

音響メタマテリアルによる音響性能設計 - 自動車防音材における遮音性能向上検討

宮本 光亮¹, 平田 武士¹

1. 日本音響エンジニアリング株式会社, R&D ソリューション事業部, 〒130-0021 東京都墨田区.

概要

自動車防音材では重量・寸法の制約が厳しいため、限られた質量を対象とする周波数帯域に集中的に配分できる遮音技術に価値がある。本論文では、薄板状ベース材に付加マスを周期配列した音響メタマテリアル (AMM) を、鉄板／多孔質材料／非通気中間層／多孔質材料からなる典型的な自動車防音材の中間層に適用した検討を報告する。無限剛体バップル中の平面振動領域からの放射パワーを自己項と相互作用項に分解する定式化から、波長に比して近接した 2 領域が等振幅・逆相の体積速度を持つとき総放射パワーが著しく低減されることを示し、COMSOL Multiphysics® の音響モジュールを用いた有限要素解析により、当該 AMM の遮音ピークがこの機構によることを体積速度の振幅・位相から確認した。さらに音響実験室における音響インテンシティ法による測定と比較し、ピーク周波数および全体傾向の一致を確認した。積層構成の非通気中間層に適用した場合、 $+1.06 \text{ kg/m}^2$ の質量増に対して 1000 Hz 帯で約 9.7 dB の透過損失向上が得られた。これは同じ質量を均質に付加した場合に二重壁の質量則から期待される約 7.6 dB を上回っており、本手法が限られた質量を対象帯域に集中的に配分できることを示している。

キーワード: 音響メタマテリアル, 音響材料, 遮音, 自動車防音材, 有限要素法

1. はじめに

吸音材や遮音材を中心とする音響材料は、建築空間・産業機械・輸送機器などあらゆる場面における音の設計と制御を目的として用いられており、産業的にも学術的にも重要なテーマである。特に自動車は、非常に多種多様な音響材料が用いられている工業製品のひとつであるといえる。音響材料設計の観点からいえば、建築空間などと比較して、自動車においては材料の重量や寸法に関する制約が大きいという難しさがある。

一方、一般的な非通気遮音材料は、その質量が大きいほど遮音性能が高くなる傾向にある (質量則)。質量則による遮音性能の向上量は周波数に依らずほぼ一様であり、付加した質量を特定の周波数帯域に重点的に振り向けることができない。一方、実車において問題となる騒音は、音源や伝達経路に応じて卓越する帯域が限られていることが多い。従って、限られた質量を対象帯域に集中的に配分できる技術、およびその帯域を設計できる技術には高い工学的価値があると言える。

質量則に依らない遮音性能向上手段としては、例えば制振材の付加、二重壁構造、動吸振器の使用などが挙げられる。音響メタマテ

リアルと呼ばれるクラスの材料も、質量則とは異なる原理によって、周波数帯域を選んで遮音性能を設計しうる技術である。

音響メタマテリアル (Acoustic Metamaterials, AMM) とは、注目する音波の波長に比して小さな構造・形状の工夫や、その周期配列の工夫によって、均質な材料とは異なるマクロ特性 (実効密度, 実効体積弾性率など) を設計した人工材料である。学術研究としては多種多様な AMM が報告されているが [1,2], その産業応用については、形状・製造・耐久性などに関する課題が多く [3,4], 実用化は限定的である。

本研究では、AMM の産業レベルでの応用として、自動車防音材への適用検討を実施した。自動車防音材の中でも特に高い防音性能が求められる部品として、ダッシュサイレンサやフロアカーペットがあり、典型的には鉄板・多孔質材料・非通気中間層・多孔質材料という積層構造として構成される。今回は、このうち非通気中間層に対して、メタマテリアル構造を導入した場合の遮音性能の変化に注目する。検討は有限要素法 (Finite Element Method, FEM) による数値解析と、音響実験室を用いた測定の両方を行った。両手法の比較により、数値解析の妥当性を確認するとともに、数値

解析の利点を活かした詳細な検討（振動様態・音響放射メカニズムの可視化など）を実施した．本研究の主眼は，質量あたりの広帯域的な遮音性能の改善ではなく，付加マスの寸法という製造上扱いやすいパラメータによって遮音性能の向上する周波数帯域を設計し，限られた質量をその帯域に集中的に配分できることを，実部材の積層構成において実証する点にある．

