長方形ダクトに設けた 1 枚の仕切り平板による(1,0)モード音波の低減*

貞本 晃^{*1}, 白橋 和将^{*2}

Attenuation of (1,0) Mode Sound Wave in Rectangular Duct Using Single Flat Partition

Akira SADAMOTO^{*1} and Kazumasa SHIRAHASHI^{*1} Chubu Univ. Dept. of Mechanical Engineering
Matsumotocho 1200, Kasugai, Aichi, 487-8501 Japan

Higher-order mode sound waves in an infinite rectangular straight duct can be attenuated using a thin flat partition plate inserted in the duct parallel to its axis. In this study, the performance of the single partition is examined for the (1,0) mode sound wave propagating in the duct. The effect of the partition that varies according to its length and position is confirmed by the experiment and the numerical (BEM) calculation, after the experimental and numerical models appropriately representing the (1,0) mode wave propagation in the duct were constructed. The reliability of these approaches is confirmed by comparing the experimental and calculated results that show good accordance for the sound attenuation caused by the partition. For revealing how the partition affects the sound attenuation, the calculated sound fields (sound pressure distributions) in the duct is studied. When the partition locates close to the duct wall, the effective frequency for the sound attenuation depends on the resonance of the sound in the narrow side of the partition. For the other locations of the partition, the effective frequency seems to depend on the resonance of the (1,0) mode sound in the wide side of the partition. In addition, another mechanism of sound attenuation appears when the phase difference between the (1,0) mode wave in the wide side and the plane wave in the narrow side becomes π . In the latter case, the effective frequency range tends to become wider than the former cases.

Key Words : Sound and Acoustics, Sound Attenuation, Duct, Higher-Order Mode Wave, Boundary Element Method

1. 緒 言

ダクト伝ば音は平面波について扱われることが多いが、特定のしゃ断周波数以上において高次モード音波が伝わることはよく知られている⁽¹⁾。高次モード波は平面波よりも減衰しやすいが、特定の条件においては強く発生することがあり、円形ダクトについては航空機エンジン騒音の低減を端緒として古くから研究されている⁽²⁾。一方、長方形断面ダクトにおいて高次モード波を扱ったものには能動騒音制御を用いた森下ら⁽³⁾の研究等があるが、その例は少ないように思われる。

簡単な原理に基づくダクト騒音低減法に、ダクト曲がり部に設けたコーナークレーンを活用する方法がある⁽⁴⁾。この手法の基本原理は、平面波の伝ば経路長差による音の干渉である。一方、高次モード音波が伝ばする場合についても、エルボに設けたバレーンを扱った佐々木ら⁽⁵⁾の研究例が見受けられる。しかし高次モード波の場合には、さらに単純な真直ダクトにダクト軸と平行に薄い平板を入れた場合においても減音効果を得ることができる。筆者らは、長方形ダクト内に(1,0)モード音波が伝わる時の平板による減音効果を測定によって確認したが⁽⁶⁾、この単純な減音法を扱った研究例は他には見あたらないように思われる。減音特性は平板の長さ及び挿入位置によって変化するが、その物理的解釈についての詳しい考察は行っていない。

本研究では、長方形ダクトに設けた 1 枚の薄い仕切り平板による (1,0) モード音波の減音について、その測定法

* 原稿受付 2012 年 10 月 18 日

^{*1} 正員, 中部大学 (〒487-8501 愛知県春日井市松本町 1200)^{*2} 学生員, 中部大学 工学部
E-mail: sada@isc.chubu.ac.jp

を簡単にまとめて測定結果を示すとともに、減音原理についての理解を深めるために、境界要素法による数値解析を行う。数値解析では、まず(1,0)モード波が伝ばするダクト内音場を適切に再現する解析モデルの設定条件を検討する。つぎに、仕切り板による減音特性を求めて測定結果と比較し、解析の妥当性を確認する。さいごにダクト内部音場(音圧分布)を確認し、平板長さと言の位相変化との関係を検討することによって減音原理を考察する。

2. 検討対象モデルの基本構成

本研究で扱うモデルの概要を図1に示す。無限長ダクトでの音響特性を検討するが、測定及び解析で実際に扱えるのは有限長ダクトである。したがって、高さ h 、幅 w の長方形断面を持ち、長さが L の直方体ダクトを考える。ダクトの1つの頂点を原点として、図示の直交座標 xyz を定める。長さ l 、厚さ s の薄い1枚の長方形平板を、原点から d 離れた位置を起点としてダクト内に設ける。平板は z 軸に平行であり、 $x=0$ のダクト壁から a だけ離れた位置にある。説明の都合上、寸法記号 $b=w-a$ を定義し、幅 a の領域(狭いほう)を経路A、幅 b の領域(広いほう)を経路Bとする。

