

壁面粘性・熱伝導境界層音響散逸の数値解析と精密実験

スリットレゾネータ, 壁面音響境界層, 境界要素法

正会員○文珠川 潔^{*1} 同 寺尾 道仁^{*2}
同 関根 秀久^{*3} 同 伊藤 誠^{*1}

1. はじめに 壁面粘性・熱伝導境界層は多孔質吸音材料が不向きな給排気系および室内音響の低周波数域の音響制御において重要な音響散逸要素である。また, 建築における低周波数域の音響調整で重要なヘルムホルツ共鳴器の吸音力は壁面の空気粘性・熱伝導散逸に依存する。そこで, 空気粘性・熱伝導散逸を考慮した境界要素法の適用を試み, その妥当性を精密な物理実験により比較, 検討した。

2. 供試スリット型共鳴器 対象としたスリット型共鳴器を図1に示す。板厚10mm, スリット幅2mm, 4mmのPVCおよび真鍮製仕切板, また, 板厚30mm, スリット幅4mmのPVC仕切板(共鳴器・ダクトねじ接合), さらに, スリット幅4mmの鋼板(共鳴器・ダクト一体溶接)により実験を行った。測定試料としたスリットの流路長Lおよび幅Wを表1に示す。

3. ヘルムホルツ共鳴器の特性 ある角周波数 ω について共鳴器の単位面積音響インピーダンス z_{HR} は, 開口前面の複素音圧振幅を p_F , 開口断面内速度の複素振幅を u_0 として

$$z_{HR} = p_F / u_0 = R + jX \quad (1)$$

ここで R および X はそれぞれ共鳴器の抵抗およびリアクタンスである。抵抗 R については円形断面(半径 r_0)の開口に対するIngardの経験式[1]がある。すなわち, $R = 2R_v(l_0 + \Delta l_R) / r_0$ として付加抵抗補正長 Δl_R は $\Delta l_R / r_0 \approx 2$ である。 R_v については次項に示す。吸音率 α については $\hat{R} \equiv R / (\rho c \sigma)$, $\hat{X} \equiv X / (\rho c \sigma)$ として

$$\alpha = 4\hat{R} / \{(1 + \hat{R})^2 + \hat{X}^2\} \quad (2)$$

ただし, ρ : 空気の密度, c : 空気の音速, $\sigma = A_0 / A_D$, A_0 : 開口断面積, A_D : ダクト断面積である。

4. 音響境界層連成数値解法 数値解析は音響(疎密波)モード場のHelmholtz-Kirchhoff積分定理に基づく2次元部分領域型境界要素法[2]により, 開口部壁面では寸法0.1mm, その他の壁面では1mmの一定要素で離散化している。その境界条件, すなわち, 壁面における疎密波モードの音圧 p とその外向き法線方向の勾配 q との関係は疎密波, 粘性および熱伝導モードの合成速度と壁面速度の整合条件から与えられ[3],

$$\frac{q}{-j\omega\rho} = \left[\frac{1}{z_w} + (1+j) \left\{ \frac{R_h}{\rho^2 c^2} - \frac{R_v \nabla_{\tan}^2}{\rho^2 \omega^2} \right\} \right] p \quad (3)$$

ここで, z_w : 壁面のインピーダンス, また, 粘性および熱伝導境界層厚をそれぞれ $d_v = \sqrt{2\mu / \omega\rho}$ および $d_h = \sqrt{2\kappa / \omega\rho c_p}$ として,

$$\begin{aligned} R_h / \rho c &\equiv \omega(\gamma - 1)d_h / 2c \approx 0.96\sqrt{f} \times 10^{-5} \\ R_v / \rho c &\equiv \omega d_v / 2c \approx 2.0\sqrt{f} \times 10^{-5} \end{aligned} \quad (4)$$

ただし, μ および κ : それぞれ空気の粘性係数および熱伝導率, c_p : 定圧比熱, γ : 比熱比, f : 周波数である。

∇_{\tan}^2 は壁面の接線方向成分に関するラプラシアンで, 固体境界面を各々滑らかな境界面に分割し, その面素 $\nabla_{\tan}^2 p$ のはこれと隣接する面素間の差分表現に変換し, その端面素にたいしては音圧がこれに一致し面積0の仮想面素を境界面周辺に付加して処理している。