2. 理論

本節では，無限剛体バツフル中の平面状振動領域からの放射パワーが，異なる振動様態をもつ領域間の相互作用によって低減されうること示し，本研究の AMM がその機構をパッシブに活用する構造であることを述べる．

2.1. 平面状振動領域からの音響放射

音響伝播を考える空間を $D := \{\mathbf{r} = (x, y, z) \in \mathbb{R}^3 | z \geq 0\}$ とする． $z = 0$ 平面上にあり，面積が S であるような領域 $\Omega \subset D$ を考える．この領域のみでノンゼロの値を持つ振動速度場を $\mathbf{v}(\mathbf{r})$ とする．ただし，振動速度は領域法線方向成分のみを持つものとする．この領域からの音響放射パワー Π_Ω は， ω を角周波数として次のように表現される[5]．

$$\begin{aligned} \Pi_\Omega(\omega) &= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left(\frac{iz_0 k}{2\pi} \iint_{\Omega} \iint_{\Omega'} \mathbf{v}(\mathbf{r}') \frac{\exp(-ik\Delta r)}{\Delta r} \mathbf{v}^*(\mathbf{r}) dS' dS \right) \\ &= \frac{z_0 k}{4\pi} \iint_{\Omega} \iint_{\Omega'} \frac{\sin(k\Delta r)}{\Delta r} \operatorname{Re}(\mathbf{v}(\mathbf{r}') \mathbf{v}^*(\mathbf{r})) dS' dS \end{aligned} \quad (1)$$

ただし， z_0 ：空気特性インピーダンス， k ：放射音の波数， $\Delta r = |\mathbf{r} - \mathbf{r}'|$ である．

次に，領域 Ω が振動速度場の異なる，重ならない 2 つの領域 Ω_A, Ω_B からなる場合を考える．すると，全領域からの音響放射パワー Π_{total} は，積分領域の分割により次のように書ける．

$$\Pi_\Omega = \Pi_{AA} + \Pi_{BB} + 2\Pi_{AB} \quad (2)$$

ただし，

$$\Pi_{ij}(\omega) = \frac{z_0 k}{4\pi} \iint_{\Omega_i} \iint_{\Omega_j} \frac{\sin(k\Delta r)}{\Delta r} \operatorname{Re}(\mathbf{v}(\mathbf{r}_j) \mathbf{v}^*(\mathbf{r}_i)) dS_j dS_i \quad (3)$$

である． Π_{AA}, Π_{BB} はそれぞれ， Ω_A, Ω_B が孤立して存在する場合の音響放射パワーと一致する．従って， Π_{AB} は二つの振動領域間の相互作用項であると言える．

さて，常に $\Delta r < \lambda/2$ となるように領域 Ω_A, Ω_B が近接していることを仮定すると

$$\frac{\sin(k\Delta r)}{\Delta r} > 0 \quad (4)$$

であるから， Π_{AB} の符号は $\operatorname{Re}(\mathbf{v}(\mathbf{r}_B) \mathbf{v}^*(\mathbf{r}_A))$

という部分によって決定されることが分かる．最も単純な例として， Ω_A, Ω_B それぞれにおける振動速度が $v_A, v_B (\in \mathbb{C})$ 一様である場合を考える．すると，

$$\begin{aligned} \operatorname{sign}(\Pi_{AB}(\omega)) &= \operatorname{sign}(\operatorname{Re}(v_B v_A^*)) \\ &= \operatorname{sign}(\cos(\arg(v_B) - \arg(v_A))) \end{aligned} \quad (5)$$

である．すなわち， Ω_A, Ω_B の振動速度が逆相的である場合に，この相互作用項の寄与が負になることを示しており，全領域からのトータルの音響放射パワーを低減する可能性が示される．さらに，領域 Ω_A, Ω_B が注目する波長 λ よりも十分近接しており，

$$\frac{\sin(k\Delta r)}{k\Delta r} \approx 1 \quad (6)$$

である場合，トータルの音響放射パワーは

$$\Pi_\Omega \approx \frac{z_0 k^2}{4\pi} (|Q_A|^2 + |Q_B|^2 + 2|Q_A||Q_B| \cos(\Delta\varphi_{AB})) \quad (7)$$

