

## 閉空間領域内に吸音体を有する三次元音場の減衰特性の有限要素解析\*

山口 誉夫\*<sup>1</sup>, 黒沢 良夫\*<sup>2</sup>, 松村 修二\*<sup>3</sup>Damping Analysis of 3D Acoustic Fields  
Involving Sound Absorbing Materials Using FEMTakao YAMAGUCHI\*<sup>4</sup>, Yoshio KUROSAWA and Shuji MATSUMURA\*\*Department of Mechanical System Engineering, Gunma University,  
1-5-1 Tenjin-cho, Kiryu-shi, Gunma, 376-8515 Japan

This paper deals with analysis for acoustic properties of three-dimensional closed sound fields having sound absorbing materials. In this analysis, the sound absorbers can have arbitrary shapes and can be located anywhere in the fields. The fields involve gas and sound absorbers which are modeled using Finite Element Method. A new three-dimensional element are developed for the absorbers. This element has two damping parameters which are complex density and complex volume elasticity. The elements are constructed, and then the corresponding simultaneously coupled equations are solved to obtain the frequency response. Further, a new expression is also derived to get distribution of contribution to modal damping for each element. These approaches are applied to three-dimensional rooms where the absorbers exist in different positions. The results are compared with the experiments carried out by Utsuno and are discussed.

**Key Words:** Damping, Damping Material, Automobile, Noise, Computer Aided Analysis, Sound Absorbing Material, Modal Strain and Kinetic Energy Method

## 1. 緒 言

自動車などの輸送機械では、乗員の疲労軽減や緊急時の各種警報の認知のために、低騒音化が要求される。一方、化石燃料の枯渇やCO<sub>2</sub>の排出量抑制の観点から車両が低燃費であることが求められ、車体としては軽量化が必要となっている。しかし、低騒音化と軽量化は一般に相反することが知られており、両者を両立させることが重要課題となっている。

自動車の車室は閉空間をなし、走行時に定在波が生じ騒音問題を生じる。定在波を抑制する方法の一つに、多孔質材などを用いた吸音が挙げられる。空間内に吸音材が充てんされると、定在波の音響エネルギーが減衰する。このとき、低騒音化と軽量化を両立するような最適仕様が求められる。そのためには、減衰要素を含む音場の特性を明らかにする必要がある。そこで、数値計算の援用が手段の一つとして考えられる。

建築構造の吸音設計には、おもに拡散音場を仮定した幾何音響のアプローチが古くから研究されており、

確立されてきている<sup>(1)</sup>。しかし、自動車の車室内の音場は、問題となる音の波長に比べ狭く、拡散場とはみなせないことが多い。したがって、数値計算法としては定在波を考慮できる吸音解析手法が必要である。これについては有限要素法や境界要素法などの手法が提案されてきている<sup>(2)~(13)</sup>。これらは応答の計算法が主に提案されており、モード減衰や吸音体の最適配置についての情報が求められていない。著者は多孔質吸音体を充てんした二次元閉空間内のモード減衰と減衰応答とを一連の手順で同時に求め、かつ計算時間を短縮できる近似法を導いた<sup>(14)</sup>。さらにモード減衰に対する各減衰要素の寄与率から最適に吸音要素を二次元空間内に配置する方法をも提案した<sup>(15)</sup>。

本報告では、著者が二次元問題用に提案したこれら

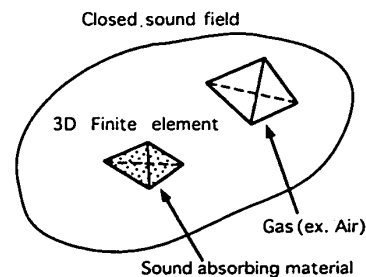


Fig. 1 Sound absorber in a 3D acoustic field

\* 原稿受付 2001年5月21日。

\*<sup>1</sup> 正員, 群馬大学工学部(☎376-8515 桐生市天神町1-5-1)。\*<sup>2</sup> 富士重工業(株)(☎373-0015 太田市スバル町1-1)。\*<sup>3</sup> 正員, 富士重工業(株)。

E-mail: yamagme4@me.gunma-u.ac.jp

の手法を三次元問題に拡張する。具体的には図1のような三次元閉空間領域内に吸音体を任意の位置、任意の形状で配置する問題の音響特性を取扱う。吸音体と気体との混合体の減衰特性を有限要素法で解析した。複素実効密度と複素体積弾性率とをパラメータとする吸音体の三次元有限要素を定式化し、複素連立方程式を解き周波数応答を求めた。さらに、空間のモード減衰に対する各吸音要素の寄与率分布を求める式を導いた。吸音体を異なる位置に配置した室空間に本手法を適用し減衰特性を計算した。結果を宇津野らの実験結果<sup>(11)</sup>と比較し考察した。

