

特集 : Virtual Testing

2

NVHのVirtual Testingの紹介 Introduction of NVH Virtual Testing

安藤 正登*1 小具 洋一*2 砂田 実*3
Masato Ando Yoichi Ogu Minoru Sunada
中野 伸一*4
Shinichi Nakano

要 約

NVHのVirtual Testing (以下VT) では、開発の進め方のゴールイメージを明確にし、それに必要な技術の育成を行ってきた。ゴールイメージとは、第一ステップでお客様の満足度を定量的な車両のNVH目標に置き換える。第二ステップで、車両の目標を車体やサスペンションなどシステム目標にブレイクダウンする。第三ステップで、この各システムの目標をCAEによって具体的に構造化する。第四ステップで、車両性能の予測からお客様の満足度を検証して出図するものである。MDI (Mazda Digital Innovation) では、このゴールイメージの達成に必要なTransfer Path Analysis (以下TPA) などの実験解析技術、車体音響感度の予測技術やシャーシ振動の予測技術を導入し、ロードノイズ開発などNVHの主要な性能開発に取り入れた。その結果、品質向上、開発期間の短縮、開発費用の削減に大きな成果をあげることができた。

Summary

The development of NVH Virtual Testing is based on the following approach : a goal image of NVH development process had been well defined and necessary technologies have been developed. The goal image of the NVH Virtual Testing is as follows : customer satisfaction is transferred to quantitative individual NVH targets (1st step) , vehicle level targets are cascaded into individual system targets such as vehicle body and suspension system characteristics (2nd step) , system level targets are realized as a concrete structure (3rd step) , and final drawings are fixed by verification using customer satisfaction estimation based on vehicle level performance prediction (4th step) . Through MDI (Mazda Digital Innovation) project activities, we had introduced necessary technologies such as experimental TPA and predictions on body acoustic sensitivity and chassis vibration into major NVH attributes' development of actual vehicle programs, thus having achieved significant success in upgrading product quality, shortening development period and reducing development cost.

1. はじめに

厳しい競争に置かれている自動車業界では、品質向上に取り組みながら、開発期間の短縮や開発費用の削減にも応えていくことが要求されている。これらの要求に応えるために各社ともCAEに力を入れてきており、最近では衝突性能を初めとして車のさまざまな性能が図面段階で予測できるようになってきている。この結果、従来の試作車による図面検証や改善活動からCAEによる検証や改善を中心とした開発へと移行しており、試作車の削減とそれに伴う実験工数の削減など大きな成果を出している。この傾向は今後も加速されていき、将来的には試作車を作らない開発に移行することが予想される。こうした開発のやり方への移行において、NVH開発のやり方を変えることは重要な課題である。本稿では、弊社におけるNVHのVTの概要を紹介する。

2. NVHのVT

VTの本来の意味は、試作車でのテストをコンピュータ上で仮想的に行うものである。しかし、中高周波数の車体音響特性など予測技術開発は容易ではない。またNVHには多くの性能評価項目があり、すべての性能をVTに置き換えるには多くの工数が必要である。こういった背景から、より具体的にNVH開発のVTとはどういうことなのか、どういう形で実現していくのかという検討を行った。

その結論として、Fig.1に示すようなNVH開発のイメージを作り上げた。これは、ロードノイズの開発を例に、NVH開発の目指すべき姿を描いたものである。第一ステップは、お客様の評価を車内騒音の大きさや振動の大きさといった車両の物理量に置き換える。第二ステップでは、その車両目標をシステム特性目標に置き換える。更にそのシステム特性目標をサブシステム、部品の特性目標へ

*1, 2, 4 NVH性能開発部
NVH Development Dept.

*3 CAE部
CAE Dept.

