

固体伝播音の防音材モデル化技術

日大生産工 ○見坐地 一人 (株) 本田技術研究所 井出 史彦

1. はじめに

自動車用防音材に対する高周波の空気伝播音予測は既に可能になり効率的対策が出来てきたが、固体伝播音の予測が課題であり、現状として効率的対策が出来ていなかった。そこで本論では、Biot理論を用いた防音材の固体伝播音予測手法を示し、その手法により空気伝播音の高周波だけでなく固体伝播音の中周波ロードノイズ対策をも可能にする自動車のフロアカーペットを開発した結果について報告する。

2. ロードノイズ発生メカニズム

自動車が粗い路面を走行すると車室内において耳障りなノイズが発生する。これを一般的にロードノイズという。周波数により、低周波、中周波、高周波ロードノイズと分類する。このうち中周波ロードノイズ（200～約500Hz）は、路面の凸凹によりタイヤ及びサスペンションリンク系が振動し、その振動が車体に伝わり車室内に接するパネル面を振動させることにより発生する固体伝播音が支配的である。高周波ロードノイズ（約800Hz～）は、タイヤ放射音が直接音としてフロア、ホイールハウス、ドアなどの隔壁から直接透過してくる音や、それぞれの隙間から漏れてくる音などの空気伝播音が支配的である（図1）。

実際の自動車のロードノイズに対する空気伝播音と固体伝播音寄与を統計的エネルギー解析手法(Statistical Energy Analysis、SEAと略す)による求めた結果を図2(a)、(b)に示す。図2(a)は空気伝播と固体伝播音の入力寄与を示すもので、500Hz以下は固体伝播音が支配的で、800Hz以上では空気伝播音が支配的であることがわかる。又、図2(b)は中周波と高周波に分けて車室内のどこから音が来るか示した寄与解析結果である。この

結果から、中、高周波の空気及び、固体伝播音ともフロア部からの寄与が高いことがわかる。

3. 空気伝播音予測手法と固体伝播音予測手法

3.1 空気伝播音予測手法

トリム材（ウレタン、フェルト）は、骨格部（frame）と空隙（air gap）に分かれる多孔質材料である。空隙を通る空気伝播音に関しては、多孔質材料中の波動方程式（式(1)）で表せられ、音響インピーダンスを予測することが可能である。これをEquivalent fluidモデル（図3）という。

$$\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial t^2} = \frac{\rho_{\text{effective}}}{K_{\text{effective}}} \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} \quad (1)$$

ここで、

$K_{\text{effective}}$: 実効体積弾性率, $\rho_{\text{effective}}$: 実効密度で式(2), (3)でそれぞれ表せる。

$$\rho_{\text{effective}} = \alpha_{\infty} \rho_0 \left\{ 1 + \frac{\phi \sigma}{j \omega \rho_0 \alpha_{\infty}} G(\omega) \right\} \quad (2)$$

$$G(\omega) = \left(1 + \frac{4 j \alpha_{\infty}^2 \eta \rho_0 \omega}{\sigma^2 \Lambda^2 \phi^2} \right)^{1/2}$$

$$K_{\text{effective}} = \frac{\rho_0}{\gamma - (\gamma - 1) \left[1 + \frac{8 \eta}{j \Lambda^2 B^2 \omega \rho_0} \left(1 + j \rho_0 \frac{\omega B^2 \Lambda^2}{16 \eta} \right)^{1/2} \right]^{-1}} \quad (3)$$

