（論文）

微細多孔吸音板を含む音場のシミュレーション技術と製品開発への適用

Research on Numerical Analysis Technique for Sound Fields Including Perforated Plate

次橋一樹[*1]（博士（工学））
Dr. Kazuki TSUGIHASHI

山極伊知郎[*1]
Ichiro YAMAGIWA

菊池政寛[*1]
Masahiro KIKUCHI

A numerical analysis technique is proposed for three-dimensional sound fields, including perforated plates vibrated by sound pressure and mechanical force. This technique involves an analysis coupling acoustics and structure, in which boundary element method is applied to sound field and finite element method is applied to perforated plates. To verify the validity of this numerical analysis method, the sound field in an acoustic tube with a thin aluminum perforated plate was analyzed by this method and the computed result was compared with the experimental result. The sound absorption coefficient of the perforated plate computed by this method proved to be in good agreement with the experimental results. It was found that the accuracy of the proposed method is sufficient and is useful for designing sound absorption structures using perforated plates.

まえがき＝多数の孔を設けた板状の部材である多孔板は，背後に空気層を設けることで吸音性を発揮することが知られている。吸音特性については古くから実験的，理論的な研究がなされており，そのメカニズムは，孔内における空気と内壁面との摩擦による粘性減衰および空気が孔から噴出する際に生じる渦によるエネルギー消散と考えられている[1),2)]。とくに，渦によるエネルギー消散は孔内空気の振動速度に対して非線形な特性を持っており，高音圧環境で大きな吸音効果をもたらす。

近年，孔加工技術の発展に伴って，孔を細孔化して粘性減衰効果を高めることにより，高音圧下でなくても従来多用されているグラスウールなどの多孔質吸音材と同等以上の吸音性能を得ることが可能となっている。また，適切な金属素材を用いることによって耐候性，耐久性，リサイクル性などに優れた吸音構造を実現できることから，多方面で多孔吸音構造を利用した防音構造が実用化されている[3)]。

多孔板の吸音特性に関する理論研究[1),2),4)]は，吸音構造の合理的な設計のために非常に有益で，それらを１次元伝達マトリクス法[5)]と組み合わせることにより，孔径，開孔率，板厚，および空気層の厚さを設計パラメータとして，所要の周波数帯域で所要の垂直入射吸音率を実現する吸音構造の設計も可能となった。

一方で，吸音構造が実用される騒音環境は１次元音場とは限らず，複雑な３次元形状をしているうえに，吸音構造への音波入射条件も複雑になるのが一般的である。また，多孔板の吸音性能は上述のように非線形性を有している[1)]ため，吸音構造設置位置の音圧条件によって多孔板の最適仕様は変化する。さらには，前述の孔の細孔化に伴って多孔板の薄肉化が進み[3)]，多孔板の振動が増大して吸音特性に与える影響を無視できなくなっている[6)]。そのため，多孔吸音構造を最適に設計・配置し，それを適用した製品の静音性を最大化するためには，任意の多孔吸音構造を含む任意の音場を多孔板の振動および非線形吸音特性を考慮して事前に予測・可視化する技術の獲得が必要不可欠である。

本稿では，多孔板により複数の領域に分割されている音場を対象に，多孔板振動に有限要素法を，音場に境界要素法を適用する音場－多孔板連成解析手法を提案する。そして，提案手法の妥当性を確認するため，多孔板の音響連成振動および非線形吸音特性が発現している問題を対象に，数値解析と実測の比較検証を実施した。最後に，本解析手法を製品開発に適用した事例を紹介する。

１．微細多孔吸音板を含む音場の数値解析技術[7),8),9)]

1.1　多孔板を含む音場のモデル化

振動する多孔板を含む音場の例として**図１**に示す音場を取り上げ，数値モデル化手法について説明する。この音場は多孔板によって二つの領域（領域ⅠとⅡ）に分割されている。多孔板はその表裏から作用する音圧や外部からの機械加振力によって振動している。図１（b）に示すように，領域Ⅰ，Ⅱの多孔板に接する境界をそれぞれΓ_{Ip}，Γ_{IIp}とし，それ以外の境界をそれぞれΓ_{I}，Γ_{II}とする。

まず，二つの音場領域Ⅰ，Ⅱには境界要素法を，多孔板には有限要素法を適用し，各音場および多孔板振動を

[*1] 技術開発本部　機械研究所

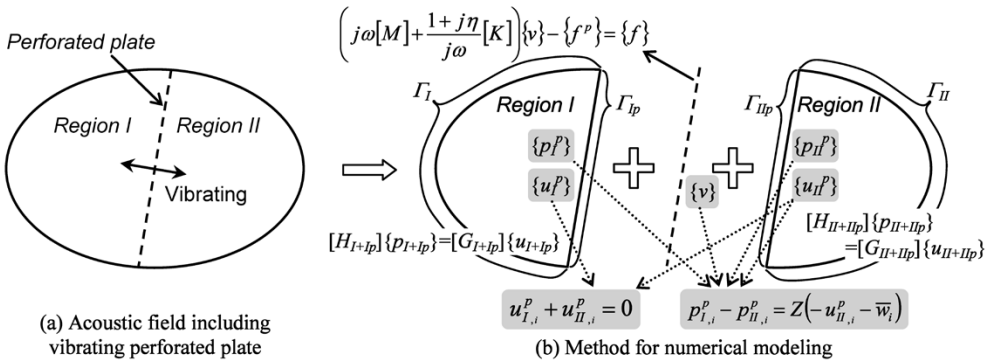


図1 振動する多孔板を含む音場の数値モデル化
Fig. 1 Numerical modeling of acoustic field including vibrating perforated plate

