

# 室内音予測を目的としたヴァーチャルビークル解析手法

Development of Procedure for Interior Noise Estimation by Virtual Vehicle Analysis

酒井 竜 英\*      寺 田 匡 弘\*  
Tatsuhide SAKAI      Masahiro TERADA  
小 野 修 一\*      神 村 直 毅\*  
Shuichi ONO      Naoki KAMIMURA

## 要 旨

振動騒音性能の予測を可能とするフルビークルモデルの開発を行うとともに、図面段階における性能評価を目的とした解析手法を確立した。ミッドサイズセダンを用いてエンジンから伝達される振動騒音を対象に、実験ベースのコンポーネントモデルと有限要素モデルを融合させた。それぞれの構成要素を結合するために伝達関数ベースの部分構成法を用い、非直接同定法を用いてエンジン内力を求め、ヴァーチャルビークルに対する入力として与えている。この入力には、燃焼、慣性、ピストンスラップ、クランクベアリング力が含まれ、エンジン次数別に 0.5 次から 10 次まで設定した。このモデル解析から全ての構成要素とその結合部の振動レベル、室内音の予測が可能となる。本稿で提案する解析手法を適用することにより、振動騒音エンジニアは室内音のピークレベルに対する主要な要因を明確に同定できるため、設計者に対する行動計画の策定を的確なものにすることができる。あらゆる設計段階に本手法を適用することにより、設計サイクル数および試作車数の削減に対して効果的に適応できることがわかった。

## ABSTRACT

This paper summarizes the development of a predictive vibro-acoustic full vehicle model of a mid-size sedan and focuses on the engineering analysis procedures used to evaluate the design performance related to engine-induced noise and vibration. The vehicle model is built up from a mixture of test-based and finite element component models. FRF based substructuring is used for their assembly. The virtual car model is loaded by engine forces resulting from indirect force identification. This force-set includes combustion, inertia, piston slap and crank bearing forces for engine harmonics from 0.5 to 10th order. Such forced response analysis yields predictions of vibration levels at every component and every interface between components, and of interior noise. The objective is to provide the vehicle NVH engineer with the capability to identify major causes for peak noise levels and to set targets and develop action plans for every component design team. Having such information at any design stage will effectively reduce both the design cycle duration and the number of physical prototypes.

## 1. まえがき

近年、商品開発の短期間化が叫ばれて久しいが、自動車開発においても商品のコンセプトからデザイン、試作段階から量産まであらゆる段階でスピードアップが望まれている。特に、開発エンジニアにとっては、試作車を削減し、試作ロットを少なくした上で、商品コンセプトに合致した性能を満足させることが最重要課題となっている。

一方、完成車の振動騒音性能は、エンジン、サブフレーム、ボデーとさまざまなシステムの相関により決定されるという技術的な特徴を持っている。したがって、振動騒音を

変化させる場合にはどのシステムで対応することが最も効率がどうか、ということを解明することが重要である。その際にはハンドリング、乗り心地、加速性能、衝突、コスト、ウエイトといった振動騒音性能と相反する性能目標を考慮しつつ、振動騒音性能の目標を達成させる検討を行わなければならない。このため、さまざまな仕様を適用した試作車と段階を経た試作ロットが必要となってくる。

課題である開発の短期化に対応しつつ、振動騒音性能に対する各システム特性のマネージメントを容易ならしめるために、Fig. 1 のような室内音予測のためのフルビークルモデルを構築した。このモデルは測定データに基づいたコン

ポーネントモデルと有限要素コンポーネントモデルから構成され、そのモデル構築の妥当性、予測精度の検証は最初の試作ロットによって行われる。このため、このフルピークルモデルは

- ・室内音圧に対するシステム寄与の明確化が可能

- ・コンポーネント設計変更による室内音圧予測が可能

という特徴を持っている。このシステムにより、商品開発の初期段階において、室内音のコントロールに必要な各システムでの対応が定量的に検討可能となり、各コンポーネント設計者に対して、もっとも効率的な対策指針に基づく行動計画の策定が可能となる。また、他からの要求による変更の場合には直ちに室内音圧への影響を明らかにすることも可能となる。

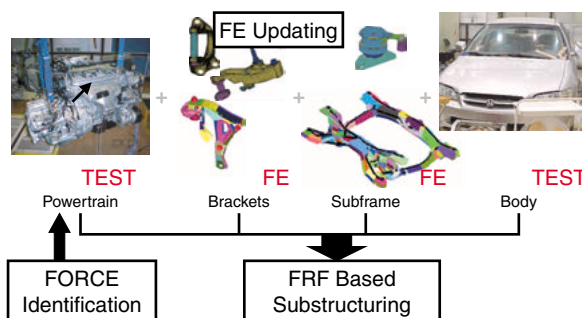


Fig. 1 Virtual vehicle model for estimation of interior noise

本稿においては、実験モデルと計算モデルが融合した仮想ピークルモデルの構築と検証結果、及び本手法の優位性についても明らかにする。

## 2. 各コンポーネントに対する実験・CAEモデリングとヴァーチャルピークルの構築

本手法に採用したモデル化技術の概要について記す。

それぞれのコンポーネントは入力自由度、結合自由度、応答自由度によって規定される伝達関数行列でモデル化され、伝達関数ベースの部分構造合成法により結合される。

伝達関数行列  $[H_{ij}]$  で規定されたモデルに関して、加振ベクトル  $\{F_j\}$  に対する応答ベクトル  $\{X_i\}$  の関係を定義すると下記ようになる。

$$\{X_i\} = [H_{ij}]\{F_j\} \quad (1)$$

部分構造合成計算を行うことにより、実稼働時に加振される入力自由度と、任意に選択された応答自由度から構成される伝達関数行列が得られる。コンポーネント接続に関しては、リジッド結合のみならず、一般的によく用いられる剛性行列  $[K_s]$  によって表される弾性要素を介した結合も

