

エンジン騒音低減を目的とした 有限要素法音響計算モデルの構築

Construction of an Acoustic FE Model for the Purpose of Engine Noise Reduction

川 端 一 史*

Kazufumi KAWABATA

酒 井 竜 英*

Tatsuhide SAKAI

橋 本 信 明*

Nobuaki HASHIMOTO

要 旨

トリムドボデーの振動速度を境界条件とした、有限要素法音響計算モデルの構築を検討した。速度を境界条件として適用する実験モデルは、実機の加振測定により車体の各パネルの振動加速度を測定して作成した。また音響計算モデルには、境界条件として内装材のインピーダンスを設定した。設定値は、内装材の多層構造を簡易的に表現した音響計算モデルから、実測値とほぼ等価な値をもつように決定した。この構造実験モデルと音響計算モデルのハイブリッド化によって、トリムドボデーの音響特性を350Hzまで表現することが可能となり、エンジン騒音に対して寄与度の高い車体パネル部位の特定や、エンジンマウント取付点から乗員耳位置への振動・音響伝達特性を効率的に低減する手法を解析することが可能となった。

ABSTRACT

A study was conducted in the construction of an acoustic finite element model with the velocity of vibration of the trimmed body as a boundary condition. An experimental model using velocity as the boundary condition was created by measuring the vibrational acceleration of each panel of a trimmed body by excitation measurement. The trim panel impedance was also set as a boundary condition for the acoustic FE model. It was decided that the setting values for the acoustic FE model, which provides a simple representation of multilayered trim panels, should be made approximately equivalent to actual measurement values. This hybridization of a structural experimental model and an acoustic FE model made it possible to represent the acoustic characteristics of the trimmed body up to 350Hz. It also enabled analysis of methods for efficiently minimizing the vibration level of vehicle body panel parts that contribute significantly to engine noise and for reducing the vibro-acoustic transfer function from the engine mount to passenger ear locations.

1. ま え が き

自動車の開発において、さらなる開発期間の短縮や試作ロット削減、コストダウンを達成するためには、開発初期段階における個々の要求性能の明確化や図面段階での性能予測が必要である。特にボデー骨格については、デザイン・衝突安全・居住性・振動騒音や軽量化といった項目を同時に高次元で両立させなければならない。パワープラント入力に起因する振動騒音の開発においては、大規模の有限要素法(FE)計算モデルを利用したボデー構造検討が行われているが、対策後の構造での車室内音への効果予測が現在の技術課題となっている。さらに、車室内音は車室内形状から決定される固有の音響特性によっても大きく影響を受けるため、

車室内音の低減には単に車体振動を低減するだけではなく、車体の振動特性と音響特性をいかにコントロールするかが重要である。そのためには精度の高い車室内音響計算モデルが必要である。車室内音響計算モデルの開発事例として、車体実験モーダルモデルと車室内音響FEモデルからなるハイブリッドモデルを用いて、効率的に音響感度を低減する手法⁽¹⁾や、大型トラックのキャブこもり音について、キャブ構造の実験モーダル解析結果を境界条件として、音場の有限要素解析モデルを構築した事例^{(2)~(3)}がある。また構造モデルを実験モデルではなく、FEのトリムドボデーモデルを用いることにより、200Hzまでの室内音を予測するモデル構築も検討されている⁽⁴⁾。しかし、エンジンの振動入力に対する車室内音の低減を目的とした、より高い周波

*栃木研究所

数域まで解析できるモデル構築については、その計算モデルの精度に課題があるのが現状である。

本研究ではエンジンの振動入力に対する車室内騒音低減の開発ツールとして、トリムドボデーでの加振実験から作成した実験モデルと、音響 FE モデルを用い、エンジンマウント取付点から乗員耳位置までの振動・音響伝達関数を 350Hz まで解析できる、ハイブリッド音響計算モデルの構築を検討した。

2. 実験モデルおよび音響 FE モデルの作成手法

2.1. 実験モデル

音響 FE モデルでの室内音計算に必要な境界速度条件は、実機の加振測定で得られる車体の各パネル振動を適用した。エンジン、トランスミッション、サスペンションが非搭載のトリムドボデーにおいて、エンジン騒音に寄与度の高いリアエンジンマウント取付点をバーストランダム加振し、車体の各パネルの振動加速度を測定して実験モデルを作成した(Fig. 1)。測定点数の決定に際しては、音響計算の上限周波数を考慮する必要がある。音響計算結果の精度向上には、実験の測定点数と計算モデルの要素数増加が必要であるが、実験工数や計算時間増大につながる。そこで、1 波長間に 6 つの節点を設けることで音波の腹・節を表現しようとする、FE モデル上で解析可能な周波数 f_{max} は次式で与えられる。

$$f_{max} \leq c / (6 \cdot l_{max}) \quad (1)$$

ここで c : 音速, l_{max} : FE モデルの節点間最大距離である。本研究では解析周波数の上限目標値を 350Hz としているため、式(1)から測定点のピッチを 100mm とし、車体全体で約 1100 点の振動加速度を測定した。振動加速度測定と同時に各席乗員耳位置での音圧レベルも測定し、後述する音響計算結果の検証データとした。