5. 吸音率の観測法 まず, ダクト音源側 p_1 と p_2 の2点音圧観測により式(1)の前面音圧 p_F および粒子速度 u_0 を求め, 次に式(2)により吸音率 α を求める。ここで, 音源側ダクトでの散逸 α_D は共鳴器の散逸に含めている。

6. 共鳴器スリット近傍の音の流れ 図2に最大共鳴周波数における共鳴器スリット近傍の音圧およびインテンシティ分布を示す。スリット幅2mmと4mmの場合とでは, その様子が差がみられないため, ここでは4mmの場合を示した。音圧は, スリットの出入り口周辺では球面波となり, 入り口のダクト側に球面状の音圧節線が存在する。これに比べて共鳴による空洞内の音圧は30dB程度大きく音圧節線はスリット出口付近に位置する。スリット部の入り口と出口で音圧は急変するが特に出口側でそれが激しい。スリット内では, 共鳴器側に近づくにつれて漸減し, 平面波に近い状態であるが, 壁面音響境界層により壁面の極く近傍でその崩れがみられる。空

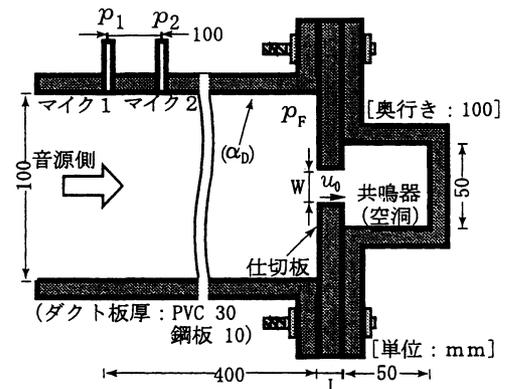


図1 ヘルムホルツ共鳴器と観測ダクト

A numerical analysis and high precision experiments of acoustic dissipation by viscothermal boundary-layer at a solid aslid surface.
MONJUGAWA Kiyoshi, TERAO Mchihito, SEKINE Hidehisa and ITOH Makoto

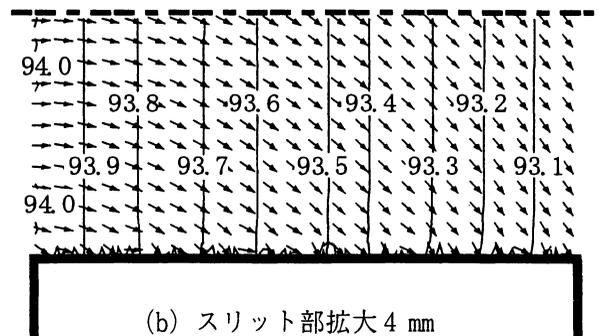
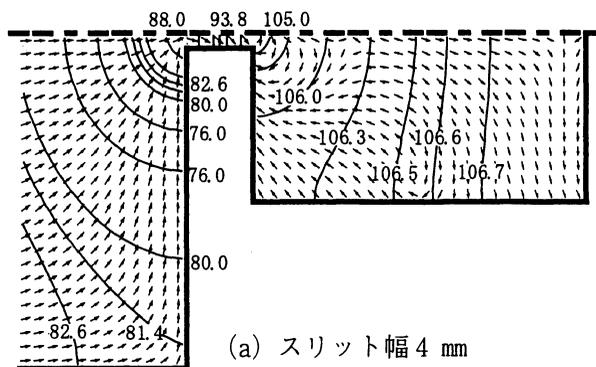
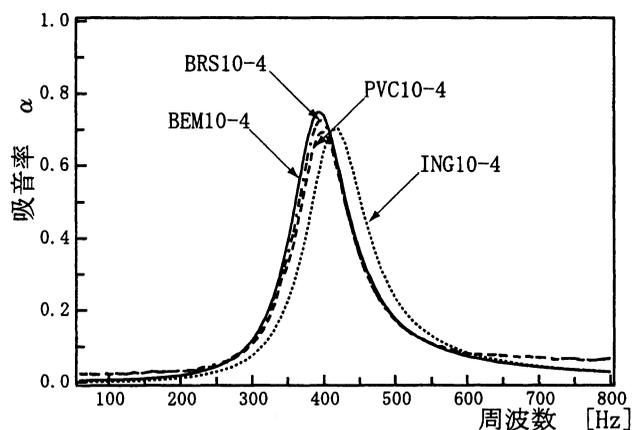
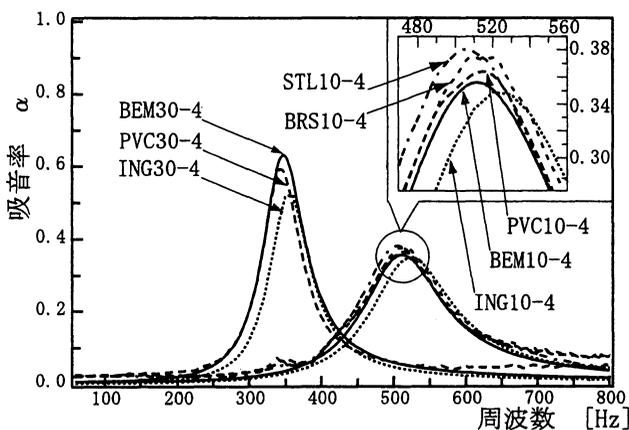


