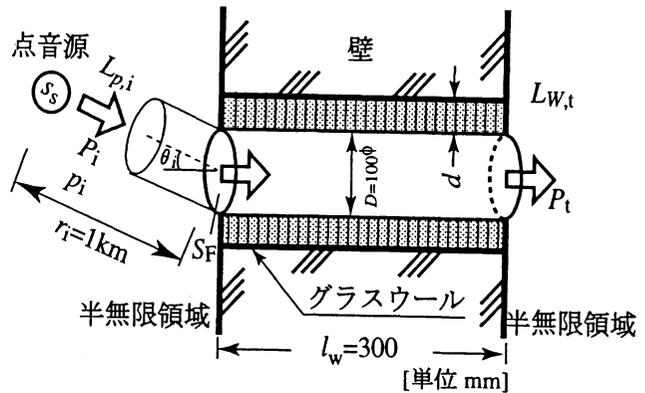


◎大川真平, 寺尾道仁, 関根秀久, 林大志 (神奈川大)

1. はじめに

換気開口の遮音性能の向上には, 開口の軸方向 1 次モード共鳴透過音の阻止が重要である[1]。そこで, この共鳴透過音阻止を目的として吸音材内貼り, 遮蔽フード, Helmholtz 共鳴器などの挿入を試み, その効果について境界要素数値解析 (BEM) により調べた。ここでは, とくに Helmholtz 共鳴器の有効性について, BEM のほかに開口軸方向平面波モデル解析を加えて詳しく調べた。



2. 壁面開口の遮音性能表現

図 1 に示すような単独の壁面開口について, その一方から平面進行波が到来する場合の遮音性能表現として, 次の 2 つが挙げられる。

2.1 壁面開口の音響透過損失

Wilson ら[1]による音響透過損失 R は

$$R = 10 \log_{10} P_i / P_t \quad (1)$$

により定義される。ここで, 入射角を θ , 開口の正面面積を S_f として, P_i は $S_f \cos \theta$ を通過する入射波の音響パワー, P_t は開口透過波の音響パワーである。

2.2 壁面開口の挿入損失

図 1 に示すような開口をもつ壁面について, その挿入損失 D_{IL} を, ここでは

$$D_{IL} = L_{p,i} - L_{w,t} \quad (2)$$

により定義する。ただし, $L_{p,i}$ は壁面がないときの開口位置における到来波の音圧レベル, また, $L_{w,t}$ は開口付き壁面があるときの透過音 P_t のパワーレベルである。 D_{IL} は垂直入射で, かつ, 壁面自体の透過率が極めて小さいとき, 換気口付き壁面単位面積当りの音響透過損失 (規準化音響透過損失 TL_n , [2]) に相当する。 D_{IL} と Wilson ら[1]の R とは

$$R - D_{IL} = 10 \log_{10} (S_f \cos \theta) \quad (3)$$

図 1 壁面換気開口の音響透過

により関係づけられる。以下では D_{IL} により結果を示す。

3. 数値解析方法

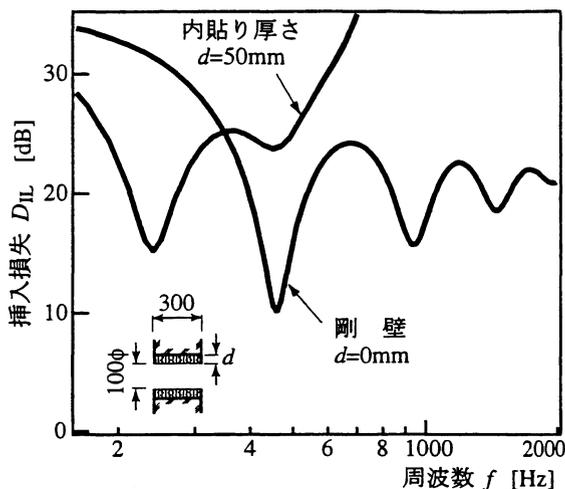
開口周辺の音圧と粒子速度は, 開口から十分遠方 (距離 $r = 1000\text{m}$) に点音源 (点音源振幅 $s_s = 100/4\pi$) を配置し, 部分領域分割境界要素解析により求めた[3]。軸方向共鳴透過音の阻止に関する基本的性質の把握を目的とするため, 吸音材料領域は単純な表面インピーダンスによる局所作用モデルとした。その特性は比流動抵抗 $8500\text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ のグラスウールを想定して Delany らの経験式によった。

