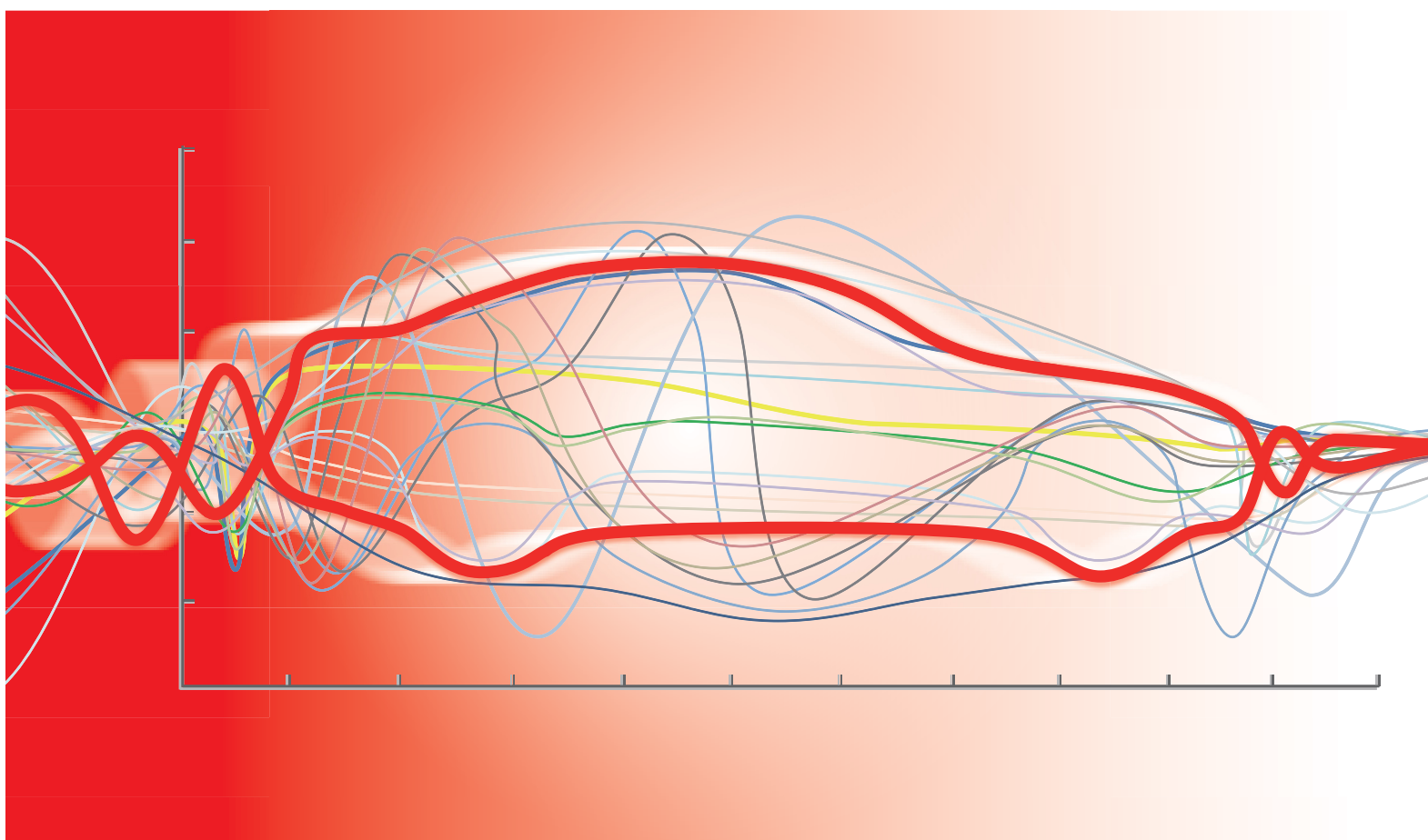


NISSAN TECHNICAL REVIEW

日産
技報

2015 No.77



実験・計測技術

NISSAN MOTOR CORPORATION



2015



NISSAN TECHNICAL REVIEW

No.77

日産技報第77号

目 次

2015年10月 発行

◆ 巻頭言

「人と車のメカニズムの解明」、競争力のある車の開発のために……………長岡 宏 …… 1

◆ 特集：実験・計測技術

1. 「快適」と「安全・安心」を届ける実験・計測技術 ……………大西 孝一 …… 3

2. NVH課題のメカニズムが解明できる新しい加振技術

辻 宏実智・島田 博・高橋 英仁・高林 智志 …… 5

3. 電動車両における高周波異音の定量計測手法について ……………田中 慎也・後藤 昌也・山中 高章 …… 10

4. 6自由度加振機を用いたシート乗り心地向上実験技術

玉木 良典・入江 雅之・吉田 和弘・石毛 昭 …… 15

5. Fit & Finishや形状変化を手軽に測る新型ポータブル3次元形状計測装置

荒井 雅和・飯田 望・藤田 力・薄井 智幸

河田 浩次・森 宣大・佐藤 穰 …… 19

6. 人の動作負荷を簡単に評価するためのデジタルヒューマンの活用

五十嵐智貴・豊島 温・高辻 茂・鳥垣 俊和 …… 25

7. 人間特性を考慮した安全かつ便利なHMIを実現するための実験技術	平尾 章成・宮下 由佳・杉本沙和美・植栗 寛達・美記陽之介 ……	30
8. 操舵操作メカニズム解明に向けての技術開発 ー理想操舵の導出ー ……	牧田 光弘 ……	35
9. お客さまを理解するための心理分析技術	石郷岡喜代春・田中 克則・杉本沙和美・高辻 茂・宮下 由佳 ……	41
◆ 技術紹介		
10. 新型X-Trail用ハイブリッドシステムの開発 ……	新井 龍一・大滝 幸治・折田 崇一・宇根 悟史 伊藤 晋吾・島村 青之・中倉 奈月・福田 光伸 ……	47
11. 新型ノートの燃費技術開発 ……	小林 淳文・濱根 将太・日置 文章 古性 賢也・久保 進・吉野谷大輔 ……	52
12. シートヒータの使用による暖房エネルギー削減効果の検討 ……	大井 元 ……	57
◆ 特許紹介 ……		63

———— CONTENTS ————

◆ **Preface**

- ~ “Clarification of Mechanisms about Human and Car” for
Competitive Product Development ~ 1
By Hiroshi NAGAOKA
-

◆ **Special Feature : Testing and Measurement Technologies**

1. Testing and Measurement Technologies to Realize “Comfort” and “Safety/Secure” 3
By Koichi ONISHI

2. New Experimental Method for Mechanical Analysis of NVH Issues 5
By Hiromichi TSUJI, Hiroshi SHIMADA, Eiji TAKAHASHI, Satoshi TAKABAYASHI

3. Quantitative Measurement Method for High Frequency Noise of Electric Vehicles 10
By Shinya TANAKA, Masaya GOTOU, Takaaki YAMANAKA

4. Experimental Technique for Improving Riding Comfort of Seats
using Six-Degree-of-Freedom Vibration Exciter 15
By Ryosuke TAMAKI, Masayuki IRIE, Kazuhiro YOSHIDA, Akira ISHIGE

5. New Portable 3D Measurement Equipment for Simple Measurement of Fit & Finish 19
By Masakazu ARAI, Nozomi IIDA, Chikara FUJITA, Tomoyuki USUI,
Kouji KAWATA, Nobuhiro MORI, Yutaka SATOU

6. Application of Digital Human for Easy Evaluation of Driver Effort 25
By Tomotaka IGARASHI, Atsushi TOYOSHIMA, Shigeru TAKATSUJI, Toshikazu TORIGAKI

7. Experimental Technologies that Consider Human Characteristics for Safe-Driving HMI	30
By Akinari HIRAO, Yuka MIYASHITA, Sawami SUGIMOTO, Tomomichi UEKURI, Yonosuke MIKI	
8. Developing Deeper Insight into Drivers' Maneuvering Intent	
- To Steer or Not to Steer, that is the Question -	35
By Mitsuhiro MAKITA	
9. Psychological Analysis to Understand Customer Thinking.....	41
By Kiyoharu ISHIGOUKA, Katsunori TANAKA, Sawami SUGIMOTO, Shigeru TAKATSUJI, Yuka MIYASHITA	
◆ New Technologies	
10. Development of New X-Trail Hybrid System.....	47
By Ryuichi ARAI, Kouji OOTAKI, Shuichi ORITA, Satoshi UNE, Shingo ITO, Seishi SHIMAMURA, Natsuki NAKAKURA, Mitsunobu FUKUDA	
11. Development of New Note Fuel Economy Technology	52
By Atsufumi KOBAYASHI, Shouta HAMANE, Fumiaki HIOKI, Masaya FURUSHOU, Susumu KUBO, Daisuke YOSHINOYA	
12. Effects of Heated Seats on Heater Energy Consumption in Vehicles	57
By Hajime OI	
◆ Recent Patent Applications	
	63



「人と車のメカニズムの解明」、競争力のある車の開発のために ～ “Clarification of Mechanisms about Human and Car” for Competitive Product Development ～

常務執行役員 長岡 宏

近年、自動車産業を取り巻く環境は、ますます厳しいものになっているように思われる。従来のコアマーケットでの激しいシェア争い、および市場の拡大による更なる新興国市場や多様化への対応の一方で、電動化や自動運転などをめぐる新規参入プレイヤーを含めた技術競争もあり、我々は世界中で常に激しい競争を強いられている。この競争に勝ち抜くためには、結局 “お客様に満足頂ける競争力のある車を投入しつづけること” を置いて他に道はない。このために、

- 1) 市場やお客様を知り、トレンドを含めた勝つための目標を設定する
- 2) その目標をシステムやコンポーネント特性に機能展開する
- 3) これまでに開発された技術を生かし、展開された特性を物として具現化する
- 4) 具現化された物（コンポーネント、システム、車そのもの）の達成度を評価する
- 5) これらのプロセスのPDCA（Plan-Do-Check-Action）を回し、目標達成のため性能と信頼性を保証する

ということが必要になり、これらのプロセスにおいて、“実験・計測技術” が重要な役目を果たすことが期待されている。

一方で、昨今はメカトロニクスやIT技術の進歩により自動車の性能が高度になる反面、システムが複雑になり、特に自動運転のような新しい技術においては、その性能と信頼性の保証にはいままでと全く違った実験・計測の考え方が必要になる。

複雑なシステムでは、確認するための条件の組み合わせが膨大になるだけでなく、複数のパラメータが相互に関係しあうため、完成したものを決められた条件で試験するという従来の考え方では性能

や品質を完全に保証することが極めて難しいと言わざるを得ない。また、それらの技術を市場に投入する際には高い品質と大きな付加価値の提供を求められており、そのためには設計の構想段階から性能・品質を予測し設計とCAE（Computer Aided Engineering）を含めた実験のフィードバックサイクルを何度も回していくことが重要となる。

これらを達成するため、人や車がさらされている環境を徹底的に計測したり再現したりする技術と、そのメカニズムを分析する技術が進化していく必要がある。これらは単にコンピュータの能力向上だけで実現するものではなく、さまざまな事象について注意深く観察する力、深い洞察力、そしてメカニズムを分析する力が不可欠である。また、5年後、10年後、自動車がどう発展し、どう変わっていくか、どうあるべきかを常に考えてそれに備え、徹底的に自動車を知り尽くすプロフェッショナルとなることも合わせて重要になる。

上記のような状況を鑑み、今回の特集では“人と車のメカニズムの解明”をテーマに、環境再現技術、計測技術、分析技術に重点を置いて、最新の技術を紹介する。

世界の自動車産業の業界地図が塗り替わりつつある中、急激に進展する技術の中で、確固たる地位を確保しつづけるためには、これらを追及していくことが必要不可欠と信じる。

「快適」と「安全・安心」を届ける実験・計測技術

Testing and Measurement Technologies to Realize “Comfort” and “Safety/Secure”



カスタマーパフォーマンス&車両実験部 大西 孝一
Koichi Onishi

1. はじめに

先進各国で、今は第4次産業革命というべき大変革の時代にある、と言われている。この変革はICT（Information and Communication Technology）によりもたらされており、情報の流通によって従来の技術分野の境界を越えたイノベーションが実現している。自動車技術において加速している電動化や知能化などの技術の流れでも、従来の機械や制御といった技術に加えて、人間を理解するなどの幅広い技術分野の融合が進んでいる。

電動化や知能化によって、自動車はこれまで以上の「快適」や「安全・安心」をお客さまに届けることができるようになってきている。この可能性を最大限生かすために、自動車の実験技術は、幅広い技術分野の融合に遅滞なく応えていかななくてはならない。特に、「快適」や「安全・安心」を取り扱う上で、「人と車のメカニズム解明」が大きなテーマになっている。

2. 人と車のメカニズム解明

「人と車のメカニズム解明」とは、人と車の関わりを解き明かすために図1のような量（属性）の関係を解いて、モデルを構築する活動である。

人はある意図Iに基づいて行動Aを起こす。その行動Aによって車は出力Oを生み出す。意図Iと出力Oの差分によって、人は丁度良いと感じたり物足りないと感じたりする。

出力Oや環境のパラメータExは、刺激Sを作り出す。刺激Sを受容した人は身体的、あるいは精神的な反応Rを起こすが、反応Rはその人の特性を表すパラメータHxにも依存する。

意図Iと出力Oの関係を適切にして「快適」と「安全・安心」を届けたい。そのために、車の特性を表すパラメータDxはどうあるのが良いか、関連する量（属性）との関係を3つの実験基盤技術を活用して解くことが、この活動の中身である。

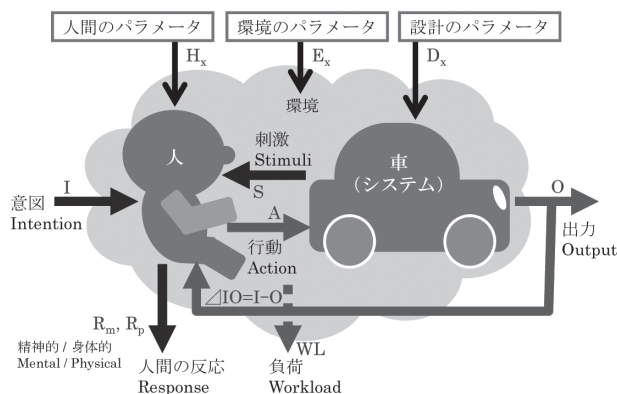


図-1 人と車のメカニズム解明
Fig.1 Framework of human-machine system analysis

この3つの実験基盤技術とは、

- ・人と車が曝されている環境を再現する技術
- ・人が受容する刺激を計測する技術
- ・人と車のメカニズムをモデル化する技術

である。今回の特集では、「快適」「安全・安心」を届けるために、これらの基盤技術をどのように活用しているかについて、最新の事例をとともに紹介する。以下に、特集の概要を述べる。

3. 「快適」を届ける実験技術

「快適」に関わるメカニズムを解明するために、まず、人と車が暴露されている環境を精度良く再現する技術が必要である。今回の特集では、新しい加振技術の事例をいくつか紹介する。これらはいずれも加振点の精度ではなく、応答点、すなわち人が曝されている現象の再現精度に着目している。

次に、人が受容している刺激を精度良く計測する技術が必要である。例えば、電動パワートレイン特有の耳鳴りのような高周波音を車室内で聞くと、頭を少し動かしただけで聞こえ方が変わってしまう。人にとっての聞こえ方を計測するために、車室内の音場の特徴に合わせたセンサーアレーを開発した事例を紹介する。

環境を再現し、刺激を計測したら、それらが快適な範囲にあるのかをモデルに照らして評価する。今回は、デジタルマネキンの活用事例を通じて、「快適」な動作範囲とレイアウトの評価方法について述べる。

この他にも、Fit & Finishの観点で人が見ている部位の形状を素早く簡単に3次元形状計測する技術を交え、「快適」を届けるための実験技術の最新動向を紹介する。

4. 「安全・安心」を届ける実験技術

「安全・安心」を届ける実験技術として、2つの事例を紹介する。自動車のIT/ITSは技術の進化が速く、お客さまの期待の変化も早い。これに対応する実験技術の動向を紹介する。また、ハンドリングなどの自動車の基本性能においても、制御によってできることの幅が広がってきている。そもそも何が人にとって「安全・安心」なのかを解くために、新しいドライバモデルを活用した事例を紹介する。

さらに、これらの取り組みの前提となるお客さま理解のために、心理学と融合した手法開発の事例も紹介する。

5. おわりに

今後さらに高度な「快適」と「安全・安心」をお客さまに届けていくためには、実験技術は「人と車のメカニズム解明」を進化させていく必要がある。例えば環境再現技術では、狙い通りの刺激を正確に制御して人に与えることを



図-2 ドライビングシミュレータ
Fig. 2 Example of driving simulator

狙って、ドライビングシミュレータ（図2）の活用を検討し始めている。これからも、特に人の理解を進めるために、様々な実験技術の開発に取り組んでいく計画である。

最後に、記事の執筆を快諾してくださった皆様に厚くお礼を申し上げます。

NVH課題のメカニズムが解明できる新しい加振技術

New Experimental Method for Mechanical Analysis of NVH Issues

辻 宏実智*
Hiromichi Tsuji島田 博*
Hiroshi Shimada高橋 英仁*
Eiji Takahashi高林 智志*
Satoshi Takabayashi

抄 録 NVH性能はお客様が快適に車を運転するために重要な性能である。しかし近年、性能向上に加え、軽量化や他性能との両立など難しい課題に挑戦している。この課題解決のためには、現象や発生メカニズムを正しく理解することができる実験技術が必要である。本稿ではその一例として、ロードノイズ性能において路面凹凸入力の影響を考慮できる新たな加振手法開発の内容を紹介する。

Summary The need to improve NVH performance with lightweight structures continues to rise due to market demand. In addition, countermeasures to make NVH compatible with other performance aspects are required. As an example of a solution, this article introduces a case study on road noise. An experimental method to analyze the mechanisms of phenomena is necessary in order to solve pertinent issues. The road noise phenomenon is generated by a change of random displacement input inside the tire contact patch. Since the existing 3- or 6-directional electromagnetic shakers have a flat surface at the tire contact patch, these shakers cannot excite the vehicle in a manner representative of actual on-road road noise input. Therefore, this article presents a new experimental method to measure the road noise vehicle transfer function.

Key words : Testing , Vibration, Noise, measurement, road noise

1. はじめに

NVH性能はお客様が快適に車を運転するために重要な性能である。車内が静かなことで、移動中に会話や好きな音楽を楽しむことができるし、長い距離の移動時にドライバや同乗者がリラックスできて疲れなためにも、静かで不快な振動が少ないことが大切である。また、加速するときにはアクセルの踏み込みに応じてエンジンが回転を上げ、それに合わせて心地良いエンジン音が聞こえてくることは、車を運転していると感じられる楽しみの一つである。加えて、車の外に対して車が出す音が小さいことも、住みやすい環境を作る上で非常に大事である。NVH性能の年ごとの推移を見てみると、各社とも年々静粛性を向上させており、お客様の要求に応じていることが伺える。

一方NVH性能の開発者にとっては、難しい状況になって来ている。一般的にNVH性能は、剛性が高く質量が重い方が性能は良い。しかし昨今、温暖化防止や原油高騰による運用コストの上昇を抑えるため燃費の良い車が求められており、その実現策の一つとして大幅な軽量化が行われるようになった。軽量化はただ質量が軽くなるだけではなく剛性の低下も引き、NVH性能としては二重の苦しみである。また、振動騒音の入力源においてもダウンサイジングエンジンやHEV（ハイブリッド車）、EV（電気自動車）

などの新たなユニットが搭載され、起振力の増大やモータ騒音などの高周波数の入力、制御による過渡的な振動現象など、新たな課題も増えてきている。

これら市場環境からの制約の増加を克服し、さらにお客様からの性能向上の要望に応えるためには、新たな計測・分析技術の開発により、正しく、かつ詳しく車の現象及びその発生メカニズムを理解し、改善のためのアイデアを創出することが肝要である。

本稿ではその分析技術開発の一例として、ロードノイズの発生メカニズムを解明するための新しい加振技術と、その適用事例について紹介する。

2. ロードノイズ発生メカニズム分析の課題

ロードノイズとは、車が走行している際に路面の凹凸によってタイヤが変形させられることで反力が生じ、その力がサスペンションを伝わり車体を振動させ音が発生する現象である。但し走行状態では路面入力が測定できないため、モーダル解析を用いて要因となっている共振の抽出ができず、メカニズム分析が難しい。走行時のデータを用いてモーダル解析を行う試みもあるが、一般的には台上加振に置き換え、車両の伝達関数を測定し種々の分析手法を適用することが行われている。

*カスタマーパフォーマンス&実験技術部

台上加振に当たっては、タイヤの接地面を並進3方向または回転成分を加えた6方向で加振し、路面からの入力を再現する方法が行われている。しかし通常その加振面は平面であるため、路面凹凸による入力を再現できていない。実際は路面表面の碎石により、タイヤ接地面の一部にその突起による反力が不規則に生じる(図1参照)。特にロードノイズが問題となる周波数域にはタイヤトレッド面が変形する共振が存在し^{1) 2)}、突起により励起されるこの共振の影響を考慮した加振が必要であるが、接地面からの加振では難しい。そこで弊社では新たに車室内から音響加振を行うことで、路面凹凸による不規則な入力の影響を評価できる手法を構築した。

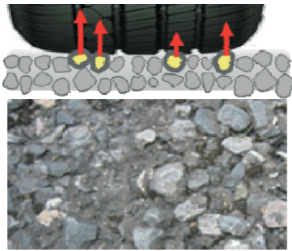


図-1 実際のロードノイズ入力の写真
Fig. 1 Photograph of real road noise input

3. 新手法の理論背景

この章では、提案する手法の理論的背景として、タイヤ接地面加振による車室内音応答の伝達関数の相反性について説明する。証明には、図2に示す車室内音響空間を模擬した1自由度の音響モデルと、車両構造を模擬した1自由度のマス-バネ構造モデルからなる構造-音響連成系システムモデルを用いた。また、本稿で使用する式の記号の定義を表1に記載する。

本手法は、タイヤ接地面を加速度加振した際の車室内評価点における、音圧応答で表される伝達関数の相反性に基づいている。簡単のため減衰を無視した構造-音響連成系の運動方程式は、構造振動と室内音圧をモーダル座標系へ変換することで式(1)のように表される³⁾。

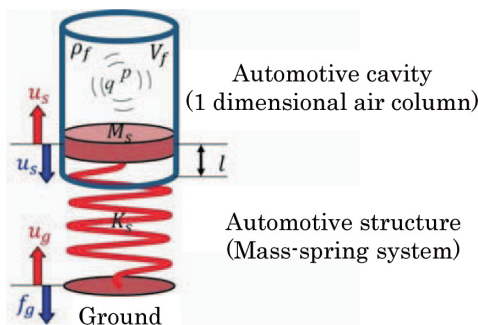


図-2 構造-音響連成システムモデル
Fig. 2 Vibro-acoustic system (Red is mass-spring system, Blue is one-dimensional (1-D) air column)

表-1 変数定義一覧
Table 1 Nomenclature

Structure (s) [unit]		Fluid (f) [unit]	
Structural mass	M_s [kg]	Corresponding fluid mass	M_f [$m^3 \cdot (m^2 / N)$]
Structural stiffness	K_s [N / m]	Corresponding fluid stiffness	K_f [$m^3 / s^2 \cdot (m^2 / N)$]
Displacement	$u_s = \phi_s^T \xi_s$ [m]	Sound pressure	$p = \dot{\phi} [N / m_2]$
Ground reaction force	$f_g = K_s u_s$	Velocity potential	$\varphi = \phi_f^T \xi_f$
Modal structural displacement	ξ_s	Modal fluid displacement	ξ_f
Modal structural shape	ϕ_s	Modal fluid shape	ϕ_f
Coupling from s to f	$\zeta = \phi_f^T C \phi_s$	Coupling from f to s	$\zeta^T = \phi_s^T C^T \phi_f$
Modal structural mass	$m_s = \phi_s^T M_s \phi_s$	Modal fluid mass	$m_f = \phi_f^T M_f \phi_f$
Modal structural stiffness	$k_s = \phi_s^T K_s \phi_s$	Modal fluid stiffness	$k_f = \phi_f^T K_f \phi_f$
Ground displacement	u_g	Angular velocity	ω [rad / s]
Modal structural excitation	f_s	Modal fluid excitation	g_f

$$\begin{bmatrix} k_s - \omega^2 m_s & j\omega \zeta \\ j\omega \zeta & -(k_f - \omega^2 m_f) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_s \\ \xi_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_s \\ -g_f \end{bmatrix} \quad (1)$$

式(1)の上側の構造系の方程式において、右辺にある力加振項を、図2に示した解析を行うために接地面変位振へ変更する。また、式(1)の下側の音響系の方程式において、右辺の外力をスピーカ加振による体積速度項に設定すると以下の式となる。

$$\begin{bmatrix} k_s - \omega^2 m_s & j\omega \zeta^T \\ j\omega \zeta & -(k_f - \omega^2 m_f) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_s \\ \xi_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_s^T K_s u_g \\ -\phi_f^T q \end{bmatrix} \quad (2)$$

ここで、一般の構造-音響連成系の式(2)に対し、簡単のため図2に示す2自由度の構造-音響連成モデルを用いて、タイヤ接地面加振による車室内音圧応答の相反性を導くことを考える。まず、式(2)において、右辺の体積速度を0とし、構造の接地面を加速度で加振した際、音圧応答は以下の式となる。

$$\frac{p}{\ddot{u}_g} = -\frac{j}{\omega} \left[\frac{\phi_f \xi \phi_s^T K_s}{(k_s - \omega^2 m_s)(k_f - \omega^2 m_f) - \omega^2 \zeta \zeta^T} \right] \quad (3)$$

同様に、式(2)において、右辺の変位加振を0とし、音響を体積加速度で加振した際の構造変位応答にバネ特性を掛けた、接地面に及ぼす反力応答は以下の式となる。

$$\frac{f_g}{\dot{q}} = \frac{j}{\omega} \left[\frac{K_s \phi_s \zeta^T \phi_f^T}{(k_f - \omega^2 m_f)(k_s - \omega^2 m_s) - \omega^2 \zeta^T \zeta} \right] \quad (4)$$

結果、式(3)と式(4)から式(5)が求められ、タイヤ接地面加速度加振による車室内音圧応答の伝達関数と、車室内の評価位置からスピーカを用いて体積加速度加振した際のタイヤ接地面反力応答とは相反性が成立することがわかる。

$$\frac{p}{\ddot{u}_g} = -\frac{f_g}{\dot{q}} \quad (5)$$

本手法ではこの音響加振によるタイヤ接地面反力応答を用いる事で、不規則な路面凹凸入力に対する車両伝達関数の評価を可能とした。

4. 実験手法

この章では、提案する手法を実際に実施する方法として、開発した反力計測器、実験の設定と計測方法、計測結果の分析方法について説明する。

4.1 開発した反力計測器

本手法で必要となるタイヤ接地面に発生する反力を計測可能な反力計測器(図3)を開発した。反力計測器の開発の考え方に関しては文献⁴⁾を基にしており、新たにタイヤ接地面内における詳細なタイヤ変形モードの計測を可能とするため、センサ個数を9個から24個に増やしている。

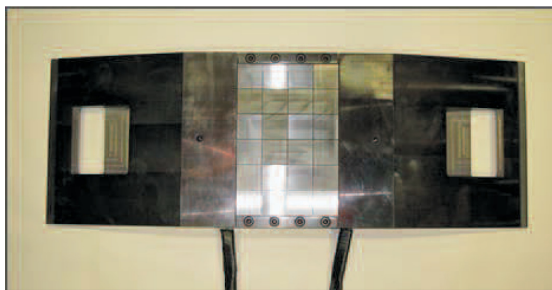


図-3 タイヤ接地面反力センサ
Fig. 3 Equipment of reaction force sensors for tire contact patch

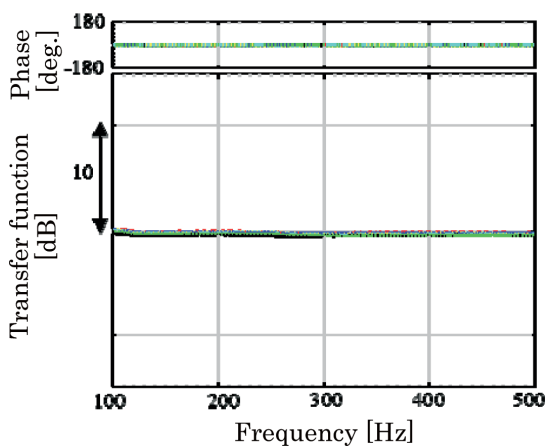


図-4 インパクト加振時の反力応答
Fig. 4 Force measurement excited by impact hammer (1 N/mm set as 0 dB)

図4に示すように、各センサは全ロードノイズ領域において1N/mを0dBとして精度良く計測可能なことを、ハンマリング試験により確認している。

4.2 実験装置の設定と計測方法

測定は図5に示すように、車室内の評価位置にスピーカを、また各タイヤの下に開発した反力計を設置して行う。スピーカについてはあらかじめスピーカへの入力電圧と体積加速度とのキャリブレーションをとり、入力電圧をレファレンス信号として用いている。また、タイヤ接地面反力を計測すると同時に、タイヤやサスペンション上に加速度計を設定し、応答を計測することで、反力に寄与するモードを抽出可能とした。

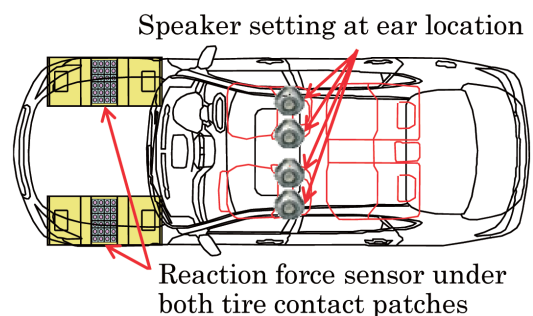


図-5 実験セッティング
Fig. 5 Experimental setup

4.3 計測結果の分析方法

音響加振により計測したタイヤ接地面の反力は、接地面内のタイヤモードの影響により各力センサの応答が異なる。この結果を評価する際、実際の現象を考慮すると、位相を考慮せずに足し合わせて評価する必要がある。

例として、図6の右側に示した100~200Hz間で課題となるタイヤの動きを用いて説明する。

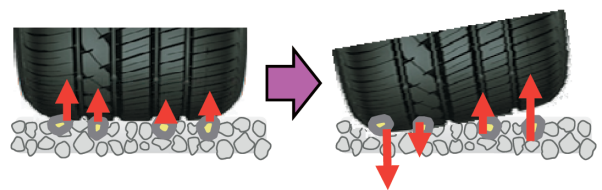


図-6 タイヤ接地面に働く反力イメージ
Fig. 6 Image of reaction forces of tire contact patch

この結果を評価する際、位相を考慮して伝達関数を足し合わせて評価した場合、実際にはタイヤに入力が入っているが、式(6)のようにキャンセルされてしまう。これは、平面のタイヤ接地面を持つ加振機を用いて上下加振した際の音圧応答を評価した場合と同じ結果となり、ロードノイズ現象の車両伝達関数を正しく評価できていない。

$$\sum_{k=1}^{48} \left[\frac{f_g}{\dot{q}} \right]_k = (-H_1) + \dots + (-H_{12}) + (H_{13}) + \dots + (H_{24}) \quad (6)$$

$$\dots + (-H_{25}) + \dots + (-H_{36}) + (H_{37}) + \dots + (H_{48}) = 0$$

一方、式(7)のように位相を考慮せずに各伝達関数の大きさを足し合わせると、図6の右側のタイヤの動きを評価でき、実際のロードノイズの入力形態を模擬することが可能となる。これにより、タイヤ接地面内のランダム変位入力と同様の特性をもち、あらゆるタイヤモードの影響を考慮することが可能となる。

$$\sum_{k=1}^{48} \left| \frac{f_g}{\dot{q}} \right|_k = |H_1| + |H_2| + \dots + |H_{47}| + |H_{48}| \quad (7)$$

5. 提案手法の有効性の検証

この章では、反力応答を低減する対策部品を車両に織込んだ際の反力低減効果と走行時のロードノイズの低減効果を比較することで、本手法の有効性を検証した事例を紹介する。

5.1 反力応答での検証

フロントサスペンションに着目して右前輪のタイヤ接地面反力を計測し、位相を考慮せずに反力の大きさだけを足し合わせた結果を図7(実線)に示す。130Hz領域の128Hzと134Hzに反力応答ピークが存在する。この要因を分析するため、反力、及び同時に計測したタイヤとサスペンション上の加速度応答を併用することで、ピークを形成する固有モードを抽出した。

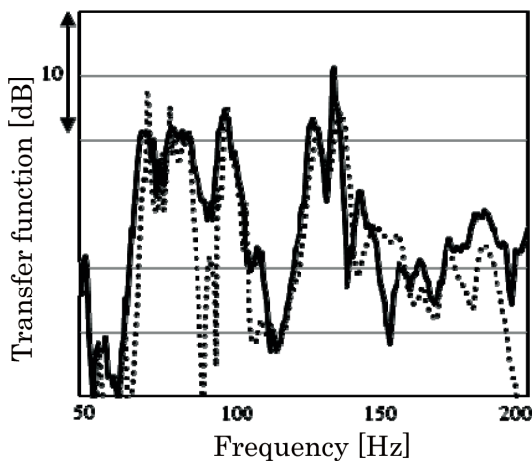


図-7 右タイヤ接地面反力振幅合計とシンセシス
Fig. 7 Sum of amplitude of all the reaction forces on right side of tire contact patch
(Solid: Measured FRF, Dot: Synthesized FRF)

図7に示すように、抽出した全てのモード情報を用いて伝達関数を再合成した結果は高い再現性を示しており、モードの抽出精度が高いことがわかる。またモード寄与分析を実施し、130Hz域のピークに対して寄与が高い固有モードとして、図9に示す7つを特定できた。図8に示すようにこの7つの固有値を除いた伝達関数は元と比べ大きくレベルが下がっており、寄与が大きいことがわかる。

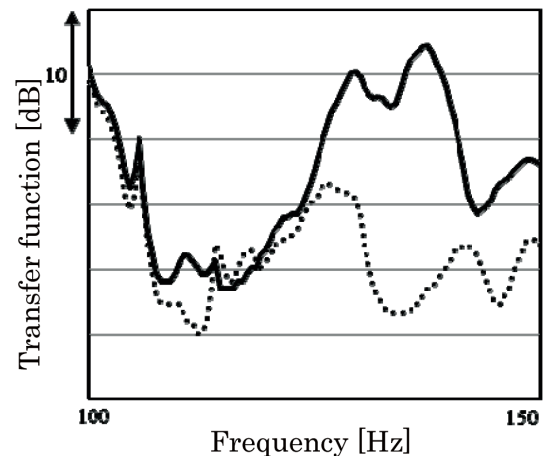


図-8 右タイヤ反力シンセシスと主モード削除の結果
Fig. 8 Synthesized FRF of sum of reaction forces on right side of tire contact patch
(Solid: all modes, Dot: subtracting 7 modes)