2.2. 音響 FE モデル

使用した音響 FE モデルを Fig. 2 に示す。構造解析用の大規模モデルから車体パネルおよび内装材の表面形状を抽出し、音響計算用のソリッドモデルを作成した(要素数約 74 000)。シート、インストルメントパネルなどのトリム部品の他に、実機加振測定条件を忠実に表現するため、音響加振用スピーカも車室内部にモデル化した。より精度の高い

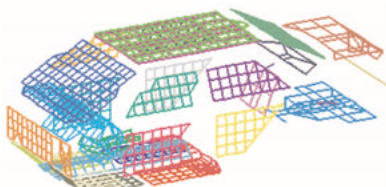


Fig. 1 Structural experimental model

室内音圧計算を行うには内装材のモデル化が重要であり、これは音響 FE モデルの境界条件としてインピーダンスもしくはアドミタンスを設定することにより表現が可能である。ここでは Fig. 3 に示す部位にアドミタンスとして設定した。アドミタンス値は、実車の音響加振実験によってトリム部品の振動速度とその表面音圧レベルを測定することにより次式から求めることができる。

$$A = 1/Z = v/p \quad (2)$$

ここで A : アドミタンス, Z : インピーダンス, v : トリム振動速度, p : トリム表面音圧レベルである。各パネルごとの測定結果をもとに、音響計算ソフトにおいて内装材の簡易モデルを作成し、実測結果とほぼ等価なインピーダンス特性をもつように設定値を決定した(Fig. 4)。境界速度条件は実験モデルの各パネル振動データを用い、FEモデル上

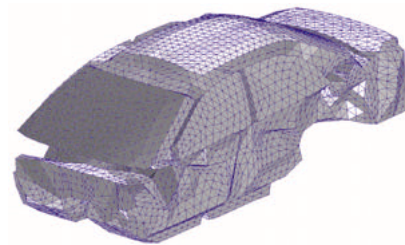


Fig. 2 Acoustic FE model

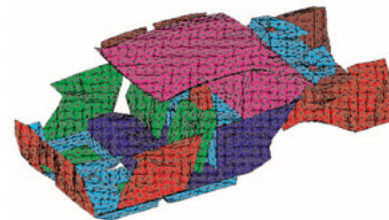


Fig. 3 Sets of admittance definition

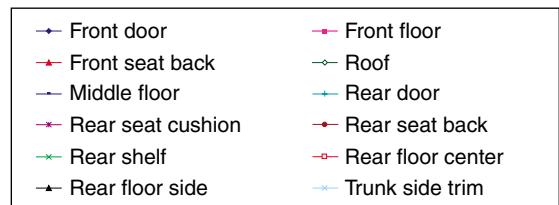
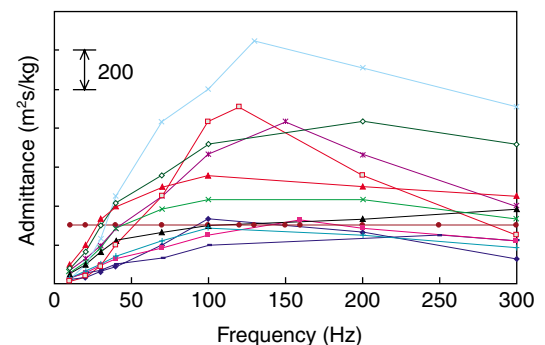


Fig. 4 Admittance values defined as boundary condition

の節点への適用にあたっては、各測定点と FE モデルの節点との座標相関をもとに、振動データの線形補間を行った。最終的な室内音圧レベルの評価点は実機測定と同一の各席乗員耳位置とした。

3. キャビン音場モデルの計算精度検証

3.1. 境界速度条件の検証

3.1.1. 車体パネル振動とトリム側振動の適用比較

実験モデル作成後、車体の各パネルおよびトリム側の振動特性がどのような関係にあるかについて解析した。Fig. 5, 6 にフロアおよびルーフにおけるトリム側と車体パネルの振動応答比較を示す。Fig. 5, 6 から、トリム側と車体パネルの振動特性は大きく異なり、車体全体でみると概ね 300Hz 以下ではトリム側が、それ以上の高周波域では車体パネルの振動レベルが高くなる傾向を示した。

次に音響 FE モデルにこれら実験モデルの振動データを境界速度として代入し、リアエンジンマウント取付点から前席乗員耳位置への振動・音響伝達関数を計算した。あらかじめパネル側データとトリム側データの両方を測定している部位については、パネル側適用の場合とトリム側の適用の場合とで別々に音響計算を行い、乗員耳位置への伝達