可能であり、構造合成された伝達関数は変位に対する線形性と力の釣り合い状態を得たものとなる。

実験モデルは実測データそのものを伝達関数行列としてモデル化を行い、FEモデルは合成された伝達関数行列をモデルとして扱っている。この際にFEモデルは最初の試作品で実施した実験モーダル解析から、アップデート技術を用いてモード精度が高められていることが前提条件である。

入力は、エンジン諸元から算出される慣性力成分と実測された燃焼圧力から算出された燃焼力成分に加えて、実測されたエンジン振動から逆行列手法により同定された余剰成分により構成される。

Fig. 2に、各コンポーネントの概要について示している。本稿にて記述されるピークルモデルはパワートレイン(エンジン+トランスミッション)、エンジンマウンティングブラケット、エンジンマウンティングばね、サブフレーム、ボデーの5要素、11部品から構成される。パワートレインとボデーに関しては、実測に基づく伝達関数行列で表し、エンジンマウンティングブラケット、サブフレームはFEモデル、エンジンマウンティングばねに関しては、測定された複素ばね特性で定義している。

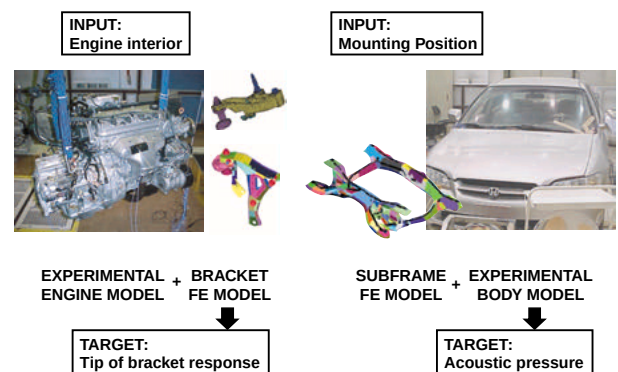


Fig. 2 Individual components of the virtual vehicle model

### 2.1. 実験 エンジンモデル

エンジンモデルの伝達関数行列は、入力が24自由度、応答が約150自由度で構成される。入力部位は、燃焼圧力、ピストンガイダンス、ピストンスラップを想定し、シリンダーヘッド軸直、軸方向自由度、クランクベアリング軸直、軸方向自由度に設定している。伝達関数を得るために、エンジン内の作動パーツであるピストン、コンロッド、クランクシャフトを外し、小型の慣性加振機により加振を行う。Fig. 3に2つの小型加振機をシリンダーライナー内部に装着している状態を示す。

### 2.2. エンジンマウンティングブラケット有限要素モデル

パワートレインは4個のマウンティングブラケットによ

り車体に組み付けられている。本解析のターゲット領域はエンジン回転2次から10次成分というような高い周波数帯であり、エンジンマウンティングブラケット共振が振動騒音性能に悪影響を与えることが懸念される。板物溶接仕様のブラケットはシェル要素にてメッシュ生成された FE モデルであり、スポット溶接モデルを含んでいる。ブラケット FE モデルは最初の試作部品から得た伝達関数とモーダルパラメータからチューニングを行い、モード相関の精度を高めている。この手法は、他の FE モデルに対しても適用している。

Fig. 4 に、リアブラケットの最終的な FE モデルと実験モードとのモード相関を示す。10 以上のモードで MAC 値 0.70 ～ 0.95 を確保し良好な相関を得た。

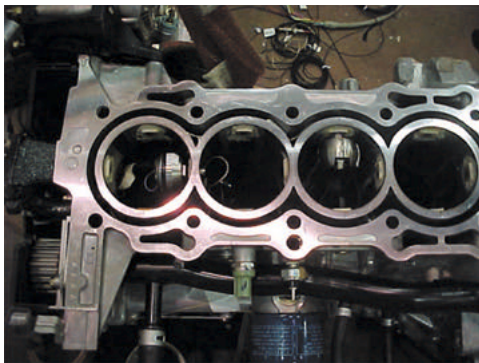


Fig. 3 Minishaker positioning in cylinder liner

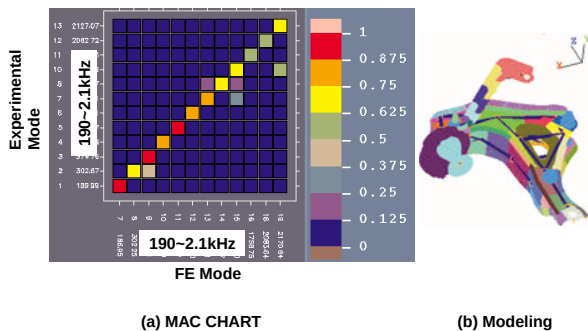


Fig. 4 Final rear bracket FEM and MAC correlation with test model

### 2.3. フロントサブフレーム有限要素モデル

フロントサブフレームは4個のマウンティングブラケットの内2個をサポートしており、車体に対しては6個のボルトで結合している。このコンポーネントモデルに対しては、スポット溶接の中間にあるパネル同士が接触している部位の挙動に着目してモード相関を高めた。