記述したマトリクス方程式を作成する。その際，両音場領域の多孔板に接する境界Γ_{Ip}，Γ_{IIp}と多孔板は同じ要素分割とする。そして，多孔板要素とその要素を挟んで互いに対面する二つの音場要素の状態量である板振動速度と音圧および媒質粒子速度を結び付けるマトリクス方程式を多孔吸音モデルを基に新たに導出し，振動する多孔板を含んだ全音場に対する全体マトリクス方程式を導く。

1.2 境界要素法による音場の定式化

まず，多孔板のない閉じた単一の音場（境界をΓとする）についての離散マトリクス方程式の一般的表記を示す。音場を支配するヘルムホルツ方程式（波動方程式）から境界Γ上の任意点に対する積分方程式を導き，それに境界要素法を適用して離散化（要素i，i=1,･･･，N）することにより，マトリクス方程式

$$[\mathbf{H}]\{\boldsymbol{p}\}=[\mathbf{G}]\{\boldsymbol{u}\} \quad \cdots\cdots(1)$$

を導出できる[10]。ここで，$\{\boldsymbol{p}\}$，$\{\boldsymbol{u}\}$はそれぞれの要素における音圧p_iと法線方向粒子速度u_iで構成されるN行の音圧ベクトルおよび粒子速度ベクトルであり，$[\mathbf{H}]$，$[\mathbf{G}]$は音場の形状，座標と境界条件，媒質，解析周波数により決定されるN行N列の係数マトリクスである。なお，本稿では，各要素内で音圧pと法線方向粒子速度uは一定であるとして離散化した。

ついで，図1（b）の二つの音場（領域Ⅰ，Ⅱ）それぞれに対する離散マトリクス方程式を求める。領域Ⅰ，Ⅱの多孔板に接する境界Γ_{Ip}，Γ_{IIp}の音圧ベクトルと粒子速度ベクトルをそれぞれ$\{\boldsymbol{p}_I^p\}$，$\{\boldsymbol{p}_{II}^p\}$，$\{\boldsymbol{u}_I^p\}$，$\{\boldsymbol{u}_{II}^p\}$とし，それ以外の境界$\Gamma_I$，$\Gamma_{II}$に関して$\{\boldsymbol{p}_I\}$，$\{\boldsymbol{p}_{II}\}$，$\{\boldsymbol{u}_I\}$，$\{\boldsymbol{u}_{II}\}$とすると，領域Ⅰ，Ⅱそれぞれに対する式（1）は，

$$\begin{bmatrix}\mathbf{H}_{I\,I} & \mathbf{H}_{I\,Ip}\\ \mathbf{H}_{Ip\,I} & \mathbf{H}_{Ip\,Ip}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\boldsymbol{p}_I\\ \boldsymbol{p}_I^p\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}\mathbf{G}_{I\,I} & \mathbf{G}_{I\,Ip}\\ \mathbf{G}_{Ip\,I} & \mathbf{G}_{Ip\,Ip}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\boldsymbol{u}_I\\ \boldsymbol{u}_I^p\end{Bmatrix} \quad \cdots\cdots(2)$$

$$\begin{bmatrix}\mathbf{H}_{II\,II} & \mathbf{H}_{II\,IIp}\\ \mathbf{H}_{IIp\,II} & \mathbf{H}_{IIp\,IIp}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\boldsymbol{p}_{II}\\ \boldsymbol{p}_{II}^p\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}\mathbf{G}_{II\,II} & \mathbf{G}_{II\,IIp}\\ \mathbf{G}_{IIp\,II} & \mathbf{G}_{IIp\,IIp}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\boldsymbol{u}_{II}\\ \boldsymbol{u}_{II}^p\end{Bmatrix} \quad \cdots\cdots(3)$$

となる。ここで，$\mathbf{H}_{XY}$，$\mathbf{G}_{XY}$（X, Y= I，Ip，II，IIp）は，それぞれ係数マトリクス［$\mathbf{H}$］，［$\mathbf{G}$］の部分マトリクスである。式（2），（3）において多孔板に接しない境界Γ_I，Γ_{II}のうち，粒子速度が既知の要素（境界条件として，剛壁条件あるいは音場に対する加振として任意の速度値が与えられる要素）では音圧のみが未知数となり，音響インピーダンスが既知の要素（境界条件として，吸音特性が与えられる要素）では音圧と粒子速度が未知数となる。多孔板に接する境界Γ_{Ip}，Γ_{IIp}では，音圧と粒子速度がともに未知数となる。

