音響 FEM による管群気柱共鳴抑止用吸音構造設計法*

西田 英一^{*1}, 三木 将裕^{*2}, 定岡 紀行^{*2}
濱川 洋充^{*3}, 深野 徹^{*4}Design Method of Sound Absorber for Anti Acoustic Resonance
in Tube Bundles Based on Acoustic FEMEiichi NISHIDA^{*5}, Masahiro MIKI, Noriyuki SADAOKA,
Hiromitsu HAMAKAWA and Toru FUKANO^{*5} Department of Mechanical System Engineering, Shonan Institute of Technology,
1-1-25 Tsujido-Nishikaigan, Fujisawa-shi, Kanagawa, 251-8511 Japan

Equipment of sound absorbers mid-air in the duct is an effective countermeasure for anti acoustic resonance in tube bundles of heat exchangers. Its design method, including the number or placement of absorbers in the duct space for efficient performance, was developed based on acoustic FEM. Here, the acoustic characteristics of absorbers, such as effective bulk modulus, loss factor or density of the air within the absorbers are needed. These parameters are evaluated by flow resistance method or impedance tube method. Complex eigenvalue analysis with acoustic FEM is executed which yields the increase of modal damping ratio by the equipment of absorbers. In order to verify the above-mentioned method, the acoustic experiment with the scale model of coal-fired boilers was conducted and experimental and analytical results are in good agreement. Finally this method was applied to the actual boiler plant and based on these results, it was confirmed that the proposed method is the effective countermeasure for the anti acoustic resonance in heat exchangers.

Key Words: Sound Absorber, Characteristic Impedance, Acoustic Resonance, Tube Bundle, Acoustic FEM, Impedance Tube Test, Heat Exchanger

1. 結 論

熱交換器管群部で生じる気柱共鳴現象は騒音問題だけでなく、最悪の場合には構造的な損傷を引き起こすため長い間研究が続けられてきたが、いまだに熱交換器設計者の懸案事項として残されている。特に、共鳴モードが通常のパターンである管軸直角方向でなく、ガス流れ方向に卓越したものである場合については、最近研究例も報告されている⁽¹⁾が、その設計段階での予測はもちろんのこと、トラブル対策に関してもはん用的な方法は未確立と思われる。

このような状況において著者らは、吸音体を従来のダクト内壁に設置するのではなく、ダクト内空間に設置することによる共鳴抑止法に関する研究を進めてきた⁽²⁾。この方法のメリットは、任意の方向の共鳴モードに対して有効であること、管群による共鳴現象で発

生することが多い長波長の低次モードにも、十分な抑止効果が期待できることである。

その設計上の課題を述べる。ダクト形状が複雑であったり、ダクト内の温度こう配が無視できない場合、吸音効果の評価には音響 FEM 解析が必要となる。その際、壁面設置の場合には吸音体を境界条件として、比較的容易にモデル化できるのに対し、空間配置の場合にはこの方法は適用できず、吸音体の音響物性値(実効密度、損失係数等)を用いたモデル化が必要となる。また、低周波数領域(100 Hz 以下)での音響物性値のデータは皆無に近く、その同定が必要となる。

本報の目的は、上記課題を解決し、吸音体の材質、員数、ダクト内配置等の適正化に必要な設計解析法を提供することにある。吸音体の音響物性値の同定に関しては、最近多くの方法が提案されている⁽³⁾が、ここでは従来実績の多い方法である Delany-Bazley の流動抵抗を用いた実験式⁽⁴⁾、あるいはインピーダンスチューブ法⁽⁵⁾を用いる。また吸音体を含む空間の音響 FEM による複素固有値解析法⁽⁶⁾を導入し、さらに実機共鳴データ情報を併用して抑止対象共鳴モードを絞り込み、吸音体の設置によるモード減衰比の増分量を評価する。このような一連の設計手順に基づく管群気柱共鳴抑止用吸音体構造設計法を提案し、その計算精

