

○寺尾道仁, 関根秀久, 大川真平, 林大志(神奈川大・工)

1. はじめに ダクト系の場合, 共鳴器挿入による騒音低減効果の予測手法には 3次元境界要素法(3D-BEM)などの高精度の手法があるが, 計算モデル作成を含む実行時間が大きく実時間手法としては1次元平面波波動解析(1Dモデル)に頼らざるを得ない。そこで1Dモデルの予測精度向上が課題になるが, ここではサイドブランチ接続共鳴器の円形オリフィスの付加質量補正長 l_M を3D-BEM解析により求め, 多段共鳴器などの解析に適用してその有効性を調べる。

2. Helmholtz型共鳴器の音響インピーダンス

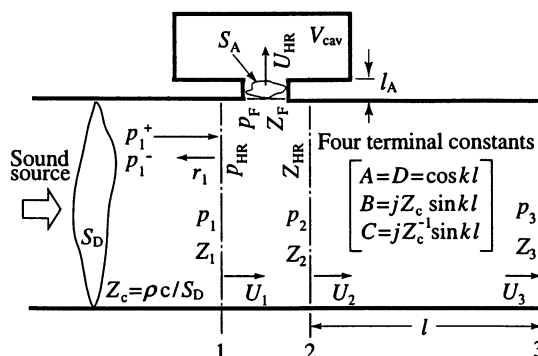
Fig.1は共鳴器がダクト(断面積 S_D)のサイドブランチとして配置された場合である。1Dモデルでは p_{HR} を共鳴器開口前面の平面波複素音圧振幅として, その位置における外部音場から見た共鳴器の音響インピーダンス $Z_{HR} = p_{HR} / U_{HR}$ は

$$Z_{HR} = R_{HR} + j \left\{ \frac{\omega \rho}{S_A} (l_A + l_{MF} + l_{MB}) - \frac{\rho c^2}{\omega V_{cav}} \right\} \quad (1)$$

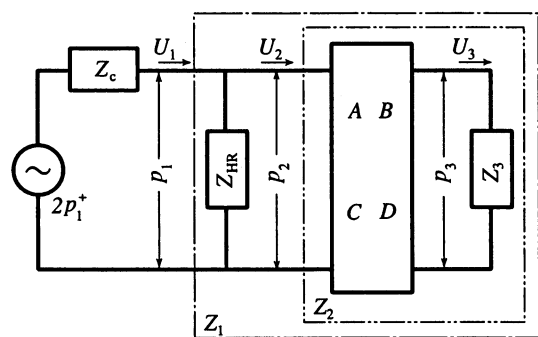
により表される。ここで, U_{HR} は共鳴器に流入する体積速度, ω は角周波数, ρ は空気密度, c は空気中の音速, V_{cav} は空洞部の体積, a は円形開口の半径, $S_A = \pi a^2$, l_A はオリフィス厚さ(長さ), l_{MF} および l_{MB} はそれぞれオリフィスの前面側および背面側に対する付加質量補正長 l_M で, とくに前面側Fと背面側Bの違いを強調したものである。また, R_{HR} は共鳴器の音響レジスタンスで, ここでは $R_{HR} = Z_c (= \rho c / S_D)$ と固定した。共鳴器以外(Fig.1の場合, Z_c と Z_2)に周波数依存性がないダクト系の場合の共鳴周波数 f_{res} は

$$f_{res} = \frac{c}{\lambda_{res}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_A}{V_{cav} (l_A + l_{MF} + l_{MB})}} \quad (2)$$

により表される。なお, 3D-BEMなど音場側3次元波動解析にたいする共鳴器の音響特性としては, 共鳴器開口検査面の音圧を p_F , その音場側から見



(a) A plane wave model



(b) An equivalent-circuit analog of (a)

Fig. 1 A Helmholtz resonator as a side branch of a straight duct section

た音響インピーダンスを $Z_F = p_F / U_{HR}$ として $Z_F = Z_{HR} - j\omega \rho l_{MF} / S_A$ を用いる。

3. 共鳴器を含む系の一次元波動解析

Fig.1において第*i*検査面の音圧を p_i , 体積速度を U_i , また, 順方向および逆方向の進行波をそれぞれ上添えの+および-により表している。そのとき, ポート1-2間では, $p_1 = p_2 = p_{HR} = Z_{HR} U_{HR}$, $U_1 = U_{HR} + U_2$ などと扱うことに注意して一般的な平面波波動解析手法[1]に基づけば, 次項に示すような関係が得られる。

4. 共鳴器を含む系の音響散逸率と透過率

Fig.1における音響散逸率 $\delta_{HR} = P_{HR} / P_1^+$ や入射ポート1に対するポート3の音響パワー透過率

* On one-dimensional sound analysis of a duct network with Helmholtz resonators.