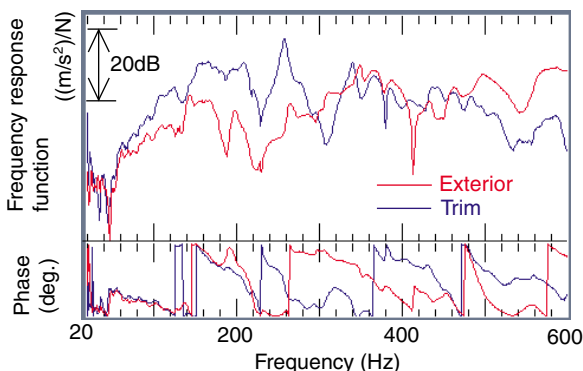


Fig. 5 Comparison of frequency response function (FRF) at front floor on rear engine mount excitation

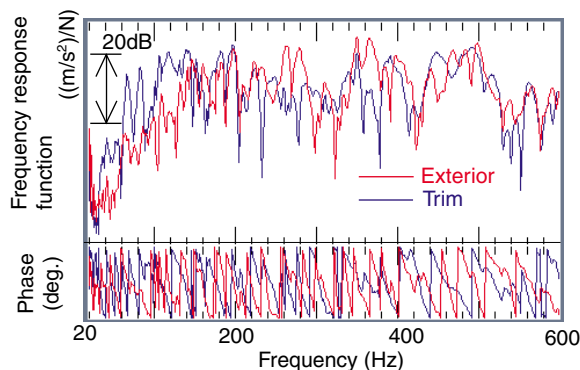


Fig. 6 Comparison of FRF at roof on rear engine mount excitation

関数に対する影響についても検証した。この乗員耳位置での振動・音響伝達関数の計算値と実測値との比較を Fig. 7 に示す。Fig. 7 から、境界速度としてトリム側データを選択することにより、特に 200Hz 以上の領域で伝達関数が 5 dB 以上高くなり、計算値がより実測値に近くなる傾向を示した。しかしながら 120 ~ 240Hz では伝達関数のピーク・ボトム周波数が計算値と実測値とで相関がみられるものの、ピークレベルでは 5 ~ 10dB の差があり実車の音響特性を忠実に表現できているとは言いがたい。そこで乗員耳位置での音圧レベルに対する各パネル振動レベルの寄与度を音響 FE モデルで計算し、計算値と実測値との不一致について検証を試みた。

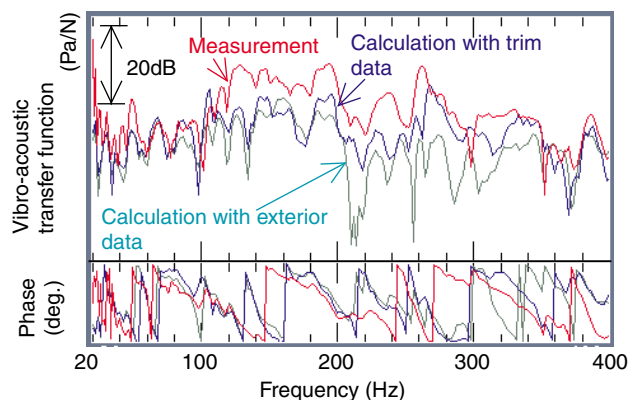


Fig. 7 Comparison of vibro-acoustic transfer function at front/left seat on rear engine mount excitation

3.1.2. 室内音に対する各パネル振動寄与度

Fig. 2 の FE モデルから新たに同一形状の境界要素法 (BE) モデルを作成し、計算精度が不十分である 100 ~ 250Hz に着目して、室内音に対する各パネルの速度寄与度を計算した。Fig. 8 に 124Hz での乗員耳位置音圧に対する境界速度寄与ベクトルを示す。特にダッシュボードフロアパネルでの寄与度が高く、フロントウィンド側(インストルメントパネル側)とは逆位相で寄与度が高いことを示した。他の周波数についても車体前部の寄与度が高く、かつダッシュボード側とインストルメントパネル側で逆位相になり、Fig. 8 と同様の傾向を示した (Fig. 9)。

次に FE モデルで乗員耳位置音圧に対するパネル振動寄与度を算出する方法を検討した。まず、これまで全点同時に適用していた境界速度を、Fig. 10 に示すように各パネルごとに分割し、エンジンマウント取付点から乗員耳位置への振動・音響伝達関数を個別に計算した (Fig. 11)。また、これらのパネル個別の伝達関数を再合成することにより車体全体での振動・音響伝達関数とし、境界速度を全点同時適用して計算した場合との比較も行った (Fig. 12)。Fig. 11 から、計算による乗員耳位置での振動・音響伝達関数の精度

