

管内伝搬音抑制構造の実用化の検討

INVESTIGATION OF THE TUBULAR STRUCTURE FOR NOISE REDUCTION

小林正明*1, 松岡明彦*2, 小泉穂高*3, 河井康人*4

Masaaki KOBAYASHI, Akihiko MATSUOKA, Hodaka KOIZUMI and Yasuhito KAWAI

The authors, based on the theory of edge effects and the control of such effects which is proposed by Kawai, have developed a high-performance sound proof wall for practical use with less height than previous walls. This theory mentioned above states that by using materials with appropriate flow resistance and surface density, the particle velocity in specific areas can be suppressed, and greater noise reduction can be obtained with less effort than before. When this theory is applied to the noise which propagates in the pipe, it is possible to control the noise, without sealing the sound source. Therefore, significant noise reduction effects can be expected in various situations where noise control is conventionally difficult due to heat dissipation and air circulation.

This paper, as a first step, reports the effectiveness of this theory for practical use which was confirmed through experiments

Keywords : Noise transmission, Noise reduction, Particle velocity, Flow resistance, Areal density

騒音伝搬, 騒音低減, 粒子速度, 流れ抵抗, 面密度

1. はじめに

筆者らは、河井ら¹⁾が提唱するエッジ効果とその抑制に関する理論に基づき、従来よりも高さを抑えた高性能防音壁を実用化している²⁾。上述の理論は防音壁の先端（エッジ）近傍に粒子速度が非常に大きくなる領域が存在しており、当該領域における粒子速度を適切な流れ抵抗と面密度を有する材料を用いて抑制することで回折音場に対し、大きな騒音低減効果が得られるものである。

同様の現象は空調ダクトなどの音が伝搬する管内においてもみられ、河井³⁾境界積分方程式による理論解析によって、伝搬方向と直交する仕切り板等で区切られた適切な大きさの複数の窪みの並びがある場合に、窪みの開口面付近で面の法線方向に粒子速度の大きな領域が集中して現れること、および、当該領域における粒子速度を抑制することで伝搬音を効果的に抑制できること（以下、管内伝搬音抑制構造）を明らかにした。この理論に基づけば、音源を密閉することなく騒音抑制を図ることが可能となるため、従来は放熱や空気の流通等の関係で騒音対策が困難であった多様な場面への適用が考えられる。

本研究では、管内伝搬音抑制構造の実用化を目的とし、まず、本理論によって得られる騒音低減効果を実験により確認した。

2. 実験 1: 管内伝搬音抑制構造の騒音低減効果

実験は無響室内で実施した。長さ 1,000 mm の塩化ビニル製の角

筒を開口部が上下になるよう設置し、角筒の下端に設置したスピーカから試験音を放射しながら、角筒の仕様を変化させてもう一方の筒先（開放）の音圧レベルを測定した。

2.1 音源と測定点

音源と測定点の配置を図 1 に示す。スピーカは WASEDA E.E.W-3232 平面スピーカ (300×300 mm) を使用した。音圧レベルの測定点は角筒上端の開口部中央から 500 mm 離れた位置に加え、音源の変化の有無を明らかにすることを意図したスピーカ近傍の 2 点とした。試験音にはピンクノイズを用い、測定状況によらず入力電圧を一定とした。

2.2 実験条件

実験に用いた角筒は図 2 に示す 6 種類である。試験体 A1 および試験体 B1 はそれぞれ内法が 350 mm 角、500 mm 角の角筒である。試験体 A2 は試験体 A1 の筒内中央部の四周に空気層を設けずに多孔質吸音材（グラスウール）を設置したもので、従来の一般的な騒音対策手法に相当する。試験体 B2 は試験体 B1 の筒内中央部に厚さ 5 mm の仕切り板を用いて 9 層の窪みを設けたものである。すべての窪みの深さと幅はそれぞれ 125 mm と 50 mm で同一である。試験体 B3 は試験体 B2 の窪みの表面にグラスウールを設置したもので、河井³⁾の提唱する管内伝搬音抑制構造を体現したものである。試験体 B4 は試験体 B2 の仕切り板を両端部のみ残し、その仕切り

*1 戸田建設株知財・技術最適部 博士（工学）

*2 戸田建設株技術研究所

*3 戸田建設株技術研究所 修士（工学）

*4 関西大学名誉教授 博士（工学）

Intellectual Property & Technology Optimization Division, TODA CORPORATION, Ph. D.