* 原稿受付 2004 年 6 月 21 日 改定原稿受付日 2006 年 8 月 15 日。

^{*1} 正員、湘南工科大学機械システム工学科(〒251-8511 藤沢市辻堂西海岸 1-1-25)。

^{*2} 正員、(株)日立製作所電力・電機開発研究所(〒319-1221 日立市大みか町 7-2-1)。

^{*3} 正員、大分大学工学部(〒870-1192 大分市且野原 700)。

^{*4} 正員、久留米工業大学工学部(〒830-0052 久留米市上津町 2228)。

E-mail: nishida@mech.shonan-it.ac.jp

度の実験検証, および実機(大容量石炭焚ボイラ)への適用例を通じ, その実用性を示す。

2. 実機における共鳴現象と 吸音体設計法の概要

2・1 共鳴現象 以下, 実機における気柱共鳴現象を, 大容量石炭焚ボイラでの事例を用いて説明する。図1にボイラの燃焼室後部のダクト構造を示す。燃焼室から出た燃焼ガスは, 蒸発器, 節炭器等と称する伝熱管群を内蔵するダクト内を下降して, 右側出口に流出する。伝熱管群部の管軸は, 図1の z 方向である。このダクト内で生じた代表的な共鳴モードのFEM計算結果を, 図2に示す(対応する実測値は図16参照)。両者とも鉛直, 水平方向(x - y 平面内)に連成した形状であるが, 図2(a)では流れに直交する方向(x 方向)に節間隔が短い, つまりこの方向が支配的で, 「揚力モード」と称する。これに対し, 図2(b)では流れ($-y$)方向の節間隔が短く, これを「抗力モード」と呼ぶことにする。さらに各次の共鳴モードを特定するために, x (揚力)方向, y (抗力)方向の節の数を用いる。図2の場合にはそれぞれ(4, 1)モード, (2, 7)モードと呼ぶことにする。抗力モードは発生事例は少ないが, 対策が困難なモードといわれている。

Fig. 1 Structure of tube bundles and acoustic absorbers

Fig. 2 Classification of acoustic mode shapes by FE model

2・2 吸音体構造 図1右側に, これらの共鳴モードを抑止すべく考案した吸音体構造を示す。吸音体は図1左側に示すように, その効果を十分発揮させるために, 圧力変動表示した共鳴モードの節(音響粒子速度の腹)近くに置く必要があるが, ダクト下部の三角すいの構造を有する燃焼灰収納装置(ホッパ)を背後空気層として活用し, この条件を満たしている。そのほか, この構造を採用する際の背景, 留意事項を以下に述べる。①抗力/揚力両モードに対して, 広い吸音表面積を確保する。②燃焼灰が傾斜面を滑り落ちて, スムーズにホッパに収容されるような傾斜角度(灰の安息角以上)を確保する。③燃焼灰の衝突による磨耗から吸音体表面保護すべく, 多孔板で表面をカバーする(開口率は実験により決定する)。④三角屋根の内側に燃焼ガスの流路を確保し, 圧力損失を最低限に抑える。なお, 使用環境温度(約300°C)を考慮し, 材質は耐熱性セラミックファイバとした。

図3にこの吸音体の個数, 配置等を決定するために考案した設計解析法の概要を示す。この現象が, 音場/流れ場(放出渦)間のフィードバックによる自励振動現象であることを踏まえ, 安定判別理論に基づいている。同理論によれば, 吸音体の設置による音響エネルギー吸収性能の増分(モード減衰比の増分 Δh_i , i は問題となる共鳴モードの次数を示す)が, 共鳴の共振強度 H_i を上回る条件を満たすように, 吸音体を設計すればよい。後者は実機の共鳴測定データから, また前者は音響 FEM の複素固有値解析により算出する。3章以下, 吸音体を含む空間の音響 FEM を中心に提案法を詳述する。