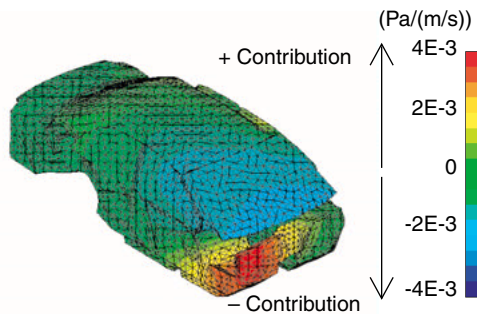


Fig. 8 Acoustic transfer vector at 124Hz

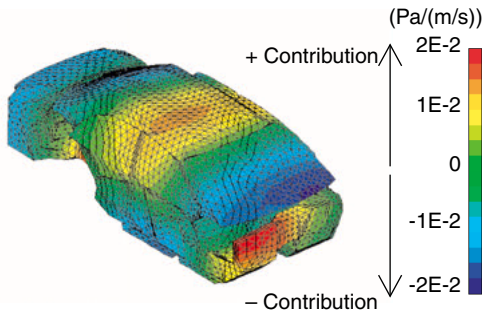


Fig. 9 Acoustic transfer vector at 182Hz

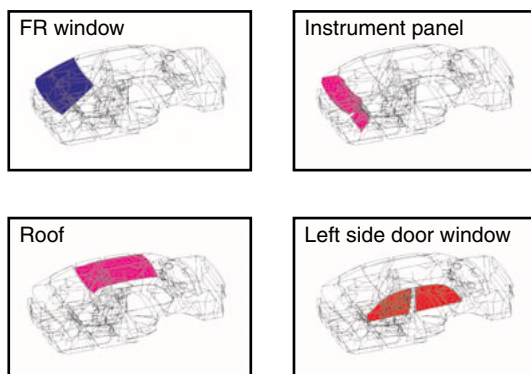


Fig. 10 Examples of divided panels set

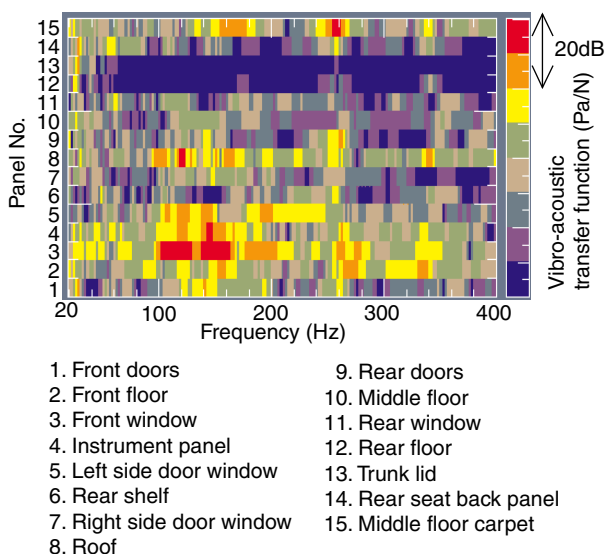


Fig. 11 Panel contribution to interior engine noise level

に問題がある 120 ~ 200Hz では車体前部の寄与度が高く、BEモデルによる境界速度寄与ベクトルと同様の傾向を示した。また Fig. 12 から、エンジンマウント取付点から乗員耳位置への振動-音響伝達関数を計算する場合は、境界速度条件を全点同時に適用し一度に音響計算するのではなく、各パネルごとに個別に音響計算した結果を再合成の方が良好な結果が得られることがわかった。

3.1.3. パネル振動モードの位相影響

次に乗員耳位置での振動-音響伝達関数において、実測値と計算値の相関が不十分である 120Hz および 190Hz の 2つのピークに着目し、特に室内音に対して寄与度の高かった車体前部について境界速度データの再検証を行った。フロントフロアの振動データについて、トリム側および車体パネル側を個別に計算し、室内音に対する影響を検証した(Fig. 13)。その結果、Fig. 5に示したように100~200Hzではトリム側振動レベルが車体パネル振動レベルを上回るが、乗員耳位置への振動-音響伝達関数についてみると、100~150Hzでは車体パネルの寄与度が高い結果となった。そこで、実験モデルを用いてこの周波数帯の振動モードに