## 2. 解析内容

**2.1 吸音体を有する三次元閉音場の離散化** 吸音体を有する三次元閉空間を有限要素で離散化する。通常の音場解析で用いられる Helmholtz の式は均質場に対応する式である。本問題の場合、吸音体と気体とが混在する系であるので、Helmholtz の式から出発せずに次に示すアプローチを行う。

微小な振幅で調和励振を受ける非粘性の圧縮性完全流体の三次元空間での運動方程式は次式となる<sup>(3)(16)(17)(14)</sup>。

$$\begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} &= -\rho\omega^2 u_x \\ -\frac{\partial p}{\partial y} &= -\rho\omega^2 u_y \\ -\frac{\partial p}{\partial z} &= -\rho\omega^2 u_z \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (1)$$

一方、連続の式は次のようになる。

$$p = -E \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $\omega$  は角周波数である。 $p$  は圧力、 $u_x, u_y, u_z$  はそれぞれ粒子変位の  $x, y, z$  方向成分である。 $E$  と  $\rho$  はそれぞれ体積弾性率と実効密度である。

要素内の音圧  $p$  と節点の音圧  $\{p_e\}$  との関係を適当な内挿関数  $N_i (i=1, 2, \dots)$  を用いて次式のように近似する。

$$\begin{aligned} p &= [N]^t \{p_e\}, \\ [N]^t &= [N_1, N_2, N_3, \dots] \quad \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

添字  $t$  は転置を表す。

式(1)~(3)より三次元問題の運動エネルギー  $\tilde{T}$ 、ひずみエネルギー  $\tilde{U}$ 、ポテンシャルエネルギー  $\tilde{V}$  を求める。

$$\begin{aligned} \tilde{T} &= \frac{1}{2} \rho \omega^2 \iiint_e (|u_x|^2 + |u_y|^2 + |u_z|^2) dx dy dz \\ &= \frac{1}{2\rho\omega^2} \iiint_e \left( \frac{\partial p}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial y} \frac{\partial p}{\partial y} \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\left. + \frac{\partial p}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dx dy dz \\ &= \frac{1}{2\rho\omega^2} \iiint_e \{p_e\}^t \left( \frac{\partial [N]}{\partial x} \frac{\partial [N]}{\partial x} \right. \\ &\left. + \frac{\partial [N]}{\partial y} \frac{\partial [N]}{\partial y} + \frac{\partial [N]}{\partial z} \frac{\partial [N]}{\partial z} \right) \{p_e\} dx dy dz \quad \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tilde{U} &= \frac{1}{2} \iiint_e E \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 dx dy dz \\ &= \frac{1}{2E} \iiint_e (\{p_e\}^t [N][N]^t \{p_e\}) dx dy dz \quad \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

$$\tilde{V} = \int_{\Gamma} p U_{\perp} d\Gamma \quad \dots\dots\dots (6)$$

ただし、積分範囲で  $e$  は要素空間領域を表し、 $\Gamma$  は要素境界を意味する。 $U_{\perp}$  は要素境界の法線方向に作用する粒子変位である。

式(4)から式(6)に、エネルギー最小原理  $\delta(\tilde{U} - \tilde{T} - \tilde{V}) = 0$  を用いると次式を得る。

$$([K]_e - \omega^2 [M]_e) \{p_e\} = -\omega^2 \{u_e\} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$\rho_e$  と  $E_e$  はそれぞれ要素内部に充てんされた媒質の実効密度と体積弾性率である。 $\{u_e\}$  は要素の節点粒子変位ベクトルである。マトリックス  $[K]_e$  および  $[M]_e$  の  $i$  行  $j$  列成分はそれぞれ式(8)の  $K_{eij}$  と式(9)の  $M_{eij}$  となる。

$$\begin{aligned} K_{eij} &= \frac{1}{\rho_e} \iiint_e \left( \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial N_j}{\partial y} \right. \\ &\left. + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} \right) dx dy dz \quad \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

$$M_{eij} = \frac{1}{E_e} \iiint_e (N_i N_j) dx dy dz \quad \dots\dots\dots (9)$$

式(7)~(9)は線形の圧縮性完全流体の要素の運動方程式となる。以降、式(7)中の  $[K]_e$  を要素剛性マトリックス、 $[M]_e$  を要素質量マトリックスと呼ぶ。

吸音体の内部の音場を表すモデルの一つに、密度と音速あるいは体積弾性率とを複素数とするモデルが提案されており、有効性が検証されている<sup>(9)~(11)(13)~(15)</sup>。すなわち、

$$\rho_e \Rightarrow \rho_e^* = \rho_{eR} + j\rho_{eI} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$E_e \Rightarrow E_e^* = E_{eR} + jE_{eI} \quad \dots\dots\dots (11)$$

を得る。

これらを式(8)と(9)で使われている密度  $\rho_e$  と体積弾性率  $E_e$  に代入する。

式(10)を式(8)へ代入すると、要素剛性マトリックス  $[K]_e$  は次式となる。

$$[K]_e = [K_R]_e (1 + j\eta_e) \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$\eta_e = -\rho_{eI} / \rho_{eR} \quad \dots\dots\dots (13)$$

