\partial f / \partial x = f_x$, $\partial^2 f / \partial x^2 = f_{xx}$ などと表すと

$$f_x = (y_\eta f_\xi - y_\xi f_\eta) / J \quad (5)$$

$$f_y = (x_\xi f_\eta - x_\eta f_\xi) / J \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \nabla^2 f = & (\alpha f_{\xi\xi} - 2\beta f_{\xi\eta} + \gamma f_{\eta\eta}) / J^2 \\ & + [(\alpha x_{\xi\xi} - 2\beta x_{\xi\eta} + \gamma x_{\eta\eta})(y_\xi f_\eta - y_\eta f_\xi) \\ & + (\alpha y_{\xi\xi} - 2\beta y_{\xi\eta} + \gamma y_{\eta\eta})(x_\eta f_\xi - x_\xi f_\eta)] / J^3 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{ここで } \alpha &= x_\eta^2 + y_\eta^2, \quad \beta = x_\xi x_\eta + y_\xi y_\eta, \\ \gamma &= x_\xi^2 + y_\xi^2, \quad J = x_\xi y_\eta - x_\eta y_\xi. \end{aligned}$$

図 1 はここで取り扱った車体形状 (新型 RX-7) である。図 2 は一般座標系の概念を用いて生成した差分格子を示す。車高は $h/H = 0.16$ とした。車体後部の伴流を精度よく計算するために差分格子を十分な数だけその領域へ集めることも容易に実現できた。しかも計算空間は ξ 方向へ 521 本 η

方向へ 50 本の座標線を等間隔にもつ矩形領域となっているので計算を規則正しく行える。このようにするとスーパーコンピュータのベクトル演算機能を活用できて計算の高速化がはかれる。

(5), (6), (7)式を用いて変換されたあとの(2)式で時間方向差分化には一次の陰的オイラー法を用いた。空間微分項は対流項を除いて二次の中心差分を使った。対流項は次式で表わされる三次の風上差分を使用した。例えば fu_ξ は次式となる⁽³⁾。

$$\begin{aligned} fu_\xi = & f_i(u_{i-2} - 8u_{i-1} + 8u_{i+1} - u_{i+2}) / 12\Delta\xi \\ & + |f_i| (u_{i-2} - 4u_{i-1} + 6u_i - 4u_{i+1} + u_{i+2}) / 4\Delta\xi \end{aligned} \quad (8)$$

この式は fu_ξ に 4 階微分項に比例する数値粘性 $1/4 |f| (\Delta\xi)^3 U_{\xi\xi\xi\xi}$ を付加したのと等価である。この数値粘性の性質は、Burgers 方程式での研究による高波数成分の増幅を抑える作用の確認⁽⁸⁾ や一様等方乱流の減衰のシミュレーションから LES でのフィルタ操作と等価なこと⁽⁹⁾ など、定量的に検討されつつある。この数値粘性は乱流場の計算に影響を与えない大きさに設定される。この方法によって従来困難とされていた高レイノルズ数流れが安定に計算できるようになってきた⁽⁴⁾⁽⁵⁾。これらの差分化で得られた差分方程式は SOR 法で解いた。

3.3 境界条件と初期条件

境界条件は図 2 に示した通りである。本論文では地面を固定した場合 (風洞実験に相当) 及び一様流と同じ速度で移動させた場合 (実走行状態に相当) の二通りの計算をしたが、各々に応じて地面上 x 方向速度 u を 0 あるいは 1 に設定した。

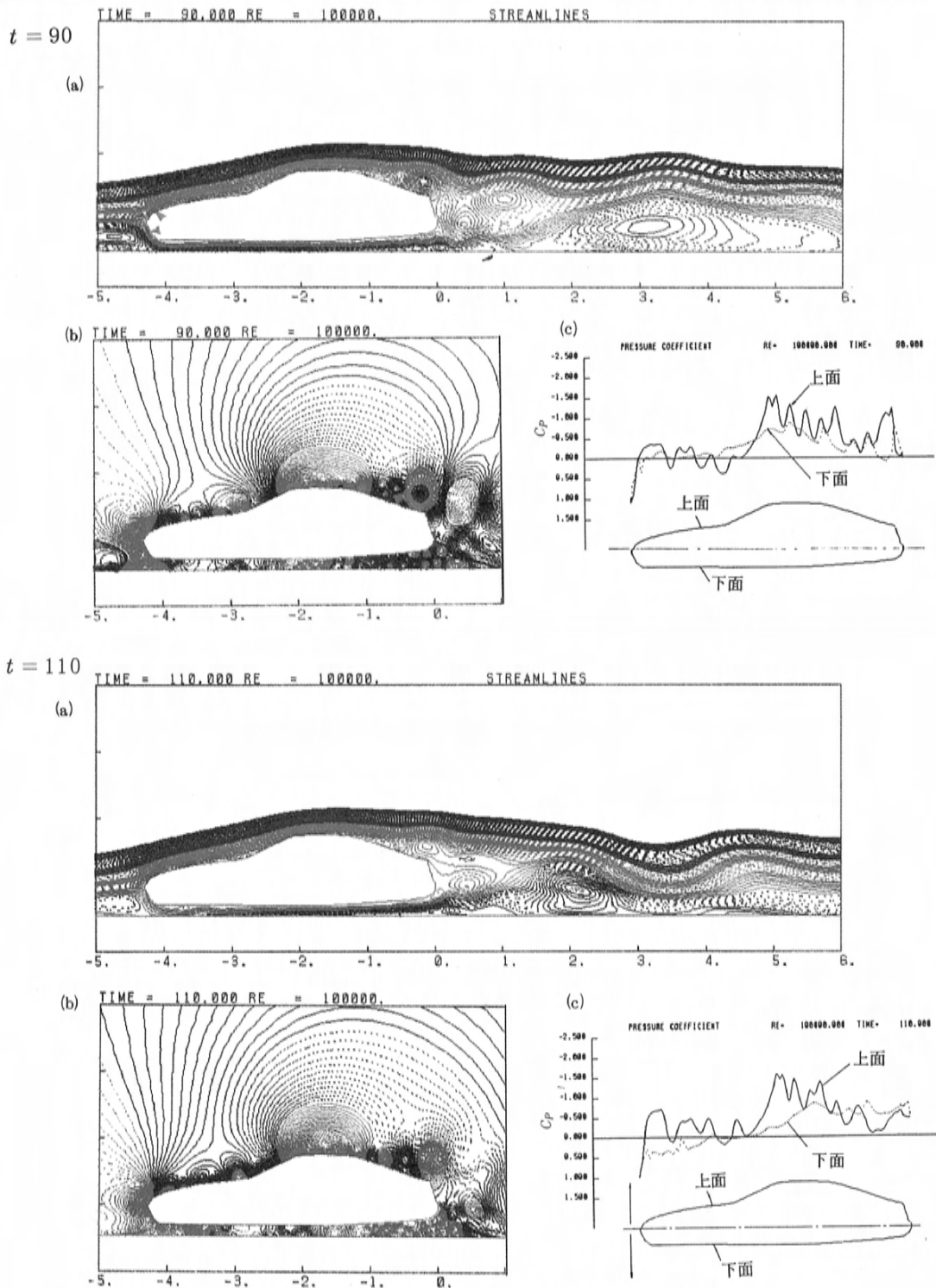
初期条件は時刻 $t = 0$ で流体領域のいたるところで $u = 1$, $v = 0$, $p = 0$ とおいた。

4. 計算結果

初めから三次元流を解くのは難しいので、まず二次元のとみなされる車体中央断面内の流れの二次元計算を実施した。

4.1 二次元非定常流特性

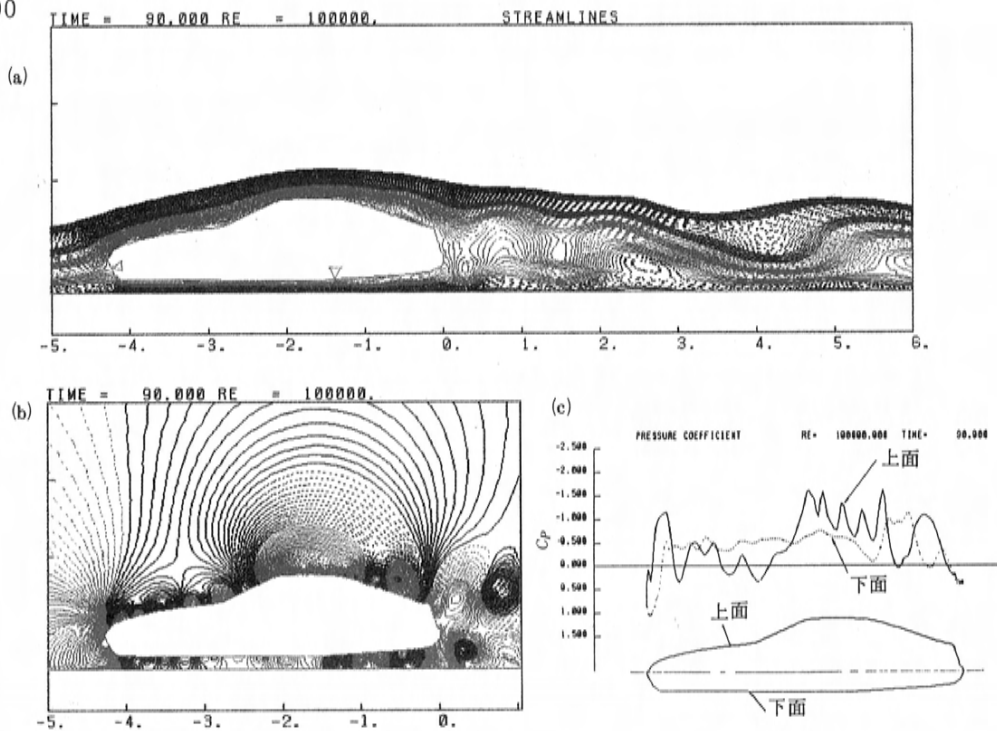
$Re = 10^5$ の流れを計算した。時間方向の差分間隔 Δt は 0.005 とした。図 3 は、地面を固定した場合 (以下 F の場合と略す) に、計算開始から時刻 t が 90 及び 110 と十分時間の経ったときの瞬



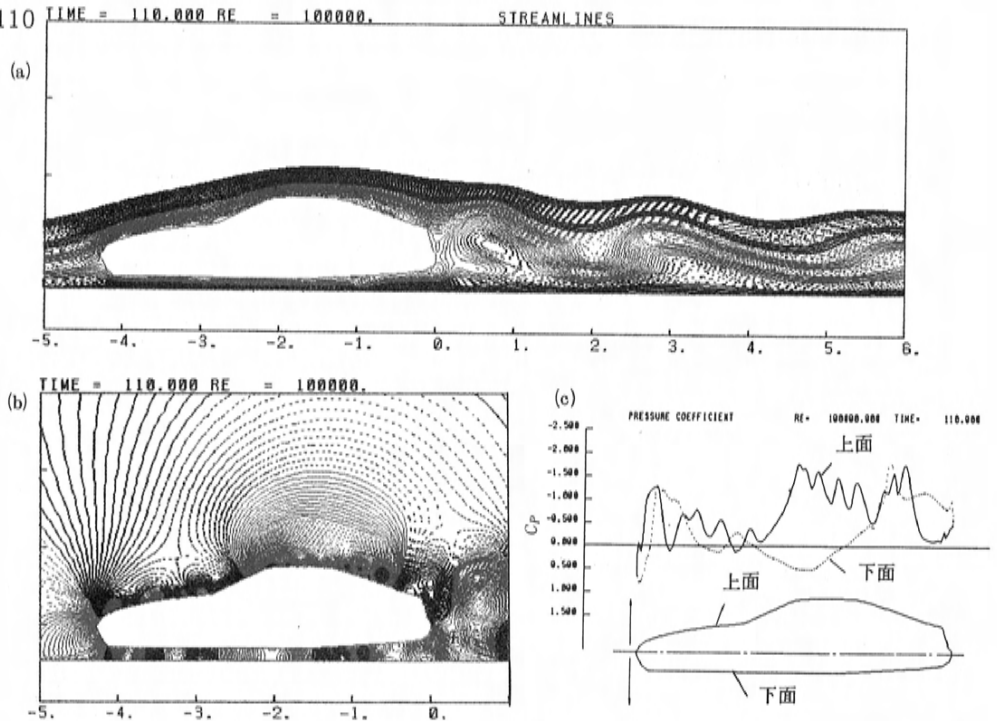
(a)瞬間流線図, (b)圧力等値線図, (c)車体表面圧力分布図

図3 地面が固定されている場合(F)の結果

$t = 90$



$t = 110$



(a)瞬間流線図, (b)圧力等値線図, (c)車体表面圧力分布図

図 4 地面が移動する場合(M)の結果

間流線図, 圧力分布の等値線図, 及び車体表面の C_p 分布を示す。車体の各部に発生する細かな渦や後部のはく離流がとらえられている。図4は地面を移動させた場合(以下Mの場合と略す。)の結果である。

流れの全体の様子を理解するにはこのような静止画の時系列を眺めていてもなかなか難しい。そこで本研究では $10\Delta t$ ごとに450枚の瞬間流線図をコマ撮りし揚力 C_L の変化分にして約3周期分のアニメーションを製作したところ, かなりよく流れの現象がつかむことができた。

即ちFの場合, 図3に観察されるように車体前方に大きな逆流渦が発生し時々刻々とその形を変える。この逆流渦は地面に発達する境界層流が車体に近づくにつれ逆圧力勾配によってはく離した結果と考えられる。この逆流渦の動きにともなって車体ノーズ部のよどみ点が上下に周期的に動く(図3▼の範囲)。一方Mの場合には, そのような逆流渦の発生はなくよどみ点位置も動かない(図4マの位置)。

このノーズ部の流れのパターンの差は両者における車体フード部からの渦発生仕方にかかなり差異をもたらす。Fの場合, フードの中央部からようやく目視できるほどの大きさの渦となつてのち車体表面に沿って動く。Mの場合, よどみ点が下方にあるためノーズ上方で流れがはく離しフードの先端に比較的大きなしかも定在的な渦をつくることがわかった。

F, M両方ともこのフードで発生した渦は車体表面に沿って動くにつれいったん大きな渦に成長しようとするが, フロントウィンド面に近づくにつれ再び小さくなる。それが更に流下するとルーフ先端のところで再び大きくなり, ついにはルーフ後端のところで大きな渦となつて車体表面からはく離し伴流を形づくる。この車体後部の伴流の大きさはMの方がFに比べ小さくなり, 地面のほうへ引き寄せられることもわかった。

また車体床面の流れの様子もかなり差があることがわかった。即ちFの場合さほど明瞭ではなかったはく離がMの場合(図4のマ位置)にははっきり観察され連続的な渦放出が観察された。

次に C_D , C_L について調べた。図5は C_D , C_L の時間的変化を示す。車体表面からの渦放出にと

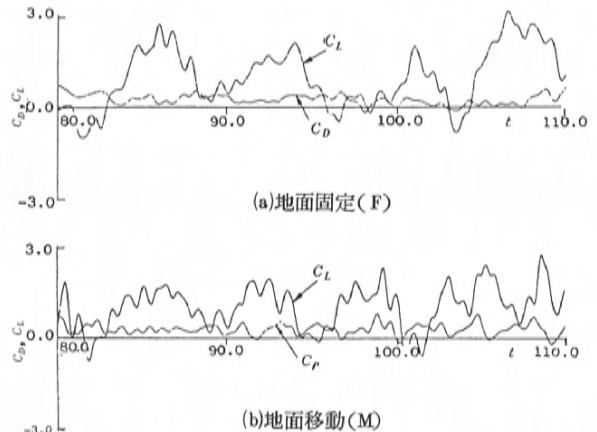


図5 C_D , C_L の時間的変化

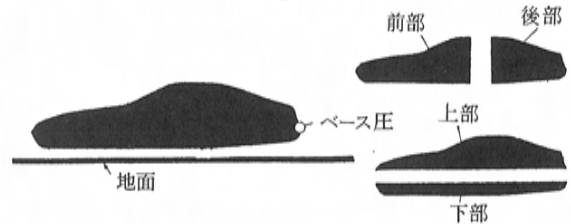


図6 車体の分割とベース圧位置

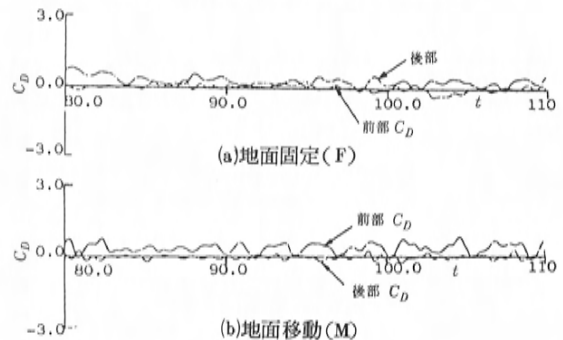


図7 C_D の分解

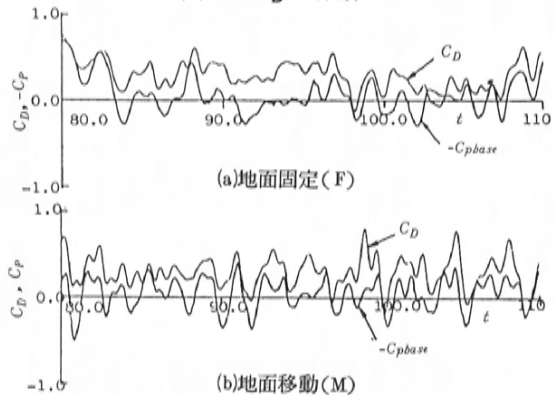
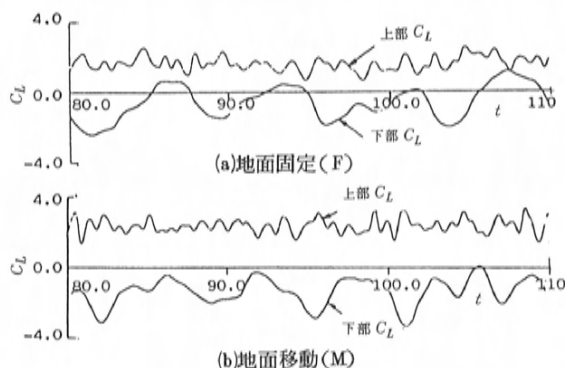


図8 C_D とベース圧の相関

図9 C_L の分解

もない C_D , C_L が非定常波形を示している。M の場合, C_L の高周波成分が増加しているのがわかる。

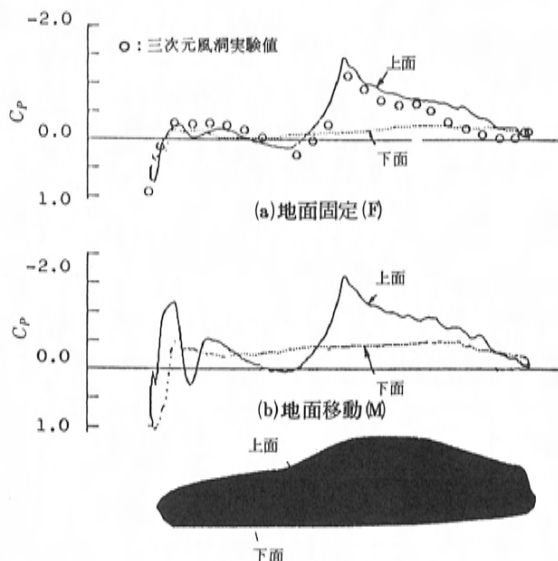
詳細に C_D , C_L の変化を調べるために図6のように車体を分割した。図7は C_D を車体前半部と後半部に働く成分に分解した結果を示す。後半部の寄与度が高いことが容易にわかる。図8に C_D とベース圧(図6参照)を重ねてプロットしたがかなり相関がある。したがって C_D 低減には後部流を改善しベース圧を小さくすることが重要であるといえる。

図9は C_L を車体上半部と下半部に分解した結果である。上半部は高周波成分をもつこと、下半部は低周波をもつことがわかる。図5の C_L に見られる大きな振幅は下半部の寄与であることがわかった。上半部の高周波は車体上面に沿う細かな渦の移動によるものと思われる。

車体形状の最適化を実施する際にここで示した車体各部からの寄与率の解析法は有効となろう。

4.2 二次元時間平均流特性

通常風洞実験では煙やタフトによる流れの可視化を行い長時間露出での写真撮影記録がなされたり C_D , C_L の時間平均値が取り扱いの対象となる。そこで時刻 $t=80$ から 110 までの区間で計算した結果を算術平均した C_p を図10に示す。FとMを比較すると特にノーズ部からフードにかけての圧力分布にかなり差がみられる。これは4.1節で述べたよみ点位置の差とそれによるフード部での渦のつき方の違いによって容易に説明がつく。二次元計算の限界を知るために図1に示した量産車

図10 時間平均 C_p 分布

の風洞実験値と比較したが二次元計算でも比較的良好な予測が可能であることがわかる。車体後部では三次元性が強いことから差が大きくなっている。

C_D , C_L の時間平均値はFで $C_D=0.301$, $C_L=1.05$, Mで $C_D=0.305$, $C_L=1.06$ であった。Fの場合を三次元風洞実験値と比較したが本計算結果が高めに出ることがわかった。これに関しては断面形状が同じ二次元と三次元実験値どうしの比較でも同じ結果がよく知られており⁽¹⁰⁾, 二次元として流れを取り扱うことの限界を示しているといえる。

4.3 三次元流への拡張

前述のことから本計算法は車体まわりに発生する非定常流を計算できるが, C_D , C_L の予測には三次元計算が必須であることがわかった。

3章で述べた計算法を三次元へ拡張することは原理的には容易であり, 円錐やラグビーボールのような単純な形について既に計算例がある⁽⁵⁾⁽¹¹⁾。しかしながら車体のように複雑な形状の場合, 差分格子の生成に長時間かかるし実際の計算にあたってもかなりの記憶容量と計算時間を要する。しかし現在のスーパーコンピュータの能力をフルに活用して徐々にではあるが三次元計算が可能となりつつある。図11は図1の量産車形状に近いモデルを本計算法で解いた例で $Re=10^3$ での圧力分

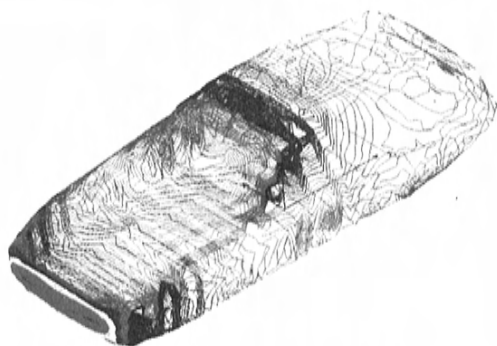


図11 車体表面圧力分布

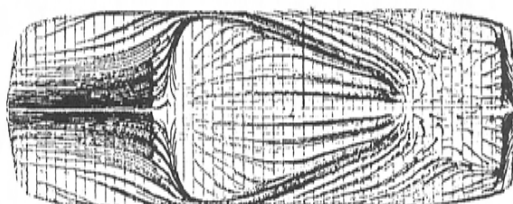


図12 車体表面流線

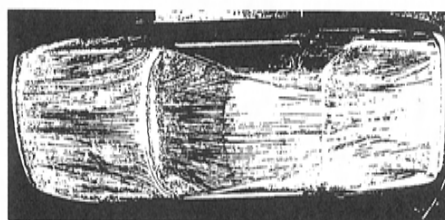


図13 油膜法による可視化(風洞実験)

布の計算結果である。このような圧力分布を開発初期段階に求めることで、スタイルを決めると同時に大まかなエンジン冷却風取入口の設定、ベンチレーションのためのエアインレット・アウトレット位置の設定あるいはサイドウィンドウの吸出力評価といったことができるようになる。

図12は車体表面に沿う流線を計算した結果である。図13に示した1/5モデルでの風洞実験値(油膜法)とよく似ているのがわかる。

現在、 Re を増加させて C_D , C_L の予測計算を実行中である。

5. まとめ

本論文では三次精度風上差分法を車体まわりの流れ解析に適用することによって以下の結論を得た。

(1)一般座標で記述したナビエ・ストークス方程式の対流項に三次精度風上差分法を使うことで、車体形状を忠実に取り扱え車に特有のはく離現象を詳細に計算することができた。

(2)地面を固定させた場合と移動させた場合とでかなり流れのパターンに差があることがわかった。

(3)車体を前・後部および上・下部二通りに分割し、 C_D , C_L への各部の寄与率を明らかにした。

(4)本質的に非定常である車体まわりの流れの全体像を理解するにはアニメーションが有効である。

ここでの計算はすべて(株)計算流体力学研究所 FACOM VP-200で実施した。二次元計算は1ケースあたりCPU時間が1～2時間で十分実用的といえる。

三次元計算は現在進行中でCFDに近い将来実車風洞を補完する空力開発ツールになるものと期待できる。

最後に本研究を行うにあたり終始御指導いただきました宇宙科学研究所桑原助教授、白山博士、太田博士、またアニメーション製作に協力いただいた富士通(株)深尾、西野両氏に感謝いたします。

参考文献

- 1) Kobayashi, T. et al.: Introduction of Newly Constructed Wind Tunnel, Mazda Technical Review, No. 2 (1984), p. 162.
- 2) 例えば河野：航空機開発における計算空気力学，航空機計算空気力学シンポジウム論文集，SP-1 (1983)，p. 91.
- 3) Kawamura, T. and Kuwahara, K.: Computation of High Reynolds number Flow around a Circular Cylinder with Surface Roughness, AIAA-85-1617 (1985).
- 4) Kuwahara, K.: Development of High-Reynolds-number-Flow Computation, Proc. of the First Noveyama Workshop, Springer-Verlag (1985).
- 5) Himeno, R. et al.: Computational Study of Three-Dimensional Wake Structure, ibid.

- 6) Hashiguchi, M. et al.: Computational Study of Aerodynamic Behavior of a Car Configuration, AIAA-87-1386 (1987).
- 7) Hashiguchi, M. et al.: Numerical Study of Aerodynamic Behavior of a Car Configuration, Proc. of IMACS/IFAC International Symposium (1987), p. 207.
- 8) 松下ら：三次精度上流差分法を用いた粘性流の数値計算法について，日本機械学会論文集，Vol. 52, No. 480 (1986)，p. 2810.
- 9) 宮内ら：三次精度風上差分法による一様等方性乱流の数値解析，日本機械学会論文集，Vol. 53, No. 486 (1987)，p. 388.
- 10) 例えば高野：流体力学 I (基礎工学16)，(岩波書店・東京)
- 11) Shirayama, S. and Kuwahara, K.: Patterns of Three-Dimensional Boundary Layer Separation, AIAA-87-0461 (1987).

■著 者■



橋口真宜



吉本 勝

論文・報告

15

CADによるワイヤハーネス設計

Wiring Harness Designing by CAD

平田 隆 教^{*1} 原 孝 則^{*2}
Takanori Hirata Takanori Hara中村 和 彦^{*3} 脇田 敏 文^{*4}
Kazuhiko Nakamura Toshifumi Wakida

要 旨

Abstract

本論文ではワイヤハーネスの設計の効率化と品質向上を目的として開発されたハーネス設計の支援システムの概要について述べる。

自動車に搭載される電子制御機器の急増によりハーネスは回路の増加と複雑化の一途を辿っており、品質と信頼性を確保するために非常に多くの設計工数が必要となっている。

したがって本システムは以下の支援をするものとした。

- 回路図やハーネス図の作図
- 回路図やハーネス図の自動チェック
- ハーネス構成部品（電線・コネクタなど）の自動集計
- 電子制御機器の配置やハーネス経路の最適化（取返し設計）

現在、本システムは新車開発から適用され図面作成の効率化と図面品質の向上に貢献しつつある。

This paper describes a harness design supporting system developed to upgrade the efficiency and quality of harness designing.

With the rapid proliferation of automotive electronic control devices, wiring circuit is growing in its applications and complexity. Thus, assuring the quality and reliability of harnesses demands enormous design manpower. Taking this into account, we developed a system to assist design activities including:

- Preparation of circuit diagrams and harness drawings
- Automatic check of those data
- Automatic tabulation of harness components (wires, connectors, etc.)
- Optimization of electronic control devices layout and harness routing

This system, now operating in our development process, has been contributing greatly to increased drafting productivity and quality.