4. 開口内周壁への内貼りの効果

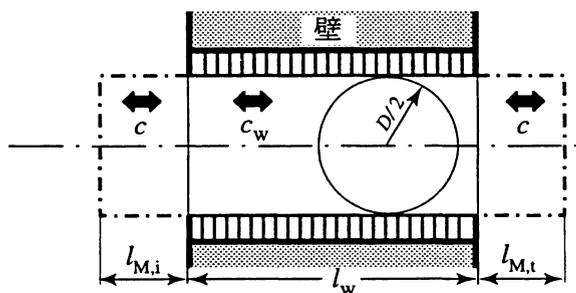
図 2 (a) はフードなし開口の挿入損失 D_{IL} について, 開口内周壁への内貼りの効果をみたものである。なお, 挿入損失 D_{IL} の入射角 θ による違いは高周波数域を除き僅かである[3]。開口内周壁への内貼りは, 軸方向 1 次モード周波数 (以下 f_1) を低周波数側に大きく移動さ

* Effectiveness of acoustic liners, hoods and resonators on reducing axial mode sound transmission of wall apertures for ventilation.

OHKAWA Shinpei, TERAO Michihito, SEKINE Hidehisa, HAYASHI Daiji



(a) 挿入損失



(b) 内貼りによる開口内音速と開口端補正長の変化

図2 開口壁面への吸音材内貼りの効果

せるが、1次モード透過音に対して高々5dB程度の低減効果しか期待できない。

5. 軸方向モード共鳴周波数の確認

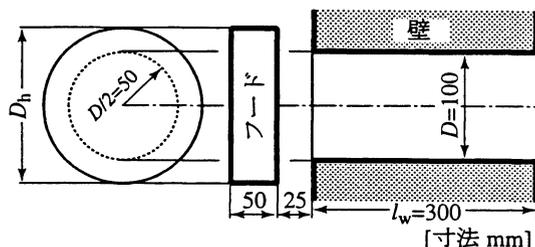
図2(b)に示すように、入射側と透過側の開口端補正長を $l_{M,i}$ と $l_{M,t}$ 、また、自由空間空气中の音速を c 、開口流路の音速を c_w とすれば、 n 次の軸方向共鳴モード周波数は、軸方向波が入射側実効開端から透過側実効開端に達する間の位相が $n\pi$ (n :整数)に一致するときであり、

$$f_n = n/2(l_{M,i}/c + l_w/c_w + l_{M,t}/c) \quad (4)$$

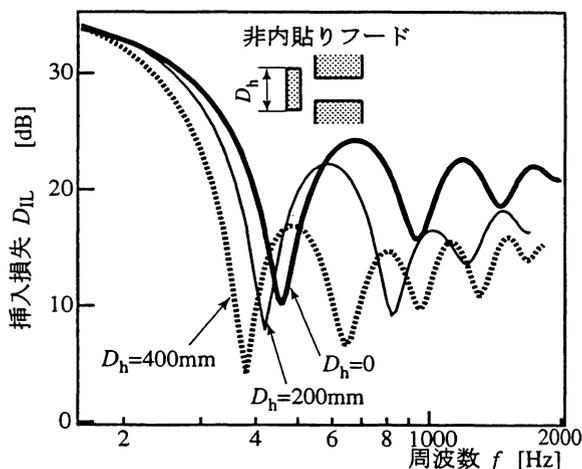
まず、内貼りなしの開口の場合には、 $c_w = c$ 、また、 $f = 500\text{Hz}$ で $l_{M,i} = l_{M,t} = 0.38D$ であり、式(4)による $f_1 = 450$ は図2(a)の $f_1 = 460\text{Hz}$

