吸音ダクトの音響特性に関する研究* (理論解析結果と実験結果の比較)

石原 国彦^{*1}, 辻 政範^{*2}, 橘 英俊^{*3}, 安田 竜也^{*2}

Study on Acoustic Characteristics of Lined Duct (Comparison between Analytical Result and Experimental Result)

Kunihiko ISHIHARA^{*1}, Masanori TSUJI,
Hidetoshi TACHIBANA and Tatsuya YASUDA

^{*1}The University of Tokushima, Faculty of Engineering,
2-1 Minami-Jyosanjima-Cho, Tokushima-City, Tokushima-Pref., 770-8506

Lined ducts have often been used to reduce the noises generated in a large wind tunnel and from an engine. Especially, the noise reduction has been strongly required compared to the experimental result to clarify the usefulness of the analysis. As a result, the acoustic characteristics of lined ducts could be predicted by the prediction in the hospital, the office and the rail vehicle in accompany with the spread of the air conditioning. The acoustic characteristics of lined ducts has mainly been studied experimentally and a few analytically. According to these results, attenuation of lined ducts becomes large in a certain frequency range. Then this paper describes the theoretical analysis of sound field inside the duct in order to understand the phenomenon and theoretical result isent theory and theoretical results are useful to predict the attenuation of lined ducts. However it is very important to use the correct impedance of the absorbing materials.

Key Words : Sound and Acoustics, Noise Control, Sound Field Control, Absorbing Material, Lined Duct, Acoustic Impedance

1. 緒 言

吸音ダクトは大型風洞のような大きいものから、エンジンからの排気ダクトのような小さいものまで騒音低減のために幅広く用いられている。特に空調設備が広く普及するに伴って、事務所、病院あるいは鉄道車両などでも低騒音化の要求は多い。

吸音ダクトの音響特性については主に実験的な研究が多く塩川、板本によるグラス・ファイバ・ダクトの音響特性を求めたもの⁽¹⁾、板本ら⁽²⁾や斉藤ら⁽³⁾による内張りダクトでの気流および音響特性を調べたものなどがありデータ集としてもよく用いられている⁽⁴⁾。

著者らは吸音ダクトの音響特性を明らかにするため、ダクト断面の異なる4種類の吸音ダクトを用いそれらの単位長さ当たりの減衰特性を実験およびBEMによる解析により求めた⁽⁵⁾。その結果、単位長さ当たりの減音量はP/Sに比例し、ダクト断面寸法が小さいほど大きく、また減音量の最大となる周波数は1000Hzあたりで断面寸法が大きくなるにつれて低周波側にシフトする傾向が見られた。ここでPは断面内法周長、Sは内法断面積である。

そこで本論文ではこれらの結果の理解を容易にするため、ダクト内音場の理論解析を行った。その結果、理論解析により吸音ダクトの単位長さ当たり減音量を求めることが可能であり、低周波側では断面寸法の依存性が小さく、高周波側で大きいことなどが明らかになった。

2. 実 験

2・1 実験装置

実験装置を図1に示す。本実験では長さが3mで、ダクト断面が(1)W270×H400、(2)W320×H450、(3)W370×H500、

* 原稿受付 2011年8月4日

^{*1} 正員、フェロー、徳島大学大学院ソシオテクノサイエンス研究部
(〒770-8506 徳島県徳島市南常三島町2-1)

^{*2} 学生員、徳島大学大学院先端技術科学教育部

^{*3} 徳島大学大学院先端技術科学教育部

E-mail: ishihara@me.tokushima-u.ac.jp

(4) W470×H600 の4種類のダクトを製作して用いた. 一つの端部は閉じられており, 他の端部は開口になっている. 吸音処理はいずれのダクトも厚み 50mm, 密度 80kg/m^3 のロックウールを用い, 表面は開口率 22.7%(2.5ϕ の孔が 5mm ピッチで千鳥状に配列), 厚み 0.8mm のパンチングメタルで覆われている.