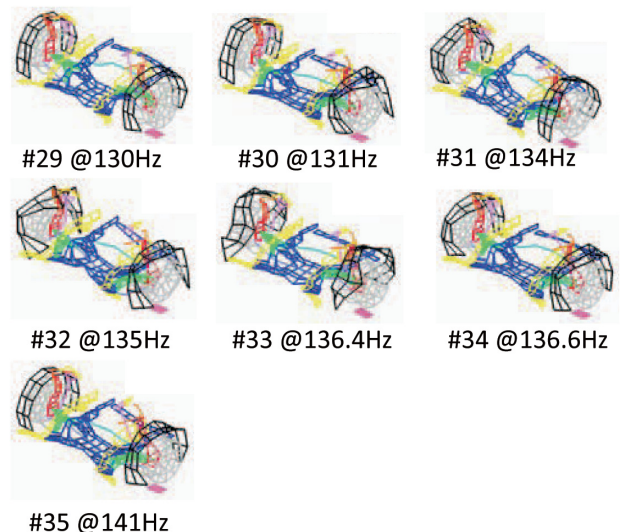


図-9 音を作っている7個の主モード形状
Fig. 9 Subtracted dominant 7 modes creating high sound pressure in automotive cabin

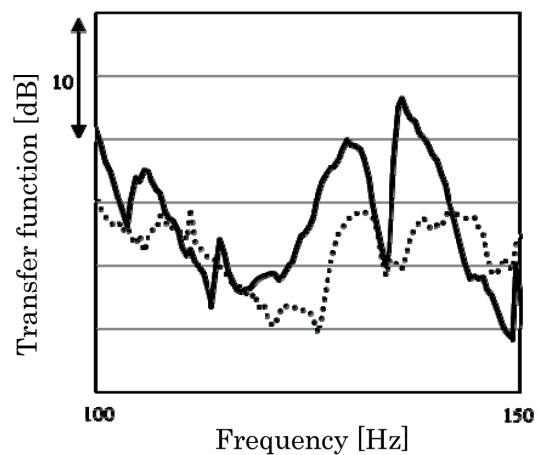


図-10 両輪タイヤ接地面反力の振幅を合計した結果
Fig. 10 Sum of amplitude of all the reaction forces on right and left tires (Solid: Original FRF, Dot: FRF with countermeasures)

そこでフルビークルFEM (Finite Element Method) 解析を用いて要因モードに着目したサスペンション構造の対策検討を行い、図9中のタイヤ横曲げ固有値⁵⁾に対するサスペンション構造の低感度対策部品を試作し効果を検証した。

図10に音響加振を用いた左右両輪の反力応答の効果確認結果を示す。現状仕様(実線)に対し、対策部品を組み込んだ仕様(点線)は120~150Hz域で大きくレベルが下がっており、図8で示したモード寄与分析での効果概算結果と良い対応を示している。

5.2 走行試験での検証

4章で述べた音響加振での効果検証に加え、走行状態での検証としてシャシーダイナモメータを用いて、低速の45~55km/hでスイープさせた際のロードノイズ低減効果を確認した。図11に現行車仕様(実線)と対策仕様(点線)の比較結果を示す。着目した周波数帯130Hz域において、1節の反力応答低減効果と同様に5~7dB低減した。

合せて走行試験の結果については、80~100Hz、170~190Hzにおいても効果が表れている。これはタイヤ非転動時の反力応答(図10)において、タイヤの上下固有値(重根)は100Hz付近に存在しているが、走行した結果(図11)ではその固有値は分離し10Hz程度変化するため、100Hz付近のタイヤ横曲げ固有値に対するサスペンション

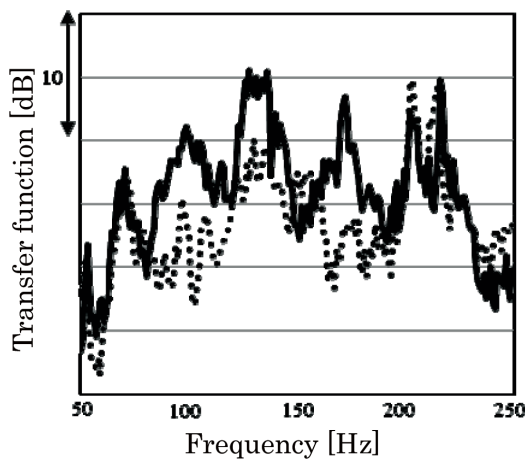


図-11 ロードノイズ(A特性考慮)
Fig. 11 Road noise with A-weighting (Solid: Original FRF, Dot: FRF with countermeasures)

■ 著 者 ■



辻 宏実智



島田 博



高橋 英 仁



高林 智 志

構造の低感度対策が顕著に表れている。また、170~190Hzにおいてもタイヤの転動影響により固有値が変化し、同様に170Hz付近のタイヤ横曲げ固有値に対してサスペンション構造の低感度対策が表れている。

以上の検討結果より、本手法がロードノイズの発生メカニズムを分析する手法として有効であることを確認できた。

6. お わ り に

本稿ではNVH性能の良い車づくりのために、現象及びその発生メカニズムを理解し、改善アイデアを生むための新しいロードノイズ台上加振評価技術を紹介した。但し、本手法でもロードノイズの車両特性を全て再現できている訳では無い。走行時のタイヤ転動に起因する特性や大入力路面に対する車両特性は本手法で計測した車両特性に含まれておらず、今後の課題である。

これからも、NVH性能の向上と軽量化や他の性能との両立を高次元で実現するために、原理原則に立ち返り物理現象を正しく理解するための実験計測分析手法を確立し、買ってもらえる車づくりに貢献していきたい。

7. 参 考 文 献

- 1) C. González Díaz et al. : Numerical prediction of the dynamic behaviour of rolling tyres, Proceeding of ISMA, pp. I541-I552 (2012)
- 2) S. Vercammen et al. : Experimental characterization of the dynamic behavior of rolling tires, Proceeding of ISMA, pp. I617-I627 (2012)
- 3) M. Chargin et al. : A Finite Element Procedure for Calculating Fluid- Structure Interaction Using MSC/ NASTRAN, NASA Technical Memorandum 102857 (1990)
- 4) 丸山新一：車両ロードノイズ特性測定のためのタイヤ接地面反力法の開発、自動車技術会シンポジウムテキスト、No. 14-05、pp. 16-21 (2005)
- 5) 三山栄仁ほか：ロードノイズスペクトル適正化のためのタイヤ固有値コントロール技術開発、自動車技術会論文集、Vol. 40 No. 5、pp. 1133-1138 (2009)

電動車両における高周波異音の定量計測手法について

Quantitative Measurement Method for High Frequency Noise of Electric Vehicles

田中 慎也*
Shinya Tanaka

後藤 昌也**
Masaya Gotou

山中 高章*
Takaaki Yamanaka

抄 録 EV/HEVでは、モータやインバータなど強電系ユニットが起振源となり異音が発生する事が知られている。これらの異音は純音成分が強いことに加え周波数も高く、車室内に強い干渉音場をつくるため、求めたい音場の最大値を計測することが難しい。そこで、マイクロホンアレイによる計測データを基に求めたい音場の最大値を推定するアルゴリズム及び計測システムを開発した。

Summary Electric units of EV/HEV, which are motors or inverters, are known to radiate high frequency noise. The noise creates a strong interference field in the cabin. Because the noise character has a high frequency and is close to a pure tone, we have difficulty measuring the maximum sound pressure level in the field we wish to target. We therefore developed an algorithm that can estimate the maximum sound pressure level in the field with the measurement data of microphone arrays and a measurement system using the algorithm.

Key words : Performance, noise, measurement, sound, high frequency

1. はじめに

車両開発では、搭乗者が感じる刺激を計測し、定量化、制御することが重要である。しかし、車両に新規の技術が搭載される度に従来の計測技術では想定されていなかった現象が起こりうるため、車両開発と並行して、新規の計測技術を開発することが重要である。

例えば、電気自動車 (EV) やハイブリッド車 (HEV) の開発では、当初から高周波の異音が問題となることが想定され、ビームフォーミング法を基本とした音源探査技術の開発¹⁾を進めていた。本活動により異音の発生部位の特定、及び対策技術は成熟してきた。そして次の段階では、その異音レベルを種々の車両ごとにコントロールするための定量評価手法が必要となる。しかし、現状は対象とする高周波異音の最大値を車室内で正確に計測する技術が確立されていない。上記の理由として、電動系パワートレインを持つ車両で、それらから放射されるノイズは純音成分が非常に強いことに加え、波長の短い5kHz以上の高周波であることが挙げられる。これらのノイズが、車室内のようなガラスを代表とする並行に近い反射面が多数ある空間に放射されれば、複数の経路からくる反射波により強い干渉音場を形成する。そのため、これまでの騒音と同様に、マイクロホンの音圧レベルで評価しようとした場合には、設置する微妙な位置のずれにより大きく値が異なる。よって、正確に目的とする音場の最大値を特定するには、その

空間を対象音源の波長より十分短い間隔で、スキャンしていく必要がある。この場合、定常音であれば、時間をかけることで問題を解決できる。しかし評価対象の音は、非定常音である場合が多い。上記の問題を解決するため、マイクロホンアレイを構成し、それにより得られた音圧、位相から求めたい音場の最大音圧を推定する手法を開発した。本報告では、この手法の詳細と実験における精度検証、及び車両適用例について紹介する。

2. 最大音圧推定アルゴリズム

ドライバの耳位置近傍の最大音圧値を求めたい場合、複数の受音点を仮定すると、音源からそれらの距離に対して各受音点間の距離が十分に小さければ、受音点近傍の音場は、平面波²⁾の重ね合わせで近似できる。図1はこの近似モデルにおける、平面波の強さと受音点 ($M_0 \sim M_3$) での音圧を示している。図では3軸 ($A_1 \sim A_3$) の平面波の強さ (進行波 $S_1 \sim S_3$ 、後退波 $S_1' \sim S_3'$ の全6波) を4本のマイクロホン (受音点音圧: $P_0 \sim P_3$) で推定する場合を想定しているが、実際に利用する際の平面波の数やマイクロホンの数は任意に構成できる。特に、音源の無い方向からの反射音が無い場合には、音源側からの進行波のみでモデル化する事ができる。

*カスタマーパフォーマンス&車両実験部 **カスタマーパフォーマンス&実験技術部

平面波の強さを S とすると、各受信点での音圧は次式のように表される。

$$P = S \exp(-ikr) \quad (1)$$

ここで、 k は波数、 r は座標系原点からの距離、 i は虚数単位である。

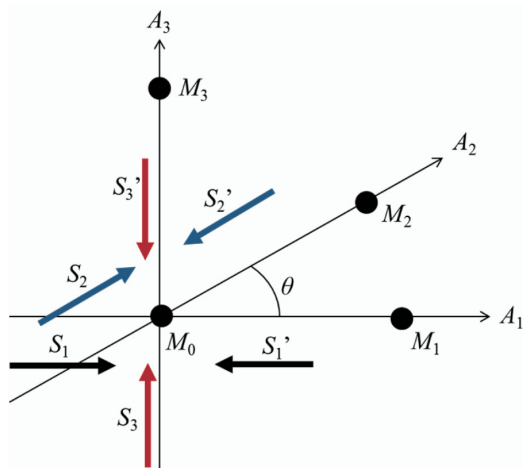


図-1 平面波で表現される音場モデル
Fig. 1 Sound field model by plane wave

図1に示した各受信点の音圧 P_0, P_1, P_2, P_3 は S_1, S_2, S_3 を用いると、各軸 A_1, A_2, A_3 方向で次式のように示すことができる。

Axis A_1 :

$$\begin{aligned} P_0 &= S_1 \exp(-ikr_{10}) + S_1' \exp(ikr_{10}) \\ P_1 &= S_1 \exp(-ikr_{11} \cos \theta_{11}) + S_1' \exp(ikr_{11} \cos \theta_{11}) \\ P_2 &= S_1 \exp(-ikr_{12} \cos \theta_{12}) + S_1' \exp(ikr_{12} \cos \theta_{12}) \\ P_3 &= S_1 \exp(-ikr_{13} \cos \theta_{13}) + S_1' \exp(ikr_{13} \cos \theta_{13}) \end{aligned}$$

Axis A_2 :

$$\begin{aligned} P_0 &= S_2 \exp(-ikr_{20}) + S_2' \exp(ikr_{20}) \\ P_1 &= S_2 \exp(-ikr_{21} \cos \theta_{21}) + S_2' \exp(ikr_{21} \cos \theta_{21}) \\ P_2 &= S_2 \exp(-ikr_{22} \cos \theta_{22}) + S_2' \exp(ikr_{22} \cos \theta_{22}) \\ P_3 &= S_2 \exp(-ikr_{23} \cos \theta_{23}) + S_2' \exp(ikr_{23} \cos \theta_{23}) \end{aligned} \quad (2)$$

Axis A_3 :

$$\begin{aligned} P_0 &= S_3 \exp(-ikr_{30}) + S_3' \exp(ikr_{30}) \\ P_1 &= S_3 \exp(-ikr_{31} \cos \theta_{31}) + S_3' \exp(ikr_{31} \cos \theta_{31}) \\ P_2 &= S_3 \exp(-ikr_{32} \cos \theta_{32}) + S_3' \exp(ikr_{32} \cos \theta_{32}) \\ P_3 &= S_3 \exp(-ikr_{33} \cos \theta_{33}) + S_3' \exp(ikr_{33} \cos \theta_{33}) \end{aligned}$$

$\theta_{\xi\psi}$ は各平面波軸 ξ および座標系原点とした各受信点方向 ψ との角度、 $r_{\xi\zeta}$ は各平面波軸 ξ 方向の各受信点 ζ と原点の距離とする。

(2)式から、

$$P = HS \quad (3)$$

ここで、 P, H, S はそれぞれ以下とする。

$$P = (P_0 \ P_1 \ P_2 \ P_3)^T$$

$$H = \begin{pmatrix} \exp(-ikr_{10}) & \exp(ikr_{10}) & \cdots & \cdots & \cdots & \exp(ikr_{30}) \\ \exp(-ikr_{11} \cos \theta_{11}) & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \exp(-ikr_{31} \cos \theta_{31}) & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \exp(ikr_{33} \cos \theta_{33}) \end{pmatrix}$$

$$S = (S_1 \ S_1' \ S_2 \ S_2' \ S_3 \ S_3')^T$$

これにより、各軸方向成分の S は次式で推定することができる。

$$S = H^+ P \quad (4)$$

ここで H^+ は、 H の擬似逆行列を表す。(4)式で求めた S を(3)式と同様に、求めたい受信点に関する伝達関数行列に右から乗算する事で、任意の受信点における音圧を求める事ができる。すなわち求めたい任意の音場が表現できるため、その最大音圧値が推定できる。

3. シミュレーションによるアルゴリズムの検証

図2に示すような8本のマイクロホン（受信点）で構成された7軸の平面波を想定したシステムで前章のアルゴリズムを構築し、精度をシミュレーションで検証した。中心の受信点を基準に考えると、他の7つの受信点は、中心マイクロホンから5mmの位置に、XY平面上に45°刻みで振った位置に4点、XZ平面上の上部に45°刻み振った位置に3点を配置した。

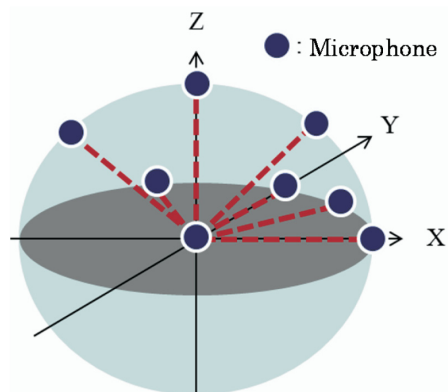


図-2 アレイにおけるマイクロホン位置
Fig. 2 Microphone position on the array

各マイクロホンの座標を表1に示す。また平面波は、中心のマイクロホンと各マイクロホンを軸とする方向に到来するとした。

表-1 各マイクロホンの配置座標 [mm]
Table 1 Located coordinates of microphones

	1ch	2ch	3ch	4ch	5ch	6ch	7ch	8ch
X	0	5.0	3.5	0	-3.5	3.5	0	-3.5
Y	0	0	3.5	5.0	3.5	0	0	0
Z	0	0	0	0	0	3.5	5.0	3.5

検証は、音源の配置、強さ、位相をパラメータとして扱い、算出した各条件の最大音圧値を基準として、本アルゴリズムにより推定した最大音圧の結果の差分を誤差と置いて実施した。

条件は、実際の車室内の干渉音場を想定し、今回対象周波数とした8kHzにて複数の音源を配置した。

音源数は5個、位相の組み合わせを3条件、強さの組み合わせを4条件として、マイクロホンアレイの中心から1000mmの距離で各音源の位置をランダムに選択することで、計9000試行検証した(図3)。

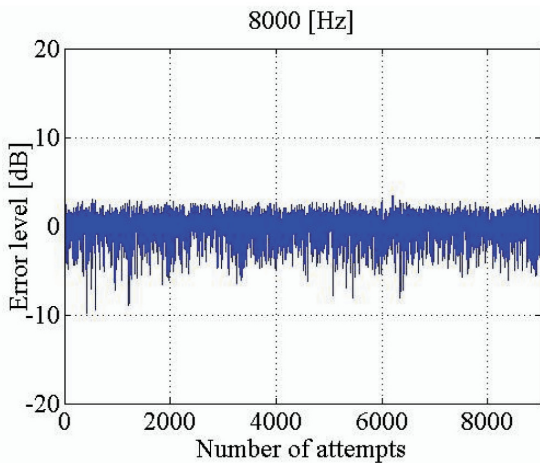


図-3 シミュレーションによる誤差の検証結果
Fig. 3 Error of algorithm

結果より、±3dBの精度を基準としても達成率が91.6%であり、精度の向上が必要であることがわかる。そこで、アレイの数を増やすことで、精度向上を検討した。マイクロホンアレイの個数と精度の検証結果を図4に示す。

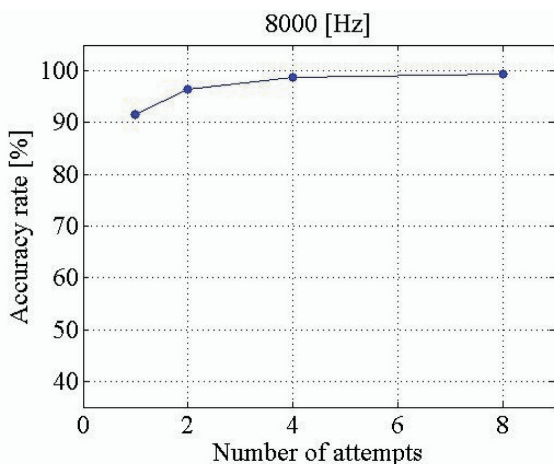


図-4 アレイ数による精度への効果
Fig. 4 Array number dependence of accuracy

結果よりアレイ数の増加による精度の向上効果と、車両実験時の取付け性や、実験での試行回を考慮し、アレイ4個(精度98.7%)での適用が妥当であるとした。

4. 音場に対する構造体の影響確認

対象としている高周波音は波長が短いため、狭小な面でも反射が起こり、本来計測したい音場を乱してしまうことが考えられる。そのため、図2に示したようなマイクロホンアレイを設計するにあたり、本来受音点に存在するマイクロホン自体が構造体として音場に与える影響を確認し、設計する必要がある。

一般的に可聴域音を計測する際には、1/2マイクロホン(φ12.8mm、長さ97.0mm)を用いることが主流であるため、まずこれを用いて構造体単体での音場に与える影響を境界要素法(BEM³⁾)で確認した。

構造体による反射の影響は、一般的に周波数が高くなるほど大きくなるため、周波数は対象周波数(8kHz)より高い10kHzで計算した。

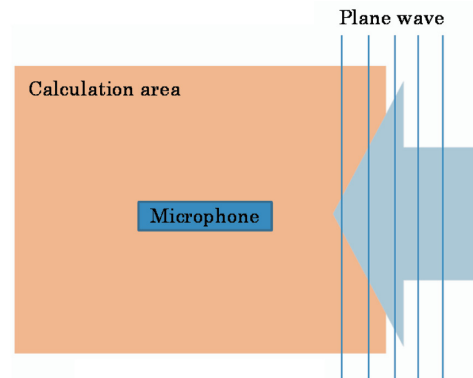


図-5 計算条件イメージ
Fig. 5 Calculation condition

図5に示したように、マイクロホンへ右側から平面波を入射した時の計算結果を図6に示す。

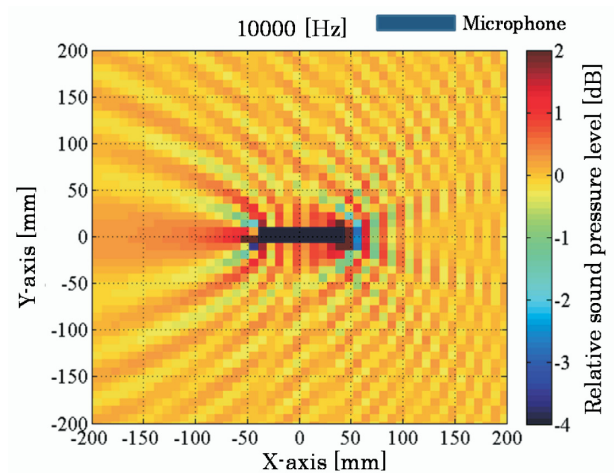


図-6 1/2マイクロホンの構造体影響
Fig. 6 Structure reflection by microphone

図6をみると1/2マイクロホン表面部分による音の反射、及び回折の影響が大きいことが確認できる。本計算では、マイクロホンの表面音圧で+1.5dBの音圧上昇を示した。

このようなマイクロホンの大きさでは、特に高周波において、前述のアルゴリズムの仮定に対し、十分な測定精度を得ることができない。加えてアレイ化した場合には、これ以上の影響が考えられる。

そこで、音場に与える影響を少なくするため、補聴器などで用いられるφ2.5mm、長さ2.5mmの小型マイクロホンを想定し、図2に示した配置で計算した。その結果を図7に示す。

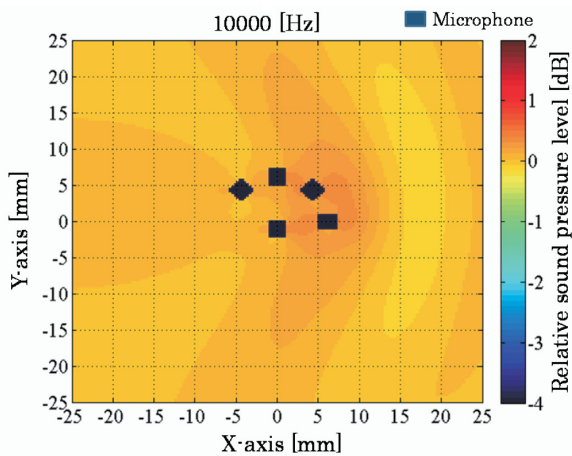


図-7 極小マイクロホンアレイの構造体影響 (xy 平面)
Fig. 7 Structure reflection by microphone array

本マイクロホンアレイを用いた場合、各マイクロホン表面での音圧上昇は±0.15dBであり、これを用いてセンサを設計することで、シミュレーションと同等の結果を見込むことができる。

5. 無響室における本システムの精度検証

シミュレーションでの結果を踏まえて、図2に示したマイクロホンアレイを試作した (図8)。



図-8 試作マイクロホンアレイ
Fig. 8 Prototype of microphone array

図8のアレイの中心に向いているアームの先端に、それぞれマイクロホンが配置されている。音場への影響を考慮し、外側からマイクロホンより細いアーム (φ2.5mm以下) で保持する構造とした。また各マイクロホンの配置は、表

1のとおりとした。

無響室での実験は、スピーカ及びレファレンスマイクロホンを図9の位置に設置して実施した。スピーカの位相誤差、出力誤差をインパルス応答計測により得た値で補正し、レファレンスマイクロホンの位置が最大音圧になるよう調整した。2500~10000Hz (1/3 Octave) の純音を両スピーカから同相で再生し、レファレンスマイクロホン近傍に設置した本アレイで計測後、本アルゴリズムにより推定した値に対し、レファレンスマイクロホンでの計測値を基準として各周波数で比較した (図10)。

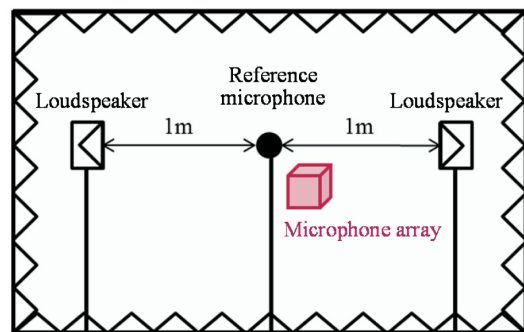


図-9 無響室でのシステム配置
Fig. 9 Experiment arrangement in anechoic room

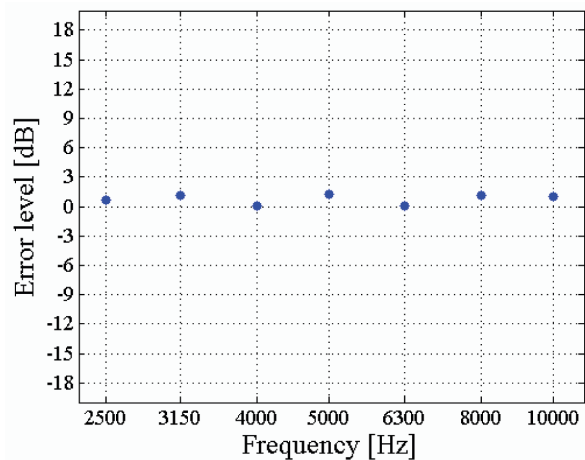


図-10 実測での精度検証結果
Fig. 10 Error level at experiment

図10から、レファレンスマイクロホンとの誤差は1.3dB未満であり、シミュレーション結果から期待される実力が確認できた。

6. 実車への適用実験

強電系高周波異音の対策に差をつけた3仕様で、本技術を用い実車を使った実走実験を実施した。社内の専門評価者の官能による評価結果とマイクロホン (1ch) での計測値を併せて図11に示す。

結果より、従来なされてきたマイクロホン1本による計

測では、音圧の最大値をとらえていないことを示していることに加え、本技術での推定結果は、専門評価者の官能評価結果と一致傾向を示していることがわかる。

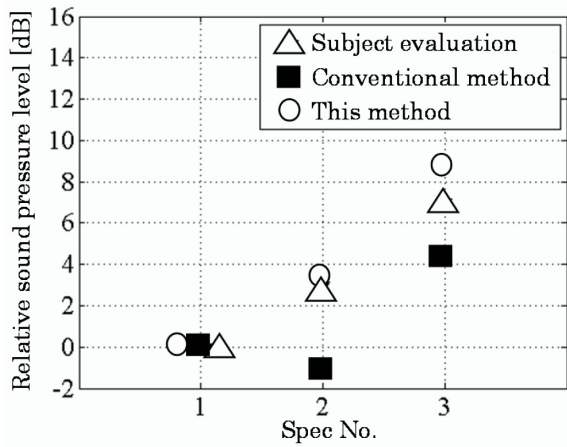


図-11 官能評価との比較
Fig. 11 Comparison of subjective evaluation

7. おわりに

EV/HEVの強電系ユニットから生じる高周波の純音成分の高い異音を定量評価することを目的として、最大音圧値を推定するアルゴリズムと、極小マイクロホンによるマイクロホンアレイを開発した。EV/HEVの高周波異音については、音源探査技術や本計測技術を用いることで、その対策、定量評価は可能となる。

8. 参考文献

- 1) 前川純一：建築・環境音響学、共立出版、東京、pp. 3-12 (1990)
- 2) 河井康人：テクニカルノート 境界要素法による音場解析、GBRC、Vol.24、No.3、pp. 18-26 (1999)
- 3) 山中高章：ビームフォーミング法を用いた高周波対応音源探査システムの開発、自動車技術会学術講演会前刷集、No. 127-11、pp. 13-16 (2011)

■著者■



田中 慎也



後藤 昌也



山中 高章

6自由度加振機を用いたシート乗り心地向上実験技術

Experimental Technique for Improving Riding Comfort of Seats using Six-Degree-of-Freedom Vibration Exciter

玉木良典*
Ryosuke Tamaki

入江雅之*
Masayuki Irie

吉田和弘*
Kazuhiro Yoshida

石毛昭*
Akira Ishige

抄 録 近年、開発車の仕向地の増加や高性能化により、乗り心地性能への要求が拡大してきている。そのため、従来の車両振動の評価に加えて、シートなどの人間～車両インターフェースにおける振動や圧力と言った人体への入力の評価が必要となっている。そこで、様々な走行シーンでのシート振動挙動再現を目的に、6自由度加振機を用いたシート乗り心地向上実験技術を開発した。本稿では、実際に人体への入力を測定し、乗り心地を改善した2事例を交えてその特徴を紹介する。

Summary Recently, demand for riding comfort is expanding as destinations and high performance increase. Therefore, in addition to evaluating conventional vehicle vibration, it is necessary to evaluate effects on the human body in terms of vibration and pressure in the human-vehicle interface, such as seats. We developed an experimental technique for improving the riding comfort of seats using a six-degree-of-freedom vibration exciter to reproduce seat vibration behavior in various running situations. In this article, we introduce the characteristics of this experimental technique with two examples that produced improved riding comfort by measuring the effects on actual human bodies.

Key words: *Vibration, ride quality, seat, dynamic characteristic, experiment, road test, harshness, six-degree-of-freedom vibration exciter*

1. はじめに

近年、仕向地の増加や高性能化により、乗り心地性能への要求も高まっている。そのため、従来の車両振動のレベルでの評価に加え、シートなどの人間～車両インターフェースにおける振動（人体入力振動）¹⁾の評価や乗員の動揺特性を含めた振動感受性の把握が必要となっている。そこで、6自由度加振機（図1）を用いた様々な路面におけるシート振動再現技術を開発した。この装置は前後・左右方向に2機、上下方向に4機の加振機を持ち、実験面及び解析面の双方でのメリットを持っている。

実験面のメリットでは、実車のデータを加工することで

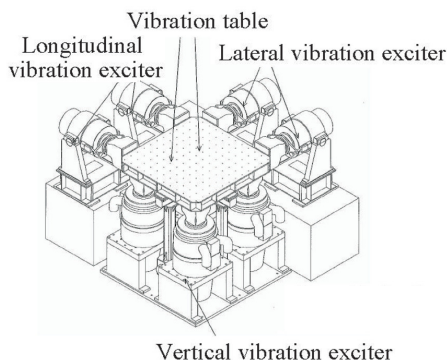


図-1 6自由度加振機
Fig. 1 Six-degree-of-freedom vibration exciter

実車無しで条件が変わった場合の乗り心地を検証できることや、加振条件を決定すれば常に同じ出力で加振できるため、実走実験では問題となりやすい再現性を高く保つことができる。一方、解析面のメリットでは、CAE (Computer Aided Engineering) から得られた仮想の乗り心地を評価できることが挙げられる。

本稿では、乗り心地を改善した事例を交えてその特徴を紹介する。

2. 乗り心地現象の分類

乗り心地現象は周波数や振動レベルによって、大きくその印象が変わる。図2に乗り心地現象の分類を示す²⁾。

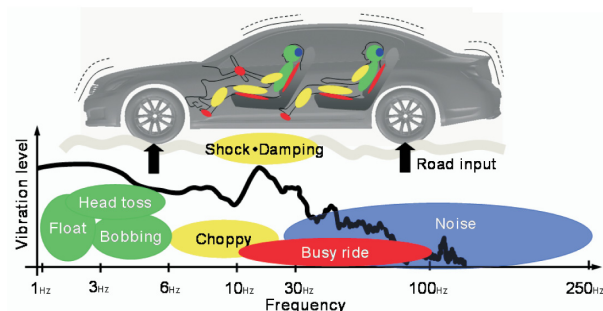


図-2 乗り心地現象
Fig. 2 Ride comfort phenomena

*カスタマーパフォーマンス&実験技術部

乗り心地現象を人間の感じ方で大別すると、3つの現象に分けられる。

1つ目は1～6Hz帯域でのフワつき、体の振られ、ヒョコヒョコの様子上半身や頭などの体全体で感じる現象である(図2の緑色)。2つ目は6～30Hz帯域でのブルブル、ショック・ダンピングの様に二の腕やふくらはぎなどの体の一部分で感じる現象(図2の黄色)で、3つ目は10～100Hz帯域でのゴツゴツ、ビリビリの様に手のひらや尻・背中などの体の表面で感じる現象(図2の赤色)³⁾である。これら全ての乗り心地現象のシート振動を再現できる実験技術を開発した。

3. 6自由度加振機を用いたシート振動再現技術

3.1 再現手法

実走もしくは解析から得られたフロア振動を目標とし、加振機上のフロア(≒加振テーブル)の応答波形精度の評価を行い、その精度が許容値内に収束するまで加振信号補正を加えた加振信号スペクトルを発生し補正を繰り返す再現方式を採用している(図3)。

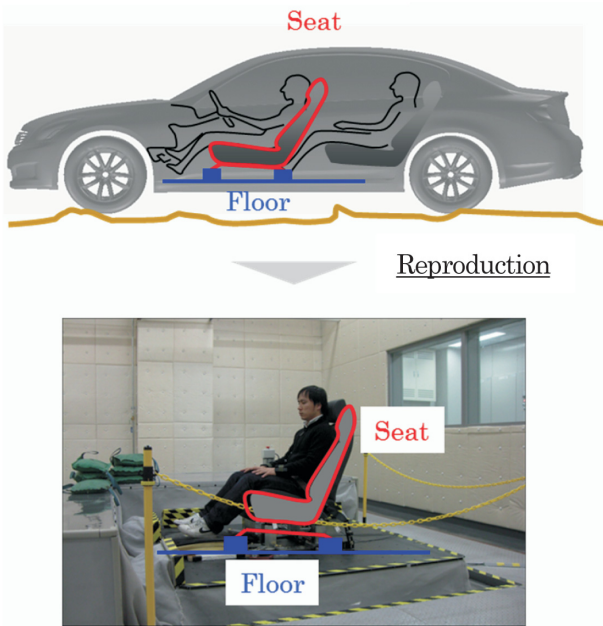


図-3 シート振動再現概要
Fig. 3 Concept of seat vibration reproduction

3.2 再現精度

2章で述べた乗り心地現象の中から低周波数のヒョコヒョコ(Bobbing)、及び高周波のゴツゴツ、ビリビリ(Busy ride)についての再現精度をそれぞれ図4、図5に示す。

図4、図5より、低・高周波域共に実車と6自由度加振機のフロア振動は良好な一致を示していることが分かる。また、専門評価者による内省報告でも、実車と6自由度加振機の間には差が無いことを確認している。

