

232 ボイラにおける管群気柱共鳴と吸音構造による抑止法の研究

○正 西田英一 (バブコック日立) 三木将裕 (日立) 定岡紀行 (日立)

深野 徹 (九大)

濱川洋充 (大分大)

Experimental Study on Acoustic Energy Absorber to Suppress Acoustic Resonance in Tube Bundles of Boiler

E.Nishida(Babcock-Hitachi K.K.), M.Miki & N.Sadaoka(Hitachi,Ltd.)
T.Fukano(Kyushu University), H.Hamakawa(Ohita University)

Abstract: This paper deals with the acoustic resonance in tube bundles which occurred in actual boiler plants. Using the acoustic energy absorber, practical method to suppress the resonant noise is proposed based on scale model tests. In this experiments, besides the transverse direction modes, longitudinal modes which are difficult to suppress are realized. The relation of both kinds of acoustic modes to vortex shedding frequency is clarified. In the next step acoustic energy absorbers are equipped in the duct and remarkable increase of the critical flow velocity is confirmed. Based on these results, this method was applied to the in-situ boiler plants and it was confirmed that the proposed method is effective to suppress both type of acoustic resonant modes.

1 摘 言

熱交換器管群部で生じる気柱共鳴現象は、騒音問題のみでなく、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、未だに熱交換器設計者の懸案事項として残されている。設計時点での予測はもちろんのこと、発生後の対策法についても多くの課題が残され、研究が継続されている。特に、ガス流れ方向に共鳴モードが卓越する場合については最近研究例も報告されている^{9)~11)}が、その予測はもちろんのこと、トラブル対策に関しても汎用的な方法は確立されていない。

以下この問題に関し、熱交換器の代表例として発電所向け大容量ボイラプラントを挙げ、実機における共鳴発生現象、1/30 スケール模型による共鳴再現及び吸音体による抑止効果検証実験、実機吸音構造設計解析手法に関する検討結果を報告する。

そして最後に、実機に適用した場合の抑止効果について述べ、本提案方法の妥当性を実証する。

2 気柱共鳴現象と対策面からの分類

気柱共鳴の発生には2つの条件が必要となる。第一の条件は、管群に直交するガス流れが生じるカルマン渦の渦放出周波数が、ダクトの共鳴周波数と一致することである。第二の条件は、この現象の特徴である音響場と流れ場(渦)のフィードバックメカニズムに関係する。音圧レベルの増大とともに、①渦の強さ、②相関長さ(渦が同位相、あるいは逆位相で発生する管軸方向の距離、あるいは各管の間の範囲)の2つが

増大する現象である。第二条件は、このフィードバックの系が不安定性になることである。

気柱共鳴現象を実機設計、あるいはトラブル対策の面から見ると、次の3つのタイプに分類できる。①流れに直交する気柱共鳴モード(揚力モードと称す)が管群部で発生、②揚力モードが管群の後流(キャビティ)部で発生、③流れ方向に卓越する気柱モード(抗力モードと称す)が発生、の3つのタイプである。

①のタイプは第一条件に関し、“共振”状態を防ぐように管群部にバッフルを設置して空間を仕切る方法により比較的容易に抑止できる。また設計時点で必要な第二条件の評価、つまり管群配列、流速等をパラメータとした安定判別については実機・実験データに基づくマップ^{12)~13)}が便利である。また、メカニズムに立ち返った方法として、非定常流体力の評価に基づく安定判別式^{4)~6)}が提案されている。

②のパターンを抑止するにはキャビティ部にバッフルを設置するのが有効であるが、その構造、配置に関する研究⁷⁾が参考になる。

③のパターンについてはバッフルによる対策が使えないため、その対策には苦慮せざるを得ないのが現状である。最近研究例が増え^{9)~11)}、その実態が明らかになりつつあるが、実設計の観点からは、まずはトラブル対策で、早急な解決策が期待されている。

以下、ボイラプラントにおける気柱共鳴発生例について述べる。図1に示すボイラ構造物において、燃焼ガスは火炉を上昇し、天井部で水平に向きを変え、蒸発器、節炭器と称する伝熱管群部を下降して右側出口に流出する。伝熱管群部の