Fig.1 Test apparatus

Fig.2 Normalized acoustic impedance

実験に用いた吸音材の垂直入射音響インピーダンスは, 音響インピーダンスチューブで測定し, 図2のような特性であった. 図中 (L) で示した値は $\phi 100\text{mm}$ の音響管によるものでその周波数範囲は $50\sim 1600\text{Hz}$ である. 一方 (S) で示した値は $\phi 29\text{mm}$ の音響管によるものでその周波数範囲は $500\sim 6400\text{Hz}$ である.

2・2 実験方法

ダクトの閉じられた端部近くにスピーカを設置し, 信号発信機からピンクノイズを出し, 増幅したのちスピーカから音を出し, ダクト内音場を励振させる. 音場の計測は, マイクロホンがそれがダクト断面中央部に位置するように, 小さい車付き台車に固定し, 軸方向に 200mm ずつ位置を変えて音を計測した. 得られた信号はFFTアナライザーにより周波数分析したのち, $1/3$ オクターブの値に直した. なお実験は断面がそれぞれ (1) W270×H400 (内法断面: W170×H300), (2) W320×H450 (同 W220×H350), (3) W370×H500 (同 W270×H400) そして (4) W470×H600 (同 W370×H500) のダクト内音場について, 周波数をパラメータとして距離減衰を求め, その結果を用いて単位長さ当たりの減音量を求めた.

3. 実験結果

図3および図4に4種類のダクト断面を有する吸音ダクトの単位長さ当たりの減音量の実験結果と解析結果をそれぞれ示す. ここでは実験結果と解析結果を比較するため, 実験と全く同じ寸法の吸音ダクトについてBEMによる解析を行った. 解析では表1に示す吸音材の表面インピーダンス比 (実測値で赤色で示した値) を用いた. 実験結果と解析結果はほぼ同様の傾向を示しており, これらから以下のことが言える.

(1) 単位長さ当たりの減音量は P/S に比例する (図5). ここで P は断面内法周長であり S は内法断面積である.

(2)単位長さ当たりの減音量が最大となる周波数はP/Sが0.009から0.019の範囲においてはほぼ1000Hz付近にあるが、断面寸法が大きくなるにつれて低周波側にシフトする傾向がある。

(3)減音量の最大となる周波数よりも低周波側では断面寸法の依存性が小さく、高周波側で大きい。

上記(1)についてはSabineの式、BrueIの式でも取り入れられており、妥当な結果であると言える。ただし、著者らが指摘したようにこれらの式の有用性については周波数範囲に限られることに注意すべきである⁽⁵⁾。

上記(2)と(3)の結果が一般性を有するかを検討するために4章においてダクト内伝搬理論を用いた解析を行う。

Fig.3 Attenuation per unit length (Experimental result)

Fig.4 Attenuation per unit length (Analytical result)

Fig.5 Relationship between attenuation per unit length and P/S (1000Hz)

Table1 Values of impedance ratio

1/3octave frequency	100ptube(L)			29ptube(S)		
	Re(Z)	Im(Z)	α	Re(Z)	Im(Z)	α
125	1.560	-5.92	0.150			
160	1.621	-4.838	0.214			
200	1.159	-4.126	0.214			
250	0.927	-2.578	0.358			
315	1.420	-1.80	0.625			
400	1.605	-1.299	0.758			
500	1.823	-0.988	0.815	1.678	-1.824	0.639
630	1.981	-0.764	0.837	1.612	-1.511	0.708
800	2.096	-0.657	0.837	1.537	-1.333	0.748
1000	2.108	-0.647	0.837	1.200	-0.994	0.877
1250	2.025	-0.640	0.847	1.352	-0.785	0.880
1600	1.835	-0.595	0.875	1.541	-0.802	0.868
2000				1.413	-0.731	0.889
2500				1.284	-0.558	0.929
3150				1.155	-0.381	0.965