1.3 有限要素法による多孔板振動の定式化

多孔板振動についての離散マトリクス方程式の一般的表記を示す。孔サイズと開口率が小さい多孔板への適用を前提として，開孔による多孔板の質量，剛性の変化を無視して板振動に有限要素法を適用すると，周波数領域における多孔板全体に対するマトリクス運動方程式は式（4）となる[11),12)]。

$$\left[j\omega[\mathbf{M}]+\frac{1+j\eta}{j\omega}[\mathbf{K}]\right]\{\boldsymbol{v}\}-\{\boldsymbol{f}^p\}=\{\boldsymbol{f}\} \quad \cdots\cdots(4)$$

ここで，$\{\boldsymbol{v}\}$は要素節点における多孔板の振動速度ベクトル，［$\mathbf{M}$］，［$\mathbf{K}$］はそれぞれ質量マトリクス，剛性マトリクス，$\{\boldsymbol{f}\}$は機械加振による外力ベクトル，$\{\boldsymbol{f}^p\}$は多孔板表裏の音圧差により多孔板に作用する音圧加振力ベクトル，ηは構造減衰を表す損失係数，ωは角振動数である。なお，本稿では，膜要素と板曲げ要素との組み合わせからなる平面シェル要素（1次要素）を離散化に用いた。式（4）では，すべての節点において振動速度が未知数であり，音圧加振力$\{\boldsymbol{f}^p\}$は後述の式（11）のように多孔板表裏の音圧差と関係付けられる。

1.4 音場と多孔板振動の連成挙動のモデル化

多孔板の振動速度vと多孔板を挟んで対面する音場の音圧pと媒質粒子速度uの関係，および多孔板表裏の音圧差により板に作用する音圧加振力f_pについて説明する。

まず，多孔板の板厚が音波の波長より十分小さい場合への適用を前提として，孔内の媒質は一体となって運動すると仮定すると，孔内媒質の両端面に位置する領域Ⅰ，Ⅱの音場要素iの法線方向粒子速度$u_{I,i}^p$，$u_{II,i}^p$は等しくなる。すなわち，

$$u_{I,i}^p+u_{II,i}^p=0 \quad \cdots\cdots(5)$$

となる。

つぎに，多孔板による圧力減衰は，多孔板と媒質の相対速度によって誘起されると考えて，

$$p_{I,i}^p-p_{II,i}^p=-Z(u_{II,i}^p+\overline{w}_i) \quad \cdots\cdots(6)$$

とする。ここで，$p_{I,i}^p$，$p_{II,i}^p$は対面する領域Ⅰ，Ⅱの音場要素iの音圧，$u_{II,i}^p$は領域Ⅱの音場要素iの法線方向粒子速度，$\overline{w}_i$は音場要素iに接する多孔板要素内の平均法線方向振動速度であり，左辺が多孔板による圧力減衰，右辺の$u_{II,i}^p+\overline{w}_i$が多孔板と媒質の相対速度を表している。本稿で用いた多孔板要素では，法線方向振動速度$w_i(x, y)$（x, yは要素面内座標）が要素内で一定ではない

ため，平均振動速度$\overline{w}_i$を用いて相対速度を求めることとした。式（6）のZについては，宇津野ら[4]が提案した垂直な音波入射のみを考慮した多孔板吸音モデルに多孔板の音響連成振動を加味して，

$$\mathrm{Re}[Z]=\mathrm{Re}\left[\frac{j}{1-\dfrac{2J_1(k_sa)}{k_saJ_0(k_sa)}}\right]\frac{\omega\rho(t+d)}{R_p}+\zeta\left(\frac{1}{R_p}\right)^2\frac{\rho}{2}\frac{8}{3\pi}\left|-u^p_{II,i}-\overline{w}_i\right| \quad\cdots(7)$$

$$\mathrm{Im}[Z]=\left\{\mathrm{Im}\left[\frac{j}{1-\dfrac{2J_1(k_sa)}{k_saJ_0(k_sa)}}\right]t+\frac{8d}{3\pi}\right\}\frac{\omega\rho}{R_p} \quad\cdots\cdots(8)$$

$$k_s^2=-j\omega\rho/\mu \quad\cdots\cdots(9)$$

とする。ここで，tは多孔板の板厚，a，dはそれぞれ孔の半径，直径，R_pは開口率（[孔の全面積]／[多孔板の面積]），ρは孔内媒質の密度，μは孔内媒質の粘性係数，ζは孔の圧力損失係数，J_0，J_1はそれぞれ0次，1次のBessel関数である。式（7）および式（8）の右辺第1項は，孔内における媒質と内壁面との粘性摩擦による圧力減衰を表す。式（7）の右辺第2項は，媒質が孔から噴出する際に生じる渦による圧力減衰を表し，孔内媒質の粒子速度に依存して多孔板の非線形特性を表している。多孔板の音響連成振動を考慮してこの非線形項に多孔板の振動速度と多孔板上の媒質粒子速度の相対差を導入する点が，本手法で用いる多孔板吸音モデルと宇津野ら[4]の多孔板吸音モデルの差異である。また，一般に，多孔板の孔にはあらゆる方向から音波が入射することになるが，本手法では，音場と多孔板との接合面において局所作用を仮定し，多孔板法線方向の粒子速度のみによって吸音効果が生じるとしている。さらに，本手法で用いる多孔板の吸音モデルでは要素における個々の孔位置については考慮していない。

