積層吸遮音材の接着による遮音性能への影響

黒沢 良夫^{*1}, 山口 誉夫^{*2}, 中泉 直之^{*3}, 高橋 学^{*3}

Effect of sound insulation by adhesion of laminated sound insulation materials

Yoshio KUROSAWA^{*1}, Takao YAMAGUCHI^{*2}, Naoyuki NAKAIZUMI^{*3}
and Manabu TAKAHASHI^{*3}^{*1} Department of Mechanical and Precision System, Teikyo University
1-1 Toyosatodai, Utsunomiya-shi, Tochigi 320-8551, Japan^{*2} Graduate School of Science and Technology, Gunma University
1-5-1 Tenjin-cho, Kiryu-shi, Gunma 376-8515, Japan^{*3} Sound Proof Technical Department, Asahi Rubber Co., Ltd.
15 Kitane, Fukaya-shi, Saitama 369-1242, Japan

Received 15 December 2015

Abstract

This report shows effect of sound insulation by adhesion of porous materials and film laminated panel. It deals a technique for estimating damped vibration of automotive body panels with sound-proof structures. It calculates damping properties for sound-proof structures involving elastic body, viscoelastic body and Biot type porous materials by three-dimensional finite element method. In this analysis, particle displacement vectors for internal air in the porous materials are adopted as unknowns for the discretized equations for finite element method. And displacement vectors for frame in the porous materials are also selected as the unknowns. A numerical code is developed. For numerical examples, Biot type porous materials are sandwiched between panel and film, and laminated film. Frequency response functions were calculated for panels laminated with porous material (felt) and viscoelastic body (film) and porous material (felt) using this technique, the calculation results almost agreed with the experimental results. And effect of the vibration performance by with/without adhesion is clarified. At with adhesion, the internal air and the frame in the porous material are same vibration. But at without adhesion, the internal air and the frame in the porous material are greatly different vibration. It is thought that change of sound insulation takes place by this.

Key words : Finite element method, Damping, Porous material, Transmission loss, Automobile

1. 緒 言

近年、自動車の性能として車内快適性が重視され、さらなる車内の静粛性が求められている。例えば、エンジンルームと車室を隔てているパネル（以下トーボード：図 1）は、エンジン騒音を防ぐため防音対策が厳重になされている。トーボードは鋼板を所要の形状にプレス成形して作られ、その上には、従来フェルト・ウレタン等からなる吸音材（多孔体）と、樹脂シートからなる表皮（粘弾性体）が積層されており、2 重壁構造による遮音性能を実現していた。しかし、トーボードにはステアリングやハーネスやダクト等の貫通部品やエアコンやヒーターユニット等設置部品も多く、穴や吸音材が十分スペースを取れない部分もあり、軽量化も考慮して吸音性能を重視した密度の小さい多孔体に密度の高い多孔体を配置した積層吸遮音材も用いられるようになってきた。こ

No.15-00664 [DOI:10.1299/transjsme.15-00664], J-STAGE Advance Publication date : 9 May, 2016

^{*1} 正員, 帝京大学 理工学部(〒320-8551 栃木県宇都宮市豊郷台 1-1)^{*2} 正員, 群馬大学 理工学部(〒376-8515 群馬県桐生市天神町 1-5-1)^{*3} アサヒゴム (株) 防音技術部(〒369-1242 埼玉県深谷市北根 15)

E-mail of corresponding author: ykurosawa@mps.teikyo-u.ac.jp

のタイプの吸遮音材は多孔体と多孔体の間に樹脂シートやフィルム（厚さ数 10 μm 程度のオレフィンシート）を挟んだタイプも多いが、多孔体とフィルムの接着の有無で遮音性能が大きく変化することがわかってきた（黒沢他, 2013）。

