音響パワーバランスに基づいたダクト騒音予測法の研究*

西村 正治^{*1}, 林 泰道^{*2}, 北川 和夫^{*3}, 長谷川 素由^{*4}

A New Method for Predicting Duct Noise by Acoustic Power Balance.

M. Nishimura, Y. Hayashi, K. Kitagawa and M. Hasegawa.

It is very hard to make a prediction of the rather high frequency noise propagating through ducts by FEM or BEM. Then the simple one dimensional method is ordinarily used which considers only noise source and sound attenuation. But, this method cannot deal with the acoustic characteristics of branches, reflections, loop duct and so on, therefore it is not applicable to complicated real duct systems.

This report presents a new method to predict duct noise by the theory of the acoustic power balance. The method is constructed by the continuity of acoustic power across any duct crosssection, and it is considered to be a kind of energy methods. Then it is suitable for analyzing random noise in rather high frequency. By applying to an air conditioning duct system, this method has been proved to be sufficiently reasonable.

Key words ; Noise prediction, Duct noise, Energy method, Acoustic power balance, Air-conditioner, Duct system

1. 諸 言

ダクト系の音響解析には、伝達マトリックス法⁽¹⁾, ノーマルモード法⁽²⁾, 有限要素法⁽³⁾, 境界要素法⁽⁴⁾などが広く用いられているが, これらはいずれも波動論が適用できる比較的低周波数域の音を対象としている。一方, 高周波数域の音については, 一般にエネルギー論的な考え方が成り立ち, 統計的エネルギー解析法(SEA法⁽⁵⁾)が有効と考えられている。しかし, その適用に当っては各要素が拡散場であることが必要で, ダクト系のように音響エネルギーが蓄積されにくい系には一般に適用し難い。

このような周波数域の音に対して現在実用化されている手法は, 単純に音源からダクト出口開口端までを一つの通路と考えて, その途中の減衰を考慮した程度

のものに限られており⁽⁶⁾, 本手法をループ管路, 分岐, 反射端などを含む実際の複雑ダクト系へ適用するには無理がある。

そこで本報では, このような複雑ダクト系の音響解析を可能にする新しい解析手法を提案する。本手法はダクト内の各断面での音響パワーの連続性を考慮し, ダクトをエネルギー論に基づいて定式化した手法であり, ここでは音響パワーバランス法と呼ぶ。本手法は, 比較的高周波のランダム音の解析に適しており, ビルの空調ダクト系, プラントの配管ダクト系のような複雑ダクト系での内部音, 開口部放射音の予測等幅広い適用分野が期待できる。

2. 音響パワーバランスの方程式

2.1 基礎式 音響パワーバランスの基礎式の導出に当り, ダクト断面内の音響インテンシティ分布は一樣と仮定し, またダクト系は一次元と考える。図1は, ダクト要素の境界面を接点とし, そこを通過する音響パワーを示している。この場合, 接点に出入する音響パワーは次のバランス式を満足する。

* 平成元年4月4日 第66期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和63年6月1日。

*¹ 正員, 三菱重工業(株)高砂研究所 (〒676 高砂市荒井町新浜2-1-1)。

*² 三菱重工業(株)技術本部システム技術部 (〒652 神戸市兵庫区和田崎町1-1-1)。

*³ 三菱重工業(株)神戸造船所 (〒652 神戸市兵庫区和田崎町1-1-1)。

*⁴ 正員, 姫路工業大学 (〒671-22 姫路市書写2167)。

図1 ダクト要素境界面での音響パワーバランス

$$W_j^{RO} = \tau_j^R W_j^{RI} + R_j^L W_j^{LI} \quad (1)$$

$$W_j^{LO} = \tau_j^L W_j^{LI} + R_j^R W_j^{RI} \quad (2)$$

ここで、 W_j はj点に入出する音響パワーを示し、 τ_j 、 R_j は透過率、反射率に、添字Rは右方向進行波に、Lは左方向進行波にそれぞれ対応する。また、Iは接点に入射する成分を示し、Oは接点から出ていく成分を示す。本関係式は、ダクト要素の連なりに適用すると以下になる。