4. 理論解析

前章までの本実験および本数値解析あるいはその他の実験において単位長さ当たりの減音量が1000Hz～2000Hzをピークとして高周波域で減少することが明らかになった。Sabineの予測式(1)に従えば吸音率 α に依存し、高周波域でも減音量は減少しないと考えられるが実際は減少する。この理由を明らかにするためには理論的考察が必要と考えるので以下にそれを示す。

4・1 単位長さ当たりの減音量の導出理論^{(6)～(8)}

図1に示すダクト内の音圧 p は式(1)の波動方程式を満たす。

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \nabla^2 p = 0 \quad (1)$$

ここで c は空気中の音速である。

ダクト内を伝播する音波の y, z 面内の音圧モードは対称形または逆対称形になる。このときの (m, n) 次モードに対する一般解は次式で与えられる。

$$p_{mn}(x, y, z) = A_{mn} \left\{ \frac{\cosh}{\sinh} \left(\frac{2\pi g_{ym} y}{l_y} \right) \right\} \left\{ \frac{\cosh}{\sinh} \left(\frac{2\pi g_{zn} z}{l_z} \right) \right\} e^{j\omega \left(t - \frac{\tau_{mn} x}{c} \right)} \quad (2)$$

ここで、

p_{mn} : (m, n) 次モードのダクト内任意点の音圧

m : y 方向モード次数

n : z 方向モード次数

A_{mn} : 入口境界条件で決まる (m, n) 次の音圧振幅

ω : 角周波数

$$\left\{ \frac{\cosh}{\sinh} \left(\quad \right) \right\} : \begin{cases} \text{偶数モードのとき } \cosh(\quad) \\ \text{奇数モードのとき } \sinh(\quad) \end{cases}$$

g_{ym}, g_{zn} : (m, n) 次モードに対する y 方向, z 方向の複素固有値

τ_{mn} : (m, n) 次モードに対応する透過係数

である。また、ダクト内任意点の音圧 $p(x, y, z)$ は各モードの和として

$$p(x, y, z) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} p_{mn}(x, y, z) \quad (3)$$

で与えられる。

複素固有値 (g_{ym}, g_{zn}) は内張り材表面の境界条件から決定され, その境界条件は壁表面で壁に垂直な方向の粒子変位の連続条件から次式で与えられる.

$$\left. \frac{\pm \frac{\partial p_{mn}}{\partial y}}{p_{mn}} \right|_{y=\pm \frac{l_y}{2}} = -j \frac{k}{\varsigma_y} \quad (4)$$

$$\left. \frac{\pm \frac{\partial p_{mn}}{\partial z}}{p_{mn}} \right|_{z=\pm \frac{l_z}{2}} = -j \frac{k}{\varsigma_z} \quad (5)$$

ここで,

k : 波数 ($=\omega/c$)

ς_y, ς_z : 内張り材表面の y 方向, z 方向垂直入射単位面積インピーダンス比 (以後表面インピーダンスと称す)

式(2)を式(4), (5)に代入し整理すると次の複素固有値方程式を得る.

$$g_{ym} \left\{ \frac{\tanh}{\coth} \right\} (\pi g_{ym}) = -j \frac{l_y}{\lambda \varsigma_y} \quad (6)$$

また, z 方向に対して次式を得る.

$$g_{zn} \left\{ \frac{\tanh}{\coth} \right\} (\pi g_{zn}) = -j \frac{l_z}{\lambda \varsigma_z} \quad (7)$$

ここで

λ : 波長

$\left\{ \frac{\tanh}{\coth} \right\} \left(\begin{array}{c} \\ \end{array} \right) : \begin{cases} \text{偶数モードのとき } \tanh() \\ \text{奇数モードのとき } \coth() \end{cases}$

一方, 式(2)を式(1)に代入して整理すると, x 方向の減衰を表す各モードの透過係数 τ_{mn} が次式のように得られる.

$$\tau_{mn} = \pm \sqrt{1 + \lambda^2 \left\{ \left(\frac{g_{ym}}{l_y} \right)^2 + \left(\frac{g_{zn}}{l_z} \right)^2 \right\}} \quad (8)$$

また, x 方向の単位長さ当たりの減音量 $Att_{mn} \text{ (dB/m)}$ は次式で与えられる.

$$Att = -8.68 \frac{\omega}{c} \text{Im}(\tau_{mn}) \quad (9)$$

4・2 解析方法

複素固有値方程式である式(6)を解くために, ここでは y 方向のモードについて $g_{ym} = x + jy$, $\varsigma_y = \alpha_y + j\beta_y$ と置き, 実数である未知数 x と y について解くことにする.