上式で  $[K_R]_e$  は  $[K]_e$  の実部であり、その  $i$  行  $j$  列成分  $K_{Reij}$  は次式となる。

$$K_{Reij} = \frac{\rho_{eR}}{\rho_{eR}^2 + \rho_{eI}^2} \iiint_e \left( \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial N_j}{\partial y} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} \right) dx dy dz \quad \dots\dots\dots (14)$$

同様に式(11)を式(9)へ代入すると、次の要素質量マトリックス  $[M]_e$  を得る。

$$[M]_e = [M_R]_e (1 + j\chi_e) \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$\chi_e = -E_{eI}/E_{eR} \quad \dots\dots\dots (16)$$

$[M]_e$  の実部  $[M_R]_e$  の  $i$  行  $j$  列成分  $M_{Reij}$  は、

$$M_{Reij} = \frac{E_{eR}}{E_{eR}^2 + E_{eI}^2} \iiint_e (N_i N_j) dx dy dz \quad \dots\dots (17)$$

となる。

以上から、多孔質材内部の音場を表す要素では、要素剛性マトリックス  $[K]_e$  と要素質量マトリックス  $[M]_e$  がともに複素数で表現されることとなる。なお、この要素の減衰パラメータ  $\chi_e, \eta_e$  を小さくすることで、気体も表現できる。

式(7)から式(17)を対象とする場(気体と多孔質材の複合空間)の全要素について重ね合わせることにより、次の全系の離散化方程式を得る。

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j\eta_e) - \omega^2 ([M_R]_e (1 + j\chi_e))) \{p_e\} = -\omega^2 \{u\} \quad \dots\dots\dots (18)$$

$\{u\}$  は節点粒子変位ベクトルである。

**2・2 形状関数** 吸音体の三次元有限要素を具体的に検討する。ここでは、一例として、一次試験関数をもつ四面体要素を考える<sup>(16)(17)</sup>。図2のような頂点に四つの節点を有する四面体を考える。節点座標を  $(x_i, y_i, z_i), i=1, 2, 3, 4$  とし、節点上での圧力を  $p_1, p_2, p_3, p_4$  とする。このとき、要素内部の圧力  $p$  を座標  $x, y, z$  の関数で次式のように近似する。

$$p = a_0 + a_1 x + a_2 y + a_3 z \quad \dots\dots\dots (19)$$

ここで、 $a_0, a_1, a_2, a_3$  は未定係数である。式(19)に節点座標  $(x_i, y_i, z_i)$  を入れ整理すると次式を得る。

$$p = [N]^t \{p_e\} \quad \dots\dots\dots (20)$$

ただし、 $\{p_e\} = \{p_1, p_2, p_3, p_4\}$ 、 $[N]$  は節点座標  $(x_i, y_i, z_i), i=1, 2, 3, 4$  の関数となる。式(20)と(12)~(14)か

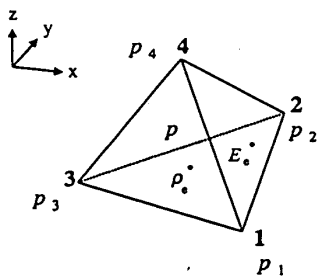


Fig. 2 Tetra element for sound absorber

ら要素剛性行列  $[K]_e$  が求められる。また、式(20)、(15)~(17)から要素質量行列  $[M]_e$  が得られる。

**2・3 モード減衰への吸音体の寄与率と最適化法** 漸近法<sup>(18)(14)(15)</sup>を応用して、多孔質吸音体を含む三次元閉音場のモード減衰に対する各要素の寄与率を導く。さらにその寄与率を利用した吸音体の空間内への最適配置法を示す。

式(18)の齊次方程式は次式となる。これは複素固有値問題となる。

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j\eta_e) - (\omega^{(n)})^2 (1 + j\eta_{I0}^{(n)})) \times [M_R]_e (1 + j\chi_e) \{\phi^{(n)*}\} = \{0\} \quad \dots\dots\dots (21)$$

添字  $(n)$  は  $n$  次音響モードを表す。 $(\omega^{(n)})^2$  は複素固有値の実部、 $\{\phi^{(n)*}\}$  は複素固有モード、 $\eta_{I0}^{(n)}$  はモード損失係数である。 $e_{\max}$  は要素数である。材料減衰  $\eta_e, \chi_e, (e=1, 2, 3, \dots, e_{\max})$  に関して全要素の中で最大のものを  $\eta_{\max}$  とし、以下の量を定義し導入する。

$$\beta_{ke} = \eta_e / \eta_{\max}, \beta_{ke} \leq 1, \beta_{se} = \chi_e / \eta_{\max}, \beta_{se} \leq 1 \quad \dots\dots\dots (22)$$