1. はじめに

近年カーエレクトロニクスの進展により自動車への電子制御機器の搭載は急増しており、ハーネス（ワイヤハーネスの略）は回路の増加と複雑化の一途を辿っている。

またスペースユーティリティの追求によるレイアウト上の制約から、車全体に及ぶ電装品と多岐にわたり結ばれているハーネスはその経路確保も困難を極めている。

このような状況下でハーネスの品質や信頼性を確保するためには回路設計からハーネス図作成に至るまでの設計段階で極めて多くの工数が必要であり、設計効率を高めるためにハーネス設計の支援システムを開発した。

本論文ではこのシステムの概要を述べるとともにハーネス設計の概要についても述べる。

また本システムが新車開発に適用され設計業務の効率化と設計品質の向上に貢献している事例についても述べる。

2. ハーネス設計の概要

ハーネスは車両全体にくまなく配置された電装品をコネクタを介して結ぶ電線の束（図1）であり、かつ膨大な数の構成部品（電線・コネクタなど）の殆んど全てが規格化された標準品となっている大アッシー部品（図2）である。

したがって機能・性能を決める回路設計とレイアウトを決める経路設計以降のハーネス設計業務は、これら構成部品を用いて各種電装品を電氣的

*1, *2, *3, *4 エレクトロニクス推進部

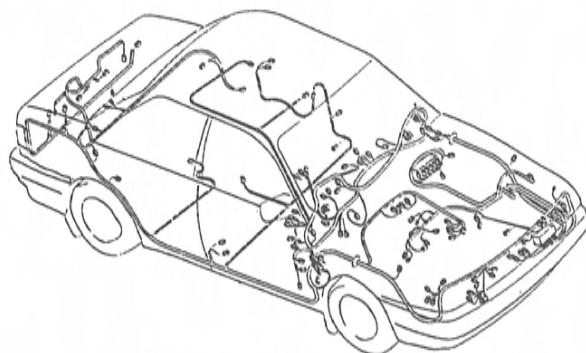


図1 自動車のハーネス配索例

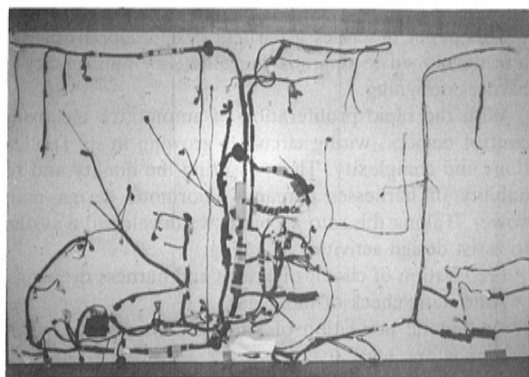


図2 ハーネスの実例

(回路的)に、かつ物理的(経路的)に確実につなぐという極めて多くの回路情報処理と経路検証の業務が大半となり、図3に示すような4つの業務に大別される。

以下にその設計のプロセスと現状を述べる。

2.1 ハーネスの設計プロセス

(1) 回路設計

個々の電装品を電氣的につなぎ機能別にまとめた回路図(以下、個別回路図という)を作成し、これらを車全体として統合したシーケンス図とする。この際に各電装品の負荷電流などの集計も行い、電源回路(電源体系・ヒューズ容量など)の検討も行う。

(2) 経路設計

各電装品までのハーネス経路の検討とハーネス付属部品(ジョイントボックス・リレーボックスなど)の取付検討を行う。

(3) ハーネス仕様検討

電装品の配置、ハーネスの経路及びハーネスの

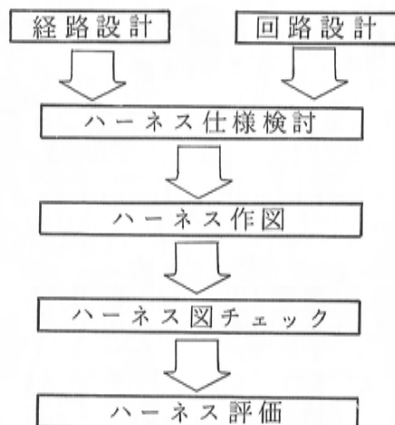


図3 ハーネス設計のプロセス

分割などの最適化検討を基本経路図上でを行い、その結果を実体配線図として作成する。

(4) ハーネス図作成

経路図からの寸法情報、シーケンス図からの回路情報及び個々の電装品図面からの端子配列情報を基に前記標準品の略画や記号を用いてハーネス図を作成し、ハーネス製造情報を付加する。

(5) ハーネス図チェック

前記の寸法・回路・端子配列などの情報が正確にハーネス図に折り込めたかの確認をハーネス図と各々の図面との比較チェックで行う。

また設計・製造基準のチェックも併せて行う。

(6) ハーネス評価

ハーネス図から構成部品の集計やコスト・重量の算出をし信頼性・生産性等の設計評価を行う。

2.2 ハーネス設計の現状

①電装品及び回路数の増加により個別回路図の作成はもとよりシーケンス図の作成や電源回路の検討は複雑を極めている。

②回路数の増加によりハーネス径が肥大化して経路確保が一段と困難になり、経路検証(電装品の最適配置やハーネスの最短経路の確保など)に非常に多くの工数が必要となっている。

③回路数の増加と経路確保のための外装部品(クリップ・プロテクタなど)の増加によりハーネス図面は極めて複雑になっている。また電装品仕様の多様化により回路や経路の組合せ(ハーネス図面枚数)も著しく増加している。

④ハーネス図作成では各種電装品を一堂に集めるためその間違いや矛盾も集積することとなり、

ハーネス図でこれらミスの排除を含めた電気系システム全体の品質を確保するためには図面検証に膨大な工数が必要となっている。

⑤ハーネス経路は車全体に及ぶ他部品との関連で変更を行うことが多い。更に回路や電装品の変更は全てハーネス図面の変更につながるため図面修正も極めて多くなっている。

3. システムの概要

当社では既に GNC（当社で開発された専用 3 次元 CAD/CAM）システムが実用化され、また一部図面作成用として CADAM（CADAM 社製汎用 2 次元 CAD システム）も実用化されている。したがってハーネスの設計でも

①経路設計段階では他部門の部品情報の参照や3次元経路図の作成にGNCの豊富な機能を用いている。

②個別回路図やハーネス図などの図面作成では CADAM の作図機能を用いている。

しかし前記現状に対応するには領域、機能ともに不十分であり本システムの開発に至った。

したがって本システムはこれらとインタフェースを持ちつつハーネス設計専用として以下の狙いで開発したものである。

3.1 システムの狙い

回路設計からハーネス評価に至るまでのハーネス設計の全プロセスに適用できるものとし

- ①図面作成（修正）工数の削減
- ②図面検証工数の削減と図面品質の向上
- ③経路検証工数の削減と検証精度の向上
- ④各種集計工数の削減と精度向上

を主な狙いとしたが、後工程（製造メーカ）のCAMへのダイレクトな磁気テープでの情報提供による納期短縮と製造品質の向上にも期待した。

3.2 システムの特徴

①回路、経路及び電装品などの単独の設計変更にも対応できるように設計業務に合わせてシステムを分割した(図4)。

②システムへの入力操作（作成・修正など）は全てディスプレイとの対話形式でできるようにした。また類似設計や繰り返し検討が多いことを考慮して既存データの流用機能も充実した。

③設計者の思考過程を重視し、システムへの入出力は図面データベース（以下、DB という）で行い、その出力は図面として自動作成した。

④回路情報（結線リスト）は回路設計から生産までの一貫性を考慮してシステム内で統一し、業務間の自動入出力ができるようにした。

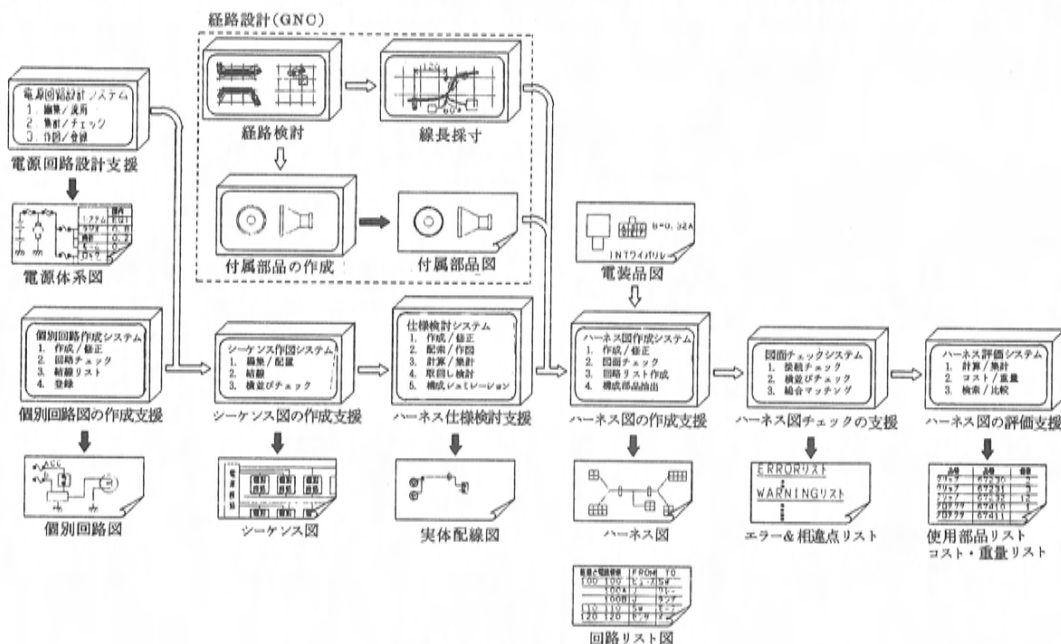


図 4 システムの概要

⑤回路図やハーネス図などで頻繁に使用される図形や名称は全て標準シンボルとしマスタ DB で登録・管理できるようにした。

⑥DB (図面, 回路など) は設計者の管理単位に合わせて全て品番 (図番) で管理できるようにした。

4. システムの機能

4.1 個別回路図作成の支援機能

作成・修正の基本的な機能以外に以下の機能がある。

(1) 回路チェック機能

回路図上の結線ミスや電装品名称・端子機能名称などのミスをチェックする。

(2) 結線のリスト展開機能

回路図から自動的に結線リストを作成する。

(3) 登録機能

回路図 (図 5) の図面 DB への登録, 及び結線リスト (図 6) の回路 DB への登録を行う。

4.2 シーケンス図作成の支援機能

(1) 編集・配置機能

シーケンス図の作成に必要な個別回路図は, 登録済みの回路図の名称を図 7 に示すような画面で選択し編集することにより, シーケンス図のフォーマットに自動配置する。またシーケンス図全体としての回路や電装品の整合性 (ダブリ・欠落など) のチェックも行う。

(2) 自動結線機能

個々の回路図間は勿論, 電源回路やアース回路とも自動的に結線し図 8 に示すようなシーケンス図として図面 DB に自動登録する。

(3) 結線のリスト展開機能

シーケンス図としての結線リストを自動的に作成し回路 DB に登録する。

(4) 横並びチェックの機能

異なる個別回路の選択により自動作成されるシーケンス図の差異比較を行い, 回路・電装品・端子機能などの仕様差のチェックを行う。

4.3 電源回路設計の支援機能

(1) 編集・流用機能

ディスプレイとの対話形式で電装品の電流値の設定やその結合先のヒューズ名称の指定及び

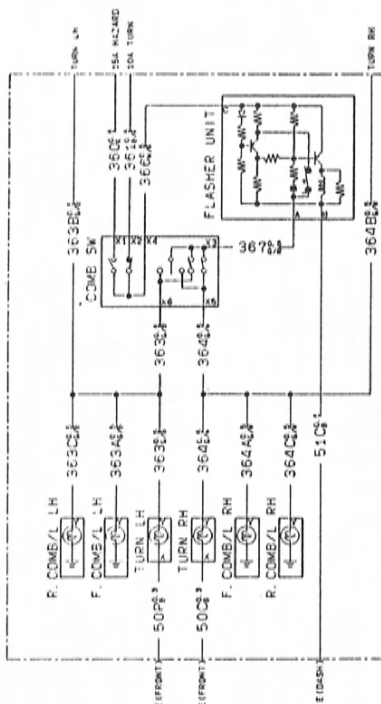


図 5 登録された個別回路図の一例

NO	WIRE NO	WIRE DIA	WIRE TYPE	WIRE COLOR	CONNECTED TO	TERM	CONNECTED TO	TERM
1	50C	50C	0.3	AVS	B	TURN RH	X	E(FRONT)
2	50P	50P	0.3	AVS	B	TURN LH	X	E(FRONT)
3	51C	51C	0.3	AVS	B	R/B	X3	E(DASH)
4	360	360	0.5	AVS	R	COMB SW	X1	15A HAZARD
5	361	361	0.5	AVS	B/R	COMB SW	X2	LOA TURN
6	363	363	0.5	AVS	G/B	COMB SW	X6	TURN LH
7	363A	0.5	AVS	G/B	BRANCH FROM 363			F.COMB/L LH
8	363B	0.5	AVS	G/B	BRANCH FROM 363			TURN LH
9	363C	0.5	AVS	G/B	BRANCH FROM 363			R.COMB/L LH
10	364	364	0.5	AVS	G/W	COMB SW	X5	TURN RH
11	364A	0.5	AVS	G/W	BRANCH FROM 364			F.COMB/L RH
12	364B	0.5	AVS	G/W	BRANCH FROM 364			TURN RH
13	364C	0.5	AVS	G/W	BRANCH FROM 364			R.COMB/L RH
14	366	366	0.5	AVS	W/R	COMB SW	X4	R/B
15	367	367	0.5	AVS	G/R	COMB SW	X3	R/B

図 6 個別回路の結線リストの一例

C	コネクタ	カイル	メソッド	サブグループ (LOGICAL)
XXXADR	A/C1	, 0000	A/C	
XXXADR	ENGIN1	, 0000	ENGINE	
XXXADR	HN&ST1	, 0000	HN/STP	
XXXADR	HN&ST2	, 0000	HN/STP	
XXXADR	POWER1	, 0000	POWER	
XXXADR	POWER3	, 0000	POWER	
XXXADR	TL&IL1	, 0000	TAIL	
XXXADR	TWS1	, 0000	OTHER	
XXXADR	TWS2	, 0000	OTHER	
XXECE	A/C1	, 0000	A/C	
XXECE	A/C3	, 0000	A/C	
XXECE	A/C4	, 0000	A/C	

図 7 個別回路図の選択画面の一例

ヒューズ容量の設定を行う。

また既存データの流用もできる。

(2) 集計・チェック機能

ヒューズ別に電流値を自動集計しヒューズの負荷配分の適正度のチェックを行う (図9)。

(3) 作図・登録機能

図10に示すような電源体系図を自動的に作成し図面 DB に登録する。

4.4 ハーネス仕様検討の支援機能

(1) 作成・入力機能

ディスプレイとの対話形式での基本的な機能は

①ハーネス経路の作成や修正及び長さ (実寸) の入力

②ハーネスの分割位置及び部位の入力

③電装品の位置入力

であるが、これら以外にも以下の機能がある。

④既存経路データが検索・流用できる。

⑤回路データはシーケンス図の結線リスト (回路 DB) から自動入力できる。

⑥位置指定の必要な電装品はその名称を回路データから自動抽出しその形状も自動的に作成する。

(2) 配索・作図機能

入力された経路・回路・電装品位置を基に電装品間が最短・最小分割となる配索パスが自動決定され、実体配線図として自動的に作成され (図11) 図面 DB に登録される。またこの実体配線図に対し回路毎のパスの変更やジョイント (分岐) 位置の変更が対話形式でできる。

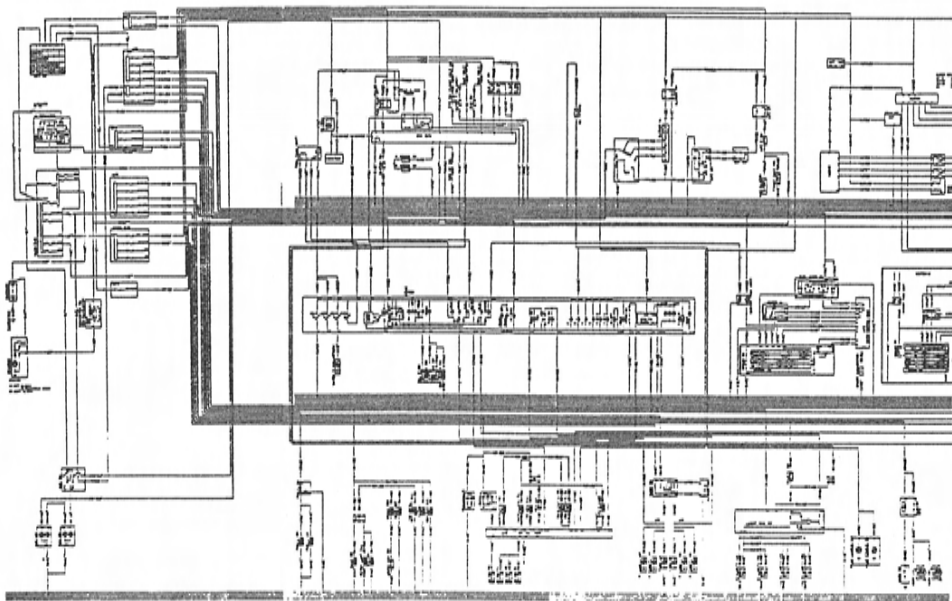


図8 自動結線されたシーケンス図の一例

FUSE 名	30V (A)	タイプ	アンペア レンジ (A)	電圧 (V)	ワット ワット	チェック
A/C	10.00		3.80	3.80	1	0
ABS	10.00		17.70	17.70	4	0
COOLING FAN	20.00		9.70	9.70	2	0
DEFOG	20.00		12.50	12.50	1	0
DOOR LOCK	30.00		21.00	21.00	2	1
ENGINE	15.00		10.20	10.20	6	0
FOG	15.00		9.22	9.22	3	1
H/L CLEANER	20.00		0.00	15.00	1	0
HORN	15.00		0.00	7.00	2	0
METER	10.00		9.30	9.30	32	1
POWER WINDOW	30.00		0.00	48.00	2	0
R.VIPER	15.00		0.00	0.00	3	3
RADIO	10.00		14.90	15.10	6	1
ROOM	10.00		10.74	11.54	15	3
SLIDING ROOF	10.00		0.00	6.00	1	0

P1081 ENTER キー リンクジョイント ワットワット ヒューズ リスト

図9 ヒューズ容量確認リストの一例

化 (ジョイントボックス化) の検討

②電装品の集約化によるシステムインテグレーションの検討

③電装品位置の最適化検討 (図13)

などもできる。

(5) 構成シミュレーションの機能

前記の配索結果をハーネス構成として指定される複数のハーネス図に展開するに際しては

①電装仕様の違い (回路の有無など) によるハーネス図別の回路本数の算出

②共通化した場合の付け捨てコストの算出ができる。

4.5 ハーネス図作成の支援機能

作成・修正の基本的な機能以外に以下の機能もある。

(1) 登録・編集機能

コネクタや外装部品などの標準品は全てその名称や略画を標準シンボルとしてマスタ DB に登録し (図14, 図15), 図面作成の際にはこの標準シンボルを選択指示することによりハーネス図面 (図16) 上に配置できる。

00000070 00000071				*** HARNESS DIAMETER ***			
POWER							
1	1	5	AVS	B	KEY SW		
2	2A	3	AVX	L	MAIN F/B		
					BRANCH FROM	2	
5	5A	3	AVS	B/Y	IG COIL		
					BRANCH FROM	5	
6	6	3	AVS	B/R	F/B CARB CONT. BOX		
					STARTER		
7	7	1.25	AVS	R	INHIBITOR SW		
					COMB SW		
8	8	1.25	AVS	W/R	MAIN F/B		
					J/B		
20	20	0.5	AVS	W/B	ALTERNATOR		
SAC	50G	1.25	AVS	B			
A/C	50U	50U	1.25	AVS	B		
711	711	1.25	AVS	Y	COOLING FAN M. E (FRONT)		
713	713	0.5	AVS	B/G	COOLING FAN RY		
					COOLING FAN M.		
					WATER T. SW (FAN)		
					COOLING FAN RY		
	TYPE		DIR		COT		
	AVS		5		1		
	AVX		3		1		
	AVS		3		2		
	AVS		1.25		7		
	AVS		0.5		26		
	AVS		2		2		
	AVS		0.3		13		
	S05		0.5		2		
				PHI =	0.26	MM	

図12 ハーネス径計算の一例

(2) 図面チェック機能

図面の記入ミス (ダブリ・欠落など) のチェックや製図基準・設計基準との整合性のチェックを行う。

(3) 結線のリスト展開機能

ハーネス図から自動的に結線リストを作成し回路リスト図 (図17) として図面 DB に登録する。

(4) 構成部品のリスト展開機能

ハーネス図から構成部品 (電線・外装部品・コネクタなど) を自動的に抽出しハーネス DB に登録する。

4.6 ハーネス図チェックの支援機能

(1) ハーネス図の接続チェック機能

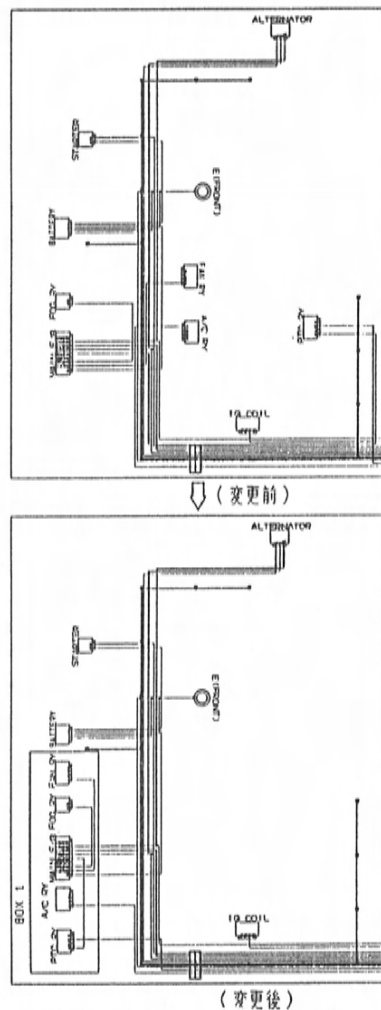


図13 最適化検討画面の一例

標準シンボルや製図標準などの一括管理を行うためにマスタDBを設け、このDBに登録することにより全てのDBに展開できるようにした(図19)。

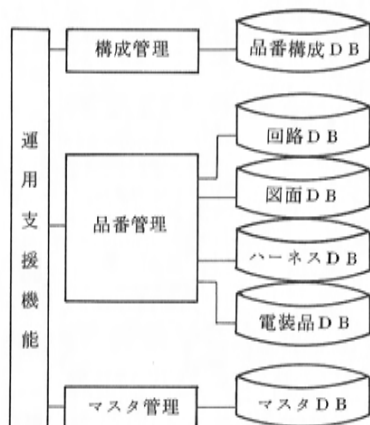


図19 運用支援機能

5. システムの効果

①標準シンボルの利用や回路リスト図の自動派生によりハーネス図の作図作業の生産性は約3倍となった。またシーケンス図は全て自動作成となり個別回路図の登録を含めて5倍以上の生産性となった。

②標準シンボルを用いることから誤字や図形の書き間違いなどのミスがなくなり図面品質が均一化した。

③自動チェックにより検証工数が半減するとともに、記入ミス（ダブリ・欠落など）や図面間のアンマッチの発見が容易となり図面品質は著しく向上した。

④従来人手では極めて困難であった経路検証が迅速かつ容易に行なえるとともに、若年設計者でもベテラン設計者と同様に精度よく行えるようになった。

⑤図面の自動作成や自動チェックは設計期間の短縮につながり、またハーネスメーカーのCAMへのダイレクトな情報提供は製造期間の短縮につながりつつある。

また本システムの開発と並行して図面（書き方、スペックなど）の標準化が進み、更に電気系シス

テム全体の品質が図面の段階ではほぼ確保できるようになったことも大きい。

6. おわりに

今回のシステム化で図面作成及び図面検証など個々の改善は狙い通り完了し実務での成果も得られつつある。また本システムの実務への適用にともしないその運用上で必要な設計情報の統一や基準・手順の整備も着々と進んでいる。

したがって今後はこれら設計情報の作成や授受など設計過程の見直しによる総合的な改善（設計の合理化）に取り組み、ハーネス設計のプロセス全体としての改革へと進めたい。

更に本システムで確立した図面DBを用いて

①現行車種の分析や新しい車種開発の構想立案などの事前検討

②回路解析・性能シミュレーションなどのシステム化も図りたい。またGNCによる経路設計を充実させ、本システムへの経路や電装品位置などの自動入力に結び付けたい。

最後に臨み本システムの開発に多大な御協力をいただいた矢崎グループの皆様方をはじめ社内関連部門の各位に感謝の意を表する次第である。

■著 者■



平田隆教



原孝則



中村和彦



脇田敏文

論文・報告

16

構造最適化システム SIOS の開発
Development of Structural Optimization System, SIOS杉原 毅^{*1}
Tsuyoshi Sugihara猪田 克美^{*2}
Katsumi Inoda

要 旨

Abstract

より有用な設計情報を得ることを狙って、与えられた設計条件を満たす構造（パネル板厚やフレーム断面寸法など）を直接算出する構造最適化システム SIOS (Structural Identification and Optimization System) を開発した。

本システムは汎用有限要素プログラム MSC/NASTRAN と複数の最適化解析プログラムを組み込み、種々の設計問題に、平易な操作で適用できるようにしている。

本システムをいくつかの設計問題に適用した結果、軽量化設計や性能改善の検討に対し、従来では得難かった有益な設計情報を実用的精度で得られることが明らかになった。

This paper introduces SIOS (Structural Identification and Optimization System) that automatically generates direct structural information (panel thickness, cross sectional dimensions of a frame, etc.) to identify the structure for given design requirements.

This system, interfacing the general-purpose finite element program of MSC/NASTRAN with several optimization codes, allows a variety of design problems to be analyzed and solved without complexity in input preparation. Described here is application of this system to obtain practical design information with precision for minimum-weight and performance design optimization.

1. はじめに

自動車の開発において、設計者はその複雑な設計条件の下で最適な構造や使用材料を決める高度な設計判断を行ってきた。これに対し、有限要素法などを用いた構造解析は、その判断を助ける適切な設計情報を得るための有力な設計ツールの一つとなっている。

一方、自動車に対する法的規制の強化やユーザーニーズの多様化から、開発過程で考慮すべき要件や制約（図1）は一層複雑さを増しつつある。そのため、従来と同様に構造解析を適用するだけでは、試行錯誤を繰り返すようになるので期間もかかり、また必ずしも最適な構造を求められるとは限らなくなってきた。従って、このような複雑な要件や制約を考慮でき、かつ新しい材料や加工技術を加味しながら、製品目標を達成してゆく最適設

計を短期間に行えるようにすることが強く望まれるようになってきた。

これを実現するものの一つとして、現在種々の構造最適化技術が研究されているが、実際の車両設計に対しまだいくつかの適用制限がある。

そこで、設計者に対してより直接的で有用な情報を提供することを狙って複数の最適化解析機能を備え、より広く、かつ容易に設計へ適用できるシステムとして SIOS (Structural Identification and Optimization System) を開発した。

ここでは本システムの内容とともに二、三の適用事例によって実用性を検討したので紹介する。

2. 最適設計について

最適設計とは製品に必要な性能を確保しつつ、与えられた条件や制約の中で最も合理的な、いいかえれば製品製造原価が最も低くなるような設計

*1 技術研究所 本社研究所

*2 技術研究所 横浜研究所

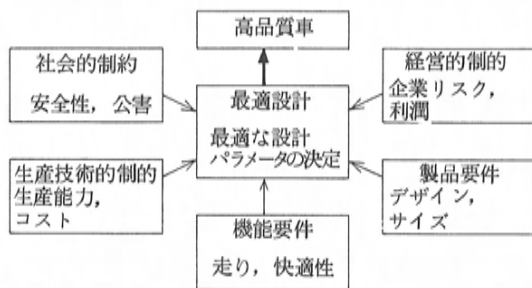


図1 最適設計の概念図

を実現することであり、いくつかの性能（制約）が満足できなくなる限界点で、それ以上原価を減少させることができない点を見出し決定することである。

制約条件には、図1に示すように、構造や機構に起因する性能などの直接的なものもあるが、設計に係わる生産技術的制約、社会的制約などの取り扱いにくい制約も数多くある。更に製品を確定する設計パラメータ（材料、寸法、構造）には無限に近い組合わせがあり、これらの中から最適設計を行っていかなければならない。

最適設計に対する工学的なアプローチが数多く試みられており、実用的なものとしては有限要素法と数値計画法とを組合わせたものなどが、いくつか報告されている^{(1)~(5)}。しかし、いずれの手法も扱える制約や設計パラメータが限られており、その適用領域にも限りがある。

SIOSでも同様なアプローチをしているが設計パラメータの最適化に対し、次の三つの機能を用意し、より広く実際の最適設計問題へ適用できるようにした。

2.1 最小重量設計

一般に最適化問題は関数の最小化問題として次のように書ける。

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Find} & X \\ \text{Minimized} & F(X) \\ \text{Subject to} & g_j(X) < 0 \\ \text{Where} & L_i < X_i < U_i \\ & (X = X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, X_n) \end{array} \right\} (1)$$

$F(X)$ は目的関数で重量などの設計上、目標となる特性量である。 $g_j(X)$ は制約関数で応力、変位や固有振動数などの設計上の考慮すべき特性量である。 X_i は設計変数と呼ばれ板厚、梁断面定

数など自由度のある設計パラメータである。 L_i , U_i はその下限、上限で側方制約と呼ばれる。

$F(X)$ は重量とする場合が多く、この時(1)式は制約条件（(1)式の不等号）を満足しながら最小重量となる構造（設計変数ベクトル X ）を求めることになり、最小重量設計と呼ばれる。(1)式で示される最適化問題に対し多くの手法が提案されているが、本システムではより実用的な手法として知られている非線形計画法の中の実行可能方向法と罰関数法を用いた。

(1) 実行可能方向法⁽¹⁾

実行可能方向法では、 n 次元設計空間（超空間）において設計変数ベクトル X^K が

$$X^{K+1} = X^K + \alpha S \quad (2)$$

α : ステップ幅

S : 探索方向ベクトル

に従って逐次移動していき、 $F(X)$ を最小とする設計変数ベクトル X^* を探索していく。この過程で α , S は X^{K+1} が常に実行可能領域（制約条件を満足する領域）にあるように決められていく。

例えば簡単な最適化問題として設計変数が二つ (X_1, X_2)、制約関数が二つ [$g_1(X), g_2(X)$] である時、これらの許容範囲が、

$$L_1 < X_1 < U_1$$

$$L_2 < X_2 < U_2$$

$$g_1(X) < 0$$

$$g_2(X) < 0$$

であれば、設計空間は図2のようになり、斜線部が実行可能領域となる。この中で初期の設計変数ベクトル X^0 （初期構造）から(2)式に従って $F(X)$ （=重量）を最小とする X^* （最小重量構造）を探索していくことになる。

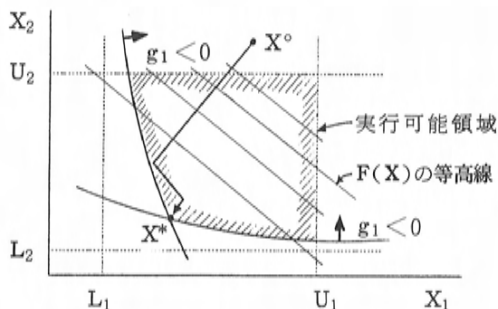


図2 二次元設計空間(実行可能方向法)

(2) 罰金関数法⁽²⁾

(1)式のような制約のある最小化問題を制約のない最小化問題に変換して解くことにより最小化問題の解を得る方法である。

この方法には内点法、外点法があるが初期設計変数の指定に制約があるなど一長一短がある。そこで、本システムでは両方の長所を備えた使い易い拡張内点法を用いた。本手法では次式に示すような変換関数を用いる。

$$\Phi(X, r_p) = F(X) + r_p [\Sigma H_g(X) + \Sigma |L(X) + L(X)|] \quad (3)$$

- $\Phi(X, r_p)$: 修正目的関数
- $F(X)$: 目的関数
- r_p : ペナルティ係数
- $H_g(X)$: 制約関数
- $L(X), U(X)$: 側方制約

上式の右辺の第二項は、制約関数を併せもつ罰金項である。上式の修正目的関数 $\Phi(X, r_p)$ の最小値を修正ニュートン法を用いて求める。最終的に求められた制約のない $\Phi(X, r_p)$ の最小値は制約のある $F(X)$ の最小値に近似する。

これを図 2 と同様の最適化問題で示せば図 3 のようになる。まず $\Phi(X, r_p)$ を最小とする X を求める。これを r_p を更新しながら $F(X)$ の最小値 X^* に近づけていくことになり、実行可能方向法とほぼ同じ結果を得ることが出来る。

2.2 全応力設計

全応力設計ではある荷重下にある構造物において、各構成要素が許容応力となるように設計変数(各部材の寸法)を決定する。ここでは目的関数という概念はないが、多くの場合、得られた結果は最小重量に近くなり最適化設計に適用できる。

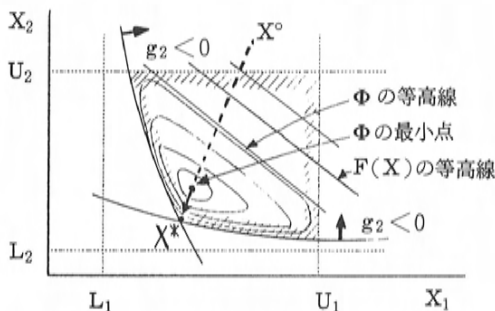


図 3 二次元設計空間(罰金関数法)

その手法として応力比例法、感度マトリックス法が知られているが、本システムではこの両方の長所を持つ感度比例法を用いた。

感度比例法は、自部材の応力に関する感度係数 Λ_i のみを使用して、その設計変数の変更を行う。反復計算によって、 $K+1$ 回目の設計変数 X_i^{K+1} は次式のようにして求める。

$$X_i^{K+1} = X_i^K + \frac{1}{\Lambda_i} (\bar{\sigma}_i - \sigma_i^K) \quad (4)$$

$\bar{\sigma}_i$: 許容応力

σ_i^K : K 回目の実応力

2.3 構造同定⁽³⁾

構造同定では、設定した設計目標値(例えば変位、応力、固有振動数)に適合する設計変数を求める。すなわち、実験値あるいは設計目標値と数値解析結果の差を最小にするように、設計変数を決定すればよい。ここでは、次式に示す誤差関数を最小化する Bayesian 法を用いた。

$$E(X) = [R(X) - Re]^T C_r [R(X) - Re] + (X - X_0)^T C_p (X - X_0) \quad (5)$$

$E(X)$: 誤差関数

$R(X)$: 制約関数値ベクトル

Re : 設計目標値ベクトル

X : 設計変数ベクトル

X_0 : 設計変数の初期値ベクトル

C_r : 制約関数に対する重み係数マトリックス

C_p : 設計変数に対する重み係数マトリックス

(5)式で $E(X)$ が最小になる X を求めるには、これの導関数 $\partial E(X) / \partial X$ が 0 となる X を求めればよい。導関数 $\partial E(X) / \partial X$ はニュートンラプソンの近似法を用いて反復計算を行い、 $K+1$ 回目の設計変数ベクトル X^{K+1} は感度係数マトリックス $[\Lambda]$ を使い、次式から求める。

$$X^{K+1} = X^K + \{[\Lambda]^T C_r [\Lambda] + C_p\}^{-1} \{[\Lambda]^T C_r [Re - R(X^K)] + C_p (X_0 - X^K)\} \quad (6)$$

3. システムの説明

3.1 システムの概要

SIOS は汎用有限要素法プログラム MSC/NASTRAN と構造最適化プログラムを結合し、最適設計のための設計パラメータの決定を自動的に行うことが出来るようにしたものである。

構造物の設計パラメータに対する特性変化は、一階の導関数を用いて線形補間により求めており、最終的な解は構造解析と最適化の反復計算により求める。図4に SIOS のシステム構成を示す。本システムはプリプロセッサ、メインプロセッサ、ポストプロセッサから構成される。

プリプロセッサは利用者の用意した構造解析用インプットデータ、及び構造最適化解析用インプットデータを読み込み、構造最適化計算に必要なデータ、ファイルを自動生成し、メインプロセッサでの計算の準備を行う。

メインプロセッサでは MSC/NASTRAN の構造解析、感度解析と最適化解析とのインターフェイスを行い、最適化計算を実行する。最適化手法は前述した四つの手法を有し、利用者の選択により、同一の入力形式で使用できるようにした。

