

船舶居住区の快適性向上のための音響管による騒音制御に関する研究

田中, 太氏
九州大学大学院工学研究院

弘中, 融太郎
九州大学大学院工学府

篠田, 岳思
九州大学大学院工学研究院

<https://hdl.handle.net/2324/7179526>

出版情報 : 36, pp.313-314, 2023-06-01. The Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers

バージョン :

権利関係 : © The Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers



船舶居住区の快適性向上のための音響管による騒音制御に関する研究

正会員 田中太氏* 学生会員 弘中融太郎**
正会員 篠田岳思*

A Study for On-Board Noise Suppression Methods Using Sound Tubes

by Takashi Tanaka, *Member* Yutaro Hironaka, *Student Member*
Takeshi Shinoda, *Member*

Key Words: Acoustic simulation, Noise suppression, Sound tube

1. 緒言

2012年11月のIMO第91回海上安全委員会(MSC91)において、船内騒音コードの改正・強制化に関するSOLAS条約の改正案が採択された。船舶居住区の上層階は機関室から離れているが、ファンネルや機関室の排気用ダクトからの騒音の影響が大きい。土木分野でも建造物や施工時の騒音対策は環境意識の高まりから重要になってきており、例えば、壁を高くすることなく遮音性能を高める音響管付遮音壁の開発が進んでいる¹⁾。本研究では機関室ファンの騒音低減を目的に、音響管による騒音抑制法について音響シミュレーションによる検討を行った。

2. 音響管による騒音抑制の音響シミュレーション

2.1 音響管による騒音抑制

Fig.1に示すように音響管は片側が開口しており、入射した音波は管の終端で反射し、逆位相で戻る。入射波と反射波は干渉し、波長 λ の1/4の位置で音圧が大きく減衰する。管長が $\lambda/4$ に一致する時に管の入口で音圧が大きく下がる。音響管の管径は大きいほど干渉による低減効果も大きいが、管径が管長より大きい場合は音響管の中で音波が拡散し効果が小さくなるため、管長を下回り出来るだけ大きな管径を選ぶ²⁾。Fig.2に示すように機関室の排気ファンの騒音は250Hzを中心に低周波域で高いため、本研究では周波数250Hzを中心に音響管の検討を行った。例えば、周波数250Hzに対応する音響管の管長は $\lambda/4$ に相当する340mm、管径は300mmとした。

2.2 有限要素法による音響シミュレーション

模型実験の前の検討として、有限要素法を用いた音響シミュレーションで検討した。MSC社の音響シミュレーションソフトActranを用いた。式(1)に示す3次元の波動方程式を有限要素法で近似的に解き、空間の音圧を求めた。直接周波数応答解析を行い、周波数毎の応答を調べた。

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c_p} \ddot{p} = 0 \quad (1)$$

ここで、 p は音圧、 c_p は音波の伝搬速度を表す。

* 九州大学大学院工学研究院

** 九州大学大学院工学府

原稿受付 令和5年3月3日

公開日 令和5年5月25日

春季講演会において講演 令和5年6月1,2日

©日本船舶海洋工学会

3. 複数周波数対応音響管の配列の検討

これまでに複数周波数対応の音響管として、対応する周波数の音響管を遮音壁の上端に並べて検討した²⁾。それぞれの音響管の管径をそれぞれの $\lambda/4$ 以下で出来るだけ大きくすると、それぞれの管径は異なる。定められた幅の空間に管径の異なる周波数の音響管を配列するとき、種々の音響管の管径の最小公倍数を空間の幅とする、もしくは一部の音響管の管径を小さくして空間の幅に合わせる必要があるため、音響管の管径を標準的な寸法に揃えた方が配列しやすいと考え、音響管の管径の揃い・不揃いの影響を調べた。Fig.3に複数周波数対応の音響管の並びの断面図を示す。左図に示す200, 250, 315Hz用音響管の開口部の奥行きと幅を $\lambda/4$ を超えない0.4, 0.3, 0.2mとしたフルサイズモデルでは減衰が得られた²⁾。中央図に示す音響管の奥行きのみを0.1mに小型化した幅が不揃いなモデルでは周波数が低い200Hzの音に対しては減衰がほとんど得られなかった²⁾。本研究では、右図に示す幅を0.2mに揃えたモデルでは不揃いのモデルと同等の減衰が得られた。