このダクト内において、 x 方向1次の高次モード音波である(1,0)モード波が z の正の向きに伝わる場合を考える。すなわち、ダクト幅 w において位相が π 変化する条件のもとで x 方向に正弦波状となるモードのみを扱う。 w 及び s を固定すると、音場は寸法 l と a 及び周波数によって一義に定まるので、本研究では w を基準とする無次元値を用いる。周波数は、自由空間での波長定数 k を用いて無次元化した kw で表す。検討する周波数範囲は、(1,0)モード波が伝ば可能であり、それ以外の x 方向高次モード波が伝ばしない $\pi \leq kw < 2\pi$ である。

3. 測定装置及び測定方法

測定装置の概要を図2に示す。図示のダクトは、 xz 面に平行で $y=h/2$ の断面に相当する。本研究ではダクト断面寸法を $h=40\text{ mm}$ 、 $w=50\text{ mm}$ に固定する。仕切り板は厚さ $s=0.5\text{ mm}$ のステンレス平板であり、長さ l を20～100 mm、距離 a を5～25 mmの範囲で変化させる。

ダクト壁面の対向する位置($y=h/2$ における $x=0$ と $x=w$)に設けた2個の音源から互いに逆相となる単一周波数音を出力して、ダクト内に(1,0)モード波を伝ばさせる。ドライバ直径13.5 mmのイヤークヘッドホンを多数個用意し、その中から周波数特性が揃っている2個を選んで音源に採用した。図示の面に対して y 方向に対称な装置構成であるから、 y 方向に最低次となる(0,1)モード波は伝ばしない。また、 y 方向2次以上のモード波は $kw < 2\pi$

Fig. 1 Model of the duct with a flat partition inserted

Fig. 2 Experimental apparatus

では伝ばしないので、測定には影響しない。ダクト両端には吸音錐体を設けて音の反射を防ぐ。網状のシートで形成した四角錐の内部に、脱脂綿を約 40 kg/m^3 の密度となるように充填したものである。また図2に示すマイクロホン位置において、マイクロホンをダクト内に挿入し x 方向音圧分布を求め、仕切り板がある場合においてもほぼ(1,0)モード波のみが伝ばすることを確認した。

減音効果を求める測定においては、2個のマイクロホンをダクト壁面の対向する位置($x=0$ と $x=w$)に設けた。ダクトを伝ばする(1,0)モード波のパワーは、伝ば音が(1,0)モード波のみであればダクト壁面での音圧によって評価できるので、測定音場への影響を避けるためにダクト内部での測定は行わない。また、2個のマイクロホンの受信振幅の平均値を求めれば、装置や音源の精度に依存してわずかに生じる平面波の影響が比較的適切に除去できる⁷⁾。測定は、音源に与える単一周波数信号とマイクロホンで受信される信号の伝達特性を、周波数スイープしながら求める方法で行った⁸⁾。ダクトに仕切り板がある場合と無い場合とのdB差を求めることで送受信間での距離減衰の影響を相殺し、これを減音効果 ΔL_p の測定結果とする。

4. 解析

解析には、サイバネットシステム株式会社の境界要素法ソフトウェア WAON 4.1 を用いる。(1,0)モード波のみが伝ばし、仕切り板の効果を適切に評価できるモデルを作成すべく検討した結果、以下の設定とした。

音源として、 $z=0$ の面 (xy 面) に z 方向への粒子速度

$$v_0 = \cos(k_{1x}x), \text{ ただし } k_{1x} = \frac{\pi}{w} \quad (1)$$

を設定する。すなわち、最大振幅が 1 m/s となる(1,0)モード波の断面内速度分布を与える。

ダクトの両端面 ($z=0$ 及び $z=L$) に適切なインピーダンスを設定して、無限長ダクトを構成する。 t を時刻、 C を任意の実数、 j を虚数単位、 ω を角周波数、 k_{1z} を伝ば方向 (z 方向) への波長定数、 ρ を媒質の密度、 c を自由空間での音速とし、 c に対する波長定数を $k = \omega/c$ で表すと、(1,0)モード波の音圧は

$$p(x, z, t) = C \cos(k_{1x}x) \exp\{j(\omega t - k_{1z}z)\} \quad (2)$$

と表せる¹⁾。ここで

$$k_{1x}^2 + k_{1z}^2 = k^2 \text{ より } k_{1z} = \sqrt{k^2 - \left(\frac{\pi}{w}\right)^2} \quad (3)$$

である。また、粒子速度は

$$v(x, z, t) = \frac{k_{1z}}{k\rho c} C \cos(k_{1x}x) \exp\{j(\omega t - k_{1z}z)\} \quad (4)$$

と表せる¹⁾。式(2)～(4)より、 z 方向に伝ばする(1,0)モード波の比音響インピーダンスは、

$$\frac{p}{v} = \frac{k\rho c}{k_{1z}} = \left\{ 1 - \frac{1}{4} \left(\frac{c}{fw} \right)^2 \right\}^{-\frac{1}{2}} \rho c \quad (5)$$