3. 吸音体モデル化方法

吸音体の有限要素法によるモデル化に必要な音響物性値は, 次式に示す吸音体内の音波の波動方程式の中に含まれている。

Fig. 3 Acoustic absorber design flow based on feedback stability theory

$$\rho \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} + r \frac{\partial u_n}{\partial t} - K \nabla^2 u_n = 0 \quad (1)$$

$$K^* = K(1 + j\eta)$$

ここに, $u_n (n=x, y, z)$ は音響粒子変位の x, y, z 方向成分, ρ, K, r, η は吸音体中の気体の密度, 体積弾性率, 粘性減衰係数, および損失係数である。この式に基づく有限要素法によれば, 各要素の構成方程式の重ね合わせにより, 次式に示すように質量, 減衰, および複素剛性の行列 M, C, K^* から成る系全体についての運動方程式が導かれる⁽⁶⁾。

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = 0 \quad (2)$$

ここに, u は音響粒子変位のベクトルである。 $u = Ue^{st}$ において複素固有値解析を行うと, 複素固有値 s は実部, 虚部を表す σ_i, ω_{di} を用いて次式で与えられる。

$$s_i = -\sigma_i + j\omega_{di} \quad (3)$$

ここで減衰は微小であると仮定し, 減衰のモデルとしてモード減衰を導入する。つまり, s は次式に示すように, 共鳴周波数 ω_i , モード減衰比 h_i で表すことができるものとする。

$$s_i = -h_i\omega_i + j\sqrt{1-h_i^2}\omega_i \approx -h_i\omega_i + j\omega_i \quad (4)$$

図 3 に示すモード減衰比の増分 Δh_i は, この h_i で与えられる。

次に, 上記 4 個の音響物性値の同定方法の流れを図 4 に示す。同定方法は, 吸音材の流れ抵抗を用いる方法⁽⁴⁾ と, インピーダンスチューブ実験に基づく方法⁽⁵⁾ の二つに大別される。

まず前者であるが, 吸音材のかさ密度 ρ_m のみを必要とする, 使用が比較的容易な手法である。最初にかさ密度 ρ_m から流れ抵抗 R_l を求める。両者の関係はデータ化⁽⁷⁾ されており, その一例を図 5⁽⁸⁾ に示す。次に, Delany-Bazley の方法⁽⁴⁾ により, R_l より次式を用いて二つの音響物性値(特性インピーダンス Z , 伝搬定数 γ)を求める。

$$Z = R + jX \quad (5)$$

$$R = Z_0[1 + 0.0571(\rho_0 f/R_l)^{-0.754}]$$

$$X = -Z_0 \times 0.087(\rho_0 f/R_l)^{-0.732}$$

$$Z_0 = \rho_0 c_0$$

$$\gamma = a + j\beta \quad (6)$$

$$a/k_0 = 0.189(\rho_0 f/R_l)^{-0.595}$$

$$\beta/k_0 = 1 + 0.0978(\rho_0 f/R_l)^{-0.700}$$

ここに, Z_0, ρ_0, c_0, k_0 は空気中の音波の特性インピーダンス, 密度, 音速および波数, また f は周波数である。以下, 添字 0 は空気中の値であることを示す。上式には以下に示す適用範囲が存在する。

$$0.01 \leq \rho_0 f/R_l \leq 1 \quad (7)$$

最後に次の関係式を用いて, 音響物性値(Z, γ)から有限要素モデル用のパラメータ(ρ^*, K^*)への変換を行う。ここに, $\rho^* = \rho - jr/\omega$ である。

$$Z = \sqrt{\rho^* K^*}, \quad \gamma = j\omega \sqrt{\rho^* / K^*} \quad (8)$$

後に述べるように, 共鳴再現実験用ボイラ模型 [図 12(a) 参照] に用いる吸音材(グラスウール)は, 本手法の適用条件 [式(7)] を満たすが, 実機で使用する吸音材(セラミックファイバ)はこの方法の適用範囲外であり, かつ気柱共鳴のような低周波数でのデータも皆無に近いため, 図 4 のインピーダンスチューブ実験法を適用した。この実験法では, 図 6 に示すスピーカ