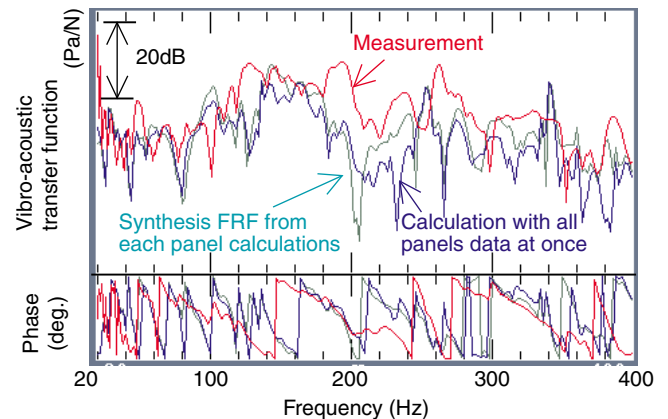


Fig. 12 Comparison of vibro-acoustic transfer function at front/left seat on rear engine mount excitation

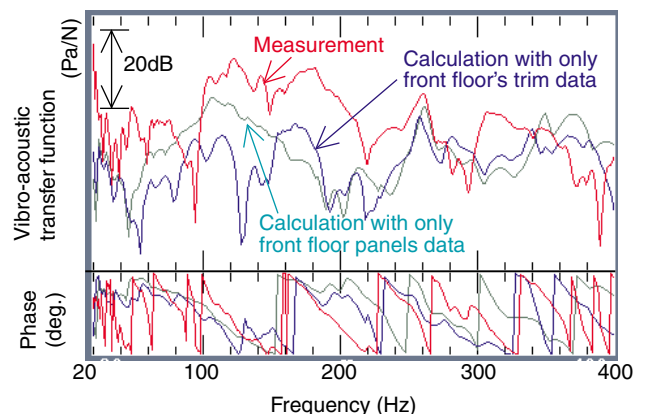


Fig. 13 Contribution of front floor's vibration to vibro-acoustic transfer function at front/right seat on rear engine mount excitation

着目すると、Fig. 14に示すように、フロントフロアのトリム側では車体パネルのように低次の膜面振動モードが形成されず、トリム側の各測定点間の位相が不安定であることがわかった。これはトリム材と車体パネルとの密着性の問題や、トリム表皮の振動測定精度に起因するものと考えられる。フロントフロアの他にミドルフロア、ルーフ、トランクなど他の部位についても解析を行ったが、フロントフロアで生じるような大きな差は見られなかった。

次にフロントフロアについてのみ車体パネルデータを採用し、乗員耳位置への振動－音響伝達関数を再計算した結果を Fig. 15 に示す。伝達関数の計算方法は、境界速度条件を各パネルごとに個別適用し、個々に計算した伝達関数を再合成する方法を選択した。フロントフロアの車体パネルデータの採用により、100～160Hz および 220～240Hz において計算値と実測値との相関が向上した。これにより 180Hz のピークを除き、350Hz までの実機音響特性を表現する構造－音響のハイブリッドモデルが構築できた。

3.2. 音響 FE モデルの精度検証

3.2.1. 室内音に対する境界速度寄与ベクトルの考察

ここで音響 FE モデルによって計算される音響モードや境界速度寄与ベクトルから、Fig. 15 での 180Hz ピークにおける実測・計算の不一致について考察する。Fig. 16 に 182Hz における境界速度寄与ベクトルの計算結果を示す。特にダッシュボードロアパネルとフロントウィンド前端的寄与度がほぼ同レベルで高く、両者の間で逆位相であることがわかる。また Fig. 17 は音響 FE モデルから計算され

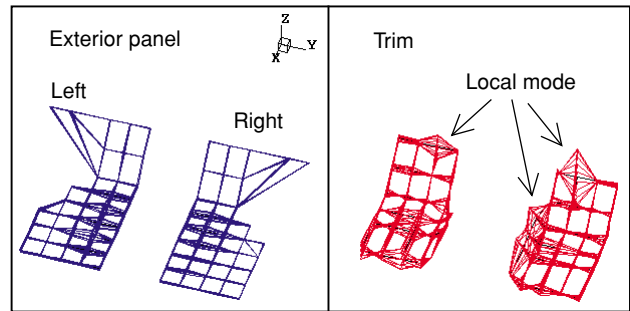


Fig.14 Running mode of front floor at 142Hz

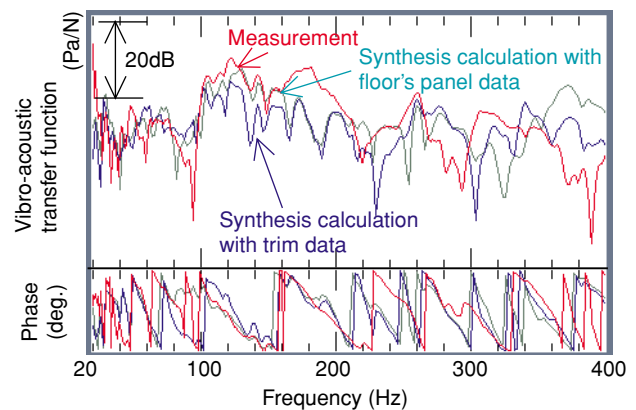


Fig. 15 Effect of using floor's panel data on vibro-acoustic transfer function at front/right seat on rear engine mount excitation

