Kobe University Repository : Kernel

PDF issue: 2025-12-04

通気性膜を用いた立体型空間吸音体の吸音特性に関する基礎的研究

舟橋，康太 ； 杣友，祐 ； 西川，智菜美 ； 阪上，公博 ； 奥園，健 ； 豊田，政弘

(Citation)
神戸大学大学院工学研究科・システム情報学研究科紀要,6:17-23

(Issue Date)
2014

(Resource Type)
departmental bulletin paper

(Version)
Version of Record

(URL)
https://hdl.handle.net/20.500.14094/81008718

神戸大学大学院工学研究科・システム情報学研究科紀要　第 6 号　17～23 頁　2014 年
doi:10.5047/gseku.j.2014.002

通気性膜を用いた立体型空間吸音体の吸音特性に関する基礎的研究

舟橋　康太[1*]・杣友　祐[2*]・西川　智菜美[2*]・阪上　公博[1*]・奥園　健[1*]・豊田　政弘[3*]

[1] 工学研究科建築学専攻
[2] 工学部建築学科
[3] 関西大学環境都市工学部

（受付:November 28, 2014　受理:December 18, 2014　公開:December 26, 2014）
キーワード：　吸音，立体型空間吸音体，通気性膜，境界要素法，残響室法吸音率

本報では，通気性膜による空間吸音体の可能性を広げ，通気性膜を角柱型または円筒型に成型した立体型空間吸音体を試作し，残響室法を用い実験的な検討を行った．また，その吸音特性の理論的予測手法として，境界要素法を用いた 2 次元モデルによる手法を提案し，実測値との比較を行い，その妥当性の検討を試みた．実験より，流れ抵抗は主に中高音域に，面密度は主に低音域の吸音率に影響を与えており，通気性単一膜の場合と同様，吸音率は最大で 0.5 程度に収束することが分かった．円筒型の方が角柱型よりも全体的に若干高い吸音率を示した．解析より，試料の流れ抵抗または面密度が低い場合には，比較的良い一致を示したが，これらのパラメータの高い試料においては一致が悪かった．

1. 緒　　言

現在，一般的に最も広く用いられている建築吸音材料はグラスウールに代表される多孔質材料である．しかし，これらは安価で高い吸音性能をもつ反面，衛生面や耐久面などにおいて問題がある．そこで近年，その代替材料として，微細穿孔板(MPP)[1)]や膜材料といった「次世代吸音材」が注目されている．MPPに関しては，これまで，材料を立体型に成型した立体型MPP空間吸音体[2),3)]などが提案され，用途の多彩さ，設置の自由度，またその十分な吸音性能が明らかにされてきた．しかし，現状ではMPPはコスト面で不利であり，普及が難しいと思われる．一方，膜材料は安価であり，これまで空間吸音体としては，2重通気性膜構造[4),5)]などが提案され，十分な吸音性能を持つことがわかっている．しかし，2重通気性膜の用途はパーティション的な利用は考えられるが，形状や設置方法の点での自由度はそれほど高くない．また，その他の形状については検討されていない．

そこで，本報では，通気性膜による空間吸音体の可能性を広げ，立体型MPP空間吸音体よりも安価で実用性の高いものとして，通気性膜を用いた立体型空間吸音体を提案し，その残響室法吸音率を実験により求め，実用的な吸音性能を示すかどうかを検討する．また，その吸音特性の理論予測手法として，境界要素法を用いた2次元モデルによる予測手法を提案し，実測値との比較により，その妥当性の検討を試みる．

2. 実　　験

2.1　実験方法

本報では，JIS A 1409「残響室法吸音率の測定方法」に準拠して中心周波数100Hz～5kHzの各1/3オクターブバンドにおいて残響室法吸音率を測定した．音源位置は1か所とし，各々5か所のマイクロホン位置で5回ずつ測定した残響時間の平均値を求めた．残響室は容積130 m^3，表面積153 m^2である．吸音率αはSabineの式により算出した．