管軸は図の左右方向であり、この部分で気柱共鳴が生じた。図2はその状況の一例であり、蒸発器、節炭器における伝熱管群部の圧力変動のランニングスペクトルが59Hz付近で突然卓越ピークを生じる様子を示している。ダクト内圧力の多点測定の結果得られた共鳴モードの一例を図3に示す。理解の容易さの観点から、実機多点計測データから得られた位相、振幅比に最も合致した音響モード有限要素解析結果で示している。2つのボイラ（ボイラA,Bと称す）で生じた揚力モード、抗力モードの一例であるが、両者とも鉛直、水平方向に連成した形状であり、節が多い方向に着目して分類している。

3 吸音体による抑止構造と設計解析法

図3はこれらの共鳴モードを抑止すべく考案した吸音体構造である。吸音体は同図左側に示すように共鳴モードの粒子速度の腹近くに置く必要があるため、ボイラ下部の三角錐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。

この吸音体の個数、配置等を決定するための設計解析法を考案した。図4にその概要を示す。この現象が先に述べたように自励振動現象であることを踏まえ、安定判別理論に基づく設計手法の開発が不可欠となる。その内容を要約すれば、吸音体の設置による音響エネルギー吸収性能の増分 $\Delta\beta$ （具体的にはモード減衰比の増分）が、実機における共鳴の発振強度 α を上回るように吸音体を設計すればよい。

ここでは、実機の共鳴の発振強度 α は実機測定データから、また音響エネルギー吸収性能の増分 $\Delta\beta$ は音響FEMの複素固有値解析により算出し、両者の値の大小を比較することにより吸音体の性能評価を行うことにした。

通常、吸音材料は壁面上に設置され、このような音響空間の有限要素解析モデルは背後空気層の有無に係わらず、吸音材料表面における境界条件（垂直入射インピーダンス）としてモデル化される。しかし本研究で提案する吸音体の構造は形状が複雑なためにこの方法は適用できず、新たにモデル化手法を開発することにした。今回開発したモデル化手法¹²⁾の概要を以下に述べる。最初にインピーダンスチューブ試験により、吸音体表面における垂直入射インピーダンスを同定する。この結果を用いて吸音体内の波動伝搬特性（伝搬定数と特性インピーダンス）を算出し、最後に有限要素法向けの吸音物性に変換する。この吸音物性とは波動方程式に現れる密度、体積弾性率、粘性係数、損失係数等である。吸音による音響エネルギー損失特性は粘性係数、損失係数で表されるが、今回使用した音響解析ソフトNASTRANの機能の関係上、エネルギー損失はすべて損失係数でモデル化している。体積弾性率、損失係数等の音響特性パラメータは周波数に依存するが、今回の解析では共鳴周波数の分布の代表値を50Hzとし、この周波数における物性値を採用し、実機ボイラの有限要素モデルに組み込んだ。伝熱管群の音響特性はR.D.Blevins¹³⁾による音速低減率を用いてモデル化した。

4 模型実験による検証と実機への適用

図6に、この吸音体構造の共鳴抑止効果を実証すべく行

った実験結果の一例を示す。同図左に1/30スケールのボイラ模型を、また表1、表2に模型設計において使用した管外流れ場、音場の相似則を示す。この模型に空気を流した場合の流速（ギャップ流速）と共鳴周波数の関係を同図右に示す。流速を上昇すると最初に5m/s付近で抗力モードの共鳴が生じ、ある流速（約11m/s）になると共鳴周波数が突然下がり、揚力モードの共鳴が出現する。

次にグラスウールで三角柱型に成型した吸音体を6個ホッパ上に設置すると、共鳴発生流速は約16m/sに上昇し、提案する吸音体構造が抗力モード、揚力モードの両者に対して有効であることが明らかとなった。

最後に図7に、実機ボイラに本吸音体を設置する前後の音圧のフーリエスペクトルを比較して示す。ボイラAの27Hzの揚力モードに対しては、吸音体をホッパ上に3個設置することにより卓越ピークが消滅した。しかし59Hzの抗力モードについては発振強度が強いため、吸音体を6個設置後も共鳴ピークは残っている。しかし、その音圧レベルは約10dB低減しており、実用上問題ない音圧レベルに低減できた。これらの結果は、提案する吸音体構造による共鳴抑止効果の有効性、実用性を示しているといえる。