Fig. 5 Relation between flow resistance and bulk density⁽⁸⁾ in absorbing materials

Fig. 4 Flow of acoustic characteristics identification

Fig. 6 Setup of Impedance tube tests

とダクトから成る装置に吸音材を設置し、スピーカ周波数掃引時の音圧分布測定結果を次式に代入し、吸音材表面の垂直入射インピーダンス Z_n を同定する。

$$a = \frac{1}{\pi} \tanh^{-1} \left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right), \quad b = 1 - \frac{L_1}{2L_2} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$Z_n = R_n + jX_n \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$R_n = \frac{Z_0 \sinh(2\pi a)}{\cosh(2\pi a) + \cos(2\pi b)}$$

$$X_n = \frac{Z_0 \sin(2\pi b)}{\cosh(2\pi a) + \cos(2\pi b)}$$

背後空気層あり、なしの二つのケースについての実験から、垂直入射インピーダンス Z_{n1} , Z_{n2} を求め、次式を連立させて音響物性値 (Z , γ) への変換を行う。

$$Z_{n1} = Z \cdot \coth(\gamma d) \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$Z_{n2} = Z \frac{Z_0 \coth(jk_0 l_0) + Z \tanh \gamma d}{Z_0 \coth(jk_0 l_0) \tanh \gamma d + Z} \quad \dots\dots\dots (12)$$

なお、この実験の測定値 $P_{\min}$, $P_{\max}$, L_1 , L_2 , 各種寸法 d , l_0 の内容は、図 6 に示すとおりである。 k_0 は空気中の音波の波数である。以下の手順は流れ抵抗法と同じである。

この方法を適用したところ、次の問題点が明らかとなった。同定結果が図 6 に示す測定値 L_1 , L_2 の値によって大きくばらつくこと、波長の 1/4 程度の背後空気層 l_0 が必要となるが、実験スペースが限られていること、また多孔板開口率等のパラメータ実験を行うには、実験時間がかかりすぎることである。そこでこれらを解消すべく、図 4 の $\langle B_2 \rangle$ に示す方法、つまり、背後空気層ありの実験の代わりに吸音材中の音速データで代用することにし、式 (12) の代わりに次式を用いることにした。

$$c = \sqrt{K/\rho} \quad \dots\dots\dots (13)$$

式 (12) は複素数であるが上式は実数であるため、情報が一つ減ることに対応して同定すべきパラメータを低減すべく、本来は二つのパラメータ (r , η) で表されるエネルギー吸収特性を η に集約した。以下、これを等価損失係数 η' と称する。したがって、これに密度 ρ , 体積弾性率 K を加え、同定すべき音響物性値は三つになる。

4. 吸音特性評価実験

ボイラ模型用吸音材(グラスウール)、実機用吸音材(耐熱性セラミックファイバ)のデータを表 1 に示す。本章では、これらの材料の音響物性同定実験について述べる。

4.1 実機用吸音材特性の同定 実機用吸音材における $\rho_0 f / R_1$ の値 (f は共鳴周波数代表値で、実測に基づき 40 Hz とした) は、式 (7) に示す流動抵抗法の

適用範囲外にあり、インピーダンスチューブ実験法を採用した。実機共鳴周波数最小値(約 25 Hz)までカバーするには 10 m 以上の管長が必要となるが、実験スペースの制約上、図 6 に示すように 6.7 m とした。検討可能な周波数下限値は 40 Hz 付近であるが、この周波数付近では、吸音体の寸法 0.3 m に比較して極めて長い波長(10 m のオーダー)であることから、これ以下の周波数でも音響特性の急激な変化は生じないものと推定した(図 10 に示す実験結果も、このことを裏付けている)。実機適用の際、吸音材表面をダストを含む燃焼ガスから保護するために、その表面を多孔板で覆う必要がある。そこで、多孔板の開口率が吸音特性に及ぼす影響を検討した。図 7 に、開口率を 20~50% の範囲で変化させた場合の垂直入射インピーダンス比を、実部(レジスタンス比, R_n/Z_0), 虚部(リアクタンス比, X_n/Z_0)に分けて示す。両者の開口率による影響は小さいことから、30%を採用した。次に、同じ装置

Table 1 Material data of absorbers (room temp.)