著者らはまず、多孔体の内部空気のみをモデル化した有限要素法（山口他, 2003）（山口他, 2005）を用いて解析を行ったが、接着の有無による遮音性能の変化は再現できなかった（黒沢他, 2013）。そのため、多孔体を内部空気と骨格の両方の波動の伝播を考慮する弾性多孔体とした（Biot, 1955）伝達マトリックス法(Allard and Atalla, 2009)を用いた数値計算を行い、接着の有無による遮音性能の変化は再現できてきた（黒沢他, 2014）。しかし、どのようなメカニズムで接着の有無により遮音性能の変化が起こっているかは解明できていなかった。

Bolton らは多孔体の骨格の変位と内部空気の粒子変位を未知数とする有限要素法による離散化方程式を導いている（Kang and Bolton, 1996）。Atalla らは骨格の変位と内部空気の圧力を未知数とする有限要素法による離散化方程式を導いている（Atalla and Gardner, 2001）。本論文では、著者の一部らが作成した多孔体の内部空気と骨格の両方の波動が伝播できる有限要素を用いた数値解析手法（山口他, 2006）を用いて計算を行った。本手法の特徴は、弾性体や粘弾性体と多孔体が接続される場合に共通のパラメータ（変位）のみで記述できるので、境界条件のモデル化が容易にできることである。また、このような連成問題の変位応答分布を直接計算・表示できることである。しかし、Atalla らの定式化と比較すると、圧力は 1 次元に対し粒子変位は 3 次元になり計算自由度が多く計算時間がかかる欠点もある。本手法を使って、積層吸遮音材の振動解析を行い、半無響室に設置された簡易的な遮音性能計測装置を用いた遮音性能や振動の計測結果と計算結果の比較、さらにフェルトとフィルム接着の有無の影響について報告する。

Fig.1 Toe board Insulator of automotive panel

2. 解析手法

2・1 弾性多孔体の内部空気と骨格に関する振動場の離散化

内部空気の粒子変位ベクトルと骨格の変位ベクトルをそれぞれ

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} U_x \\ U_y \\ U_z \end{Bmatrix} \quad \{u\} = \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{Bmatrix}$$

とすると、内部空気に関する運動方程式は以下となる。

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2}(\rho_{21}u_x + \rho_{22}U_x) + \frac{\partial}{\partial t}\{b(u_x - U_x)\} = -\Omega \frac{\partial p}{\partial x} \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2}(\rho_{21}u_y + \rho_{22}U_y) + \frac{\partial}{\partial t}\{b(u_y - U_y)\} = -\Omega \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2}(\rho_{21}u_z + \rho_{22}U_z) + \frac{\partial}{\partial t}\{b(u_z - U_z)\} = -\Omega \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3)$$

骨格（粘弾性材）に関する運動方程式は以下となる．

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2}(\rho_{11}u_x + \rho_{12}U_x) + \frac{\partial}{\partial t}\{b(U_x - u_x)\} = \frac{\partial\sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial z} \quad (4)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2}(\rho_{11}u_y + \rho_{12}U_y) + \frac{\partial}{\partial t}\{b(U_y - u_y)\} = \frac{\partial\sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial z} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial x} \quad (5)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2}(\rho_{11}u_z + \rho_{12}U_z) + \frac{\partial}{\partial t}\{b(U_z - u_z)\} = \frac{\partial\sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial y} \quad (6)$$

Ω : 多孔度(Porosity), s : 迷路度(Tortuosity), $\rho_{11} = \rho_s + \rho_a$, $\rho_{12} = -\rho_a$, $\rho_{22} = \rho_f + \rho_a$, $\rho_{21} = -\rho_a$, $\rho_s = \rho_1(1-\Omega)$ と $\rho_f = \rho_0\Omega$ は骨格と空気を混合した体積を換算した密度, $\rho_a = \rho_f(s-1)$: 骨格と空気との連成に基づく密度, ρ_1 : 骨格の密度, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$: それぞれ x,y,z 方向の垂直応力, $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{yx}, \tau_{zx}, \tau_{zy}$: せん断応力, $b = \Omega r$: 粘性連成項の係数, r : 流れ抵抗である．式(1)から式(6)の左辺第2項は, 骨格の隙間を空気が通り抜ける時の内部摩擦に起因する粘性抵抗が, 内部空気と骨格の相対速度に対し作用することを表す．

