

201 ボイラにおける気柱共鳴防止のための吸音構造体設計とその適用

Design and Application of Sound Absorbing Structure

for Prevention of Acoustic Resonance in a Boiler

○ 正 三木 将裕 (日立 電力・電機開発研究所) 正 定岡 紀行 (日立)
正 西田 英一 (バブコック日立)

Masahiro MIKI, Power&Industrial Systems R&D Laboratory, Hitachi,Ltd.

Omika-cho 7-2-1, Hitachi-shi, Ibaraki-ken

Noriyuki SADAOKA, Hitachi,Ltd.

Eiichi NISHIDA, Babcock-Hitachi K.K.

For sound noises caused by acoustic resonance in tube bundles, we developed the evaluating method based on acoustic analysis by FEM, and worked out the new preventing method. This method is to carry out installing the absorbing parts in a boiler. We searched and arranged the location of the absorbing parts by calculation, and controlled sound noises by acoustic resonance. We could verify the validity for the evaluating method, and the effectiveness of the absorbing parts for acoustic resonance.

Key Words: Tube Bundles, Acoustic Resonance, Absorbing Parts, FEM, Steady Distinction

1. 緒言

管群構造物では、共鳴・共振現象により騒音・振動が発生することが一般的に知られているが、火力発電所に設置されるボイラにおいて発生する気柱共鳴騒音は長年課題となっている¹⁾。管群における気柱共鳴現象は、伝熱管群をガスが通過する際に発生するはく離渦の放出周波数と、ボイラ炉を形成する伝熱壁内に存在する定在波(気柱)の固有振動数が極めて接近した場合に生じる。従来は、バッフルプレートを挿入し気柱固有振動数を変化させることにより、共鳴発生を防止してきた²⁾。しかし、ボイラの高効率化を進める中、励振エネルギーの増加に伴い、従来発生していなかった振動モードに対しても共鳴が発生するようになってきた。そのため、従来の共鳴防止バッフルの設置では、共鳴を回避できなかったという報告^{3,4)}もあり、抜本的な共鳴防止対策が必要になっている。

このような問題に対し、本研究では、吸音体の音響減衰効果を評価できる音場 FEM 解析に基づく気柱共鳴評価手法を開発すると共に、気柱共鳴発生メカニズムにおける系のエネルギー収支に着目し、共鳴防止方法としてボイラ内部に吸音体を設置する革新的な対策法を考案した。本報告では、開発手法及び、新たな共鳴抑止策である吸音体の検討とその実用機への適用について報告する。

2. 評価手法

2.1. 管群気柱共鳴と共鳴抑止法

管群における気柱共鳴騒音に対して、慣例的にバッフルを挿入することで対処されている²⁾。従来大騒音が発生している共鳴モードの形態は、ガス流れに対して垂直方向(炉幅方

向)成分が支配的な固有振動モードである。このモードは、カルマン渦放出により伝熱管に作用する流体力の揚力成分によって励振されるため、以下揚力励起型モードと呼ぶ。このモードに対して、炉幅方向の定在波の伝搬・音響粒子の移動を妨害するために、バッフルはガス流れ方向と平行に挿入することが有効である。これより、共鳴モード形態は強制変化させられ、共鳴を抑止される。

一方、ガス流れ方向成分が支配的な固有振動モードが励起される事例が近年発生している^{3,4)}。このモードは、カルマン渦放出により伝熱管に作用する流体力の抗力成分によって励振されるため、以下抗力励起型モードと呼ぶ。このモードは定在波の伝搬・音響粒子の移動方向がガス流れ方向と同方向であるため、共鳴防止に有効なバッフルの挿入方向はガス流れ方向と垂直にする必要がある。これは燃焼ガスの流動特性を阻害する恐れがあるため、好ましくない。これに対して、共鳴励振エネルギーの吸収を目的とした吸音体をボイラ内部に設置する対策法を考案した。吸音体は、その体内を音響粒子が通過する際に吸音作用が発生するため、通気性を阻害する恐れはない。

2.2. 音響解析における吸音特性の評価手法

発電所のボイラに対して共鳴騒音抑制を目的として吸音体をボイラ内部ガス流動域に設置したという報告はない。そこで、吸音体の特性を考慮した設置位置及びその評価方法について考察した。

