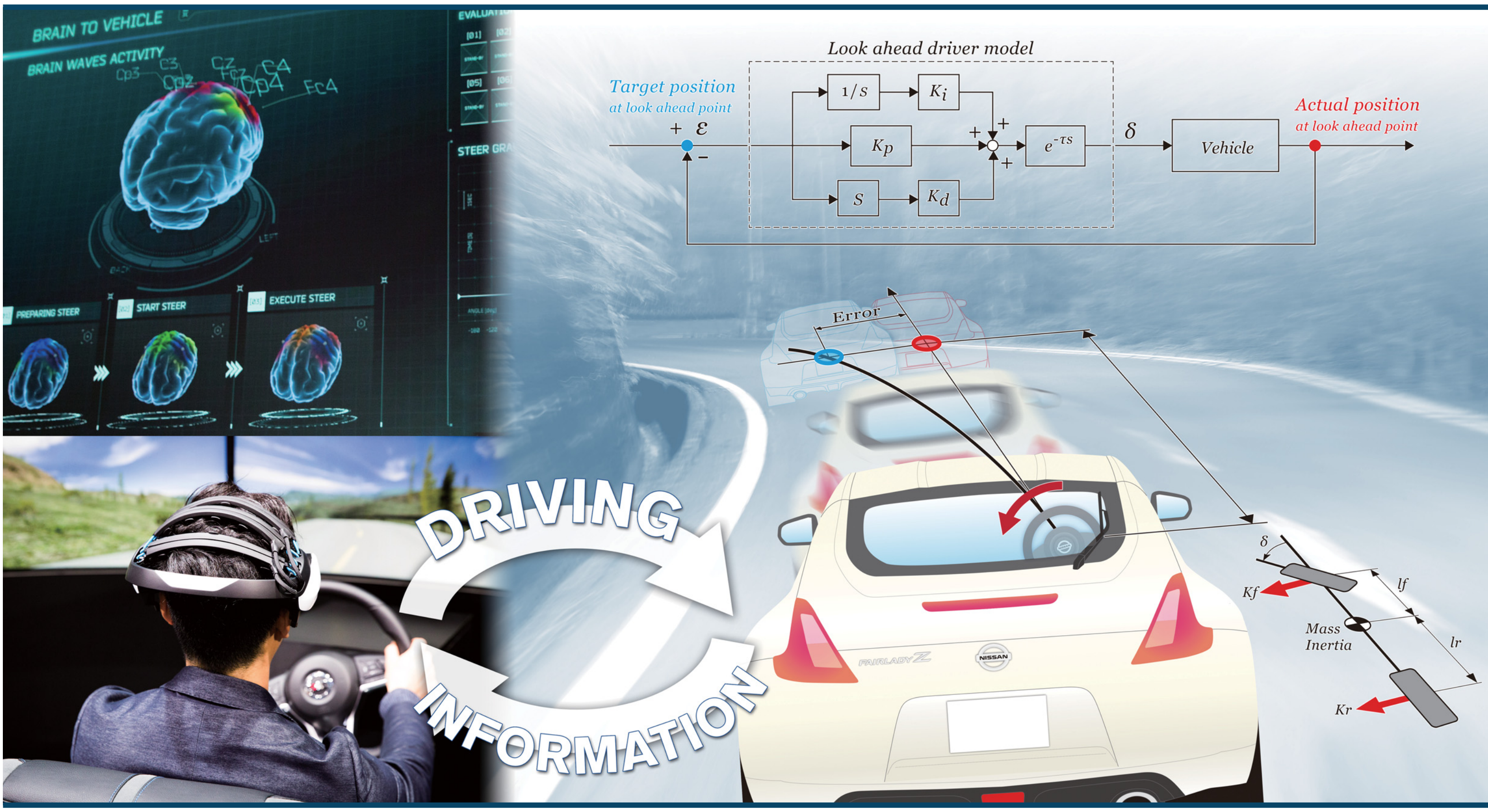
NISSAN TECHNICAL REVIEW

日産技報

2018 No.83



ダイナミック・パフォーマンス技術

Dynamic Performance Technology

NISSAN MOTOR CORPORATION

2018

日産技報

NISSAN TECHNICAL REVIEW

No. 83

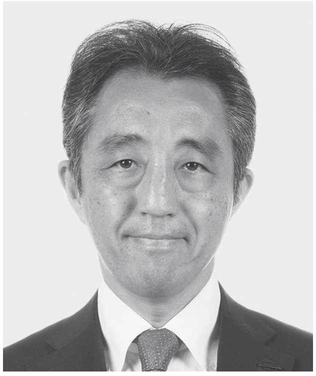
日産技報第83号

目　　次

2018年10月　発行

Nissan Technical Review No. 83 (OCTOBER 2018)

CONTENTS



巻　頭　言

「競争力の源泉」としてのダイナミック・パフォーマンス

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や、市場の拡大による更なる新興国市場、多様化への対応の一方で、電動化や自動運転をめぐる新規参入プレイヤを含めた技術競争などもあり、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。さらに、競争力がその会社や車の“らしさ”に結びついていることが理想である。

そういう視点で、これまで日産自動車が世に送り出してきた車たちの中でも、特に競争力が高かったものを振り返ると、競争力にはいくつかの要因があるものの、基本性能、中でも走りの性能で、非常に高い競争力を持っていたということが、共通して言えるのではないかと考える。古くはP10型プリメーラやR32型スカイライン、そしてキャシュカイやインフィニティG35、GT-Rなどは、走りの性能がその“車らしさ”を特徴づけていたことも事実である。

さらに、昨今自動運転技術の車への搭載がますます加速しているが、自動運転技術を追求し、良い自動運転技術車を造ろうとすればするほど、搭載する車の持っている基本性能、特に走りの性能の高さが重要であるということが分かってきている。それは、自動運転であろうとなかろうと、基本的な車の動きを、乗っている“人”が敏感に感じるからであり、そういう意味では、この走りの性能は、何時までも必要不可欠の技術領域であり続けるといえるであろう。

我々はこれまで、この走りの性能で、お客様に価値ある商品を提供すべく、様々な活動を実施してきた。1980年代には「90年までに世界一の運動性能を目指す」というプロジェクト901活動を実施し、先に述べたP10型プリメーラをはじめR32型スカイラインなど数多くの名車を生み出した。1990年代には、901活動を通じて構築してきた考え方を「走りの理念」としてまとめ、「期待どおりにクルマが動く」、「期待に反した余計な動きがない」、「クルマから人へのインフォメーションがある」という一貫した価値を、多くの車種に展開してきた。2000年代に入ってからは、日産の技術が提供する4つのコアバリューのひとつとして、これまでの動性能にNVH性能を加えた車両性能全体を扱う“ダイナミック・パフォーマンス”を定義し、走りと快適性を高い次元で両立した、つまり運転していて楽しく、それでいてリラックスできる車造りに取り組んできた。

本号では、日産のダイナミック・パフォーマンスを特集し、その最新技術のいくつかを紹介する。競争の激化やお客様要求に対応した長年の技術の積み上げによって、非常に高いレベルの性能が提供できるようになってきていることを感じ取って頂きたいと思う。

「走りの理念」構築以来、一貫して変わらないこととして、その性能の中心はいつも“人”であるということである。それは、今後ますます普及していく電動化や自動運転時代においても変わることは無い。“人”にとって理想的な車造りを常に探求することによって、その基本性能であるダイナミック・パフォーマンスを発展させ、ひとりでも多くのお客様に日産ファンになって頂ける車造りができるよう、日々努力を継続していくことが重要である。

Dynamic Performance as a Source of Competitiveness

Hiroshi Nagaoka
Corporate Vice President

The environment surrounding the automotive industry seems to have become increasingly more severe in recent years. Share competition has been intensifying in traditional core markets, and efforts have been required to deal with emerging market and diversification due to the global market expansion. At the same time, technological competition has also increased, including the entry of new players in connection with electrification and autonomous driving. We are constantly forced to engage in fierce competition throughout the world. Ultimately, there is only one way to win this competition and that is "to continue to introduce competitive vehicles that satisfy customers." Ideally, competitiveness should be linked to the distinct identity of a company's vehicles.

From that perspective, let us look back on the vehicles that Nissan has put on the market to date, especially ones that have been highly competitive. While competitiveness involves a number of factors, I think we can probably say that a common element of those vehicles is that they have possessed exceptionally strong competitiveness in terms of fundamental performance and in particular driving performance. In fact, driving performance is what has distinguished the unique identity of such vehicles as the P10-series Primera and the R32-series Skyline in the past, as well as the Qashqai, INFIITI G35 and the GT-R, among others.

The adoption of autonomous driving technologies on vehicles has also been accelerating in recent years. It is known that the more autonomous driving technologies are pursued and efforts are made to build excellent autonomous vehicles, the more important it is for such vehicles to have high levels of fundamental performance, especially driving performance. The reason is that, whether a vehicle is self-driving or not, its basic motions are sensitively perceived by human occupants. In that sense, driving performance can be regarded as an absolutely essential technological domain that will never fade in importance.

We have pursued a wide variety of activities to date for the purpose of supplying customers with products embodying driving performance as an intrinsic value. In the 1980s, we undertook Project 901, a program of activities aimed at achieving the world's best vehicle dynamics by 1990. This project spawned many famous models, including the P10-series Primera and the R32-series Skyline mentioned above. In the 1990s, the ideas formulated though the 901 activities were incorporated in our "philosophy of driving performance." One idea is that the vehicle should move as expected. Another is that there should not be any unnecessary vehicle motion contrary to what is expected. And still another is that the vehicle conveys information to the driver. These values have been consistently incorporated in many Nissan vehicles since then. After entering the 2000s, we defined dynamic performance as one of the four core values provided by Nissan's technologies and as a value that encompasses vehicle performance in its entirety. This resulted from adding noise, vibration and harshness (NVH) performance to the dynamic performance provided previously. We have endeavored to design and engineer Nissan vehicles that offer both driving performance and comfort at the highest possible levels. In other words, they are enjoyable to drive and also provide relaxing comfort.

The special feature of this issue focuses on the dynamic performance of Nissan vehicles and describes a number of our latest technologies for delivering this value. I hope that readers will feel the exceptionally high levels of dynamic performance of Nissan vehicles, which result from the accumulation of advanced technologies over many years in order to cope with intensifying competition and respond to the demands of our customers.

Since the formulation of our philosophy of driving performance, one thing that has consistently remained unchanged is that people are always the focus of that performance. This will not change even as electrification increasingly spreads in the coming years or in an age of autonomous driving. The continuous pursuit of automotive engineering that is ideal for people will work to extend the dynamic performance that constitutes one of the fundamental values of Nissan vehicles. It is essential that we continue our day-to-day efforts to build vehicles that get as many customers as possible to become Nissan fans.

日産が目指すダイナミック・パフォーマンス

Nissan's Targeted Dynamic Performance

カスタマーパフォーマンス＆車両実験部　應　請　知　幸
Customer Performance and Vehicle Test Engineering Department　Tomoyuki Ousei

カスタマーパフォーマンス＆実験技術部　味　村　寛
Customer Performance and Test Engineering Department　Hiroshi Mimura

1. は　じ　め　に

ここ10年の世界の自動車史を振り返ると、グローバル市場の拡大や韓国勢の躍進に加え、昨今では中国ブランドが進出しており、多様化が激化している（表1参照）。今後も自動運転技術や電気自動車の普及に伴いこの傾向は、更に加速すると考える。

この多様化する市場の中で、日産自動車が継続的に成長を続けていくためには、ユーザの需要に応えつつも自動車メーカとして分かりやすい性能を指し示すことが必要と考えている。本特集では、ダイナミック・パフォーマンス領域※に特化し、日産として目指すべき方向、及び共通性能を紹介する。（※:ハンドリング性能、乗り心地、快適性、加速性能、騒音、ブレーキ性能などのお客様の運転操作にかかわる性能を対象領域とする。）

また、本活動ではブランド力を表す指標としてOaO（Overall Opinion）を参考とした。OaOとはブランドに対するお客様の好意度を測る指標であり、OaOを高めることは、シェア拡大や企業を継続的に成長させることにつながる。

1. Introduction

A review of global automobile history during the last ten years shows greatly intensified diversification typified by the recent advances of Chinese brands, in addition to expansion of the global vehicle market and the rapid progress made by South Korean automakers (Table 1). It is presumed that diversification will accelerate further in the coming years accompanying the spread of electric vehicles and autonomous driving technologies.

Amid this ongoing market diversification, at Nissan, we think it necessary as an automaker to present easy-to-understand performance while responding to users' demands in order to ensure the company's continuous growth. This special feature focuses on the domain of dynamic performance and describes our targeted direction as well as common performance attributes. This domain includes performance attributes such as handling, ride quality, comfort, acceleration performance, noise, braking performance and other aspects related to users' driving operations.

In our activities here we refer to Overall Opinion (OaO) as an index expressing brand strength. OaO is an indicator for gauging customers' favorability rating of a brand. Enhancing OaO leads to increased market share and continuous corporate growth.

表-1　販売台数の推移と増加率（Global 合計）
Table 1　Global sales volume and growth ratio

(1000 units)

	2007	2017	% increase
Global unit sales	65,501	92,667	41
Hyndai / Kia	3,339	6,872	106
Great Wall（長城汽車）	118	1,070	807
Geely（吉利）	219	1,402	540
Toyota	8,298	9,842	19
Honda	3,684	5,266	43
VW Group	5,940	10,250	73
Renault / Nissan	5,304	8,781	66

表-2　OaO に貢献する動性能関連上位５項目
Table 2　Top 5 dynamic performance-related items contributing to OaO

	EUR G5	USA	JPN
1	Make good quality, reliable cars	Dependable	Provide secure feel
2	Provide an enjoyable ride for all passengers	Comfortable for the driver	Reliable
3	Make safe cars	Responsive handling	Make vehicles that provide driving pleasure
4	Make vehicles with good engine performance	Safe	Make highly safe vehicles
5	Make cars that are a pleasure to drive	Fun to drive	Make vehicles that excite people

2. 安心・快適を前提とした性能づくり

日産として目指すべき方向や共通性能を決めるためには、方向を表す軸が必要となる。表2に、販売主要国である米国、欧州（G5）、日本市場におけるOaOに貢献する項目を示す。ここから、地域によらず安心や快適に関する項目が上位を占めていることが分かる（表2黄色セル）。つまり、グローバル市場において、安心・快適は欠かせない重要な共通要素であると言える。量産メーカである日産においても、安心・快適に注力することはとても重要と考える。

一方、車種によっては“俊敏な操安性能”のようなスポーティ要素を付加したいと言う意見がある。この場合、前記した快適とは相反する要素もあり、どのような共通性能にすべきか多々論議になるが、前述したように、お客様にとって安心・快適は重要であり、それを約束した上でスポーティさを付加することが求められる。

日産は軽自動車、ミニバン、ピックアップトラックからスポーツカーまで、様々な車種を開発しているが、日産としては、安心・快適を優先する位置づけとした。

3. 訴求する評価項目

安心・快適と言っても言葉が一般的で漠然としている。誤解無くこの共通性能を理解するには、より具体的な定義が必要である。

まず、“安心”“快適”と言う言葉において、それぞれ“そう感じる人の状態”あるいは“車の状態”を構成要素として定義し、それに運転中遭遇するシーンを想定することで、“安心”“快適”を評価できる16評価項目を抽出した（図1）。ただし、これらも一般的であり他社との差別化が十分ではないため、更にここから日産として注力する項目を選定することとした。

安心に関しては、過去に日産が取り組んだ1990年代の活動“プロジェクト901”時に作成した走りの理念“期待通りにクルマが動く”や“期待に反した余計なクルマの動

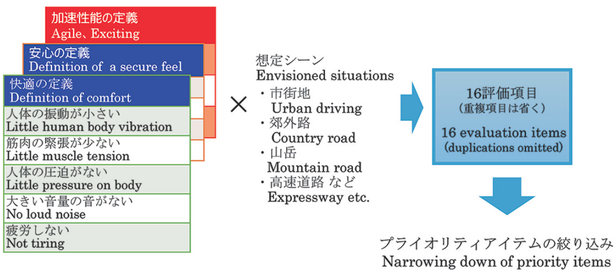


図-1　訴求する評価項目の絞り込み
Fig. 1　Extracting the priority items for evaluation

2. Performance Development Premised on Secure Feel and Comfort

An axis expressing the targeted goal is necessary in order to determine the direction Nissan should aim for as well as common performance attributes. Table 2 shows the top five dynamic performance-related items contributing to OaO in Europe (G5), the U.S. and Japan, representing principal markets for sales of Nissan products. We can see that, regardless of the region, items concerning secure feel and comfort rank at the top as indicated by the yellow cells. In other words, secure feel and comfort are key common elements that are indispensable in global markets. Therefore, for a high-volume manufacturer like Nissan, it is essential to concentrate efforts on secure feel and comfort.

On the other hand, there is also the opinion that wants to add sporty elements like agile handling, depending on the vehicle model. In this case, there are elements that conflict with comfort, so there is much discussion about what kind of common performance attributes should be pursued. As mentioned above, because secure feel and comfort are key attributes desired by customers, sportiness should be added after these essential performance items have been secured.

Nissan develops various types of models, ranging from minivehicles, minivans and pickup trucks to sports cars, but we position secure feel and comfort as top priority elements.

3. Evaluation of Items Emphasized

Secure feel and comfort are general terms the meaning of which is ambiguous. It is necessary to have more

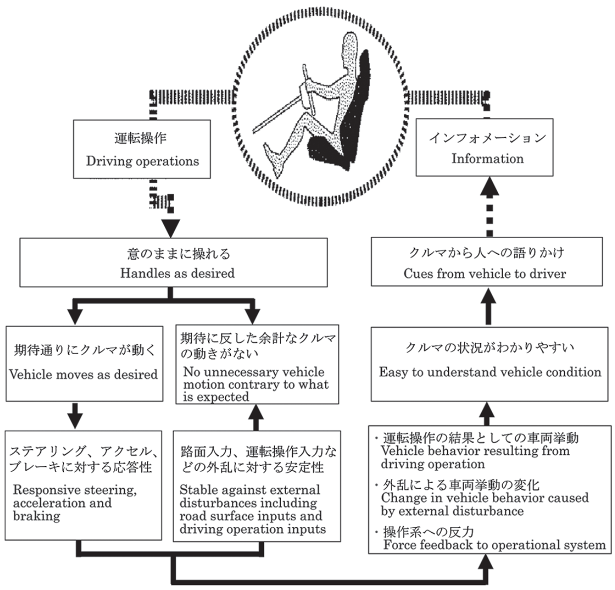


図-2　プロジェクト901時に作成した日産の走りの理念
Fig. 2　Philosophy of driving performance defined in Project 901

きがない”を参考に重要項目二つを選定した（図2）。

快適に関しては、音や振動現象が主になると考え、これらが最も求められる1項目を選定した。

一貫した製品を作り出すために、これらを日産としての共通性能“3プライオリティアイテム”とし、ここに注力した技術開発や製品開発を進めることとした。

4. 3プライオリティアイテム

本章では前述した三つのプライオリティアイテムを紹介する。

(1) 車線幅が狭い郊外路でも正確にハンドル操作できるので安心

欧州の道幅が狭い郊外路（図3）で対向車とすれ違うシーン（対向車との相対速度200km/h）において、主にハンドル操作の正確性が求められる。安心して走行できる車は無駄な操作が少ない。

(2) 路面がうねった道でも車の動きが安定しているので乗員も安心

concrete definitions in order to understand these common performance attributes without any misunderstanding.

First, we defined secure feel and comfort with respect to the state of people who perceive such attributes or the state of the vehicle, representing the constituent elements of these expressions. Situations were then envisioned in which customers would experience these attributes while driving. In this way, we identified 16 items for use in evaluating secure feel and comfort (Fig. 1). However, these items were also general terms that did not fully differentiate the performance of Nissan vehicles from that of other companies' products. Therefore, we decided to further narrow down the items on which Nissan should concentrate.

Two priority items were selected for secure feel in reference to the concept of driving performance that Nissan defined at the time of Project 901, which was a program of activities undertaken previously in the 1990s. One is that the vehicle should response as expected and the other is that there should not be any unnecessary vehicle motion contrary to what is expected (Fig. 2).

Noise and vibration were regarded as the principal items concerning comfort, and one item was selected for which these aspects are most required.

These three priority items are common performance attributes that we must pursue in order to create consistent quality. It was decided to proceed with R&D and product development in which concerted efforts are focused on these priorities.

4. Three Priority Items

This section describes the three priority items that were mentioned in the previous section.

(1) Driver can easily follow the intended path

Precise steering action is especially required when passing an oncoming vehicle at a relative velocity with it of 200 km/h on narrow European country roads (Fig. 3). A vehicle that can be driven with secure feel is one that requires minimal steering correction.

(2) The occupants feel relaxed by vehicle motion and seats support

Vehicle motions must be comfortable and stable when traveling on irregular country road surfaces in Europe

図-3　欧州の道幅が狭い郊外路
Fig. 3　Narrow country road in Europe

図-4　欧州の路面が荒れた不整路
Fig. 4　Undulating road surface in Europe

図-5　ひび割れが生じた道路
Fig. 5　Cracked road

図-6　高速道路の合流シーン
Fig. 6　Merging with expressway traffic

欧州郊外にある不整路（図4）を走行するシーンにおいて、車の動きがゆったり且つ安定していることが求められる。これによりドライバ、乗員共に不快を感じることがなく安心できる。

(3) 音や振動によって乗員が不快にならない

- ひび割れた道路（図5）を通過した時、音や振動が車体に響かない“しっかり”とした車の造り（しっかり感）。
- 高速道路での合流シーン（図6）などで加速しても、エンジンの音で乗員を不快にさせない。

5. ま　と　め

多様化する時代に置いて、お客様のニーズに合った性能の差別化が必要であり、今回日産が目指す方向、共通性能、及びプライオリティアイテムを定義した。本活動で開発した技術を新型車から順次採用している。本共通性能を製品で実現することで、より多くのお客様に喜んでいただけると考える。

(Fig. 4). Such vehicle behavior gives both the driver and passengers secure feel without any sensation of discomfort.

(3) The occupants are not disturbed by noise and vibration

- Vehicles must be solidly built with a "solid structure feel" so that the body does not vibrate or produce noise when traveling over a cracked road surface (Fig. 5).
- Engine sounds must not cause occupants any discomfort when accelerating to merge with expressway traffic (Fig. 6).

5. Conclusion

In this age of diversification, performance must be differentiated so as to meet customer needs. This article has defined the direction, common attributes and priority items targeted for the dynamic performance of Nissan vehicles. The technologies developed through these activities are being adopted on new vehicle models in turn. It is envisioned that incorporating these common performance attributes in our new products will give enhanced driving pleasure to larger numbers of customers.

■著者／ Author(s) ■

應　請　知　幸
Tomoyuki Ousei

味　村　　寛
Hiroshi Mimura

修正操舵低減技術の紹介

Minimal Steering Correction Technologies

田　尾　光　規*　　大　島　宗　彦*
Mitsunori Tao　　Munehiko Oshima

抄　　録　ここでは、日産が目指すダイナミック・パフォーマンスの重要な要素の一つ、「車線幅が狭い郊外路でも正確にハンドル操作できるので安心」について、その性能の評価方法、等価コーナリングパワーや車両剛性の向上による修正操舵低減のメカニズム、そしていくつかの具体的な方策について紹介する。また、拡大適用事例として、空力特性変更による高速走行時の修正操舵低減についても合わせて紹介する。

Summary　One of the most important elements of Nissan's targeted dynamic performance is "Driver can easily follow the intended path." This article describes the methods used to evaluate this performance, the mechanism for reducing steering corrections by increasing the equivalent cornering power and vehicle stiffness, and the specific technologies applied. In addition, the attainment of minimal steering corrections in high-speed driving through aerodynamics control is shown as one application example.

Key words : *Aerodynamics, steering correction, closed loop, induced steer, body/chassis stiffness*

1. は　じ　め　に

本稿では，キーノート「日産が目指すダイナミック・パフォーマンス」の中で述べた、三つのプライオリティアイテムのうち、「車線幅が狭い郊外路でも正確にハンドル操作できるので安心」を取り上げ、いくつかの具体的な技術開発の内容について紹介する。

目指したのは、欧州郊外の狭い道で、速度を落とさずに対向車とすれ違うという、日常の使われ方の中で極めてシビアなシーンで、ドライバが意のままに安心して車を操縦できる車両性能である。このような高い性能を実現するためには、走行中のドライバが狙った走行ラインへの操舵入力に対して、車両が目標走行ラインから外れることなく正確にトレースすることによって、ドライバに余計な修正操舵を与えないようにすることが必要となる。

一方、これまでの操安性能開発では、操舵に対する車両応答ゲインの適切さ、応答遅れの少なさ、ロールの小ささといった、いわゆるオープンループ試験での車両の特性を計測し、それを様々な車両の計測結果と比較、改善することを中心とした性能開発が実施されてきたために、目標とするシーンで必要十分な性能を実現できるとは言い難かった。

1. Introduction

This article focuses on one of the three priority items described in the keynote article entitled "Nissan's Targeted Dynamic Performance." This item concerns "Driver can easily follow the intended path." The details of several specific technologies that have been developed to facilitate this performance are described here.

The targeted vehicle performance is intended to enable drivers to operate their vehicles as they wish with a secure feel even in exceptionally severe situations encountered in everyday driving. An example of such a situation is meeting an oncoming vehicle on a narrow country road in Europe without slowing down. In order to obtain this high performance, the vehicle must accurately trace the driver's intended driving path without deviating from it. As a result, the driver does not have to perform any unnecessary steering corrections to the steering inputs applied to follow the targeted driving path.

In the process of developing vehicle handling and stability heretofore, vehicle characteristics such as the suitableness of the vehicle response gain relative to steering inputs, minimal response delay and smallness of vehicle roll have been measured in so-called open-loop tests. The results have then been compared with data measured for various vehicles and necessary improvements have been made. Because this has been the main approach to

*先行車両性能開発部／Advanced Vehicle Performance Engineering Department

よって、今回設定した目標シーンで、ドライバの期待値により忠実に応えるために、従来のオープンループ指標の評価による性能向上に加えて、実際にドライバがカーブに沿って走行しているときの操舵角を計測し、その修正操舵量を評価するという、クローズドループ試験を取り入れた性能開発に取り組んでいる。

以降、クローズドループでの評価方法と修正操舵量の定量的な定義、修正操舵が発生するメカニズムと試作車両を用いた性能向上検証結果などについて紹介していく。また、シーンを拡大し、アウトバーンなどでの高速走行を想定した、空力特性改善による修正操舵低減方法についても合わせて紹介する。

2. 修正操舵の評価方法と評価指標の定義

はじめに、クローズドループ試験での修正操舵の評価方法について説明する。評価はカーブの半径が200m（200R）、400 m（400R）で構成される欧州郊外路を模した評価コースを、100km/h一定速でカーブに沿って走行することにより実施している（図1）。

目標とした走行ラインに対するドライバのハンドル操作に対して、修正すること無く走行できているかどうか、その操舵角を計測することで評価を行った。また、そのライントレースのしやすさについての官能評価を合わせて実施した。

次に、修正操舵量の定義について説明する。図2は、ある車両の操舵角計測例で、横軸に時間を示したものである。時間軸で12秒前後に相当する200Rのカーブの出口から、同じく約15秒に相当する400Rのカーブに進入にかけて、その操舵角のデータにギザギザとした乱れが観測できる。これがドライバの修正操舵の様子を捉えたものである。これら操舵角の乱れの定量的な定義として、ここでは図3に示すように、操舵角を時間で1回微分した操舵角速度に変換し、これら操舵角速度の評価区間平均値を修正操舵量としている。

図4は、いくつかの代表的な車両について、その修正操舵量を横軸に、表1のスケールにより実施した官能評価結果を縦軸にプロットしたものである。両者の関係には概ね

the development of vehicle handling and stability, it has been difficult to tell whether the necessary and sufficient performance has actually been obtained in the targeted driving situations.

Accordingly, in addition to the open-loop criteria evaluated previously for improving handling and stability, the actual steering angle was measured while the driver drove through a curve so as to evaluate the amount of steering corrections made. In other words, closed-loop testing was included in the process of developing handling and stability with the aim of obtaining performance that would respond more faithfully to drivers' expectations in the targeted driving situations defined in this work.

The following sections explain the closed-loop evaluation method, the quantitative definition of the steering correction amount, the mechanism inducing steering corrections, and the validation results for the handling and stability improvement obtained with a prototype vehicle. In addition, a method is also explained for reducing steering corrections based on improvement of aerodynamic characteristics in an expanded driving situation that envisioned high-speed driving such as on the Autobahn.

2. Method of Evaluating Steering Corrections and Definition of Evaluation Indices

First, we will explain the method used to evaluate steering corrections in closed-loop testing. As shown in Fig. 1, evaluations were conducted by driving a test vehicle through curves at a steady speed of 100 km/h on a test course that simulated a European country road with two curves of 200 m and 400 m in radius. Measurement of the steering angle provided an evaluation of whether the driver was able to trace the target driving path without making any corrections to the steering inputs. The ease of tracing the path was also evaluated on the basis of subjective evaluations by the test drivers.

Next, we will explain how the steering correction amount was defined. Figure 2 shows an example of the steering angle measured for a certain vehicle in relation to time on the horizontal axis. At around 12 s on the time axis the vehicle exited the 200-m-radius curve and similarly

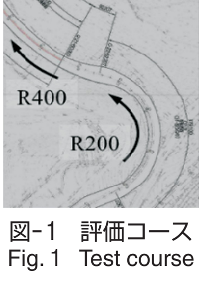


図-1 評価コース
Fig. 1 Test course

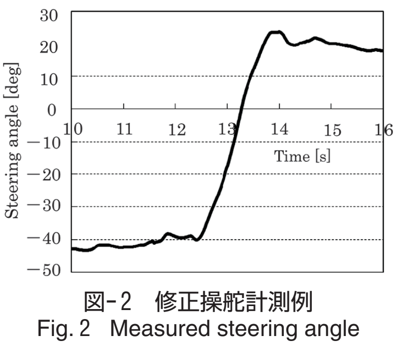


図-2 修正操舵計測例
Fig. 2 Measured steering angle

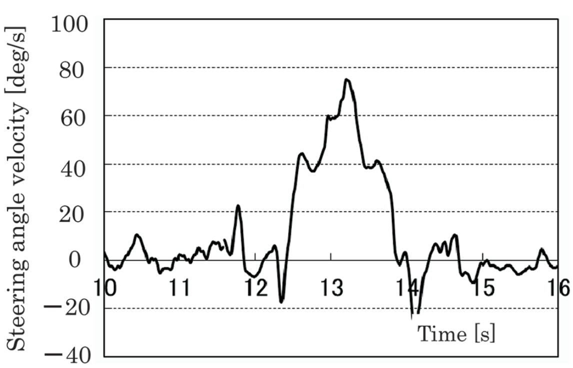


図-3 操舵角速度
Fig. 3 Steering angle velocity

高い相関があることが確認されている。

3. 修正操舵が発生するメカニズムの紹介

修正操舵を低減するためのメカニズムについては、これまでいくつかの研究[1)2)]がなされている。本章では、それらの中でも取り上げられ、実際の車両開発でも大きな効果が確認されている、操舵に対する車両ヨーレイトの応答遅れの改善による修正操舵の低減について紹介する。

最初に、ドライバと車両のクローズドループの中で修正操舵が生じるプロセスについて簡単に説明する。ドライバは、狙った走行ラインへの操舵入力に対して、車両の応答が足りないと感じると、それを補うために追加の操舵を行う。ステアリングギヤ比が低い、あるいは車両のアンダステアが大きいなど、車両の応答ゲインが低いことがその要因である場合には、この追加の操舵は目標とした走行ラインをトレースするために必要な操舵であり、これが新たな問題を生むことはない。この追加の操舵を発生させないように、応答ゲインを適切に設定することが必要となる。

一方、ドライバが車両の応答が足りないと感じる要因が、車両の応答遅れにある場合、ドライバの追加の操舵に対して車両は遅れて大きく反応してしまうため、ドライバはそれを修正するための切り戻しの操舵を行う必要が出てくる。この切り戻しの操舵に対しても同様に、ドライバ

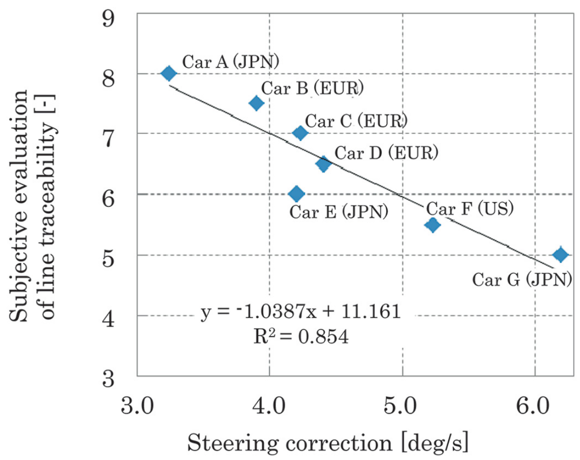


図-4　修正操舵量と官能評価の関係
Fig. 4　Steering correction vs. subjective evaluation

表-1　官能評価スケール
Table 1　Subjective evaluation scale

10	Very good
9	
8	Good
7	Slightly better
6	Average
5	Slightly worse
4	Poor
3	Very poor
2	
1	

at approximately 15 s it entered the 400-m-radius curve. Jagged disturbances are observed in the steering angle waveform at those moments. These disturbances captured the driver's steering corrections. The steering angle disturbances were defined as shown in Fig. 3. The steering angle was converted to the steering angle velocity by performing a first-order differentiation on the data with respect to time. The mean steering angle velocity in the evaluation interval was defined as the steering correction amount.

In Fig. 4, the results of a subjective evaluation of line traceability conducted with the evaluation scale shown in Table 1 are plotted on the vertical axis in relation to the steering correction amount on the horizontal axis for a number of typical vehicles. It is seen that there is a relatively high correlation between the two sets of data.

3. Explanation of the Mechanism Inducing Steering Corrections

Mechanisms for reducing steering corrections have been researched in several studies conducted to date.[1)2)] This section describes the reduction of steering corrections by improving the yaw rate response delay of the vehicle to steering inputs. This approach has been examined in previous studies and confirmed to have a large beneficial effect in actual vehicle development work.

First, we will briefly explain the process in which steering corrections occur in a closed loop comprising the driver and the vehicle. When the driver feels that the vehicle response to a steering input for tracing the target driving path is insufficient, the person performs additional steering to compensate for the insufficiency. The vehicle's response gain may be small because the steering gear ratio is low or the vehicle's understeer is large. When these factors are the cause, the additional steering action is necessary for tracing the target driving path. This does not pose any new problems. The response gain must be suitably set so that such additional steering does not occur.

In contrast, if a vehicle response delay causes the driver to feel that the vehicle response is insufficient, the vehicle will exhibit a large belated reaction to the driver's additional steering action. Therefore, to correct that vehicle behavior, the driver must turn the steering wheel back in the opposite direction. In turning the steering wheel back, the driver similarly steers more than what is necessary. This increasingly amplifies the steering correction amount, as shown schematically in Fig. 5. Therefore, reducing the vehicle's response delay is a key factor for minimizing steering corrections.

Next, we will explain the factors causing a response delay in the vehicle yaw rate. There are two types of response delay, for which the causal mechanism differs greatly depending on differences in the frequency band of the steering input.

One type is a phenomenon that is most commonly treated in the development of vehicle handling and stability. This concerns a phase delay in the vehicle yaw

は必要以上の操舵を入力してしまうため、修正操舵はますます増幅していく。その様子のイメージを図5に示す。よって、修正操舵を低減するためには、車両の応答遅れを低減することが重要である。

次に、車両ヨーレイトの応答遅れが発生する要因について説明する。応答遅れには、操舵入力周波数帯の違いによって、そのメカニズムが大きく異なる二つの遅れが存在する。

一方は、操安性能開発で最も一般的に扱われている現象の一つであり、概ね1～2Hzに存在する車両のヨー共振周波数に向けた、操舵周波数入力に対する、車両のヨーレイトの位相遅れである。この遅れのメカニズムは図6(a)に示した2輪の簡易モデルを用いて、図6(b)に示した操舵周波数応答特性の直観的な理解や、定量的な分析が可能である。位相遅れを低減するには、車両のヨー共振周波数を上げることが効果的であり、車両のヨー慣性を低減させる、あるいはタイヤのコーナリングパワー（以下CP）の増加、旋回時にステアが発生するようにサスペンションに設計したインデューストステアを確保して等価CPを増加する、などの方策があげられる。ここでは、これを“ヨー共振メカニズム”による遅れと呼び、遅れの代表値として1Hzでの位相遅れ[deg]を用いることとする。

もう一方の応答遅れのメカニズムは、図7にその模式図を示したように、ドライバが操舵をしてから車両が動き出すまでの過程で、各部が変形することによる力の伝達遅れによるヨーレイトの応答遅れである[3]。

この遅れは、前者の“ヨー共振メカニズム”と同じように周波数軸で分析すると、5Hz以上の領域でようやく数deg程度の位相差でしかなく、オープンループ試験では計測そのものが極めて難しい、非常に微小な遅れである。し

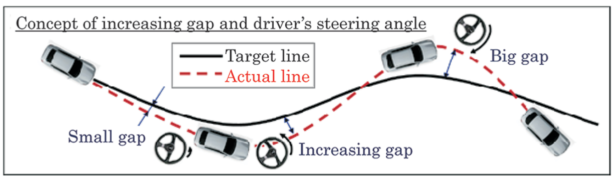
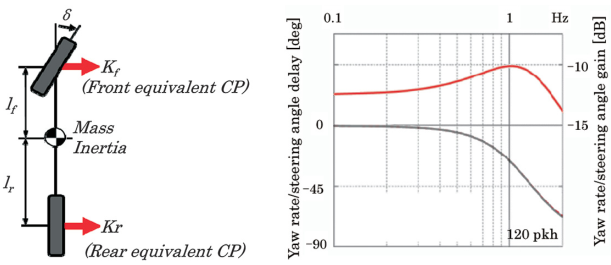


図-5　修正操舵が増加するイメージ
Fig. 5　Concept of increasing steering correction



(a) Half car model　(b) Steering response

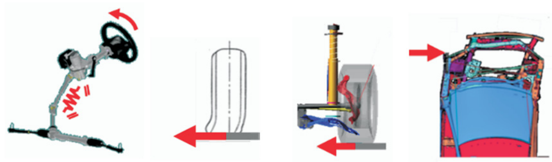
図-6　“ヨー共振メカニズム”による遅れ
Fig. 6　Yaw resonance mechanism delay

rate in relation to the frequency of the steering input and toward the vehicle's yaw resonance frequency that is generally around 1-2 Hz. The mechanism of this delay is shown in Fig. 6 (a) using a simple half car model, which facilitates an intuitive understanding of the frequency response characteristics of the steering action shown in Fig. 6 (b) as well as a quantitative analysis. Raising the yaw resonance frequency of the vehicle is effective in reducing this phase delay. That can be accomplished in several ways such as by reducing the vehicle's yaw inertia, increasing the cornering power (CP) of the tires or by increasing the equivalent CP by designing a suspension-induced steering effect like the steering that occurs during cornering. Here, we will refer to this delay as being caused by a "yaw resonance mechanism" and use the phase delay [deg.] at 1 Hz as a typical value of this delay.

The other type is a yaw rate response delay the mechanism of which is shown schematically in Fig. 7. It is caused by a force transfer delay due to deformation of various parts in the process from the driver's steering input until the vehicle begins to turn.[3]

Similar to the aforementioned yaw resonance mechanism, an analysis of this response delay on the frequency axis shows that a phase delay of only around several degrees finally begins to occur in the region above 5 Hz. That represents an extremely tiny delay which is very hard to measure in open-loop testing. However, as described above, there is a process in closed-loop testing in which the driver amplifies this tiny delay. Accordingly, it is known about this delay mechanism that steering correction differences can be evaluated quantitatively by measuring the amount of steering correction applied.One example is shown in Fig. 8 concerning measurement of the steering correction with and without a strut tower bar as a member for increasing body stiffness. Subjective evaluation results showed a steering correction difference between these two conditions, but that difference was difficult to measure in open-loop testing. The steering correction amount was measured with/without the strut tower bar for increasing body stiffness, and the steering correction difference was identified. That is referred to here as a delay caused by the "vehicle stiffness mechanism." As a typical value of that delay, we decided to use the yaw rate phase delay at 5 Hz in relation to the steering input.

Finally, we will explain the quantitative relationships between the steering correction amount



(a) Steering system　(b) Tire　(c) Suspension　(d) Body

図-7　各コンポーネントの変形イメージ
Fig. 7　Component deformation

かしクローズドループでは、先で述べたように、ドライバがその微小な遅れを増幅させてしまうプロセスがあることから、修正操舵量を計測することにより、その違いを定量的に評価できることが分かってきている遅れのメカニズムである。図8にその事例を示す。官能評価では大きな違いが確認されているが、オープンループ試験ではその差の計測が困難であった、ストラットタワーバーという車体補剛部材の有無違いに対する修正操舵量の計測であり、その差が抽出されている。ここでは、これを“車両剛性メカニズム”による遅れと呼び、遅れの代表値として操舵に対する5Hzでのヨーレイトの位相遅れを用いることとする。

最後に、“ヨー共振メカニズム”による1Hzの位相遅れや、“車両剛性メカニズム”による5Hzの位相遅れと、修正操舵量の定量的な関係について説明する。これらの定量的な関係を分析するには、ドライバの操舵特性を正しく把握したドライバモデルを準備し、既に確立されている車両モデルと組み合わせて、クローズドループでのドライバの操舵角を精度よくシミュレーションできるようにすることが必要である。ドライバモデルについても、多くの研究がなされているが[4)5)]、車体剛性が影響する周波数帯まで精度よく予測できるドライバモデルは、いまだ構築されていない。よってここでは、ドライビングシミュレータを用いた、評価者による実験を行うことによって、ドライバの操舵のメカニズムは未知としながらも、1Hz及び5Hzの位相遅れと修正操舵量の定量的な感度を実験的に抽出している。図9は、表2のように1Hz、5Hzの位相を変更した計7仕様に対して、実験で計測された修正操舵量を縦軸に、それぞれの位相遅れを横軸にプロットしたものである。平均すると、“ヨー共振メカニズム”による1Hzの位相遅れの低減1degあたり0.1deg/sの修正操舵量の低減効果が、また“車両剛性メカニズム”による5Hzの位相遅れ低減1degあたり0.3deg/sの修正操舵量の低減効果が、それぞれの感度として抽出されている。なお、本実験は、社内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

and the phase delay at 1 Hz caused by the yaw resonance mechanism and the phase delay at 5 Hz due to the vehicle stiffness mechanism. In order to analyze these quantitative relationships, a driver model was prepared that accurately captures the driver's steering characteristics and it was combined with a previously established vehicle model. It was necessary to be able to simulate the driver's steering angle accurately in closed-loop testing. Extensive research has also been done on driver models,[4)5)] but a driver model has yet to be constructed that can accurately predict steering angle characteristics up to the frequency band where they are affected by vehicle stiffness. Therefore, a driving simulator was used to conduct experiments with participation by specialist evaluators. The experimental results revealed the quantitative influence of the phase delays at 1 Hz and 5 Hz on the steering correction amount without knowing the driver's steering mechanism. In Fig. 9, the steering correction amount measured experimentally is shown on the vertical axis for seven specifications in which the phase delays at 1 Hz and 5 Hz were varied as shown in Table 2 and the phase delays are shown along the horizontal axis. Averaging the results indicates that the steering correction amount was effectively reduced by 0.1 deg/s for every 1 deg. reduction in the phase delay at 1 Hz due to the yaw resonance mechanism. The steering correction amount was reduced by 0.3 deg/s for every 1 deg. reduction in the phase delay at 5 Hz. The results thus revealed the respective sensitivity of steering corrections to each phase delay. The details of this experiment were examined and approved by the company's internal Ethics Committee for Experiments. It was conducted after obtaining the informed consent of the participants.

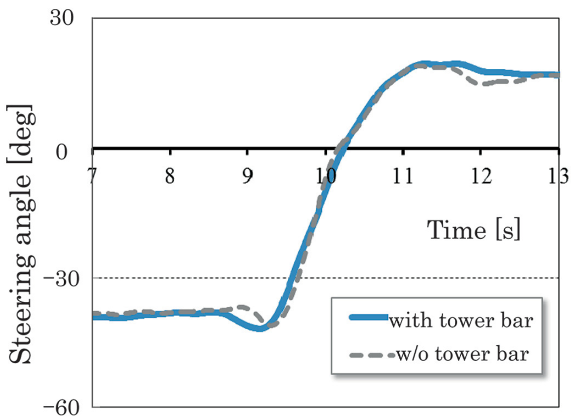


図-8　車体剛性違いによる修正操舵
Fig. 8　Steering correction difference by body stiffness

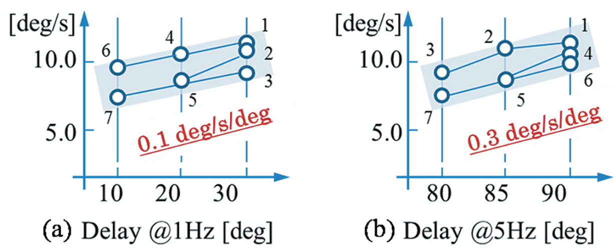


図-9　遅れと修正操舵量の関係
Fig. 9　Delay vs. steering correction

表-2　評価スペック
Table 2　Evaluation specs

Delay @ 1Hz [deg] \ Delay @ 5Hz [deg]	80	85	90
10	Spec 7	-	Spec 6
20	-	Spec 5	Spec 4
30	Spec 3	Spec 2	Spec 1

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。

この感度ラインを使うことによって1Hz、5Hzそれぞれの位相遅れと修正操舵量が分かっている車両をベースに、新たな開発車両の修正操舵量を設計することが可能となる。次に実際の先行開発車両での修正操舵低減事例を紹介する。

4. 先行車両での検証結果の紹介

本章では、これまでに説明してきた修正操舵の低減メカニズムとその定量的な関係を用いて、実際のCセグメント量産車両をベースに、修正操舵量の低減検証を行った内容について紹介する。

最初に、“ヨー共振メカニズム”による修正操舵量の低減方策について説明する。量産車の改修として、ヨー慣性を大幅に低減することは容易でないため、ここではタイヤCP及びサスペンションのインデューストステアの等価CP増加による応答遅れ低減の方策を中心に織り込んだ。タイヤCPは図10で示すように、量産車と同サイズ・同幅の一般的な乗用車用タイヤの中で、相場上限となる約20%のCP増加を織り込んだ。サスペンションインデューストステアは、すべてのカテゴリの中で相場トップレベルまで引

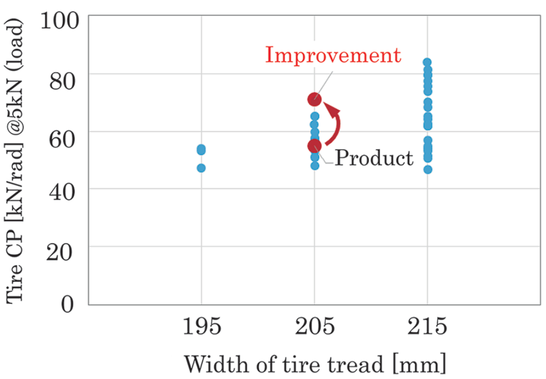


図-10　タイヤCPの改善
Fig. 10　Tire CP improvement

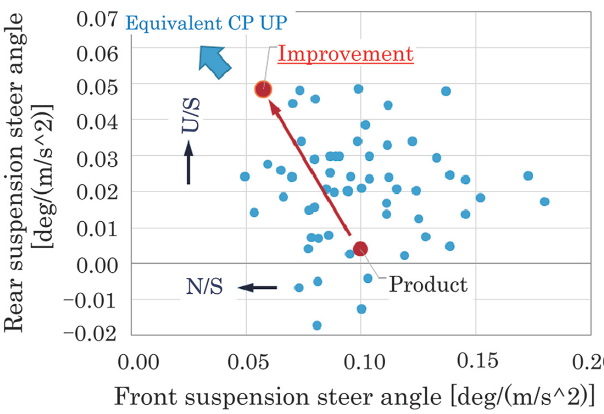


図-11　サスペンションインデューストステアの改善
Fig. 11　Suspension-induced steer improvement

Using these sensitivity lines makes it possible to design steering correction amounts for new vehicles under development based on test vehicle data showing the relationship between phase delays at 1 Hz and 5 Hz and steering corrections. The following section presents an example of the reduction of steering corrections for a previously developed vehicle.