となる。 $f = \omega/(2\pi)$ は周波数であり、インピーダンスは周波数に依存して変化する。式(5)を $z=0$ 及び $z=L$ に設定すれば、無反射端が構成できる。

モデルの形状は図1に示したとおりであり、測定と合致させて $h=40 \text{ mm}$, $w=50 \text{ mm}$, $s=0.5 \text{ mm}$ とする。すなわち、直方体のダクトと直方体の仕切り板で囲まれた一つの閉じた空間の周囲に境界要素を配するモデルとなる。ただし、本研究で扱う音場には y 方向への変化がないので、 $y=h/2$ に対称面を設定する。すなわち、実際の

解析モデルは $0 \leq y \leq h/2$ ($= 20 \text{ mm}$) に作成する。

一つの閉じた空間での音場を扱うので、基本型 (Basic Form) と呼ばれる積分方程式に境界条件を与えて離散化した N 元連立方程式 (N は総要素数) が、各要素での音圧を未知数として解かれる⁹⁾。このとき、境界に与える垂直入射インピーダンスと内向き法線方向速度を同一要素に設定しても方程式は破綻しないので WAON ではその解を得ることができる。本研究の場合、仕切り板によって反射した音が $-z$ の向きに伝わるので、 $z=0$ での解析結果が式 (1) のみに拘束されると音の大きさが適切に評価できない。そのため、 $z=0$ の面に式 (5) のインピーダンスを設定して、連立方程式の未知数に対する影響係数行列に関与させる。これにより適切な解が得られることを確認したうえで、上述の条件設定を用いている。

解析周波数範囲は $\pi \leq kw < 2\pi$ であるが、便宜的に音速を $c = 340 \text{ m/s}$ として 3400 Hz から 6800 Hz までとした。この範囲では平面波も伝ば可能であるが、本研究のモデルで (1,0) モードのみを送出した場合に平面波は基本的に形成されない。

長方形平面のみで構成されるモデルを扱うので、メッシュ形状を正方形とし、その寸法を一辺 2.5 mm とした。自由空間内音波の 1 波長あたりのメッシュ数に換算すると、上記の周波数範囲において 40 個から 20 個となる。なお、式 (5) のインピーダンスの値は面内で一定であるが、式 (1) の音源の値は x 方向に変化する。従って $z=0$ にある各要素には、その中心座標での式 (1) の値を音源の条件として与えた。

モデルの z 方向寸法である L を小さくすることにより、計算量が減って解析時間が短縮できる。ただし極端に短くすると、 z 方向に伝ばする音波の状態を妥当に再現できない。種々の寸法構成について試行的な解析を行って検討した結果から、本研究のモデルは $L = 400 \text{ mm}$ 、 $d = 150 \text{ mm}$ に固定した。

ダクト内音場は y 方向に一樣なので、解析音場は zx 面すなわち境界要素上で検討すればよい。この場合、仕切り板付近の音場を詳細に見るためにはメッシュ寸法 2.5 mm では粗いので、 $100 \text{ mm} \leq z \leq 300 \text{ mm}$ の範囲のみメッシュを一辺 1 mm の正方形とした。この部分のメッシュが 2.5 mm である場合と解析結果はほぼ同じであり、ダクト壁面のメッシュ寸法が z 方向に急変することの影響はないと判断した。総要素数は、仕切り板がない場合で 15000 個となる。

設定したモデルの妥当性を示す一例として、仕切り板がない場合の解析結果 (zx 面での音圧分布) を図 3 に示す。図の左側が音源側である。コンターの色と音圧の関係は図の右上に示すとおりであり、赤色が表示範囲での音圧振幅最大値に相当し、青色が音圧 0 を示す。

図 3 (a) は、上記の設定に従うモデルでの解析結果である。音圧が $x=0$ 及び $x=w$ で最大、 $x=w/2$ で最小となり、 z 方向に一樣な分布が得られている。すなわち、 z の正の向きに伝ばする (1,0) モード波音場が適切に形成できており、本章での音源、無反射端及びダクト長さの設定が適切であると確認できる。実験装置の場合は式 (1) を満たす面音源をダクト端面の全範囲に設けることは困難であり図 2 の音源設定としたが、解析モデルではダクト端面での面音源が有効に機能する。

式 (1) に示したとおり、本解析での音源は、周波数によらず一定の粒子速度で与えている。平面波を扱う場合は、比音響インピーダンス ρc が一定であるから、音圧は周波数に依存しない。一方、式 (5) のとおり、(1,0) モード波音圧は周波数に依存して変化する。6 章において仕切り板を設けた場合の音場を検討するが、コンター図ごとの音圧最大値 [Pa] を付記しても、周波数が異なる図どうしを直接比較することはできない。そこで、これを基準化する。図 3 (a) のように (1,0) モード波が単純に伝ばしているときの最大音圧 ($x=0$ 及び $x=w$ での値) を