気柱共鳴問題では、固有振動モードである定在波の振動・伝搬が対象となる。そこで、定在波に対する吸音体の特性を考えた場合、吸音体が最も効果的に作用するのは、音響粒子

の移動が活発な粒子速度モードの腹(壁面より 1/4 波長位置)に設置した場合である。これは、音圧モード分布の節の位置に当たる。そのため、気柱共鳴抑制に対しては、炉壁に付着させるのではなく炉内に設置することが有効である。

内部構造物として設置する吸音体の吸音特性を評価するためには、吸音体中の音波の伝搬を考慮しなければならず、吸音体中の音場を規定する必要がある。そこで、熱伝導によるエネルギー損失をヒステリシスによる内部減衰として等価体積弾性率 K^* を用い、力学的な等価ばねと同様の考え方により、(1)式のように表現する⁹⁾。

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

K は実効体積弾性率、 η は損失係数、 j は虚数単位である。これに対し、空気粘性によるエネルギー損失は速度比例の粘性抵抗として等価密度 ρ^* を用い、(2)式のように表現する。

$$\rho^* = \rho - \frac{j\sigma}{\omega} \quad (2)$$

ρ は実効密度、 σ は吸音体の流れ抵抗、 ω は角振動数である。

これより、本研究が目指す FEM 解析における吸音体の音響的減衰特性は K^* 、 ρ^* の物性で表現する。このとき、吸音材音場の状態は(3)(4)式で表せる。

$$j\omega\rho^*u + \text{grad } P = 0 \quad (3)$$

$$j\omega P + K^* \text{div } u = 0 \quad (4)$$

P は音圧、 u は粒子速度である。

共鳴対象となる 100Hz 以下の周波数に対する吸音特性は未知であったため、インピーダンスチューブ法⁷⁾による吸音特性実験よりその特性を求めた。図 2 に、実験より得られた実効体積弾性率及び損失係数の周波数依存性を示す。今回のような低周波数帯域では、周波数依存性が見られなかった。このため、実際のボイラで発生した共鳴周波数に近い 60Hz の測定値を吸音特性の代表値とし、(5)式を等価体積弾性率 K^* として解析に採用した。

$$K^* = 0.11(1 + j \cdot 0.90) \quad [\text{MPa}] \quad (5)$$

また、等価密度 ρ^* については、空気粘性による損失効果を、付加質量として空気密度に与えることにより表現した。

2.3. 吸音性能の評価手法

気柱共鳴発生メカニズムを図 3 に示す。管群における共鳴現象は、管からの渦放出とボイラ炉が有する定在波の振動との間のフィードバック作用により生じる。渦放出時に生じる圧力変動により定在波は加振されるが、この振動エネルギーが系のもつ減衰エネルギーを上回れば、系は発散し、共鳴が発生する。逆に、吸音体を投入し潜在的な減衰エネルギーが振動エネルギーを上回れば、系は安定になり、共鳴は発生しない。この考えに基づき、吸音体の吸音性能を評価するにあたり、発

振エネルギーと減衰エネルギーを比較し、系の振動安定性評価により共鳴発生判定を行うことにした。ここで、上記のエネルギーは、固有振動モードを形成する定在波ごとに異なるため、各固有振動モードに対する評価を行わなければならない。

共鳴は自励振動現象であるため、その振動強度は時間とともに増大していく。共鳴発生過程における励振エネルギーを評価するため、発振強さ α を定義する。励振力の振動波形における最初の山の振幅を G_0 、そこから n 番目の山の振幅を G_n とすると、発振強さ α は(6)式のように与えられる。

$$G_n / G_0 = e^{2m\alpha} \quad (6)$$

また、吸音体の減衰機構により、気柱の振動強度は時間とともに減衰していく。吸音体の減衰エネルギーを評価するため、モード減衰比 ζ を定義する。減衰力の振動波形における最初の山の振幅を X_0 、そこから n 番目の山の振幅を X_n とすると、減衰比は(7)式のように与えられる。

$$X_n / X_0 = e^{-2m\zeta} \quad (7)$$

ここで減衰比については、吸音体を考慮した複素固有モード解析より得られる複素固有値から得た。

上記より得られた α 、 ζ に対して、(8)式に示す系の振動安定性評価・共鳴発生判定を行い、吸音体の有効性を評価した。

$$\begin{aligned} \alpha - \zeta > 0 : & \text{発散} \rightarrow \text{共鳴発生} \\ \alpha - \zeta < 0 : & \text{安定} \rightarrow \text{共鳴非発生} \end{aligned} \quad (8)$$