多孔板と多孔板に接する境界Γ_{Ip}，Γ_{IIp}上の互いに重なるすべての要素組み合わせ（i=1,･･･, N'）について式（5），（6）を作成すると，式（10）の伝達マトリクス方程式を得られる。

$$\begin{Bmatrix}\boldsymbol{p}^p_I\\ \boldsymbol{u}^p_I\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}\mathbf{1} & -\mathbf{Z} & -\mathbf{ZA}\\ \mathbf{0} & -\mathbf{1} & \mathbf{0}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\boldsymbol{p}^p_{II}\\ \boldsymbol{u}^p_{II}\\ \boldsymbol{v}\end{Bmatrix} \quad\cdots\cdots(10)$$

ここで，$\mathbf{A}$は多孔板の全節点・全自由度の振動速度からなるベクトル $\{\boldsymbol{v}\}$ から，要素ごとの平均振動速度を算出するための係数マトリクスである。$-\mathbf{Z}$は式（7），（8）から求める各要素の組み合わせに対する係数Zの逆符号値を対角に持つ対角マトリクス，$\mathbf{1}$と$-\mathbf{1}$は正および負の単位マトリクス，$\mathbf{0}$は零マトリクスである。

つぎに，多孔板表裏の音圧差により多孔板に作用する音圧加振力f^pについて説明する。互いに対面する領域Ⅰ，Ⅱの音場要素iに挟まれた板要素の各節点に作用する音圧加振力は，多孔板表裏の音圧差を用いて，

$$\{f^p_i\}=\{\boldsymbol{N}_i\}\,(p^p_{I,i}-p^p_{II,i}) \quad\cdots\cdots(11)$$

として与えることができる。ここで，$\{\boldsymbol{N}_i\}$は板曲げ要素の形状関数などからなる係数ベクトルである。音圧差に係数ベクトル$\{\boldsymbol{N}_i\}$を乗ずることで，要素内で均一の法線方向の力である音圧加振力を板要素の節点における等価な力およびモーメントに置換できる。右辺の音圧差は，式（6）によって多孔板と媒質の相対速度に関係付けられる。

すべての多孔板要素（i=1,･･･, N'）について式（11）を作成し，すべての節点自由度について重ね合わせると，式（12）の伝達マトリクス方程式が得られる。

$$\{f^p\}=[\mathbf{N}\ \ -\mathbf{N}]\begin{Bmatrix}\boldsymbol{p}^p_I\\ \boldsymbol{p}^p_{II}\end{Bmatrix} \quad\cdots\cdots(12)$$

なお，式（11），（12）は板振動速度w_iの正方向が領域Ⅰの粒子速度$u^v_{I,i}$の正方向と等しい場合の関係であり，逆に領域Ⅱの粒子速度$u^v_{II,i}$と等しい場合には，式（11），（12）の右辺において$\mathbf{N}$と$-\mathbf{N}$が逆になる。

多孔板が媒質から受ける力として，上述の多孔板表裏の音圧差による力に加えて，孔内での粘性摩擦力も存在するが，本手法ではこれを無視している。作用反作用により多孔板と孔内媒質塊には同じ大きさの力が作用するが，開口率が小さく，媒質に比して十分に大きい密度を有する金属製などの多孔板への適用を前提とした場合，孔内媒質塊に比して十分に大きな質量を有する多孔板に対して，粘性減衰力は十分微小であると考えられるからである。

以上で導出した五つのマトリクス方程式（2），（3），（4），（10），（12）を連立することにより，振動する多孔板を含む全音場に対する全体マトリクス方程式が式(13)のように導出され，全音場および多孔板振動を求めることができる。すべての音場要素の音圧pとすべての多孔板要素の振動速度vが未知数であり，多孔板に接する境界Γ_{Ip}，Γ_{IIp}上の音場要素と吸音境界など音響インピーダンスが規定されている音場要素では粒子速度uも未知数となる。本マトリクス方程式は非線形方程式になるため，反復解法を用いて計算する。

$$\begin{bmatrix}\mathbf{H}_{II} & \mathbf{H}_{IIp} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0}\\ \mathbf{H}_{IpI} & \mathbf{H}_{IpIp} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0}\\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{H}_{II\,II} & \mathbf{H}_{II\,IIp} & \mathbf{0}\\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{H}_{IIp\,II} & \mathbf{H}_{IIp\,IIp} & \mathbf{0}\\ \mathbf{0} & -\mathbf{N} & \mathbf{0} & \mathbf{N} & j\omega\mathbf{M}+\dfrac{1+j\eta}{j\omega}\mathbf{K}\\ \mathbf{0} & \mathbf{1} & \mathbf{0} & -\mathbf{1} & \mathbf{ZA}\\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\boldsymbol{p}_I\\ \boldsymbol{p}^p_I\\ \boldsymbol{p}_{II}\\ \boldsymbol{p}^p_{II}\\ \boldsymbol{v}\end{Bmatrix}$$