Fig. 3 Sound pressure distribution in the duct with no partition: $f = 4000 \text{ Hz}$ ($kw = 3.70$)

基準として、それと同一周波数でのコンター図の音圧最大値を無次元化する．これを $P_{\max}$ として、その値を各図に付記することとする．当然ながら、図 3 (a) では $P_{\max} = 1$ である．

式 (5) による無反射端設定の妥当性を示すため、 $z=L$ の端面での比音響インピーダンス設定を平面波の ρc に変えた場合の解析結果を図 3 (b) に示す．音圧は z 方向に等間隔に変化しており、 $z=L$ の端面で (1,0) モード波が一部反射した場合の音場が得られる． $P_{\max}$ は 1.3 であり、 $P_{\max} = 1$ の進行波に対して $P_{\max} = 0.3$ の反射波が干渉していることになる．すなわち、端面での反射率が 0.3 となる．図 3 (a) と (b) を見比べれば、ダクト端面に (1,0) モード波インピーダンスを設定することの妥当性が明らかである．

図 3 (c) は、 $z=L$ の端面を剛壁とした場合である．端面で全反射となるので、 $x=0$ 及び $x=w$ においても明確な節が現れる． $P_{\max}$ は 2 となるはずであるが、解析結果では 1.98 となった．理想的な音場は厳密には形成できていないといえるが、本研究の目的の範囲内では問題ないと判断した．現行の解析モデルにおいては、ダクト長 L を長くしても解析音場の精度向上には寄与しないので、 $L=400$ mm が適切と考えている．

仕切り板を通過した音の大きさは、 $z=350$ mm のダクト断面に、2.5 mm 間隔で格子状に設けた観測点（境界要素の解析結果から、音場空間内の音圧等を算出する点）で評価した．これらの点列を通過する音の強さを面内で合算してダクト伝ば音のパワーとし、仕切り板がない場合とある場合の dB 差を減音効果 ΔL_p の解析結果とした． l が長い場合に仕切り板の後端が観測点にかなり近くなるが、通過パワーを評価するので板の後端近傍に生じる高次の減衰モードの影響は受けない．事前にダクト長 L や観測点位置を変えた場合での解析を行って、 $z=350$ mm であれば妥当な結果が得られると判断した．

5. 測定結果と解析結果の比較

減音効果 ΔL_p の測定結果と解析結果をまとめて図 4 に示す．測定時の温度に依存する音速の違いは、横軸を無次元周波数 kw とすることによって規準化できている．

図示のとおり、測定結果と解析結果のいずれの曲線も、ピークを除けば、周波数に対しておおそなめらかに変化している．仮に透過側ダクト内に z 方向の定在波成分が形成されているとすると、受音位置での定在波の空間的位相が周波数に伴って変化し、それが仕切り板の有無によって異なるために、減音効果曲線には周波数に対するうねりが重畳する．また、仕切り板を有する場合の音源側音場には、音源からの進行波と仕切り板での反射波の重畳による z 方向定在波成分が形成され、その空間的位相は周波数に伴って変化する．仮に解析結果における式 (5) の無反射条件が $z=0$ で機能しなければ、そこでの粒子速度は式 (1) に拘束される．すなわち、 $z=0$ での空間的位相に応じて解析結果の音の大きさが定まるので、減音効果曲線には周波数に対するうねりが重畳する．しかし、本研究での設定において得た図 4 の曲線にうねりはなく、ダクト両端での無反射条件が測定及び解析のいずれにおいてもほどよく達成されているといえる．

図 4 の各曲線とも、対象とした全周波数範囲において測定結果と解析結果がかなりよく一致している．概していえば ΔL_p は特定の周波数でピークを持つ特性を示すが、測定でのピーク周波数は解析結果より少し大きめになり、ピーク値は解析結果より小さくなる．これは、解析では無視している減衰の影響が測定で生じているためと思われる．仕切り板がダクト壁に最も近い $a/w=0.1$ の場合に測定と解析との差が大きめになるが、この条件では減衰の影響を受けやすいことが考えられる．

$a/w=0.2$ の場合、図 4 (f) での $kw=4.8$ 付近及び図 4 (g) での $kw=5.4$ 付近でのピークは先鋭ではなくやや広帯域となっている．これらにおける ΔL_p の極大値は、解析結果では 35 dB を越えているが、測定結果では 25 dB 程度であり、図 4 の中では両者の違いが最も目立つ． ΔL_p が大きいほど測定される (1,0) モード波が小さいので、相対的に測定精度の影響を受けやすくなる．2 個の音源の特性差及び装置形状精度に依存するが、測定装置では平面波の伝ばを完全に抑えることができない．仕切り板で (1,0) モード波を十分に減音した結果、重畳して伝ばしていた平面波の影響が相対的に大きくなり、測定結果の ΔL_p に上限を与えることが考えられる．