3. 評価結果と実機への適用

3.1. 共鳴モードの同定

図 4 に、解析対象となる 1000MW 石炭燃ボイラ後部伝熱壁部断面形状を示す。同図において石炭燃焼ガスは、図 4(a) 左上から流入し、ガス分配板により分岐して伝熱管群中を通過し右下部より流出するが、その際複数設置された伝熱管群部で熱回収される。ガス流量の制御は、伝熱管群下部に設置したダンパ板の開閉により行う。図 4(a)における A-A'断面形状を、図 4(b)に示す。この断面では、伝熱管群は 5 段設置され、伝熱管配列は全段千鳥配列である。ボイラ後部伝熱壁部に設置されている四角錐状のホッパーは、燃焼ガス中の石炭灰を回収するための容器であり、このボイラでは 6 つ設置している。このホッパーは後に示す実測・解析結果より音響的に特異な性質を持つことが分かった。

共鳴防止予備対策として、管群部には、流れ方向と平行に 4 枚のバッフルを挿入していた。しかし、同ボイラでは 27Hz の共鳴騒音が発生し、特に図 4(a)右側の流路におけるホッパー一部から最下段管群にわたって、音圧レベルが大きかった。この共鳴モード実測結果の特徴は、[1]下段管群部において炉幅方向の音圧モードの節を 3 つ有している、[2]ガス流量調整ダンパ板付近にガス流れ方向の音圧モードの節を 1 つ有している、ことであった。この結果推測された共鳴モードは、炉幅方向 (X 方向) 3 次・ガス流れ方向 (Y 方向) 1 次の特徴を有することが分かった。従来経験していた共鳴モードは 1 次元であったが、この共鳴モードは 2 次元の形態をし

た揚力励起型モードであり、更なるバッフル挿入では気柱振動を停止できない可能性があることが予想された。

まず、共鳴騒音対策を施工するに当たり、共鳴モード形態の特徴を示す腹・節位置を正確に把握する必要があった。そこで、共鳴モード形態を同定するため、後部伝熱壁部の3次元音場固有モード解析を行った。ここで、管群部の効果については、空間に占める管断面積が見かけ上の音速の減少を引き起こす効果⁸⁾にあるため、音速の低下でもって影響を考慮した。解析体系内の音速は、設計所定温度に基づいた空間分布を与えた。また、図3及び式(8)に示すエネルギー増分に基づく安定判別には、流入出部境界条件を剛壁として扱っても支障がないと判断し、ガス流入出部の境界には、インピーダンス境界の設置は行わなかった。

解析は実測共鳴周波数近傍5Hzの範囲に対して行ったが、8つの固有モードが算出された。これらを実測から類推した共鳴モード実測結果と照合させ、特徴が合致したモードを対象ボイラの共鳴モードであると同定した。図5に、同定した共鳴モードの音圧分布を示す。図中において、白・黒の違いは位相の違いを、濃淡は音圧レベルの大小を示す。図内の黒点線部は音圧モードの節であり、この本数が振動モードの次数である。図5は、先述の共鳴モード実測結果の特徴と一致しており、炉幅方向3次・ガス流れ方向1次モードの共鳴モードであると同定できた。解析より算出された音響モードの固有振動数は、27.7Hzであった。このモードは、炉幅方向モードが支配的であり、過去に発生した例の大多数を占める揚力励起型の共鳴モードとなっていたことが確認できた。

ここで、3次元固有モード解析結果から得られたモード形態を観察すると、ホッパー部は音圧モードの腹となりやすく、音圧レベルは特に大きくなる。また、炉幅方向の共鳴次数に応じてホッパー部の音圧位相分布に規則があることが分かった。例えば、炉幅方向モードが3次の場合は、向かって左より1・4・5番目のホッパー群と2・3・6番目のホッパー群とでは位相が逆になっている。この特徴は、ガス流れ方向モードの次数が増減しても、この位相分布が変わることはない。このようなホッパー部の音圧位相分布は、各炉幅方向モード次数に応じて異なるが、各々特徴的な分布を有する。