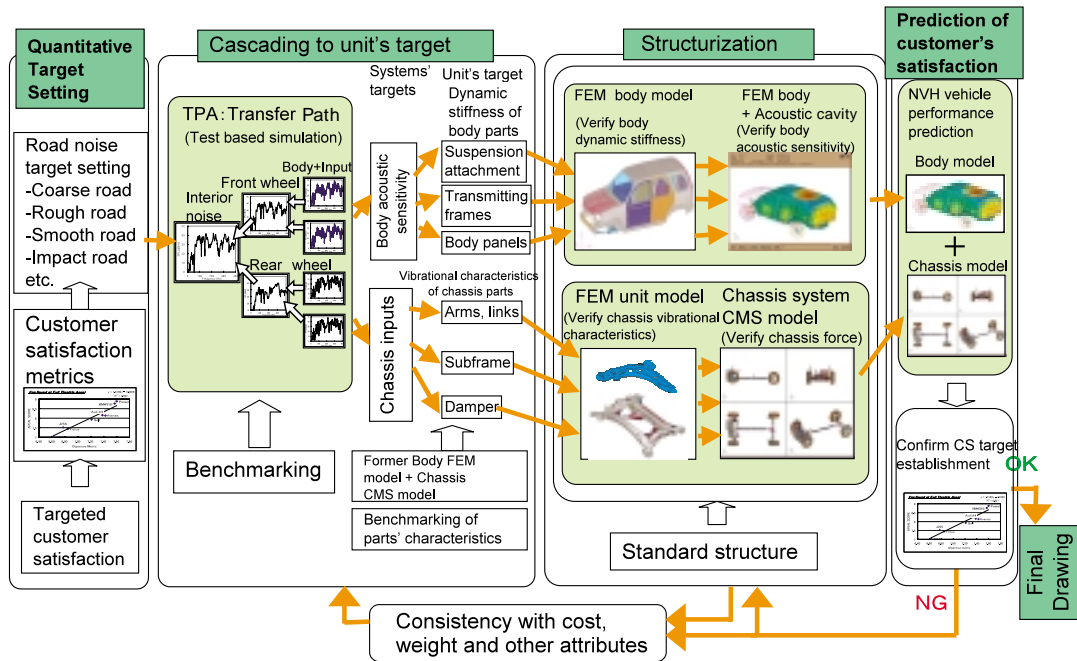


Fig.1 Goal Image of NVH Development

とブレークダウンする。これをカスケードと呼んでいる。第三ステップでは、カスケードされた目標を達成できるようCAEで検証しながら構造化する。Fig.1に示すロードノイズの例では、車体とシャシーのCAEでシステムの特性を予測しながら構造を具体化し図面にする。第四ステップでは、これらのシステムの特性をつなぎ合わせて車両のNVHを予測し、お客様の満足度を検証する。お客様の満足度が目標に達しない場合は、再度カスケードの見直し、CAEによる構造化、お客様の満足度予測を行う。こうして最終的にはお客様の満足度を検証し出図する。このような開発の進め方がNVH開発のあるべき姿(ゴールイメージ)であり、これをNVHのVTと定義した。

このゴールイメージを目指して、計画的に予測技術などの技術開発や設備の導入を進めている。更に、予測技術の育成は非常に時間と費用がかかるため、技術育成を進める一方では、CAEのデータのみでなく実験データを併用したハイブリッドでの予測を積極的に取り入れ、現時点の技術を最大限生かしている。また、現段階では、お客様の評価から品質の改善が特に急がれるロードノイズやエンジン音など数性能に優先的に取り組んでいる。

3. 商品目標設定ステップ

性能開発目標の設定や、性能目標達成度の検証を的確に行うためには、精度の高い性能評価指標が必要である。これに関して従来から、NVHの客観的評価手法を開発してきたが、市場での実際の走行シーンなど、さまざまな条件を考慮した上で、これらの指標を組み合わせる総合的なお客様の満足度を推定できることが重要であり、このような指標を顧客満足度メトリクスと呼んでいる。

今回の活動の中では、市場調査から得られた顧客満足度指数を基に、各種定量評価手法を組み合わせ、計測可能な物理量から、お客様の満足度を推定できるような手法を開発した。具体例として車室内エンジン音を挙げると、車内音のエンジン回転基本次数成分と非基本次数成分とのバランスの平均値から「音質 (Tone)」指標を抽出、ラウドネ