以上の差異はあるものの本研究での測定と解析の結果はよく合っており、測定及び解析が十分適切に行われたと判断してよい．解析の妥当性が確認できたので、次章以降では解析をもとに減音原理を考える．

なお、おおまかな傾向として、平板長さ l が短いほど、またダクト壁から平板までの距離 a が長いほど、ピーク周波数が高くなる． $l/w \leq 0.6$ ではピークが 1 つしか生じず減音帯域がかなり狭いが、 $l/w \geq 0.8$ ではピークが 2

つ(ないしは3つ)となり, 総じて言えば l が長くなると減音帯域も広がる. ただし, l が長くなると減音特性は複雑になり, 比較的なだらかな広帯域のピークが生じる場合もある. 例えば $a/w=0.2$ の場合の図 4 (g) の減音効果は図 4 (h) よりも大きいと見なせるので, 一概に l が長いほうが減音に有利とはいえない.

Fig. 4 Attenuation of the (1,0) mode wave in the duct with the flat partition

また、 $a/w=0.5$ すなわちダクト幅方向の中央に仕切り板を置いたときにはおおよそ減音効果は得られないが、 kw が π に近い値の場合には $a/w < 0.5$ の場合と同様に多少の減音効果が現れる。効果の大きさは l に依存して異なるが、この帯域においても測定結果と解析結果はよく一致している。(1,0)モードしゃ断周波数付近ではダクト端での反射が防ぎにくいために正確な測定は困難であると考えていたが、図4では $kw = \pi$ の近傍まで適切に測定できていることが分かる。

6. 解析による音場の観察

紙面の都合上、周波数に伴うダクト内音場の変化については掲載しないが、いかなる寸法条件においても ΔL_p が大きくなる周波数において、仕切り板を通過する音が低減されていることは自明である。本研究の解析では減

Fig. 5 Sound pressure distribution in the duct with the flat partition

衰による音の低減はないので、減音効果を得ている周波数では仕切り板部分において音が反射し $-z$ の向きに伝わることになる。すなわち、ダクトの音源側には図3(b)の如き(1,0)モードの定在波音場が明確に形成される。また、仕切り板近傍での音圧が大きくなり、特徴的な分布を示す音場となる。数多くの寸法条件で得られる音場を比較検討した結果、いくつかの特徴的なパターンが現れることが分かったので、これらの例を zx 面($y=0$)上の境界要素での音圧分布として図5にカラーコンターで示す。各図に付記した $P_{\max}$ は4章で定義したとおり、仕切り板への入射音圧で無次元化した値であり、各表示範囲での最大音圧が入射音圧の何倍かを示している。

表示範囲は $100\text{ mm} \leq z \leq 300\text{ mm}$ であり、図の左側が音源側である。減音ピークでの音場であるから、図の右側の音圧は一樣に小さくなる。一方、左側には定在波音場ができ、減音ピークにおいては仕切り板部分でほぼ全反射するので図3(c)と同様の分布になって、音圧は入射音のほぼ2倍になる。図5のうち $P_{\max}$ が2に近いコンター図においては当該音場が明確に見えるが、図5(a)のように $P_{\max}$ が大きい場合には入射側の定在波音場は判別しづらくなる。これは、図5の表示方法においては、やむを得ないことである。

図5(a)～(e)は、仕切り板がダクト壁に最も近い $a/w=0.1$ の場合である。図示以外の場合も $a/w=0.1$ での減音ピークにおける音場の多くは同図(a), (c), (d)及び(e)と同様のパターンとなり、 z 方向に大きく変化する音圧分布が経路Aに強く生じる。 $P_{\max}$ の値は板が長くなるほど小さくなるが、板が無い場合よりはかなり大きな音圧が経路Aに生じている。仕切り板両端には音圧の節が接しており、板の長さ及び周波数に応じて経路Aでの節の数が定まる気柱共鳴の如き音場となっている。一方、同図(b)のみが特異な分布であり、 $P_{\max}$ の値は約2であって、板の位置での全反射音と入射音との干渉による値と見なせる。経路Bを含む音源側ダクトに(1,0)モード定在波音場が明確に生じ、経路Aでの節は仕切り板の音源側端部には接していない。図示以外の条件でこれと同じパターンの分布が得られるのは、 $a/w=0.1$ で l/w が1に近い場合のみである。