また、抗力励起型の共鳴が発生した例(ボイラB)について報告する。ここに報告する共鳴騒音が発生したボイラは、図4に示すボイラ体系と同タイプであり容器寸法などもほとんど等しいが、特徴的な違いはホッパーが約1.5倍深くなっていることである。このボイラで発生した共鳴騒音周波数は59Hzであり、図5で示した前述の共鳴周波数の約2倍であった。前述の共鳴モード推定方法と同様に、このボイラに対しても、実測による共鳴モードの音圧分布形態の特徴を把握することを試みた。炉幅方向の共鳴次数は2次であることは判別できた。しかし、ガス流れ方向に関しては、多数の腹・節を有しているが、腹・節の明確な個数については分からなかった。ただ、ホッパー部の直上部にガス流れ方向の節があることは判別できた。

このような共鳴モード形態の実測による特徴と、固有モー

ド解析から得られた結果を照合し、共鳴モードの同定を行った。固有モード解析は実測共鳴周波数近傍5Hzの範囲に対して行った結果、60個の固有モードが算出された。これより、実測の特徴を満たす固有モードを抽出し、これを図6に示す。このモードの炉幅方向次数が2次であることは明瞭である。固有2次モードでのホッパー部の音圧位相分布は、図左より1・6番目のホッパー群と3・4番目のホッパー群とでは位相が逆になる。炉幅方向2次モードの特徴をもつ固有モードは他にも算出された。しかし、図6に示す固有モードだけが、ガス流れ方向に対してホッパー部の直上部に節があるという実測の特徴を満たしており、共鳴モードであると同定した。この共鳴モードは、炉幅方向2次・流れ方向8次モードであり、解析より算出された固有振動数は、58.2Hzであった。これは、カルマン渦発生により発生する流体力の抗力方向であるガス流れ方向の次数が過去に発生した共鳴モードよりも多い。このことから、抗力励起型の共鳴モードとなっていたことが分かった。

3.2. 共鳴抑制対策

従来共鳴防止策として、バッフルを挿入することが多く試みられているが、前節で同定された抗力励起型の共鳴モードに対して有効なバッフル挿入は燃焼ガスの流動特性を阻害する恐れがあるため、実施できない。また、前述の2つの共鳴モードは、同形状のボイラで発生しているため、バッフル挿入により抗力励起型モードに変化し、共鳴発生がし続けることも考えられた。そのため、揚力励起型及び抗力励起型共鳴モードに対して有効な吸音体を、ボイラ内部に設置する防止策を実施することにした。

前節で同定した両共鳴モードの形態から、音圧モードの節はホッパー部上方に存在することがわかった。そのため、吸音体はこの付近に設置することが望ましいと判断した。ここで、ボイラの他の構成要素との兼ね合い・設置性・製作性の観点から、図7に示す構造と設置位置は決定した。図7に示す屋根型構造は、[1]揚力・抗力両方向のモードに対して有効な吸音性能の確保、[2]傾斜を持たせ、石炭灰堆積防止・吸音性能の維持、[3]ガス流れの圧損を低く抑制の各効果を有するためである。また、石炭灰をホッパーへ誘導するために、吸音体とホッパーの間には隙間を設けている。

ここで、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1例を記す。図8には、1/30スケールの2次元ボイラ模型を示す。模型製作においては、ボイラ内空間の音場、流れ場(速度・渦周波数)における相似性が満たされるように配慮した。図9には、この装置において空気を流した場合の管群間を流れるギャップ流速と共鳴周波数の関係を示す。図内丸位置は共鳴の発生を示し、その大きさは共鳴エネルギーの大きさを示している。また、図内の二直線は、本管群配列における無次元渦周波数を示すストローハル数予測値 $St=0.26$ (Fitz-Hughのマップ⁹⁾に基づく)及びその倍数 $St=0.52$ を記した。流速が増加させ約5m/sに達すると共鳴音が発生し、このとき抗力方向モードが励振されていた。約11m/sに