とかけ， $|Q_A| = |Q_B|$ かつ $\Delta\varphi_{AB} = \pi$ で，式(6)の近似の範囲で最小値 0 を示し，近似外では $(k\Delta r)^2$ のオーダーまで抑制される．ただし， Q_i ($i = A, B$) は体積速度であり次の式で定義され．

$$Q_i = \iint_{\Omega_i} v_i(\mathbf{r}) dS \quad (8)$$

位相差 $\Delta\varphi_{AB} = \arg(Q_B) - \arg(Q_A)$ である．

2.2. AMM による放射音の低減

図 1 のような薄板状のベース材に付加マスを周期配列した構造を考える．このような構造は，付加マスのある領域とない領域の間に密度や剛性の差があることから，異なる振動様態をもつ領域が生じる．付加マスの配置間隔を注目波長以下とすることによって，式(7)のように各領域の振動位相の設計によって放射パワーを低減できる可能性がある．すなわち，このような構造（以下単に AMM）は，2.1 項で述べた異種振動領域間の相互作用による放射パワーの低減構造の具体的実装である．

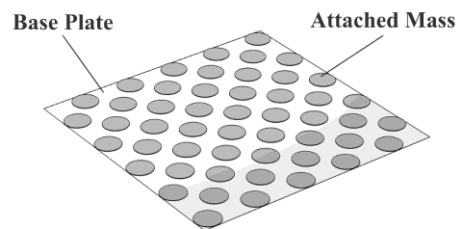


図 1 薄板状のベース材に付加マスを周期配列した AMM

注目したいのは次の2点である。第一に、この AMM は固体振動そのものを抑制するのではなく、固体振動からの音響放射効率を制御することによって放射パワーを低減させている。第二に、各領域の振動特性は付加マスの寸法や質量という製造上コントロールしやすい設計パラメータによって決定される。すなわち、遮音性能を高める周波数帯域を設計対象として選択することができる。

3. 自動車防音材への適用検討

今回検討対象とする自動車防音材の構成は図2の通りである。音波の入射側から、鉄板、ニードルフェルト、非通気樹脂シート、ニードルフェルトという積層からなり、各層の厚さは順に 0.8mm, 10mm, 0.5mm, 10mm とした。各層の物性値については、後述のシミュレーション手法の項にて記載する。この構造を以下単に基準構成と呼称する。基準構成の樹脂シートをベース材として、半径 25mm、厚さ 1mm のアルミニウム円板を付加マスとした AMM を考える。なお、アルミニウム円板の配列は市松模様状とし、最近接の円板の円心間距離は $50\sqrt{2}$ mm とした。基準構成のうち、樹脂シートの層を当該 AMM に置き換えたものを AMM 構成と呼ぶことにする（図3）。

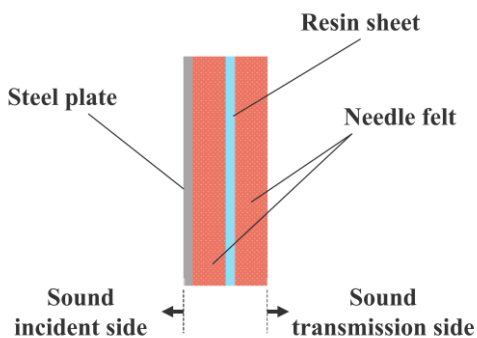


図2 検討対象となる自動車防音材の積層構成（基準構成）

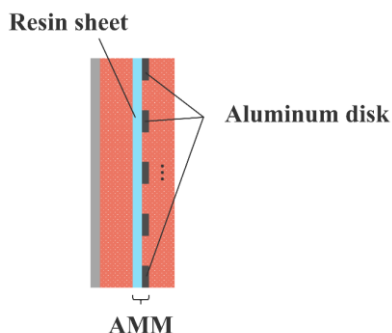


図3 自動車防音材の AMM 構成

3.1. シミュレーション手法

シミュレーションには FEM を使い、COMSOL Multiphysics® 6.4 および音響モジュールを使用した。計算周波数範囲は約 178～2245Hz とし、対数軸上で 220 等分割となるように計算周波数を定めた。

流体媒質領域においては、Helmholtz 方程式を支配方程式とした。

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho} \nabla p \right) + \frac{k^2}{\rho} p = 0 \quad (9)$$

ここで、 p ：音圧、 ρ ：流体媒質の密度である。フィジックスインターフェースには Pressure Acoustics, Frequency Domain を用いた。流体媒質領域においては、最大メッシュサイズが計算上限周波数における波長の $1/6$ 以下となるように設定し、要素次数は 2 とした。