図5(f)～(i)は $a/w=0.2$ の場合であり、経路Aには z 方向に変化する分布、経路Bには(1,0)モード定在波の如き分布が生じる。図示以外の $a/w=0.2$ の場合においてもすべからず同様の分布が得られるが、経路AとBのいずれの音圧が大きくなるかは寸法 l 及び周波数に依存する。ただし総じていえば、同図(f)や(g)のように経路Bでの(1,0)モード状音圧分布の振幅が大きくなる場合が多く、 $P_{\max}$ の値はさほど大きくはないものの2を越えている。 $P_{\max}$ が大きいほど経路Bでの音圧が相対的に大きくなる傾向にあり、一般的には経路Bの音場が支配的になるようである。経路Bを介して z 方向に生じる節の間隔は、(f)では仕切り板長さ l の約2倍であり、(g)では l にほぼ等しく、(i)では約1/2倍になっている。すなわち、経路Bに現れる(1,0)モード音場の z 方向波長と仕切り板長さに何らかの有意な関係が存在すると推察できる。

図5(j)及び(k)は $a/w=0.3$ 、(l)及び(m)は $a/w=0.4$ の場合であり、仕切り板がダクト壁から離れてダクト軸に近づくほど経路Aでの音圧分布が不明確になり、振幅も小さくなる。一方、経路Bには $a/w=0.2$ の場合と同様に(1,0)モード定在波の如き分布が現れる。この傾向は図示以外の条件においても同様であり、 $P_{\max}$ の値は $a/w=0.3$ よりも $a/w=0.4$ の場合のほうが大きい。すなわち、板がダクト軸に近づくほど経路Bでの(1,0)モード定在波音場が強く生じると考えてよい。

7. 減音周波数の検討

本章では、減音周波数と仕切り板の長さ l 及び位置 a との関係を具体的に検討する。

まず、図4に示した寸法条件に加えてさらに l/w を0.1ずつ変化させた場合の解析も行なって減音特性曲線でのピーク周波数を求め、これらをまとめたものを図6に示す。なお、図4には急峻なピークとなだらかなピークが存在するが、後者(例えば同図(i)の $a/w=0.2$ における $kw \approx 5.9$)も含めてプロットした。図中の緑色の破線はダクト幅 w での(2,0)モードしゃ断周波数であり、青色の破線は経路Bに対する(1,0)モードしゃ断周波数すなわち $kb = \pi$ を満たす kw の値である。

概して言えば、減音周波数は l に対してほぼ規則的に小さくなり、 l が特定の長さを越えると $kw=2\pi$ 付近に次の減音ピークが現れて、その周波数も l に対してほぼ規則的に減少する。ただし、 $a/w=0.1$ と0.2の場合では、 l に伴って増加する傾向を示す変化も見られる。また、減音周波数は a/w によらず $kb \geq \pi$ となる周波数範囲すなわち経路Bで(1,0)モード波が伝ば可能となる周波数範囲において得られるが、 $a/w=0.1$ で l/w が1近傍の場合のみ $kb > \pi$ の条件をわずかに満たさない場合があり、このときの音場が図5(b)に示した特異な分布になっている。

以下では、減音周波数と仕切り板長さ l の関係を考察する。まず、図 5 (a), (c), (d) 及び (e) に示した $a/w = 0.1$ の音場においては、経路 A での z 方向平面波波長と l に有意な関係があると思われる。単純に長さが l で両側が開端である気柱を考えると、その共鳴周波数は

$$kl = n\pi \text{ すなわち } kw = kl \times \frac{w}{l} = n\pi \times \left(\frac{l}{w}\right)^{-1} \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (6)$$

で与えられる。しかし、図 5 の経路 A における定在波の節は仕切り板両端よりも少し外側にあり、いわゆる端部補正 Δl に相当する値を考慮すべきである。経路 A の両側に等しい Δl を仮定すると $k(l + 2\Delta l) = n\pi$ より

$$kl = n\pi \times \left(1 + \frac{2\Delta l}{l}\right)^{-1} \text{ すなわち } kw = n\pi \times \left(\frac{l}{w} + \frac{2\Delta l}{w}\right)^{-1} \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (7)$$

となる。

一方、図 5 (b) のような音場の場合には、経路 A と経路 B の両方の効果が現れていると見なすべきであろう。この場合、経路 A を z 方向に伝わる平面波と経路 B を z 方向に伝わる (1,0) モード波の位相差が減音に関わっていることが考えられる。これを便宜上「干渉型」と見なすことにして、考察を進める。長さ l で両者の位相が π ずれる場合を考えると、

$$kl - k_{1z}l = \pi \quad (8)$$

となる。式 (3) より経路 B (幅 b) では

$$k_{1z} = \sqrt{k^2 - \left(\frac{\pi}{b}\right)^2} \quad (9)$$

Fig. 6 Peak frequency vs. partition length and position: ---, $kw = 2\pi$; ---, $kb = \pi$

であるから、これと式 (8) を連立させて k_{1z} を消去すると、

$$kl = \frac{\pi}{2} \left\{ \left(\frac{w}{b} \times \frac{l}{w} \right)^2 + 1 \right\} \quad (10)$$