内部空気の圧縮の式は次式となる．

(7)

$$-\Omega p = Q_m \operatorname{div}\{u\} + E_m \operatorname{div}\{U\}$$

$E_m = \Omega E^*$ であり, E^* は内部空気の複素体積弾性率である． $Q_m = (1-\Omega)E^*$ はカップリング弾性率である．右辺の第1項は, 内部空気の圧力 p と体積膨張率 $\operatorname{div}\{U\}$ の関係に骨格の体積膨張率 $\operatorname{div}\{u\}$ の影響があることを示す．これら弾性率が複素数となっているのはヒステリシス減衰を考慮したものである．

骨格（粘弾性体）の応力とひずみの関係は次式となる．

$$\sigma_x = 2G_s^* \frac{\partial u_x}{\partial x} + A_s^* \operatorname{div}\{u\} + Q_m \operatorname{div}\{U\} \quad (8)$$

$$\sigma_y = 2G_s^* \frac{\partial u_y}{\partial y} + A_s^* \operatorname{div}\{u\} + Q_m \operatorname{div}\{U\} \quad (9)$$

$$\sigma_z = 2G_s^* \frac{\partial u_z}{\partial z} + A_s^* \operatorname{div}\{u\} + Q_m \operatorname{div}\{U\} \quad (10)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = G_s^* \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \quad (11)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = G_s^* \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \quad (12)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = G_s^* \left(\frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) \quad (13)$$

$$G_s^* = \frac{E_s(1+j\eta_s)}{2(1+\nu_s)} : \text{骨格 (粘弾性体) の複素せん断剛性率}, \quad A_s^* = \frac{E_s\nu_s(1+j\eta_s)}{(1+\nu_s)(1+2\nu_s)}$$

E_s , η_s , ν_s はそれぞれ骨格のヤング率, 材料損失係数, ポアソン比である. 骨格の応力も内部空気の体積変化の影響を $Q_m \text{div}\{U\}$ の項で受けている. G_s^* と A_s^* が複素数になるのは骨格のヒステリシス減衰による制振効果を考慮したものである.

内部空気の粒子変位ベクトル $\{U\}$ にはつぎの非回転条件を考慮した.

$$\text{rot}\{U\} = \{0\} \quad (14)$$

式(1)から式(14)で, 圧力 p を消去し整理すると内部空気の粒子変位 $\{U\}$ と骨格の変位 $\{u\}$ を未知数とする連立微分方程式を得る. 次に要素内の内部空気の粒子変位 $\{U\}$ と接点の内部空気の粒子変位 $\{U_e\}$ の関係を, 内挿関数行列 $[N_U]^T$ を用いて次式のように近似する.

$$\{U\} = [N_U]^T \{U_e\} \quad (15)$$

さらに要素内の骨格の粒子変位 $\{u\}$ と接点の骨格の粒子変位 $\{u_e\}$ の関係を, 内挿関数行列 $[N_u]^T$ を用いて次式のように近似する.

$$\{u\} = [N_u]^T \{u_e\} \quad (16)$$

式(15), 式(16)を用い, $\{U\}$ と $\{u\}$ についての連立微分方程式にガラーキン法を適用する. さらに弱形式にまとめると以下の離散化方程式を得る.

$$\begin{bmatrix} [M_{11}] & [M_{12}] \\ [M_{21}] & [M_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 u_e}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2 U_e}{\partial t^2} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_{11}] & [C_{12}] \\ [C_{21}] & [C_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_e}{\partial t} \\ \frac{\partial U_e}{\partial t} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{11}] & [K_{12}] \\ [K_{21}] & [K_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_e \\ U_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_e \\ F_e \end{Bmatrix} \quad (17)$$