2.1.1　試験体について

試料には，流れ抵抗が非常に低いものとして通気性膜A（以下Aと呼ぶ），流れ抵抗が空気の特性インピーダンスに近いものとして通気性膜B（以下Bと呼ぶ），流れ抵抗が吸音に適当な値とされる空気の特性インピーダンスの2倍に近いもの[6),7)]として通気性膜C（以下Cと呼ぶ）を選定した．また，試験体形状によらず膜の通気性によって吸音していることを確かめるため，非通気性膜であるポリエチレン膜でも実験を行った．Table 1 に実験に用いた試料の特性を示す．

試験体は木製枠組みに試料を張り作成した．外寸の一辺が0.25 m，高さ1 mの角柱型には1 m^2 の試料を，外寸の一

辺が0.5 m，高さ1 mの角柱型には2 m^2の試料を張り作成した．円筒型についても，高さ1 mとし，直径1/π mの試験体には1 m^2 の試料を，直径2/π m の試験体には2 m^2 の試料を張り作成した．

Figure 1 にそれらの試験体の姿図を示す. これらを各々6 個ずつ床置きで設置し，残響室法吸音率の測定を行った．

Table 1.　各試料の物理特性

	面密度[g/m^2]	流れ抵抗[Pa s/m]
通気性膜 A	65.0	196
通気性膜 B	120.0	462
通気性膜 C	495.0	1087
非通気性膜	32.5	-

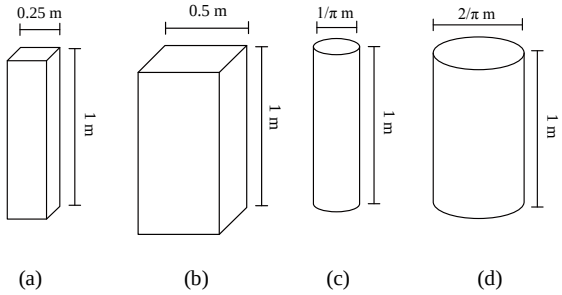

Fig.1 試験体姿図
(a) 角柱型 0.25 m 角，(b) 角柱型 0.5 m 角，
(c) 円筒型直径 1/π m，(d) 円筒型直径 2/π m

2.1.2　測定条件

いずれのケースにおいても，文献 2)の結果を踏まえ，試験体 6 個を残響室内に設置して実験を行い，残響室法吸音率を求めた. なお, 立体型 MPP 空間吸音体の研究 [2),3)] で，試験体の個数が変わっても吸音体の表面積 1 m^2 当たりの吸音力はほとんど変わらず，個数の違いによる面積効果はそれほど影響しないとの結論が得られている．したがって，本報でも同様に考え，以下の考察と結果ではこれを便宜上，吸音率として扱うこととする．

2.2　実験結果と考察

前節で述べた実験方法により，通気性膜を用いた立体型空間吸音体の吸音特性を測定し，得られた結果と考察を試料ごとに示す.

2.2.1　円筒型の場合

直径 1/π m の試験体に通気性膜 A，B，C を用いた場合の実験結果を Figure 2 (i)に示し, 直径 2/π m の試験体に同様の膜を用いた場合の実験結果を Figure 2 (ii)に示す.

Figure 2 (i)，(ii)ともに，多孔質材料と同様に右肩上がりの吸音特性を示す．A と B を比較すると，中～高音域にかけて B の方がより高い吸音率を示している．これは流れ抵抗の影響によるものと考えられる．また，B の面密度の値は A の 2 倍程であるが，ともに非常に小さい値であるため，低音域では大きな違いは現れなかった． C に関しては, 高音域では B とほぼ同程度の吸音率を示す. これは，流れ抵抗がいずれも十分に高いためと考えられるが，低音域～中音域にかけては，C が全体的により高い吸音率を示す．これは C の面密度が A，B に比べ，非常に高いためであると考えられる [6)].

Figure 2 (i)と(ii) を比較し，同一の試料における試験体の大きさによる違いを見ると，A では，どちらも低音域での吸音率は 0.1～0.15, 高音域では 0.4 前後に収束し，B においては，どちらも低音域で 0.1～0.2 程度，高音域では約 0.5 に収束している．C においては，高音域ではどちらも約 0.5 に収束しているが, 低音域では直径 1/π m の方が高い吸音率を示していることがわかる．これについては，原因ははっきりしないが，残響室が小さいため低音域の拡散不足により測定値にばらつきが出ており，これによる誤差の可能性が高い.

