多孔板を含む音場の数値解析法に関する研究*

(第3報：多孔板の音響連成振動と非線形吸音特性を考慮する場合)

次橋 一樹^{*1}, 田中 俊光^{*2}

Research on Numerical Analysis Technique for Sound Fields Including Perforated Plate (3rd Report, Case in Which Vibro-Acoustic Behavior and Non-Linear Sound Absorption of Perforated Plate is Considered)

Kazuki TSUGIHASHI^{*1} and Toshimitsu TANAKA^{*1}KOBE STEEL, LTD.

1-5-5, Takatsukadai, Nishi-ku, Kobe, HYOGO, 651-2271 Japan

Numerical analysis technique for three dimensional sound fields including perforated plates vibrated by sound pressure and mechanical force is proposed. The technique is an acoust - structural coupled analysis technique which is based on boundary element method for sound fields and finite element method for perforated plates. To verify validity of the numerical analysis method, the sound field in the acoustic tube with thin aluminum perforated plate was analyzed by the method, and the computed result was compared with experimental result. The sound absorption coefficient of the perforated plate computed by the present method proved to be good agreement with experimental results. We found that the accuracy of the proposed method is enough and the method is useful for designing sound absorption structure using perforated plates.

Key Words : Sound and Acoustics, Coupled Vibration, Numerical Analysis, Boundary Element Method, Finite Element Method, Perforated Plate, Sound Absorption

1. 緒 言

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。その多孔板の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圧力損失減衰によると考えられる⁽¹⁾⁽²⁾。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、従来から多用されている多孔質吸音材と同等以上の吸音性能を得ることも可能となり、多孔板吸音構造の実用化が進んでいる⁽³⁾。また、金属素材を用いることにより、耐候性、耐久性、あるいは、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普及が進んでいる。

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、それらを一次元伝達マトリクス法と組み合わせることにより、孔径、開孔率、板厚、および、空気層の厚みを設計パラメータとして、対象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。しかし、これら従来の吸音モデルの多くは、多孔板の振動を無視した、すなわち、入射音波による音圧加振力や吸音を付与する対象構造からの機械加振力などによって多孔板は励振されないという前提に立ったものであり、このような多孔板の振動現象が無視できない場合の吸音特性の変化⁽⁵⁾を精度良く予測することができないという課題を有していた。一方で、前述の金属素材の適用と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

* 原稿受付 2012 年 11 月 18 日

^{*1} 正員, (株)神戸製鋼所 (〒651-2271 兵庫県神戸市西区高塚台 1-5-5)^{*2} 正員, フェロー, 成蹊大学 理工学部 (〒180-8633 東京都武蔵野市吉祥寺北町 3-3-1)

E-mail: tsugihashi.kazuki@kobelco.com

特性に与える影響を無視できなくなっており⁽⁵⁾，吸音構造を最適に設計するためには，音場と多孔板の振動の連成現象を精度良く予測することが必要不可欠であった．加えて，多孔板の吸音特性は孔内の媒質粒子速度に対する非線形性を有しており，吸音構造の性能に大きな影響を与えることが知られている⁽⁴⁾．しかし，この連成現象と非線形性の相乗効果について言及した研究は見られない．

音場の数値解析に関して，筆者らは境界要素法を用いた数値解析手法を開発してきた⁽⁶⁾．音場と板振動の連成現象に対しては，音場に境界要素法を，板振動に有限要素法を適用した解析手法を開発して，板振動からの音波放射や音波の板透過に大きな影響を及ぼすコインシデンス現象の可視化に適用し，その有効性を確認して来ている⁽⁷⁾⁽⁸⁾．また，第1報⁽⁹⁾および文献(10)においては，多孔板が振動しない場合について，多孔板の粘性減衰および圧力損失減衰を考慮した宇津野ら⁽⁴⁾による伝達マトリクスを適用した境界要素法による音場の数値解析手法を提案し，その有効性を確認している．さらに，第2報⁽¹¹⁾および文献(12)では，多孔板が振動する場合について，多孔板のモデル化に有限要素法を，多孔板を含んだ音場に境界要素法を適用するとともに，多孔板振動を考慮した多孔板伝達マトリクスを導出し，それらを組み合わせて解析する方法を開発した．そして，連成振動する多孔板の垂直入射吸音率の予測⁽¹¹⁾と機械加振力により振動する多孔板からの放射音の予測⁽¹²⁾に適用し，その有効性を確認している．しかし，文献(11)，(12)では，多孔板の有する吸音特性の音圧に対する非線形性は考慮していない．