にほぼ一致する。

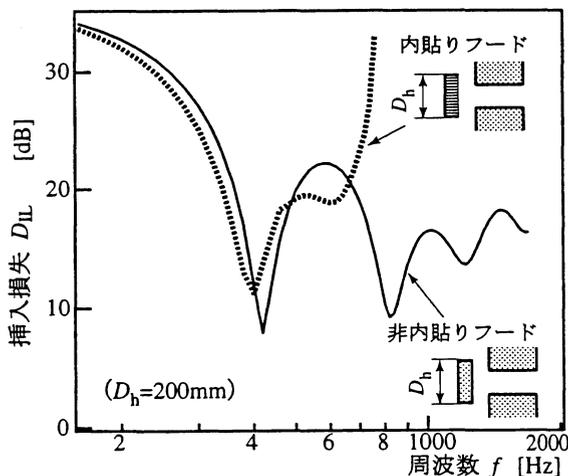
一方、内貼り開口の場合は $c_w (\neq c)$ と開口端補正長 $l_{M,i}$ 、 $l_{M,t}$ は未知である。そこで内貼り開口の両側および片側に、順次、剛壁パイプを延長し、それぞれ、その一方からの入射音に対する音場を数値解析により求め、2ポートおよび1ポートの要素特性測定法[4]を適用



(a) 遮蔽フードの形状寸法



(b) 非内貼りフードの場合



(c) 内貼りフードの場合

図3 遮蔽フードの挿入効果

して $d=50\text{mm}$ の場合, $f=250\text{Hz}$ で $c_w=189\text{m/s}$, $l_{M,i}=l_{M,t}=0.89D$ を得た。これと式(4)より得られる $f_1=232\text{Hz}$ は図2(a)の $f_1=240\text{Hz}$ によく一致する。

6. フードによる遮蔽の効果

図3(a)に示す遮蔽フードの軸方向1次モード透過音低減効果について, 非吸音フードおよび吸音フードの場合をそれぞれ図3(b)および図3(c)に示す。非吸音フードの場合, フードの直径が大きくなるほど f_1 が低くなり, また, 音響的遮蔽効果は小さくなっている。一方, 吸音フードの場合, 非フード開口に比した透過音低減効果は, 高周波数域については効果的であるものの, f_1 付近については数dB程度に過ぎない。

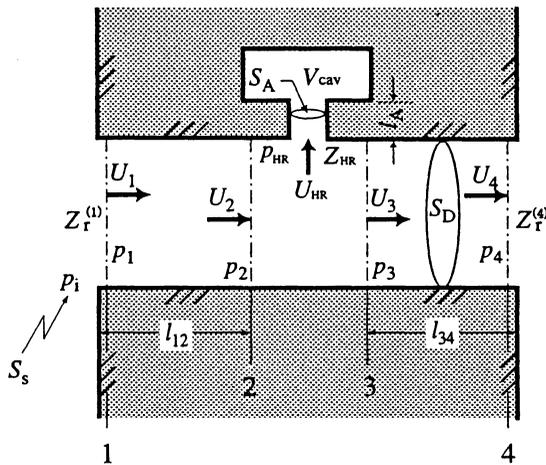


図4 共鳴器挿入と平面波モデル

7. Helmholtz 共鳴器の挿入

以上, 何れの手段によっても f_1 透過音の低減はさほど期待できない。そこで図4に示すように共鳴器の挿入を試みる。Helmholtz 共鳴器の音響インピーダンス Z_{HR} は

$$Z_{HR} = R_A + j(\omega M_A - 1/\omega C_{cav}) \quad (5)$$

により表される。ただし, R_A は音響抵抗, $M_A = \rho(l_A + 0.8\sqrt{S_A/\pi})/S_A$ は音響イナータンス, $C_{cav} = V_{cav}/\rho c^2$ は音響コンプライアンスである。