4. 排気ダクトへの音響管の応用の検討

実船の機関室の排気ダクトを想定し、口径が1m×1mのダクト出口の外側側面に付ける音響管を検討した。

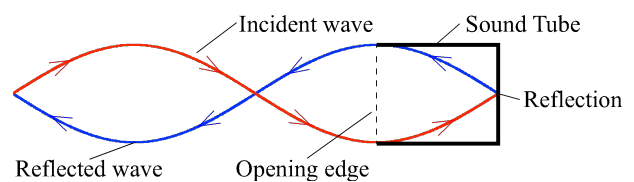


Fig. 1 Noise suppression on sound tube

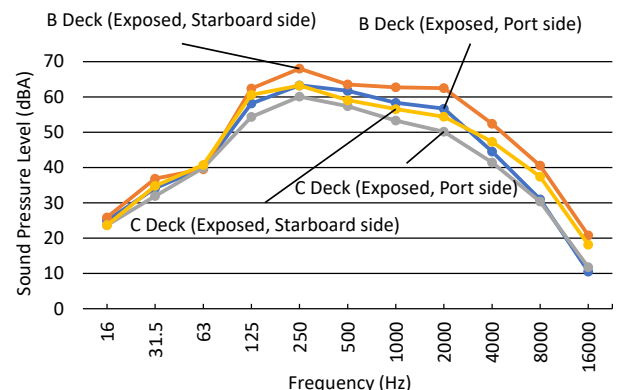


Fig. 2 Noise level of engine room fan around funnel (110,000 DWT Crude Oil Carrier)

4.1 音響管の外形の検討

Fig.4 に示す 3 種類の外形の音響管, ダクト側面に垂直に立てる I 型, ダクト側面に平行に置いた P 型, P 型に重ねるように置くための L 型を調べた. P 型, L 型はダクト側面の突起部を抑える目的で検討した. 奥行 0.1m, 幅 0.2m の音響管を 5 列並べた. L 型の音響管は中心の全長を $\lambda/4$ とした. 250Hz 用の音響管で, それぞれ約 2.2, 2.6dB, 2.8dB 減衰し, 同等の効果を確認した.

4.2 三周波数対応音響管の検討

三つの周波数の音源に対応する排気ダクト用音響管として, Fig.5 に示す I 型のみで構成した場合と I 型, P 型, L 型の音響管で構成される複合型の場合を調べた. 複合型の音響管周辺の音圧レベルの分布を Fig.7 に示す. I 型, 複合型のいずれの場合も, 音源に近い手前の音響管で大きく減衰し, Fig.6 に示すように約 2~3db の減衰を得た. ただし, I 型のみの場合, 250Hz の音に対して減衰量が若干低い. ダクトの壁や天井からの反射による音圧分布の変化が影響していると考えられる.

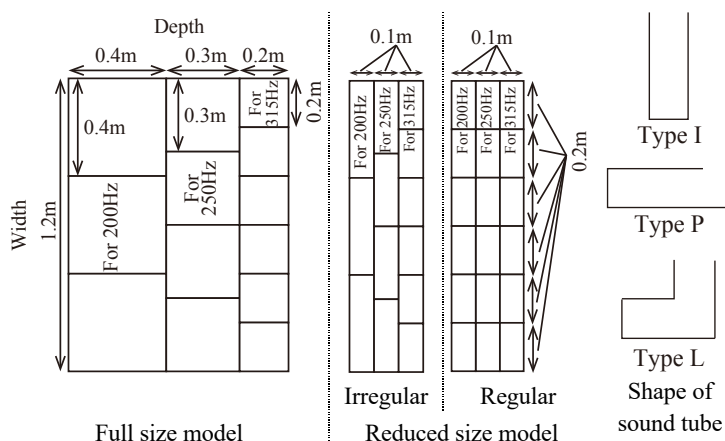


Fig.3 Cross section of arrangement of sound tubes

5. 結言

音響シミュレーションを用いて, 複数周波数に対応する音響管の配列と実船の排気ダクトへの応用を検討した. 音響管の配列では施工性, 加工性を考慮した幅を揃えた配列でも同等な減衰が得られることがわかった. 排気ダクト用音響管では, 種々の外形の音響管で構成される複合型音響管でも減衰が得られることがわかった. 今後は, より広い周波数への対応と, ダクトにおいてより大きな減衰を得るために音響管の配置や個数などを検討する必要がある.