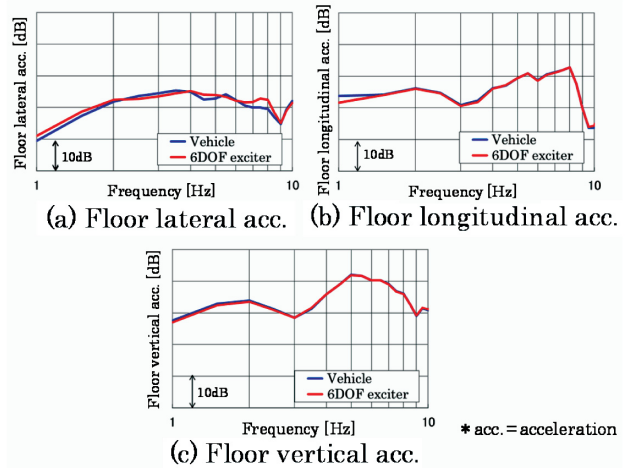


図-4 ヒョコヒョコ(低周波数)の再現精度
Fig. 4 Reproducibility of bobbing

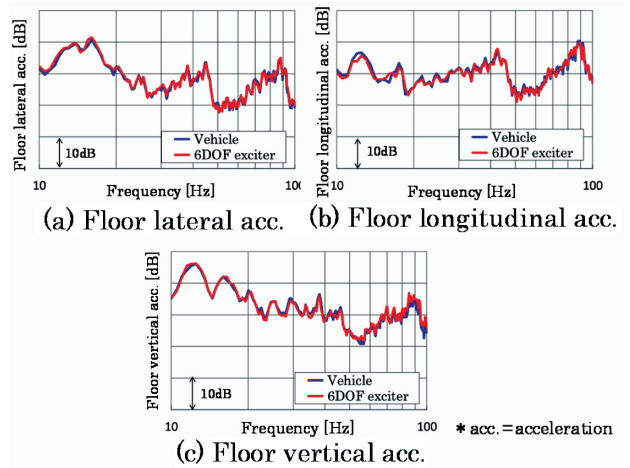


図-5 ゴツゴツ・ビリビリ(高周波数)の再現精度
Fig. 5 Reproducibility of busy ride

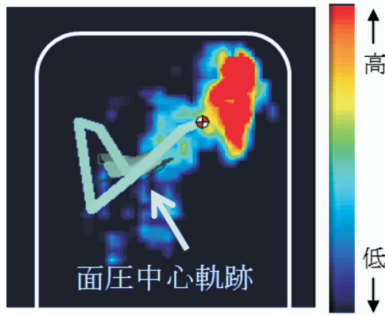
4. 適用事例

低周波域の体の振られ(1～6Hz)及び高周波域の突起ショック(10～30Hz)を題材に、6自由度加振機を用いて人体への入力を測定し、乗り心地を改善した事例を紹介する。

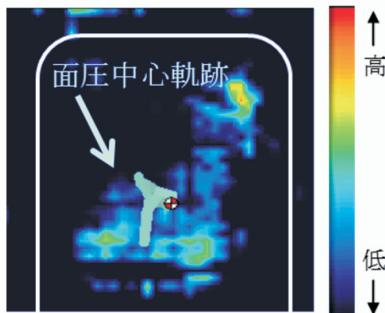
4.1 体の振られ

体の振られは車が大きくロール・ピッチ方向に動いた時、上半身、特に頭が左右・前後方向に振られる現象であり、路面整備が進んでいる日本よりも海外の方がお客様の不満要因となりやすい。また、サスペンション特性だけでなく、直接体が触れているシートの剛性・減衰や形状の寄与が高いことも近年分かってきている。今回、6自由度加振機を用いて海外走行時の車両振動を再現し、専門評価者による内省報告が良いシートと悪いシートについてシートバック面圧中心軌跡を測定した(図6)。図6ではシートバック面圧をコンタ図にて表現し、合わせて、数秒間のシート

バック面圧中心軌跡も示している。図6 (a)は内省報告が悪いシート、図6 (b)は良いシートである。



(a) Bad evaluation



(b) Good evaluation

図-6 シートバック面圧分布の比較
Fig. 6 Seat-back pressure distribution

図6より、内省報告が悪いシートは図中赤色で示される局所的に高い面圧によって、面圧中心軌跡が長いことが分かる。一方、内省報告が良いシートは面圧中心軌跡が短いことが分かる。そこで、シート面圧が均一になるようにシートを改修し、図6と同様の加振条件の際の頭部左右振動比較を図7に示す。図7より、改修後の方が大きく頭部左右振動を低減している事が分かる。また、内省報告においても、この効果が体感できることを確認している。

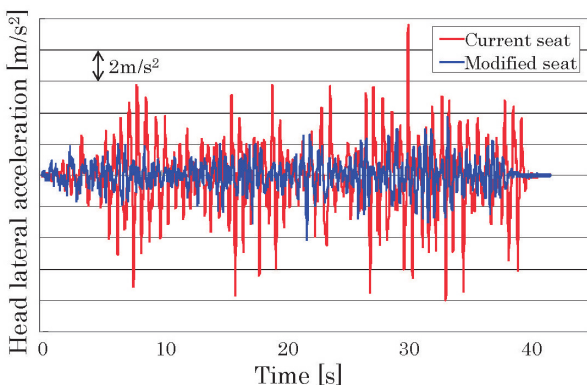


図-7 シート改修前後での頭部左右振動比較
Fig. 7 Comparison of head lateral vibration between before and after seat

これらの知見を基にしたシートを日産ノートNISMOモデルなどに適用している (図8)。



図-8 日産ノートNISMOモデルのシート
Fig. 8 NOTE NISMO's seats

4.2 突起ショック

突起ショック⁴⁾は振動レベルが高く、橋梁(りょう)の継ぎ目や路面の段差などの遭遇頻度も高い。しかし、乗員は人体が接触している様々な部分から振動を感じているため、どの方向振動が突起ショックに対して寄与が高いかは不明確である。そこで、車と接触している足裏・上半身・下半身に着目し、実走時における突起を乗り越えた際のシート及びフロアに発生した加速度を計測した。シート上の計測点を図9に示す。

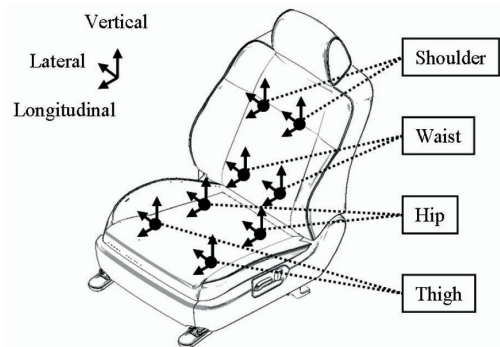


図-9 シート上の計測点
Fig. 9 Measurement points on seat

計測したシート及びフロア各点3方向における振動加速度を周波数分析し、その実効値(RMS)をISO2631-1に準拠したフィルタを用いて補正し、人への感度とした代表例を図10に示す。図10より、シート上下方向の振動を大腿や臀部から感じており、これは専門評価者の内省報告とも一致していた。

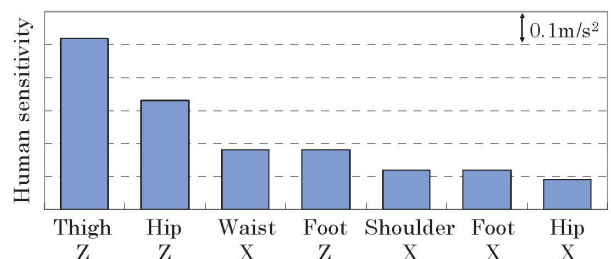


図-10 突起ショック時における人の感度
Fig. 10 Human sensitivity to vibration

次に、シート上における上下方向の振動がフロア振動のどの方向成分によって励起されているかを実車で検証することは困難であった。

そこで、フロア振動の各方向成分を独立して加振可能である6自由度加振機の利点を用いて、突起を乗り越えた際のフロア前後振動成分のみで加振した場合と、フロア前後振動成分のみで加振した場合の太腿下でのシート上下振動を比較した(図11)。

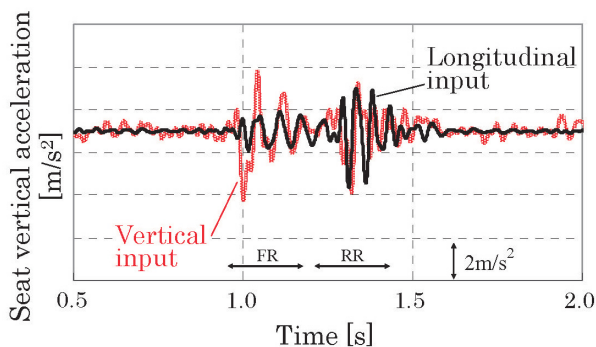


図-11 フロア振動方向別シート上下振動比較
Fig. 11 Vertical seat vibration on vertical and longitudinal vibration

図11より、後輪乗り越し時にフロア前後振動成分のみでのシート上下振動レベルは、フロア上下振動のみの場合とほぼ同等レベルで励起されており、シート上下振動レベルの低減には単にフロア上下振動だけでなく、フロア前後振動分への対策が必要であることが確認できた。

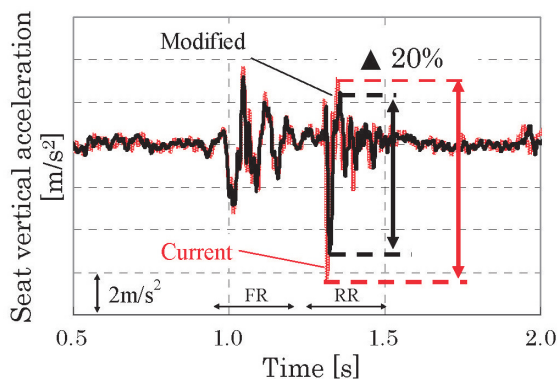


図-12 対策前後でのシート上下振動比較
Fig. 12 Comparison of vertical seat vibration in driving tests conducted before and after

そこで、フロア前後振動に対してシート上下振動の感度を低下させたシートを作成し、実走実験にてシート上下振動を比較した結果を図12に示す。結果として、後輪突起乗り越えた際のシート上下振動を約20%低減できた。

この事例のように実走状態では、路面凹凸によって同時発生してしまう振動の寄与を実験的に、個別に分離できることはシート設計上において非常に有用である。

5. おわりに ～乗り心地評価技術の今後～

今後5年、10年先のモータリゼーションを考えた場合、自動運転に代表されるような高度な車両運動制御技術が進歩し、お客様にとっての乗り心地の有り方が大きく変化することが想定される。例えば、ドライバーはステアリングを握る必要がなくなり、目的地を車に入力するだけで到着するようになると、乗員は現在よりもずっと敏感に車両振動の大きさや変化を感じやすくなるといった事が考えられる。

そういった新しい乗り心地の価値を考えて行く上でも、本稿のように6自由度加振機を用いれば実車を必要とせずシートの評価・対策が可能となるため、開発期間の短縮が期待できる。また、将来的な構想としては、車室内の音響や映像を追加することによって、振動以外の乗り心地への要因を解明していきたい。

6. 参考文献

- 1) 北崎智之：移動の「座」、バイオメカニズム学会誌、Vol. 31、No. 1、pp. 17-21 (2007)
- 2) 大宅由佑ほか：高周波数の路面入力を考慮した車両の乗り心地台上評価技術、自動車技術会学術講演前刷集、No. 123-12、pp. 1-4 (2012)
- 3) 石毛昭ほか：乗り心地の定量評価技術、日産技報、No. 64、pp. 4-8 (2009)
- 4) 玉木良典ほか：人の感度を考慮したシートによる突起乗り越し時乗り心地向上技術検討、自動車技術会学術講演前刷集、No. 138-13、pp. 1-5 (2013)

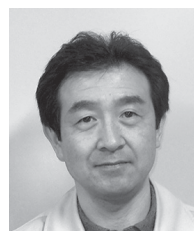
■著者■



玉木良典



入江雅之



吉田和弘



石毛昭

Fit & Finishや形状変化を手軽に測る新型ポータブル3次元形状計測装置

New Portable 3D Measurement Equipment for Simple Measurement of Fit & Finish

荒井 雅和*
Masakazu Arai

飯田 望*
Nozomi Iida

藤田 力*
Chikara Fujita

薄井 智幸*
Tomoyuki Usui

河田 浩次*
Kouji Kawata

森 宣大**
Nobuhiro Mori

佐藤 穰**
Yutaka Satou

抄 録 自動車を開発・生産するうえで性能確認や品質検査など、様々な場面で計測が必要となる。近年ではデジタル化が進み、CAD（図面）と実物を比較するために形状計測の重要性が高まっている。日産自動車の生産現場でも、検査領域においてはグローバルで形状計測が大きな成果を上げている。今回、開発部門の要求から「誰でも、どこでも、簡単に、3次元計測」をコンセプトにポータブル3次元形状計測装置を開発し、適用した取り組みを紹介する。

Summary Measurement is necessary to confirm performance at the vehicle development phase and to check quality in manufacturing plants. Recently the measurement of shapes for comparison with the real CAD (drawing) is becoming increasingly important. At Nissan, 3D measurement is producing significant results on the inspection side of manufacturing. This article introduces the development of mobile 3D measurement equipment for the engineering division. The development concept was “simple 3D measurement by anyone, anywhere.”

Key words : Testing, measurement engineering, three dimensional measurement, Fit & Finish, shape change

1. はじめに

車両開発プロセス期間短縮に伴い、複数部品にまたがる外観品質Fit & Finishの短期造りこみのため、生産現場において3次元形状計測器が普及した。従来の点測定にくらべ、形状測定データを直接CADと比較することにより不具合の原因究明が容易となり、一発で不具合を解決できることから開発期間短縮に大いに貢献した。私たちカスタマーパフォーマンス&車両実験部計測技術グループでは、グローバルで同じ計測精度、同じ解析が可能となるように、計測器のハードウェア（アーム型非接触測定装置）及びソフトウェアを標準化した（図1）。この3次元形状計測器は生産現場、特に検査関係業務を中心として普及したが、計測器の操作が難しいことから、専門オペレータを育成して、ほぼ定期的に発生する業務に対応してきた。

一方、開発部門でも「最新競合車のFit & Finish関係ベンチマーク」「強度試験や環境試験における部品変形解析」「市場不具合品形状評価」などで3次元形状計測器を使うニーズが増えてきたが、生産の検査室で専門オペレータが毎日使うような状況と違い、社内外の至るところで機会があり、また3次元計測初心者が使うことも多いため、3次元形状計測器の普及はなかなか進まなかった。そこで、「誰でも、どこでも、簡単に、3D計測」をコンセプトに、

ポータブル3次元形状計測装置を開発することにした。



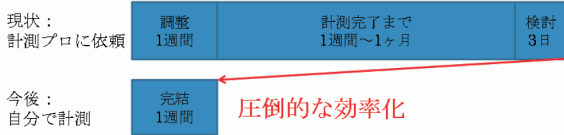
図-1 3次元形状計測装置と解析事例
Fig. 1 Examples of 3D measurement equipment

2. 効果

開発部門に3次元形状計測装置を普及した場合の効果の一例を図2に示す。新車設計を行う際、前述した通り最新の競合車の形状を知りたいと言うニーズがある。通常は写真とスケールの情報に留まっている。また、計測精度が悪いと有効には活用されない。一方、3次元形状データを取得しようとする、計測装置を保有している部署と調整し、2週間から1か月の時間を要しているのが現状である。通常設計者が必要とするデータは部分的であり、仮に設計者自身が測定できれば1週間以内で業務が終わり、圧倒的な効率化が可能である。このようなシーンは多く存在する。

*カスタマーパフォーマンス&車両実験部 **Nissan 第一製品開発部

設計者が「今まさに3D計測データが欲しい」という時



3Dデータ活用により、**設計検討の質向上**が期待できる

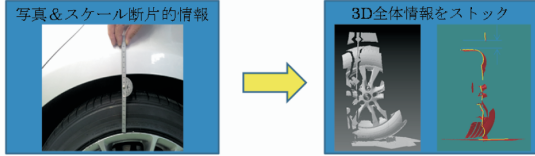


図-2 開発の効率革新に貢献
Fig. 2 Innovative efficiency of development process

3. 目標設定

開発部門の3次元形状計測装置への要求を整理した。結果、使い勝手が重要であることがわかり、「サイズ・重量」と「習熟時間」の2点を最重点事項とし、表1に示す内容为目标値とした。測定精度については、アーム式に対して劣るが、開発部門ユーザの用途から考えて0.5mmを目標とした。

表-1 目標設定
Table 1 Target of specification

項目	新型3次元形状計測装置	アーム型測定装置
サイズ・重量	1パッケージ・2.0kg以下	40kg
習熟時間	30分	習熟に最低2週間
測定精度	0.5mm	0.1mm
処理時間	10分以内 (測定から結果出力まで)	0.5日 (準備~測定)

4. シーズ選定

開発を開始するに当たりシーズ技術調査を実施した (表2)。結果、最重点目標である「小型化と簡便性」を満足できるのは、MEMS (Micro Electro Mechanical Systems) ミラーを用いたパターン投影方式とステレオカメラ式に絞られた。しかし、ステレオカメラ式の測定精度は1mmが限界であること、及び形状の特徴が少ない部位の計測精度が保証できないことから、MEMS式パターン投影法を選定した。当時はまだ大学での研究レベルではあったが、目標を達成できる唯一のブレイクスルーと考え、この方式をベースとした計測装置を開発することにした。

選定したシーズ技術の従来法との差異について説明する。パターン投影法は、縞を当てて斜めからカメラで縞の起伏を見て距離を算出する手法である。一定のパターンでは様々な形状に対応できないため、複数のピッチでパターンを切り替え撮影することで、形状の算出を可能としている。従来の方式は、照明や縞パターンを作る機構に制限があり小型化は不可能であったが、今回選定した技術はMEMS

表-2 シーズ技術調査表
Table 2 Seeds technology research

	目標	パターン投影 (従来法)	パターン投影 (MEMSミラー)	ステレオカメラ式	光切断式 レーザスキャン
形状	1パッケージ	×	○	○	×
重量	2.0kg以下	×	○	○	×
処理時間	10分以内	○	○	○	×
測定精度	0.5mm以下	○	○	×	○
測定サイズ (1ショット)	A2~A4サイズ	はがきサイズ	A2~A4サイズ	直径3m	
自動連結機能	有り	無し	無し	不要	
習熟日数	1週間	0.5日	0.5日	2週間	

埼玉医科大 試作3Dカメラ

測定サイズが小さく連結機能は無いが、目標に一番近い

埼玉医科大試作3Dカメラが使用しているMEMSミラーの測定原理

縞模様の格子パターンを照射し、斜めからカメラで、縞の起伏を見て形状を推定する方法

右図において、Lの長さをℓとするなら

$$\ell = \frac{d}{\tan \alpha} + \frac{d}{\tan \beta}$$

ゆえに

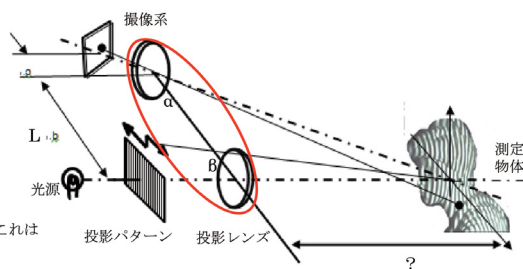
$$d = \ell / \left(\frac{1}{\tan \alpha} + \frac{1}{\tan \beta} \right)$$

三角関数の公式 $\tan \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}$ および

$\sin(\alpha + \beta) = \sin \alpha \cos \beta + \cos \alpha \sin \beta$ を適用すれば、これは

$$d = \frac{\ell \sin \alpha \sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)}$$

と等しい。これにより、観測点から未知の点までの距離を求めることは容易であり、すべての座標も得られることになる。



小型化可能

大型
ハロゲン灯+パターン投影

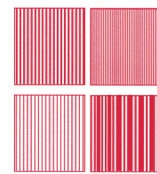
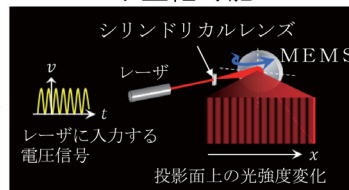
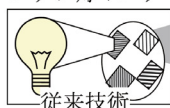


図-3 従来法との差異
Fig. 3 Difference between conventional methods

ロジェクタを採用することで、小型化を可能とした (図3)。

次に、MEMSプロジェクタの原理について図4に示す。光源は半導体レーザ、波長は690nmで、レーザの光はシリンドリカルレンズを用い点からラインに変形する。そのラインビームは1軸MEMSミラーで反射され、被検物に投影されてスキャンされる。ラインビームがスキャンしている間に、レーザへの電圧信号を変調することで、正弦波状の縞を被検物に投影する。

一般的なプロジェクタとの相違点は以下の通りである。

- ① 光源がLD (Laser Diode) である。LDは小型で発光効率が非常に優れており、発熱も少なく、装置の省電力化に貢献できる。また暖機も2~3分で完了する。
- ② MEMSを用いる事。格子パターンを投影する投影レンズが不要で、そのため装置をコンパクトにできる。また、投影ひずみがなく、装置のキャリブレーションをよりシンプルにできる。

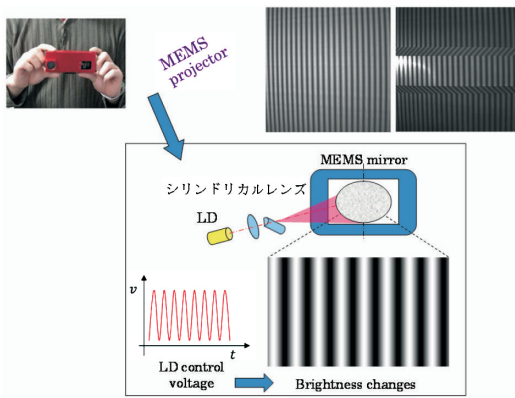


図-4 MEMS プロジェクタの原理
Fig. 4 Principle of MEMS projector

5. 技術課題

当時埼玉医科大で開発した試作初号器による評価では、撮影範囲の最大がはがきサイズという結果となった。採用した技術はレーザから縞パターンを作るという機構上、縞のコントラストを広範囲で均一に保つことが困難という弱

課題1：撮影範囲拡大の必要性



課題2：連結機能の必要性

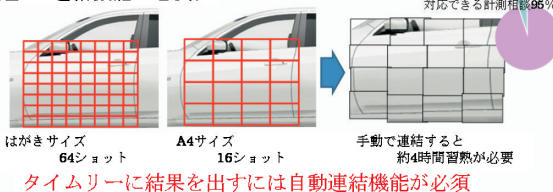


図-5 課題の整理
Fig. 5 Summary of issues

点が露見した。市場で販売されているパターン投影式形状計測器の撮影範囲は最低でもA4サイズが確保されており、撮影範囲の拡大が急務となり、下記2ステップで進めることにした (図5)。

- ① はがきサイズからA4サイズまで拡大する。
- ② 自動車の対象部品のサイズを考え、上記A4サイズを10枚以上で要求精度内に連結できる。

5.1 撮影範囲の拡大

撮影範囲拡大のための課題をばらし、光学設計の見直しを行った。シリンドリカルレンズを反転させ、縞を伸ばすのではなくラインビームの幅を細くすることにより、明瞭コントラストを作り出した。また、レーザの輝度分布の安定した部分を使いフォーカスレンズを加えることで大きな範囲を撮像し、輝度分布の均一性を向上させた (図6)。結果、はがきサイズからA4サイズまで、測定範囲を拡大することを実現した。

新光學設計にて測定範囲A4サイズまで精度を確保

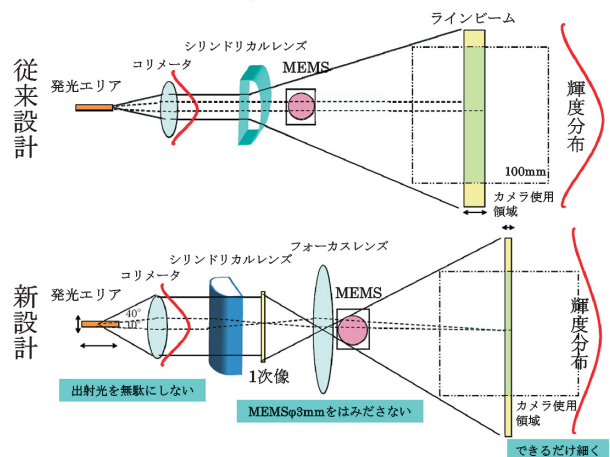


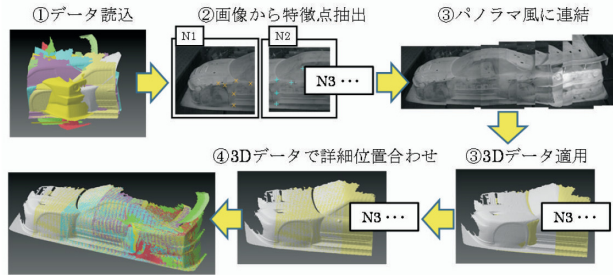
図-6 撮影範囲拡大のための技術
Fig. 6 Technology for imaging area expansion

5.2 高精度高速自動連結機能

従来のデータ連結のやり方は、連結対象の2つのデータから相互の関連付けに使う特徴点を探し出し、解析ソフトウェアを用い手作業で特徴点を指示して連結を行っていた。このため膨大な時間を要した。これを自動で行うにも、複数のデータから特徴点を抽出するのに時間がかかり、手作業と大差ない時間となっていた。今回、処理の自動化及び処理時間の大幅低減のため、新規のアルゴリズムを開発した。3Dデータのみの特徴点抽出は時間がかかるため、まず画像データ間の輝度分布の相関から特徴点を抽出し、2次元でパノラマ風につなぎ合わせ、画像間の位置合せでの移動成分を3Dデータに適用し第一段階の連結をする。さらに3Dデータ同士で誤差が最小になる連結処理で最終位置合わせを実施する (図7)。このロジックをソフトウェアで自動化した結果、数日を要していた作業が数分で可能

となった。

部品の大物を計測するために
自動連結機能を開発し広範囲をカバー



画像で近くに寄せることで劇的に位置合わせ時間が減少

図-7 連結機能

Fig. 7 Function of data connection

5.3 開発結果

連結データ測定精度は0.3mm、20枚の連結時間は5分以内で、目標性能を達成することができた(図8)。

目標性能

	目標	結果
形状	1パッケージ	○
重量	2.0kg以下	1.8kg
習熟時間	30分	30分
処理時間	10分以内	5分
測定精度	0.5mm以下	0.3mm

平面測定誤差: 0.093mm
段差測定誤差: 0.085mm
球面測定誤差: 0.063mm

「持ち運びができて簡単操作で結果がすぐ見られる」

図-8 目標性能確認

Fig. 8 Confirmation of target performance

6. 適用事例

車両のさまざまな部位の計測を実施し、本計測装置が対応可能であることが分かった(図9)。設計や実験を行う多くの部署にこの計測装置を紹介し、ユーザとともに業

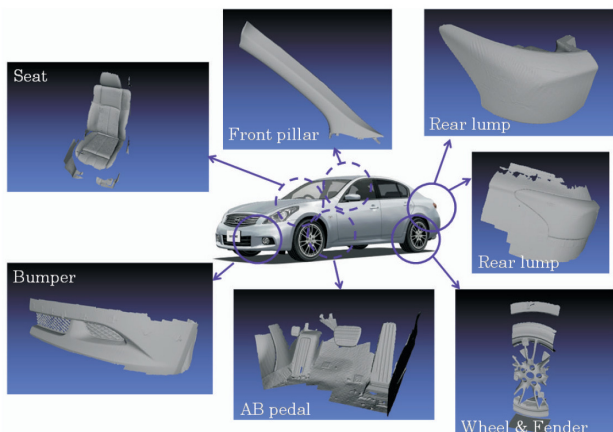


図-9 適用確認結果

Fig. 9 Results of application

務トライアルを実施している。本章では、代表3事例について紹介する。

6.1 シート経時劣化調査

シートへたりの耐久品質の目標を設定するため、市場における自社及び他社の車両のシートへたりに(経時劣化)を調査する必要が生じた。海外でのオークション会場や自社従業員駐車場に本計測装置を持ち込み、短期間で100台規模のデータを取得した。このデータを基に、新車時を基準として1、3、5年後の変形を定量化し、耐久品質の目標設定に貢献した(図10)。また、調査した車両情報が3Dデータとして残るので、経時劣化以外の検討にも活用が可能である。

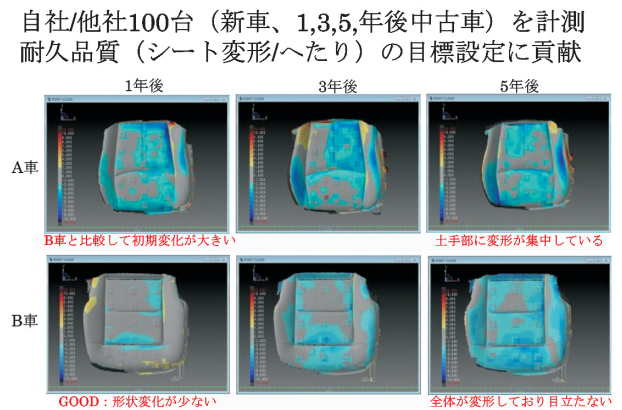


図-10 シート経時劣化調査での事例

Fig. 10 Case of seat durability study

6.2 熱サイクル試験

熱サイクル試験前後の部品の変形を計測した事例を図11に示す。従来、代表点の変化量だけで現象把握をしていたが、本計測装置により試験室の中に簡単に持ち運べ短時間に形状を計測することができ、正確な変形モードの解析が可能となった。

さらにユーザとしては、熱負荷中の形状(変化)も測定したいという根強い要望がある。しかし、環境試験での過酷な温度環境下(-40℃~90℃)は計測装置の保障範囲外であり、リアルタイムで計測するのは現実的には難しい。本装置の1パッケージの利点を生かし、Heavy Duty

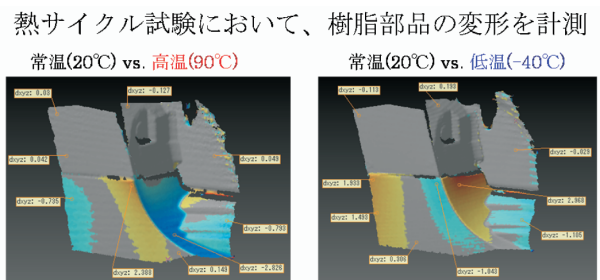


図-11 熱サイクル試験での事例

Fig. 11 Case of heat cycle test

な設計を実施すれば、上記の実現が可能である唯一の計測器となるであろう。

6.3 フェンダ隙間のベンチマーク

近年、お客様が自動車に求める定番要件のひとつにフェンダとタイヤの隙間が少ない事が挙げられている。最新競合車の本部位の変化は激しく、最新のトレンドを常に把握して自社開発車を競争力のあるものにする必要がある。設計者自らが自社の現行車と最新競合車のタイヤ周辺の形状を測定し、次期型車両の目標設定や周辺部位に求められる要件の検討に活用する活動が始まっている（図12）。

自社車両と最新競合車のフェンダ隙間ベンチマークを設計者自らが計測し、次期型への目標設定に貢献

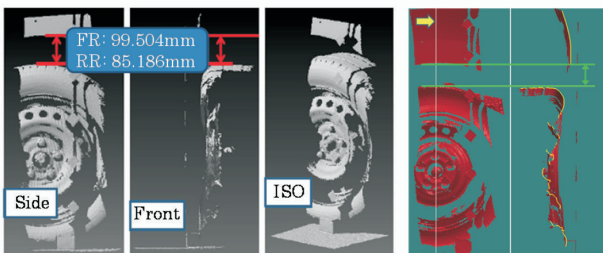


図-12 フェンダ隙間 ベンチマークの事例
Fig. 12 Case of fender gap benchmark

7. 今後の課題

本計測装置によって3D形状計測が簡単になり、開発部門でも、3次元計測が身近なものとなった。

しかし、現在の状況は、取得した3次元データ（点群）を直接CAD上で扱うことはできないため、計測装置の後処理ソフトウェアで見た情報を参考に、代表的な設計パラメータを抽出するに留まっている。CAD上で使えるようにデータ変換するには、専門オペレータの作業が必要であり、期間は1週間以上かかるのが現状である。

もし、3次元データ（点群）の自動CAD化（図13）が実現して、多くの設計者が日常業務の中で3次元計測データを普通に（苦労なく）解析できるようになれば、設計検

討の時間短縮及び設計品質の向上が見込まれる。3次元計測データを設計業務に定着させるための最終ゴールとして、この自動CAD化ソフトの開発に取り組んでいく。

データ変換（CAD化）がネックとなり、設計者自らが3D計測データを直接扱うことは少ない

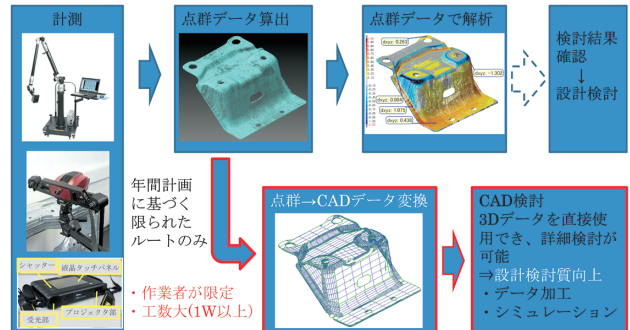


図-13 設計でのデータ活用
Fig. 13 Use case in design sections

8. まとめ

「誰でも、どこでも、簡単に、3次元計測」をコンセプトに、新タイプの3次元形状計測装置を開発した。

業務適用トライアルの結果、ベンチマーク、実験評価、品質確認での効率革新につながることを検証し、設計・実験での活用が推進している。

最後に、本技術の開発・適用及びサポートの多大なるご協力頂いた社内外の関係者の皆様に感謝の意を表します。

9. 参考文献

- 1) 吉澤徹：最新光3次元計測、朝倉書店、東京（2006）
- 2) 青木洋：ポータブル型3D形状計測装置P3Dとその応用、OplusE、Vol. 36、No. 1、pp. 32-36（2014）
- 3) 飯田望：ベンチマーク調査、実験評価、品質確認に効率革新を起こす超簡単ハンディ3D計測器開発の取り組み、2014年度精密工学会春季大会シンポジウム資料集（2014）

■著者■



荒井 雅和



飯田 望



藤田 力



薄井 智幸



河田 浩次



森 宣大



佐藤 穰

人の動作負荷を簡単に評価するためのデジタルヒューマンの活用

Application of Digital Human for Easy Evaluation of Driver Effort

五十嵐 智 貴*
Tomotaka Igarashi

豊 島 温*
Atsushi Toyoshima

高 辻 茂*
Shigeru Takatsuji

鳥 垣 俊 和**
Toshikazu Torigaki

抄 録 近年、自動車においてもユニバーサルデザインの考え方が広まり、様々な体格の乗員に適した車室内空間、負担の少ない運転操作などの実現は重要な課題となっている。デジタルヒューマンを用いた負担評価は複雑な動作計測、生体計測が必要であるため、これまで車両開発への適用が困難であった。本稿では、パーキングブレーキ操作、乗降動作を事例に、より簡単に評価できる人体モデル技術開発を紹介する。

Summary With the widespread application of the concept of universal design to vehicles, the realization of vehicle interior spaces that are suitable for a wider range of body sizes and reduced workload in driving operation have become important issues. Because workload evaluation using a digital human requires complicated motion and biometric measurement, it has been difficult to apply to vehicle development. In this article, we introduce the technological development of a digital human that makes it easier to evaluate parking brake operation as well as ingress and egress motion.

