

微細多孔アルミ薄板の音響連成振動挙動と吸音パネルへの適用

田中 俊光^{*1}, 草薙 樹宏^{*2}, 山極 伊知郎^{*3}

Vibro-acoustic behavior of micro-perforated thin aluminum plate for sound absorbing panel

Toshimitsu TANAKA^{*1}, Tatsuhiko KUSAKARI^{*2}, Ichiro YAMAGIWA^{*3}

ABSTRACT : New sound absorbing materials, micro-perforated aluminum thin plate and foil, have been developed to solve some problems of fibrous sound absorption materials. But the stiffness of thin plate or foil is not so high, so they are easily vibrated by sound pressure. And sound absorption performance is affected to decrease the value of the coefficient of sound absorption.

This paper presents the relation between the vibration mode and the performance of sound absorption of perforated thin plate and the effectiveness of damping treatment for increasing sound absorption power at the natural frequencies. And this paper describes the applications of these perforated materials as noise abatement solutions.

Keywords : micro perforated plate, micro perforated foil, sound absorption , sound absorbing panel, vibration mode

(Received October 4, 2009)

1. はじめに

繊維系の吸音材料には、水分を含んだ場合の吸音性能の低下、耐熱温度、耐候性などの点で問題が生じる場合がある。そのため、繊維系吸音材料の持つそのような課題を改善し、かつリサイクル性や軽量性の点から環境負荷の低減にも寄与できるアルミの薄板材やアルミ箔に微細多孔加工を施した吸音材料を用いた吸音パネルの開発が進められている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。

しかし、薄板や箔のように厚みの薄い材料は剛性が低くなり勝ちで、音圧により励振される振動の大きさが吸音性能に影響を与える場合がある。そのため吸音パネルの吸音設計を行う上で、微細多孔材の振動と吸音性能との間の関連性を明確にし、設計に反映できることが望まれているが、報告例は見当たらない。

そこで、音圧により励振された微細多孔薄板の振動挙動と吸音性能との関連性を、吸音率の計測と非接触レーザー振動計を用いた微細多孔材の振動挙動の計測とにより、先ず実験的に明らかにすることを試みて来た⁽⁴⁾⁽⁵⁾。これまでに、同薄板の振動の周波数特性と2点マイクロホン法⁽⁶⁾により計測した吸音率との関連性について実験し、同薄板の共振が吸音性能の低下の原因となること、および制振性の付加により吸音性能の低下を抑止できることを明らかにし⁽⁴⁾、また同薄板の全面に亘る振動分布の計測や実験モード解析により、共振周波数における吸音性能の落ち込みの程度が共振モードにより異なることを見出して来た⁽⁵⁾。

本稿では、1次元波動伝搬を実現するために用いた音響管内に微細多孔材と空気層とにより吸音構造を構成し、平面波理論に基づく吸音率の計算式と実測値との比較、微細多孔材の振動計測など通してこれまでに得られた主要な実験結果、および同材の吸音パネルへの適用例について述べる。

^{*1}: 理工学研究科エレクトロメカニクスコース教授
(tos-tanaka@st.seikei.ac.jp)

^{*2}: 理工学研究科エレクトロメカニクスコース博士前期課程
学生

^{*3}: (株)神戸製鋼所 技術開発本部 機械研究所

2. 微細多孔を含む音響管内音場の理論

2.1 管内の伝達マトリックス

図1に示す音響管内に背後空気層厚み l を介して微細多孔板が配置されているときの微細多孔板の両面それぞれの境界面上の位置を同図中に示すように①、②とし、位置③は音響管の終端で閉、他端には全面が同相で調和振動するピストン状音源が設けられているとする。

多孔板と背後空気層とで構成される吸音構造における吸音率の値は、同図中の①における音圧と粒子速度の比（音響インピーダンス密度）から後述のように求められる⁽²⁾。なお①における音響インピーダンス密度は、①と②とを結び付ける伝達マトリックスと、②と③とを結び付ける伝達マトリックスとの積から算出することができる。