3.2 固体伝播音予測手法

トリムの骨格部が弾性体の場合、トリム材の空隙を通る空気伝播音だけでなく、骨格部を伝達する固体伝播音と、それぞれの相互作用も考慮することにより空気伝播音と固体伝播音を同時に予測することが可能になる。この場合の波動方程式を式(4)、(5)、(6)、に示す。

$$\begin{aligned} & ((1 - \phi) \rho_s + \rho_a) \frac{\partial^2 \bar{u}^s}{\partial t^2} - \rho_a \frac{\partial^2 \bar{u}^f}{\partial t^2} \\ & = (P - N) \bar{\nabla} (\bar{\nabla} \cdot \bar{u}^s) + Q \bar{\nabla} (\bar{\nabla} \cdot \bar{u}^f) \\ & + N \bar{\nabla}^2 \bar{u}^s - \sigma \phi^2 G(\omega) \frac{\partial}{\partial t} (\bar{u}^s - \bar{u}^f) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{(1-\phi) \left(1 - \phi - \frac{K_b}{K_s} \right) K_s + \phi \frac{K_s}{K_f} K_b}{1 - \phi - \frac{K_b}{K_s} + \phi \frac{K_s}{K_f}} + \frac{4}{3} N \\ Q &= \frac{\left(1 - \phi - \frac{K_b}{K_s} \right) \phi K_s}{1 - \phi - \frac{K_b}{K_s} + \phi \frac{K_s}{K_f}} \\ R &= \frac{\phi^2 K_s}{1 - \phi - \frac{K_b}{K_s} + \phi \frac{K_s}{K_f}} \end{aligned} \right\} (6)$$

図2(b). 入力寄与解析結果

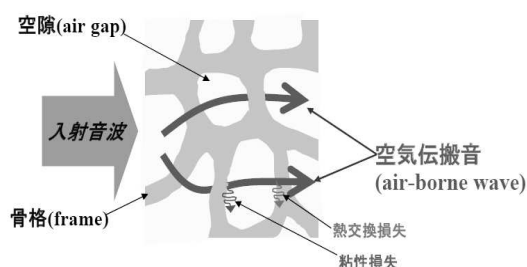


図3. Equivalent fluidモデル

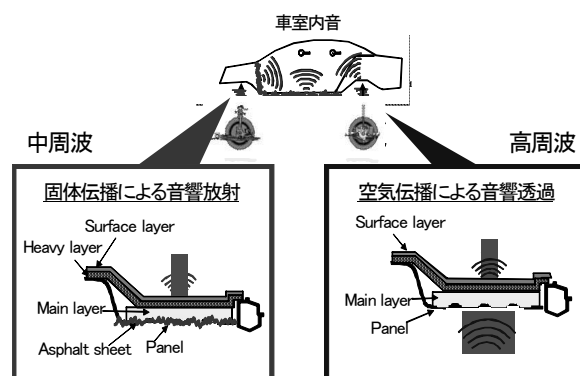


図1. 車室内音の主な入力伝達経路

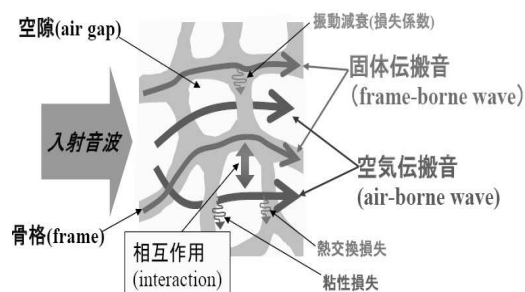


図4. Biotモデル

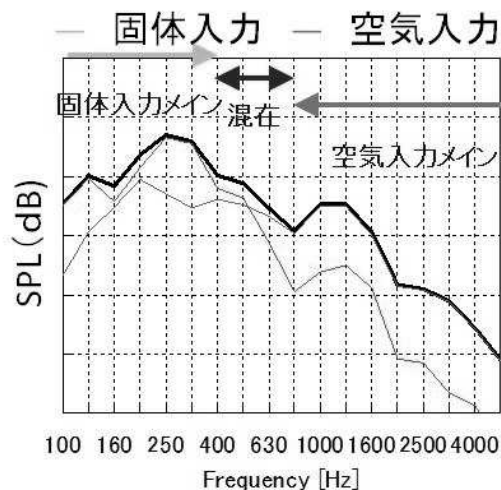


図2(a). 空気伝播音と固体伝播音の寄与

表1 Biotパラメータ

- Flow resistivity(流れ抵抗) σ
- Porosity(多孔度) ϕ
- Tortuosity(迷路度) α_{∞}
- Viscous characteristic length(粘性特性長) Λ
- Thermal characteristic length(熱的特性長) Λ'
- Density(密度) ρ
- Shear modulus(せん断弾性率) N
- Poisson's ratio(ポアソン比) ν