Key words : Computer Application, comfort, driver behavior, modeling

1. はじめに

近年、自動車においてもユニバーサルデザインの考え方が世の中に広まり、これまでにグローバルでの体格差や姿勢差などを考慮した様々な乗員に適した車室内空間を検討してきたが、今後はさらなる高齢化や女性ドライバの増加が見込まれるため、これまでより負担の少ない運転操作や乗降性の実現が重要な開発課題となっている。これらの性能は車両のパッケージングに影響することが多いため、開発初期段階から精度の高い評価が必要となる。デジタルヒューマンは、体格や関節可動域などの人体特性を簡単に変えられることが特徴であり、これまでの台上評価では困難であった小柄な女性や大柄な男性、また子供や高齢者での評価を簡易にすることができる。

日産でのデジタルヒューマン（Siemens社製 JACK）導入当初である2000年頃は、マネキンサイズの変更の簡易さを活用し、体格別の着座時のヘッドルームやステアリング操作時の肘スペース、ペダル操作時の膝スペース（図1）



小柄なドライバは膝周辺のスペースが少ない

図-1 体格別の膝周辺スペース評価例
Fig. 1 Knee space evaluation of different body size

など、車室内スペースの最適化に用いることが多かった。

一方、動作負荷のシミュレーションの研究開発は、国内外の研究機関で継続的に進められている。動作負荷シミュレーションは、実際の動作計測データから得られた姿勢とその際に受ける外部入力から関節トルクを算出する方法が一般的であるが、これらは多くの実験協力者による生体データ取得が必要であること、データ解析に時間を要することなどの課題があるため、タイムリーなフィードバックが必要となる実際の車両開発への適用が困難であった。このため今回、実際の車両開発に使えるレベルの簡易評価手法を検討した。動作負荷シミュレーションは、動作が複雑になるほど困難になる。ここでは、動作の複雑さの簡易順に、リーチ操作、乗降動作の事例を紹介する（図2）。

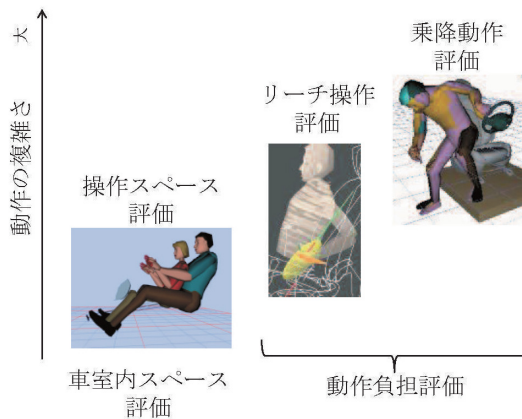


図-2 動作の複雑さと評価事例
Fig. 2 Complexity of motion and test example

*カスタマーパフォーマンス&車両実験部 **モビリティ・サービス研究所

2. デジタルヒューマンの活用事例

2.1 上肢モデルを用いたパーキングブレーキ操作性評価

車室内では、ステアリング操作や手引き式パーキングブレーキ操作、ナビゲーション操作など上肢を用いたリーチ動作が多い。ここでは、比較的作業負荷の高い手引き式パーキングブレーキの操作のしやすさを事例として、上肢の動作負荷評価について述べる。

上肢の動作負荷は、その時の操作姿勢における力の出しやすさを評価することが重要である。その予測手法として、ロボット工学の分野で用いられる、マニピレータのアーム先端の手先の位置や姿勢から、どの程度の力を発揮できるのかを表す指標である可操作力の理論¹⁾を用いることとした。これらはすでに、自動車のステアリング操作性やドアの開閉しやすさなどの研究に用いられている²⁾⁻⁴⁾。

2.1.1 上肢のモデル化

ここでは人間の四肢を上腕部、前腕部、手部の3リンク7自由度と仮定した。7次元相対関節角度ベクトルを q 、手先の絶対座標位置ベクトルを r とした時、 r 及びその速度 v は次式で表される。ただし、 $J(q)$ はヤコビ行列である。ヤコビ行列を用いると、関節角度から手先速度を算出することができる。

$$r = f(q)$$

$$v = J(q)\dot{q}$$

ここで、指先がスイッチを押している力を、3次元ベクトル f で表し、 f に等価な関節駆動トルクを τ とすると

$$\tau = J^T(q)f$$

が成立する。これより $\|\tau\| \leq 1$ を満たす時の全ての集合体 f は3次元ユークリッド空間内の楕円体

$$f^T J(q) J^T(q) f \leq 1$$

となる。これを可操作力楕円体という。この楕円体の径が長い向きほど、力の出しやすさを示している。

2.1.2 モデルの妥当性検証

本モデルの妥当性を検証するため、パーキングブレーキ位置を6条件設定し(図3)、その際の可操作力の算出結果とモックアップを用いた実際の負荷とを比較した。なお、パーキングブレーキの操作力は、ストローク90mmで150Nと条件に寄らず一定とした。

条件①：基準位置（ヒップポイントから350mm外側、100mm前方、130mm上方）

条件②：基準位置より、100mm外側

条件③：基準位置より、100mm上方

条件④：基準位置より、100mm下方

条件⑤：基準位置より、100mm後方

条件⑥：基準位置より、100mm前方

なお、ヒップポイントとは着座時の股関節回転中心を模擬した点である。

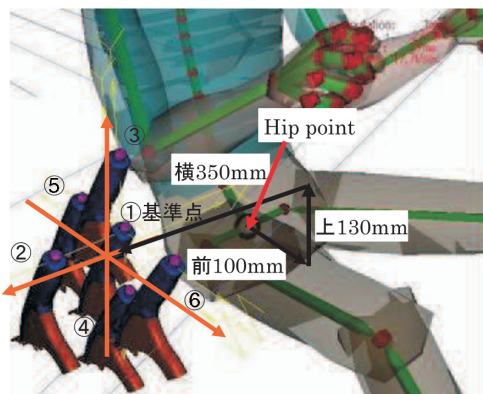


図-3 パーキングブレーキ位置の実験条件
Fig. 3 Experiment condition of parking brake layout

パーキングブレーキ操作時の可操作力を2.1.1項の計算手法に従い算出した(図4)。図に示す黄色い楕円体が可操作力楕円体であり、最も力を発揮しやすいのは最大半径Aの方向となる。しかし、実際のパーキングブレーキの引き方向はBの方向となる場合がある。ここで、人間は最も力を発揮しやすい方向であるAの向きに力を発揮していると仮定し、実際にはAベクトルの写像であるBベクトル分しかパーキングブレーキに力が伝わっていないと考えた。身体から横方向に遠くなる条件②では実際に出している力の85%(図4中B/A)しか伝わっていないことになる(図5)。

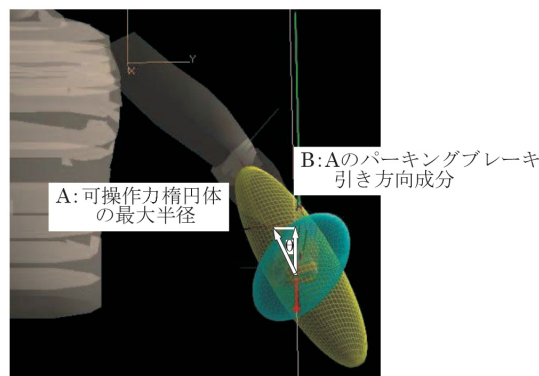


図-4 可操作力の算出結果例
Fig. 4 Manipulability simulation result example

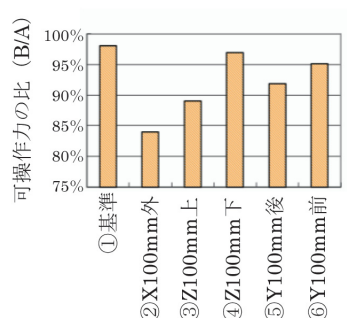


図-5 実験条件別の可操作力算出結果
Fig. 5 Manipulability result of each conditions

このパーキングブレーキは90mm引くために150Nの力が必要となるので、条件②ではB方向に150N出すために150/0.85 = 180Nの力を出していると予測できる。

この検証として、モックアップを用いた負荷評価を行った。ここでは、官能評価（パーキングブレーキの引きやすさの5段階評価）、及び上肢筋（橈頭骨筋、尺側手根屈筋、上腕二頭筋、三頭筋、大円筋）の筋電位計測を行った。実験協力者には事前に実験内容を十分に説明し、インフォームドコンセントを得ている。

全ての筋電位の時間積分となる「総運動量」と官能評価の関係を示したのが図6である。なお、筋電位は各筋の最大筋力で正規化した。

官能評価は「総運動量」と相関係数0.91の相関が得られた。これより、引き動作中のトータルの負荷を負担として感じていると考えられる。また、官能評価と可操作力の間には、相関係数0.86の相関が得られた。よって、本条件の範囲内では、官能評価と可操作力、及び筋電位の間には強い相関があると言え、可操作力を用いて負荷を予測できることが分かった。

また、レイアウト別に官能評価と筋電位との関係を見ると、低い位置④や前方⑥にある場合、引き動作における筋負荷が小さく評点は高い（図7）。操作力はレイアウトによらず一定であるので、これは肘関節を伸展した状態である

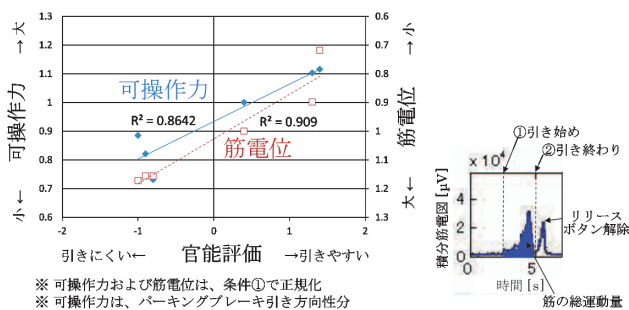


図-6 官能評価と筋電位及び可操作力の関係
Fig. 6 Relation of sensory evaluation and electromyography, manipulability

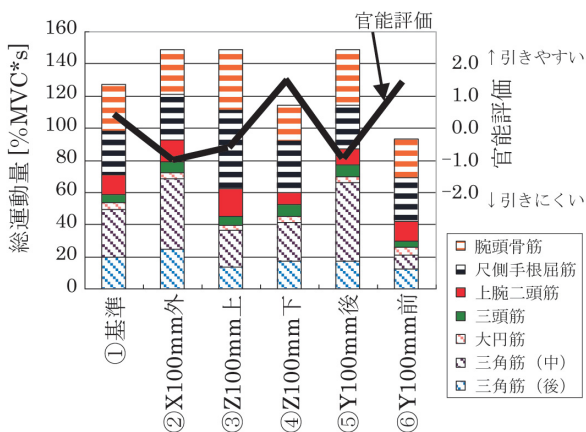


図-7 実験条件別の筋電位と官能評価
Fig. 7 Electromyography of each condition and sensory evaluation

方が少ない筋力で効率よく操作できることを示している。高い位置③や後ろ⑤にある場合、引き動作における筋負荷は大きく評点は低い。これは肘関節を屈曲している状態ではより多くの筋力が必要であることを示しており、シミュレーションの結果と一致する。

以上から、パーキングブレーキ引き動作について、可操作力は筋負荷の代用とすることができ、その引き方向の良さは、可操作力楕円体の最大半径のパーキングブレーキ引き方向成分で説明することができることが分かった。

パーキングブレーキを引く姿勢をデジタルヒューマンで再現すれば、可操作力モデルを使うことでその時の動作負荷を簡単に評価することができる。本モデルは、パーキングブレーキ以外にも、シフトレバーやステアリングトルレバーへの応用も可能である。

2.2 全身モデルを用いた乗降性評価

乗降性は全身の動きを伴うため、前述の上肢の様な一定の姿勢に基づくモデルによる負担評価は難しい。一般的に動作の負担分析には、関節負荷を推定するために実際の動作とその際に受ける反力の測定が必要となり、これについては車両の乗降性でも多くの手法が検討されている⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾。しかし、この分析は、計測や分析に多くの時間がかかり、実際の車両開発の中で適用するのは難しい。そこで、乗降動作を簡単に計測し、負担感を分析できる手法の開発を目指すこととした。

2.2.1 乗降動作負担評価のモデル化

Cavagna¹⁰⁾は、歩行中の重心運動を解析し、重力のみで運動をする場合、全力的エネルギーの変化量は一定となることに着目し、歩行においては4km/hの時が最も効率的であると報告している。重力のみで運動する自由落下運動の場合、エネルギー保存則より全力的エネルギーは一定であり、その変化量は0Jとなる。全力的エネルギーの変化量が0Jでない場合は、重心移動と加減速のための仕事を全て筋活動に頼っていることを意味する。

自動車の乗降時の動作負担は身体を重力に逆らって、どのような速さでどれだけ動かしたかで大よそ決まると考えられる。そこで、ここでは手足の細かな動きは乗降動作の全体的な負担感には大きな影響を与えないと仮定し、Cavagna¹⁰⁾の考え方を乗降動作に適用し、動作時の重心の動きに着目することとした。つまり、乗降動作における重心の位置エネルギー変化量と運動エネルギー変化量の総和は、その動作で人がした全力的エネルギー変化量であり、これが人の総合的動作負担と概ね等しくなると考え、「全力的エネルギー変化量の総和は総合的な動作負担を表す」という仮説を置いた。重心移動とその加減速で乗降動作の負担感が予測できれば、重心の動きのみを取得すればよいため、これまでの正確な動作と反力の計測を必要とする解析よりも、計測や分析が簡易になる。

力学的エネルギーは、3次元動作計測データから得られた重心変位をもとに、以下の式で算出した。なお、PEは位置エネルギー (Potential Energy)、KEは運動エネルギー (Kinetic Energy)、TEは全力的エネルギー (Total Energy) を、カッコ内は単位を示す。

$$KE = \frac{1}{2} \times m \times v^2 \text{ (J)}$$

$$PE = m \times g \times h \text{ (J)}$$

$$TE = KE + PE \text{ (J)}$$

m : 体重 (kg) g : 重力加速度 (m/s²)

v : 重心速度 (m/s) h : 重心高さ (m)

運動エネルギーと位置エネルギーを時間で微分して変化量を算出した。全力的エネルギーの変化量 (ΔTE) は、運動エネルギー変化量 (ΔKE) と位置エネルギー変化量 (ΔPE) の和として算出した。

$$\Delta KE = \frac{dKE}{dt} = m \times a \times v \text{ (W)}$$

$$\Delta PE = \frac{dPE}{dt} = m \times g \times v_z \text{ (W)}$$

$$\Delta TE = \Delta KE + \Delta PE \text{ (W)}$$

a : 重心加速度 (m/s²) v_z : 上下方向重心速度 (m/s)

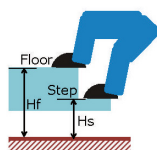
重力のみで運動する場合は、エネルギー保存則からTE + PEは一定であることからΔTE=0Jとなる。ΔT>0の場合は、重心上昇や加速のために必要な筋活動による仕事量を意味している。ΔT<0の場合は、重心下降や減速のために必要な筋活動による仕事量を意味している。

また、全力的エネルギーの総和をWtとした。

$$Wt = \int |\Delta TE| dt \text{ (J)}$$

2.2.2 モデルの妥当性検証

ミニバンの後席フロア高さ (Hf) とステップ高さ (Hs) を変更し、3条件の検討を行った (図8)。実験条件3は、フロア高さとステップの高さに段差がない条件である。なお、ドア開口部高さは地面より1650mm、後席シートのヒップポイント高さは地面より800mm、ドア開口部幅は800mmである。後席のスライドドアは全開とし、実験協力者はドア開口部から500mm離れたところから乗り込みを開始し、シートに座るまでを1試行とした。1条件につき、



	Hf(mm)	Hs(mm)	Detail
Condition 1	475	385	Floor : High, Step : High
Condition 2	475	335	Floor : High, Step : Low
Condition 3	415	415	Floor : Low, No Step

図-8 乗車動作 実験条件
Fig. 8 Experimental condition for ingress

3試行の乗車実験を行った。実験協力者には事前に実験内容を十分に説明し、インフォームドコンセントを得ている。

重心変位から算出された全力的エネルギーΔTEと筋電位変化の一例 (実験条件1) を示す (図9)。乗車動作の過程で全力的エネルギー変化が大きい時には、筋力が発揮されている傾向がみられた。これより、重心変位から算出された全力的エネルギーΔTEを用いた乗車動作の解析手法は、これまでの筋電を用いた解析手法を概ね代用できると考えられる。また、力学的エネルギーから算出したWtと乗車しやすさ主観評価の間には、強い相関があることが確認できた (図10)。以上より、乗り込みの動作負担は仮説通り全力的エネルギーの総和Wtで予測することが可能であり、さらに全力的エネルギーΔTEを時系列で分析することで乗り込み動作時に負荷のかかるポイントを把握できることが分かったため、改善箇所のより具体的なフィードバックができるメリットがあることも分かった。

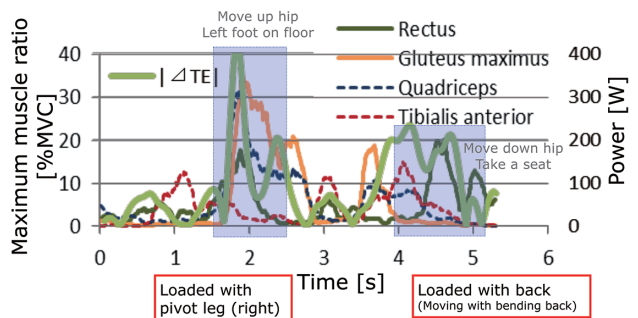


図-9 筋電位とΔTEの時系列変化
Fig. 9 Time series variation electromyography and ΔTE

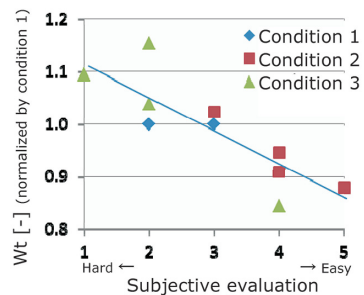


図-10 乗りやすさ官能評価と力学エネルギー総和 Wt
Fig. 10 Subjective evaluation and Wt

2.3 負担評価シミュレーションの適用範囲拡大に向けて

コンピュータの性能向上とシミュレーション技術の高度化に伴い、筋負荷シミュレーションができる筋骨格モデルの利用も簡易になってきている。筋負荷シミュレーションは、実際の実験で得られる表面筋の負荷だけでなく深部筋の負荷も算出することができるため、より詳細な負担感評価が可能となる。

筋骨格モデルAnyBody (AnyBody Technology社製) は全身に500本程度の筋肉を有し、姿勢とその時に身体にかかる外力を入力することで、その時に使っている筋とその力を算出することができる。ここでは、運転姿勢の違い

による筋負荷シミュレーションの検討事例を示す。一般的な運転姿勢を基準として、シートバックを立てている姿勢と倒している姿勢における筋負荷を比較した(図11)。

結果、ステアリングを保持しているだけの条件では、シートバックを倒している条件で、腰椎にかかる負荷が基準姿勢に対して30%負荷が少ないことが分かった(図12)。一方で、ステアリング転舵時では、シートバックを立てている条件が基準に対して上肢筋負荷が20%少なくステアリングを操作することが可能であることが分かった(図12)。小柄な女性はシートバックを立てて、ステアリングにしがみついたような姿勢で運転する傾向があるが、これは前方視界を確保するためだけではなく、少ない力でステアリング操作できるので、自然とその姿勢を取る要因になっているのではないかと考えられる。今後、このように筋負荷シミュレーションの簡易化を進め、より精度の高い負担感評価の適用範囲を拡大していく。

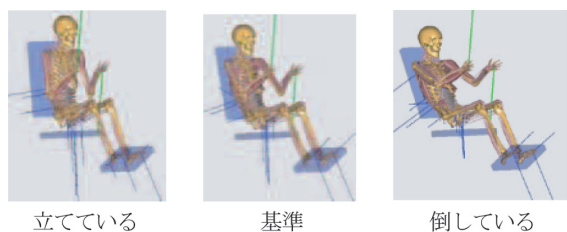


図-11 シートバック条件
Fig. 11 Test condition of seat back angle

シートバック条件	立てている	倒している
運転姿勢	腰椎負荷 +20%	腰椎負荷 -30%
ステアリング 転舵操作	上肢筋負荷 -20%	上肢筋負荷 +10%

※基準姿勢との比較

図-12 条件別の筋負荷の比較
Fig. 12 Comparison of muscle load

3. おわりに

2000年頃にデジタルヒューマンを導入してから約15年

が経ち、コンピュータとソフトウェアの進化により、複雑なシミュレーションができるようになった。一方、自動車開発の現場では、より早くより簡単な方法で評価実験ができることが常に求められている。これには、各性能の評価に適した負荷シミュレーションが必要となる。今後、高齢者の特性を考慮したモデル化など、シミュレーションの特徴を生かし、お客様が負担なく使える車両を提供し続けていくための技術開発を進めていく。

4. 参考文献

- 1) 吉川恒夫:ロボット制御基礎論、コロナ社、東京(1988)
- 2) M. Hada et al.: An Evaluation of Vehicle Steering Arrangement with Dexterity Measures of Virtual Human, SAE Technical Paper 2001-01-2109 (2001)
- 3) 山田直樹ほか:操作性向上のための上肢可操作性予測手法の開発、自動車技術会学術講演会前刷集、No.116-02、pp. 1-4 (2002)
- 4) 山崎信寿ほか:プッシュスイッチ操作における上肢姿勢の決定基準、人間工学、Vol. 41、No. 2、pp. 89-96 (2005)
- 5) 鎌田実ほか:ユニバーサルデザインに向けた人体動作負荷評価に関する研究、日本機械学会機械力学・計測制御講演論文集:D&D 2001 (abstract)、p. 327 (2001)
- 6) 中本和彦ほか:乗降時の筋負担定量化研究、自動車技術会論文集、Vol. 34、No. 3、pp. 117-120 (2003)
- 7) 小竹元基ほか:自動車乗降時における骨盤周りの身体負担解析と負担評価モデルの構築、自動車技術会論文集、Vol. 39、No. 4、pp. 147-152 (2008)
- 8) 吉澤公理ほか:自動車乗降時における車両寸法と上半身の身体的負担の関係、自動車技術会講演会前刷集、No. 100-06、pp. 17-20 (2006)
- 9) M. Reed et al.: Modeling Vehicle Ingress and Egress Using the Human Motion Simulation Framework, SAE Technical Paper 2008-01-1896 (2008)
- 10) G. A. Cavagna et al: The sources of external work in level walking and running, Journal of Physiology, Vol. 262, No. 3, pp. 639-657 (1976)

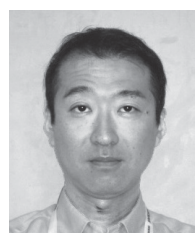
■著者■



五十嵐 智 貴



豊 島 温



高 辻 茂



鳥 垣 俊 和

人間特性を考慮した安全かつ便利なHMIを実現するための実験技術

Experimental Technologies that Consider Human Characteristics for Safe-Driving HMI

平尾章成*
Akinari Hirao

宮下由佳*
Yuka Miyashita

杉本沙和美*
Sawami Sugimoto

植栗寛達*
Tomomichi Uekuri

美記陽之介*
Yonosuke Miki

抄 録 IT・ITSなどの新技術開発が進むにつれて、ドライバが走行中に色々な機能を操作したいというニーズは高まっている。しかし、安全に運転を行うためには、操作は最低限として運転に影響しないことが必要であり、両者をバランスよく提供できることが重要である。本稿では、人間の情報処理特性を考慮したHMI実現への取り組みについて紹介する。

Summary As the development of new IT and ITS functions progresses, there is a need to respond to customers' desire to operate various functions while driving. On the other hand, it is also important to minimize effects on driving by minimizing those operations. It is moreover important to maintain a balance between customer needs and safety. In this article, we present our development of HMI that considers the human characteristics of information processing.

Key words : Human Engineering, human-machine-interface, navigation

1. はじめに

昨今のIT・ITS機能の充実により、ドライバが運転中に行う操作は増加する傾向にある。これらの機能の充実がドライバの利便性を向上するため、走行中に操作したいというニーズは高まる一方である。しかし、安全に運転を行うためには、操作は最低限として運転に影響しないことが望ましく、両者を上手くバランスさせることが課題となる。本稿では、人間工学実験により明らかになった、人の情報処理特性を考慮したHMI (Human Machine Interface)

の実現への取り組みについて紹介する。

2. 人の情報処理プロセスにおける着目点

人は、情報処理をする際に、感覚器官で知覚した情報を認知し、長期/短期の記憶と照合しながら、意思決定を行い、行動する。走行中の機能操作においては、運転と言うメインタスクに対して、注意制御を行いながら、サブタスクとしての操作を実行することになる。この際にHMIで注目すべき点は、以下の4点である(図1)。

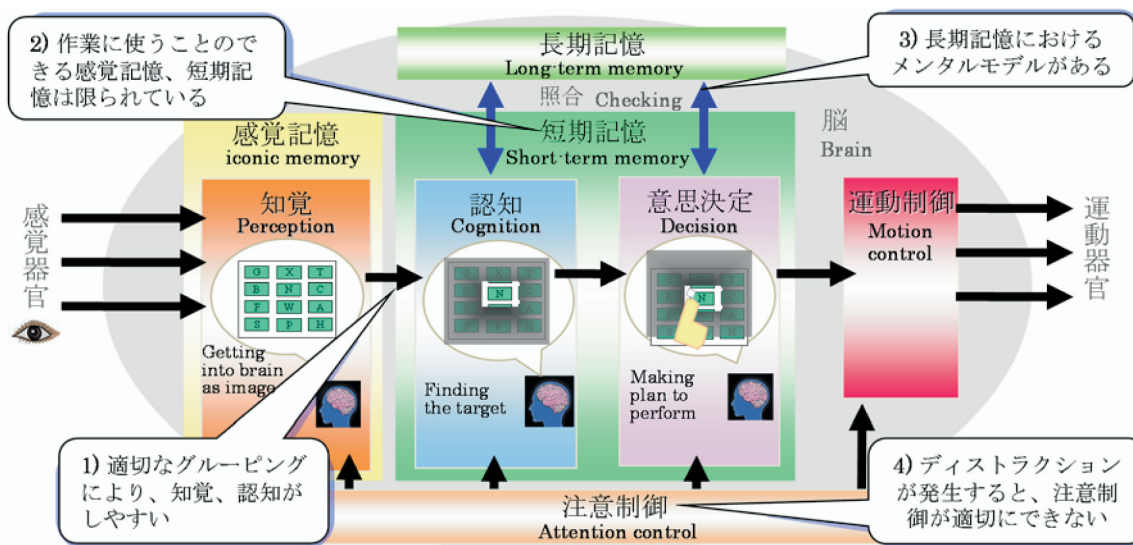


図-1 HMI 開発における人の情報処理プロセスの4つの着目ポイント
Fig. 1 HMI development based on human information processing process

*カスタマーパフォーマンス&実験技術部

- 1) 適切なグルーピングにより、知覚・認知がしやすいこと
- 2) 作業に使うことのできる感覚記憶・短期記憶は限られることが配慮されていること
- 3) 長期記憶におけるメンタルモデルを考慮すること
- 4) デイストラクションで注意制御を妨げないこと

3. 認知特性を考慮した使いやすいHMI

上記の認知特性を考慮する上で、表示・操作におけるHMIで考慮した事例を紹介する。

3.1 知覚・認知がしやすいグルーピング

人がグルーピングを感じる心理特性として、ゲシュタルト心理学におけるプレグナンツの法則がある。これは、図2に示すように、近似・類似・閉合の要因による認知のしやすさを示すものであるが、これをナビゲーション画面に適用し、わかりやすさを向上するには、情報の種別ごとに塊を作り、図3のように距離による近似と意味によるグルーピングを行うことで、情報の探索時間を低減することが出来ることがわかった。実際の適用事例を図4に示す。

近似の要因 Proximate factor	類似の要因 Cognate factor	閉合の要因 Closure factor
/// // ///	●●○○●●	{ } [] ()

図-2 人がグルーピングを感じる心理特性
Fig. 2 Law of pragnanz

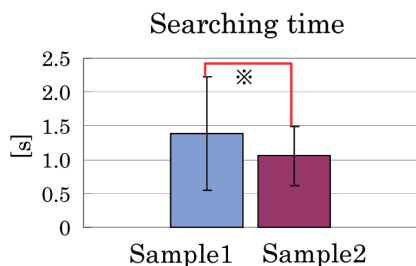
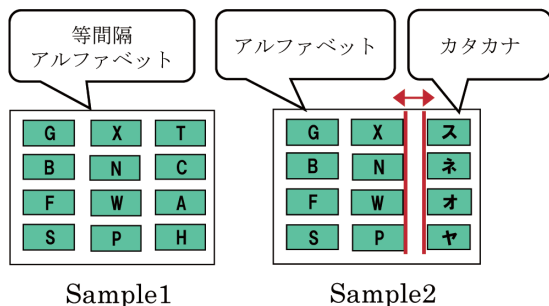


図-3 グルーピングによる探しやすさの向上
Fig. 3 Searching time reduction by grouping

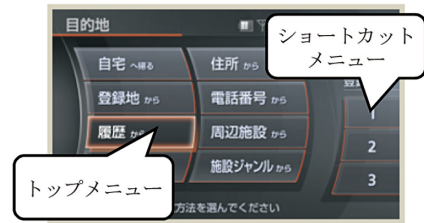


図-4 メニュー構成の事例
Fig. 4 Example of menu GUI (Graphic User Interface)

3.2 感覚記憶・短期記憶を考慮した事例

一般に、記憶の種類により保持できる時間や情報容量が限られることが知られており、認知から判断フェーズでの短期記憶で容量 7 ± 2 チャンクであると言われている。¹⁾

これらの記憶特性を考慮して、使いやすさを向上した事例を紹介する。図5に示すように、メータ内ディスプレイにおいて、一種類の方法で機能切り替えを行う場合の切り替え画面数を最大でも7画面程度とすることにより、短期記憶の容量範囲内にとどめ、全体把握を可能とし、わかりやすさを向上している。



図-5 メータディスプレイの表示画面数
Fig. 5 Meter display in consideration with short-term memory

また、操作の手順を覚える負荷を低減するために、操作時に不要なボタンや操作後に使うボタンをハイライトで使い分けたり、操作でたどった手順を表示したりすることにより、記憶しなくても使いやすいHMIを実現している(図6)。



図-6 明示的入力フロー例
Fig. 6 Example of explicit input flow

3.3 長期記憶に配慮したメンタルモデルを考慮した事例

一般にユーザは、機能がどう働くかをイメージしメンタルモデルとして構築した操作を行う特性を持つ。そのため、メンタルモデルと異なるHMIは使いにくくなる。そこで、システムにおいてユーザのメンタルモデルを、画面変化を用いて空間イメージを構築することで、それぞれの

機能における画面操作のイメージを固定し、わかりやすくするようなGUI (Graphic User Interface) を構築し(図7)、システム全体の理解しやすさを向上している(図8)。



図-7 機能別イメージ構成
Fig. 7 Configuration of functional image



図-8 グラフィックイメージを活用したHMI
Fig. 8 Graphical image HMI

4. ディストラクションの評価

前章では、知覚から行動の過程における人の特性を加味したHMIについて紹介した。これらのHMIを実際に運転中に使用するためにあたっては、ドライバが注意の制御を行って、運転と両立し、安全に操作できることが必要となる。そのため、運転中に行うそれぞれのタスクが運転タスクに対してどの程度影響を及ぼすか(ディストラクション)を把握し、運転への影響を小さくする必要がある。

4.1 ディストラクションの評価手法

運転におけるサブタスク負荷(操作負荷)が大きくなると、ドライバは今まで運転に使っていた注意資源をその操作に割り当てる必要があり、その結果が運転行動に現れる。そこで、ドライビングシミュレータ(以下、DSと称す)を用いて、運転行動と操作の関係を求めた。

実験は図9に示す180°前方スクリーン、6軸電動モーション上に実車を設置したDS(三菱プレジジョン社製)を用い、高速道路での前車追従走行を想定した状況で実施した。

DSのコクピット内には、プッシュスイッチ、ダイヤル

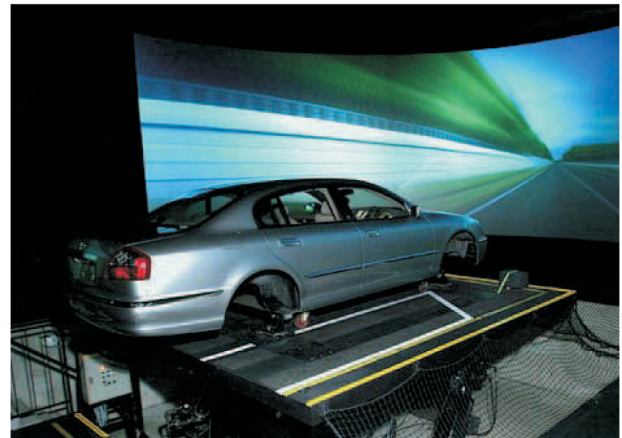
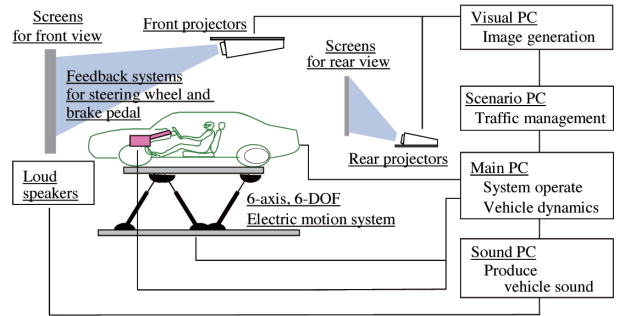


図-9 ドライビングシミュレータ
Fig. 9 Driving simulator

によるメニュー選択スイッチ、タッチパネルスイッチ、ステアリング上のメニュー選択スイッチの4種類の操作デバイスを用意し、ナビゲーションやオーディオ、空調などから使用頻度の高いタスクを選定し、それを各操作デバイスで操作させた時の総操作時間、総視認時間と視認回数、ハンドルから片手を離れた時間(片手運転時間)などのドライバの運転行動と車両の車線逸脱回数を計測した。

過去の検討により、運転時の操作負荷(メンタルワークロード)は、式(1)のように表現できることがわかっている²⁾。

$$MWL = WL_m + WL_v + WL_c \quad \dots (1)$$

MWL: 操作負荷

WL_m: 運転に配分する注意資源を減少させる負荷

WL_v: 視覚情報の取得を制限する負荷

WL_c: 車両制御のしやすさを低下させる負荷

このとき、WL_mを総操作時間、WL_vを視認時間、WL_cを片手運転時間とすると、操作負荷の結果として現れる車線逸脱回数も同様に表現できると考え、本分析でも同様の考え方を適用した結果、車線逸脱回数は、式(2)のように表現できることがわかった。

$$NLE = (K_1 \cdot T_{10} + K_2 \cdot T_G + K_3 \cdot T_{sh}) PT + K_4 \times T_g \quad \dots (2)$$

NLE：車線逸脱回数 (Numbers of lane departure)
 T_{to}：総操作時間
 T_G：総視認時間
 T_{sh}：片手運転時間
 T_g：1回あたりの視認時間
 K₁～K₄、PT：定数

T_{to}～T_gは、タスクの内容と操作デバイスの形態、操作・視認部の配置によって変わるものであり、実験的に求められる。²⁾ また、PTは、シーンの切迫レベルで定まる定数である。

式(2)により予測された車線逸脱回数と実際の車線逸脱回数は高い相関が確認できており(図10)、今後は想定される操作の種類ごとにデータを蓄積していくことにより、それぞれの操作タスクに応じた運転への影響(ディストラクション)を解析し、よりディストラクションの少ない操作形態を構築していく。

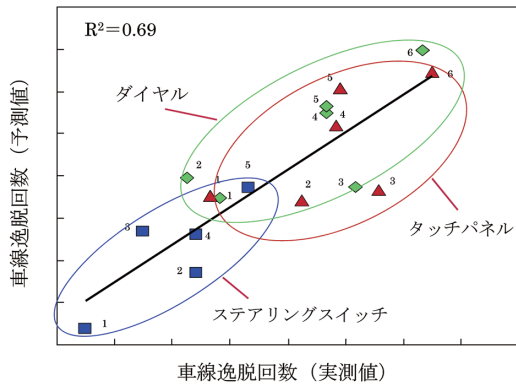


図-10 車線逸脱回数の予測値と実測値
 Fig. 10 Result of lane departure prediction

4.2 走行中の注意配分の把握

前述した走行中の操作の影響以外に、走行中の注意がどこへ、どの程度配分されているかを把握していくことも、非常に重要である。その方法として、アイトラッカーを用いた視線分析を行っている。

アイトラッカー(トビー・テクノロジー社製)をDSのメータフード上に設置し(図11)、視線を計測した結果を図12に示す。



図-11 アイトラッカー設置状態
 Fig. 11 Installation of eye tracker



図-12 視線計測結果
 Fig. 12 Eye motion

この視線計測結果からは、視野内のどこを見ていたかを把握することができるが、どこにどの程度注意を配分していたかを直接把握することは難しい。そこで、この視線移動が、一定の視角範囲内に所定の時間以上停留する場合を注視していると考えて、視線停留時間を大きさで表したものが図13である。このように、運転中にどこを注視しているかを把握することにより、走行中の注意配分を定量的に把握することができる。この技術を用いることで、メータやヘッドアップディスプレイなどの表示装置にどのようなタイミングで、どのような内容の情報を提示することが最もドライバーにとって適切であるかを検討して、デザインを決定している(図14)。



図-13 視線停留時間による注意配分分析
 Fig. 13 Analysis of attention distribution



図-14 情報表示メータの例 (Maxima)
 Fig. 14 Example of information display (Maxima)

5. おわりに

本稿では、人の情報処理特性を考慮したHMI (Human Machine Interface) の実現への取り組みについて、認知特性を考慮したGUI (Graphic User Interface) と運転中の注意配分評価の視点から紹介した。

IT・ITSの技術が進み、スマートフォン連携など、ますます車載機器で多様な操作ができることに対するニーズも高まっており、今後もさらに評価技術を構築し、より安全かつ便利なコクピットHMIを実現していきたい。

なお、本稿で扱った全ての実験は、当社実験倫理委員会の審査を受け、承認を得た内容であり、実験参加者からインフォームドコンセントを得た上で実施したものである。

6. 参考文献

- 1) G. A. Miller : The magical number seven, plus or minus two: some limits on our capacity for processing information, *Psychological Review*, Vol. 63, No. 2, pp. 81-97 (1956)
- 2) 宮下由佳ほか：ドライバーのメンタルワークロードモデルの研究、自動車技術会学術講演会前刷集、No. 2-09, pp. 11-14 (2009)
- 3) P. Green et al. : Typical Values for Driving Performance with Emphasis on the Standard Deviation of Lane Position: A Summary of the Literature, *SAfety VEhicles using adaptive Interface Technology (Task 3A)*, SAVE-IT (2004)

■ 著 者 ■



平尾章成



宮下由佳



杉本沙和美



植栗寛達



美記陽之介

操舵操作メカニズム解明に向けての技術開発 –理想操舵の導出–

Developing Deeper Insight into Drivers' Maneuvering Intent - To Steer or Not to Steer, that is the Question -

牧田 光弘*
Mitsuhiro Makita

抄 録 車両運動性能評価の予測技術構築に向けて、クローズドループでの操舵操作を推定する技術開発に取り組んでいる。本稿は、ドライバの運転意図の定量化の構築と、それに基づいて車両運動シミュレーション上で理想的なドライバの運転を再現させる最適制御計算手法、およびそれに車両モデルを適合させる技術を紹介する。

Summary This article's aim is to build a methodology to predict the evaluation of dynamic performance. For this purpose, we attempted to reproduce a driver's manipulation, which varies depending on the driver's intention, in a closed-loop condition. Under the hypothesis that drivers deliberately select the terminal vehicle movement so that dexterity of driving is represented by the degree of terminal setting, we employed a nonlinear optimization technique (optimal control method). However, the optimal control method places strict restrictions on model complexity. The primary reason for model limitation comes from incompatible formulation of jacking force. To settle this problem, this article investigates the problematic part of jacking force and then inserts a virtual mechanism for load transfer by the jacking force. This methodology expands the applicability of closed-loop analysis.