4. Validation Fesults for an Advanced Developed Vehicle

This section describes the validation details of the steering correction reduction obtained for a prototype vehicle based on an actual C-segment production vehicle. This was done by applying the mechanism for reducing steering corrections and the related quantitative relationships explained in the preceding section.

First, we will explain the measures adopted to reduce the amount of steering correction due to the delay caused by the yaw resonance mechanism. For modifying a production vehicle, it would not be easy to substantially reduce its yaw inertia. Therefore, the measures taken here to reduce the vehicle response delay were mainly to increase the tire CP and the equivalent CP attributed to suspension-induced steering. As shown in Fig. 10, tire CP was increased by approximately 20% to the upper limit of the general prevailing value among ordinary passenger vehicle tires having the same size and tread width as the tires of the production vehicle. Suspension-induced steering was improved by raising it to the top level of the prevailing values in all categories. Figure 11 plots the front suspension steering angle on the horizontal axis and the rear suspension steering angle on the vertical axis along with the improvement made this time with respect to the toe angle changes of the suspension during cornering which correspond to induced steering. It is seen that the changes increased the front equivalent CP by 16% and the rear equivalent CP by 42%, which reduced the yaw rate phase delay at 1 Hz by 7.5 deg. as shown in Fig. 12. The steering correction amount was estimated from the sensitivity line to be reduced by approximately 0.8 deg/s.

Next, we will explain the measures taken to reduce the steering correction amount due to the phase delay caused by the vehicle stiffness mechanism. The details of the places improved are omitted here, but body stiffness was increased by approximately 34% mainly by increasing stiffness around the areas where the upper struts are attached and around the stays for attaching the bumper, in addition to adding a tower bar. Suspension stiffness was increased by approximately 42% by attaching the subframe rigidly to the body and by increasing axle stiffness, among other measures. Tire lateral stiffness was increased by approximately 38% mainly by reinforcing the sidewalls. Steering system stiffness was increased by approximately 95% primarily by improving the torsional stiffness of the column. These stiffness improvements reduced the phase delay at 5 Hz by 5.3 deg., which would have an estimated effect of reducing the steering correction amount by

き上げる改修を加えた。図11はインデューストステアに相当する旋回時のサスペンションのトー角変化について、横軸にフロントサスペンション分、縦軸にリヤサスペンション分を、今回の実施した向上代とともにプロットしたものである。これらの変更により、フロントの等価CPは16%、リヤの等価CPは42%増加し、1Hzのヨーレイトの位相遅れを7.5deg低減した（図12）。感度ラインから見積もった修正操舵量の低減予測は、約0.8deg/sとなる。

次に、“車両剛性メカニズム”による修正操舵量の低減方策について説明する。変更部位の詳細については割愛するが、ベース車両に対し、車体はタワーバーに加えてストラットアッパー取付部周りやバンパ取付ステー部周辺の補剛などで約34%、サスペンションはサブフレームの車体への剛結化、アクスル剛性向上などで約42%、タイヤはサイドウォール部の補強などで約38%の横剛性を、そしてステアリングはコラムのねじり剛性向上を中心に約95%の剛性向上をそれぞれ実施した。これらの剛性増加による5Hzの位相遅れの低減は5.3degとなり、修正操舵の低減効果は約1.6deg/sと見積もることができる（図13）。

これらの改修をすべて織り込んだ試作車両にて、修正操舵量低減の効果検証実験を実施した。メカニズムから見積った修正操舵量の低減効果、“ヨー共振メカニズム”分0.8deg/sと“車両剛性メカニズム”分1.6deg/sを合わせた2.4deg/sに対して、実際の低減結果は2.6deg/s（3.6←6.2deg/s）となり、概ね計画通りの修正操舵量の低減が確認された（図14）。

また、今回達成した修正操舵量3.6deg/sという値は、図

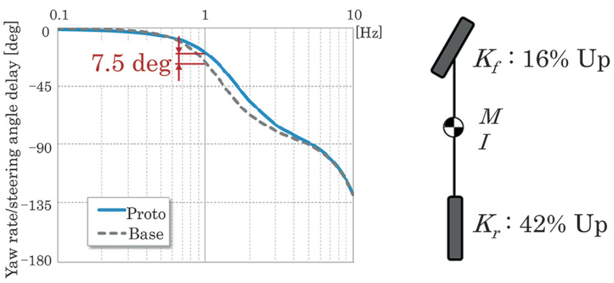


図-12　1Hzの遅れの改善
Fig. 12　Improvement of delay at 1 Hz

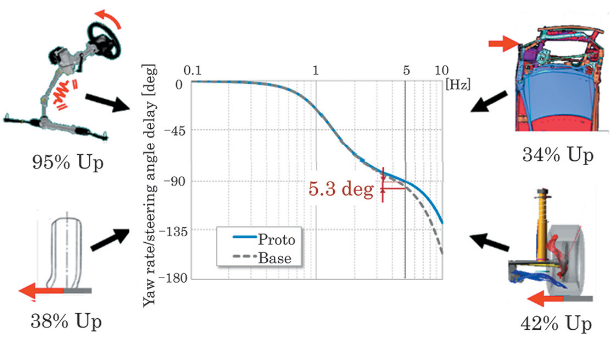


図-13　5Hzの遅れの改善
Fig. 13　Improvement of delay at 5 Hz

approximately 1.6 deg/s (Fig. 13).

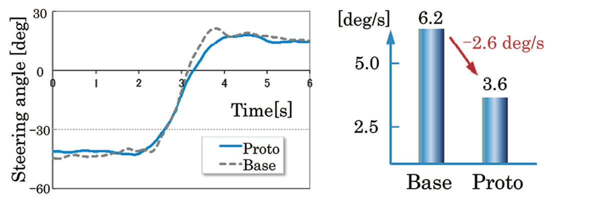
All of these modifications were incorporated in a prototype vehicle and an experiment was conducted to verify the effect on reducing steering corrections. Based on the reduction mechanism, a steering correction reduction of 0.8 deg/s was attributed to the yaw resonance mechanism and a reduction of 1.6 deg/s to the vehicle stiffness mechanism for a total reduction of 2.4 deg/s. The experimental results showed that the actual reduction was 2.6 deg/s (down from 6.2 deg/s to 3.6 deg/s), which confirmed that the steering correction amount was reduced for the most part as planned (Fig. 14).

The steering correction amount of 3.6 deg/s achieved in this work represents a small value equal to or smaller than that of European cars which are highly rated for this performance attribute, as indicated by the subjective evaluation results shown in Fig. 15.

5. Steering Correction Reduction in High-speed Driving by Improving Aerodynamic Characteristics

The relationship between handling and stability and aerodynamic force is often discussed in terms of lift, which is directly related to the vertical load at the wheel and yaw moment that describes the leeward turning round movement that occurs when a crosswind strikes a vehicle. However, here we will describe an example for improving the steering correction amount during high-speed driving principally by changing rear wheel lift under a condition without a crosswind.

Because lift acting on a vehicle is proportional



(a) Steering correction data　(b) Representative data

図-14　実験計測結果
Fig. 14　Experimental results

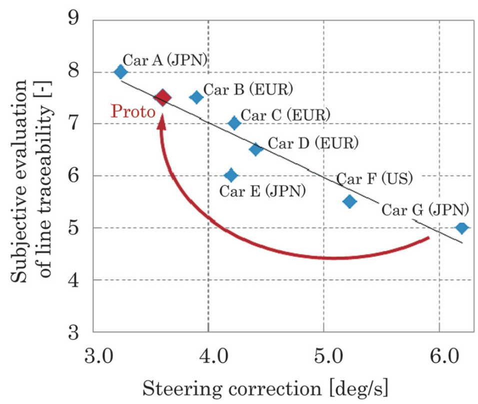


図-15　官能評価結果
Fig. 15　Subjective evaluation results

15に示す官能評価でも、本性能において評価の高い欧州車と同等以下の小さい値となっており、世界トップレベルの高い性能であることを確認できた。

5. 空力特性改善による高速走行時の修正操舵低減

操縦安定性と空気力との関連は、タイヤ接地面荷重に直接関連する揚力と、横風が作用した際に生じる風下への回頭運動に関連する偏揺モーメントについて論じられることが多いが、今回は横風がない条件において、主に後輪の揚力を変化させることで高速走行中の修正操舵量を改善させた事例について紹介する。

車両に働く揚力は流速の2乗に比例しているため、低速時には車重によるタイヤ接地面荷重が卓越し揚力の影響がほとんど表われないが、高速時には揚力による接地面荷重変化を無視できない。例えば、前輪に働く揚力係数（以下 C_{Lf}）を正の符号（上向き）にしておけば、高速になるにつれ前輪接地面荷重が減少することから、高速時にアンダステア傾向（＝安定方向）を作ることができる。また、後輪に働く揚力係数（以下C_{Lr}）は、前輪とは逆に負の符号を持つことが望ましい。これにより、高速になるにつれ後輪接地面荷重が増大し、アンダステア傾向を強めることができるためである。

以上より、高速走行時の安定性向上という観点から空力性能として解くべき問題は、定性的には$C_{Lf} > C_{Lr}$の方向の前後揚力バランスを作ることと、特に操縦安定性からの要求の高い1Hz付近の位相遅れを改善させるためにはそれぞれの数値をどう決定すればよいかを見つけることである。

この問題を解くために、(1) 前後輪揚力と高速走行時ヨー／角位相の関係把握（風洞実験による揚力変更仕様の作成と、プルービンググラウンドにおける高速走行時ヨー／角位相の実測）、及び (2) 空気抵抗係数（以下C_D）悪化を伴わずに所望の揚力特性を達成するための空力的方策の検討、の二つの実験を実施した。

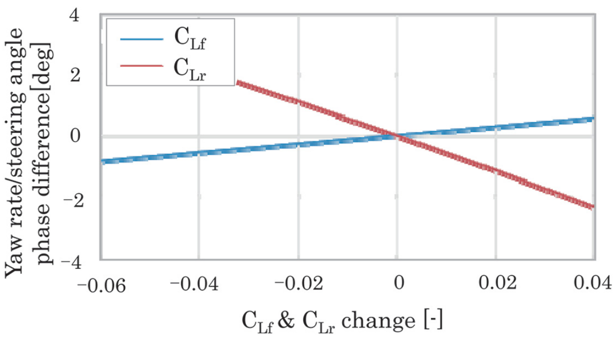


図-16　C_{Lf}・C_{Lr} 変化量とヨー／角位相変化量の関係
Fig. 16　Relationship between change in C_{Lf} and C_{Lr} and yaw rate/steering angle phase delay

to the square of the flow velocity, there is hardly any influence of lift at low vehicle speeds because the vertical load at the wheel due to the vehicle weight is predominant. At high vehicle speeds, however, the change in the vertical load at the wheel due to lift cannot be ignored. For example, if the lift coefficient acting on the front wheels (C_{Lf}) is given a positive sign (upward), as the vehicle speed becomes higher, the vertical load at the front wheel will decrease, so an understeer tendency for promoting vehicle stability can be created at high vehicle speeds. In addition, it is desirable for the lift coefficient acting on the rear wheels (C_{Lr}) to have a negative sign opposite that of the front wheels. That is because the understeer tendency can be strengthened owing to the larger vertical load at the rear wheel at higher vehicle speeds.

Based on the foregoing discussion, one aerodynamic performance issue that must be resolved from the standpoint of improving stability at high vehicle speeds is to create a front-rear lift balance such that $C_{Lf} > C_{Lr}$ qualitatively. It is especially important to find a suitable solution for determining the respective lift value so as to improve the phase delay in the vicinity of 1 Hz where there is a high requirement with respect to handling and stability.

In order to resolve this issue, the following two types of experiments were conducted: (1) clarification of the relationship between front-rear wheel lift and yaw rate/steering angle phase, which was done by creating different lift specifications in wind tunnel tests and by measuring the yaw rate/steering angle phase during high-speed driving in proving ground tests; (2) investigation of aerodynamic measures for attaining the desired lift characteristics without degrading the drag coefficient (C_D).

In experiment (1), aerodynamic devices were made focusing simply on C_{Lf} and C_{Lr} without imposing any limit on the increase in C_D. The C_{Lf} value was varied in a range of -0.06-0.05 and the C_{Lr} value in a range of -0.03-0.07 in wind tunnel tests before conducting proving ground tests. The yaw rate/steering angle phase was measured on a proving ground test course for each set of specifications, and the characteristic curves shown in Fig. 16 were obtained.

The results in Fig. 16 clearly show that the change in yaw rate/steering angle phase involved the opposite signs in relation to the changes in C_{Lf} and C_{Lr} and that varying C_{Lr} had the largest effect. These results substantiate the aforementioned explanation that giving C_{Lf} and C_{Lr} different signs contributes to greater vehicle stability. In addition, because the contribution of C_{Lf} was relatively small, the subsequent examination of absolute valves focused only on C_{Lr}.

As a summary of the experimental results from the proving ground tests, we can obtain the relationship between C_{Lr} and the steering correction amount as well as the relationship between the steering correction amount and the yaw rate/steering angle phase differences. The relationship between the yaw rate/steering angle phase differences and rear tire CP can be derived from an

実験1ではC_D増大に対する制限は加えず、純粋にC_{Lf}とC_{Lr}のみに着目して空力デバイスを作成し、C_{Lf}は-0.06～0.05の範囲で、C_{Lr}は-0.03～0.07の範囲で変更してプルービンググラウンドでの実験に臨んだ。プルービンググラウンドでは各仕様におけるヨー／角位相を測定し、図16の結果を得た。

この図より明らかなように、C_{Lf}とC_{Lr}の変化に対するヨー／角位相変化は符号が逆であり、影響が大きいのはC_{Lr}であることが分かる。これは、先に述べた車両安定方向に対して寄与するC_{Lf}とC_{Lr}の符号が逆であることを裏付けるものである。また、相対的にC_{Lf}の寄与が小さいことから、以降の絶対値の検討はC_{Lr}に絞って行うこととした。

プルービンググラウンドで行った実験結果を整理することで、C_{Lr}と修正操舵量の関係、及び修正操舵量とヨー／角位相差の関係を得ることができ、車両ヨー方向の運動方程式よりヨー／角位相差とリヤタイヤCPとの関係が導ける。これにリヤタイヤCPとリヤ接地面荷重の関係を考慮することにより、当該車両のリヤタイヤCPとC_{Lr}の関係をつなぐ4象限グラフを描くことができる。この4象限グラフにより、車両として達成させたい指標の絶対値から、目標とすべきC_{Lr}を定量的に設定することが可能となる（図17）。

次に実験2では、C_D悪化を伴わずに望ましいC_{Lr}をどう実現するかを検討した。C_{Lr}低減方策として通常用いられるリヤスポイラは、(a) 車両上面の主流を直接受け、その結果として発生する正圧により負の揚力を得る、または

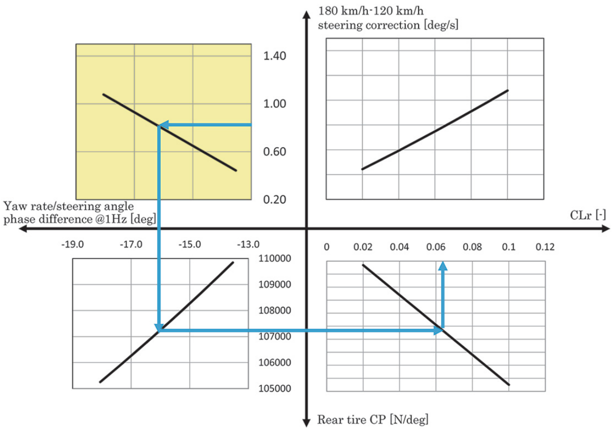


図-17　目標修正操舵量とC_{Lr}を結ぶ4象限グラフ
Fig. 17　4-quadrant chart connecting target steering correction and C_{Lr}

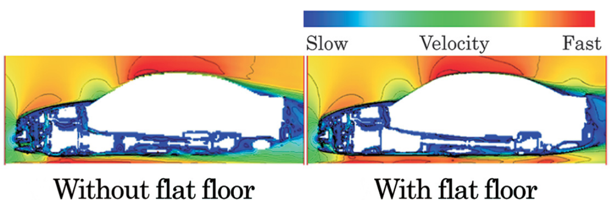


図-18　床下平滑化前後の風速分布（CFD 結果）
Fig. 18　Air velocity comparison for floor flatness

equation of motion for the vehicle yaw direction. By taking into account the relationship between rear tire CP and the vertical load at the rear wheel, a four-quadrant graph can be created that leads to the relationship between rear tire CP and C_{Lr} of the vehicle concerned. Based on this four-quadrant graph, we can quantitatively define the target C_{Lr} from the absolute values of the indices that we want the vehicle to attain (Fig. 17).

Next, in experiment (2), we examined ways of achieving the desired C_{Lr} without degrading C_D. There are two types of rear spoilers that are generally applied as measures for reducing C_{Lr}. One type is struck directly by the main airflow coming over the vehicle roof, resulting in the generation of positive pressure with which negative lift is obtained. The second type obtains negative lift with an airfoil having a convex cross section at the bottom. However, both types cause an increase in drag. Therefore, without applying a rear spoiler, an attempt was made to obtain negative lift by improving the underfloor airflow so as to produce lower pressure under the floor than the surrounding pressure. Such low pressure can be produced by creating a flow velocity under the floor that is higher than the surrounding flow. Accordingly, the floor panel was made flat with the aim of enabling airflow, having its velocity increased at the front apron, to pass smoothly all the way to the vehicle rear. As a result, the flow velocity under the floor was increased compared with that before the flattening and lower surface pressure was obtained at the vehicle rear compared with the previous pressure level

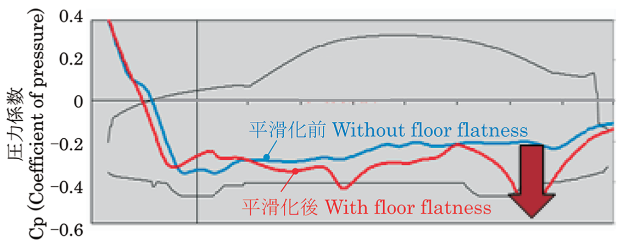


図-19　床下圧力係数分布（CFD 結果）
Fig. 19　Underfloor Cp distribution

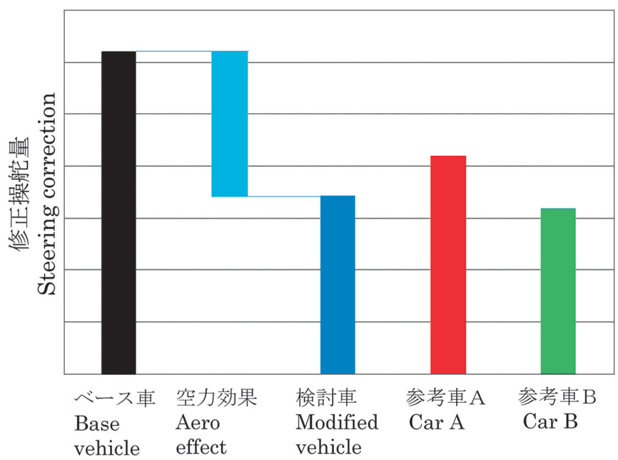


図-20　プルービンググラウンド検証結果
Fig. 20　Proving ground test results

(b)下に凸の翼断面により生じる負の揚力を得る、の二つのタイプがあるが、どちらも空気抵抗を増大させる。このため、リヤスポイラを用いずに、車両床下流れの改善により床下で周囲よりも低い圧力を発生させて負の揚力を得ることを試みた。低い圧力を発生させるには、周囲よりも高い流速を床下に発生させれば良いため、フロントエプロン部で増速された流れを車両後部まで滑らかに流し切ることを目的に、アンダフロアの平滑化を実施した。この結果、平滑化前に比べ床下風速が増加し、車両後半部では平滑化前に比べ低い表面圧力を得ることができた(図18、図19)。

この手法による揚力低減は、C_D悪化を伴わない点で非常に効率の良いものであると言える。

これまで述べてきた一連の検討により、目標修正操舵量→必要なC_{Lr}の設定→C_Dと両立する所望のC_{Lr}達成、をつなぐことができた。

この検討結果を実際の車両に組み込み、プルービンググラウンドにおける検証を行った結果、所望の修正操舵量を達成することを確認できた(図20)。

6. まとめ

日産が目指すダイナミック・パフォーマンスの一つ、「車線幅が狭い郊外路でも正確にハンドル操作できるので安心」に対して、その評価方法と定量評価指標、性能向上のメカニズムといくつかの具体的な向上方策について紹介した。

従来のオープンループでの評価指標による性能向上に加えて、実際に車線に沿って走行している、クローズドループでのドライバの操舵角を計測し、その修正操舵のメカニズム分析から必要な方策を検討することによって、より効果的に性能向上を実現できることを示した。

また、所望の修正操舵量を空力的に実現する手段として、当該車両のサスペンション特性を基に揚力の目標値を設定する手法と、それを空気抵抗を悪化させずに実現する方策を開発し、その有効性を実車検証した。

これらの手法や技術は、既に多くの日産車に適用しており、今後あらゆるシーンで、更に、意のままに操れて安心できる車づくりを目指して、技術開発を実施していく。

7. 参考文献

1) 佐野彰一ほか:車両のヨー応答特性と横加速度応答特性が人間-自動車系の性能に及ぼす影響、自動車技術会論文集、No. 26、pp. 135-141(1983).

2) 久岡雄二ほか:ドライバにとって望ましい車両応答と操舵トルクに関する研究、自動車技術会論文集、Vol. 28、No. 4、pp. 61-66(1997).

(Figs. 18 and 19). This method of reducing lift was found to be very efficient in terms of not degrading C_D.

This series of investigations described here led to the attainment of the targeted steering correction amount, the setting of the necessary C_{Lr} value, and the achievement of both the desired C_{Lr} and C_D.

The results of the investigations were incorporated in a test vehicle and validated in proving ground tests, which confirmed that the desired steering correction amount was obtained (Fig. 20).

6. Conclusion

One element of Nissan's targeted dynamic performance is "Driver can easily follow the intended path." This article has described a method for evaluating this attribute, quantitative evaluation indices, the mechanism involved in improving performance and several specific examples of improvement measures.

In addition to the evaluation indices used heretofore in open-loop testing, the driver's steering angle was measured while actually driving along a target path in closed-loop testing. Necessary measures for improving steering performance were investigated by analyzing the mechanism inducing steering corrections. As a result, it was shown that more effective measures for improving performance were obtainable.

Methods were also examined for achieving the desired steering correction amount aerodynamically. A method was developed for defining the target lift value based on the suspension characteristics of the vehicle involved. Measures were developed for obtaining the target lift without degrading the drag coefficient, and their effectiveness was validated in vehicle driving tests.

The methods and technologies described here have already been applied to many Nissan vehicles. We intend to pursue further technological development with the aim of designing and engineering vehicles that customers can drive as they wish with a secure feel in various types of driving situations.

7. References

1) S. Sano et al.: Effects of Vehicle's Yaw and Lateral Acceleration Responses on Drivers Control Performance, JSAE Transactions, No 26, pp. 135-141 (1983).

2) Y. Hisaoka, A research on desirable steering response and steering torque for driver's feeling, JSAE Transactions, Vol. 28, No. 4, pp. 61-66 (1997).

3) M. Tao et al.: A Study on the Vehicle Stiffness for Reducing the Steering Correction, JSAE Transactions, Vol. 46, No. 2, pp. 413-418 (2015).

4) D. D. Salvucci et al.: A two-point visual control model of steering, Perception, Vol. 33, pp. 1233 - 1248 (2004).

5) I. Kageyama: Driver Characteristics Utilized in Automotive Engineering -Review from a view point of Mechanical Engineering-, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 68, No. 3, pp. 10-15 (2014).

3）田尾光規ほか：修正操舵を低減する車両剛性に関する研究、自動車技術会論文集、Vol. 46、No. 2、pp. 413-418（2015）.

4）D. D. Salvucci et al.: A two-point visual control model of steering、Perception、Vol. 33、pp. 1233-1248（2004）.

5）景山一郎：自動車におけるドライバ特性の活用－機械工学からの課題と展望－、自動車技術、Vol. 68、No. 3、pp. 10-15（2014）.

6）H. Shibue et al.: Method of Vehicle Dynamics Analysis by means of Equivalent Cornering Stiffness for Aerodynamic Forces and Moments、SAE Technical Paper No. 2012-01-0213（2012）.

7）農沢隆秀ほか：自動車の高速直進安定性に影響する車体周りの非定常流特性、日本機械学会論文集B編、Vol. 75、No. 754、pp. 1259-1265（2009）

6) H. Shibue et al.: Method of Vehicle Dynamics Analysis by means of Equivalent Cornering Stiffness for Aerodynamic Forces and Moments, SAE Technical Paper No. 2012-01-0213 (2012).

7) T. Nouzawa, Characteristics of Unsteady Flow Around a Vehicle Affecting Its High-Speed Straight-Ahead Stability, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 75, No. 754, pp. 1259-1265 (2009).

■著者／ Author(s) ■

田　尾　光　規
Mitsunori Tao

大　島　宗　彦
Munehiko Oshima

ボディモーションコントロール技術開発

Development of Body Motion Control Technology

石　毛　　昭*　Akira Ishige
小　西　健　司*　Kenji Konishi
梶　田　英　二**　Eiji Kajita
玉　木　良　典**　Ryosuke Tamaki

抄　　録　近年プレミアム、ノンプレミアムブランドに関わらず、安心・快適な動性能を実現することを日産自動車では目指してきた。その中で重要な一要素を占めている、うねった道でも安心・快適と感じるボディモーションの評価技術と性能向上技術を開発してきている。今回、性能の評価方法と性能向上方策の一例について紹介する。

Summary　One of the most important attributes of Nissan's targeted dynamic performance is that "the occupants feel secure because the vehicle moves stably even on an undulating road surface." This article describes the methodology for evaluating body motions, a mechanism for improvement, and examples of specific technical measures applied.

Key words : *Vehicle Dynamics, ride comfort, ride quality, handling, body motion, vehicle motion*

1. はじめに

本稿では、キーノート「日産が目指すダイナミック・パフォーマンス」の中で述べた、三つのプライオリティアイテムのうち、「路面がうねった道でも車の動きが安定しているので乗員も安心」を取り上げ、いくつかの具体的な技術開発の内容について紹介する。

日産自動車では、これまでも低周波路面入力の乗り心地評価手法[1]と性能向上手法の開発を続けてきた。これらは単一、もしくは二方向の振動を指標値としており、加速度の大きさのみで評価の優劣を表す一般的な振動特性であった。

一方、日産が目指す安心・快適を高いレベルで実現するには、欧州の郊外路に実在するような旋回も伴った複雑な路面入力条件で、動きが安定して安心でき、かつゆったりと不快に感じないという総合的な車両の動き方、ボディモーションを見ていく必要があり、今回ボディモーションの定量指標の開発を新たに行った。指標として、これまでいくつかの研究[2)3)]で示されてきたモーション知覚感度が高い視線の移動速度に相当する物理量を置いた。

ボディモーションは操舵入力やブレーキ／アクセル入力と言った、ドライバの車両への操作入力による車両挙動も示すことがあるが、本技術紹介の中では、路面入力によって励起される車両現象を扱う。

今回の技術紹介の中では、

- ボディモーションの評価現象の定義と定量評価指標
- 発生メカニズムと性能コントロール技術の一例

1. Introduction

This article focuses on one of the three priority items discussed in the keynote article entitled "Nissan's Targeted Dynamic Performance." This item concerns "the occupants feel relaxed by vehicle motion and seats support." It describes in detail several specific technical measures that have been developed to deliver this performance.

Nissan has continued to develop methods for evaluating ride comfort in relation to low-frequency road surface inputs[1] as well as methods for improving ride quality. These methods have defined evaluation indices for single-direction or two-direction vibration inputs and have dealt with general vibration characteristics that express relative superiority or inferiority based on an evaluation of only the magnitude of acceleration.

On the other hand, in order to attain high levels of a secure feel and comfort that Nissan aims for, it is necessary to evaluate comprehensively body motions and how vehicles move under a condition of complex road surface inputs, which also includes cornering, such as what actually occurs on country roads in Europe. Vehicle movements should be stable so that occupants can feel secure and relaxed without experiencing any unpleasant vehicle body motions. In this project, a quantitative index of body motion was newly developed. This index defines a physical quantity corresponding to the velocity of gaze movement, which several previous studies have shown has a significant influence on motion perception.[2)3)]

Body motions typically refer to vehicle behavior in relation to the driver's operational inputs to the vehicle such as steering wheel, brake pedal and accelerator pedal

*カスタマーパフォーマンス＆実験技術部／Customer Performance and Test Engineering Department　**先行車両性能開発部／Advanced Vehicle Performance Engineering Department

• 先行開発車両での性能向上検証結果
を述べていくこととする。

2. ボディモーションの評価方法と評価指標の定義

はじめに、ボディモーションの評価条件について説明する。日産が目指しているボディモーションの良さをお客様に感じて頂きたいシーンは、うねりを伴った欧州の郊外路を約100km/h程度で走行する条件であり、かつ半径100～200m程度の旋回を伴った条件である。

図1は、欧州郊外路を模したテストコースで100km/h一定速走行時の車両挙動のデータである。車両のバウンス、ピッチ、ロールのばね上共振現象以外にも、ヨーレイト、横向き加速度の変動も発生しており、複雑な車両挙動が発生していることが確認できる。

この評価条件において、車両数台で訓練を受けたスキルドライバによりモーションの官能評価を、表1に示す定義で実施した。結果、安心かつ快適という評価視点で官能評価が良いのは、車両挙動の乱れが少なく、コーナでのドライバの注視点の移動を少なく感じる車であるということがわかった。

また、ボディモーションを人が知覚する物理量としては、1章で述べたように視界情報の寄与が大きいという研究がなされており、一般的な前方注視点である自車が2秒

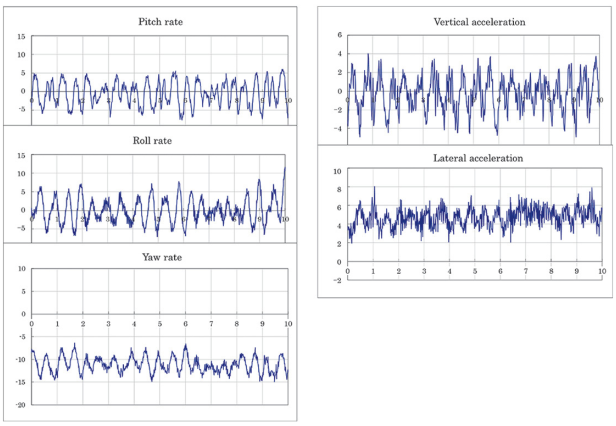


図-1　ボディモーション評価時における車両挙動の時系列データ
Fig. 1　Time series data for vehicle behavior in a body motion evaluation

表-1　官能評価のスケール
Table 1　Subjective evaluation scale

10	Very good
9	
8	Good
7	Slightly better
6	Average
5	Slightly worse
4	Poor
3	Very poor
2	
1	

inputs. However, the technical measures described here treat vehicle behavior induced by road surface inputs. The following sections will describe:

• Definitions of the body motions that are evaluated and a quantitative evaluation index
• The causal mechanism and examples of motion control measures
• Validation results for performance improvements applied to an advanced developed vehicle

2. Body Motion Evaluation Method and Definition of Evaluation Index

First, we will explain the conditions for evaluating body motions. The targeted driving situation in which Nissan wants customers to feel the excellent body motion characteristics of Nissan vehicles involves driving at a speed of around 100 km/h on an undulating country road surface in Europe. Another condition is that it includes driving through curves of around 100 to 200 m in radius.

Figure 1 presents time series data for vehicle behavior measured when driving at a steady speed of 100 km/h on a test course simulating a European country road. It is seen that the yaw rate and lateral acceleration also fluctuated in addition to sprung resonance phenomena such as vehicle bounce, pitch and roll. The results indicate that complex vehicle behavior occurred.

Skilled drivers who received prior training on several vehicle models under these evaluation conditions took part in subjective evaluations of vehicle motions using the evaluation scale shown in Table 1. The results revealed that vehicles displaying few behavior disturbances and little movement of the driver's gaze on curves received good subjective evaluation scores with respect to the evaluation criteria of a secure feel and comfort.

Studies have shown that visual field information is a physical quantity that makes a large contribution to human perception of motion, as mentioned in section 1. We investigated the velocity of gaze movement at a point ahead which the own vehicle will reach in 2 s, representing

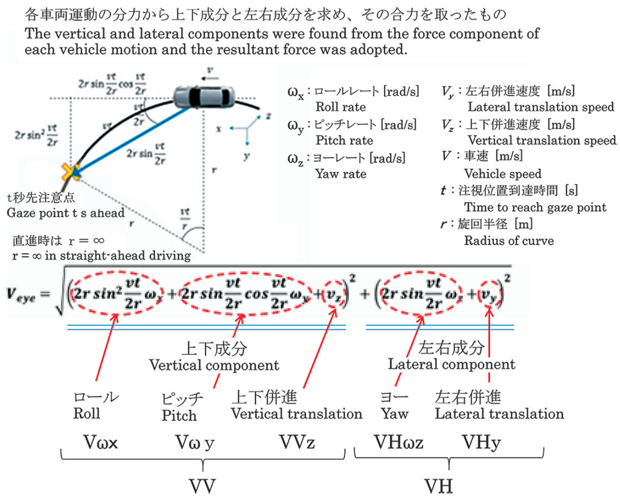


図-2　視線移動速度モデル
Fig. 2　Model of gaze movement velocity

先に到達する位置での視線移動速度で検討した。

図2に、ボディモーションの定量評価指標として検討した視線移動速度モデルを示す。車両5成分（車両のロール、ピッチ、ヨー、及び上下／左右並進運動）から、旋回中の視線移動速度を算出している。上下成分はロール、ピッチと上下並進運動から、左右成分はヨーと左右並進運動からそれぞれ構成している。

図3に、視線移動速度と車両挙動各成分の関係を表わしたイメージ図を示す。青線で示す上下成分と、緑線で示す左右成分をそれぞれの車両挙動から算出した後に、合成し赤線で示す車両の総合的なモーションである視線移動速度を図2で示した式で算出し、代表値として評価区間時間の実効値を算出する。図4に、前述の車両5成分の実走データから算出した視線移動速度の時系列波形を示す。

本指標はばね上の車両挙動で定義しており、ドライバの視線を直接計測はしていない。過去の研究結果からドライバは、ばね上の動きが大きいと前方を注視するために、体や首、眼球の筋肉を使って視線補正し安心・快適でなくなってしまうことがわかっている。[4]

今回ドライバの人体特性によるばらつきを排除するために車両の動きでボディモーションを指標化した結果、官能評価結果と概ね高い相関があることが確認できている。両

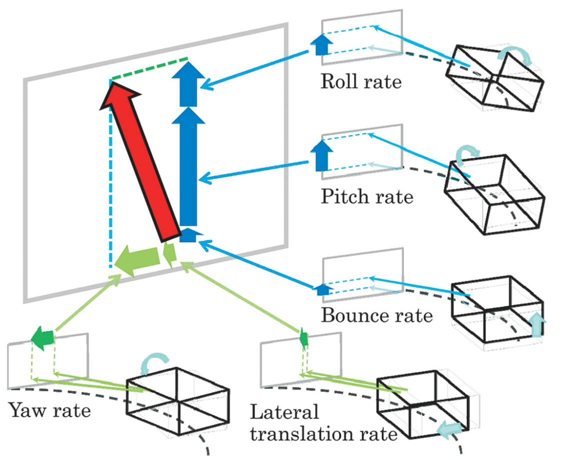


図-3　視線移動速度と車両挙動各成分の構成イメージ
Fig. 3　Conceptual configuration of gaze movement velocity and vehicle behavior components

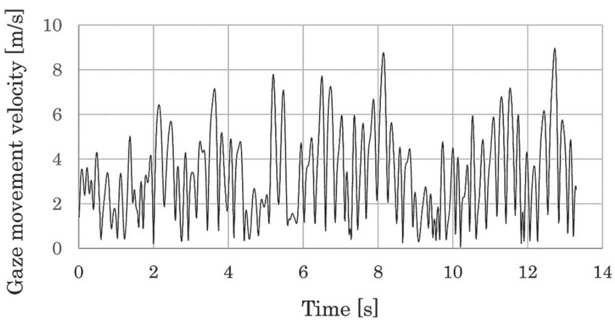


図-4　視線移動速度時系列データ
Fig. 4　Time series data for gaze movement velocity

a typical forward gaze point.

Figure 2 shows a model of gaze moment velocity that we examined as a quantitative evaluation index for body motions. Gaze movement velocity while cornering was calculated from five vehicle motion components: body roll, pitch, yaw, and vertical and lateral translational motions. The vertical components consist of roll, pitch and vertical translational motion and the lateral components are yaw and lateral translational motion.

Figure 3 shows the conceptual relationships between gaze movement velocity and these five vehicle behavior components. The vertical components indicated by the blue arrows and the lateral components indicated by the green arrows were first calculated from the vehicle behavior. They were then synthesized and the equation in Fig. 2 was used to calculate gaze movement velocity representing the integrated motion of the vehicle indicated by the red arrow. Effective values were then calculated in the evaluation interval time as representative values. Figure 4 shows a time series waveform of gaze movement velocity calculated based on driving data measured for the five vehicle motion components.

This evaluation index was defined on the basis of sprung vehicle behavior and no direct measurements were made of the driver's gaze. The results of a previous study indicate that drivers use their body, neck and eyeball muscles to compensate their gaze when trying to concentrate on the forward view under a condition of large sprung motion, with the result that they no longer feel secure or comfortable.[4]

In this study, a body motion index was created for vehicle motions in order to eliminate variation in the evaluation results due to drivers' physical characteristics. As a result, a high correlation was largely obtained with the subjective evaluation results. The relationship between gaze movement velocity and the subjective evaluation results is shown in Fig. 5.

3. Causal Mechanism of Gaze Movement Velocity and Example of a Reduction Measure

As described in the foregoing section, gaze movement velocity is composed of the five components of vehicle roll, pitch, yaw and vertical and lateral translational

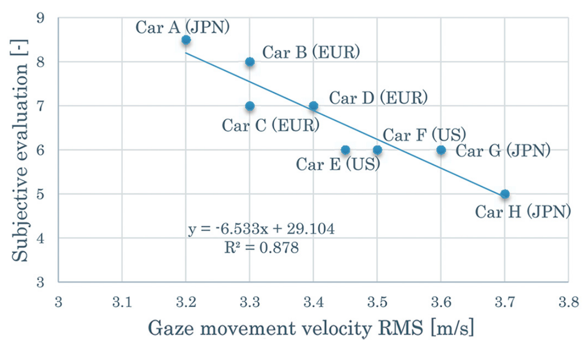


図-5　視線移動速度と官能評価の関係
Fig. 5　Gaze movement velocity vs. subjective evaluation

者の関係を図5に示す。

3. 視線移動速度の発生メカニズムと低減方策例

2章で述べたように、視線移動速度は、車両のロール、ピッチ、ヨー、及び上下／左右並進運動の5成分から構成されている。あるCセグメント量産車における視線移動速度への5成分の寄与率を図6に示す。

視線移動速度に最も寄与が高い成分は、車両ピッチであることがわかる。これは旋回半径が200m程度の本条件では図2と図3で示すように、車両ピッチ挙動とかけ合せている、2秒先前方注視点までの距離が長く、かつ車両ピッチレートがヨーやロールに対して大きいためである。これは他の車においても同様の傾向を確認している。そこで、本稿では視線移動速度の低減に向け、寄与の大きな車両ピッチレートの低減方策について述べる。

うねり路走行時における前後輪の入力の時間差による

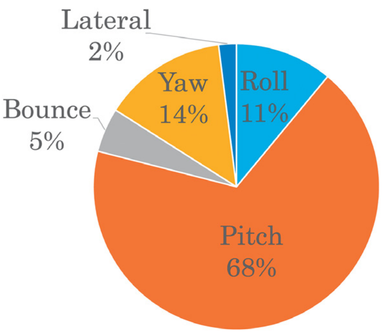


図-6　視線移動速度に対する各成分の寄与
Fig. 6　Contribution of each component to gaze movement velocity

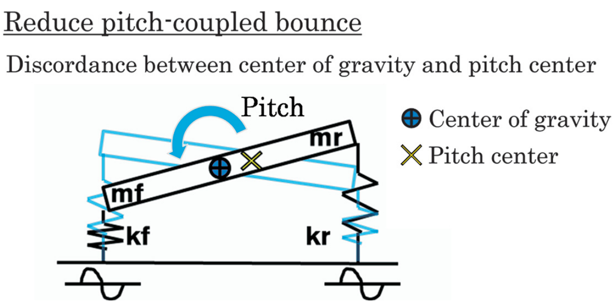


図-7　バウンス入力でピッチ現象が発生する条件
Fig. 7　Condition for pitch behavior with bounce input

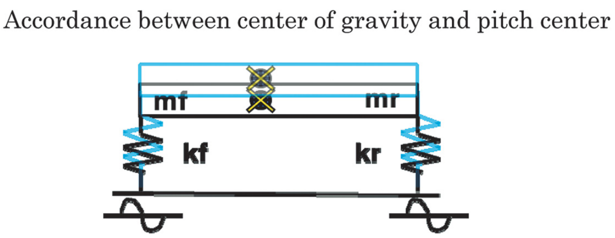


図-8　バウンス入力でピッチ現象が発生しない条件
Fig. 8　Condition for no pitch behavior with bounce input

motions. The respective contribution of these five components to gaze movement velocity is shown in Fig. 6 for a certain mass-produced C-segment sedan.

The results indicate that vehicle pitch is the component making the largest contribution to gaze movement velocity. The reason for that can be understood as follows. Under a condition of a curve with a radius of around 200 m, vehicle pitch behavior is multiplied by the long distance to the forward gaze point 2 s ahead of the vehicle as shown in Figs. 2 and 3. In addition, the vehicle pitch rate is larger than the yaw and roll rates. The same tendencies were also confirmed for other vehicles. Accordingly, this section describes a measure for reducing the vehicle pitch rate that makes such a large contribution, with the aim of reducing gaze movement velocity.

It is known from previous studies that the pitch component due to a time difference in road surface inputs to the front and rear tires when traveling on an undulating road is related to the vehicle speed and the vehicle's wheelbase length.[5] Under the driving condition considered here, the lowest order vibration is around 5 Hz, which is sufficiently higher than the vehicle pitch resonance frequency of less than 2 Hz. Therefore, in the following discussion we will consider the bounce input as the principal input component of the sprung resonance frequency.

Figure 7 is a schematic representation of the front/rear wheel suspension spring stiffness and the front/rear wheel sprung mass when a vehicle is viewed from the side. Under a condition where same-phase bounce inputs are applied to the front/rear wheels, vehicle pitch behavior occurs when the position of the pitch rotation center, determined by the spring stiffness and the front/rear wheel sprung mass, and the position of the vehicle's center of gravity do not coincide. On the other hand, as shown in Fig. 8, by making the position of the vehicle's pitch rotation center and that of the longitudinal center of gravity coincide, the front and rear wheels move equally and pitch behavior does not occur when a bounce input is applied.

The road surface input under the evaluation condition used in this study induces large sprung resonance, causing not only the suspension springs but also the bumper bounds to deflect greatly and stroke from the outset. In order to prevent the vehicle from pitching even under this condition, the characteristics of the suspension springs and bumper bounds must be carefully examined so as to make the position of the vehicle pitch rotation center and that of the longitudinal center of gravity coincide even under a large vehicle stroke condition.

Figure 9 shows the difference between the pitch rotation center and the vehicle's center of gravity on the vertical axis in relation to the suspension stroke on the horizontal axis. The green line shows the effective value of the mass-produced C-segment sedan. In the region near zero suspension stroke, it is seen that there is virtually no difference between the pitch rotation center and the vehicle's center of gravity. However, in the region of a large

ピッチ成分は、車速と車両のホイールベース長さに関係することが過去の研究からわかっている。[5] 今回の走行条件では最も低次なもので約5Hz前後となり、2Hz以下の車両ピッチ共振周波数に対して十分高いため、ばね上共振周波数の入力成分としては、バウンス入力を主体として考えていく。

図7に車両を横から見たときの、前後輪サスペンションスプリング剛性と前後輪ばね上質量の模式図を示す。前後輪同相のバウンス入力が入ったときに、スプリング剛性と前後輪ばね上質量から決まる車両ピッチ回転中心位置が重心位置と一致していないと、車両ピッチ現象が発生してしまう。一方、図8に示すように、車両ピッチ回転中心位置と前後方向重心点位置を一致させることで、前後輪が等しく動きバウンス入力時にピッチ現象は発生しない。

本評価条件の路面入力は、ばね上共振が大きく励起され、サスペンションスプリングのみならず、バンパラバーも初期から大きくたわんでストロークする条件である。こういった条件でも車両をピッチさせないためには、車両ストロークが大きい条件まで含めて車両重心位置と車両ピッチ回転中心位置が一致するように、サスペンションスプリングとバンパラバー特性を検討する必要がある。

図9に横軸にサスペンションストローク、縦軸にピッチ回転中心と重心位置の関係を示す。緑線は、Cセグメントの量産車での実力値を示している。ストロークがゼロ付近の領域では、ピッチ回転中心と前後重心位置の差異はほぼ生じていないが、大きくストロークする領域ではフロントサスペンションのバンパラバーが強く当たって、リヤサスペンションに対して相対的に大きな反力を発生していたため、ピッチ回転中心が前寄りとなっている。

一方、青線はこの考え方をもとに、前後サスペンションの剛性バランスをバンパラバー含めて特性検討したものであり、ストロークが大きな領域でも差異が少ないことがわかる。

また、サスペンションスプリング剛性バランスだけでな

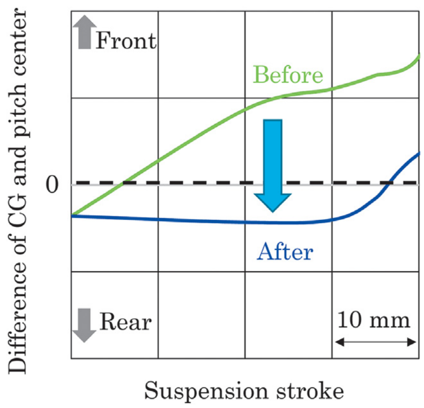


図-9 ストロークに対するピッチ回転中心と重心点の関係
Fig. 9 Difference between CG and pitch center

suspension stroke, the front suspension bumper bounds strongly strike the outer tube of the shock absorbers, producing a relatively large reaction force in relation to the rear suspension and causing the pitch rotation center to move closer to the front.