Material	Ceramic Fiber	Glass Wool
Application	Boiler Plant	Scale Model
ρ , kg/m ³	130	16
f , Hz	40	1000
R_1 , Pa·s/m ²	5.6×10^{-4}	5.0×10^{-3}
$\rho_0 f / R_1$	3.1×10^{-4} *1	0.24
Data for FEM	c , m/s	281
	ρ , kg/m ³	1.65
	K , MPa	0.12
	η'	0.13

*1 $\rho_0 = 0.43 \text{ kg/m}^3$ at 300°C is used.

Fig. 7 Results of impedance tube tests; effects of opening ratio of perforated plate on specific acoustic impedance

を用いて図8上部に示す方法で、音速測定を実施した。吸音材の前後に設けたマイクロフォン(B, C)に到達するスピーカ信号の時間差 Δt から、吸音材内の音速を評価した結果を図9に示す。30 Hz 以外のデータは周波数依存性は小さいため、このデータを除外した平均値を用い、以後の音響特性評価に使用する音速は、周波数によらず一定値 153 m/s とした。なお、これに代わるより厳密な方法として、例えば吸音体前後の音圧から音速を求める方法⁽⁹⁾がある。

これらのデータを式(11)、(13)に代入することにより算出した、三つの FEM 用物性値のうちの二つ(K , η')を図10に示す。図10が示すように周波数依存性は小さいことから、FEM 解析では周波数依存性は無視した。表1に使用した K , η' , ρ の値を示す。

4.2 模型用吸音材特性の同定 ボイラ模型用の

Fig. 8 Time delay of sound traveling in absorber

Fig. 9 Sound velocity in absorbers

Fig. 10 Acoustic characteristics of absorbers used in boiler plants

グラスウールの ρ_{0f}/R_1 の値は 0.24 で、流れ抵抗法の適用可能範囲内にある。ここで、代表周波数 f は共鳴再現実験結果に基づき 1000 Hz とした。図4の同定の流れに従って得られた音響物性値(K , η' , ρ)を図11に示す。実機の場合と同様に周波数依存性は小さいことから、FEM 解析では周波数依存性は無視した。表1に使用した K , η' , ρ の値を示す。

5. FEM モデルへの適用

5.1 ボイラ模型による計算精度の検証 図1に示す大容量石炭焚ボイラにおける共鳴を再現するため、および上述の吸音体設計解析法の計算精度を検証するため、図12(a)に示す 1/30 スケールのボイラ模型を試作した。現象の簡単化のため x 方向の寸法は 0.1 m とし、この方向の圧力変動分布は無視できるよう、つまり二次元音場近似が可能な構造とした。

最初に対象とする共鳴モードを選定すべく、風洞実

(a) Bulk modulus and loss factor

(b) Density

Fig. 11 Acoustic characteristics of absorbers used in scale model

Fig. 12 Typical mode shape obtained by FEM for scale model

験を行った。図 13 は吸音体なし、ありの場合の実験結果であり、横軸は流速(ギャップ流速)、縦軸は共鳴周波数を示す。丸印が共鳴発生点であり、円の大きさがダクト内圧力変動の相対的な強度を示す。6 個のホップの上部に吸音体を設置することにより、共鳴発生が抑止されていることがわかる。また吸音体なしの場合、低流速では急こう配の直線に沿って共鳴が発生しているが、ダクト内多点音響計測により、これらは前述の「抗力モード」に属することを確認している。ある流速(約 20 m/s)から共鳴周波数が突然小さくなるが、これは「揚力モード」に切替わったことに対応している。これらの中から、実機で発生した共鳴モードに近いものとして、揚力モードでは(5, 2)モード、抗力モードでは(1, 6)モードを選定した。