共鳴器の配置や音響パラメータ R_A , M_A , C_{cav} の最適値は試行錯誤で決定せざるを得ない。しかし, BEM 解析では音響パラメータの1

つの組合せに対する挿入損失 D_{IL} を得るのに約半日(10分/周波数 \times 100周波数)を要する。そこで, 短時間で近似的な D_{IL} を求める手段として次のような平面波モデルを導入する。

7.1 軸方向平面波モデル

ここで求めるべき挿入損失 D_{IL} は

$$D_{IL} = 10 \log_{10}(|p_1/U_4|^2 / \rho c Z_r^{(4)}) \quad (6)$$

である。図4に示したような各検査面の音圧と体積速度は以下のように関係づけられる。

$$p_1 = 2p_2 + Z_r^{(1)}(-U_1) \quad (7)$$

$$p_4 = Z_r^{(4)} U_4 \quad (8)$$

ただし, $Z_r^{(1)}$ および $Z_r^{(4)}$ は放射(音響)インピーダンスで, $Z_r^{(1)} = Z_r^{(4)} = R_r + jX_r$, $R_r = \rho c k^2 / 2\pi$, $X_r = 8k^2 / 3\pi^{1.5} S_D^{0.5}$ のように表される。

$$p_2 = p_3 = p_{HR} = Z_{HR}(U_2 - U_3) \quad (9)$$

$$p_1 = \cos kl_{12} p_2 + j(\rho c / S_D) \sin kl_{12} U_2 \quad (10)$$

$$U_1 = j(S_D / \rho c) \sin kl_{12} p_2 + \cos kl_{12} U_2 \quad (11)$$

$$p_3 = \cos kl_{34} p_4 + j(\rho c / S_D) \sin kl_{34} U_4 \quad (12)$$

$$U_3 = j(S_D / \rho c) \sin kl_{34} p_4 + \cos kl_{34} U_4 \quad (13)$$

式(7)から(13)を用いれば U_4/p_1 が陽の形で得られ, 共鳴器音響パラメータの1つの組合せに対する D_{IL} の計算は式(6)により瞬時に実行される。