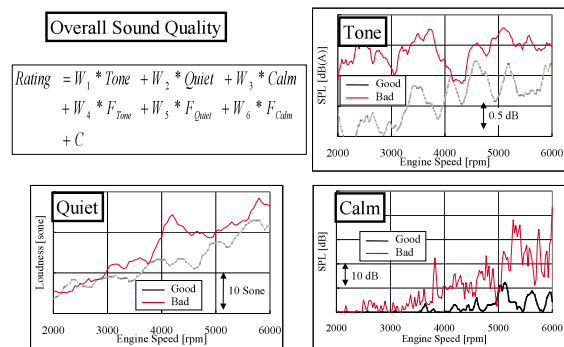


Fig.2 Overview of Quantitative SQ Evaluation Method

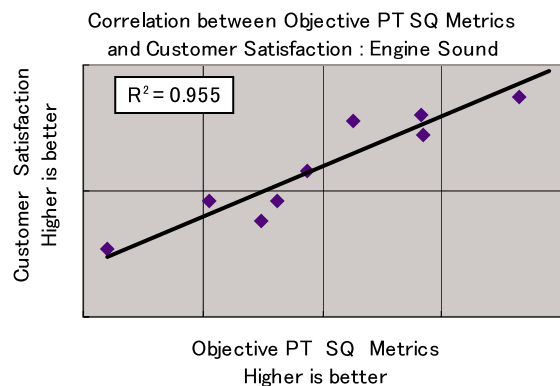


Fig.3 Correlation between PT Sound Quality Metrics and Customer Satisfaction

スの平均値から「静粛性 (Quiet)」指標を抽出、次に、高周波の平均音圧と、純音成分の背景音からの平均突出レベルにより「高周波静粛性 (Calm)」指標を抽出、一方、それぞれの指標の回転数変動 (Fi) も考慮し、これらに官能評価実験で得られた重み付けを行って総合評価点 (Rating) を求めた (Fig.2)。更に、この総合評価点と市場調査から得られたお客様の満足度との相関を取ることによって、エンジン音顧客満足度メトリクスとした (Fig.3)。

4. カスケードステップ

4.1 システム目標へのカスケードとTPA

車両のNVH性能は、車体、サスペンションなど複数のシステム特性から決定されるため、NVH性能目標を各システム目標にカスケードすることが重要である。システム目標は、必要に応じてサブシステムや部品の目標にカスケードされる。

車両性能をシステム目標へカスケードする際には、現行量産モデルなど次期モデルのベースとなる車のTPAを実施する。TPAの基本的な考え方をFig.4に示す。TPAによりエンジンやサスペンションなどシステムから車体への入力 F_j 、車体の音響特性 $(P/F)_j$ を明らかにすることができる。この結果と次期モデルの定量目標値から、各システムの入力目標と車体の音響特性目標を決定する。

4.2 TPAの精度向上と効率化

システム目標へのカスケード精度向上のためTPAの精度向上を図った。寄与度解析においては、実験による入力の同定の際にいくつかの誤差要因がある。一つは入力推定の際に使用する逆マトリクス法の誤差である。これは、FRFの逆行列を作る際に、FRFのレベルの低い部分の精度がないことから入力を大きく見積もってしまうものである。また、「廻り込み」による誤差がある。これは、あるサスペンションリンクの車体側取り付け部の振動が他のサスペンションリンクからの入力の影響を受けることにより生じる誤差である。TPAの精度を上げるために、これらの誤差を極力小さくする必要がある。

これらの誤差は、従来の正方行列ではなく長方形行列を使用して処理するOver Determination法を使うことで回避した。これは入力点以外の部位についても振動を計測し、