3.3 計算解析フロー (図5参照)

実際の自動車に対しては以下の手順で計算する。

- 1) 車体モデルと車室内音場モデルを有限要素法 (FEM) で作成する。
- 2) 防音材モデル (ここではフロアカーペット) を3.2で示したBiotモデルで作成する。ここでは必要材料特性として, Botパラメータ (表1) を入力する。
- 3) 車体モデルの構造系と音場モデルの音響系の間に, 防音材のBiotモデルを置き, 連成マトリックス (式(7), (8), (9)) を作成する。
- 4) 直接周波数応答計算により音響計算を実行する。

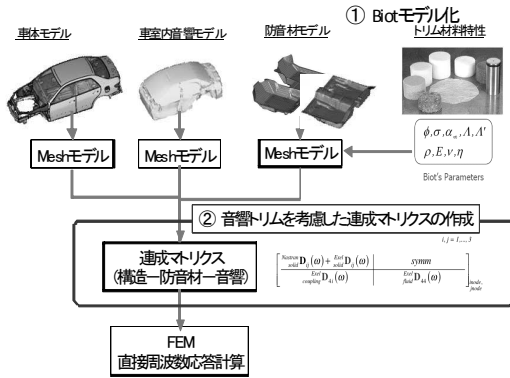


図5. 計算解析フロー

$$\{V_p\} = -[H_{aa}(\omega)]\{p_a\} - [H_{as}(\omega)]\{u_s\} \quad (7)$$

$$\{T_p\} = -[H_{ss}(\omega)]\{u_s\} - [H_{sa}(\omega)]\{p_a\} \quad (8)$$

ここで, V_p : 音響系モードベクトル, T_p : 構造系モードベクトル

$$\begin{bmatrix} K_s - \omega^2 M_s + H_{ss}(\omega) & H_{sa}(\omega) \\ H_{as}(\omega) & \frac{K_s}{\omega^2} - M_a + H_{aa}(\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ p_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_e \\ Q_e \end{Bmatrix} \quad (9)$$

ここで, K_s : 構造系Stiffness Matrix, K_a : 音響系Stiffness Matrix, M_s : 構造系Mass Matrix, M_a : 音響系Mass Matrix, $H_{sa}(\omega)$: 構造-音響Coupling Matrix, $H_{as}(\omega)$: 音響-構造Coupling Matrix, F_e : 構造系Loads, Q_e : 音響Loads

4. 空気/固体伝播音低減フロアカーペットの開発

まず, 固体伝播音の低減を狙い, フロア部からの放射音特性を, 空気伝播音の低減を狙い, フロア部の透過損失, 吸音率をそれぞれ目標特性とする。

それぞれの目標値を達成するため, フロアカーペットの基本コンセプトを, 吸遮音タイプ (図6) をベースとし, 仕様の検討を3.3で示した計算解析フローにより行った。その結果, それぞれの目標値を満足することができた。(図7, 図8, 図9)