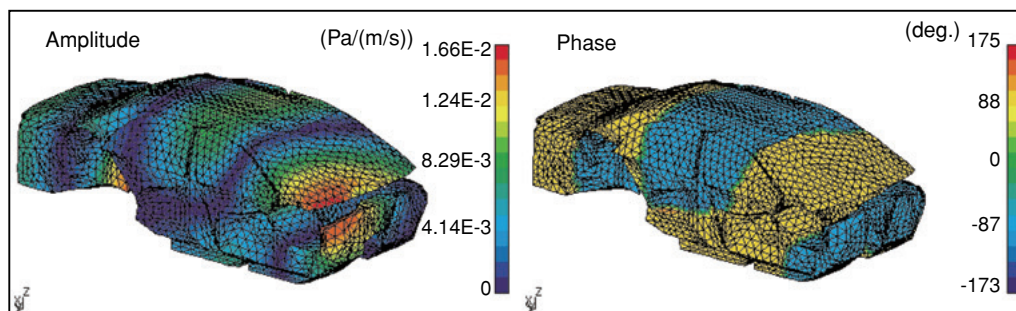


Fig. 16 Acoustic transfer vector to front/right seat at 182Hz

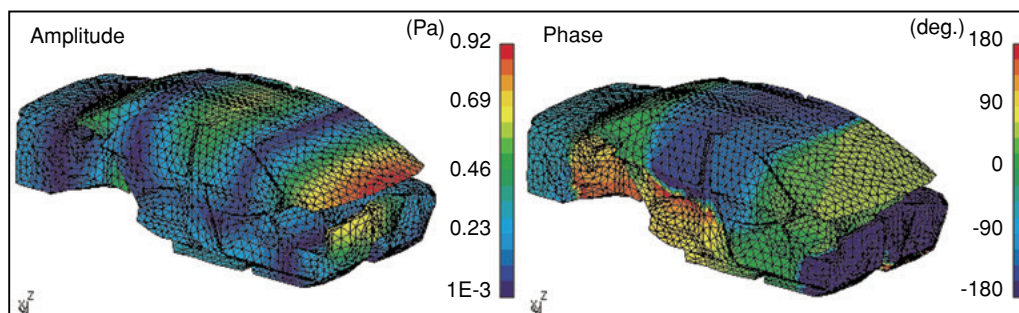


Fig. 17 Calculated acoustic mode (183Hz)

た 183Hz の音響固有モードである。Fig. 16 と Fig. 17 で振幅レベルのパターンが同様の傾向を示し、寄与ベクトルは音響固有モードに大きく影響を受けるものと考えられる。

3.2.2. 実測の音響—音響伝達関数と計算値との比較

次に音響 FE モデルから計算される音響特性が、実車の音響特性を正しく表現できているかどうかの検証を行った。乗員耳位置での音圧レベルから車室内境界面までの音圧レベルの、音響—音響の伝達関数 H を用いることで比較・検証を行った。実車では Fig. 18 に示すように乗員耳位置に音響スピーカを設置し、車室内境界面の音圧を測定することにより次式から H を求めた。

$$H = P/\dot{Q} \quad (3)$$

ここで P : 車室内境界面音圧, $\dot{Q}$: 音響スピーカが発生する体積加速度である。音圧測定点は各パネル 1～2 点に絞り、車室内全体で 35 点とした。一方、音響 FE モデルにおいてはスピーカ部に、式(4)で定められる境界速度 v を設定すれば良い。

$$\begin{aligned} P/\dot{Q} &= P/i\omega S \\ v &= \dot{Q}/i\omega S \end{aligned} \quad (4)$$

ここで ω : 角振動数, S : スピーカ開口部面積である。

Fig. 19 に音響—音響伝達関数 H の測定結果を示す。Fig. 15 で示した、乗員耳位置での振動—音響伝達関数の計算値と実測値の相関が不十分な 160～200Hz は、車体前部でレベルが高いことがわかる。これは Fig. 16 で示した、乗員耳位置での音圧に対し寄与度の高い部位と一致する。そこで、車体前部に着目し、音響—音響伝達関数 H について