ポストプロセッサでは構造最適化計算結果や反復計算の履歴をグラフィックディスプレイに表やグラフにして表示したり、必要な情報をプリント出力して結果の評価と最適化計算過程の理解を容易に行えるようにした。

本システムの概略の計算フローを図5に示す。

3.2 SIOS の機能と特徴

SIOS は、利用者が実際に軽量構造、補強構造の検討、あるいは最適な設計パラメータを決定する際に直接的で有用な結果を容易に得られるように、次のような機能と特徴を備えている。

(1) 操作性

計算途中の入力データや中間ファイルを自動生成するようにしたため、利用者は複雑な処理を意識する必要がないようにした。また最適化解析計算の後、利用者はその結果や収束状態をみて、更に最適化の反復計算を続行させることができる。

(2) 入力データ

各インプットデータは、MSC/NASTRAN フォーマットに準じて8カラム単位とし、またコメントを豊富に使用できるようにして、データや条件の内容を分かりやすくした。図6に構造最適化解析用インプットデータの例を示す。

指定できる設計変数は、MSC/NASTRAN でのプロパティカード、あるいはマテリアルカードの定数が指定できる。更にこれらの上限值及び下限値は絶対値、又は初期値に対する比率のどちら

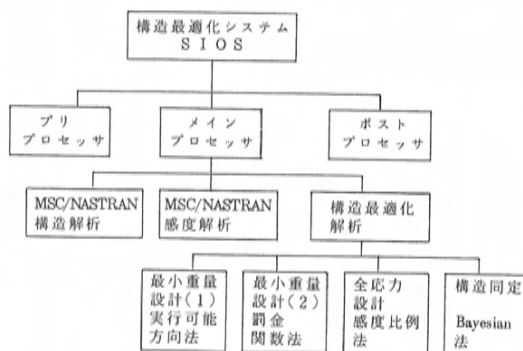


図4 SIOS のシステム構成

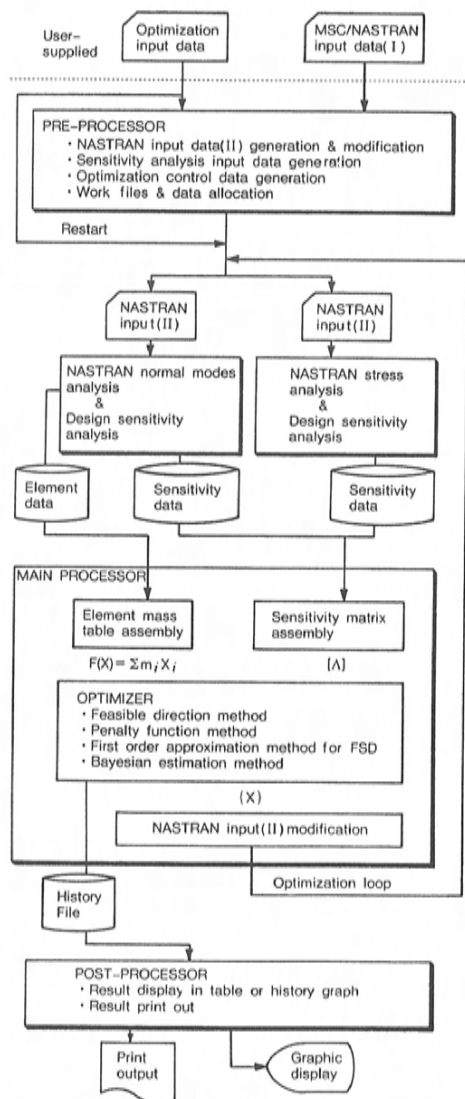


図5 SIOS の計算フロー

```

TITLE      MM ENGINE MOUNT IDENTIFICATION ***
OPARM     , OPTM4,4, 1
DESIN      1 NO.1 MOUNT (LEFT FRONT) -- X SPRING MOUNT1-X
DESIN      2 NO.1 MOUNT (LEFT FRONT) -- Y SPRING MOUNT1-Y
DESIN      3 NO.1 MOUNT (LEFT FRONT) -- Z SPRING MOUNT1-Z
DESIN      4 NO.2 MOUNT (LEFT REAR)  -- X SPRING MOUNT2-X
DESIN      5 NO.2 MOUNT (LEFT REAR)  -- Y SPRING MOUNT2-Y
DESIN      6 NO.2 MOUNT (LEFT REAR)  -- Z SPRING MOUNT2-Z
DESIN      7 NO.3 MOUNT (RIGHT)      -- X SPRING MOUNT3-X
DESIN      8 NO.3 MOUNT (RIGHT)      -- Y SPRING MOUNT3-Y
DESIN      9 NO.3 MOUNT (RIGHT)      -- Z SPRING MOUNT3-Z
SELPRO     1 PELAS K -0.2 -10.0 3101
SELPRO     2 PELAS K -0.2 -10.0 3102
SELPRO     3 PELAS K -0.2 -10.0 3103
SELPRO     4 PELAS K -0.2 -10.0 3201
SELPRO     5 PELAS K -0.2 -10.0 3202
SELPRO     6 PELAS K -0.2 -10.0 3203
SELPRO     7 PELAS K -0.2 -10.0 3301
SELPRO     8 PELAS K -0.2 -10.0 3302
SELPRO     9 PELAS K -0.2 -10.0 3303
CONS       1 FREQUENCY OF MODE 1 ( 7.54 > 7.6HZ) FREQ=-H1
CONS       2 FREQUENCY OF MODE 2 ( 7.79 > 8.0HZ) FREQ=-H2
CONS       3 FREQUENCY OF MODE 5 (12.66 > 13.0HZ) FREQ=-H5
CONS       4 FREQUENCY OF MODE 6 (15.32 > 20.0HZ) FREQ=-H6
SELCON     1 FREQ 1 2 7.6
SELCON     2 FREQ 2 2 8.0
SELCON     3 FREQ 5 2 13.0
SELCON     4 FREQ 6 2 20.0
CR         1 5.0 4 5.0
END

```

図6 構造最適化解析用インプットデータの例

でも指定できるようにした。また梁要素においては断面積、断面二次モーメント、ねじり係数の他に、図7に示すような断面の高さ、幅、さらに中空薄肉梁では板厚を指定することができる。

設計変数は、複数のプロパティカード毎、あるいは複数の要素毎に指定できる。

制約関数は、複数の解析（静解析と動解析など）を同時に考慮でき、更に複数の制約関数をリンクして新しい制約関数として指定することもできる（例えば二点間の変位差）。

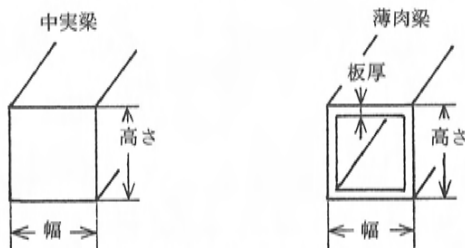


図7 梁における選択可能な設計変数

(3) 最適化解析

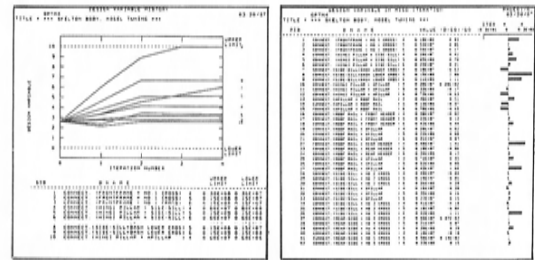
表1に示すような四種類の最適化解析手法が利用目的に合わせて選択でき、反復計算回数、収束判定条件などを指定して効率のよい最適化計算を実行することができる。

(4) 最適化解析結果の出力

最適化解析の反復計算の過程や最終結果を自由に選択してグラフィックディスプレイに表示することができる。図8のように、設計変数、制約関数、目的関数の履歴グラフ又は初期値に対する変化率などを棒グラフにして表示する。また、これらの情報は選択してプリント出力が可能である。

表1 SIOSの最適化機能と適用領域

	手 法	機 能	適 用
最小重量設計	実行可能方向法 関数法	指定した条件（変位、応力の制限、板厚や梁断面積などの制限）を満足しながら最小重量となる構造の決定（板厚や梁断面定数など）	部品や構造物の軽量化 合理的な構造の導出
全応力設計	感度法 比例法	指定した全ての構造要素が許容応力に近づくような構造の決定	応力集中の緩和
構造同定	Bayesian法	使用者が予め指定した条件（変位、応力など）に合致する構造の決定	未知定数の同定 FEMモデルのチューニング 合理的特性変更



履歴グラフ

各反復計算毎の棒グラフ

図8 設計変数、制約関数、目的関数のグラフィックディスプレイへの出力例

4. 応用例

4.1 プラスチックフードの軽量化

フードの形状が決定された段階で、プラスチックを材料とした設計を行う場合、板厚分布やリブ構造を採用して材料特性を生かした設計を行うことが望ましい。またフードではそのねじり剛性の確保が容易ではない。そこで設計初期段階において、フードのねじり剛性を基準値以上にして、最も軽量となる構造の検討を行った。

制約条件は、図9に示すようなねじり荷重負荷時の荷重点変位 δ_T と板厚 t をそれぞれ、 $\delta_T > -30.0\text{mm}$ 、 $0.0\text{mm} < t < 25.0\text{mm}$ の範囲となるように設定した。設計変数は板厚とし、フード全体を73個の領域に分け各々を独立変数とし、実行可能方向法により、最小重量となる板厚分布を求めた。初期板厚を25.0mmとし、この時の総重量は77kgであった。

最適化の経過を図10, 11に示す。4～5回の反復計算回数で変位 δ_T は下限近くになり、重量は最小化されて収束している。1回目の最適化時点

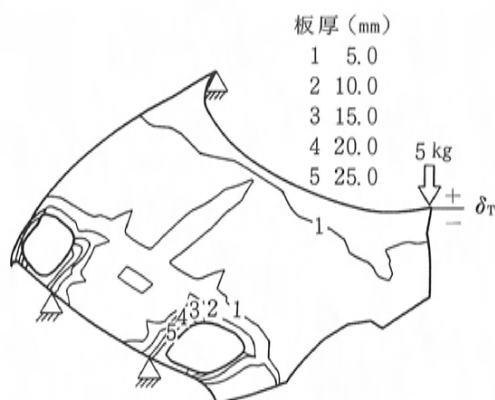


図9 プラスチックフードのねじり荷重条件とねじり剛性に対する最適板厚分布

で δ_T が下限を大きく超えているが、これは構造解析で得られた変位の変化の非線形性が強いいため、最適化時点で予測した板厚変化による変位から大きくずれていたためと考えられる。

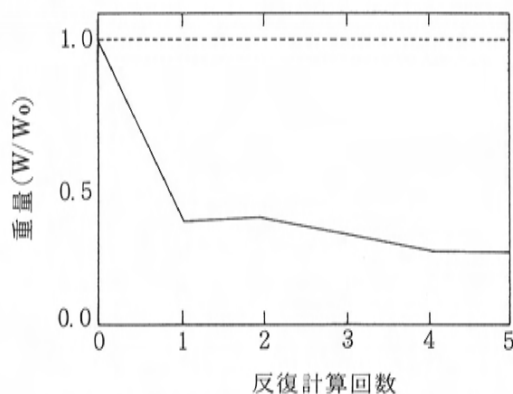


図10 最適化計算過程 目的関数(重量)

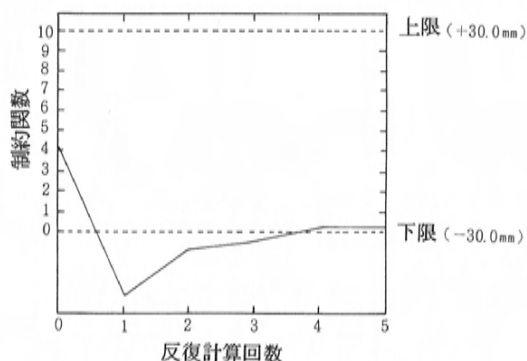


図11 最適化計算過程 制約関数(δ_T)

結果としては、図9に示すような板厚分布が最適設計解として得られ、重量は20kg、荷重点変位は $\delta_T = -28.5\text{mm}$ となった。鋼板で同様のフードを作製すると約25kgとなることが見積られており、プラスチックといった材料を生かした軽量フードの設計が可能であることが分った。

またこの結果より補強すべき部位が明確になり、ここにリブやスティフナを設ければ単純な板厚変化より更に軽量の構造が得られるものと考えられ実際の設計に有用な情報が得られた。

4.2 エンジンマウントバネ定数の同定

エンジンはラバーマウントにより車体に支持され、マウントバネ、エンジン質量系で6つの固有振動数を持つ。これらの固有振動数は、エンジンのアイドル回転数や車体の固有振動数と共振しないようにする必要があり、マウントバネ定数をうまく設定しなければならない。ここでは1, 2, 5, 6次の固有振動数を制約関数とし、それぞれ $\pm 0\%$, $+15\%$, $\pm 0\%$, $+30\%$ 変動させるように目標値を設定した。また設計変数は3点のラバーマウントの3軸方向のバネ定数として構造同定解析を行った。

No.3 マウント

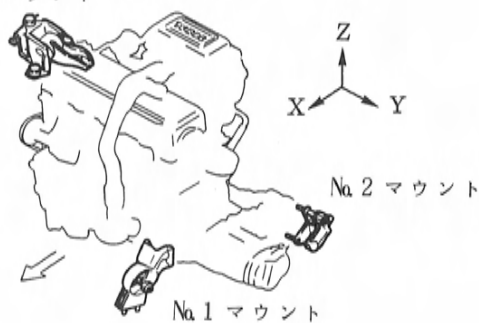


図12 エンジン及びエンジンマウント

得られた結果を表2, 3に示す。また図13は各固有振動数がそれぞれの目標値に近づいていく様子を示しており、反復計算回数が4回でほぼ収束した。同定後の固有振動数の最終値は目標値にほとんど一致し、設定すべきマウントバネ定数が明らかになった。

得られた各バネ定数は、非現実的な場合もありそのまま設計に使用できるとは限らないが、設計

変数の動き得る範囲などを細かく指定すればより適切な解が得られると考える。従来このような複雑な固有振動数の制御が困難だったことを考えれば、設計すべき方向を示す情報として十分実用的である。

表2 構造同定計算結果
制約関数(固有振動数 Hz)

モード	初期値	目標値	最終値 (変化率)
1	7.56	7.60	7.52 (-0.5%)
2	7.79	9.00	8.94 (+14.7%)
5	12.86	13.00	12.96 (+0.8%)
6	15.32	20.00	19.91 (+29.9%)

表3 構造同定計算結果
設計変数(バネ定数 kgf/mm)

マウント	方 向	初期値	最終値
No. 1	X	12.0	12.0
	Y	12.0	12.3
	Z	15.0	65.9
No. 2	X	6.0	5.8
	Y	6.0	6.6
	Z	40.0	77.7
No. 3	X	7.0	9.4
	Y	18.0	13.7
	Z	18.0	16.9

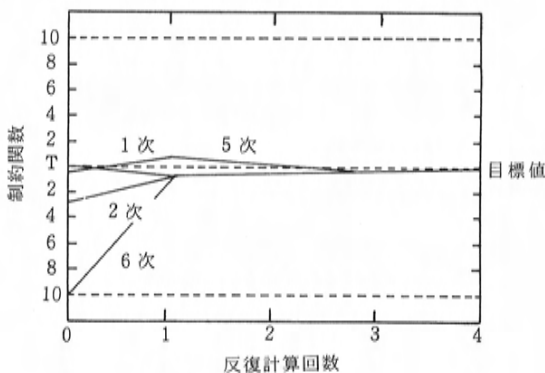


図13 構造同定計算過程
制約関数(固有振動数)

4.3 自動車部品搬送用の木枠のコスト低減

自動車部品の搬送のために図14に示すような木枠を多く使用している。この木枠は、できるだけ低コストとなる構造が望まれる。従来、単一の荷重に対する低コストな構造は、FEMによる強度

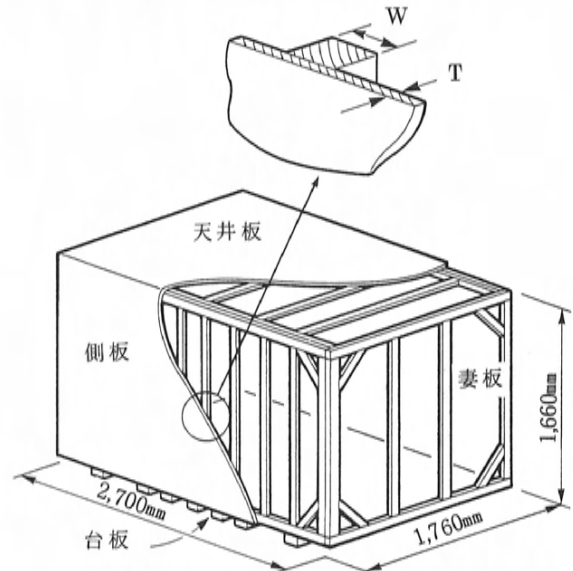


図14 自動車部品の木枠構造

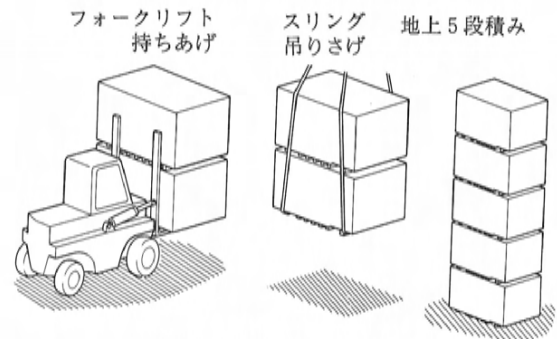


図15 木枠搬送中の荷重

予測などにより容易に提示できるが、搬送中の様々な荷重を同時に考慮した設計は困難であった。しかし、この木枠は比較的簡単な構造であるため軽量化できれば、コストも低減できる。そこで搬送中の複数の荷重に対し充分な強度を有し、かつ最小重量となる構造を求めてみる。

図15に示すような搬送中の主要な三つの荷重を考慮した。

- (1) 2段積みした木枠をフォークリフトで持ち上げた場合
 - (2) 2段積みした木枠をスリングで吊り下げた場合
 - (3) 地上に5段積みした場合
- したがって制約条件としては、これらの三つの

荷重のいずれにおいてもすべての柱の軸応力、合板の主応力、及び各パネル中央のたわみを許容値以下とする条件を設定した。制約条件の数は93になった。

設計変数には図14に示したような各柱の幅 W と、各パネルに使用されている合板の板厚 T を合計で35ほど指定した。そしてこれらの設計変数には、従来の寸法値を初期値とし、実際に使用できる寸法の最大値以下とする制限を指定した。

最適化計算の結果、図16に示すように、すべての制約条件を満足しながら、ほぼ7～8回で重量は収束した。最適設計解として得られた各柱の幅の分布を図17に示す。最適化された木枠構造は台板の柱が主にサイズアップされ、その他の柱はサイズダウンされた構造となった。

最適化計算によって得られた柱の幅 W や合板の

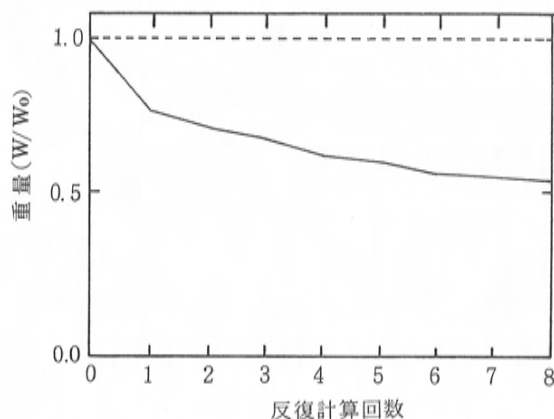


図16 最適化計算過程(木枠重量)

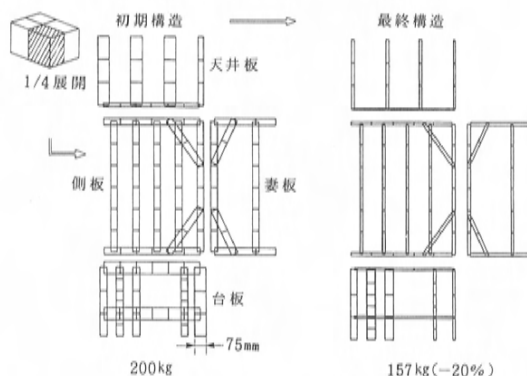


図17 構造最適化計算結果
(各柱の幅 W の分布)

板厚 T などの値は、製作上の制限などからそのまま使用できない場合がある。しかし、複数の制約条件を同時に満足した最適な柱や合板の寸法の組合わせとして実際の設計に十分有用である。この結果を基にして実際に試作した結果、木枠の重量は最適化計算値より重くなったが、それでも約20%軽量化でき、そしてコストも約12%低減することができた。

このような最適な寸法値や最適な組合わせといった結果は従来のFEMなどの構造解析を使用するだけでは得ることが困難であると考えられる。このようにして、本システムを実際のコスト低減設計問題に適用し、大きな効果を効率よく得ることができた。

5. おわりに

汎用構造解析プログラムMSC/NASTRANと種々の最適化手法を組合わせた、より汎用的な構造最適化システムを開発し、いくつかの設計問題に適用して次のような結果を得た。

- (1) 最小重量設計においては、最も軽量となる合理的な構造を求めることができ、車両の軽量化、あるいは補強構造の検討に有効な設計情報を得ることができた。
- (2) 構造同定では、希望する特性値となる構造を簡便に求めることができ、性能改善や複雑な設計問題に対して十分実用性のあることが明らかになった。

本システムでは扱える制約や設計パラメータなどを工夫してより広い範囲の適用を目指したが、更に有用なものにしていくには、他の設計システムとの結合も考えられる。

今日、一般に使われるようになってきたCAD-CAMシステムは製品の設計、生産を一貫して効率よく行うものであるが、更にシミュレーションによる評価を行い、設計に必要な基礎資料や設計ノウハウなども必要に応じて提示し、更に最適設計が容易に行えるような総合的な設計支援システムの開発が今後の大きな目標である。

最後に本システムの開発にあたり、多大な御協力をいただいた(株)構造計画研究所に謝意を表します。

参考文献

- (1) H. Miura et al: NEWSUMT — A Fortran Program for Inequality Constrained Function Minimization, User's Guide, NASA-CR-159070
- (2) G.N. Vanderplaats: CONMIN — A Fortran Program for Constrained Function Minimization, User's Manual, NASA-TM-X-62282
- (3) R.H. ギャラガー, O.C. ツェンキーヴィッツ共著, 川井忠彦, 戸川隼人 監訳: 最適構造設計 基礎と応用, 培風館
- (4) G.N. Vanderplaats: Numerical Optimization Techniques for Engineering Design, Application, Mc.Graw Hill
- (5) Dobbs, M.W. et al: System Identification of Large-Scale Structures, SAE paper 811050

■著 者■



杉原 毅



猪田克美

解説・紹介

17

新型カペラ用 RF 型 (2.0L) PWS ディーゼルエンジンの紹介

RF (2.0L) PWS Diesel Engine for New Capella

吉 津 紘 二^{*1} 駒ヶ嶺 正 樹^{*2}
Koji Yoshizu Masaki Komagamine

要 旨

Abstract

本稿は RF 型 PWS (プレッシャ・ウェーブ・スーパーチャージャ) ディーゼルエンジンの特徴と構造の概要を紹介したものである。

本エンジンは新型カペラ用に開発したものであり、カペラの商品コンセプトを実現するために量産車としては世界で初めて PWS を採用するなど、新技術、新機構を積極的に織込んでいる。

その結果、ねらい通りの卓越した動力性能と優れたレスポンスを実現し、快適性、耐久信頼性の確保に成功した。

まさに乗用車用ディーゼルエンジンとして新しい分野を切り拓いた新世代ディーゼルエンジンである。

This paper explains the outline of the characteristics and structure of the RF-type PWS (Pressure wave supercharger) diesel engine. The subject engine was developed for the New Capella, and it incorporates new the PWS for a production car. As a result, vehicle per-product concept, such as the world's first adoption of the PWS for a production car. As a result, vehicle performance and quick response were achieved as were comfort and excellent durability.

This is a new-generation diesel engine that has opened up a new field in passenger-car diesel engines.

1. まえがき

新型カペラの商品コンセプトは“新知性派をねらった街の道具・乗物 (シティギア)”であり本物の走り求めたものである。従来のディーゼル車といえばガソリン車に比べ燃費は良いが動力性能面で劣っているのが実状であった。

新型カペラでは、燃費の良さを維持しつつ実用走行域では走るのが楽しくなるようなディーゼルエンジンを狙った。そこで「レスポンスと低中速トルク」に優れた PWS (プレッシャ・ウェーブ・スーパーチャージャ) を量産車としては世界で初めて採用した。発売と同時に、ユーザ、ジャーナリストから新世代のディーゼルエンジンとして高い評価を得ている。

以下に本エンジンの特徴と構造を紹介する。

図 1 にエンジン透視図を示す。

2. 開発のねらい

RF 型 PWS エンジンは '83 年に市場に導入され

好評を博している RF 型 エンジンの過給版である。その開発にあたっては、PWS の採用のみならずベースエンジンのレベルアップのため、新技

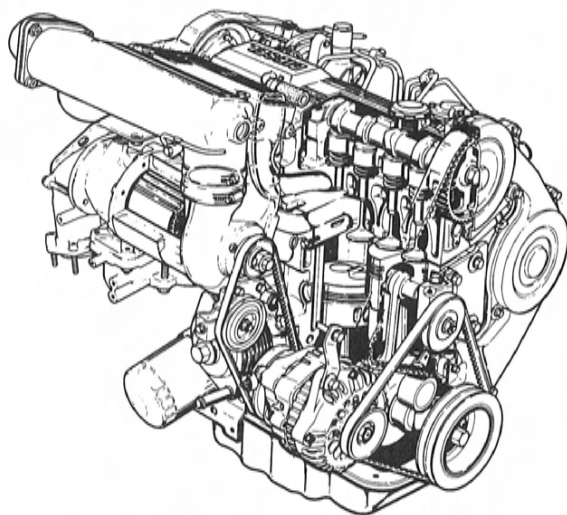


図 1 エンジン透視図

* 1, * 2 パワートレイン設計部

術、新機構の積極的導入を図り以下のように総合的に高い目標を設定した。

- ① ディーゼル乗用車のイメージを一新するスポーティな走りを実現させる出力・トルク性能の確保。
- ② アクセルペダルに俊敏に反応する優れたレスポンスの確保。
- ③ ガソリン車に対し圧倒的に優れる燃費性能の確保。
- ④ 快適な室内空間を実現させる低騒音、低振動の徹底的追求。
- ⑤ 世界に通用する耐久信頼性の確保。

3. 主要諸元と特徴

RF 型 PWS エンジンの主要諸元を表 1 に、エンジン断面図を図 2 に示す。またエンジン性能曲線を図 3 に、採用技術とそのねらいを表 2 に示す。

表 1 主要諸元表

RF 型 PWS		
エンジン型式	RF	
種 類	ディーゼル・4 サイクル	
シリンダ数及び配置	直列 4 気筒、横置	
燃焼室形式	渦流室式	
バルブ機構	OHC・ベルト駆動	
総排気量 (cc)	1998	
内径×行程 (mm)	86.0×86.0	
圧縮比	21.1	
圧縮圧力 (kgf/cm ² -rpm)	30-200	
最高出力 (PS/rpm)	82/4000 (ネット)	
最大トルク (kgf-m/rpm)	18.5/2000 (ネット)	
燃料消費率 (g/PS-h/rpm)	200/2000	
整備重量 (kg)	189	
バルブ・タイミング	吸気	開き 13°BTDC 閉じ 15°ABDC
	排気	開き 60°BBDC 閉じ 8°ATDC
	吸気	0.25 (冷間)
	排気	0.35 (冷間)
バルブ・クリアランス (mm)		
アイドリング回転数 (rpm)	MTX車：720, ATX車：820 (Pレンジ)	

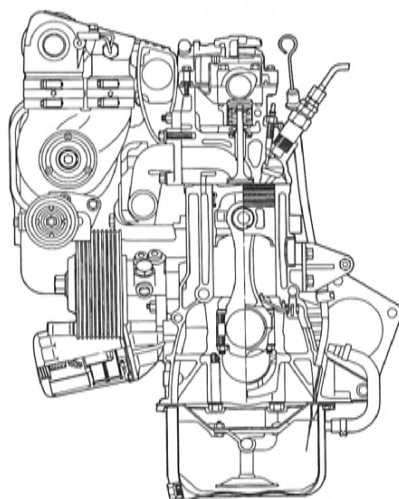


図 2 エンジン断面図

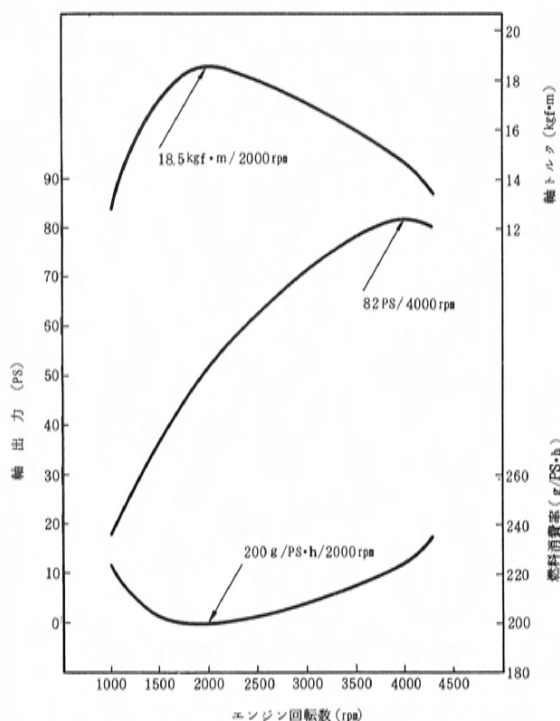


図 3 エンジン性能曲線

3.1 出力・燃費

着火性に優れるテーパスロート底傾斜型渦流室と燃料噴射系の最適化による燃焼効率の改善、PWS の過給効率を最適にするための吸気系、排気系の抵抗低減、インタクーラによる充填効率の向上などにより高出力、低燃費を実現している。

表 2 採用技術とそのねらい

採 用 技 術	ね ら い	出力・燃費	振動・騒音	耐久・信頼性	実用性
シリンダヘッド	AC4D			○	
シリンダヘッドガスケット	スチールラミネート			○	
シリンダブロック	ボア間冷却			○	
シリンダブロック	剛性向上		○	○	
VRS			○		
クランクシャフト	No4 ピン No5 ジェニカルファイレット高周波焼入 残り、全ピン、全ジャーナルファイレットロール加工			○	
ピストン	ピン径拡大(φ25→φ30)			○	
ピストンリング トップ	：スチール窒化、セミキーストン			○	
ピストンリング セカンド	：鋳鉄、クロムメッキ、テーパインナカット			○	
ピストンリング オイル	：スチール、窒化			○	
コンロッド	ピン径拡大(φ25→φ30)			○	
トーションダンパブリー	ブッシュタイプ		○		
タイミングベルト	30mm巾、ニトリルゴム化		○		
エアダクト及びエアクリーナ	吸音材内蔵タイプ		○		
吸気系	抵抗低減タイプ	○	○		
燃料噴射ポンプ	BCS付、アクセルレバー開度センサ付	○	○		
噴霧角付ノズル		○			○
オートCSD	ワックスタイプ		○		○
PWS			○		
オイルポンプ	クランクシャフト直結トロコイド型			○	
排気系	抵抗低減タイプ	○	○		
オイルフィルタ	コンバインドタイプ			○	
インタクーラ	空冷式	○	○		
オルタネータ	フロント／リヤプーリ付				○
バキュームポンプ	別体型				○
パラレルバッテリー	(寒冷地用)				○
プリサイレンサ及びメインサイレンサ	共鳴型		○		

3.2 振動、騒音

着火性に優れるテーバスロート底傾斜型渦流室、燃料噴射系とバルブタイミングの最適化により燃焼騒音を低減している。またシリンダブロックの剛性向上、VRS (パイブレーション・リデュース・スティフナ)、ブッシュタイプトーションダンパなどにより機械騒音を低減している。更に PWS の遮音カバー、吸音材内蔵のエアクリーナなどにより吸気系の放射音を、また共鳴型プリ・メインサイレンサなどにより排気系の放射音を低減している。