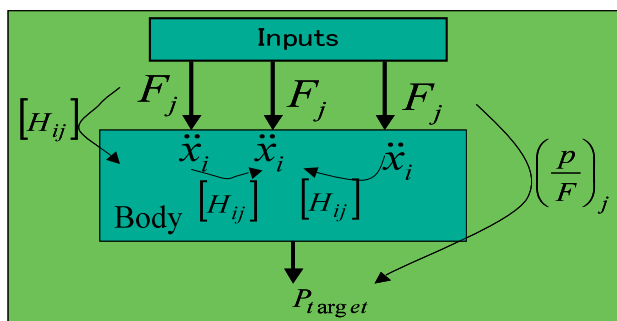


Fig.4 Basic Concept of TPA

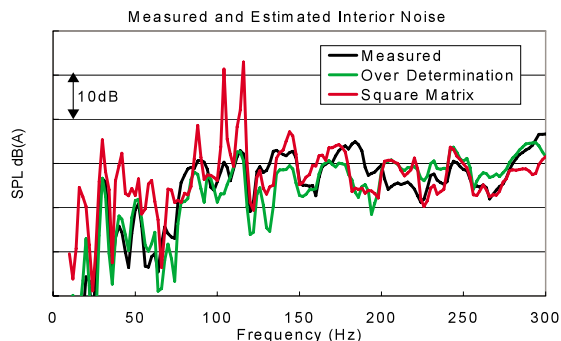


Fig.5 Accuracy Improvement by Over Determination



Fig.6 Course Road Noise Chassis Dynamometer

必要な解の数以上の行列から、最小自乗法により入力を同定するものである。Fig.5に示すように、Over Determinationを用いて入力を同定することで精度が大幅に向上した。その結果、振動や伝達関数を計測する計測点の数は、車体への入力点数の倍程度にする必要があり、実験工数の増加を招くことになった。

したがって、高い解析精度を保ちながら限られた開発期間の中でTPAを活用していくためにはテストの効率化を進めていくことが不可欠である。また、各計測点の位相の精度が計算結果の精度に大きく影響することから、多点同時計測が望ましい。以上二点から、ロードノイズをラボで再現するためのロードノイズ用シャシーダイナモと多チャンネルの計測システムを導入した。ロードノイズ用シャシーダイナモでは、テストコースのロードノイズ路面形状をローラ表面の硬質ウレタン上に再現している (Fig.6)。多チャンネル計測システムでは180チャンネルを同時計測することができ、フロントサスペンション、リヤサスペンションの振動を一度のテストで計測する。これらの設備や計測システムを導入することで、大幅なテスト時間の削減と短い開発期間の中でTPA活用を可能とした。

5. 構造化ステップ

前述したように、車両のNVH性能は、車体への入力特性と車体特性の2つのシステム特性にカスケードされる。これらシステム特性の目標を達成する構造を効率的に見出すには、それぞれの特性を有限要素法 (Finite Element Method, 以下FEM) などのCAEで予測する必要がある。以下に、車体とシャシーのCAEについて述べる。

5.1 車体特性予測技術

ここでは、車体特性のFEMによる予測技術について述べる。ここでいう車体特性とは、車体へのある入力点を単位荷重で加振した際の車室内音圧レベルであり、車体音響感度と呼んでいる。車体音響感度には、車体の骨格、パネル、トリム部品の振動、トップシーリング、カーペットなどの遮音、吸音特性など数多くの特性が関わっており、従来これを精度良く予測することは困難であった。今回、MDIの一環として、車体音響感度を200Hzまで予測する技術を開発、アテンザのNVH性能の育成に適用した。

車体音響感度の計算には、車体モデルと車室内の空気を表す空洞モデルを用いるため、双方の精度向上を図った。

まず、ホワイトボデー、ブルーボデー（サイドドアなどのふた物を組付けたホワイトボデー）、トリムボデー（PT、サスペンション系を取り除いた車両；Fig.7）のそれぞれについて、各部の振動特性を実験値と比較、順次車体モデルの精度向上を図った。具体的には、重量物の正確な表現、ウインドの接着材やウェザーストリップなどの特性、