となる。

以上の考察に基づき、図 6 (a) にプロットした減音周波数 kw を kl に換算したものを図 7 にマーカで示すとともに、式 (6) の値を緑色の破線で加えた。式 (7) の Δl については、その値を定める物理的根拠が不確かであるが、 $\Delta l = 0.8a$ (経路幅の 0.8 倍となる端部補正) を仮定すると図 6 の減音周波数との整合が良好となる。そこで、式 (7) に $2\Delta l/w = 2 \times 0.8 \times a/w = 0.16$ を代入して kl の値を計算し、これを図 7 にピンク色の実線で示した。さらに、式 (10) に $w/b = 1/0.9$ を代入して求めた kl の値を青色の実線で示した。

同図より、多くの減音周波数は式 (7) の値に沿っており、端部補正を考慮した経路 A が共鳴状態になることが減音に寄与していると見なしてよい。また、 $0.8 \leq l/w \leq 1.4$ での 1 次 (低周波数側での) 減音周波数は式 (10) の値に沿っており、経路 A と B を伝わる異なるモードの音の干渉も減音に寄与している。後者は図 5 (b) に示した音場に対応しており、この場合にも (a), (c), (d) 及び (e) とは音場の様子が異なる理由が明確となった。図 6 (a) に示したとおり、このときの減音周波数が経路 B でのしゃ断周波数をわずかに下回る場合があるが、板すなわち経路が短いので、ここでの解釈が成立するものと考えられる。式 (10) に沿う減音周波数は図 4 では (c) から (f) までの低周波数側のピークに対応しているが、これらのピークでは比較的広帯域に減音効果が得られており、仕切り板の効果が干渉型として得られる場合において広い効果が得られるようである。

つぎに、図 5 に示した $a/w = 0.2$ の音場を見ると、前章で述べたとおり経路 A よりもむしろ経路 B での z 方向波長と l に有意な関係があるように思われる。そこで、経路 B (幅 b) における (1,0) モード波の、仕切り板長さ l に対する位相変化に着目する。この値は、式 (9) より

$$k_{1z}l = \sqrt{k^2 - \left(\frac{\pi}{b}\right)^2} \times l = \sqrt{(kw)^2 - \left(\pi \frac{w}{b}\right)^2} \times \frac{l}{w} \quad (11)$$

Fig. 7 kl vs. l/w for $a/w = 0.1$

Fig. 8 $k_{1z}l$ vs. l/w for $a/w = 0.2$

で与えられる． $w/b=1/0.8$ の条件において，図6(b)にプロットした減音周波数 kw を式(11)の $k_{1z}l$ に換算したものを図8にマーカで示す．また，同図には $k_{1z}l=\pi/2, 5\pi/4, 2\pi$ 及び $11\pi/4$ を示すピンク色の直線を書き加えた．

一方，図7で検討した干渉型の減音は $a/w=0.2$ の場合にも起こり得ると思われる．図8では減音周波数を $k_{1z}l$ に換算して示すので，式(10)の kl の値をそのまま図8に示すことはできない．そこで，式(10)の代わりに，式(8)と(9)を連立させて k を消去して

$$k_{1z}l = \frac{\pi}{2} \left\{ \left(\frac{w}{b} \times \frac{l}{w} \right)^2 - 1 \right\} \quad (12)$$

とする． $w/b=1/0.8$ として式(12)を計算した結果を青色の曲線で図8に書き加えた．

図8より，多くの減音周波数は $k_{1z}l=\pi/2, 5\pi/4, 2\pi$ もしくは $11\pi/4$ に近い値となっている． $k_{1z}l$ の値が概ね $3\pi/4$ ずつ変化する理由は明確ではないが，経路Bにおける(1,0)モードの定在波音場の形成が減音に寄与していることは確かだと思われる．

一方，これらに沿わない減音周波数の値は，式(12)の値(青色の曲線)にほぼ沿っている．この曲線とマーカとの隔たりは図7の場合に比べてやや大きい． $a/w=0.2$ では $a/w=0.1$ の場合よりも経路Aについては幅 a が2倍になり，経路Bについては w から b に縮小する変化が大きくなるので，音場の複雑度が増して，単純に長さ l での位相差が π になるという仮定との隔たりが大きくなるものと思われる．式(12)に対応する減音時の音場は，例えば図5では(i)に相当し，経路Aでの音圧が経路Bと同等程度になっており， $P_{\max}$ はほぼ2に等しい．すなわち，逆位相に基づく干渉による減音という理解がしやすい．また，これらの減音周波数は図4では(e)～(g)の減音帯域が広がっているピークと，(h)と(i)のなだらかなピークに対応している． $a/w=0.1$ の場合と同様に，仕切り板の効果が干渉型として得られる場合において広帯域の減音効果が得られるようである．