3.3 耐久・信頼性

熱負荷、機械負荷の増大に対しては、シリンダヘッドの AC4D 化、クランクシャフトのファイレットロール加工などエンジン本体の改善を行っている。更に新技術、新機構に対しては FMEA、FTA などの評価手法の充実を図り耐久、信頼性を確立している。

4. PWS システムとその特徴

PWS 基本構造図を図 4 に、PWS システムを図

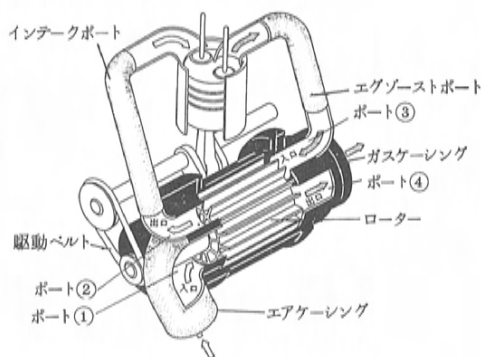


図 4 PWS 基本構造図

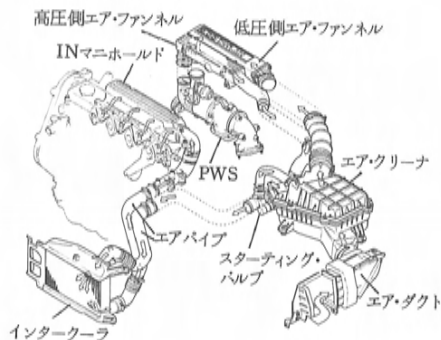


図 5 PWS システム図

5 に示す。

4.1 PWS

PWS は排気ガスの圧力で直接吸入空気を加圧して燃焼室に押し込む独自の方式のため、低速から高速までのいかなる回転域でも、アクセルの動きに応じて、瞬時に高い過給圧が得られるという特徴をもつ。

PWS の基本構造はクランクシャフトからベルトで駆動されるロータ、ロータカバー、吸入空気の入口 (ポート①) と出口 (ポート②) の通路を形成するエアケーシング、排気ガスの入口 (ポート③) と出口 (ポート④) の通路を形成するガスケーシング、過給圧をコントロールするウエストゲートバルブなどで構成されている。ロータには両端が開いたセルと呼ばれる通路が内側と外側に二段、それぞれ34個あり半ピッチづつずれて配置され、ロータはエンジン回転数の4.25倍で駆動されている。

PWS の商品化に際しては、ベアリングの空冷構造化、ガスケーシング及びウエストゲートアクチュエータの耐熱性を確保している。またロータカバー外側及びエアケーシング外側に遮音カバーを設けて静粛性を確保している。

4.2 スターティングバルブ

エンジン始動時は排圧が低く、かつロータの回転が低いので PWS の掃気が不十分となり、排気ガス（未燃ガス）が PWS のセルを通じてエンジンに吸入され、始動性が悪化する。そのため始動時には PWS を通さず、エアクリーナから直接新気を吸入させるバイパス通路を設け、その通路の開閉をスターティングバルブで行っている。

4.3 インタクーラ

PWS による過給の効果を高めるため空冷式インタクーラを採用した。過給により高温になった吸入空気を冷却し、充填効率を向上させ高出力、高トルクと耐久、信頼性を実現している。

また、アップ及びロアタンクともに Al 鋳物とし放射音を低減している。

5. 主要構造

5.1 主構造体

(1) シリンダヘッド、燃焼室（図6）

シリンダヘッドの基本構造は従来型と同じであるが熱負荷、機械負荷の増加に伴い材質を変更（AC4D）し、ミドルデッキ、ボトムデッキ及び外壁の肉厚を上げ剛性を向上させている。

渦流室インサートも材質を変更する一方、噴口形状をテーパにし（テーパスロート）、噴口径、副室容積比を最適化して、出力、燃焼騒音、排出ガス性能を高度にバランスさせている。

また燃焼圧力の増大に対応しガスシール性能を確保するため、ヘッド下面は研削加工とした。

(2) シリンダヘッドガスケット

シリンダヘッドガスケットは従来型のスチールベストから、より耐熱性、耐シール性に優れたスチールラミネートにした。また、マイクロシール性を向上させるためフッ素樹脂を塗布した。

(3) シリンダブロック（図7）

シリンダブロックは薄肉鋳鉄製ライナレスであり、基本構造は従来型と同じであるが、熱負荷、燃焼圧力の増大に対応するためシリンダボア間に

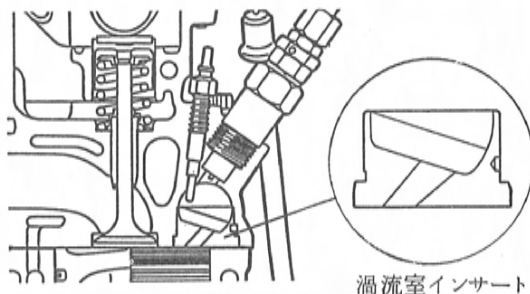


図6 燃焼室形状

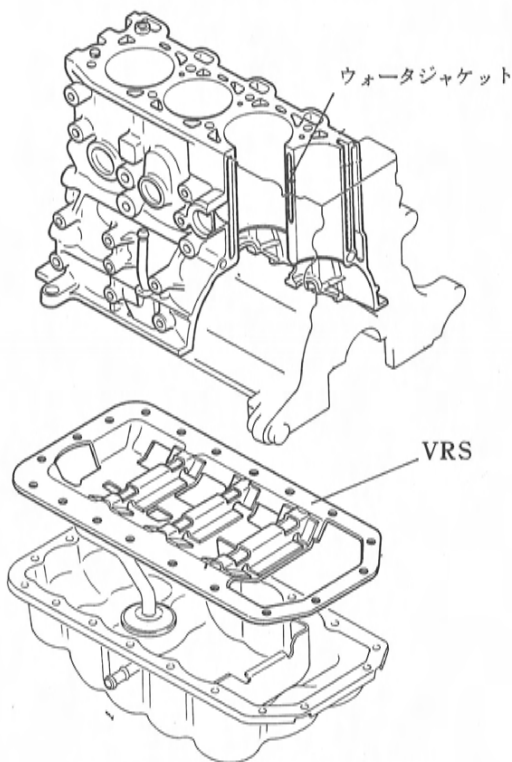


図7 シリンダブロック及び VRS

ウォータジャケットを新設するとともに、バルクヘッド部のリブ幅を拡大した。

また、騒音を低減するため外壁部にリブを追加した。

なお、シリンダブロックの上面も研削加工とし、ガスシール性を向上させている。

(4) VRS（図7）

シリンダブロックとオイルパンの間にバルクヘッド付の VRS を新設し、シリンダブロック下端の振動を抑制し、騒音を低減している。

5.2 主運動体

(1) ピストン、ピストンリング

ピストンは AC8A-T6 材、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あり、燃焼圧力の増大に対応するため、ピストンピン径を拡大した。

また、ピストン頂部のキャビティコーナ部の R を拡大することにより、火炎の拡がりを改善して空気利用率を高め高出力化を図っている。

ピストンリングはトップ及びオイルリングの材質を従来型の Cr メッキ鋳鉄から窒化処理スチールに変更し、また、トップリングの形状を従来型のプレーンからセミキーストンに変更することにより、耐磨性、シリンダとの密着性を向上させている。

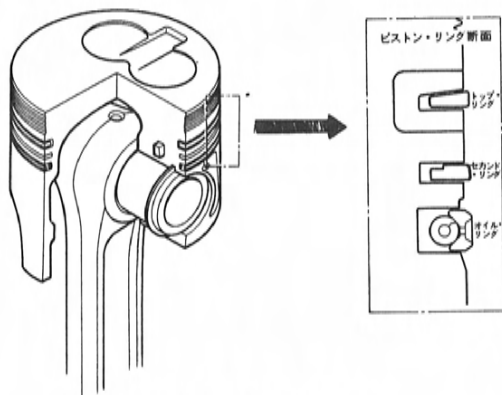


図8 ピストンリング

(2) コンロッド、クランクシャフト (図9)

コンロッドは鋼鍛造製であり、ピストンピン径の拡大に伴い小端部径を拡大した。また、シリンダブロック装着のピストンクーリングジェットの吐出量増大及びボア間冷却性改善により、オイルジェット穴を廃止した。

クランクシャフトは鋼鍛造製であり、基本構造は従来型と同じであるが、燃焼圧力の増大に対応するため、メインジャーナル及びクランクピン

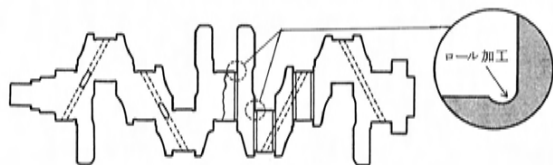


図9 クランクシャフト

フィレット部にロール加工を追加して十分な強度を確保している。

(3) クランクシャフトプーリ

クランクシャフトプーリは従来型と同様にゴムダンパ式トーショナルダンパプーリを採用しているが、ゴムダンパの取付を圧入式から、ゴム加硫ブッシュ式に変更して耐久、信頼性を向上させている。

5.3 動弁系、補機レイアウト (図10)

過給での最適充填効率を得るため、バルブタイミング、バルブリフト量を変更した。

PWS 採用に伴い燃料噴射ポンプなど補機類のレイアウトを従来型より大幅に変更し、バキュームポンプ及びパワステポンプをカムシャフトを介して駆動する方式としたためタイミングベルト幅を拡大した。

また、カムシャフトプーリとウォーターポンププーリ間にアイドルプーリを新設して、タイミングベルトの噛み合いを安定させている。

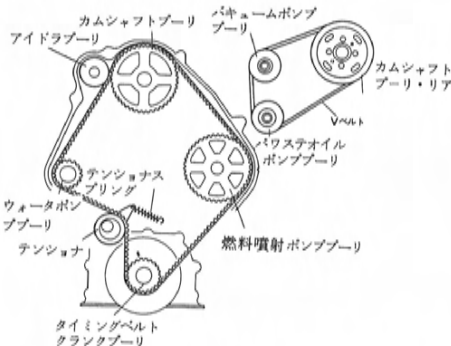


図10 タイミングベルト及びリアベルト構造

5.4 吸・排気系 (図5, 11, 12)

吸・排気系は PWS の過給効率を高めるため、断面積を大きくとり、圧力損失を低減させている。エアクリーナは樹脂ケースとして軽量化を図り、内部に吸音材を入れて騒音を低減している。また、低圧側エアファンネル、エアダクトにも内部に吸音材を入れ、エアパイプは Al 合金製を採用して騒音を低減している。

なお、エアクリーナエレメントは湿式として清掃不要とした。

排気マニホールドは PWS への排気脈動を低減

する構造を採用した。

フロント排気パイプは一部にフレキシブルチューブを採用するとともに、フロントパイプ外側に吸音材を入れ、振動、騒音を低減している。

また、プリサイレンサ、メインサイレンサともに共鳴型を採用し、共鳴室容積と連通孔の最適化により消音効果と排気抵抗低減を両立させている。

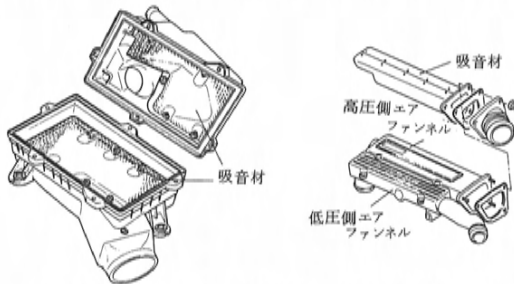


図11 エアクリーナ及びエアファンネルの吸音構造

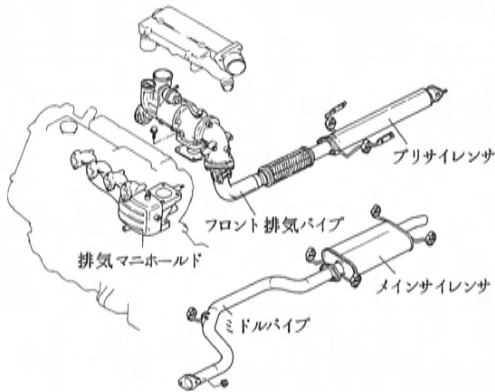


図12 排気系

5.5 燃料系

燃料噴射ポンプは過給圧に応じて噴射量を制御する BCS (ブースト・コンペンセータ・ストップ) 付とし、AT 車用にはトランスミッション制御用のアイドルスイッチ及びアクセルレバー開度センサを採用した。

また、始動時の操作性向上のため、オート CSD (コールド・スタート・デバイス) を採用した。

噴射ノズルは基本構造は従来型と同じであるが、噴霧角付ノズルを採用して予混合燃焼を抑制することにより NOx を低減している (MT 車)。

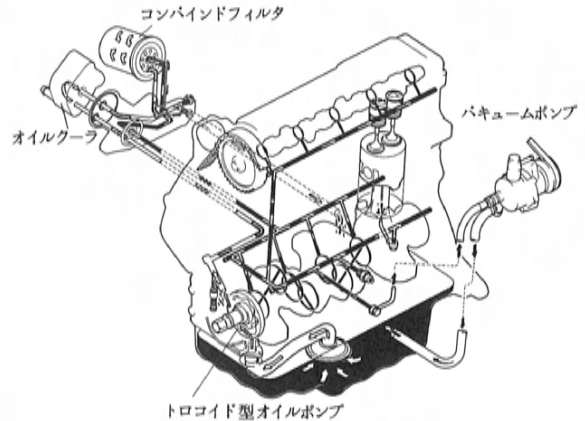


図13 潤滑系統図

5.6 潤滑系 (図13)

潤滑方式は全圧過圧送式である。オイルポンプはエンジンの高出力化に伴い、クランクシャフト先端部で直接駆動するクレセント型 (内接ギアポンプ) からトロコイド型に変更して吐出量を増大させている。

オイルフィルタは熱負荷増加に対応するため、バイパスフィルタ付のコンパインドオイルフィルタを採用してオイルの早期粘度上昇を防止している。

5.7 冷却系

冷却方式はサブタンク付簡易密封冷却方式である。サーモスタットは二段サーモスタットを採用して冷間、温間走行時の冷却水温度を安定化させている。

また、AT 車にはファン回転数二段制御システムを採用して静粛性を向上させている。

5.8 電気系

オルタネータは後部に PWS 駆動用プーリを設け、バキュームポンプを別体型とした。

また、寒冷地仕様にはバッテリーを 2 個並列接続として酷寒時の始動性を確保している。

6. あとがき

以上、新開発の RF 型 PWS ディーゼルエンジンの概要を紹介した。

本エンジンの開発では PWS という新技術のため予想外の問題にも遭遇した。しかし、GVE, FMEA などの机上検討の充実、実験計画法など

の手法を随所に適用し、関係者一丸となって当初掲げた諸目標の達成を可能にした。

今後、関係各位のご批判を仰ぎ、より一層の改良を加えてゆく所存である。

最後に本エンジンの開発にあたり最大限のご協力をいただいたスイス ABB 社（アセア・ブラウン・ボベリ）始め社内外の多くの方々に深く感謝の意を表する。

■ 著 者 ■



吉津紘二



駒ヶ嶺正樹

解説・紹介

18

モータスポーツ用3ロータロータリエンジン

Three-rotor Rotary Engines for Motor Sports

田所 朝雄^{*1} 栗尾 憲之^{*2}
Tomoo Tadokoro Noriyuki Kurio船本 準一^{*3}
Junichi Funamoto

要 旨

Abstract

'87ルマン24時間レースで活躍し1987年11月に市販を開始したモータスポーツ用3ロータロータリエンジンは、テーパー継手を用いた二分割シャフトの採用により多気筒化を図り、モータスポーツ用エンジンとして高次元でバランスさせることを目指し開発されたものである。

本稿では多気筒の手法、性能、信頼性の向上、エンジン制御システム、搭載性の改善など本エンジンで採用した技術について紹介している。

Three-rotor rotary engines for motor sports, some of which played an active part in the Le Mans 24-hour Endurance Race, have been for sale since November 1987. The engine has been developed to be suitable for motor sports with balanced high-performance characteristics: a separated shaft with a taper coupling has enabled the engine to have multiple rotors.

This paper introduces technologies incorporated in the engine: multiple rotors, improvement of performance and reliability, engine control system, ease of installation, etc.

1. まえがき

当社は1987年にロータリエンジン搭載車の販売20周年を迎えたが、この20年間は同時にモータスポーツ用ロータリエンジンの歩みでもあった。

ロータリエンジンの開発着手時から、コンパクトで高出力化が可能なエンジン特性を生かし、積極的にモータスポーツ活動を行ってきた。

1968年のマラソン・デ・ラ・ルート84時間レースで、10A型エンジンを搭載したコスモスポーツが総合4位に入賞したのを皮切りに、12A型、13B型と排気量をアップし、各部の改善を重ねることで数々のレースやラリーに参加し成果をあげてきた。

そして1987年6月のルマン24時間レースにおいて、マツダ757車が日本車過去最高位の総合7位、GTP/GTXクラス優勝を成しとげることができた。この原動力となったのが新開発されたモータスポーツ用20B型3ロータロータリエンジンである。更に本エンジンは1987年11月にスポーツキットとして市販を開始した。

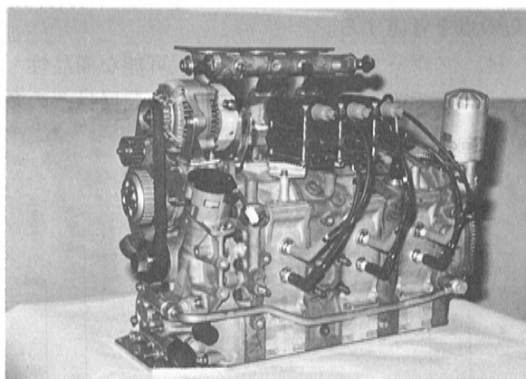


図1 エンジン外観

ここではこの新型3ロータロータリエンジンの概要、特長について紹介する。図1にエンジン外観図を示す。

2. 開発の狙い

本エンジンを開発するに当ってはロータリエンジンの特長を生かしつつ高出力を確保し、かつモータスポーツ用エンジンとして要求される小型、軽量、搭載性といった点を高次元でバランスさせ

*1, *2, *3 パワートレイン設計部

たエンジンとするため、以下の目標を掲げた。

(1) 世界耐久選手権に通用する出力の確保

当社のモータスポーツ用エンジンはこれまで310ps (228kw)/9,000rpm の出力をもつ13B型2ロータロータリエンジンが主力であり、米国IMSAシリーズのGTUクラス、世界耐久選手権シリーズのグループC2クラスなどで活躍しているが、各シリーズでの総合優勝を狙うには出力的に不足しており世界に通用する出力を確保する。

(2) 24時間、5,000km走行に耐える信頼性

耐久性、信頼性の高さはロータリエンジンの特長の一つであり、これを生かしつつ高出力で24時間レースを走りきる信頼性を有すること及び市販後のユーザのメンテナンスに要するランニングコストの低減を図る。

(3) モータスポーツ用エンジンとしての車載性

モータスポーツ用エンジンはエンジン単体性能が高だけでなく、車両全体でみた場合車のもつポテンシャルを発揮させる上で軽量、コンパクト、搭載性といったファクタが重要になっておりこれらの点を考慮する。

(4) スポーツキットとして市販可能な商品性

これまでのモータスポーツ活動の発展はその多

表1 エンジン主要諸元

諸元	型式	20B型	13B型
種 類		ロータリ直列3ロータ	ロータリ直列2ロータ
排気量(cc)		654×3	654×2
偏心量×削成半径×幅(mm)		15×105×80	←
圧 縮 比		9.4:1	←
吸気方式		ペリフェラルポート	←
最高出力(ps/rpm)		450ps/8,500rpm	310ps/9,000rpm
最大トルク(kgf-m/rpm)		40kgf-m/8,000rpm	26kgf-m/8,000rpm
重 量(kg)		145	120
全幅×全長×全高(mm)		549×672×520	605×480×520
燃料供給装置		電子制御燃料噴射	ボッシュ機械式燃料噴射
潤滑装置		ドライサンプ方式	←
冷却装置		水 冷 式	←
点火装置		電子制御 CDI	CDI

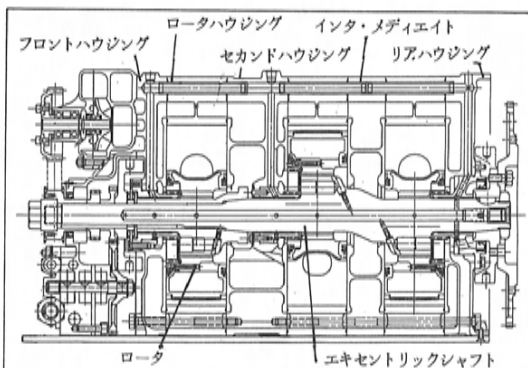


図3 エンジン断面図

くが一般ユーザの活動により支えられてきたものであり、本エンジンもユーザにとって手軽でポテンシャルのあるパワースourceとして支持が得られるものとする。

3. 主要諸元と性能

表1にエンジンの主要諸元を示す。図2に20B型の全開性能を示す。最高出力450ps (331kw)/8,500rpm, 最大トルク40kgf·m (92N·m)/8,000rpm が得られた。また最大トルクの90%以上のトルクが5,500rpm から得られるフラットなトルク特性をもつ。なお最高許容回転数は9,000rpmとしている。

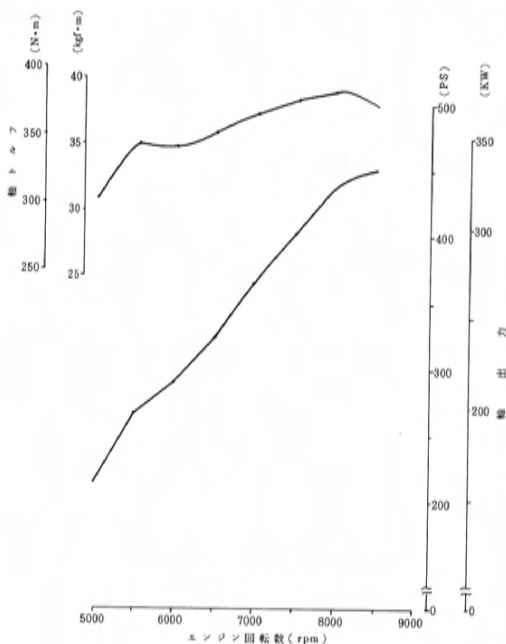


図2 全開性能

4. エンジンの特長

4.1 エンジンの基本構成

エンジンの基本構成は現行13B型2ロータロータリエンジンをベースにフロント側へ1ロータを追加し3ロータとした。図3にエンジンの断面を示す。

エキセントリックシャフトはセンタロータを組み込むため二分割方式とし、センタとリアのロータジャーナルをもつメインシャフトと、フロントのロータジャーナルをもつ中空のフロントシャフトにより構成され、2つの部品はテーパ継手により結合される。メインジャーナルは三ヶ所とし、テーパ継手の直後と両端に設けている。回転バランスは2バランス方式とし、前後のバランスウエイトで調整する。図4はシャフトの外観を示す。

点火間隔は回転アンバランスを減らすため120°とし、点火順序はフロント、センタ、リアとした。

ハウジングはセンタの固定ギア及びメインメタルを保持するセカンドハウジングを新設し、本ハウジングにテンションボルト取付ネジや、エンジンマウントの取付けボスを設けている。

吸気系は吸気効率の高いペリフェラルポート方式とし、スロットルバルブは全開時の通気抵抗が少ないスライドバルブ方式としている。燃料系は制御が容易な電子制御方式とし、耐久レースなどの厳しい燃費規制に対応した。

4.2 多気筒化の手法

2ロータ以上の多気筒化については実験室の段階ではこれまでも種々の試みがなされてきている。2ロータ以上の多気筒化で最も大きな問題となるのが中央に配置するロータをいかに組み込むかである。これの対応策としては大きく分けて次の2つの方法がある。

① 出力軸（エキセントリックシャフト）を分

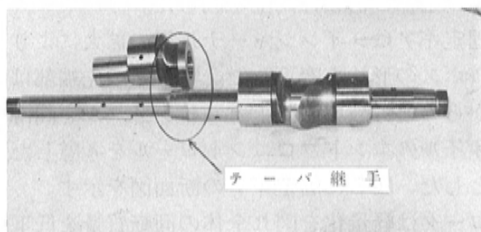


図4 エキセントリックシャフト

		略 図
シ ャ フ ト 分 割	カービック カップリング	
	スプライン継手	
	テーパ継手部	
	1 ロータ + 2 ロータ	
ギ ア 分 割	固定ギア分割	

図5 多気筒化手法例

割する。

② 固定ギアを分割する。

図5に多気筒化の手法例を示すが、いずれの方法もロータリエンジンの重要部品を変更することから、分割方法の選定と同時に分割部をどのような方式で再結合するかが大きなポイントとなる。そしてこれによりエンジンのポテンシャルが決定されるといえる。

本エンジンでは耐久性、信頼性を始め、小型化、軽量化、加工性といった面から総合的に判断し、

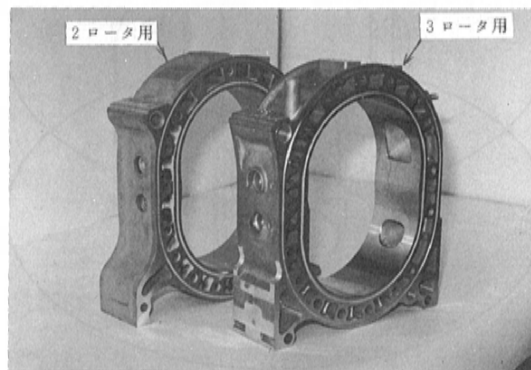


図6 ロータハウジング

シャフトを分割する方法の中で一体のメインシャフトに中空の偏心部を結合する方式とし、シャフトの剛性低下を防止した。分割部の結合方法としては信頼性のあるテーパ継手を採用することで実用化が図れた。

4.3 耐久性, 信頼性

耐久性, 信頼性の高さは、モータスポーツ用ロータリエンジンの特長の一つであり、本エンジンでもこれを継続できる仕様とした。

(1) ハウジング系

ロータハウジングは砂型鋳造品からトロコイド面にシートメタルをインサートしたダイキャスト金型鋳造品に変更し、トロコイドフォームの変形防止、耐熱疲労強度の向上及びハウジング全体の剛性向上を図った。同様にプラグホール回りの拘束緩和も廃止した。トロコイド面の表面処理はソリッドクロームメッキとしている。図6にロータハウジングの外観を示す。

サイドハウジングは、特に3ロータロータリエンジンの専用部品としてセカンドハウジングを新設した。このハウジングは前後気筒の燃焼変動や回転変動の影響で、複雑な荷重を受けるセンタ固定ギアを保持しているために、図7に示すような構造解析モデルなどを多用して設計した。

この他エンジン全長及び部品点数の増加により各部品の加工精度の組み合わせ誤差幅も増大し、特にメインメタル部の芯ずれが懸念されるため、各ハウジングのノックピン位置の精度向上を図った。

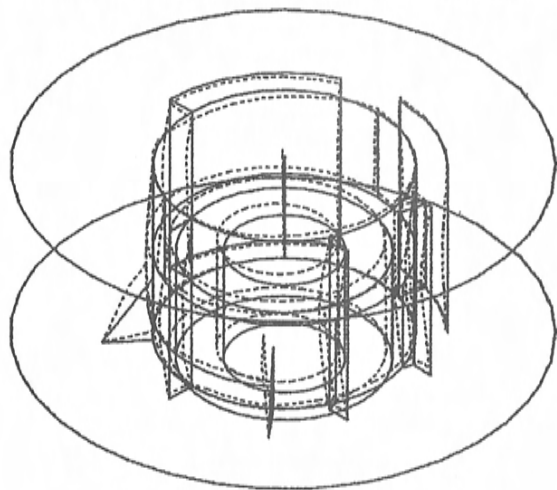


図7 セカンドハウジング解析モデル

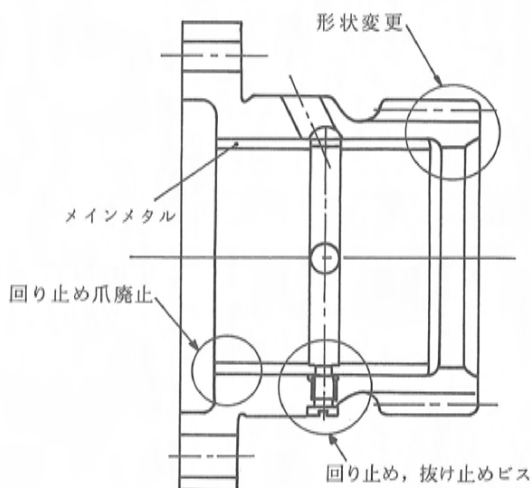


図8 固定ギア

更にフロント気筒のノックピンは他の気筒に比べ少しルーズ (Loose) な嵌め合いとし、エンジン組立時フロントのメインメタルをシャフト基準で位置決めができるようにしている。

(2) 回転系

エキセントリックシャフトは1ロータ追加によるシャフト全長の増加及び二分割による全体の曲げ剛性低下を防止するため、メインジャーナル径を拡大した。更に前後のジャーナル部は部分的にシャフト径を縮小し、たわみの増加によるオイルクリアランスの減少を防止した。

メインメタルは端部当りによる端面の焼付を防止するため、メインメタルの回り止め及び位置決め爪を廃止し爪部からの油膜切れを無くした。このためメタルの回り止めはギアボス側からビスで固定する方式とし、同時に抜け止めの機能を持たせた。またメタルに設けた油穴はシャフト内の油圧とメタルへのオイル供給のバランスを図るため形状を変更した。更にメタルの長さも短縮し、メタル全体の信頼性向上を図った。

固定ギアはメインジャーナル径の拡大によりメタルボスの形状を変更した。特にギア先端部は齒先からの疲労破壊の防止とメインメタルを潤滑したオイルのエンドフロコントロールを考慮した形状とした。図8に固定ギアの断面図を示す。

ロータは軽量化を図り全体の回転質量を低下させた。ロータギアはシャフトの挙動変化によるギ

ア荷重増加対策として材質を変更し、ガス軟窒化処理をすることで浸炭焼入れの固定ギアと同等の疲労強度を確保した。

(3) その他

ガスシール関係はシャフトの挙動変化を吸収するためシールクリアランスを一部変更した。特にセンタロータ部についてはフロント、リア部に比べ各部のクリアランスを拡大した。オイルシールについてもスプリング荷重を増やしロータの挙動変化に追従できるようにした。

潤滑系は2ロータと同様にフロントカバー内蔵のギアポンプを用いたドライサンプ方式であるが、エンジン容量の増加に伴う循環油量及び油圧を確保するため、スカベンジャ側、フィード側共にギア幅を拡大し約20%の容量アップを図った。

冷却系はエンジン各部の温度分布に特に異常が認められないため、ウォータポンプ仕様及び冷却回路は2ロータ仕様のままとした。

4.4 軽量化

エンジン重量は車作りに大きく影響するため1ロータ追加による重量アップを押えるように努め約20%の重量増におさめた。この結果ウエイト/パワー比は0.322となり超軽量エンジンとなった。

軽量化の中で特に回転質量の低減はエンジンレスポンスの改善、回転系全体の信頼性向上からも重要な課題でありロータの軽量化を重点課題として取り組んだ。その結果ロストワックス鋳造法を導入することで、13B型スポーツキットエンジンのロータに比べ約30%の重量軽減が図れた。これはロストワックス鋳造法の特長である精密鋳造を生かしリブや外壁の薄肉化や余肉削減により達成した。最小肉厚は鋳造性及び構造解析モデルによる強度解析により2mmとした。図9にロータの外観と一部断面を示す。

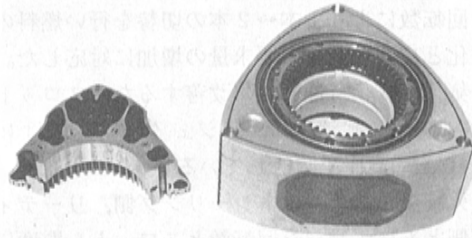


図9 軽量ロータ

4.5 エンジン制御系

本エンジンでは出力と燃費、レスポンス改善のため大容量のCPUを採用し、演算スピードのアップによる制御精度の向上ときめ細かなセッティングを可能とした。主な制御内容は燃料噴射、点火時期、インジェクタの切替、燃費計の表示、スロットルの全開学習、故障診断などである。図10に全体システムを示す。

燃料噴射システムは高回転での吸気抵抗低減のため、スロットル開度とエンジン回転数によるマップ制御を行うスピードスロットル方式としている。噴射量はマップ値に加速補正のほか水温、大気圧、吸気温といった各種の補正を加え決定するが、更にエンジンやインジェクタのパラツキ、経年変化による要求噴射量の変動を補正するため