In contrast, the blue line shows the result of examining and improving the characteristics by including the bumper bounds in the stiffness balance of the front/rear suspensions based on the concept explained here. It is seen that the difference in positions is small even in the region of a large suspension stroke.

Besides the stiffness balance of the front/rear suspension springs, the damping force balance between the front/rear shock absorbers and ensuring a suitable damping force level are also naturally effective in reducing gaze movement velocity.

4. Validation Results for an Advanced Developed Vehicle

A prototype vehicle was built that greatly reduced

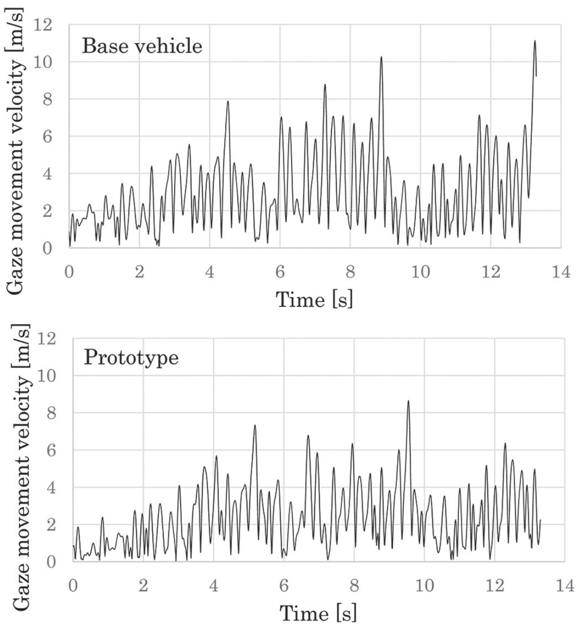


図-10 試作車両での視線移動速度の改善結果
Fig. 10 Comparison of gaze movement velocity between prototype and base vehicle

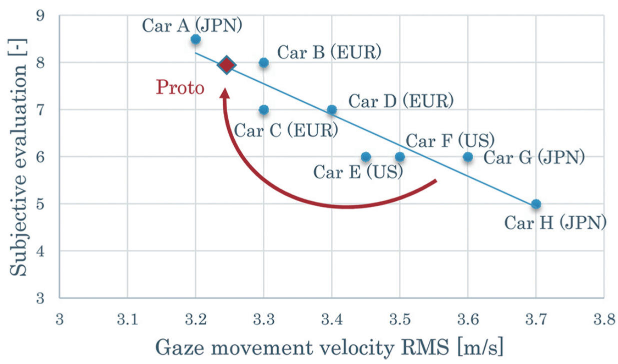


図-11 試作車両の官能評価結果
Fig. 11 Subjective evaluation results

く、ショックアブソーバ前後減衰力バランスと減衰力自体の確保も視線移動速度の低減に対して当然有効である。

4. 先行車両での検証結果の紹介

前述のピッチ回転中心と前後重心位置の差異をストロークが大きい領域まで大幅に低減し、さらに高応答ショックアブソーバなども適用した試作車両での改善結果と、ベース車両の比較結果を図10、図11に示す。

視線移動速度値を約10%低減させた結果、官能評価でも2点向上と大きく改善した。本性能の評価が高い欧州車両と同等以上の評価となり、世界トップレベルの高い性能であることが確認できた。

5. まとめ

本稿では、欧州郊外路で安心かつ快適な総合的ボディモーション官能評価を、実走車両データから算出した視線移動速度で概ね表せることを示し、その発生メカニズムと、具体的な向上方策についての一例を紹介した。

また、これらをもとにして先行試作車で視線移動速度の低減と世界トップレベルの官能評価結果であることを確認した。

これらの評価手法や性能向上技術は、すでに多くの日産車に適用しており、その詳細については、本稿以降の新型車種のパートの中で紹介する。

6. 参考文献

1) 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）.
2) 加藤和人ほか：乗り心地に及ぼす乗員頭部揺動と視覚の影響の検討、自動車技術会、講演会前刷集、No. 113-08、pp. 1-4（2008）.
3) 村岸裕治ほか：視覚・動揺感受性に基づく操舵過渡応答性能の向上（第1報）、自動車技術会、講演会前刷集、No.10-06、pp.1-4（2006）.
4) 林秀樹ほか：安心と感じられるばね上の動きメカニズム解明、自動車技術会、講演会前刷集、No. 59-13、pp. 1-4（2013）.
5) 土谷幸広ほか：周期的な凹凸路の乗り心地解析について、自動車技術、Vol. 43、No. 12、pp. 5-9（1989）.

the difference in the positions of the pitch rotation center and the vehicle's longitudinal center of gravity even in the region of a large suspension stroke and also adopted highly responsive shock absorbers, among other improvements. The results obtained for the improved prototype are compared with those for the base vehicle in Figs. 10 and 11.

The prototype reduced gaze movement velocity by approximately 10% (Fig. 10), resulting in a large improvement of its subjective evaluation score of more than two points (Fig. 11). Its evaluated performance was equal to or better than most of the tested European cars, which are evaluated highly for this performance attribute. The results confirmed that the performance of the improved prototype ranks among the best in the world.

5. Conclusion

This article has shown that subjective evaluations of comprehensive body motions providing a secure and comfortable ride on European country roads can largely be expressed by gaze movement velocity calculated from data measured in vehicle driving tests. The causal mechanism involved and an example of a specific measure for reducing gaze movement velocity were described.

The findings were incorporated in a prototype vehicle, which was confirmed to reduce gaze movement velocity and was ranked among the best in the world in a subjective evaluation of this performance attribute.

This evaluation method and performance improvement technology have already been applied to many Nissan vehicles. The details are described in subsequent articles that focus on newly developed models.

6. References

1) A. Ishige et al.: Objective Evaluation Technology for Ride Comfort, Nissan Technical Review, No. 64, pp. 4-8 (2009).
2) K. Kato et al.: Effects of driver's head motion and visual information on perception of ride comfort, Proc. of JSAE, No. 113-08, pp. 1-4 (2008).
3) Y. Muragishi et al.: Enhancement of Vehicle Dynamic Behavior Based on Visual and Motion Sensitivity (1st. Development of Human Sensitivity Evaluation System), Proc. of JSAE, No.10-06, pp.1-4 (2006).
4) H. Hayashi et al.: Clarifying Mechanism of Secure Ride Feel by Body Motion, Proc. of JSAE, No. 59-13 pp. 1-4 (2013).
5) Y. Tsuchiya et al.: Evalution of Riding-comfort when Driving on Rough Road-surface Profil, Journal of JSAE, Vol. 43, No. 12, pp. 5-9 (1989).

■著者／ Author（s）■

石 毛　 昭
Akira Ishige

小 西 健 司
Kenji Konishi

梶 田 英 二
Eiji Kajita

玉 木 良 典
Ryosuke Tamaki

音と振動のコントロールによるしっかり感の向上

Improvement of Solidly Built Feeling through Noise and Vibration Control

入　江　雅　之*
Masayuki Irie

抄　　録　ここでは日産が目指す、快適で安心できる動性能としての技術開発項目の一つ“しっかり感”について検証した内容を紹介する。しっかり感は、低周波音の変動タイミングが影響しており、そのタイミングを早めることで性能が向上でき、また低周波音発音部位を補強することで変動タイミングを短縮することができる。

Summary　This article describes a solidly built feeling that is one of the R&D items for achieving Nissan's targeted dynamic performance characterized by a secure feel and comfort. It is shown that the change in the time of low-frequency noise influences a solidly built feeling. Quickening that time can improve performance, and the change in the time of low-frequency noise can be shortened by reinforcing the vibrating parts that radiate such noise.

Key words : *Noise, Vibration, solidly built feeling, ride comfort, ride quality*

1. は　じ　め　に

自動車のグローバル販売台数は近年拡大を続け、各市場で競争が激化している。お客様の性能に対する要求も年々厳しさを増しており、こうした中で競争を勝ち抜いていくためには、より性能が高く魅力ある商品を提供し続ける必要がある。

前稿までに紹介したように、日産は“安心・快適”を重要視しており、注力すべき技術開発項目として“しっかり感”を挙げている。このしっかり感という感覚は主に、段差、ひび割れ不整路を走った時に、車からの音や振動から感じとられるものである。しっかり感を向上させることにより、高級な“ほんもの”を持つという満足感、優越感をエモーショナルな価値として提供することを目指している。本稿では、しっかり感の日産車への適用について報告する。

2. しっかり感と低周波音

2.1　サンプルとしての車種の選定

しっかり感を代表するシーンとして、段差を乗り越えた際の現象に注目し、プルービンググラウンド内にある突起段差路を題材に、複数車種を用いて、官能評価を実施した。その中から、しっかり感が劣るＡ車、及びしっかり感が優れるＢ車をサンプルとして選定した。図1に、Ａ車と

1. Introduction

The annual global auto sales volume has continued to increase in recent years and competition is intensifying in every market. Customer demands for vehicle performance are also becoming more rigorous every year. In order to win the competition under these circumstances, it is necessary to continue to provide more attractive products with even higher levels of performance.

As explained in the preceding articles, Nissan is placing emphasis on a secure feel and comfort. In this regard, one aspect on which R&D efforts should be focused is a "solidly built feeling." The feeling of being solidly built is mainly perceived from the noise and vibration transmitted to occupants from the vehicle when traveling on uneven road surfaces with bumps or cracks. By improving the solidly built feeling of Nissan vehicles, we aim to provide customers with emotional value in terms of the feelings of satisfaction and superiority engendered by owning a luxury and authentic vehicle. This article describes the solidly built feeling we incorporate in Nissan vehicles.

2. Solidly Built Feeling and Low-frequency Noise

2.1　Selection of sample vehicle types

Attention was paid to phenomena that occur when traveling over a bump as a typical driving situation representative of a solidly built feeling. Subjective evaluations were conducted of multiple models when driving on a proving ground course with bumps and other level differences. Two of the vehicles evaluated were

* カスタマーパフォーマンス＆実験技術部／Customer Performance and Test Engineering Department

B車のしっかり感の評点を示す。このグラフは縦軸に官能評点を置いており、専門スキルを持った評価者により、表1のように評価した結果を示している。A車は2.5点、B車は4.0点であった。

2.2 しっかり感と低周波音の関係

昨今、低周波音が振動知覚に与える影響について述べられてきている。中川らの研究（2011）[1]により、低周波域の音の増減が、振動強度の知覚に影響を及ぼすことが分かっている。振動から人間が予測する音の大きさと実際の音圧の差により、認知上の混乱が生じるため、不快感が増加すると報告されている。

しっかり感を評価したコメントの中に、「比較的静かであるが、ボンボンとした音が響き、しっかり感を損ねる」ということが報告されている。筆者らは、こういったボンボンとした響く音に着目し、振動から予測されるものよりも長く響くことで、大きさと同様に、認知上の混乱が生じることから、低周波音がしっかり感にも影響を与えているのではないか、と仮説を置いた。

今回、低周波音及び“響く”を可視化するため、前述の突起段差を乗り越した時の、2車の運転席フロア上下振動と運転席耳位置音圧について、低周波領域において時間的な分解能に有効なウェーブレット解析[2,3]を実施した。後輪乗り越し時の運転席耳位置音圧、フロア振動の解析結果を図2に示す。横軸が時間、縦軸が周波数である。変動の大きさをカラーで示しており、赤みが強いほどその変動が大きいことを表している。

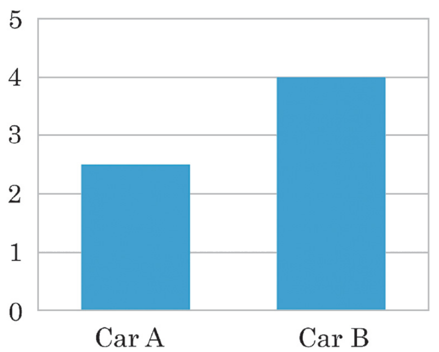


図-1　しっかり感の官能評点
Fig. 1　Subjective evaluation scores of solidly built feeling

表-1　しっかり感の官能評価表
Table 1　Subjective evaluation criteria of solidly built feeling

5: Very solidly built	非常にしっかりしている
4: Solidly built	しっかりしている
3: Average	ふつう
2: Not solidly built	しっかりしていない
1: Not solidly built at all	非常にしっかりしていない

selected as samples: car A for its inferior solidly built feeling and car B for its fairly good solidly built feeling. Figure 1 shows the subjective evaluation scores for the solidly built feeling of the two vehicles. The evaluation scale is shown along the vertical axis of the figure. Evaluations were made by evaluators with special skills using the criteria shown in Table 1. Car A received a score of 2.5 and car B a score of 4.0.

2.2 Relationship between solidly built feeling and low-frequency noise

The influence of low-frequency noise on the perception of vibration has been discussed in recent years. It is known from a study by Nakagawa et al. (2011)[1] that changes in noise levels in the low-frequency region influence the perception of vibration intensity. Differences between the noise level that people expect from vibration and the actual pressure level experienced are reported to increase feelings of discomfort because they cause perceptual confusion.

Among the evaluation comments concerning a solidly built feeling, it was reported that a bong noise was transmitted amid the relative quietness, which detracted from the feeling of being solidly built. The authors focused attention on this transmitted bong noise. It lasted longer than what was expected from the vibration and caused perceptual confusion. Accordingly, it was hypothesized that low-frequency noise also apparently influences a solidly built feeling.

In order to visualize low-frequency noise and its transmission in this study, the vertical vibration of the floor panel under the driver's seat and the noise level at the driver's ear position of the two vehicles when traveling over a proving ground bump were subjected to a wavelet

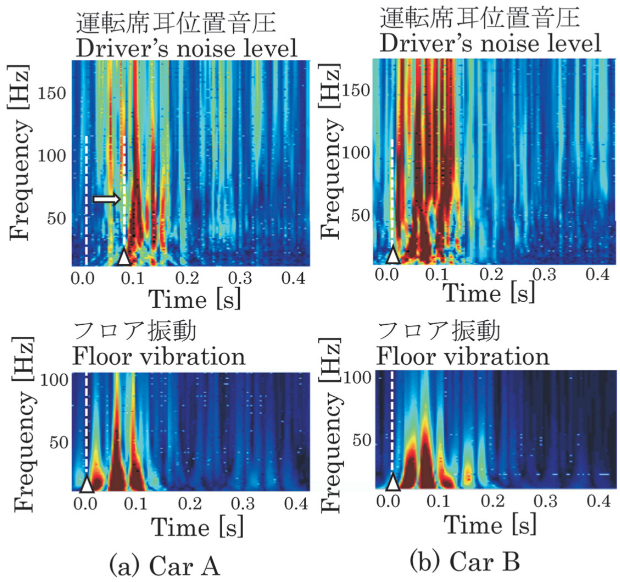


図-2　後輪乗り越し時の耳位置音圧及びフロア振動の変動
Fig. 2　Change in noise and floor vibration when rear wheels travel over a bump

ここで、音の変動時間について着目した。フロア振動の変動と運転席耳位置音圧の変動の開始点を、各々図2内△点で示している。これを2車間で見比べた場合、B車の音は振動と変動開始タイミングが一致しているのに対し、A車の音は振動の変動開始から約0.1秒遅れて発生していることが確認できる。また、その終了時間も遅れていることが確認でき、遅れて発生し、遅れて終了している。

車室内に低周波音圧が遅れて発生するということは、車両の何れかの発音部位が約0.1秒後より振動しているということである。すなわち、その低周波音がフロア振動開始タイミングと一致しないことから、何れかの部位がフロア振動と時間差を持って振動が励起され、発音を開始していると推察される。

2.3 低周波音発生部位の確認

そこで、低周波で、大きく長く振動している部位を多点で詳細に確認するために、台上2軸3方向加振器を用いて突起段差後輪乗り越しを再現し計測を行った。

例として図3に、部位ごとの振動の収れん完了時間を示す。縦軸に部位、横軸に時間を取っている。フロア振動の開始点からピークレベルの1/10になった点を振動終了点として、その時間を読み取った。

最上段の棒グラフがフロア振動収れん完了時間であり、振動開始よりおよそ0.1秒後に振動が終了したことを表しており、他部位をみると、フロア振動よりも長く振動して

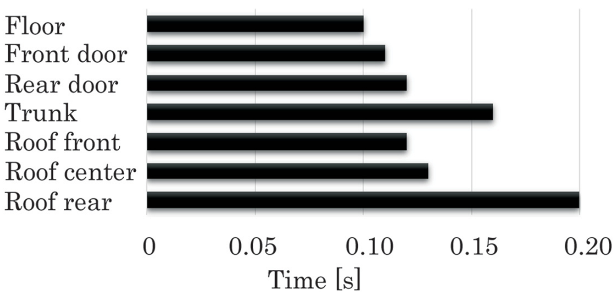


図-3 収れん完了時間
Fig. 3 Vibration convergence time

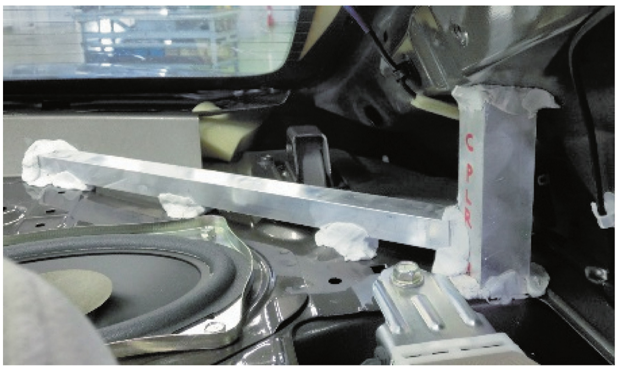


図-4 ルーフ後部の補強例
Fig. 4 Example of the reinforcement of the roof end

analysis[2)3)], which is effective for time resolution in the low-frequency region. Figure 2 presents the analysis results found for these two criteria when the rear wheels traveled over the bump. The vertical axis shows the frequency relative to time on the horizontal axis. The magnitude of the change is indicated in different colors. A stronger red hue means a larger change.

Attention was focused here on the duration of the change in the noise level. The starting point of the change in the floor panel vibration and that of the noise level at the driver's ear position are indicated by a △mark in each graph in Fig. 2. A comparison of the results for the two sample vehicles reveals that for car B both the noise level and vibration began to change at the same time, whereas for car A the noise level began to change with approximately a 0.1 s delay after the change in vibration. The duration of the conclusion of the change was also delayed for car A. In other words, both the start and end of the noise were delayed. This delay in the occurrence of low-frequency noise in the interior means that the noise source somewhere in the vehicle began vibrating approximately 0.1 s later. In short, because the timing of the low-frequency noise did not coincide with the onset of the floor panel vibration, it was inferred that some part was excited and vibrated with a time difference from the floor vibration and began to radiate noise.

2.3 Confirmation of parts generating low-frequency noise

In order to identify the parts vibrating long and loudly at a low frequency, measurements were made using a two-axis three-direction dynamometer shaker to recreate and measure the condition when the rear wheels travel over a bump. As an example, Fig. 3 shows the convergence time of the vibration of various parts. The parts are listed along the vertical axis in relation to time on the horizontal axis. The vibration convergence point was defined as the moment when the vibration became 1/10 of the peak level following the onset of the floor panel vibration and the time to that point was measured.

The uppermost bar graph shows the convergence time of the floor panel vibration. It indicates that the vibration ended about 0.1 s after it started. An examination of the other parts reveals that they vibrated longer than the

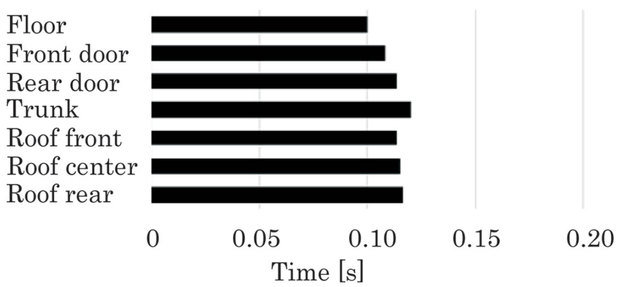


図-5 改修後の各部収れん完了時間
Fig. 5 Vibration convergence time after improvement

いることが確認できる。

以上より、これらの部位がフロア振動と異なる振動を起こすことで低周波音を発生させており、更には、低周波音が認知上の混乱が起こし、しっかり感を損ねているのではないかと考えた。

そこで、これらの部位を補強することで低周波音が収まるのか、更に低周波音が収まることでしっかり感が向上するのか、を検証することとした。

2.4　低周波発音部位の改修

一番振動時間が長いルーフ後部に着目し、いくつかの補強を実施した。一例として図4に示すように、補強を施工し剛性を1.36倍向上させた。他の部位についても、類似の内容を実施している。

改修した結果の振動収れん完了時間を図5に示す。ルーフ後部で見ると、83%収れん完了時間が短縮していることが確認できる。

2.5　低周波音圧変動の確認

前述2.2節と同様に、突起段差を乗り越した時の、A車改修後の運転席フロア上下振動及び運転席耳位置音圧のウェーブレット解析を実施した。後輪乗り越し時の結果を図6に示す。

図6左図が改修前、右図が改修後である。運転席耳位置音圧を見比べると、改修前は30～50Hz域の音が0.1～0.2秒にかけて遅れて大きく発生していたが、改修後の同領域にて変動がなくなり、フロア振動と時間的に変動開始が一致することを確認した。

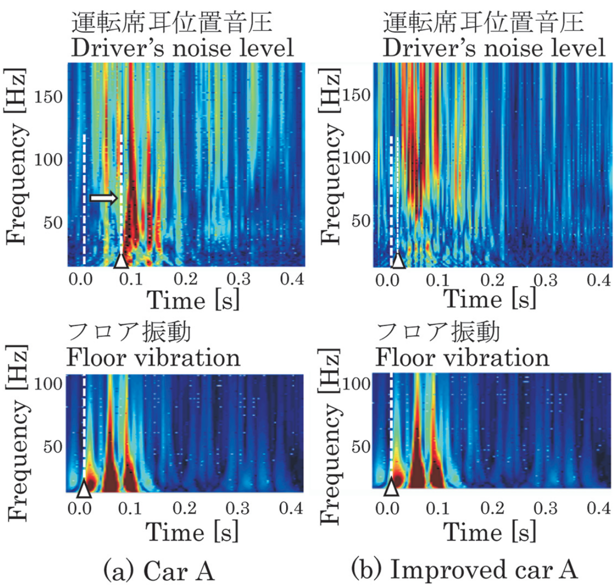


図-6　後輪乗り越し時の耳位置音圧及びフロア振動の変動
Fig. 6　Change in noise and floor vibration when rear wheels travel over a bump

floor panel did.

Based on the foregoing results, it was assumed that these parts cause vibrations different from that of the floor panel, thereby producing low-frequency noise. Moreover, such low-frequency noise causes perceptual confusion and presumably detracts from a solidly built feeling. Therefore, we investigated whether reinforcing these parts was effective in suppressing low-frequency noise and whether that suppression helped to improve a solidly built feeling.

2.4　Improvement of parts producing low-frequency noise

Attention was focused on the roof rear that vibrated the longest and several reinforcing measures were implemented. One example is shown in Fig. 4, where reinforcement was applied to increase the stiffness by 1.36 times. Similar reinforcement was also applied to the other parts.

The vibration convergence time of the improved parts is shown in Fig. 5. It is seen that the convergence time of the roof rear vibration was shortened by 83%.

2.5　Confirmation of change in low-frequency noise

Similar to the analysis described in section 2.2, a wavelet analysis was performed on the vertical vibration of the floor panel under the driver's seat and the noise level at the driver's ear position for improved car A when the rear wheels traveled over a bump. The results are shown in Fig. 6.

The left-hand graphs in Fig. 6 are for car A before the improvements and the right-hand graphs are for the car after the improvements. A comparison of the noise level at the driver's ear position reveals that loud noise occurred with a 0.1-0.2 s delay in the 30-50 Hz region before the improvements, but that delay in this frequency range disappeared after the improvements. As a result, the time for the onset of the change in the noise level coincided with that for the floor panel vibration.

2.6　Improvement of solidly built feeling

Figure 7 presents the subjective evaluation score for improved car A together with the scores shown in Fig. 1. In line with the hypothesis mentioned earlier, the score

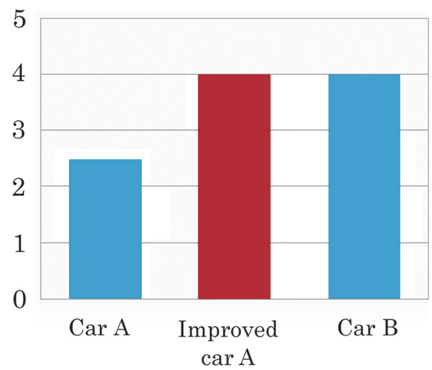


図-7　しっかり感の官能評価
Fig. 7　Subjective evaluation scores of solidly built feeling

2.6 しっかり感の向上

図1にA車改修後の結果を加え、図7に示す。前述した仮説の通り、低周波音の変動発生タイミングのずれを無くすことで、しっかり感を向上させることができた。改修を施したA車は、B車に近いしっかり感を実現することができている。

3. まとめ

本稿では、しっかり感が低周波音の変動タイミングを改善することで向上すること、低周波音発生部位を補強することで変動発生時間を短縮することができること、を明らかにした。今後、更に低周波音などが振動知覚に及ぼす影響やメカニズムを明確にし、お客様が“安心・快適”を感じる技術開発を進めていく。

また、この新たに開発した“しっかり感”を向上させるような車体特性改善アイテムを、新型車種へ投入している。この詳細については、本稿以降の新型車種のパートの中で紹介する。

4. 参考文献

1）中川千鶴ほか：振動と同帯域の音が振動乗り心地評価に及ぼす影響、日本人間工学会、第51回大会講演集(2011).
2）佐藤雅昭：ウェーブレット理論の数学的基礎第I部、日本音響学会誌、Vol. 47、No. 6、pp. 405-415（1991).
3）佐藤雅昭：ウェーブレット理論の数学的基礎第II部、日本音響学会誌、Vol 47、No. 6、pp. 416-423（1991).

for the solidly built feeling was improved because the difference in the duration for the change in low-frequency noise was eliminated. The results indicate that improved car A achieved a solidly built feeling which approached that of car B.

3. Conclusion

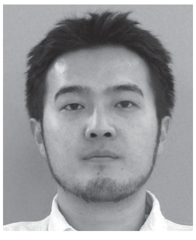
This article has made clear the enhancement achieved for a solidly built feeling by improving the duration of the change in low-frequency noise. It also made clear that reinforcing parts radiating low-frequency noise shortens the time for the occurrence of such change. In future work, it is planned to make clear the mechanism by which low-frequency noise and other phenomena influence the perception of vibration in order to develop technologies for enabling customers to better perceive a secure feel and comfort.

The newly developed measures described here for improving vehicle body characteristics for the purpose of enhancing a solidly built feeling are being incorporated into new vehicle models. Some applications are described in subsequent articles about newly developed models.

4. References

1) C. Nakagawa et al.: Passenger discomfort due to vibration, and the influence of sound at the same frequency range as the vibration, Proc. of Japan Ergonomics Society 51st Conference (2011).
2) M. Sato: Mathematical foundation of wavelets I. Non-orthogonal wavelets, Acoustical Science and Technology, Vol. 47, No. 6, pp. 405-415 (1991).
3) M. Sato: Mathematical foundation of wavelets II. Non-orthogonal wavelets, Acoustical Science and Technology, Vol. 47, No. 6, pp. 416-423 (1991).

■著者／Author(s)■



入 江 雅 之
Masayuki Irie

ダイナミック・パフォーマンスを支える振動・騒音技術

Noise and Vibration Technologies supporting Dynamic Performance

榎　本　俊　夫* Toshio Enomoto　　三　山　栄　仁** Yoshihito Miyama　　森　　行　広*** Yukihiro Mori　　生　越　　渉** Wataru Ogose

抄　　録　ダイナミック・パフォーマンス（DP）の一部として振動・騒音をとらえる方は多くはないかもしれない。しかし振動・騒音現象は操安や加速、燃費性能とトレードオフになることが多く、DPと無関係ではない。またDPは多感覚情報の結果として認知されるものであり、振動・騒音はDPの認知に深く関係している。感覚間の寄与率や関係性はまだわからないことが多く今後も研究が必要であるが、ここではDPの一部としての振動・騒音の重要な三つの技術、“しっかり感”に関係する車体剛性、e-POWERのEV的な走り味を実現するための技術、加速性能と低燃費を陰で支えるアクティブテクノロジについて紹介する。

Summary　There may not be many people perceive that noise and vibration performance constitutes one element of dynamic performance. Noise and vibration (NV) phenomena often have trade-offs with major dynamic performance attributes such as handling, stability, acceleration, and fuel economy. Dynamic performance is perceived on the basis of multisensory integration. This article explains three important NV technologies as part of dynamic performance: body stiffness for a solidly built feeling, technology for obtaining an EV-like feel with e-POWER, and active control techniques supporting acceleration performance and CO_2 reduction.

Key words : *NVH, body stiffness, e-POWER, ANC, active control mount*

1. は　じ　め　に

ここ数十年で自動車の静粛性は飛躍的に向上しており、これ以上の進化は不要だと思われる方も多いかもしれない。特に日本で生活する日本人の場合、静粛性を重視しない傾向が見られる。日本の交通環境では車速は低く、路面も総じてきれいで凹凸が少なく、エンジンを高回転で使うようなシーンも少ないため、車室内の騒音はさほど大きくならないという背景がある。しかし海外の車の使われ方の中では、車室内の振動・騒音は必ずしも理想的な状態ではなく、そこで生活するお客様やエンジニアにとって、振動・騒音の改善はいまだ必然であり続けている。

一方で、いわゆる騒音量を下げることだけが課題かというと、そうではない。さほど荒れていない路面でも発生する低周波の音や微小なラトル音なども、ダイナミック・パフォーマンス（DP）を構成する“しっかり感”に強く関係する。また、e-POWERなどのモータで走る車は内燃機関（ICE）車より静かなのは当たり前と思われがちであるが、振動・騒音にとって不利な条件もあり、正しい設計が不可欠となっている。あまり知られていないが、ヘッドフォンで普及しているアクティブノイズコントロール

1. Introduction

Vehicle quietness has been dramatically improved in recent decades and many may feel that further improvement is unnecessary. There is a tendency seen especially among Japanese living in Japan not to place so much significance on quietness because interior noise levels are not that high. The reasons for that include the fact that vehicles travel at low speeds in Japan's traffic environment, road surfaces are generally good with few potholes and bumps, and there are few situations where the engine is running at high speed. However, among the ways in which vehicles are driven in other countries, noise and vibration conditions in the passenger compartment are not necessarily ideal. Accordingly, automotive engineers are still continuously making necessary efforts to improve noise and vibration levels for the sake of customers living in other lands.

On the other hand, simply lowering the noise level is not the only issue. Low-frequency noise, tiny rattles and other sounds that occur on not-so-rough road surfaces are also strongly related to the “solidly built feeling” that is one constituent element of dynamic performance. In addition, there is a tendency to think that electric motor-driven vehicles like those fitted with Nissan's e-POWER electric powertrain are naturally quieter than internal combustion

*先行車両性能開発部／Advanced Vehicle Performance Engineering Department　**Infiniti製品開発部／Infiniti Product Development Department　***Nissan第一製品開発部／Nissan Product Development Department No. 1

（ANC）技術がそれらの対策とし、さらに車の燃費を助ける技術として採用が着実に進んでいる。

2．車体骨格の高剛性化による静粛性向上

車体剛性は年々向上しているが、DPや静粛性にとって、向上することの意義は失われていない。特に車体全体の変形を抑制する骨格の剛性は、様々な低周波の音振現象を改善させる上で、キーとなる特性である。

低周波の音振現象は、エンジンからのこもり音や、路面からのドラミング、突起乗り越し音などがあり、従来、車両の不具合現象として評価され、お客様の不満を払拭させる意味合いが強かった。しかし近年、低周波の音のレベルをより一層低減させることで、走行時のすっきりとした車室内空間を実現させ、魅力性能の向上や高品質感につなげている。

路面からの入力は約-6dB/octの周波数特性を有しており、高周波ほど入力が小さい。そのため、伝達特性のピーク周波数が高ければ高いほど、結果として掛け合わされた音のレベルが小さくなり有利となる（図1）。

その伝達特性のピーク周波数を決めるのは、タイヤ、サスペンション、車体などの共振系であるが、特にキャビン内の空間の体積変化に直接関係する車体骨格の固有値が重要である（図2）。

車体骨格の固有値は、全体の剛性を高めることで上昇し、結果、車室内音のレベルを低減させることができる。一例として車体骨格固有値を高めた車両のホワイトボディ（BIW）固有値（図3）と、低周波ロードノイズ（図4）の検証結果を示す。

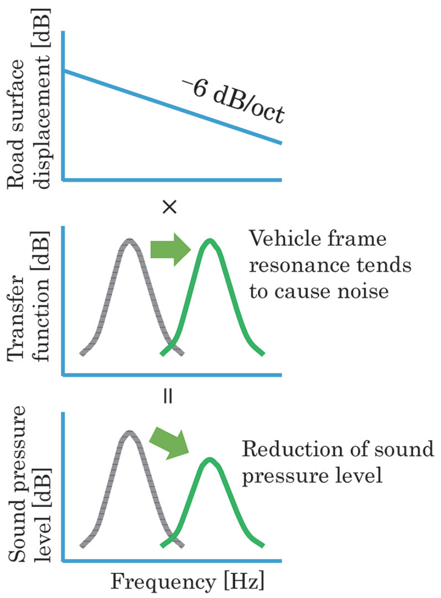


図-1　低周波ロードノイズ低減のメカニズム
Fig. 1　Mechanism for reducing low-frequency road noise

engine (ICE) vehicles. However, the former vehicles also have disadvantageous conditions regarding noise and vibration, making proper designs indispensable. Although it is not well known, the active noise control (ANC) technology that is widely used in headphones is applied as a countermeasure against such noise. Moreover, it is steadily being adopted as a technique for helping to improve vehicle fuel economy.

2. Improvement of Quietness by Increasing Body Frame Stiffness

While body stiffness has been improved year after year, further improvement is still meaningful for dynamic performance and quietness. Body frame stiffness for suppressing overall body deformation is an especially key property for reducing various types of low-frequency noise and vibration phenomena.

Low-frequency noise and vibration includes booming noise from the engine, drumming noise from the road surface, and noise produced when traveling over bumps, among other phenomena. Previously, such phenomena were evaluated as vehicle defects and had strong implications for dispelling customer dissatisfaction. However, the level of low-frequency noise has been markedly reduced in recent years to create a refreshing interior ambience while driving, which has led to improvements in attractive performance attributes and high perceived quality.

Road surface inputs generally have frequency characteristics of around -6 dB/oct, and there are fewer

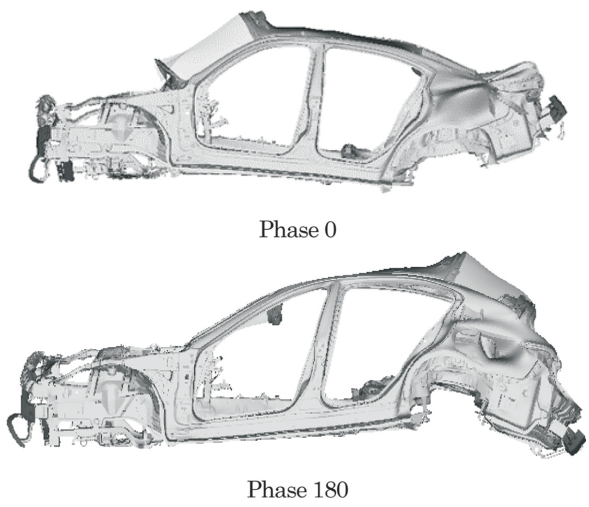


図-2　キャビンの変形を伴う車体曲げモード
Fig. 2　Body bending modes causing cabin deformation

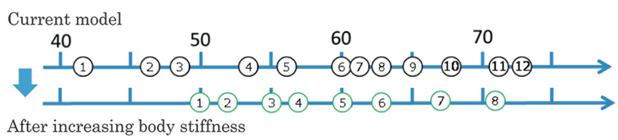


図-3　補剛前後での車体固有値
Fig. 3　Body eigenvalues before and after stiffening the body

車体骨格の剛性を高めることは古くから求められており、さまざまな設計手法や方策が考えられてきたが、断面の確保と変曲点をつくらないことや結合剛性を確保するなどの素直な設計がいまだ重要である。国内では車両のサイズや重量、車室内空間の確保などの要件から、それらを軽んじる論議もしばしばなされるが、世界的には骨格共振は依然向上し続けており、骨格剛性を重視している傾向が見て取れる（図5）。

今後、日産車の静粛性を高め、魅力性能や高品質感を継続的に向上させていくために、車体骨格の剛性を高めるといった基礎となる技術を、引き続き磨いていく。

3. e-POWERのEV的な走り味を実現するための技術

e-POWERの利点は、エンジンを停止したまま、バッテリの電力を使ってモータのみで走行できることである。エンジン騒音がなくなることで、電気自動車（EV）らしい高い静粛性を実現することができる。

一方で、エンジンが動作している間は、燃費性能や動力性能、空調性能など、さまざまな要件から、回転数やトルクなどのエンジン動作点が決定され、静粛性に不利な条件にもなり得る。この条件でもEV的な走り味を損なわないために、従来のICE車のように車体感度や遮音を向上す

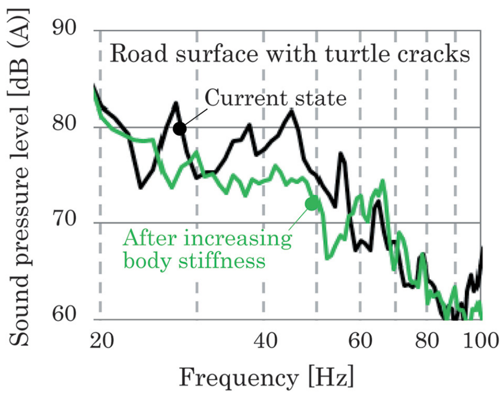


図-4　車体固有値向上の効果
Fig. 4　Effect of body eigenvalues on road noise

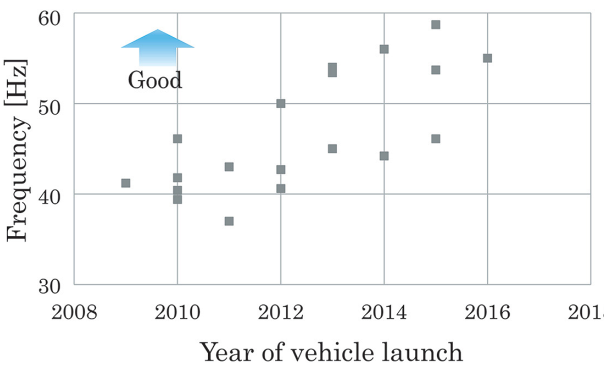


図-5　車体曲げモードの年次トレンド
Fig. 5　Trend of body bending modes

inputs in the higher frequency ranges. Consequently, the higher the peak frequency of the transfer characteristics is, the lower the level of the multiplied sound becomes as a result, which is advantageous for a quieter interior (Fig. 1).

The peak frequency of the transfer characteristics is determined by the resonance systems of the tires, suspension, vehicle body and so on. The eigenvalues of the body frame, which are directly related to changes in the volume of the cabin interior space, are particularly important in this regard (Fig. 2).

The eigenvalues of the body frame can be increased by raising the overall body stiffness, making it possible to reduce interior noise levels as a result. As one example, Fig. 3 shows the change in the eigenvalues of the body-in-white (BIW) by increasing the eigenvalues of the body frame, and Fig. 4 shows the results of an investigation of the resultant effect on low-frequency road noise.

Increasing the stiffness of the body frame has been required for a long time, and various design methods and measures have been considered for that purpose. Straightforward designs that secure the desired cross sections, avoid creating inflection points and ensure joint stiffness, among other requirements, are still important even now. In Japan, discussions that make light of such things are often heard because of requirements regarding the vehicle size and weight and the necessity of securing interior space. However, one can still see global trends toward improving the resonance of and emphasizing the stiffness of the body frame (Fig. 5).

Continued efforts will be made in the coming years to refine further the technologies for increasing body frame stiffness as the basis for enhancing the quietness of Nissan vehicles and continuously improving attractive performance attributes and high perceived quality.

3. Technologies for Attaining EV-like Driving Feel with e-POWER

One advantage of the e-POWER electric powertrain is that the car can be driven by the traction motor alone using electric power from the battery with the engine turned off. Because there is no engine noise, remarkable quietness is obtained resembling that of an electric vehicle

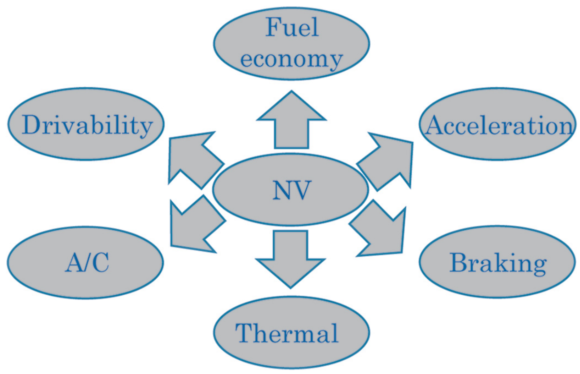


図-6　性能間のトレードオフ
Fig. 6　Performance trade-offs

る技術などを採用するだけでなく、エンジン動作点にも振動・騒音の要件を織り込むことが重要である。

しかし多くの性能がトレードオフの関係にあるため、それぞれの性能で効果や跳ね返りを確認しながら、動作点を決定していかなくてはならない。そのため、試作車のない開発初期段階でのシステムのポテンシャル判断や、制御定数を変更した際の短時間での確認・判断に課題があった。

また、バッテリ残量や外気温など、エンジン動作点に影響を与える因子が多いため、従来のICE車とは比較にならないほど多くの条件で、これらのトレードオフを解かなければならない（図6）。

この課題を解決するため、既存のパワートレインのシミュレーションモデルや実験データベースに、エンジンマウントの特性や車体、遮音などの振動・騒音モデルを組み合わせることで、他性能と同じ条件、短時間で、大容量の振動・騒音解析を可能とする1D CAE *を開発した（図7）。(*複数の物理現象をひとつのモデル上で再現するシミュレーション技術。)

これによって、他性能と振動・騒音性能を同時に評価することができる。そのため、性能間のトレードオフの解決と制御ロジックの最適化が、開発初期段階から可能となる。また、短時間で多くの条件の評価も可能となった。

4. DPに貢献するアクティブ制御技術

この章では、振動や騒音を能動的に制御するアクティブ制御技術について説明する。

高出力、低燃費は静粛性とトレードオフである場合が多い。これを高いレベルで両立するために、日産はANCやACM（アクティブコントロールエンジンマウント）などのアクティブ制御技術を用い静粛性を向上させている。

また近年は静粛性向上のみならず、商品の魅力向上やブランドイメージ向上にもアクティブ制御技術を活用している。

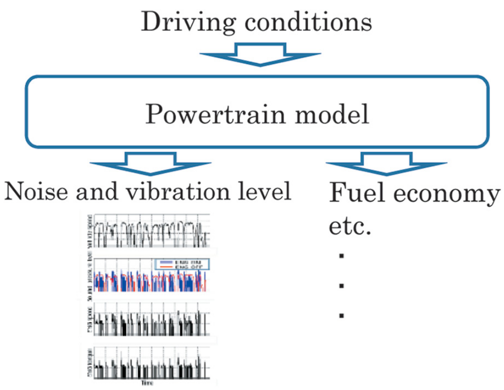


図-7　1D CAE出力イメージ
Fig. 7　Concept of 1D CAE output

(EV).

On the other hand, when the engine is running, its operating points, including speed, torque output and so on, are determined by various requirements such as for fuel economy, power performance and air-conditioning performance. Those conditions can also be disadvantageous for quietness. So as not to detract from the EV-like driving feel even under such conditions, it is essential to factor noise and vibration requirements into the engine operating points, in addition to applying technologies for improving noise isolation and reducing the body's influence on noise levels as has been done for conventional ICE vehicles.

However, because there are trade-offs among many performance attributes, the effect on each attribute and possible repercussions must be confirmed in the process of determining the operating points. That has posed issues for judging the potential of each vehicle system at the initial development stage before physical prototypes are built and for verifying and judging the effects of control constant changes in a short period of time.

In addition, there are numerous factors that influence engine operating points such as the remaining battery capacity and external temperature, among others. Consequently, performance trade-offs must be resolved under so many conditions that it is nearly impossible to make a comparison with conventional ICE vehicles (Fig. 6).

In order to resolve this issue, a 1D CAE simulation program was developed for reproducing multiple physical phenomena with one model, making it possible to conduct a large-capacity noise and vibration simulation in a short period of time under the same conditions as for other performance attributes. This program combines a noise and vibration model, including engine mount properties, vehicle body, noise isolation measures and other factors, with an existing powertrain simulation model and an experimental results database (Fig. 7).

This makes it possible to evaluate noise and vibration simultaneously with other performance attributes. As a result, trade-offs between performance attributes can now be resolved and the control logic can be optimized from the initial stage of development. Moreover, many conditions can now be evaluated in a short period of time.