Key words : Performance, Testing, handling, driver behavior, intention, jacking force, optimal control

1. はじめに：操舵の理由を考える

運動性能開発においては、人であるドライバや乗員にとってどうあるべきかという視点が常に問われる。その中でも、ドライバによる操舵行動の理解は、それが運転意図に応える優れた運動性能の実現に直結するがゆえに、実験・解析の両面から人へのアプローチを行っている。

たとえば、ドライバは車両の運動性能に応じた操舵の仕方を行うと考えるのは自然に思える。そうであれば、操舵操作の予測からドライバの感じる運動性能の違いを見ることができはずである。本稿では、これを起点として、操舵操作の予測実現に向けての技術開発を紹介する。

運動性能そのものは車両の機械性能なので、規定された入力に対する車両の応答を定量指標として比較することが可能である。一方で、車両は機械システムであると同時にドライバを含めた人間-車両系を構成しているため、車両運動性能の総合評価はドライバによる官能評価に依存している。これは車両運動性能評価が、可視化ができないドライバの運転意図に基づいているためである。

そこで、車両運動性能評価のための試験方法としては、前記に応じた2つのアプローチが用いられる。規定されたパターンでの操舵操作による車両応答を求めるオープンル

ープ試験と、レーンチェンジなどのあらかじめ設定された運転タスクをドライバに実行させるクローズドループ試験である。このうちドライバが運動性能の主観的評価を行うのは、クローズドループが中心となる。

一般に、機械システムへの工学的アプローチは、最もシンプルに考えると、システム自身と、それへの入力および出力という3つの要素から構成されている。そこでは何を求めるか（未知量）によって、表1に示す3つの組み合わせがあり、車両の場合には入力が操作量、出力が車両挙動となる。クローズドループ試験は、機械としての車両（System）と達成すべき運転タスク（Output）を既知として、操作量を求めるという広義の意味で設計（Design）という枠組みであり、ここで言えば、ドライバの操作性を見る（設計する）ということになる。

従って、設定した車両でのドライバ操舵操作の予測には、運転タスクを定量化する必要がある。運転タスクは、たとえば指定された速度と時間でのレーンチェンジというようなものである。さらに、必ずしも指定されていない車両運動の自由度を含めて車両をどのように動かすかというドライバの主観的な運転意図も加味して考える必要がある。

*モビリティ・サービス研究所

表-1 機械システムの基本的な3つの問題構成
Table 1 Three fundamental structures of mechanical system problem

	Input	System	Output	
	①	①	①	
	②	②	②	
	③	③	③	
Known 既知量		Unknown 未知量		Classification 分類
①	Input Output	System		Modeling メカニズム解明・モデル同定
②	Input System		Output	Analysis 解析(実験)
③	Output System		Input	Design 設計(操作性)

2. 運転意図を定量化する

車両の運転行動は心理学の領域でも様々研究されていて、たとえばDriving Simulatorを用いた行動分析がある。そのひとつに、ドライバにレーンチェンジ行動を行わせている状況で操舵開始直後に情報を遮断して、その後の行動を見るというものがある。レーンチェンジ操舵では、初期の乗り移りレーン方向への操舵に引き続き、後期では車両の向きを新しい走行レーンに合わせるための修正操舵を行わなければいけないので、通常操舵波形は一周期のSin関数に近い形状になる。ところが、モーションと映像が無いことによる前庭器官からの運動情報や視覚情報欠如下では、実験参加者の多くが後期の修正操舵の実行を伴わないことが確認されている¹⁾(図1はそのイメージ)。

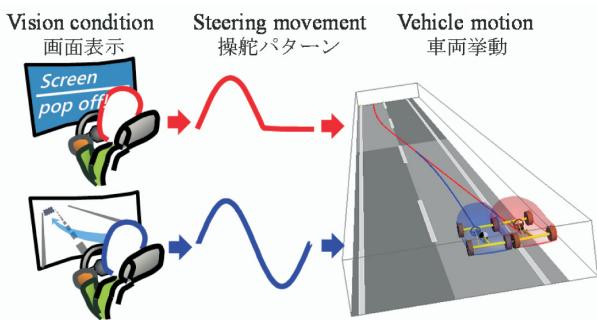


図-1 視覚情報を喪失した時のドライバ行動の心理実験
Fig. 1 A psychological test of driver operation under vision loss (Out of sight, out of mind!)

これらの先行研究を参考にすると、ドライバの運転意図は車をレーン間で横移動させるという意識に偏っていると考えることができる。レーンチェンジに伴う車両の方位角変化については、操作開始後の車両運動が与える視覚情報や運動感覚情報からのフィードバックで対応していると考えられる(図2はそのイメージ)。

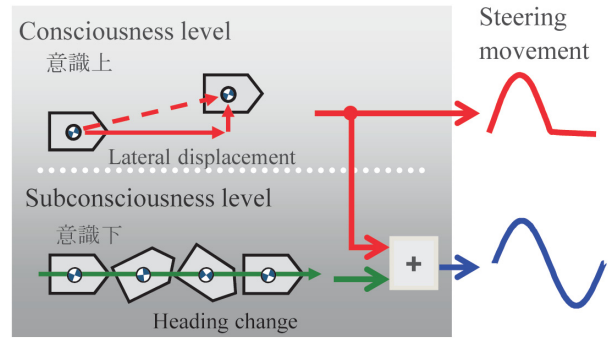


図-2 心理実験から推定されるドライバ運転意識の上と下
Fig. 2 Driver's consciousness and subconsciousness level from psychological test

そこで、ドライバの意識上の運転意図は、一つの運転タスクの終端においてどのような車両状態に到達させるのかという形に捉えることができる。レーンチェンジを例にとれば、タスク終端において隣のレーンに横移動して車両の方位角は初期状態と同じ(実際には「戻した」という意識上での運転意図を持つと考えることができる)。

終端状態そのものは、物理的に意味を持つ量で表現可能である。車両の平面運動では、重心点の平面内位置、および車両方位角の3つの量、それらの微分量である速度や加速度、車両の3次元剛体運動を考慮すれば重心点上下動やロール、ピッチなどの量が加わる²⁾。実際には、人間の感覚特性を考慮するため、通常の運転タスクの終端状態として知覚認識できる量に限定されることになる。

3. 運転意図達成の数値的模擬：最適制御

ここまでで、レーンチェンジのような運転タスク下での主体的運転を計算で予測するには、運転タスクの終端条件を満たすような解を求めればよさそうであることがわかった。表1の分類でいえばドライバの運転意図として終端条件(Output)を設定して、車両モデル(System)と合わせて操舵操作(Input)を逆算することになる。このような逆運動計算(Inverse dynamics)では、図3に示すように順運動(Forward dynamics)とは異なり、終端条件を成立させるように操舵操作を全時間に渡って探索する必要があり、何らかの収束繰り返しを伴うことになるため計算方法が複雑になる。

このような終端拘束を満たす操作時系列波形を計算させる手法として、時系列最適化(制御領域では最適制御と呼ばれる)がある³⁾。図4に最適制御の一般的定式化の流れを示す。微分方程式(運動方程式)として記述される車両モデルと終端条件(代数式)を満たしつつ、運転方針を表すコスト関数を最少化する操舵操作量を数値計算により得る⁴⁾。

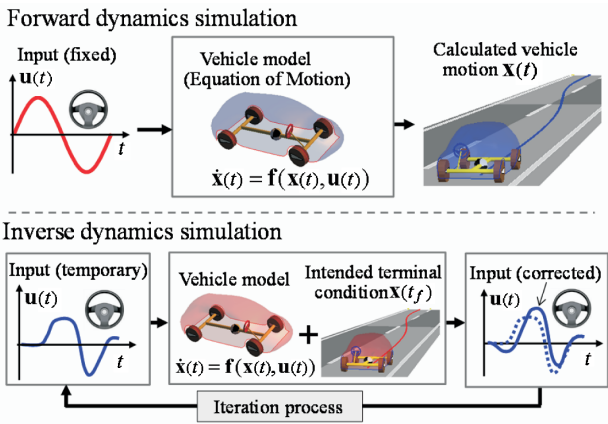


図-3 順方向（通常）と逆方向のシミュレーションの違い
Fig. 3 Difference between forward and inverse vehicle dynamics simulation

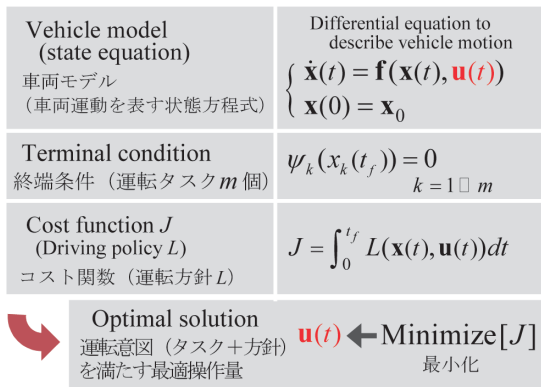


図-4 時系列最適化（最適制御）の定式化と計算の流れ
Fig. 4 Flow of time-history optimization (optimal control)

レーンチェンジを実現させる運転意図設定を図5に示す。進入速度と舵を直進に戻すまでの時間を設定することで、レーンチェンジという運転意図を規定する。さらに、表2に示すように、終端到達時の車両状態としてヨーやロール運動の設定を追加する。操作方針には、操舵角速度の二乗を最少化させるようにコスト関数とした。設定量の多寡は車両運動のコントロールレベルに応じるので、運転技量に対応していると考えられる。

図6には、表2で設定した異なる運転技量を持たせた3名の仮想ドライバによるレーンチェンジ行動を示す（車両特性は1.6Lクラスの一般的な乗用車を設定）。技量がA、B、Cの順で高く（終端条件が増加）想定されているのに応じて、操舵のタイミングは時間前寄りになっており、オーバーシュートの少ない操作が実現されている。

仮想ドライバを実際のドライバに一对一対応させることはできないが、仮想ドライバの運転技量を同じに設定することで異なる特性の車両の間で統一された運転意図の最適化を実現した操作挙動を得ることができ、解析によるクローズドループ評価が可能となる。

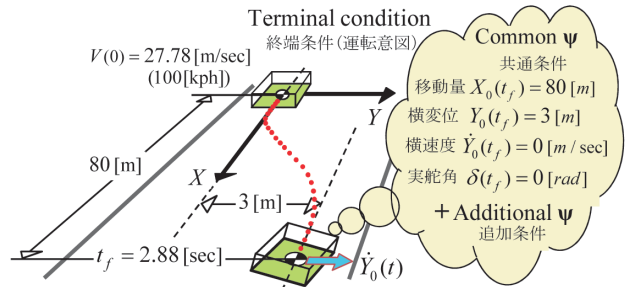


図-5 レーンチェンジの運転タスクの定量設定の例 (終端条件)

Fig. 5 Schematic image of the hypothesis at lane change task (terminal condition)

表-2 終端条件（車両状態の運転意図）が異なる仮想ドライバ
Table 2 Virtual drivers with different intention (additional terminal condition)

Driver's intention at consciousness level		A	B	C
Driving policy (cost function) minimize steer control effort	$L(x(t), u(t)) = \delta^2(t)$	✓	✓	✓
Common terminal condition 基本的終端条件	Steer 操舵 $\zeta \cdot \delta(t_f) = 0 [rad]$	✓	✓	✓
	C.G. motion $X_0(t_f) = 80 [m]$	✓	✓	✓
	$\dot{Y}_0(t_f) = 0 [m/s]$	✓	✓	✓
Additional terminal condition 追加の終端条件	重心点運動 $Y_0(t_f) = 3.0 [m]$	✓	✓	✓
	Yaw motion $\Omega(t_f) = 0 [rad]$	✓	✓	✓
	ヨー運動 $\dot{\Omega}(t_f) = 0 [rad/s]$	✓	✓	✓
	Roll motion $\Phi(t_f) = 0 [rad]$	—	✓	✓
	ロール運動 $\dot{\Phi}(t_f) = 0 [rad/s]$	—	✓	✓
	ロール運動 $\ddot{\Phi}(t_f) = 0 [rad/s^2]$	—	—	✓

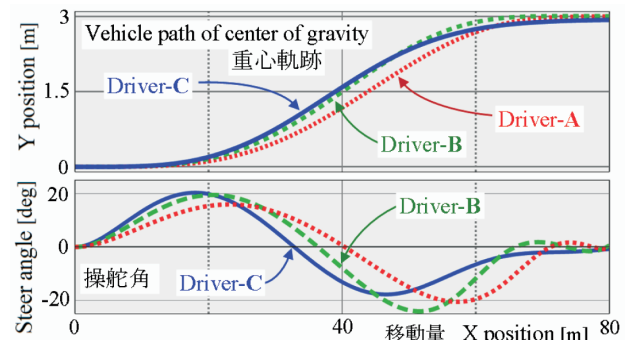


図-6 操舵操作と車両軌跡に反映された仮想ドライバ運転意図の差 (図5と表2の条件下)
Fig. 6 Reflected steer control and vehicle locus by different driving intention of virtual driver (condition is based on Fig. 5 & Table 2)

4. 最適制御適用上の課題：輪荷重移動の扱い

前記した運転意図を反映させるため、車両のモデルには路面平面運動だけでなく車体運動も再現する必要がある。これらを想定した一般的な車両モデル⁵⁾を図7に示す。このモデルでは、車両平面運動と車体運動の連成が起これ、図8に示すようにタイヤ特性⁶⁾の変動が起こる。具体

的には、車体運動に伴ってサスペンションストロークが発生する。これにより、サスペンションリンク配置に依存するタイヤ姿勢角変化と、ばねやダンパなどの機能部品による4輪間のタイヤ輪荷重移動の2つの連成経路が作られる。このうち、輪荷重移動については図9に示す4つ

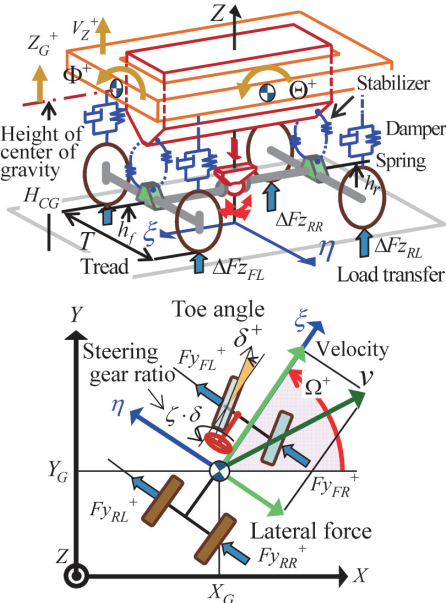


図-7 4輪の輪荷重移動を考慮した路面平面+車体運動車両モデル

Fig. 7 Vehicle model (road plane + body motion dynamics) describing load transfer during four wheels

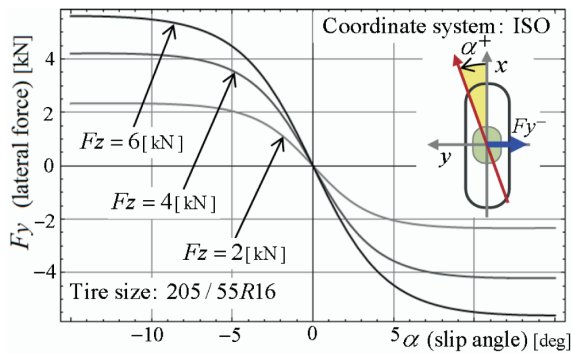


図-8 輪荷重依存性 (Fz) を有するタイヤ横力特性モデル (magic formula⁶⁾)

Fig. 8 Tire lateral force (Fz) model with wheel load dependency (magic formula)

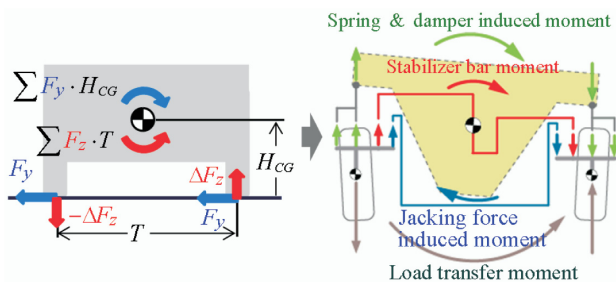


図-9 車両旋回時の輪荷重移動発生とその4つの経路
Fig. 9 Four types of tire load transfer path in cornering situation

の経路があり、それらの関係は姿勢角変化と比較すれば複雑といえる。

この車体運動による輪荷重移動は、サスペンション機能部品であるばね、ダンパ、スタビライザーが変位や速度を持つことによるが、それら以外に、車体運動と関係なくリンク軸力経由で車体とばね下間の内力として作用する力 (以下、Jacking力と称す) がある (図10)。このJacking力は、旋回時のタイヤ横力がサスペンションリンク軸力として伝わっていかなければならないことに起因しており、この力伝達が車体運動の結果として表されていないことが、図3で示しここまで展開してきた最適制御の定式化に影響する。

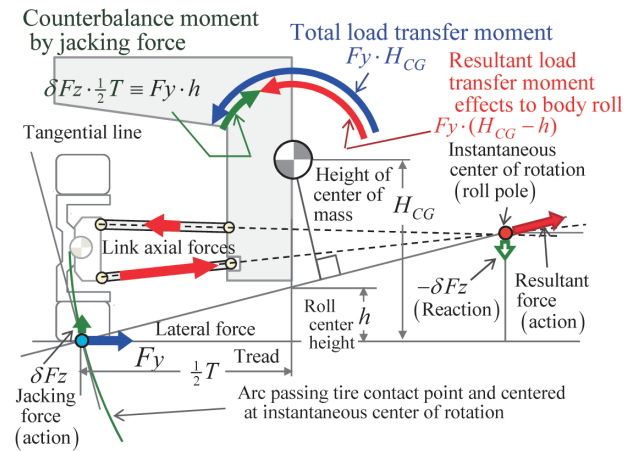


図-10 タイヤ横力が生成する Jacking 力のメカニズム

Fig. 10 Image of jacking force derivation from tire lateral force

図4で示した最適制御において、車両の運動を表現する状態方程式 (運動方程式) は、式(1)に示す形が要求される。

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \quad (1)$$

式(1)で、 $\mathbf{x}(t)$ は車両の運動状態量、 $\mathbf{u}(t)$ は操舵などの操作入力を表す。ここでは、各運動状態量と操作入力のみから運動状態量の微分量で求まること (陽に表せる) が要求される。

次に、輪荷重移動が状態方程式からどのような経路で求められるのかを考え、最適制御への定式化で問題となる部分を見る。そこで、輪荷重移動の導出部分のみ抜き出したフローを図11の上側に示した。他の3つの荷重移動経路は車両運動の結果としての積分された状態量から算出されるが、Jacking力を構成する部分には、状態変数 $\mathbf{x}(t)$ の微分量 $\dot{\mathbf{x}}(t)$ が直接用いられている直達項 (Feed-through term) が存在する。Jacking力の場合には、運動状態量の微分量である車両横方向加速度から車体運動を経ずに求めることになるため、言い換えれば運動方程式で記述されていないことから、この直達項が現れる。

この結果、車両の状態方程式は $\mathbf{x}(t)$ で陽に表現できなく

なり、式(2)の形となり、最適制御の定式化に取まらない。

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{x}}(t), \mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \quad (2)$$

この問題は、Jacking力の表現の中に車両の運動という時間発展過程を経ずにいきなり作用する直達項が存在するためなので、解決策として、仮想の運動機構を組み込むことを考えた。この仮想運動機構は、 $\dot{\mathbf{x}}(t)$ を含む直達項を新たに仮想の状態量 $\mathbf{y}(t)$ の微分量 $\dot{\mathbf{y}}(t)$ の式に組み入れること(つまり、仮想機構ではあるが運動を経由すること)で、 $\dot{\mathbf{x}}'(t)$ として式(1)の形式に変換させる。これにより、図11の下側に描く流れでJacking力を他の3つと同列に求める構成となり、結果として最適制御の定式化が成立する。この仮想運動機構の式としては、制御工学で用いられる一次遅れや二次遅れなどを表現する微分方程式を適用できる⁵⁾。

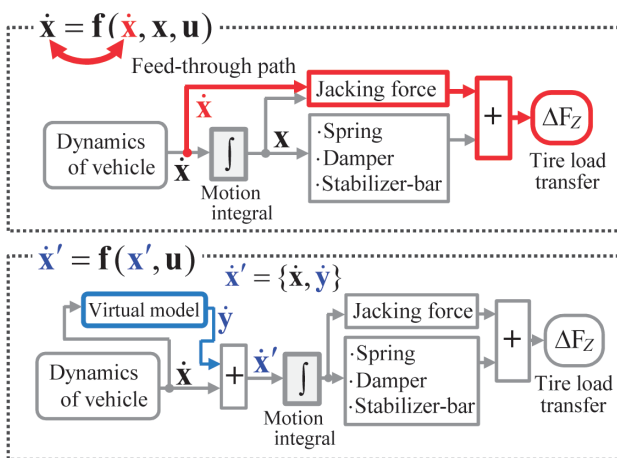


図-11 Jacking力直達項の存在とその回避のための仮想モデル追加
Fig. 11 Feed-through term in jacking force derivation and virtual model insertion to avoid it

5. クローズドループでの理想操舵算出例

実際の車両運動性能設計において大切な検討項目の一つに、輪荷重移動の最適化がある。図8に示すような、タイヤの輪荷重に対する非線形性を効果的に使うことができれば、両立に工夫の必要な応答性や安定性などの性能バランスを確保できる。操作入力を規定する順運動解析に加えて、最適制御を用いた逆運動解析があれば、これらの性能バランスを統合的に解析することが容易になるはずである。

荷重移動を高精度で再現できることで最適制御計算の有用性を示す計算例として、荷重移動の調整を前後のスタビライザ設定で行う場合を見てみる。レーンチェンジ条件としては、図5の設定とほぼ同じ(移行時間を2.5秒に変えている)である。仮想ドライバーは表2のドライバーBに設定して、車両特性として前後のロール剛性配分を50%:50%とそこから前後に15%ずつ振った3仕様に変化させた。

図12の上に車両重心の走行経路と、仕様間の最大経路差を車線幅で正規化した比率の経過を破線で示した。3仕

様はほぼ同一の経路を生成しており、車両重心運動では明確な差はないと言える。図12の中に車体挙動で、ヨーおよびロール運動ともに仕様間でほぼ同一の挙動を示しつつ終端で0に戻しており、車両運動全般に3仕様はほぼ同一の挙動とみることができる。一方、操舵量については車両挙動とは異なり、図12の下に示すように仕様間での明確な差が出ている。操舵量は仕様間でのタイヤ特性変化を補償させる分の差を発生させている。

このように、運転意図を規定した最適制御での計算で得られるのは、ドライバーの操作量である。仮想ドライバーと実際のドライバーとの対応関係について言うことは難しいが、同一のドライバーから得られる操舵ということでは比較対象とすることができる。

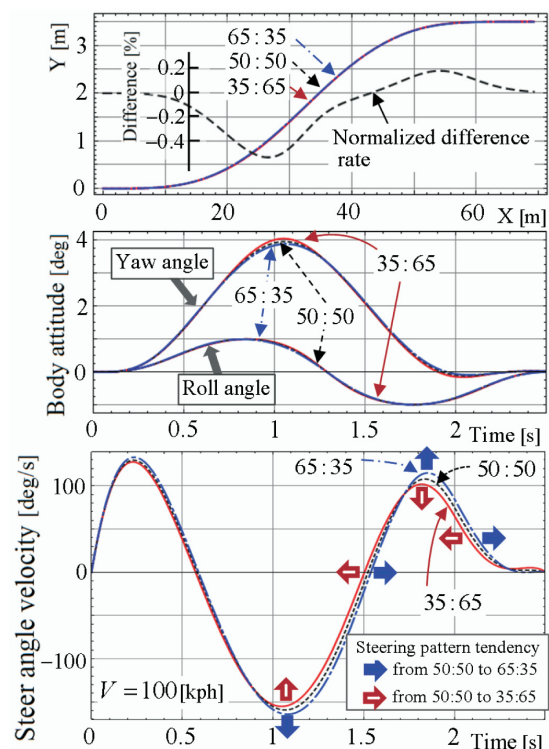


図-12 ロール剛性前後配分差が理想操舵波形に与える影響の計算例
Fig. 12 Simulation results of ideal steer under the effect of roll stiffness distribution

6. おわりに：計算と実験の協調を目指して

操舵操作のメカニズム解明の取り組みの一環として、前半ではドライバーの運転意図をどう定量化するかについて、実験事例をもとに仮説構築を展開し、後半ではそれを最適制御という計算手法を用いて解く場合に車両モデルの輪荷重移動を構成するJacking力が定式化を阻むことを解明して、仮想機構による解決を示した。

人の理解という視点が起点とはなっているが、車両開発においては最終的に機械としてそれを具現化する必要がある。本稿は解析技術ではあるが、車両の機械構成要素

への取り組みによってドライバ操作の再現技術に到達するという形で、その流れに沿っている。

今後も人へのアプローチによって機械としての車両運動性能向上を目指していきたい。運転への枠組みが大きく変わるであろう自動運転の世界においても、人の理解を進めることで新しい車両運動性能を生み出していく。

7. 参考文献

- 1) デイヴィッド・イーグルマン：意識は傍観者である、早川書房、東京、pp. 79-103 (2012)
- 2) 中川淳ほか：ロール運動を考慮した運転動作のモデル化、自動車技術会論文集、Vol. 25、No. 3、pp. 110-115 (1994)
- 3) 加藤寛一郎：工学的最適制御、東京大学出版会、東京、pp. 77-102 (1988)
- 4) 牧田光弘：最適制御計算手法を用いた運転の巧みさ解明の一考察、自動車技術会論文集、Vol. 45、No. 1、pp. 95-100 (2014)
- 5) 牧田光弘：輪荷重移動を含む車両モデルを最適制御問題へ定式化するための一手法、日本機械学会論文集、Vol. 81、No. 826、pp. 1-14 (2015)
- 6) H. B. Pacejka：Tire and Vehicle Dynamic, Butterworth-Heinemann, Oxford, pp. 149-209 (2012)

Appendix

本文中の図7の車両モデルの運動方程式(3)を以下に示す⁵⁾。時系列最適化に適用可能な車両モデルは運動方程式(状態方程式)で記述できるモデルという制限をもつ。

$$\begin{cases}
 M \cdot \ddot{\xi}(t) = M \cdot Acc(t) + M \cdot V_{\eta}(t) \cdot \omega(t) \\
 M \cdot \dot{V}_{\eta}(t) = \sum F_{y_i}(Fz\theta_i + \Delta Fz_i, \alpha_i) - M \cdot V_{\xi}(t) \cdot \omega(t) + M \cdot H_{Roll} \cdot \dot{\phi}(t) \\
 M_S \cdot \dot{V}_z(t) = \sum \Delta Fz_i \\
 \dot{Z}_G(t) = V_z(t) \\
 I_z \cdot \dot{\omega}(t) = \sum F_{y_i}(Fz\theta_i + \Delta Fz_i, \alpha_i) \cdot L_i \\
 \dot{\Omega}(t) = \omega(t) \\
 I_{Roll} \cdot \dot{\phi}(t) = \sum F_{y_i}(Fz\theta_i + \Delta Fz_i, \alpha_i) \cdot H_{Roll} - C_{\phi} \cdot \phi(t) - K_{\phi} \cdot \Phi(t) + M \cdot g \cdot \sin(\Phi(t)) \cdot H_{Roll} \\
 \dot{\Phi}(t) = \dot{\phi}(t) \\
 I_{Pitch} \cdot \dot{\theta}(t) = -(M \cdot Acc(t) + M \cdot V_{\eta}(t) \cdot \omega(t)) \times H_{Pitch} + C_{\theta} \cdot \theta(t) + K_{\theta} \cdot \Theta(t) \\
 \dot{\Theta}(t) = \theta(t)
 \end{cases} \quad (A.1)$$

式(A.1)の運動方程式(状態方程式で記述)に含まれる状態変数、定数、パラメータは以下の通り。

表-A1 車両モデルの状態変数 x と入力 u
Table A1 Variables x and input functions u

Notation	Description	
x	$X_G(t), Y_G(t), Z_G(t)$	C.G. position (ground coordinate)
	$V_{\xi}(t), V_{\eta}(t), V_z(t)$	C.G. velocity (vehicle coordinate)
	$\Omega(t), \omega(t)$	Yaw angle, Yaw rate
	$\Phi(t), \phi(t)$	Roll angle, Roll rate
	$\Theta(t), \theta(t)$	Pitch angle, Pitch rate
u	$\delta(t)$	Front tire toe angle
	$Acc(t)$	Longitudinal(ξ) acceleration

Subscript i : wheel position [Front $\rightarrow FR, FL$; Rear $\rightarrow RR, RL$]

表-A2 車両モデルの定数
Table A2 Vehicle model constants

Notation	Description	Units
M, M_S	Vehicle mass, Sprung mass	kg
I_z, I_{Roll}, I_{Pitch}	Yaw, Roll, Pitch Moment of inertia	kg · m ²
L_f / L_r	C.G. to axle distance (ξ -axis) ($L_{FR} = L_{FL} = L_f$; $L_{RR} = L_{RL} = L_r$)	m
T	Tread	m
g	Gravity	m/s ²
ζ	Steering ratio	-
K_{w_f} / K_{w_r}	Spring rate at axle	N/m
C_{w_f} / C_{w_r}	Damping ratio at axle	N · s/m
G_{ARB_f} / G_{ARB_r}	Stabilizer-bar roll stiffness	N · m/rad
$h_f / h_r (h_c)$	Roll center height (h_c : h at C.G. from h_f and h_r)	m
H_{Pitch}	Pitch moment arm	m

表-A3 車両モデルのパラメータ
Table A3 Vehicle model parameters

Notation	Description
K_{ϕ}	Total roll stiffness N · m/rad $K_{\phi} = \frac{1}{2} \cdot T^2 \cdot K_{w_f} + \frac{1}{2} \cdot T^2 \cdot K_{w_r} + G_{ARB_f} + G_{ARB_r}$
C_{ϕ}	Total roll damping ratio N · m · s / rad $C_{\phi} = \frac{1}{2} \cdot T^2 \cdot C_{w_f} + \frac{1}{2} \cdot T^2 \cdot C_{w_r}$
K_{θ}	Total pitch stiffness N · m/rad $K_{\theta} = -(2 \cdot L_f^2 \cdot K_{w_f} + 2 \cdot (-L_r)^2 \cdot K_{w_r})$
C_{θ}	Total pitch damping ratio N · m · s / rad $C_{\theta} = -(2 \cdot L_f^2 \cdot C_{w_f} + 2 \cdot (-L_r)^2 \cdot C_{w_r})$

■ 著 者 ■



牧田 光弘

お客さまを理解するための心理分析技術

Psychological Analysis to Understand Customer Thinking

石郷岡 喜代春*
Kiyoharu Ishigouoka

田中 克則*
Katsunori Tanaka

杉本 沙和美*
Sawami Sugimoto

高辻 茂**
Shigeru Takatsuji

宮下 由佳*
Yuka Miyashita

抄 録 日産の実験部は心理分析技術を積極的に取り入れた新技術開発を行っている。心理分析技術である評価グリッド法などでお客様の深層的な評価観点を理解し、行動観察から潜在的な感じ方を把握して新たな価値創出につなげている。近年は「運転する楽しさ」の解明などダイナミックパフォーマンス（走りの性能）の分野においても、積極的に心理分析技術を用いた実験開発を行い魅力的な車作りを進めている。本稿では、心理分析技術による実験課題の解決事例を紹介する。

Summary Nissan's Test Technology Department is developing new technology that actively adopts psychological analysis. We are gaining a better understanding of customers' deeper psychology based on an evaluation grid method and behavioral observation law that are forms of psychological analysis. Recently we have been developing dynamic performance technology (driving performance) analysis of "driving pressure" based on active application of psychological analysis. This enables the development of more attractive vehicles. This article introduces an example in which some issues were resolved by applying psychological analysis.