無限大の通気性単一膜の実質的な吸音率の最大値は理論的に 0.5 となることがわかっており [6)], 拡散入射に対するこの値が通気性膜の空間吸音体については残響室法吸音率に一致することが理論的に証明されている [7)]．しかし，A において，吸音率の収束値は 0.5 を下回り，B，C においては 0.5 程度となっている．なお，既往研究 [6)]により，流れ抵抗は主として中音域以上の吸音率に影響を与え，面密度は低音域の吸音率に影響を与えることがわかっている．A は流れ抵抗が低すぎるため，0.5 を下回ってしまったと考えられる.

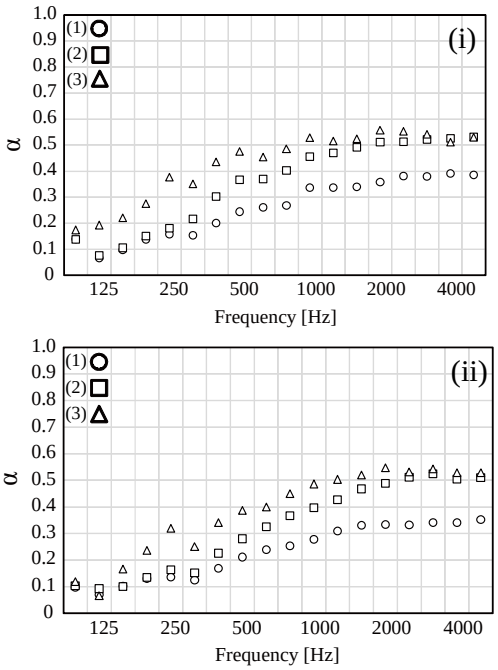

Fig.2　(i) 直径 1/π m 円筒型の吸音特性．(ii) 直径 2/π m 円筒型の吸音特性．(1)通気性膜 A，(2)通気性膜 B，(3)通気性膜 C.

2.2.2　角柱型の場合

0.25 m 角の試験体に通気性膜 A，B，C を用いた場合の実験結果を Figure 3 (i)に示し，0.5 m 角の試験体に同様の膜を用いた場合の実験結果を Figure 3 (ii)に示す.

Figure 3 (i), (ii)より，どちらも多孔質材と同様に右肩上がりの吸音特性を示す．A と B を比較すると，中～高音域にかけて B の方がより高い吸音率を示しており，2.2.1 の場合と同様に，流れ抵抗の影響であると考えられる．C についても 2.2.1 の場合と同様に，高音域においては B とほぼ同程度の吸音率を示すが，低音域～中音域にかけては，C の面密度が A，B に比べ非常に高いため，全体的により高い吸音率を示す．

Figure 3 (i) より，C の吸音特性を見ると， 500 Hz 付近でピークがみられる．これは C の面密度が比較的高いために，入射側の膜と対向する膜が背後壁の役割を果たし，共鳴現象が起こることで，生じたと考えられる．0.5 m 角の場合に，この現象が緩和された原因は，試験体の断面積が大きくなったため，上端開口部からの入射成分が相対的に多くなり，それにより吸音体内部の音場が乱されたためであると考えられる．

円筒型である Figure 2 (i), (ii) と吸音特性を比較すると，どの試料においても，円筒型の方が角柱型に比べ，全体的に若干吸音率が高くなっていることがわかる．これは拡散入射音場において，円筒型は，垂直入射の割合が角柱型よりも多くなると考えられることや，円筒型の方が吸音体内部に生じる水平方向のモードが乱されにくいことなどが原因として考えられる．

また結果は省略するが，上述の吸音が通気性によることを確認するため，非通気性膜を用いた場合も測定したところ，吸音率は全周波数でほとんど 0.05 以下，最大でも 0.1 程度であった．このことより，膜材料による立体型空間吸音体には通気性膜を用いる必要があるといえる．