達すると共鳴周波数が突然下がるが、この際には炉幅方向モードが励振されていた。

次に、グラスウールで三角柱型に成型した吸音体を全てのホッパー上に設置(計 6 個)すると、共鳴初生流速は約 16m/s に上昇する。これより、提案する吸音体構造が抗力モード及び揚力モードに対して有効であることが明らかになった。

これを受けて、実機への吸音体設置にあたり、その設置個数とその決定については、2.3.節に示した安定判別により決定した。初めに、吸音体の個数・配置が吸音効果に及ぼす影響を調べたが、吸音体個数の増加に伴い、音圧レベルが劇的に減少した。これに対して、吸音体配置位置の差異が吸音効果に与える影響は小さかった。これより、吸音体の設置設計は、吸音体個数の最適値を安定判別より決定し、これに基づき設置位置を検討することにした。

図 10 には、図 5 及び図 6 で得られた各共鳴モードに対して複素固有値解析を行い、吸音体設置個数とモード減衰比との関係を示した。ここで、吸音体の吸音特性は(5)式の値を使用した。吸音体設置配置は複数のパターンが考えられるが、モード減衰比の増分は配置による影響に比べ個数増加による影響の方が大きい。図 10 に示したモード減衰比はその個数での最大モード減衰比が得られる配置での値を表示した。図中の実線及び白抜き菱形印は、ボイラ A における揚力励起型共鳴モード[27Hz]における吸音体設置個数増加に伴うモード減衰比 ζ を、図中の破線及び三角印は、ボイラ B における抗力励起型共鳴モード[59Hz]における吸音体設置個数増加に伴うモード減衰比 ζ を示している。この図より、吸音体設置個数とモード減衰比 ζ は比例関係にある事がわかる。また、揚力励起型モードに比べ抗力励起型モードに対する吸音効率は高くなっている。

次に、吸音体設置必要個数を決定するに当たり、実測より得られた各共鳴モード成分での発振強度 α とモード減衰比 ζ を比較した。図 10 右破線内に示す 2 本の線分が実機における共鳴モードの発振強さであり、実線はボイラ A における揚力励起型共鳴モード成分の発振強さ、破線はボイラ B における抗力励起型共鳴モード成分の発振強さである。発振強さは測定点によってばらつきがたため、その範囲をバーで表示した。共鳴抑止に必要な吸音体個数の基準は、発振強さの中央値を上回るモード減衰比を得られるように設定した。

これより、ボイラ A では 3 個、ボイラ B では 6 個を設置する必要があると判定し、図 11 に示すように各ボイラにおいて吸音体を設置した。その効果を図 12 に示す。この吸音体の設置により、ボイラ A に対しては共鳴音を完全に抑制することができたが、ボイラ B に対しては対策後も消滅せず共鳴を完全に停止できなかつた。しかし、騒音レベルは 10dB 低下し、騒音抑止には効果があり、両ボイラともに、以前まで発生していた共鳴音は大幅に低減できた。ただし、定格運転負荷出力になるガス流速が早いような条件下では共鳴騒音が発生することも若干あるため、今後設計基準の再設定など、検討を行う必要がある。また、吸音材の厚さ・高さ・材質を変えて単体での吸音性能をあげることにより、モード減

衰比 ζ で表される系の吸音効果を増加させるも必要である。

4. まとめ

FEM を用いた音場解析に基づく気柱共鳴評価手法を開発すると共に、ボイラ内部に吸音体を設置する共鳴防止対策を考案した。これをボイラに適用し、最適な吸音体の配置を求めた。これにより共鳴発生を抑制でき、開発手法の妥当性と共鳴防止対策としての吸音体の有効性を確認できた。