(1) 微細多孔板両面①と②との間の伝達マトリックス

微細多孔板が振動しない場合の多孔板両面近傍のそれぞれの音圧と粒子速度は、次の伝達マトリックスで関係付けることができる⁽²⁾。

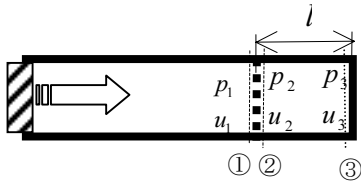


図1. 音響管内の多孔板と背後空気層 l

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \Gamma/\sigma \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_p \\ T_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 $\Gamma = j\omega M_A + R_A$, $R_A = \frac{2R_V(l_A + l_R)}{a}$, $l_R \cong 2a$,

l_A :板厚, σ :開口率, $2a$:孔径 R_V :壁面における粘性抵抗係数, なお, M_A は管端補正した孔部の音響イナータンス⁽²⁾であり, R_A は, 同じく音響レジスタンスである。

(2) 空気層部②と③との間の伝達マトリックス

厚み l の空気層の両端②と③の音圧と粒子速度を関係付ける伝達マトリックスは, j を虚数単位として周知の式(2)で与えられる。ここで $\rho_0 c_0$ は空気の固有音響抵抗である。

$$\begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl & j\rho_0 c_0 \sin kl \\ \frac{j}{\rho_0 c_0} \sin kl & \cos kl \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_3 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a \\ T_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_3 \\ u_3 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(2)$$

k :波長定数, l :空気層厚み, ρ_0 :空気の密度, c_0 :音速

2.2 吸音率の算出

図1に示す音響系において, 位置①と位置③のそれぞれの音圧と粒子速度の間には, 式(1)と式(2)とから次の関係式が成立する。

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_p \\ T_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_a \\ T_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_3 \\ u_3 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(3)$$

ここで, 改めて

$$[T] = [T_p][T_a] = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \dots\dots(4)$$

とおき, 位置③において粒子速度がゼロであることを考慮すると, 微細多孔板表面上①の音響インピーダンス密度 z は,

$$z = p_1/u_1 = T_{11}/T_{21} \dots\dots\dots(5)$$

となり, 垂直入射吸音率 α は次式から求めることができる。

$$\alpha = 1 - \left| \frac{z - \rho_0 c_0}{z + \rho_0 c_0} \right|^2 \dots\dots\dots(6)$$

3. 実験装置と方法⁽⁵⁾

3.1 微細多孔板の振動分布と吸音率の計測

図2に測定システムを示す。長さ1000mm, 内径100mm, 厚み3mmの塩化ビニル製の円筒の一端に厚さ7mmの透明なガラス板が装着され, そのガラス板から空気層30mmを介して円筒内部に微細多孔薄板が周縁固定されている。他端にスピーカを配置し, 白色雑音を発生させた。同薄板の振動の測定は, ガラス板端の筒外に設置した非接触型のスキャニング式レーザドップラ振動測定装置(Polytec GmbH社製 PSV-400-1D)により行った(写真1)。振動の測定位置は供試体の全面に亘る7mm間隔の格子状の交点位置(総計175点)である。

又吸音率の計測は, 二点間の音圧の伝達関数を計測し, 2マイクロホン法⁽⁶⁾により求めた。

3.2 実験に用いた微細多孔薄板

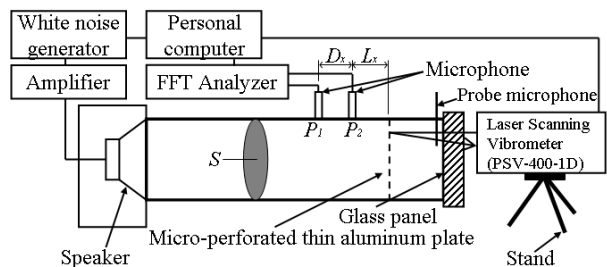


図2. 微細多孔板の振動分布と吸音率の計測システム

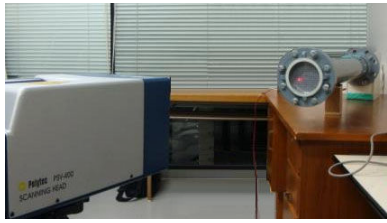


写真1. 微細多孔板の振動計測

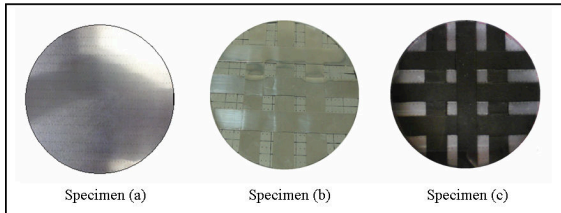


写真2. 微細多孔板供試体 (制振性付加無し (a), 有り (b), 有り (c))