ただし,

$$[M_{11}] = \iiint \rho_{11} [N_u] [N_u]^T dx dy dz,$$

$$[M_{12}] = \iiint \rho_{12} [N_u] [N_U]^T dx dy dz,$$

$$[M_{21}] = \iiint \rho_{21} [N_U] [N_u]^T dx dy dz,$$

$$[M_{22}] = \iiint \rho_{22} [N_U] [N_U]^T dx dy dz,$$

$$[C_{11}] = \iiint b [N_u] [N_u]^T dx dy dz,$$

$$[C_{12}] = -\iiint b [N_u] [N_U]^T dx dy dz,$$

$$[C_{21}] = -\iiint b [N_U] [N_u]^T dx dy dz,$$

$$[C_{22}] = \iiint_e b [N_U] [N_U]^T dx dy dz,$$

$$[K_{11}] = \iiint_e [B_u] [D] [B_u]^T dx dy dz,$$

$$[K_{12}] = \iiint_e Q_m [B_u] [d] [B_U]^T dx dy dz,$$

$$[K_{21}] = \iiint_e Q_m [B_U] [d] [B_u]^T dx dy dz,$$

$$[K_{22}] = \iiint_e E_m \left\{ \frac{\partial [N_U]}{\partial x} \frac{\partial [N_U]^T}{\partial x} + \frac{\partial [N_U]}{\partial y} \frac{\partial [N_U]^T}{\partial y} + \frac{\partial [N_U]}{\partial z} \frac{\partial [N_U]^T}{\partial z} \right\} dx dy dz,$$

$$[D] = \frac{E_s(1-\nu_s)}{(1+\nu_s)(1-2\nu_s)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu_s}{1-\nu_s} & \frac{\nu_s}{1-\nu_s} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu_s}{1-\nu_s} & 1 & \frac{\nu_s}{1-\nu_s} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu_s}{1-\nu_s} & \frac{\nu_s}{1-\nu_s} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu_s}{2(1-\nu_s)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu_s}{2(1-\nu_s)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu_s}{2(1-\nu_s)} \end{bmatrix},$$

$$[B_u] = [L][N_u]^T, \quad [B_U] = [L][N_U]^T,$$

$$[L] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix}, \quad [d] = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

外力ベクトル $\{F_e\}$, $\{f_e\}$ を既知量として与えると式(17)は $\{U_e\}$, $\{u_e\}$ についての複素連立1次方程式となる。

2・2 固体に関する振動場の離散化

固体（弾性体，粘弾性体）の振動場については，微小振幅を仮定し通常の3次元線形有限要素で離散化する。粘弾性体についてはヤング率を複素数とすることでヒステリシス減衰を考慮した。

2・3 全系の離散化方程式

固体と弾性多孔体の骨格が接着されている場合には、境界で固体の変位と骨格の変位を x, y, z 方向で連続とした。固体と骨格が接着されていない場合は x, y, z 方向で非常に弱いバネで結合した。一方、固体と弾性多孔体の内部空気の境界では、境界面に対し垂直方向の変位を連続とした。以上の境界条件を考慮し対象とする場の全要素を重ね合わせて全系の離散化方程式を得る。全系の離散化方程式は、周期外力を与えると、変位を未知数とする複素連立1次方程式となるので、これをスカイライン法で解いて応答を計算した。

3. 実験計測結果と解析結果

3・1 残響箱を用いた遮音性能計測結果

図2に、今回の計測で用いた半無響室に設置された簡易的な遮音性能計測装置（残響箱）を示す。外周が1辺約1100 mmの直方体の箱の下面にスピーカーが設置されており、上面に設置するベースパネル（板厚0.8 mmの鉄板）やその上に積層した吸遮音材を下面より音圧加振できる。4側面は、鉄板、砂、鉄板、フェルト、ゴムの5重構造（厚さ計300 mm）となっており、上面以外から漏れる音は無視できるレベルであることを確認済みである。ベースパネルの500 mm上方にマイクが設置されており、同じ音圧で加振した際の音圧レベルの比（例えば、ベースパネルに吸遮音材を積層した場合の音圧レベルとベースパネルのみの音圧レベルの比）により遮音性能を評価できる。