$$=\begin{bmatrix}\mathbf{G}_{II} & \mathbf{G}_{IIp} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0}\\ \mathbf{G}_{IpI} & \mathbf{G}_{IpIp} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0}\\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{G}_{II\,II} & \mathbf{G}_{II\,IIp} & \mathbf{0}\\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{G}_{IIp\,II} & \mathbf{G}_{IIp\,IIp} & \mathbf{0}\\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1}\\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & -\mathbf{Z} & \mathbf{0}\\ \mathbf{0} & \mathbf{1} & \mathbf{0} & \mathbf{1} & \mathbf{0}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\boldsymbol{u}_I\\ \boldsymbol{u}^p_I\\ \boldsymbol{u}_{II}\\ \boldsymbol{u}^p_{II}\\ \boldsymbol{f}\end{Bmatrix} \quad\cdots(13)$$

なお，ここでは1枚の多孔板と二つの音場領域で構成される場合について説明したが，より多くの多孔板，音場領域が存在する場合に対しても同様の取り扱いにより解析することが可能である。また，多孔板の振動，吸音特性の非線形性を無視できる場合も本手法により解くことができる[7),8)]。

2. 数値解析手法の妥当性の検証[9)]

前章で説明した数値解析手法の妥当性を確認するため，**図2**に模式図で示した音響管を用いて実測と数値解析により多孔板の垂直入射吸音率を求めて比較検証した。

2.1　実測の方法と結果

図2の音響管は鋼製で側壁厚さ7mm，全長750mm，内径88mmの円形断面を有し，一端に音源のスピーカを，他端に30mmの背後空気層を設けて多孔板を設置した。多孔板は，音圧加振による連成振動が生じるように，板厚0.14mm，孔径0.5mm，開口率1％のアルミ製とした。吸音率の算出は，多孔板表面から49mm（Mic.1）および119mm（Mic.2）の位置にあるマイクロホンで計測した音圧を用いて，2点マイクロホン法[13)]により算出した。スピーカへの入力信号は単一周波数の正弦波（純音）で，作用音圧の大きさによる吸音特性の変化が現れるように，Mic.1における音圧レベルが80～130dBの範囲で10dBずつ変化するように印加電圧を調整して吸音率を計測した。計測周波数は50Hz間隔で200～1,200Hzとしたが，特徴的な挙動が見られた周波数帯域のみ20Hz間隔で詳細に計測した。

実測した垂直入射吸音率を**図3**に示す。同図中，実線で結んだドットはMic.1における音圧レベルを80～130dBの範囲で10dBずつ変化させたときの実測値である。なお，80dB未満での計測値は80dBと差異がなかった。破線は多孔板の連成振動および吸音特性の非線形性を考慮しない場合の垂直入射吸音率の1次元伝達マトリクス法による計算値であり，1,200Hzで吸音率0.9のピークを有する。

まず，多孔板への作用音圧（Mic.1における音圧が作用音圧を代表していると仮定する）が最も小さく，吸音特性の非線形性が発現していないと考えられる80dBの結果に着目する。多孔板の連成振動を無視した場合（破線）に比べて680Hzより高周波数側で吸音率が落ち込んでおり，その低周波数側近傍の640Hzで卓越して上昇している。このような挙動は多孔板の音響連成振動に起因する特徴的なものであり，本供試体の場合には640Hzで多孔板が（2，0）モード（節円数が2，節直径数が0のモード）で共振している[8)]ためである。

つぎに，多孔板への作用音圧の影響，すなわち，多孔吸音特性の非線形性の影響に着目する。Mic.1における音圧を80dBから90dBに増大させると800Hz以上において若干の吸音率向上が見られ，100dBではその傾向がより明確になっている。110dB以上ではさらに大きく向上しており，広い周波数範囲において大きな吸音率を得られている。また，110～130dBの比較でより明確であるが，作用音圧が高くなるに従って周波数特性が低周波数側にシフトする傾向が見られる。多孔板の音響連成振動に起因するピーク，ディップ（80dBでは640～680Hz）付近では，100dBまでは大きな変化は見られず，110dB以上でピーク，ディップともに低周波数側にシフトしながら吸音率が向上している。