表1. 微細多孔薄板供試体の諸元

供試体記号	板厚	孔径	開口率	制振性付加・備考
(a)	0.15mm	0.5mm	0.38%	なし・周辺固定条件に若干の差異
(b)	0.15mm	0.5mm	0.38%	幅13mm, 厚み0.1mmのアルミ板を厚み0.6mmの両面テープで貼付
(c)	0.15mm	0.5mm	0.38%	幅13mm, 厚み1.5mm (接着材厚み込み)の制振材を貼付

微細多孔薄板はアルミ合金製であり、板厚と孔径および開口率は表1に示す通りである。これらの値を同一に保ち、同表に示す制振性を加えた場合と加えない場合における各試験体それぞれの振動挙動と吸音率を測定した。各供試体の緒元とその写真を表1と写真2に示す。

4. 実験結果

4.1 微細多孔薄板供試体の吸音率の測定結果

図3に制振性を付加しない供試体(a)の垂直入射吸音率の式(6)による計算値と実測値とを示す。計算値は微細多孔板が振動しないと仮定して立式した場合の値である。同図から約700Hz以上の周波数帯域においては、実測値と計算値とがほぼ良く対応しているが、600Hz付近では計算値より測定値が大きく低下していることが認められる。本報ではこの落ち込み現象に注目する。

図4には制振性を付加しない供試体(a)と制振性を付加した供試体(b)と供試体(c)の吸音率の周波数特性についての測定値の比較を示す。560Hz付近の吸音率の大きな落ち込みが、制振性を加えることにより大きく改善さ

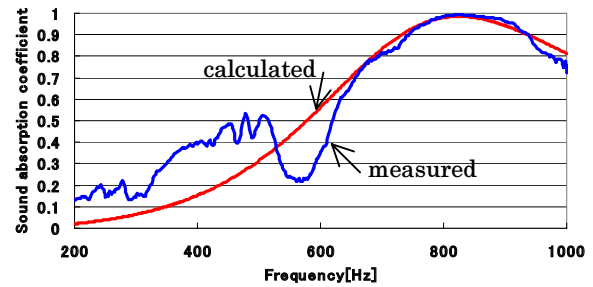


図3. 供試体(a)の垂直入射吸音率の測定値と計算値(連成無し)⁽⁵⁾

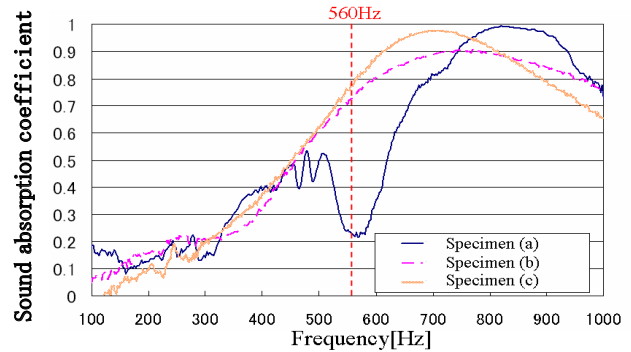


図4. 3供試体それぞれの吸音率周波数特性の測定値⁽⁵⁾

れることが分かる。制振性の付加により微細多孔板の振動が抑制されること、および板が振動しないと仮定した計算値と実測値との間に差異が生じる周波数域が存在することの以上の2点から、微細多孔薄板の吸音性能は板の振動の影響を受けていることが推定される。

4.2 微細多孔供試体振動の測定結果

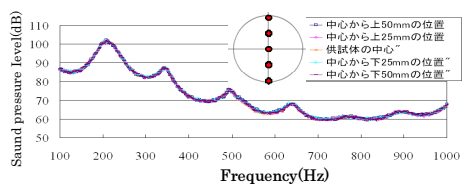
(1) 音響管内部の音圧分布と位相の測定

微細多孔板近傍における音波の伝搬状況を把握するために近傍10mm位置における音圧分布と位相を測定した結果を図5に示す。直径線上の各位置における音圧レベルと位相の値に殆ど差異はなく、同様な傾向は多孔板からより離れた位置においても観測され、音源から多孔板近傍10mmまでの範囲ではほぼ平面波で伝搬していることが確認された。