次に、この模型のスピーカ加振による共鳴モード同定実験を行った。スピーカ設置位置を、図 12(b)のモード図を用いて示す。一つの発信機から、対象となる共鳴モードの共鳴周波数に合致した周波数の信号を出力するが、それだけでは不十分で、その共鳴モードにマッチするよう、各スピーカへの信号の位相の正負を適切に組み合わせる必要がある。この方法により特定の共鳴モードのみを励起し、スピーカオフ時の自由減衰波形よりそのモードのモード減衰比が得られる。計算と比較すべきモード減衰比として、吸音体なしの状態に対する、吸音体設置によるモード減衰比増分を用いた。

一方提案法に関しては、この音場を FEM(はん用解析コード NASTRAN を使用)でモデル化し、複素固有値解析により上記の二つの共鳴モードのモード減衰比を算出した。吸音体部分には表 1 のグラスウールの物性値を、また管群部については管群による減速効果を考慮し、次式⁽¹⁰⁾を用いて得られる等価音速を音響物性値に換算した。

$$c' = c\sqrt{1+\sigma} \quad \dots\dots\dots (14)$$

c' , c はそれぞれ、管群がある場合とない場合の音速、

σ は管群充てん率、つまり管軸直角平面単位面積当たりの管断面総面積の割合を示す値である。計算結果として得られる多数のモードの固有値から、対象となるモードを図 12(b)に示すようなモード図により選別し、実験結果と比較した。

図 14 に実験、計算両結果の一例として、吸音体は 2 個に限定し、その位置を変化させた場合の検討結果を示す。横軸に吸音体を設置したホップの番号[図 12(b)のモード図の下番号]を示す。一部誤差が大きいケースも見られるが、全体として両結果の一致度は良好である。一般に吸音体設置の最適な位置は、図 12(b)に示す共鳴モードの節に近い位置と考えられるが、この例では、特に計算結果では、どの設置条件でも顕著な差は見られなかった。なお誤差の原因として、吸音体設置位置が空気出口に近い場合、FEM モデルで用いた境界条件(開口部で圧力変動は零)ではこの状況を十分模擬できなかったことが推定される。固有振動数、共鳴モード形状についての比較結果は省略するが、一致度は良好であることを確認している。

5・2 実機への適用例 図 1 に示す実機大容量ボイラ後部ダクト内の音場を三次元有限要素でモデル化し、吸音体の設置によるモード減衰比の増分を算出した。その際の課題が二つある。一つは、4 章で同定した常温での吸音体の音響特性の温度補正法である。この問題については、吸音材の高精度なモデル化手法の研究例⁽¹¹⁾も見られるが、ここでは最も基礎的な補正法を採用する。つまり、吸音体内の気体にも理想気体近似、音波の断熱変化近似を仮定し、密度 ρ 、音速 c のみを次式により補正した。

$$\rho_2/\rho_1 = T_{K,1}/T_{K,2}, \quad c_2/c_1 = \sqrt{T_{K,2}/T_{K,1}} \quad \dots\dots (15)$$

ここに、 T_K は絶対温度、添字 1, 2 はそれぞれ常温状態、高温状態(約 300°C)を示す。もう一つの課題は、実機で発生した共鳴モードの同定にある。二次元モデルではそれほど問題ではなかったが、実機モデルではモード密度が格段に高くなる。図 15, 16 にその一

Fig. 13 Comparison of resonance attack in scale model : without and with absorbers

Fig. 14 Comparison of modal damping ratio between experimental and FEM evaluation