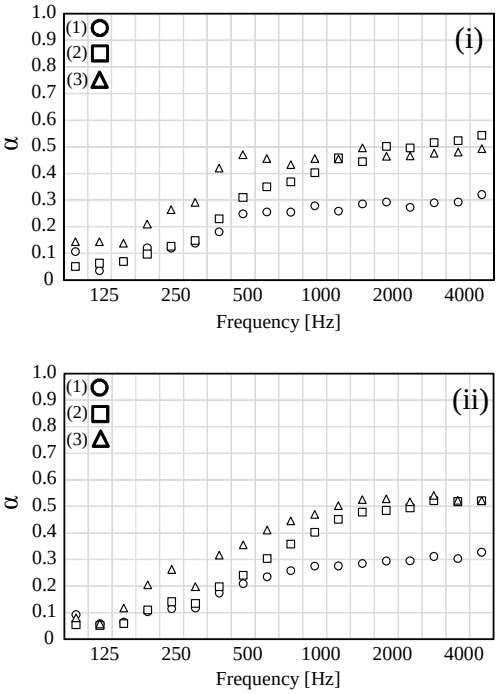

Fig.3　(i) 1 辺 0.25 m 角柱型の吸音特性. (ii) 1 辺 0.5 m 角柱型の吸音特性．(1)通気性膜 A，(2)通気性膜 B，(3)通気性膜 C

3. 解　　析

3.1 理論

3.1.1 解析モデル

通気性膜を用いた立体型空間吸音体は 3 次元の吸音体であるため，理論解析においても 3 次元モデルで本来は扱うべきであるが，本研究では簡便化のため 2 次元モデルによる理論解析を行う．これは 3 次元を 2 次元で考えることで，計算がより複雑になるのを避けるためと，2 次元モデルによる解析でも 3 次元の現象における大略の傾向は捉えられると考えたためである．

円筒型と角柱型の空間吸音体のそれぞれの解析モデルとして，円形と正方形の平面を考え，Figure 4, 5 に示す．解析モデルは z 軸方向に無限大の立体型空間吸音体に，入射角 θ で平面波が入射する場合を考える．円筒型は，対称性を考慮すると，入射角によらずエネルギ吸収率一定であるため，入射角 0°の場合を考える．要素数は直径が $1/\pi$ m の場合は 180 個, 直径が $2/\pi$ m の場合は 360 個とした．角柱型については，対称性を考慮すると，入射角 0°～45°の入射条件と入射角 90°～45°の入射条件は同じであるため, エネルギ吸収率は入射角 0°～45°のエネルギ吸収率を，角度平均して求めた．要素数は 1 辺が 0.25 m の場合は 100 個，0.5 m の場合は 200 個とした．

通気性膜のインピーダンスについては Pierce の研究 [9] を参考にした．

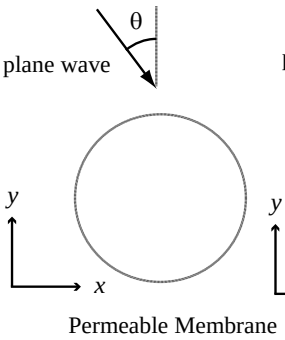

Fig.4　円筒型解析モデル

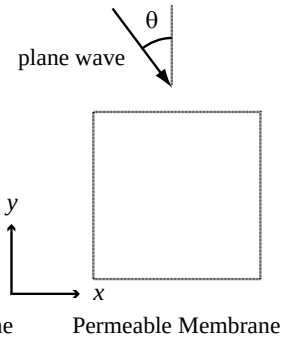

Fig.5　角柱型解析モデル

3.1.2 境界要素法による定式化

無限大の x-y 平面上に，薄く，音響インピーダンス Z の境界 Γ を考える．境界 Γ により分けられ，音源が存在する領域を，領域[Ⅰ], 存在しない領域を領域[Ⅱ]とする．このような空間で, 領域[Ⅰ]では Helmholtz-Kirchhoff の積分方程式より，次式が得られる（領域[Ⅱ]では式(1)の直接音の項を省いた形となる）[8].

$$C(r_p)\phi(r_p)=\phi_d(r_p,r_s)+\int_\Gamma\left\{\phi(r_q)\frac{\partial G(r_p,r_q)}{\partial n_q}-G(r_p,r_q)\frac{\partial\phi(r_q)}{\partial n_q}\right\}d\Gamma \quad (1)$$

r_p，r_q は P 点，Q 点の位置を示す位置ベクトルで，$\phi(r_p)$, $\phi(r_p)$その点における速度ポテンシャルである．$C(r_p)$は，P 点の位置によって決まる変数である．n_q は Q 点における領域[Ⅰ]に対して内向きの法線ベクトルで, $\partial/\partial n$ は法線方向の偏微分を表している．$\phi_d(r_p,r_s)$は，音源からの直接