ここで  $\eta_{\max} \ll 1$  と仮定し、微小量  $\mu = j\eta_{\max}$  を導入し、式(21)の解を漸近展開すると、

$$\{\phi^{(n)*}\} = \{\phi^{(n)}\}_0 + \mu \{\phi^{(n)}\}_1 + \mu^2 \{\phi^{(n)}\}_2 + \dots \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$(\omega^{(n)})^2 = (\omega_0^{(n)})^2 + \mu^2 (\omega_2^{(n)})^2 + \mu^4 (\omega_4^{(n)})^2 + \dots \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$j\eta_{I0}^{(n)} = \mu \eta_1^{(n)} + \mu^3 \eta_3^{(n)} + \mu^5 \eta_5^{(n)} + \mu^7 \eta_7^{(n)} + \dots \quad \dots\dots\dots (25)$$

ただし、 $\beta_{se} \leq 1$  および  $\beta_{ke} \leq 1$  であるので  $\eta_{\max} \ll 1$  ならば  $\eta_{\max} \beta_{se} \ll 1$  および  $\eta_{\max} \beta_{ke} \ll 1$  が成立し、 $\mu \beta_{se}$  および  $\mu \beta_{ke}$  も  $\mu$  と同様に微量となる。また、 $\{\phi^{(n)}\}_0, \{\phi^{(n)}\}_1, \{\phi^{(n)}\}_2, \dots$  と  $(\omega_0^{(n)})^2, (\omega_2^{(n)})^2, (\omega_4^{(n)})^2, \dots$  および  $\eta_1^{(n)}, \eta_3^{(n)}, \eta_5^{(n)}, \dots$  は実数とする。

式(21)に式(22)~(25)を代入し、 $\mu^0$  と  $\mu^1$  のオーダーまでをまとめ次式をえる。

$\mu^0$  の量：

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e - (\omega_0^{(n)})^2 [M_R]_e) \{\phi^{(n)}\}_0 = \{0\} \quad \dots\dots\dots (26)$$

$\mu^1$  の量：

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} (\mu \beta_{ke} [K_R]_e - \mu \eta_1^{(n)} (\omega_0^{(n)})^2 [M_R]_e - \mu \beta_{se} (\omega_0^{(n)})^2 [M_R]_e) \{\phi^{(n)}\}_0 + \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\mu [K_R]_e - \mu (\omega_0^{(n)})^2 [M_R]_e) \{\phi^{(n)}\}_1 = \{0\} \quad \dots\dots\dots (27)$$

さらに式(26)、(27)を整理すると式(28)を得る。

$$\eta_{I0}^{(n)} = \eta_{ke}^{(n)} - \eta_{se}^{(n)} \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$\eta_{ke}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\eta_e S_{ke}^{(n)}), \eta_{se}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\chi_e S_{se}^{(n)}),$$

$$S_{ke}^{(n)} = \frac{\{\phi^{(n)}\}_e^T [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_e}{\sum_{e=1}^{e_{max}} (\{\phi^{(n)}\}_e^T [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_e)}$$

$$S_{se}^{(n)} = \frac{\{\phi^{(n)}\}_e^T [M_R]_e \{\phi^{(n)}\}_e}{\sum_{e=1}^{e_{max}} (\{\phi^{(n)}\}_e^T [M_R]_e \{\phi^{(n)}\}_e)}$$

上式からモード損失係数  $\eta_{oi}^{(n)}$  は、実効密度に関連する材料減衰  $\eta_e$  と運動エネルギー分担率  $S_{ke}^{(n)}$  との積の全要素にわたる和  $\eta_{oi}^{(n)}$  および体積弾性率に関連する材料減衰  $-\chi_e$  とひずみエネルギー分担率  $S_{se}^{(n)}$  との積の全要素にわたる和  $-\eta_{se}^{(n)}$  から近似計算できる。式(28)のなかの固有モード  $\{\phi^{(n)}\}_e$  は実数であり、減衰項をすべて無視して得られる式(26)を通常の実固有値問題として解くことで容易に求められる。また、多孔質材の挿入位置(= 該当する位置にある要素)のモード損失係数  $\eta_{oi}^{(n)}$  への寄与率  $C_e$  は、式(28)を変形した次式から求められる。

$$C_e = (\eta_e S_{ke}^{(n)} - \chi_e S_{se}^{(n)}) / \eta_{oi}^{(n)} \dots\dots\dots (29)$$

したがって、実効密度に関連する材料減衰  $\eta_e$  と運動エネルギー分担率  $S_{ke}^{(n)}$  との積が大きい要素または、体積弾性率に関連する材料減衰  $-\chi_e$  とひずみエネルギー分担率  $S_{se}^{(n)}$  との積が大きい要素が、モード減衰  $\eta_{oi}^{(n)}$  に対する寄与が大きいといえる。この寄与率  $C_e$  が大きい位置の多孔質材を残し、 $C_e$  が小さい位置の多孔質材を削除していけば音響モードに対する減衰を最適化できると考えられる。