Fig. 5 に、最終的な FE モデルの 800Hz 以上までの実験モードとの相関を示す。ほぼ MAC 値 0.75 以上を確保し良好な相関を得た。

### 2.4. 実験 ボデーモデル

ボデーは6箇所のサブフレーム取り付けボルト自由度と2箇所のエンジンマウンティング自由度に対応したポイントモビリティ及びキャビン音圧に対するボデー音響感度によって定義した。

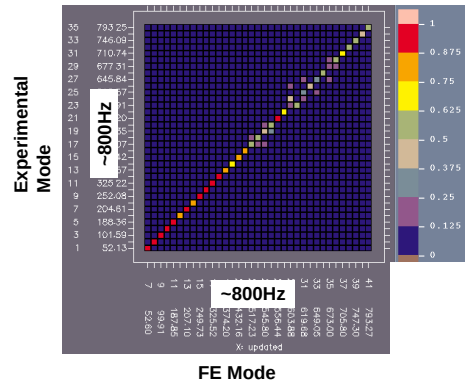


Fig. 5 Correlation chart and final FE mesh of subframe

## 3. 部分構造合成モデル

それぞれのコンポーネントモデルから2つのサブアッセンブリーを行う。最初のアッセンブリーはパワートレインと4個のマウンティングブラケットの結合である。次はサブフレームとボデーの結合となる。Fig. 6にサブフレームとボデーの結合の場合に必要な伝達関数行列とアッセンブリーの課程を示している。

それぞれのコンポーネントのポイントモビリティ行列  $H_{ss}(s)$  (結合自由度) は結合剛性行列  $K$  を介して結合する。ボデー行列  $H_{is}(i)$  (出力自由度,  $s$ : 結合自由度) はサブフレーム結合自由度におけるボデー音響感度であり、サブフレーム行列  $H_{sj}(s)$  (結合自由度,  $j$ : 入力自由度) はフロントとリアブラケットが装着されるポイントからの入力に対するボデー結合自由度への応答伝達関数である。サブフレーム行列  $H_{ks}(k)$  (その他の自由度) と  $H_{kj}$  はコンポーネント構造を代表するポイントの振動応答であり、アッセンブリー後にワイヤーフレームで迅速に可視化するために行列に加えている。パワープラントとマウンティングブラケットにおいても同様な行列を定義している。

サブアッセンブリーされた部分構造モデルは実測伝達関数によって検証を行う。Fig. 7に実測と計算伝達関数の比較としてクランクベアリング上下加振に対するブラケット先端応答レベルを示す。それぞれの鋭いピークはブラケット共振に起因するものである。Fig. 8 にはサブフレームとボデーのサブアッセンブリー検証として、サブフレーム上のエンジンマウンティングポイントからドライバー左耳までの音響感度の比較を示す。

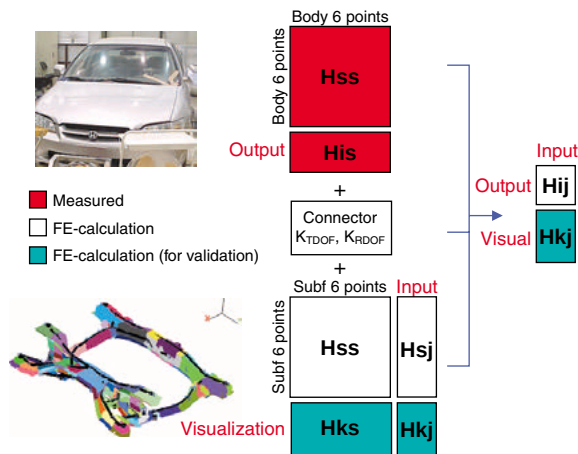


Fig. 6 Substructuring component and assembly matrix for subframe to body model

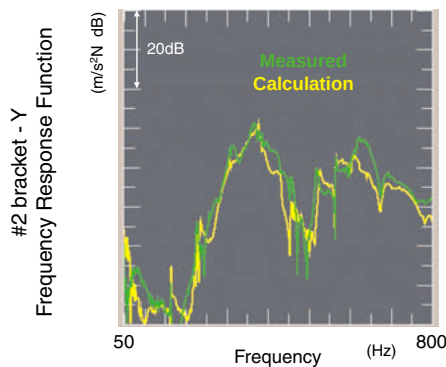


Fig. 7 Measured and predicted FRF between crankbearing force and engine bracket vibration

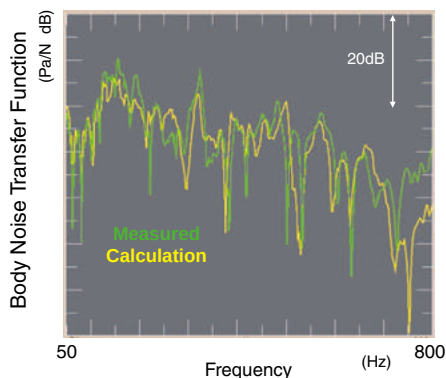


Fig. 8 Measured and predicted driver's left ear Body Noise Transfer Function at engine mounting points on subframe