図-8　U13型日産ブルーバード
Fig. 8　U13 Nissan Bluebird

4.1 低燃費用ANCの普及

日産は4気筒エンジン特有のこもり音を消音するために、1991年にU13型ブルーバード（図8）で世界初のANCを採用した。

近年は省燃費を目的にANCを使用することが多い。省燃費のためには、エンジン出力の伝達ロスを少なくすべく、変速機のロックアップ領域拡大が有効である。一方ロックアップ領域拡大を実現する際には、エンジンこもり音が課題となる。日産は2009年のY51型フーガより、それまでになかったエンジン低回転域および高負荷域へ広げたロックアップ領域とこもり音性能の両立を、ANCの適用により実現した。以降、ANC採用台数は図9に示すように年々拡大しており、今後も拡大が見込まれている。

4.2 ACMの進化

省燃費エンジン（ディーゼルエンジンやダウンサイジングエンジンなど）で悪化するエンジン振動を低減する技術としてアクティブコントロールマウント（ACM）がある。日産は1998年U30型プレサージュの直噴ディーゼルエンジンモデルでACMを採用した。ACMはエンジンマウント内部に搭載したアクチュエータにより、エンジン振動とは逆位相の振動を発生させることで、車体へ伝達する振動を低減する。

新型INFINITI QX50ではアクティブトルクロッド（ATR）を採用した（詳細は後稿「QX50で実現したダイナミック・パフォーマンス技術」参照）。ATRは初代ACMから3世代目のアクティブエンジンマウントと呼べるもので（図10）、VCターボエンジンの高周波の振動を低減する。

4.3 アクティブ・サウンド・コントロール (ASC)

従来、車両の加速サウンドは、吸気系もしくは排気系でその音づくりをすることが一般的な手法であったが、音環境の悪化を避けるべく昨今強化されている車外騒音規制を鑑みると、これらによる対応には限界がある。これらの

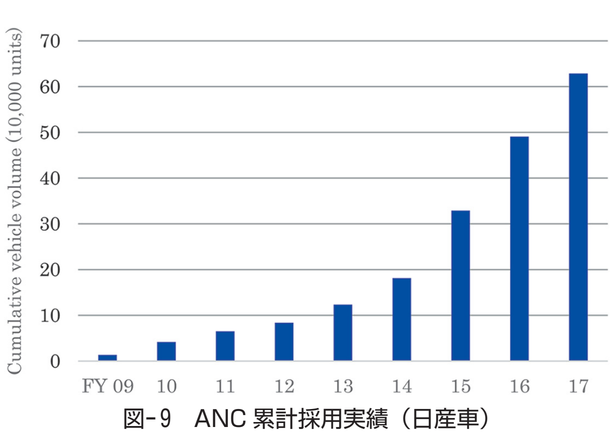


図-9 ANC累計採用実績（日産車）
Fig. 9 Cumulative volume of ANC-equipped vehicles

4. Active Control Technologies Contributing to Dynamic Performance

This section explains active control technologies for controlling noise and vibration actively. There are many times when high power output and high fuel economy involve trade-offs with quietness. At Nissan, we improve vehicle quietness by applying active control technologies such as ANC and active control engine mounts (ACMs). In recent years, active control technologies have also been used to enhance product attractiveness and the brand image, in addition to enhancing quietness.

4.1 Spread of ANC for high fuel economy

Nissan adopted the world's first automotive ANC system on the U13-series Nissan Bluebird (Fig. 8) in 1991 to cancel the booming noise characteristic of 4-cylnder engines.

In recent years, ANC has often been applied for the purpose of improving fuel economy. Expanding the lockup region of the transmission is an effective way of reducing losses incurred in transferring engine power, which works to enhance fuel economy. On the negative side, engine booming noise becomes an issue when the lockup region is expanded. Beginning with the Y51-series Fuga in 2009, Nissan expanded the lockup region to both the low speed range and the high load region, which had never been done before. Booming noise performance was reconciled with that expansion by applying ANC. Since then, the volume of Nissan vehicles equipped with ANC has increased every year as shown in Fig. 9 and is expected to expand further in the years ahead.

4.2 ACM evolution

ACM technology is one approach to reducing engine vibration that worsens for high fuel economy engines such as diesel engines, downsized engines and others. In 1998, Nissan adopted ACM on the U30-series Presage equipped with a direct-injection diesel engine. ACM reduces the transmission of vibration to the body by generating vibration in the opposite phase to that of engine vibration using an actuator incorporated inside the engine mount.

The new Infiniti QX50 adopts an engine mount vibration damping system called Active Torque Rod (ATR). (For further details see a later article entitled “Dynamic Performance Technologies on the New INFINITI QX50.”) ATR is Nissan's third-generation active engine mount system since the initial ACM technology (Fig. 10). It effectively reduces the high-frequency vibration generated by the VC-Turbo engine.

図-10 ACMの進化
Fig. 10 Advancement of ACM

トレードオフを解決する技術として、オーディオスピーカから電気的に加速時の音を付加するASCシステムを、2011年に発表したV37型スカイラインより採用した。以降これまでに新型INFINITI QX50を含め7車種に同技術を採用しており、商品魅力向上の一助となっている。

5. ま と め

今後、車の電動化は確実に進む。車の中で最大の騒音源である内燃機関がなくなることで、路面起因の騒音や風音の寄与が高くなることから、そのための振動・騒音技術は今後も重要である。また、軽量化などの制約条件もますます多くなっており、機械的な対策だけでは対応できない領域でアクティブ技術を適用する範囲は確実に広がるものと思われる。

6. 参 考 文 献

1) 濱野崇ら：新開発EVのギヤノイズ低減技術、自動車技術会、学術講演会前刷集、Vol. 56-11、pp. 1-4（2011）.
2) 鎌塚均ら：新開発EVの車両静粛性向上に関する技術開発、自動車技術会、学術講演会前刷集、Vol. 56-11、pp. 5-8（2011）.
3) 鹿沼剛ら：日産リーフの車両静粛性達成技術、日産技報、No. 69・70、pp. 81-85（2011）.
4) 山内亮佑ら：パッシブとアクティブを活用した新しい振動遮断技術、自動車技術会、学術講演会前刷集、Vol. 12-17、pp. 354-359（2017）.
5) 谷村浩史ら：アクティブ制御慣性マスを組み込んだトルクロッドの車両適応開発、自動車技術会、学術講演会前刷集、Vol. 35-18、pp. 1-6（2018）.
6) Y. Oana：NVH Development of a High Torque SUV Using a Novel Active Torque Rod System、SAE Technical Paper No. 2018-01-0685（2018）.

4.3 Active Sound Control (ASC)

In the past, the acceleration sound of a vehicle was generally generated by methods applied either to the intake system or the exhaust system. However, there are limits to these methods in view of the tightening of pass-by noise regulations in recent years to avoid degradation of the sound environment. One technology for resolving this trade-off is an ASC system that adds sound electrically through the audio speakers during vehicle acceleration. Nissan adopted an ASC system on the V37-series Skyline announced in 2011. Since then, this same technology has so far been applied to seven models, including the new INFINITI QX50, to help improve product appeal.

5. Conclusion

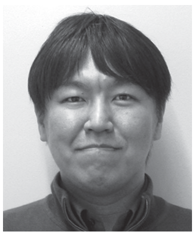
There is no doubt that vehicle electrification will advance steadily in the coming years. The elimination of the ICE that is the biggest source of noise in conventional vehicles will make the contributions of noise from the road surface and wind noise more predominant. Consequently, technologies for suppressing noise and vibration will continue to be important in the future. There will also be increasingly more constraints, including further weight-reduction demands. It can be expected that the range of application for active control technologies will definitely expand in areas where mechanical measures alone are not sufficient.

6. References

1) T. Hamano et al.: Technologies for Gear Noise Reduction in The Newly Developed Electric Vehicle, Proc. of JSAE, Vol. 56-11, pp. 1-4 (2011).
2) H. Kamazuka et al.: Technical Development of Vehicle Quiet Performance for newly developed Electric Vehicle Proc. of JSAE, Vol. 56-11, pp. 5-8 (2011).
3) T. Kanuma et al.: Noise and Vibration Performance of the Nissan LEAF, Nissan Technical Review, No. 69-70, pp. 81-85 (2012).
4) R. Yamauchi et al.: New Vibration Control Methodology using Passive and Active Vibration Isolation System, Proc. of JSAE, No. 12-17, pp. 354-359 (2017).
6) Y. Oana: NVH Development of a High Torque SUV Using a Novel Active Torque Rod System SAE Technical Paper No. 2018-01-0685 (2018).

■著者／ Author(s) ■


榎 本 俊 夫
Toshio Enomoto


三 山 栄 仁
Yoshihito Miyama


森 行 広
Yukihiro Mori


生 越 渉
Wataru Ogose

新型日産リーフで実現したダイナミック・パフォーマンス技術

Dynamic Performance Technologies on the New Nissan LEAF

木 村 徹*　谷 口 雄 大*　富 樫 寛 之*
Toru Kimura　Katsuhiro Taniguchi　Hiroyuki Togashi

抄 録　新型日産リーフは2010年の発売以来、世界で最も売れている電気自動車の後継である。近年拡大し続ける電気自動車市場に投入するにあたりe-パワートレインの性能向上や自動運転技術を搭載し、利便性を向上させるとともに、進化したステアリング復元制御や車体剛性の向上により、快適に運転を楽しんでもらうことができる動性能を実現できた。本稿ではこれらの採用技術について紹介する。

Summary　The new Nissan LEAF, the successor to the world's best selling electric vehicle, is equipped with an enhanced e-Powertrain system, improved steering wheel return-to-center control and a more advanced suspension. These features provide comfortable and confident dynamic performance. This article describes how these technologies were applied to the new Nissan LEAF.

Key words : *Vehicle Dynamics, Chassis, ride comfort, ride quality*

1. はじめに

近年、拡大する電気自動車（EV）市場に投入される新型日産リーフは、「ニッサンインテリジェントモビリティ」を象徴するクルマとして、運転することで安全性の向上やクリーンな環境づくりへの貢献、社会とよりつながりを感じながら、運転を楽しんでもらうことを目指して開発してきた。

本稿では新型日産リーフ（図1）の操縦安定性、乗り心地の狙い、それらを高いレベルで実現した技術について紹介する。

図-1　新型日産リーフ
Fig. 1　New Nissan LEAF

1. Introduction

The new Nissan LEAF was launched in the electric vehicle (EV) market, which has been expanding in recent years, as a vehicle symbolizing Nissan Intelligent Mobility. It was developed to provide improved driving safety, to contribute to the creation of a clean environment, and to give customers greater driving pleasure with a feeling of being more closely connected to society.

This article describes the development aims set for the handling, stability and ride comfort of the new Nissan LEAF (Fig. 1) and the technologies applied to attain high levels of these performance attributes.

2. Dynamic Performance Targeted for the New Nissan LEAF

The driving range of the new Nissan LEAF has been greatly improved by expanding the energy storage capacity of the battery to 40 kWh, among other improvements, in anticipation of an increase in long-distance, long-duration driving. Accordingly, the vehicle was developed with emphasis on the following points so as to reduce the driver's workload for a more enjoyable driving experience.

(1) Driver can easily follow the intended path
(2) The occupants feel relaxed by vehicle motion and seats support
(3) The occupants are not disturbed by noise and vibration

*Nissan第一製品開発部／Nissan Product Development Department No. 1

2. 新型日産リーフの目指すダイナミック・パフォーマンス

新型日産リーフはバッテリのエネルギ貯蔵能力を40kWhに向上させたことなどにより、大幅に航続距離を改善したことで、長距離、長時間の運転が増えることが想定される。そこで運転時の負担を軽減し、快適な運転を可能にすべく、下記に着目して開発を行ってきた。

①車線幅が狭い郊外路でも正確にハンドル操作ができるので安心

②路面がうねった道でも車の動きが安定しているので乗員も安心

③音や振動によって乗員が不快にならない

3. 修正操舵の低減

EVはアクセルコントロールに対し、モータならではのスムーズで、力強い加速を得ることができる。そのスムーズさを生かし、思った通りに車を運転でき、安心感があり長時間の走行でも疲れない快適な運転を実現するためには、操舵修正が少ないことが挙げられる（図2）。操舵修正量を低減するために、新型日産リーフで適用した技術について以下に述べる。

前出記事「修正操舵低減技術の紹介」で述べられている修正操舵を生ずるメカニズムの一つとして、車両の応答遅れがある。これはステアリング～タイヤの車両伝達系における、応答の遅れを小さくすることが重要であることが分かっている（図3）。そこで、各伝達系の剛性を確保することを目指し、寄与度の高いステアリング剛性を向上させた。

新型日産リーフではステアリングのトーションバー剛性（図4）を約13%向上させることで、転舵入力時のステアリング剛性で前型比約10%の向上を実現させた（図5）。これにより微舵入力領域から応答の遅れが小さくなること

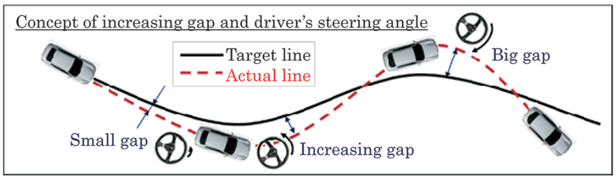


図-2　修正操舵が少ない車両特性
Fig. 2　Vehicle characteristic of minimal steering correction

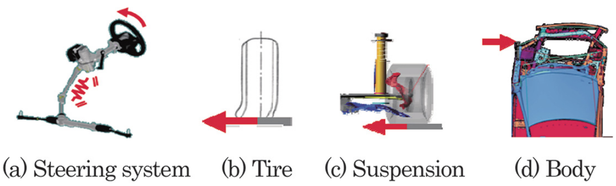


図-3　車両伝達系における応答遅れ
Fig. 3　Delay on force transfer path

3. Reduction of Steering Corrections

An EV delivers smoother, more powerful acceleration characteristic of an electric drive motor compared with that obtained with accelerator pedal control. One aspect that can be cited for taking advantage of this smoothness to enable customers to drive as they wish with a secure feel and enjoy comfortable driving without getting tired even after long hours on the road is minimal steering corrections (Fig. 2). The following discussion describes the technologies adopted on the new Nissan LEAF to reduce the amount of steering corrections made.

As described in an earlier article entitled "Minimal Steering Correction Technologies," one mechanism inducing steering corrections is a vehicle response delay. It is known that it is important to reduce the response delay that occurs in the vehicle's force transfer path from the steering wheel to the tires (Fig. 3). Therefore, the stiffness of the steering system, which contributes significantly to this response delay, was improved with the aim of ensuring ample stiffness in each component of the transfer system.

The stiffness of the torsion bar in the steering system of the new Nissan LEAF was increased by approximately 13% (Fig. 4), which improved the torsional stiffness of the steering system by approximately 10% over that of the previous model when a steering input is applied (Fig. 5). This improvement reduces the vehicle's response

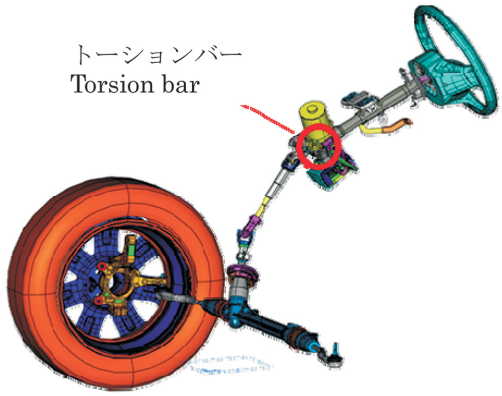


図-4　ステアリングトーションバー
Fig. 4　Steering system torsion bar

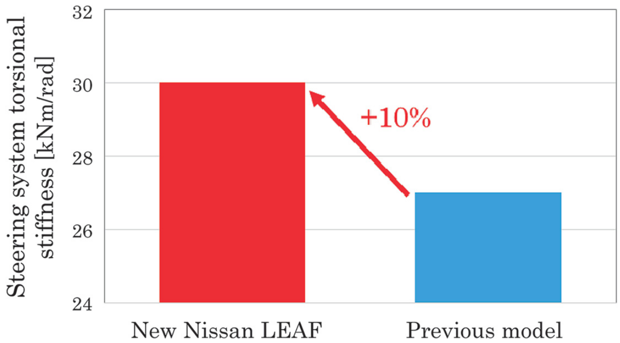


図-5　ステアリング剛性比較
Fig. 5　Steering system torsional stiffness

で、ドライバのハンドル操作に対し、よりリニアで自然なヨーレートや旋回加速度を発生させることができるようになり、ドライバの思った通りのラインでの走行を実現している。

また新型日産リーフには電動パワーステアリングの制御において、舵角センサと連動した日本向け日産車初採用となる新しいハンドル戻し制御を採用している。これは操舵角および操舵速度を用いて、疑似的にセルフアライニングトルクを高めることでステアリングを中立位置に戻す力を発生させるものである（図6）。この機能により、直進からのターンインやコーナリング中の切り増し時、中立を跨（また）いでの切り返し時に手応えをドライバにしっかり伝え、より自然でしっかりとした操舵感を実現したことで、安心感をもってコーナリングすることができる。また、操舵しながら旋回に必要な操舵角をイメージしやすくなることで、修正操舵量の低減に貢献している。

さらに新型日産リーフにはインテリジェントライドコントロールおよびインテリジェントトレースコントロールを採用している。これらはドライバのハンドル操作、ブレーキ操作、アクセル操作からドライバの運転状態を推定し、コーナリングに適した駆動トルクと四輪それぞれの制動力を制御し、コーナでのライントレース性を向上させる制御システムである（図7、図8）。運転が上手な熟練ドライバは、コーナ手前からスムーズにハンドル操作を行うことができるが、一般ドライバのハンドル操作は、切り始めが遅れ気味になったり、必要以上にハンドル操作が速くなったり、

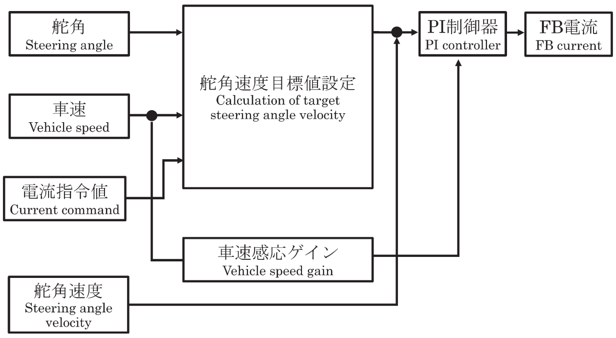


図-6　ハンドル戻し制御ブロック図
Fig. 6　Block diagram of steering return control

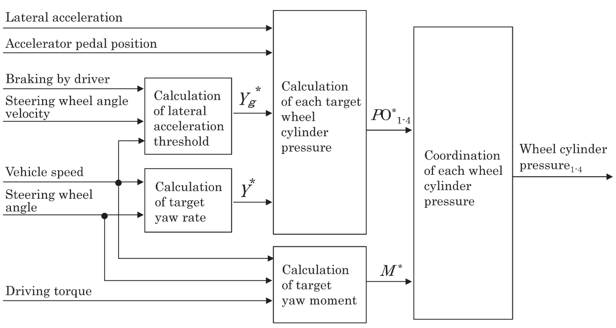


図-7　インテリジェントトレースコントロール制御ブロック図
Fig. 7　Block diagram of Intelligent Trace Control

delay even in the region of tiny steering inputs, enabling the generation of a more linear and natural yaw rate and cornering acceleration in response to the driver's steering actions. As a result, the vehicle can better trace the driver's intended driving path.

In addition, the control program of the electric power steering system used on the new Nissan LEAF incorporates a new steering wheel return-to-center control that operates in conjunction with a steering angle sensor. This control has been adopted for the first time on a Nissan vehicle for the Japanese market. Based on the steering angle and steering angle velocity, this control function increases the self-aligning torque artificially, thereby generating a force for returning the steering wheel to its neutral position (Fig. 6). This function gives the driver solid feedback when turning in from a straight-ahead course, performing additional steering during cornering, and turning the wheel back across the neutral position, thus providing a more natural and definite steering feel that enables the driver to corner with a secure feel. It also contributes to reducing the steering correction amount because the driver can more easily imagine the steering angle needed for cornering while steering the vehicle.

The new Nissan LEAF also adopts Intelligent Ride Control and Intelligent Trace Control. These control technologies estimate the driver's intention from the operation of the steering wheel, brake pedal and accelerator pedal and controls the drive torque and the braking force at each wheel to levels suitable for cornering. In this way, these control systems improve the ability to trace the intended path during cornering (Figs. 7 and 8). Experienced drivers who drive skillfully are able to steer smoothly just before entering a curve. However, ordinary drivers tend to begin steering too late, turn the steering wheel faster than is necessary, and overshoot the amount of steering needed, among other steering actions. Even for these differences in the driver's steering operations, the use of the steering angle velocity makes it possible to suitably vary the timing for intervening in drive torque and braking force control in anticipation of an understeer tendency. This enables control that matches drivers' varying levels of driving skill.

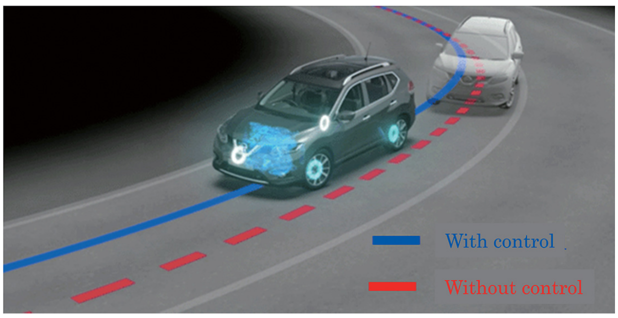


図-8　インテリジェントトレースコントロール および インテリジェント ライド コントロールのイメージ
Fig. 8　Concept of Intelligent Trace Control and Intelligent Ride Control

操作量もオーバシュートするような傾向がある。このようなドライバの操作の違いにも、ステアリング角速度を用いてアンダステア傾向を先読みし、駆動トルクや制動力の制御を介入させるタイミングを適切に変化させることなどにより、さまざまなスキルのドライバに対応した制御が可能となっている。

またEVである日産リーフは駆動制御をモータで行うことから、エンジン搭載車のトルク制御に比べ応答が早く、より緻密な制御が可能であり、アンダステアを軽減することで修正操舵低減に貢献している。

これらの技術により、あるコーナを走行する際に要する修正操舵を前型比約10%の低減を実現した（図9）。

4. ボディモーションコントロール実現技術

安心して思い通りに車を運転できる安心感と不整路でも体が揺すられない快適な乗り心地を実現する上で、ピッチ、ロールによる乗員の不快な身体の振られが少ない、ゆったりと安定した車の動きが重要である。新型日産リーフでは重量物であるバッテリを車両下部に、高密度に配置するとともに、全高をより低くすることでさらなる低重心化を実現した。ロール、ピッチモーメントが小さいため、サスペンションの硬さを抑えることが可能となり、乗り心地を犠牲にすることなくロールやピッチモーションを低減させることができた（図10、図11）。

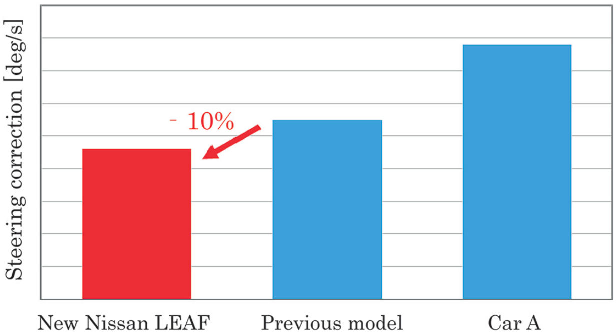


図-9　修正操舵量計測結果
Fig. 9　Measured results for steering correction

図-10　バッテリレイアウト
Fig. 10　Battery layout

Moreover, because the new Nissan LEAF EV controls drive torque by means of a motor, response is faster and control is more finely tuned compared with the torque control of an engine-powered vehicle. Reduction of the understeer tendency also contributes to reducing steering corrections.

These technologies work to reduce steering corrections when driving through certain curves by approximately 10% compared with the previous model (Fig. 9).

4. Body Motion Control Technology

Stable and comfortable vehicle motion is important for providing a secure feel enabling drivers to be at ease in driving the vehicle as they wish and for obtaining pleasing ride comfort with little occupant body sway even on irregular road surfaces. The heavy battery pack on the new Nissan LEAF is positioned under the floor in a high density layout and the overall height was also reduced, thereby lowering the vehicle's center of gravity. Small roll and pitch moments made it possible to hold down the stiffness of the suspension. Roll and pitch motions were thus reduced without sacrificing ride comfort (Figs. 10 & 11).

5. Solidly Built Feeling

As described in an earlier article entitled "Improvement of Solidly Built Feeling through Noise and Vibration Control," the solidly built feeling of the new Nissan LEAF was improved to enable customers to enjoy secure, comfortable driving without becoming fatigued even after long hours on the road. That was done to further enhance the value of the new Nissan LEAF in terms of quietness exceeding its class. To enable occupants to truly sense the solidly built feeling of the new Nissan LEAF, low-frequency noise and vibration were reduced to avoid transmitting them through the vehicle. Differences in the time of occurrence of low-frequency noise and vibration were also reduced. It is known that these approaches are effective in reducing uncomfortable sensations imparted to the occupants. The following describes the technologies that were developed for the new Nissan LEAF focusing in particular on reducing low-frequency noise transmitted

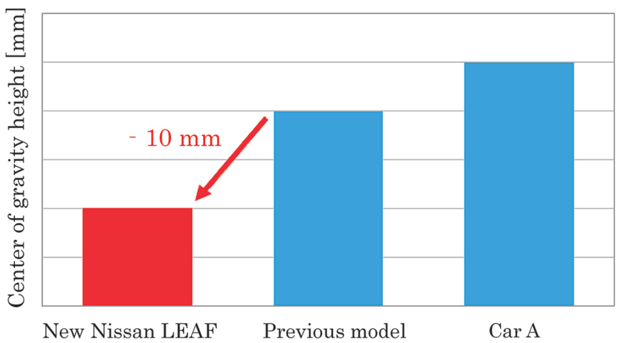


図-11　重心高測定結果
Fig. 11　Measured results for center of gravity height

5. しっかり感

新型日産リーフで実現しているクラスを超えた静粛性の価値をさらに一段高めるため、前出記事「音と振動のコントロールによるしっかり感の向上」で紹介したように、長時間走行でも疲れにくく、安心かつ快適と感じていただけるしっかり感を向上させた。しっかりとした感覚を実感していただくためには、低周波音や振動が車に響かないように少なくし、振動と低周波音の発生タイミングの差を小さくすることで、乗員への不快感を低減できることがわかっている。新型日産リーフでは、特に突起を乗り越した際に車室内に響く低周波音と変動タイミングの改善に着目し、開発した技術について述べる。

新型日産リーフのようなハッチバック車の場合、低周波音と変動タイミングが生じるメカニズムの一つとして、後輪乗り越し時に車体が振動し、バックドアを揺さぶることによる車室内の圧力変化がある（図12）。そのためしっかり感の実現のために重要となる特性の一つとして、突起を乗り越した際の車体への突き上げ入力を受け止める車体剛性があり、新型日産リーフではリヤハッチゲート周辺の構造や板厚変更などにより車体縦曲げ剛性を約14%向上し（図13、図14）、しっかり感向上を実現した（図15）。

6. ま と め

新型日産リーフはシャシー制御の採用や、各部の剛性の向上などにより、狙いであった「思った通りスムーズに車を運転できる安心感」、「不整路でも体が揺すられずに快適な乗り心地」、「音や振動が車に響かないしっかりとした

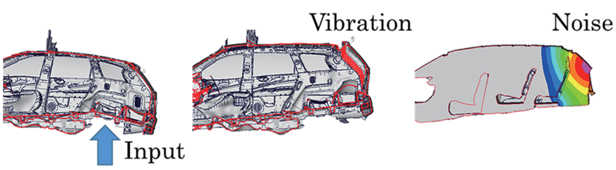


図-12　突起乗り越し時の発音イメージ
Fig. 12　Mechanism producing noise when traveling over a bump

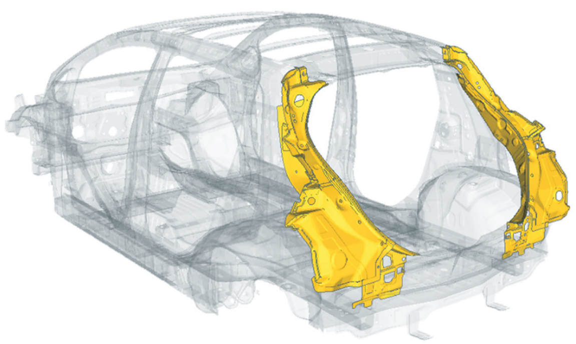


図-13　車体剛性向上部位
Fig. 13　Body stiffness improvement points

to the passenger compartment and variation in the time such noise occurs when traveling over a bump.

In the case of a hatchback like the Nissan LEAF, one mechanism causing low-frequency noise and variation in the time of occurrence is a change in pressure in the passenger compartment due to back door shaking caused by body vibration that occurs when the rear wheels travel over a bump (Fig. 12).

Accordingly, one of the key characteristics for achieving a solidly built feeling is the body frame stiffness for resisting the force acting to lift up the body when the vehicle goes over a bump. The body vertical bending stiffness of the new Nissan LEAF has been increased by approximately 14% by changing the structure around the rear hatch gate and the panel gauge, among other improvements (Figs. 13 & 14). These measures have achieved a solidly built feeling as indicated by the subjective evaluation results in Fig. 15.

6. Conclusion

The new Nissan LEAF adopts new chassis control technologies and various stiffness improvements, among other enhancements. As a result, it provides a secure feel enabling smooth driving according to the driver's wishes, pleasing ride comfort without any occupant body sway even on irregular road surfaces, and a solidly built feeling without noise and vibration being transmitted through the vehicle. The new Nissan LEAF is already being sold mainly in Japan, North America and Europe and is highly acclaimed for its smooth body motion that imparts a

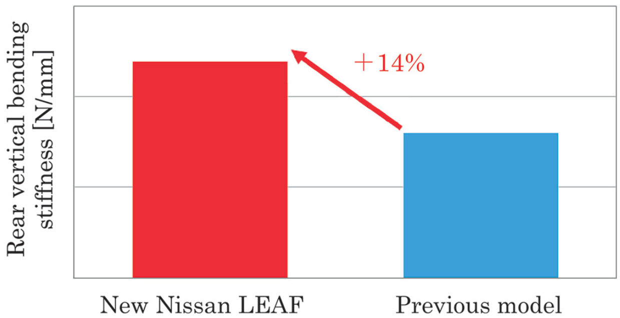


図-14　車体縦曲げ剛性
Fig. 14　Body vertical bending stiffness

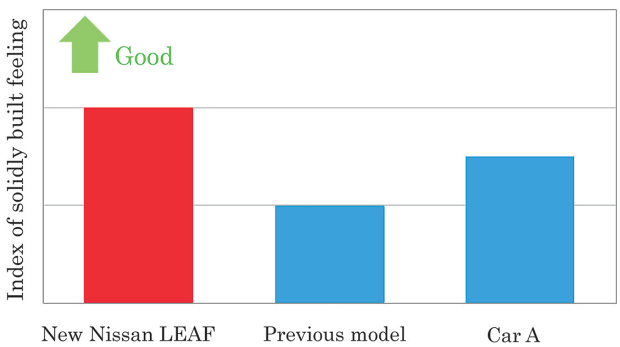


図-15　しっかり感官能評価結果
Fig. 15　Subjective evaluation results for solidly built feeling

感覚」を実現できた。すでに日本、北米、欧州を中心に販売されており、ハンドル操作に応じてスムーズに動いて安心感があるなどの好評を得ている。今後ますます激化するEV市場においてお客様により満足いただけるよう、ダイナミック・パフォーマンスの向上を図っていく。

7. 参　考　文　献

1）田尾光規ほか：意のままの走りを実現する車両運動特性に関する研究、自動車技術会論文集、Vol. 48、No. 6、pp. 1265-1271（2017）.

2）鈴木達也ほか：コーナリングスタビリティアシスト機能の開発、自動車技術会、学術講演会前刷集、No. 27-10、pp. 7-12（2010）.

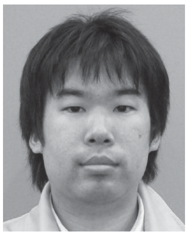
secure feel in response to steering inputs. We intend to further improve its dynamic performance so as to obtain a higher level of customer satisfaction in the increasingly competitive EV market.

7. References

1) M. Tao et al.: A Study on Vehicle Dynamics Which Can Realize the Motion Just as Intended by a Driver, JSAE Transaction,Vol. 48, No. 6, pp. 1265-1271 (2017).

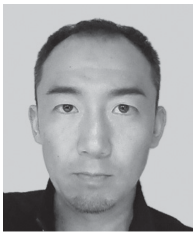
2) T. Suzuki et al; Development of Active Trace Control System, Proc. of JSAE, No. 27-10, pp. 7-12 (2010).

■著者／Author(s)■



木　村　　徹
Toru Kimura

谷　口　雄　大
Katsuhiro Taniguchi



富　樫　寛　之
Hiroyuki Togashi

新型アルティマで実現したダイナミック・パフォーマンス

Dynamic Performance Technologies on the New Altima

宮　川　　哲* Akira Miyagawa
西　本　幸　司* Kouji Nishimoto
近　藤　正　嗣* Masatsugu Kondo
根　岸　　司** Tsukasa Negishi
久　呉　史　郎* Shiro Kugo

抄　　録　世界の2大市場である北米、中国で競争の激しいDセグメントに投入される新型アルティマは、可変圧縮エンジンとプラットフォーム、シャシーなどの進化で、日産が目指す、快適で安心できる動性能を実現することができた。これらの採用技術について紹介する。

Summary　To achieve comfortable and confident dynamic performance, a newly developed variable compression ratio (VCR) engine and improved platform and suspension are installed on the new Nissan Altima launched in the D-sedan segment in two major markets, the U.S. and China. This article describes how such technologies have been applied to the new Altima.

Key words : *Vehicle Dynamics, Chassis, ride comfort*

1. は　じ　め　に

新型アルティマは、北米市場で年間約25.5万台、中国市場で約11.5万台を販売する主力セダンであり、今回6世代目となる。Dセグメントセダンとして、低重心プロポーションの内外装デザインと居住性の実現や、プロパイロットや最新のコネクティビティなどの先進装備に加え、可変圧縮比エンジン、プラットフォームやシャシーの進化を追及し、セグメントトップレベルの動性能を実現することができた。

本稿では新型アルティマ（図1）の操縦安定性、乗り心地、音振性能の狙い、それらを高いレベルで実現した技術について紹介する。

図-1　新型アルティマ
Fig. 1　New Altima

1. Introduction

The all-new Altima is a leading sedan model with annual sales of approximately 255,000 units in the U.S. market and approximately 115,000 units in the Chinese market. The latest model is the sixth generation of this series. As a D-segment sedan, the new Altima features expressive exterior and interior trim design highlighting the low-center-of-gravity body proportions, outstanding habitability and numerous advanced technologies such as ProPILOT Assist and the latest connectivity. In addition, it is equipped with a variable compression ratio engine, pursues advances in platform and chassis technologies, and delivers segment-leading dynamic performance.

This article describes the aims set for the handling, stability, ride comfort, and noise and vibration performance of the new Altima (Fig. 1) and the technologies adopted to obtain high levels of these performance attributes.

2. Targeted Handling, Stability and Ride Comfort

As described in the keynote article entitled

図-2　フリーウェイ、ワインディングロード
Fig. 2　Freeway and winding road

*Nissan 第二製品開発部／Nissan Product Development Department No. 2　**カスタマーパフォーマンス＆車両実験部／Customer Performance and Vehicle Test Engineering Department

2. 操縦安定性・乗り心地の狙い

キーノート「日産が目指すダイナミック・パフォーマンス」で述べたように、新型アルティマにおいても以下三つのプライオリティアイテム、① 車線幅が狭い郊外路でも正確にハンドル操作できるので安心、② 路面がうねった道でも車の動きが安定しているので乗員も安心、③ 音や振動によって乗員が不快にならない、を中心に“安心”“快適”な走行性能を実現することを目指した。

具体的には、フリーウェイやワインディングロード、市街地や郊外の荒れた路面において、(1) 車線コントロールが容易な応答の良さを感じる操舵特性、(2) ドライバや乗員の安心感と快適性を高めるべく抑えられたボディモーション、(3) 長時間走行でも疲れず、しっかりとした感覚を実感する低振動、低騒音技術に重点をおいて開発を進めた。

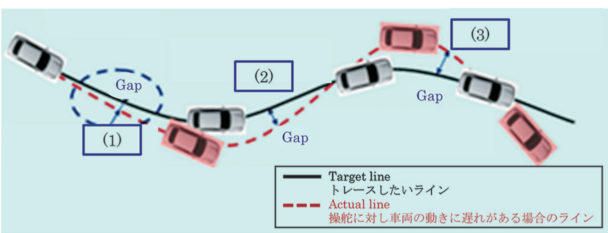
3. 新型アルティマ性能向上技術

3.1 修正操舵の少ない走行性能

フリーウェイやワインディングロード（図2）を走行する際に、車線コントロールが容易で応答の良さを感じ、かつ長時間の高速走行でも疲れない操舵特性として、あるコースを走行した際に修正操舵が少ないことが挙げられる。修正操舵量を低減するために新型アルティマで適用した技術について以下に述べる。

「修正操舵低減技術の紹介」で述べられている修正操舵（図3）が発生するメカニズムの一つとして、操舵入力～タイヤ接地点の車両伝達系において、応答遅れを抑えることが効果的であることが分かっている（図4）。そこで、新型アルティマでは十分な車体、サスペンション、ステアリング剛性を確保することを目指した。

まず、図5に示す通り、新設計のデュアルピニオンタイプラックEPS（Electric Power Steering）を採用し、ラッ



(1) 操舵に対し遅れる分だけ、外に膨らむ
Steering wheel is excessively turned to the extent of the vehicle's outward swing
(2) 余計にハンドルを切った分が、更に遅れて現れる
Further delay occurs to the extent of the excessive steering
(3) 外に膨らんだ分だけ、余計にハンドルを切る
Vehicle swings outward to the extent of the delay relative to the steering input

図-3 修正操舵が発生する要因
Fig. 3 Cause of increasing gap and driver's steering angle

"Nissan's Targeted Dynamic Performance," the aim set for the new Altima was to achieve comfortable driving performance with a secure feel centered on the following three priority items. (1) Driver can easily follow the intended path. (2) The occupants feel relaxed by vehicle motion and seats support. (3) The occupants are not disturbed by noise and vibration.

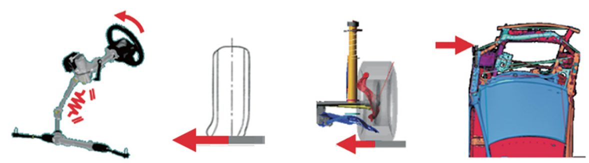
Specifically, the new Altima was developed with emphasis on providing the following attributes when driving on freeways, winding roads, urban streets and rough country roads. (1) Steering characteristics that feel responsive and allow easy lane control. (2) Suppression of vehicle body motions to enhance the secure feel and comfort of the driver and passengers. (3) Low noise and vibration technologies for avoiding fatigue even on long drives and for imparting a solidly built feeling.

3. Technologies for Enhancing the Performance of the New Altima

3.1 Driving performance with minimal steering corrections

Steering characteristics should feel responsive and allow easy lane control when driving on freeways and winding roads (Fig. 2) as well as not causing fatigue even in high-speed driving over long periods of time. One such characteristic is minimal steering corrections when driving on a certain specified course. The technologies adopted on the new Altima for reducing the amount of steering corrections are described below.

One mechanism inducing steering corrections (Fig. 3) as described in the article entitled "Minimal Steering Correction Technologies" is a response delay in the force transfer path of the vehicle from the driver's steering input to the tire contact patch. It is known that suppressing this delay is effective in reducing steering



(a) Steering system (b) Tire (c) Suspension (d) Body

図-4 車両伝達系における応答遅れ
Fig. 4 Delay on force transfer path

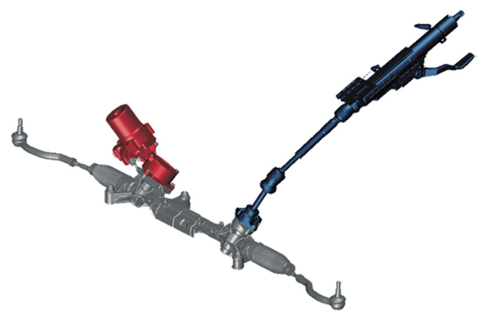


図-5 ステアリングシステム
Fig. 5 Steering system

ク軸に直接モータでアシスト力を加えることで、ステアリングシステムの高剛性化を図った。また、フロントストラットサスペンションは前型車に対しナックルアーム半径を約8%増加させ、ステアリングラック軸入力を減らすことで、高剛性なサスペンションとした。これらの変更により新型アルティマでは、ステアリング剛性が前型車比で120%増加し、競合車トップレベルに向上させている(図6)。その結果、ドライバ操舵に対して、微舵から遅れなくリニアにヨーレイトが発生する車両特性にすることができた。

次に、安心して思い通りに車を運転できる特性とするためには、車の応答性にリニアなステアリング操舵力特性を実現する必要がある。

新型アルティマでは、図7に示す通り、フロントサスペンションのホイールアライメントも見直し、クラストップのキャスタ角と適正なキャスタトレイルに設定することで、直進時の微小操舵に対して、ヨーレイトと復元力を遅れなく十分に発生させることができる特性とした。また、リヤサスペンションにおいても、図8のようにサブフレームの補剛により、各部が変形することによる力の伝達遅れを低減し、ドライバが楽に運転できる車両特性とした。

これらの技術を適用することで、新型アルティマでは修正操舵量を競合車対比で約7%向上することができた（図9）。

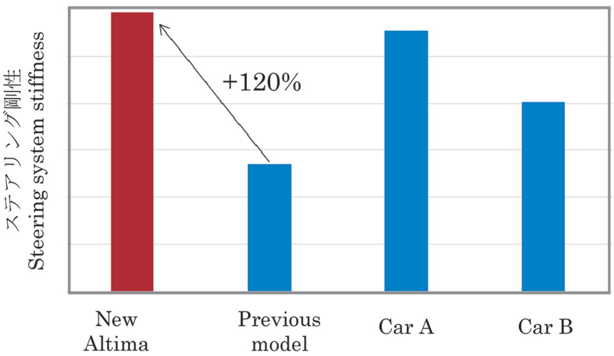


図-6　ステアリング剛性比較
Fig. 6　Steering system stiffness comparison

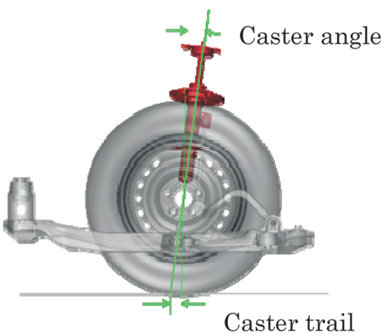


図-7　フロントサスペンション
Fig. 7　Front suspension

corrections (Fig. 4). Accordingly, ensuring sufficient body, suspension and steering system stiffness was one of the development aims set for the new Altima.

First, as shown in Fig. 5, a newly designed dual-pinion type of rack-assist electric power steering system (EPS) was adopted. Higher steering system stiffness has been obtained by using a motor to apply assist force directly to the rack shaft. In addition, the front strut suspension increases the knuckle arm radius by approximately 8% compared with that of the previous model. High suspension stiffness was obtained by reducing the force input to the steering rack shaft. These changes have increased the steering system stiffness of the new Altima by 120% over that of the previous model, resulting in top-level system stiffness among rival models (Fig. 6). As a result, the vehicle characteristics of the new Altima generate a linear yaw rate without any delay in relation to the driver's steering inputs even for tiny steering actions.

Next, in order to obtain vehicle characteristics enabling drivers to feel secure in driving the car as they wish, it is necessary to achieve a vehicle response with linear steering force characteristics.

As shown in Fig. 7, the wheel alignment of the new Altima's front suspension was also reviewed to allow class-leading caster angle and optimal caster trail settings. The resulting vehicle characteristics enable an ample yaw rate and self-aligning torque to be generated without any delay in relation to tiny steering inputs during straight ahead driving. The stiffness of the rear suspension has also been augmented by the sub-frame as shown in Fig. 8. This reduces the force transfer delay caused by deformation of various parts, resulting in vehicle characteristics for excellent driving ease.

As a result of adopting these technologies, the steering correction amount of the new Altima has been improved by approximately 7% compared with that of rival models (Fig. 9).

3.2　Technologies for body motion control

How to ensure stable, comfortable vehicle body motions is a key factor for enabling drivers to feel secure in driving the car as they wish and for providing a comfortable ride. The following discussion explains the technologies adopted on the new Altima for giving the driver and passengers a secure feel and also for suitably suppressing vehicle body motions to a level that feels comfortable.

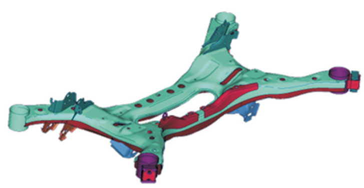


図-8　リヤサスペンションサブフレーム
Fig. 8　Rear suspension sub-frame

3.2　ボディモーションコントロール実現技術

安心して思い通りに車を運転できる安心感と、不整路でも体が揺すられず快適な乗り心地とするうえで、ゆったりと安定した車の動きをいかに実現するかが重要となる。

ドライバと乗員に安心感をあたえ、かつ快適に感じる適度に抑えられたボディモーションとするために、新型アルティマで適用した技術について以下に述べる。

不整路面が続くシーン（図10）でも、乗員の身体の不快な振られが少なく、リラックスして運転できるように、運転（ハンドル操作）を邪魔する動きを少なくするために、ピッチとロールモーションを抑える必要がある。

前出記事「ボディモーションコントロール技術開発」で述べられているように、うねりを伴った不整路の走行では高荷重領域まで含めた前後サスペンションのバランスの最適化が重要となるが、車両ストロークが大きい条件まで含めて車両重心位置と車両ピッチ回転中心位置が一致するよう設計する必要がある。コイルスプリングのみならず、バンプストッパ（図11）も初期から大きく撓（たわ）んでストロークする条件であることから、サスペンションスプリングとバンプストッパ特性を慎重に検討した。

また、リヤサスペンションにはモノチューブ式ショックアブソーバ（図12）を採用し、旋回中やうねった道で車体の動きを適度に抑えた安心感の高い乗り味を実現している。

さらに、シートに関しては不整路での体の振られを低減すること、及び横Gに対するシートホールド性を両立するため、ショルダーサポートを低くしつつシートバック／ランバーサポートを胴部の丸みに合わせた形状とした（図13）。

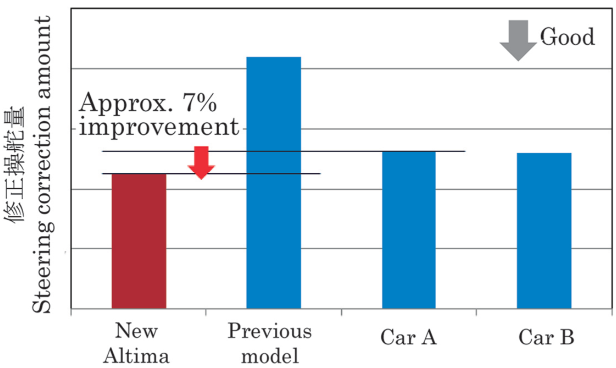


図-9　修正操舵量比較
Fig. 9　Steering correction comparison

図-10　不整路面
Fig. 10　Uneven road

Vehicle pitch and roll motions must be suppressed when driving on a continuously uneven road surface (Fig. 10) in order to reduce uncomfortable body sway by the occupants and minimize vehicle movements that interfere with steering actions so that the driver can drive in a relaxed manner.