そこで，本稿では，音響管内に設置され音圧加振によって連成振動している多孔板の吸音特性に作用音圧の大きさが及ぼす影響を，まず，実験により明らかにし，次いで，その吸音特性を予測できる多孔板を含んだ音場の数値解析手法を提案する．

2. 多孔板の音響連成振動と非線形吸音特性が吸音性能に及ぼす影響

2・1 実験方法と対象

音圧加振によって連成振動している多孔板の吸音特性に作用音圧の大きさが及ぼす影響を明らかにするため，図1に示す音響管を用いて，スピーカの音圧を変化させながら垂直入射吸音率を計測した．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の背後空気層を介して多孔板を設置した．多孔板は，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），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点マイクロホン法により計算した．スピーカへの入力信号は単一周波数の正弦波（純音）で，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200～1200Hz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．

Fig. 1 Acoustic tube for experiment

2・2 実験結果

実験で得られた吸音率を図2に示す．同図中，実線で結ばれたドットは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結果である．なお，80dB未満での計測値は80dBと差異がなかった．黒破線は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，1200Hz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）が最も小さい80dBの結果に着目すると、680Hzで吸音率が落ち込んでおり、そのすぐ低周波数側の640Hzで卓越している。これらは、第2報⁽¹⁾で確認したように、多孔板の音響連成振動による特長的な挙動であり、多孔板の(2,0)モード（節円数：2，節直径数：0）共振に起因すると考えられる。

次に、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したが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。しかし、より高周波数の帯域に比べるとその向上量は小さく、音響連成振動に起因する落ち込みを解消するまでには至っていない。

Fig. 2 Sound absorption coefficient by experiment

3. 振動する非線形多孔板を含む音場の予測

3・1 解析手法

振動する多孔板を含む音場の例として図3に示す音場を取り上げ、数値解析手法について説明する。この音場は多孔板によって2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り加振され、振動している。図3(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_{lp} ,

Fig. 3 Numerical modeling of acoustic field including vibrating perforated plate

Γ_{lp} とし、それ以外の境界をそれぞれ Γ_I , Γ_{II} とする。

まず、2つの音場領域 I, II に境界要素法を、多孔板に有限要素法を適用し、各音場および多孔板振動を記述したマトリクス方程式を作成する。その際、多孔板に接する両音場領域の境界 Γ_p , Γ_{lp} と多孔板は同じ要素分割とする。2つの音場領域 I, II それぞれの離散マトリクス方程式は、第2報⁽¹¹⁾と同様に導出でき、

$$\begin{bmatrix} \mathbf{H}_{II} & \mathbf{H}_{IIp} \\ \mathbf{H}_{IpI} & \mathbf{H}_{IpIp} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{p}_I \\ \mathbf{p}_I^p \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{II} & \mathbf{G}_{IIp} \\ \mathbf{G}_{IpI} & \mathbf{G}_{IpIp} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_I \\ \mathbf{u}_I^p \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{H}_{IIII} & \mathbf{H}_{IIIIp} \\ \mathbf{H}_{IIpII} & \mathbf{H}_{IIpIIp} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{p}_{II} \\ \mathbf{p}_{II}^p \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{IIII} & \mathbf{G}_{IIIIp} \\ \mathbf{G}_{IIpII} & \mathbf{G}_{IIpIIp} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_{II} \\ \mathbf{u}_{II}^p \end{Bmatrix} \quad (2)$$

となる。本研究では、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。上式において、 $\{\mathbf{p}_I\}$, $\{\mathbf{p}_{II}^p\}$, $\{\mathbf{u}_I^p\}$, $\{\mathbf{u}_{II}^p\}$ はそれぞれ領域 I, II の多孔板に接する境界 Γ_p , Γ_{lp} 上の要素の音圧ベクトルと粒子速度ベクトル、 $\{\mathbf{p}_I\}$, $\{\mathbf{p}_{II}\}$, $\{\mathbf{u}_I\}$, $\{\mathbf{u}_{II}\}$ はそれ以外の境界 Γ_I , Γ_{II} 上の要素の音圧ベクトルと粒子速度ベクトルであり、 $\mathbf{H}_{XY}$, $\mathbf{G}_{XY}$ ($X, Y=I, Ip, II, IIp$) 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係数マトリクスである。各音圧ベクトル、粒子速度ベクトルは、各境界に属する要素数 N_X ($X=I, Ip, II, IIp$) に応じて N_X 行を有するベクトルとなる。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_p , Γ_{lp} では、音圧と粒子速度がともに未知数となる。