音の影響を表す速度ポテンシャルである．また，$G(r_p,r_q)$ は Green 関数である．

次に，境界 Γ について，領域[Ⅰ]側の境界を Γ_i，速度ポテンシャルを ϕ_1，領域[Ⅱ]側の領域を Γ_{ii}，速度ポテンシャルを ϕ_2 と定義する．また，P 点を境界 Γ 上の点として，境界 Γ を，十分に薄いと仮定すると，式(1)より次式が得られる．

$$\frac{1}{2}\{\phi_1(r_p)+\phi_2(r_p)\}=\phi_d(r_p,r_s)+\int_{\Gamma_i}\left\{\phi_1(r_q)\frac{\partial G(r_p,r_q)}{\partial n_q}-G(r_p,r_q)\frac{\partial\phi_1(r_q)}{\partial n_q}\right\}d\Gamma_i$$
$$+\int_{\Gamma_{ii}}\left\{\phi_2(r_q)\frac{\partial G(r_p,r_q)}{\partial n_q}-G(r_p,r_q)\frac{\partial\phi_2(r_q)}{\partial n_q}\right\}d\Gamma_{ii} \quad (2)$$

ここで境界 Γ を，厚さが十分に薄いと仮定すると，Q 点における法線は境界 Γ_i と境界 Γ_{ii} で逆向きである．これより，境界 Γ_i と境界 Γ_{ii} における Q 点での，Green 関数の法線方向の偏微分($\partial G/\partial n$)と粒子速度($\partial\phi/\partial n$)は，同じ値で正負が逆になる．よって，改めて Γ_i と Γ_{ii} を Γ とすると，式(2)より次式が得られる．

$$\frac{1}{2}\{\phi_1(r_p)+\phi_2(r_p)\}=\phi_d(r_p,r_s)+\int_{\Gamma}\{\phi_1(r_q)-\phi_2(r_q)\}\frac{\partial G(r_p,r_q)}{\partial n_q}d\Gamma \quad (3)$$

次に，式(3)の両辺を，境界 Γ 上の P 点の法線方向で偏微分する．また，数値計算を行うために，境界 Γ を N 分割，それらの要素 Γ_q (q=1,2,…,N)と表し，一定要素で離散化した場合，式(3)は次式に変形される．

$$\frac{\partial\phi_d(r_p,r_s)}{\partial n_p}+\sum_{q=1}^{N}\phi'(r_q)\left\{\int_{\Gamma_q}\frac{\partial^2 G(r_p,r_q)}{\partial n_p\partial n_q}d\Gamma_q\right\}+ik_0A_m\phi'(r_p)=0 \quad (4)$$

k_0 は波長定数，A_m は P 点における比音響アドミタンス比 $A_m=\rho_0c_0/Z$（ρ_0：空気の密度，c_0：空気中での音速，Z：通気性膜のインピーダンス）である．また $\phi'=\phi_1-\phi_2$ であり，ϕ'は境界両面の速度ポテンシャル差である．

式(4)を解くと，各要素における境界両面の速度ポテンシャル差 ϕ'が求まる．

3.1.3 エネルギ吸収率の導出

式(4)より求まる ϕ'を用いて，拡散入射におけるエネルギ吸収率($\alpha-\tau$)を導出する．本研究では，入射角 θ の平面波入射を考え，各要素で消費されるエネルギの総和 $W_a(\theta)$ と，吸音体に入射する正味のエネルギ $W_{in}(\theta)$の比が，入射角 θ の斜め入射におけるエネルギ吸収率 $\alpha_\theta-\tau_\theta$ に相当する評価であるとしており，$\alpha_\theta-\tau_\theta$ は，

$$\alpha_\theta-\tau_\theta=\frac{W_a(\theta)}{W_{in}(\theta)} \quad (5)$$

と表せる．円筒型の場合は対称性を考慮すると，$\alpha_\theta-\tau_\theta$は一定であるため，$\alpha-\tau$ は次式で求められる．

$$\alpha-\tau=\alpha_0-\tau_0 \quad (6)$$

一方，角柱型の場合は対称性を考慮すると，次式で求められる．

$$\alpha-\tau=\frac{\int_{0^\circ}^{45^\circ}W_a(\theta)d\theta}{\int_{0^\circ}^{45^\circ}W_{in}(\theta)d\theta} \quad (7)$$