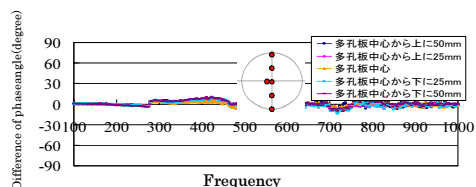
(2) 微細多孔板振動の周波数特性

図6に、供試体全面にわたり測定された振動変位振幅の平均値の周波数特性を示す。制振性の有無にかかわらず同図中に示す200Hzから855Hzの5周波数において3供試体に共通した周波数でスペクトルの卓越性が認められるが、これらの卓越スペクトルは音響管の共鳴によるもので、図7に示す様に微細多孔板近傍の音圧で正規化することにより得られる卓越周波数の値が板の共振振動数となる。なお図7から、制振性を付加することによりこれらの卓越性が大幅に緩和され、

振動振幅でほぼ 1/10 以下に低減し、560Hz 周辺の吸音率の改善はこの卓越成分の振動の低減と対応していると理解される。



(a) 多孔板近傍 10 mm の直径方向 5 点の音圧レベルの周波数特性



(b) 多孔板近傍 10 mm の直径方向 5 点の中心点基準の位相差

図 5. 多孔板近傍 10 mm における音圧レベルと位相⁽⁵⁾

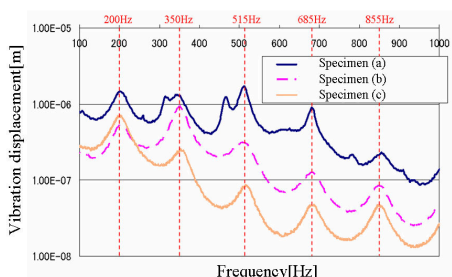


図 6. 供試体全面の振動変位振幅平均値の周波数応答⁽⁵⁾

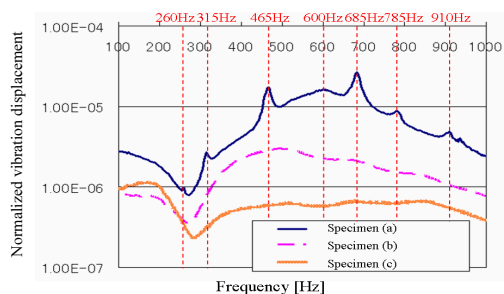


図 7. 近傍音圧で正規化した振動変位振幅平均値⁽⁵⁾

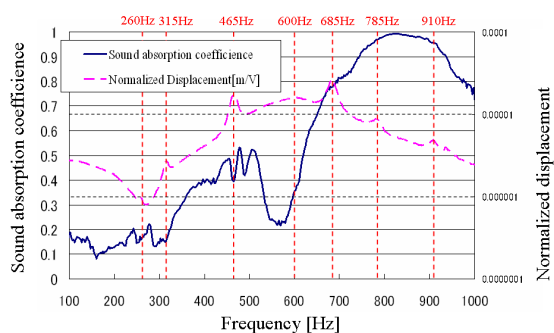


図 8. 供試体 (a) の振動変位振幅と吸音率の周波数特性比較⁽⁵⁾

図 8 に制振性を付加しない供試体全面にわたる振動変位の平均値と吸音率との周波数特性の比較を示す。これ

から振動変位の卓越周波数付近においては、吸音率の値が局所的に低下するか変極点となっている傾向が確認される。即ち、微細多孔板の共振周波数では吸音率が低下すると解される。しかし、それらの低下量には差異があり、多孔板の振動モードとの関連性を明らかにするため実験モード解析を実施し、以下の結果を得た。