固体媒質領域においては、変位場 $\mathbf{u}$ に関する運動方程式

$$-\rho_s \omega^2 \mathbf{u} = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{u}) \quad (10)$$

および構成則

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C} : \boldsymbol{\epsilon}(\mathbf{u}), \quad \boldsymbol{\epsilon} = \frac{1}{2} (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \quad (11)$$

を支配方程式とした。ここで、 ρ_s ：固体媒質の密度、 $\boldsymbol{\sigma}$ ：応力テンソル、 $\mathbf{C}$ ：弾性テンソル、 $\boldsymbol{\epsilon}$ ：ひずみテンソルである。フィジックスインターフェースには Solid Mechanics を用いた。固体媒質領域における最大メッシュサイズは、媒質材料の剛性が十分に表現される程度に細かく設定した。

また、流体媒質と固体媒質の境界においては、Multiphysics 機能の Acoustic-Structure Boundary を用いて境界法線方向加速度の連続条件を考慮した。

$$\frac{1}{\rho} \mathbf{n} \cdot \nabla p = \omega^2 \mathbf{n} \cdot \mathbf{u} \quad (12)$$

ただし、 $\mathbf{n}$ ：は境界法線方向単位ベクトルである。

3.1.1. 防音材のモデル化

今回検討する防音材を構成する材料のモデル化は次の通りである。なお、各材料領域の境界においては、固体材料同士の境界は変位の連続性が、多孔質材料と固体材料間の境界は式(12)で示される加速度の連続性を考慮した。

固体材料

鉄板、樹脂シート、付加マスは全て線形弾性体としてモデル化した。各材料に用いた物

性値は表 1 の通りである．なお，固体材料の損失係数は非考慮である．

表 1 シミュレーションに用いた各材料物性値

領域名	密度 [kg/m ³]	Young 率 [GPa]	Poisson 比
鉄板	7850	205	0.28
樹脂シート	1500	1.7	0.4
付加マス	2700	70	0.33

多孔質材料

使用したニードルフェルトは，軽量・柔軟であり，骨格弾性の影響が小さいと考えられるため，Johnson-Champoux-Allard(JCA)モデルの Limp frame 近似を用いて等価流体媒質としてモデル化した．JCA モデルの表現パラメータは次の通りとした：単位厚さ流れ抵抗 18400Ns/m⁴，多孔度 0.98，迷路度 1.03，粘性特性長 93μm，熱的特性長 187μm，嵩密度 50kg/m³．

3.1.2. 遮音性能評価モデル

遮音性能は，垂直入射透過損失およびランダム入射透過損失で評価した．

垂直入射透過損失

ASTM E2611 に定められたインピーダンス管を用いた測定を模擬したモデルを構築した

(図 4)．なお，今回の AMM は周期性を有するため，周期性の単位構造のみを取り出し，その周囲には Floquet 境界条件を課した．音源境界には平面波入射を設定した．モデル中にはインピーダンス管におけるマイクを模擬した境界を設定し，その境界における音圧値を取得することによって測定手法と同様の計算にて垂直入射透過損失を算出した．

ランダム入射透過損失

ランダム入射透過損失は，音響実験室を用いた方法が自動車防音材の材料段階評価として広く用いられている．そこで，これを模擬したモデルを構築した (図 5, 図 6) ．

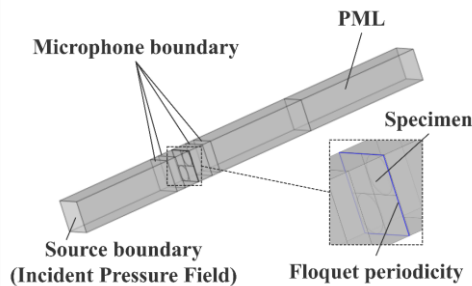


図 4 インピーダンス管による垂直入射透過損失評価模擬モデル

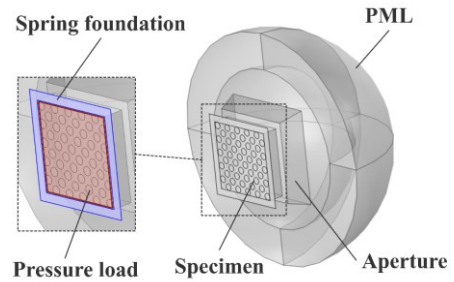


図 5 実験室によるランダム入射透過損失評価模擬モデル(isometric view)