As described in an earlier article entitled “Development of Body Motion Control Technologies,” it is essential to optimize the balance of the front and rear suspension systems, including in the high load region, for driving on uneven, undulating roads. The position of the vehicle’s center of gravity and the position of the vehicle pitch rotation center must be designed to coincide, including for driving conditions with large vehicle stroking. Because not only the coil springs but also the bump stops (Fig. 11) deflected and stroked under such conditions in the early development stage, the characteristics of the suspension springs and bump stops were carefully examined.

Monotube shock absorbers (Fig. 12) were adopted for the rear suspension to achieve a comfortable ride with an enhanced secure feel by suitably suppressing vehicle body motions during cornering and on undulating roads.

In addition, the seat back and lumber support were shaped to match the curvature of the human torso while also lowering the position of the shoulder supports (Fig. 13). These measures were taken both to reduce body sway on rough roads and to improve the body-holding support of the seats against lateral acceleration (G).

3.3　Technologies for achieving a solidly built feeling

Reducing noise and vibration so that they are not transmitted to the vehicle, thus minimizing the discomfort they may cause occupants, is a key factor in avoiding fatigue even on long drives and in enabling occupants to truly feel the car is solidly built. In developing the new Altima, efforts were focused on controlling vibrations transmitted to the body and noise transmitted to the interior especially when traveling over bumps in the road. The technologies described here that were developed and

図-11　バンプストッパ
Fig. 11　Bump stopper

図-12　モノチューブ式ショックアブソーバ
Fig. 12　Monotube shock absorber

3.3 しっかり感実現技術

長時間走行でも疲れず、しっかりとした感覚を実感していただくためには、音や振動が車に響かないように振動や騒音を少なくし、乗員への不快感を低減することが重要である。新型アルティマにおいては、特に突起を乗り越した際の車室内に響く音と車体を伝わる振動の収まり、またその音色に着目して開発を行った。その適用技術について以下に述べる。

図14のようなひび割れた路面やスピードバンプなどの突起を走行する際にしっかりとした感覚を感じるには、前出記事「音と振動のコントロールによるしっかり感の向上」で述べているように、低周波音の変動低減、及び音と振動の収まりを早くすることが重要となる。新型アルティマでは、主に車体後部の骨格変形、ローカル部位の変形に着目し、図15のようにトランク内のリヤエンドバー形状変更、リヤパーセルのエンボス形状変更、トランクリッドと

図-13 シート形状比較
Fig. 13 Seat shape comparison

図-14 ひび割れた路面、スピードバンプ
Fig. 14 Broken asphalt and speed bump

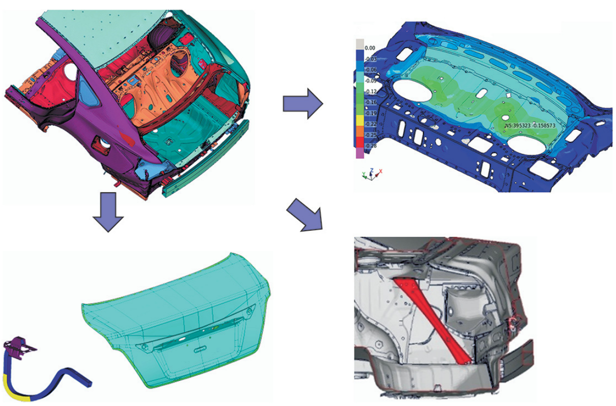


図-15 しっかり感向上方策例
Fig. 15 Solutions for improving solidly built feeling

adopted on the new Altima also paid attention to tonal quality.

As described in an earlier article entitled "Improvement of Solidly Built Feeling through Noise and Vibration Control," early attenuation of noise and vibration and reduction of the fluctuation of low-frequency noise are essential for giving occupants a solidly built feeling. This is especially true when traveling on a cracked road surface and going over speed bumps and other projections (Fig. 14). In developing the new Altima, attention was primarily paid to deformation of the vehicle frame at the rear and deformation of local parts. As shown in Fig. 15, measures were taken to reduce rear end shape deformation inside the trunk and shape changes of the rear parcel shelf embossment as well as to increase the stiffness of the trunk lid and hinges. As a result, noise fluctuation in the 30-50 Hz range in the cabin was reduced (Fig. 16).

3.4 Technologies for reducing noise and vibration

Quietness is an essential element of D-segment vehicles. The measures explained here were taken to attain the target of segment-leading quietness.

The new Altima is equipped with Nissan's variable compression ratio VC-Turbo engine. High-frequency

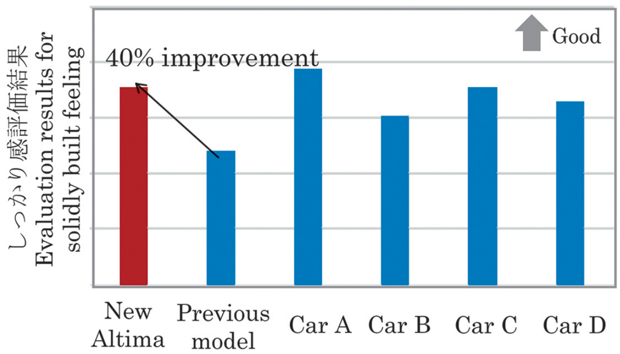


図-16 しっかり感評価結果
Fig. 16 Evaluation results for solidly built feeling

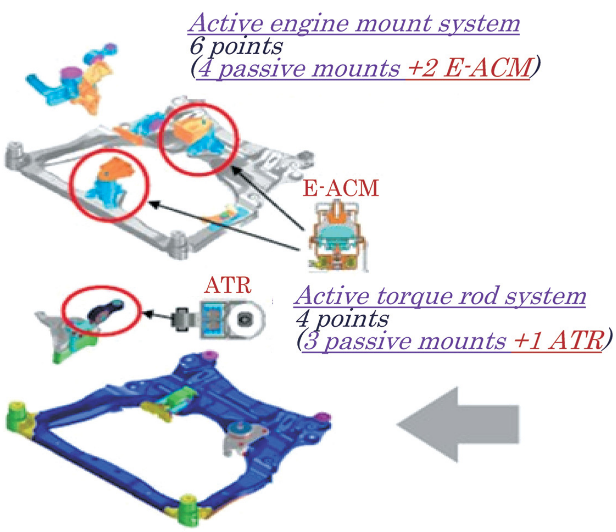


図-17 E-ACM と ATR システム
Fig. 17 E-ACM and ATR system

ヒンジの剛性向上を行い、キャビン内の30～50Hz域の音の変動を低減した（図16）。

3.4　振動・騒音低減技術

Dセグメントで静粛性は重要な要素であり、新型アルティマは以下の対応により、目標のセグメントトップレベルの静粛性を達成している。

新型アルティマは可変圧縮比エンジンVCターボを搭載しており、燃費向上のための高圧縮化による燃焼速度上昇により、高周波の加振力が増大する。また、エンジントルクも増加しており、高周波の加振力の伝達をいかに低減するかがポイントである。

これまで日産では、パスファインダーHEVで電制アクティブコントロールマウント（E-ACM）を採用するなどしてきているが、高トルクのダウンサイジングエンジン（VCターボ）をペンデュラムマウントへ搭載するために、新たにアクティブトルクロッド（ATR）を開発した。パッシブとアクティブを活用した新しいマウントシステムであり、エンジンのロール反力を大きく受けるアッパートルクロッドに採用した。

ATRは従来システムに比べ省スペース、軽量、安価なシステムとなっている。システム概略図を図17に示す。ATRの原理概要は、トルクロッド共振を200Hz以下に設定し、トルクロッド共振の防振領域を拡大することで、高

excitation force is increased because of the faster combustion velocity due to the higher compression ratio for improving fuel economy. Engine torque is also higher, so a key point is how to reduce the transmission of high-frequency excitation force.

Previously, electronic active control engine mounts (E-ACMs) were adopted on the Pathfinder HEV and other Nissan models to address this issue. In order to apply pendulum mounting to the downsized high-torque VC-Turbo, a new Active Torque Rod (ATR) system was developed. Combining both active and passive control, this new mount system was applied to the upper torque rods that are subjected to the large roll reaction force of the engine.

ATR is a space-saving, lighter, low-cost system compared with the previous E-ACM system. The configurations of the two systems are shown schematically in Fig. 17. The operating principle of the ATR system is outlined here. Torque rod resonance is set below 200 Hz to expand its anti-vibration range. This reduces engine vibration inputs that are worsened by the increased combustion velocity due to the higher compression ratio. On the other hand, the booming noise region is worsened by torque rod resonance. The transmitted force of torque rod resonance is reduced by the control force applied to the intermediate mass of the torque rods (Fig. 18).

The configuration of the ATR system adopted on the new Altima is shown schematically in Fig. 19. An

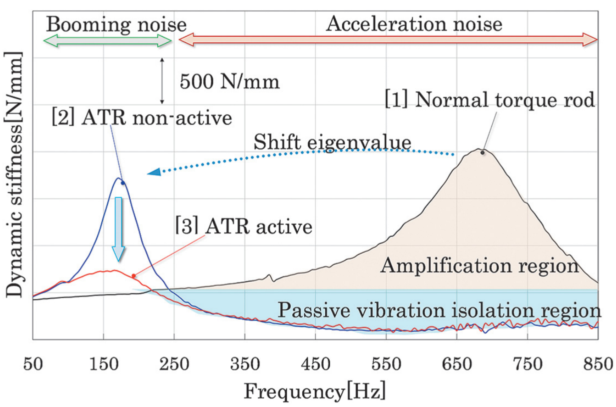


図-18　ATRコンセプトと特性
Fig. 18　ATR concept and characteristics

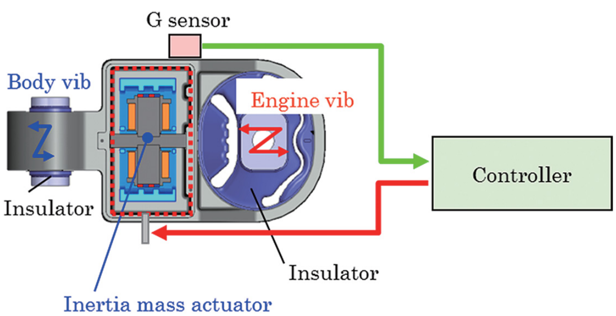


図-19　ATRシステム
Fig. 19　ATR system

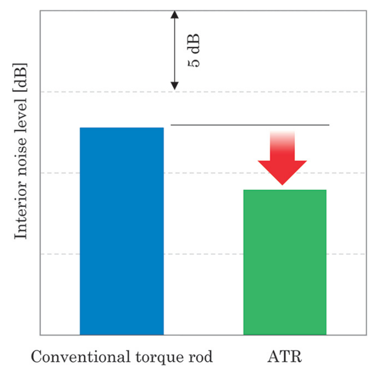
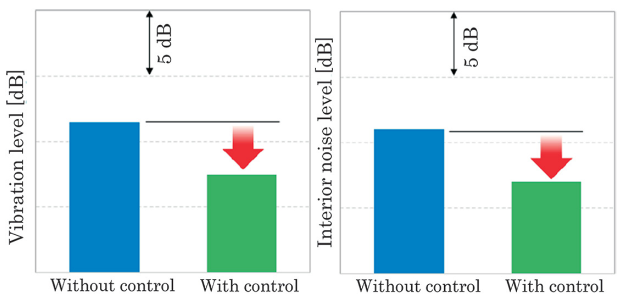


図-20　加速時騒音に対するATRの効果
Fig. 20　Effect of ATR for acceleration noise



(a)Torque rod vibration level　(b)Interior noise level

図-21　ATR制御による効果
Fig. 21　Effect of ATR control for engine 2nd order vibration

圧縮化による燃焼速度の上昇によって悪化したエンジン振動の入力を低減する。一方でトルクロッド共振によるこもり音領域の悪化は、トルクロッドの中間質量に加えた制御力により、トルクロッド共振の伝達力を低減する（図18）。

新型アルティマに採用したATR構成概要図を図19に示す。本システムでは、制御力の発生に慣性マスアクチュエータを使用し、トルクロッドの中間質量にエンジンからの主入力である車両前後方向に制御力を入力できる構造とした。制御は、エンジン加振力の入力時に中間質量の振動加速度を検出し、検出した振動加速度に制御ゲインをかけた制御力を応答性の良い電磁式アクチュエータによって加振力にフィードバックを行う、速度フィードバック制御である。

次に、加速時騒音及びこもり音の達成状況を述べる。加速時騒音は、ATR採用による防振領域拡大により、従来のアッパートルクロッドに対し大幅に改善し（図20）、結果、競合車同等以上のレベルを達成した。一方、こもり音は、ATRの制御により狙い通り大幅に低減し（図21）、バランサ付直4エンジンを搭載した車両と同等のこもり音レベルを達成した。

これらの技術を適用することで、新型アルティマは競合車に対し、振動や音が車に響かないしっかりとした感覚を実現する低振動・騒音キャビンを実現した。

4. ま と め

新型アルティマは、可変圧縮比エンジン、新型ステアリングシステム、サスペンションシステムの改良などによるプラットフォームやシャシーの進化で、セグメントトップレベルの動性能と、日産が考えるダイナミック・パフォーマンスの“安心・快適”な走行性能を実現した。昨今、SUVの販売が急激に伸び、セダンの販売比率が減少傾向にあるが、総販売台数は堅調に推移しているセグメントであり、ダイナミック・パフォーマンスの向上で北米市場、中国市場の販売に大いに貢献することを期待する。

5. 参 考 文 献

1）田尾光規ほか：意のままの走りを実現する車両運動特性に関する研究、自動車技術会論文集、Vol. 48、No. 6、pp. 1265-1271（2017）.

inertial mass generator is used to generate the control force. The system is constructed such that the control force can be applied to the intermediate mass of the torque rods in the vehicle longitudinal direction, which is the same direction as the principal force input from the engine. Control is accomplished by a velocity feedback control principle. The vibration acceleration of the intermediate mass is detected at the moment the engine excitation force is input. An electromagnetic actuator with good responsiveness generates the control force, which applies a control gain equal to the detected vibration acceleration, and feeds it back to cancel the excitation force.

Next, we will explain the acceleration noise and booming noise levels obtained by the new Altima. Acceleration noise has been markedly reduced compared with conventional upper torque rods by expanding the anti-vibration range as a result of adopting the ATR system (Fig. 20). This results in an interior noise level that is equal to or better than that of rival models.

ATR control has also substantially reduced booming noise, as intended (Fig. 21). The booming noise level attained by the new Altima is equal to that of a 4-cylinder engine equipped with a balancer shaft system.

Thanks to the application of these technologies, the new Altima features a low-noise, low-vibration cabin because noise and vibration are not transmitted to the vehicle body compared with rival models, thus providing a solidly built feeling.

4. Conclusion

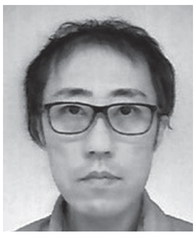
The new Altima achieves segment-leading dynamic performance as a result of adopting Nissan’s variable compression ratio engine and further advanced platform and chassis created with a new steering system and an improved suspension system, among other measures. It delivers driving performance that provides a secure feel and ride comfort, representing attributes Nissan considers vital to dynamic performance. In recent years, SUV sales have grown rapidly while the sedan sales ratio has tended downward. Yet the overall sales volume of the sedan segment has remained firm. It is expected that the improved dynamic performance of the new Altima will greatly contribute to sales in the U.S. and Chinese markets.

5. References

1) M. Tao et al.: A Study on Vehicle Dynamics Which Can Realize the Motion Just as Intended by a Driver, JSAE Transaction, Vol. 48, No. 6, pp. 1295-1271 (2017).

■著者／ Author(s) ■

宮川 哲
Akira Miyagawa



西本幸司
Kouji Nishimoto

近藤正嗣
Masatsugu Kondo

根岸 司
Tsukasa Negishi

久呉史郎
Shiro Kugo

QX50で実現したダイナミック・パフォーマンス技術

Dynamic Performance Technologies on the New INFINITI QX50

奥　知　久* Tomohisa Oku
村　上　一　志* Hitoshi Murakami
佐　藤　正　晴* Masaharu Satou
石　川　崇* Takashi Ishikawa
池　永　雄　貴* Yuki Ikenaga
今　泉　拓　也** Takuya Imaizumi
小　穴　祐　太* Yuta Oana
金　堂　雅　彦*** Masahiko Kondo

抄　録　近年ますます競争が激化するコンパクトプレミアムSUVセグメントに投入される新型INFINITI QX50は、可変圧縮エンジン、新プラットフォーム、新型サスペンションなどの新技術を採用することで、SUVながらプレミアムに相応しい快適で安心できる動性能を実現することができた。本稿では、これらの採用技術について紹介する。

Summary　To achieve comfortable and confident dynamic performance befitting a premium segment vehicle, Nissan's newly developed variable compression ratio (VCR) engine, platform and suspension are installed on the new INFINITI QX50 launched in the compact premium SUV segment. This article describes how such technologies have been applied to the QX50.

Key words : *Vehicle Dynamics, Chassis, ride comfort, ride quality, Noise, Vibration*

1. はじめに

新型INFINITI QX50（図1）は、プレミアムセグメントのコンパクトSUVとして、エクステリア、インテリア、居住性、プロパイロットなどの充実した先進装備のみならず、プレミアムに相応しい快適で上質な動性能を追求し開発してきた。そのために、新規開発した可変圧縮比エンジン VCターボ、プラットフォーム、サスペンションを採用することで、最新の燃費・排気、安全要件を満たしつつ、プレミアムSUVトップレベルの動性能を実現することができた。

本稿では新型QX50の操縦安定性、乗り心地、音振性能の狙い、それらを高いレベルで実現した技術について紹介する。

図-1　新型 INFINITI QX50
Fig. 1　New INFINITI QX50

1. Introduction

The new INFINITI QX50 (Fig. 1) was developed as a compact SUV positioned in the premium segment, not only featuring distinctive exterior and interior design, roominess and an expanded range of advanced equipment such as ProPILOT Assist, but also pursuing comfortable, high-quality dynamic performance befitting a premium vehicle. Toward that end, it adopts Nissan's newly developed VC-Turbo variable compression ratio engine along with a new platform and suspension, enabling the QX50 to provide top-level dynamic performance as a premium SUV while satisfying the latest fuel economy, emissions and safety requirements.

This article describes the aims set for the handling, stability, ride comfort and noise and vibration performance of the new QX50 as well as the technologies adopted to achieve high levels of these attributes.

2. INFINITI's Targeted Dynamic Performance

The new QX50 was developed around the following two concepts as representative values of the dynamic performance INFINITI brand aims to provide in the premium segment.

• No fatigue even after long hours of high-speed driving

The targeted value is to enable occupants to travel comfortably without feeling any discomfort or fatigue, for example, in situations involving cruising with the flow of freeway traffic. To accomplish that, power performance that allows easy control of the vehicle speed is combined

*Infiniti 製品開発部／Infiniti Product Development Department　**カスタマーパフォーマンス＆車両実験部／Customer Performance and Vehicle Test Engineering Department　***パワートレイン・ＥＶ性能開発部／Powertrain and EV Performance Engineering Department

2. INFINITIの目指すダイナミック・パフォーマンス

INFINITIブランドが目指すプレミアムセグメントの動性能の価値として、以下の二つのコンセプトを掲げて開発を行った。

• 長時間の高速走行でも疲れない

例えばフリーウェイで流れに乗って巡航するシーンで、乗員が煩わしさを感じることなく快適に移動できることを目指す価値とした。それを実現するためには、車速コントロールが容易な動力性能、車線コントロールが容易な操舵特性を兼ね備えることで快適で安心したドライブができること、さらにキャビンの静粛性とフロアの防振性を高めることでキャビン内を快適な移動空間にすることを目指した。

• 上手く運転できるように感じる

主にワインディングでドライバが積極的にハンドル操作を行うシーンで、期待以上の正確な走りができること、それによって感じられる安心感を目指す価値とした。それを実現するためには、応答の良さを感じる動力、操舵特性に加えてドライバを高揚させる加速サウンド、そして乗員の快適性、安心感を高めるべく適度に抑えられたボディモーションの実現を目指した。

3. 静粛性（NVH）

プレミアムセグメントでは静粛性は重要な要素であり、新型QX50でセグメントトップの静粛性を目標に開発を行った。新型QX50は搭載エンジンが前型車のVQ37から世界初の可変圧縮比エンジンVCターボとなり、音振への影響は、①複リンク化によるエンジン振動の変化、②ダウンサイジングターボ化により1気筒あたりのトルク量増加による加振力の増大、③高圧縮化による燃焼速度上昇に伴う高周波の加振力の増大、の3点があったが、数々の技術によってセグメントトップレベルの静粛性を達成している。以下に詳細について説明する。

まず①に関して、図2に従来エンジンとVCターボとの構造比較を示す。

VCターボはピストンと4節リンク機構で構成された複リンク機構であり、運動部品が増えたことによる慣性力変

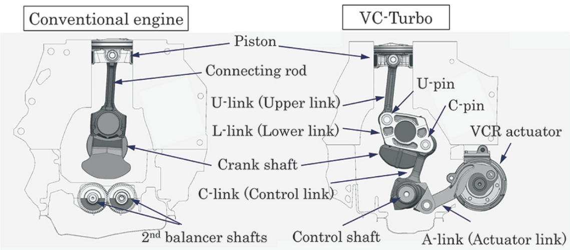


図-2 複リンク機構
Fig. 2 Configuration of multi-link mechanism

with steering characteristics that facilitate easy lane control, thereby enabling comfortable driving with a secure feel. In addition, interior quietness and the anti-vibration performance of the floor were enhanced with the aim of creating a cabin space for traveling in comfort.

• A feeling of being able to drive skillfully

The targeted value is to give drivers a secure feel by being able to drive more accurately than expected in situations where they are steering aggressively mainly on winding roads. To achieve that, responsive power and steering characteristics are provided along with an uplifting acceleration sound for inspiring the driver. Another aim was to suppress vehicle body motions to a suitable level for enhancing the comfort and secure feel of the passengers.

3. Noise, Vibration and Harshness

Quietness is a key element of vehicles in the premium segment, and the new QX50 has been developed with the aim of providing segment-leading quietness. Powering the new QX50 is the VC-Turbo, the world's first variable compression ratio engine that replaces the VQ37 engine of the previous model. There are three aspects of the VC-Turbo that affect noise and vibration: (1) increase in engine vibration due to the multi-link mechanism, (2) increase in excitation force due to the greater torque volume per cylinder resulting from the downsizing of the turbo engine, and (3) increase in high-frequency excitation force accompanying the faster combustion velocity due to the higher compression ratio. However, the application of numerous technologies enables the QX50 to attain segment-leading quietness. The details of these technologies are explained below.

First, with regard to aspect (1), Fig. 2 compares the structure of a conventional engine and the VC-Turbo. The structure of the VC-Turbo consists of the piston and a multi-link mechanism comprising four links. There was concern that the larger number of moving parts would increase the inertial force, but the inertial force generated by each link of the 4-link mechanism is cancelled by the individual link geometry. As a result, the inertial excitation force in both the vertical and lateral directions is reduced to the excitation force level of an engine fitted with a balancer shaft system (Figs. 3 and 4).

With regard to aspect (2), when a V6 engine is replaced with an inline 4-cylinder engine, the torque capacity per individual cylinder is increased in order to generate equivalent engine torque. Consequently, torque fluctuation causes second-order engine vibration to worsen. However, compared with a conventional engine, the inertial excitation force of the VC-Turbo increases because of the multi-link mechanism, so greater force is available for cancelling the combustion excitation force. For that reason, there is less torque fluctuation than for a conventional 4-cylinder engine, and the VC-Turbo has approximately the same level of torque fluctuation as a V6 engine (Fig. 5).

化が懸案であるが、4節リンク機構の各リンクに発生する慣性力を、各々で打ち消すリンクジオメトリとした。その結果、上下方向、左右方向の慣性加振力はいずれもバランサシャフト付エンジン並の加振力に低減している（図3、図4）。

②に関して、V型6気筒エンジンを直列4気筒エンジンへ載せ替えた場合、同等のエンジントルクを発生させるためには、単位気筒あたりのトルク量が増える。そのためトルク変動によるエンジン2次振動が悪化する。ただし、VCターボは従来のエンジンに対して、複リンク化したことで慣性加振力が増えるため、燃焼加振力に対するキャンセル力が増えることになる。そのため、従来の4気筒エンジンに対してトルク変動は小さく、V型6気筒エンジンとほぼ同等のトルク変動となっている（図5）。

③に関して、燃費向上のための高圧縮化による燃焼速度の上昇によって、高周波の加振力が増大しエンジン振動が悪化する。図6に気筒内圧力の変化を示す。

VCターボでトルクが増加していながら、高い静粛性を実現させるには、この大きなトルクを受けた状態で、高周波の加振力の伝達をいかに低減できるかがポイントである。

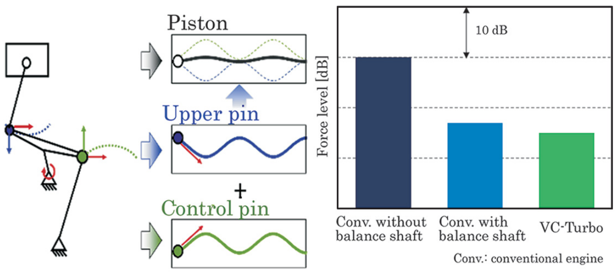
従来これらの両立のために、電制アクティブコントロールマウント（E-ACM）をパスファインダーHEVなどで採

With regard to aspect (3), the faster combustion velocity due to the higher compression ratio for improving fuel economy increases high-frequency excitation force, which worsens engine vibration. Figure 6 shows the change in the cylinder pressure level in relation to the compression ratio.

While the VC-Turbo generates greater torque, it achieves a high level of quietness. The key point for accomplishing that is how the transmission of high-frequency excitation force is reduced under a condition where such large torque is produced.

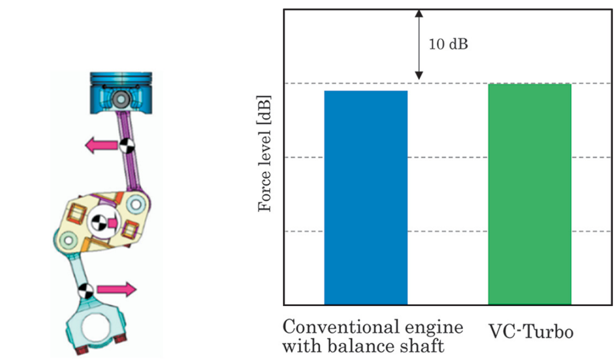
Previously, the Pathfinder HEV and other models adopted electronic active control engine mounts (E-ACMs) in order to reconcile large torque with quietness. The new QX50 features a novel engine mount system called Active Torque Rod (ATR) that combines active and passive control. This system is applied to the upper torque rods that are subjected to the engine's large roll reaction force. This enables the downsized high-torque VC-Turbo engine to be mounted with a pendulum mounting system. Compared with the previous E-ACMs, the ATR system is space-saving, lighter and less expensive. Figure 7 shows the two systems schematically.

An outline of the ATR operating principle is explained here. The increase in combustion velocity owing to the higher compression ratio increases the high-



(a) Mechanism of force cancellation (b) Measured data

図-3 上下方向2次慣性加振力
Fig. 3 2nd-order vertical inertial excitation force of VC-Turbo



(a) Mechanism of force cancellation (b) Measured data

図-4 左右方向2次慣性加振力
Fig. 4 2nd-order horizontal inertial excitation force of VC-Turbo

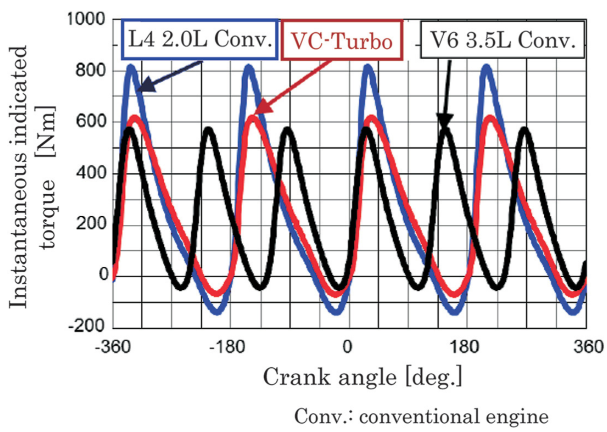


図-5 トルク変動
Fig. 5 Torque fluctuation

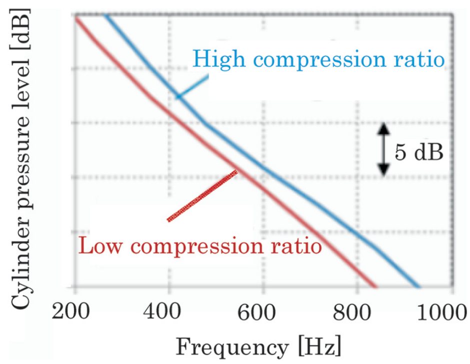


図-6 気筒内圧力変化
Fig. 6 Cylinder pressure level vs. compression ratio

用してきているが、新型QX50ではパッシブとアクティブを活用した新しいマウントシステムであるアクティブトルクロッド（ATR）を、エンジンのロール反力を大きく受けるアッパートルクロッドに採用することで、高トルクのダウンサイジングエンジンVCターボをペンデュラムマウントシステムで搭載することを実現した。ATRは従来の電制アクティブコントロールマウントに比べ省スペース、軽量、安価なシステムとなっている。システムの概略図を図7に示す。

ATRの原理概要は以下の通りである。高圧縮化による燃焼速度の上昇によって、高周波の加振力が増大することで加速時騒音領域（250～800Hz）のエンジン振動入力が悪化する。この悪化のリカバリーとして、トルクロッド共振を200Hz以下に設定し、トルクロッド共振の防振領域を拡大することでエンジン振動入力を低減する。一方でトルクロッド共振によるこもり音領域の伝達力の悪化は、トルクロッドの中間質量に加えた制御力によりトルクロッド共振の伝達力を低減する（図8）。

新型QX50に採用したATRの構成概要図を図9に示す。本システムでは、制御力の発生には慣性マスアクチュエー

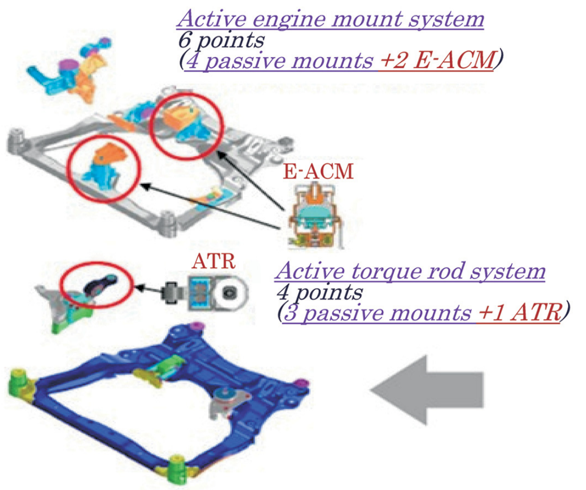


図-7　E-ACMとATRシステム
Fig. 7　E-ACM and ATR system

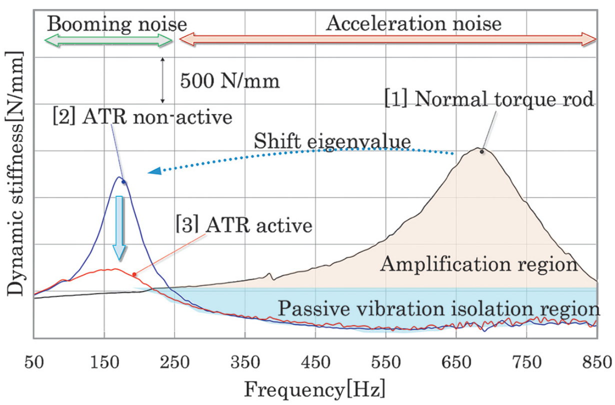


図-8　ATRコンセプトと特性
Fig. 8　ATR concept and characteristics

frequency excitation force, causing engine vibration inputs to worsen in the noise region of 250-800 Hz during vehicle acceleration. To overcome that degradation, torque rod resonance is set below 200 Hz to expand its anti-vibration range and thereby reduce engine vibration inputs. Meanwhile, the worsening of the transmitted force in the booming noise region is suppressed by the control force applied to the intermediate mass of the torque rods, which reduces the transmitted force of torque rod resonance (Fig. 8).

The configuration of the ATR system adopted on the new QX50 is shown schematically in Fig. 9. An inertial mass actuator is used to generate the control force. The system is constructed such that the control force can be input to the intermediate mass of the torque rods in the vehicle longitudinal direction, which is the same direction as the principal force input from the engine. Control is accomplished by means of a velocity feedback control principle. The vibration acceleration of the intermediate mass is detected at the moment the engine excitation force in input. The actuator generates control force, which applies a control gain to the detected vibration acceleration, and feeds back the force to offset the excitation force. An electromagnetic actuator with good responsiveness is used as the device that actually generates the control force.

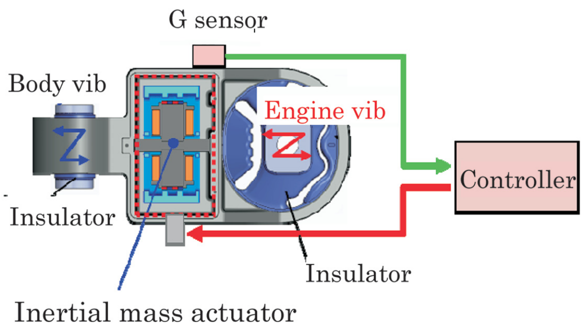


図-9　ATRシステム
Fig. 9　ATR system

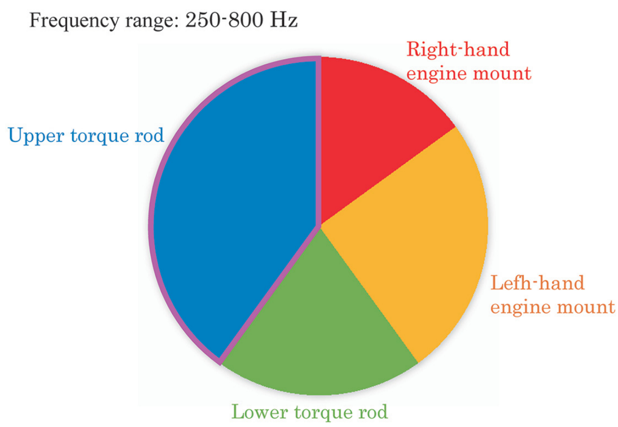


図-10　加速時騒音のエンジンマウント入力寄与
Fig. 10　Acceleration noise contribution of engine mount

タを使用し、トルクロッドの中間質量にエンジンからの主入力である車両前後方向と同方向に、制御力を入力できる構造としている。使用している制御は、エンジン加振力が入力された際の中間質量の振動加速度を検出し、検出した振動加速度に制御ゲインをかけた制御力をアクチュエータによって発生させ加振力にフィードバックを行う、速度フィードバック制御である。制御力を実際に発生させる装置としては、応答性の良い電磁式のアクチュエータを使用している。

新型QX50ではペンデュラムマウントシステムで加速時騒音の入力寄与が大きいアッパートルクロッドにATRを採用した（図10）。

次に新型QX50の加速時騒音及びこもり音の達成状況を述べる。加速時騒音は、ATRのトルクロッド共振を200Hz以下にすることによる防振領域拡大により、従来のアッパートルクロッドに対し大幅に改善し（図11）、結果、競合他社同等以上のレベルを達成した（図12）。一方、こもり音は、ATRの制御により狙い通りトルクロッド共振域で大幅に低減し（図13）、結果、バランサ付直列4気筒エンジンを搭載した車両同等のこもり音レベルを達成している（図14）。

With the pendulum mounting system used on the new QX50, ATR technology was adopted for the upper torque rods that contribute greatly to acceleration noise as shown in Fig. 10.

Next, we will explain the acceleration noise and booming noise levels attained by the new QX50. Acceleration noise has been substantially reduced compared with conventional upper torque rods by expanding the anti-vibration region as a result of setting the ATR resonance below 200 Hz (Fig. 11). This results in an interior noise level that is equal to or better than that of rival companies' vehicles (Fig. 12).

ATR control has also markedly reduced booming noise, as intended, in the torque rod resonance region (Fig. 13). As a result, the booming noise level attained is equal to that of a vehicle with an inline 4-cylinder engine fitted with a balancer shaft system (Fig. 14).

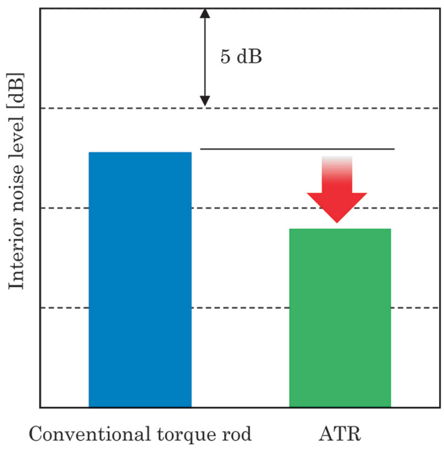


図-11　加速時騒音に対するATRの効果
Fig. 11　Effect of ATR on acceleration noise (250-800 Hz band-pass filter)

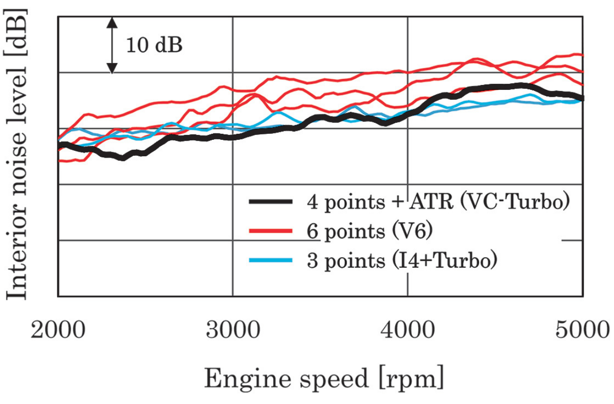


図-12　加速時騒音達成レベル
Fig. 12　Comparison of interior noise levels (250-800 Hz band-pass filter)

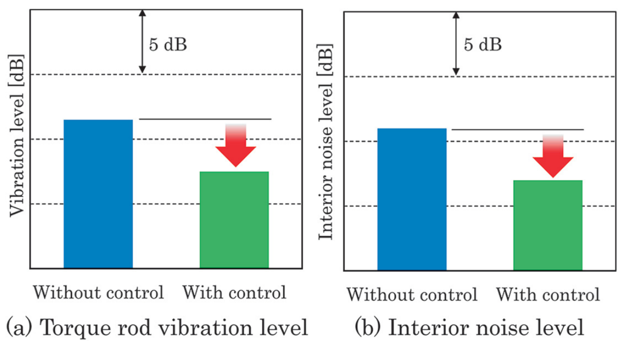


図-13　ATR制御による効果
Fig. 13　Effect of ATR control on engine 2nd-order vibration

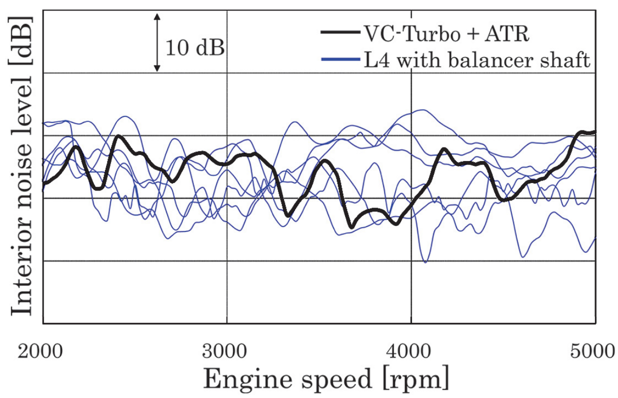


図-14　こもり音達成レベル
Fig. 14　Comparison of engine 2nd-order booming noise

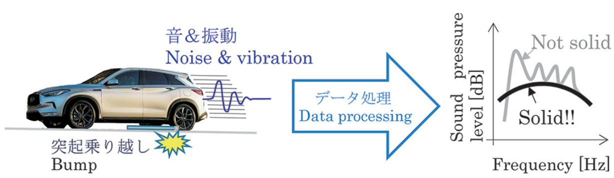


図-15　しっかり感の代用特性
Fig. 15　Representative index for solidly built feeling

4. しっかり感

長時間の高速走行でも疲れず、またお客様にプレミアムセグメントに相応しい高級感を実感していただくためには、乗員が感じる不快感を低減することが重要である。

新型QX50開発においては、特に突起を乗り越した際に車室内に響く音と車体を伝わる振動の収まり、またその音色に着目して開発し、高級感・しっかり感を演出した。音と振動の収まりが早い、またその音色が硬質なほどそのクルマに高級感・しっかり感を感じることができる（図15）。

しっかり感向上のために重要となるのが車体剛性であり、剛性向上が求められる。しかし、一般的に車体剛性を向上すると質量増加が背反となるため、燃費制約がある中、如何に両立させるかが課題となる。この課題に対して新型QX50では車体各部位の構造を見直すことで、質量増加を抑えて剛性向上を達成した。これに貢献している技術が、車体随所に織り込まれた環状構造とフロア面に施された複雑な構造のビードである。

新型QX50では、突起を乗り越した際の車体への突き上げ入力を効率よく受け止めるために、部分的な剛性ではなく、骨格や平面で剛性を確保する構造とした。車体に補剛材を施すと、質量増の問題の他に他部品とのレイアウト成立が課題となる。例えば、フロントサスペンションメンバ周辺にはエンジン、変速機などのパワートレイン部品が存在し、補剛構造の工夫によるレイアウト課題の解決も必要となる。

この課題に対し、新型QX50では車体のフロントに2ヶ所、リヤに2ヶ所の計4ヶ所にも環状の骨格構造を取り入れ、レイアウトも考慮し、質量の増加を抑えながら剛性確保に成功した（図16）。

新型QX50のフロアパネルには縦、横、斜め3方向に複雑に構成されたビードが施してある。一般的にパネルの剛性向上には板厚増加などの対応策がとられるが、先に述べたように質量増加の観点からは望ましくない。そこで採用されたのがこのビードである。ただし複雑なビード形状は成形性の観点で制約があるため、剛性と成形性のシミュレーションを活用することで最適形状を決定した。これにより質量増加なくパネル剛性の向上に成功した（図17）。

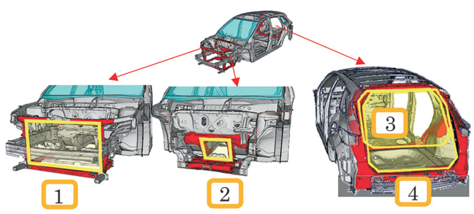


図-16　車体の環状骨格構造
Fig. 16　Body ring-shape structures

4. Solidly Built Feeling

Any discomfort that occupants might feel must be reduced in order to prevent fatigue even during high-speed driving over long periods of time and also to give customers a feeling of superb quality befitting the premium segment.

In developing the new QX50, efforts were focused on controlling vibration transmitted to the body and noise heard in the interior especially when traveling over bumps in the road. Careful attention was also paid to tonal quality in order to develop and project an image of outstanding quality and a solidly built feeling. The quicker noise and vibration subside and the more solid the tonal quality is, the more customers can perceive the excellent quality and solidly built feeling of the vehicle (Fig. 15).

Body stiffness is a key factor for improving the solidly built feeling, making it imperative to improve stiffness. However, improving body stiffness generally has a trade-off with an increase in mass, so how to reconcile both of them within the constraints imposed by fuel economy is a challenge. This issue was resolved for the new QX50 by reviewing the structure of each body part, enabling stiffness to be improved without increasing the body mass. The technologies contributing to this include the ring-shaped structures incorporated throughout the body and the intricately shaped beads applied to the floor panel.

In order to efficiently absorb the strong upward inputs to the body when traveling over a bump, the new QX50 is built with frame and plane structures that secure stiffness, rather than having partial stiffness improvements. If members are applied to the body to augment stiffness, there is a problem of increased mass and also the possibility that the layout with other parts may not be viable. For example, powertrain parts like the engine and transmission are present near the front suspension. Layout issues must be resolved through the application of innovative stiffening structures.

To resolve this challenge, ring-shaped frame structures were applied to the body of the new QX50 at four locations, two in front and two at the rear. By also taking into account the layout, this approach successfully secured the desired stiffness while holding down the increase in mass (Fig. 16).