Technology Research Institute, TODA CORPORATION

Technology Research Institute, TODA CORPORATION, M. Eng.

Professor Emeritus, Kansai University, Dr. Eng.

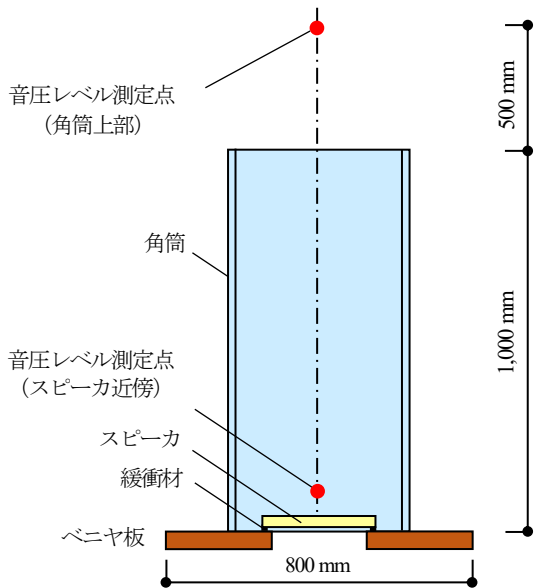


図1 音源と測定点の配置

板の間に空気層を設けてグラスウールを設置（四周）したものである。試験体 A2, B3 および B4 に用いたグラスウールの密度と厚さはいずれも 32 kg/m^3 , 50 mm である。また、試験体 B2~4 において、角筒の開口面から最寄りの仕切り板までの距離はいずれも 250 mm である。

なお、試験体 A2, B2, B3 および B4 は、管内に設けた窪みや吸音材によって角筒内の開口が狭まるが、当該部の寸法はいずれの試験体も $250 \times 250 \text{ mm}$ となるよう調整した。

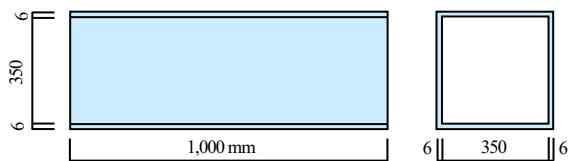
2.3 実験結果

図3および図4は試験体 A1 を基準レベルとする各試験体の相対音圧レベルを示したものである。すなわち、相対音圧レベルが小さくなるほど、角筒内部での騒音低減効果が大きいことを表す。

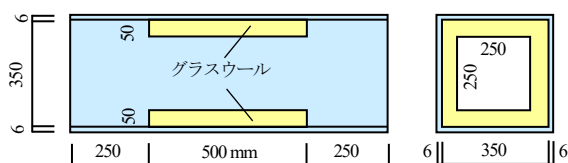
図3より、角筒の内法が 350 mm 角と 500 mm 角では、100 Hz 未満と 2k Hz 以上の周波数帯域において 5 dB 以上の差がみられた。本実験では、筒内の仕様が管内伝搬音の抑制に及ぼす影響を明らかにするため、これ以降は、角筒の内法寸法の影響が殆どみられなかった 100~1600 Hz について比較する。

図4は試験体 B1 を除く試験体の相対音圧レベルを示したものである。これより、試験体 A2 は周波数が高くなるほど相対音圧レベルが小さくなるという多孔質型吸音機構特有の傾向がみられた。一方、試験体 B2 は相対音圧レベルが 500 Hz に近づくほど低下し、500 Hz で最小となった。これは特定の周波数において騒音低減効果が大きくなる共鳴器型吸音機構の特性である。これらに対し、試験体 B3（管内伝搬音抑制構造）は 250~1600 Hz の幅広い帯域で相対音圧レベルが小さくなる特性を有し、250~1k Hz の相対音圧レベルは本実験で用いた試験体の中で最小となった。試験体 B4 は試験体 A2 と同様、周波数が高くなるほど相対音圧レベルが小さくなるという多孔質型吸音機構の特性がみられた。多くの周波数帯域で試験体 A1 の相対音圧レベルを下回っているが、これは、グラスウールの