同じく、多孔板振動についての離散マトリクス方程式は、

$$\left(j\omega[\mathbf{M}] + \frac{1+j\eta}{j\omega}[\mathbf{K}] \right) \{\mathbf{v}\} - \{\mathbf{f}^p\} = \{\mathbf{f}\} \quad (3)$$

となる⁽¹¹⁾。本研究では、多孔板の離散化には膜要素（定ひずみ要素）と板曲げ要素（Zienkiewiczらの非適合要素）との組み合わせからなる平面シェル要素（1次要素）を用いている。上式において、 $\{\mathbf{v}\}$ 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、 $\{\mathbf{f}\}$ は機械加振による外力ベクトル、 $\{\mathbf{f}^p\}$ 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。振動速度ベクトル $\{\mathbf{v}\}$ と外力ベクトル $\{\mathbf{f}\}$ は節点ごとに要素法線周りの回転成分を除く5成分を有し、音圧加振力ベクトル $\{\mathbf{f}^p\}$ は節点ごとに面外に作用する並進1成分と回転2成分の3成分で構成される。したがって、多孔板上の節点数を N' とすると、 $\{\mathbf{v}\}$, $\{\mathbf{f}\}$, $\{\mathbf{f}^p\}$ は $5N'$ 行のベクトル（ただし、 $\{\mathbf{f}^p\}$ の面内2成分は0）、 $[\mathbf{M}]$, $[\mathbf{K}]$ は $5N'$ 行 $5N'$ 列のマトリクスとなる。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 $\{\mathbf{f}^p\}$ は多孔板表裏の音圧を用いて、

$$\{\mathbf{f}^p\} = [\mathbf{N} \quad -\mathbf{N}] \begin{Bmatrix} \mathbf{p}_I^p \\ \mathbf{p}_{II}^p \end{Bmatrix} \quad (4)$$

で与えられる⁽¹¹⁾。ここで、 $[\mathbf{N}]$ は板曲げ要素の形状関数などからなる係数マトリクスである。上式により、要素内で均一の法線方向の力である音圧加振力を等価な節点力およびモーメントに置換できる。なお、本研究では、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、剛性の変化を無視する。さらに、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て、後述する孔部での粘性摩擦により多孔板に作用する減衰力も無視している。

次に、多孔板を挟んで互いに対面する2つの要素の音圧 p と法線方向粒子速度 u および多孔板の法線方向振動速度の関係を記述する伝達マトリクス方程式を作成する。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し、対面する領域Ⅰ、Ⅱの音場要素 i の粒子速度 $u_{I,i}^p$ 、 $u_{II,i}^p$ は等しいとする。すなわち、

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

である。次に、多孔板表裏に生じる音圧差は、多孔板の音響連成振動を考慮して、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用いて、

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

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であり、 $\bar{w}_i$ 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る。式(6)の Z については、宇津野らの多孔板吸音モデル式⁽⁴⁾に多孔板の音響連成振動を加味して、

$$\text{Re}[Z] = \text{Re} \left[\frac{j}{1 - \frac{2J_1(k_s a)}{k_s a J_0(k_s a)}} \right] \frac{\omega \rho (t + d)}{R_p} + \zeta \left(\frac{1}{R_p} \right)^2 \frac{\rho}{2} \frac{8}{3\pi} |-u_{II,i}^p - \bar{w}_i| \quad (7)$$

$$\text{Im}[Z] = \left\{ \text{Im} \left[\frac{j}{1 - \frac{2J_1(k_s a)}{k_s a J_0(k_s a)}} \right] t + \frac{8d}{3\pi} \right\} \frac{\omega \rho}{R_p} \quad (8)$$