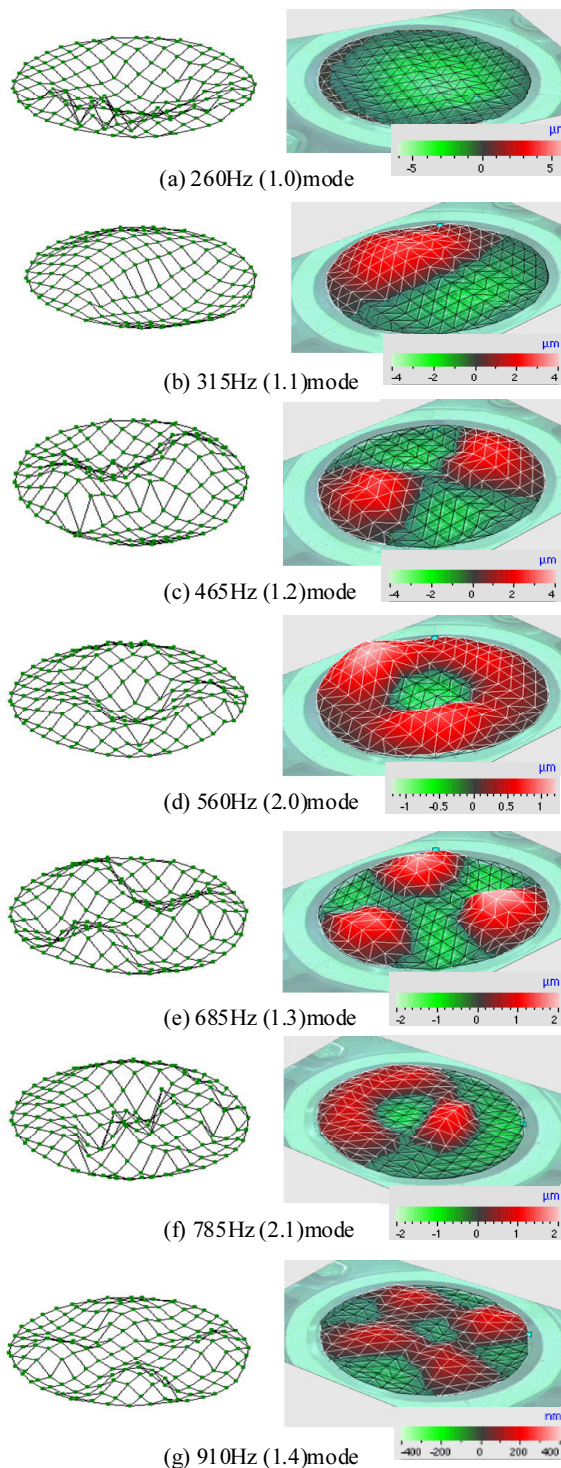


図 9. 共振周波数における固有振動モード (n, m) , (n : 節円数, m : 節直径数, 左図: 実験モード解析, 右図: 強制応答計測)⁽⁵⁾

(3) 微細多孔板の振動モード

図9に実験モード解析の結果とレーザドップラ振動測定により得られた同じ共振周波数におけるホワイトノイズ加振時の振動姿態とを示す。同図の左側の画は実験モード解析により得られた固有振動モードを、また各図における右側の画はレーザドップラ振動計測によって得られた広帯域強制振動時の卓越周波数成分における振動姿態である。なお、各図の右側の画については、赤色系と緑色系の違いは位相が逆であることを、また色の濃淡は振幅の大小(薄い程大)を示している。

同図中の(a)~(g)のそれぞれのどの共振周波数においても、レーザドップラ振動測定装置により測定された振動モードと実験モード解析により得られた振動モードとはほぼ良く対応する結果となっており、白色雑音による広帯域加振においても共振周波数においてはほぼ単独の固有振動モードで振動していることを認識出来る。なお、同図中の (l, m) における l は節円の数を、 m は節線の数を示す。

5. 考察

5.1 (2,0)モードでの吸音率の局所的低下

図8における吸音率の局所的落ち込みが観測される315Hz, 465Hzでは、それぞれ図9の(b), (c)に示すように節線を有するモードである(1,1), (1,2)が観測されるが、局所的な吸音率の低下が特に大となる560Hzでは、(2,0)モードと節円のみで節線の無いモードであることが注目される。この560Hzの周波数帯域では、図10から多孔板振動と中心部近傍の音圧との位相関係が逆相となっており、同時に図9の(d)から外周円領域と近傍音圧とは同相であると判断され、大部分の面積を占める外周円部振動と音圧が同相であることが吸音率低下の原因であると考えられる。即ち、空気の粒子速度と板振動との相対速度差の低下が吸音率低下の原因であると推定される。