2.2　数値解析のモデルと結果

解析に用いた数値モデルを**図4**に示す。モデルは多孔板の表裏に位置する二つの音場（スピーカ加振面と多孔板の間の領域Ⅰと多孔板の背後空気層の領域Ⅱ）と多孔板からなっており，軸対称を仮定して1/4領域のみのモデルとした。音場の要素分割は，最大辺長が21mmの三角形および四角形の要素で行い，領域Ⅰが647個，領域Ⅱが261個の要素を有する。加振面は，実験におけるスピーカの表面形状を概略模擬する円錐形状にしており，全面を同相・同振幅（振幅値については後述する）の体積加振として駆動した。領域Ⅰ，Ⅱの円筒内面および領域Ⅱの終端部の内面は剛壁（粒子速度0m/s）とした。多孔板および背後空気層の仕様は実測と同じである。多孔板の要素分割は，評価周波数範囲200～1,200Hzにおける振動モードを精度良く表現できるように，136個（半径を10分割，1/4外周を12分割）の三角形要素で分割した。音場領域Ⅰ，Ⅱの多孔板に接する要素も，多孔板と同じ要素分割となっている。多孔板の周囲拘束は，周辺上全節点を単純支持とした。また，多孔板振動の構造減衰は，すべての多孔板要素に全周波数帯域一様に損失係数0.035を付与した。吸音率は，実験においてマイクロホンを設置した位置に相当する領域Ⅰの円筒内面上2要素の音圧値から算出した。解析周波数は5Hz間隔である。なお，多孔板に対する外部からの機械加振力（式（4）の右辺の$\{f\}$）は，本問題では0である。

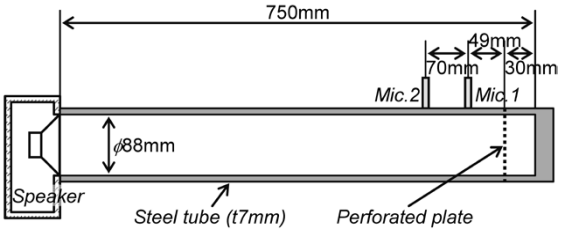


図2　実測および数値解析の対象（多孔板を設置した音響管）
Fig. 2　Object for experiment and numerical analysis (Acoustic tube including perforated plate)

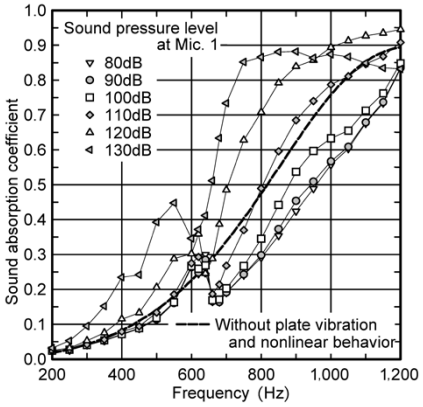


図3　垂直入射吸音率（実測）
Fig. 3　Normal incidence sound absorption coefficient by experiment

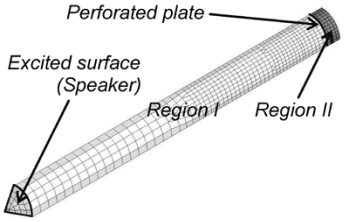


図4　音響管の数値モデル（1/4対称モデル）
Fig. 4　Numerical model for acoustic tube (1/4 symmetric model)

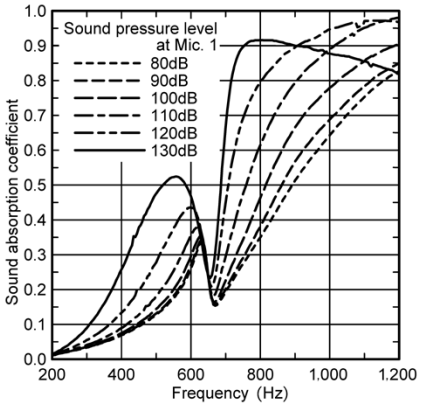


図５ 垂直入射吸音率（数値解析）
Fig. 5 Normal incidence sound absorption coefficient by numerical analysis

数値解析による垂直入射吸音率を**図５**に示す。スピーカ面を全周波数均一に振動速度3.16×10^{-6}m/sから3.16×10^{-1}m/sまで1.78倍（振動速度レベルで５dB）刻みで強制加振したときのMic.１の位置における音圧レベルと吸音率から，Mic.１位置の音圧レベル80，90，･･･，130dBに対する吸音率を線形補間により算出した。解析値（図５）を実測値（図３）と比較すると，多孔板の音響連成振動による特徴的な挙動であるピーク，ディップ（600～700Hz）が見られる点，作用音圧が大きくなるにしたがって吸音率が向上し，その周波数範囲も広くなり，さらに周波数特性が低周波数側にシフトしている点，また，110dB以上において前述のピーク，ディップでも低周波数側にシフトしながら吸音率が向上している点において，解析と実測は良好に一致している。吸音率の絶対値や周波数シフト量に若干の差異はあるが，多孔板の音響連成振動と非線形吸音特性が多孔吸音構造の性能に及ぼす影響の予測に対する本数値解析手法の妥当性を確認できた。

