

迷路型消音装置の減音量の予測法

真藤利孝 平野 滋
三宅哲生

Prediction of Attenuation by Plenum Chamber

Toshitaka Shindo Shigeru Hirano
Tetsuo Miyake

Abstract

One type of muffler often installed at air inlets of factories is the plenum chamber. In order to be able to predict attenuation by plenum chamber the attenuations by full-sized mufflers and 1/4-scale models were measured systematically. The results were compared with a theoretical formula and an experimental formula. The following results were obtained:

- (1) The attenuation by a 1/4-scale model agrees well with that by full-sized mufflers.
- (2) In scale model experiments, the thicknesses of sound absorption materials and partition boards need to be paid close attention.
- (3) In case a certain condition is satisfied, the attenuation can be predicted practically by an experimental formula.

概 要

工場等の換気口の給気側によく用いられている消音装置の一つに、迷路型消音装置というものがある。この消音装置の減音量については理論的に求めている文献も多いが、実際に設置する場合には理論式の満足すべき条件を満たさない場合が多い。そこで、今回、理論式の満足すべき条件からはずれる場合の減音量を推定することを目的として、実大消音装置と1/4模型の減音量を系統的に測定した。又理論式、実験式とも比較、検討し、次のことが分かった。

- (1) 実大消音装置の減音量と一番対応が良かったのは、模型実験によるものであった。(2) 模型実験においては、消音装置本体の寸法を相似させ、吸音材の吸音率を対応させるだけでなく、吸音材、仕切板の厚さにも注意をする必要がある。(3) ある条件を満足する場合には実験式によって十分実用に耐える減音量を求めることが出来る。

1. はじめに

内部に騒音源を持つ工場などの騒音対策を行なう場合、ネックになるのは、換気口、出入口、窓といった開口または隙間である。特に換気口は、空気抵抗も問題となり取扱いが難しい。

この換気口の給気側によく用いられている消音装置の一つに迷路型消音装置がある。この消音装置の減音量については、ある条件を仮定して理論的に求めている文献も多いが、実際に設置する場合には理論式の満足すべき条件を満たさない場合が多い。

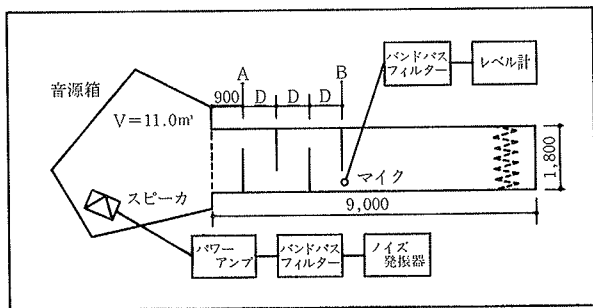
そこで今回、迷路型消音装置を24種類製作して、減音量を測定し、減音量の推定方法を検討したので報告する。

2. 実 験

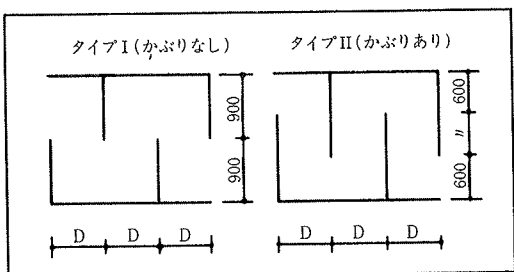
2.1. 実験概要

測定ブロック図を図-1に示す。音源箱内に設置されたスピーカから拡散音をダクト内に入射させ、入口A面と出口B面の出力パワーの差を求めた。実際には、A面とB面の面積が等しいので各面の平均音圧レベル差を求めた。

実験を行なった迷路型消音装置は、大きく二つのグループに分かれる。図-2参照。迷路を構成する仕切板どおしにかぶりがないもの(タイプI)とかぶりのあるもの(タイプII)、各々について、仕切板間隔Dを4段階変え、迷路の段数は1~3段(仕切板枚数2~4)まで測定した。



図一 測定ブロック図 (寸法は実大消音装置用)



図二 実大消音装置 (迷路段数3の例)
(D=600, 900, 1200, 1500mm 迷路段数1~3)

2.2. 実大実験

1,800 mm 角ダクト内に消音装置を設置した。仕切板間隔Dはタイプ I, IIに600, 900, 1,200, 1,500 mm の4種類, 音源箱は当技研の残響室の約1/2.7 (長さ), 容積は 11.0 m³ でコンクリート製。測定周波数は125 Hz~4 kHz。内貼吸音材はグラスウール 32 kg/m³ 25 mm 厚を用いた。