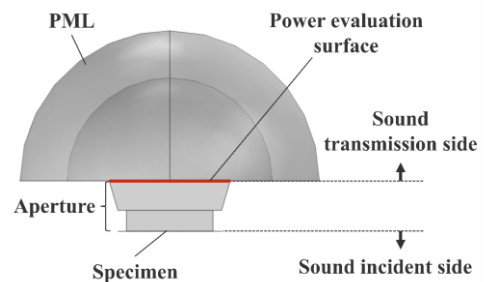


図 6 実験室によるランダム入射透過損失評価模擬モデル(side view)

なお，実験室を用いた透過損失測定値は，特にその開口寸法・形状の影響を受けることが知られており[6]，今回は次節にて述べる実験に用いた開口の寸法と形状まで模擬した．

評価対象サンプルの四周は，図 5 のような弾性支持条件 (Total spring constant 10⁶ N/m) としたが，これは比較となる実験において，表面がゴムシートであるような口の字型のスペーサーで評価対象を挟み込んで設置した状況をモデル化したものである．評価対象サンプルへの音波の入射は，拡散音場にサンプル入射面が接していることを仮定した近似的な理論値 $p_{\text{rand}} = p_{\text{in}} + p_{\text{re}}$ を境界荷重条件として与えた．

$$p_{\text{in, re}}(\mathbf{r}, \omega) = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=1}^N p_0 \cdot \exp \left(i \left(\beta^{(n, \omega)} - \left(k_x^{(n, \omega)} x + k_y^{(n, \omega)} y \pm k_z^{(n, \omega)} z \right) \right) \right) \quad (13)$$

$$\begin{cases} k_x^{(n, \omega)} = k \sin \theta^{(n, \omega)} \cos \phi^{(n, \omega)} \\ k_y^{(n, \omega)} = k \sin \theta^{(n, \omega)} \sin \phi^{(n, \omega)} \\ k_z^{(n, \omega)} = k \cos \theta^{(n, \omega)} \end{cases} \quad (14)$$

ここで， $p_{\text{in, re}}$ は右辺複号の+が p_{in} を，-が p_{re} を表し， N ：ランダムな方向および位相を持つ平面波の重畳数(100とした)， p_0 ：入射波音圧振幅， β ：位相項， k_i ：波数の i 方向成分， θ ：

入射仰角, ϕ : 入射方位角であり, 上付き添え字の (n, ω) は, n, ω をシード値として用いて決定されるランダムな値であることを意味する. なお, θ のみ $\cos \theta$ の重みづけをして値のランダム生成をした.

透過損失は, p_{rand} を用いて計算される入射パワー Π_{in} の理論値と, 透過側評価面上の透過パワー Π_{tr} の計算結果から次のように計算した.

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{\Pi_{in}}{\Pi_{tr}} \right) \quad (15)$$

3.2. 実験手法

検討する AMM を含む自動車防音材の実験用サンプルを図 7 に示す. このサンプルを用いて, 基準構成および AMM 構成のランダム入射透過損失を測定した. 測定手法は ISO 15186-1 に準拠した音響インテンシティ法を用いた. なお, 実験室間の開口寸法は一辺 500mm の正方形であった.

4. 実験・シミュレーション結果

4.1. 垂直入射透過損失と遮音メカニズム

図 8 に, 樹脂シートおよび AMM 単体の垂直入射透過損失を, シミュレーションを用いて計算した結果を示す. また, 同グラフ中にそれぞれの質量則

$$TL_{ML} = 10 \log_{10} \left(1 + \left(\frac{\omega m}{2Z_0} \right)^2 \right) \quad (16)$$

も示す. ただし, m : 材料の面密度であり, この式は外部音圧による励振のみを受けた物体が, 質量的な応答のみを生ずするという仮定のもと, 物体の運動方程式から導出されるものである.

これを見ると, 樹脂シート単体がほぼ質量則に沿った透過損失を示す一方で, AMM は特定の周波数帯域において質量則を大きく上回る遮音性能を示すことが分かる. 遮音性能のピーク周波数は約 340Hz, 1125Hz であり, そのでの透過損失は質量則をそれぞれ約 14.5dB, 約 8.1dB 上回る. 第一ピークと同等の透過損失を, 均質な質量付加のみで得る場合, AMM の約 5.3 倍の面密度が必要となる. 一方で, ピーク周波数の直後に質量則よりも性能が悪化する周波数帯域も認められる.