(1) 隣接2要素へ接続する場合 まず単純な場合として、図2のように、各要素が隣接する2つの要素に接続している場合を考える。直ダクト、縮小拡大、ベンド等、ダクト要素の大部分はこの関係で接続されている。図2の場合、要素αに関する音響パワーバランス式は次のようになる。

$$W_i^{RO} = \tau_i^R W_i^{RI} + R_i^L W_i^{LI} \quad (3)$$

$$W_j^{LO} = \tau_j^L W_j^{LI} + R_j^R W_j^{RI} \quad (4)$$

$$W_i^{LI} = \sigma_{ji} W_j^{LO} + \pi_i^L \quad (5)$$

$$W_j^{RI} = \sigma_{ij} W_i^{RO} + \pi_j^R \quad (6)$$

ここで、 σ_{ij} はiからjに向かう音響パワーの伝達率を示す。また、 π_i^L 、 π_j^R はそれぞれ、要素α内で発生し、接点iに左進行波として入射する音響パワーおよび、接点jに右進行波として入射する音響パワーを示す。式(3)~(6)は、接点に入射する音響パワー成分のみを未知数として次のようにまとめられる。

$$W_j^{RI} - \sigma_{ij} \left\{ R_i^R W_i^{RI} + \tau_i^L W_i^{LI} \right\} = \pi_j^R \quad (7)$$

$$W_i^{LI} - \sigma_{ji} \left\{ R_j^R W_j^{RI} + \tau_j^L W_j^{LI} \right\} = \pi_i^L \quad (8)$$

同様に、接点jについて次のバランス式が成立つ。

$$W_j^{LI} - \sigma_{kj} \left\{ R_k^R W_k^{RI} + \tau_k^L W_k^{LI} \right\} = \pi_j^L \quad (9)$$

式(7)、(9)が接点jにおける音響パワーバランス式である。

(2) 複数要素に接続する場合 次に図3に示すように、各要素が複数要素に接続している場合を考える。

図2 隣接2要素に接続する場合の音響パワーバランス

図3 複数要素に接続する場合の音響パワーバランス

図4 端の要素の場合

分岐、チャンバがこれに対応する。この場合、同様にして接点jに関する音響パワーバランス式を導くと次のようになる。

$$W_j^{RI} - \sum_{i=1}^n \sigma_{ij} \left(\tau_i^R W_i^{RI} + R_i^L W_i^{LI} \right) = \pi_j^R \quad (10)$$

$$W_j^{LI} - \sum_{k=1}^m \sigma_{kj} \left(\tau_k^L W_k^{LI} + R_k^R W_k^{RI} \right) = \pi_j^L \quad (11)$$

式(10)、(11)は当然式(7)、(9)の関係も含んでおり、これは音響パワーバランスの一般式である。

(3) 端の要素の場合 開口端や閉端のような端の要素について考える。図4のjが端の接点とすると、式(11)においてkなる接点が存在しない。よってここでは境界に外から入射する音響パワー π_j^L のみを与え、式(11)は下式で置き換えられる。

$$W_j^{LI} = \pi_j^L \quad (12)$$

2.2 システム方程式 実際のダクト系は図5のように複雑にダクト要素が連なっているが、すべての接点において式(10)、(11)が成立する。よってMヶの接点を持つ全体系としては、下式のように2M元の連立方程式が成立する。

図5 ダクト系(ダクト要素の連なり)の例

$$A \cdot \begin{bmatrix} W^{RI} \\ W^{LI} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \pi^{RI} \\ \pi^{LI} \end{bmatrix} \quad (13)$$

ここで、 W^{RI} , W^{LI} は各接点への入射音響パワーベクトル、 π^{RI} , π^{LI} は各要素内での発生音響パワーベクトルである。また、 A は $-\sigma_{ij}\tau_i^R$, $-\sigma_{ij}\tau_i^L$ や R_i^L , R_i^R を成分とする行列である。

よって、各接点間の伝達率、各接点での透過率、反射率、および各要素での発生音響パワーを与えることにより、式(13)から各接点への入射音響パワーが求まる。また、各接点から出ていく音響パワーは式(1), (2)を用いて求められる。