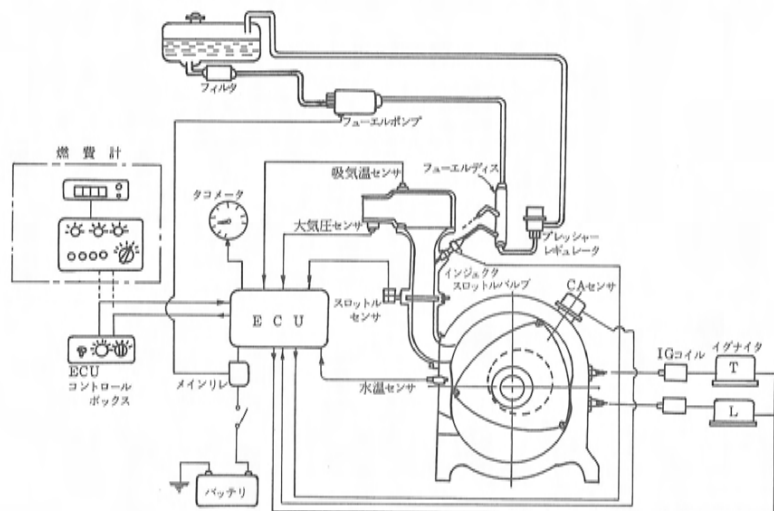


図10 エンジン制御システム

外部調整ツマミによる補正機能を設けた。

インジェクタは2本/気筒とし、エンジンの負荷と回転数により1本→2本の切替を行い燃料の微粒化と高回転域での要求量の増加に対応した。また気化、霧化特性を更に改善するためスロットルバルブの上流にインジェクタを取付け5.0kgf/cm²の高圧で噴射している。

点火制御システムはトレーリング側、リーディング側ともにエンジン回転数とスロットル開度によるマップ制御とし、最適な点火時期を設定可能としている。点火はCDI点火とし電子配電による1プラグ1コイルタイプとしている。プラグは2本/ロータとしV型の熱価11.5で7段コルゲーションにより耐電圧の向上を図った。

車載燃費計はインジェクタのパルス幅をカウントする方式とし、これに補正係数を加え精度の高い燃料消費量の表示を行っている。更に残量ワーニング機能をもたせており、フューエルタンク容量及び残量警告量を設定することで各サーキットに応じた残量警告を可能としている。図11に車載燃費計を示す。

この他各センサ類にトラブルが発生した際、故障箇所を表示するダイアグ表示機能と自力でピットまで帰るためのフェールセーフ機能を持たせている。

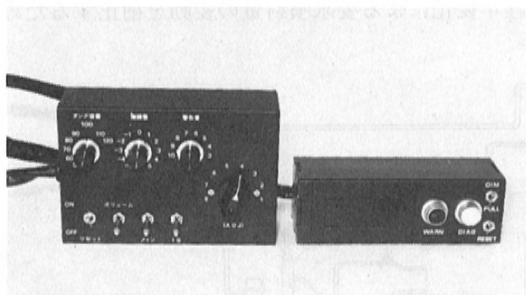


図11 車載燃費計

4.6 搭載性

最近のレーシングカーでは空力特性が非常に重要視されてきており、特にベンチュリーカーであるグループCカーではエンジン外形が空力に与える影響が大きくなっている。またレシプロエンジンではエンジンブロックをシャシの一部として使用することが一般的となっており、本エンジンでもこの2点について考慮した。

エンジン外形はグループCカーのアンダボデーとの干渉を防止し空力特性に大きな影響を与えるエアートンネルが大きくとれるように、エンジンの下部（ハカマ部）を削除し更に補機類をエンジン上部に移動させ下回りを簡略化した。またエンジンマウントの取付位置をエンジン中央部へ移動させ、サブフレームの取り回しを改善した。エキゾーストポートの出口位置も同様に上部へ移しエキゾーストパイプの取り回しの改善とアンダボデーとの干渉を防止した。図12にエンジン外形図を示す。

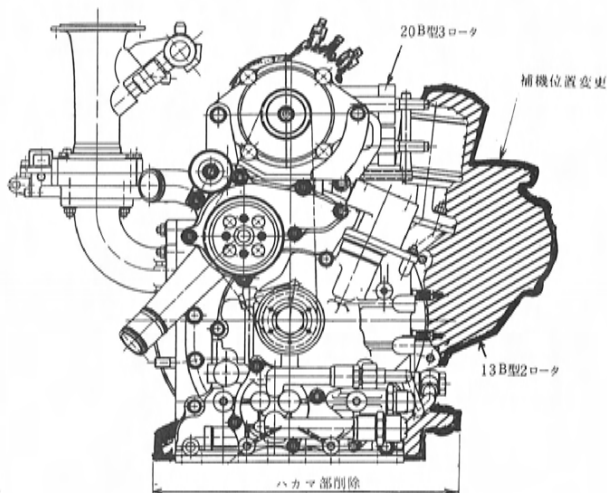


図12 エンジン外形図

エンジン剛性についてはエンジン下面のオイルパンの板厚をアップし、更に前端をボデーに直接取り付け可能な形状とした。エンジンマウントは最も剛性の高いセカンドハウジング中央部とし、シャシからの荷重入力に対処した。またインレットマニフォールドのフランジをフロントからリアまで一体化し、補強ブラケットの一部としている。

更にエンジンを組み立てるテンションボルトは二分割とし、フロントの気筒とセンタ&リアの二気筒分をセカンドハウジングへ固定することで、エンジン剛性の向上と分解、組立時のサービスの改善を図った。図13に二分割テンションボルトを示す。

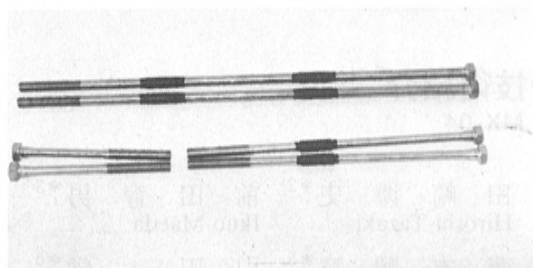


図13 テンションボルト

■著 者



田所朝雄



栗尾憲之



船本準一

5. あとがき

これまでモータスポーツ用3ロータロータリエンジンの概要を紹介した。二分割シャフトとテーパー継手により永年の夢であった多気筒エンジンが実用化でき小型、軽量かつ耐久性のあるロータリエンジンの特長を生かしつつ高出力化が図れた。そして1987年のルマン24時間レースではそのポテンシャルを充分発揮できたと考える。

今後のモータスポーツ用エンジンはターボチャージドエンジンから自然吸気エンジンに移行しつつある。(世界耐久選手権シリーズやF-1シリーズでは1989年よりターボチャージドエンジンの使用は禁止される。) 私達は本稿で述べたように自然吸気方式で3ロータロータリエンジンの開発を進めてきた。従って今後もこの延長線上の開発を推進することで、更にエンジンの熟成を図り、モータスポーツユーザに常にコストパフォーマンスのあるエンジンを提供し続けたいと考える。

最後に本エンジンの開発に際し、多大な協力をいただいた社内外の関係先の方々に深く感謝の意を表したい。

解説・紹介

19

MX-04の技術紹介

MAZDA MX-04

白石 紀 明^{*1} 田 崎 博 史^{*2} 前 田 育 男^{*3}
 Noriaki Shiraishi Hiroshi Tazaki Ikuo Maeda
 大 黒 雄二郎^{*4} 藤 本 順 章^{*5} 引 田 学^{*6}
 Yujiro Daikoku Yoriaki Fujimoto Manabu Hiketa

要 旨

Abstract

MX-04は、人とくるまの新しい係わり方の研究車である。本稿は、このくるまのコンセプト、及びデザインを概説し、主としてそれを実現するための主要技術について述べる。

主要技術は3相ボデー構造、アルミ RE-10X エンジン、4WD と FR 切換え方式の駆動系、ツインばねダンパ付きアルミダブルウィッシュボーンサスペンションなどである。

MX-04 is a concept car by which a new interrelation between man and automobile is represented. This paper outlines the Concept and design of the car and explains major technologies incorporated in the car.

The major technologies include a three-phase body structure, an aluminum RE-10X engine, a mechanism to switch from four-wheel drive to rear-wheel drive and vice versa, and aluminum double-wishbone suspensions with twin-spring dampers.

1. はじめに

近年くるまの技術は飛躍的に進歩し、安全性、快適性、動力性能を高度にバランスさせたくるまが続々と開発されている。スポーツカーというジャンルのくるまにおいてもそれは顕著である。コンセプトカー MX-03で我々はその一つの方向性を示し、複雑なメカニズムを電子制御で細かくコントロールした。しかしくるま、特にスポーツカーは、本来もっと気軽に「楽しめる」ものであり、その楽しみ方も人々のライフスタイルの多様化に従って様々なものとなっている。人間には自分は……、今日は……、今は……、という気分がある。そこで速く走るだけでなく、もっと「幅広い楽しみ方」を持つスポーツカーを造り、自動車文化に対する一つの方向性を示したい。これが、MX-04の基本思想である。

2. 車両コンセプト

MX-04の車両コンセプトは、ヤングを対象にしたモジュラスポーツである。

人々がくるまに求めるものは何であろうか？それは単に高度な機能だけではなく、それでは満たしきれない次のようなエモーショナルな部分である。

①「自分の思い通りに心地良く走りたい」という基本性能に対する要求。

②高性能化し、ブラックボックス化するメカニズムに対して、自分で触れ、思い通りにメンテナンスの行えるシンプルなメカニズムが欲しい、という要求。

③ TPO, その時々々の目的・気分に合わせてくるまを使い分けたい、自分自身の選択により自分だけのくるまを造り個性を演出したい、というスタイリングに対する要求。

これら人それぞれの「楽しみ方」のニーズに対応したアイテムを持つのも良い。MX-04の基本は、シンプル・ナチュラルなスポーツカーであるが、最大の特徴はくるまをアップボデーとベースシャシに分割し、更にアップボデーをモジュール化して「使い分け」、「造り分け」を容易にしたことにある。すなわちくるまのモジュール化により自

* 1, * 2 技術研究所 本社研究所
 * 5, * 6 パワートレイン設計部

* 3 技術研究所 横浜研究所

* 4 第2デザイン部

分だけのくるまを自分で楽しくデザインし、造ることができ、更にその時の気分や状況に応じてスタイルが容易に変えられることである。一方、軽量スポーツカーとしての自分の走り方が選択できる。つまり、およそくるまがハイテクで固められた無刺激・無表情な移動の道具としての人とくるまの係わり方であるのに対して、MX-04はもっと刺激的な表情豊かな遊びのメディアとしての人とくるまの係わり方の一つを具体的に示したものといえる。そのような意味でこのくるまは、人間の情緒機能を増幅拡大するメディアでもある。

軽量コンパクト、かつ適度な動力性能で走りを楽しみたい (fun-to-drive)、シンプルでメカニズムにより、造る・触れる楽しみも持ちたい (fun-to-make)、モジュール可能なボデー構造により、TPO に合わせたスタイルも楽しみたい (fun-to-design)、fun-to-drive / fun-to-make / fun-to-design、人々がくるまに求めるこの「楽しみ」の3アイテムを、同時に満足し得る新時代のライトモジュラススポーツカー、これがMX-04の基本コンセプトである (図1)。

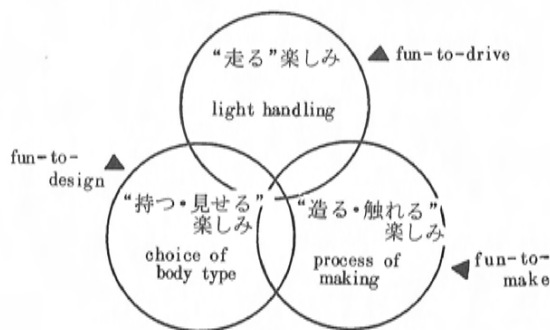


図1 「楽しみ」の3アイテム

主要諸元はつぎのとおりである (*印は目標値)。

- 寸法 (mm)
 - 車両 3,830×1,690×1,170 (クーペ)
 - ホイールベース 2,250
 - トレッド (前後) 1,450
- エンジン RE-10X
 - 総排気量 491cc × 2
 - 最高出力 *150ps/8,000rpm
 - 最大トルク *15kg・m/4,000rpm

• 変速機・駆動方式

M5段、センターデフ付き4WD/FR切換え

- ステアリング ラック & ピニオン
- サスペンション ダブルウィッシュボーン
- ブレーキ 4輪ディスク
- タイヤ 195/50R15
- ホイール 6JJ×15
- 車両重量 *850kg (クーペ)

3. デザイン

MX-04のデザインは近未来の軽量スポーツカーとして先進的な機能美と力強さを持ち、見る人、乗る人を非日常的な興奮の世界に誘うよう演出することを狙った。またモジュラーカーとしてのメッセージを外観、内装、色、素材を通じて明解に発信することのもう一つの狙いとした。

3.1 エクステリアデザイン

MX-04は2シータのベースシャシと外板バリエーションにより様々な表情を持つ。共通する特徴は、全長/全幅比が小さく、かつ低いニュープロポジション、まろやかな基本造形、水平基調のデザイン、そして、キャンディレッドやブリリアントシルバーメタリックのニューカラーなどである。もう一つの特徴は、モジュラーカーとしてのメッセージをボデーデザインでも表現すべく、意図的に外板パーツを分割し、共通部を黒色のCFRP (Carbon Fiber Reinforced Plastic) 素材色に、ユニーク部はボデー色で表現していることである。ベースシャシは、主素材のCFRPとアルミの素材色である黒と白を基調色として、力強さや高精度感を表現した (図2)。セミカウルシャシは、ベースシャシに最小限の外板を装着し、ロープのみの乗降口、低いカウルなどにより身体全体に風を受け、流れ去る路面を見て一種の興奮感をもたらすよう設計した (図3)。ロードスターは、フロントウィンドとドアを極端に簡素化し、全く新しいシルエットを生み出すと同時に、オープンエアの爽快感を拡大することができた (図4)。スポーツクーペは、ロールバータイプBピラーと同一面のグラスキャノピーにより未来感を表現すると同時に、コンパクトなボデーを更にひきしめ、力強さをもたらしている (図5)。

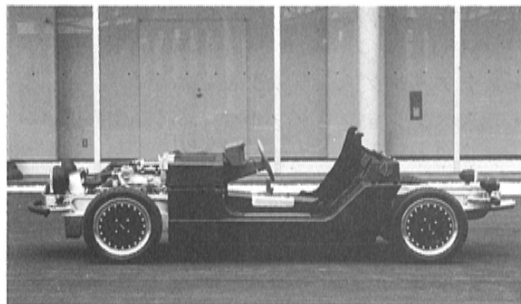


図2 ベースシャシ

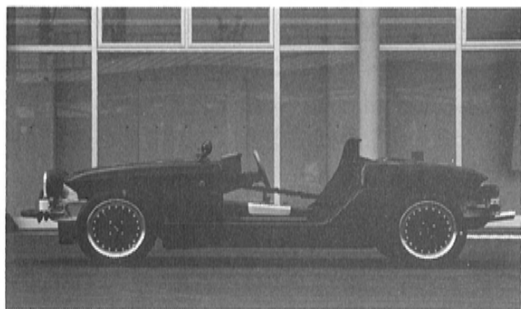


図3 セミカウルシャシ

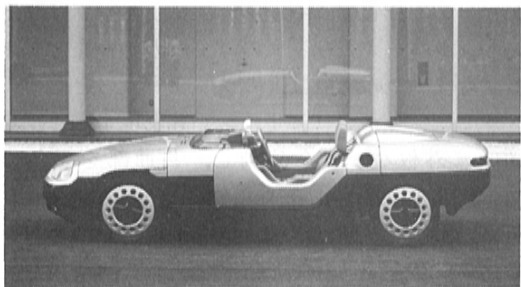


図4 ロードスター

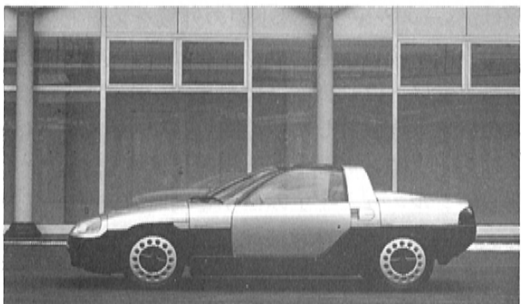


図5 スポーツクーペ



図6 インテリア

3.2 インテリアデザイン

ドアを開け、乗り込み、エンジンをかけ発進する一連の動作を通じて、スポーツカー乗りになる気分の高まりを誘うように装備やデザインを考えた(図6)。高目のサイドシルと低い着座位置、タイトなシートとフルハーネスシートベルト、メインスイッチとスタータスイッチの分離、眼下を流れる路面を視野にいれてスピード感を味わえる低いドアなどはいずれもそのための演出である。また、インストルメントパネルは、CFRPの基本フレームと容易に着脱できるパーツで構成し、ユーザの様々な想いに応えられるようにした。

4. 車両技術

4.1 ボデー構造

MX-04は、外板を容易に取換えられることはもちろんのこと、外板を取り除いたベースシャシ状態で走行できる必要がある。このためボデーの基本は、アルミバックボーンフレームと、フロアパネルを兼ねたCFRPのサブフレームとをリベットと接着剤で組み合わせたハイブリッドシャシ構造とし、ライトウェイトスポーツにふさわしい軽量、高剛性を両立させている。

バックボーンフレームには、パワートレイン・足まわり部品などの重要保安部品が装着される。このため、その材質は、重量、強度、剛性、信頼性を総合的に評価して高強度アルミニウム(A5083-0)とした。サブフレームの材質は、新しいデザイン素材として、また、軽量化にも大きな効果のあるCFRPを使用した。アウターパネルは、サブフレームほどの剛性が不要でないため、軽量化と成形性を考慮して、GFRP (Glass Fiber

Reinforced Plastic) を使用した。

このように MX-04 のボデーは、アルミバックボーンフレーム、CFRP サブフレーム、GFRP アウタパネルから成りたつ 3 相ボデー構造としている。

この 3 相ボデー構造に使用した素材の特性を表 1 に示す。

表 1 使用素材の特性

項目	材質	(参考) SPC1	A5083-0	CFRP	GFRP
比 重 (g/cm^3)		7.8	2.7	1.5	1.35~2.3
引っ張り強度 (kg/mm^2)		28~38	28~36	31	12
縦弾性係数 E (kg/mm^2)		21,000	7,200	3,400	800
伸び率 (%)		39以上	16以上	1.0	1.9

(1) バックボーンフレームとサブフレーム

アルミバックボーンフレームは、F. フレーム、R. フレームともに溶接閉断面部材を使用し、トンネル部も下面をアルミパネルでボルト結合し閉断面化することにより高剛性を確保した。

CFRP サブフレームは、ビニールエステル系樹脂の両表面をカーボン繊維で補強し、軽量、高剛性にした。なお、フロアは中間に軽量のコアマットを使用し、より軽量化を図った。

バックボーンフレームとサブフレームは、リベットとウレタン系接着剤で結合した。

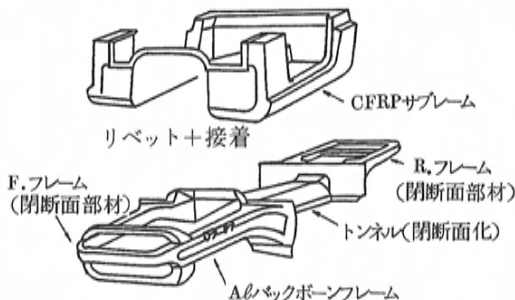


図7 フレーム構造

図7の状態での剛性を測定した結果を次に示す。

曲げ剛性値 $1.60 \times 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

ねじり剛性値 $0.29 \times 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 / \text{rad}$

(2) アウタパネル

アウタパネルは、つぎの要件を満足させるように考慮した。

- ワンタッチで取換えできること。
- 走行中にガタが発生しないこと。
- アウタパネル、室内の荷物などが盗難にあわないこと。

下記に代表的なパーツの取換え方法を示す。

① F. フェンダの取換え方法

ボンネットを開け、ボデーに固定されたロック部の解除レバーを押すとロックが解除される。次に F. フェンダをヒンジ中心に約 45° 回転させ、この位置でヒンジ部を外す。取付ける時は、逆に 45° 付近でヒンジ部を取付け、F. フェンダを回転させるとロックプレートがロックにかみ合い、ロックされる。

ボンネット、ドアパネル、R. フェンダ、バッテリーカバー、トランクリッド、サブリッドの交換もこれと同じ方法である (図8)。

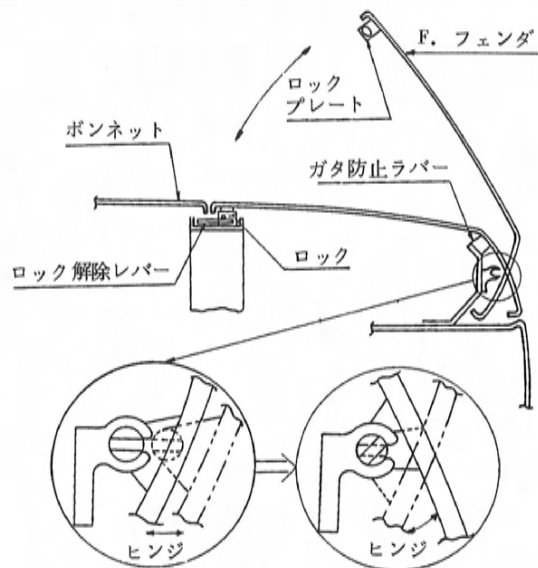


図8 F. フェンダ

② ロールバーの取換え方法

ドアを開け、ボデーに固定されたロック解除レバーを押すとロックが解除される。つぎにロールバーを上方へ持ち上げ外す。取付ける時は、ロールバーを上方からガイドピンが穴に合うように降

ろしてくると、ロックプレートがロックにかみ合いロックされる。F. ウィンドの交換もこれと同じ方法である（図9）。

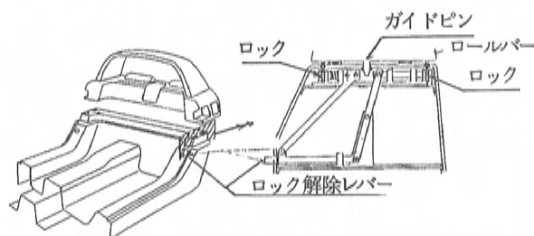


図9 ロールオーバー

このように、ロック解除レバーをボンネットや、ドアを開けなければ操作できない位置に設けることによって盗難防止を図っている。

4.2 サスペンション

サスペンションは、すぐれたハンドリングと、快適な乗心地を両立させるため、フロント、リアともに、ツインばねダンパ付きダブルウィッシュボーン方式とした（図10）。

ツインばねダンパは、サスペンション高の低減、衝撃荷重の分散、及び冷却性の向上を図ることを狙いとしている。

アッパーアーム、ロアアームには軽量、高剛性を保ちながらも美しさを強調させるため高強度アルミニウム（A5083-0）を使用した。

4.3 メータ

メータは、周囲あるいはドライバの状況に応じて表示内容を変えることができる多重表示とした。表示内容は、アナログタコメータを中心としたタコ中心表示、車速やエンジン回転数をはじめとする全項目表示、各部の状態をチェックするセーフ

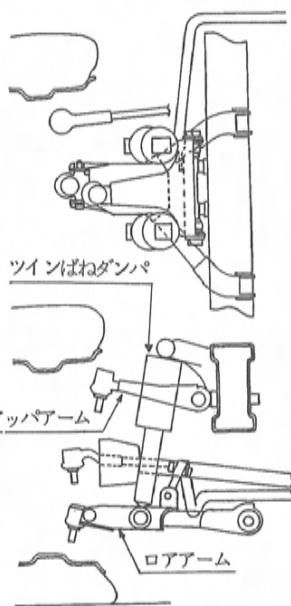


図10 F. サスペンション

ティモニタ表示の3種類である。また、fun-to-driveのインフラストラクチャとして、電話回線による天気予報、交通情報といったCAPTAIN情報表示も可能にした。

5. パワートレイン技術

5.1 エンジン

MX-04のコンセプトの中で特に走る楽しさ、美しいボデースタイル実現のために最適なエンジンとして、低振動で軽量コンパクトなロータリエンジンを採用した。図11に示すこのエンジンRE-10Xには、上記のようなロータリエンジン固有の特性にみがきをかけるため、徹底した軽量化、コンパクト化の追求、高回転化、高出力化とクイックレスポンスの実現、低燃費化の追求の3つに主眼を置いて、図12に示す各種の新技術を採用した。

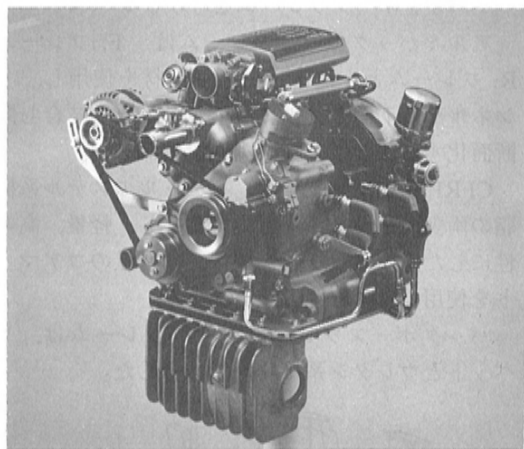


図11 RE-10X

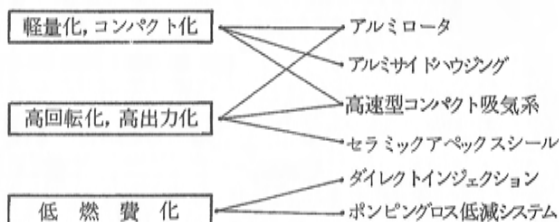


図12 RE-10Xの主要技術

(1) 軽量化、コンパクト化

RE-10Xでは、オールアルミエンジンをテーマに、ロータ、サイドハウジング、フライホイ-

ルなどをアルミ化し、約30kgのエンジン軽量化を達成できた。また吸気系のレイアウト改善、補機、デバイス類の簡素化、小型化などにより、エンジンの大幅なコンパクト化が可能になった。

(2)高回転化、高出力化

ロータ、フライホイールなど回転部品の軽量化により、エキセントリックシャフトに加わる遠心力、及び回転系の慣性モーメントを大幅に低減できた。その結果、最高回転数10,000rpmというレースエンジンにも匹敵する広い使用可能回転域と、アクセル操作にすみやかに反応する俊敏なレスポンスを得ることができた。また、吸気系には高速型の動的過給方式、排気系には排気脈動を利用して低速トルク向上を図る独立排気マニホールドを採用して、全回転域にわたる大幅な出力向上を達成し、レスポンス改善ともあいまって、きびきびしたハイレベルな走りを実現した。一方、このような高回転、高出力下での耐久性を確保するため、耐摩耗性に優れたセラミック製のアベックスシールを採用した。

(3)低燃費化

燃費改善のためには、ダイレクトインジェクション (Direct Injection) とポンピングロス低減システムを採用した。図13にその構造を示す。

ダイレクトインジェクションはロータハウジン

グに燃料噴射ノズルを設けて作動室内に直接燃料を噴射するシステムで、点火プラグ近傍に濃混合気を形成し、層状燃焼を行わせるものである。これにより、燃費改善のみならず、エミッション改善や燃料の応答性向上によるレスポンス低減が図れた。ロータの回転に従って作動室が移動するというロータリエンジンの特徴により、噴射ノズルには高温高压の燃焼ガスは作用せず、燃料供給系や噴射ノズルは通常の EGI 車と同様のものが使用できた。

ポンピングロス低減システムは、フロント、リア両気筒を隔てているインタメディアイトハウジングに両気筒を連通させる通路とそれを開閉するバルブを設けたものである。軽負荷時はバルブを開き、両気筒間でガス交換を行わせることにより、吸気クローズタイミングが遅れたのと同様の効果が発生し、吸気管内負圧が低下する。その結果ポンピングロスが低減され、燃費改善が図れた。

5.2 駆動系

駆動系は、センタデフ方式4WDとFRを切換えることができる新しいセレクトابل方式を採用した。

主変速機は、4軸構造としフロアのトンネル部を低くした。トランスファは、第3軸上に配置している (図14)。フロントデフへのアウトプットシャフトは、ギヤボックス内の中空シャフトの中に通すことにより、主変速機前方より取出した。

トランスファの4WDとFRの切換えは、チェンジレバにより選択可能とした。4WD走行時は、プラネタリギヤ方式センターデフにより、前後輪のトルク配分比を36:64にしている。センタデフ

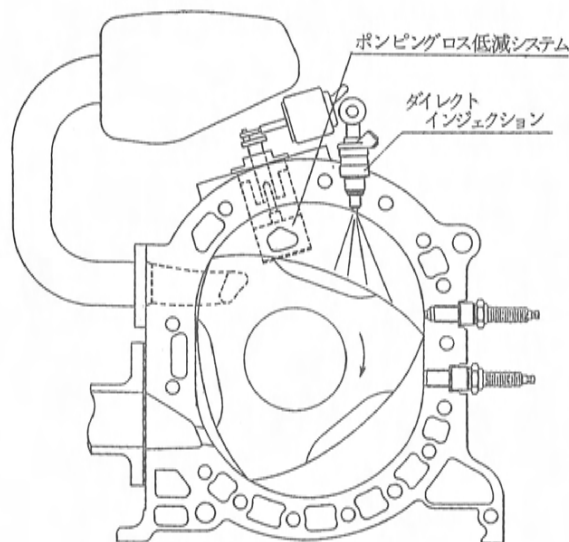


図13 RE-10Xの低燃費技術

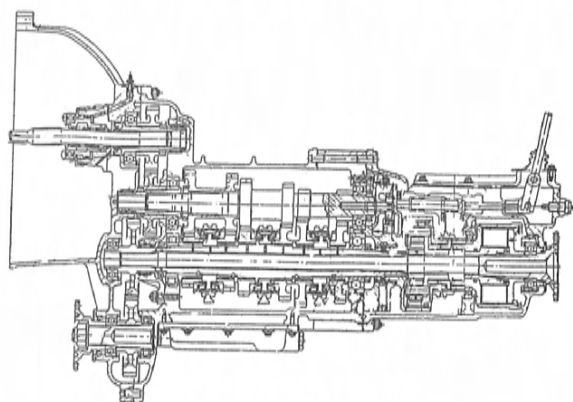


図14 主変速機の構造

の差動制限装置には、ビスカスユニットを採用した。

フロントデフは、オイルパンと一体構造にすることでボンネットを低くおさえることができた。

6. おわりに

以上、MX-04の技術紹介と題してその概要を述べた。冒頭にも述べた通りこのくるまは、人とするまの新しい係わり方に関する研究の具体例の一つである。近未来の、あるいは将来の人とするまの係わり方については、なお一層の幅広い研究が必要である。

その手順は、まず生活文化を踏まえたくるまのコンセプトづくりを行い、つぎにそのコンセプトを実現するためのスタイリングデザインとエンジニアリングを開発することである。中でも最も重要なポイントは人間の研究である。

最後に、MX-04の開発にご協力いただいた関係者各位に感謝します。

■ 著 者 ■



白石紀明



田崎博史



前田育男



大黒雄二郎



藤本順章



引田 学

解説・紹介

20

新型ルーチェ高鮮映性塗装について High Image Gloss Paint Process for New LUCE

高下 博彦^{*1} 小笠原 敏文^{*2}
Hirohiko Kōge Toshifumi Ogasahara
安部 拓志^{*3}
Hiroschi Abe

要 旨

Abstract

自動車の高級化に伴いボデー塗装の見映え感に対する関心が高くなっている。新型ルーチェの塗装系では、レーザ処理鋼板、厚膜型カチオン電着及びレオロジコントロール塗料やアクリル CAB（セルロース・アセテート・ブチレート）メタリックベースなど新塗装材料を開発し導入した。加えて、高微粒化塗装機や多車種生産に適した外板自動塗装設備などを導入し、塗装鮮映性を中心とした見映え観の向上を図っている。なかでも、新型ルーチェ3.0ℓ 塗装系では工程追加により、従来にない高鮮映、高光沢の塗装を実現している。

With the market trend shifting to increasingly high grade vehicles, people are getting more and more concerned with the paint finish of vehicle bodies.

New paint materials and coating methods have been developed and adopted for the new Luce, including laser-processed sheet metal, rheologically controlled paint, acrylic CAB metallic base, and high build cation electrodeposition. High atomizing paint equipment and automatic outer oanel oaint equipment suitable for multiple model production have also been introduced into the new Luse line.