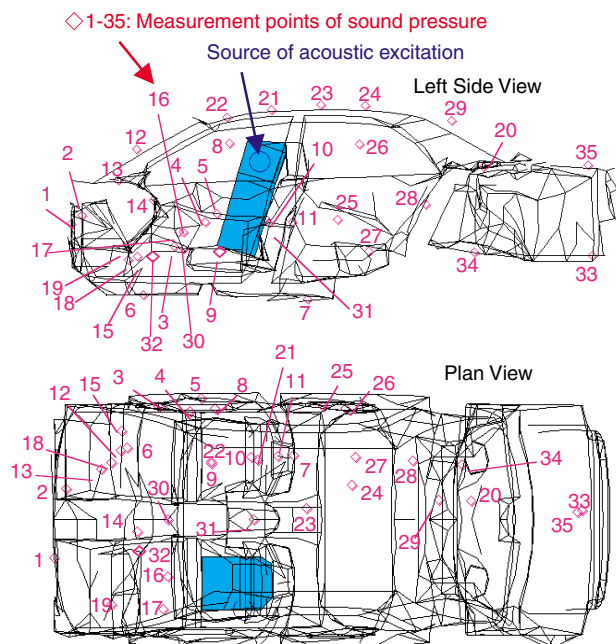


Fig. 18 Source of acoustic excitation and measurement points of sound pressure

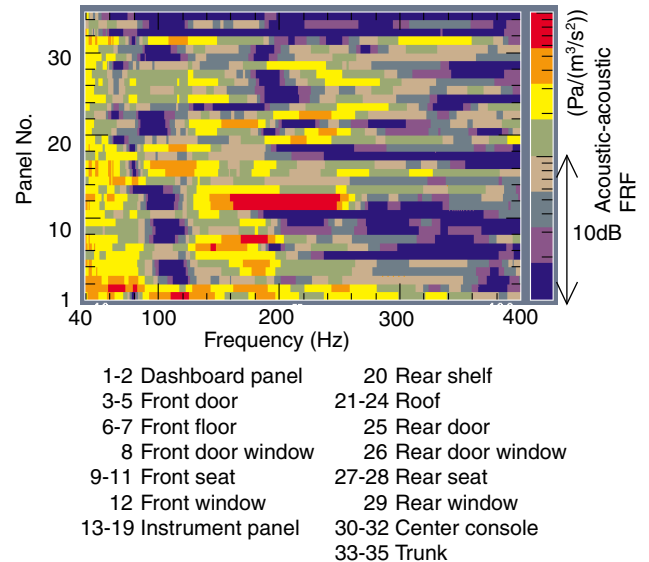


Fig. 19 Experimental acoustic-acoustic FRF

計算値と実測値を個別に比較した結果を Fig. 20, 21 に示す。Fig. 20, 21 から、計算値と実測値との相関が不十分であり、特にダッシュボードロアパネルでの 180Hz のピークを計算モデルでは表現できていないことがわかった。この結果から、音響 FE モデルの車体前部、すなわちフロントウィンド～インストルメントパネル～ダッシュボードロア

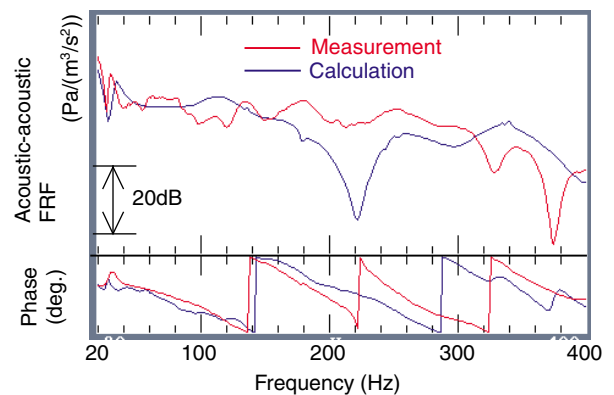


Fig. 20 Comparison of acoustic-acoustic FRF at dashboard lower panel

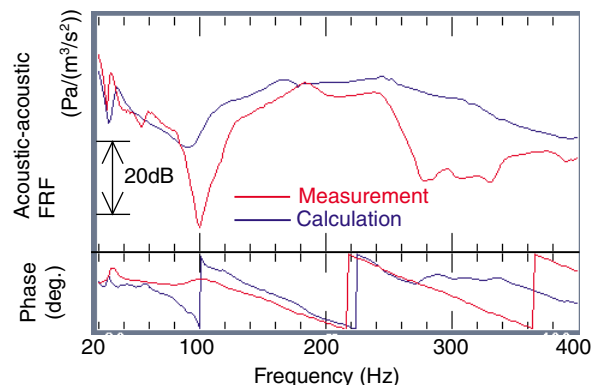


Fig. 21 Comparison of acoustic-acoustic FRF at front window

パネル間に問題があると考えられる。この部位については、ステアリングコラム・ハンガーやペダル類、エアコン・ヒーターユニットおよび送風経路となるダクトが搭載されているため、FEモデル上で車室形状を忠実に表現することが困難である。しかし、FEモデルではBEモデルとは違い、モデル内に複数の媒質特性を部分的に設定することが可能である。そこでこの特徴を利用し、空気とは異なる媒質特性を設定することによって、実車のダッシュボード内と等価な音響特性をFEモデル上で表現できないか検討した。