なお、節線が存在する場合には、上記の現象の相殺が同一多孔板上において生じ、結果として顕著な落ち込みにはならないと考えることができる。

5.2 制振性付加の効果

供試体(b), 供試体(c)のように、制振することにより振動モードは図11に示す(1,0)モードとなるが、吸音率の大幅な落ち込みが見られる560Hz付近で吸音率が改善する。その理由は、図7にみられるように多孔板の振動の大幅な低減によるものと解される。

なお図12に、縦軸に供試体の直径方向の位置を、また

横軸に周波数を取り、各位置における振動振幅の大きさを色表示した。供試体(a)の場合は、(b), (c)の場合と比較してスケールが10倍大きい。供試体(a)に見られる分割振動は(b), (c)の場合には消失し、(c)の場合に振動が一番小さい(図7)ことが吸音率の最大(図4)と対応していることから、薄板の振動が吸音率に影響を与えていることが確認できる。

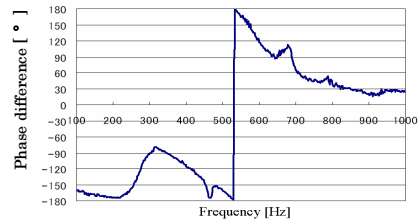


図10. 中心近傍の音圧と板振動との位相差(測定値) (5)

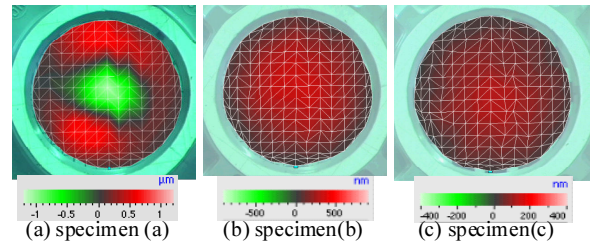


図11. 制振性付加前(a)と付加後(b), (c)の振動モード比較(5)

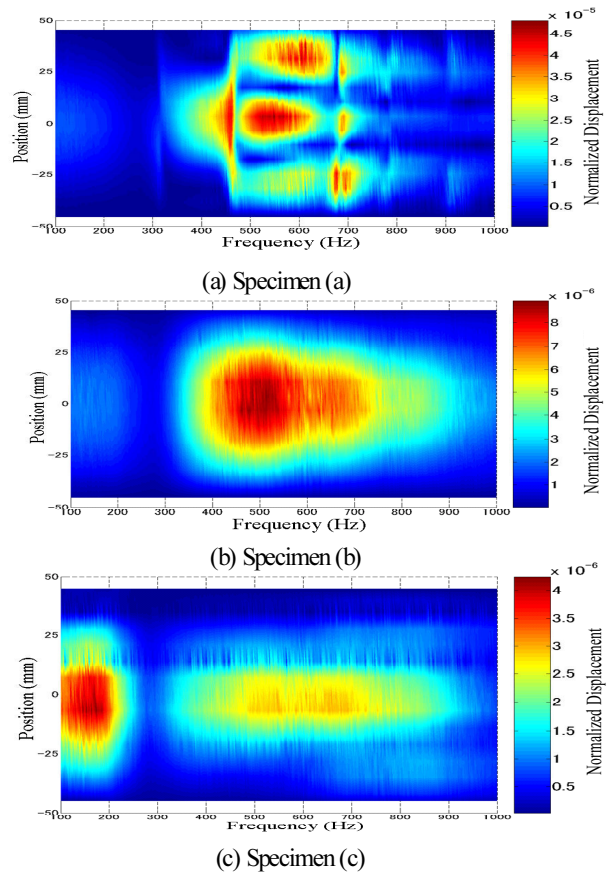


図12. 直径方向の振動分布の周波数特性(測定値) (5)

6. 微細多孔板の吸音パネルへの適用

6.1 鉄道用吸音パネル⁽²⁾

図13は微細多孔アルミ薄板を吸音材とする鉄道用吸音パネルの概略構造と形状寸法である。また写真2は、軌道内への取り付け状況を示す。パネル本体は、3層の空気層を介した3層の多孔板構造となっている。