These measures have enriched the attractiveness of the Luse car bodies, including their paint gloss.

Particular, the painting line foe the new 3.0-liter Luce has been provided with an additional process, bringing about a high Image glass paint.

1. はじめに

近年、自動車の高級化、高品質化、個性化の観点からボデー塗装の見映えに対する関心が強くなっている。

ボデー塗装の主目的はボデー保護と美観付与であり、図1に示す塗装質感イメージでとらえることができる。ボデー塗装の耐久性については、防錆・防食性の優れたカチオン電着塗装をはじめ、防錆鋼板の大量使用、防錆ワックス処理あるいは塗装の厚膜化などにより、チッピングダメージや塩害などボデー錆に最も厳しいとされる北欧、北米地域においても十分耐えうるまでに至っている。また、チョーキング、変退色、クラックなど塗膜の経時劣化についても塗料物性の改良により、大巾な性能向上が図られている。

一方、ボデー塗装の美観については、欧州高級車に用いられている4コート・4ベーク塗装や新

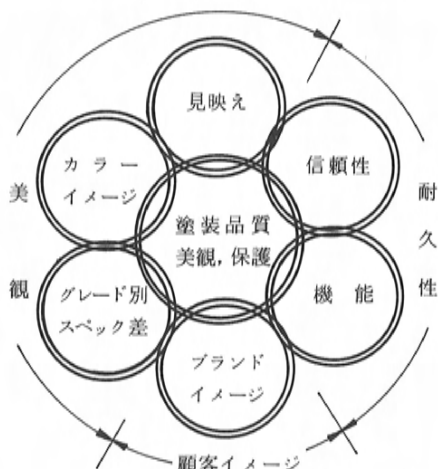


図1 ボデー塗装質感イメージ

意匠性の高いパルtoon、マイカ塗装の採用により、自動車の高級化、差別化が図られるようになった。ボデーのカラーリングは別として、ボデー

*1, *2, *3 装備生技部

塗装の見映えは塗装材料の挙動特性、塗装工程・設備によって決まる要因が多い。

新型ルーチェの塗装系では、塗装面の鮮映性を中心とした塗装の見映えの向上を図っている。以下に新型ルーチェで採用した塗装系について紹介する。

2. 鮮映性評価と塗装工程・塗膜構成

2.1 塗装面の鮮映性評価について

ボデー塗装の見映えは鮮映性、肉持ち感、深み感、鮮明性、光沢感などさまざまな言葉で表現される。なかでも、塗装面に反射した像の映り具合を意味する鮮映性は塗装の仕上り状態を決める大きな要因であり、また平滑性・光沢に分類することができ、測定装置による定量的な評価も可能なことから、一般的に塗装の見映えを表わす言葉として使われている。

塗装面の鮮映性に対する評価は塗装現場での日常管理を考慮し、目視評価との相関性が高く簡便な日本色彩研究所・写像鮮映測定装置 PGD IV 型（以下、PGD 測定装置と略す）を用いており、以降この測定値（PGD 値）を用いて解説を進める。図 2 に PGD 測定装置の略図を示す。

2.2 塗装工程と塗膜構成について

一般的な塗装工程及び各工程における塗装目的、材料、設備を表 1 に示す。

塗装の鮮映性向上の対象となる外板塗装の塗膜構成は電着～中塗～上塗の 3 層の塗膜から成っている（3 コート／3 ベーク塗装）。また、上塗では 1 コート／1 ベークタイプのソリッド塗装と塗色のついたベースコート塗料に乾燥しないで透明

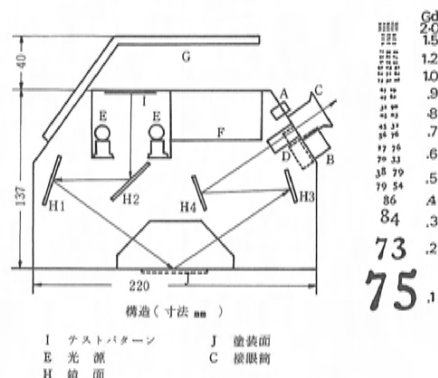


図 2 PGD 測定装置の概要

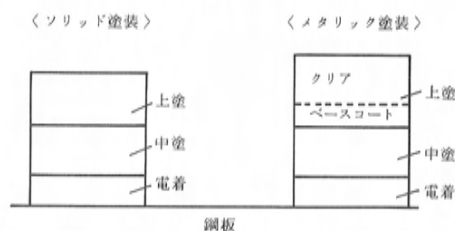


図 3 塗膜構成

なクリア塗料を塗装する 2 コート／1 ベークタイプのメタリック塗装がある（図 3）。

3. 高鮮映性塗装の基本的な考え方

新型ルーチェの高鮮映性塗装は、(1)下地肌（中塗肌）の平滑性向上、(2)上塗肌の平滑性、光沢の改善を基本としている。

ボデー塗装のように複数の塗装工程から塗膜が形成される場合、最終的な仕上げ工程である上塗工程での寄与とその前工程である中塗塗装面の仕上り状態（特に平滑性）の寄与が大きいの。また、

表 1 塗装工程の目的、材料、設備

塗 装 工 程	塗 装 目 的	塗 装 材 料	工 法、設 備	乾燥温度
前 処 理	脱脂洗浄 防錆、付着性	リン酸亜鉛系	フルディップ方式	110℃×10'
電 着	防錆、袋構造部への付き回り	エポキシ系	カチオン電着	185℃×25'
シーリング／アンダーコート ストーンガードコート	防錆、防水、防音、防振など 防錆(耐チッピング)	塩ビ系 塩ビ系、ウレタン系	フローガン、エアレスガン 自動機／ロボット	120℃×15'
中 塗	密着、下地調整(外観) 防錆(耐チッピング)	ポリエステル系	エアスプレ 静電自動塗装機	140℃×20'
上 塗	美観、耐候性	メラミンアルシッド系、アクリル系	エアスプレ 静電自動塗装機	140℃×20'
二 次 防 錆	防錆	パラフィン系	インジェクション	自然乾燥

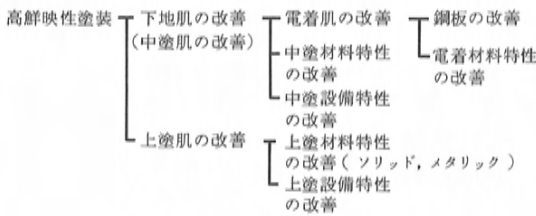


図4 高鮮映性塗装の考え方

中塗塗装面は中塗材料、設備ばかりでなく電着塗装面の仕上り状態の寄与が、同様に電着塗装面は鋼板表面の仕上り状態の寄与が大きい。この関係について図4に示す。

新型ルーチェでは下地肌改善のため、中塗材料・設備のみならず電着、鋼板の平滑性改善を図り、また上塗材料・設備の改善を組み合わせることにより、従来にない高鮮映性の塗装を実現している。次に新型ルーチェで開発、採用した新塗装材料・設備について述べる。

4. 新型ルーチェの塗装系

4.1 塗装材料について

(1) 鋼板表面プロフィール

従来の冷延鋼板はプレス加工性確保のため、ショットブラスト法あるいは放電ロール法により鋼板表面に凹凸加工を行っている。この加工による表面プロフィールは下地肌と大きな関係を持っている。新型ルーチェでは規則的で周期性のある表面プロフィールを持つレーザ処理による凹凸加工を行った鋼板を採用している。図5に従来鋼板とレーザ処理鋼板表面の三次元プロフィールを示す。

鋼板表面プロフィールを示す1つの指針であるWCA（鋼板うねり）と電着塗装面のPGD値の関係を図6に示す。従来鋼板がWCA=0.5~0.8 μ mであり、電着塗装面のPGD値が0.1~0.2であるのに対し、レーザ処理鋼板の採用によりPGD値は0.2~0.3へ向上する。更に後で述べる厚膜型カチオン電着の採用により、PGD値0.5レベルまで向上させることができた。

(2) 厚膜型カチオン電着の採用

従来のカチオン電着膜厚15~20 μ mに対し、新型ルーチェでは30~35 μ m塗装する厚膜型カチオ

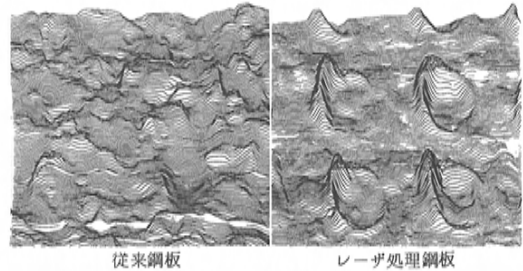


図5 鋼板表面の三次元プロフィール

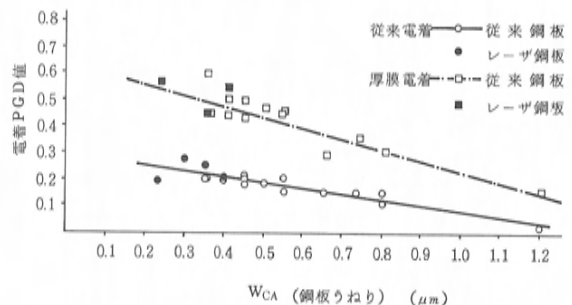


図6 鋼板プロフィールと電着 PGD 値の関係

ン電着を採用した。厚膜化により下地いんべい性の向上、体積収縮率の減少及び肌フロー性の向上などの効果が得られ、電着塗装面の平滑性を向上させることができた。図6に示すように、鋼板プロフィールによっても異なるが、厚膜型電着は従来型電着に比べ、0.2~0.3の電着PGD値の改善が可能となる。

厚膜型カチオン電着は電着塗装面の平滑性向上に加え、厚膜化による防錆性能（特にエッジ防錆）と耐チップング性能の向上を図っている。

(3) レオロジコントロール中塗・上塗塗料の導入

中塗、上塗工程で用いる吹付け用塗料の場合、厚膜塗装を行いフロー性を高めることにより鮮映性は向上するが、タレ、ワキ、ピンホールなど塗膜欠陥が発生し易くなる。中塗、上塗塗装での鮮映性向上と塗膜欠陥は相反する問題である。

レオロジコントロール塗料とは塗装直後から硬化過程までの塗料粘性挙動を制御し、タレやピンホールなどの塗膜欠陥の発生限界値を高め、フロー性を上げ鮮映性向上を図るものである。図7にボデー塗装の塗料粘性挙動の概念を示す。塗装吹付け直後の不揮発分濃度（NV）と塗着塗料粘度（ η ）はセッティング時、溶剤蒸発により上昇

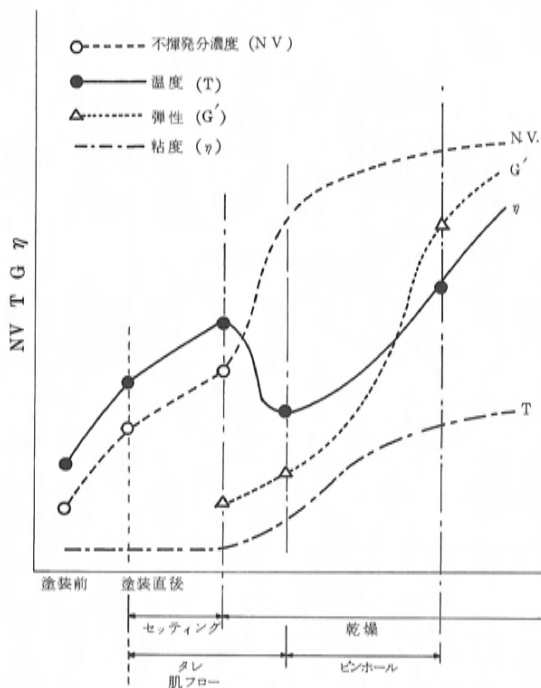


図7 ボディ塗装の塗料粘性挙動概念

する。乾燥炉内では、NVは上昇するものの η は転位温度に達するまで下降し、転位後は急激に上昇する。また弾性(G')は乾燥炉内温度とともに上昇する。塗料のタレ性及びフロー性は塗装直後から η が最も下降する転位点の間の η の挙動により決まる。またピンホール性はそれ以降の η 、 G' の挙動によって決まる。これらの η 、 G' の挙動を支配するNV変化(溶剤蒸発速度)、反応硬化速度を制御することにより、中塗・上塗塗料による鮮映性向上が可能となる。

図8に新型ルーチェで開発、導入した中塗・上

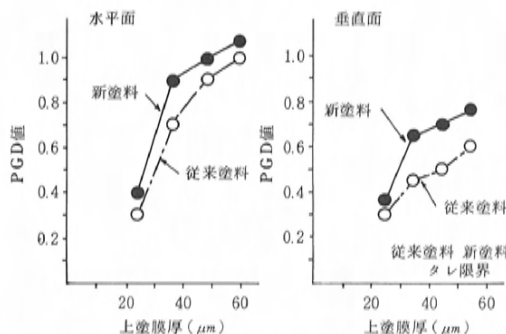


図8 新中塗・上塗塗料によるPGD値

塗(ソリッド)塗料によるPGD値を示す。従来タイプの塗料に比べ、レオロジコントロールの効果により水平面で0.2~0.3、垂直面で0.1~0.2のPGD値の向上を図ることができた。また、中塗塗料は層間密着性能改善による耐チップ性能の向上、上塗では変退色性などの塗膜物性の向上もあわせて行っている。

(4) アクリルCAB・メタリックベースの開発
メタリック塗装はアルミニウム粉(及びマイカ粉)の入ったベース塗料を塗装後、乾燥せずに透明なクリア塗料を塗装する。塗膜中のアルミニウム粉の配向性はメタリック塗装の鮮映性と大きな関係があり、アルミニウム粉を塗装面と平行に均一に配向することによって、メタリック塗装特有の光沢感、二層感が強調される。

新型ルーチェではこのアルミニウム粉の配向性に着目し、従来のアクリル樹脂タイプに代り、アクリルーCAB樹脂のメタリックベース塗料を新たに開発し導入した。このCABタイプの塗料はアルミニウム粉の配向性に対し効果があるものの、溶剤蒸発速度が速くなるため塗装作業性に難があった。今回開発したベース塗料は塗料メーカと

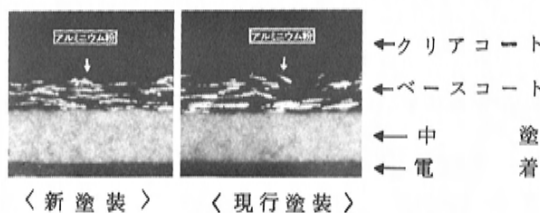


図9 アクリルCAB・メタリック塗膜断面

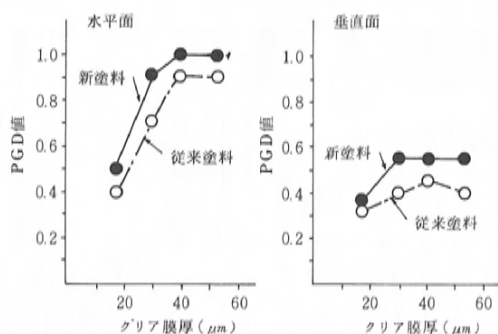


図10 アクリルCAB・メタリックのPGD値

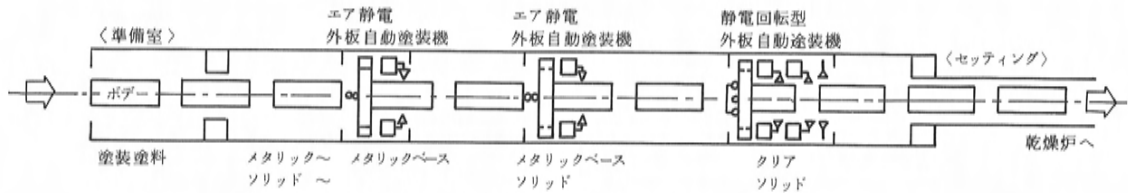


図11 上塗塗装レイアウト

の共同開発により、従来タイプと同等の作業性を確保できた。従来タイプとアクリル CAB タイプのメタリック塗装塗膜の断面写真を図 9 に示す。アクリル CAB 塗料のアルミニウム粉配向性の均一化により、PGD 値で水平面 0.1、垂直面 0.2 レベルの鮮映性向上を図っている（図10）。

4.2 塗装設備について

(1) 塗装微粒化能力の向上

図11に上塗塗装設備の一般的なレイアウトを示す。塗装機は塗料を霧化しボデーに塗着させる装置であり、この霧化状態は塗装面の平滑性に対し

重要な要素となる。中塗及び上塗ソリッド・クリア塗装には塗着効率の優れた静電回転型塗装機（以降、ベル型塗装機と略す）を採用しており、これを図12に示す。この霧化状態、すなわち微粒化能力を向上することにより塗装面の平滑性が改善される（図13）。新型ルーチェの塗装ではエア軸受式回転モータの採用により従来の20,000rpm能力から最高60,000rpmの回転能力に向上させたベル型塗装機を中塗、上塗に計35基導入し、塗料適性に合わせた高微粒化塗装を実現している。

(2) 膜厚の均一化

車種形状の異なる多車種混流生産方式をとる塗装ラインで、外板自動塗装機による膜厚の均一化は鮮映性向上に対し重要なポイントである。膜厚の均一化は塗装の仕上りを均一にすると同時に、局部的な膜厚過大によるタレ・ワキなどの塗膜欠陥を防止し、全体的な厚膜化が可能となる。また自動塗装機の塗装範囲を拡大することにより、補正塗装を減少させその際に発生するオーバースプレーミストによる塗装仕上りに対する悪影響を最少にすることができる。

新型ルーチェでは、多車種混流を前提とした外板自動塗装設備を新たに導入した。図14にその設備レイアウトを示す。水平面の塗装では従来の2ベルレシプロタイプを3ベルレシプロタイプへ、垂直面の塗装では3ベル固定タイプから3ベル可動タイプとした。また、レシプロ装置には不要な塗装をカットできるパルスカット機構を採用し、吐出量や塗装パターンなどのきめ細かな制御が可能となっている。加えて、車種形状に最も適した条件で塗装できる連続可変機構の採用などにより、従来にない均一な膜厚塗装を実現している。図15に水平面と垂直面の膜厚分布を示す。

4.3 新型ルーチェ3.0ℓ 塗装系について

新型ルーチェ3.0ℓ モデルでは、今まで述べた

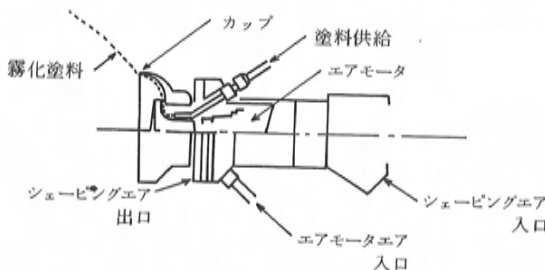


図12 ベル型塗装機の構造

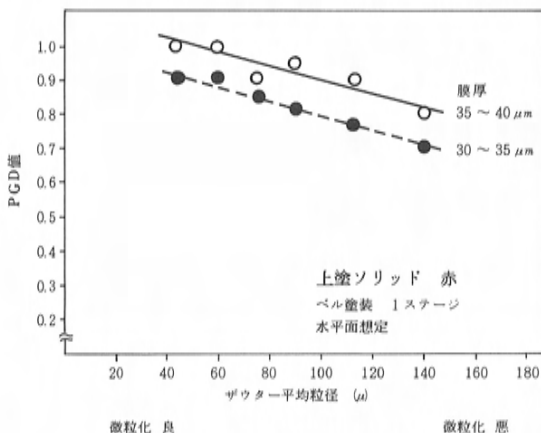


図13 微粒化と PGD 値の関係

高鮮映性塗装系に更に工程追加を行い従来の塗装にない高鮮映、高光沢の塗装としている。

ソリッド塗装では下地の影響を皆無とするため、中塗塗装面を耐水ペーパーで完全に水研した後上塗塗装を行っている。また、メタリック塗装では上塗後塗装面を完全に水研した後、クリアのみを塗装する4コート/4ベーク塗装を採用し、最高レベルの光沢を実現している。図16に新型ルーチェ3.0ℓ塗装系の塗膜構成を示す。

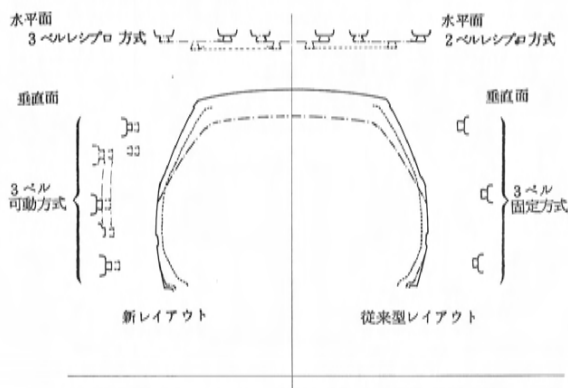


図14 ベル型自動塗装設備レイアウト

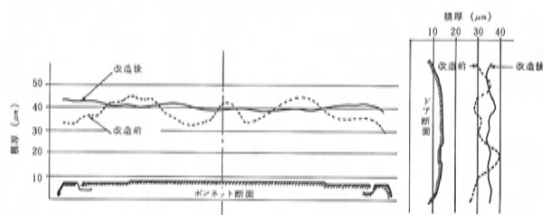


図15 膜厚分布

ソリッド塗装

メタリック塗装



図16 新型ルーチェ 3.0ℓ 塗膜構成

5. おわりに

以上、新型ルーチェ塗装系の特徴について紹介した。今回、開発・導入した塗装材料は他車種への展開も進めており、マツダ車全体の塗装鮮映性向上を図っている。

ボデー塗装の見映え感は官能判断の領域であり単に鮮映性のみで判断できるものではないが、見栄え感は基本的に下地肌の平滑性と上塗肌の仕上り状態によって決まり、また塗装材料の挙動特性と塗装設備特性の組合わせによって決まると考えてよい。今回の新型ルーチェの塗装系の開発を通じ、ボデー塗装の見映え感向上に対する知見を更に深めることができた。自動車の高級化、高品質化、個性化の観点からますます重要となる塗装見映え感の向上に対して、塗装材料挙動特性の改善、新塗装材料の開発、塗装工程・設備の改良に今後も積極的に取り組んでゆく所存である。

最後に、今回の塗装系開発を進めるにあたり、日本ペイント(株)、ランズバーク・ゲマ(株)の協力をいただいた。ここに深く感謝の意を表します。

■ 著 者 ■



高下博彦



小笠原敏文



安部拓志

解説・紹介

21

5 軸レーザオフラインティーチングシステムの開発

Development of Five-Axis Laser Off-line Teaching System

高士 義 則^{*1} 大地 正 樹^{*2}
Yoshinori Takashi Masaki Ohji木 谷 昭 博^{*3} 平 井 照 明^{*4}
Akihiro Kidani Teruaki Hirai

要 旨

Abstract

本報告は5軸レーザ加工機におけるオフラインティーチングシステムについて解説したものである。

数年前よりレーザ加工は一般に使われ始め手加工の多い試作で有効と考えられていた。

ところがその動作教示方式はティーチングプレイバック方式の制御方法しかなく、ティーチングに多大の時間を要し機械を有効に使えず、試作の短納期多種少量生産では採算が合わなかった。そこで教示方式にCAD端末でティーチングを使うオフラインティーチングシステムを開発した。

ここではそのシステムの特徴と適用例について述べた。

This paper describes the off-line teaching system in the five-axis laser trimming machine. For several years, laser beam trimming has been used generally, and has been considered effective in prototype production, which involves much manual work. However, only the "teaching playback" control method has been available as its input method for robots. As a result, a great amount of teaching time has been required and the machine has been unable to be used effectively, thus posing problems in carrying out wide-variety/small-volume prototype production in a short delivery time.

Therefore, we have developed a system adopting the off-line teaching method in which teaching is performed through CAD terminals. This article describes the characteristics and applications of the system.

1. はじめに

消費者ニーズの多様化に対応して新車開発競争は激化の一途をたどり試作車の台数、種類も近年急激に増加している。

その中で試作車の製作は多種少量生産であるなどの理由から熟練作業員による手加工が中心となっていた。

特に車のホワイトボデーを構成する板金部品の製作は部品形状を作る絞り加工のみがプレス機械で行われ、トリム・穴あけなどの板金の切断や仕上げについてはハサミなどを使用した手加工が主体であった。そのため部品精度は作業員の技能レベルにより左右される形となっていた。

しかし技能レベルの高い熟練作業員を急激に増加させるわけにもいかず、試作台数の増加に対応するためには試作作業の機械化・省力化・精度向上が是非とも必要であった(図1)。

一方レーザ加工技術の進歩は目ざましく、数年

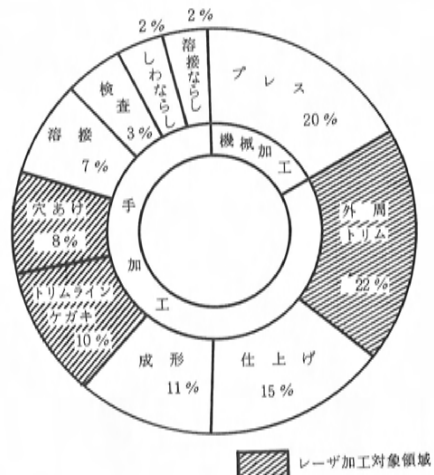


図1 試作板金部品製作の内訳

前に鉄板やプラスチックの平板切断を対象とした並進運動のみの3軸レーザ加工機が出現すると、すぐに3次元自由曲面部品を対象とした2つの回

*1, *2 開発計画業務部 *3, *4 試作製作部

転運動を加えた5軸レーザ加工機も市販されるようになった。

これらの加工機は加工機内での教示作業を行うティーチングプレイバック方式の制御方法であった。この方法では、

- (1)複雑な3次元部品加工には熟練を必要とする。
- (2)ティーチングに多大の時間を要し、それだけ機械を有効に使えない。

などの問題があった。

そこで当社では設計段階で作成された3次元CADデータを利用したオフラインティーチング方式による5軸レーザ加工システムの開発導入を図ることにした。

本稿ではこのシステムの特徴と適用例について報告する。

2. システムの概要

2.1 開発方針

システムを開発するにあたり以下の点を基本方針とした。

- (1)設計からの3次元CADデータを有効に使えるシステムとする。

…NCデータ作成の簡略化を狙う。

- (2)試作プレス加工後のパネル形状のばらつきに柔軟に対応できるシステムとする。

…NCデータ修正作業の効率化を狙う

- (3)段取り作業を極力抑えたシステムとする。

…NC特有の位置決め、レーザ切断条件の設定及びデータ転送作業などの付随作業の効率化を狙う

- (4)型切削用のNCデータ作成システムと同形式

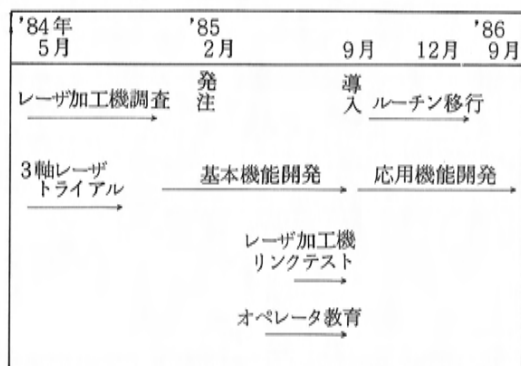


図2 開発スケジュール

のシステムとする。

…システム開発の効率化、システム利用者の使い易さ及び慣れを考慮する。

以上を開発方針とし試作という短納期多種少量生産でも十分効果のあがるシステムを目指した。

2.2 開発経過

システム開発はまずレーザ加工機の調査を1984年5月より始めた(図2)。

当時は3軸(XYZ)レーザ加工機が市場によく出回り始めた頃で、5軸(直交3軸+回転軸2軸)レーザ加工機は機械ができたばかりであり、その使用条件・使用限界の確認などまだ研究領域を出ておらず各メーカの仕様もさまざまであった。

このため単に存在する機械を購入するだけでは不十分であり綿密な調査・実験を必要とした。まず3軸レーザ加工機を使用し3軸における加工限界の確認及び5軸加工時のトーチ干渉や数値制御などの問題点発掘を行った。そのデータを基にレーザ加工機メーカ数社に対しパネルを持ち込み性能試験を実施した。こうして基本方針に合致する仕様をまとめ、メーカに対して不足機能の開発を要請するとともに、当社ではその仕様に合わせたシステム開発を行った。システム開発では1985年9月の導入に合わせ5軸NCデータを出力する基本機能を作り、それ以降は現場での意見を反映させて基本機能の改善と応用機能の作成を行った。

2.3 システム構成

レーザ加工機本体は図3に示すような門型テーブル移動構造とした。制御軸はXYZの直交3軸とZ軸まわりの旋回 Θ 及びトーチ首振り軸 Φ の同時5軸制御とした。ストロークは各軸順に3,600mm、

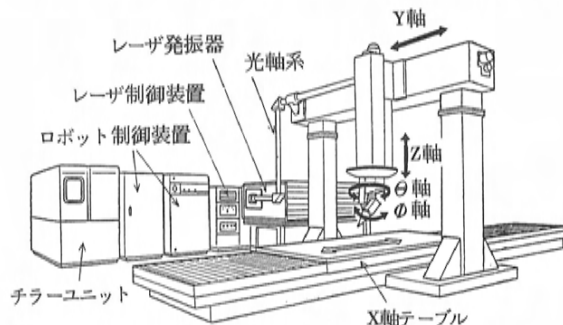


図3 レーザ加工機

2,500mm, 800mm, 420°, ±90°とし当社取扱い最大パネルまで加工できる大きさとした。レーザ光はレーザ発振器より数枚のミラーを介しトーチ先端より発する。トーチ先端にはハイトセンサを装着しトーチと加工物の距離を常に一定(2mm)に保って試作パネル形状のばらつきを吸収する。コントローラはロボットコントローラを使用し多量の数値データの高速処理可能なものにした。

システムの全体機器構成は図4に示す。試作部門のCAD/CAMグラフィック端末にてレーザ加工用NCデータが作成され、ホストコンピュータを介してパソコンよりNCデータがフロッピーに出力される。出力されたフロッピーは工場パソコンに入力されNCデータがレーザ加工機コントローラに転送されるようにした。

2.4 システムの特徴

(1)オフラインティーチングの採用

ティーチングとは人間がロボットに動作を教示することであり、一般に工場の溶接ロボットで生産ライン稼働前に行われる作業として知られている。この作業は実際のロボットをリモコン操作に

より一動作一動作教え込まねばならず非常に時間がかかる。そればかりか誤動作などで作業者の安全にも問題がある。これを解消するのがオフラインティーチングである。従来のロボットへの教示作業をコンピュータ上で行い、そこで作成したデータをロボットに転送することでロボットを直ちに動かすという方法である。

このオフラインティーチングをレーザ加工機に採用することにより試作部門の短納期多種少量という生産にもメリットが出せる。図5に示すようにパネルを切断する期間は試作車製作スケジュール後半の数日間に限られている。これを一般的な方法(オンラインティーチング)でレーザ加工を行うと図6のようにレーザ加工機内(内段取り作業)でティーチング作業が入るため長時間加工機が専有される。オフラインティーチングでは加工機内のティーチングを前もって計算機上で行うため簡単なデータ確認のみで切断可能であり一部品加工あたりの機械専有時間は短くなる。このことによって一車種分の部品がわずかに数日間で1台の