図3に遮音性能の計測結果を示す。図3(a)はベースパネルに上（mic側）から厚さ20 mmの雑色PETフェルト800 g/m²、厚さ0.04 mmのフィルム35 g/m²、厚さ20 mmの反毛フェルト1550 g/m²の順に積層された吸遮音材（以後 sample①）のフィルムと上下フェルトの接着の有無の比較で、図3(b)がベースパネルに上から厚さ5 mmの反毛フェルト（バインダー25%）550 g/m²、厚さ0.04 mmのフィルム35 g/m²、厚さ20 mmの反毛フェルト1550 g/m²の順に積層された吸遮音材（以後 sample②）のフィルムと上下フェルトの接着の有無の比較である。接着は実際の製品では整形時にフィルムが熱融着する仕組みだが、今回の試験では、全面スプレーのりを用いて接着した。フェルトとフィルムの接着の有無により遮音性能が大きく変化していることがわかる。なお、sample①、sample②とも一般的に自動車の吸遮音材に用いられている材料であり、本研究では他にも2種類（計4種類）の計測を行っているが、接着と非接着で最も影響が小さかったのが sample①で、もっと影響が大きかったのが sample②であり、本論文に載せた次第である。また、1番上に積層したフェルトの密度の違いにより接着した際の遮音性能が大きく異なるのがわかる。別途実施した数値計算によるパラメータスタディでも同様の傾向を示した。これは、薄くて密度の高い（固い）フェルトの方が接着による剛性 U_p の影響が大きい事を示している。本現象のメカニズムについて3・3節で明らかにする。

Fig.2 Experimental setup of sound insulation level

Fig.3 Experimental results of sound insulation level

3・2 ハンマー加振実験による解析精度検証

第2章で説明した計算手法の精度検証を行った。前節で説明した残響箱を用いて、ベースパネルに厚さ 5 mm の反毛フェルト（バインダー 25%）550 g/m² とフィルムを接着した吸遮音材を積層（パネルとフェルトは非接着）して、フェルトを直径 20 mm 程度くり抜きパネルをハンマー加振し、レーザードップラー振動計を用いて最上面のフィルムの応答レベルを計測した。フィルムはスプレーのりでフェルトに全面接着した。計測点 1 はパネル中心の座標を (0 mm, 0 mm) とすると (20 mm, 40 mm) の位置で、加振位置は (20 mm, 20 mm) である。計測点 2 は (260 mm, 280 mm) の位置で、加振位置は (260 mm, 260 mm) である（図 4(a) 参照）。同じ条件の FE モデル（3.3 節で説明）を作成して計測結果と比較したグラフを図 4(b)(c) に示す。0 [dB]=20*log₁₀(1 [m/s²/N]) である。ファーストピークまでの剛性ラインや 200 Hz 以上の応答レベルが計算結果と計測結果で近い値となっており、定性的に一致する傾向であるといえる。また、計測点 1 はパネルのほぼ中央で、計測点 2 は拘束されている境界の近くであるため、剛性ラインは計測点 2 の方が小さく（剛性が大きく）、200 Hz 以上の応答レベルは計測点 1 のほうが大きい傾向は計算結果にも現れており、合理的な結果であるといえる。よって、計算結果は計測結果をほぼ再現しているといえる。