3.2.3. 媒質密度変更による音響モデルの計算精度改善

Fig. 22に示す部位に空気とは異なる媒質密度を設定し、音響FEモデルの精度改善を試みた。媒質密度変更前後での、インストルメントパネル下部近傍における音響—音響伝達関数 H の比較を Fig. 23 に示す。媒質密度変更により特に 250Hz 以上の範囲で計算値と実測値のレベル差が改善し、音響FEモデルの精度が向上することがわかった。しかし、エンジンマウント取付点から乗員耳位置までの振動—音響伝達関数の計算において課題となっている 160 ~ 200Hz については H の改善が見られず、一部分の媒質密度を変更するだけでは精度向上が期待できないことがわかった。

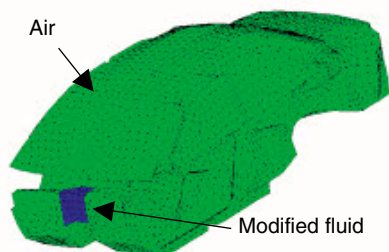


Fig. 22 Area of modified fluid properties on FE model

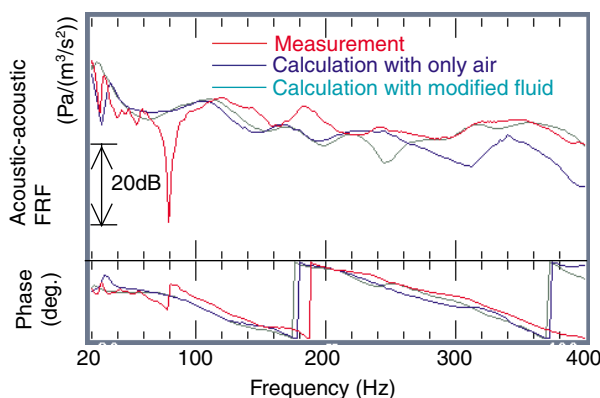


Fig. 23 Effect of fluid properties modification to acoustic-acoustic FRF under instrument panel

4. まとめ

エンジンの振動入力に対する車室内騒音低減の開発ツールとして、実機加振測定から作成した実験モデルと音響FEモデルを用い、エンジンマウント取付点から乗員耳位置までの振動—音響伝達関数を 350Hz まで解析できるハイブリッド音響計算モデルの構築を検討した。その結果、モデル精度向上に必要な改善手法と技術課題が明らかになった。

- (1) 音響 FE モデルの境界速度条件として実験データの適用を検討した結果、車体パネル振動よりトリム側振動を適用するべきである。
- (2) 音響 FE モデル上で境界速度の補間エラーを防止するため境界速度を各パネルごとに分割適用し、各々の音響計算から得られる振動—音響の伝達関数を再合成する手法を検討した。その結果、境界速度を全点同時適用し一度に伝達関数を計算する手法と比較して、計算値と実測値との相関が改善した。これにより 180Hz ピークを除き 350Hz までの実機音響特性を表現するハイブリッドモデルが構築できた。
- (3) 室内音に対して寄与度の高い車体前部のモデル表現の改善を目的として、音響 FE モデルの一部に対し空気とは異なる媒質密度を設定する方法を検討した。その結果、乗員耳位置から車室内境界面までの音響—音響伝達関数について計算値と実測値との差が改善し、音響 FE モデルの精度を向上することがわかった。

しかし、さらなるモデルの精度向上には、車室内全体にわたって音響—音響伝達関数の計算値と実測値とのレベル差を改善させる必要がある。そのためには実機音響加振での音圧測定点数を各パネル代表点に限定せず、より詳細な実験音響モーダルモデルを作成し、音響 FE モデルから計算される固有モードとの相関から、音響 FE モデル全体にわたっての媒質密度設定の最適化が必要である。

謝 辞

本研究を遂行するにあたりご協力頂いた、L M S International社のLudo Gielen氏に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 木村計介：構造／音響ハイブリッドモデルによる音響感度低減手法の開発，自動車技術会 1998 年秋季大会 学術講演前刷集，No.78-98, p.1-4(1998)
- (2) 黒川勇：大型トラックのキャブこもり音低減 —第一報 フロアパネル振動の寄与分析—，自動車技術会 1998年秋季大会学術講演前刷集，No.78-98, p.5-8(1998)
- (3) 黒川勇：大型トラックのキャブこもり音低減，—第二報 フロア構造変更によるこもり音低減—，自動車技

術会 1998 年秋季大会学術講演前刷集, No.78-98, p.9-12(1998)

- (4) Shung H.Sung et al. : Development and Experimental Evaluation of a Vehicle Structural Trimmed-Body Model, Proceeding of the 1999 Noise & Vibration Conference, P-342, Vol.2, p.1135-1140(1999)

■ 著 者 ■



川 端 一 史



酒 井 竜 英



橋 本 信 明