なお，拡散入射におけるエネルギ吸収率は，残響室法吸音率と対応することが理論的に証明されている [7]．

3.2 解析結果

上述の理論解析手法により計算された吸音特性と，2 章で述べた実験結果と比較することで，通気性膜を用いた立体型空間吸音体の吸音特性の予測に対する本手法の妥当性の検討を試みる．計算は，100Hz～5kHz の間で 1/3 オクターブの周波数間隔で行った．

3.2.1 円筒型の場合

直径が 1/π m の円筒型における，通気性膜 A，B を用いた場合の吸音特性の解析値と実験値の比較を Figure 6 (i)に，通気性膜 C を用いた場合を Figure 6 (ii)に示す．

Figure 6 (i)より，A，B ともに実験値と解析値の吸音特性の概形は，傾向として大略の一致を示している．中高音域をみると，A は解析値と実験値の吸音率の差が 0.1 以下に抑えられており定量的にもよく一致しているといえる．B においては 1000 Hz 付近で吸音率の差が最大で 0.15 程度となっているが，ある程度定量的に一致しているといえる．250 Hz 以下の低周波数においては，A，B ともに解析値と実験値の間に最大で 0.15 程度の差がみられる．残響室の容積が小さいための拡散性不足による誤差であると考えられる．また，B においては，解析値では 630 Hz，1300 Hz 付近でディップが生じており，実験値においても同周波数で若干のディップが生じている．これは吸音体内部での共鳴現象によるものであると考えられ，解析の方が実験よりも共鳴の影響が強く出ていることがわかる．

Figure 6 (ii)より，C においては，解析値と実験値は右肩上がりで傾向としては一致しているものの，定量的に大きな差があることがわかる．解析値では 340Hz，800Hz 付近で大きなピークが出ており，実験値と最大で吸音率 0.4 程度の大きな差が生じている．このピーク・ディップは，膜の面密度が高いため生じる，吸音体内部の共鳴現象によるものであると考えられる．実測において，吸音体内部で形成される定在波は，吸音体の上端開口部からなどの仰角方向からの斜入射成分などにより乱され，明確でなくなると考えられる．しかし，本報で用いた解析は 2 次元モデルによる理論予測手法であるため，水平方向のみを考えており，吸音体内部における定在波を乱す仰角方向からの成分を考慮出来ていない．そのため，解析値では実験値に比べて定在波の影響が，乱されることなく強く表れ，ピーク・ディップが大きく生じてしまっていると考えられる．

Figure6 (i),(ii) における，すべてのケースにおいて，低音域を除き，理論計算値が実験値を全体的に上回る傾向となっていることがわかる．この原因は，先述した仰角方向からの斜入射成分による吸音体内部の音場の乱れや，鉛直方向のモードの影響を，2 次元モデルによる解析手法では考慮出来ていないことなどが考えられる．

以上より，本手法は円筒型においては，A，B 程度の流れ抵抗と面密度の膜材料の場合は吸音特性の傾向を把握することが可能であるが，C のように流れ抵抗と面密度の高い場合は一致が悪く，検討の余地がある．

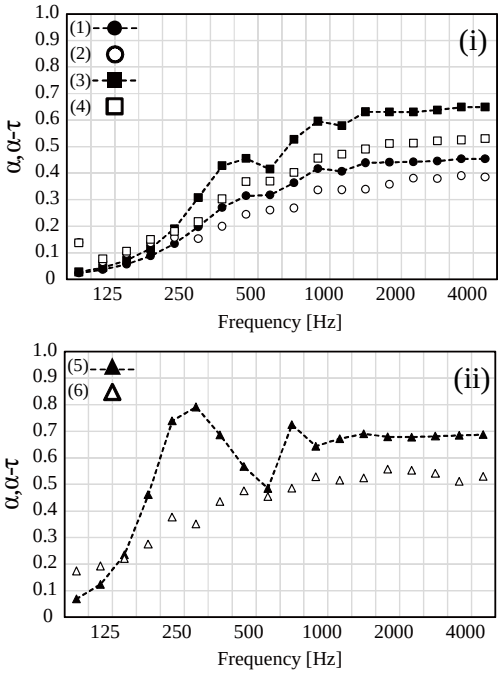

Fig.6　直径 1/π m 円筒型 実験値・解析値比較.
(i) (1) A 解析値, (2) A 実験値, (3) B 解析値, (4) B 実験値.
(ii) (5) C 解析値，(6) C 実験値.