4・2・1 偶数モードについて

$$\tanh(\pi x + i\pi y) = \frac{e^{\pi x + i\pi y} - e^{-\pi x - i\pi y}}{e^{\pi x + i\pi y} + e^{-\pi x - i\pi y}} \quad (10)$$

これを展開して式(6)に代入し, 展開・整理すると次の実数の非線形代数方程式が得られる.

$$\left(\frac{Ax - By}{D} \right) = \frac{-l_y \beta_y}{\lambda(\alpha_y^2 + \beta_y^2)} = \gamma \quad (11)$$

$$\left(\frac{Ay + Bx}{D} \right) = \frac{-l_y \alpha_y}{\lambda(\alpha_y^2 + \beta_y^2)} = \delta \quad (12)$$

ここで

$$A(x, y) = e^{2\pi x} - e^{-2\pi x}$$

$$B(x, y) = 2 \sin 2\pi y$$

$$D(x, y) = e^{2\pi x} + e^{-2\pi x} + 2 \cos 2\pi y$$

$$f(x, y) = x(e^{2\pi x} - e^{-2\pi x}) - 2y \sin 2\pi y$$

$$-\gamma(e^{2\pi x} + e^{-2\pi x} + 2 \cos 2\pi y) = 0 \quad (13)$$

$$g(x, y) = y(e^{2\pi x} - e^{-2\pi x}) + 2x \sin 2\pi y$$

$$-\delta(e^{2\pi x} + e^{-2\pi x} + 2 \cos 2\pi y) = 0 \quad (14)$$

4・2・2 奇数モードについて

$$\coth(\pi x + i\pi y) = \frac{e^{\pi x + i\pi y} + e^{-\pi x - i\pi y}}{e^{\pi x + i\pi y} - e^{-\pi x - i\pi y}} \quad (15)$$

これを展開して式(6)に代入し、展開・整理すると次の実数の非線形代数方程式が得られる。

$$\left(\frac{Ax + By}{D} \right) = \frac{-l_y \beta_y}{\lambda(\alpha_y^2 + \beta_y^2)} = \gamma \quad (16)$$

$$\left(\frac{Ay - Bx}{D} \right) = \frac{-l_y \alpha_y}{\lambda(\alpha_y^2 + \beta_y^2)} = \delta \quad (17)$$

偶数モードと同様に式を展開すれば次式を得る。

$$f(x, y) = x(e^{2\pi x} - e^{-2\pi x}) + 2y \sin 2\pi y$$

$$-\gamma(e^{2\pi x} + e^{-2\pi x} - 2 \cos 2\pi y) = 0 \quad (18)$$

$$g(x, y) = y(e^{2\pi x} - e^{-2\pi x}) - 2x \sin 2\pi y$$

$$-\delta(e^{2\pi x} + e^{-2\pi x} - 2 \cos 2\pi y) = 0 \quad (19)$$

一般に式 (13), (14) あるいは式 (18), (19) のような非線形代数方程式を解くにはニュートン・ラフソン法が用いられる。ところが、この方法では得られた値がいずれのモードに対応するかわからないため適用しにくい。そこでここでは原始的ではあるが、式(13), (14)あるいは式(18), (19)を x, y 平面上に図示し、それらの交点を求めることにした。