2.3. 模型実験

模型実験は縮尺比を1/4とした。相似則は次の関係を満足させればよい (m, r は模型, 実大を表わす)。

長さ $L_m = 1/4 \cdot L_r$
 周波数 $f_m = 4 \cdot f_r$
 吸音率 $\alpha_m(f_m) = \alpha_r(f_r)$
 媒質吸収 $m_m(f_m) = 4 \cdot m_r(f_r)$

すなわち, 模型消音装置は 450 mm 角ダクト内に設置し, 仕切板間隔Dはタイプ I, II共に150, 225, 300, 375 mm の4種類, 音源箱は実大用音源箱の約1/4 (長さ), 容積は 0.22 m³ でホモゲンホルツ製。測定周波数は 500 Hz~8 kHz, 内張吸音材はウレタン 5 mm と 20 mm 厚の2種類を用いた。実大用と模型用内張吸音材の吸音率の対応を表一に示す。すべての周波数で吸音率を一致させるのは難しいので, 模型用吸音材はその吸音率が実大用のものと等しいか, または低いものを選んだ。空気の媒質吸収については, 影響が少ない (20℃, 湿度50%, 8 kHz, 4.5 m で 0.1 dB) ので無視した。

2.4. 消音装置の減音量

消音装置の減音量としては, そう入損失をとった。す

実物	吸音材	周波数(Hz)				
		125	250	500	1 K	2 K
	G.W.32kg/m ³ 25mm	0.08	0.24	0.55	0.77	0.81
模型	吸音材	周波数(Hz)				
		500	1 K	2 K	4 K	8 K
		ウレタン 5 mm	0.08	0.13	—	—
	ウレタン 20mm	—	—	0.55	0.62	0.65

表一 吸音率の対応

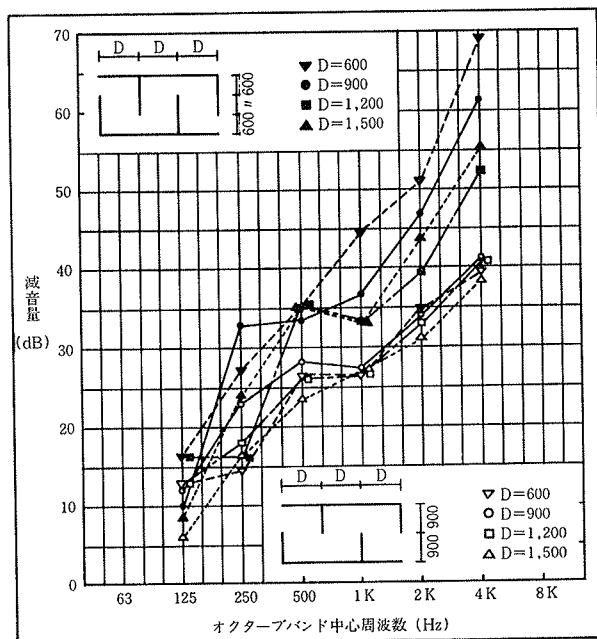
なわち, 仕切板1枚の時の入口 (A面) と2~4枚の時の出口 (B面) の出力のパワー差を消音装置の減音量とした。実際には, A面とB面の面積が等しいので, 平均音圧レベルの差が減音量となる。各面の音圧レベルは6点または9点測定した。

3. 測定結果と検討

3.1. 実大消音装置の減音量

3.1.1. 仕切板間隔Dの違いによる影響 Dの違いによる影響の例 (迷路段数3) を図一3に示す。

これを見ると, タイプ I (仕切板どおしのかぶりなし) の場合, 250 Hz 以下でははっきりした傾向がないが, 500 Hz 以上ではDに関係なく減音量が一定になる傾向が見られる。図は省略したが迷路段数1, 2の場合も同じ傾向が見られる。迷路型消音装置の減音量を曲りによるものと吸音によるものに分けて考えると, タイプ I の場合, D=600~1,500 mm において, 両者の和が一定になっていると見なせる結果となっている。これより同じ減音量を得るのに空気抵抗を無視すれば, Dを小さ



図一3 Dの違いによる影響 (迷路段数3の例)