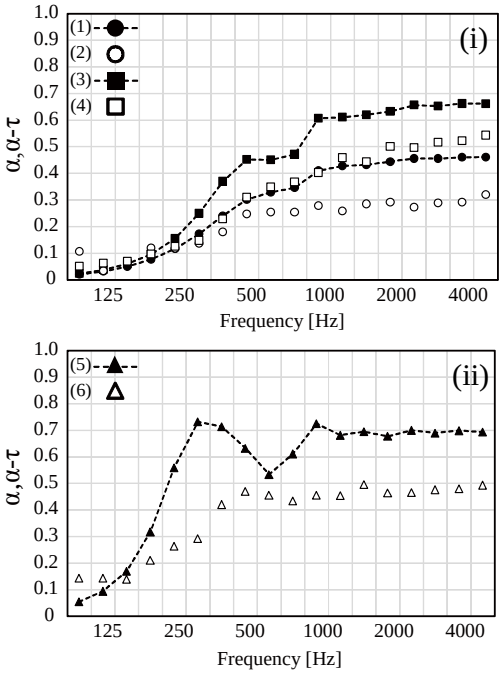

Fig.7　1 辺 0.25m 角柱型 実験値・解析値比較.
(i) (1) A 解析値, (2) A 実験値, (3) B 解析値, (4) B 実験値.
(ii) (5) C 解析値，(6) C 実験値.

3.3.2 角柱型の場合

0.25 m 角の場合の A, B の吸音特性の比較を Figure 7 (i) に，C の吸音特性を Figure 7 (ii) に示す.

Figure 7 (i)より，A，B ともに吸音特性の概形は右肩上がりで傾向としては大略の一致を示している．円筒型である Figure 6 (i) と比べると，両膜とも，理論値と実験値の吸音率の差が広がっていることがわかる.

実測において，円筒型は，吸音体内部の水平方向のモードが同心円状に形成されるため，円筒型は角柱型に比べ，仰角方向からの斜入射成分により内部音場が乱されにくく，吸音率が高くなったと考えられる．しかし，本報で用いた理論予測手法は 2 次元モデルによる手法であり，この現象を考慮できていない．その結果，角柱型における解析値が実測に比べ大きくなり，相対的に両者の吸音率の定量的な差が円筒型に比べ大きくなったと考えられる.

Figure 7 (ii) より，C における解析値と実験値は右肩上がりで傾向としては一致しているものの，定量的に大きな差があることがわかる．この原因は 2.3.1 における考察と同様に，仰角方向からの斜入射成分による吸音体内部の音場の乱れや鉛直方向に生じるモードを本手法では考慮できていないためであると考えられる.

以上より，本手法は角柱型においては，A のように流れ抵抗と面密度の低い膜材料に関しては吸音特性の傾向を把握することは可能であるが，C のように流れ抵抗と面密度が高い場合は一致が悪く，検討の余地がある.

4. 結　　言

実験より，通気性膜を用いた立体型空間吸音体は，多孔質材と同様に右肩上がりの吸音特性を示す．通気性単一膜の吸音率の収束値は 0.5 程度であり，本報で用いた立体型空間吸音体においても最大で 0.5 程度の吸音率が得られた．角柱型よりも円筒型の方が全体的に少し高い吸音率を示した．この原因は，円筒型は角柱型よりも，垂直入射成分が多くなることと，円筒型は，その断面形状から，吸音体の上端開口部から入射する仰角方向からの斜入射成分により吸音体内部の音場が乱されにくいことなどを原因として考えた.