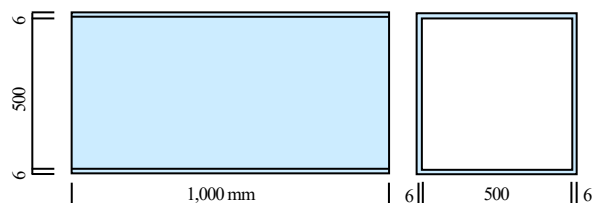
(1) 試験体 A1 (内法 350 mm 角, 筒内対策なし)



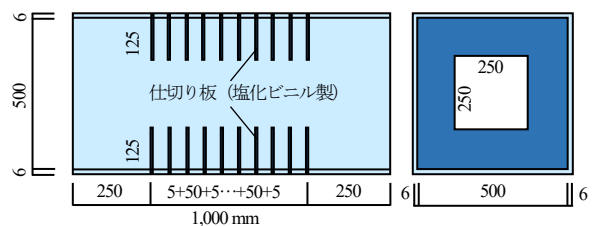
(2) 試験体 A2 (内法 350 mm 角, 筒内吸音)



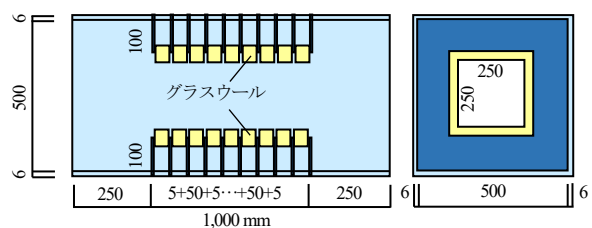
(3) 試験体 B1 (内法 500 mm 角, 筒内対策なし)



(4) 試験体 B2 (内法 500 mm 角, 仕切り板 10 層)



(5) 試験体 B3 (内法 500 mm 角, 仕切り板 10 層+吸音材)



(6) 試験体 B4 (内法 500 mm 角, 仕切り板 2 層+吸音材)

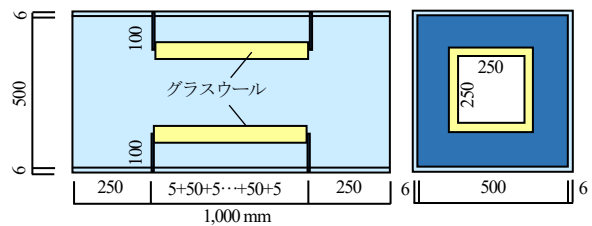


図2 実験 1 に用いた角筒 (左: 縦断面, 右: 平断面)

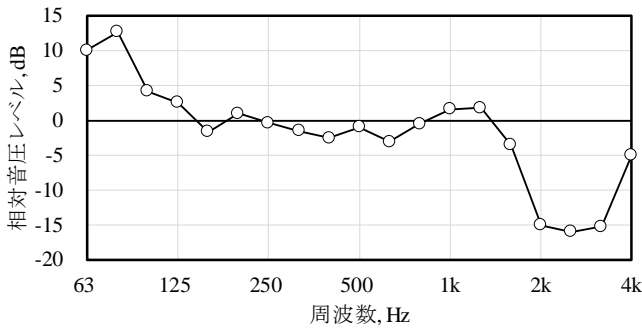


図3 試験体 A1 を基準とする試験体 B1 の相対音圧レベル (角筒上部)