4・3 解析結果

4・3・1 偶数モードについて

表 1 に実験で得られた吸音材の表面インピーダンスの値を示す。これらの値のうち赤で示す値を ζ_y に用いて解析した式(13)と式(14)の結果の一部を図 5 に示す。ここでは一例として $l_y=0.5\text{m}$ とした。これらの式はいずれも $f(x, y) = f(-x, -y)$, $g(x, y) = g(-x, -y)$ を満たすので原点对称となる。そこで $y \geq 0$ の範囲のみを示すことにする。

図 6 には(a)250Hz, (b)500Hz, (c)1000Hz と(d)2000Hz の $f(x, y) = 0$ と $g(x, y) = 0$ の図を示している。 $f(x, y) = 0$ の図は青で示す島（ここではこれをモードの島と呼び原点から離れるにつれて高いモードとなる）を形成し、周波数が高くなるとしだいに島が大きくなり、ある周波数に達するとモードの島同士がくっつき、さらに周波数が高くなると島が収縮する傾向となる。一方、 $g(x, y) = 0$ の図は一本の赤で示す曲線を描き、 x 軸に平行な線は周波数が高くなるにつれて y 座標の値が大きくなる傾向を有し、その値がある値を超えると非常に小さい島を作る。

4・3・2 奇数モードについて

Fig.6 Even mode

Fig.7 Odd mode

図7には(a)250Hz, (b)500Hz, (c)1000Hz と(d)2000Hz の $f(x, y) = 0$ と $g(x, y) = 0$ の図を示している. $f(x, y) = 0$ についてはモードの島が形成される様子は y 座標の位置が一つの島だけ上方にシフトしたことを除き偶数モードと同じである. 一方, $g(x, y) = 0$ の図も一本の曲線を描き, x 軸に平行な線 (y 座標の値) が高周波数になるにつれて大きくなることも偶数モードと同傾向と同じである.

これらの交点を求め, 各モード毎に実数部 x と虚数部 y を周波数に対してプロットすると偶数モードに対しては図8および図9, また奇数モードに対しては図10および図11 のようになった. 図中の次数は m のことである.

Fig.8 Real part of even mode

Fig.9 Imaginary part of even mode

Fig.10 Real part of odd mode

Fig.11 Imaginary part of odd mode

まず実部である図8(偶数モード)と図10(奇数モード)の結果では m が0, 2, 4の場合負の値をとり, m が1, 3, 5の場合は0となっている。また虚部である図9(偶数モード)と図11(奇数モード)の結果では m が0, 2, 4の場合は周波数依存があるが, m が1, 3, 5の場合は一定値を示している。そしてこれらの一定値は偶数モードでは m が1, 3, 5のとき固有値はそれぞれ0.5, 1.5, 2.5で, 奇数モードでは m が1, 3, 5のとき固有値はそれぞれ, 1, 2, 3となっている。これらの虚部の結果は剛壁の解, すなわち $-j(m/2)$ と一致している。図12に周波数が1000Hzにおける $(m,n)=(0,0)$, $(m,n)=(1,1)$, $(m,n)=(2,2)$ の偶数, 奇数の断面モードを示す。またそれぞれに対応するダクト長手方向(x 軸)の音圧分布を図12に示す。これらの図より, $(m,n)=(0,0)$ の偶数モードでは左右上下対称な平面的なモード, 奇数モードでは原点対称なモードとなっている。また長手方向では減衰している様子が見てとれる。これに対し $(m,n)=(1,1)$ の場合は固有値の実部が0であることから, 長手方向には減衰しない。さらに $(m,n)=(2,2)$ では長手方向には急激に減衰する。ここには示していないが m,n がさらに大きい場合はさらに減衰が速い。このように $(m,n)=(1,1)$ のような剛壁の解に一致する場合は, 式(20)で与えられる遮断周波数 f_c 以上の周波数では透過係数 τ_{mn} は実数となりダクトの長手方向(x 軸)には減衰しない。

$$f_c = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{m}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{l_z}\right)^2} \quad (20)$$

m, n が偶数の場合は偶数モード，奇数モードともに実部も虚部も周波数依存を示している．また実部の値，傾向とも両モードで似ており，特に $m=2$ と $m=4$ では実部が最小となる周波数および値が両モードほとんど一致している．