くした方が消音装置の占有面積を小さく出来るので有利となる。

タイプII（仕切板どおしのかぶりあり）の場合は図-3を見ると、500 Hz までは減音量のはっきりした傾向がない。1 kHz 以上では、D=600 mm が減音量が一番大きく、次いでD=900 mm が大きい。D=1,200と1,500 mm では1,500 mmの方がやや大きい様である。迷路段数1・2の場合も同じ傾向が見られる。Dが小さい場合（D=600, 900 mm）は、曲りによる減音が主となるが、Dがある程度大きくなる（D=1,200, 1,500 mm）と曲りによる減音が小さくなり、吸音による減音が主となるはずであるからDが大きい方が減音量が小さいとは言えない様である。

3.1.2. タイプIとIIの比較 図-4にタイプIとIIの比較の一例を示す。大まかに言って、タイプIIの減音量は同じDを持つタイプIの迷路段数が1段多いものの減音量に等しい。Dが同じであれば、タイプIIの迷路段数1はタイプIの迷路段数2に相当し、タイプIIの迷路段数2はタイプIの迷路段数3に相当する。

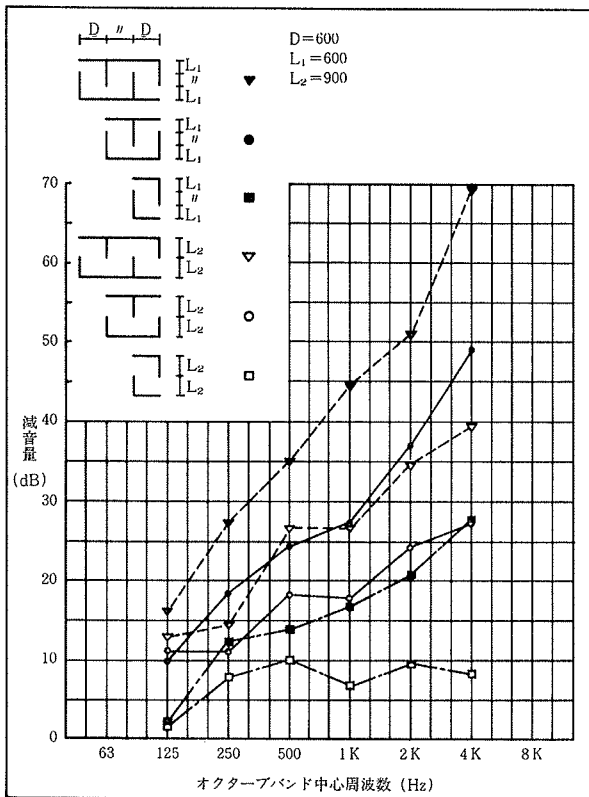


図-4 タイプIとIIの比較

3.2. 実大と模型消音装置の減音量の比較

図-5, 6に実大と模型消音装置の減音量の比較の例を示す。全体の傾向として、タイプI（仕切板どおしのかぶりなし）の方がタイプII（仕切板どおしのかぶりあり）よりも対応が良い。

タイプIは模型用吸音材の吸音率が実大用のものよりやや低いことを考慮に入れると、模型の減音量の方がやや小さい傾向があり、実大と模型の対応は非常に良いと思われる。

タイプIIも全体としてはまずまずの対応をしているが多少、対応の悪い点がある。仕切板間隔Dが小さい時や高音域で、模型の減音量の方が大きくなっている。この原因の一つとして、吸音材と仕切板の厚みが縮尺比通り