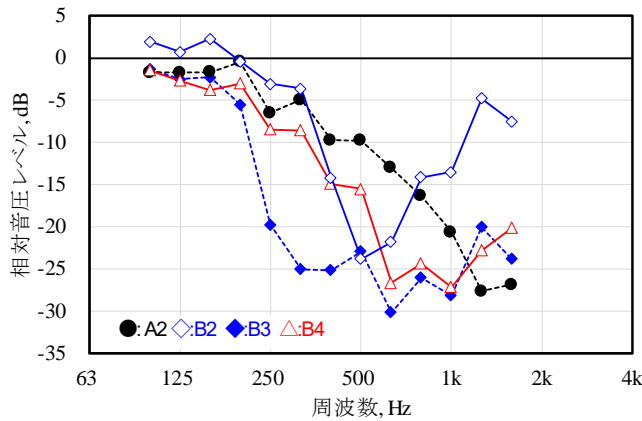


図4 試験体 A1 を基準とする各試験体の相対音圧レベル (角筒上部/実験 1)

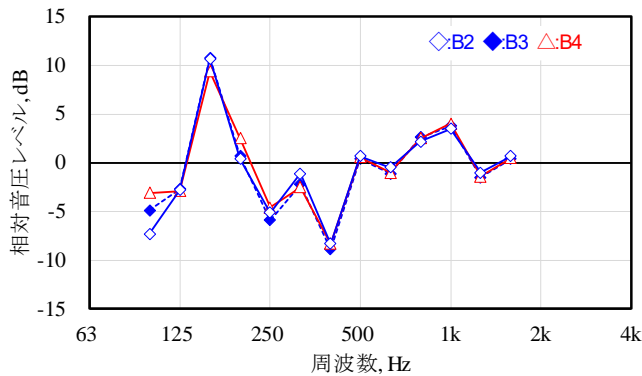


図5 試験体 B1 を基準とする各試験体の相対音圧レベル (スピーカ近傍/実験 1)

の背後空気層の影響と考えられる。一方で、試験体 B2, B3 でみられた低・中周波数帯域における相対音圧レベルの明らかな低下はみられず、250~400 Hz の相対音圧レベルは試験体 B3 を大きく上回った。

図 5 は試験体 B2~4 におけるスピーカ近傍の音圧レベルについて、試験体 B1 を基準レベルとする各試験体の相対音圧レベルとして表したものである。これより、同じ 500 mm 角の角筒であっても、筒内に仕切り板やガラスウールを設けることで、一部の周波数にお

いてスピーカ近傍で 10 dB 程度の差が生じていることが示された。

一方、試験体 B2~4 において、スピーカ近傍の音圧レベルには 100~1600 Hz において明らかな差はみられなかった。

以上の結果より、管内伝搬音抑制構造を体現した試験体 B4 は高周波領域において大きな騒音低減効果が得られることに加え、低周波帯域においても、本実験で用いた他の試験体を明らかに上回る騒音低減効果が確認されており、その有効性が示された。

3. 実験 2: 窪みの深さと幅が騒音低減効果に及ぼす影響

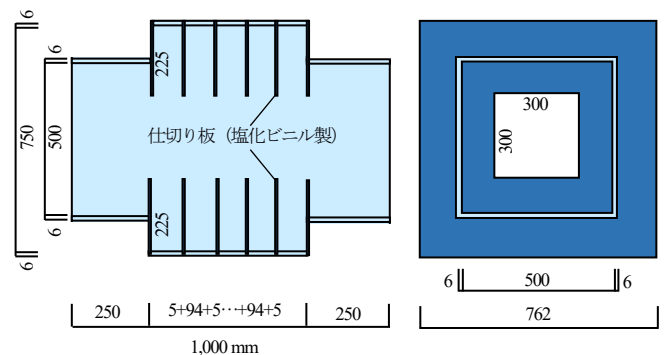
実験 1 では、角筒内に窪みを設け、その表面に吸音材を設置することで従来よりも広帯域、かつ、低周波領域に大きな騒音低減効果が得られることを確認した。一方、管内伝搬音抑制構造は、窪みの深さと幅を適切に設定することで、挿入損失のピークを任意の周波数に調整可能であることが示されている^{7,8)}。