以上から多孔質材の配置を最適化する手順の概要は次のようになる。

最初に空間に許容される最大限の量の多孔質材を充てんした有限要素モデルを作成する。着目する空間共鳴のモード減衰  $\eta_{oi}^{(n)}$  への各要素の寄与率  $C_e$  を式(29)により求める。ついで寄与率  $C_e$  が大きい位置の多孔質材を残し、 $C_e$  が小さい位置の多孔質材を削除したモデルへと改修する。モード減衰と応答をそれぞれ式(28)と(18)とから求め効果を確かめる。

以降、この方法を前報<sup>(14)(15)</sup>にならい Modal Strain and Kinetic Energy Method(略して MSKE 法)と便宜上呼ぶこととする。

3. 提案計算法の検証

2章で多孔質吸音体を領域内に含む音場の三次元有限要素法を定式化した。これにもとづき計算プログラムを作成した。3章ではこの計算精度を解析解や実験値と比較し検証する。

3.1 音響管の減衰特性解析 図3に示すような音響管に多孔質吸音体を挿入した。図3では六面体で

表示してあるが、計算では四面体要素を組合せて六面体を表現した。管の断面は10×12 mmの長方形形状を有しており、管の長さは120 mmである。吸音体と終端部との間に背後空気層を  $d_p=30$  mm 設けてある。吸音体の厚さは  $d_{air}=20$  mm とする。多孔質体の実効密度は  $\rho_R=1.4$  kg/m<sup>3</sup>,  $\eta_e=0.5$  とした。体積弾性率は  $E_R=1.19 \times 10^5$  N/m<sup>2</sup>,  $-\chi_e=0.1$  を用いた。空気には  $\rho_R=1.2$  kg/m<sup>3</sup>,  $\eta_e=0.001$ ,  $E_R=1.4 \times 10^5$  N/m<sup>2</sup>,  $-\chi_e=0.001$  を用いた。図3中の点  $A(x, y, z) = (10, 0, 0)$  に既知の体積速度をもつ起振源を設置する。そのときの吸音体表面の近傍の2点間(点Bと点C)の音圧の伝達関数を求めた。ここでは式(18)の複素連立一次方程式をスカイライン法を用いて解いた。その伝達関数から二点マイク法<sup>(19)</sup>を用いて、垂直入射吸音率を求めた。図4に三次元有限要素法を用い

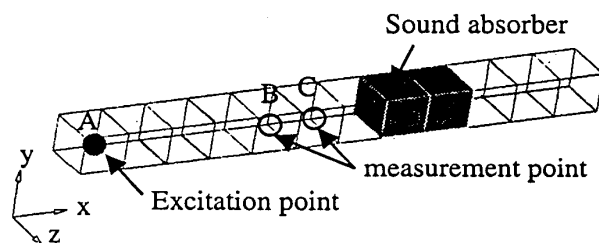


Fig. 3 FEM model for an acoustic pipe with an absorber

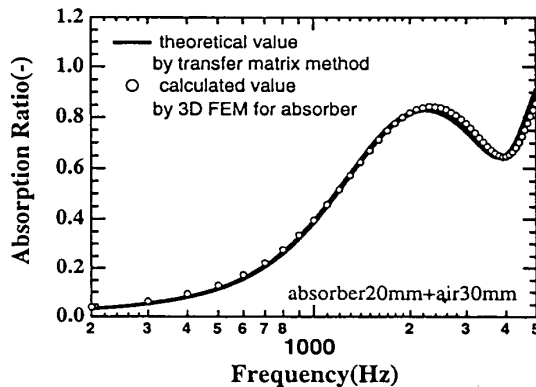


Fig. 4 Absorption ratio of the acoustic pipe with absorber

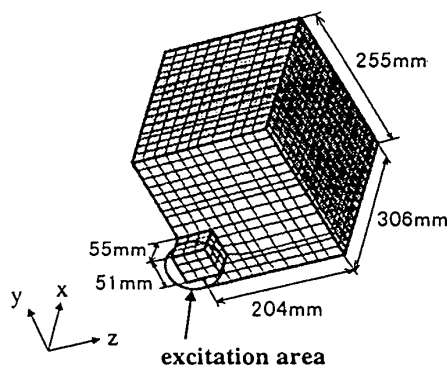


Fig. 5 3D room with sound absorbing material

て、吸音率を 200 Hz から 5 000 Hz まで計算した結果を示す。図 4 中、伝達マトリックス法<sup>(19)</sup>による解析解と比較してある。管の限界周波数 ( $f_c = c/(2b)$ ,  $b$ : 長方形断面の長辺長さ,  $c$ : 空気中の音速) は 14.2 kHz である。この周波数より十分に低い条件では、音場は平面波となり、一次元音響管とみなせる。本計算範囲はこの限界周波数  $f_c$  よりも低い。したがって、平面波を仮定した伝達マトリックス法による解析解に対して、本報告の有限要素解は一致しなければならない。図 4 より、両者はよく一致していることがわかる。