AMM の遮音メカニズムについて調べるために, 振動領域をマスの付加されていない領域 Ω_{base} およびマスの付加された領域 Ω_{mass} に分けて観察した. シミュレーションによって, 各領域の体積速度 Q_{base}, Q_{mass} を計算した結果を

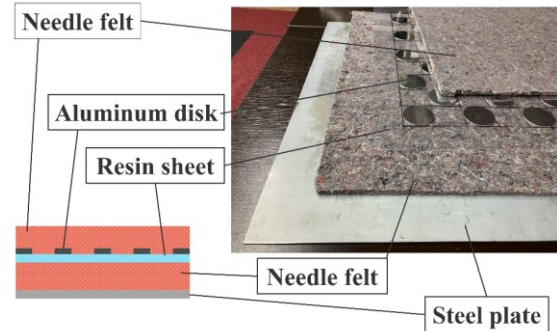


図 7 AMM 構成の実験用サンプル

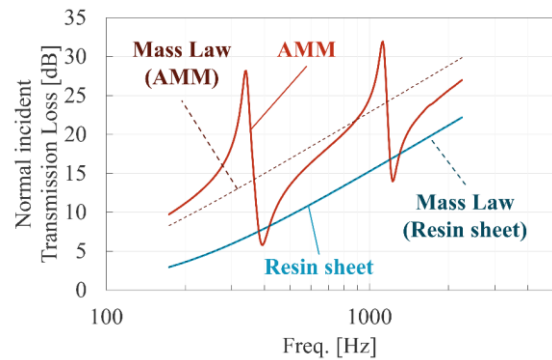


図 8 シミュレーションによる樹脂シートおよび AMM 単体の垂直入射透過損失

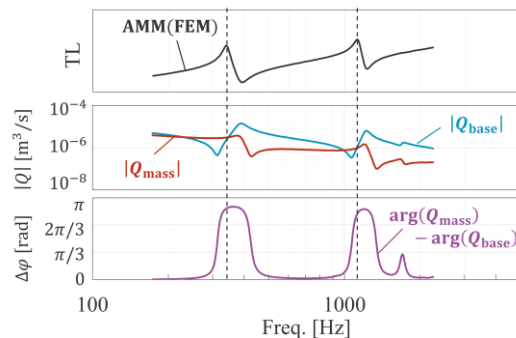


図 9 垂直入射透過損失と各領域の体積速度の大きさおよび位相差

図 9 に示す. すると, 遮音ピーク周波数において, $|Q_{base}| \approx |Q_{mass}|$ かつ $\arg(Q_{mass}) - \arg(Q_{base}) \approx \pi$ となっていることが分かる. これは, 式(7)の考察と同様であり, このことから当該 AMM の遮音メカニズムは, 2 節で理論的に予測したような異なる振動領域間の相互作用による放射音の低減であると言える. また, 質量則に比べても遮音性能が低下していた周波数においては, マスの付加されていない領域の共振に起因することも図 9 から分かる.

さらなる現象の理解のために, グラフ中の第一遮音ピークにおける AMM の振動変位場

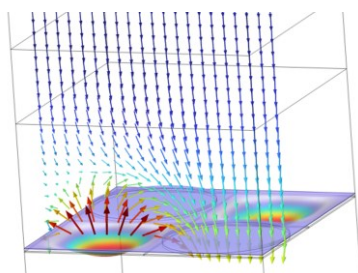


図 10 遮音ピークにおける AMM の振動変位場および近傍の粒子速度ベクトル場

および透過側空間における空気の粒子速度ベクトルを描画したものを図 10 に示す。これを見ると、一方の振動領域によって空気が励振されて生じた粒子の流れが、ちょうど逆相的な振動状態にあるもう一方の振動領域へ吸い込まれるような動きが確認される。これは、遮音性能の高い周波数帯域において、AMM の振動のほとんどが近傍場の励振に限定され、遠方放射場が抑制されていることの可視化である。

4.2. ランダム入射時の遮音特性

図 11 に AMM 単体の垂直入射透過損失およびランダム入射透過損失を、シミュレーションを用いて計算した結果を示す。これを見ると、ランダム入射条件においても、垂直入射時と同様の遮音ピークが確認できる。

