

吸音性円筒状エッジの内部構造が
防音壁遮音性能に及ぼす影響 *

石塚 崇 藤原 恭司 (九州芸工大)

1. はじめに

防音壁の高さを一定に保ちながら、その遮音性能を向上させるために上端部に吸音性円筒を取り付けることが有効であることが報告されており [1], 円形やマッシュルーム型の断面形状を持つ吸音性エッジが実用化され、多くの設置事例が認められる。実用化された吸音性エッジは、円形あるいはマッシュルーム型に加工した鉄板をグラスウール等の多孔質性吸音材で覆った構造をしており、その内部は中空である。そ

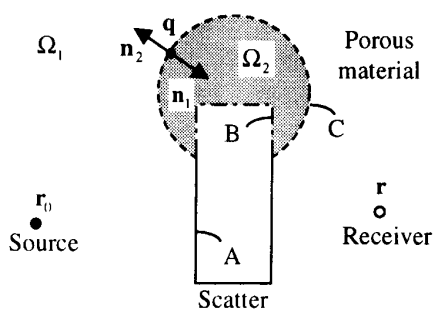


Fig. 1. Sound field including scatter and porous material.

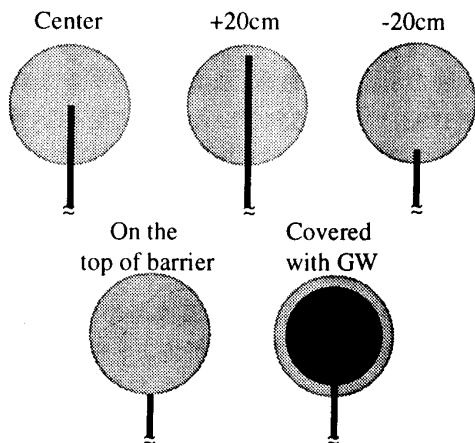


Fig. 2. Cross-sections of the edge part of barriers.

こで、この中空の部分を吸音材で充填するなど吸音性エッジの内部構造を変化させた場合に、防音壁遮音性能に与える影響を数値解析によって検討した結果を報告する。

2. 解析手法

2次元境界要素法を用いて、防音壁上端に取り付けた円筒内部の音場も含めて数値解析を行った。解析手順の概略を記す。Fig. 1 に示したような2次元自由空間内に散乱体-ここでは防音壁-と多孔質材が存在する音場を解析する場合、まず、音場を外部音場- Ω_1 -と多孔質材内部音場- Ω_2 -に分割する。分割した音場をそれぞれ個別に Helmholtz-Huygens 積分表示する。

$$e(\mathbf{r})\varphi_1(\mathbf{r}) = - \int_{A+C} \left\{ \varphi_1(\mathbf{q}) \frac{\partial}{\partial \mathbf{n}_1} G_1(\mathbf{q}, \mathbf{r}) - G_1(\mathbf{q}, \mathbf{r}) \frac{\partial \varphi_1(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{n}_1} \right\} dS(\mathbf{q}) + G_1(\mathbf{r}_0, \mathbf{r}) \quad (1)$$

$$e(\mathbf{r})\varphi_2(\mathbf{r}) = - \int_{B+C} \left\{ \varphi_2(\mathbf{q}) \frac{\partial}{\partial \mathbf{n}_2} G_2(\mathbf{q}, \mathbf{r}) - G_2(\mathbf{q}, \mathbf{r}) \frac{\partial \varphi_2(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{n}_2} \right\} dS(\mathbf{q}) \quad (2)$$

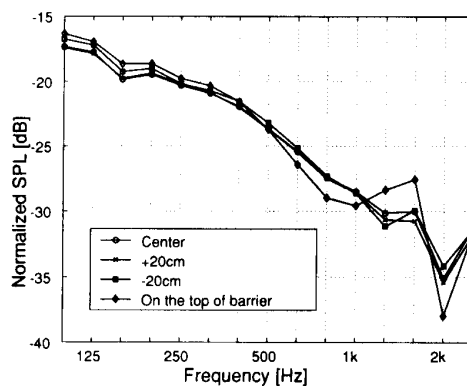


Fig. 3. Frequency characteristics of SPL at a receiver 25m behind the barrier.

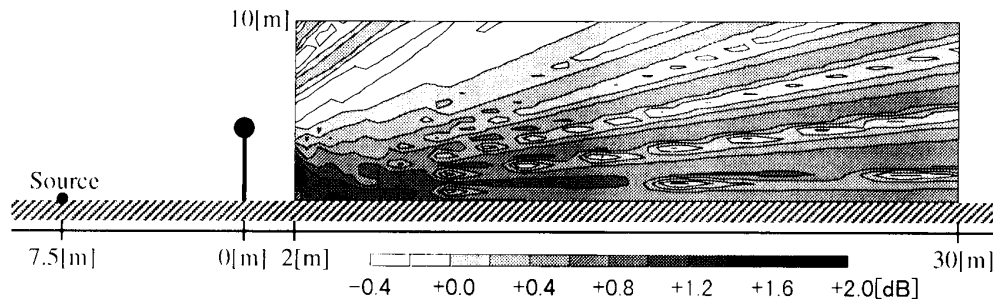


Fig. 4. Contour of SPL difference between 'Center' and 'Coverd with GW'; The frequency of the source is 500Hz.