次に，解析より，円筒型においては，A，B 程度の面密度と流れ抵抗を持つ膜においては，解析結果と実験結果はよい一致を示したが，C など面密度と流れ抵抗の高い膜においては一致が悪く検討の余地を残すと考えた．その原因は，吸音体の上端開口部から入射する仰角方向からの斜入射成分と，鉛直方向のモードを，本解析手法においては考慮できていないためであると考えた．ただし，角柱型においても A 程度の面密度や流れ抵抗が低い場合には吸音特性の傾向を把握することは可能であるといえる.

今後の課題としては，開口部から音波が入射しないように立体型空間吸音体の上端に蓋をし，実験を行った場合の本手法の妥当性の再検討，仰角方向からの斜入射成分を考慮できるような 3 次元モデルによる予測手法の提案が必要となろう.

[謝辞] 本研究の一部は,（一財）日工記念事業団研究助成金によって行った.

文献

1) D. Y. Maa , “ Theory and design of microperforated panel sound-absorbing construction ” , Scientia Sinica, 18, 55-71(1975)
2) K. Sakagami, T. Oshitani, M. Yairi, E. Toyoda and M. Morimoto, “ An experimental study on a cylindrical microperforated panel space sound absorber ” , Noise Control Eng. J., 60(1), 22-28 (2012)
3) K. Sakagami, M. Yairi, E. Toyoda, M. Toyoda, “ An experimental study on the sound absorption of three dimensional MPP space sound absorbers : Rectangular MPP space sound absorber (RMSA) ” , Acoustics Australia, 41(2), 156-159 (2013)
4) M.Kiyama, K.Sakagami, M.Tanigawa and M.Morimoto, “ A basic study on acoustic properties of double-leaf membranes ” , Applied Acoustics, 54, 239-254 (1998)
5) K.Sakagami, M.Kiyama, M.Morimoto, “ Acoustics properties of double-leaf membranes with a permeable leaf on sound incidence side ” , Applied Acoustics, 63, 911-926 (2001)
6) K. Sakagami, M. Kiyama, M. Morimoto and D. Takahashi, ” Detailed analysis of the acoustic properties of a permeable membrane ” , Applied Acoustics 54, 93-111 (1998)
7) K. Sakagami, T. Uyama, M. Morimoto and M. Kiyama, “ Prediction of the reverberation absorption coefficient of finite-size membrane absorbers ” , Applied Acoustics, 66, 653-668 (2005)
8) 日本建築学会編, “室内音場予測手法―理論と応用―”. 日本建築学会 (2001)
9) A. D. Pierce, “Acoustics, An Introduction to Its Physical and Applications” , Chap. 3-8 (McGraw-hill, New York, 1981)

A basic Study on the absorption characteristics of a three-dimensional permeable membrane space sound absorber

Kota FUNAHASHI[1], Yu SOMATOMO[2], Chinami NISHIKAWA[2],
Kimihiro SAKAGAMI[1], Takeshi OKUZONO[1] and Masahiro TOYODA[3]

[1] *Environmental Acoustic Laboratory, Department of Architecture, Graduate School of Engineering.*
[2] *Department of Architecture, Faculty of Engineering.*
[3] *Department of Architecture, Faculty of Environmental and Urban Engineering, Kansai University.*

Key words: Sound Absorption, Space Sound Absorber, Permeable Membrane,
Boundary Element Method, Reverberant Sound Absorption Coefficient

In this study, we propose a rectangular and cylindrical three-dimensional space sound absorber using a permeable membrane and the absorption characteristics are examined experimentally by reverberation room method. A two-dimensional boundary element (BE) formulation for predicting the sound absorption characteristics is also presented and the validity is confirmed by comparing with measured sound absorption coefficient. The experimental study revealed that the absorption coefficient converges to 0.5 in maximum similar to a single-leaf permeable membrane, and the flow resistance and the surface density of the permeable membrane mainly affect the absorption characteristics at middle-high frequencies and at low frequencies, respectively. Also, the cylindrical absorber showed slightly higher absorption coefficient than the rectangular absorber at all frequencies. Two-dimensional (BE) analysis revealed that the analyzed absorption coefficient is in good agreement with measured values for the specimens with low flow resistance and surface density, whereas the agreement becomes worse for the specimens with high flow resistance and surface density.