各遮音ピークが、垂直入射時と同様のメカニズムによるものかを調べるために、透過損失の第一・第二ピークにおける振動変位場を可視化したものを図 12 および図 13 に示す。垂直入射・ランダム入射時ともに同様の振動変位分布が確認できる。なお、注目している放射音低減メカニズムは同一の構造であっても周波数が低いほど強く動作する(式(3))。実際、質量則からの超過量は第一ピークで約 14.5 dB であり、第二ピークの約 8.1 dB を上回る(図 8)。注目する防音材は二重壁構造であるが、この構造が高い遮音性能を示すのは中空共鳴周波数以上の帯域に限定される。すなわち、質量則に従う単層構造・二重壁構造のいずれも、低周波側で不利になるのに対し、本機構は低周波側で不利にならない。シミュレーションで両入射条件において低周波領域に遮音ピークが生じている(315 Hz 帯、図 11)が、後述する本報告の実験室測定は 400Hz 帯を下限としており、低域側の実験的検証は今後の課題である。

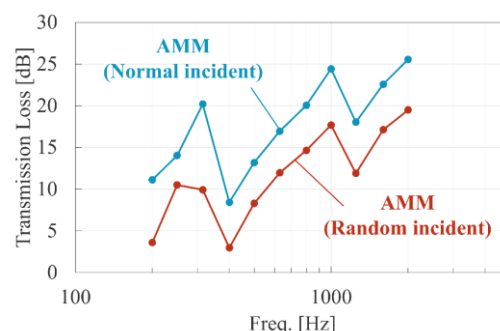


図 11 AMM の透過損失：
入射条件比較 (1/3 オクターブバンド表示)

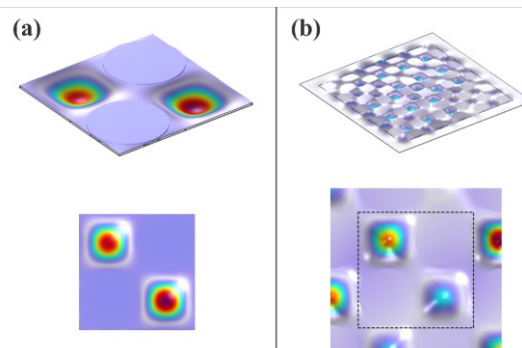


図 12 遮音性能の第一ピークにおける振動変位場：
(a)垂直入射, (b)ランダム入射

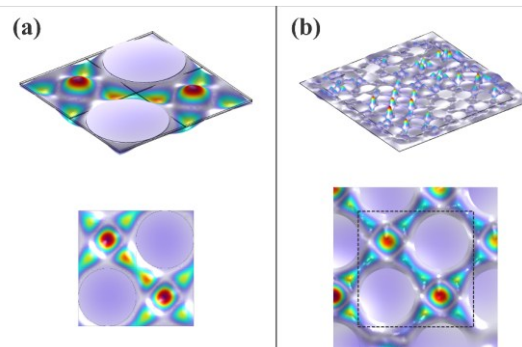


図 13 遮音性能の第二ピークにおける振動変位場：
(a)垂直入射, (b)ランダム入射

4.3. 実験結果とシミュレーション結果の比較

図 14 に樹脂シート単体および AMM 単体のランダム入射透過損失を、実験およびシミュレーションにより算出した結果を示す。実験結果とシミュレーション結果を比較すると、両材料ともにピーク周波数および全体傾向はよく一致していることが分かる。ただし、ディップの深さについては、シミュレーション結果のほうが過大となっている。注目するディップは、マスを付加していない領域の共振によるものであるが、シミュレーションにおいてはベース材の損失係数を考慮していない

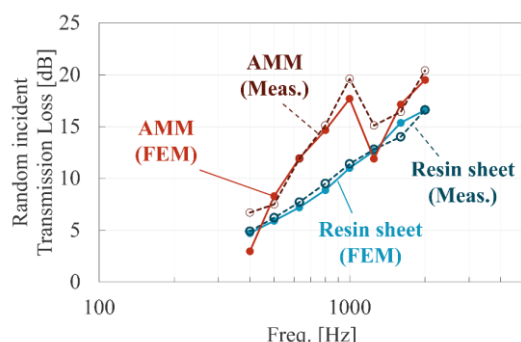


図 14 樹脂シートおよび AMM 単体のランダム入射透過損失 (1/3 オクターブバンド表示)