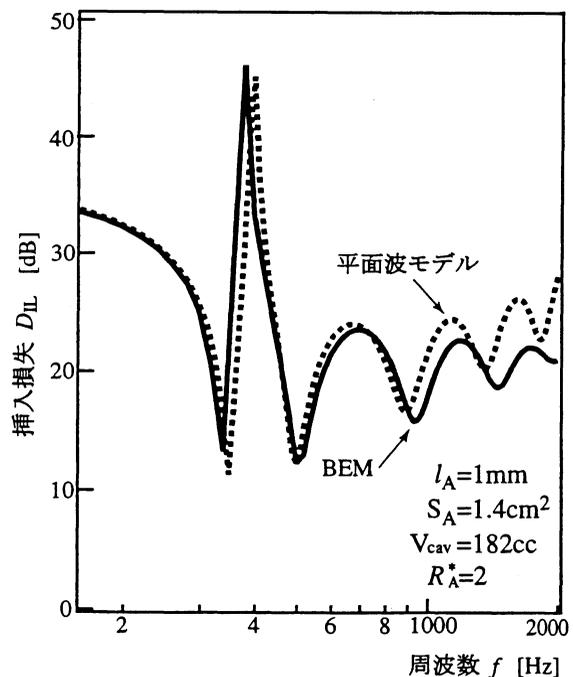


図5 境界要素法と平面波モデルの比較

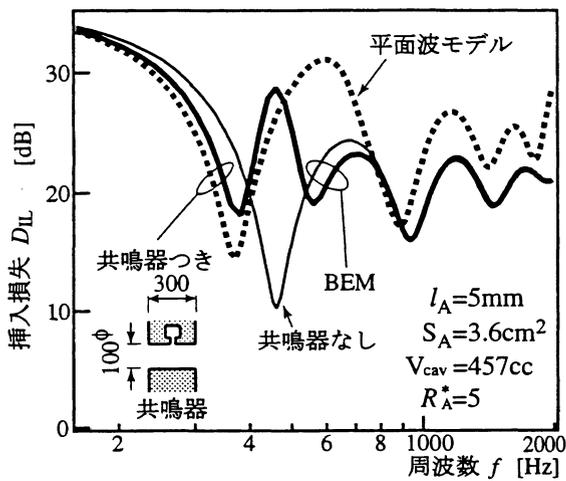


図6 共鳴器挿入による f_1 透過音の低減

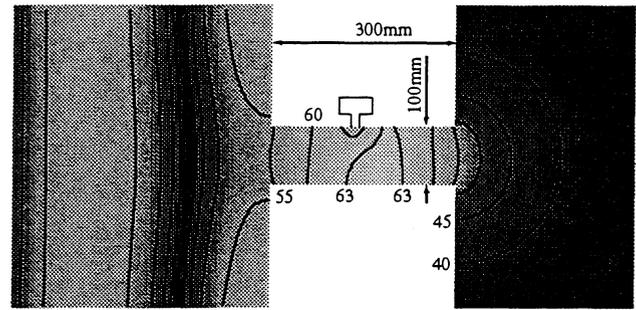
図5は平面波モデルによる概算値と BEM 精算値との比較例である。平面波モデルは、共鳴器最適パラメータの大まかな探索には適用できる。

7.2 Helmholtz 共鳴器の挿入効果

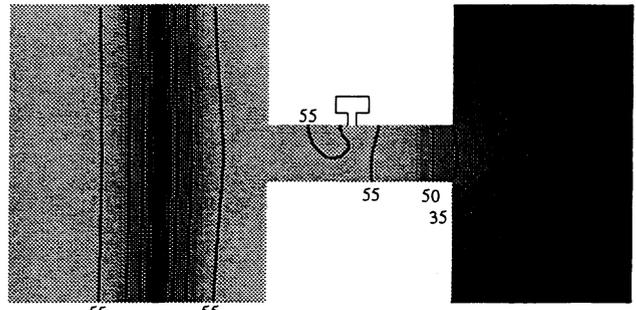
図6は平面波モデルによる大まかな探索の後、BEM 精算により得られた最適共鳴器設定の1つである。 f_1 透過音の共鳴器挿入による低減効果は10dB程度で、これまで示した低減手段の中で最も有効である。

図7は図6の共鳴器配置における音圧分布の例である。この共鳴器配置は壁面一点・非軸対称で、共鳴器付近での平面波理論の適用がとくに苦しい場合である。共鳴器は、配置を含めて、さらに最適設計を行う余地がある。

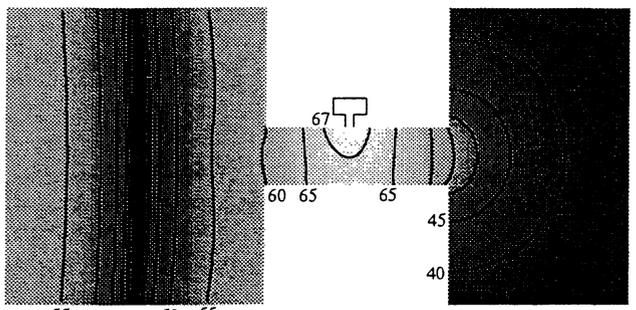
8. まとめ 換気開口の遮音は開口軸方向1次モード共鳴透過音により支配される。この軸方向共鳴透過音の低減手段については、周波数内壁への吸音内貼りや遮蔽フードの挿入は、周波数を低域側に移動させるが、さしたる効果が期待できない、一方、共鳴器は有望であることなどを示した。



(c) 周波数560Hz



(b) 周波数460Hz



(a) 周波数380Hz

単位 [dB]

共鳴器の共鳴周波数690Hz

図7 開口内外の音圧分布

参考文献

- [1] G. Wilson et al., JASA, 37, pp286-297, 1965.
- [2] 村石ほか, 騒音制御, Vol.9, No.4, pp214-219, 1985.
- [3] 大川ほか, 日本騒音制御工学会講演論文集, 2000年.
- [4] 寺尾ほか, 日本騒音制御工学会講演論文集, 1993年.