参考文献

- 1) 前田章他:音響管付二重防音壁の現状実証試験結果, 土木学会第 72 回年次学術講演会, pp.313-314, 2015
- 2) 田中太氏他: 音響管を用いた騒音抑制のための音響シミュレーションに関する研究, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 34 号, pp.421-422, 2022

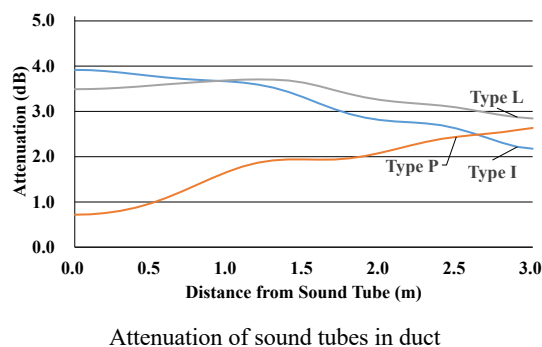


Fig.4 Attenuation changes due to different shapes of sound tube

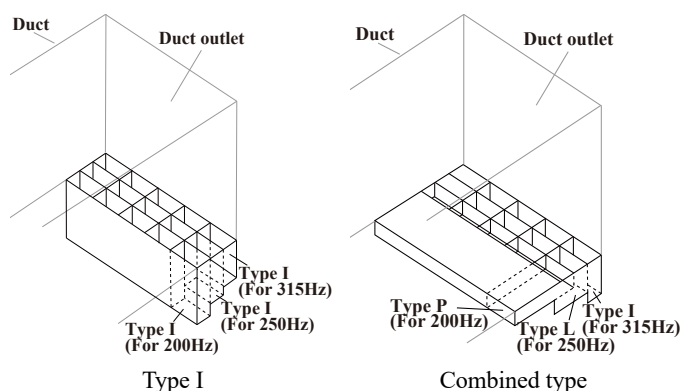


Fig.5 Arrangement of multiple frequencies sound tubes

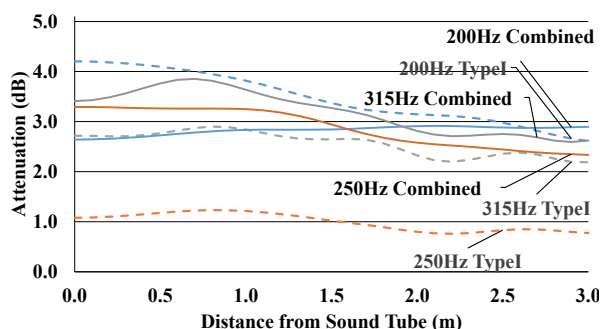


Fig.6 Attenuation of multiple frequencies sound tubes

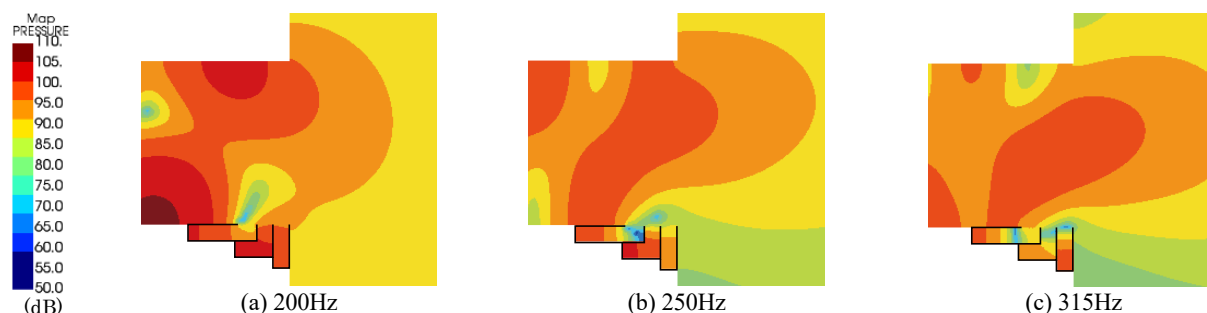


Fig.7 Sound pressure level map around combined sound tubes