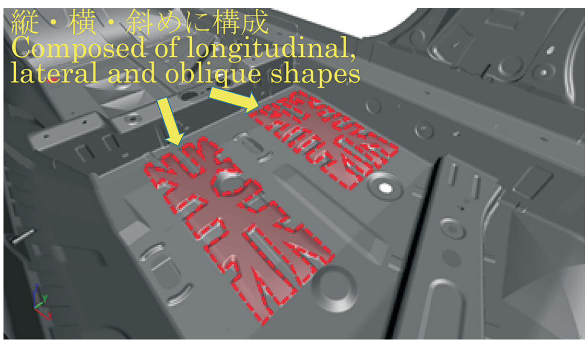


図-17　フロアパネルのビード
Fig. 17　Beads on floor panel

以上の車体構造の工夫により、新型QX50は効率的な車体剛性向上を実現し（図18）、しっかり感はセグメントトップレベルを達成している（図19）。

5. ボディモーション

車高の高いSUVにとって、路面がうねった道でも車の動きが安定していることは、乗員が安心、快適と感じるのに重要である。

新型QX50では、変位感応機構を内蔵したショックアブソーバをフロントサスペンションに採用した。路面の小さな上下入力に対して作動するベースバルブ、ピストンバルブは相対的に減衰力を弱めて設定しているが、大きな入力に対しては、フローティングバルブによって減衰力を付加することができる（図20）。これにより街中を直進走行している際にはフロア振動が少ない上質な乗り味を実現しつつ、旋回中やうねった道ではボディの動きを適度に抑えた安心感の高い乗り味を実現している。

さらに、シートバックを背中の丸みに合わせた形状とすることで、長時間の高速走行でも体の振られが少ない乗り心地を実現した。図21に北米フリーウェイ走行時の体の振られ（乗員胸位置の左右加速度）の比較データを示す。

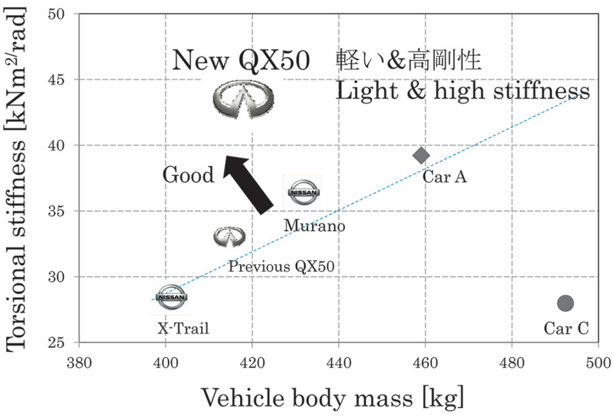


図-18　車体ねじり剛性
Fig. 18　Body torsional stiffness

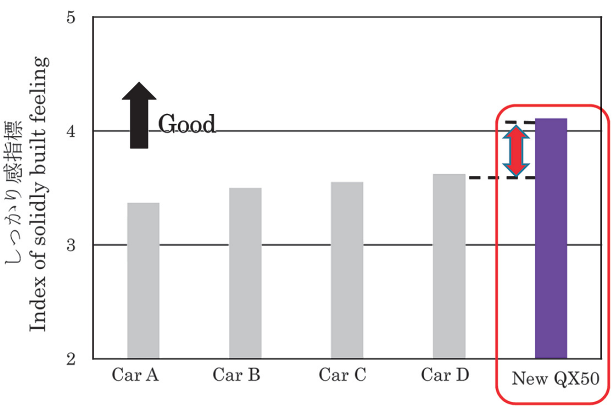


図-19　しっかり感指標
Fig. 19　Index of solidly built feeling

Intricate bead shapes have been applied to the floor panel of the new QX50 in three directions: longitudinal, lateral and oblique. Body panel stiffness is generally improved by increasing the panel gauge, among other measures, but that approach was not desirable from standpoint of the mass increase. Therefore, it was decided to apply beads. However, intricately shaped beads have limitations with regard to formability, so the optimal shapes were determined by conducting stiffness and formability simulations. This successfully improved panel stiffness without any increase in body mass (Fig. 17).

The application of these innovative body structures was effective in efficiently improving the body stiffness of the new QX50, thereby achieving the best solidly built feeling in the premium segment (Figs. 18 and 19).

5. Vehicle Body Motions

For an SUV with a high vehicle height, stable vehicle body motions even on an undulating road surface are essential for giving occupants a comfortable, secure feel.

The front suspension of the new QX50 adopts shock absorbers with a built-in displacement sensor. The base valve and piston valve that act against tiny vertical inputs from the road surface are designed to produce relatively weak damping force. For large force inputs, a floating valve provides additional damping force (Fig. 20). This technology achieves high ride quality when traveling straight ahead in city driving, while suitably suppressing vehicle body motions during cornering and when traveling on undulating roads to give occupants a highly comfortable ride with a secure feel.

In addition, the shape of the seat back has been formed to match the curvature of the human back so as to provide a comfortable ride with little body sway even in high-speed driving over long periods of time. Figure 21 presents comparative data for body sway (i.e., lateral acceleration at an occupant's chest position) measured during freeway driving in the U.S. The results indicate that the frequency of sudden body sway is markedly smaller in the QX50 compared with other vehicles in the same segment.

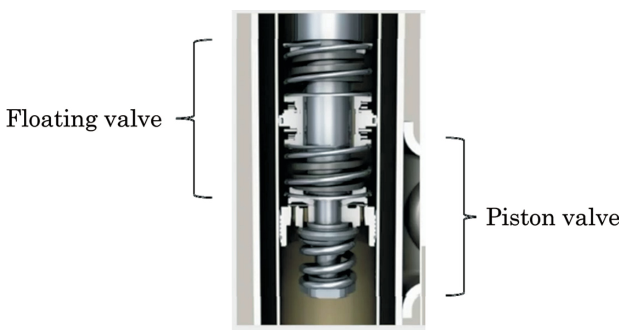


図-20　変位感応ショックアブソーバ
Fig. 20　Amplitude sensitive damping control

QX50は同セグメント他車に対して、唐突に体が振られる頻度が極めて少ないことが分かる。

6. 修正操舵が少ない走行性能

長時間の高速走行でも疲れない車両特性として、あるコースを走行した際の修正操舵が少ないことが挙げられる(図22)。本章では、操舵修正量を低減するために新型QX50で適用した技術について述べる。

ドライビングシミュレータを活用したクローズドループでのドライバ特性解析より、修正操舵量の低減のためには、操舵入力～タイヤ接地点の車両伝達系において、入力周波数5Hz程度までの応答遅れを抑えることが効果的であることが分かっている。[1] そこで、上記位相遅れを低減すべく、新型QX50では十分な車体、サスペンション剛性を確保した。

図23に示す通り、新設計のフロントストラットサスペンションは車両レイアウトの見直しを行ったことで、前型に対しナックルアーム半径を30%以上増加させ、ステアリング剛性を競合車トップレベルに向上させている。その結果、ドライバ操舵に対して、微舵から遅れなくリニアにヨーレイトが発生する車両特性にすることができた。

また、ホイールアライメントも見直し、クラストップのキャスタ角設定にすることで、直進時の微小操舵に対し

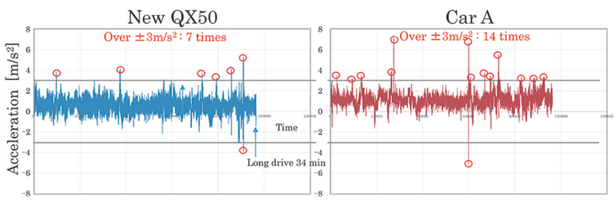


図-21 体の振られ計測結果
Fig. 21 Measured results for body sway

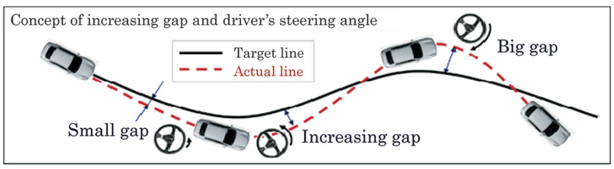


図-22 修正操舵が少ない車両特性
Fig. 22 Vehicle characteristics for minimal steering correction

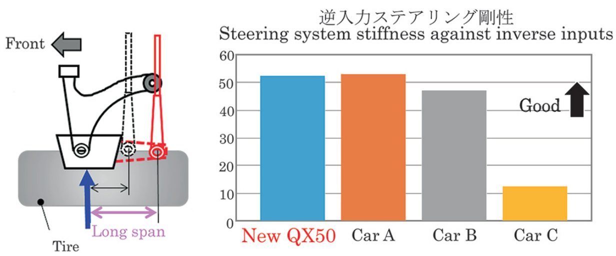


図-23 新フロントサスペンションのステアリング剛性
Fig. 23 Steering stiffness of new front suspension

6. Driving Performance with Minimal Steering Corrections

One feature of vehicle characteristics that do not cause fatigue even during high-speed driving over an extended period of time is minimal steering corrections when driving on a specified course (Fig. 22). This section describes the technologies adopted on the new QX50 to reduce the amount of steering corrections.

The driving characteristics of drivers were analyzed in closed-loop tests conducted on a driving simulator. The results revealed that suppressing the vehicle response delay up to a steering input frequency of around 5 Hz in the transfer system from a steering input to the tire contact point is effective in reducing the steering correction amount.[1] Accordingly, the new QX50 has been engineered with sufficient body and suspension stiffness to reduce this phase delay.

As shown in Fig. 23, the newly designed front suspension of the QX50 increases the knuckle arm radius by over 30% compared with that of the previous model as a result of reviewing the vehicle layout. That improves the steering system stiffness of the QX50 to the top level among rival models. As a result, vehicle characteristics have been achieved that produce a linear yaw rate relative to the driver's steering inputs without any delay even for tiny steering actions.

In addition, the wheel alignment was reviewed to achieve a class-leading caster angle setting that enables an ample yaw rate and recovery force (i.e., self-aligning torque) to be generated without delay in relation to the driver's tiny steering inputs during straight ahead driving.

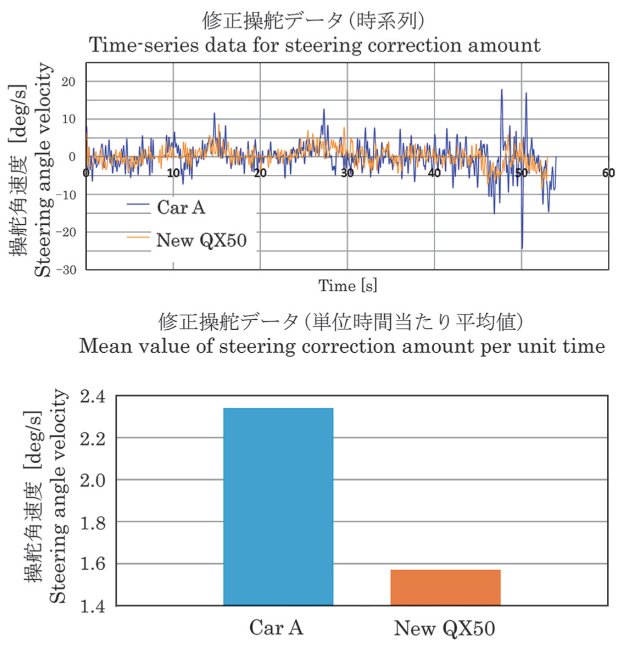


図-24 修正操舵量計測結果
(160km/h、緩やかなカーブ走行時)
Fig. 24 Measured steering correction for driving through a moderate curve at 160 km/h

て、ヨーレイトと復元力（セルフアライニングトルク）を遅れなく十分に発生させることができ、ドライバが楽に運転できる車両特性としている。

また新型QX50には電動パワーステアリングのほかに、Q50から採用されたINFINITIブランド独自のダイレクト・アダプティブ・ステアリングもオプション設定されている。ステアリングホイールとタイヤが機械的に連結されていないため、通常のステアリングではドライバに伝わってしまう路面のわだち、凹凸による外乱入力を遮断しつつ、反力モータで発生させた理想的な操舵反力のみをドライバに伝える。さらにドライバのハンドル操作を補正制御してタイヤに伝えることで、急な切り返しなどの切り遅れがちなシーンでも正確にタイヤを動かし、走行することができる。

これら機能によってダイレクト・アダプティブ・ステアリング装着車では、より直観的で安心感の高い走りが可能となり、劇的に修正操舵量を低減することができた（図24）。

7. ま と め

新型INFINITI QX50は、採用した新型プラットフォーム、世界初の可変圧縮比エンジン VCターボ、アクティブトルクロッド、新型サスペンションなどに、長年培ってきた日産のダイナミック・パフォーマンスの先進技術を適用することで、目指す動性能の価値である“長時間の高速走行でも疲れない”、“上手く運転できるように感じる”を実現することができた。

既に米国では発売を開始しており、多数のメディアによってプレミアムコンパクトSUVの中でも卓越した動性能が賞賛されている。今後もより幅広い層でのINFINITIブランドのロイヤルカスタマを獲得すべく、魅力的な動性能の磨きこみに取り組んでいく。

8. 参 考 文 献

1） 田尾光規ほか：意のままの走りを実現する車両運動特性に関する研究、自動車技術会論文集、Vol. 48、No. 6、pp. 1265-1271（2017）.

These vehicle characteristics enable exceptional driving ease.

Besides being equipped with electric power steering, INFINITI’s unique Direct Adaptive Steering, which was first adopted on the Q50, is also optionally available on the new QX50. Because there are no mechanical links between the steering wheel and the tires in this system, it feeds back to the driver only the ideal steering reaction force generated by the reaction force motor, while blocking external disturbances input from road surface ruts, dips and bumps that are usually fed back to the driver in a conventional steering system. Moreover, the driver’s steering actions are transmitted to the tires under compensation control, enabling driving in which the tires are steered precisely even in situations where the driver’s steering action tends to be delayed such as when making a quick turn.

For vehicles equipped with Direct Adaptive Steering, these functions dramatically reduce the steering correction amount to provide a more intuitive driving experience with an enhanced secure feel (Fig. 24).

7. Conclusion

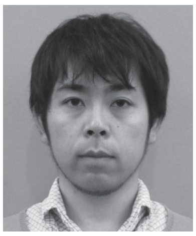
The new INFINITI QX50 incorporates many advanced dynamic performance technologies accumulated by Nissan over many years, including an all-new platform, the VC-Turbo as the world’s first variable compression ratio engine, Active Torque Rod, and an all-new suspension, among others. These technologies enable the QX50 to provide the targeted dynamic performance values of no fatigue even after a long hours of high-speed driving and a feeling of being able to drive skillfully.

Sales of the QX50 have already been launched in the U.S. where its outstanding dynamic performance among premium compact SUVs has been highly acclaimed by many media. In the future, we intend to further refine its attractive dynamic performance so as to obtain more loyal INFINITI customers among a wider range of car buyers.

8. References

1) M. Tao et al.: A Study on Vehicle Dynamics Which Can Realize the Motion Just as Intended by a Driver, JSAE Transaction, Vol. 48, No. 6, pp. 1295-1271 (2017).

■著者／ Author(s) ■

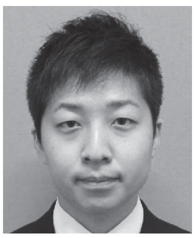

奥　知久
Tomohisa Oku


村上一志
Hitoshi Murakami

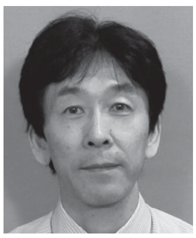

佐藤正晴
Masaharu Satou


石川　崇
Takashi Ishikawa


池永雄貴
Yuki Ikenaga


今泉拓也
Takuya Imaizumi


小穴祐太
Yuta Oana


金堂雅彦
Masahiko Kondo

高性能ドライビングシミュレータの開発

Development of a High-performance Driving Simulator

今村昌幸* Masayuki Imamura
對馬将示* Masashi Tsushima
斉藤春樹* Haruki Saitou
伊佐真弥* Shinya Isa
町田直也* Naoya Machida

抄　録　ダイナミック･パフォーマンスの開発に適用することを目指して、大型のドライビングシミュレータ（DS）を開発した。今回は特に車両加速度を搭乗者に体感させるために必要となってくる、高応答で遅れの少ないモーションシステムを適用している。また、DSの完成状態での実走模擬検証において、実車の加速度に対し少ない遅れで追従し、車両特性の違いを体感できるレベルにあることを確認したので、その内容について述べる。

Summary　A driving simulator is recognized as one of the most powerful evaluation tools in vehicle development work. Adapting a driving simulator to dynamic performance evaluations requires high-performance motion systems. This article describes the development of a driving simulator that incorporates high-response, low-delay motion systems.

Key words : *Performance, driving simulator, motion system, dynamic performance*

1. はじめに

ドライビングシミュレータ（DS）は車両を試作することなく、設計及びシミュレーションした性能を誰でも安全に体感できることから、車両開発において重要な検証ツールとなることは広く知られている[1)]。特に自動運転や車両のダイナミック・パフォーマンスの開発に用いることで、設計精度を大きく上げることが期待されている。DSは主に視覚の情報を与える映像の技術と体性感覚を与えるモーション技術が必要であるが、ダイナミック・パフォーマンスの開発に適用するためには車の動きを再現し実車同等の感覚を得られることが不可欠であり、特にモーション技術が重要となってくる。今回新たに開発したDSを図1に示す。

本稿ではDSの開発において、主にダイナミック・パフォーマンス評価への適用をめざして実施したモーション技術の開発内容について紹介する。

2. 開発コンセプト

DSにおける体性感覚は、モーションシステムと言われるアクチュエータによってドライバを移動させることで与えられる。そのため、高い加速度を応答良く正確に発生させるアクチュエータを新規に開発した。特に長いストロー

1. Introduction

A driving simulator is widely known to be a valuable validation tool in vehicle development work because anyone can safely experience designed and simulated vehicle performance without building a physical prototype.[1)] It is expected that the use of a driving simulator especially in the development of autonomous driving technologies and vehicle dynamic performance will substantially improve design accuracy. A driving simulator mainly requires image technology for providing visual information and motion technology for imparting somatic sensations. In using a driving simulator in the development

図-1　ドライビングシミュレータ外観
Fig. 1　Appearance of driving simulator

* カスタマーパフォーマンス＆実験技術部／Customer Performance and Test Engineering Department

クのX軸レールとY軸レールを有するXY並進装置に関しては、大型重量物を応答良く可動させるために、駆動部にリニアモータによるダイレクトドライブを、案内部にリニアボールガイドを採用し、軽量であり高い剛性を有する装置を開発することとした。

3. システム

3.1 構成

開発したDSは、車両加速度を再現するモーションシステム、映像情報を表示する映像投影システム、および音や操作系の反力を呈示し運転席を有するコックピットで構成される。前後方向と左右方向に動くX軸レール、Y軸レールからなるXY並進装置の上にヘキサポッド（6軸動揺装置）を備えており、その上にドームが設置されている。ドームの内壁はスクリーン面として構成されており、7台のプロジェクタにより360度の全方位画像を映し出す。スクリーン面に対しコックピットを回転させるターンテーブルを有している。図2にDS全体のシステム構成を、図3に制御システムの構成を示す。ステアリング、ブレーキ、アクセルなどの各種操作系の信号と路面状態を車両運動解析モデルに取り込み、計算された操作系のステアリング反力やブレーキ反力をドライバに呈示する。

計算された加速度については、独自に開発したモーションコントロールロジックを通し各種モーションシステムを動かすことでドライバに呈示する。また、映像に関しては、道路や周辺環境、交通流とドライバとの関係を計算し、映像システムから投影する。これらの一連の動作を、ステップサイズ1ミリ秒のリアルタイム車両運動解析をベースに処理することで、ドライバが感じる体性感覚や視覚の遅れを低減させるシステムとした。

3.2 モーションシステム

モーションシステムはXY方向の加速度を示すXY並進

of vehicle dynamic performance, it is necessary to recreate faithfully the motions of a vehicle so as to obtain sensations equal to those of an actual vehicle. For that purpose, motion technology is especially important. The appearance of our newly developed driving simulator is shown in Fig. 1.

This article mainly describes the details of the motion technology developed for this driving simulator with the aim of using it in evaluating vehicle dynamic performance.

2. Development Concept

A driving simulator imparts somatic sensations by moving the driver by means of actuators that constitute what is called the motion system. To accomplish that, new actuators were developed that can accurately and responsively generate high levels of acceleration. Notably, an XY-translation device, consisting of X-axis and Y-axis rails with a long stroke, adopts linear motor-based direct drive technology in its drive system to enable responsive movement of large, heavy objects and linear ball guides in its guideways. This has resulted in the development of a lightweight device with high stiffness.

3. System

3.1 Configuration

The newly developed driving simulator consists of motion systems that recreate vehicle acceleration, an image projection system for presenting visual information, and a cockpit system that presents sounds and the reaction forces of the operating systems and is equipped with a driver's seat. A hexapod (six-axis swiveling device) is positioned on top of the XY-translation device comprising the X-axis and Y-axis rails that move longitudinally and laterally. A dome is located on top of the hexapod. The inner walls of the dome are mounted with screens that show 360-degree omnidirectional images from seven projectors. Inside the dome is a turntable that revolves

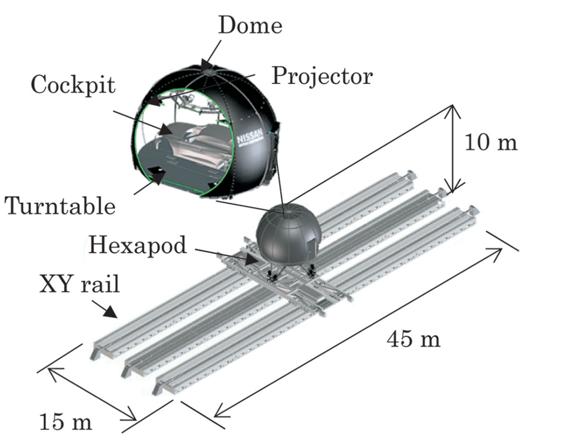


図-2　ドライビングシミュレータのシステム構成
Fig. 2　Configuration of driving simulator system

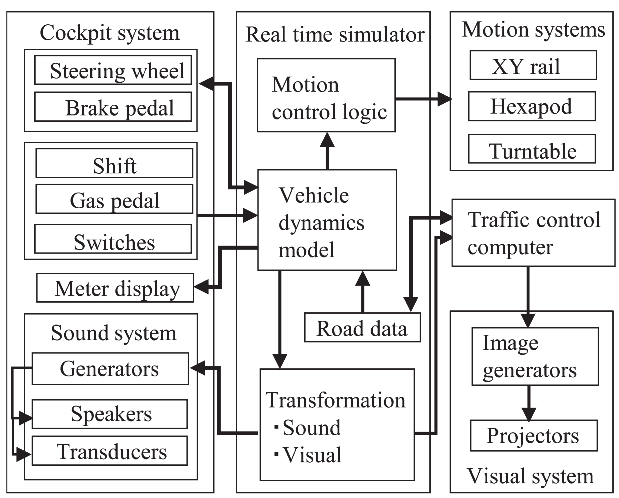


図-3　制御システムの構成
Fig. 3　Control system configuration

装置に加え、ヨー、ロール、ピッチ、XYZ方向の加速度を再現するヘキサポッド、およびヨー運動を再現するターンテーブルで構成されている。XY並進装置は、高速道路での通常走行時の車線変更を想定してY方向のストロークを片側11mとし、緊急回避時のダブルレーンチェンジの車両加速度を再現することを目標として最大加速度を12m/s²とした。また、応答についてはスキルドライバの事前検証にて、実車の動きに対し遅れを感じない応答として、ステップ応答でむだ時間5ミリ秒以下、時定数30ミリ秒以下とし、高出力、高応答の実現をめざして開発を進めた。表1に各モーションシステムの性能を示す。

特に、XY並進装置のY軸レール上には、X軸レール、ヘキサポッド、ドーム、ターンテーブル、コックピットなど大型の重量物が積載されており、重量は合計40t程ある。この重量物を積載した状態で、長尺なXY並進装置のX軸レールのベース部分（以下Yサドル）を最大加速度12m/s²、最大速度10m/s、かつ高応答で可搬する装置の開発は、本DSにおいて重要である。そこで、駆動部分には長いストロークにおいて高加減速性を確保するために、リニアモータを用いたダイレクトドライブを採用した。図4に概略構造を示す。さらに、大きな推力を出すために複数のリニアモータをサドルの両端に2列配置し、同期制御させることで必要な最大推力を発生させる開発を実施した。また、ドーム部のX軸レール上の位置の違いやヘキサポッドの傾きによる偏荷重が発生した場合にも、両サイドの出力特性を変更してスムーズに動かすための制御開発を実施した。

支持案内の部分には、可動時のしゅう動抵抗が少なく、ドライバが意図しない振動を発生させないことを目的に、

表-1　モーションシステム性能
Table 1　Motion system performance

		Max stroke [m, deg]	Max acceleration [m/s^2, deg/s^2]	Max velocity [m/s, deg/s]
XY-axis rails	X	± 3	± 4	± 2.5
	Y	± 11	± 12	± 10
Hexapod	X	± 0.3	± 5	± 0.6
	Y	± 0.3	± 5	± 0.6
	Z	± 0.25	± 9	± 0.5
	Roll	± 15	± 230	± 30
	Pitch	± 15	± 230	± 30
	Yaw	± 15	± 230	± 30
Turntable	Yaw	± 160	± 350	± 60

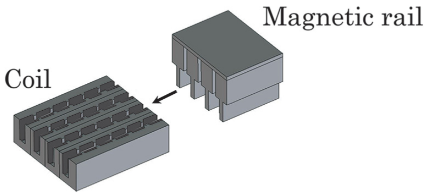


図-4　リニアモータ
Fig. 4　Linear motor unit

a cockpit against the screens. The configuration of the overall driving simulator system is shown in Fig. 2, and Fig. 3 shows the control system configuration. Signals from the vehicle operating systems such as the steering wheel, brake pedal and accelerator pedal are input into a vehicle dynamics simulation model along with information on the road surface condition; the calculated steering reaction force and braking reaction force of these operating systems are presented to the driver.

The calculated acceleration that moves each of the motion systems via the motion control logic, which was developed independently in-house, is presented to the driver. Images of the road, surrounding environment and traffic flow are calculated in relation to the driver and projected on the screens via the projector system. These operations are processed on the basis of a real-time vehicle dynamics simulation in a step size of 1 ms, enabling the system to reduce any delay in the visual information and somatic sensations perceived by the driver.

3.2 Motion systems

In addition to the XY-translation device that generates acceleration in the XY-axes, other motion systems include the hexapod that reproduces yaw, roll, pitch and acceleration in the XYZ directions and the turntable that reproduces yaw motion. The XY-translation device allows an 11-m stroke on one side in the Y-axis direction, which assumes a lane change maneuver in ordinary expressway driving. The maximum acceleration was set at 12 m/s² for the purpose of reproducing vehicle acceleration in a double lane change maneuver for emergency avoidance. Response was defined so as to avoid any feeling of delay in vehicle movement based on advance confirmation by a skilled driver. The development aim was to achieve high output and high response, with a maximum dead time of 5 ms and a maximum time constant of 30 ms defined for a step response. The specifications of each motion system are given in Table 1.

There is an especially heavy weight of around 40 t in total on the Y-axis rail of the XY-translation device because it carries large, heavy objects such as the X-axis rail, hexapod, dome, turntable and the cockpit. When loaded with these heavy objects, the base, referred to here as the Y-axis saddle, of the X-axis rail of the long XY-translation device can move with high response at a maximum acceleration of 12 m/s² and a maximum velocity of 10 m/s. The development of the equipment to facilitate such performance was a key aspect of this driving simulator. Therefore, linear motor-based direct drive technology was adopted for the drive system to ensure high acceleration/deceleration performance over the long stroke. The structure of a linear motor unit is shown schematically in Fig. 4. In order to generate large thrust, a drive system was developed with multiple linear motors arranged in two rows at both ends of the saddle. The motors are controlled simultaneously to produce the maximum thrust required. A control program was

剛性が高く、直進時の上下、左右の変位が少ないことから工作機械などに用いられている精密なリニアガイドを採用した。また、通常の使われ方に対し運転速度が2～3倍速いため、高速での使用に対する耐久性確保を目的として、市販品に対し部品材料の変更などを実施した特殊なリニアガイドを新規に開発した。さらに、ユニット単体での走行耐久評価を実施し、10m/sの速度運転での耐久性を保証した。

レールの組み付け誤差に関しては、独立した3列のベース部分に複数の長尺な直動軸受のレールを必要な組み付け誤差内に設置するために、新たに開発した専用治具及び計測器を用いて組み付けを実施し、70 μ m以下の平行度の取り付け精度を実現した。

その他にも、応答性能を達成するための重要な開発要素として、XY並進装置の剛性を確保することが求められる。一方、可動するサドル部分については、リニアモータの出力要件から軽量である必要がある。そこで今回、高剛性かつ軽量なサドルを実現するために、鋼管構造を採用した。設計段階では、モーションシステムのサーボ系と機械系をモデル化した応答性シミュレーションを実施し、要求の応答性を達成するために必要な機械系の固有周波数を満足するように、設計値を42Hz以上とし、有限要素法（FEM）による構造解析を用いて設計を実施した（図5）。実機での検証結果は45Hzであった。

上記にて開発したXY並進装置単体で、ステップ応答試験を実施した。むだ時間目標5ミリ秒以下に対し2ミリ秒、時定数目標30ミリ秒以下に対し23ミリ秒という結果が得られ、目標を達成できた。

4. 検　証

DSの完成状態における検証として、実際のテストコースにて実車でレーンチェンジをした結果と、実車とコリレーションをとった車両運動解析モデルに実車と同一の操作入力をした場合の車両の横加速度の計算結果をDSのモーションシステムで発生させた結果を、時系列データで比較した。試験時の車速は85km/hとし、図6に示す操舵角を入力している。図7に実車とDSのコックピット内で計測した横加速度を示す。実車波形に対し少ない遅れで追従し、加速度ピークも再現できており、車両挙動を確認できた。また、スキルドライバによる評価においても、車両特性の違いによる挙動の違いを実車同等に感じられるとのコメントを得られた。

従来の実車を使ったダイナミック・パフォーマンスの検証実験では、実際の部品やシステムを変更することでしか車両特性を変更できない。そのため、以下のような課題がある。

(1) 部品やシステムの特性変更に伴って複数の車両特性が同時に変わってしまうため、特定の車両特性のみを

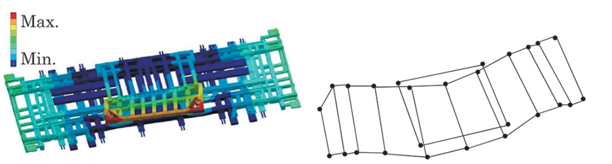
developed that can change the motor output characteristics on both sides to ensure smooth movement in the event that an unbalanced load occurs due to a different position of the dome on the X-axis rail or an inclination of the hexapod.

Precision linear guides were adopted for the supporting guideways so as to achieve little sliding resistance during movement and not cause the driver any unintended vibration. Such guides are often used for machine tools and other equipment because they have high stiffness and show little vertical and lateral displacement in straight-ahead movement. Special-purpose linear guides were newly developed by changing the part materials compared with commercial products in order to ensure ample durability for high-speed use because the operating speed would be 2-3 times faster than that of ordinary applications. The durability of the guides by themselves was evaluated in driving tests and the results confirmed that sufficient durability could be guaranteed for high-speed operation at 10 m/s.

The rails were installed using newly developed dedicated jigs and measuring instruments in order to install the long rails with multiple direct-acting bearings in the base in three independent rows within the allowable installation error required. Installation accuracy in terms of maximum parallelism error of 70 μm was achieved.

Another important development element for achieving the desired responsiveness was to ensure the necessary stiffness of the XY-translation device. On the other hand, the movable saddle had to be light in weight because of the output performance of the linear motors. Therefore, a steel pipe structure was adopted to obtain a lightweight saddle with high stiffness. At the design stage, a response simulation was conducted using models of the servo system and mechanical system of the motion systems. A design value of 42 Hz was set so as to satisfy the natural frequency required of the mechanical system for achieving the desired responsiveness. The design was executed on the basis of a structural analysis conducted with the finite element method (FEM). As shown in Fig. 5, the result measured in a validation test of an actual saddle was 45 Hz.

A step response test was conducted on the XY-translation device that was developed as described above. The results showed a dead time of 2 ms in relation to the targeted time of 5 ms maximum and a time constant



FEM analysis (42 Hz)　　Measurement (45 Hz)

図-5　サドル部の振動モード解析
Fig. 5　Saddle vibration mode analysis

詳細に変更してその差を評価することが困難であり、検証の精度が確保しづらい。

(2) 部品やシステムの試作に期間がかかり試作数も限られるため、効率的に検証ができない。

一方で、本稿で紹介したDSと、車両特性をデジタルに自由に変更可能な車両運動解析モデルを組み合わせることができれば、上記課題が解決され、ドライバにとって理想的な特性の検証や、目標とする車両特性を達成するための部品・システム特性の効率的な検証の実現が期待できる。

5. まとめ

高精度、高応答のモーションシステムを開発し、ダイナミック・パフォーマンス評価への適用を目指したDSを開

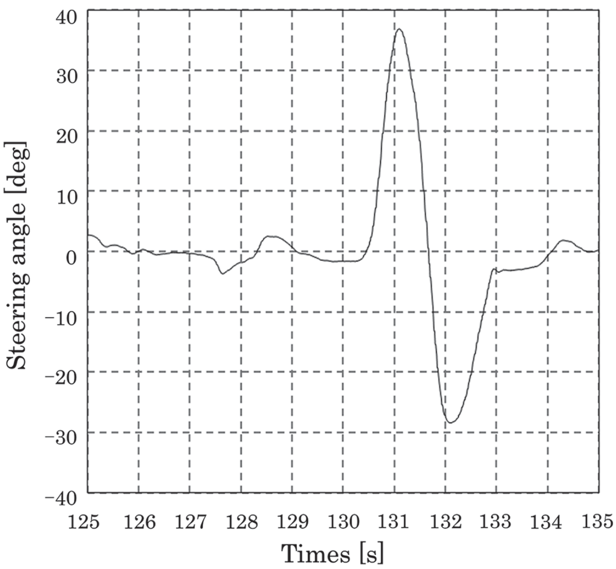


図-6　レーンチェンジ時の操舵角
Fig. 6　Steering angle input for lane change maneuver

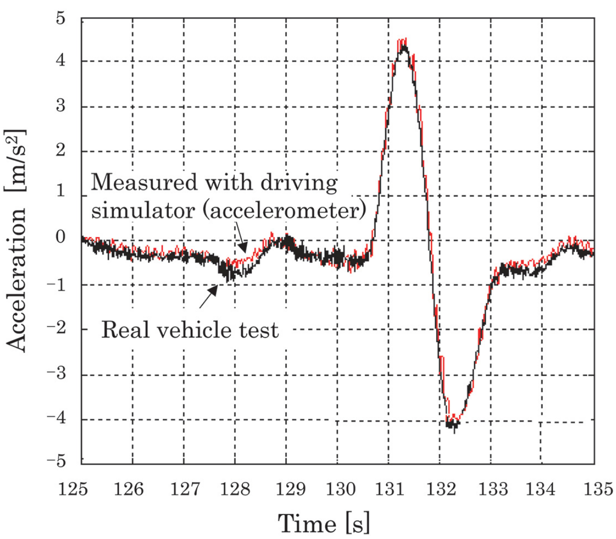


図-7　レーンチェンジ時の車両横加速度
Fig. 7　Lateral acceleration in lane change maneuver

of 23 ms in relation to the target of 30 ms maximum. This confirmed that the development targets were achieved.

4. Validation

Validation of the completed driving simulator was done by making a comparison with the results recorded for a lane change maneuver executed by a test vehicle on an actual test course. The same operational inputs as those applied to the test vehicle were input into a vehicle dynamics simulation model having a proven correlation with the test vehicle. The calculated lateral acceleration of the vehicle and the lateral acceleration produced by the motion systems of the driving simulator were compared by examining their time series data. The vehicle speed in the experiment was set at 85 km/h and the steering angle input for the lane change is plotted in Fig. 6. Figure 7 compares the lateral acceleration measured for the test vehicle and that measured in the cockpit of the driving simulator. The waveform of the driving simulator traces that of the test vehicle with little delay and also reproduces the acceleration peak, thereby confirming that the test vehicle behavior was reproduced. In evaluations conducted with skilled drivers, they commented that differences in vehicle behavior due to different vehicle characteristics were perceived in the same way with the driving simulator as in the actual vehicles.

In validation testing of dynamic performance heretofore using actual vehicles, vehicle characteristics could only be varied by changing actual parts or systems, which gave rise to the following issues.

1) Multiple vehicle characteristics changed simultaneously as a result of changing parts or system characteristics. That made it difficult to change the details of only particular vehicle characteristics and to evaluate the difference. It was difficult to ensure the accuracy of the validation exercise.
2) It took time to produce prototypes of parts or systems and the number of prototypes that could be built was limited. That made it difficult to conduct validation exercises efficiently.

These issues can be resolved by combining the driving simulator described here with a vehicle dynamics simulation model that allows vehicle characteristics to be changed digitally at will. It is expected that this would enable validation of vehicle characteristics ideal to drivers and efficient validation of parts and system characteristics for achieving targeted vehicle characteristics.

5. Conclusion

Motion systems with high accuracy and responsiveness were developed and applied to develop a driving simulator intended for use in evaluating vehicle dynamic performance. In driving simulation tests for validating the completed driving simulator, it was confirmed that the lateral acceleration waveform measured with the simulator traced that of an actual vehicle with little delay and that differences in vehicle characteristics could be experienced

発した。また、DSの完成状態での実走模擬検証において、実車の加速度に対し少ない遅れで追従し、車両特性の違いを体感できるレベルにあることを確認した。今後、新型車開発への適用を通して、お客様のダイナミック・パフォーマンスへの要求に高いレベルでお応えするべく、日産車の走りの性能向上に貢献していく。

6. 参　考　文　献

1）大島大輔ほか：ドライビングシミュレータに対するニーズ及び先進的関連技術に関する調査、生産研究、Vol. 67、No. 2、pp. 87-92（2015）.

2）伊藤一也ほか：ドライビングシミュレータの開発と商品開発への適用、自動車技術会、自動車技術、Vol. 58、No. 12、pp. 72-76（2004）.

3）山村智弘ほか：日産ドライビング・シミュレータの開発、日産技報、No. 41、pp. 39-43（1997）.

with the simulator. The driving simulator will be used in developing new models in the future and is expected to contribute to improving the dynamic performance of Nissan vehicles so as to respond better to the strong demands of customers in this regard.

6. References

1) D. Oshima et al.: Study on Needs and Advanced Technologies for a Driving Simulator, Journal of Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Vol. 67, No. 2, pp. 87-92 (2015).

2) K. Itoh et al.: Developing and Applying of a Driving Simulator to Vehicle Product Development, Journal of JSAE, Vol. 58, No. 12, pp. 72-76 (2004).

3) T. Yamamura et al.: Development of the Nissan Driving Simulator, Nissan Technical Review, No. 41, pp. 39-43 (1997).

■著者／Author(s)■


今　村　昌　幸
Masayuki Imamura


對　馬　将　示
Masashi Tsushima


斉　藤　春　樹
Haruki Saitou


伊　佐　真　弥
Shinya Isa


町　田　直　也
Naoya Machida

応用脳科学の視点からみたダイナミック・パフォーマンス

Dynamic Performance from Applied Neuroscience Perspective

ギョルゲ ルチアン*
Lucian Andrei Gheorghe

清　水　俊　行**
Toshiyuki Shimizu

田　尾　光　規***
Mitsunori Tao

ウスチュムリチ マリヤ****
Marija Uscumlic

サエエディ サレー****
Sareh Saeedi

棒　谷　英　法*****
Hidenori Boutani

紙　透　義　治******
Yoshiharu Kamisuki

抄　　録　本稿では、ダイナミック・パフォーマンスの評価手法として脳波（EEG）計測を用いた先駆的な取り組みを紹介する。ドライブシュミレータで実験参加者が幾つかの条件下で運転し、動的応答性を解析する実験を行った。ハンドル操作前の行動準備脳電位（MRCP）を抽出することで、脳波活動を解析した。さらに、各実験ではコネクティビティ解析も行った。操作のしやすさに関する官能評価値は、二つの脳波解析手法の結果から導いた。高い官能評価値は、MRCPと高い相関を示し、前頭-頭頂部のアルファ波帯域と強い関係性が見られた。脳活動が低負荷（デフォルト）モードに近い状態にある間、この強い関係性が顕著であり、MRCPはカーブを曲がる前のハンドル操作の準備のしやすさに特徴を示すものと解釈できた。

Summary　In this article we present the results of a pioneering attempt to develop an evaluation methodology for vehicles dynamic performance based on electroencephalography (EEG) measurements. An experiment was performed with the subjects driving a car on a simulated road in a driving simulator while there were several condition in the dynamic response of the vehicle. The EEG activity was analyzed during periods just before steering by extracting Motion Related Cortical Potentials (MRCPs). Furthermore, connectivity analysis have been performed for the length of each trial. Subjective evaluations of the easiness of control have been strongly supported by the results of the two EEG analysis methods. Higher subjective scores correlated strongly with deeper MRCPs and with stronger connectivity in alpha band between frontal and parietal areas of the cortex. Deeper MRCPs can be interpreted as signatures of easiness of preparation for steering before each corner, while stronger connectivity shows an overall brain state closer to default mode interpreted as low workload mode.

Key words : *Vehicle Dynamics, Performance, measurement, handling, driver behavior, knowledge engineering*

1. はじめに

脳波（EEG）信号は、ブレインコンピュータインターフェース（BCI）を開発するために使われており、脳内の特定の働きや認知状態に相関した脳信号を解釈する手段となっている[1]。本稿では、車のダイナミック・パフォーマンスを評価する計測手法にEEGを用いた新たな取り組みを紹介する。このような技術の開発が成功すれば、例えば、未熟なドライバのように正確に官能的フィードバックを行うことが難しい場合でも、ダイナミック・パフォーマンスの感じ方について詳細な評価を得ることが可能となる。実際の運転とシミュレーション[2]の双方において、EEGと眼電図（EOG）を基に、覚醒レベルの予測と注意レベルの検出が調査された[3][4]。自動車業界は、環境を解釈し必要に応じて車両の制御とドライバへのフィードバックがで

1. Introduction

Electroencephalography (EEG) signals have been used to develop brain-computer interfaces (BCI) that provide means of interaction by decoding brain signals correlated with specific tasks or cognitive states[1]. In this study we present a novel attempt of using EEG measurements in order to develop an evaluation methodology for vehicles' dynamic performance. The successful development of such technology would enable in detail evaluation of dynamic performance perception even for drivers whom are less likely to provide accurate subjective feedback, like for example novice drivers. Arousal level prediction based on electroencephalography (EEG) and electrooculogram (EOG) has been vastly investigated[3][4], as well as attention level detection, both in real and simulated driving environments[2]. At the same time the automobile industry has made big steps towards the implementation of smart cars that could interpret the environment, provide feedback to the driver

*先端材料研究所／Advanced Materials Laboratory　**研究企画部／Research Planning Department　***先行車両性能開発部／Advanced Vehicle Performance Engineering Department　****Nissan Europe N.V.　*****モビリティ・サービス研究所／Mobility Services Laboratory　******実験試作部／Prototype and Test Department

きるスマートカーの実用化に大きな一歩を踏み出した[5]。車がより高性能化された場合、車とドライバとの意思の疎通が増加する可能性が高まる。そのため、車からの情報提供を容易にするべく、ドライバの負荷を正確に評価する努力がなされている[6]。運転に関連するドライバの脳活動を調査し、ステアリング入力に対する車の動的応答性を評価するために、二つの新しい応用脳科学のブレークスルーを最大限に活用するというのが、筆者らの考え方である。

一つ目は、脳活動が身体運動とどのような相関関係にあるかのノウハウである。身体運動に関連する脳活動に関する初期報告のひとつは1965年にKornhuberとDeeckeが行ったもので、動作の1.5秒前に現れる緩変動電位（SCP）を示している[14]。Libetらはこの電位を深く分析して、運動開始の1秒前に準備的脳活動の存在を証明した[15][16]。行動意図を検出することを目的とした幾つかの予備的研究では、有望な結果が示された[10]。一方、運転中のドライバの動きを予測する試みは、ほとんど行われてこなかった。Haufeらは 前行車が減速するときに制動のタイミングを予測するシステムを構築し[18]、Gheorgheらは運転シミュレータで操舵行動に相関する行動準備脳電位（MRCP）を抽出する可能性を最初に提示した[8]。同時に、鈴木らはMRCPの特性の違いに着目し、MRCPの深度と感覚行動タスクのパフォーマンスには明確な相関があることを証明した[11]。筆者らは、ハンドル動作とMRCPの深度の評価法の構築、及び車両のダイナミック・パフォーマンスとの相関を調査することを目指した。

二つ目は、脳波計測データに対するコネクティビティ解析が実行可能になり、そしてその解析の最新解釈方法である。Zhangらは、自動車運転中のEEG信号からコネクティビティ情報の抽出手法を報告した初めての事例である[12]。一方、PalvaらによるfMRI（functional magnetic resonance imaging：磁気共鳴機能画像法）を用いた詳細な研究により、大脳皮質の異なる領域間でのアルファ波帯域の同期の意味合いを説明した[13]。所見によると、より高い前頭-頭頂の同期は、感覚行動タスクにおける資源を容易に分配すると解釈される。筆者らは、脳波に基づいて前頭-頭頂アルファ波帯域での同期解析を構築し、ハンドル操作中の車両の動的応答性との相関を調査することを目的とする。

2. 手　　法

2.1　実験プロトコル

実験にはシンプルでありながら、再現性の高い運転シミュレータを用いた（図1）。小型車両に近いレイアウトとし、実験参加者が快適な着座位置で運転できるように電動シートを装備した。シミュレータは車両の動的応答性を模擬するため、自由度6度の高応答モーションシステムを適用した。走行シーンとして、四つのコーナがある1車線道

and, if needed, control the vehicle[5]. As cars become more intelligent the interaction with the user may increase (to provide more feedback, or suggest potential maneuvers). Efforts have been made to evaluate precisely the drivers' workload in order to facilitate information delivery from the vehicle[6]. Our philosophy is to survey the drivers' brain activity related to driving, and to use these results in order to build and evaluator of the dynamic response of the vehicle with respect of the steering input. We focus on leveraging two different relatively new applied neuroscience breakthroughs. One is know how on neural correlates of movement. One of the first reports of neural correlates of movement was made by Kornhuber and Deecke back in 1965 showing a slow cortical potential (SCP) appearing 1.5 s before movement[14]. Libet et al. made a deep analysis of these potentials proving the presence of preparatory brain activity beginning 1 s before the onset of movement[15][16]. Several preliminary studies aimed at detecting movement intention showed encouraging results[10]. On the other hand, few attempts have been made to predict drivers' motion while driving. Haufe et al. build a system to predict the timing of braking when the car in front slows down[18]. Gheorghe et al. were the first to present the possibility of extracting Motion Related Cortical Potentials (MRCPs) correlated with steering actions while driving a driving simulator[8]. At the same time focusing on the differences of the characteristics of the MRCPs, Suzuki et al. showed clear correlations between the depth of MRCP and the performance of a sensorimotor task[11]. We aim at building evaluators of the depth of MRCP relative to steering actions and observe the correlation with the dynamic performance of the vehicle response.

The second is the ability of performing connectivity analysis using EEG recordings and recent results on such connectivity interpretation. Zhang et al. have been the first reporting techniques to retrieve connectivity information from EEG signals while driving[12]. On the other hand an in depth fMRI study performed by Palva et al. explained the meaning of alpha band synchronization between different areas of the cortex[13]. On finding was that higher fronto-parietal synchronization can be interpreted as easiness of allocation for resources in sensory motor task. In this study we aim to build fronto-parietal alpha band synchronization methodology based on EEG and observe the correlation with vehicle dynamic response during a steering task.

2. Methods

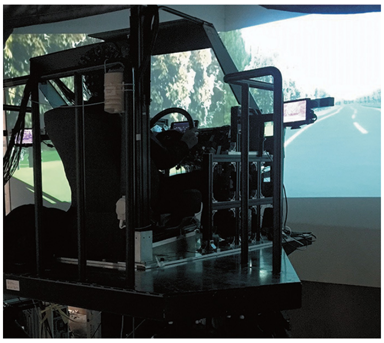
2.1 Experimental protocol

A simple but realistic driving simulator was used for this experiment (Fig. 1). The layout was close to a small size vehicle using a real automobile electrical seat in order to accommodate the subject in a comfortable driving position. The simulator was fitted with six degrees of freedom highly responsive motion system in order to emulate the dynamics of the vehicle response.