(1) 音場固有モード解析より 3 次元共鳴モード形態を、揚力励起型及び抗力励起型の 2 つについて明らかにした。

(2) 吸音特性を等価体積弾性率 K^* として解析に適用し、3 次元 FEM 解析において吸音体による共鳴減衰効果を評価した。

(3) 揚力励起型及び抗力励起型の両モードに対して、共鳴抑止に有効な吸音体構造を提案・設置した

(4) ボイラ内吸音体の設置により、2 つのボイラに対して、以前まで発生していた共鳴音は大幅に低減できた。

謝辞

流動現象に関する討議にて、研究開始当初より貴重なご意見を頂いた九州大学大学院工学府 深野徹教授、大分大学工学部 濱川洋充助教授に対して深く御礼申し上げます。

5. 参考文献

- 1) F.L.Eisinger ; Prediction of Acoustic Vibration in Steam Generator and Heat Exchanger Tube Banks, *Flow-Induced Vibration*, ASME (1994), PVP-Vol.273, 67 - 83
- 2) R.D.Blevins and S.S.Bressler. ; Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Bundles - Part 2, *J. Pressure Vessel Technology*, (1987), vol 109, 282 - 288
- 3) 片山圭一、他 4 名 ; 機論 C 編 65 巻 640 号 P.4626-4632(1999-12)
- 4) 片山圭一、他 4 名 ; 機論 C 編 65 巻 640 号 P.4633-4639(1999-12)
- 5) C.Zwikker and C.W.Kosten ; *SOUND ABSORBING MATERIALS* ; ELSEVIER PUBLISHING COMPANY, INC.(1949)
- 6) 佐藤宗純、他 2 名 ; 流れ抵抗を用いた吸音楔の設計 ; 日本音響学会誌 35 巻 11 号 P.628-636(1979)
- 7) 例えば、白木万博 ; 騒音防止設計とシミュレーション ; 応用技術出版(1987)
- 8) R.D.Blevins and S.S.Bressler. ; Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Bundles - Part 1, *J. Pressure Vessel Technology*, (1987), vol 109, 275 - 281
- 9) M.K.Au-Yang, *Technology for '90s : The American Society of Mechanical Engineers*. P780 (1993)