2.3 放射音響パワーレベルと内部音圧レベル

本計算で最終的に求めたいのは、開口端からの放射音響パワーレベルとダクト内各部の音圧レベルである。

図4で接点 j を開口端とすると、そこでの放射音響パワーレベル $L_{W_{rj}}$ は次式で求まる。

$$L_{W_{rj}} = 10 \log \left(\frac{W_j^{RI}}{W_o} \right) \quad (14)$$

ここで、 W_o は基準音響パワー ($=10^{-12}$ [watt]) である。

また、図3で接点 j の要素 α 側の音圧レベル $L_{P_{ja}}$ および要素 β 側の音圧レベル $L_{P_{j\beta}}$ は、それぞれ左右両進行波成分の和として次のように求まる。

$$L_{P_{ja}} = 10 \log \left(\frac{P_{ja}}{P_o} \right) = 10 \log \left\{ \frac{\rho c}{P_o^2 S_\alpha} (W_j^{RI} + W_j^{LO}) \right\} \quad (15)$$

$$L_{P_{j\beta}} = 10 \log \left(\frac{P_{j\beta}}{P_o} \right) = 10 \log \left\{ \frac{\rho c}{P_o^2 S_\beta} (W_j^{RO} + W_j^{LI}) \right\} \quad (16)$$

ここで、 ρ は気体密度 [kg/m³], c は音速 [m/sec], S_α , S_β は各要素の断面積 [m²], P_o は基準音圧 ($=2 \times 10^{-5}$ [N/m²]) である。

3. 主要要素の音響特性値

以上の計算を実行するには、各接点間の伝達率、各接点での透過率および反射率を与える必要がある。これらの音響特性値を、主要要素についてのみに、以下に整理しておく。

(1) 直ダクト 図6に示す直ダクトでの伝達率 σ_{ij} は次式で与えられる。(付録参照)

$$\sigma_{ij} = \exp \left\{ -\frac{A_{ia}}{4.34} \cdot L_a \right\} \quad (17)$$

ここで、 A_{ia} は単位長さ当りの減音量 [dB/m], であり、ダクト壁での音の吸収、透過、内部気体分子による吸収等の効果を含む。

(2) 拡大・縮小 図7に示す拡大・縮小断面での反射率 R , 透過率 τ は次式で与えられる。

$$\text{拡大の場合: } R_j^L = 0 \quad (18)$$

$$\tau_j^L = 1 \quad (19)$$

$$\text{縮小の場合: } R_j^R = 1 - \frac{A_j^R}{S_a} - \frac{S_\beta}{S_a} \quad (20)$$

$$\tau_j^R = \frac{S_\beta}{S_a} \quad (21)$$

ここで、 A_j^R は吸音力 [m²] である。なお、低周波領域ではインピーダンスの不整合による反射が生じるが、ここでは無視している。

(3) ベンドおよび隣接2要素に接続したチャンバ

図8に示す隣接2要素に接続したベンドやチャンバの音響特性値は、吸音チャンバの考え方⁽⁷⁾を用いて以下の式で与えられる。(付録参照)

$$\tau_i^R = \tau_j^R = \tau_i^L = \tau_j^L = 1 \quad (22)$$

$$R_i^L = R_j^R = 0 \quad (23)$$

図6 直ダクト

図7 拡大, 縮小

図8 隣接2要素に接続したチャンバ

$$R_i^R = \frac{1 - \bar{a}_a}{A_{ia}} S_i \quad (24)$$

$$R_j^L = \frac{1 - \bar{a}_a}{A_{ia}} S_j \quad (25)$$

$$\sigma_{ij} = \left(\frac{\cos \phi_{ij}}{2\pi q_{ij}^2} + \frac{1 - \bar{a}_a}{A_{ia}} \right) S_i \quad (26)$$

$$\sigma_{ji} = \left(\frac{\cos \phi_{ji}}{2\pi q_{ji}^2} + \frac{1 - \bar{a}_a}{A_{ia}} \right) S_j \quad (27)$$

ここで、 S_i, S_j はそれぞれ接点 i, j の断面積、 $\bar{a}_a$ はチャンバ α の平均吸音率、 A_{ia} は吸音力である。また $q_{ij} = q_{ji}$ 、 ϕ_{ij} 、 ϕ_{ji} は図 8 に示す距離、角度である。