8. まとめ

無限長の長方形ダクトの途中にダクト軸と平行に1枚の薄い仕切り平板を挿入することによる(1,0)モード音波の低減について，(2,0)モード以下断周波数以下の帯域において測定及び数値解析により検討した．

- (1) 測定においては，比較的長いダクトの両端に吸音体を設け，(1,0)モード波のみが伝わる音場を形成した．
- (2) 境界要素法を用いた解析では，比較的短い直方体ダクトモデル(境界要素)を作成し，一端に(1,0)モード波の速度振幅(断面内分布)を与え，両端に(1,0)モード波の比音響インピーダンス(周波数依存値)を与えることにより，(1,0)モード波のみが一つの向きに進行する音場を精度よく形成した．
- (3) 上記モデルの中に薄い仕切り平板を設けて測定及び解析を行い，平板を通過する(1,0)モード波の透過特性(減音効果)を求めたところ，測定と解析の両方においてダクト両端での無反射条件が適切に達成されていると見なせる結果を得ることができ，測定結果と解析結果はよく一致した．
- (4) 減音効果は概ね特定の周波数で現れ，いくつかの減音ピークを持つ周波数特性曲線が得られる．
- (5) 仕切り平板の効果は，その長さ及び挿入位置(ダクト壁から平板までの距離)に依存して異なる．
- (6) 平板で仕切られた二つの経路のうち広い側の経路幅で定まる(1,0)モードの軸方向位相と平面波の軸方向位相との差が平板長さに対して π となる周波数付近において減音効果が得られる．すなわち，広い側の(1,0)モード波と狭い側の平面波の位相反転による干渉型の減音が生じると見なせる．この原理に基づく減音ピークは比較的広い周波数帯域での効果を示す．このピークとともに，下記の減音ピークも現れる．
- (7) 平板がダクト壁に近い場合には，狭い側の経路に比較的強い定在波音場が形成されるときにも減音効果が得られる．このときの周波数は，経路幅の0.8倍となる端部補正を平板の両側に付加した長さに基づく両端開口気柱共鳴周波数とほぼ一致する．平板が短い場合は当該長さが半波長に相当する減音ピークしか得られないが，平板が長くなると1波長に相当する減音ピークも現れる．さらに長くなると1.5波長や2波長に相当する減音ピークが現れるが，半波長や1波長に相当するピークは(1,0)モード波の伝ば帯域から外れて生じなくなる．これらの減音ピークは比較的狭帯域(先鋭)である．
- (8) 平板がダクト壁から離れると，上記(7)に基づく減音ピークは現れなくなるが，広い側の経路に(1,0)モ

ード波定在波音場が形成されるときに減音効果が得られる。広い側の経路幅がダクト幅の0.8倍となる条件においては、平板長さに対する当該(1,0)モードの位相変化がほぼ $\pi/2$, $5\pi/4$, 2π もしくは $11\pi/4$ となる条件で減音周波数が定まる。これらの周波数での減音ピークは比較的狭帯域(先鋭)である。

文 献

- (1) Munjal, M.L., "Acoustics of Ducts and Mufflers", Wiley - Interscience, (1987), pp.6-9.
- (2) Tyler, J.M., and Sofrin, T.G., "Axial Flow Compressor Noise Studies", *S.A.E. Transaction*, 70 (1961), pp.309-332.
- (3) 森下達哉, 山口千晶, 田中利幸, 多氣昌生, 森卓支, "モード分解・生成に基づく高次モード成分を含むダクト内騒音のアクティブコントロール", 日本音響学会誌, Vol.51, No.4 (1995), pp.282-290.
- (4) 椿下庸二, 森亮輔, "ダクト曲がり部のスプリッタによる音の低減", 日本機械学会論文集B編, Vol.69, No.680 (2003), pp.848-853.
- (5) 佐々木悠哉, 寺尾道仁, 関根秀久, 鈴木誠人, "直角エルボの一次モード波音響透過損失に与える整流バーンの効果", 日本騒音制御工学会秋季研究発表会講演論文集, (2009), pp.61-64.
- (6) 貞本晃, 椿下庸二, 伊勢谷論史, "矩形ダクトに設けた直線状スプリッタによる高次モード音波の低減", 日本機械学会 Dynamics and Design Conference, (2006), pp.1-4 (CD-ROM).
- (7) 貞本晃, 村上芳則, 柘田茂樹, "円形ダクト内を伝搬する非平面波の距離減衰と断面積変化部での反射・透過に関する実験", 日本音響学会誌, Vol.49, No.4 (1993), pp.227-234.
- (8) 貞本晃, 椿下庸二, 村上芳則, "矩形ダクトの対向する二辺に对称に設けた短い膨張空洞の共鳴特性", 日本機械学会論文集C編, Vol.71, No.707 (2005), pp.2135-2140.
- (9) 日本建築学会, "音環境の数値シミュレーション", 丸善, (2011), pp.77-81