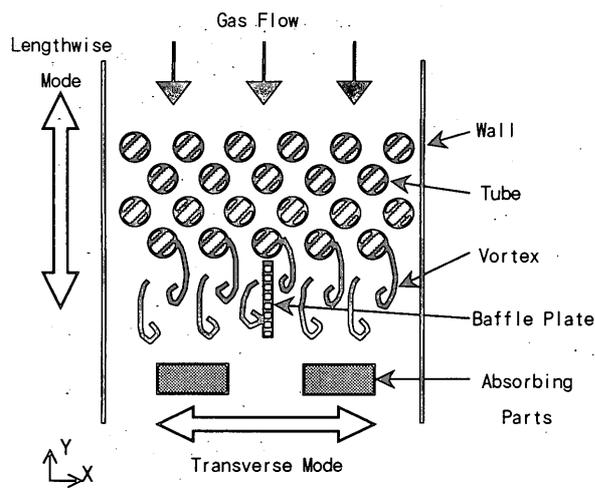


Fig.1 Tube banks and Absorbing parts

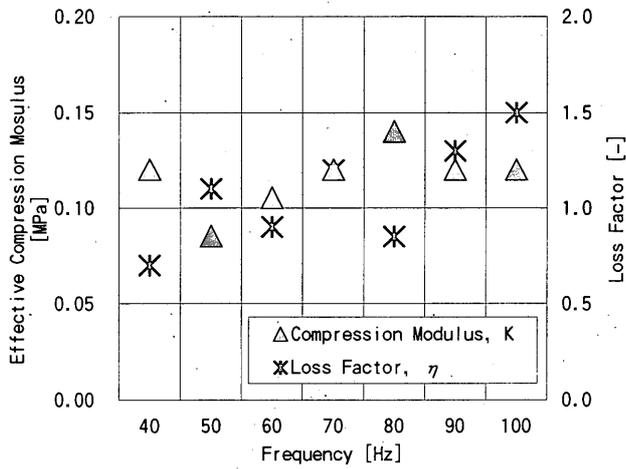


Fig.2. Compression Modulus V.S. Frequency

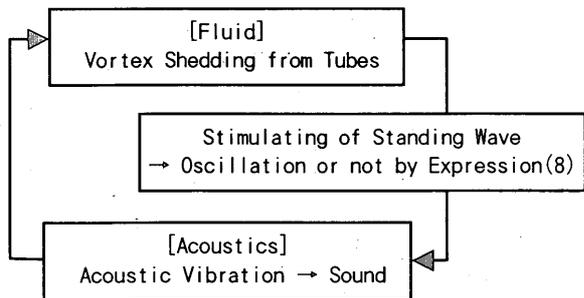


Fig.3 Mechanism of Acoustic Resonance

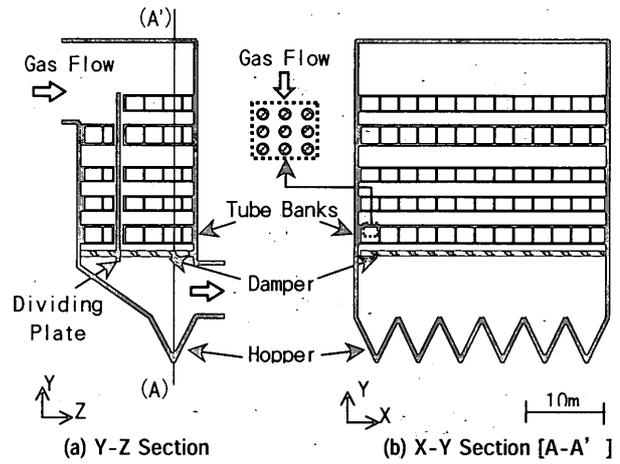


Fig.4 The Boiler and Absorbing Parts

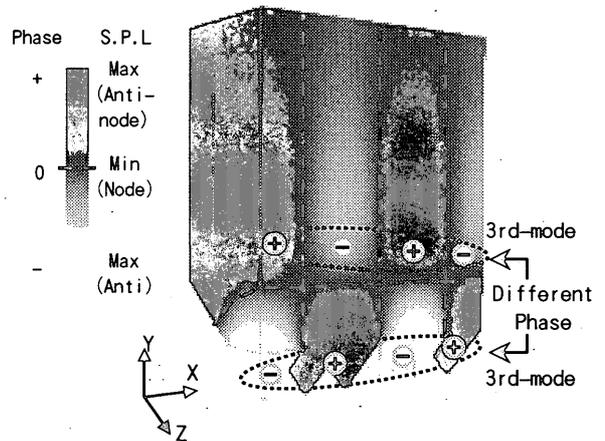


Fig.5 Acoustic Resonance Mode for 27Hz-mode by Boiler_A using FEM

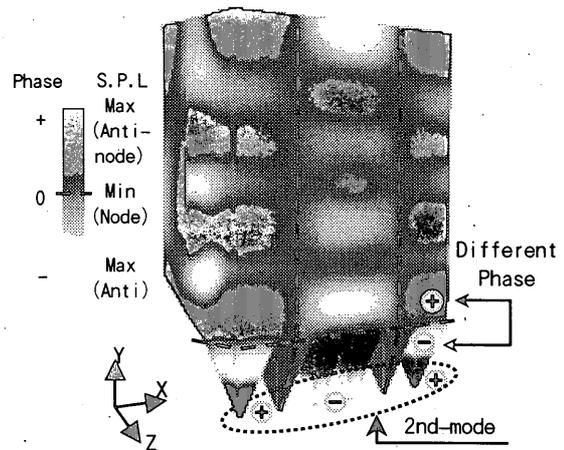


Fig.6 Acoustic Resonance Mode for 59Hz-mode by Boiler_B using FEM

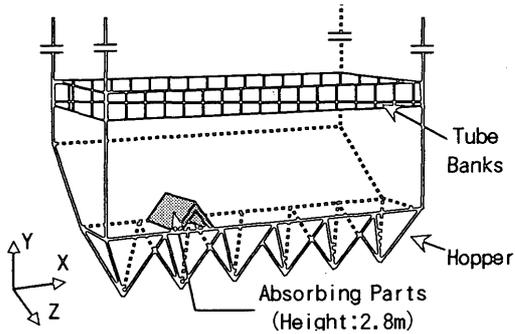


Fig. 7 Figures of Absorbing Parts