なお実際の現象では、チャンバ入口での反射率 R_i^R 、 R_j^L がほぼ 0 であり、チャンバ内で反射した音響パワーが要素 β 、 r にもどっていきと考えられる。しかし、そのように考えると σ 、 R の定式化が難しくなり、ここでは、式 (24)、(25) に示すように反射音響パワーはチャンバに入る前に反射されたものとして扱った。逆に、 $R_i^L = R_j^R = 0$ 、 $\tau_i^L = \tau_j^R = 1$ とし、チャンバ内での反射は見かけ上考慮しなかった。一方、接点でのパワーバランスを考慮すると、 $\tau_i^R \leq 1 - R_i^R$ 、 $\tau_j^L \leq 1 - R_j^L$ となる必要があるが、このようにおくと、チャンバへの入射音響パワーが減少することになり、伝達音響パワーが正しく求まらない。よって、ここでは、 $\tau_i^R = \tau_j^L = 1$ とおいた。このように定式化することにより、系全体としてのバランスは保証できる。

また、内部での発生音響パワーは開口面積に応じて分配されと考え、接点へ入射する発生音響パワーを次式で与える。(付録参照)

$$\pi_i^L = \pi_a \frac{S_i}{A_{ia}} \quad (28)$$

$$\pi_j^R = \pi_a \frac{S_j}{A_{ia}} \quad (29)$$

ここで、 π_a はチャンバ α 内部での発生音響パワーである。

(4) 分岐および複数隣接要素に接続したチャンバ

図 9 に示す複数隣接要素に接続したチャンバの音響特性値は、上記と同様に考えると、それぞれ次式で表

$$\tau_i^R = \tau_i^L = 1 \quad (30)$$

$$R_i^L = 0 \quad (31)$$

$$R_i^R = \frac{1 - \bar{a}_a}{A_{ia}} S_i \quad (32)$$

$$\sigma_{ij} = \left(\frac{\cos \phi_{ij}}{2\pi q_{ij}^2} + \frac{1 - \bar{a}_a}{A_{ia}} \right) S_j \quad (i \neq j) \quad (33)$$

$$\pi_i^L = \pi_a \frac{S_i}{A_{ia}} \quad (i, j = 1, 2, \dots, n) \quad (34)$$

図9 複数隣接要素に接続したチャンバ

図10 ダクト端

(5) 閉端および開口端 図10に示すダクト端での音響特性値は次式で表わされる。

$$R_j^R = \begin{cases} 1 & (\text{閉端}) \\ R_r & (\text{開端}) \end{cases} \quad (35)$$

$$\tau_j^R = 1 - R_j^R \quad (36)$$

$$\tau_j^L = 1 \quad (37)$$

ここで、 R_r は開口端反射率である。

(6) 要素内での発生音響パワー 本計算を実行するにあたって入力する発生音響パワーとしては、主音源である送風機の他に、ベンド、ダンパ、ルーバ等での気流による2次発生音がある。これらのデータは既にかかり整備されているが⁽⁸⁾、必要に応じ、別途単体テストで実測したデータが使用できる。

図11は吹出しルーバにおける気流による2次発生音スペクトルの例を示したものである。ここで、発生音は気流が物体に作用した時に発生する双極子音と考えられるから、次の無次元値で表示できる。

$$K_W = L_W - 10 \log \left(\frac{\rho}{c^3} S v^6 \right) - 120 \quad (38)$$

$$S_i = \frac{f \cdot D}{v} \quad (39)$$

ここに、 K_W は、比音響パワースペクトル、 L_W は発生音響パワースペクトル、 S はダクト断面積 [m^2]、 v は通過流速 [m/sec]、 S_i は無次元周波数 (ストローハル数)、 f は周波数 [Hz]、 D は代表寸法 [m] を表わす。

各要素内での発生音響パワー π は、図11のような無次元チャートを用い、式 (38)、(39) から計算される L_W で次のように求められる。

$$\pi = 2W_0 10^{\frac{L_W}{10}} \quad (40)$$

図11 気流による2次発生音の無次元化スペクトルの例
ここで、ダクト端に設置した場合、発生音響パワーは上、下流
にはほぼ均等に放射されると考えた。

4. 実測値との対比

本解析手法の妥当性を検証するため、2～3の例について、ダクト内音、放射音に対する実測値と、本手法による予測計算値との対比を行った。

図12は、簡単な分岐ダクトにおいて、スピーカを鳴らした場合の音圧分布を示したものである。□750mm、□500mmのダクトで平面波仮定の成立する周波数はそれぞれ227Hz、340Hz以下であり、それより低い125Hzでは本予測値と実測値の誤差は大きい、500Hz、1kHzのように高周波領域では予測計算精度が向上している。