3.2 吸音体を挿入した三次元室空間の減衰解析  
次に三次元の室空間に多孔質吸音体を設置し、音場の減衰特性を解析した。Utsuno<sup>(11)</sup>らの実験条件に相当する解析モデルを構築した。図 5 に室空間に諸元と有

限要素モデルを記す。直方体形状 (204×255×306 mm) の閉空間をなす主室に 51×51×55 mm の副室が接続されている。ここでも図 5 では六面体として表示しているが、実際の計算では六面体を四面体要素の組合せで表現して処理した。図のように副室の一面を一律な単位粒子速度  $V$  で加振させる。そのときの主室内の受音点での音圧  $P$  を求め、両者の伝達関数  $P/V$  を評価する。吸音体の配置は図 6 に示すような 2 種類 (case 1, case 2) を考える。材質は発泡ウレタンとグラスウールである。有限要素解析 FEA で使用する材料特性には Utsuno<sup>(11)</sup>らが同定したパラメータ (複素実効密度  $\rho_e^*$  と複素音速  $c_e^*$ ) を用いた。ただし、本報告の FEA の計算では  $\rho_e^*$  のほか複素体積弾性率  $E_e^*$  が必要である。 $E_e^*$  は  $\rho_e^*$  と  $c_e^*$  から次式で換算し求めた。

$$E_e^* = \rho_e^* (c_e^*)^2 \dots\dots\dots (30)$$

図 7 に発泡ウレタンを室に配置したときの伝達関数  $P/V$  の実験値と FEA による計算値を示す。計算値は、式(18)の複素連立一次方程式を解いた結果である。発泡ウレタンの有無や配置の違いによる伝達関数  $P/V$  の変化が計算と実験とでよく一致している。図 8 はグラスウールを配置した結果であり、この場合も計算と実験は一致している。

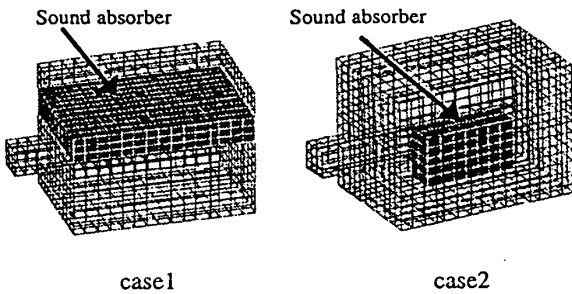


Fig. 6 FEM model for a 3D room with an absorber

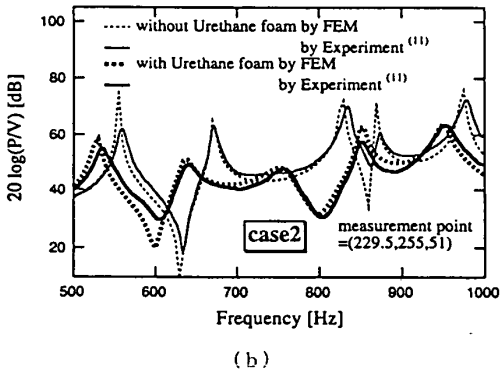
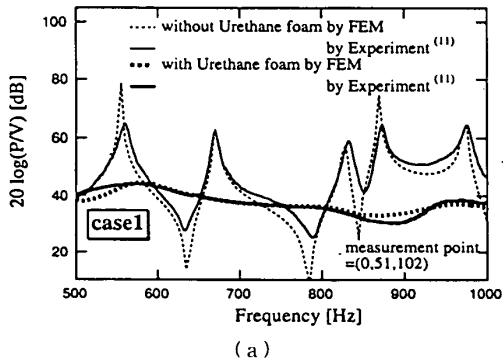


Fig. 7 Calculated results of frequency response

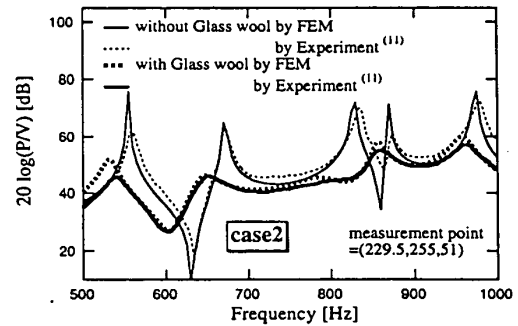


Fig. 8 Calculated results of frequency response

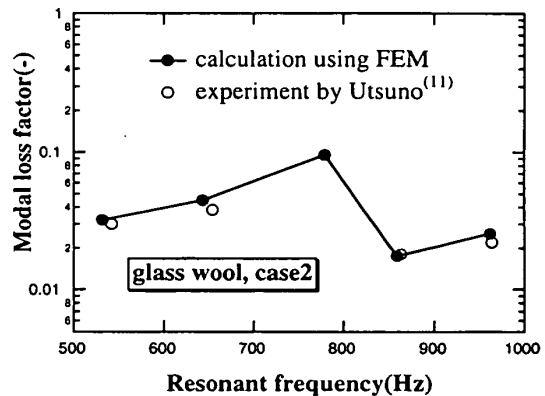


Fig. 9 Modal damping of the 3D room having the absorber

図9はcase 2に対応するようにグラスウールを配置して、音場のモード損失係数を式(28)で計算した値と実験値とを比較したものである。計算と実験はよく一致している。