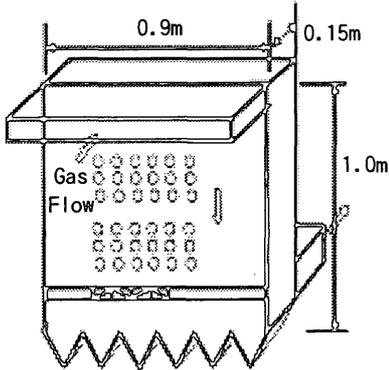
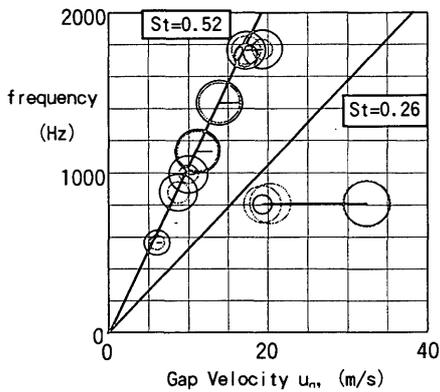
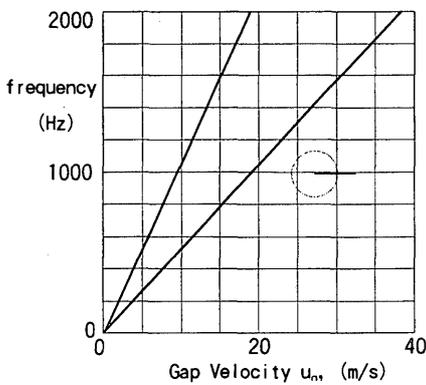


Fig. 8. Boiler Model for Acoustic Resonance



(a) Non Absorbing Parts



(b) 6_Absorbing Parts

Fig. 9. Disappearance of Acoustic Resonance by Installation of Absorbing Parts

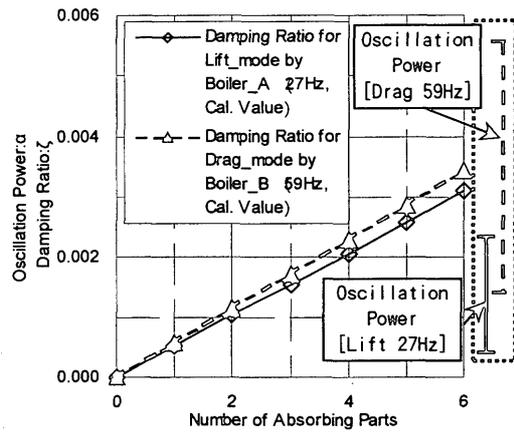


Fig. 10 Design of Absorbing Parts

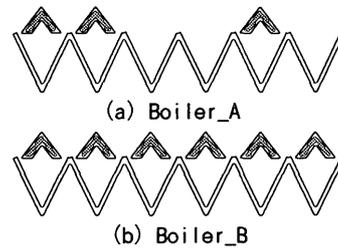
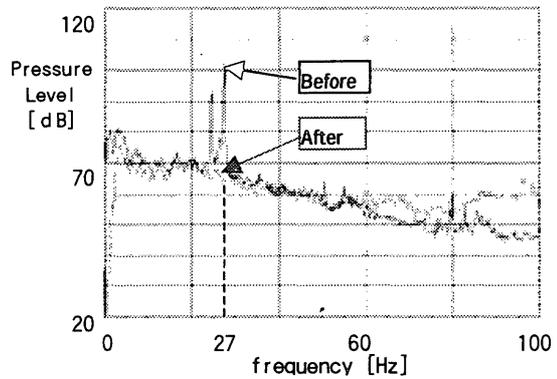
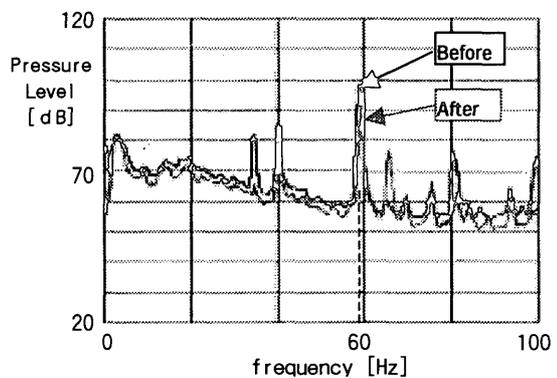


Fig. 11 Displacement of Absorbing Parts in each Boiler



(a) Boiler_A



(b) Boiler_B

Fig. 12. Effect of Absorbing Parts