図13は、ダンパや吸音チャンバを含んだダクトに気流を流した場合、出口から放射する音響パワーを示したものである。音源は、ダンパやルーバにおける気流による2次発生音である。予測計算では、それらについて単独に求めた2次発生音を音源として入力しているが、放射音響パワーの実測値と計算値は、スペクトルパターンも絶対値も非常に良く一致している。

図14は、実プラント中央制御室における空調ダクト系の騒音を予測したものである。各吹出し口から放射音響パワーレベルについては実測値と比較している。予測値と実測値の誤差は大部分±3dB以内であり、十分な精度と考えられる。また、この値に基づいて予測した室内平均音圧レベルは実測値と非常に良く一致した。さらに本予測計算により、ダクト内部の音圧分布も計算できる。これを用いると各場所に寄与する主要音源の推定が容易であり、適切な騒音対策の立案にも役立つ。

以上、音響パワーバランス法によるダクト系騒音予測計算結果は、実測値とかなり良く一致し、本手法の妥当性と有用性が確認された。なお、本計算コードは流路の圧損計算、流量分配計算コードと組合せられており、各吹出し口ごとに必要な風量を与えると、送風機

の必要容量、各ダンパの開度が求まり、それらに基づいた各部騒音の予測が可能である。

図12 ダクト内音圧分布、予測計算値と実験値の対比例

(b) Bend+Damper+Chamber

図13 開口部放射音響パワーレベル予測計算値と実測値の対比例

図14 中央制御室における空調ダクト系の騒音予測値と実測値の比較

5. 結 言

本研究を通じて得られた主な結論は、下記のように要約される。

(1) 複雑なダクト系の内部音および開口部放射音を、ダクト内の各断面での音響パワーの連続性を考慮して予測する、新しい音響パワーバランス法を提唱した。

(2) 従来のSEA法は拡散性の大きい音場を持つ要素にのみその適用が限られていたが、本手法は直ダクトのように拡散性の小さな音場要素の場合にも十分適用できる。

(3) 本手法は、従来の簡便法で扱えなかった、ループ管路、分岐管路および反射端等を含む管路系の音響解析にも適用可能である。

(4) 直ダクト、ベンド、チャンバ等における伝達率、反射率、透過率を定式化し、本手法を実験結果や実機計測結果と比較検討した結果、ダクト内部音圧分布および開口部放射音を高精度に予測できることが確認できた。

付 録

1. 式(17)の導出

直ダクトの単位長さ当りの減音量を Att_a [dB/m]

とすると、次の関係が与えられる。

$$L_{w_i}^{RI} - L_{w_j}^{RI} = Att_a \cdot L_a \quad (付1)$$

ここで、左辺は音響パワーレベルであり $L_{w_i}^{RI} = 10 \log (W_i^{RI}/W_0)$ である。

よって、次の関係が得られる。

$$\frac{W_i^{RI}}{W_j^{RI}} = \exp \left\{ \frac{Att_a}{4.34} L_a \right\} \quad (付2)$$

一方

$$\sigma_{ij} = \frac{W_j^{RI}}{W_i^{RO}} = \frac{W_j^{RI}}{\tau_i^R W_i^{RI}} \quad (付3)$$

で、直ダクトでは、 $\tau_i^R = 1$ だから、

$$\sigma_{ij} = \exp \left\{ -\frac{Att_a}{4.34} L_a \right\} \quad (付4)$$

2. 式(26), (27), (33)の導出

吸音チャンバーの減音量の式⁽⁷⁾から

$$L_{w_i RI} - L_{w_j RO} = -10 \log \left\{ S_j \left(\frac{\cos \phi_{ij}}{2 \pi q_{ij}^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}_a}{A t_a} \right) \right\} \quad (\text{付5})$$

であり、次の関係が得られる。

$$\frac{W_j RO}{W_i RI} = S_j \left(\frac{\cos \phi_{ij}}{2 \pi q_{ij}^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}_a}{A t_a} \right) \quad (\text{付6})$$

一方

$$\sigma_{ij} = \frac{W_j RI}{W_i RO} = \frac{W_j RO \tau_j^R}{\tau_i^R W_i RI} \quad (\text{付7})$$

である。ここで、 $\tau_i^R = \tau_j^R = 1$ と置くと、次式が得られる。

$$\sigma_{ij} = S_j \left(\frac{\cos \phi_{ij}}{2 \pi q_{ij}^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}_a}{A t_a} \right) \quad (\text{付8})$$