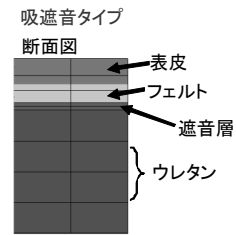


図6. 吸遮音タイプの防音材

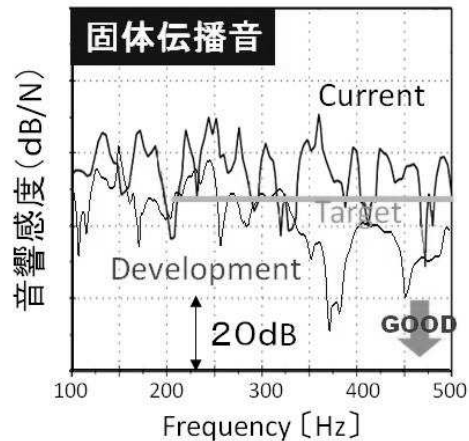


図7. 放射音の目標値と予測性能

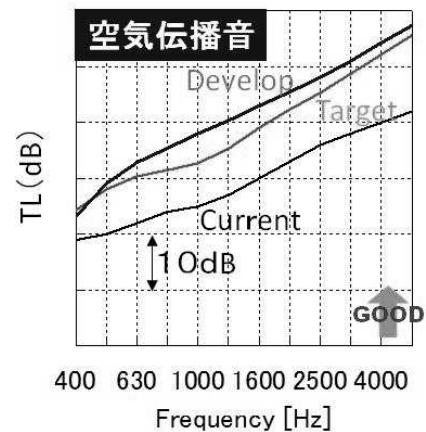


図8. 透過損失の目標値と予測性能

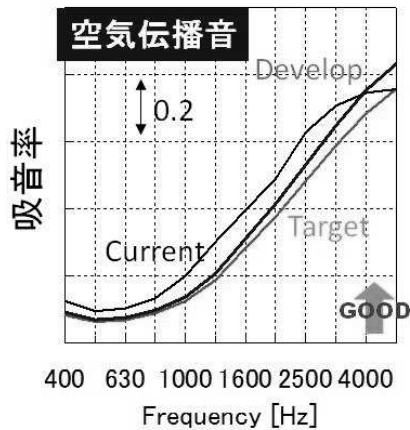


図9. 吸音率の目標値と予測性能

5. 結論

ロードノイズにおける高周波の空気伝播音と中周波の固体伝播音に対し寄与の高いフロア部に対し、防音材の中の固体伝播音までも再現できるBiotモデルでモデル化し、車体の構造系と音場の音響系の間の連成マトリックスとして定義する本論で提示した手法により、空気伝播音に影響する従来の遮音/吸音特性を満足させるだけでなく、固体伝播音に影響する放射音の目標特性をも満足するフロアカーペットの防音仕様を開発できた。これにより固体伝播音対策として多用していた制振材を削減でき、防音性能を向上しつつ軽量化が可能になると考えられる。

参考文献

- (1) 黒沢, 山口, 松村, 制振材・防音材が積層された自動車パネルの振動減衰解析, 日本機械学会 D&D 2005 CD-ROM論文集, 315, (2005)
- (2) T.Yamazaki,T.Ono,etal, "Modeling of Floor Carpet on Vibration and Structure-Bone Noise Transmission", ICA2004, Proceedings of ICA2004, IV-2923-2926
- (3) Hiroko Tada, Jun Hsu, Tadashi Sasaki, Fumihiko Ide: Establishment of the Specification Design Technique by Multiple-Purpose Optimization of Sound Proof Package, 2007 SAE World Congress , 2007-01-1544
- (4) 見坐地, 多田ほか: Hybrid SEA Modeling Scheme for Analysis of High-frequency Noise in Passenger Car, Review of Automotive Engineering JSAE, Vol.26, No.1, p.3-8 (2005)
- (5) 見坐地, 多田ほか: Prediction of the SEA Input Parameters for the Sound Package , 2003 SAE World Congress, 2003-01-1022
- (6) 金澤, 山崎ほか3名, 自動車カーペットの振動音響モデルの検討, 日本機械学会 D&D 2006 CD-ROM論文集, 729, (2006)
- (7) 井出, 多田, 見坐地ほか: 低騒音・軽量フロアシステムの開発, 学術講演会前刷集, No.125-07 (2007)
- (8) 見坐地: 低騒音・軽量フロアの開発, 日本機械学会 Dynamics & Design Conference 2009 v_BASEフォーラム
- (9) 見坐地, 井出, 多田ほか : Porous materials FE modeling using experimentally measured acoustic impedance for predicting panel sound radiation, 2009 SAE World Congress , 2009-01-0608