ヴァーチャルアッセンブリー後の入力応答モードとアッセンブリー前のコンポーネントモードとの相関から、アッセンブリー後のモードに対する単体モードの重要性を解析することも可能である。

本稿では、サブフレームに装着されているステアリングシステム、サスペンションアームはモデル化していない。当初の実験でそれぞれの影響を解析した上で、影響の認められたコンポーネントとサブフレーム、ボデーを結合した状態の伝達関数行列も併用している。

#### 4. エンジン入力同定

エンジン内部で発生する力は、Indirect force 同定手法 [ref2] によって計算され、部分構造合成法によってアッセンブリーされたピークルモデルへの入力条件となる。

##### 4.1. 既知力の直接同定

最初に、慣性力をエンジン諸元(ピストン、コンロッド、クランク)から、稼働時の実測スピードと同期して計算する。次に実測された燃焼圧力信号から燃焼力を得る。高次数領域の解析に際して正確な位相を保証するために、全ての測定信号はカムシャフトトリガーとフライホイールタイミングパルスを利用することにより、時間単位からクランク角度単位に適応させるよう変換した。

慣性力と燃焼力を事前に計算した後に、クランクシャフト FE モデルによりクランクピンからクランクベアリングへの伝達を定義し、クランクベアリングにて発生する力を予測する。これにより、慣性力、燃焼力をクランクベアリングに発生する力として結合し既知力ベクトルを作成する。今回の解析では、エンジン次数の 0.5 から 10 次まで 0.5 次成分毎に既知力ベクトルを作成した。

##### 4.2. 剰余力の同定

同定の方法は(2)~(7)式を用いて下記のようにして求めた。

既知力  $\{F_{\text{known}}\}$  から発生するパワートレイン振動応答は、ヴァーチャルピークルにおける入力自由度からエンジン、ブラケット振動までの伝達関数行列  $[H_{ij}]$  を演算することにより求めることができる。(式 2)

稼働時に発生している力の全ては既知力ではないため、前記の既知力から計算された振動  $\{X_{\text{known}}\}$  を、実際に稼働時に発生している全ての振動成分  $\{X_{\text{measured}}\}$  から除算する。この除算結果  $\{X_{\text{residual}}\}$  を残りの剰余力  $\{F_{\text{residual}}\}$  によるものと予測する。稼働時の振動から既知力による成分を取り除き(式 3)、剰余力による成分のみになった稼働時振動とフルピークルモデルの伝達関数行列から逆行列演算を用いて剰余力を算出する。(式 4) これらの剰余力  $\{F_{\text{residual}}\}$  に最初に予測計算した既知力  $\{F_{\text{known}}\}$  を加算することにより、発生力全ての力ベクトル  $\{F_{\text{predict}}\}$  をハーモニクス成分別に得ることができる。(式 5) この予測過程に対する妥当性を検証するために、発生力全てによるエンジン、ブラケット振動  $\{X_{\text{predict}}\}$  を

算出し(式6), 測定した振動と比較を行わなければならない。(式7)

$$\{X_{known}\}=[H_{ij}]\{F_{known}\} \quad (2)$$

$$\{X_{residual}\}=\{X_{measured}\}-\{X_{known}\} \quad (3)$$

$$\{F_{residual}\}=[H_{ij}]^{-1}\{X_{residual}\} \quad (4)$$

$$\{F_{predict}\}=\{F_{known}\}+\{F_{residual}\} \quad (5)$$

$$\{X_{predict}\}=[H_{ij}]\{F_{predict}\} \quad (6)$$

$$\{X_{error}\}=\{X_{predict}\}-\{X_{measured}\} \quad (7)$$

#### 4.3. 発生力予測における行列サイズの影響

稼働時発生力に対する予測精度は、既知力と剰余力同定の際に適用する伝達関数行列によって左右される。逆行列演算を安定させるために、基本自由度としてパワートレイン骨格上であるクランクベアリングサイドとシリンダヘッドに90自由度を設定し、アッセンブリー上重要なポイントであるブラケット結合部位の48自由度とブラケット先端18自由度を拡張自由度として設定した。Fig. 9に、基本自由度と拡張自由度による行列サイズによる発生力の違いについて示す。発生力の予測計算を安定させるためには、基本自由度と拡張自由度の両者が必要になることがわかる。

最初の予測計算ではブラケットを除いたパワートレイン本体のみの行列を逆行列計算に使用したが、4個のブラケットを結合した計算結果との比較からこの行列では不十分な精度であることが確認できた。このように力同定予測計算をする際には、事前にパワートレインモデルにブラケットFEモデルを加えて、力同定に必要な伝達関数行列を求めておくことが肝要である。