以上から、2章に定式化した計算法、すなわち、吸音体と気体とが混合した系の三次元有限要素法、減衰解析法と計算プログラムが妥当といえる。

4. モード減衰への各要素の寄与率と最適化

グラスウールを室空間内全域に詰めた場合の各要素のモード減衰  $\eta_{ke}^{(n)}$  に対する寄与率  $C_e$  を式(29)のMSKE法で求めた。(1, 1, 0)モードでの計算結果を図10に示す。音圧分布  $\{\phi^{(n)}\}_0$ 、粒子速度分布  $|v_e|$  も図中に併記した。要素の粒子速度  $|v_e|$  は次式から求めた。

$$|v_e| = \sqrt{|v_{xe}|^2 + |v_{ye}|^2 + |v_{ze}|^2}$$

$$v_{xe} = j\omega u_{xe}$$

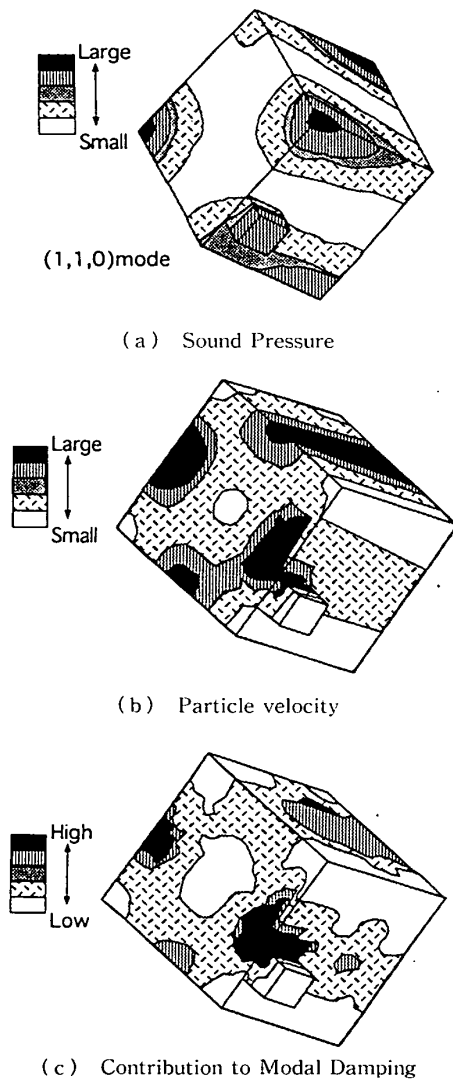


Fig. 10 Eigenmode and contribution to modal damping

$$= -\frac{j\omega}{\rho_e^* \omega^2} \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{j\omega}{\rho_e^* \omega^2} \iiint_e \frac{\partial [N]^T}{\partial x} \{p_e\} dx dy dz$$

$$= -\frac{j\omega}{\rho_e^* \omega^2} \iiint_e \frac{\partial [N]^T}{\partial x} \{\phi^{(n)}\}_0 dx dy dz$$

$$v_{ye} = j\omega u_{ye} = \frac{j\omega}{\rho_e^* \omega^2} \iiint_e \frac{\partial [N]^T}{\partial y} \{\phi^{(n)}\}_0 dx dy dz$$

$$v_{ze} = j\omega u_{ze} = \frac{j\omega}{\rho_e^* \omega^2} \iiint_e \frac{\partial [N]^T}{\partial z} \{\phi^{(n)}\}_0 dx dy dz$$

.....(31)