この鉄道の列車通過時発生騒音の主要成分は転動音であり、400Hz～4kHzの周波数帯域の騒音レベルが大であることを実測データの周波数分析により確かめ、その周波数帯域の吸音性能が最大となるよう、計算により微細多孔板の板厚、孔径、開口率、空気層厚みを決定している。又、本音響基本構成を音響管内に組み込み、垂直入射吸音率を計測して計算による予測値と比較したのが図14である。狙いの周波数帯域の大部分で吸音率0.9以上が達成されている。

なお、本吸音パネルを在来線スラブ軌道で吸音処理が施されていない防音壁の内面に設置し、吸音パネル設置前後の列車通過時の実測騒音レベル値の差異量から騒音低減効果を求め、6.4dBAの減音効果(低減効果量約75%)が確認された。

6.2 エンジンフードインシュレータへの適用性検討⁽⁷⁾

繊維系吸音材の上面に微細多孔吸音材を重ねることにによる吸音性能の向上と軽量化への試みの例を示す。

写真3は、繊維系吸音材のエンジン側の表面に接して微細多孔吸音薄板を図15のように重ねたエンジンフードである。繊維系吸音材の特性インピーダンス、厚みに適合するよう微細多孔径、開口率の値を計算に基づいて最適化する⁽⁷⁾ことにより、同図に示すように1000Hz以上の高周波数領域において繊維系吸音材料のみを使う場合(720g/m²)よりも高い吸音率と軽量化(400g/m²)が達成できることを実測により確認した。

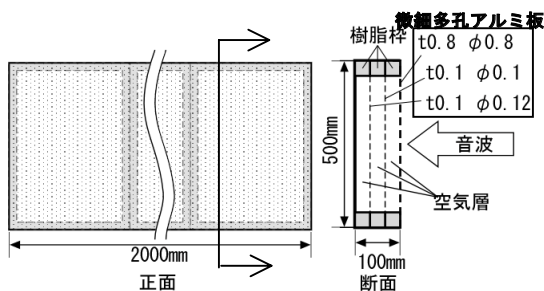


図13. 鉄道用微細多孔吸音パネルの構造⁽²⁾

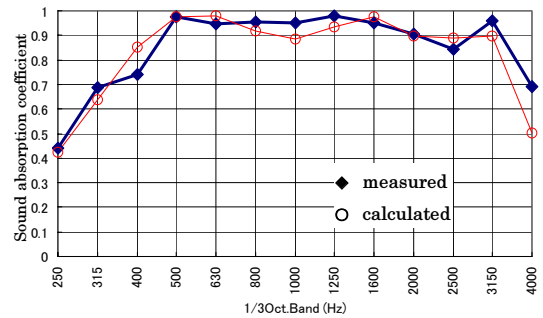


図14. 吸音パネル吸音率の計算値と実測値比較⁽²⁾



写真2. 軌道防音壁内面に設置された吸音パネル⁽²⁾



写真3. 繊維系吸音材にアルミ多孔箔を重ねたフードインシュレータ⁽⁷⁾

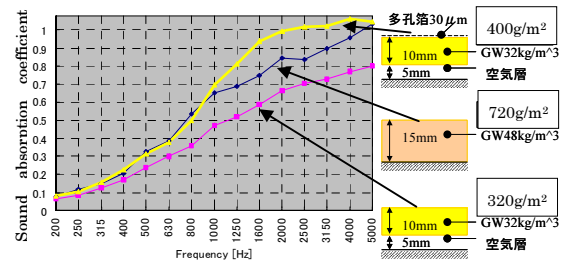


図15. 微細多孔アルミ箔による軽量化と高吸音性能化⁽⁷⁾



写真4. 内部に微細多孔板を組み込んだアンダーカバー(下面から)⁽⁷⁾

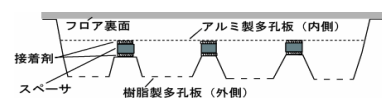


図16. アンダーカバー内部の構造⁽⁷⁾

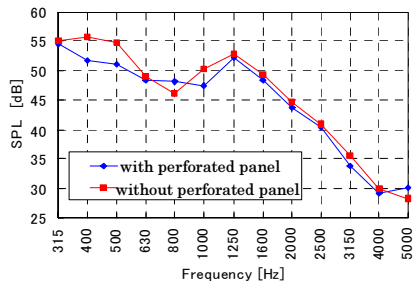


図 17. 運転席耳元音圧レベル (SPL) 比較 (スピーカー実験) (7)