Key words : Performance, psychological analysis, behavioral observation, evaluation, customer

1. はじめに

日産自動車の実験部では、評価法開発や新技術開発において「人と車のメカニズム解明」を基本とし、この解明にいくつかのアプローチで取り組んでいる（図1）。

「人と車のメカニズム解明」の最初の入り口は「お客様理解」であり、魅力的な車作りにおいて重要なステップである。

実験における「お客様理解」とは、「お客様の使用状態や環境」を調査及び計測することであり、もう一つは「お客様の心理やニーズ」を把握することである。本稿では、後者の「お客様の心理やニーズ理解」のアプローチである「心理分析技術」を、実験分野による課題解決例をもとに紹介する。

「お客様の心理やニーズ理解」のための「心理分析技術」は、表1に示すように2つの目的に応じた技術を用いている。



図-1 人と車のメカニズム解明の考え方
Fig. 1 Mechanism analysis of human and vehicle

表-1 目的と心理分析技術
Table 1 Psychological analysis method

目的	実験での心理分析技術
お客様のニーズや評価構造を把握する	評価グリッド法
	SD法・多変量解析による分析
	テキストマイニング
お客様の感じ方を把握する	行動観察分析
	SD法・多変量解析による分析

*カスタマーパフォーマンス&実験技術部 **カスタマーパフォーマンス&車両実験部

2章ではシステム性能全体の良さや嗜好などによるお客様の価値観・評価構造を理解するための「評価構造の分析技術」を、3章では性能特性をお客様がどのように感じているかを把握するための「お客様の感じ方の分析技術」を紹介する。

2. 評価構造の分析技術

実験の評価法開発において、お客様の価値観や評価視点を構造的に理解することが必要であるが、システム性能や複合的な特性を持つ性能・機能、お客様の評価視点は多層的であり、評価コメントのみでは構造把握ができない。

このようなお客様の価値観や評価視点を、評価構造として分析する技術を紹介する。

2.1 評価グリッド法による評価構造把握

評価グリッド法は、臨床心理学のKellyが治療を目的に開発したレパートリーグリッド法を、讃井らが改良・発展させたインタビュー手法¹⁰⁾であり、市場調査法としても用いられる。評価グリッド法では、まず実験参加者に比較対象物の順位付けを行ってもらい、なぜその順位付けになるのかを「ラダリング」で尋ねることで、評価言葉を抽出する(図2)。

ラダリングは、人の根源的心理状態に近づく質問(ラ

ダーアップ)と対象の具体的状態を定める質問(ラダーダウン)の両方を行う。ラダリングによって得られた言葉を、上位は価値・期待を表す評価言葉、下位は具体的状況を表す評価言葉と置き、それぞれ引き出し線で結ぶことでツリー化し、評価構造として分析する技術である。

図3にて、「運転する楽しさの感性構造」を解明した事例を紹介する。この事例では実験参加者に特徴的な車をワインディング路で試乗してもらった後、評価グリッド法によるインタビューを行い、日常の運転で感じる気持ちの評価構造を分析している。

ツリー化した評価構造分析から、「加速が良い-スカッ

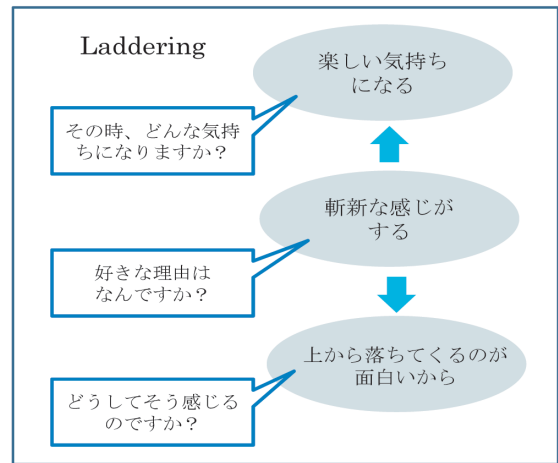


図-2 ラダリング
Fig. 2 Laddering

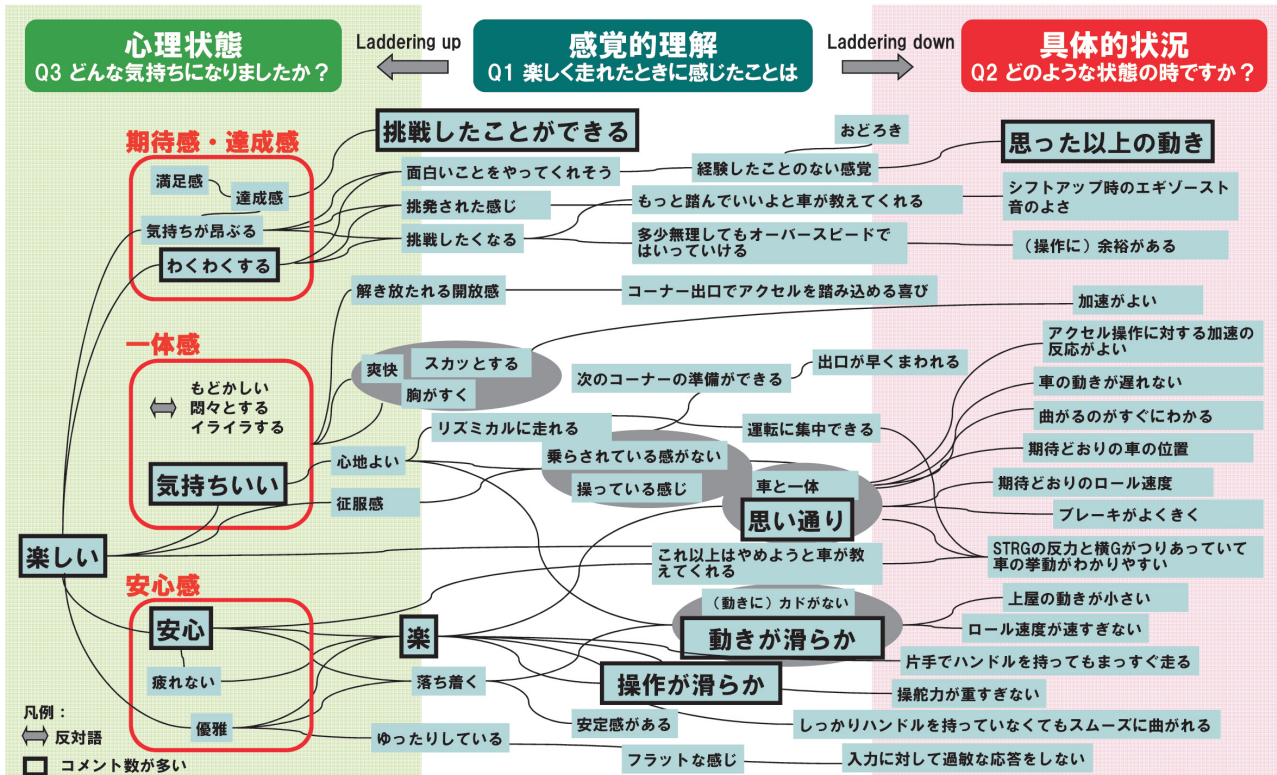


図-3 「運転する楽しさ」評価グリッド例

Fig. 3 Analysis results for structure of driver sensibilities obtained with evaluation grid method

とする「気持ちいい-楽しい」などの感性の評価構造を得られた。

この評価グリッド法の心理分析技術は、「運転する楽しさ」のように人の多層的な感情、感性の評価構造を分析するのに有効な手法である。

2.2 SD法、多変量解析による評価構造把握

この分析手法は感性工学手法として多く用いられている手法である。実験技術においては、主に評価指標や評価法作成のために、定量的に評価構造を分析する手法として用いている。

実験では、SD (Semantic Differential Method) 法による評価と、その評価結果を多変量解析の一つである主成分分析を行うことで、評価構造の分析をしている。

前2.1節の事例で紹介した「運転する楽しさ」の評価構造から「わくわくする」に着目し、「わくわくする」と感じる評価構造をさらに詳細に把握した事例を紹介する。

実験参加者に参考車3台 (A、B、C) を運転した印象を、評価グリッド法で得られた評価構造の項目それぞれについて評価してもらい、この評価結果を多変量解析である主成分分析を行うことで、各評価言葉の類似性を分析した。

図4に主成分分析によって得られた各評価言葉の因子負荷量のプロットと、評価車両3車種の因子得点をプロットした図を示す。評価言葉のプロット位置の近さから、それぞれ近い印象と読み取ることができ、この分析から「思った以上」、「もっとはやく走れそう」などの期待が「わくわく」と感じるということが把握できた。

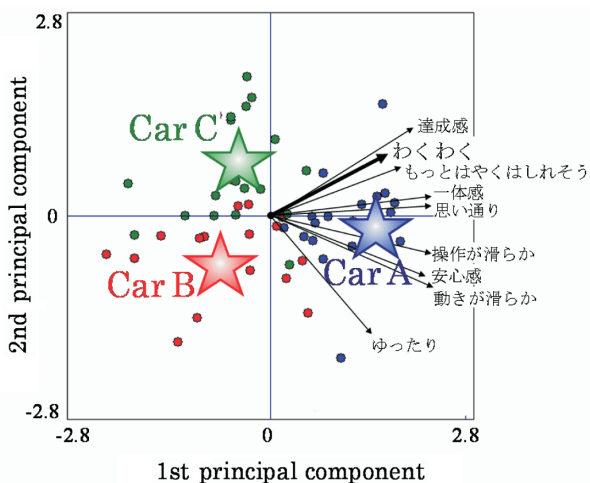


図-4 「わくわく」の因子 (主成分因子負荷)
Fig. 4 Factor loading and principal component score
“WAKU-WAKU”

多変量解析による評価構造分析では、その構造を定量的に把握できることから、評価指標開発に適している。この事例では、分析した結果をもとに強化学習ドライバモデルを開発し、運転で感じるわくわくする気持ちの評価指標を作成した。

2.3 テキストマイニング活用による評価構造把握

この手法はマーケティング分野で、クチコミコメントやSNS (Social Networking Service) などのテキスト情報を定量分析する手法として用いられている。実験分析技術においても、お客様の評価構造を効率的に得る手法として、データベース化されたお客様コメントなどをテキストマイニングで活用している。

特に新技術開発の分野では、評価対象が実験参加者にとっても初めての経験や体験になることから、あらかじめ評価言葉を設定できないケースがある。このようなケースでは評価結果を自由に発言してもらい、取得したコメントをテキストマイニングによって分析することで、評価構造を把握するアプローチを用いている。

3. 感じ方の分析技術

この章では、システム性能の「評価構造把握」の次のステップである、特性違いによる「感じ方の把握」の心理分析手法を述べる。

3.1 音の違いによる感じ方分析

ここでは、「音による警報のイメージ形成の分析」で用いた手法を紹介する。

自動車の警報音技術開発において、警報音が持つ印象を心理分析した事例である。実験参加者に警報音の違いを聞いてもらい、形容詞法評価の結果を主成分分析することで、警報音の機能的なイメージを分析している (図5)。

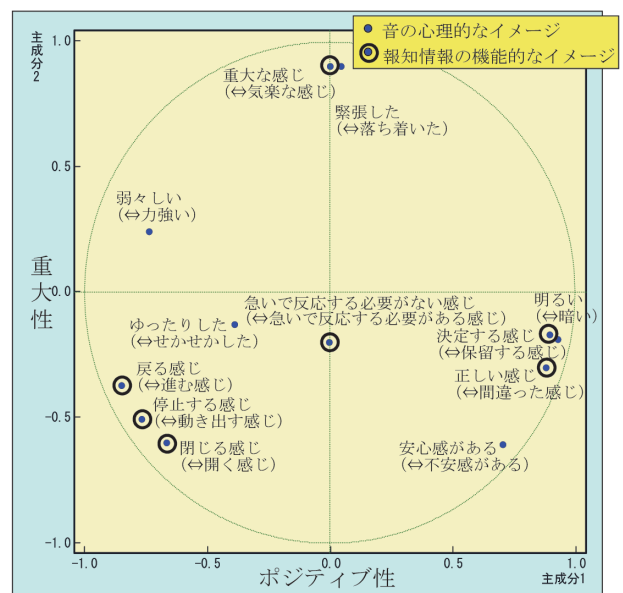


図-5 警報音の形容詞プロット (因子負荷)
Fig. 5 Principal components of warning sound

この分析によって警報音情報の機能的イメージは「ポジティブ性」、「重大性」、「緊急性」の3つの主成分で表す

ことができることがわかった。

さらに、そのイメージと提示した音響特性との関係を分析することで、音の上下（上行音程／下行音程）、音のピッチ差（完全／長音／短音）の違いによるイメージの違いを取得し、音のピッチ差およびピッチパターンと相関が高いことを確認している（図6）。

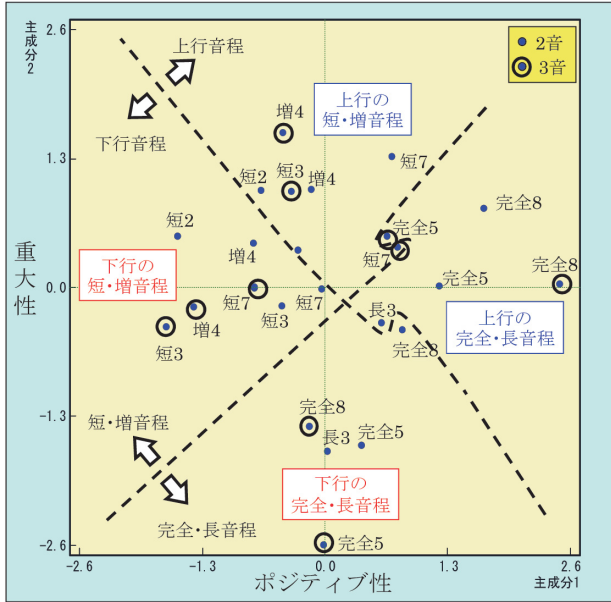


図-6 警報音のイメージと音響パラメータ重ね
Fig. 6 Emotional image and sound samples

分析手法としては、2章で紹介した多変量解析の主成分分析であるが、得られたイメージと評価で提示した「音」との関係性を分析することで、「音」に対するイメージを明確に把握できた。

この分析は車の中で直感的でエモーショナルなサイン音の設計に適用している。

3.2 チルトレバー使いやすさの感じ方把握

ここでは、ステアリングの高さを調整するチルトレバーの使いやすさに対する感じ方把握の例を紹介する。

チルトレバーはステアリングコラムの可動部を手の操作で固定または緩める機能であるが、レバーの位置や形状によって使いづらさを招くことから、使いやすさの最適化に向け操作での感じ方を正確に把握し、特性や形状に落とし込む必要がある。

実験分析技術として、チルトレバー操作のようにお客様の操作や動作が伴う機能開発では、「行動／動作観察手法」を取り入れている。実験において実験参加者に供試品の評価を実施してもらう際に、同時に動作観察を行うことで、評価用語や聞き取りコメントに現れない気づきが得られると共に、特徴的な物理特性に変換することができる。

例として、同じ供試車両のチルトレバーの操作において男性と女性の実験参加者では、握り方が異なることが観

察された。

男性はレバーノブを指で押して操作するのに対し、女性はレバーノブを掌全体で握って操作していることがわかった（図7、図8）。

さらに、女性のレバーノブの握り方が変化したことを観察した。最初はレバーノブを親指で押していたが、動かさないため、レバーノブを握る操作に変えている（図9、図10）。この動作の理由を実験参加者に確認したところ、「指が痛いので持ち替えた」というコメントであった。握る操作ではこの感じ方が生じないことから、動作観察によってその瞬間の感じ方に気付くことができる。



図-7 女性の実験参加者
Fig. 7 Female



図-8 男性の実験参加者
Fig. 8 Male



図-9 最初の握り方
Fig. 9 First gripping way



図-10 持ち替えた握り方
Fig. 10 Changed gripping way

このチルトレバーの実験では、レバーノブの握り方の違いに着目し、「親指で押し込む」操作と「掌で押し込む」操作を行ってもらい、「痛さが許容できる最大操作力」を取得している。男女で結果を分析すると、男女で操作力に違いがあることと、握り方の違いで操作力が異なることがわかった（図11）。

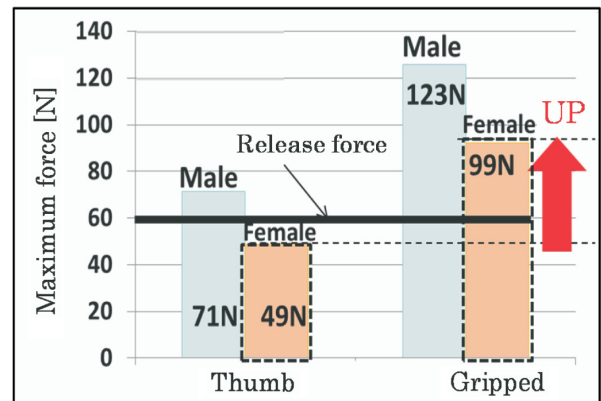


図-11 握り方別最大操作力
Fig. 11 Results of operation force

また、女性実験参加者が握り方を変える動作のあった車両のレバー解除力（60N）を調査すると、解除力は女性の親指1本での平均最大操作力を上回っており、握り込むことで60（N）を上回る力を得ていたと考えられる。

この事例では、「心理分析」の手法として「動作観察」を取り入れることで、特徴的な物理的特性に落とすことができ、これによりチルトレバーの操作力、形状を最適化した。

3.3 潜在的な感じ方の把握

前3.2節で「行動／動作観察技術」を取り入れ、無意識な動作から、お客様の感じ方を抽出し評価基準につなげた事例を述べたが、ここで「行動／動作観察による実験分析技術」を改めて紹介する。

実験分野では、車における“スイッチや装備品の操作”、“ドア開閉操作”、“乗降動作”のような身体動作が伴う性能評価法の開発と潜在ニーズの発掘のため、お客様の動作や行動からその特徴を抽出することを目的に本実験分析技術を用いている。

この分析技術では、観察する視点が重要であり、表2に分類した観察視点を活用している。

表-2 行動観察の視点例
Table 2 Behavior observation points of view

分類	観察視点例
動作の観察	負担動作、繰り返し動作、スムーズさなど
行動の観察	行動の手順や行動の停止、特徴的行動など
状態の観察	運転前後でのモノの状態など
表情の観察	不快、不安等が現れる表情

観察は、実験参加者が評価しているその場で実施すると共にビデオ撮影も行い、観察視点を基に「気付いた動作」の抽出と「その動作に至った推定」「その時の評価の推定」を行い、その後のインタビューにて特徴を分析する。

ここでは行動観察を行った事例として、「ミニバン主婦女性の車の使い方観察」の一例を述べる。

図12に示す写真はその一つのシーンである「子供を抱えながらスライドドアを開け、子供をチャイルドシートに乗せる」行動である。表2の視点で行動観察を行い、表3の示す動作負担を抽出している。

このような行動観察による動作分析から得られた「気づき」を、ドア開閉操作や子供の乗せやすさなどの実験基準開発や新たな機能創出につなげている。



図-12 ミニバンでの観察シーン例
Fig. 12 Scene of behavior observation

表-3 行動観察での抽出例
Table 3 Results of behavior observation

分類	観察視点で抽出できる動作例
動作負担	子供を抱えて右手でのドアハンドル操作が負担
	子供を抱えて右手でのドアを開ける操作が負担
	子供を抱えながらチャイルドシートの位置を確認するのが負担

4. おわりに

今回紹介した心理分析技術は、感性工学やマーケティングリサーチなどで用いられている技術であり、当社実験分野においても以前から「評価構造の把握技術」を見た目や操作感などの感性品質の領域で用いてきた。現在は1章で述べたように、これら技術を「お客様を深く理解する」アプローチとして置き、幅広い性能領域で活用できる分析技術としノウハウを重ね、当社の戦略的技術領域である「環境」「安全」「ダイナミック・パフォーマンス（操縦安定性、乗り心地など）」「ライフ・オン・ボード（機器の使いやすさ、室内快適性など）」の全ての領域で、新技術開発や新たな価値創出に向け活用している。

2章で紹介した「運転する楽しさ」「わくわく感」の分析事例のように、従来から加速の良さや操縦性の良さとして評価法が確立されている性能領域においても「お客様理解」の分析技術として用いることで、「ドライビングプレジャー」実現への新たな技術開発につなげ、また3章で紹介した「音の違いによる感じ方分析」では、お客様が持つ音のイメージ把握によって「各種音の最適化」につなげている。

「買ってもらえる車作り」を実現する上で「お客様を理解する技術」は、実験・計測分野では基盤となる技術と考えている。競合車ベンチマークとも合わせ、グローバルにお客様を理解することで新たな価値創出や魅力的な車作りへの技術開発が可能となる。

今後も実験分野では、本稿で述べた実験分析技術を用

いた車の開発を推進していくと共に、さらに深く、広くお客様を理解する実験分析技術力の向上を進めていく。

なお、本稿で紹介した実験は、日産自動車の実験倫理委員会の審査を受けて承認を得た内容であり、実験参加者からインフォームドコンセントを得た上で実施している。

5. 参 考 文 献

- 1) 讚井純一郎ほか：レパートリーグリッド発展手法による住環境評価構造の抽出、日本建築学会計画系論文報告集、Vol. 367、pp. 15-21 (1986)
- 2) 田中克則ほか：感性工学と強化学習モデルに基づくDriving Pleasureに関する研究—強化学習ドライバモデルによるわくわくする気持ちの評価指標、自動車技術会学術講演会前刷集、No. 133-14、pp. 1-8、(2014)
- 3) 高辻茂ほか：音による警報の情緒的イメージの形成に関する考察、自動車技術会学術講演会前刷集、No. 22-12、pp. 23-26 (2012)
- 4) 杉本沙和美ほか：行動観察に基づくチルトレバーの使い易さ評価、自動車技術会学術講演会前刷集、No. 119-14、pp. 1-6 (2014)

■ 著 者 ■



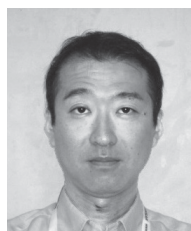
石郷岡 喜代春



田 中 克 則



杉 本 沙 和 美



高 辻 茂



宮 下 由 佳

新型X-Trail用ハイブリッドシステムの開発

Development of New X-Trail Hybrid System

新井 龍 一*
Ryuichi Arai

大滝 幸 治**
Kouji Ootaki

折田 崇 一***
Shuichi Orita

宇根 悟 史**
Satoshi Une

伊藤 晋 吾***
Shingo Ito

島村 青 之***
Seishi Shimamura

中倉 奈 月***
Natsuki Nakakura

福田 光 伸**
Mitsunobu Fukuda

抄 録 日産は独自開発した1モータ2クラッチパラレルハイブリッドシステムの採用を拡大している。FF車向けには2013年に北米のDセグメントSUVに新型の高効率CVTと組み合わせたシステムを開発したが、今回それを新たにCセグメントSUVに最適化したシステムを開発した。システムの改良及び車両燃費向上技術の採用により、同型ガソリン車に対して大幅に燃費を向上し、同時にSUVとしての優れた走行性能と余裕のあるラゲッジスペースを実現した。

Summary Nissan is expanding application of its original "one-motor two-clutch hybrid system." In 2013, Nissan developed a D-segment SUV hybrid in the front-wheel-drive vehicle classification for the US market. In this article, we introduce a new hybrid system that is optimized for a C-segment SUV based on the previous system. With system and vehicle efficiency improvements, the new hybrid model achieved excellent fuel economy and good acceleration performance with a roomy cabin space.

Key words : Power Unit, power transmission, hybrid system, hybrid vehicle, 1-motor 2-clutch parallel hybrid system, fuel economy

1. はじめに

近年国内新車登録台数におけるハイブリッド車の比率が増加傾向にある中、日産自動車はコンパクトな構造でありながらレスポンスの良い走行性能と優れた燃費性能を実現する、日産独自開発の1モータ2クラッチパラレルハイブリッドシステムの採用を拡大してきた。2010年にFR車（後輪駆動車）用システムを初投入し、2013年には北米向けのFF車（前輪駆動車）に採用を拡大した。今回システムをさらに進化させ新型FF車用ハイブリッドシステムをX-Trail Hybrid（図1）向けに開発した。

本稿では、開発の背景、システム概要、達成した性能と採用技術について説明する。



図-1 X-Trail Hybrid
Fig. 1 X-Trail Hybrid

2. 開発の背景

北米向けDセグメントSUVのInfiniti QX60 Hybrid／Nissan Pathfinder Hybrid用1モータ2クラッチパラレルハイブリッドシステムをベースとし、CセグメントSUVとして高い走行性能とラゲッジスペースを確保しながら、優れた燃費性能を目指して開発を行った。エンジンとCVT（Continuously Variable Transmission）の最適化を行い、さらに電気モータの出力向上によるモータ走行（EV走行）の強化によって高い次元の性能バランスを実現した。

3. システム概要

3.1 システム構成

図2にシステム構成、表1に基本スペックを示す。

本ハイブリッドシステムは下記の特徴を狙い開発を行った。

- (1) 小型・軽量でCセグメントSUVへ搭載可能なシステム
- (2) EV走行領域の拡大と効率の大幅な向上による優れた燃費性能
- (3) 素早いアクセルレスポンスとダイレクトな運転フィーリング

*パワートレイン性能開発部 **パワートレインプロジェクト部 ***EV・HEVシステム開発部

(4) 同型ガソリン車と共通の優れた4WD性能

これらの目標を達成するため、4気筒 2.0Lの高効率直噴エンジン（MR20DD）と新世代低フリクションベルト式CVTを組み合わせたハイブリッドパワートレインを構成した。また日産独自の1モータ2クラッチパラレルハイブリッドパワートレインの特徴である自由な4WDトランスファとの組み合わせによって、電制4WDシステムを同型ガソリン車と共用し、本格SUVに相応しい走破性を実現した。

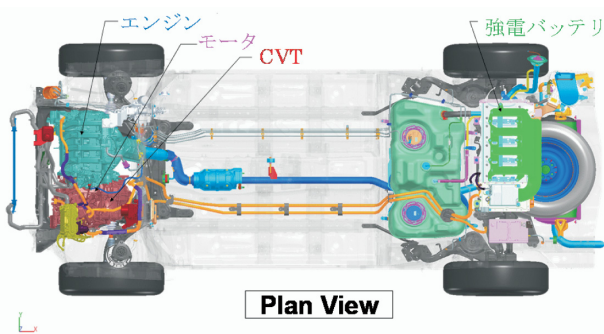


図-2 ハイブリッドシステムの構成
Fig. 2 Hybrid system for FWD vehicle

表-1 システム仕様
Table 1 System specification table

Engine	Disp.	L	2
	Type	-	MR20DD
	Max. power	kW/rpm	108/6000
	Max. torque	Nm/rpm	207/4400
Transmission	Type	-	CVT
	Pulley ratio	-	2.631~0.378
Motor	Type	-	Permanent magnet AC Synchronous motor
	Max. power	kW	30
	Max. torque	Nm	160
Battery	Type	-	Li-ion
	Cell number	-	56
	Voltage	V	202

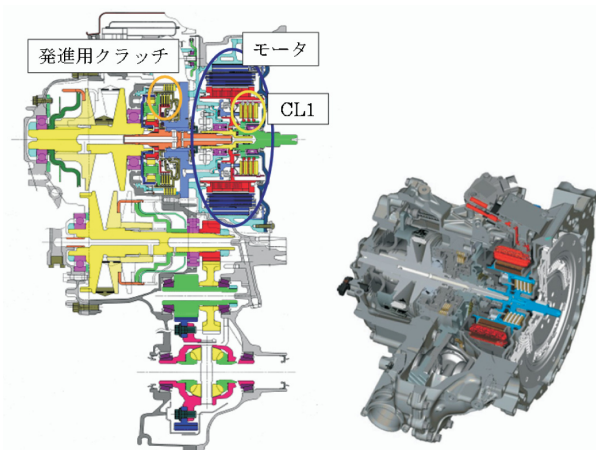


図-3 ハイブリッドトランスミッションの断面図
Fig. 3 CVT unit for hybrid vehicle

図3にハイブリッドトランスミッションの断面図を示す。同型ガソリン車用のCVTと部品構成を共有しながらトルクコンバータを廃止し、その部分に高効率の扁平モータと乾式多板クラッチ（Clutch 1; 以下CL1と称す）を同軸に配置した。その結果、パワートレインの長さを従来と同等とし、FF車のエンジンコンパートメント内に搭載が可能となった。

さらに、今回エンジンの始動と停止を行うCL1の摩擦材を改良してCL1の冷却性能改善を行うことで、エンジンを切り離れたEV走行の頻度増加に対応した優れた耐久性を確保し、燃費向上に貢献した。

3.2 システム動作モード

システム動作は以下の7つのモードがあり、図4にそれぞれの状態を示す。

- ① CL1を解放しモータで発進するモード
- ② CL1を締結しエンジンとモータで発進するモード
- ③ エンジンで充電をしながら駆動するモード
- ④ エンジンとモータの両方で加速するモード
- ⑤ CL1を解放し回生するモード
- ⑥ 排ガス転換触媒の活性を促進しながら、エンジントルクを一定に制御し排出ガス量を低減するモード（EGVRモード）

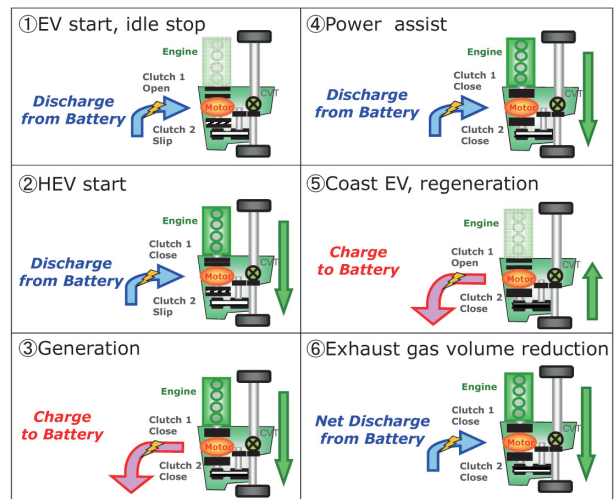


図-4 システム動作モード
Fig. 4 System operations

またFF車向けの1モータ2クラッチパラレルハイブリッドシステムでは、停車中のエンジン停止モードではCL1と発進クラッチ（Clutch 2）を切り離れた状態でモータを動かすことで、CVTの油圧を保持している。これによって専用の油圧保持用電動サブオイルポンプは不要となり、小型・軽量でシンプルなユニットを実現している。今回、油温に応じたきめ細かなモータ制御によって、さらに燃費の向上を図った。

4. 達成した性能

4.1 燃費

新型ハイブリッドシステムを搭載したX-Trail Hybridは、同型ガソリン車に対し25%の燃費向上を実現し、平成27年度税制改正によるエコカー減税制度において全グレード免税対象化をした（図5）。

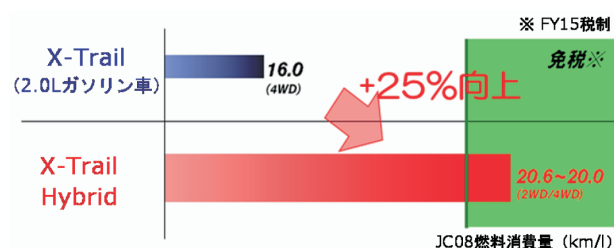


図-5 JC08 モード燃費
Fig. 5 JC08 mode fuel economy

以下に、新型ハイブリッドシステムの燃費向上を支えた主要技術を紹介する。

4.1.1 EV 走行領域の拡大

CセグメントSUVとしてトップクラスの燃費を達成するため、バッテリーを強化しEV 走行領域を大幅に拡大した。図6はJC08モード走行におけるEV 走行領域を示した図である。緑部分がEV 走行であり、実に3/4の時間を占めている。

またEV 走行領域の拡大に対応するため、回生協調ブレーキの電動油圧ブースター化、エアコンコンプレッサの電動化を行った。

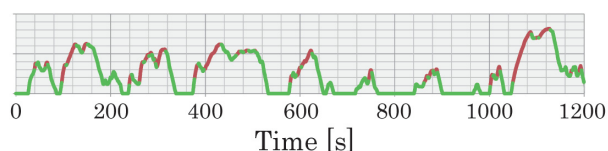


図-6 JC08 モード走行中のEV 走行領域
Fig. 6 EV drive area in JC08 mode

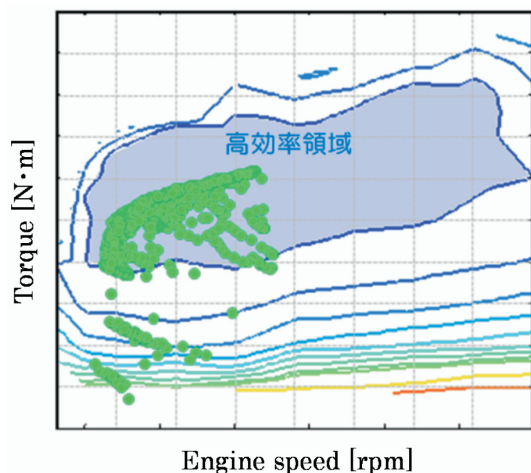


図-7 エンジン動作点
Fig. 7 Engine operating point

さらに、モータ、インバータ、エンジンの総合効率とシステムモードを最適化することで、システムの効率ポテンシャルを最大限に引き出した。

図7はJC08モード走行におけるエンジンの動作点を示したものである。緑の点が制御改良後の動作点であり、エンジンの高効率領域での運転を実現していることがわかる。

4.1.2 車両走行抵抗の大幅低減

上記システムの効率向上に加え、車両の走行抵抗の大幅低減にも取り組んだ。減速時にブレーキの熱として捨てていたエネルギーをモータで回生し再利用するハイブリッド車において、走行抵抗の改善は燃費向上へ大きな効果がある。X-Trail Hybridは同型ガソリン車に対し、空気抵抗とタイヤの転がり抵抗を大幅に低減させることで、走行抵抗を低減した。

さらに車体フロア下面の空気流れに着目し、図8に示すパーツを追加して空気抵抗の低減を図った。

図9はCセグメントSUVの空気抵抗係数（ C_D 値）のトレンドを表したものである。X-Trail HybridはCセグメントSUVトップレベルの C_D 値0.33を達成している。

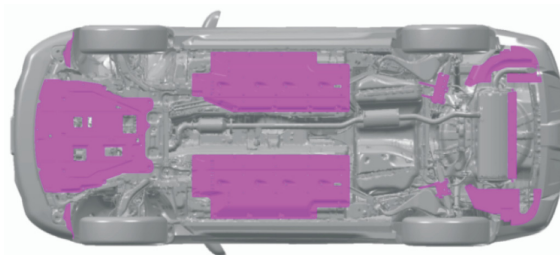


図-8 車体フロア下面の空気抵抗改善パーツ
Fig. 8 Aerodynamic drag reduction parts on underfloor

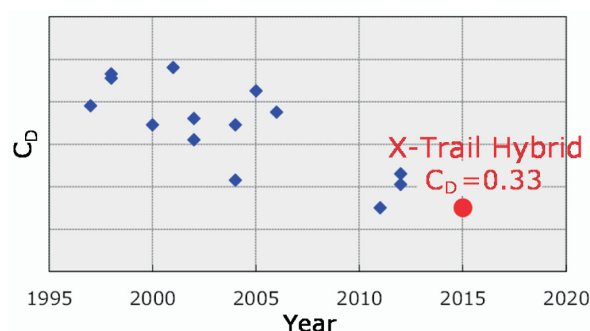


図-9 CセグメントSUVの C_D 値
Fig. 9 C-segment SUV C_D



図-10 タイヤ転がり抵抗の削減
Fig. 10 Tire rolling resistance reduction

また、ハイブリッド車専用開発した低転がり抵抗タイヤによって、同型ガソリン車に対し転がり抵抗を約12%低減させた（図10）。

4.2 動力性能

X-Trail Hybridはシステムの特徴を生かし、燃費と同時に動力性能を向上させた。図11にシステムの総合トルク特性を示す。

低回転特性に優れたモータトルクをエンジントルクに加えることで、システムの最大トルクは低回転域で270Nmを実現した。2.0Lガソリン車に対し軽快でトルクフルな走り、1モータ2クラッチパラレルハイブリッドシステムの長所であるダイレクト感のあるドライブフィーリングを達成した。