The driving scene simulated a one lane road with four main corners. Ten subjects with normal or corrected

路を模擬した。正常視力を持つ10名の実験参加者は一定速度（約80km/h）で運転し、車両の動的応答性を官能的に評価するように指示を受けた。ヨーレートの位相の遅れ、横加速度の遅れ、および操舵角の位相に対するロール角の位相の遅れ、三つの独立したパラメータを設定することにより、異なる6条件で実施した。それぞれのケースの構成を表1に示す。なお、本実験は社内の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。

ステアリングおよびペダルの位置、車両の動的応答性と車両位置は256Hzで記録した。別のコンピュータでは、2048Hzで測定されたデータを256Hzに変換して、10%法（拡張10-20法）による電極配置で64個のBiosemi社製EEG電極にて記録した。二つの記録は、ハードウェア信号によって同期された。記録は同日、各10分間の12セッションで行った。実験参加者の疲労を抑え高い集中力を維持するために、要求に応じてすべてのセッション間で休憩をとった。運転シミュレータの視野および制御装置に適応して貰うために、すべての参加者は実験前にトライアルを実施した。その際、車酔いの傾向も全参加者に検証したが、症状を示した者はいなかった。セッションごとに、三つのパラメータが可変となるように設定した。



(a) 運転シミュレータにおける実験参加者用運転席
Driver seat for the subjects in the driving simulator

(b) 視界となるスクリーン例
Example of visual field showing in the simulator

図-1　実験プロトコル
Fig. 1　Experimental protocol

to normal vision were instructed to drive at constant speed (approx. 80 km/h) and to subjectively evaluate the dynamic response of the vehicle. Six different conditions were implemented by setting three independent parameters: the delay in phase of the yaw rate, the delay in phase of the lateral acceleration and the delay in phase of the roll angle with respect to the phase of the steering angle. The set ups for each of the case are presented in Table 1. This experiment was conducted after details were reviewed and approved by Nissan Motor Ethics Committee, and informed consent was obtained from the participants.

Steering and pedal positions, vehicle dynamics and the position of the vehicle in space were recorded at a sampling rate of 256 Hz. Another computer recorded 64 EEG channels (Biosemi ActiveElectrodes) placed according to the 10/20 extended standard at 2048 Hz and down sampled at 256 Hz. The two recordings were synchronized by a hardware trigger. The recording was split in 12 sessions of 10 minutes recorded the same day. At the subject's request shorter or larger breaks were taken between the sessions with the goal of keeping low fatigue and high concentration levels throughout all the sessions. In order to adapt to the driving simulator visual field and to the controls, a trial driving session was performed before the experiment by all subjects. At that time the driving simulator sickness tendencies were also evaluated with all the subjects and no subject showed sickness symptoms.

For each session a different dynamic response of the vehicle has been set up. The three parameters were changed between sessions.

2.2　Driving data processing

The simulated road emulates a part of an existing test course having in sight a follow up experiment in real vehicles. The shape of the road used is presented in Fig. 2 (a). The subjects were instructed to drive at a constant speed of 80km/h and one run was about 90 s. Four main corners were used for the evaluation of motor cortex preparatory activity. First the data sequence was segmented based on the 3D position of the vehicle extracting the portions preceding the curves. The red segments in Fig. 2 (a) present the respective portions corresponding to each of the four corners. Next the onset of the steering was extracted using the steering profiles during the extracted segments. The steering profile for one subject for one run is presented. The black dots in Fig. 2 (b) present the detected

表-1　動的応答性の条件構成
Table 1　Dynamic response conditions

Delay in phase @1 Hz [deg] base	Specifications					
	A	B	C	D	E	F
Yaw rate	0	40	0	40	30	20
Lateral G.	0	50	50	0	30	20
Roll angle	60	60	60	60	40	40

2.2　運転データ処理

シミュレータに映し出される道路は、実際の車両で既存のテストコースの一部を模擬化したものである。その道路の形状を図2(a)に示す。実験参加者は80km/hの一定速度で運転するよう指示され、1回の運転は約90秒である。運動野の行動準備活動を評価するために、四つのコーナを用意した。最初に、コーナに差しかかる前の車両の3D位置に基づいてハンドル操作データの配列を区分化した。図2(a)の赤色区分は、四つのコーナそれぞれを示している。次に、ハンドル操作開始点は、各区分間の軌跡を用いて抽出された。図2(b)の黒い点は、各コーナを通過するのに必要なハンドル操作の開始点を示している。このタイミングは、MRCP評価におけるEEGデータの区分分けとMRCPの評価に活用した。一方、コネクティビティ解析は、最初のコーナの進入時から最後のコーナの退出時までの連続データを使用した。

2.3　MRCPの信号処理

EEG信号は、4次のバタワースフィルタを使い0.1～1.0Hz間の周波数帯域を用いた。次に、バックグラウンド脳活動を除去するために、センサT7およびT8の平均をすべてのチャネルから差し引いた。最後に、平均値をベー

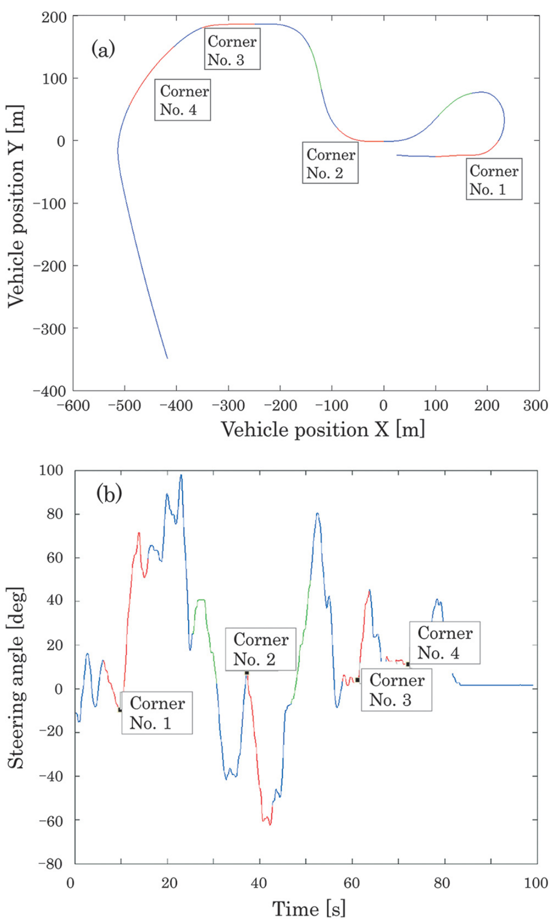


図-2　シミュレータの車両軌跡
Fig. 2　Vehicle trajectory on the whole circuit

point which represent the initiation of the steering action necessary to drive through each corner. This timing was used for EEG data segmentation and grand average calculation in the MRCP evaluation.

On the other hand connectivity analysis was performed using the continuous data from the beginning of the first corner until the end of the last corner.

2.3　EEG signal processing MRCP

The EEG signals were filtered between 0.1Hz and 1Hz using a 4th order Butterworth filter. Next, in order to remove background brain activity the average of sensors T7 and T8 has been subtracted from all the channels. Finally, the mean value was subtracted from each channel as baseline alignment.

Each time the driver initiated the steering movement in one of the 4 corners, a new trial was defined. Each trial was defined as an interval of [-4 s to 4 s] with 0 s as the timing of the steering onset. Note that for this study, left and right steering actions were considered together. The subject drove 10 times the same condition, meaning that only 40 (4 corners x 10 runs) relevant actions could be retrieved for each subject. In order to perform nomenclature and averages shape comparison we decided to use the grand average between all the subjects for each of the conditions. From a pool of 400 trials, about 10% were rejected due to strong movement or muscle activity artifacts. The rejection was performed by setting a threshold for the signals from the sensors in the proximity of Cz sensor (located close to the motor cortex area) to ±50 μV after the preprocessing.

Figures 3 (a) and (b) show the grand averages for the epochs on Cz for one condition A and B. t=0 s is the onset of the steering action. A negative potential locked on the onset of movement builds up in the first half of the steering period and recovers afterward. The other 4 conditions showed similar topologies with some differences in trend strength. For the each trial a negative potential builds up more than 1 s before the onset of the movement, akin to the reported MRCP. The topographic display in Fig. 4 shows that the negative potential is spread over the motor cortex.

And automated algorithm was built in order to calculate the slope of the MRCP for each of the condition. The peak of the MRCP, just after the onset of the movement was detected and the segment of 2 s before the peak was extracted. The thick segment in Figs. 3 (a) and (b) show the selected data. For such segments the slope of the negativity was calculated as the slope of the linear approximation of the segment. As Suzuki et al. research presented this slope would be correlated with the performance of the task performed.

2.4　EEG signal processing connectivity analysis

In this study, the method used to compute brain connectivity is directed transfer function (DTF), which is based on the estimation of multivariate autoregressive model (MVAR), and is an extension of Granger causality[9].

スラインの基準として各チャネルから差し引いた。

実験参加者が四つのコーナそれぞれでハンドル操作を開始した時点を1試行の中心と定義した。各試行はハンドル操作開始の4秒前～4秒後を1セットとして定義した。この研究では、左右のハンドル操作を併せて検討したことに留意されたい。実験参加者は同じ条件下で10回の試行を行った。つまり、各参加者の40回（4コーナ×10回）の行動データを取り込んだことになる。命名法による評価と平均形状の比較を行うために、各条件について全参加者の総平均を使用することとした。全体で400回に及ぶ試行データから、強い動作または筋肉活動によるアーチファクトを含んだ約10％を除外した。この除外は運動野近くに設置されたCzセンサからの信号が、前処理後の信号の値が閾（しきい）値である±50μVを超えた場合に行われた。

図3(a)と(b)は、条件A、BにおけるCzセンサの総平均値である。t＝0sはハンドル操作の開始点である。ハンドル操作の前半では、動作の開始時にロックされた負の電位が蓄積し、その後、回復する。他の4条件は、同様なトポロジを表し、傾向の強度に幾つかの違いが見られた。各試験について、負の電位は運動開始の1秒以上前に形成され、報告されたMRCPと類似している。図4のトポグラフィ表示は、負の電位が運動野に広がっていることを示す。

そして、各条件についてMRCPの傾きを計算するために、自動アルゴリズムが構築された。運動の開始直後のMRCPのピークが検出され、またピークの2秒前の領域が抽出された。図3(a)(b)の太線の領域は、選択されたデータを示す。このような領域について、陰性の傾きを領域の直線近似の傾きとして計算した。鈴木らの研究によると、この傾きはタスクの成績と相関がある。

2.4 EEG信号処理のコネクティビティ解析

この研究では、脳のコネクティビティは、多変量自己回帰モデル（MVAR）から導かれたもので、グレンジャー因果説の拡張したものである[9]。この方法の基本的な考え方は、ある変数の過去の状態が別の変数の現在の状態の予測に寄与しているかどうかを評価することである。寄与が重要である場合は、最初の変数から予測された変数への因果的な影響がある。

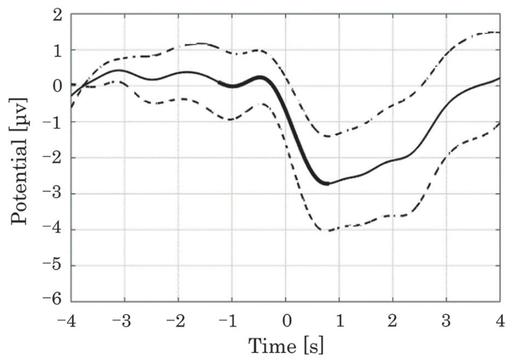
$X_t = [x_{1,t}, x_{2,t}, \ldots, x_{k,t}]^T$ を、時点tにおけるk個のチャネル（上付きTは行列の転置を表す）を含むEEGサンプルのベクトルであると定義すると、MVARのマトリックス形態は式(1)のように表すことができる。E_tはサイズ1×kのゼロ平均ホワイトノイズのベクトルであることを意味し、A_iは$A_0 = -I$（Iは単位行列）のk×k係数行列である。ここで、pは現在の状態を推定するために、以前のサンプルが幾つ使用されているかを示すモデルの次数である。

The basic idea of this method is to evaluate whether the past states of one variable contributes to the prediction of the current state of another variable. If the contribution is non-trivial, there is a causal influence from the first variable to the predicted variable. Defining $X_t = [x_{1,t}, x_{2,t}, \ldots, x_{k,t}]^T$ to be a vectors of an EEG sample including k channels at time point t (superscript T denotes matrix transposition), the matrix form of MVAR model can be represented as in Equation 1. E_t is a vector of zero-mean white noise with size 1 x k, and A_i is the k x k coefficient matrix with $A_0 = -I$ (I is the identity matrix). Here, p is the model order, indicating how many previous samples are used to estimate the current state.

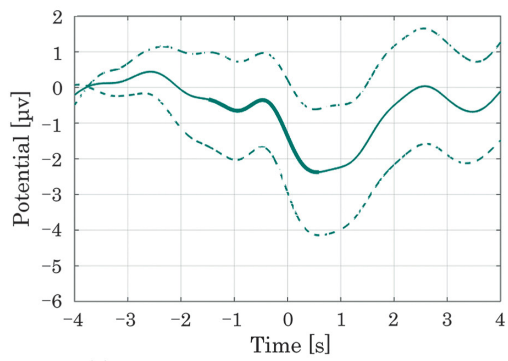
$$X_t = \sum_{i=1}^{p} A(i) X_{t-i} + E_t \Rightarrow \sum_{i=0}^{p} A(i) X_{t-i} = E_t$$

… Equation 1

The estimation of the coefficient matrix A(i) in Equation 1 could be achieved using Yule-Walker method[7]. We used the Matlab package arfit to compute the coefficient



(a) Weighted average condition A



(b) Weighted average condition B

図-3　条件A、Bにおける全実験参加者のCzセンサによるEEGの総平均値
Fig. 3　EEG grand averages of Cz for all subjects

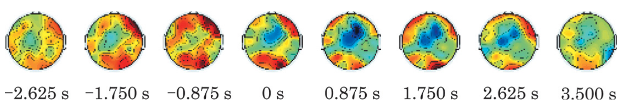


図-4　操縦行動に関連する運動野の電気活動の動き
Fig. 4　Topoplot of electrical activity over the motor cortex related to steering action movement initiation

$$X_t = \sum_{i=1}^{p} A(i)X_{t-i} + E_t \Rightarrow \sum_{i=0}^{p} A(i)X_{t-i} = E_t \quad \cdots 式(1)$$

式(1)の係数行列A(i)の推定は、ユールウォーカー法[7]を用いて行うことができる。Matlabのarfitを用い係数行列を計算した。arfitの出力は、時間領域にある推定係数行列A(i)である。特定の周波数における活動に焦点をあてるために、周波数領域におけるコネクティビティ性を分析する。式(2)に示すように、フーリエ変換を用い、周波数領域におけるシステム伝達関数を分析することができる。

$$E^{\mathcal{F}} = A^{\mathcal{F}} X^{\mathcal{F}} \Rightarrow X^{\mathcal{F}} = H^{\mathcal{F}} E^{\mathcal{F}} \quad \cdots 式(2)$$

$H^F = (A^F)^{-1}$では、A^Fは係数行列Aのフーリエ変換であり、$A^F(f) = -\sum^{p}_{i=0} A_i e^{-j2\pi fi}$で、jは虚数単位である。正規化されていないDTF$\theta^2_{ij}(f)$は、システム伝達行列HFによって定義される。式(3)は、fHzでのチャネルjからチャネルiへの情報転送（方向性のあるコネクティビティ）を表す。DTFの値は、チャネル間に位相差がある場合にのみ、顕著な値を示す。

$$\theta^2_{ij}(f) = |H^{\mathcal{F}}_{ij}(f)|^2 \quad \cdots 式(3)$$

図5に示すように、脳の前頭-頭頂部間のコネクティビティを解析するのに、チャネルPzとFzを使用する。MVARモデルは、50%（5秒）のオーバラップを伴う10秒のスライドウィンドウ内に構築される。ここで、係数は各ウィンドウで取得される。フーリエ変換し、時間ウィンドウを端から端まで平均化した後、主な関心領域であるアルファ波領域の9～13Hzの平均をさらに算出する。

3. 結　果

図6に、6条件における官能評価を示す。高いスコアは

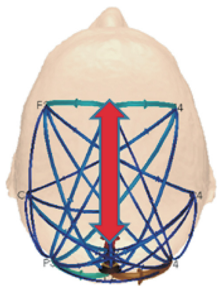


図-5　コネクティビティ解析：前頭 - 頭頂部間のデータ転送に焦点をあてたポールを設定
Fig. 5　Connectivity analysis: pole setting for connectivity focused on data transfer between frontal and parietal areas

matrices. The output of arfit is the estimated coefficient matrix A(i), which is in time domain. In order to focus on activity in particular frequencies we analyze the connectivity in frequency domain. Using Fourier transform, we can analyze the system transfer function in frequency domain, as shown in Equation 2.

$$E^{\mathcal{F}} = A^{\mathcal{F}} X^{\mathcal{F}} \Rightarrow X^{\mathcal{F}} = H^{\mathcal{F}} E^{\mathcal{F}} \quad \text{…Equation 2}$$

In $H^F = (A^F)^{-1}$, A^F is the Fourier transform of the coefficient matrix A, $A^F(f) = -\Sigma^{p}_{i=0} A_i e^{-j2\pi fi}$, where j is the imaginary unit. The non-normalized DTF $\theta^2_{ij}(f)$ is defined by the system transfer matrix HF. The Equation 3 represents the information transfer (directional connectivity) from channel j to channel i at f Hz. The value of DTF is significantly different from zero only when there is phase difference between channels.

$$\theta^2_{ij}(f) = |H^{\mathcal{F}}_{ij}(f)|^2 \quad \text{… Equation 3}$$

We analyze the brain connectivity between frontal and parietal regions as presented in Fig. 5, thus channel Pz and Fz are used. The MVAR model is built within a sliding window of 10 s with overlapping of 50 % (5 s). The coefficients are obtained in each window. After Fourier transform and averaging across time windows, we further average in the main band of interest, alpha (9-13Hz).

3. Results

Figure 6 presents the subjective evaluation scores for the 6 conditions, with higher scoring meaning better steering feeling. In this study, we consider this results as the ground truth and we compare the EEG measurements result with rapport to this results. In terms of subjective evaluation conditions A, E and F which introduces no delays or small and balanced delays received high scores while condition B, due to the high delays in all three parameters,

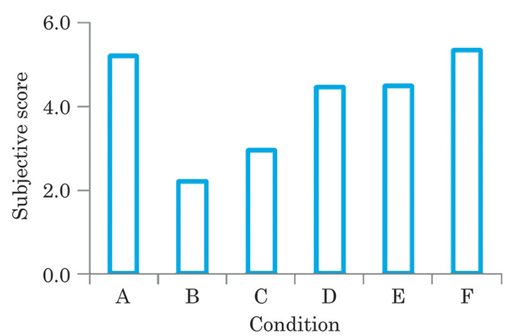


図-6　官能評価：より良い操舵応答性を示す車両が高いスコアとなる
Fig. 6　Subjective score: higher scores mean better control feeling generated by the dynamic response of the vehicle

より良い操舵感覚を意味する。この研究では、この結果を検証データとして、EEG計測結果との相関を比較した。

官能評価の観点から、遅れがない条件A、微小の遅れかつ均等の取れた遅れ条件E、Fが高いスコアを得ている。一方、三つのパラメータすべてのうち最大の遅れという条件Bは、最も低いスコアとなった。

2.3節で提示した方法論に基づいて、各条件における総平均を抽出した後、MRCPの傾きを計算した。MRCPの傾きとタスクの精度には相関があると鈴木らが示したのと同様に、この研究でも、より良い車両制御がより深いMRCPの傾きと相関するという仮説の検証を行っている。6条件それぞれについて計算された傾きの絶対値を図7に示す。

図7より、主観評価と一致して、条件A、E、Fの傾きは条件Bよりも高い。各条件についてただ一つの評価値しか得られないため、統計的分析として、MRCP傾きと官能評価との間の線形回帰を行い、回帰の決定係数R^2を計算した。1.0に値が近ければ、二つの変数間の相関が高いことを示す。この場合R^2=0.8807であり、実際にMRCPの解析結果が官能評価と同様の傾向を示している。この研究の課題がハンドル操作であるとすれば、より深いMRCPの傾きは、環境とのより簡単な同期化（動的応答性が高いこと）によって各コーナの前に準備を容易にすることができる。

さらに、コネクティビティ解析の結果を統合した。各実験参加者の正規化されたコネクティビティ性評価（点）と各条件の平均値（棒）を図8に示す。条件ごとに10の計測点を設けて、分散分析（ANOVA）により条件間に有意差があるかどうかを検証した。実際p値0.003は、条件がコネクティビティ解析に強く影響することを示している。MRCP傾きの場合と同様に、官能評価と脳のコネクティビティ計測値の相関についても解析した。

ピアソン積率相関係数は、これら二つの変数間の線形的関係を示しているのと同時に、p値はゼロではない相関の有意性を意味している。この場合、相関係数は0.38であ

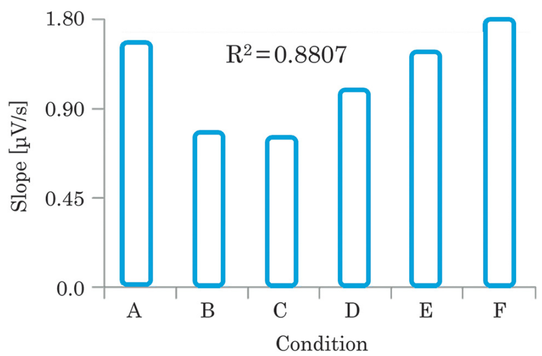


図-7　MRCP傾き：より深い傾き（絶対値が高い）は行動準備プロセスの容易さの特徴として解釈できる
Fig. 7　MRCP slopes: Deeper slope (higher absolute values) could be interpreted as a signature of easiness of the action preparation process

received the lowest score.

Based on the methodology presented in section 2.3, after extracting the grand average for each condition, the slope of the MRCP has been calculated. Suzuki et al. presented a high correlation between the slope of MRCP and the accuracy of a movement control task. In this research, we also try to assess the hypothesis that better vehicle control correlates with deeper MRCP slopes. The absolute values of the slopes calculated for each of the 6 conditions are presented in Fig. 7.

A first look the slopes for the condition A, E and F are indeed higher than for condition B, which is in line with the subjective evaluation. As statistical analysis, having retrieved only one evaluation value for each condition we performed a linear regression between the MRCP slope and the subjective evaluation and calculated the R-squared of the regression. A closer value to 1.0 shows higher correlation between the two variables. In this case R^2=0.8807 which indeed shows the MRCP describes each condition in a very similar manner with the subjective scores. Given the task of this study is steering actions, deeper MRCP slopes can be interpreted as signatures of easiness of preparation before each corner by easier synchronization with the environment.

Furthermore, we integrated the connectivity analysis results. The calculated normalized connectivity scores for each subject (the dots) as well as the average (the bars) for all of the conditions are presented in Fig. 8. Having 10 measurement points for each condition we were able to perform analysis of variance (ANOVA) to verify whether or not there is significant difference between conditions. Indeed a p-value of 0.003 showed that the conditions strongly effect the connectivity analysis. Similar to the case of MRCP slope the correlation between the subjective score and the brain connectivity measures was also investigated. Pearson's correlation coefficient is used to show linear dependency between these two variables, as

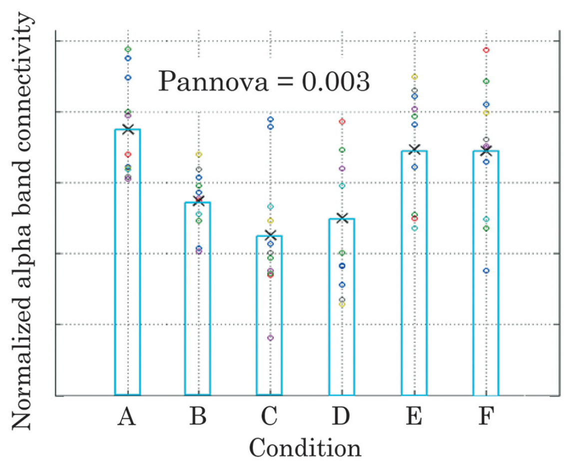


図-8　コネクティビティ性の強さ：アルファ波領域が強いと前頭部と頭頂部の間のデータ転送が容易になる
Fig. 8　Connectivity strengths: Stronger alpha band connectivity can mean easier fronto-parietal data transfer

り、p=0.008の高い統計的有意性を有する。この結果は、動的応答性における種々の条件が、前頭-頭頂部間のアルファ波帯域でコネクティビティ性に強い影響を及ぼし、またこの効果が官能評価と一致することを示している。人間の脳内の相互作用が、より高いレベルの注意喚起タスクに基づくニューロン処理を支えて、前頭-頭頂部間のアルファ波帯域でのコネクティビティが基礎的な注意と視覚的作業記憶の実行機能と関連しているという仮説が立証された。よりコネクティビティ性の高い値は、ドライバがより効率的にタスクを実行することが可能な領域間の相互作用が正常に行われていると解釈できる。

4. おわりに

本稿では、EEG計測に基づいた車両のダイナミック・パフォーマンスの評価方法を開発する先駆的な試みの結果を紹介した。筆者らは、行動準備プロセスの容易さの評価法として、ハンドル動作に関連するMRCP傾きを使用することを提案した。このような解析を行うためには、さらに多くの試行を実施する必要があるが、六つの動的応答性の構成により抽出された傾きは、官能評価と高い相関を示した。

さらに筆者らは、前頭-頭頂部アルファ波のコネクティビティ性が動的応答性の構成に対してかなり敏感であること、及び官能評価と非常に類似した傾向があることを示した。より高いコネクティビティ性の値は、より効率的な脳活動として解釈でき、官能評価を高めることを促す可能性がある。将来的な道筋としては、実験参加者数を拡大すること、運転技能レベルの違いが大きな変動性として影響を及ぼすのかを評価することが挙げられる。技能レベルが低ければ、運転経験の意識的評価における感度も低くなるので、主観的尺度ではなく適切な脳活動に焦点をあてたEEGに基づく評価ツールを使用することが適切であるという仮説ができる。

もう一つ明らかに必要なことは、実車による追実験を行うことである。著者らはMRCPと実車での車両制御に関連するコネクティビティ性の特徴を両方抽出する可能性を示した以前の研究[6)11)]で、既に開発した車両記録システムを活用する予定である。

今回解明してきたような技術を、今後の日産車の開発に生かすことによって、人の感覚に合った意のままの走り、そして運転を心地よく任せられる自動運転などの実現に貢献していくことが高く期待されている。

5. 謝辞

単純な反復作業で長い時間をかけて実験に協力していただいた、全ての実験参加者の方々に感謝申し上げます。

well as a p-value to indicate the significance of nonzero-correlation.

In this case the correlation coefficient we 0.38 with a high statistical significance of p=0.008. This results show that the different conditions in dynamic response have a strong effect on the alpha band connectivity between frontal and parietal areas and also that this effect is in line with the subjective evaluation. The hypothesis that inter-areal interaction in the human brain supports the neuronal processing under-lying higher-level attentional tasks, and the fronto-parietal alpha frequency connectivity is related with underlying attentional and central executive functions of visual working memory is thus confirmed. Higher connectivity values could be interpreted as more successful inter-areal interaction, with the drivers being able to perform the tasks more efficiently.

4. Conclusions and Discussion

In this article we presented the results of a pioneering attempt to develop an evaluation methodology for vehicles dynamic performance based on electroencephalography (EEG) measurements. We proposed using the slope of MRCPs related to steering actions as an evaluator for the easiness of motion preparation processes. While acquiring a large number of trials is still necessary in order to perform such analysis, the extracted slopes for the six different dynamic response set ups showed a high correlation with the subjective score.

Furthermore we showed that the fronto-parietal alpha frequency connectivity is very sensitive to the dynamic response set ups and that it also shows a trend very similar with the subjective evaluation. Higher connectivity values can be interpreted as more efficient brain activity which could drive the increase in subjective evaluation.

A natural line for future works is to expand the pool of subjects and to also evaluate the effects of larger variability between the driving skills. One hypothesis to be confirmed is that lower skill levels could mean lower sensitivity in conscious evaluation of the driving experience which would in turn support using EEG based evaluation tools which focus on relevant brain activity rather than subjective scales.

Another line is obviously to perform follow up experiments in real vehicles. In such situation the authors plan to leverage in vehicle recording systems that have been already developed in previous studies[6)11)] that showed the possibility to extract both MRCP and connectivity signatures correlated with real vehicle control.

We strongly believe that leveraging knowhow and methodologies generated by studies like the current one, will have a strong contribution to Nissan's strive forward for developing vehicles that can easily reflect driver's will as well as highly trustworthy and comfortable autonomous driving.

6. 参 考 文 献

1) J. d. R. Millán et al.: Non-invasive brain-machine interaction, International Journal of Pattern Recognition and Artificial Intelligence, Vol. 22, No. 5, pp. 959-972（2008）.

2) K. Itoh et al.: A Study on Estimation the Variation of Driver's State by EEGs and EOGs, SAE Technical Paper No. 2006-01-0575（2006）.

3) C. H. Chuang et al.: Driver's cognitive state classification toward brain computer interface via using a generalized and supervised technology, Proc. of the 2010 International Joint Conference on Neural Networks, pp.1-7（2010）.

4) F. C. Lin et al.: EEG based cognitive state monitoring and prediction by using the self-constructing neural fuzzy system, Proc. of the 2010 IEEE International Symposium on Circuits and Systems, pp. 2287-2290（2010）.

5) Y. Kobayashi et al.: Development of a Prototype Driver Support System with Accelerator Pedal Reaction Force Control and Driving and Braking Force Control, SAE Technical Paper No. 2006-01-0572（2006）.

6) L. Gheorghe et al.: Brain Waves Measurement Based Evaluation of Mental Workload Related to Visual Information While Driving, SAE Technical Paper No. 2011-01-0593（2011）.

7) M. J. Kaminski et al.: A new method of the description of the information flow in the brain structures, Biological Cybernetics, Vol. 65, No. 3, pp. 203-210（1991）.

8) L. Gheorghe et al.: Steering Timing Prediction in a Driving Simulator Task, Proc. of the 35th Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society, pp. 6913-6916（2013）.

9) J. D. Hamilton : Time Series Analysis, New Jersey, Princeton University Press（1994）.

10) E. Lew et al.: Detection of Self-paced reaching movement Intention from EEG signals, Frontiers in Neuroengineering, Vol. 5, No. 13（2012）.

11) S. Suzuki: The possibility of determination of accuracy of performance just before the onset of a reaching task using movement-related cortical potentials, Medical and Biological Engineering and Computing, Vol. 48, No. 9, pp. 845-852（2010）.

12) H. Zhang et al.: Discriminant Brain Connectivity Patterns of Performance Monitoring at Average and

5. Acknowledgment

We would like to thank all subjects that have participated in the experiments spending long time in a just as intended by a driver in manual mode driving, as well as highly comfortable autonomous simple repetitive task.

6. References

1) J. d. R. Millán et al.: Non-invasive brain-machine interaction, International Journal of Pattern Recognition and Artificial Intelligence, Vol. 22, No. 5, pp. 959-972 (2008).

2) K. Itoh et al.: A Study on Estimation the Variation of Driver's State by EEGs and EOGs, SAE Technical Paper No. 2006-01-0575 (2006).

3) C. H. Chuang et al.: Driver's cognitive state classification toward brain computer interface via using a generalized and supervised technology, Proc. of the 2010 International Joint Conference on Neural Networks, pp.1-7 (2010).

4) F. C. Lin et al.: EEG based cognitive state monitoring and prediction by using the self- constructing neural fuzzy system, Proc. of the 2010 IEEE International Symposium on Circuits and Systems, pp. 2287-2290 (2010).

5) Y. Kobayashi et al.: Development of a Prototype Driver Support System with Accelerator Pedal Reaction Force Control and Driving and Braking Force Control, SAE Technical Paper No. 2006-01-0572 (2006).

6) L. Gheorghe et al.: Brain Waves Measurement Based Evaluation of Mental Workload Related to Visual Information While Driving, SAE Technical Paper No. 2011-01-0593 (2011).

7) M. J. Kaminski et al.: A new method of the description of the information flow in the brain structures, Biological Cybernetics, Vol. 65, No. 3, pp. 203-210 (1991).

8) L. Gheorghe et al.: Steering Timing Prediction in a Driving Simulator Task, Proc. of the 35th Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society, pp. 6913-6916 (2013).

9) J. D. Hamilton : Time Series Analysis, New Jersey, Princeton University Press (1994).

10) E. Lew et al.: Detection of Self-paced reaching movement Intention from EEG signals, Frontiers in Neuroengineering, Vol. 5, No. 13 (2012).

11) S. Suzuki: The possibility of determination of accuracy of performance just before the onset of a reaching task using movement-related cortical potentials, Medical and Biological Engineering and Computing, Vol. 48, No. 9, pp. 845-852 (2010).

12) H. Zhang et al.: Discriminant Brain Connectivity Patterns of Performance Monitoring at Average and Single-Trial Levels, Neuroimage, Vol. 120, pp. 64-74 (2015).

13) S. Palva et al.: Functional Roles of Alpha-Band Phase Synchronization in Local and Large-Scale Cortical Networks, Frontiers in Psychology, Vol. 2, No. 204

Single-Trial Levels, Neuroimage, Vol. 120, pp. 64-74, (2015).

13) S. Palva et al.: Functional Roles of Alpha-Band Phase Synchronization in Local and Large-Scale Cortical Networks, Frontiers in Psychology, Vol. 2, No. 204 (2011).

14) H. H. Kornhuber et al.: Changes in the brain potential in voluntary movements and passive movements in man: readiness potentials and reafferent potentials, Pflugers Arch Gesamte Physiol Menschen Tiere, Vol. 284, No. 1, pp. 1-17 (1965).

15) B. Libet et al.: Time of conscious intention to act in relation to onset of cerebral activity (readiness-potential), Brain, Vol. 106, No. 3, pp.623-642 (1983).

16) B. Libet et al.: Readiness-potentials preceding unrestricted 'spontaneous' vs. pre-planned voluntary acts, Electroencephalography and Clinical Neurophysiology, Vol. 54, No. 3, pp. 322-335 (1982).

17) D. McFarland et al.: Spatial filter selection for EEG-based communication, Electroencephalography and Clinical Neurophysiology, Vol. 103, No. 3, pp. 386-394 (1997).

18) S. Haufe et al.: EEG potentials predict upcoming emergency brakings during simulated driving, Journal of Neural Engineering, Vol. 8, No. 5, pp. 1-11 (2011).

(2011).

14) H. H. Kornhuber et al.: Changes in the brain potential in voluntary movements and passive movements in man: readiness potentials and reafferent potentials, Pflugers Arch Gesamte Physiol Menschen Tiere, Vol. 284, No. 1, pp. 1-17 (1965).

15) B. Libet et al.: Time of conscious intention to act in relation to onset of cerebral activity (readiness-potential), Brain, Vol. 106, No. 3, pp.623-642 (1983).

16) B. Libet et al.: Readiness-potentials preceding unrestricted 'spontaneous' vs. pre-planned voluntary acts, Electroencephalography and Clinical Neurophysiology, Vol. 54, No. 3, pp. 322-335 (1982).

17) D. McFarland et al.: Spatial filter selection for EEG-based communication, Electroencephalography and Clinical Neurophysiology, Vol. 103, No. 3, pp. 386-394 (1997).

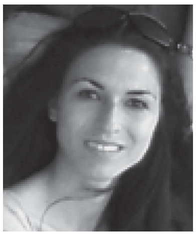
18) S. Haufe et al.: EEG potentials predict upcoming emergency brakings during simulated driving, Journal of Neural Engineering, Vol. 8, No. 5, pp. 1-11 (2011).

■著者／ Author(s) ■

ギョルゲ ルチアン
Lucian Andrei Gheorghe

清 水 俊 行
Toshiyuki Shimizu

田 尾 光 規
Mitsunori Tao



ウスチュムリチ マリヤ
Marija Uscumlic

サエエディ サレー
Sareh Saeedi

棒 谷 英 法
Hidenori Boutani

紙 透 義 治
Yoshiharu Kamisuki

新型アルティマ商品概要

Product Overview of the New Altima

小　溝　　　徹*
Toru Komizo

抄　　録　新型アルティマは、日産事業の中核をなすグローバルモデルの中型セダン6世代目として、主に北米・中国向けに開発された。本モデルは、世界初の量産可変圧縮エンジンVCターボおよび北米生産となる新型2.5L PR25DDエンジンを採用し、アルティマのブランドプロミスであるダイナミックセダンを実現している。本稿では、新型アルティマの商品概要を紹介する。

Summary　The new Altima was developed mainly for the U.S. and China as the 6th generation of this global midsize sedan and is an important global model in the Nissan lineup. This generation has the VC-Turbo engine featuring the world's first mass production variable compression ratio technology and the all-new 2.5L PR25DD engine that is produced in the U.S. These engines contribute to achieving the Altima brand's promise of being a "dynamic sedan." This article presents an overview of the new Altima.

Key words : *Automatic General, new car, VC-Turbo, autonomous driving, Altima*

1. は　じ　め　に

近年、主に北米市場においてSUVセグメントの成長が目覚ましく、セダンセグメントは縮小傾向にあるものの、いまだ競合他社が切磋琢磨する競争の厳しいセグメントである。その中でもアルティマは、1993年の発売以降、歴代で500万台以上を売り上げたヒットモデルであり、王道のセダンとして現行モデルは65か国以上のお客様に愛用されている。

2. 商品コンセプト

新型アルティマは、子どものため、家族のためだけではなく自分のために忙しい日常をパワフルに楽しみながら走り抜ける、しなやかな女性をターゲットとした。彼女の日常に寄り添い、その人生をより豊かにするためのクルマとして"The Life Racer"をコンセプトとし、日産ブランド車を代表する「顔」としての役割を実現するために、開発を進めてきた。また、本モデルは中国向け中型セダンとしても引き続き販売される。デザインは共用しつつも、北米と中国で異なる市場ニーズに合わせて動性能や装備を変えることで、商品競争力を確実なものとするアプローチを取っている。25年以上の伝統を受け継ぐ正統派のDセグメントのセダンとして、印象的なデザイン、より楽しさを加えた走り、そして日産自動車が掲げるニッサンインテリジェントモビリティを体現する安全性能を備え、信頼性と

1. Introduction

The SUV segment has shown remarkable growth primarily in the U.S. market in recent years while the sedan segment has tended to contract, though rival manufacturers still continue to exert vigorous efforts in this fiercely competitive segment. Since its release in 1993, the Altima has been a hit model in the sedan segment, with successive generations recording cumulative sales of over five million units. The current model has been favored by customers in more than 65 countries as a classic sedan.

2. Product Concept

The new Altima is targeted at graceful women for dashing powerfully and enjoyably through their busy everyday lives for their own sake, not just for their children and families. The vehicle concept is that of a "life racer" that is always close to women in daily life and enriches their lives. It has been designed and engineered to serve as the representative "face" of Nissan brand cars. The new Altima will also continue to be sold in China as a midsize sedan. While sharing the same design, the dynamic performance and equipment features of the respective versions differ according to the different market needs in the U.S. and China. This approach has been taken to ensure product competitiveness in each market. The new Altima continues a tradition of over 25 years as an orthodox D-segment sedan. At the same time, the development aim was to provide an impressive design, greater driving pleasure, and safety performance embodying the company's proclaimed Nissan Intelligent Mobility, thus creating a classic dynamic sedan that can be driven

*商品企画部／Product Planning Department

自信を持てる走りを提供する王道のダイナミックセダンの実現を目指した。

3. アピールポイント

3.1 デザイン

アルティマらしさをお客様に伝える要素として、デザイン、特にエクステリアは重要である。これまでアルティマがお客様に約束してきたワクワクする走りとそれを体現するデザインの両立は、本モデルの絶対の条件として様々なアイデアが出され、議論が交わされた。

次世代日産ブランドのエクステリアデザインの象徴として発表された『Vmotion 2.0』コンセプトをベースとし、前モデルより全高を27mm下げ、全長を26mm、全幅を20mm延ばしワイド＆ローとダイナミックをキーワードに、低重心で伸びのあるプロポーションを実現している。さらに、日産ブランドの重要なデザインアイコンを数多く採用している。例えば、ダイナミックに仕上げたＶモーショングリル、デイタイムランニングライトを搭載した印象的なLEDプロジェクターヘッドライト、LEDフォグライト、スリムピラーのフローティングルーフが、日産ブランド車の「顔」としてのアルティマをより引き立てている（図1）。

インテリアデザインには、こちらも次世代の日産デザインのテーマである「グライディングウィング」デザインのインストルメントパネルを採用した。薄く水平に広がるセンターコンソールとインストルメントパネルにより、開放感のある空間を演出している。トリムに使用する素材にも気を配り、お客様が心地よく室内で過ごせるプレミアム感を提供している（図2）。

3.2 進化したインフォテイメント

先進安全装備などを拡大していく反面、お客様は時に複雑な操作を必要とする場面に直面している。運転中で

図−1 新型アルティマ 外観
Fig. 1 New Altima exterior

with assurance and confidence.

3. Appealing Features

3.1 Design

The exterior design in particular is a key element for conveying the Altima's unique character to customers. An absolute condition set for the new model was to achieve both the exciting driving performance that the Altima has heretofore promised customers and the design embodying such performance. Various ideas were proposed and discussed for how to accomplish that.

The exterior styling was inspired by the Vmotion 2.0 concept that was announced as the symbol of Nissan's next-generation exterior design. Key themes of wide, low and dynamic were achieved by lowering the overall height 27 mm and increasing the overall length 26 mm and the overall width 20 mm compared with the previous model, resulting in extended proportions with a lower center of gravity. Moreover, the new Altima also adopts many signature Nissan brand design cues. Examples include the dynamically executed V-motion grille, impressive LED projector headlamps incorporating daytime running lights, LED fog lights and the floating roof with slim pillars. These design features accentuate the distinctive exterior of the Altima as the "face" of Nissan brand cars (Fig. 1).

The interior styling is distinguished by the "gliding wing" design of the instrument panel, another thematic element of Nissan's next-generation design. The thin, horizontally expansive center console combines with the instrument panel to create an open, airy interior space. Careful attention was also given to the trim materials used so as to provide a premium interior in which customers can spend time comfortably (Fig. 2).

3.2 Further evolved infotainment

With the ongoing expansion of advanced safety equipment and other features, customers sometimes encounter situations where complicated operations are required. For confirming information and performing operations safely even while driving, the newly designed instrument cluster incorporates a 7-inch color display that mainly presents information concerning driving in an easy-to-understand format. The 4-way operable steering wheel

図−2 新型アルティマ 内装
Fig. 2 New Altima interior

あっても安全に情報を確認し、操作が可能になるよう、新デザインのメータは7インチのカラーディスプレイを採用し、主に運転に関する情報をわかりやすく表示する。4方向に操作可能なステアリングスイッチで、より素早く簡単な操作や切り替えができ、運転中の視線移動やディストラクションを最小にしている。

8インチのセンターカラーディスプレイについても、新世代のインフォテイメントシステムを採用し、特にお客様の感度が高いスマートフォン協調システムAndroid Auto™とApple CarPlay™を北米向けに標準装備した点は、競合車に対して大きな強みとなっている。加えて、車載テレマティクスユニットを介してテレマティクスセンタとつながることで、盗難車の追跡や離れた場所からドアを施錠、開錠するなど一段上の安全・安心サービスの提供を可能にした。USBソケットは、最新規格であるType-Cにも対応可能で、前席・後席それぞれに装備し、お客様が変換アダプタなどを用意せずとも充電できる環境となっている。

3.3　新型エンジンによる走行性能の向上

今回、アルティマはお客様の「自信を持てる走り」への期待に応えるために、特にボディ振動や操舵性の最適化、安心・信頼できる走行性能にこだわって開発を行った。その一環として、北米市場のエンジンを2種とも刷新している。

第一に、世界初の量産型可変圧縮比ターボエンジン、VCターボ（KR20DDET）を搭載した。マルチリンク機構と運転状況に応じたエンジンの制御ロジックにより、自動的に8:1（高出力）から14:1（高効率）の間で圧縮比をシームレスに変化させ、大幅な燃費の向上とダイナミックな出力を高次元で両立している。本エンジンは20年以上かけて研究・開発されてきた日産自動車の最新ターボエンジンであり、他社のダウンサイジングターボとは一線を画すパフォーマンスを実現している（図3）。

第二に、新型2.5L 4気筒の直噴エンジン（PR25DD）で

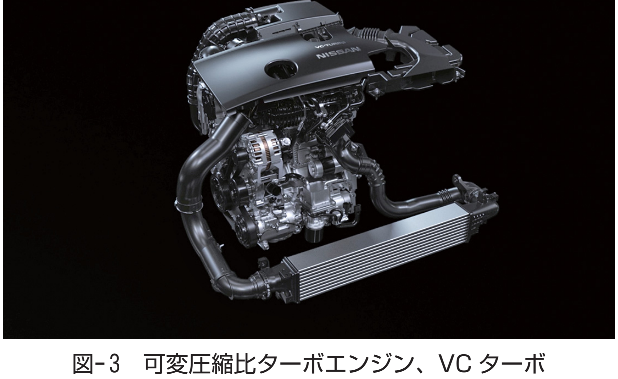


図-3　可変圧縮比ターボエンジン、VCターボ（KR20DDET）
Fig. 3　KR20DDET VC-Turbo engine

switches enable quicker, simpler operations and switching, thereby minimizing gaze movement and distractions while driving.

The 8-inch center color display also adopts a new-generation infotainment system with smartphone-driven Android Auto™ and Apple CarPlay™ provided as standard features in the U.S. version owing to especially high customer sensitivity to these items. This aspect gives the new Altima a strong advantage over rival models. In addition, the on-board telematics system connects to a telematics center to provide one-level higher safety and security services, including tracking of a stolen vehicle and remote door lock/unlock, among others. The USB ports provided in both the front and rear seats are also compatible with the latest Type-C standard, enabling customers to charge their batteries without preparing a conversion adapter or other device in advance.

3.3　Enhanced driving performance thanks to new engines

The new Altima has been developed to meet customers' expectations for confidence-inspiring driving performance. Meticulous care was taken especially to reduce body vibration, optimize steering performance and ensure reliable driving performance for complete peace of mind. As part of that effort, two completely new engines are provided for the U.S. market.

The first one is the world's first production-ready variable compression ratio turbocharged (VC-Turbo) engine (KR20DDET). The compression ratio is seamlessly varied automatically between 8:1 (for high power) and 14:1 (for high efficiency) by a multi-link system and engine control logic responsive to the driving conditions. This achieves both substantially improved fuel economy and dynamic power output at the highest possible levels. Representing Nissan's latest turbo engine, the VC-Turbo has been under research and development for over 20 years. It delivers performance that clearly distinguishes it from other companies' downsized turbo engines (Fig. 3).