そこで実験 2 では、管内伝搬音抑制構造の窪みの深さや幅が騒音低減効果に及ぼす影響を確認した。

3.1 音源と測定点

音源と測定点の配置は図 1 と同様である。スピーカは実験 1 で用いた WASEDAE.E.W-3232 平面スピーカ (300×300 mm) を使用し、音圧レベルの測定点も実験 1 と同様の 2 点である。試験音にはピンクノイズを用い、いずれの測定状況においても実験 1 と同一の入力電圧 (一定) とした。

(1) 試験体 C1 (内法 500 mm 角, 750 mm 角, 仕切り板 6 層)



(2) 試験体 C2 (内法 500 mm 角, 750 mm 角, 仕切り板 6 層+吸音材)

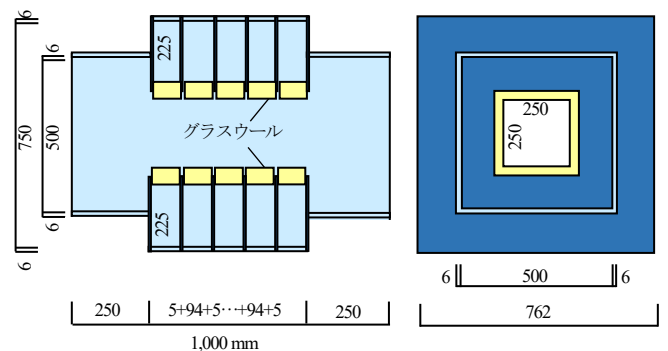


図6 実験 2 に用いた角筒 (左: 縦断面, 右: 平面図)

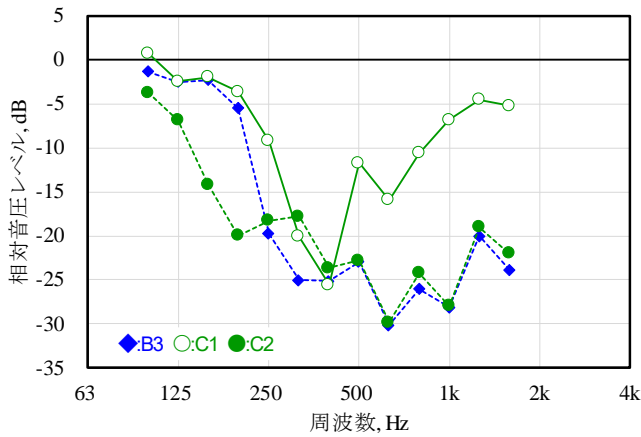


図7 試験体 A1 を基準とする各試験体の相対音圧レベル (角筒上部/実験 2)

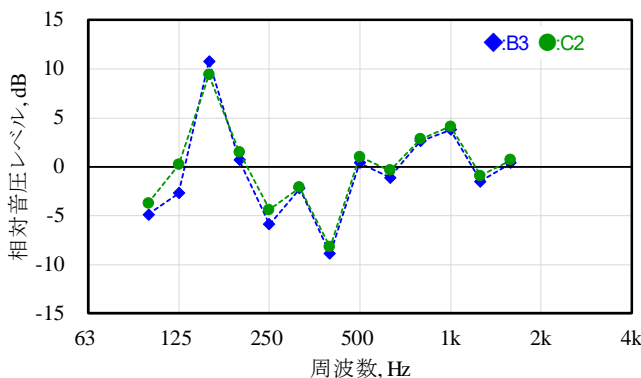


図8 試験体 B1 を基準とする各試験体の相対音圧レベル (スピーカ近傍/実験 2)