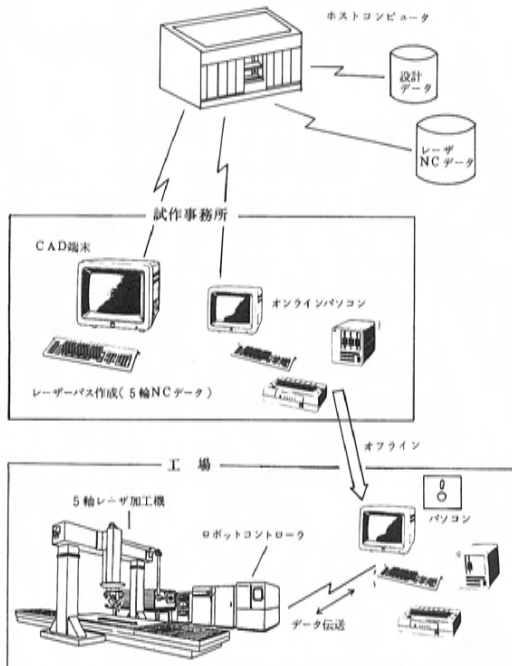


図4 システム機器構成

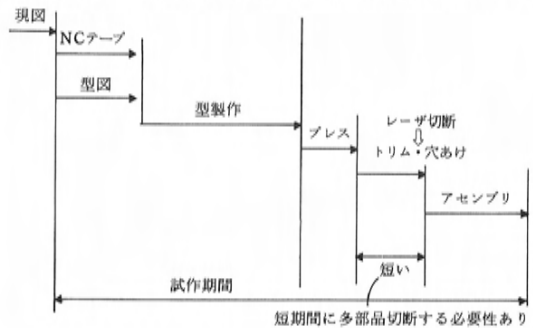


図5 試作車製作スケジュール

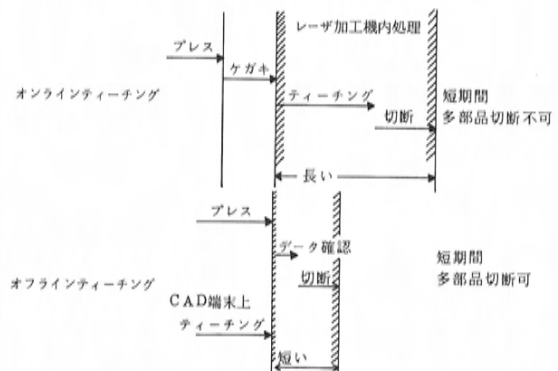


図6 各ティーチング方式の作業手順の比較

レーザ加工機で処理可能となる。

(2)オフラインティーチングを実現するための必要機能

従来よりオフラインティーチングの考え方は存在したが実際には3次元曲面加工ではさまざまな要因により完全なオフラインティーチングを実現したものはなかった。わずかに2次元座標データをオフラインで作る程度のシステム(図7)があるだけでほとんどそのメリットは生かされてなかった。当システムでは加工機上で行われるティーチング作業をすべてオフラインのCAD端末上で行えるようにし、オンラインでの作業を最小限のデータ確認(加工機内でのプレイバック運転)のみにした。これを実現するためハード面ソフト面で種々の工夫を施した。

まず第一の課題はCAD端末上でティーチングをいかにして効率良く行うかということである。これを克服できた要因は設計からの3次元形状データがそのまま使用できるようにしたこと及び現場のティーチングノウハウをプログラム化し極力省力化したことが挙げられる。

図8に3次元CADデータを示す。このデータに基づいてレーザ加工を行う外周と穴部分における加工順を端末で指示するだけで図9のレーザ加工データが作成できるようになった。

更にレーザ加工の場合加工条件が非常に厳しくその形状に対する加工方向や加工物の材質、板厚

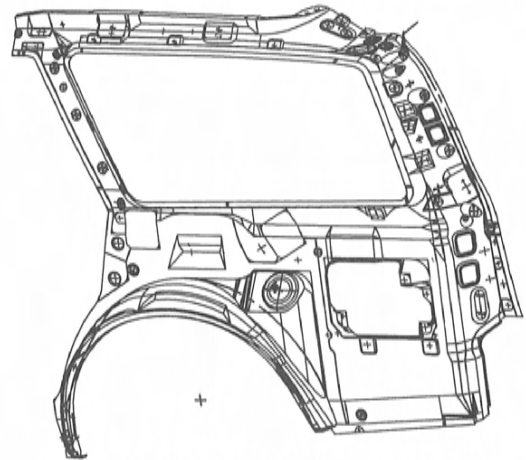


図8 リアピラインナ3次元CADデータ

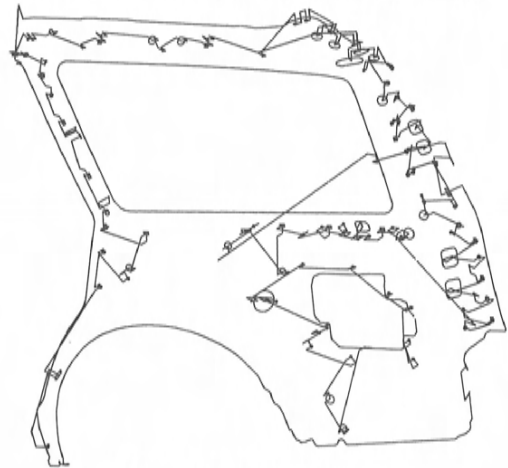


図9 レーザ加工データ

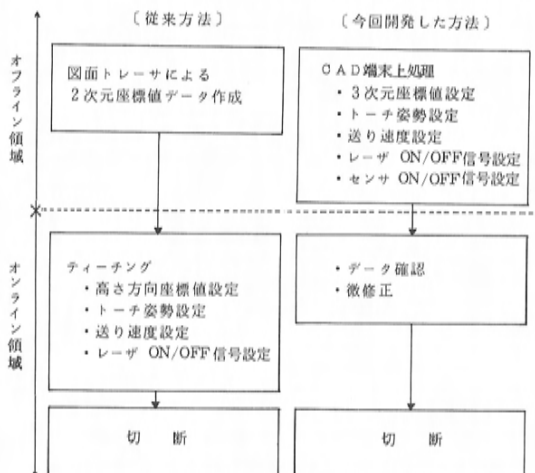


図7 オフラインティーチングの従来方式との比較

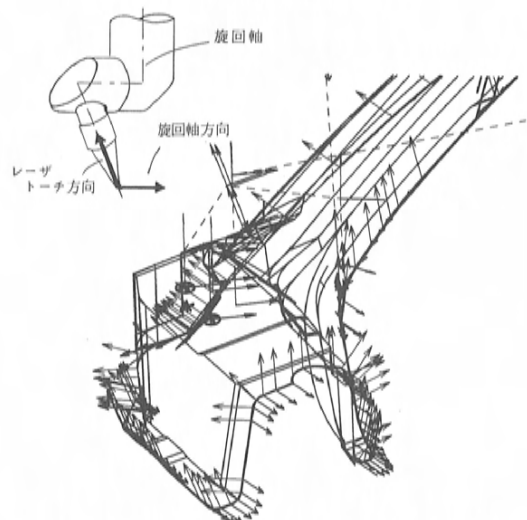


図10 レーザ軌跡上レーザトーチ方向表示

及び送り速度に対するレーザ出力量などきめ細かい制御が必要である。加工方向については形状を表現する曲面データ指示などの簡単な操作により、図10の矢印のようにレーザ加工データの中に加工物表面に対し垂直なレーザトーチ方向及び旋回軸の方向を設定できる。この方向を基に加工物とレーザ加工機との干渉チェックを自動で行い、干渉と判定された部分については再度加工方向の設定を行う。操作が必要なのはここまでであり、残りの加工速度及びレーザ出力 ON/OFF 信号などさまざまな制御項目は加工機性能を考慮して良好な切断面が得られるように自動的に設定されるようにした。

第二の課題として数値データを扱うことにより発生する加工機上の問題が挙げられる。従来の加工機はティーチング通りに倣う繰り返し精度を保証すれば良かった。ところが数値データ入力により空間寸法と加工機移動寸法を一致させる絶対位置精度が必要となり、より厳密な加工機精度が要求される。これについては加工機メーカーに依頼し、0.1mmの精度を確保した。

また加工物と数値データのくい違い（試作部品の形状のバラツキの影響）によりトーチの衝突トラブルや加工物と離れ過ぎによる不良切断が起る。これはハイトセンサをトーチ先端に装着しトーチ先端と加工物間を常に2mm（良好な切断面を得る条件は 2 ± 1 mm）に保つことにより良好な切断面を保証した。

計算機により高精度なデータが得られる代りに多量なデータが発生する。このことからデータ転送時間及び加工機コントローラの処理能力に問題が生じる。データ転送時間は転送プログラムの改良とデータの圧縮（3次元円弧補間の採用）で短縮を図った。加工機コントローラは12,000ステップまで処理可能とし1ステップ当りの処理速度が40ms以内のロボットコントローラを配した。

数値データを加工機に入力した次の作業として加工物とデータの位置決め作業がある。この作業は先に述べた3軸レーザ加工機での実験時に数時間要することが判明したため今回は治具の標準化により完全に廃止した。万一くい違いが発生したとしても3点ティーチングにより5軸データの座標変換を行い数分で作業を終了するようにした。

3. 適用事例と成果

3.1 試作部品のトリム・穴あけ加工への適用

試作品のトリム・穴あけ加工は従来ハサミによる手作業や穴あけ用治具により行っていた。この方式は短時間で多部品を製作しなければならない試作では多数の熟練技能者が必要であった。これに対してオフラインティーチング方式によるレーザ加工を試作数十部品に適用した結果、図11に示す大幅な工数低減を実現することができた。すなわち穴あけ用治具は全面的に廃止することができ、ケガキやハサミ切断はNCデータとレーザ加工機に置き換ったことで熟練技能者による手加工も不要になった。

品質面ではNCデータ加工により機械誤差のみの ± 0.1 mmの精度を保障できるようになった。更に設計形状とパネル形状の差異が明確になり前後工程の品質評価が定量的に行えるようになった。

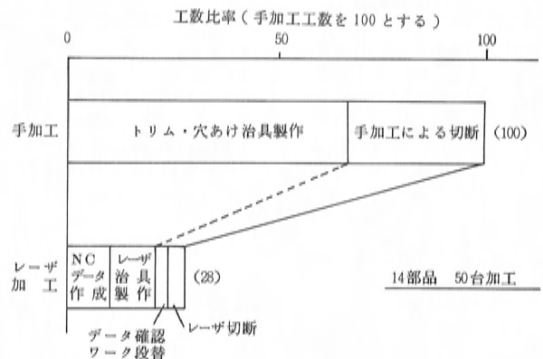


図11 レーザ加工適用による効果

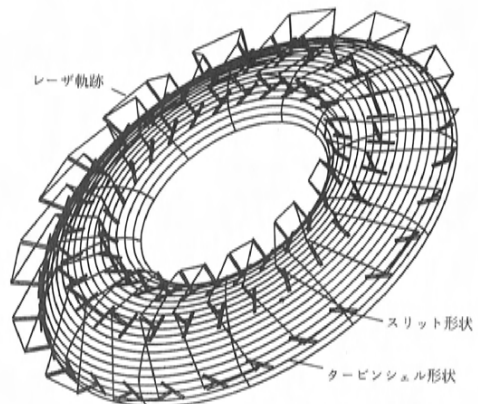


図12 スリット加工レーザトーチ軌跡

3.2 トルクコンバータのブレード差し込み部スリット加工への適用

トルクコンバータを構成するタービンシェル、インペラコア、インペラシェルのスリット加工は板厚が厚いことと位置精度を必要とすることから従来試作でも抜き金型を製作していた。そこでこのスリット加工を抜き金型からレーザー加工へ代替した。このスリット部をレーザー加工するトーチ軌跡を図12に示す。レーザー加工が抜き金型の代替することによって金型製作が全く不要になりスリット加工の試作期間は従来の1/3に短縮できた。

またスリット形状の設計変更時には従来の金型修正や作り直し作業がなくなり2～3時間のNCデータ修正のみで容易に対応できるようになった。

3.3 少量生産部品のトリム加工への適用

量産部品のトリム加工は一般にトリム金型によるプレス加工で行われてきた。しかし最近増えている特別仕様車や限定販売車などの少量生産部品に限るとトリム金型製作が不要なレーザー加工の方がコスト的に有利になる場合が多い(図13)。そ

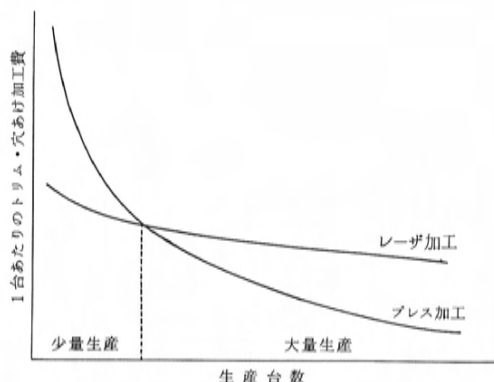


図13 レーザ加工とプレス加工のコスト比較

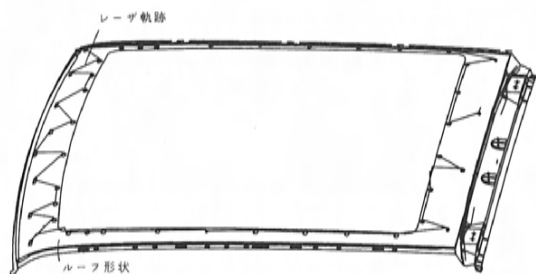


図14 キャンバストップルーフのレーザー軌跡

ここで当社では図14に示すフェスティバのキャンバストップやサバンナRX-7 カブリオレの数部品にレーザー加工を適用して量産を行っている。

3.4 トライアル中のプレス型の代用

3次元自由曲面のプレス加工部品は理論的な形状決定が非常に難しい。このことから量産の型製作では数回のトライアルを行いその都度型修正し形状を決定していた。

その中で部品の輪郭形状を決定するトリムラインやブランク寸法の検討作業はハサミによる手加工やトリム型・ブランク型の切刃の修正により対応していた。この方式は多くの型修正費用を要し切刃の耐摩耗性という品質面でも問題が多かった。そこで最近ではこのトリムラインやブランク寸法の検討作業にレーザー加工を利用してトライアルを進めている。そして形状決定後このレーザー切断用NCデータを使って切刃のNC切削を行い型を完成させる方式を進めている。

4. オフラインティーチングの効果

レーザー加工の個々の適用例とその成果を前項で述べたがこのシステムの主目的であるオフラインティーチングの効果について以下に述べる。

プレス加工後のパネルを加工機内の治具にセットしてから1ロットのパネルの切断が完了するまでの時間をオフラインティーチングとオンラインティーチングで比較した実績を図15に示す。

実績時間はリアピラーインナパネル(データ量750ステップ)を6枚レーザー切断した時の値を示す。図15に示すようにオフラインティーチングは加工機内のティーチング方式に比べて1/3から1/5という極めて短い時間でレーザー切断できた。現在当社

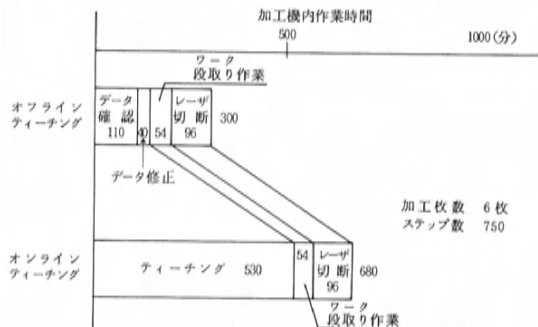


図15 リアピラーインナ加工機内作業時間実績

ではレーザ加工機の稼働率（1日の作業時間に対して実際にレーザにより切断している時間の割合）は、1ロット数枚という小さいロットサイズ、人間の手によるワーク段取り替えという条件にもかかわらず、月平均50～75%という一般のオンラインティーチングに比べて高い値となっている。これにより1台の加工機で試作車の大半の板金部品にレーザ加工を適用することができ設備投資回収効率の非常に高い機械に完成させることができた。

5. おわりに

試作工場では以前は熟練技能に依存した試作工法をとってきたが、作業者の高齢化や熟練技能者不足に対応するため、CAD/CAMによるNC切削に始まり今回のレーザ加工システムのようなコンピュータと機械を融合させた新しい工法につぎつぎと切り替えてきた。更に高品質・低コスト・短納期の製品作りのためにはCAD/CAM化の拡大による適確な現場革新は必須と考えている。

オフラインティーチングシステムを適用したレーザ切断を試作工場に展開して2年が経過した。レーザ切断の分野ではほぼ成熟した感があるが今後とも更に生産技術を革新するためレーザ溶接、レーザ焼き入れといったさまざまな用途を開拓していきたいと考えている。

最後に本システムの開発にあたり、当社の要求仕様に合致したハードウェアの開発を担当された新明和工業（株）に対しあらためて深く感謝の意を表わします。

■ 著 者 ■



高士義則



大地正樹



木谷昭博



平井照明

解説・紹介

22

CNC マルチプロフィール研削盤の開発

Development of CNC Multi-Profile Grinding Machine

高坂源造^{*1} 内海雅之^{*2} 福政昭人^{*3}
Genzo Kohsaka Masayuki Utsumi Akito Fukumasa
波多野 功^{*4} 平野美枝^{*5} 兼保秀作^{*6}
Isao Hatano Mie Hirano Shusaku Kaneyasu

要 旨

Abstract

ベーンタイプ油圧ポンプのカムリング、冷凍機コンプレッサのシリンダ、航空機ベアリングの外輪などには、内面を非真円形状とし、高精度、高効率化を図ったものがある。これらの非真円内面の研削加工は、主にテンプレート倣い方式を採用した研削盤により行われており、当社においても、昭和53年に非真円自動倣い内面研削盤 T-127PG を商品化し、数多く御使用いただいている。

近年、商品の多様化、高精度化が進み、工作物の形状も複雑化し、種類も増加してきている。このため、汎用性の高い CNC 方式の非真円内面研削盤を開発し、同時に生産性の向上を図るという要求が高まってきた。これに対応するため CNC マルチプロフィール研削盤 T-187PG を開発したので、ここに紹介する。

Vane type hydraulic pump rings, refrigerating compressor cylinders and aerospace bearing outer rings are sometimes designed in non-round internal profiles for high precision performance and productivity. In most cases, such non-round profile grinding is master cam controlled. The Mazda Internal Contour Grinding Machine T-127 PG, introduced in 1978, is of this type.

Growing product variation and higher precision is demanding a variety of complicated work shapes to be ground. This paper introduces the highly versatile CNC Multi-Profile Grinding Machine T-187PG developed to meet today's needs.

1. はじめに

非真円内面の研削加工における CNC 化は、プロフィール変更が容易なことから、早くから要求があった。しかし、CNC 方式の研削盤は、機械—電気系の応答性に制限があるため、加工時間は倣い方式の研削盤に比べ数倍要するのは当然とされていた。そのため、工作物の試作や倣い方式研削盤のテンプレート製作など、生産性をあまり要求されない分野に限定し使用されてきた。

これに対し、今回開発した CNC マルチプロフィール研削盤 T-187PG は、同時 3 軸制御によるプロフィール創成方式、高速パルス分配装置、フィードフォワード要素を加味した高応答サーボ系などの採用により、倣い方式以上の生産性を達成している。更に自動プロフィールデータ作成装置、非真円形状測定機を加え、データ作成から研

削加工、測定までをトータルシステムとし、作業性の向上をも図っている。

図 1 に本機の全体写真、表 1 に基本仕様を示す。

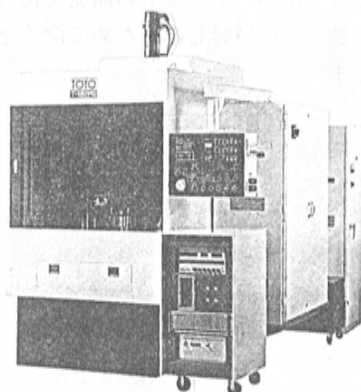


図 1 CNC マルチプロフィール研削盤 T-187PG

* 1, * 2, * 5, * 6 産業機械企画部 * 3, * 4 第 2 産業機械部

以下、倣い方式の研削盤 T-127PG と対比させながら、本機の特長と加工例について述べる。

表 1 基本仕様

プロフィール制御 X・Y・C 同時 3 軸制御		
X 軸	ストローク	± 32 mm
	最小設定単位	1 μm
Y 軸	ストローク	± 32 mm
	最小設定単位	1 μm
C 軸	最大回転速度	160 rpm
	最小設定単位	0.01°
切込み送り制御 Z・U 同時 2 軸制御		
Z 軸	ストローク	250 mm
	最小設定単位	1 μm
	オシレート速度	~120 cpm
	オシレート振幅	~5 mm
U 軸	ストローク	切込側 60 mm 後退側 10 mm
	最小設定単位	0.1 μm
砥石軸 ビルトインタイプ高周波砥石軸		
2万rpm~15万rpm		
ドレッサ スイングエスケープ式シンボルポイントダイヤ		
(オプション) ビルトインタイプ高周波ロータリドレッサ		
2万rpm		
機械重量	本体及びキャビネット	5500 kg
据付面積	W	D
	1880×2950 mm	

2. プロフィール創成方式

2.1 T-127PG の創成方式(倣い方式)

プロフィール創成機構を図2に示す。主軸を回転させながらテンプレートに倣って主軸本体を揺動させるこの方式では、図3に示すように、砥石

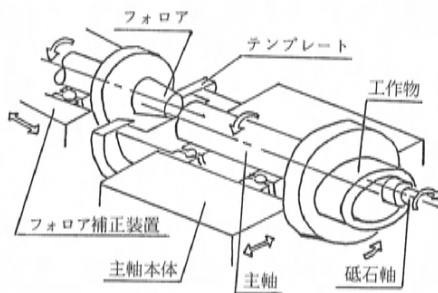


図2 T-127PG の創成機構

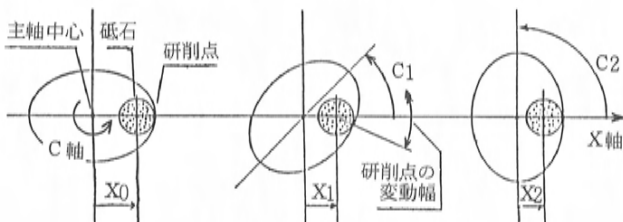


図3 T-127PG の創成方式

と工作物の接触する点(以下、研削点)が主軸回転につれ、ある範囲で変動するという特性がある。この変動幅は砥石径により変化するため、工作物の運動特性も変化する、加工精度に影響を及ぼす。図4、5は長径90mm、短径60mmの楕円工作物について、主軸本体の揺動加速度と研削点を通する工作物周速度(以下、研削点移動速度)を理論解析した結果である。いずれも、工作物1回転中に変動するのみならず、砥石径により変化することがわかる。従って、プロフィールを高精度に維持するためには、砥石径の変化による研削点のずれを修正するフォロア補正装置や、プロフィール誤差を予測したテンプレートの修正が必要であり、時には砥石使用径をある程度制限することもある。更に工作物形状が変わると、テンプレートの交換やフォロアの位置合わせが必要で、段取り替えに時間がかかる。

2.2 T-187PG の創成方式

(CNC 同時 3 軸制御方式)

本機の軸構成を図6に示す。本機はプロフィール創成を主軸の左右方向(X軸)、前後方向(Y軸)の往復運動と回転運動(C軸)の同時3軸制御で

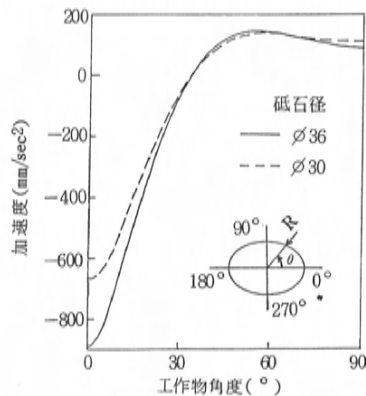


図4 T-127PG 主軸本体の揺動加速度

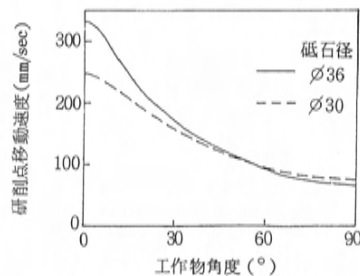


図5 T-127PG の研削点移動速度

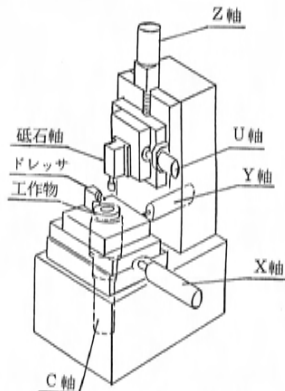


図6 T-187PGの軸構成

行っており、図7に示すように、研削点を固定するとともに、砥石の切込み方向を常に加工面の法線方向となるようにしている。更にC軸の回転速度を制御することにより、研削点移動速度が一定になるようにしている。図8、9は、先ほどの精円工作物について各軸の加速度と研削点移動速度を理論解析した結果である。T-127PGの結果と異なり、いずれも砥石径によって変化することではなく、更に研削点移動速度は工作物1回転中においても一定であることがわかる。このように本機では、真円形状の内面加工と同様な安定した研削が可能になるとともに、プロフィール制御データの補正演算は不要という利点が得られた。

3. システム構成

- 研削加工システムは、
- ①自動プロフィールデータ作成装置
 - ②CNC マルチプロフィール研削盤 T-187PG
 - ③非真円形状測定機
- で構成される。図10にシステム構成とデータ処理のフローを示す。

3.1 自動プロフィールデータ作成装置

工作物プロフィールは 1° おきの (θ, R) のデータとして与えられる。この点群データを入力として、本装置では図10に

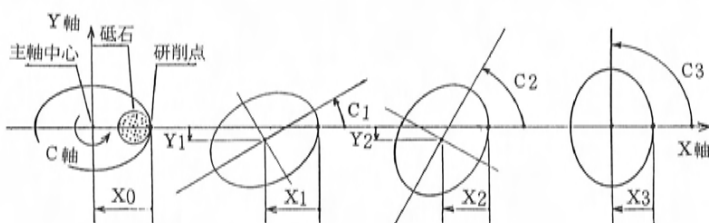


図7 T-187PGの創成方式

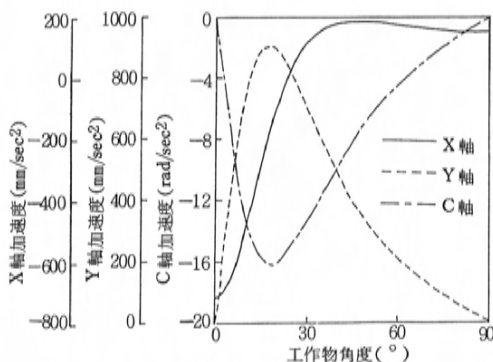


図8 T-187PG各軸の加速度

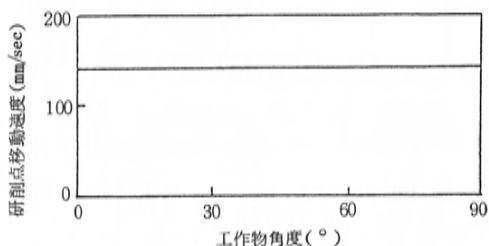


図9 T-187PGの研削点移動速度

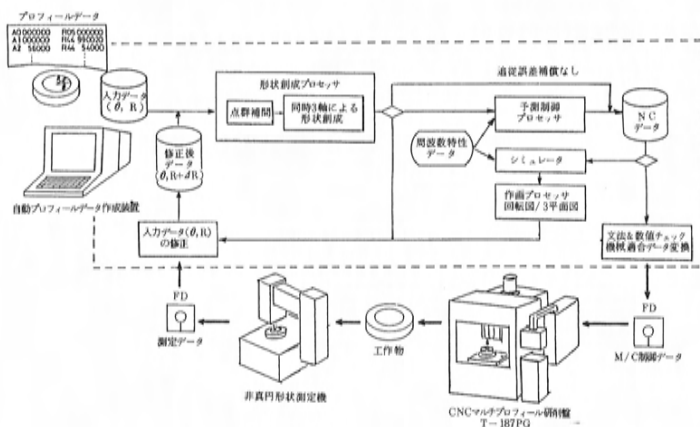


図10 システム構成とデータ処理のフロー

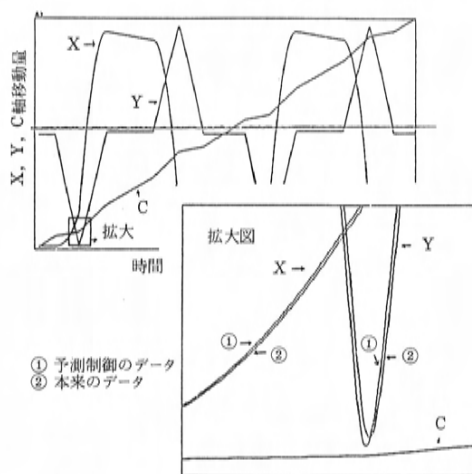


図11 予測制御の作画例(計算値)

示すように、まず形状創成プロセッサにおいて、曲線を用いて点群補間を行い、X、Y、C 3 軸の制御データに変換する。続いて、予測制御プロセッサにより機械固有の周波数特性データを用いて追従誤差量を予測し、制御データの補正を行い、これをフロッピーディスクへ出力する。本装置には、シミュレータ、作画機能も備えており、実際に機械を動作させることなく、追従誤差量や予測制御の効果などを確認することができる。図11は、ある工作物について、3 軸の軌跡と予測制御により制御データを補正した結果を作画した例である。図12は、この制御データを用いて実際に機械を作動させた時の軌跡の測定結果である。予測制御を行うことにより、各軸ともほぼ理想軌跡通りに動いていることがわかる。

これら一連のデータ処理は、メニューを選択するだけで自動的に行うことができ、操作性を向上させている。また、プロフィール制御データの砥石径補正演算が不要であるため、本装置は機械本体とは別の装置として設計されている。この結果、本装置 1 台で多数の機械への対応が可能となり、本研削加工システム全体の設備効率を高めることができる。

3.2 T-187PG 本体

(1) 制御装置

一般の NC 装置では、演算処理速度が遅く、サーボ系の応答性も悪いため、加工精度を確保するためには、プロフィー

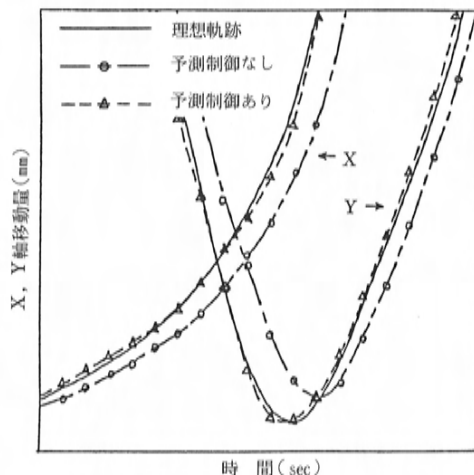


図12 予測制御の効果(実測値)

ル創成の速度を遅くせざるを得なかった。このため本機では、高速パルス分配装置、高応答サーボ系を開発し、高速化を図った。図13に本機の制御系ブロック図を示す。以下に高速パルス分配装置、高応答サーボ系について述べる。

① 高速パルス分配装置は、プロフィールデータメモリと対を成している。まず、主操作盤上の工作物選択スイッチの切換えにより、最大10種類の制御データを格納したフロッピーディスクから必要なデータを読み出し、データメモリに記憶する。続いて高速パルス分配装置において、このデータを順次読み出し、サーボ系にパルス分配する。一般の NC 装置に比べ10倍程度的高速でパルス分配ができるように改良を行い、更にメモリからのデータ読み込みの間パルス分配が中断しないように工夫を加えている。これにより、プロフィール補間角度を最小 0.1° とすることができ、高い加工精度を得ることができた。

② 高応答サーボ系とは、通常のフィードバック系にフィードフォワード要素を加えたものである。

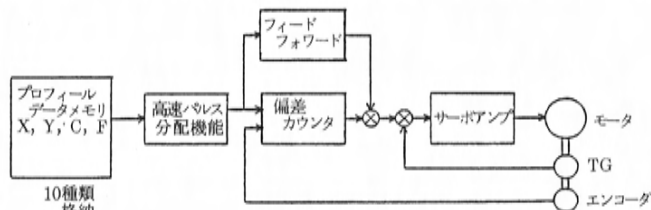


図13 制御系ブロック図

図14に本機の周波数特性を示す。また図15に、先ほどの工作物について、Y軸の指令速度と実際の移動速度を示す。高応答サーボ系により、応答性が著しく改善されていることがわかる。

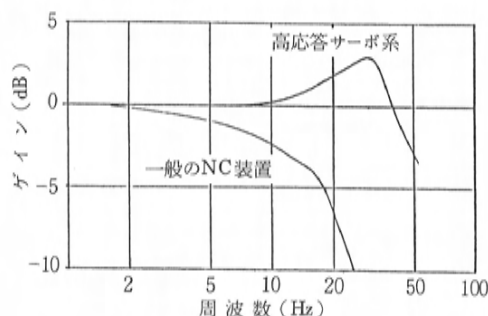


図14 周波数特性

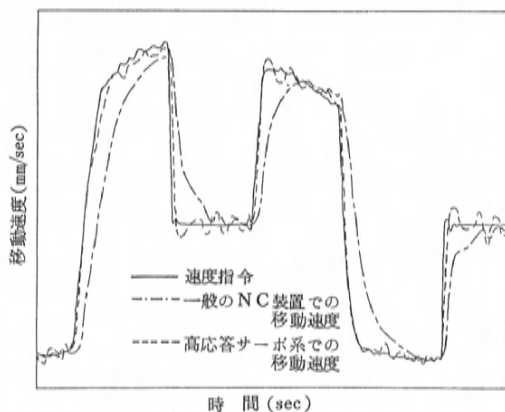


図15 高応答サーボ系の効果

(2) 機械構成

本機は、加工能率、加工精度の向上を図るため、同時3軸制御によるプロフィール創成方式を採用していることを今まで述べたが、その他にも切込み送り制御や機械の振動、剛性などに留意した構造としている。以下にそれらについて述べる。