同定行列のタイプ、サイズ違いによる計算結果について、Fig. 10にブラケット先端での5次振動レベルにおける実測値との比較を示している。実稼働時の状態はエンジンマウントによる減衰が作用しているが、エンジンとブラケットを結合したモデルによる計算結果のみが、減衰されていないシャープなピークを形成しており、実測と違う結果になっている。その他の行列条件では、測定データとよく一致していることから、もっとも良い精度で予測計算を行うためには、フルビークルモデルの伝達関数行列による剰余力計算が必要であることがわかった。

フルビークルモデルのボデー特性を表現するための簡単なモデリング手法としては、実測されたポイントモビリティの代わりに近似した一定の剛性値に置き換えることを行う。今回の解析においてもこの手法の妥当性は既にFig. 10に示す予測計算結果により検証されている。ボデーモデルが存在せず、エンジンマウンティング伝達力や振動を評価する場合に適している。

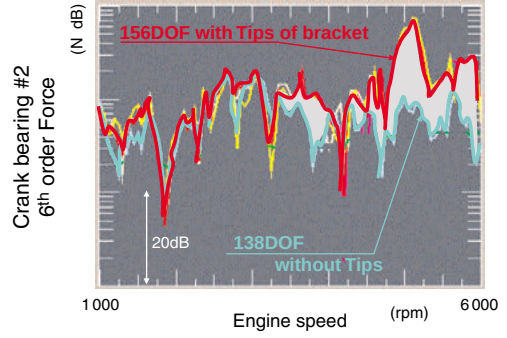


Fig. 9 Crankbearing #2 6th order force estimate for different matrix models

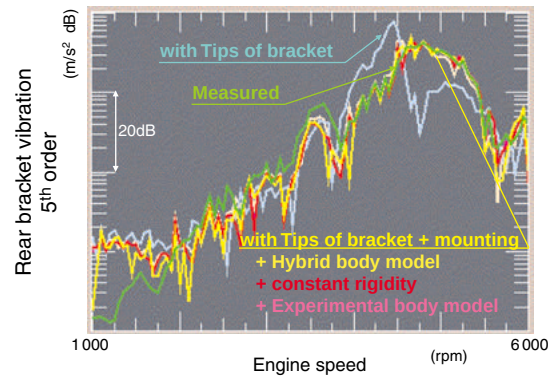


Fig. 10 Measured and predicted 5th order bracket #2 axial vibration for different matrix models

## 5. ヴァーチャルビークルモデルの検証

同定された力をヴァーチャルビークルに適用することにより全てのコンポーネントと全ての結合部の振動予測、室内音圧予測が得られ、力伝達率に対する評価を行うことができる。振動騒音性能に関連する重要なものは、エンジンサイド、ボデー・サブフレームサイドの振動レベル、エンジン内部力を原因とするマウント伝達力と室内各部の騒音レベルである。本ヴァーチャルモデルによって達成された精度について以下に述べる。

### 5.1. エンジンサイドブラケット振動

Fig. 11に6次エンジンブラケット振動に対する実測レベルと予測振動の比較を示す。力同定の際に用いている伝達関数行列は入力24自由度に対して応答を156自由度と設定しており、逆行列演算の行列比率を7以上に決定した。この結果、良好な計算精度が得られており、他の次数、他のブラケットについても同様な予測精度が達成できた。

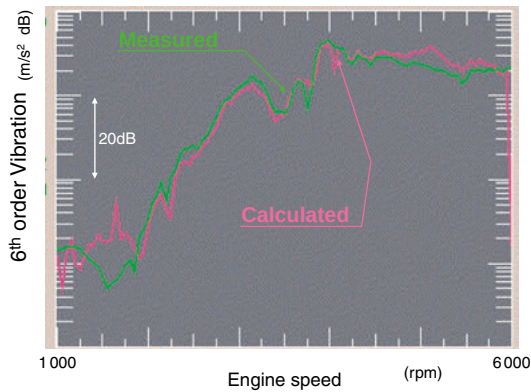


Fig. 11 Measured and predicted vibrations for 6<sup>th</sup> order of bracket #2 axial vibration

## 5.2. 室内音圧予測

ヴァーチャルビークルによる最終的な目標は、実稼働時の室内音圧の予測とコンポーネントレベルの構造変化によってどの程度変化するかを予測できるかにある。Fig. 12に6次成分の室内音に対して、ヴァーチャルモデルによる計算結果を実測室内音圧と比較して示している。計算結果は2つの仕様を示しているが、この違いは実験モデルとFEモデルの領域設定であり、このようにモデル定義を変化させたシミュレーションを行った結果、予測精度に対して下記のパラメータが重要であることが明らかになった。

1. FE コンポーネントモデルの質、精度
2. 力同定に使用される伝達関数行列の領域
3. エンジンマウントの複素ばね定数の信頼性

FEモデルの質は、最初の試作部品を基準にモデルを構築する際に高められ、その後も試作部品の作成が許される機会には見直すことができる。伝達関数行列のうち実験データから構成されるものは、前モデルの車体やエンジンテストベンチから多くの測定努力が必要である。

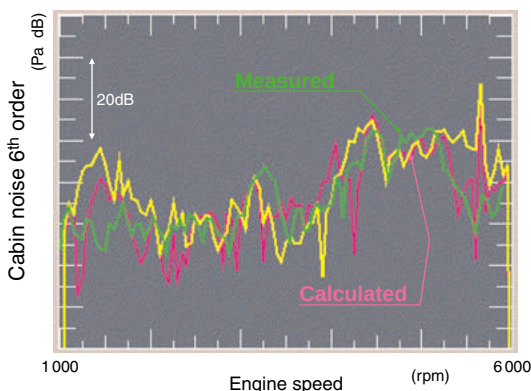


Fig. 12 Measured and predicted 6<sup>th</sup> order interior noise for 2 virtual car models