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

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の多孔板吸音モデル式⁽⁴⁾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は、多孔板の吸音メカニズムを巨視的に（多数の孔の作用を一括して）表現するモデルとし、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_{lp} 、 Γ_{llp} 上の互いに重なるすべての要素組み合わせについて式(5)、(6)を作成すると、式(10)の伝達マトリクス方程式を得ることができる。

$$\begin{Bmatrix} p_I^p \\ u_I^p \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & -\mathbf{Z} & -\mathbf{ZA} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{II}^p \\ u_{II}^p \\ \mathbf{v} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

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 $\{\mathbf{v}\}$ 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、 $\mathbf{I}$ と $-\mathbf{I}$ 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。

以上に示したように、第2報⁽¹¹⁾（音響連成振動のみを考慮し、非線形特性は無視）と同様に多孔板表裏に生じる音圧差〔式(6)〕を多孔板の連成振動を考慮して媒質粒子の多孔板に対する相対速度で記述するとともに、多孔板吸音モデル〔式(7)〕に同じく相対速度で記述した非線形項を新たに付加することによって、本手法の目的である多孔板の音響連成振動と非線形特性を考慮した音場の計算が可能となる。

導出した以上の5つのマトリクス方程式(1)、(2)、(3)、(4)、(10)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(11)のように導出され、多孔板を含む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 $\mathbf{v}$ が未知数であり、多孔板に接する境界 Γ_{lp} 、 Γ_{llp} 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 $\mathbf{u}$ 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ので、反復解法を用いて計算する。なお、ここでは1枚の多孔板と2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。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{H}_{II} & \mathbf{H}_{IIp} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{H}_{lpI} & \mathbf{H}_{lpIp} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{H}_{IIII} & \mathbf{H}_{IIIp} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{H}_{lpII} & \mathbf{H}_{lpIp} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{N} & \mathbf{0} & \mathbf{N} & j\omega\mathbf{M} + \frac{1+j\eta}{j\omega}\mathbf{K} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} & -\mathbf{I} & \mathbf{ZA} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_I \\ p_I^p \\ p_{II} \\ p_{II}^p \\ \mathbf{v} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{II} & \mathbf{G}_{IIp} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{G}_{lpI} & \mathbf{G}_{lpIp} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{G}_{IIII} & \mathbf{G}_{IIIp} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{G}_{lpII} & \mathbf{G}_{lpIp} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & -\mathbf{Z} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_I \\ u_I^p \\ u_{II} \\ u_{II}^p \\ \mathbf{f} \end{Bmatrix} \quad (11)$$

3・2 実験との比較

前節で提案した数値解析手法の妥当性と有効性を検証するため、図1に示す音響管内部を数値モデル化し、解析値を実験値と比較した。

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2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。媒質空気は、実験時の音響管内部の条件(28℃, 1気圧)から、密度 1.173kg/m^3 、音速 348.6m/s 、粘性係数 $1.846 \times 10^{-5}\text{Pa}\cdot\text{s}$ とした。多孔板は実験と同じく板厚0.14mm、孔径0.5mm、開口率1%のアルミ製で、背後空気層は30mmであり、孔の圧力損失係数は2.64とした。多孔板の要素分割は、評価周波数範囲200~1200Hz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、第2報⁽¹⁾と同じ手法で実験との比較により決定し、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。なお、多孔板に対する外部からの機械加振力[式(3)右辺の $\{f\}$]は、ここでは0である。

Fig. 4 Numerical model for verification (1/4 symmetric model)

数値解析は、スピーカ面の振動速度を全周波数帯域一様に $3.16 \times 10^{-6}\text{m/s}$ から $3.16 \times 10^{-1}\text{m/s}$ まで1.78倍(振動速度レベルで5dB)刻みで与えて実行した。解析周波数は5Hz間隔である。図5に解析結果から得たMic.1の位置における音圧レベルと吸音率を示す。なお、同図中の凡例は振動速度17.8倍(振動速度レベルで25dB)ごとに示しており、それらの間は省略している。Mic.1の音圧には管内共鳴によると考えられる複数のピークが見られるが、振動速度 $1.00 \times 10^{-3}\text{m/s}$ まではほぼ同じ周波数特性のまま振動速度の増加に応じて音圧も増加しているだけである。また、吸音率においても振動速度 $1.00 \times 10^{-3}\text{m/s}$ までは大きな変化はなく、多孔板の非線形特性はスピーカ面の振動速度が $1.00 \times 10^{-3}\text{m/s}$ より大きい領域で顕著になっていることが分かる。