Fig.12 Imaginary part of odd mode (1000Hz)

Fig.13 Imaginary part of odd mode (1000Hz)

本理論に表 1 の実測インピーダンス (赤で示す値) を適用して実験と同じダクトの条件で計算した結果と実験結果を同じ図に示したものを図 14 に示す．この図より理論結果と実験結果は一部を除き良い一致を示した．特に両者が合っていない 2000Hz あたりはインピーダンス計測管を大口径(100mmφ)から小口径 (29mmφ) に変更しているため，インピーダンスの計測値に不連続が生じたためである．

5. 考 察

5・1 最大減音量となる周波数の決定因子

理論計算からダクトの減音効果やピーク周波数に影響を及ぼすパラメータを明らかにしていく．ここではすべての周波数で一定のインピーダンスを与えることで，ダクトの減音効果やピーク周波数に及ぼす影響を考察していく．

一般的に吸音材のインピーダンス比については図2に示すように実部の値はすべての周波数域で1.0に近い値を示す。また虚部の値は負値を示し、低周波では虚部の負値の絶対値が大きく、高周波になるにつれ0に近づく。そこですべての周波数に対してインピーダンス比の実部を1.0と固定し、虚部のみ-3.5~0まで0.1刻みで変化させたときのダクトの単位長さ当たりの減音効果を図15に示す。これによりダクトの寸法や形状が減音効果に及ぼす影響を検討する。なおダクト断面の形状はW500T500 (P/S=0.01)の正方形断面としている。

Fig.14 The comparison of theoretical calculation and the experiment

Fig.15 Change of the peak frequency by changing the imaginary part (W500T500 Real part=1.0)

図15の虚部=0のときのピーク周波数を見てみると320Hz付近にあり、ダクト断面方向の1次共鳴周波数($f=c/2D=340/2 \times 0.5=340$ D:ダクトの短辺)に近い値を示す。これは虚部のインピーダンス比=0(かつ実部=1.0)になったことで、ダクトの両端が無反射の条件となり、ダクト長手方向のモードを持たないダクトの断面方向の理論共鳴周波数で減音量が最大となることを示している。そこから虚部の値をどんどん小さくしていくとピーク周波数は高周波側にシフトしながら減音量も増加する。そして虚部の値が-1になると減音効果が最大になる。そこからさらに虚部の値を

小さくしていくと減音効果は低下しながら、ピーク周波数は高周波側にシフトする。

ここで、虚部の負値の絶対値が 2 を超えるような大きな値（実際の吸音材においての低周波域（ここでは約 400Hz 以下）に相当する）における計算結果を見てみると、減音量のピークが高周波（1000Hz 以上）にシフトし、低周波域の減音量も低くなっている。そのため実際の吸音ダクトの低周波側での減音量も小さくなる。さらにインピーダンスの虚部の値が 0 に近い値（実際の吸音材において高周波に相当する）での計算結果を見てみると、減音量のピークは 1000Hz 以下にあり、したがって実際の吸音ダクトでは高周波側で減音量が小さくなる。また虚部の値が -1 に近い値での計算結果は 1000Hz 近傍で減音量のピークを迎える。実際の吸音材においても図 2 からわかるように 1000Hz 付近の周波数において虚部が -1 に近い値をとるため、減音量も大きくなる。そのため、実際の吸音ダクトにおいて、低周波（400Hz 以下）および高周波（1000Hz 以上）で減音量が小さくなり、1000Hz 付近で減音量が山なりとなる減音特性を示すことがこの計算結果から分かる。

5・2 減音量に及ぼす断面寸法の影響

ダクトの寸法や形状が減音量のピーク周波数や減音量そのものに及ぼす影響を理論計算から検討した結果を図 16 に示す。(a)ではダクト断面の縦横比を一定とし、ダクトの内法寸法を 5mm ずつ変化させていく。(b)ではダクトの断面積を一定とし、ダクト断面内法周長を変化させた。なお計算に用いた音響インピーダンスはすべて RW25mm の値を使用した。