図2 音圧, インテンシティ分布



(a) スリット幅 4 mm

(b) スリット幅 2 mm

図3 測定値と数値解析値

表1 流路Lおよびスリットの幅W

仕切板	L [mm]	W [mm]	記号
数値計算 (音響境界連成法)	10	2	BEM10-2
		4	BEM10-4
		30	BEM30-4
Ingard経験式	10	2	ING10-2
		4	ING10-4
		30	ING30-4
エンビ板	10	2	PVC10-2
		4	PVC10-4
		30	PVC30-4
真鍮板	10	2	BRS10-2
		4	BRS10-4
		鋼板	10

洞部では全くの一樣音圧でなく、軸方向への若干の平面波伝搬が見られる。一方、音響インテンシティは全体的にスリット部分に向かっており、音のエネルギーがスリット部分で散逸する様子が見られる。さらに、スリット内部のインテンシティの流れをみると壁面音響境界層の方向に流れ込み、特にスリットの空洞側壁面での音響エネルギー散逸が大きいものと考えられる。

7. 吸音率の測定および解析結果 図3に各条件によるスリット共鳴器の吸音率を示す。Ingardの経験式[3]

は、円断面に等価なスリット断面として、 r_0 をWに置き換えて適用したものである。各スリット幅について、いずれも良好な一致を示している。Ingardの経験式は非常に有効であることがわかる。PVCは金属板に比べ音響散逸が僅かながら小さい。これは熱伝導散逸の違いにあると考えられる。また、共鳴周波数付近から離れた周波数では、数値計算に比べ実験による吸音率が大きい。ただし、鋼板溶接の場合にはさほどでない。これは剛壁条件による数値計算に対し、実験ではダクト自体の振動が存在したものとみられ、本数値解析法については、その有効性が検証できたものと考えられる。

8. まとめ スリット型共鳴器の音響特性について、壁面空気粘性および熱伝導散逸を含む数値解析手法の有効性、スリット共鳴器の吸音率、スリット周辺の音の流れなどを明らかにした。

参考文献

- [1] U. Ingard : On the theory and design of acoustic resonators JASA, (25), NOV, 1953.
- [2] 寺尾ほか：境界要素法研究会論文集第4巻, 1987.
- [3] P. Morse and U. Ingard, Theoretical Acoustics, P290, 1968.

*1 神奈川大学工学部建築学科 大学院生 Graduate student, Dept. of Architecture, Faculty of Eng., Kanagawa Univ.
 *2 神奈川大学工学部建築学科 教授・工博 Prof., Dept. of Architecture, Faculty of Eng., Kanagawa Univ.
 *3 神奈川大学工学部建築学科 教務技術員 Technician, Dept. of Architecture, Faculty of Eng., Kanagawa Univ.