実験結果との比較を容易にするため、図5の解析結果をもとに線形補間により算出したMic.1位置の音圧レベル80, 90, ..., 130dBに対する吸音率を図6(a)に示す。また、比較のために図2に示した実験結果を図6(b)に再掲している。

解析値[図6(a)]を実測値[図6(b)]と比較すると、多孔板の音響連成振動による特長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、解析で実験をよく再現できていることが分かる。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提案解析手法の妥当性と有効性を確認できた。

Fig. 5 Numerical analysis result

Fig. 6 Comparison of sound absorption coefficient between numerical analysis and experiment

4. 結 言

音圧加振によって連成振動している多孔板の吸音特性に作用音圧の大きさが及ぼす影響を明らかにするため、音響管内に設置された多孔板を対象に作用音圧に対する吸音性能の変化を実験により調査した。結果として、作用音圧が大きくなるにしたがって吸音率が向上し、より広範な周波数範囲において高い吸音率が得られること、多孔板の連成振動に起因する吸音率の落ち込み周波数においても吸音率が向上することを確認した。ただし、本稿の試験条件下では、落ち込みの完全な解消には至らなかった。

また、上述の吸音特性の予測を目的として、音圧加振によって連成振動し、非線形特性を有する多孔板を含む音場の数値解析手法を提案した。実験との比較の結果、提案手法の妥当性と有効性を確認できた。

文 献

- (1) Melling, T.H., "The Acoustic Impedance of Perforates at Medium and High Sound Pressure Levels", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 29, No. 1 (1973), pp. 1-65.

- (2) Maa, D. -Y., "Microperforated-panel Wideband Absorbers", *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 29, No.3 (1987), pp. 77-84.
 - (3) 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2007講演論文集, No. 07-12 (2007), 105.
 - (4) 宇津野秀夫, 坂谷亨, 山口善三, "伝達行列法による多孔板吸音特性の実験的研究", 日本音響学会誌, Vol. 59, No. 6 (2003), pp. 301-308.
 - (5) 草刈樹宏, 田中俊光, 井上結香, 次橋 一樹, "微細多孔薄板の音響連成振動と吸音性能", 日本音響学会2011年春季研究発表会講演論文集, (2011), pp. 1311-1314.
 - (6) 田中俊光, 宇津野秀夫, 増田輝男, 神崎奈津夫, "境界要素法による音場の解析 (第3報, 三次元音場の伝達マトリックス形解法と大形脈動音消音器への適用)", 日本機械学会論文集C編, Vol. 53, No. 491 (1987), pp. 1443-1449.
 - (7) 次橋一樹, 田中俊光, "音場一構造連成解析による有限矩形板のコインシデンス現象に関する研究", 日本機械学会第13回環境工学総合シンポジウム2003講演論文集, No. 03-10 (2003), pp. 46-48.
 - (8) 次橋一樹, 田中俊光, "有限矩形板のコインシデンス現象のシミュレーション技術に関する研究 (その2)", 日本機械学会第14回環境工学総合シンポジウム2004講演論文集, No. 04-10 (2004), pp. 153-156.
 - (9) 次橋一樹, 田中俊光, 草刈樹宏, "多孔板を含む音場の数値解析法に関する研究 (第1報, 多孔板の音響連成振動を考慮しない場合)", 日本機械学会論文集C編, Vol. 76, No. 772 (2010), pp. 3398-3404.
 - (10) Tsugihashi, K., Tanaka, T. and Ueda, H., "Development of a Technique to Improve the Sound Insulation of Double-Leaf Walls with Air-Space using Microperforated Sound Absorbing Plate", *INTER-NOISE 2006 Proceedings on CD-ROM*, (2006), 457.
 - (11) 次橋一樹, 田中俊光, 草刈樹宏, "多孔板を含む音場の数値解析法に関する研究 (第2報: 多孔板の音響連成振動を考慮する場合)", 日本機械学会論文集C編, Vol. 78, No. 789 (2012), pp. 1839-1849.
 - (12) 次橋一樹, 田中俊光, "多孔板を用いた固体音低減に関する研究 (数値解析による多孔板放射音の予測)", 日本機械学会第19回環境工学総合シンポジウム2009講演論文集, No. 09-13 (2009), pp. 74-77.
-