

〈技術紹介〉

## Biot理論（弾性多孔質振動伝搬理論）の 自動車用防音材への応用

自動車部品事業本部 技術開発部 音熱部品設計課 森 正

### 1. はじめに

地球温暖化対策に関わる低燃費化の社会的要求を背景として、自動車メーカーの新規車両開発はより軽量・コンパクトな方向にシフトしている。それに伴い新たな騒音・振動への対応が必要になってきている。

一般に騒音対策には対策部品の重量・厚みを増すことが有効であるが、「軽量化」・「コンパクト化」の要求とは背反する方向である。これらの背反する要求を満たす新しい防音材が上市されているが、防音性能と理論計算値との整合性が取れていない。

当社では弾性多孔質材料の音・振動伝搬特性を取り扱うことが可能な Biot 理論を適用し、簡易的に防音シミュレーション計算できることを確認したので紹介する。

### 2. 防音理論

自動車用防音カバーに対する従来の防音理論と Biot 理論について示す。

#### 2.1 従来理論

従来理論は次に説明する 2つの理論から構成されている。

##### 2.1.1 多孔質吸音材の理論

一般に防音カバーは音源側に配置される吸音材としての多孔質材と、その外側に剛性遮音材としての樹脂成形品が配置された積層構造を持つ。

内側に配置された吸音材は、「Equivalent fluid モデル」<sup>1)</sup> と呼ばれる理論が適用される。多孔

質材はエネルギー伝搬には寄与しない固体の骨格と空気の空隙からなり、この空気層を伝搬する入射音波は、狭い隙間の壁との摩擦による粘性抵抗によって熱エネルギーに変換され減衰を受ける。図1に多孔質材中のエネルギー伝搬の模式図を示す。

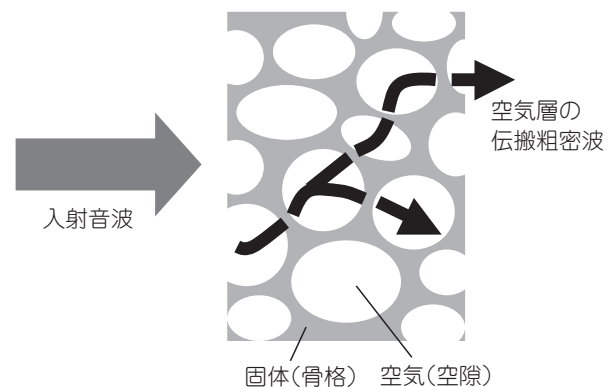


図1 Equivalent fluid理論の模式図

##### 2.1.2 剛性遮音材の理論

外側に配置された剛性の高い樹脂成形品は、多孔質材側から透過した音波を反射することで遮断して、エンジンルーム、運転席などへの音の透過を抑制する。この反射性能は、遮音材の振動変形のしにくさに依存し、十分剛性が高い材料ではその質量に比例し、一般に質量則と呼ばれている。

#### 2.2 Biot 理論

Biot 氏は、圧縮性粘性流体の詰まった弾性多

孔媒質中の地震波伝達の研究で、弾性多孔質（土壌）と圧縮性粘性流体（水）間の相互作用によるエネルギー減衰の概念を導入した弾性波伝搬理論の式を提唱した<sup>2)</sup>。図2にBiot理論での多孔質材中のエネルギー伝搬の模式図を示す。

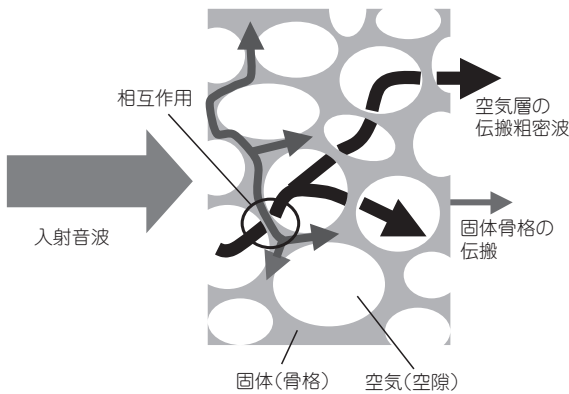


図2 Biot理論の模式図

この理論は、異なる材料が複雑に入り混じったマトリクス中の振動伝搬を取り扱う際の基礎モデルとして、地震波解析、土木工学、人体模型および音響振動学など、幅広い分野で活用されている。本モデルパラメータは表1に示す6つのパラメータを使用する。この内、流体部の実効密度 $\rho_f$ と実効体積弾性率 $K_f$ は直接測定するのが困難なため、Allardらは本理論の波動方程式と準静的仮説に基づいてこれらのパラメータを測定可能な物理量として表す式を導いた。これはJohnson-Champoux-Allardモデル(1993)<sup>3)</sup>として知られ、音響振動学ではこの関係式と表2のパラメータを用いてエネルギー伝搬を算出することが多い。近年、自動車技術会、制振工学研究会、日本音響学会にもJohnson-Champoux-