Fig.7 Trimmed Body Model

Modeling Using Adhesive between Body and Windshield by Solid Element



Considering Contact between Body and Hinge

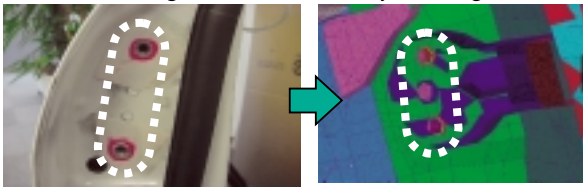


Fig.8 Example of Structure Model Update



Fig.9 Trim Model

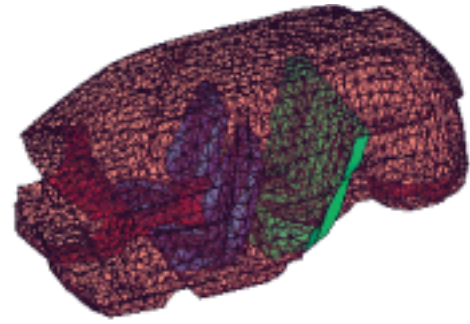


Fig.10 Cavity Model



Fig.11 Acoustic Impedance Setting Parts

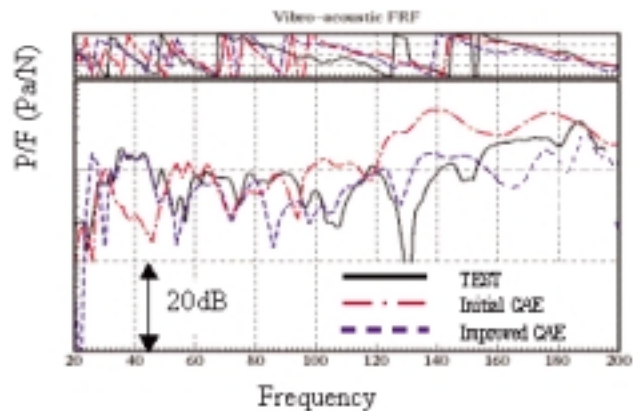


Fig.12 Calculation Result of Acoustic Sensitivity

表現の見直し、ドアヒンジとボデーの接触の考慮 (Fig.8) など、従来のモデルをより詳細化した。更に、従来はモデル化していなかったインパネ、ドアトリムなどの樹脂部材も直接車室内の空気に触れる部材としてモデル化した (Fig.9)。

空洞モデルは、従来車体のパネル形状に合わせて作成していたが、トリム、シートの表面に合わせて詳細にモデル化した (Fig.10)。また、車室内の空気を取り囲む車体パネルやトリムの振動と、その近傍の音圧には周波数依存性があるため、これを表わす音響インピーダンスと呼ばれる物理量を導入し、空洞モデルの表面に設定した (Fig.11)。これにより、フロアカーペットなど多孔質材料の部材の吸音効果も考慮している。これらの改善の結果、Fig.12に示すように、200Hzまで全域に渡って車体音響感度の精度が大幅に向上した。

5.2 シャシー入力予測技術

ここでは、シャシー系から車体への入力を予測する上で重要なシャシー系振動特性の解析モデルについて述べる。

50Hz以上のロードノイズ発生時のシャシー入力を予測するためには、シャシー系各部件の弾性振動も精度良く再現させる必要がある。そこで、基本的に各部件をFEMによりモデル化した。これに、プッシュやベアリングなどをばね要素、各種付属物を質量要素として付加している。タイヤモデルは、加振テスト結果に基づくリングモデルとした。フロントサスペンションのモデルイメージをFig.13に示す。リヤサスペンションも同様のモデル化を行っている。しかし、このような大規模なモデルのままでは多くの計算時間を要する。精度を保ちつつ計算時間を短縮するために、

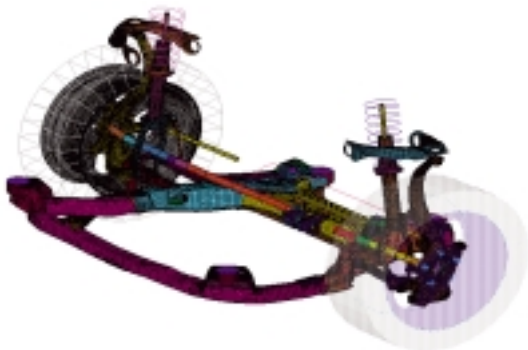


Fig.13 Chassis FEM Model

(1)各FEM部件のモーダルモデル化、(2)伝達関数合成法を応用したFEM振動特性の動剛性マトリクス化(周波数応答解析のみ)、を行った。この手法により、300Hz程度までのシャシー系からの入力計算でもEWS(Engineering Work Station)を用いて数十分で計算可能となり、種々のパラメータスタディを高速に実施できるようになった。