Fig.16 Influence of the duct configuration

図 16 の(a)からダクトの縦横比を一定とし、断面積を小さくしていくと、減音効果も高周波域（もともとのピーク周

波数よりも高周波側)に広がる。また減音のピーク周波数も高周波側にシフトしていく。

また図 16 の(b)から、ダクトの断面積を一定とし、ダクト断面内法周長が増していくことでダクト減音効果は広帯域に広がる。すなわち、吸音ダクトは長方形断面の方が減音効果は高く、その効果もダクトの短辺が小さいほど減音効果が高くなる。いずれの図でも断面変化の低周波域(減音量のピーク周波数よりも低周波側)における減音量への影響は少ないことがわかる。

6. 結 言

吸音ダクトの音響特性について理論解析を行い、実験結果と比較した。その結果以下の結論を得た。

- (1) 実験において単位長さ当たりの減音量が把握でき、本実験範囲では 1000~1200Hz で最大となることが判った。また、開口面積が大きくなるにつれて最大値を示す周波数が低周波数側にシフトするとともに減音量も低下する。またこの現象は吸音材のインピーダンス値と密接に関係する。
- (2) 減音量は吸音効果がある周波数域では長さ L と周長/面積(P/S)に比例することが明確になった。
- (3) ダクト断面寸法の減音量に及ぼす影響は低周波域(減音量が最大となる周波数よりも低周波側)ではほとんどなく、高周波域(減音量が最大となる周波数よりも高周波側)で大きい。
- (4) ダクト断面モードのうち m が奇数のときは偶数モード、奇数モードを問わず、ダクト壁が剛の固有値と一致する。また特に $m=1$ の偶数モードはダクト長手方向には減衰しない。
- (5) 吸音ダクトの単位長さ当たりの減音量を支配するのは $m=0$ の偶数モードのみである。
- (6) 吸音ダクトの減音量最大周波数は吸音材のインピーダンス比の虚部の値が 1.0 となる周波数付近に見られ、その減音量最大周波数はダクト寸法によって前後する。

文 献

- (1) 板本守正, 塩川博義, “グラス・ファイバ・ダクト直管部の気流による発生騒音について”, 日本建築学会計画系論文報告集, No. 428 (1991), pp. 21-27.
- (2) 板本守正, 塩川博義, 武田浩之, 西村寛, “内張りダクト直管部および曲管部の気流および音響特性に関する研究”, 日本建築学会大会学術講演梗概集, (1990), pp. 459-460.
- (3) 斎藤一幸, 西村正治, 深津智, 鶴飼義雄, 片山重厚, “内張りダクトの減音量に関する研究”, 三菱重工技報, Vol. 15, No. 3 (1978), pp. 9-21.
- (4) 日本騒音制御工学会編, 建築設備の騒音対策 1 ダクト系の騒音対策, 技報堂出版, (1999), p. 40.
- (5) 石原国彦, “吸音ダクトの音響特性に関する研究(種々の簡易予測法の適用性について)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 77, No. 776 (2011), pp. 1272-1281.
- (6) S.H.Ko, “Sound Attenuation in Lined Rectangular Ducts with Flow and Its Application to the Reduction of Aircraft Engine Noise”, *Journal Acoustic Society of America*, Vol.50, No.6, (1971), pp.1418-1432.
- (7) S.H.Ko, “Sound Attenuation in Acoustically Lined Circular Ducts in the Presence of Uniform Flow and Shear Flow”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 22, No. 2 (1972), pp. 193-210.
- (8) S.H.Ko, “Theoretical Prediction of Sound attenuation in Acoustically Lined Annular Ducts in the Presence of Uniform Flow and Shear Flow”, *Journal of Acoustic Society of America*, Vol. 54, No. 6 (1973), pp. 1592-1606.