The second one is a new 2.5L inline 4-cylinder direct-injection engine (PR25DD) that also enhances fuel economy while improving power and torque. It is expected to serve as a clean engine friendly to the environment. This engine also contributed significantly to the attainment of the wide and low proportions mentioned in section 3.1 as a result of moving the mounts closer to the center while still effectively suppressing noise and vibration.

Moreover, the Altima is available for the first time with 19-inch wheels and tires, and a grade is offered with a suspension featuring sportier tuning for enhanced agility. These features are in response to customers' demands for a more enjoyable driving experience.

3.4　Enhancement of safety through expansion and improvement of advanced technical features

While serving as the "face" of Nissan brand cars, the new Altima will also contribute substantially to the

ある。出力とトルクを改善させながら燃費も向上し、環境に優しいクリーンなエンジンとしての役割が期待されている。また、騒音・振動を抑制しつつもエンジンマウントをより中心に近づけることより、3.1節で言及したワイド&ローなプロポーションの実現に大きく貢献している。

さらに、19インチのホイールとタイヤの初採用と、スポーティなチューニングを加味したサスペンションで敏しょう性を高めたグレードを用意し、もっと走りを楽しみたいというお客様の要望に応えた。

3.4 先進技術装備の拡大・充実による安全性の向上

日産ブランド車の「顔」としての役割も持つ本モデルは、私たちが社会に約束する自動運転技術の拡大にも貢献する。新型セレナ、新型エクストレイル、新型日産リーフに続いて、高速道路同一車線内自動運転技術プロパイロットを搭載した。次世代モビリティへの第一歩となる本技術は、高速道路の単一車線での走行を自動で行うことにより、主に渋滞時と長時間の巡航走行時にドライバのストレスを軽減することができる。ステアリング上にある自動運転専用スイッチでシームレスにシステムを起動することが可能で、レーダやカメラなどを駆使して周囲の状況を検知し、安全性に細心の注意を払い、ステアリングを制御して人間が運転している感覚に近い自然な走行を実現する(図4)。

このプロパイロットを支える要素技術の応用として、後方の物体を検知して自動的にブレーキを作動させる「リヤオートマチックブレーキ(RR-AB)」、カーナビゲーション機能と連動して走行している道路の車速制限をメータ内のディスプレイに表示する「トラフィックサインレコグニション」を日産として初採用した。

また、日産の安全戦略セーフティ・シールドを実現する技術として「オートマチックエマージェンシーブレーキ(AEB)」、「インテリジェント FCW(前方衝突予測警報)」、「後側方車両検知警報(BSW)」、「インテリジェントクルーズコントロール(ICC)」、「後退時車両検知警報(RCTA)」、「歩行者検知機能付エマージェンシーブレーキ」、「車線逸脱警報(LDW)」、「ハイビームアシスト(HBA)」、「インテリジェント アラウンドビューモニター(I-AVM)」などの先進安全装備を多数拡充させている。(グレードにより、搭載技術は異なる。)

3.5 四輪駆動モデル追加による新たな市場の開拓

新型アルティマで新たに挑戦した重要技術のひとつが四輪駆動(AWD)システム「インテリジェント4×4」の新規投入である。同じ日系セダンの競合車と明確に差別化できる攻めのパワートレインであり、主に北米北部のお客様の開拓を想定し、新型2.5L 4気筒エンジン(PR25DD)と組み合わせた。タイヤ、エンジン、ステアリングなどの

expansion of autonomous driving technologies, which Nissan has promised to society. Following the new generations of the Serena, X-Trail and Nissan LEAF, the new Altima is equipped with ProPILOT Assist technology to enable single-lane autonomous driving on motorways. This technology represents a first step toward next-generation mobility. It can reduce driver stress primarily in congested traffic and during cruising for a long period of time. The system is seamlessly activated via a dedicated steering wheel switch for autonomous driving. It uses radar, cameras and other devices to detect the surrounding conditions, paying careful attention to safety. It provides a natural driving feel by controlling the steering action in a manner resembling the behavior of a human driver (Fig. 4).

The key technologies supporting ProPILOT Assist are utilized to facilitate Rear Automatic Braking (RR-AB), which detects rearward objects when backing up and automatically applies the brakes if necessary. Another feature facilitated in this way is Traffic Sign Recognition that operates in conjunction with the navigation system to show in the instrument cluster display the detected speed limit of the road being traveled on. Both technologies have been adopted by Nissan for the first time ever.

Many advanced safety technologies have been adopted to achieve Nissan's safety strategy called Safety Shield, including Automatic Emergency Braking (AEB), Intelligent Forward Collision Warning (I-FCW), Blind Spot Warning (BSW), Intelligent Cruise Control (ICC), Rear Cross Traffic Alert (RCTA), Automatic Emergency Braking with Pedestrian Detection, Lane Departure Warning (LDW), High Beam Assist (HBA), and Intelligent Around View Monitor (I-AVM), among others. (The technologies provided vary depending on the grade.)

3.5 New market development with the addition of all-wheel-drive models

The Intelligent 4x4 all-wheel-drive (AWD) system has been adopted on the new Altima for the first time as a key technology in a new challenge for this model. This system creates an aggressive powertrain that clearly differentiates the Altima from other rival Japanese sedans. The AWD system is paired with the new 2.5L 4-cylinder PR25DD engine with the expectation of cultivating new customers mainly in northern U.S. market regions. It automatically distributes the optimum torque to the front

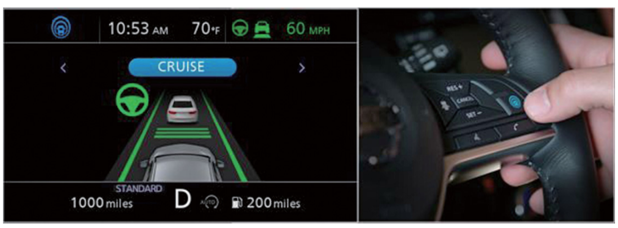


図-4 プロパイロット表示とステアリングスイッチ
Fig. 4 Display screen for ProPILOT Assist and steering wheel switches

センサから道路や走行状況を検知し、前輪・後輪に最適なトルクを自動的に配分する。たとえば、降雪時の滑りやすい悪路においては配分50:50で安定した走りをサポートする一方、乾いた舗装路などでは100:0の前輪駆動の配分で燃費重視の走りに切り替える。コーナリングシーンにおいては、舵角センサ、Gセンサ、ヨーレートセンサからAWDコンピュータが、ドライバの思い描くコーナリングと車両挙動（アンダステア、オーバステア）を瞬時に分析し、最適な前後輪トルクを調整することができる。さらに、荒れた悪路であってもヒルスタートアシストとLSD（リミテッドスリップデフ）で安定した坂道発進を可能とする。悪条件の道路状況下でも自信を持って運転を楽しめる、全天候対応と言える性能を実現した。

4. おわりに

以上、本稿では新型アルティマの概要として、商品アピールポイントを中心に紹介した。洗練された走りを期待させるデザイン、そのデザインを裏切らないパワーと環境性を高次元にバランスさせた新型エンジン、次世代モビリティをけん引していく先進技術、新たな市場開拓と競合車にはない強みであるAWD開発を実現している。これらを手頃な価格でお客様に提供することで、セダン市場を再活性化させるキーモデルになることを確信している。

末筆ながら、新型アルティマの開発・デザイン・品質・生産・M&Sで本モデルに携わり、ご尽力をいただいたすべての皆様に深く御礼申し上げます。

and rear wheels based on the road and driving conditions detected by sensors for the tires, engine, and steering angle, among other factors. For example, it supports stable driving on poor, slippery road surfaces during a snowfall by distributing the torque 50:50 front to rear, whereas on dry paved roads the system switches to front-wheel drive with a 100:0 torque split so as to emphasize fuel economy. In cornering situations, the AWD computer uses signals from the steering angle sensor, G sensor and yaw rate sensor to adjust the optimum front-rear torque split by instantaneously analyzing the driver's desired cornering path and vehicle behavior in the form of understeer or oversteer. In addition, cooperative control with Hill Start Assist and the limited slip differential (LSD) also ensures stable hill starts even on rough roads. Performance for coping with all weather conditions is provided for confident, enjoyable driving even under unfavorable road conditions.

4. Conclusion

This article has presented an overview of the new Altima, focusing mainly on its appealing product features. The design promises a refined driving experience and the new engines deliver a high-level balance of power and environmental friendliness faithful to the Altima design. Advanced technologies leading the way to next-generation mobility are provided along with an AWD system not found on rival models as a strong point of the Altima for cultivating new markets. We are confident that the provision of these features at reasonable prices will make the new Altima a key model for reenergizing the sedan market.

Finally, the author would like to thank everyone involved with the design, engineering, quality assurance, manufacturing, marketing and sales of the new Altima for their concerted efforts exerted for this new model.

■著者／Author(s)■

小　溝　　徹
Toru Komizo

特　許　紹　介

Introduction of Patents

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計４件を紹介する。

Among the patents registered to Nissan in recent years, these four patents have contributed significantly to the company by achieving breakthroughs in important issues.

※発明者の所属は 2018 年 9 月現在
Inventors' affiliations are as of September 2018

1. 車両のトルクステア抑制構造（図１、図２）

出願：2004年11月18日　特願2004-335043号
登録：2010年12月10日　特許第4639769号
名称：車両のトルクステア抑制構造

発明者：Nissan 第一製品開発部　富樫　寛之
カスタマーパフォーマンス＆実験技術部　味村　寛
Nissan 第三製品開発部　太田　圭介
プログラム管理部　米持　嘉宏

1.1　発明の狙い

近年、エンジン性能の向上によりエンジンの出力トルクが増大している。エンジンの出力トルクが増大すると、車両正面から見た駆動軸の折れ角左右差が僅かであっても駆動トルクの左右差は大きくなり、トルクステアが顕著となってしまう。

本発明では、車両の加速度が大きくなるほど左右駆動軸の折れ角が小さくなるため、左右駆動軸それぞれに発生するキングピン中心軸周りの2次偶力が小さくなるようにした。このため、トルクステアの原因となる2次偶力の左右差を小さくすることができ、トルクステアを効果的に抑制することができる。

1.2　発明の構成

本発明のトルクステア抑制構造は、左右駆動軸の折れ角を、車両の加速度が大きくなるに従って小さくなるようにしたため、左右駆動軸それぞれに発生するキングピン中心軸周りの2次偶力が小さくなり、もってトルクステアの発生力となる2次偶力の左右差を小さくすることができる。

1.3　活用実績

マキシマ、ムラーノなどのDプラットフォーム車、INFINITI QX60、日産リーフに採用されている。

1. Structure for Suppressing Vehicle Torque Steer (Figs. 1 & 2)

Patent application date: November 18, 2004
Japanese patent application No.: 2004-335043
Registration date: December 10, 2010
Japanese patent No. 4639769
Title: Structure for suppressing vehicle torque steer

Inventors:
Hiroyuki Togashi, Nissan Product Development Department No. 1
Hiroshi Mimura, Customer Performance and Test Engineering Department
Keisuke Oota, Nissan Product Development Department No. 3
Yoshihiro Yonemochi, Program Management Department

1.1　Aim of invention

Improvement of engine performance in recent years has increased engine output torque. When an engine produces greater output torque, torque steer becomes more noticeable because of a difference in drive torque between the right and left drive shafts, even if there is only a tiny difference in their bending angles as seen from the vehicle front.

This invention reduces the secondary coupling force generated around the king pin center axis of the right and left drive shafts by reducing the bending angles of the shafts as vehicle acceleration increases. Consequently, the right-to-left difference in the secondary coupling force that induces torque steer can be reduced, thereby effectively suppressing torque steer.

1.2　Composition of invention

The structure of this invention for suppressing torque steer is designed to reduce the bending angles of the right and left drive shafts as vehicle acceleration increases. Accordingly, the secondary coupling force generated around the king pin axis of the drive shafts decreases, making it possible to reduce the right-to-left difference in the secondary coupling force that produces torque steer.

1.4　発明者の想い

当時の日産車は他社に比べトルクステアの抑制に関して課題を多く持っていました。また、日産は他社よりエンジントルクを高め、低いファイナルギアを使って、より速いクルマをお客様に提供しようとしていました。

しかし、従前の前輪駆動車用プラットフォームでは、トルクステアを抑制するためにエンジントルクカットを織込む必要があり、エンジンの出力を十分に生かすことが難しい状況でした。そのため、新しい前輪駆動車用プラットフォームを開発するにあたり、エンジントルクをカットすることなく、お客様が満足するレベルまでトルクステアを抑制することを目指しました。

他社がダブルウイッシュボーンなどの高級なサスペンションを採用してトルクステア抑制を試みたのに対し、日産ではノーマルなストラット式サスペンションでもトルクステアを抑制するブレークスルー技術の開発に取り組みました。

前輪駆動車用プラットフォームを主力とする北米などでは、3.5Lの高出力な車両でも、高速合流シーンなどでアクセルを全開で踏むシーンが多いため、トルクステアを抑制できればお客様の満足度向上につながると使命感をもって取り組みました。

コストを抑えながらトルクステアを抑制するために、サスペンション単品部品の性能で解決するのではなく、エンジンからタイヤまでの構造を見直すことで課題をブレークスルーしようと、異なる部署で開発されるドライブトレイン、エンジンマウント、そしてシャシーの部品それぞれの機構を頭の中でつなぎ合わせて考える中で、加速時のトルクステアを抑制するには加速時に図1の左右折れ角θLθ

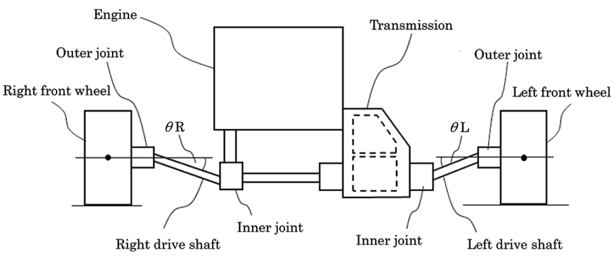


図-1　加速前のレイアウト図
Fig. 1　Layout before acceleration

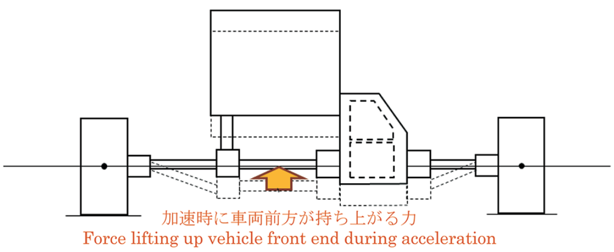


図-2　加速時のレイアウト図
Fig. 2　Layout during acceleration

1.3　Status of use

This invention has been applied to D-platform vehicles such as the Maxima and the Murano as well as to the INFINITI QX60 and the Nissan LEAF.

1.4　Inventor’s thoughts

At the time of this invention, Nissan was facing many issues regarding suppression of torque steer compared with the situation at other companies. Nissan was also endeavoring to provide customers with faster vehicles than other companies by raising engine torque higher and using a low final gear ratio.

However, with our previous platform for front-wheel-drive (FWD) vehicles, an engine torque cut-off had to be included in order to suppress torque steer. That made it difficult to take full advantage of the engine’s output. Therefore, in developing a new platform for FWD vehicles, we aimed to suppress torque steer to a level that would be comfortable for customers without applying any engine torque cut-off.

Other companies attempted to suppress torque steer by adopting a sophisticated suspension such as a double wishbone system. In contrast, at Nissan we sought to develop a breakthrough technology for suppressing torque steer even with an ordinary strut suspension.

In the U.S. market where FWD platforms are the mainstream as Nissan brand models, there are many driving situations such as merging with high-speed traffic where even vehicles equipped with high-power 3.5L engines are accelerated under full throttle. Therefore, we undertook this development project with a strong sense of mission because suppression of torque steer would lead to improved customer satisfaction.

In order to suppress torque steer while holding down the cost, it was necessary to seek a breakthrough solution to this issue by reviewing the entire powertrain structure from the engine to the tires, rather than on the basis of the performance of individual suspension parts. In the process of mentally connecting the mechanisms of the drive train, engine mounts, chassis parts and other parts developed by other departments, we discovered that torque steer during acceleration could be suppressed by reducing the bending angles of the right and left driveshafts (θR and θL) as shown in Fig. 1. We arrived at a structure in which the exit position (inner joint) of the drive shafts from the powertrain is set lower than the outer joint.

We regard a patent as being proof that engineers have reached an original solution to an issue earlier than anyone else. We consider it our good fortune as engineers that we were able to submit this patent application.

It was necessary to position the exit of the drive shafts from the powertrain lower in order to achieve a different positional relationship of the parts than previously. We would like to thank the other inventors for making that possible as well as everyone who cooperated with this project until the developed technology was mounted on production vehicles.

Rを小さくすればよいことに気づき、ドライブシャフトのパワートレインからの出口位置（インナジョイント）をアウトジョイントより低い位置に設定する構造に到達しました。

特許とは、エンジニアの峰（テクニカルソリューション）に誰よりも早く独自性をもってたどり着いた証明であると思っており、この特許を出願できたことは、エンジニア冥利に尽きると考えています。

従来と異なる部品の位置関係を実現するために、ドライブシャフトのパワートレインからの出口位置を、より下方に搭載できるよう協力してくれた他の発明者、そしてこの技術開発が車両に搭載されるまでに協力して下さった方々に感謝いたします。

2. レシプロ式内燃機関（図３、図４）

出願：2009年５月18日　特願2009-119376号
（特願2000-37380からの分割）
登録：2011年11月22日　特許第4888518号
名称：レシプロ式内燃機関
発明者：エンジン＆ドライブトレイン技術開発部　茂木　克也
退職　荒井　孝之
モビリティ・サービス研究所　藤本　博也

2.1 発明の狙い

クランクシャフト回転に対する２次の振動成分に起因する２次振動は、コンロッドの傾きが影響しピストン速度が上死点付近で速く下死点付近で遅くなることにより発生し、この２次振動は車室内こもり音の原因となりやすい。コンロッドを長くするほど、ピストンの運動は単振動に近づき、ピストン加速度の２次成分を小さくすることができるが、エンジンの全高が高くなるので、重量の増加や車載性の悪化を招きやすい。

本発明は、クランクピンとピストンピンとを複数のリンクで連結することにより、エンジン全高の増加を伴わず、クランクシャフト回転に対する２次振動成分を効果的に低減することを目的としている。

2.2 発明の構成

クランクシャフトのクランクピンに回転可能に支持されるロアリンク、ピストンとロアリンクとを連結するアッパリンク、一端がエンジン本体に支持され他端がロアリンクに連結されるサードリンクによりマルチリンク機構を構成し、上死点からピストンが下降してアッパリンクのシリンダ軸線に対する傾きが増えるとき、サードリンクのシリンダ軸線に対する傾きが増え、かつ下死点に向かってピストンが下降してアッパリンクのシリンダ軸線に対する傾きが

2. Reciprocal Internal Combustion Engine (Figs. 3 & 4)

Patent application date: May 18, 2009
Japanese patent application No.: 2009-119376
(divided from patent application No. 2000-37380)
Registration date: December 22, 2011
Japanese patent No. 4888518
Title: Reciprocal internal combustion engine
Inventors:
Katsuya Moteki, Engine & Drivetrain Engineering Department
Takayuki Arai , Retired employee
Hiroya Fujimoto, Mobility Services Laboratory

2.1 Aim of invention

Second-order vibration that originates from the second-order vibration component of crankshaft rotation tends to cause booming noise in the passenger compartment owing to the inclination of the connecting rod, which increases the piston speed near top dead center and reduces it near bottom dead center. As the connecting rod is lengthened, piston motion approaches simple harmonic oscillation, enabling the second-order component of piston acceleration to be reduced. However, because it increases the overall engine height, it tends to add more weight and to worsen vehicle mountability.

This invention is aimed at effectively reducing the second-order vibration component of crankshaft rotation without increasing the overall engine height by connecting the crank pin and the piston pin by means of multiple links.

2.2 Composition of invention

The multilink mechanism comprises a lower link, which is supported such that it can rotate around the crankpin of the crankshaft, an upper link that connects the piston and the lower link, and a third link one end of which is supported by the engine proper and the other end is connected to the lower link. The links are arranged such that as the piston descends from top dead center, when the inclination of the upper link relative to the cylinder axis increases, that of the third link relative to the cylinder axis increases. As the piston descends toward bottom dead center, when the inclination of the upper link relative to the cylinder axis decreases, that of the third link relative to the cylinder axis decreases. As a result, the effect of the inclination of the upper link on the piston speed and that of the inclination of the third link on the piston speed are mutually cancelled. Consequently, the piston speed near top dead center and that near bottom dead center become similar, resulting in piston motion resembling simple harmonic oscillation, which makes it possible to reduce the second-order vibration component.

2.3 Status of use

This invention has been adopted on the Altima and the INFINITI QX50.

減るとき、サードリンクのシリンダ軸線に対する傾きが減るように各リンクを構成する。これにより、アッパリンクの傾きによるピストン速度への影響と、サードリンクの傾きによるピストン速度への影響が相殺されて、上死点付近のピストン速度と下死点付近のピストン速度が近づき、ピストンの運動が単振動に近づくため、2次振動成分を低減することができる。

2.3 活用実績

アルティマ、INFINITI QX50に採用されている。

2.4 発明者の想い

複数リンクを組み合わせたマルチリンクをエンジンのクランク機構に適用して圧縮比を変えるという発想は昔からありましたが、どれも騒音、振動が大きいという本質的な問題を抱え、実用化できない状況でした。それでも「ダメなものがあるなら、良いものもあるのではないか」という楽観的な気持ちから検討を始めた記憶があります。

一方、その当時から直列4気筒エンジンは、その基本機能の高さと優れた搭載性から乗用車用エンジンの主力になっていましたが、その悪い音振フィーリングの元凶とも言うべき2次振動（クランクシャフト1回転に2回振れる振動）に悩まされており、これを打ち消すためにバランサという追加デバイスを装着するメーカが現れ始めた時期でもあります。そこで、うるさいと言われていたマルチリンクで、その2次振動を消せないか、と大胆にも思い立ったのです。

しかし、マルチリンクで2次振動を消す以前に、そもそも単純なはずの従来クランク機構で、なぜ2次振動が発生するのか、という疑問が浮かびます。「如何に」作用するかを示す文献、資料は沢山見つかりますが、「なぜ」に答えてくれるものは見当たりません。悩んだ末に、コンロッドが揺動して、傾いたり直立したりすることにより2次振動が発生していることがわかりました（実はこのように言い切っている文献は見当らない）。それなら、コンロッドに相当するものを上下に対向配置（上がUリンク、下がCリンク）し、動きを反転させるシーソー（Lリンク）で連

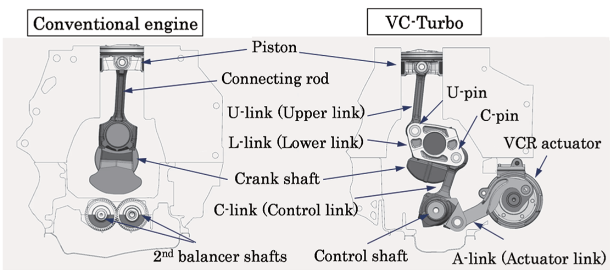


図-3 従来クランク機構とマルチリンク機構
Fig. 3 Conventional crank mechanism and new multilink mechanism

2.4 Inventor's thoughts

The idea of varying the compression ratio by applying a multilink mechanism comprising an assembly of plural links to the engine crank mechanism has been around for a long time. However, such mechanisms were never actually applied because each one had certain intrinsic issues such as large noise and vibration. Yet I recall we began our investigation with an optimistic feeling that, while some mechanisms might not work, there were also others that were feasible.

At that time, inline 4-cylinder engines had become the mainstream passenger vehicle engines because of their excellent fundamental performance and outstanding vehicle mountability. The problem with such engines was second-order vibration (vibration with two periods per crankshaft revolution), which was the real cause of their poor noise and vibration characteristics. Around that time some manufacturers had begun installing additional devices called balancer shafts to cancel such vibration. A bold idea occurred to us that a multilink mechanism, though said to be noisy, could be used to cancel second-order vibration.

However, before using a multilink mechanism to cancel second-order vibration, a question arose as to why such vibration occurred with a conventional crank mechanism that was originally simple in structure. We found many references and materials that explained how such vibration acted, but did not find any that answered the question of why it occurred. After agonizing over this issue, we came to understand that second-order vibration was induced by the swinging motion of the connecting rod involving inclined and upright orientations. (Actually, such a definitive statement was not found in any references.) That being the case, we realized that if an upper link (U-link) and a lower link (C-link) corresponding to the connecting rod were placed in opposing positions and connected by a seesaw-like link (L-link) that reversed their motions, the second-order vibration due to the swinging of the U-link could be cancelled by the second-order vibration of nearly the same phase due to the swinging of the C-link.

Based on this intrinsic understanding, the aim of this patent was to apply this multilink mechanism to support the universal essence of the VC-Turbo engine. This mechanism

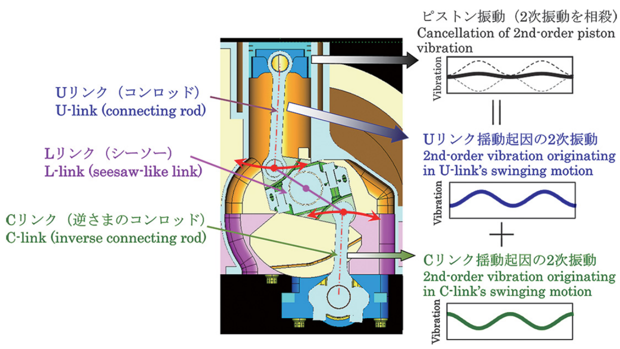


図-4 2次振動相殺のメカニズム
Fig. 4 Mechanism of canceling second-order vibration

係すれば、Uリンクの揺動による2次振動を、Cリンクの揺動によるほぼ同位相の2次振動で相殺できることに気付きました。

このような本質的理解に基づいたメカニズムにより、本特許での狙いはVCターボの普遍的なエッセンスとなり、研究所での初号機から、量産に至ったKR20DDTまで、全てのVCターボの基本特性になることができたと考えています。

3. 操舵制御装置（図5）

出願：2012年10月22日　特願2013-540647号
登録：2014年10月10日　特許第5626480号
名称：操舵制御装置
発明者：Infiniti製品開発部　蔡　佑文
退職　江口　孝彰
シャシー開発部　五十嵐一弘
退職　松下　幸允

3.1 発明の狙い

DAS（Direct Adaptive Steering）は通常時、ステアリングとタイヤとの間のクラッチを切断して、ステアリングとタイヤとを機械的に切り離した状態でドライバのステアリング操舵に応じてタイヤを転舵モータで動かすと共に、ステアリングへの操舵反力を反力モータによって発生させるシステムである。このため、直進走行時の路面凹凸によるタイヤへの入力を操舵反力に反映しないようにしてステアリングのぶれを防止し、圧倒的な直進安定性を実現することができる。しかしながら、路面からのタイヤへの入力を操舵反力に反映しないとドライバは、タイヤのグリップ状態などの走行状態の変化を、ステアリングの操舵反力変化によって認識することができなくなる。

本発明は圧倒的な直進安定性を実現しながらもタイヤのグリップ状態などの必要な情報を操舵反力に反映することにより、直進走行時のドライバの負担軽減とダイレク

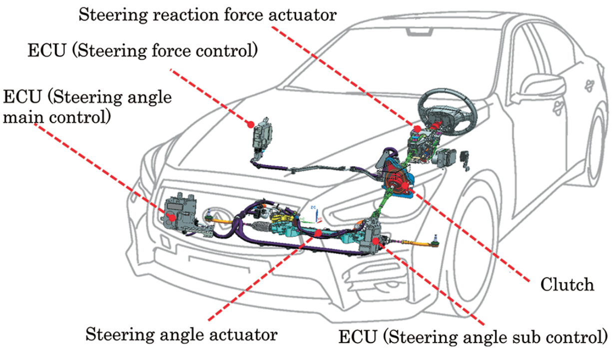


図-5　DASシステム図
Fig. 5　DAS system layout

made possible all the fundamental characteristics of the VC-Turbo engine, from the first prototype built in the laboratory to the KR20DDT engine that went into mass production.

3. Steering Control Device (Fig. 5)

Patent application date: October 22, 2012
Japanese patent application No.: 2013-540647
Registration date: October 10, 2014
Japanese patent No.: 5626480
Title: Steering control device
Inventors:
Yuwun Chai, Infiniti Product Development Department
Takaaki Eguchi, Retired employee
Igarashi Kazuhiro, Chassis Engineering Department
Yukinobu Matsushita, Retired employee

3.1 Aim of invention

The Direct Adaptive Steering (DAS) system disengages the clutch between the steering wheel and the tires under normal driving conditions, thereby mechanically uncoupling them. In that state, the tires are turned by a steering angle actuator in response to the driver's steering inputs, and a steering force actuator generates steering reaction force that is fed back to the steering wheel. Consequently, inputs to the tires from an uneven road surface during straight-ahead driving are not reflected in this steering reaction force feedback. This prevents steering wheel vibration, making it possible to achieve overwhelming straight-ahead stability. However, if the road surface inputs to the tires are not reflected in the steering reaction force feedback, the driver cannot recognize changes in driving conditions such as the tire gripping state, through the changes in the steering reaction force that is fed back to the steering wheel.

This invention reflects essential information such as the tire gripping state in the steering reaction force feedback, while still enabling excellent straight-ahead stability. As a result, it facilitates DAS that both reduces the driver's steering workload when driving straight ahead and provides a directly connected feeling.

3.2 Composition of invention

This invention compares a feedforward axial force, representing the steering rack axial force calculated based on the driver's steering inputs such as the steering wheel angle, and a feedback axial force, representing the steering rack axial force calculated based on certain vehicle conditions such as the current of the steering angle actuator, vehicle's yaw angle, its lateral acceleration (G) and so on. When the difference between the two axial forces is small and the vehicle state is stable, the invention generates steering reaction force mainly on the basis of the feedforward axial force. On the other hand, when there is a large difference between the axial forces and the

ト感とを両立したDASを実現したものである。

3.2　発明の構成

本発明は、操舵角などのドライバ入力に基づいて算出したステアリングラック軸力であるフィードフォワード軸力と、転舵モータの電流、車両のヨー角、横Gなどの車両の状態に応じて算出したステアリングラック軸力であるフィードバック軸力とを比較し、両軸力の差が小さく車両が安定状態にある場合は主にフィードフォワード軸力に基づく操舵反力を発生させる一方、両軸力の差が大きく車両が不安定状態にある場合は主にフィードバック軸力に基づく操舵反力を発生させるものである。

3.3　活用実績

スカイライン（クーペ含む）、INFINITI Q50、Q60、QX50に採用されている。

3.4　発明者の想い

先行開発段階では、DASならではの価値を色々検討した。その一つは、従来車両では特に日常で一番遭遇する直進走行シーンにおいて、路面の細かい不整によってハンドルを介して伝わってくる細かい操舵反力変動に対して、ドライバは常に無意識に細かくハンドル角度を修正している事に着目した。DASであれば、路面不整に対してタイヤ角が変化しないように制御すると共に路面不整による操舵反力変動を排除する事ができ、車両の動きをより安定させると同時にドライバの修正操舵量を大きく減らして、トータルでドライバの運転負荷や疲労の低減を実現できると考えた。そこで、ドライバの意識的な操作入力（舵角、車速など）によって発生するステアリングラック軸力（フィードフォワード軸力）に応じた疑似的な操舵反力であるフィードフォワード操舵反力を作り込む事にチャレンジした。この疑似反力は実際のタイヤや路面状況に影響されない反力なので、反力の特性を任意に設定する事ができ、常にすっきりした、滑らかな操舵力特性を作り込むことができた。

しかしながら疑似反力だけでは、タイヤが限界に近づく時や、車両挙動が不安定になる時に、実際のタイヤや路面状況などの車両の状態に応じて発生するステアリングラック軸力（フィードバック軸力）の変化が操舵反力の変化として反映されない事になり、今までの運転感覚との違いによって、例えば熟練ドライバにとっては操舵フィーリングが低下する可能性がある。そこで、既存のシステムセンサ（転舵モータ電流、車両モーションなど）のみを用い、新規センサの追加を行わないことによってコストを抑えつつ信頼性を確保しながら、車両の状態に応じた自然な操舵反力であるフィードバック操舵反力を作る事にチャレンジした。試行錯誤を繰り返して様々な路面に適合した結

vehicle state is unstable, the invention generates steering reaction force based mainly on the feedback axial force.

3.3 Status of use

This invention has been adopted on the Skyline, including the Coupe, and the INFINITI Q50, Q60 and QX50.

3.4 Inventor's thoughts

Various studies were conducted concerning the inherent value of DAS at the advance engineering stage. One study focused on the tiny steering wheel angle corrections that drivers unconsciously make all the time in relation to minute fluctuation in the steering reaction force fed back to the steering wheel due to small unevenness in the road surface. This behavior occurs with conventional vehicles especially in straight-ahead driving that people experience most often in everyday vehicle use. We reasoned that DAS control would avoid tire angle changes due to road surface unevenness and also eliminate fluctuation in the steering reaction force caused by such unevenness. That would result in more stable vehicle behavior and simultaneously greatly reduce the amount of steering corrections done by the driver, thereby decreasing the driver's overall workload and fatigue.

Therefore, we endeavored to create a feedforward steering reaction force as a pseudo steering reaction force corresponding to the steering rack axial force (feedforward axial force) generated by the driver's conscious operational inputs (steering wheel angle, vehicle speed, etc.). This pseudo reaction force is not influenced by the actual condition of the tires and road surface. That enables the reaction force characteristics to be set arbitrarily, making it possible to create distinct and smooth steering force characteristics at all times.

However, with this pseudo steering reaction force alone, changes in the steering rack axial force (feedback axial force) produced in relation to the vehicle state, such as the actual condition of the tires and road surface, would not be reflected as changes in the steering reaction force fed back to the steering wheel. That would occur, for example, when the tires approach their limit or when vehicle behavior becomes unstable. As a result, because of the difference from the usual driving feeling heretofore, experienced drivers, for example, might feel that the steering performance had declined. Therefore, we sought to create a natural feedback steering reaction force corresponding to the vehicle state, while ensuring reliability and holding down the cost by not adding any new sensors and using only the existing system sensors for the steering angle actuator current, vehicle motion and so on. As a result of a repeated process of trial and error involving the use of this invention on various road surfaces, we succeeded in reproducing a natural steering reaction force like that of conventional vehicles.

The final remaining issue was how to connect the feedforward steering reaction force (pseudo force suitable to ordinary driving) and the feedback steering reaction

果、従来車両のような自然な操舵反力を再現する事ができた。

最後の課題として、フィードフォワード（通常走行に適した疑似的な）操舵反力と、フィードバック（低μ路面やタイヤ限界のような走行に適したリアルな）操舵反力とをどうつなげるかが課題として残った。色々苦労した結果、フィードフォワード軸力とフィードバック軸力とのかい離分は、実はタイヤ路面のスリップ状態と等価的である事に基づき、両軸力のかい離分に応じてフィードフォワード操舵反力とフィードバック操舵反力とを合成する事によって、シンプルかつ確実な「操舵反力遷移」ロジックの開発に成功した。量産開発フェーズに入ってからは、ロジックパラメータを評価路面にて徹底的にチューニングし、最適な定数/閾（しきい）値などを決めた。

本ロジックをベースに、量産以降でもさらにロジック改良を重ねた結果、様々なシーンにおいてスムーズ、滑らか、ドライバにとって分かりやすいダイレクト感の有る操舵反力特性実現する事ができたと思う。

4. 車体振動推定装置（図6、図7）

出願：2010年 8月26日　特願2010-189067号
登録：2014年11月28日　特許第5652054号
名称：車体振動推定装置
発明者：モビリティ・サービス研究所　塩澤　裕樹
実験試作部　縄野　昌明
AD/ADAS＆シャシー制御開発部　小林　洋介
カスタマーパフォーマンス＆車両実験部　中村　圭希

4.1 発明の狙い

クルマは走行中、大なり小なり路面の凹凸と遭遇する。そして、その凹凸を乗り越える時、乗員は不快な上屋の動きを感じる。この不快な上屋の動きを、エンジンやブレーキの制御により抑制することで、快適な乗り心地を提供できる。しかし、この制御を実現するには、車体振動を正確に推定することが必要となる。

そこで、本発明では、車体振動の推定精度を高めることを目的とした。

4.2 発明の構成

本発明は、車体に対する前輪および後輪の前後方向変位量と上下方向変位量との間の予定の相関関係（サスペンションジオメトリ特性）に基づき、平均前輪速の車体共振周波数近傍振動成分および平均後輪速の車体共振周波数近傍振動成分から、つまり車輪速に係わる情報から車体振動（上下バウンス速度およびピッチ角速度）を演算し

force (real force suitable to driving conditions such as a low-μ road surface or the tire limit). As a result of various arduous efforts, we succeeded in developing a simple and reliable steering reaction force transition logic. That was done by synthesizing the feedforward steering reaction force and the feedback steering reaction force according to the amount of divergence between the feedforward axial force and the feedback axial force, based on the fact that the amount of divergence between them is actually equivalent to the slip state between the tires and the road surface. After entering the production vehicle development phase, the logic parameters were thoroughly tuned in driving tests on evaluation course surfaces and the optimal constants, threshold values and other parameters were determined.

Based on this logic, further logic improvements were made repeatedly after the mass production launch to achieve smooth, seamless steering reaction force characteristics with a directly connected feeling that are easy for drivers to understand in various driving situations.

4. Device for Estimating Vehicle Body Vibration (Figs. 6 & 7)

Patent application date: August 26, 2010
Japanese patent application No.: 2010-189067
Registration date: November 28, 2014
Japanese patent No.: 5652054
Title: Device for estimating vehicle body vibration
Inventors:
Yuuki Shiozawa, Mobility Services Laboratory
Masaaki Nawano, Prototype and Test Department
Yosuke Kobayashi, AD/ADAS and Chassis Control System Engineering Department
Tamaki Nakamura, Customer Performance and Vehicle Test Engineering Department

4.1 Aim of invention

Vehicles encounter both large and small dips and bumps in the road surface that cause occupants to experience uncomfortable vehicle body motions as vehicles travel over these irregularities. Suitable control of the engine and brakes can suppress these uncomfortable vehicle body motions to provide a comfortable ride. However, accomplishing such suppression requires an accurate estimation of vehicle body vibration.

Therefore, this invention is aimed at increasing body vibration estimation accuracy.

4.2 Composition of invention

This invention is configured to calculate and estimate vehicle body vibration (i.e., vertical bounce velocity and pitching angle velocity) from information pertaining to the wheel speed, based on the expected correlations (suspension geometry characteristics) between the amount of longitudinal displacement and vertical displacement of the front and rear wheels relative to the body. This refers

て推定する構成とした。

よって、経時劣化や乗員数の増減などに応じて変化するパラメータを用いることがないため、推定精度を高めることができる。

4.3 活用実績

エクストレイルに採用されている。

4.4 発明者の想い

路面の凹凸を乗り越えるときに乗員が不快と感じる車体の揺れを抑制するには、電子制御サスペンションを利用することが一般的ですが、高価なデバイスを追加せずに駆動やブレーキの制御を用いて行う方法もあります。クルマは加速すると車体の前半部分が浮き上がり、減速すると沈み込みます。この特性を利用して、路面の凹凸に合わせて加減速を行えば、路面の凹凸により生じる車体の揺れを抑制することができます。

このような技術を開発する際に直面する共通課題の一つが、車体の揺れをいかに精度良く推定するかです。挙動を計測するためにサスペンションストロークセンサを付ける、あるいはたくさんのGセンサを追加する手法がありますが、センサのコストがかかります。

そこで、一般的に車載されているセンサを使って挙動推定する方法を見出すこととしました。たくさんの走行データを解析し、車体の揺れに紐づく要素を探す中で、車輪速と車体の揺れとに関係があることがわかり、そのメカニズムの解明に取り組みました。最終的には、サスペンションの構造により、車体の上下方向の揺れに応じて車輪が前後方向に変異していることを突き止め、これが車輪速の変化として現れていることがわかりました。既存の車輪速センサを用いて車体の揺れを推定できる本発明は、幅広い車種で採用できる技術となりました。

完成まで、膨大な実験を行ったり、関係する特許を調

to the vibration components in the vicinity of the body resonance frequency at the mean front wheel speed and the vibration components in the vicinity of the body resonance frequency at the mean rear wheel speed.

Accordingly, estimation accuracy is enhanced because parameters that vary due to deterioration with age, changes in the number of occupants and other factors are not used.

4.3 Status of use

This invention has been adopted on the X-Trail.

4.4 Inventor’s thoughts

An electronically controlled suspension system is generally used to suppress uncomfortable vehicle body vibrations felt by occupants when a vehicle travels over an uneven road surface. There are also methods of suppressing vibrations by means of powertrain and braking system control without adding any expensive devices. Accelerating a vehicle causes the front end of the body to rise and deceleration causes it to dip. These characteristics can be used to suppress vehicle body vibrations caused by dips and bumps in the road surface by accelerating or decelerating to match such road surface unevenness.

One common issue that has to be addressed when developing technologies for suppressing vehicle body vibrations is how to accurately estimate them. One method for measuring vehicle body behavior is to install a suspension stroke sensor and another approach is to add many G sensors. However, the sensor cost is an issue.

Therefore, we decided to find a method for estimating vehicle behavior using sensors generally installed on vehicles. In the process of analyzing large volumes of driving data and searching for some element to tie them to vehicle body vibrations, we found that there is a relationship between wheel speed and body vibrations. Therefore, we set about to explicate the mechanism involved. Finally, we found that, owing to the structure of the suspension, the front wheels are displaced longitudinally in proportion to the body’s vertical vibrations and that this appears in the form of changes in the wheel speed. This invention that makes use of existing wheel speed sensors for estimating vehicle body vibrations is a technology that can be applied to a wide range of vehicle models.

図-6 ピッチモーションと補正ピッチの関係
Fig. 6 Relation between pitching motion and pitching correction

図-7 車体の揺れの抑制イメージ
Fig. 7 Concept of pitching control

べて見落としているファクタがないか探したり、本当に長い道のりでしたが、今ではいい思い出になっています。

　最後になりますが、この発明を出願するにあたり、知的財産部をはじめ、多くの方々のご協力をいただきましたことに厚く御礼申し上げます。

We conducted an enormous number of experiments and searched through numerous related patents to see if we had overlooked any factors. It was an extremely long road to the completion of this invention, but it has left us with fine memories now.

Finally, we would like to thank everyone, beginning with the Intellectual Property Department, for their invaluable cooperation in connection with the patent application for this invention.

編　集　後　記

昨今自動車業界は百年に一度の変革期と言われております。実際自動運転技術をはじめとした知能化や電気自動車（EV）といった電動化の技術の進歩はめざましいものがあります。そんな中「ダイナミック・パフォーマンス」に求められるものは何でありましょうか。

知能化、電動化が進んだとしてもタイヤが存在する限り、タイヤが地面との間で発生する力によって走る、曲がる、止まるという車の基本概念は変わらないので、ダイナミック・パフォーマンスの目指すべき方向はあまり変わらないとも言えます。一方で自動運転技術が進化し、ドライバの負荷が減ってくると、「安心・快適な空間」へのお客様の期待値はより高まるでありましょう。また電動化はパッケージングに革新的な進化をもたらし、従来の車では考えられなかった低重心、最適重量配分など、ソリューションの面で大きく進化することが可能となりました。

今号では「安心」、「快適」を理論的に解明するアプローチと、その技術を実車に適用するアプローチを掲載しました。実車の中には電動化の象徴であるEV、新型日産リーフへの適用例も紹介しています。今回の特集記事が社内外のダイナミック・パフォーマンスに関わる研究開発者の皆様にとって、更なる技術進化に向けたチャレンジへの参考となれば幸いです。

— 日産技報編集委員・佐 藤 正 晴 —

日産技報第83号

発　行	2018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

Editorial Postscript

It is said that the automotive industry has lately been in a major transitional period that occurs once in 100 years. Indeed, profound technological advances are taking place including the application of intelligence as typified especially by autonomous driving technology as well as electrification in the form of electric vehicles (EVs). Amid this transition, what is required with respect to dynamic performance?

Even though the use of intelligence and electrification are advancing, so long as tires are present on vehicles, there will be no change in the fundamental concept that the forces produced between the tires and the contact surface cause a vehicle to go, turn and stop. So it would seem that the direction targeted for dynamic performance will not change appreciably. On the other hand, as autonomous driving technology evolves, the reduction of the driver's workload will probably heighten customers' expectations for a comfortable interior space with a secure feel. Moreover, electrification has brought about revolutionary advances in packaging, making possible significant evolution of solutions for a lower center of gravity, optimal weight distribution and other aspects that were inconceivable in vehicles previously.

This issue presents approaches for theoretically explaining attributes like a secure feel and comfort and the approaches employed for applying the related technologies to production vehicles. Among the actual vehicles mentioned here, examples are given of the application of such technologies to the new Nissan LEAF, an EV that symbolizes electrification. It is hoped that the special feature articles in this issue will serve as a useful reference for undertaking the challenge of achieving further technological evolution by everyone involved in research and development concerning vehicle dynamic performance both within and outside the company.

Masaharu Satou
Member of the Nissan Technical Review Editorial Committee

FY2018 Nissan Technical Review Editorial Committee

Nissan Technical Review 83

October, 2018
Publisher (Editor): Nissan Technical Review Editorial Committee
Distributor: Research Planning Department
Nissan Reseach Center
NISSAN MOTOR CO., LTD.
1-1, Morinosatoaoyama, Atsugi-shi
Kanagawa, 243-0123, Japan

表紙コンセプト／Cover Design Concept

今回の表紙のデザインは、日産の走りの理念である「期待通りにクルマが動く」、「クルマから人への語りかけがある」を表現したものです。それは、「乗っていて心地よく、いつまでも運転していたい」お客様にそのように感じていただける車づくりをしたい、というエンジニアの想いから来ています。また、周辺には、それを実現するためのいくつかの技術をちりばめました。車両の物理的な運動特性をはじめ、ドライバの運転特性、さらにはドライバの感じ方などです。取り組むべき課題はまだまだ多く、我々は日々技術を磨いています。

The cover design of this issue expresses two key principles of Nissan's philosophy of driving performance. One is that the vehicle should move as expected, and the other is that the vehicle conveys information to the driver. These ideas stem from our engineers' emotion to design and develop vehicles that customers will feel comfortable driving and will want to drive forever. Several technologies for accomplishing that aim are arranged around the vehicle. They are related to the physical and dynamic characteristics of the vehicle, the operating characteristics of the driver and the driver's perceptions. We are working hard every day to further refine our technologies for addressing many issues that remain to be resolved.

田尾　光規
Mitsunori Tao

先行車両性能開発部

Advanced Vehicle Performance Engineering Department

ISSN 0385-9266

日産自動車株式会社　日産技報編集委員会