By Michihito Terao, Hidehisa Sekine, Ohkawa Shinpei, Hayashi Daiji (kanagawa university)

$\tau_{31} = P_3 / P_1^+$ は、

$$\delta_{HR} = 4Z_c R_{HR} \left| \frac{U_1}{2P_1^+} \right|^2 \left| \frac{U_{HR}}{U_1} \right|^2 \quad (3)$$

$$\tau_{31} = 4Z_c R_3 \left| \frac{U_1}{2P_1^+} \right|^2 \left| \frac{U_3}{U_1} \right|^2 \quad (4)$$

などのように表される。その簡単な計算手法として

$$\frac{U_1}{2P_1^+} = \frac{1}{Z_1 + Z_c}, \quad \frac{U_3}{U_1} = \frac{Z_{HR} - Z_1}{Z_{HR}(CZ_3 + D)},$$

$$\frac{U_{HR}}{U_1} = \frac{Z_1}{Z_{HR}}, \quad \frac{1}{Z_1} = \frac{1}{Z_{HR}} + \frac{CZ_3 + D}{AZ_3 + B}$$

などが利用される。多段共鳴器の場合も以上の手法を入れ子的に適用すれば容易に解析できる。

5. 共鳴器開口の付加質量補正長

Fig.2に開口前面側の付加質量補正長 l_M について、3D-BEM解析により、(a) f_{res} を知り式 (2) の l_{MF} を求める手法と(b)開口検査面の放射インピーダンス Z_{rad} を知り $l_{MF} = l_{rad} = \pi a^2 \text{Im}\{Z_{rad}\} / \rho\omega$ により l_{MF} を求める手法の2手法の結果を示す。オリフィス軸がダクトの軸に平行な場合に得られた l_M は Ingard-Rschevkin の式[2]によく一致する。一方、それが直交する場合の l_M はこれと大きく異なる。

6. 一次元波動解析の有効性

Fig.3は、1Dモデルと3D-BEMによる結果の比較例である。適切な l_{MF} が与えられれば1次元解析の有効性は高い。

Fig.4は、Fig.1の1-3区間を単位要素として繰り返す多段共鳴器の1次元解析結果を示す。ここで、いずれにおいても共鳴器は同一 ($V_{cav} = 250\text{cm}^3$, $a = 8\text{mm}$, $l_A = 10\text{mm}$, $R_{HR} = Z_c$, $f_{res} = 403\text{Hz}$), また、直管ダクト(半径0.05mの円形断面)は無反射終端 ($Z_{1+2n} = Z_c$) としている。ダクト音響では δ_{HR} や τ_{31} について、複数の共鳴器が配置されときの周波数特性が単一共鳴器のそれから容易には推定できず、ここで述べたようなシミュレーションの重要性が再認識される。

7. まとめ ダクトサイドブランチ接続共鳴器の付加質量補正長を数値解析により求めた。多段共鳴器の1次元解析によりその有効性を確認した。

参考文献

- 1) 日本騒音制御工学会編:騒音制御工学ハンドブック, 技報堂, 基礎編 3.3.3, 2001年.
- 2) L. Cremer et al., Principles and applications of room acoustics, Applied science publishers, Chapter IV9, 1982.

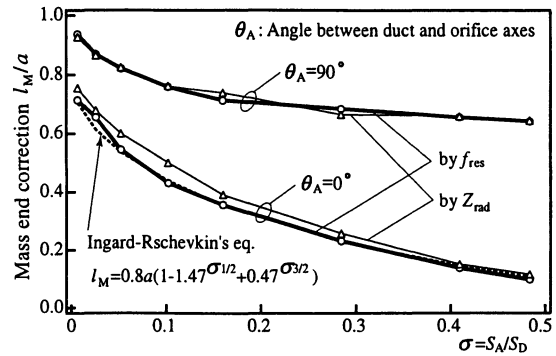


Fig.2 Difference of mass end corrections l_M by determination methods and aperture directions relative to duct axis

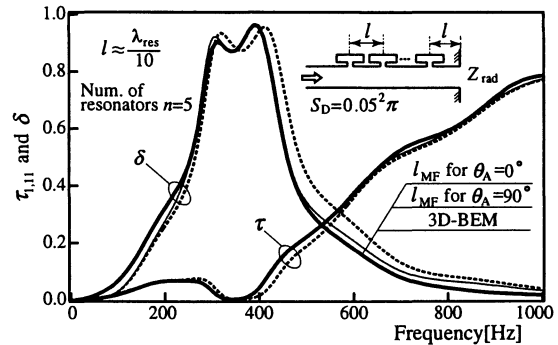
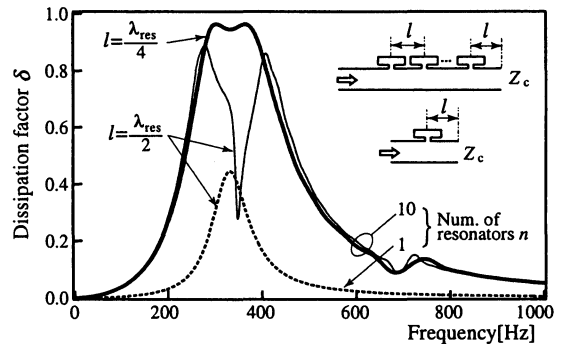
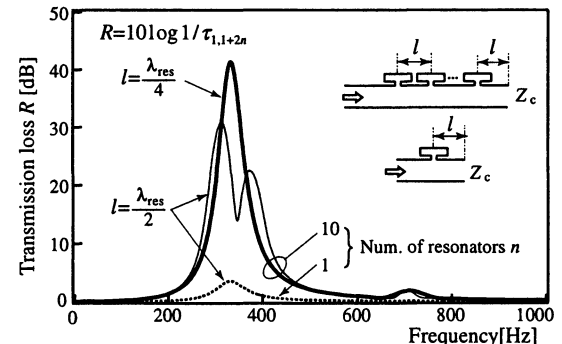


Fig.3 Comparison of 1D and 3D model in terms of sound dissipation factors δ and transmission factors $\tau_{1,11}$



(a) Sound dissipation factors δ



(b) Transmission loss R

Fig.4 Effect of number of resonators and intervals between resonators on sound dissipation and transmission for ducts of $S_D = 0.05^2 \pi$