Fig. 15 Modal damping ratio in actual plant obtained by FEM

Fig. 16 Typical mode shape measured in actual plant; (4, 1) mode

例として、先に図 2(a)に示した(4, 1)モードに対する検討結果を示す。図 15 の横軸は、このモードの共鳴周波数 34 Hz 付近の固有周波数であるが、モデル密度が高く、この中から実機で問題となるモード形状に対応するものを選択することになる。そのためには、モード形状の実測値と計算結果を照合する必要がある。図 16 は実機のダクト内多点圧力計測結果であり、問題となる共鳴モードの周波数における、特定の点(参照点)に対する振幅値と位相差を実部、虚部に分解し、各成分の大きさと正負を矢印で表している。図 2(a)の共鳴モード計算結果は、この測定結果に最もよく一致するものであり、その共鳴周波数を図 15 に矢印で示す。これに対応するモード減衰比が、この共鳴モード抑止に寄与するものであり、実機における吸音体設計ではこの値を用いる必要がある。ちなみに図 15 では吸音体を 1, 2, 5 の 3 箇所、1~6 の 6 箇所に設置した場合のモード減衰比増分量を示しており、これらの結果を用いて吸音体の配置、員数を決定することになる。

以上の結果、提案する吸音体設計法の実用性、信頼性を示すことができたと考える。

6. 結 言

管群気柱共鳴抑止用吸音構造の設計解析法に関する研究を行った結果を、以下に示す。

- (1) 吸音体の音響物性同定手法, FEM 複素固有

値解析, 実機共鳴モード計測等の一連の手順から成る設計解析法を提案した。

- (2) 1/30 スケールボイラ模型に本手法を適用し、吸音体の設置によるモード減衰比の増分量に関する実験, 解析結果は良好に一致することを確認した。

- (3) 提案法の大容量石炭焚ボイラへの適用を通じ、その実用性を示した。

- (4) 本手法により、これまで抑止が困難といわれていた抗力方向の共鳴モードも含め、任意のモードに対する吸音体の材質、員数、配置等の適正化が可能となった。

本研究における音響 FEM の吸音材のモデル化に関して、ご助言をいただいた群馬大の山口晋夫先生に感謝する。

文 献

- (1) Katayama, K. et al., Confirmation Test on Acoustic Vibration of Multistage Tubular Heat Exchangers, *Transactions of The Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 66, No. 641 (2000), pp. 60-66.
- (2) Nishida, E. et al., Experimental Study on Acoustic Energy Absorbers to Suppress Acoustic Resonance in Tube Bundles of Boiler Plants, *ASME : Proceedings of The 5th International Symposium on FSI, AE & FIV + N*, (2002-11), pp. 17-22.
- (3) Utsuno, H., Study of Sound Absorbing Mechanism for Perforated Panel and Porous Material, *Proceedings of Damping Symposium 2 of The Japan Society of Mechanical Engineers*, 01-72 (2002-1), pp. 41-50.
- (4) Delany, M. A. and Bazley, E. N., Acoustic Properties of Fibrous Absorbent Materials, *Applied Acoustics*, Vol. 3 (1970), pp. 105-116.
- (5) Sato, S. et al., Sound Absorbing Wedge Design Using Flow Resistance of Glass Wool, *The Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol. 35, No. 11 (1979), pp. 628-636.
- (6) Yamaguchi, T. et al., Damping Analysis of 3D Acoustic Fields Involving Sound Absorbing Materials Using FEM, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 68, No. 665 (2002), pp. 1-7.
- (7) Beranek, L. L. and Ver, I. L., Noise and Vibration Control, *Principles and Applications*, (1992), p. 206, John Wiley & Sons, Inc.
- (8) Shiraki, K., *Design and Simulation of Noise Control*, (1987), p. 95, Ouyougijutsu-shuppan.
- (9) Iwase, T. et al., A new sound tube measuring method for propagation constant in porous material: Method without any air space at the back of test material, *The Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol. 52, No. 6 (1996), pp. 411-419.
- (10) Parker, R., Acoustic Resonance in Passages Containing Banks of Heat Exchanger Tubes, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 57 (1978), pp. 245-260.
- (11) Panneton, R. and Atalla, M., Computer Simulations of Multilayer Panels with Limp, Rigid or Elastic Sound Absorbing Layers, *Proceedings—National Conference on Noise Control Engineering*, (1998-5), pp. 621-626.