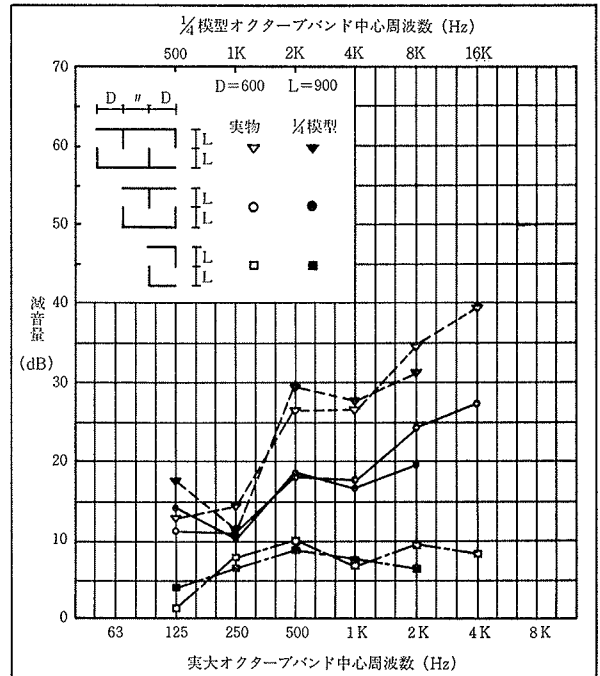


図-5 実大と模型消音装置の比較 その1

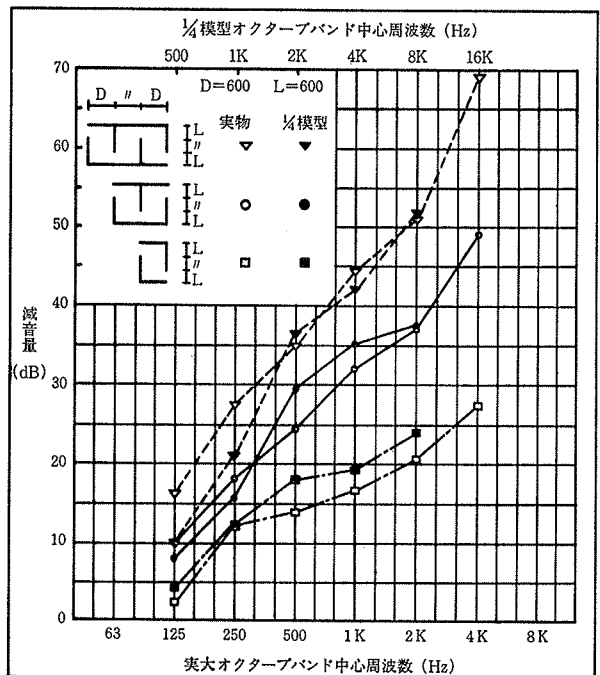


図-6 実大と模型消音装置の比較 その2

でないことが考えられる。模型実験では2種類以上の吸音材を使うことがあるので、各吸音材の厚さをすべて縮尺比通りにするのは難しい。また、模型用仕切板についてもある程度の透過損失が必要であるので、厚さを縮尺比通りにすることは難しい。今回の実験の場合、低音域用吸音材は、実大がグラスウール 25 mm, 1/4 模型がウレタン 5 mm で厚さはほぼ縮尺比に等しくなっているが、高音域用吸音材は、実大がグラスウール 25 mm, 1/4 模型がウレタン 20 mm で厚さは縮尺比になっていない。

また、仕切板も実大, 1/4模型共に合板 12 mm で厚さは縮尺比になっていない。このため、高音域で、特に開口の有効面積は模型の方が相対的に小さくなり、曲りによる減音量が実大より大きくなったのではないかと思われる。また、Dが小さい場合についても、Dが大きい場合より有効面積の縮小率が大きい(縮小面積はDの値にかかわらず一定)ので減音量の増加も大きくなったのではないかと思われる。

3.3. Cummings の式¹⁾との対応

実大消音装置の減音量の実測値を Cummings の式と比較した。Cummings の式を下に示す。(同じ寸法のチャンバーが連続している場合)

$$\text{減音量(1段)} = -10 \log_{10} [S(\cos^2 \theta / \pi r^2 + 1/R)]$$

$$\text{減音量(2段)} = -10 \log_{10} [S^2(\cos^2 \theta / \pi r^2 + \cos \theta / 2\pi r^2 + 1/R)/R]$$

$$\text{減音量(3段)} = -10 \log_{10} \{S^3[(\cos^2 \theta / \pi r^2 + 1/R) \cdot (\cos \theta / 2\pi r^2 + 1/R) + \cos \theta / 2\pi r^2 R]/R\}$$

ここで、S: チャンバーの開口面積

θ : 開口面の中心どおしを結ぶ線分と開口面の法線のなす角度

r: 開口面の中心間距離

R: 一つのチャンバーの室定数

$$R = A / (1 - \bar{\alpha})$$

A: チャンバー内全吸音力

$\bar{\alpha}$: チャンバー内平均吸音率

タイプ I では、実測値は理論値とよく合っている(図-7 参照)。ただし、図は省略したが D=1,500 mm では実測値の方が全周波数共 5 dB 程度小さくなっている。

タイプ II では、タイプ I ほど実測値と理論値は合っていないがほぼ満足出来る。しかし、図-8 に示す様に、D=600 mm ではかなり外れており、また、高音域でもすべての場合外れている。いずれの場合も、実測値の方がかなり大きな値となっている。