次に、このシャシー入力予測技術の活用事例を紹介する。ロードノイズの音圧ピークとなっていた250Hz域に対し、車体への入力を高めているサスペンション振動の特定をこのシャシーCAEモデルを用いて行った。その結果、Fig.14のようなホイール~ナックル~アッパーアームが連成したモードの寄与が高いことがわかったので、シャシー入力低減構造をCAE検討し、ナックル、アッパーアーム回りに対策を施した。対策前後のアッパーアーム部振動伝達関数と力伝達率(シャシー入力)のCAE結果、及び実測でのアッパーアーム部伝達関数と実走音圧比較をFig.15に示す。CAE上で低減効果のあった250Hz域で、実車でも同様に振動及び音圧が低減されている。

6. お客様満足度の検証

5章で示したような車体特性と車体への入力特性を予測するモデルに実走時のエンジントルク変動や路面から受ける変位を与えれば、車両NVH性能を予測できる。この車両性能予測値から規定のデータ処理に基づいて顧客満足度メトリクスを算出し、最終的にお客様の満足度を定量的に推定していくことになる。以下にこの車両性能予測技術について述べる。

6.1 低周波車両NVH性能予測技術

80Hz以下の低周波車両NVHの代表的なものとして、アイドリング振動・こもり音がある。これは、数百rpmのアイドリング時のエンジントルク変動に伴うNVH現象である。4気筒エンジンではその回転2次が、6気筒の場合は3次がトルク変動の主成分となるため、通常20~40Hzでの振動・こもり音を評価する必要がある。

この性能予測のため、Fig.7、Fig.10の車体及び車室モデルに、Fig.14のシャシー系振動解析用モデルを組み合わせ

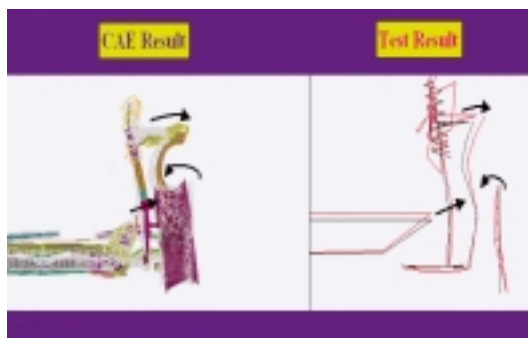


Fig.14 Suspension Mode Comparison (250Hz)