表1 Biot理論で使用するパラメータ

$\rho_f$	流体部の実効密度
$K_f$	流体部の実効体積弾性率
$E$	固体部のヤング率
$\eta$	固体部の損失係数
$\nu$	固体部のポアソン比
$\phi$	気孔率(固体部および流体部)

表2 Johnson-Champoux-Allard理論で使用するパラメータ

パラメータ	備考
$\alpha_\infty$	迷路度
$\Lambda$	粘性特性長
$\Lambda'$	熱的特性長

測定の難易度高  
(超音波、ヘリウムガスなどを使用する専用装置が必要)

Allardモデルをベースとした論文が多数報告されている。

Johnson-Champoux-Allardモデルにより初めてBiot理論を応用した弾性多孔質体のエネルギー伝搬特性を計算することが可能となり、現在の音響振動学でこの種の問題を取り扱う際の定番の解析手法となっている<sup>4)</sup>。

当社は、弾性多孔質材料の定義を固体骨格と空気相流体から成る系に限定し、Johnson-Champoux-Allardモデルを拡張することで、より簡便な手法で積層構造防音材料の伝達を設計できる手法を開発した。

本手法により10層までの積層構造をシミュレーション可能なソフトウェアとしてまとめ、図3に示すような結果が得られ、その有効性が確認されている。

### 3. 超軽量防音カバー「TOMBO No.6690-S エアトーン<sup>®</sup>」の特性

次に当社のシミュレーションソフトを用いて

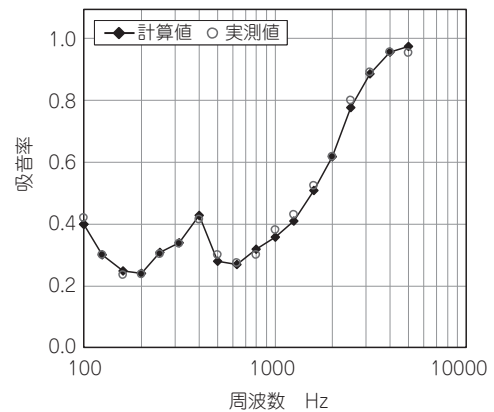


図3 吸音率のシミュレーション結果と実測値の比較

開発された、超軽量防音カバーエアトーン®の特性について述べる。

### 3.1 構造

エアトーン®は図4に示すように音源側から①弾性多孔質材、②軟質遮音材、③化学処理（撥水撥油処理など）を施した不織布を積層したものを基本構造として、熱プレスで立体形状に成形した防音カバーである。また外観を図5に示す。

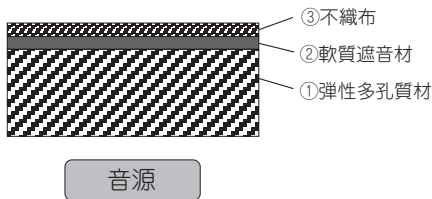


図4 エアトーン®の構造



図5 エアトーン®の外観

### 3.2 特長

エアトーン®は次のように、従来の防音カバーと異なる特長を持つ。

- ①従来カバーの約 1/3 - 1/4 と超軽量  
従来防音カバーよりも高い吸・遮音性能を持ち、軽量化が可能である。
- ②振動絶縁構造が不要  
振動入力に対する2次放射がないため、高い剛性樹脂成形品を使う必要がない。