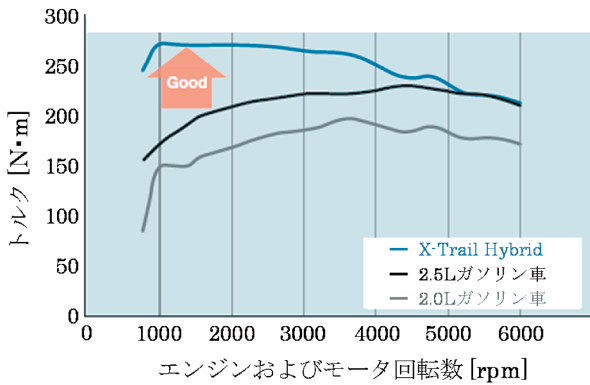


図-11 システムトルク特性
Fig. 11 System torque curve

また追い越しなどのアクセルペダルを深く踏んだ時の加速フィーリングも、モータトルクを利用した素早いダウンシフトとモータトルク応答によって同型ガソリン車以上の性能を達成した。

CVT搭載のガソリン車ではアクセルを大きく踏み込んだ時、ステップAT（Automatic Transmission）やDCT（Dual Clutch Transmission）のようなステップ変速制御を適用している（図12）。こうすることでCVTの長所である通常走行時の燃費の良さとスムーズな加速性能はそのまま

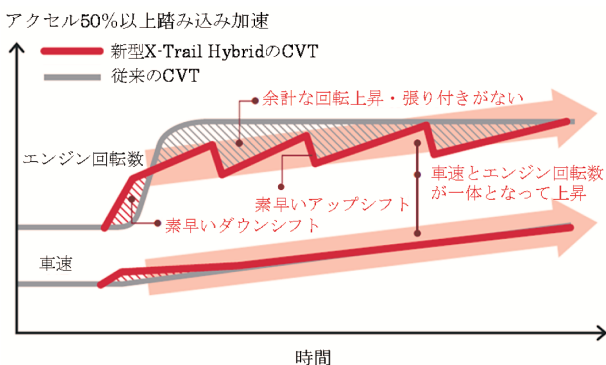


図-12 CVT ステップ変速制御
Fig. 12 CVT step pulley ratio control

また、加速意図の高いシーンでのダイレクト感、メリハリのある変速フィーリングを実現している。

ハイブリッド車にCVTステップ変速を適用するにあたり、高応答かつ高精度のモータを使うことで、さらにメリハリのある変速レスポンスを狙った。また、モータ制振制御を用いて駆動系のねじり共振に起因するガクガク振動を抑制することで、歯切れのよい変速レスポンスと振動の抑制を高い次元でバランスさせることが出来た。

図13に制振制御の効果を示す。制振制御非作動の場合は、ステップ変速直後に振動が発生しているが、制振制御を用いることで振動を抑制出来ている。

図14にCVTステップ変速性能比較を示す。モータ制振制御を最適化することで、CVTステップ変速時の変速レスポンスとスムーズネスが向上し、気持ちの良い走りをガソリン車に対しさらに高いレベルで実現した。

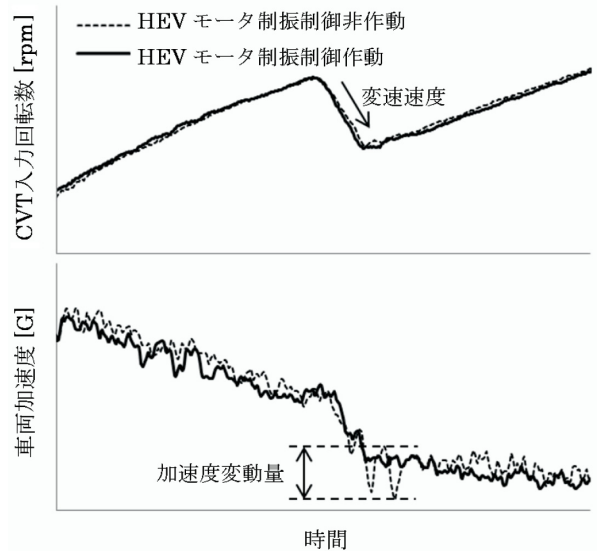


図-13 CVT ステップ変速時の車両加速度（振動）
Fig. 13 Vehicle G in CVT step pulley ratio control

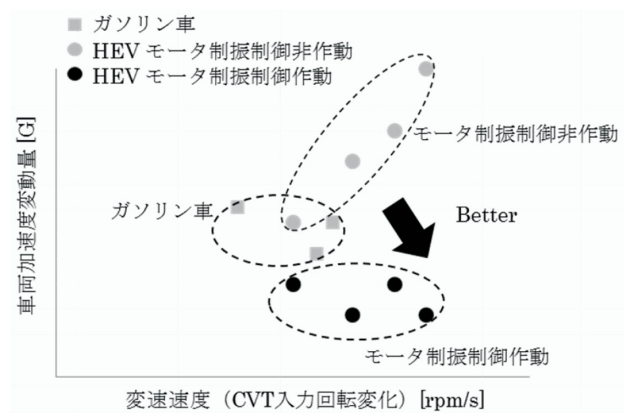


図-14 CVT ステップ変速性能比較
Fig. 14 CVT step pulley ratio control performance

4.3 ラゲッジスペースと4WD対応

ハイブリッドシステム用バッテリーの搭載方法を工夫する

ことで、スペアタイヤを搭載しながらラストレベルのラゲッジスペースを確保しSUVに求められる、広くて使い勝手の良いラゲッジスペースを実現した（図15）。1モータ2クラッチパラレルハイブリッドシステムの利点である同型ガソリン車と同等の拡張性を生かし、メカニカル

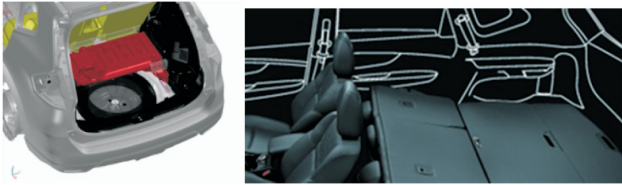


図-15 ラゲッジスペース
Fig. 15 Luggage space



図-16 深雪を走破する X-Trail Hybrid
Fig. 16 X-Trail Hybrid in deep snow

な電制4WDシステムとの組み合わせを設定した。

またX-Trail購買層の半数以上が4WD仕様を選択していることから4WD性能を重視し、同型ガソリン車と同じロック機構付メカニカル電制4WDシステム（ALL-MODE 4×4i）を採用して、同型ガソリン車同等の砂地や深雪での走行性能を確保した（図16）。

5. ま と め

環境性能の向上を目的としてハイブリッド技術の進化を続けてきた。FR車用1モータ2クラッチパラレルハイブリッドシステムで作り上げた利点を生かしながら強化することで、ハイブリッド車らしい高い燃費と動力性能の両立を実現し、広いラゲッジスペースと逞（たくま）しい4WD性能を組み合わせ「タフギヤX-Trail」に相応しいハイブリッド車を実現することが出来た。

最後にX-Trail Hybridの開発、製品化に多大なご協力をいただいた多くの社内外関係者の皆様に、深く感謝申し上げます。

6. 参 考 文 献

- 1) 折田崇一ほか：新型FFハイブリッドシステムの開発、日産技報、No. 74、pp. 27-31（2014）

■ 著 者 ■



新井 龍一



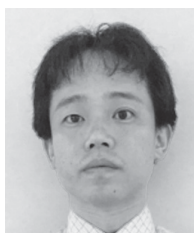
大滝 幸治



折田 崇一



宇根 悟史



伊藤 晋吾



島村 青之



中倉 奈月



福田 光伸

新型ノートの燃費技術開発

Development of New Note Fuel Economy Technology

小林 淳文*
Atsufumi Kobayashi

濱根 将太**
Shouta Hamane

日置 文章**
Fumiaki Hioki

古性 賢也**
Masaya Furushou

久保 進**
Susumu Kubo

吉野谷 大輔***
Daisuke Yoshinoya

抄 録 新型ノートではさらなる燃費向上をめざし、エンジン単体の熱効率向上と車両トータルでのエネルギー損失の低減（電力回生制御の改良、アイドリングストップ機構を改良した停車前アイドリングストップなど）、および走行抵抗の低減を実施することで、同クラスのカソリン車でトップレベルの燃費性能を実現するとともに、平成32年度基準+20%を達成した。これらの主要な採用技術について紹介する。

Summary Development of new Note aimed to achieve even better fuel consumption through the refinement of several technologies, such as thermal efficiency improvement of the engine, reduction of energy loss for the entire vehicle (i.e., modification of battery regeneration control and an idling stop mechanism that activates before the vehicle halts by improving the existing mechanism), and implementation of running resistance reduction. Consequently, new Note achieves top-level gasoline engine fuel consumption in the same class and exceeds fuel economy standard for 2020 by 20%. In this article, we explain the major technologies that were adopted in new Note.

Key words : Power Unit, spray-coated bore, energy regeneration, idling stop, stop & start, S & S

1. はじめに

ガソリン価格の変動や地球環境への影響を懸念する意識の変化から、低燃費車への関心が強まってきている。そうした中、日産自動車では燃費向上・CO₂低減は自動車会社としての責務と捉え、持続可能な自動車社会に貢献できるように、新車開発に限らず既販の車種においても、燃費向上・CO₂低減の開発を行っている。

本稿では、日産ノートのマイナーチェンジ（図1）を対象に行った燃費向上技術開発について述べる。また、今回

の技術開発の結果、2020年（平成32年）燃費基準+20%を達成した。

2. 燃費向上技術

①エンジン単体の熱効率向上と②車両トータルでのエネルギー損失の低減として、パワートレイン制御改善、電力回生制御の改良、既存のアイドリングストップ機構を改良した停車前アイドリングストップの追加などの燃費向上技術を採用した。以下に、主要採用技術を紹介する。

2.1 エンジン単体の熱効率向上（ミラーボアコーティングの採用）

3気筒直噴ダウンサイジング過給エンジンHR12DDRにさらなる改良を加えた。シリンダブロックのボア部に最先端技術であるミラーボアコーティングを採用するとともに、低張力のピストンリングを再設計するなどのフリクション対策により（図2、図3）、従来に対して12%のフリクション低減を実現させた。また、シリンダブロックの放熱性が向上したことでノッキングが抑制され、点火時期のさらなる最適設定が可能になり、熱効率の向上に寄与している。



図-1 マイナーチェンジ後の日産ノート
(X DIS-S シャイニングブルー (2 トーン))
Fig. 1 Minor changed Nissan Note

*パワートレイン性能開発部 **パワートレイン制御開発部 ***Nissan 第一製品開発部



図-2 ミラーボアコーティング採用のシリンダブロック
Fig. 2 Cylinder block with mirror bore coating

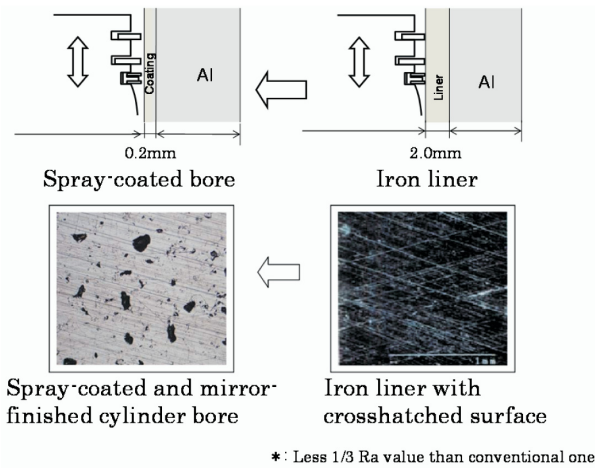


図-3 ミラーボアコーティング採用前後の違い
Fig. 3 Spray-coated and mirror-finished cylinder bore

2.2 パワートレイン制御改善

パワートレインの協調制御の改良による車両トータルでのエネルギー損失の低減も行った。ここでは事例を2つ紹介する。

1つ目は、アクセルオフ時の燃料カット時間の拡大である。燃料噴射状態から燃料カット状態に移行する際、エンジントルクが正から負に転ずるためトルク段差が発生する。このトルク段差による運転性への課題があった。CVT (Continuously Variable Transmission) のプーリ比はエンジンのトルク増幅率を変える役割を担っているため、燃料カット状態に移行する際のトルク段差に起因する運転性がプーリ比により影響を受けている。そこで、既存の燃料カット制御に対してアクセルオフ時の実CVTプーリ比要件を追加することで、燃料カット時のトルク段差による運転性を考慮しつつ、燃料カット時間を拡大することができた。

2つ目は、発進時 (=トルコン領域) のエンジン回転数の上昇を発進時に必要なエネルギーを確保しながら抑制し、損失エネルギーを低減させた。これには発進直後からロックアップ機構を作動させることで機械的にエンジン回転数をコントロールするトルコンロックアップ制御を新規に開発し、既存のエンジンスロットル制御によるエンジン回転数の上昇を抑制することで対応した。

これらの制御の最適化により、発進時の走行性能を満

足させつつ、損失エネルギーが低減された分、燃費の向上を実現した。

2.3 電力回生エネルギーの増大

回生制御は、減速燃料カット中に運動エネルギーを電力としてバッテリーに充電し、その電力 (回生エネルギー) をアイドリングストップ中や通常走行中に使うことで、オルタネータを駆動する負荷を低減し、燃費を向上させる技術である (図4)。

今回、バッテリーの性能を維持しつつ、この回生エネルギーを増大させることで、燃費を向上させた。

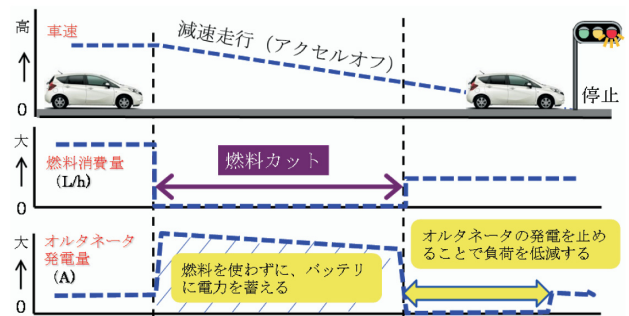


図-4 回生制御
Fig. 4 Regeneration control

回生エネルギーを増大させるために、高効率・高出力オルタネータや充電受入性の高い高性能バッテリーをマイナーチェンジ前より採用してきた。これらのポテンシャルをさらに生かして回生エネルギーを増大させる手段の1つが、回生時のオルタネータ発電電圧を従来より上げることである。但し、バッテリーが満充電状態や高温状態において、単に発電電圧を上げた場合、バッテリー性能の低下を引き起こしてしまう可能性がある。そのため、バッテリー状態に合わせたオルタネータの発電コントロールが必要となる。

そこで、新型ノートでは、バッテリー状態を高精度にモニタできるバッテリーセンサを新たに採用した (図5)。



図-5 バッテリーセンサ
Fig. 5 Battery sensor

このセンサを使用することによりバッテリーへの影響が無いシーンを判定した上で、回生時の発電電圧を従来から上げることができ、回生エネルギーを20%増大させた (図6)。

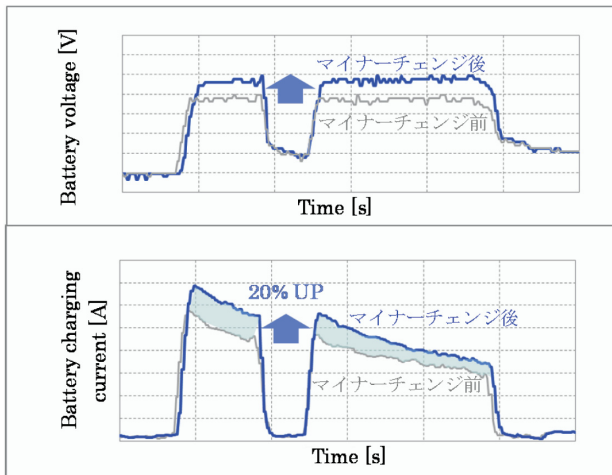


図-6 回生エネルギーの増大
Fig. 6 Increase of regeneration energy

2.4 停車前アイドリングストップ

アイドリングストップによる燃費効果をさらに向上させるため、従来の車両停車後にエンジンを停止する機能に加えて、ブレーキによる減速中に約8km/hでエンジンを止める停車前アイドリングストップを開発した(図7)。

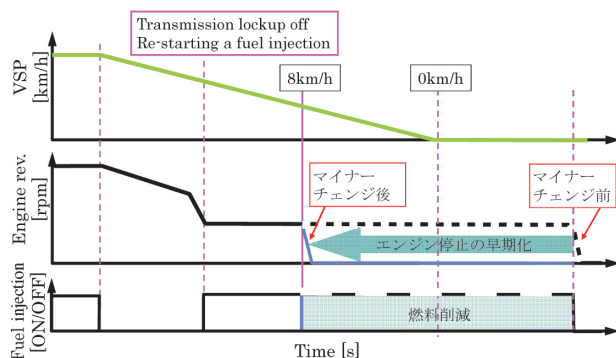


図-7 停車前アイドリングストップ
Fig. 7 Idling stop before vehicle halt

停車前アイドリングストップは走行中にエンジンを停止するため、①交通状況の変化などで運転者の意思が変わって再加速を要求した場合(Change of Mind: 以下CoMと称す)の再加速性能、②走行中にエンジンを再始動させた場合のトルク段差、などに対応する必要がある。これらのトレードオフ性能を高次元でバランスさせるため、ユーザの使用パターンを詳細に分析し、各シーンに応じた制御システム設計を行うことにより、シンプルな構成で運転性を両立した停車前アイドリングストップを開発した。

この中でも特に課題の大きいCoM時のレスポンス性能を主体に解説する。

2.4.1 Change of Mindシーンでの課題

CoMシーンを図8に示す。このCoMシーンにおいて、通常のスタータでは、エンジン回転中にピニオンギヤをリングギヤに飛び込ませようとすると上手くかみ合わないた

め、エンジンが完全に停止するまでクランキングを待つ必要がある。その結果、再始動によるトルク発生までに時間がかかり、運転者の意図に対してレスポンスが遅れることがある。

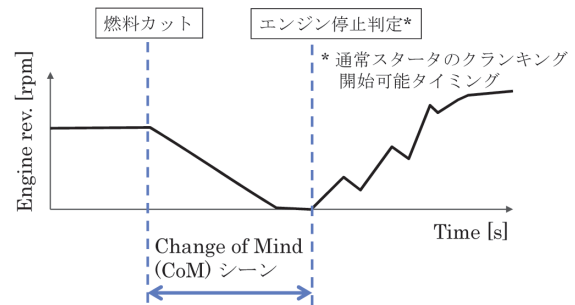


図-8 Change of Mindシーン
Fig. 8 Scene of change of mind

この対応として、ピニオンギヤの飛び込みとスタータモータを独立制御してこの課題をクリアしている例があるが、スタータ駆動回路が複雑になり変更規模が大きくなるため、本システムではハード的に従来スタータと置換が可能なシンプルなシステムの開発を行った。

2.4.2 新開発のCoM対応スタータ

前述の課題を解決するため、①従来のスタータシステムに対してピニオンギヤの面取りを工夫することで、かみ合い性を向上させる、あるいはピニオンバネを新設しかみ合い時の衝撃を吸収させることで、エンジン回転中のピニオンギヤの飛び込みに対する耐久性や静粛性を向上させた(図9)。また、②リングギヤにピニオンギヤが飛び込む際のエンジン回転数を予測する制御を開発し、適切な回転領域でのクランキングを可能とした。

これにより、従来のスタータ回路構成を変えることなく低コストなCoM対応のスタータシステムを実現している。

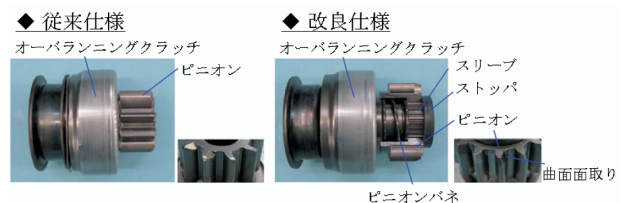


図-9 スタータピニオン構造の改良
Fig. 9 Improvement of starter pinion structure

2.4.3 新開発スタータの付加機能

スタータ作動時の電圧低下による車両電装部品への影響を抑えるため、従来車ではバッテリー~スタータの間に高抵抗回路に切り替え可能なデバイスを設置し、クランキング開始初期に高抵抗回路を用いる例がある。弊社でも採用例があるが、追加デバイスのレイアウト、制御システムの複雑化などの対応が必要となる。これらの対応を回避するため、スタータ本体構造の改良を行った。

一般的な永久磁石とコイルの組み合わせによるモータ構造に対して、永久磁石部分にもコイルを用いるタイプのモータ（図10）を採用した。従来から存在している構造であるが、コイルの総延長が長くなるため、インダクタンスが高く、クランキング開始時の突入電流が小さいことから、電圧低下を小さく抑えられるという特徴がある。

このスタータにより、特別な付加デバイスを追加することなく、車両電装部品への影響を抑えることができた。

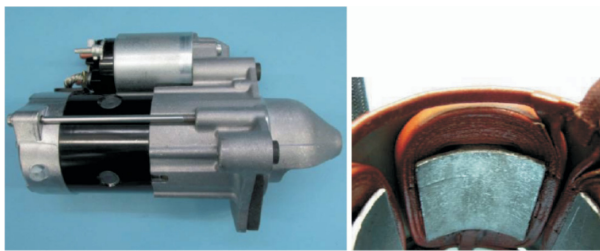


図-10 巻線コイルタイプスタータ
Fig. 10 Starter with winding coil structure

2.4.4 始動時間のさらなる短縮

スタータおよびスタータ駆動制御の改良によるエンジン回転中のピニオンギヤ飛び込みに加えて、さらなる始動時間の短縮を行った。クランキング開始と同時に圧縮行程気筒へ燃料噴射し早期に燃焼トルクを発生させることで、CoMシーンでのレスポンス性能を大幅に向上させた。

ここで、十分な燃焼トルクを得るためにはシリンダ内に空気を充填する必要があるが、アイドルストップ開始直後からCoMシーンに備えて空気を充填しすぎると、シリンダ内の圧縮圧力増大に伴う回転変動が大きくなり、停止時振動が悪化してしまう。

そこで、アイドルストップ開始直後は空気の充填量を抑えながら、最初の燃焼を迎える直前で空気を充填できるよう適切にスロットル制御を行うことで、停止時振動の抑制と再始動時の燃焼トルク確保を両立させた（図11）。

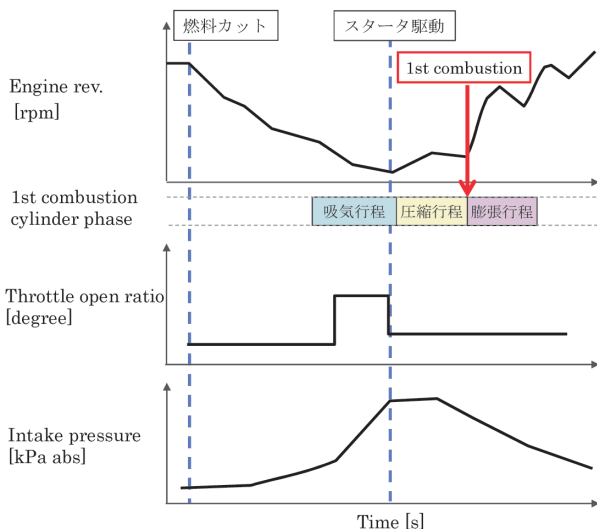


図-11 CoMシーンでの空気量制御
Fig. 11 Air volume control at CoM

以上、これらの技術により、従来に対してCoMシーンでの始動時間を約0.6秒短縮することができた。

3. ま と め

新型ノートでは、エンジンのミラーボアコーティングの採用によるエンジン単体の熱効率の向上（2.1項）、パワートレイン制御改善（2.2項）、電力回生制御の改良（2.3項）や既存のアイドルストップ機構を改良した停車前アイドルストップの追加（2.4項）などによる車両トータルのエネルギー損失の低減を行った。これら燃費向上技術に加え、空力改善パーツ採用による空力性能の向上（ C_d 値 0.30 → 0.29）や生産設備の変更によるハブベアリングの引きずりトルクの低減（従来比10%減）などにより、国内JC08モード燃費において26.2km/L（慣性重量1250kgの場合）に到達し、平成32年度基準+20%を達成するとともに、同クラスのガソリン車（ハイブリッド車除く）でトップレベルの燃費性能を達成した（図12）。

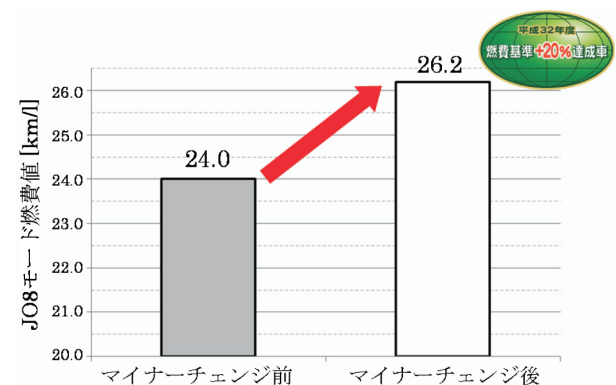


図-12 JC08モード燃費比較
Fig. 12 Comparison of JC08 mode fuel economy

4. 謝 辞

最後に新型ノートの開発ではR&D部門の皆様は勿論のこと、工場、サービス、営業部門などのR&D以外の方々、関連サプライヤの皆様にも大変お世話になり、無事に発売を迎えることができました。この場を借りて、心より感謝申し上げます。

5. 参 考 文 献

- 1) 古性賢也ほか：アイドルストップ技術の紹介、日産技報、No. 68、pp. 60-64（2011）
- 2) 持田浩明ほか：低フリクション高熱伝達の為のミラーボアコーティング技術開発、自動車技術会学術講演会前刷集、No. 136-14、pp. 1-6（2014）

■著者■



小林 淳文



濱根 将太



日置 文章



古性 賢也



久保 進



吉野谷 大輔

シートヒータの使用による暖房エネルギー削減効果の検討

Effects of Heated Seats on Heater Energy Consumption in Vehicles

大井 元*
Hajime Oi

抄 録 参加者による評価実験を実施し、シートヒータが寒冷時の温熱快適性向上に効果があること、シートヒータ（表面温度37℃）を使用すると室温を3℃下げても快適を維持できることを確認した。更に、この結果を基に車両トータルの必要暖房エネルギーを算出し、シートヒータの使用が暖房エネルギーの削減に有効であることを示した。

Summary We conducted subjective experiments to investigate the effects of heated seats. The experimental conditions were designed as a combination of room operative temperature (10/20℃) and heated seat (ON/OFF). Heated seats were effective in improving occupants' thermal comfort in cool environments. The room operative temperature at which the occupants felt a "neutral" overall thermal sensation was reduced by 3℃ by using the heated seat, the surface temperature of which was 37℃. Moreover, the heater energy consumption in the vehicle was calculated by a heat balance model. Heated seats can reduce the total heater energy consumption of vehicles. Consequently, heated seats can extend the driving range of electric vehicles when the heater system is operated.

Key words : Air Conditioning, heater, fuel economy, heated seat, thermal comfort, energy consumption

1. はじめに

地球温暖化に代表される環境問題への対策として、EV（電気自動車）が注目されている。EVはエンジンを持たないため、走行中にCO₂などの温室効果ガスを排出しない。一方、エンジンからの排熱が得られないため、暖房に必要なエネルギーは走行に使用するバッテリーでまかなう必要がある。そのためEVで暖房を使用すると航続距離（一充電で走行可能な距離）が減少してしまう¹⁾。また近年では、従

来の内燃機関車でも燃費の向上に伴い、暖房に必要な排熱が十分得られなくなっている。これらの背景により、自動車暖房の省エネルギー化が求められている。

本課題の改善策として、伝導により直接乗員を暖めることができるシートヒータに着目した。伝導は他の伝熱形態に比べ熱伝達効率が高いため（図1）、少ないエネルギーで効率的に乗員を暖めることができると考えられる。そこで、参加者による評価実験とシミュレーション結果を基に、シートヒータの暖房エネルギー削減効果について検討を行った。

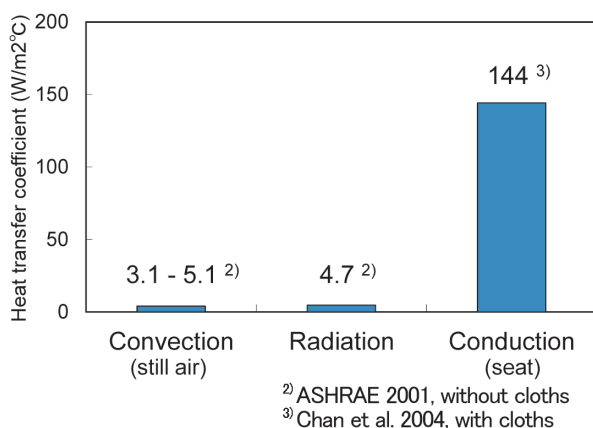


図-1 熱伝達率の比較
Fig. 1 Comparison of heat transfer coefficient

2. 実験・計算方法

2.1 実験参加者

実験参加者は健康な男子大学生8名とした。すべての実験参加者には事前に実験内容を説明し、参加の同意を書面で得た。実験は九州大学大学院、芸術工学研究院、実験倫理委員会の承認を得て実施した。

実験参加者の年齢、身長、体重、体脂肪率の平均値（及び標準偏差）はそれぞれ、年齢：22.1（1.0）歳、身長：168.9（1.9）cm、体重：61.7（8.7）kg、体脂肪率：19.0（4.7）%であった。実験参加者には実験前日から飲酒と過度な運動を控え、実験開始2時間前から飲食と喫煙を控えるよう

*内外装技術開発部

指示した。

実験時における参加者の着衣は、半袖Tシャツ・長袖シャツ・ジャケット（作業着）・トランクス・ズボン・靴下・靴とし、すべての着衣を実験実施者が準備した。サーマルマネキンで測定した着衣量（着衣の平均熱抵抗）は1.0clo（0.155 m²C/W）であった。

2.2 実験条件

実験は九州大学の環境適応研究実験施設の2室にて実施した。1室は前室、もう1室は実験室として使用した。前室は、空気温度＝放射温度＝作用温度^{注1)}＝25℃、相対湿度＝50%、風速<0.1m/sに、実験室は、空気温度＝放射温度＝作用温度^{注1)}＝10 or 20℃、相対湿度＝50%、風速<0.1m/sに設定した。以下では実験室の作用温度（＝空気温度＝放射温度）を「室温」と表記する。

実験装置の概要を図2に示す。シートのトリムカバー（革製）とパッド（ウレタン製）の間にシリコンラバーヒータを設置し、シートヒータとした。ヒータは実験参加者とシートが接触するエリアに設置した。ヒータの面積は背面：0.080m²、座面：0.144m²であった。

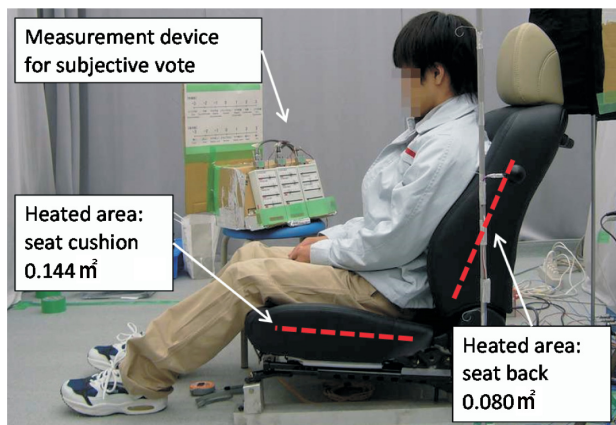


図-2 実験装置の概要
Fig. 2 Experimental equipment

実験条件は室温2水準（10/20℃）とシートヒータON/OFFの組み合わせ計4条件とし、すべての実験参加者がすべての実験条件を実施した。

実験参加者は前室で40分以上椅座安静状態を保った後、実験室に移動しシートに着座した。実験はシート着座後30分間実施した。シートヒータON条件では、実験開始前にあらかじめ加温部位のシート表面温度を37℃に加温しておき、参加者の着座後も37℃一定となるよう制御した。

2.3 測定項目

測定項目はシートヒータの消費電力、及び実験参加者の皮膚温、主観申告とした。

皮膚温は計16点をサーミスタで測定した。そのうちシー

トと接触しない9点及びシート接触する4点の皮膚温を用いて平均皮膚温を算出した。平均皮膚温Tsk（℃）はHardy & DuBoisの7点法⁴⁾を基に、シート接触部の皮膚温を組み込んだ次式により算出した（式中の部位名称は該当部位の皮膚温を表す）。

$$Tsk = \{7(\text{前額}) + 8.75(\text{胸+腹}) + 14(\text{前腕}) + 5(\text{手背}) + 9.5(\text{大腿前部}) + 6.5(\text{下腿前部+下腿後部}) + 7(\text{足背}) + 6.75(\text{背上部+背下部+臀部+大腿後部})\} / 100$$

主観申告は全身温冷感及び全身快適感をシート着座から実験終了まで、5分ごとに測定した。温冷感の測定には、-3：寒い、-2：涼しい、-1：やや涼しい、0：中立、+1：やや暖かい、+2：暖かい、+3：暑い7段階スケールを用い、快適感の測定には、-3：とても不快、-2：不快、-1：やや不快、0：中立、+1：やや快適、+2：快適、+3：とても快適の7段階スケールを用いた。実験参加者にはポイント間の途中申告も許可し、申告値は0.25ポイント単位で読み取った。

2.4 解析方法

定常状態について検討するため、各測定値がほぼ一定となった実験の最後5分間（シート着座後25～30分）の平均値を解析対象とした。統計解析には反復測定二元配置分散分析と多重比較を用いた。分散分析においてMauchlyの球形検定が有意なときは、Greenhouse-Geisserのε修正による検定を適用した。シートヒータON/OFF差の多重比較には、Bonferroniの補正法によるt検定を用いた。統計的有意差の判定は危険率0.05以下のときに有意と判断した。

2.5 HVAC必要エネルギーの計算方法

定常状態において車室内の作用温度T_o（℃）を一定に保つためのHVAC（空調装置）の必要エネルギーQ（W）の計算式として式（6）を提案する。

実環境における車室内は実験室とは異なり、車室内温度と外気温の差により生じる放射の影響が無視できない。車室内が同じ空気温度であっても、外気温が低くなれば車室内の内表面温度が低下し、乗員は冷放射のためより寒く感じる。そこで、放射の影響を考慮するため、HVACの必要エネルギーの計算に作用温度^{注1)}を用いた。暖房時のように乗員に対する風速が低い条件では、作用温度は車室内温熱環境の評価指標として用いられる等価温度（ISO 14505-2⁵⁾）と一致し、体感温度として使用できる。

計算に用いた伝熱モデルを図3に示す。本モデルでは日射は0とし、プロアファン消費エネルギー及び人体発熱量は無視した。

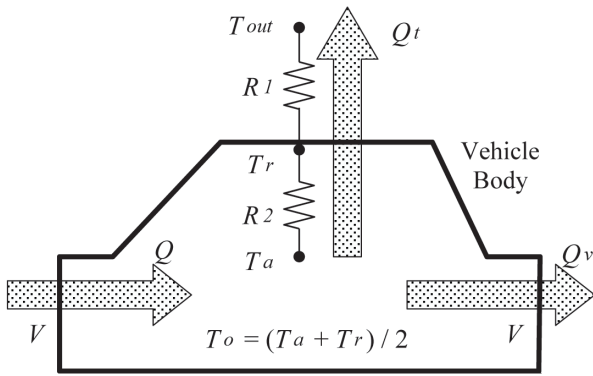


図-3 HVAC 必要暖房エネルギーの計算モデル
Fig. 3 Model for calculating HVAC energy consumption

- Q(W) : HVAC の必要エネルギー
- Q_t(W) : 車体を通しての熱損失
- Q_v(W) : 換気による熱損失
- COP(N.D.) : HVAC の成績係数
- T_a(°C) : 車室内の平均空気温度
- T_r(°C) : 車室内の平均放射温度
- T_o(°C) : 車室内の平均作用温度
- T_{out}(°C) : 外気温
- R₁(°C/W) : 外気と車体内表面の間の熱抵抗
- R₂(°C/W) : 車体内表面と車室内空気との間の熱抵抗
- V(m³/s) : 吹き出し風量 (= 換気風量)
- ρ(kg/m³) : 空気密度
- C_p(J/kg°C) : 空気の定圧比熱

定常状態における HVAC の必要エネルギー Q(W) は COP (N.D.)^{注2)} を用いて式(1)で表される。

$$Q = (Q_t + Q_v) / COP \quad \dots (1)$$

車体を通しての熱損失 Q_t(W) は式(2)で表される。

$$Q_t = (T_a - T_{out}) / (R_1 + R_2) \quad \dots (2)$$

換気による熱損失 Q_v(W) は式(3)で表される。

$$Q_v = V \cdot \rho \cdot C_p (T_a - T_{out}) \quad \dots (3)$$

暖房安定時には乗員に対する風速は低くなるため、作用温度 T_o(°C) は式(4)で計算した^{注1)}。

$$T_o = (T_a + T_r) / 2 \quad \dots (4)$$

平均放射温度 T_r(°C) は車室内の平均内表面温度に等しいので式(5)で表される。

$$T_r = T_a - Q_t \cdot R_2 \quad \dots (5)$$

以上の式(1)~(5)から T_a、T_r、Q_t、Q_v を消去すると、定常状態において車室内の作用温度を一定に保つための HVAC 必要エネルギー Q(W) の計算式として、式(6)が得られる。

$$Q = \{2 (T_o - T_{out}) (R_1 + R_2) [1 / (R_1 + R_2) + V \cdot \rho \cdot C_p] / (2 \cdot R_1 + R_2)\} / COP \quad \dots (6)$$

車両走行時における R₁・R₂ の値は、藤田⁶⁾、Jung ら⁷⁾ の計測結果をもとにそれぞれ 0.011・0.008°C/W とした。空気密度 ρ、空気の定圧比熱 C_p はそれぞれ 1.2kg/m³、1006J/kg°C とした。

注1) 作用温度：体感温度指標のひとつで、空気温度と放射温度を対流熱伝達率と放射熱伝達率で重み付け平均したものと表される。空気温度と放射温度が等しい条件では、作用温度は空気温度・放射温度と等しくなる。また、低風速時には対流熱伝達率と放射熱伝達率がほぼ等しいため（図1参照）、作用温度は空気温度と放射温度の単純平均で近似できる。

注2) COP (成績係数)：投入エネルギーに対する出力熱量の比率で空調機の効率を表す。一般的なヒータ (PTC ヒータなど) は基本的に COP = 1.0 (投入エネルギー = 出力熱量) であるが、ヒートポンプ式暖房は外気から熱を取り込むため COP は 1.0 を超える (投入エネルギー < 出力熱量)。

3. 結果

室温 10°C、20°C の条件とも、シートヒータの使用により平均皮膚温が有意に上昇した。室温 20°C におけるシートヒータ OFF 条件の平均皮膚温は 33.5°C であった。

全身温冷感の計測結果を図4に示す。分散分析の結果、シートヒータの ON/OFF に有意な主効果が認められ、シートヒータ ON 条件において全身温冷感が有意に上昇した。

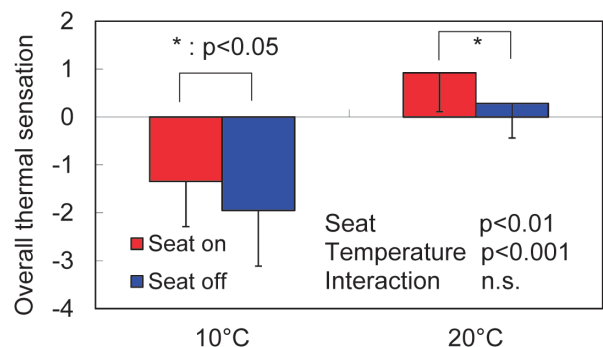


図-4 各実験条件における全身温冷感
Fig. 4 Overall thermal sensation in each condition
(Values are mean with S.D.)