* Effect of the inner structure of a cylindrical absorbing edge on the noise shielding efficiency of barrier.
By ISHIZUKA Takashi and FUJIWARA Kyoji (Kyushu Institute of Design)

$e(\mathbf{r})$ は \mathbf{r} がそれぞれの音場内部にあるときは1, 境界表面にあるときは1/2, それ以外では0をとる. G_1, G_2 は2次元自由音場の Green 関数

$$G_1(\mathbf{q}, \mathbf{r}) = (1/4j)H_0^{(2)}(k|\mathbf{q} - \mathbf{r}|) \quad (3)$$

$$G_2(\mathbf{q}, \mathbf{r}) = (1/4j)H_0^{(2)}(k_e|\mathbf{q} - \mathbf{r}|) \quad (4)$$

である. 式(1),(2)を境界要素法に基づいて離散化し, 境界表面でのポテンシャルを求めるための定式化を行った後, Ω_1, Ω_2 の接する境界 C 上における連続条件,

$$\left\{ \begin{array}{l} j\omega\rho\varphi_1(\mathbf{r}) = j\omega\rho_e\varphi_2(\mathbf{r}) \\ \frac{\partial\varphi_1(\mathbf{r})}{\partial\mathbf{n}_1} = -\frac{\partial\varphi_2(\mathbf{r})}{\partial\mathbf{n}_2} \end{array} \right. \quad (\mathbf{r} \in C) \quad (5)$$

から両音場を連成させ, 全体としての音場を解くことができる. ここで, k_e, ρ_e は多孔質材中の実効波数と実効密度で一般に複素数となる.

3. 解析モデル

実際には上端に吸音性円筒を取り付けた剛な防音壁が完全反射性の地面上に建てられた音場について解析を行った. 解析対象とした防音壁のエッジ部分を Fig. 2 に示す. 半径25cmの円筒内部が多孔質性吸音材で充填されており, 防音壁上端が円筒の中心に位置する場合, 防音壁上端が円筒中心から垂直方向±20cmに位置する場合, 円筒表面に接している場合, さらに防音壁上端の半径20cmの剛な円筒を厚さ5cmの吸音材で覆った場合について解析を行った. 防音壁の厚さは3cmとし, 円筒部分を含む防音壁全体の高さを3mに固定した.

多孔質性吸音材は密度 32kg/m^3 のグラスウールを想定した. その伝搬定数 γ と特性インピーダンス Z_c の周波数特性を Two-thickness method[2] により測定し, 次式から多孔質材内部音場の実効波数と実効密度を算出して解析に用いた.

$$k_e = \text{Im}[\gamma] - j\text{Re}[\gamma] \quad (6)$$

$$\rho_e = \frac{Z_c\gamma}{j\omega} \quad (7)$$

また, 音源は防音壁中心から7.5m離れた地面上に設置した.

4. 解析結果

各々の内部構造について, 音源周波数を100Hzから2500Hzまで1/3オクターブ毎に変化させて解析を行った. Fig. 3に, 円筒内部がグラスウールで充填されていて防音壁上端の位置が異なる場合の, 防音壁背後25mの地面上における音圧レベルの周波数特性を示した. 値は自由音場1m地点における音圧で基準化されている. 防音壁上端が円筒中心に位置する場合は, そこから20cm下方に位置する場合に比べ遮音性能が向上する傾向がみられる. しかし, 円筒中心から20cm上方に位置する場合と比較した場合は高域を除いては殆んど変化がみられなかった. また, 防

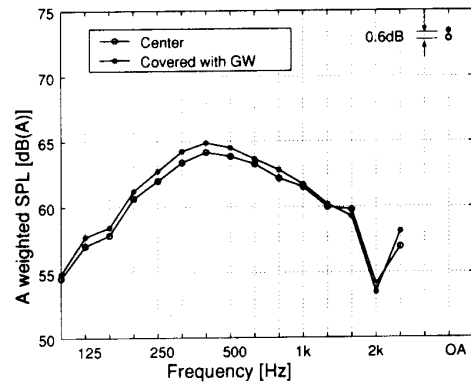


Fig. 5. Frequency characteristics and over-all values of A-weighted SPL at a receiver 25m behind the barrier

音壁上端が円筒表面に接している場合は他とは異なる傾向を示した. Fig. 4に, 剛な円筒をグラスウールで覆った構造と円筒内部をグラスウールで充填した構造の防音壁背後領域における音圧レベルの差を示す. この場合, 防音壁の上端は円筒中心に位置する. 受信領域は防音壁背後2mから30m, 地面上から高さ10mの範囲で, 音源周波数は500Hzである. 図中, 正の値を示す点では, 円筒内部をグラスウールで充填した構造がより高い遮音性能を持つことを意味する. 防音壁上端からさらに上方へ向かう一部の領域を除いては, 円筒内部をグラスウールで充填することで遮音性能が向上している. また, Fig. 5は音源を自動車騒音と想定した場合の, 防音壁背後25mの地面上におけるA特性音圧レベルの周波数特性とオーバーオール値の予測値である. 音源のスペクトルはASJ model(1993)で提案されているものに従った. 先程と同様の2つの構造について比較した. 円筒内部をグラスウールで充填した構造が全体的により高い遮音性能を持つことが示されている.

5. まとめ

内部構造の異なる吸音性円筒状エッジを持つ防音壁の遮音性能について数値解析による検討を行った. 値の変化としては, 殆どが1dB以下と僅かではあるが Fig. 5に示したようなオーバーオールで0.6dBという差は無視できない. また, 今回解析対象とした構造以外で更に遮音性能を向上できる可能性求めて, 吸音性円筒状エッジの内部構造の理論的な最適設計が今後の課題となる.

謝辞

多孔質材料の特性の測定に際して多大な御協力をいただきました, 九州芸工大の鳥原秀男技官に厚く御礼申し上げます.

参考文献

- [1] K. Fujiwara and N. Furuta, Noise Control Engineering Journal **37**(1), pp. 5–11(1991)
- [2] C. D. Smith and T. L. Parrott, J. Acoust. Soc. Am. **74**(5), pp. 1577–1582(1983)