5 まとめ

実機ボイラを対象に、特に、抑止対策が困難といわれているガス流れ方向に共鳴モードを抑止するための方法を検討し、以下の結論を得た。

- (1) 発電所向け大容量ボイラプラントを対象に、実機における共鳴発生現象を明らかにした。
- (2) ボイラの機能を維持しつつ共鳴抑止作用を有する方法として、吸音体構造を考案した。
- (3) 安定判別理論と音響FEM複素固有値解析法に基づく実機吸音構造設計解析手法を提案した。
- (4) 1/30スケール模型により実機共鳴現象を再現するとともに、吸音体による抑止効果を検証した。
- (5) これらの構造、設計法を実機ボイラに適用し、その実用性、有効性を実証した。

参考文献

- 1) Y.N. Chen, Trans. of ASME Joournal of Engineering for Industry, Vol. 90, 1968, pp. 134-146
- 2) F.L. Eisinger, et. al, ASME. PVP-Vol.243, 1992, pp. 81-95
- 3) F.L. Eisinger, et. al., ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.116, 1994, pp.17-23.
- 4) 厳忠森他、機論(B編), 64巻627号, 1998-11, pp. 3293-3298
- 5) 佐藤他、機論(C編), 61-585, pp.1763-1768, 1995-5
- 6) 佐藤他、機論(C編), 61-585, pp.1769-1775, 1995-5
- 7) Nemoto, A. et. al., ASME, PVP-Vol.273(1994), pp.273-282
- 8) Kobashi, K. et. al., ASME, PVP-Vol.389(1999), pp.171-176
- 9) 葉山他、機講論(Vol.B), No.96-5 I, pp.187-189, 1996-8
- 10) 池辺他、機演論 No.930-42, Vol.A, pp.370-375, 1993-7
- 11) 片山他、機論(C編), 2000-1, pp.60-66
- 12) 三木他、D&D2000講演論文要約集, 2000-8, pp.159
- 13) R.D.Blevins, Flow-induced Vibration, Van Nostrand Reinhold Company, 1977

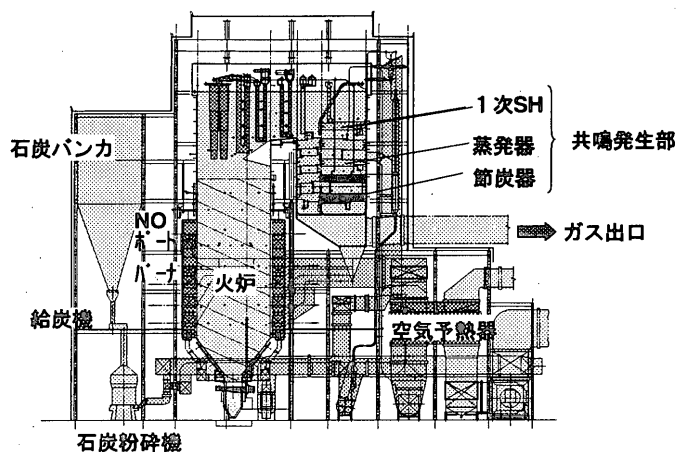


図1 大容量石炭焚きボイラ側面図

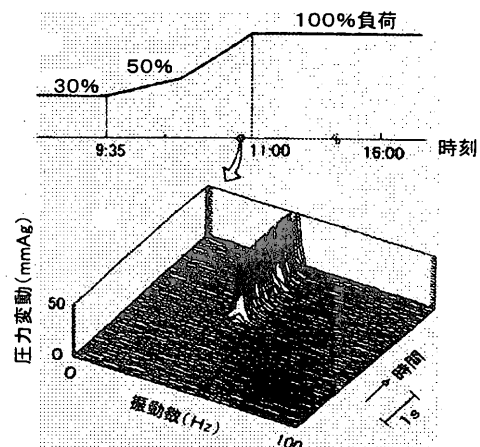
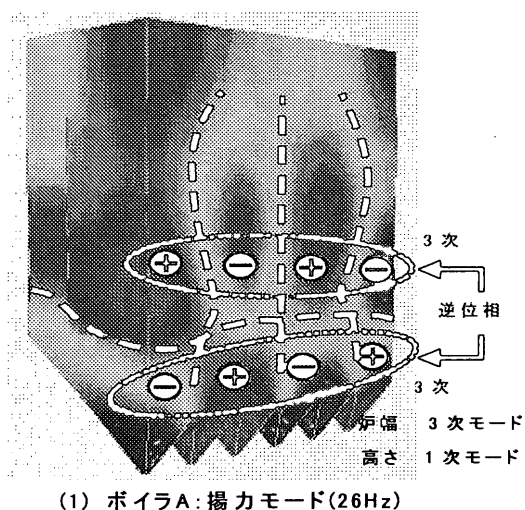
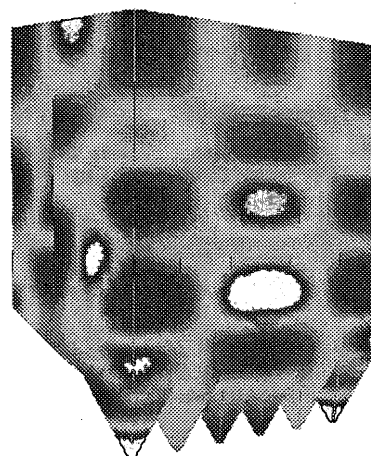