3.2 実験条件

実験に用いた角筒は図 6 に示す 2 種類である。試験体 C1 は両端の内法が 500 mm 角、中央部の内法が 750 mm 角の段差を有する角筒である。中央部は仕切り板によって 5 層の窪みが設けられており、すべての窪みの深さと幅はそれぞれ 225 mm と 94 mm で同一である。なお、角筒の開口面から最寄りの仕切り板までの距離 (250 mm) は実験 1 と同様である。試験体 C2 は窪みの表面にグラスウールを設置したもので、グラスウールの密度と厚さは実験 1 と同様、 32 kg/m^3 と 50 mm である。角筒内の開口は仕切り板や吸音材によって狭められており、当該部の寸法は試験体 C1 が $300 \times 300 \text{ mm}$ 、試験体 C2 が $250 \times 250 \text{ mm}$ である。

3.3 実験結果

図 7 は試験体 A1 を基準レベルとする各試験体の相対音圧レベルを示したものである。すなわち、相対音圧レベルが小さいほど、角筒内の騒音低減効果が大いことを表す。なお、比較のため、図中には実験 1 の試験体 B3 の結果を併せて示す。

図 7 より、試験体 C1 は相対音圧レベルが 400 Hz に近づくほど低下し、400 Hz で最小となる共鳴器型吸音機構の特性がみられた。これに対し、吸音材を付加した試験体 C2 (管内伝搬音抑制構造) は 160~1600 Hz の幅広い帯域で相対音圧レベルが小さくなり、250~

400 Hz の相対音圧レベルは B3 をやや上回るが、125~200 Hz の相対音圧レベルは試験体 B3 を明らかに下回った。

図 8 は試験体 B3 と試験体 C2 のスピーカ近傍の音圧レベルについて、試験体 B1 を基準レベルとする相対音圧レベルとして表したものである。これより、試験体 C2 のスピーカ近傍の音圧レベルは試験体 B2 のスピーカ近傍の音圧レベルと明らかな差はみられない。以上の結果より、管内伝搬音抑制構造を体現した試験体 C2 は高周波領域での騒音低減効果に加え、低周波領域においても大きな騒音低減効果が得られており、改めてその有効性が確認された。さらに、窪みの深さや幅を変化させることで、特に、低周波数帯域において騒音低減効果が大きくなる周波数を調整可能であることも確認された。

4. まとめ

本稿では、河井 7 の提唱する管内伝搬音抑制構造の実用化を目的とし、まず、本理論を体現した際に得られる騒音低減効果を実験により確認した。その結果、管内伝搬音抑制構造は従来の騒音低減手法等と比較して幅広い帯域において大きな騒音低減効果が確認された。さらに、管内に設ける窪みの深さと幅を変化させることで、低周波数帯域における騒音低減効果が大きくなる周波数を調整できることも示された。これらの結果は、本理論の有用性を示すものであり、従来は放熱や空気の流通等の関係で騒音対策が困難であった幅広い用途・部位への適用が期待できる。筆者らは、引き続き、その実用化に向けた検証を進めている。

参考文献 (記載例)

- 1) 河井康人, 豊田政弘, エッジ効果抑制型遮音壁の性能向上について, 音響学会講論集, 1115-1118, 2012.3
- 2) Y. Kawai and M. Toyoda, Sound insulation performance of edge-effect suppression barriers, Proc. Inter-Noise 12, in12-170, 2012.3
- 3) 小林正明, 松岡明彦, 鈴木信也, 河井康人, 豊田政弘, エッジ効果抑制型防音壁の実用化の検討, 音響学会講論集, 1007-1008, 2012.9
- 4) 小林正明, 松岡明彦, 鈴木信也, 河井康人, 豊田政弘, エッジ効果抑制型遮音壁の開発, 音響学会講論集, 1095-1096, 2013.9
- 5) 小林正明, 松岡明彦, 小泉穂高, 河井康人, エッジ効果抑制型遮音壁の開発その 2-防音ユニット上部枠の影響-, 音響学会講論集, 1209-1210, 2014.9
- 6) <https://www.toda.co.jp/tech/surrounding/silencer.html>
- 7) 河井康人, トンネル工事における発破音伝搬の抑制法, 騒音・振動研究会資料, N-2018-36, 2018.8
- 8) 竹村美穂, 河井康人, エッジ効果を利用したダクト内伝搬音抑制構造の音響特性, 建築学会梗概集, 359-360, 2019.9