## 6. 商品開発への適用

上記の検証結果をもとに本手法を、初期の設計段階における開発ツールとして適用した。

### 6.1. ヴァーチャルモデルへの新規部品の適用

試作コンポーネント(以降 A spec と記述)を FE によりモデル化し、実験ベースのコンポーネントモデル(試作エンジン、ボデー)に組み入れ、フルビークルモデルによる予測を行った。Fig. 13 に A spec のエンジンマウンティングブラケットとサブフレームに関する FE モデルを示す。当初の予測ではコンポーネントの特性によっていくつかのエンジン回転領域で、高い騒音レベルとなることが判明した。FEコンポーネントモデルのモデファイにより対策を行った上で、その効果を事前にバーチャルビークルモデルにより予測した。

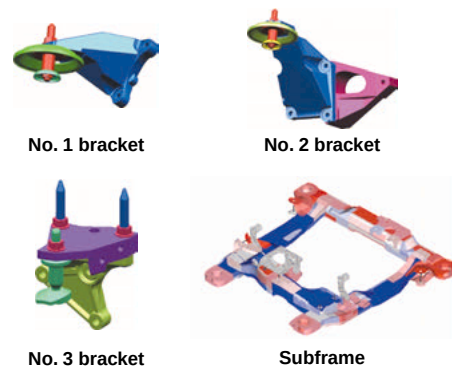


Fig. 13 A-spec parts: engine mounting brackets and front subframe

モデル予測後に、実際のプロトタイプを利用して検証を行った。Fig. 14 に #3 エンジンマウンティングブラケットにおける6次振動を予測、実測と比較して示す。これによりモデル予測精度が妥当であることがわかる。Fig. 15にはサブフレーム上の音響感度について予測と実測の比較について

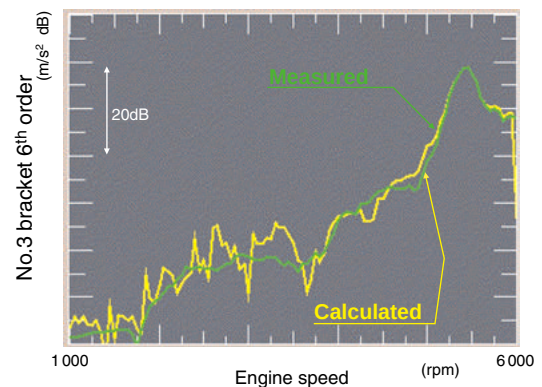


Fig. 14 6<sup>th</sup> order vibration of No.3 engine mounting bracket on 2<sup>nd</sup> protostage vehicle

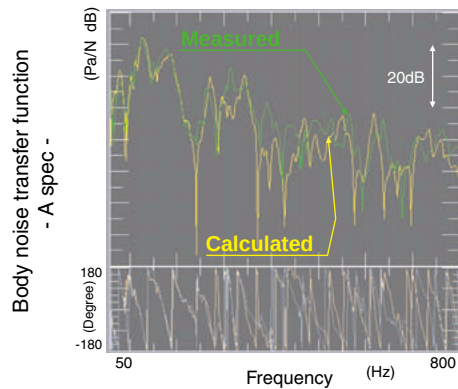


Fig. 15 Measured and predicted body noise transfer function, using improved A-spec subframe in the virtual car model

て示す。これにより、サブフレームのモデリングとヴァーチャルビークルへのアッセンブリーが一部の周波数帯域を除き、妥当であったことがわかる。実測と一致しない点については試作仕様特有の構造に起因しており、室内音予測全体に占める割合は低かった。

## 6.2. 騒音伝達経路の解析

最終的な室内音圧に対する各伝達経路の寄与を詳細に解析する。

### 6.2.1. 力伝達率

力伝達率は、単位入力に対する力の周波数応答特性をそれぞれの経路について直接評価することができる。同定したエンジン内部の発生力と行列演算することにより、実稼働時におけるエンジンマウント伝達力を計算することができる。

Fig. 16に、6次成分の伝達力を比較する。当初の仕様であるBASE仕様からA specに変更することにより、No. 3エンジンマウントにおける伝達力がどのように変化したかが明確になる。新しい設計により、ほとんどの領域で伝達力の低減が認められるが、5500rpm付近で新たな伝達力のピークが認められる。

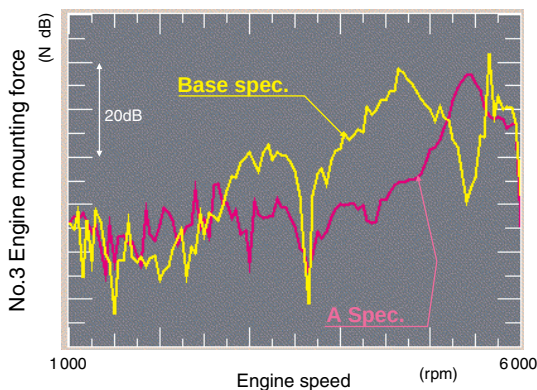


Fig. 16 Calculated force transmitted through #3 engine mounting : virtual vehicle vs. base specification