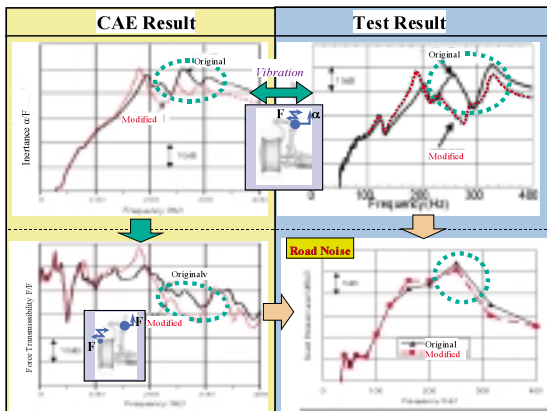


Fig.15 Measures Effect Verification

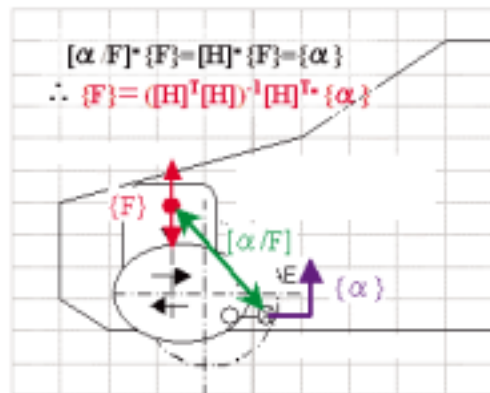


Fig.16 Relation between Engine Load and Engine Bracket Vibration

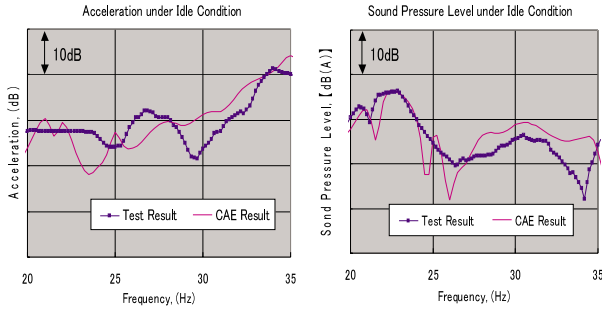


Fig.17 Idle Simulation Result

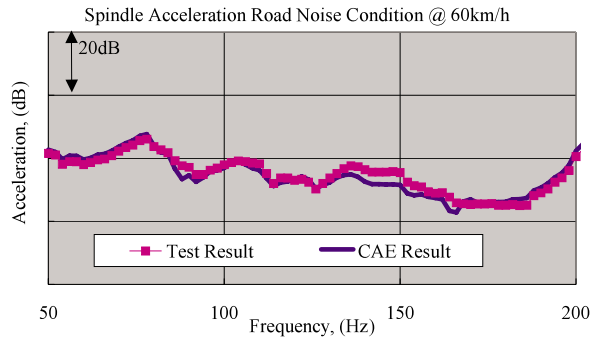


Fig.18 Spindle Acceleration under Road Noise

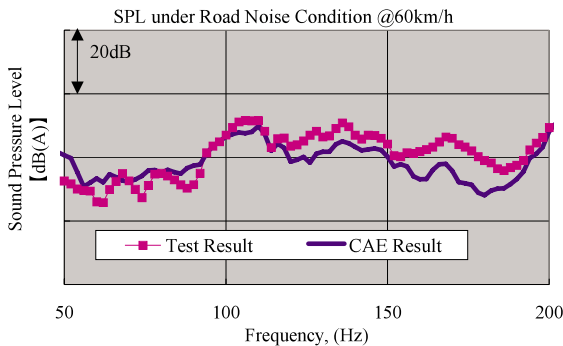


Fig.19 Road Noise Simulation Result

た車両モデルを構築した。更に、エンジンマウントや排気マウントからの入力も予測するために、排気系をFEM、エンジンを剛体マスとして追加した。低周波のみを扱えば良いため、モーダルモデルとして表現される各部品FEMモデルの採用モード数は低次のみにして、モデル自由度の増加を抑えている。アイドリング時性能予測に必要なエンジントルク変動は、Fig.16に示すように、CAEによる伝達関数とエンジンマウント部実測振動に基づく推定手法により算出した。具体的には、計測加速度を{ }_{measured}、車両CAEモデルによる荷重荷重位置～エンジンマウント部までの伝達関数を[H]([= /F])、とすれば、入力荷重 F は、

$$\{F\} = ([H]^T [H])^{-1} \cdot [H]^T \cdot \{ \}_{measured}$$

と推定できる。この荷重を荷重したアイドリング時性能予測結果をFig.17に示す。良好な予測精度が得られている。

6.2 中周波NVH性能予測技術の概要

80Hzを超える領域の中周波NVH現象の一つロードノイズにおけるシャーシ系からの入力をまず求めるために、Fig.13のシャーシCAEモデルのタイヤ接地面に入力される路面変位が必要である。そこで、上記のエンジン荷重推定手法の考え方を、タイヤ接地面変位を推定する手法に応用した。この推定用データとして、Fig.6に示したシャーシローラと多点同時計測技術により実走時加速度を計測し、推定手法の精度を向上させた。推定した接地面変位をシャーシCAEモデルに与えたときのサスペンション加速度の比較結果をFig.18に示す。良好な精度で実走行時の加速度が再現している。

この計算により求められるシャーシ入力と、5章で述べた車体モデルで算出した音響感度を掛け合わせロードノイズ性能を予測する。Fig.19に示すように、車体音響感度の整合が高い200Hz程度まで比較的良好な精度で予測できている。

7. おわりに

VTの構築活動により、お客様の満足度推定精度、要因分析の精度、車体音響感度やサスペンションからの入力の推定精度が向上し、図面段階でお客様の満足度がある程度推定できるようになった。一方、CAEや実験解析の精度向上、車体音響感度の予測周波数の拡大、入力同定方法の精度向上、適用性能の拡大などの課題も残されている。今後はこれらの課題に取り組み、予測精度の向上を図りたい。

著者



安藤正登



小貝洋一



砂田実



中野伸一