$\{\phi^{(n)}\}_0$  は実固有値解析で得られた  $n$  次の音響固有モードである。

図10からモード減衰  $\eta_{ke}^{(n)}$  に対する寄与率  $C_e$  は音圧分布とは一致しない。粒子速度分布に近い。したが

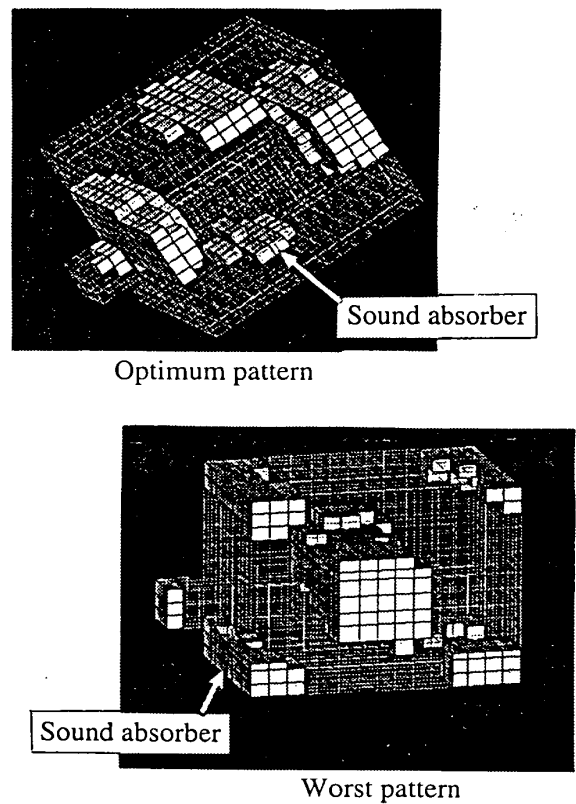


Fig. 11 Optimum pattern and worst pattern

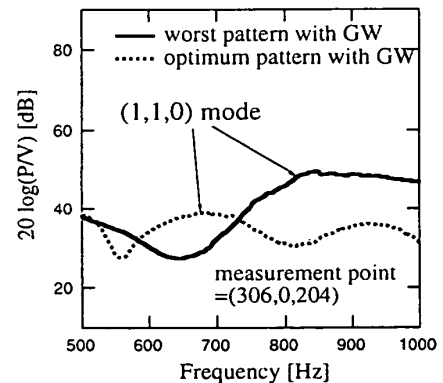


Fig. 12 Effect of the Optimization for the absorber

って、通常、計測される音圧からでは、最適位置を知ることが困難となる。本解析法によるモード減衰への寄与率  $C_e$  は吸音体配置のために有用な情報を与える。

この図を参考にして、室体積の20%の容積をもつ吸音体を、寄与が高い位置のみに詰めた。また、比較のために、寄与が低い位置のみに同量だけ詰めた。前者を最適ケース、後者をワーストケースと呼ぶこととする。有限要素モデルを図11に示す。対応するモード付近の周波数応答を図12に示す。最適ケースの共振振幅のほうワーストケースの振幅に比べ小さいことがわかる。これより、提案の最適化法が有効といえる。なお、上記の吸音体の配置最適化は自動的に開発プログラム内で実行される。

## 5. 結 言

三次元閉空間領域内に吸音体を任意の位置と形状で配置する問題の音響減衰特性を有限要素法で解析する方法を検討した。複素実効密度と複素体積弾性率とをパラメータとする吸音体の三次元有限要素を定式化し、複素連立方程式を解き周波数応答を求めた。さらに、三次元閉空間のモード減衰に対する各吸音要素の寄与率分布を求める式を導いた。これより吸音体の最適配置が可能となる。これらは著者が先に二次元音場で提案した手法を三次元問題に拡張したものである。解析法を音響減衰を有する室空間に応用し、有効性を

宇津野らの実験結果と比較し示した。

## 文 献

- (1) 子安勝, 建築音響シリーズ〈材料編〉1 吸音材料, (1976), 1-86, 技報堂.
- (2) Kagawa, Y., Yamabuchi, T. and Mori, A., *J. Sound Vib.*, 53-3 (1977), 357-374.
- (3) 江島聞夫・石井哲・村井秀児, 日本音響学会誌, 44-6 (1988), 460-468.
- (4) Suzuki, S., Maruyama, S. and Ide, H., *J. Sound Vib.*, 130-1 (1989), 79-91.
- (5) 宇津野秀夫・田中俊光・森田茂・西部政則, 機論, 55-509, C (1989), 73-78.
- (6) Ingard, K. U., *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, 103 (1981), 302-313.
- (7) Craggs, A., *J. Sound Vib.*, 48-3 (1976), 377-392.
- (8) Craggs, A., *J. Sound Vib.*, 66-4 (1979), 101-111.
- (9) Craggs, A., *J. Sound Vib.*, 61-1 (1978), 605-613.
- (10) 宇津野秀夫・田中俊光・森沢吉高, 吉村登志雄, 機論, 56-532, C (1990), 3248-3252.
- (11) Utsuno, H., Wu, T. W., Seybert, A. F. and Tanaka, T., *AIAA J.*, 28-11 (1990), 1870-1875.
- (12) 佐藤宗純・藤森威・三浦甫, 日本音響学会誌, 33-11 (1979), 628-636.
- (13) Zwicker, C. and Kosten, C., A., *Sound Absorbing Material*, (1949), 1-70, Elsevier, New York.
- (14) 山口啓夫, 機論, 66-648, C (2000), 2563-2569.
- (15) 山口啓夫, 機論, 66-646, C (2000), 1842-1848.
- (16) 加川幸雄, 有限要素法による振動・音響工学/基礎と応用, (1981), 1-228, 倍風館.
- (17) 鷲津久一郎・宮本博・山田嘉昭・山本善之・川井忠彦, 有限要素法ハンドブック1 基礎編, (1981), 1-427, 倍風館.
- (18) MA, B. A. and HE, J. F., *J. Sound Vib.*, 15-2 (1992), 107-123.
- (19) Utsuno, H., Tanaka, T. and Fujikawa, T., *J. Acoust. Soc. Am.*, 86-2 (1989), 637-643.