ここでは多孔板の音響連成振動と非線形吸音特性とが同時に発現している問題を取り上げたが，どちらか一方あるいは双方を無視できる問題に対しても実測との比較検証を実施しており，定量的により良好に一致することを確認している[7), 8), 14), 15)]。また，ここでは多孔板に正面から音波が入射する１次元音場を対象としたが，音波が多孔板に斜めに入射し，多孔板表面上において音圧の大きさ・位相が分布を持つ場合についても吸音特性および多孔板の振動特性が実測とよく一致していることを確認しており[7), 14)]，音場と多孔板との接合面における局所作用の仮定も妥当であったといえる。

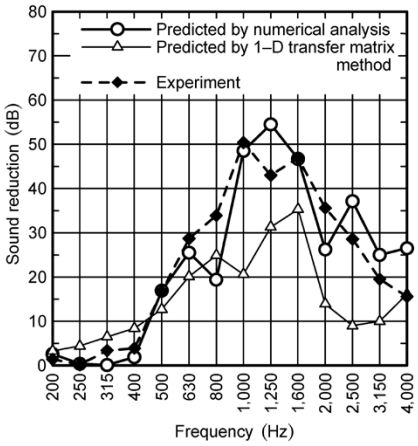
３. 製品開発への適用例

3.1　圧縮機用消音器

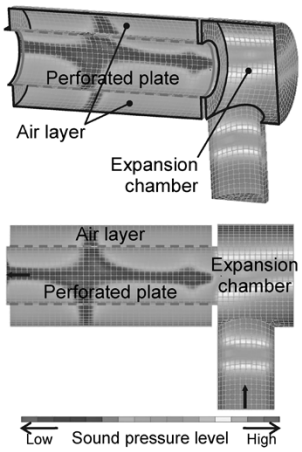
圧縮機用消音器の設計に活用した事例を紹介する。圧縮機本体で圧縮された気体が下流の配管へ間欠的に吐き出されることによって配管内に圧力変動（吐出脈動）が生じ，下流の配管や機器において騒音や振動が問題になることがある。一般に，吐出脈動を低減するために消音器が用いられるが，ここでは吸音部材として多孔板を用いた消音器を開発した。グラスウールあるいはスチールウールなどの繊維系吸音材ではなく，多孔板を使用することによって低周波数からより広帯域で消音効果を得られる。また，吸音材の飛散を防止できるとともに，消音器の耐久性および性能安定性の向上も期待できる。

図６（b）を参照しながら，圧縮機用消音器の構造を説明する。本消音器は，拡張室と多孔板を用いた吸音室から構成されている。同図に表示しているメッシュは消音器内壁面上および多孔板表面上の音場要素（境界要素）であり，拡張室，吸音室ともに同図の左右方向に中心軸を有する円筒形をしている。音波は，圧縮機からつながる右下のパイプを上方に進み，拡張室の側面（円筒面）から消音器に入る。拡張室の左端断面の中央には円形の出口が設けられており，それに続く吸音室内を音波は伝搬し，左端から消音器を出て行く。吸音室に設置される多孔板は拡張室出口と同径の円筒形をしており，消音器内壁面との間に形成される背後空気層はドーナツ形の断面をしている。

図６（a）は本消音器の消音性能（入口音圧－出口音圧）を示しており，○が開発した数値解析手法，◆が実測，△が平面波音場（音波伝搬方向に直交する断面内を均一に扱える音場）を仮定した一般的な性能計算式による結果である。数値解析を活用することにより従来計算式よりも高精度に消音性能を予測できており，このような３



(a) 消音性能
(a) Sound reduction performance of silencer



(b) 消音器内音圧分布（1,500Hz, 1/2 対称モデル）
(b) Sound pressure distribution in silencer at 1,500Hz (1/2 symmetric model)

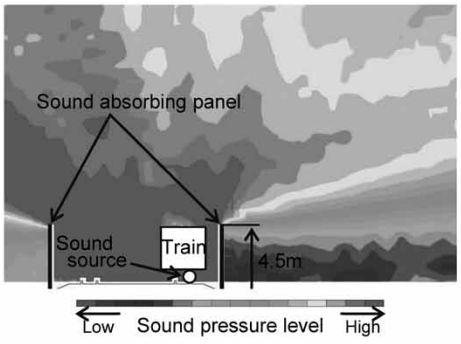
図６ 消音器内の音波伝搬シミュレーション
Fig. 6 Numerical simulation of sound propagation in silencer

次元の複雑形状音場における本開発手法の有効性がよく分かる。また，数値解析により消音器内部を可視化できるため，現象に基づいた最適設計が可能となった。例えば，図6（b）は1,500Hzにおける消音器内壁面上および多孔板内表面上の音圧分布を示している。本周波数では入口パイプから拡張室において，本来の消音器設計では避けるべき共鳴が生じている。しかしながら，吸音室の入口付近は音圧の節になっており，消音器性能への悪影響は限定的であることから，コストおよび搭載性を優先して入口パイプの長さを決定した。