実測値と理論値が合わない場合がある原因としては、この理論式の満たすべき条件の一つ、チャンバー(迷路)内の音の拡散ということが満たされていないためと思われ

る。タイプ I の D=1,500 mm とタイプ II の D=600 mm は、他のケースと比較して音が拡散しづらい様に思われる。cos θ の値に注目すると、タイプ I の D=1,500 mm とタイプ II の D=600 mm は実験を行なった 8 ケースの中で各々、最大値 (0.86) と最小値 (0.45) になっている。逆に言うと上の二つのケースを除いた、 $0.56 \leq \cos \theta \leq 0.80$ の場合、実測値と理論値はよく合っている(高音域を除く)。

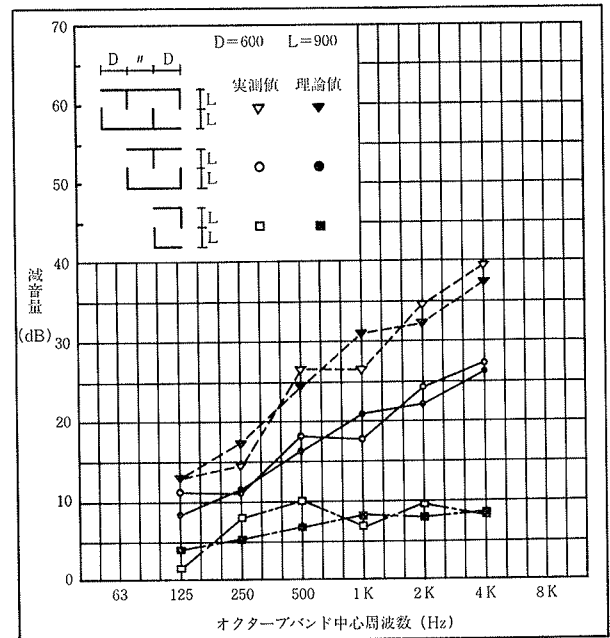


図-7 実測値と Cummings の式の比較 その 1

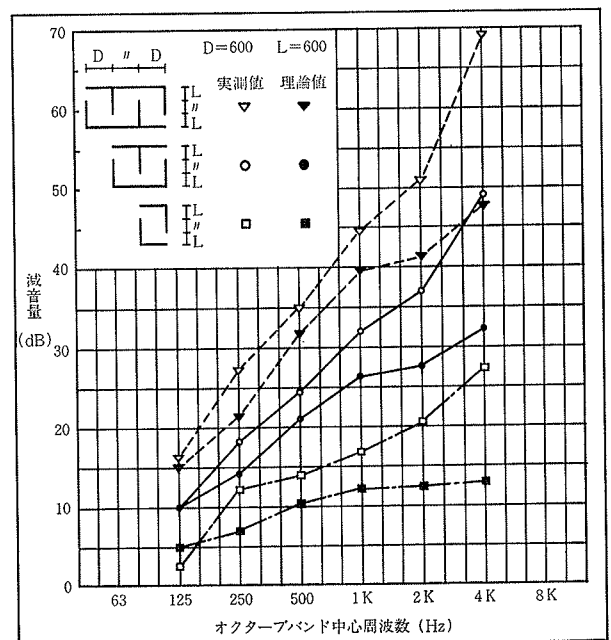


図-8 実測値と Cummings の式の比較 その 2

高音域で合わないのも、高音域では吸音率が高いためやはりチャンバー内で音の拡散が成立しないためと思われる。

3.4. 実験式

Cummings の式は一部を除けば、実測値とよく合っているが計算が少々めんどうなのが難点である。そこである程度の精度を持つ実験式を求めることとした。まず、

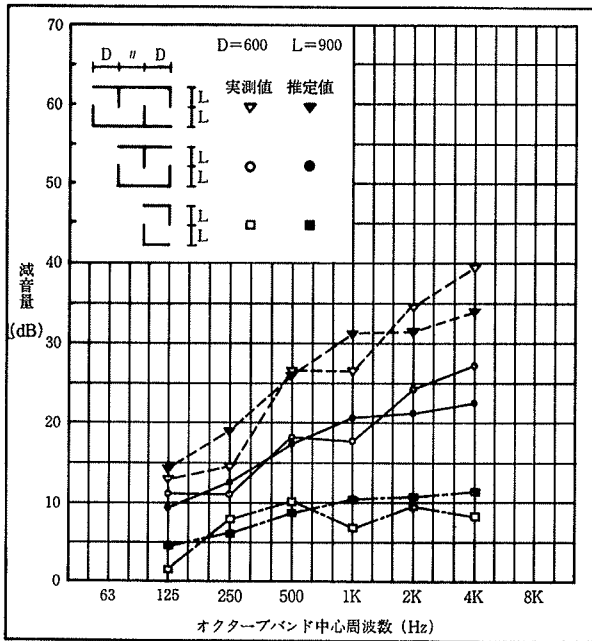


図-9 実測値と実験式の比較 その1

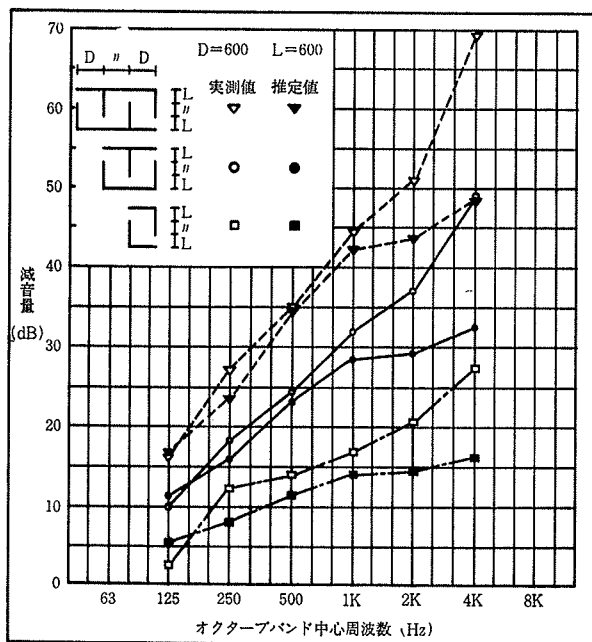


図-10 実測値と実験式の比較 その2

チャンバーの減音量に対する Wells 式²⁾に着目した。下に Wells の式を示す。

$$\text{減音量} = -10 \log_{10} [S(\cos \theta / 2\pi r^2 + 1/R)]$$