室温10℃においてシートヒータOFF条件の全身温冷感
は約-2（涼しい）であったのに対し、シートヒータON
条件では約0.6ポイント全身温冷感が上昇した。室温20℃
では、シートヒータOFF条件の全身温冷感
は0（中立）付近であったのに対し、シートヒータON
条件では約0.6ポイント全身温冷感が上昇した。

全身快適感の計測結果を図5に示す。分散分析の結果、
室温とシートヒータON/OFFの交互作用に有意な効果が
認められ、室温10℃においてシートヒータON条件の全身
快適感が1.0ポイント以上有意に上昇した。一方、室温
20℃ではシートヒータON/OFF間の全身快適感に有意差
は認められなかった。室温20℃では、シートヒータOFF
条件における全身快適感
は0(中立)より大きな値となった。

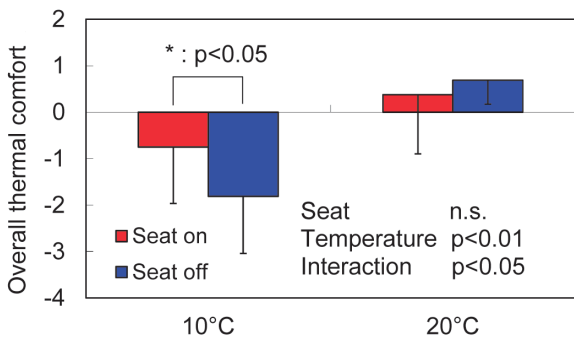


図-5 各実験条件における全身快適感
Fig. 5 Overall thermal comfort in each condition
(Values are mean with S.D.)

実験参加者が全身温冷感を中立と感じる時の室内作
用温度（以下、中立作用温度と呼ぶ）を、実験結果の線
形補完により推定した。その結果を図6に示す。中立作用
温度は、シートヒータOFF条件で19℃、シートヒータON
条件で16℃であった。

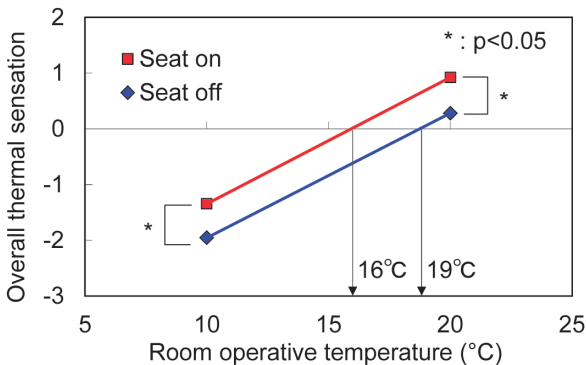


図-6 中立作用温度
Fig. 6 Calculated neutral operative temperature

定常時において、乗員の全身温冷感を中立に保つのに
必要な車両トータルの必要暖房エネルギーを計算した。車室
内を中立作用温度に維持するのに必要なHVACの必要暖
房エネルギーを式(6)により算出し、シートヒータを使用す

る条件ではその必要エネルギーを加算した。HVACの必要
暖房エネルギーは、COP = 1.0（熱量ベース・PTCヒータな
どの使用を想定）or 2.0（ヒートポンプ暖房の使用を想定）、
 $T_{out} = 0^\circ\text{C}$ 、 $V = 0.05\text{m}^3/\text{s}$ で算出し、シートヒータは2脚
使用する前提とした。安定時のシートヒータ消費電力は室
温によらず9～11Wであったので、シートヒータの必要エ
ネルギーは2脚で20Wとした。

$$\begin{aligned} \text{シートヒータOFF条件における必要暖房エネルギー} \\ = \text{HVACの必要暖房エネルギー} (T_o = 19^\circ\text{C}) \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{シートヒータON条件における必要暖房エネルギー} \\ = \text{HVACの必要暖房エネルギー} (T_o = 16^\circ\text{C}) \text{ W} + 20\text{W} \end{aligned}$$

計算結果を図7に示す。車室内の作用温度を19℃/16℃
に保つのに必要なHVACの必要暖房エネルギーは、COP =
1.0で2719W/2290W、COP = 2.0で1360W/1145Wであ
った。シートヒータOFF/ON条件において乗員の温冷感を中
立に保つのに必要な車両トータルの必要暖房エネルギーは、
COP = 1.0で2719W/2310W、COP = 2.0で1360W/1165W
であった。

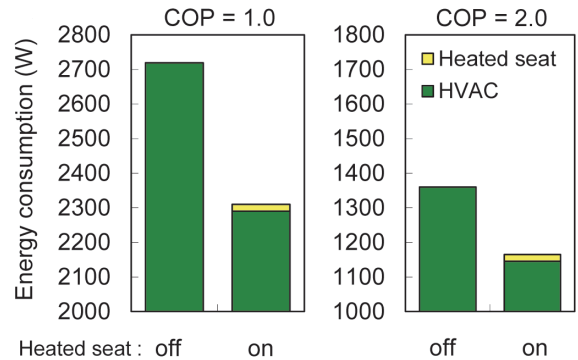


図-7 車両トータルの必要暖房エネルギー
Fig. 7 Calculated required heater energy consumption
($T_{out} = 0^\circ\text{C}$, $V = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}$)

4. 考 察

4.1 シートヒータが快適性に及ぼす効果

室温10℃ではシートヒータの使用により、平均皮膚温
が上昇すると共に、全身温冷感が約0.6ポイント、全身快
適感
は1.0ポイント以上上昇した。シートヒータは寒冷環
境において、実験参加者の温冷感・快適感を向上させる
有効なデバイスである。

一方、室温20℃ではシートヒータの使用により平均皮
膚温・全身温冷感
は上昇したものの、全身快適感
は向上しなかった。Zhangら⁸⁾は、室温が21.7℃のときはシート
の冷却も加温も必要ないと報告している。この温度は本報
の実験条件である20℃に非常に近い。本報では室温20℃

でシートヒータを使用しないときの全身温冷感 θ は0（中立）をやや超えた値であり、このときの平均皮膚温度は33.5℃であった。これは快適時の平均皮膚温といわれる33～34℃⁹⁾の範囲内にある。これらの結果は室温20℃ではシートヒータを使用しない環境が適しており、シートヒータの使用は実験参加者を暑くて不快にさせる方向に導くことを示している。筆者らがシートヒータ加温初期の非定常状態を対象として行った実験¹⁰⁾でも、室温20℃以上では快適感 θ は向上しなかった。これらの結果を合わせて考えると、室温20℃以上の環境ではシートヒータは必要ない。

4.2 シートヒータが中立作用温度に及ぼす効果

本報では実験結果の線形補完により中立作用温度を推定した。予想平均温冷感申告指標（PMV）¹¹⁾によれば、風速、相対湿度、着衣量、代謝量が一定のとき、全身温冷感 θ は作用温度の一次式で近似できる。また筆者らが行った実車実験¹²⁾（空気温度と作用温度が線形となる条件で実施）でも、シートヒータON/OFFのそれぞれの条件において全身温冷感 θ が作用温度の一次式でほぼ近似できることを確認している。したがって作用温度と全身温冷感 θ の関係から、線形補完により中立作用温度を予測することは妥当と判断できる。

本報の実験ではシートヒータを使用することで、中立作用温度が19℃から16℃に3℃低下することが確認された。一方、類似の実験においてBrooksら¹³⁾は約5℃低下することを、Zhangら⁸⁾は5.5℃低下することを報告している。これらの実験における中立作用温度の低下幅は、本報における結果（3℃）より大きい。この差はシート表面温度の違いから生じたと推測される。例えばBrooksら¹³⁾の実験では、室温10℃でシートヒータを使用しないときの全身温冷感 θ は、本報における実験結果とほぼ同じ-2（涼しい）であった。これに対し、室温10℃でシートヒータを使用したときの全身温冷感 θ は0（中立）を超えており、本報における実験結果（涼しいとやや涼しいの間）に比べかなり高い。この結果は、Brooksら¹³⁾の実験ではシート表面温度が本報における実験（37℃）より高かったことを示唆している。以上の考察から、表面温度37℃のシートヒータは中立作用温度を3℃下げることができ、シート表面温度によっては中立作用温度を更に低下させることができると考えられる。

4.3 シートヒータが必要暖房エネルギーに及ぼす効果

シートヒータの使用によりHVACの必要暖房エネルギー及び車両トータルでの必要暖房エネルギーを削減できることを確認した。本報の計算条件では、COP = 1.0で2719 - 2310 = 409W、COP = 2.0で1360 - 1165 = 195Wの必要暖房エネルギーを車両トータルで削減可能なことを示した。

この結果は、シートヒータが暖房使用時のEVの航続距離

改善にも効果があることを示している。EVが走行（暖房以外）に必要な電力を4000Wと仮定すれば、本報の結果は6.5%（COP = 1.0）、3.8%（COP = 2.0）の航続距離改善に相当する。

前述のとおり、Brooksら¹³⁾、Zhangら⁸⁾は本報より大きなシートヒータの効果を報告している。彼らの結果に基づけば、更に大きな暖房の省エネ効果、EVの航続距離改善効果も期待できる。

5. 結 論

- (1) シートヒータは、寒冷環境における乗員の温熱快適性向上に効果がある。一方、室温（作用温度）20℃以上の環境ではシートヒータは必要ない。
- (2) シートヒータを使用することで、中立作用温度（実験参加者が全身温冷感 θ を中立と感じる温度）を低下させることができる。中立作用温度は、シートヒータ（表面温度37℃）の使用により3℃低下した。
- (3) シートヒータの使用は、車両トータルでの必要暖房エネルギーの削減、暖房使用時のEVの航続距離改善に効果がある。

6. 謝 辞

実験の実施にあたり、九州大学名誉教授 柝原裕氏（当時九州大学教授）及び柝原研究室の皆様の協力を得ました。実験に協力いただいた実験参加者の皆様にも感謝いたします。

7. 参 考 文 献

- 1) 中根重治ほか：電気自動車における空調システム、自動車技術、Vol. 64、No. 4、pp. 35-40（2010）
- 2) ASHRAE Handbook of Fundamentals, Chapter 8 Thermal Comfort. Atlanta, American Society of Heating, Atlanta, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers Inc. (2001)
- 3) E. C. Chan et al. : Mechanical - Thermal Simulation of Passenger - Loaded Vehicle Seat in Severe Winter Conditions, SAE Paper No. 2004-01-1507（2004）
- 4) J. D. Hardy et al. : The Technique of Measuring Radiation and Convection, Journal of Nutrition 15, pp. 461-475（1938）
- 5) ISO 14505-2: Ergonomics of the thermal environment -Evaluation of thermal environments in vehicles - Part 2: Determination of equivalent temperature, Geneva, International Standard Organization（2006）
- 6) 藤田明浩：車室内空調熱負荷の検討—空調熱負荷の実

- 車測定と非定常熱負荷の検討、自動車技術会学術講演会前刷集 No. 68-05、pp. 1-4 (2005)
- 7) M. Jung et al. : Interior Heating for Hybrid and Electric Vehicles, ATZ 113, pp. 36-40 (2011)
- 8) Y. Zhang et al. : The influence of heated or cooled seats on the acceptable ambient temperature range, Ergonomics, Vol. 50, No. 4, pp. 586-600 (2007)
- 9) B. W. Olesen et al. : The skin temperature distribution for resting man in comfort, Archives des sciences physiologiques, Vol. 27, No. 4, pp. 385-393 (1973)
- 10) H. Oi et al. : Effects of heated seats in vehicles on thermal comfort during the initial warm-up period, Applied Ergonomics, Vol. 43, No. 2, pp. 360-367 (2012)
- 11) ISO 7730: Moderate thermal environments - Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, Geneva, International Standard Organization (1994)
- 12) 小宮哲ほか：ライフ・オン・ボードにおける省電費技術、日産技報、No. 69-70、pp. 101-105 (2012)
- 13) J. E. Brooks et al. : An ergonomics investigation into human thermal comfort using an automobile seat heated with encapsulated carbonized fabric, Ergonomics, Vol. 42, No. 5, pp. 661-673 (1999)

■ 著 者 ■



大 井 元

特許紹介

当社の登録特許のうち、重要課題をブレークスルーすることにより会社への大きな貢献をもたらした特許を紹介する。

(※発明者の所属は2015年9月現在)

1. 乾式クラッチ (図1)

出願：2009年11月25日 特願2009-266958号

登録：2013年11月29日 特許第5418173号

名称：乾式クラッチ

発明者：エンジン&トランスミッション技術開発部 桑原 卓
エンジン&トランスミッション技術開発部 石井 繁

【発明の狙い・効果】

モータカバー内に形成されたシリンダを移動する第1ピストンと、この第1ピストンに対しベアリングを介して支持された第2ピストンとを備え、第1ピストンの移動により第2ピストンを作動させて乾式クラッチを締結する構造を取った場合、ベアリングに磨耗防止のため潤滑油を供給すると、乾式クラッチ側にも潤滑油が流入してしまうことになる。このため、潤滑油の供給が不要な大型タイプのベアリングを用いなければならないという問題があった。

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、ベアリングの大型化を招くことがない乾式クラッチを提供することを目的とする。

【発明の構成】

本発明の乾式クラッチは、第1回転体と接続された第2ピストンを第2回転体に接続されたクラッチプレートに押圧することで、第1回転体の回転を第2回転体に伝達するものである。この構造において、非回転の第1ピストンの押圧力を、ベアリングを介して第2ピストンに伝達することで、第2ピストンが押圧されてクラッチが接続される。

ここで、ベアリングに潤滑油を供給する際、供給された潤滑油がクラッチプレート側に流入しないように、ベアリングとクラッチプレートとの間に遮蔽部材を設ける。

【活用状況】

エクストレイルのハイブリッド車に採用している。

【発明者の想い】

「既に発売しているFR車両用ハイブリッド技術を、FF車両に展開する」

言葉にすると1行程度で書ける程度の事なのですが、これを実際に行うにあたっては、多大な苦勞がありました。

ご存じの通りFR車両は、エンジンルームからフロア下までの空間に駆動機構をレイアウトするのですが、FF車両はエンジンと変速機を横置きに設置しているため、全ての駆動機構をエンジンルーム内に入れ込む必要があります。概略計算上、FF車両用のハイブリッドユニット（モータ及びクラッチ機構）は、FR車両のそれと比較して30～40%近く全長を短縮しないと車両に搭載出来ないことが分かり、それを知った当初は「果たしてそのようなコンパクトな設計が出来るのだろうか」と、恐怖にも似た感情を抱いたことを覚えています。

このような環境下で、いくつものスタディを検討した結果生み出された構造における代表技術が、この特許となります。一見、シンプルな構造に見えますが、軸支持とクラッチ締結力支持を両立させるべく、様々なアイデアを狭い空間に詰め込んでおります。

最後に、本開発にご協力頂いた皆様に、この場を借りて感謝申し上げます。本当に、有難うございました。

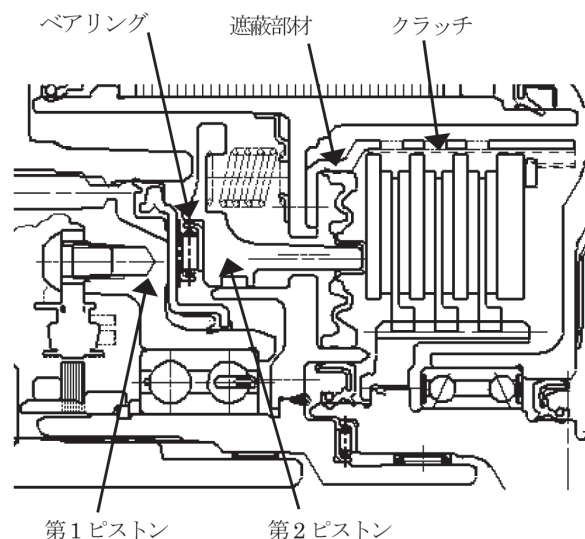


図1 FF車両用ハイブリッドユニットの概略図

2. ふらつき警報 (図2、図3)

出願：2009年2月23日 特願2009-39631号
 登録：2013年5月17日 特許第5267203号
 名称：運転状態判定装置及び運転状態判定方法
 発明者：モビリティ・サービス研究所 近藤 崇之
 エンジニアリングシステム部 山村 智弘
 実験試作部 佐藤 一人
 実験試作部 橋口 博文
 実験試作部 小島 正親
 コネクテッドカー&サービス開発部 久家 伸友

【発明の狙い・効果】

ドライバのハンドル操作からドライバの注意力が低下していると判断したときに、表示・警報などによりドライバに注意や休憩を促す技術が知られている。

ドライバの注意力が低下していると判断するためには、普段のドライバのハンドル操作特性を記憶・学習しておく、この学習したハンドル操作特性と、現在（直近）のハンドル操作とを比較する必要がある。

本発明では、実用可能となる普段のハンドル操作特性の学習時間を短くすることを狙いとした。

【発明の構成】

ドライバの過去のハンドル操作に基づいて滑らかに操舵した場合の予測操舵角と、実際の操舵角との差である予測誤差を分布化し、この予測誤差分布と、あらかじめ設定した基準となる予測誤差分布に基づいて、ドライバごとの運転特性モデルを取得・学習する。

この学習したドライバごとの運転特性モデルと、現在（直近）の予測誤差分布とに基づいて、現在のハンドル操作が普段のハンドル操作特性と異なるか否かを判定するようにした。

【活用状況】

エクストレイル、セレナなどに採用されている。

【発明者の想い】

交通事故の要因はドライバの過失が多くの割合を占め、特に不注意運転がひとつの社会問題となっています。本発明は、ドライバの運転への注意力が低下している場合に注意を促す「ふらつき警報」に関するものです。

ふらつき警報は、「ドライバの普段のハンドル操作特性」と、「現在のハンドル操作特性」を比較し、普段の運転と異なる運転（≒不注意運転）を検出した際に、ドライバに注意を促します。ハンドルの操作特性は人により様々であり、評価基準となる「普段のハンドル操作特性」を見極めることが肝要になります。運転開始直後から、ドライバの

「普段のハンドル特性」を見極めるための学習を行います。一般的に学習時間と学習精度はトレードオフの関係にあり、システムの実現にはこの両者を両立させることが必要でした。そこで、短い学習時間で高い学習精度を得られるように、モデルを使った特性の推定やノイズの多い場面で学習をしないような工夫をしたのが、本発明になります。

本技術が活用されている「ふらつき警報」は、エクストレイルやセレナを始め、日米欧で販売されている車種に幅広く採用されています。「ふらつき警報」が注意喚起を行い、安全運転への気づきを与えることで、多くのお客様の安全運転につながることを期待します。

最後にこのアイデアを着想するまで走行実験を繰り返し、実験参加者や現場の方々に多大な協力を頂きました。この場を借りて感謝の意を表します。また、この技術の商品化に携わって頂いたすべてのみなさまに感謝いたします。

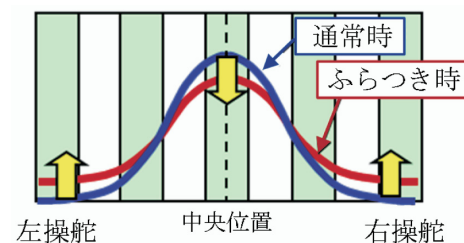


図2 判定概念図



図3 実車表示例

3. ラジエータホースの固定構造 (図4)

出願：2006年4月17日 特願2006-113110号

登録：2011年2月25日 特許第4687544号

名称：配管固定構造

発明者：ブランド推進部 松島辰太郎

Nissan 第二製品開発部 石黒 洋

【発明の狙い・効果】

ラジエータホースの途中部位をラジエータコアサポートに固定すると、エンジン振動がラジエータホースを介して車体へ伝達されてしまう。一方、エンジン振動の車体への伝達を抑制するために、ブッシュなどの弾性体を介してラジエータホースを車体に固定すると、弾性体を新設する分がコスト高となる。

本発明は、弾性体を新設することなく、ラジエータホースから車体へ伝達されるエンジン振動を抑制できるようにした。

【発明の構成】

エンジンとラジエータとをつなぐラジエータホースがエンジン側とラジエータ側とに分割され、エンジン側のホースとラジエータ側のホースとは接続部材を介して互いに接続されている。

そして、この接続部材を、弾性ブッシュを介して車体にマウントされたサスペンションメンバへ固定することで、弾性体を新設することなく、ラジエータホースから車体へ伝達されるエンジン振動を抑制できた。

【活用状況】

エクストレイルのディーゼル車に採用している。

【発明者の想い】

ここでは、ラジエータとエンジンの冷却水流出側とをつなぐホースをラジエータホースアップ、ラジエータとエンジン冷却水流入側とをつなぐホースをラジエータホースロアと呼んでいます (図4参照)。特にエンジンルーム下方からの作業となるラジエータホースロアについては、組み付け作業のスペースが取れず (見えない、手が入らない)、成立が困難でした。そこで、接続部材を用いることで、作業性の改善には目途が立ちます (見える、手が入る位置に作業部位を延長)。しかし、接続部材をどのように固定するか、という新たな問題が発生します。というのも、通常ラジエータホースは、それ自体の長さでエンジン振動を吸収しています。そのホース自体を接続部材で分断し、どこかに固定することは、エンジン振動を車体に伝えてしまうことになりかねません。かといって、接続部材の固定構造に振動吸収構造を入れると、構造が複雑になり、コストが

上がり、更にはその接続部材自体の組み付け作業性も悪化します。その解決策が、車体に弾性支持されている、サスペンションメンバへの固定です。このブレイクスルーによって、組み付け作業性の改善だけでなく、コストを抑制し、性能の悪化も防ぐことに成功しました。

普段お客様の目には届かないエンジンルームの、更にはラジエータホースというあまり知られていない部品ではありますが、こういった苦労や技術、思いが詰まった部品として見ていただければ幸いです。

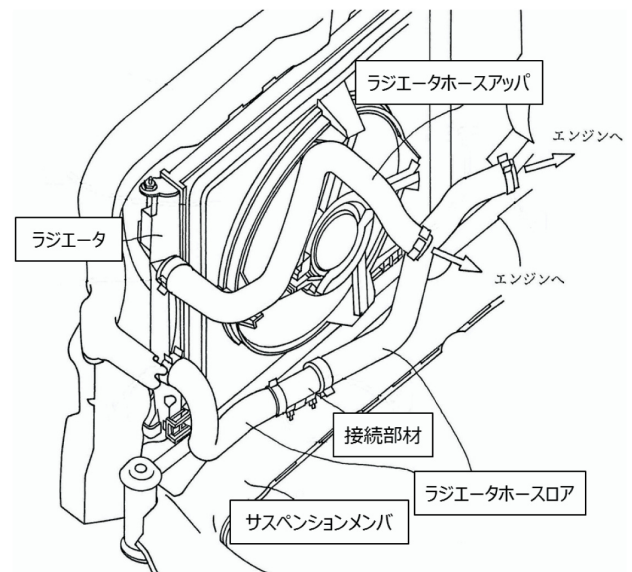


図4 ラジエータホースロアの配設

4. 車両用表示装置 (図5、図6)

出願：2001年6月6日 特願2001-171444号

登録：2010年9月10日 特許第4581294号

名称：車両用表示装置

発明者：退職者 齋藤 浩

【発明の狙い・効果】

車両に搭載したカメラによって撮像した画像に対して、車両の上方から見たように視点変換を行って俯瞰(ふかん)画像を表示すると、カメラの撮像範囲に映り込む自車両によって、表示画像に死角領域が生じてしまう。

本発明では、表示画像で死角となってしまう領域を画像として表示することで、直接視やミラーによる間接視によって注意を払う必要があることを喚起するようにした。

【発明の構成】

カメラで撮像した画像に対して、車両の上方から見たように視点変換を行って俯瞰画像を作成する。

この俯瞰画像に対して、自車両を示す自車両マーク画像と、自車両によって生じる死角領域を示す画像とを、俯瞰画像に重ね合わせて表示するようにした。

【活用状況】

エクストレイルをはじめ、軽自動車、コンパクトカー、セダン、ミニバン、SUVといった幅広いクラスのアラウンドビューモニター搭載車種にて採用されている。

【発明者の想い】

アラウンドビューモニターは多くの車種に搭載され、お客様に多くのご支持をいただくとともに、多数のメーカーが追隨して商品化してきております。このようなアラウンドビューモニターを支える技術の一つである画像変換技術(視点変換・画像合成)の開発に携わった一人として、エンジニア冥利を感じます。

キーになる視点変換技術の誕生は、1980年代後半に遡ります。当時、私は画像処理技術を用いた周囲環境認識の基礎研究を行っていました。そのとき、別チームで開発中であったナビゲーションの地図表示に用いるバードビュー表示の視点変換技術に注目しました。この視点変換技術を逆に用いれば、画面上で左右の駐車枠が平行に変換され、駐車枠を認識しやすくなるのではないかと想起しました。この着想がきっかけとなり、この視点変換技術を用いて変換された車両周囲の複数の俯瞰画像を組み合わせることで、車両周囲状況を可視化できるアラウンドビューモニターの商品化に向けた開発が本格化しました。

本発明は、組み合わせられた俯瞰画像の中に、車両によって生じるカメラの死角領域を明示するものです。本発明を

実施することによって、アラウンドビューモニターが有する周囲の一望性により意識しにくくなる死角領域の存在を明示することで、運転者に直接視やミラーによる間接視によって死角領域の確認を促す効果が得られます。

残念ながら、私は本発明の創出後に当該技術の開発業務から離れてしまいましたが、その後の製品化に向けた開発にご尽力いただいた社内外各位に、この場を借りて感謝いたします。

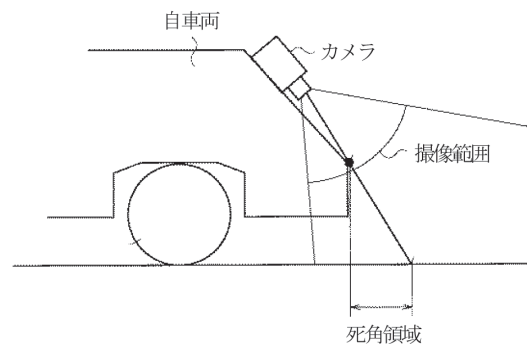


図5 自車両によって生じる死角

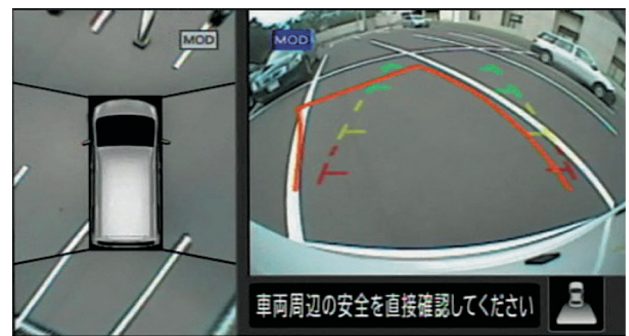


図6 実車表示例(車両周囲に死角領域を表示)

編 集 後 記

電気自動車や自動運転など、自動車の技術は日々、大変なスピードで進化しています。そんな環境において、自動車の新技術の開発をタイムリに支えるためには、実験・計測技術を、先を読んで仕込んでおくことがとても大切です。

今回の特集で紹介した「快適」と「安全・安心」を届ける実験・計測技術も、人を理解するための実験技術を長期にわたり積み上げてきた結果、実現したものばかりです。これまで実験技術力を高めてくださった諸先輩方に、尊敬と感謝の気持ちを表したいと思います。

一方、実験・計測技術が如何に高度であっても、その道具を使いこなす人の腕前が良くなくては、実際に車を良くすることにはなかなかつながりません。私は、車は工業製品であると同時に芸術品でもあり、車の開発においては、それを磨く人の感性の高さや思い入れの強さがとても大切だと考えています。

道具である「高い実験・計測技術」を「強い感性や思い入れ」をもって使いこなすことの出来る人財の育成は、重要な課題です。人財育成は一朝一夕で成し得るものではないため、若い人の理系離れが言われて久しい状況ではありますが、これからも、実験・計測技術を積み上げ、それらを使いこなせる人財を安定的に確保し、育成し続けたいと考えております。

最後に、この日産技報 77 号が皆様の日々の仕事のヒントになり、良い車づくりに少しでも貢献できることを願っております。

— 日産技報編集委員・桑原雅子 —

2015 年度日産技報編集委員会 (Editorial Committee)

委員長 (Chairman)

高木 潔
(Kiyoshi TAKAGI)

先端材料研究所

露木 正彦

パワートレイン先行技術開発部

佐藤 学

技術企画部

副委員長

村田 茂雄

パワートレイン開発本部

原田 宏昭

研究企画部

中野 正樹

EVシステム研究所

委員

豊嶋 浩

ブランド推進部

三田村 健

モビリティ・サービス研究所

佐藤 正晴

Infiniti 製品開発部

長谷川 哲男

グローバル技術渉外部

斎藤 康裕

Infiniti 製品開発部

瀬川 浩

車両生産技術統括部

森 達朗

Infiniti 製品開発部

稲葉 義宣

パワートレイン技術企画部

石川 信也

コネクテッドカー&サービス開発部

事務局

荒木 敏弘

統合CAE・PLM部

柳井 達美

研究企画部

桑原 雅子

カスタマーパフォーマンス&実験技術部

細谷 裕美

研究企画部

畠山 徹也

エンジン&トランスミッション技術開発部

日産技報第77号

© 禁無断転載

発行

2015年10月

発行・編集人

日産技報編集委員会

発行所

日産自動車株式会社

総合研究所 研究企画部

神奈川県厚木市森の里青山1番1号

〒243-0123

印刷所

相互印刷株式会社

東京都江東区森下3-13-5

Nissan Technical Review 77

October, 2015

Publisher Nissan Technical Review
(Editor) Editorial Committee

Distributor Society and Frontier Laboratory
Nissan Research Center

NISSAN MOTOR CO., LTD.

1-1, Morinosatoaoyama, Atsugi-shi
Kanagawa, 243-0123, Japan

Copyrights of all articles described in this Review have been preserved by NISSAN MOTOR CO., LTD. For permission to reproduce articles in quantity or for use in other print material, contact the chairman of the editorial committee.

表紙コンセプト

電子技術・システム技術開発本部シャシー開発部の山田泰之です。他社に先駆けて未知の領域に踏み込んだ技術開発を行うためには、何をどう実験・計測すれば知りたい事象を確認できるかという実験・計測技術の発展なくしてはあり得ません。また、開発や実験など様々な部署の密な連帯なくして技術を生み出し続けられません。そこで23本の無造作な曲線がSkylineをカタチづくり、1本に収束しているこのデザインで、この実験・計測技術を駆使して一つの確固たる技術をお客様にお届けしている様子と、ダイバシティある日産社員が技術論議を自由に行う様子、つまり日産のエンジニアリングの姿を表しました。



シャシー開発部
山田 泰之