6. 3 乗用車アンダーカバーへの適用性検討 (7)

床裏面と路面の間で構成される音場空間へ吸音性を付加する方法として、図 16 に示す構造の車体アンダーカバーを試作し、床裏面へ設置した。ロードノイズを模擬して路面に設置したスピーカ音源からの、床裏面と路面で構成される音響空間内で反響し路面空間の外へ放出された音が、窓から透過して入る運転席耳元音の騒音低減効果を実験により求めた測定結果が図 17 である。多孔板有無による音圧レベルの相対的差異を図 17 に比較する。目標の設計周波数帯域で約 4dB の低減効果 (低減量 60%) が得られている。なお、表面には保護のための比較的大きな孔と開口率を持つカバーや泥水の排水孔などが設けられている。吸音材は一般に水に弱い材料が多いが、金属材料など水に強い素材を用いることにより、これまで吸音性の付加が困難な部位への適用の可能性が開かれる。

7. おわりに

微細多孔を加工した薄板や箔と空気層とで構成される吸音構造において、これまでに明らかにされていない多孔板が音響連成振動する場合の吸音特性について検討を加えた。

音圧により励振される微細多孔材の振動と吸音性能との関連性を、非接触での多孔材振動計測と吸音率測定とにより明らかにし、次の結果を得た。

①多孔材の共振振動時の吸音率の低下は、特定の振動モードの場合に大きくなり、粒子速度と多孔板との相対速度差の低下が原因と考えられる。

②制振性を付加することにより、その大幅な吸音率低下を改善することができる。

さらに、微細多孔材の有用性と有効性を、

①微細多孔薄板を適用した鉄道用防音パネル

②微細多孔箔を適用したエンジンフードインシュレータ

③微細多孔薄板を適用したアンダーカバー

の場合について示した。

微細多孔の材料として機械的強度や耐候性に優れた材料を用いることにより、今後これまで吸音材を配置出来なかった部位での使用や、リサイクル性や軽量性の高い材料を用いることによる地球環境負荷軽減への寄与などが期待される。

8. 参考文献

- (1) 田中俊光, 山田隆博, 山極伊知郎, 堀尾正治, 松田博: “交通環境騒音静粛化への新技術開発”, 神戸製鋼技報, Vol.57, No1, Apr, p.32-36, 2007
- (2) 山田隆博, 田中俊光, 山極伊知郎, 堀尾正治, 松田博: “微細多孔アルミ箔で構成される吸音パネルの開発”, 日本機械学会第 17 回環境工学総合シンポジウム講演論文集 2007, p39-41, 2007
- (3) K. Tsugihshi, T. Tanaka, H. Ueda: “Development of a technique to improve the sound insulation of double-leaf walls with air-space using microperforated sound absorbing plate”, Proceedings of inter-noise 2006
- (4) 田中俊光, 児玉勇人, 申盛煥, 山極伊知郎: “吸音微細多孔薄板音響連成振動系の挙動解明”, 日本機械学会第 18 回環境工学総合シンポジウム講演論文集 2008, p.29-31, 2008
- (5) 草薙樹宏, 田中俊光, 山極伊知郎: “吸音微細多孔薄板音響連成振動系の挙動解明 第二報 固有振動の低減と吸音性能の改善” 日本機械学会第 19 回環境工学シンポジウム 2009 講演論文集, No.09-13, p.79-81, 2009
- (6) H. Utsuno, T. Tanaka, and T. Fujikawa: “Transfer function method for measuring characteristic impedance and propagation constant of porous materials”, J. Acoust. Soc. Am., Vol.86, No2, p. 637-643, 1989
- (7) 田中俊光: “アルミニウム材料を用いた自動車軽量化と静粛・快音化の追求”, 自動車技術会 2006 春季大会 材料フォーラム講演集, p.22-25, 2006