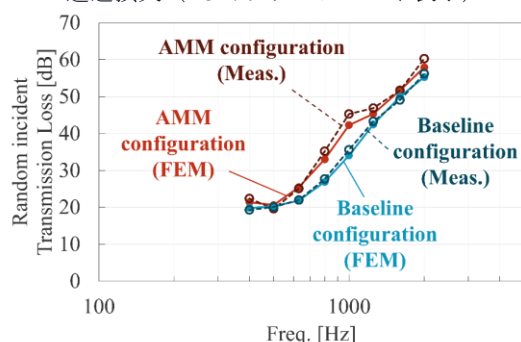


図 15 基準構成および AMM 構成のランダム入射透過損失 (1/3 オクターブバンド表示)

ために、実験と比較して共振における振動振幅が過大に計算されたことが主要因だと考えられる。

次に、自動車防音材の基準構成および AMM 構成を対象とした結果を図 15 に示す。積層構成の場合においても、実験結果・シミュレーション結果はよく対応している。また、AMM 構成においては、AMM 単層の場合と同様の周波数帯域での遮音性能向上が認められる。

基準構成の面密度は 8.03kg/m^2 、AMM 構成の面密度は 9.09kg/m^2 であり、付加された質量は中間層の $+1.06\text{kg/m}^2$ である。同じ質量を中間層に均質に付加した場合、すなわち面密度 1.81kg/m^2 の無垢樹脂シートを中間層とした場合に、二重壁の中空共鳴周波数以上の帯域における質量則から期待される向上量は約 7.6dB である。実験結果では、 1000 Hz 帯において約 9.7dB の向上が得られており、これを上回る。一方、 $400\sim 2000\text{ Hz}$ の帯域平均では約 4.2dB であり、均質な質量付加を下回る。すなわち本 AMM は、付加質量が与える遮音性能を広帯域に様に分配するのではなく、設計された帯域に集中させる働きをしている。

5. 結論

本研究では、AMM の産業応用として自動車防音材への適用を検討した。まず、注目波長に比して近接した二つの振動領域が等振幅・逆相の体積速度をもつとき、トータルの音響放射パワーが低減されることを理論的に示した。その実装として薄板状ベース材に付加マスを周期配列した AMM を取り上げ、シミュレーションと実験の両手法により、設計されたピーク周波数において質量則を約 14.5dB 上回る遮音性能を示すこと、およびそのメカニズムが上記の放射低減であることを体積速度の算出により確認した。この向上は垂直入射・ランダム入射のいずれでも生じた。さらに、典型的な自動車防音材の非通気中間層に本 AMM を組み込むことで、 $+1.06\text{kg/m}^2$ の質量増に対し 1000 Hz 帯で約 9.7dB の透過損失向上が得られた。これは均質な質量付加の期待値 (約 7.6dB) を上回る一方、 $400\sim 2000\text{ Hz}$ 帯域平均では約 4.2dB とこれを下回る。すなわち本 AMM の工学的価値は、質量あたりの広帯域的な遮音性能ではなく、付加マスの寸法という製造上扱いやすいパラメータによって対象帯域を選択し、限られた質量をそこに集中配分できる点にある。また、二重壁構造では性能設計の難しい共鳴周波数以下の遮音性能改善の可能性がシミュレーションにより示されたが、実験による検証は今後の課題である。

参考文献

- [1] J. Liu et al., "A Review of Acoustic Metamaterials and Phononic Crystals", *Crystals*, vol. 10, p. 305, 2020.
- [2] H. Ge et al., "Breaking the Barriers: Advances in Acoustic Functional Materials", *National Sci. Rev.*, vol. 5, pp. 159–182, 2018.
- [3] T. Huang, C. Shen and Y. Jing, "Membrane- and Plate-Type Acoustic Metamaterials", *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 139, no. 6, pp. 3240–3250, 2016.
- [4] Y. Wu, M. Yang and P. Sheng, "Perspective: Acoustic Metamaterials in Transition", *Journal of Applied Physics*, vol. 123, no. 9, 2017.
- [5] E. G. Williams, *Fourier Acoustics: Sound Radiation and Nearfield Acoustical Holography*, Academic Press, 1999.
- [6] 井上, 佐久間, 音響透過損失測定におけるニッシュ効果について, *日本音響学会誌*, vol. 76, no. 4, pp. 221–228, 2020.