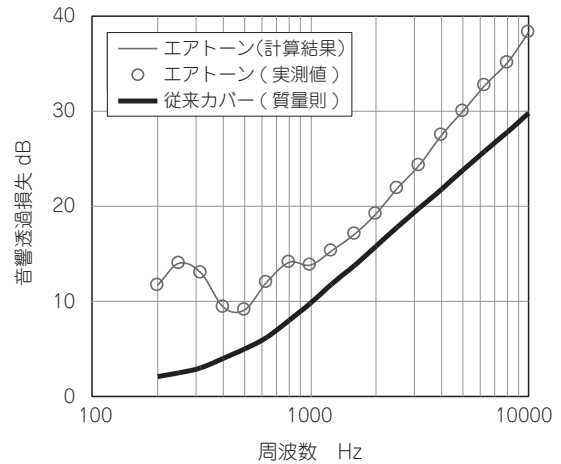


図6 音響透過損失のシミュレーション結果と実測値の比較

#### ③質量則を超える遮音性能

エアトーン®の遮音性能は、従来の防音カバーにはない低周波数域で遮音ピークを示すこと、また高周波数域の音響透過損失増加率が質量則を超えることなど、全周波数域で優れた性能を示す。

エアトーン®に特徴的な低周波数域の遮音ピークは、自社開発のシミュレーションソフトにより計算予測可能で、結果を図6に示す。対策音源の周波数特性に対応した最適構造を提案できる。

なお今回開発したエアトーン®の弾性多孔質吸音層には、UL94 V-0※相当の高い難燃性能を有した仕様も用意され、自動車エンジンルーム用防音材として最適である。

※ Underwriters Laboratories, Inc (米国保険会社協会) が定めた延焼性試験規格で、試験体に対し垂直に接炎するため有機物について最も厳しい試験の一つ。

## 4. おわりに

これからも音・振動を「断つ」をキーワードに、引き続きユーザーニーズに直結した製品開発を実践していく所存である。

参考文献

- 1) 多田寛子ら：空気伝搬音と固体伝搬音低減フロアーカーペットの開発，自動車技術会シンポジウム，No.08-09，20094780，P40-44
- 2) Biot, M. A, Theory of Elasticity and Consolidation for a Porous Anisotropic Solid, J. Appl. Thys, Vol26, pp.182-185 (1995)

Biot式

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

$$\left. \begin{aligned} &(\phi \rho_f + \rho_a) \frac{\partial^2 \vec{u}^f}{\partial t^2} - \rho_a \frac{\partial^2 \vec{u}^s}{\partial t^2} \\ &= R \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}^f) + Q \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{u}^s) \\ &+ \sigma \phi^2 G(\omega) \frac{\partial}{\partial t} (\vec{u}^s - \vec{u}^f) \end{aligned} \right\} (1-2)$$

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

ただし， $\rho_s$ ：多孔質骨格の密度， $\rho_a$ ：流体の密度， $\vec{u}^s$ ：骨格の粒子速度， $\vec{u}^f$ ：流体の粒子速度， $K_f$ ：流体の体積弾性率（振動周波数依存）， $K_b$ ：骨格の体積弾性率（真空中）， $N$ ：骨格のせん断弾性率（真空中）

- 3) J. F. Allard, Propagation of Sound in Porous Media, Elsevier Applied Science, England (1993)

Johnson-Champoux-Allard式

$$\rho_f = \frac{a_\infty \rho_0}{\phi} \left[ 1 + \frac{\sigma \phi}{j \omega \rho_0 a_\infty} \sqrt{1 + j \frac{4 a_\infty^2 \eta \rho_0 \omega}{\sigma^2 \Lambda^2 \phi^2}} \right] \quad (2-1)$$

$$K_f = \frac{\gamma P_0 / \phi}{\gamma - (\gamma - 1) \left[ 1 - j \frac{8 \kappa}{\Lambda^2 C_p \rho_0 \omega} \sqrt{1 + j \frac{\Lambda'^2 C_p \rho_0 \omega}{16 \kappa}} \right]^{-1}} \quad (2-2)$$

ただし， $\rho_0$ ：平行時の圧力， $\phi$ ：気孔率， $\omega$ ：角振動数（周波数）， $\eta$ ：骨格の損失係数， $C_p$ ：定圧モル比熱， $\gamma$ ：比熱比， $\kappa$ ：温度拡散率， $j$ ：虚数単位 等物理定数  
このうち  $a_\infty$ ：迷路度， $\Lambda$ ：粘性特性長， $\Lambda'$ ：熱的特性長

- 4) 中川 博：音響材料について（その2），日東紡音響エンジニアリング株式会社，技術ニュース，第21号（2004）

筆者紹介



森 正

自動車部品事業本部

技術開発部 音熱部品設計課