Fig.4 Comparison of experimental results and calculation results

3・3 実験結果と計算結果の比較

次に残響箱を用いてベースパネルに仕様②の吸遮音材を積層させ、パネル下面からスピーカー加振を行いレーザードップラー振動計で表層フェルトの振動を計測した。また、フェルト等を積層せずパネルのみの場合の振動も計測した。計測位置は前節と同じ（図 4 参照）である。また、同様に FE モデルでパネル下面全点 Z 方向入力

による応答を計算した。図5に今回用いた解析モデルを示す。計算モデル作製にはAltair社のHypermeshを用いた。フェルトは内部空気と骨格でモデル化しており、右図はわかりやすく別に表したが、実際には同じ位置にあり、各節点も同じ位置にあり第2章で示した連成項により相互作用をしている。パネルとフェルトの内部空気は面外方向は連続、面内方向はフリーである。パネルと骨格は3方向を非常に弱いバネで連結した。フェルトの内部空気とフィルムはパネルと同様の境界条件で、骨格とフィルムは接着しているのので3方向固いバネで連結した。パネルの周辺の境界条件は、あらかじめパネルのみの状態でハンマー加振実験を行いバネ係数をチューニングした。モデル外周とフェルトの内部空気は、法線方向は拘束、接線方向はフリー、骨格は固いバネで拘束した。フィルムも拘束条件とした。

Fig.5 Analysis model

図6に計測点1, 図7に計測点2における実験結果(a)と計算結果(b)の比較を示す。どちらも吸遮音材を積層させた表層フェルトの振動をパネルのみの振動で割ってdB表示したものを1/3オクターブバンドごとに表示したものである。一般的には振動レベルが高い方が遮音性能は低くなるが、図7は比較を見やすくするため1/3オクターブバンドごとに値を平均していること(たとえば反共振の谷が平均を下げてしまう)、また位相が考慮されていない等の理由でこのような結果になったと考えられる。計測点1では、接着の有無による周波数ごとの振動レベル差や接着時のピーク周波数が計算結果と計測結果で定性的に一致する傾向であること確認できた。また、計測点2では接着の有無による振動レベル差が計測点1より小さいことや接着時のピーク周波数が計算結果と計測結果で定性的に一致する傾向であること確認できた。計測点2は拘束されている境界に近いので接着の有無による振動レベル差が計測点1より小さいので合理的な結果であるといえる。以上より計算結果は接着有無の影響の定性的な差を再現出来ているといえる。

Fig.6 Comparison of experimental results and calculation results (measurement point 1)

図8に計測点1における上部フェルトの内部空気と骨格の振動応答の計算結果の比較を示す. 図8(a)が接着時, 図8(b)が非接着時を示す. 接着時には, 弾性多孔体の内部空気と骨格がほぼ同様の振動をするのに対し, 非接着時は大きく異なる振動をしていることが確認できた. 図3(b)では500 Hzを境に接着の有無の遮音性能が逆転しており, 図8(b)も500 Hzを境に骨格と内部空気の振動レベルが逆転しており, 遮音性能の変化に影響していると考えられる. 図9に1000 Hzにおける接着時・非接着時の振動変位分布をコンター表示した. 赤い部分が振幅大, 青い部分が振幅小で, 図9(a)が接着時, 図9(b)が非接着時である. どちらの場合も上下のフェルトの内部空気は同様の変位を示しているのに対し, 非接着時は骨格と内部空気ですべて異なる振動分布をしている. 図9(b)より非接着時は入力側(felt 20t)より応答側(felt 5t)の方が骨格の振動レベルが大きくなっており, 接着時に比べ遮音性能が小さくなっている可能性が考えられる.