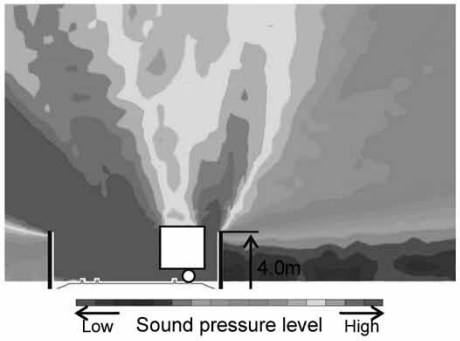
3.2　微細多孔アルミ製吸音パネル「アルミ箔エコキューオン注)」[16)]

道路・鉄道用防音壁の開発において，従来製品に対する開発製品（多孔板使用）の優位性を事前検証した事例を紹介する。

従来の道路・鉄道用防音壁は吸音材としてグラスウールなどの繊維系吸音材を用いており，廃棄時の産廃処理，日照・雨水などによる経年劣化，飛散による健康性などの問題があった。このような問題を解決すべく開発したのが「アルミ箔エコキューオン」である。本製品は，一般の吸音パネルと同じように，パネル内部を保護しながら音を内部に導く穴あき板と遮音板（穴はない）からなる二重壁構造の外観をしているが，従来製品におけるグラスウール充填ではなく，二重壁と平行に複数の微細多孔アルミ箔を互いに離して設置している。**図7**は，防音壁による鉄道車両騒音の低減効果を数値解析を用いて予測した結果（一例として1,000Hzの場合）である。転動音を想定した騒音源を車両下部に設定し，2本の線路の外側に防音壁（線路に面する側が吸音面）を配置して周囲への騒音伝搬を解析した。なお，本解析は，同一の音場・構造が紙面直交方向に無限に続く2次元問題として解いた。図7は音圧レベルの分布を示しており，(a)は高さ4.5mの従来防音壁を設置した場合，(b) は高さ4.0mの開発製品を設置した場合の結果である（両図で同じ階調の領域は同じ音圧レベルである）。両者を比較すると，高さが低いにもかかわらず，開発製品を設置した方が防音壁外側の騒音レベルが低いことが分かる。このように，数値解析を活用することにより，吸音パネル設計の妥当性，開発製品の優位性を事前に確認しながら製品開発を進めることができるようになった。



(a) 従来吸音パネル（1,000Hz）
(a) Sound absorbing panel composed of fiberglass (4.5m height) at 1,000Hz



(b) 微細多孔吸音パネル「アルミ箔エコキューオン」（1,000Hz）
(b) Sound absorbing panel composed of microperforated aluminum plate "Eco Kyuon" (4.0m height) at 1,000Hz

図7　鉄道騒音の伝搬シミュレーション
Fig. 7　Numerical simulation of railway noise propagation

脚注）アルミ箔エコキューオンは神鋼建材工業㈱の登録商標である。

むすび＝当社グループの防音製品および機械製品用騒音低減部品においても，微細多孔板を用いた吸音構造の採用が進んでいる。吸音構造の最適設計にとどまらず，それを組み込んだ製品や部品の最適設計での活用を目指し，吸音板を含む音場の数値解析技術を開発した。本解析手法は任意の音場，吸音構造，音波入射に対応しており，多孔板の音響連成振動および非線形吸音特性も考慮できる。今後も，本技術を活用して，当社グループの製品設計に貢献する。

参　考　文　献

1）Melling, TH. Journal of Sound and Vibration. 1973, Vol.29, No.1, p.1-65.
2）Maa, D. Y. Noise Control Engineering Journal. 1987, Vol.29, No.3, p.77-84.
3）山田隆博ほか. 日本機械学会第17回環境工学総合シンポジウム2007講演論文集. 2007, No.07-12, p.105.
4）宇津野秀夫ほか. 日本音響学会誌. 2003, Vol.59, No.6, p.301-308.
5）日本騒音制御工学会編. 騒音制御工学ハンドブック. 技報堂出版, 2001, p.279-285.
6）草刈樹宏ほか. 日本音響学会2011年春季研究発表会講演論文集. 2011, p.1311-1314.
7）次橋一樹ほか. 日本機械学会論文集（C編）. 2010-12, Vol.76, No.772, p.3398-3404.
8）次橋一樹ほか. 日本機械学会論文集（C編）. 2012-5, Vol.78, No.789, p.1839-1849.
9）次橋一樹ほか. 日本機械学会論文集（C編）. 2013-4, Vol.79, No.800, p.982-990.
10）田中俊光ほか. 日本機械学会論文集C編. 1987, Vol.53, No.491, p.1443-1449.
11）鷲津久一郎ほか. 有限要素法ハンドブックI 基礎編. 培風館, 1981.
12）鷲津久一郎ほか. 有限要素法ハンドブックII 応用編. 培風館, 1983.
13）日本騒音制御工学会編. 騒音制御工学ハンドブック. 技報堂出版, 2001, p.211-213.
14）次橋一樹ほか. 成蹊大学理工学研究報告. 2011-12, Vol.48, No.2, p.35-42.
15）Tsugihashi, K. et al. Proceedings of 20th International Congress on Acoustics（ICA 2010）. 2010-8, p.749.
16）山極伊知郎. アルミニウム. 2009, Vol.16, No.76, p.84-86.