3. 式(24), (25), (32)の導出

式(付8)の第1項は直接音の項であり、接点*i*からチャンバに入った音響パワーがチャンバ内で反射し、接点*i*に入射するまでの伝達率 σ_{ii} には含まれない。

$$\sigma_{ii} = S_i \frac{1 - \bar{\alpha}_a}{A t_a} \quad (\text{付9})$$

式(24)では、このようなチャンバ内での反射効果をチャンバ入口での反射率 R_i^R に置きかえているから次の関係が得られる。

$$R_i^R = \tau_i^R \cdot \sigma_{ii} \cdot \tau_i^L \quad (\text{付10})$$

ここで $\tau_i^R = \tau_j^R = 1$ と置くと、次式が得られる。

$$R_i^R = S_i \frac{1 - \bar{\alpha}_a}{A t_a} \quad (\text{付11})$$

4. 式(28), (29), (34)の導出

チャンバ内部に音響パワー π_α の音源がある場合は、直接音が内表面全体に広がると考えると、接点*i*に入射する音響パワー π_i^L は次式で表わされる。

$$\pi_i^L = \pi_\alpha S_i \left(\frac{1}{S_i} + \frac{1 - \bar{\alpha}_a}{A t_a} \right) \quad (\text{付12})$$

ここで、 $A t_a = \bar{\alpha}_\alpha S_i$ だから次式が成り立つ。

$$\pi_i^L = \pi_\alpha \frac{S_i}{A t_a} \quad (\text{付13})$$

文 献

- (1) 西村・ほか3名, 日機講論No.87-0900A (1988) 他
- (2) 西村・ほか4名, 三菱重工技法Vol.15 No.3 (1978) 他
- (3) 寺尾・ほか1名, 日音講論(昭和58年3月) 他
- (4) 寺尾・ほか2名, 日音講論(昭和61年3月) 他
- (5) R. H. Lyon, "Statistical Energy Analysis of Dynamic Systems", MIT Press (1975)
- (6) 平田・ほか3名, 日立評論Vol.61, No.2 (1979)
- (7) ASHRAE, "Guid and Data Book" Chap 14 (1961)
- (8) S. G. F. Bendien & D. V. Halm, The Heating and Ventilating Engineer (Nov. 1975)

討 論

〔質問〕 梶 昭次郎〔東京大学工学部〕

結言の(2)で貴手法が拡散性の小さな場に適用できるとして、SEA法との違いを強調しているが、図12では拡散性の大きいと考えられる高周波数域のほうの実験結果との一致が良好である。この点矛盾するのではないか。

また、SEA法と貴手法および実験との結果の比較対比はどうなるか。

〔回答〕 本文で拡散性の大きい場とは、音場の内部減衰が小さく、かつ音波の伝播方向が空間的に均質な場を意味しており、換言すれば、隣接要素との境界での反射率の大きい場に対応する。図12の計算ではおのおのの計測点に対応して要素を区切る必要があり、その場合、直ダクト要素は隣接境界での反射率は小さく、音場の拡散性は小さくなる。本手法は、このような場でも精度良い予測計算が可能であるが、SEA法では次のように矛盾が生じる。

今、一端閉一端開の剛壁直ダクトの開端付近に音響パワー π の音源があり、開口端から音が放射する場合と考える。この場合、ダクト内で減衰がないとすると、 π なる音響パワーがダクト内を開端に向かって流れ、放射することになる。このダクトを N 個の要素に区切ってSEA法で解く場合、SEA法では付図1のように、隣接要素間の内部音響エネルギー密度の差に依存して音響エネルギーが流れていくと考えているから、要素ごとに π に見合ったエネルギー密度の差が生じる必要がある。したがって付図2のように、内部エネルギー密度は要素分割の仕方によって異なり、矛盾を生じる。一方本文で示した音響パワーバランス法では、ダクト内の音響エネルギー密度分布が要素分割の仕方

< Element >

付図1 SEA法における音響パワーバランス

付図2 直ダクトにおける音響エネルギー密度分布計算例

に依らず一定であり、妥当な結果が得られる。

なお、低周波数領域で精度が悪くなっているのは、本来波動論で扱うべき領域をエネルギー論で予測しているためであり、当然の結果と言える。