このように、構造結合による影響と、結合部の動的な動きによる影響が全て含まれた力そのものが同定できるため、構造合成前のFEモデルに入力として適用することも可能である。部分構造合成モデルの構築は結合部位の自由度に限定できるため、必要な自由度に限定したヴァーチャルモデルにより結合部位の力を求める。その力をフルサイズのFEモデルに与えFE全自由度に対する評価を行うことにより、モデル構築を短縮しつつ、詳細解析を行うことが可能である。

### 6.2.2. エンジンマウント伝達経路解析

通常の経路解析により室内音に対する各エンジンマウント伝達の寄与を解析する。

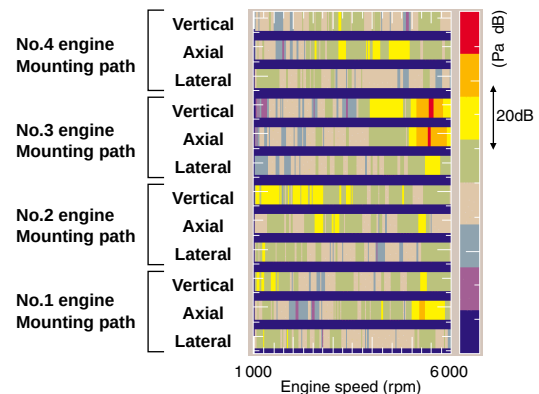


Fig. 17 Engine mounting path contribution to interior noise simulation on A-spec parts vehicle

Fig. 17にこれらの寄与を回転数に対するカラーバーで図示した。4つのエンジンマウントのうち、5500rpm領域においてNo. 3ブラケットの寄与が高いことがわかる。

Fig. 18に、5500rpmにおける音圧寄与ベクトルを示す。No. 3エンジンマウントが最も大きな寄与を占めるベクトル形態である。No. 1エンジンマウントが次の寄与を占め、トータルの合成音圧とほぼ同じ位相を持つことがわかる。

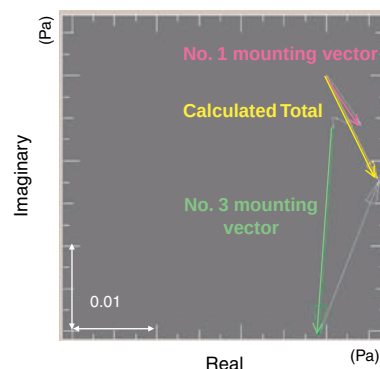


Fig. 18 6th order vector plot of Interior noise contributions at 5500rpm on A-spec parts vehicle

### 6.2.3. 伝達経路に対する詳細解析

各マウントを伝達する力は、エンジン内部での発生力とエンジン構造の伝達特性に決定される。前項と同様な解析を行うことによりエンジン内部のそれぞれ独立した経路に対する寄与が明確になる。Fig. 19 に No. 3 エンジンマウントの伝達力に対して、エンジン内部力の寄与をカラーマップで示した。エンジン内部力の経路は、クランクベアリングとシリンダーヘッドの前後、左右、上下方向の 24 経路である。

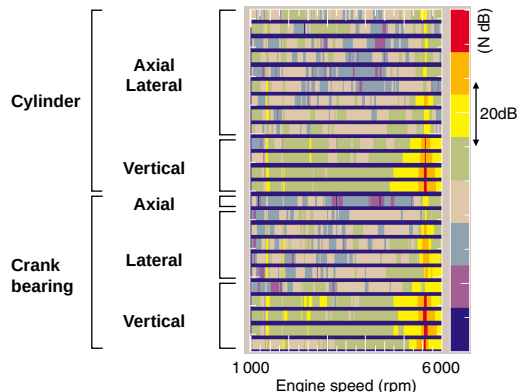


Fig. 19 6<sup>th</sup> order path contribution from interior engine forces to #3 engine mounting force on A-spec parts vehicle

クランクベアリング上下とシリンダーヘッド上下の寄与が優勢であることが明確になったが、これらの寄与は6次成分においては、位相が一致しておらず相殺成分となる。5500rpmにおいては、これらに加えてクランクベアリング前後が高い寄与であることがわかる。

ヴァーチャルビークルモデルではエンジン内部からボデー室内まで、全ての構成要素に対する相互作用を扱っている。したがって、エンジン内部からのそれぞれ独立した経路がどのように室内音に寄与しているかといった解析も可能である。

Fig. 20 に室内音圧に対するエンジン内部力の寄与をカラーバーで示す。経路の定義はFig. 19と同じであるが、室内音までの全ての構成要素を含んだ結果である。エンジンマウント伝達経路解析、力伝達率解析と相互に補完することにより詳細に考察することが可能となる。5500回転6次室内音において最も寄与が高いのはクランクベアリング上下とシリンダ上下方向の入力経路であり、次の寄与はクランクベアリング前後方向の経路であることがわかる。No. 3 エンジンマウント伝達力に対する寄与解析と同様な傾向である。つまり、室内音圧に対するエンジン内部力の寄与 (Fig. 20) は、No. 3 マウント伝達力に対する寄与 (Fig. 19) とよく相関が取れており、No. 3 マウント伝達は、室内音圧に対して最も優勢な寄与 (Fig. 17) を持つことが明確になる。