図2 気柱振動発生例(ボイラ負荷上昇時)



(1) ボイラA: 揚力モード(26Hz)



(2) ボイラB: 抗力モード(59Hz)

図3 実機ボイラ共鳴モード (FEM 計算結果)

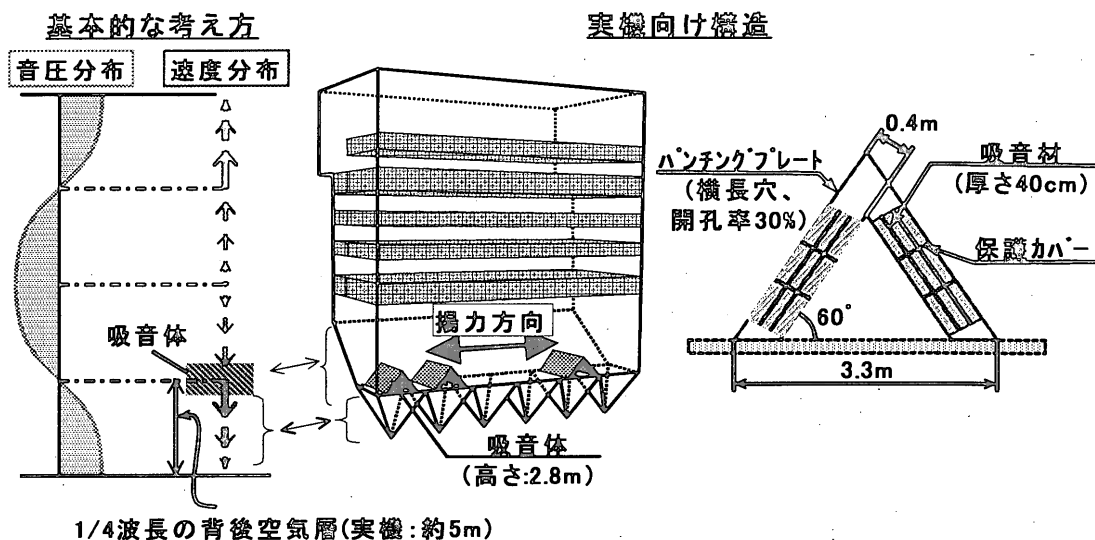


図4 吸音体構造の考案

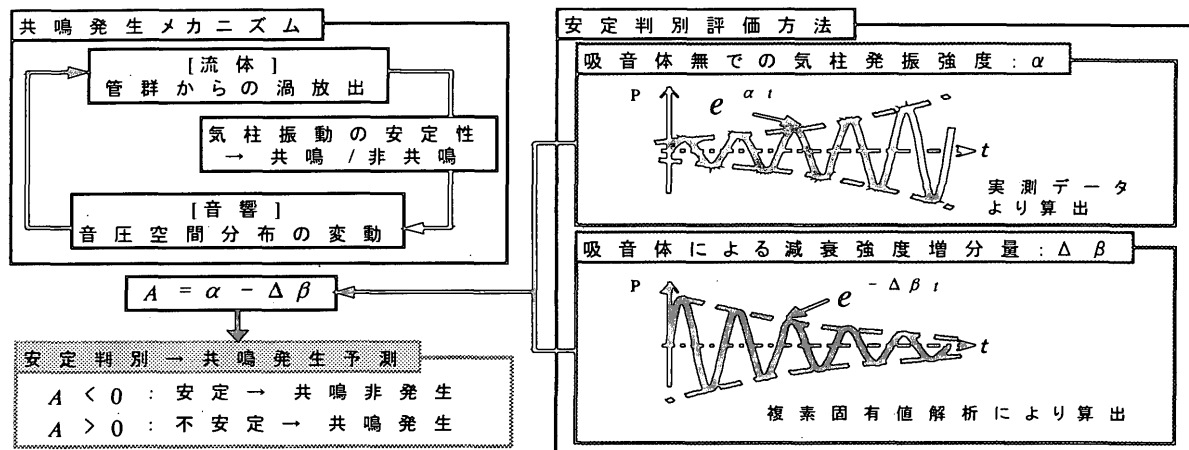
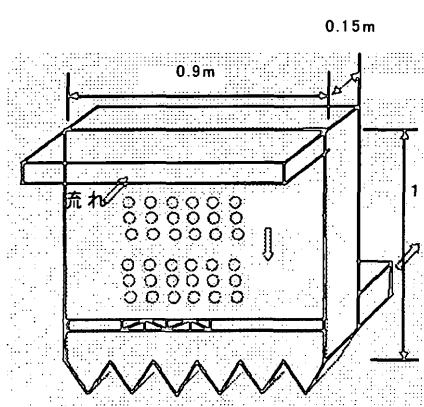
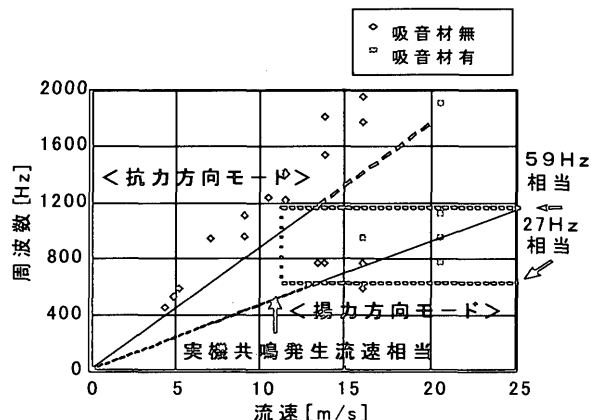


図5 安定判別法の概要



(1) 1/30スケールボイラ模型



(2) 吸音体実験結果

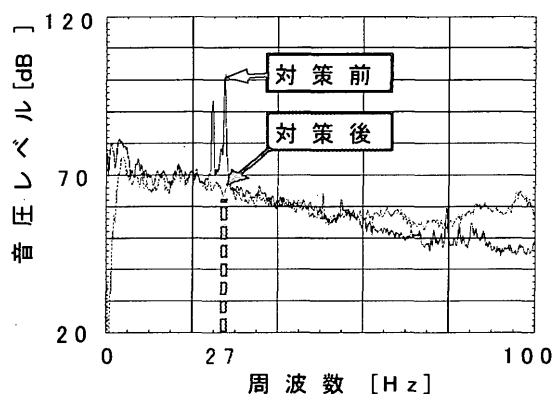
図6 共鳴再現・吸音体抑止効果検証実験

表1 音場の相似則