① 切込み送り制御は、図6に示したように、プロフィール創成とは別機構とし、砥石軸の上下方向(Z軸)と左右方向(U軸)の同時2軸制御で行っている。これにより、CBN砥石にも対応できるフレキシビリティに富んだ研削サイクルを可能とした。

② ベッド、コラム、テーブルは制振構造とし、減衰効果の向上を図り、振動の伝達を防いでいる。図16は、振動対策前後のある周波数における振動変位の比を表わしている。また図17は、研削加工

中における主軸の振動分析結果である。制振構造の効果の大きいことがわかる。

③ テーブル案内には、T-127PGで使用実績のある表面硬化処理を行ったローラガイドを使用し、高剛性でかつ摺動抵抗の小さい案内を実現するとともに、頻繁な往復運動に対する長期安定性を確保している。図18は、テーブルを1 μ m送りした時の測定結果である。ロストモーションもほとんどなく、追従性は良好である。

④ 熱変形に対しては、最大の発熱源である油圧ポンプを廃止し、更に研削液を専用の樋で回収し、

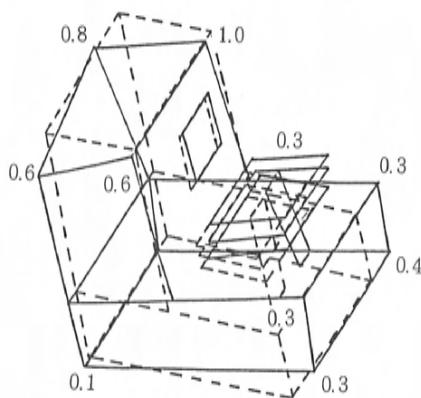


図16 振動対策の効果(振動モード)

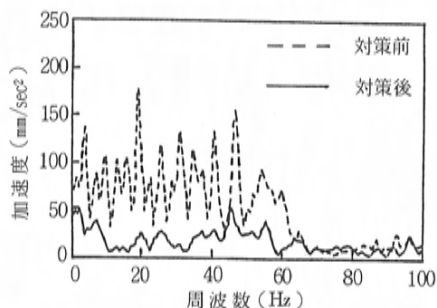


図17 振動対策の効果(周波数分析)

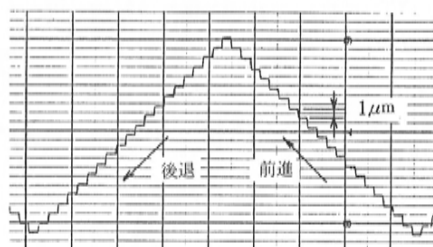


図18 1 μ m送り

ベッド、コラムに直接触れさせない構造にしている。

3.3 非真円形状測定機

(株式会社三豊製作所との共同開発)

本測定機は (θ , R) の設計値を入力しておくと、被測定物のプロフィール誤差を自動的に演算し、プリントアウトする。測定結果を自動プロフィールデータ作成装置に入力すれば、容易に加工精度の修正を行うことができ、非真円研削加工システムを効率の良いものとしている。

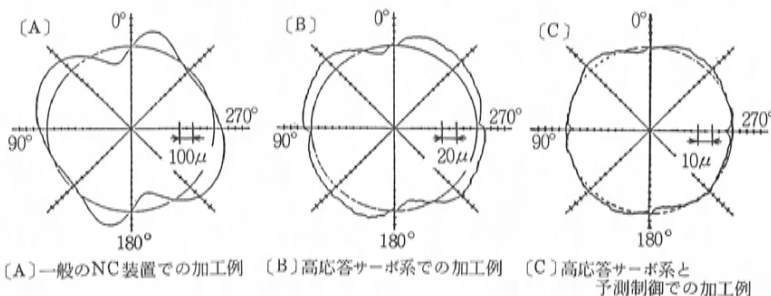


図19 加工例のプロフィール精度

表2 加工例

工 作 物 名 称	カムリング	カムリング	シリンダ	ベアリング
取 代 ・ 材 質	φ0.75 鉄系焼結金属	φ0.9 SUJ2	φ0.4 片状黒鉛焼結	φ0.7 SUJ2
形 状				
加 寸 法 差 μm	15	5	6	5
工 プロフィール精度 μm	19	18	17	13
精 直 角 度 μm	3.5	3.7	3.2	1.5
度 面 粗 度 μmRZ	1.4	1.8	2.3	0.8
サイクルタイム sec	57	240	48 (CBN砥石)	42
当 社 従 来 機 sec	90	600	142 (普通砥石)	—

4. 加工例

図19に、楕円工作物を研削加工したときのプロフィール精度を示す。高応答サーボ系と予測制御を加えることにより、一般のNC装置に比べ1/15~1/20に向上していることがわかる。

表2に、その他代表的な工作物の加工例を示す。いずれも、従来機を凌ぐ加工精度、サイクルタイムを達成している。

5. おわりに

CNC方式によるフレキシビリティの高さと、微細方式以上の生産性、加工精度の両立という初期の目標を達成できたと確信している。

これに満足することなく、今後とも研究開発を続け、ユーザ各位の御要望に応じていく所存である。

最後に、本機及び周辺システムの開発に当たり御協力いただいた関連メーカー各社に深く感謝の意を表します。

■ 著 者 ■



高坂源造



内海雅之



福政昭人



波多野功



平野美枝



兼保秀作

特 許 紹 介

昭和62年度に登録された特許，実用新案の中から，代表的なものを，3件選んで紹介します。

リアサスペンション

登録番号 特許第1375221号
発 明 者 前 林 治 郎， 貴 島 孝 雄

〈発明の背景〉

一般に車両の走行安定性の向上を図る上で，後輪の姿勢をいかにコントロールするかは極めて重要な課題である。

従来より車両が旋回する場合，旋回外輪に内向きに作用する横力に対し，後輪をトーイン変化させて旋回性能を向上させることが取り組まれてきた。この横力トーインを達成する手法としては，サスペンションアームのラバースパッシュの硬さを前後で変えるものが提案されている。

しかし従来の方法では，その達成能力に限度があり，横力に対するトーイン効果を有効に発揮できない嫌いがあった。しかも従来の方法では，横力以外のホイール作用力，例えばブレーキ力，エンジン制動力，及びエンジン駆動力に対してはトーイン効果は見込み得ないものであった。

この発明は，上記の問題点を解決することができるポテンシャルの高いリアサスペンションを提供するものである。

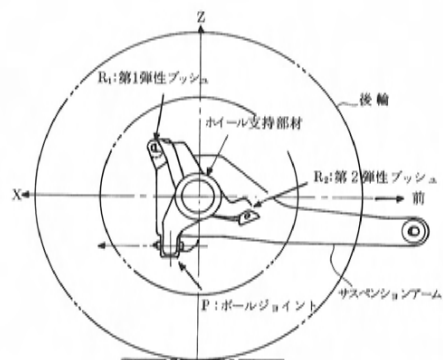
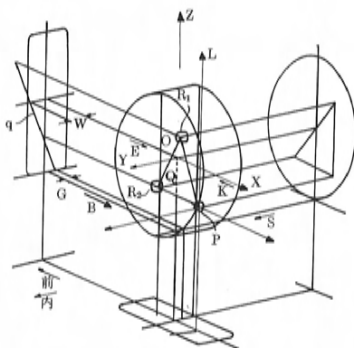
〈発明の概要〉

構造：

- ・リアサスペンション構成部材とホイールを回転自在に支持するホイール支持部材とを1個のボールジョイントと2個の第1・第2弾性体スッシュとを介して連結し，
- ・ボールジョイントは，第4象限に，第1弾性体スッシュは，第1象限に，第2弾性体スッシュは，第3象限の座標位置に配設する。

効果：

- ・横力に対して後輪を確実にトーイン変化させることができ，更に他のブレーキ力，エンジン制動力，駆動力の作用力に対してもトーイン効果を得ることが可能である。



ロータリピストンエンジンの吸気装置

登録番号 特許第1343609号

発明者 田所朝雄, 沖本晴男, 松田郁夫

〈発明の背景〉

エンジンに過給機を設けることは一般に知られているが、過給機装備のために、構造が大がかりになるとともにコストアップを招くことになる。

この発明は、ロータリピストンエンジンにおいて、サイド吸気ポート開口時には作動室の残留排気ガスの圧力によって吸気が圧縮され、吸気通路内の吸気ポート部分に圧縮波が発生することを新たに知見し、このことから、一方の気筒で発生した圧縮波を他方の気筒の吸気ポート全閉直前に作用させ、過給効果が得られるように設定した非常に有用な技術である。

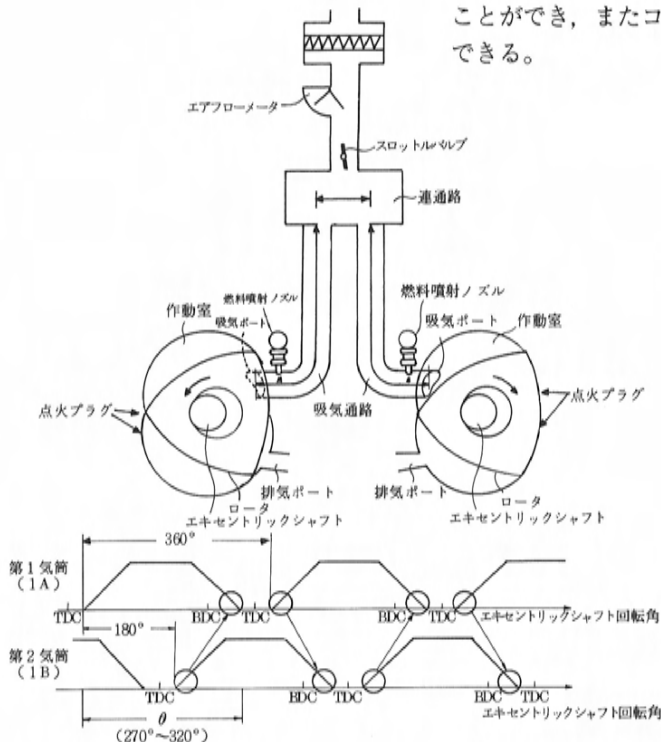
〈発明の概要〉

構造：

- 各ロータがエキセントリックシャフトの回転角で 180° の位相差を持つサイド吸気ポート式の2気筒ロータリピストンエンジンで、各気筒の吸気通路をスロットルバルブ下流において連通路で連通し、吸気ポートの開口期間をエキセントリックシャフトの回転角で $270^\circ \sim 320^\circ$ に設定し、連通路及びその下流の吸気通路より形成される両気筒の吸気ポート間の通路長さを $0.57 \sim 1.37\text{m}$ に設定する。

効果：

- 既存の吸気系の僅かな設計変更だけで、吸気圧縮波を利用した排気干渉効果による強い過給効果を得ることができ、過給機などを備えることなく $5,000 \sim 7,000\text{rpm}$ のエンジン高回転域に充填効率を著しく高め、出力向上を大巾に図ることができ、またコストダウンにも大いに寄与できる。



自動車のサイドシル塗装装置

登録番号 実用新案第1659226号

考案者 松島英治, 木葉 博, 岸本文久, 寺本隆次

〈考案の背景〉

自動車のサイドシルを他の部分とは別途に、たとえば塩化ビニール系塗料を塗装ガンで吹付塗装しようとするとき、非塗装部分にマスキング紙を手作業で貼付して塗料を吹き付けたのち乾燥を経てマスキング紙を剝離していたが、このマスキング作業には多くの消費資材（マスキング紙）と労力が必要である。

本考案は、マスキングプレートを反復使用して資材を節減するとともに、マスキング作業を自動化して労力を大幅に軽減し、更に塗装境界線を明確に形成する技術である。

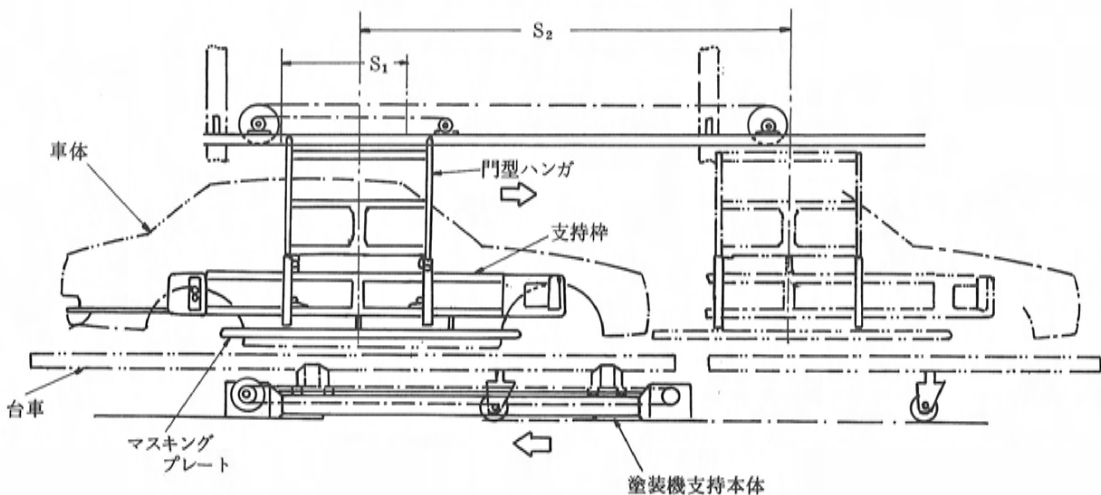
〈考案の概要〉

構造：

- 車体の移動方向に沿って往復動可能な門型ハンガの下端にマスキングプレートを設け、マスキングプレートを車体に対して進退可能、かつ門型ハンガに対して上下動可能に支持する支持棒を門型ハンガに設け、マスキングプレートを車体に対して位置決めして車体とともに移動し、車体のサイドシルを塗装する。

効果：

- マスキング作業を自動で行うことができ、労力を大幅に軽減して作業性を向上するとともに、マスキングを正確に行える。またマスキングプレートを反復して使用できる。



社外への発表論文一覧表（昭和62年1月～12月）

1. 社 外 講 演

※所属は発表時点を示す

	題 目	所 属	氏 名	講 演 大 会	発表日
海外	Superior Color Matching of Fascia and Body	本 社 研 究 所	谷 本 義 雄	S A E大会	2.23
		同 上	岸 本 庸 夫	International Congress & Exposition	
		同 上	相 沢 誠		
	Application of Aluminum Honeycomb Sandwiches and Extrusions in a Convertible	本 社 研 究 所	飛 田 幸 司	S A E大会	2.24
		同 上	原 寿 之	International Congress & Exposition	
		同 上	藤 瀬 一 基		
		同 上	木 下 喜 彰		
		住友軽金属工業(株)	難 波 圭 三		
		同 上	馬 場 武 明		
		同 上	竹 島 義 雄		
	Analysis of Cyclic Combustion Variation in a Lean Operating S.1. Engine	同 上	佐 野 啓 路		
		横 浜 研 究 所	山 本 博 之	S A E大会	2.26
	Present and Prospective Technologies of Rotary Engine	同 上	三 角 正 法	International Congress & Exposition	
		パワートレイン設計部	達 富 康 夫	S A E大会	2.26
		同 上	大 関 博	International Congress & Exposition	
		同 上	田 所 朝 雄		
		同 上	藤 本 順 章		10.26
	Mazda's New V-6 Gasoline Engine and its Innovative Induction System	パワートレイン設計部	畑 村 耕 一	S A E大会	
		同 上	白 石 英 夫	Passenger Car Meeting & Exposition	
		同 上	浅 海 皓 一		
		パワートレイン実験研究部	守 下 健 一		
	Thermal Effect on Three-Way Catalyst Deactivation and Improvement	本 社 研 究 所	井 原 和 則	第 4 回	11.10
		同 上	大 久 保 健 治	I P C国際会議	
		同 上	二 浦 義 則		
	Evaluation and Analysis of Strength of All-Ceramic Swirl Chamber of Diesel Engines	本 社 研 究 所	鶴 井 道 佳	第 4 回	11.10
		同 上	高 藤 勝	I P C国際会議	
		同 上	鶴 田 伸 二		
		同 上	重 津 雅 彦		

題 目	所 属	氏 名	講 演 大 会	発表日
Influence of Geometry of Rear part on the Aerodynamic Drag and Wake Structure of a Vehicle	車両実験研究部 同 上 同 上 同 上	農 沢 隆 秀 日 浅 一 彦 吉 本 勝 春 名 茂	第 4 回 I P C 国際会議	11.11
Investigation of High-Compression Lean Burn Engine	本 社 研 究 所 同 上 パワートレイン 実 験 研 究 部 本 社 研 究 所	小 田 博 之 森 田 泰 之 藤 嶋 利 光 丸 原 正 志	第 4 回 I P C 国際会議	11.11
The Effect of Vehicle-Speed Sensing Four-Wheel Steering System on Handling Performance	車両実験研究部 同 上 同 上	中 本 正 義 兼 品 直 和 正 留 隆 昌	NHTSA 11th International Technical Conference on Experimental Safty Vehicles	5.12
Computational Study of Aerodynamic Behavior of a Car Configuration	車両実験研究部 宇宙科学研究所 同 上	橋 口 真 宜 大 田 高 志 桑 原 邦 郎	AIAA 19th Fluid Dynamics, Plasma Dynamics and Laser Conference	6.10
An Analysis of Drum Brake Noise	車 両 設 計 部 同 上 同 上 同 上 同 上	東 裕 章 吉 岡 史 郎 福 留 岳 司 岩 谷 正 人 佐々木英雄	国際シミュレーション学会 (IMACS)	9. 7
The Status of Composit Materials at MAZDA	本 社 研 究 所	望 月 澄 夫	ASM/ESD Advanced Composites Conference/Exposition-ACCE '87	9.15
Numerical Study of Aerodynamic Behavior of a Car Configuration	車両実験研究部 同 上 宇宙科学研究所 同 上	橋 口 真 宜 吉 本 勝 大 田 高 志 桑 原 邦 郎	IMACS/IFAC International Symposium on Modelling and Simulation of DPS	10. 7

	題 目	所 属	氏 名	講 演 大 会	発表日
	Development of Design Parameter Optimization System and Its Application	本 社 研 究 所 同 上 同 上	杉 原 毅 猪 田 克 美 中 島 国 成	IMACS/IFAC International Symposium on Modelling and Simulation of DPS	10. 7
	Engine Noise Reduction by Newly-Developed Cylinder Block Stiffner	本 社 研 究 所 同 上 同 上	森 田 茂 寺 本 隆 文 藤 田 健 二	S I A大会 5th International Technical Congress	10.19
国内	DE エンジンパティキュレート低減技術に関する研究	本 社 研 究 所 同 上	大久保健二 桜 井 茂	自動車技術会 「DE 機関部門委員会シンポジウム」	2.13
	希薄燃焼エンジンの燃焼変動統計解析	本 社 研 究 所 同 上	山 本 博 之 長 尾 彰 士	自動車技術会 「ガソリン機関の燃費向上シンポジウム」	4.24
	DE 用オールセラミック渦流室の強度評価解析	本 社 研 究 所 同 上 同 上 同 上	高 藤 勝 鶴 井 道 佳 鶴 田 伸 二 重 津 雅 彦	自動車技術会 春季学術講演会	5.26
	超耐熱性ターボチャージャの開発	本 社 研 究 所 同 上 同 上 日 立 製 作 所	山 本 幸 男 寄 高 政 史 長 谷 川 泰 明 穂 苅 富 夫	自動車技術会 春季学術講演会	5.27
	構造最適化システム「SIOSの開発」	本 社 研 究 所 同 上 同 上	杉 原 毅 猪 田 克 美 中 島 国 成	自動車技術会 春季学術講演会	5.27
	アルミ溶接構造物における赤外線応力解析	本 社 研 究 所 同 上	是 治 久 松 尾 正 義	自動車技術会 春季学術講演会	5.28
	マツダ車速感応型四輪操舵	車両実験研究部 同 上	田 中 建 中 本 正 義	自動車技術会 「4 WS車：アクティブ制御技術の最前線, シンポジウム」	6. 5

題 目	所 属	氏 名	講 演 大 会	発表日
自動車触媒の活性劣下に対する熱の影響度と対策	本 社 研 究 所 同 上 同 上	井 原 和 則 村 上 浩 二 浦 義 則	自動車技術会 秋季学術講演会	10.21
リーンバーンエンジンの燃焼制御系に関する研究	本 社 研 究 所 同 上 同 上 パワートレイン 実 験 研 究 部	保 立 誠 小 田 博 之 間 宮 清 孝 藤 島 利 光	自動車技術会 秋季学術講演会	10.22
総圧計測を用いた空気抵抗低減手法 —車体下面部の空力的処理—	車両実験研究部 同 上 同 上 同 上 同 上	宮 本 武 司 角 田 浩 行 松 井 稔 田 坂 寿 康 吉 本 勝	自動車技術会 秋季学術講演会	10.22
空気抵抗に及ぼすエンジン冷却風の影響	車両実験研究部 同 上 同 上	農 沢 隆 秀 日 浅 一 彦 吉 本 勝	自動車技術会 秋季学術講演会	10.22
ルーチェの電子制御自動変速機	パワートレイン 実 験 研 究 部 同 上 同 上	谷 保 秀 樹 横 田 浩 章 川 原 幹 雄	自動車技術会 「駆動系の新技術・シンポジウム」	11. 4
マツダV型6気筒エンジンの新吸気システムの開発	パワートレイン 実 験 研 究 部 パワートレイン 設 計 部 同 上 同 上	守 下 健 一 畑 村 耕 一 浅 海 皓 一 白 石 英 夫	自動車技術会 「新開発エンジンシンポジウム」	11. 5
シミュレーションによる高剛性ボデーの開発	開発計画業務部 同 上	桶 本 卓 志 富 田 次 信	自動車技術会 「自動車構造におけるコンピュータシミュレーションと最適設計シンポジウム」	11.27
渦流室式 DE 機関のパティキュレート低減手法	横 浜 研 究 所 本 社 研 究 所 パワートレイン 設 計 部	松 岡 猛 桜 井 茂 中 谷 茂 樹	日本機械学会, 自動車技術会共催 「内燃機関合同シンポジウム」	1.22

題 目	所 属	氏 名	講 演 大 会	発表日
間接噴射 DE 用オールセラミック渦流室の材料開発	本 社 研 究 所 同 上 同 上 日 本 ガ イ シ (株) 同 上	下 野 兼 嘉 塚 脇 洋 二 福 島 立 人 小 川 裕 小笠原孝之	日本機械学会, 自動車技術会共催 「内燃機関合同シンポジウム」	1.22
乗用車におけるエンジン振動騒音の伝播と防止	車両実験研究部	宇都宮直正	日本機械学会 「機械の騒音発生機構と低騒音設計手法研究分科会」	2.10
車体組立ラインでの混流生産の実現	車 体 生 技 部	山 木 勝 治	日本機械学会関西支部 第62期総会講演会	3.14
FU22Y 制御によるトラクションの最適化制御	本 社 研 究 所 同 上 同 上	長 岡 満 松 岡 俊 弘 角 田 鎮 男	日本機械学会 「機械力学シンポジウム」	7.16
分岐管内脈動気流中における液滴の挙動	本 社 研 究 所	香 川 良 二	日本機械学会九州・中四国支部 「90周年記念事業学術講演会」	10. 2
粉末シート法による耐摩耗表面層の形成	本 社 研 究 所 同 上	大 崎 茂 三 森 下 強	日本鉄鋼協会・日本金属学会中四国支部共催 「製造冶金と材料性能」研究会	3.11
窒化珪素セラミックスの破面解析による破壊応力の推定	本 社 研 究 所 同 上 同 上	高 藤 勝 鶴 井 道 佳 鶴 田 伸 二	日本鉄鋼協会, 日本金属学会中四国支部共催講演大会	7.17
モリブデン合金製耐熱スプリングの開発	本 社 研 究 所 同 上 同 上	上岡富士夫 寄 高 政 史 高 藤 勝	日本鉄鋼協会・日本金属学会中四国支部講演大会	7.17
浸炭はす歯歯車の歯元曲げ疲労強度に及ぼす冶金的特性の影響	本 社 研 究 所 同 上	柴 田 伸 也 三 輪 能 久	日本鉄鋼協会・日本金属学会中四国支部共催講演大会	7.17

題 目	所 属	氏 名	講 演 大 会	発表日
窒化珪素焼結材のレーザ加工	本 社 研 究 所	山 本 義 史 山 本 順 一	日本鉄鋼協会・日本 金属学会中四国支部 共催講演大会	7.17
自動車用材料の現状と課題	本 社 研 究 所	松 野 亮	日本金属学会中四国 支部 「湯川記念講演」	10.23
常圧窒化珪素の強度・熱衝撃 に及ぼす欠陥の影響	本 社 研 究 所 同 上	重 津 雅 彦 福 島 立 人	窯業協会年会	5.12
オーステンパー球状黒鉛鋳鉄 の熱膨張係数	本 社 研 究 所 同 上 同 上	岡 崎 健 佐 藤 和 雄 花 川 勝 則	日本鋳物協会 第111回全国講演大 会	5.24
超耐熱ターボチャージャの開 発（新しい超合金）	本 社 研 究 所	寄 高 政 史	日本材料学会 「強度設計・安全性 評価シンポジウム」	6.29
電子制御輪郭研削の技術 （CNC マルチプロフィール 研削盤）	産業機械企画部	高 坂 源 造	日本能率協会 第17回耕作機械関連 技術者会議	7. 8
次世代 CNC 内面研削盤の設 計概念	産業機械企画部	高 坂 源 造	砥粒加工学会 第301回例会	7.28
自動車用アルミ板のプレス技 術	車 体 生 技 部	西 山 為 裕	軽金属学会 第31回シンポジウム	9. 3
CNC マルチプロフィール研 削盤	産業機械企画部 第2 産業機械部 同 上	高 坂 源 造 瀬 尾 弘 道 波 多 野 功	精密工学会 秋季大会	10.12
オーステンパーダクタイル鋳 鉄の被削性における金属組織 の影響について	パワートレイン 生 技 部	応 本 正	日本ダクタイル鋳鉄 協会 第77回 DCI 研究発 表会	10.16
R-ε 法によるオープンカーま わりの流れ解析	車両実験研究部	橋 口 真 宜	日本流体力学会 第 1 回数値流体力学 シンポジウム	12.22

2. 社 外 寄 稿

題 目	所 属	氏 名	寄 稿 誌 名
サスペションのトー角と操縦性・安定性	車 両 設 計 部 同 上 車両実験研究部 同 上	貴 島 孝 雄 友 田 嘉 寛 渡 辺 嘉 寛 兼 品 直 和	自動車技術 Vol. 41, No. 3
自動車技術この10年「ステアリング」	車 両 設 計 部 同 上	金 澤 啓 隆 豊 島 英 憲	自動車技術 Vol. 41, No. 6
自動車技術この10年「自動車用材料」	本 社 研 究 所 同 上	松 野 亮 青 野 俊 明	自動車技術 Vol. 41, No. 6
自動車のアルミ化	パワートレイン 生 産 技 術 部 本 社 研 究 所 同 上 車 両 設 計 部	吉 田 実 高 須 賀 俊 蔵 杉 本 幸 弘 貴 島 孝 雄	自動車技術 Vol. 41, No. 7
DE パティキュレートエミッション 低減用オールセラミックス渦流室の 開発	本 社 研 究 所 同 上 パワートレイン 設 計 部 日 本 ガ イ シ (株)	塚 脇 洋 二 桜 井 茂 吉 津 紘 二 小 川 裕	自動車技術 Vol. 41, No. 7
JF 型 V 型 6 気筒エンジンとその吸 気システムの開発	パワートレイン 設 計 部 同 上 同 上 パワートレイン 実 験 研 究 部	畑 村 耕 一 白 石 英 夫 浅 海 皓 一 守 下 健 一	自動車技術 Vol. 41, No. 9
超耐熱ターボチャージャの開発	本 社 研 究 所 同 上 同 上	寄 高 政 史 山 本 幸 男 長 谷 川 泰 明	自動車技術 Vol. 41, No. 10
カーコミュニケーションシステムの 開発	エレクトロニク ス 推 進 部 同 上 車両実験研究部	岩 城 富 士 大 柿 原 正 樹 谷 口 龍 昭	自動車技術 Vol. 41, No. 11
アルミニウム拡散被覆処理の開発と エンジン部品への応用	本 社 研 究 所 同 上 同 上 パワートレイン 設 計 部	上 岡 富 士 夫 山 本 義 史 寄 高 政 史 藤 本 順 章	自動車技術会論文集 No. 36

題 目	所 属	氏 名	寄 稿 誌 名
ロータリエンジンの最近の研究成果	パワートレイン 設計部 同 上 同 上	達 富 康 夫 田 所 朝 雄 藤 本 順 章	自動車技術会 関西支部創立40周年記念号
Mazda Rotary Engine Technologies — Present and Future —	エンジン設計部 同 上 同 上 同 上	達 富 康 夫 大 関 博 田 所 朝 雄 沖 本 晴 夫	JSAE Review Vol. 8 No. 1
Consideration of FMS for Engine Parts	パワートレイン 生 技 部 同 上	谷 信 彦 伊 原 進	JSAE Review Vol. 8 No. 3
Development of B6 DOHC Engine and Variable Inertia — Charging System	パワートレイン 設 計 部 同 上 同 上 同 上	磯 村 定 夫 栗 原 義 則 山 下 晃 文 小 池 昌 充	JSAE Review Vol. 8 No. 4
マツダにおけるエンジンメカトロニ クスの現状と将来	パワートレイン 設 計 部 同 上 本 社 研 究 所	白 石 英 夫 飯 田 克 義 横 奥 克 日 子	内燃機関 Vol. 26, No. 333
粉末冶金製品の自動車への適用	本 社 研 究 所	森 下 強	特殊鋼 Vol. 36, No. 6
当社における非調質鋼の使用状況	本 社 研 究 所	三 輪 能 久	特殊鋼 Vol. 36, No. 7
自動車の低騒音化の現状	開発計画業務部 同 上 同 上	高 木 俊 昭 富 田 次 信 楠 本 卓 志	騒音制御 Vol. 11, No. 5

編集後記

マツダ技報第6号をお届けします。

この一年間に当社は4WSを搭載した新型カペラやRX-7カブリオレなどの新しい魅力を秘めた車を世に送り出しました。

過去十数年を振り返ると、低公害化に始まり省燃費、FF化、エンジン高出力化と開発の流れはその方向を変えてきました。そして今また、これまでとはひと味違った新しい流れが生まれつつあるように思われます。

一方外に目を転じれば、1ドル120円突破も考えられる円高の中で昨年9月には北米生産拠点であるMMUC〈Mazda Motor Manufacturing (USA) Corporation〉が稼動を始め、また欧州R&D事務所の設立計画を発表するなど海外進出はいよいよ本格的なものとなってきました。

さて巻頭言は、山之内常務取締役をお願いしました。“商品育成、技術開発の方向について”のお言葉は、昨今の厳しい技術競争の中で私達技術者が備えておくべき基本精神を説いておられ、深く肝に銘じておくべきことと思います。

当技報の発行は回を重ねて6回目となりましたが、皆様のご支援をいただきながら創刊時の初心に戻って更によりものに育てていきたいと考えております。皆様からの忌弾ないご意見をお寄せ下さるようお待ちしております。

(編集事務局)

編集委員会

委員長	北村 明		
委員	堀田 佳克	渡辺 剛三	
	井上 泰之	慶徳 晴司	
	柴垣 匡男	坂本 重道	
	横奥 克日子	関戸 康則	
	渡辺 崇博		
幹事	玉理 博		
事務局	印丸 清和	渋谷 陽一	
	富田 美子		

マツダ技報 第6号

印刷	昭和63年3月25日
発行	昭和63年4月1日
発行人	黒田 堯
編集人	北村 明
発行所	マツダ株式会社
	商品企画開発推進本部
	〒730-91
	広島県安芸郡府中町新地3番1号
印刷所	電話 広島 (282) 1111 (内線5266)
	マツダエース株式会社
	〒730-91
	広島県安芸郡府中町新地3番1号
	(禁無断転載)