この式もチャンバー内の音の拡散を仮定している。この式を実測値と対応させた。迷路段数 2, 3 に対してはこの式の値を単純に 2 倍, 3 倍して対応させた。その結果はほとんどのケースで実測値の方が大きい傾向を示した。特に, $\cos \theta$ の値が小さいケースで差が目立った。そこで Wells の式を変形して実験式を求めることとし, 音源の指向性を $2 \cos^2 \theta$ と仮定した。Wells の式では音源の指向性は 2 (無指向性) である。n を 1 から 4 まで変化させ, その各々に対して開口面の吸音率 (各周波数共) が 0.5 と 1.0 の場合の減音量を求め, 実測値と比較した。実測値との対応が最も良かったのは, n=1 で開口面の吸音率が 1.0 の場合であった。採用した実験式を下に示す。

$$\text{減音量} = -10 \log_{10} [S(\cos^2 \theta / 2 \pi r^2 + 1/R)]$$

この実験式と実測値との比較を図-9, 10に示す。実験式は今回の実験範囲では Cummings の式とほぼ同程度の精度を持っており, 傾向もよく似ている。実測値と差を生じているのは, Cummings の式の場合と同様, タイプ I の D=1,500 mm とタイプ II の D=600 mm とタイプ II のすべてのケースの高音域である。

4. まとめ

実大迷路型消音装置を測定し, 同時に測定した 1/4 模型の減音量と比較した。さらに Cummings の式, 実験式と比較した。実大消音装置の減音量と一番対応が良かったのは言うまでもなく, 1/4 模型の減音量であった。しかし, 模型実験では, 消音装置本体の寸法を相似させ, 吸音材の吸音率を対応させるだけでなく, 吸音材や仕切板の厚さにも注意することが必要であることが分かった。

今回測定を行なった迷路型消音装置については, 次の条件— $\cos \theta$ の値が 0.56 から 0.80 程度であること, 吸音率があまり高くないこと, 迷路段数は 3 まで—を満たせば実験式によって, 十分実用に耐える減音量を求めることができる。

参考文献

- 1) A. Cummings: Journal Sound and Vibration, Vol. 61, No. 3, (1978)
- 2) R. J. Wells: Noise control, Vol. 4, No. 4, (1958)