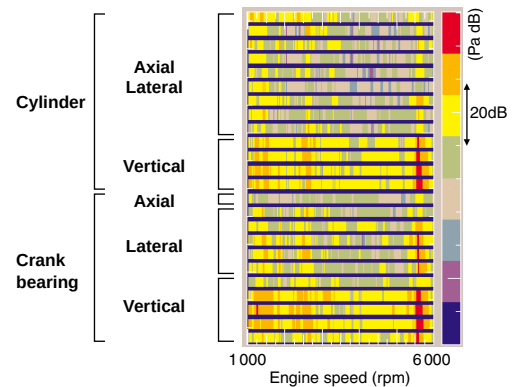


Fig. 20 6<sup>th</sup> order path contribution from interior engine forces to interior noise on A-spec parts vehicle

Fig. 21 に 5500rpm 6次室内音に対するエンジン稼働時の内部力のベクトル寄与を示す。最大寄与はクランクベアリング上下力とシリンダ上下力であり、両者はほぼ等しい大きさを持つが、位相は逆向きであり、実際には最大寄与を持っている2つの経路は逆方向に打ち消しあうことがわかる。次の寄与はクランクベアリング前後力であるが、総和ベクトルとほぼ同じ位相を持つため、重要な影響を及ぼすことがわかる。また、合成総和ベクトルと実測の音圧ベクトルはよく一致しており、エンジン内力伝達経路モデルは信頼性が高いことが検証できた。

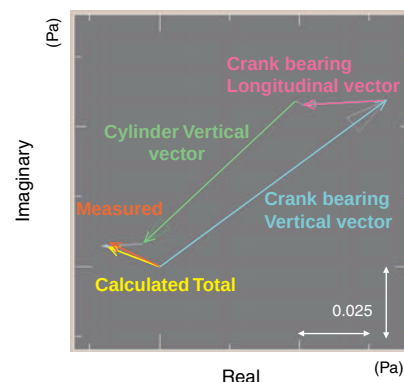


Fig. 21 6<sup>th</sup> order vector plot of Interior engine forces to interior noise at 5500rpm applied A spec parts

設計サイクルのあらゆる段階で、振動騒音に対する図面性能の評価、解析に本ヴァーチャルビークルは適用可能である。それぞれのシステム性能としてエンジンから各構造結合部への力、稼働時のエンジンマウント伝達力、マウントブラケット先端振動、ボデー振動、ボデー音響感度が評価され、最終的な目標である室内音圧に対する寄与が評価される。実車の振動騒音現象に対して各コンポーネント設計の影響が簡単にシミュレートできるため、このモデルを設計変更、試作ロットに同期させ継続的に発展させることによ

り振動騒音目標とシステム性能、コンポーネント図面のマネージメントが定量的に行える。

## 7. まとめ

振動騒音開発プロセスの短期化に適応したヴァーチャルピークルモデル解析手法が開発できた。

- ・自動車開発のあらゆる段階において室内音圧目標に対する評価が可能になる。加えて、設計の初期段階で室内音圧に対する影響を考慮することができるため、製品企画段階における設計仕様を室内音目標に適応させるよう決定することができる。
- ・コンポーネント設計チームに対して、対象コンポーネントの稼働時のデフォメーションシェイプ、伝達関数、経路寄与、力、振動レベルが目標に対してどのような位置付けにあるかのフィードバックがタイムリーに行える。
- ・室内音圧に対してエンジン内部力、エンジンマウント伝達力の両者を基準とした経路寄与解析が可能となる。
- ・コンポーネントに対する設計変更の際には、その要求が振動騒音からのものか、他からのものかに関わらず、ヴァーチャルピークルモデルにより素早く判断できる。

室内音に対する寄与を検証し、目標未達の根本要因を明確にすることが可能であるため、この解析プロシージャは、振動騒音マネージメントを行う上で、コンポーネント設計者との連携に効果的である。コスト、ウエイト、強度といった内容と振動騒音商品性の目標を付き合わせて定量的な検討が可能となり、継続的に室内音目標を監視することにも効果的である。

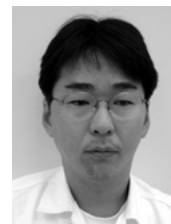
## 参考文献

- (1) Sakai,T.: Development Procedure for Interior Noise Performance by Virtual Vehicle Refinement, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1538 (2001)
- (2) Sumi,K.: Development of a Hybrid Model for Powerplant Vibration, Proceedings SAE Noise & Vibration Conference, 1999-01-1656 (1999)
- (3) Wyckaert,K.: Flexible Substructuring Based on Mixed Finite Element and Experimental Models -A step ahead of Transfer Path Analysis, Proceedings 14th International Modal Analysis Conference (1996)
- (4) Wyckaert,K.: Hybrid Substructuring for Vibro-acoustical Optimisation -Application to suspension - Car Body Interaction, Proceedings International Noise & Vibration Conference (1997)

■ 著 者 ■



酒井 竜英



寺田 匡弘



小野 修一



神村 直毅