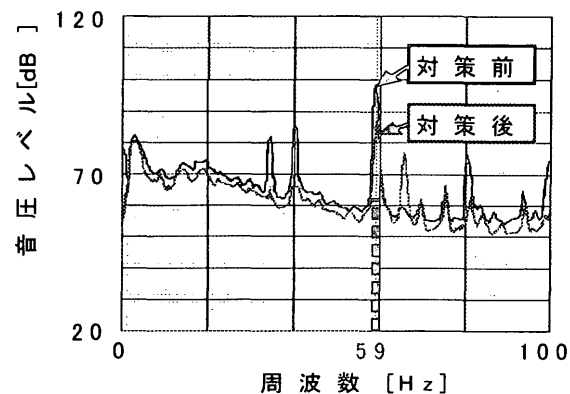
物理量	記号	相似比 (模型/実機)
長さ	L (m)	SI=0.03
温度	Te	2°C/500°C
音速	Ca (m/s)	0.62
振動数	Fa (Hz)	20.3
減衰比	Ha	?

表2 管外流れ場の相似則

物理量		記号	相似比 (模型/実機比)
長さ	管 (外径)	L (mm)	0.09
	ダンパ (貫通)		0.083
流速 (流入)		$U(\text{m/s})$	1.83
管群ピッチ比	抗力方向	PI	33/1.33=1
	揚力方向	Pt	2.01/2.01=1
ストローハル数		St	0.26/0.26=1
レイノルズ数 (前流流速、管外形)		$Re=U \cdot D/\nu$	$1.16 \cdot 10^4/5.0 \cdot 10^3$



(1) ボイラA: 揚力モード



(2) ボイラB: 抗力モード

図7 実機への適用による制音効果の実証