4. 結 言

半無響室に設置された簡易的な遮音性能計測装置（残響箱）を用いて、パネルにフェルトとフィルム（オレフィンシート）とフェルトが積層された自動車用吸遮音材の遮音性能を計測した。フィルムが上下フェルトと接着された場合と接着されていない場合で遮音性能が大きく変化することを確認した。また、フェルトの密度により変化代が変わることも確認した。

音圧加振時の表層フェルトの振動をレーザードップラー振動計で計測した。接着時と非接着時で振動レベルが変化している事を確認した。本現象を解明するため、Biot 理論を用いた弾性多孔体の有限要素法を用いて積層吸遮音材の振動計算を行った。計算結果は計測結果と同様の傾向を示すことを確認した。また、接着時には、弾性多孔体の内部空気と骨格が同様の振動をするのに対し、非接着時は大きく異なる振動をしており、これにより遮音性能の変化が起これらと考えられる。

文 献

- Atalla, N. and Gardner, B., Foam-module theory manual, Vibro-acoustic sciences, Inc. (2001).
Allard, J. F. and Atalla, N., Propagation of sound in porous media, John Wiley & Sons, Inc.(2009).
Biot, M. A., Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid (1. Higher frequency range), The Journal of the Acoustical Society of America, 28-2 (1955), pp.168-191.
Kang, Y. J. and Bolton, S., A finite element model for sound transmission through foam-lined double panel structures, The Journal of the Acoustical Society of America, 99(1996), pp.2755-2765.
黒沢良夫, 中泉直之, 高橋学, 山口誉夫, 吸遮音材を積層したパネルの振動と透過損失, Dynamics and Design Conference 2013, No.262 (2013).
黒沢良夫, 中泉直之, 高橋学, 山口誉夫, フェルトとフィルムを積層したパネルの遮音性能解析, Dynamics and Design Conference 2014, No.647 (2014).
山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 固体-多孔体-空気からなる防音構造の減衰特性の FEM 解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.69, No.677 (2003), pp.34-41.
山口誉夫, 中本英良, 黒沢良夫, 松村修二, 弾性体-粘弾性体-多孔体からなる自動車防音構造のサウンドブリッジの散逸エネルギーの FEM 解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.71, No.708(2005), pp.2477-2484.
山口誉夫, 山本崇史, 丸山新一, FEM による Biot タイプ多孔質材を含む積層構造の変形と振動減衰の解析, Dynamics and Design Conference 2006, No.728 (2006).

References

- Atalla, N. and Gardner, B., Foam-module theory manual, Vibro-acoustic sciences, Inc. (2001).
Allard, J. F. and Atalla, N., Propagation of sound in porous media, John Wiley & Sons, Inc.(2009).
Biot, M. A., Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid (1. Higher frequency range), The Journal of the Acoustical Society of America, 28-2 (1955), pp.168-191.
Kang, Y. J. and Bolton, S., A finite element model for sound transmission through foam-lined double panel structures, The Journal of the Acoustical Society of America, 99(1996), pp.2755-2765.
Kurosawa, Y., Nakaizumi, N., Takahashi, M. and Yamaguchi, T., Vibration and Transmission loss for panels laminated with porous media, Dynamics and Design Conference 2013, No.262 (2013) (in Japanese).
Kurosawa, Y., Nakaizumi, N., Takahashi, M. and Yamaguchi, T., Transmission loss analysis for panels laminated with felt and film, Dynamics and Design Conference 2014, No.647 (2014) (in Japanese).
Yamaguchi, T., Kurosawa, Y. and Matsumura, S., Finite element analysis for damping properties of sound-proof structures having solid body, porous media and air, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.69, No.677 (2003), pp. 34-41 (in Japanese).
Yamaguchi, T., Nakamoto, H., Kurosawa, Y. and Matsumura, S., Dynamic analysis of dissipated energy for automotive sound-proof structures including elastic body, viscoelastic body and porous body using FEM in sound bridge phenomena, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.71, No.708 (2005), pp. 2477-2484 (in Japanese).
Yamaguchi, T., Yamamoto, T. and Maruyama, S., FEM for deformations and vibration damping in laminates including biot

Kurosawa, Yamaguchi, Nakaizumi and Takahashi, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.82, No.837 (2016)

type porous material, Dynamics and Design Conference 2006, No.728 (2006) (in Japanese).