多炎孔型バーナをもつボイラ系の燃焼振動騒音解析* (騒音の発生要因と系の動的挙動)

山口 貴弘^{*1}, 山田 朝治^{*2}, 内山 寛信^{*2}

Analysis of Combustion-Driven Oscillation Noise on Gas Boiler with Multiport-Type Burner (on Generating Factor of Noise and Dynamic Behavior of System)

Takahiro YAMAGUCHI, Tomoharu YAMADA and Hironobu UCHIYAMA

A premixed combustion type boiler with a multiport type burner has many advantages in terms of NO_x exhaust, thermal efficiency, furnace design, and controllability of energy supply. Furthermore, both the noise of the combustion and that of mechanical assembly are expected to be small in comparison with the noise of a diffusion combustion burner. However, the designed boiler has higher capability of exciting the combustion driven oscillation noise caused by interaction among the components, and it is difficult to determine a systematic solution to this problem in advance. As a study on the mechanism of combustion oscillation and the noise reduction method, based on the dynamic analysis of acoustic behavior of flow heated by a flame, the basic characteristics of oscillation in an actual boiler and a method of modeling it are reported. The excitation condition and the influence of dynamic behavior of the flame on the noise excitation are clarified.

Key Words: Noise, Combustion Driven Oscillation, Premixed Combustion, Boiler, Stability

1. はじめに

多炎孔型板状バーナを採用した予混合燃焼式ガスボイラ⁽¹⁾は、NO_x排出量の低減化と、過剰空気量の調整による熱効率の向上が期待できる。さらに、層流・予混合燃焼による火炎長の短縮化とそれに伴う高負荷燃焼の実現、および、広範な出力熱量の調整が可能となる。バーナは燃焼騒音が極めて小さく、低圧力損失の構造であるため、燃料供給系の機器も低騒音であり、ボイラの静音化に有効である。そのため、本ボイラの実用化が望まれているが、系内に燃焼に伴う極めて大きな燃焼振動⁽²⁾が誘起される傾向が強く、設計時に問題となることが多い。現況においては、燃焼振動により発生する騒音の抑制策は、実証的な経験則に基づいた、構成要素の機構、形状の改良による試行錯誤的なものである。しかし、各要素の特性が相互干渉を生じ、燃焼性能の劣化などの多岐にわたる問題が派生的に誘発され、効果的な抑制・改善策を得るのは非常に困難である。

燃焼に伴う騒音に関しては、Rayleighの研究⁽³⁾以

来、振動燃焼⁽⁴⁾、流体的な振動現象⁽⁵⁾や熱力学的な励振効果⁽⁶⁾と騒音との因果関係の解析に基づいた発生条件、機構のモデルに関する研究など多くの報告がある。そのなかには、周波数領域における発生機構の解析⁽⁷⁾や、騒音の能動制御⁽⁸⁾などマクロ的な安定性や動的挙動に主眼をおいた研究もある。

本研究は、燃焼反応に伴う火炎の挙動を巨視的に信号の伝達要素と解釈し、燃焼系の振動機構・構造を信号伝達モデルとして表現する。そして、先人の研究より得た知見から、要素の干渉作用と動的特性に着目して解析を行い、振動騒音の発生機構と静音化を図る設計法を明確にする研究指針をもつ。

本報は上記の指針に従う初報であり、実機ボイラの基礎的な特性を解明し、動特性の相似則に主眼をおいた燃焼モデル装置を構築する。そして、実験的な手法により、燃焼振動による騒音の発生条件とその動的な挙動を分析して、燃焼振動の発生における火炎の役割と、騒音の発生形態を明らかにする。ここでは、燃焼装置から放射するすべての音を燃焼騒音と呼び、特に、系固有の周波数で針状の卓越した騒音レベルをもつ、燃焼振動による騒音のみを燃焼振動騒音という。

* 原稿受付 1995年7月3日。

^{*1} 正員、関西大学大学院 (〒564 吹田市山手町3-3-35)。

^{*2} 正員、関西大学。

2. 実機ボイラの構造と燃焼騒音

2.1 実機ボイラの概略 小型温水ボイラの概略的な構造と、バーナ形状を図1に示す。供試用の実機ボイラは負荷熱量 $Q=50\sim125$ MJ/h, 空気比 $m=0.8\sim1.4$ の範囲で燃焼試験をできる。負荷熱量は、供給ガスが完全燃焼したときの発熱量で定義する。多炎孔型バーナは $125\times55\times13$ mm の板状セラミック材に、 $\phi 1.2, 1.3, 1.9$ mm の炎孔を 3.4 mm 間隔で千鳥状に配列した形状である。天然ガス 13 A と燃焼用空気は、多翼ファン式ミキサで均質に混合⁽⁹⁾ され、風箱・バーナ部を介して燃焼室に送出される。火炎はバーナ上面にはほぼ密着し、燃焼振動騒音が発生しない定常的な燃焼時には、反応領域部の長さが 25 mm 弱の炎群を形成して燃焼する。本ボイラでは空気比を $m\approx1.25$ に調整すれば、低 NO_x 排出濃度、高熱効率の運転が実現できる。燃焼振動騒音はこの空気比の状態が発生しやすく、発生の有無は予混合気の輸送管路部の形状と長さ、および、排気管の長さに起因することが、経験則として判明している。

供試ボイラには、缶体下部の側壁に 120×15 mm の石英ガラス窓が設けられ、レンズ系と 35 素子の Si フォトダイオードアレイセンサを用いて、火炎の動的挙動を観測できる。検出信号は波長 431.5 nm の CH ラジカル発光信号を含む青色光信号であり、通過波長域 320~500 nm のガラスフィルタにより抽出している。以後、この検出信号を火炎信号と呼ぶ。

また、燃焼騒音のレベルは JIS S 2121 に準じて測定する。ただし、測定は換気特性の良好な部屋で行う

ため、実験設備機器の発する騒音が 10 s の等価騒音レベル L_{eq} で 73 dB ある。

2.2 燃焼振動騒音と火炎の振動挙動 火炎信号を用いて燃焼反応域の振動挙動を推定する。負荷熱量が $Q=75$ MJ/h, 空気比が $m=1.25$ の条件下で、バーナ上面より 9 mm 上方の点を中心にして、 $d=7.7$ mm 隔てた火炎中の 2 測定点より検出した火炎信号の相互相関関数 $\phi(\tau)$ を図2に示す。燃焼振動騒音の発生と停止は、図1の a 部の排気管長さ l_a を調整する操作により生じる。騒音は $l_a=0$ で停止し、800 mm で発生する。 $\phi(\tau)$ は騒音発生の有無を添字 T と F で表記し、炎孔軸方向の結果を添字 V を用い実線で示す。これに直交する水平方向のものを H を用いて鎖線で示す。

燃焼振動騒音が発生するときの実線 ϕ_{TV} と鎖線 ϕ_{TH} の目盛は、各信号のパワーで除して $|\phi(\tau)|\leq 1$ に正規化して示す。 ϕ_{TH} は $\tau=0$ で最大値となり、 ϕ_{TV} は $d=7.7$ m 間の火炎の平均移動時間が $\tau_d=1.1$ ms であることを示す。これより、火炎群は周波数 $f_p=370$ Hz

Fig. 2 Cross correlation between flame emission signals detected at two measuring positions

Fig. 1 Schematic diagram of testing gas boiler and multiport-type burner plate

Fig. 3 Frequency power spectrum of flame emission and sound pressure signal

で同期した弾性体的な伸縮運動をし、その振幅は約 4 mm と推定される。騒音の非発生時の ϕ_{FH} , ϕ_{FV} は、発生時の相関関数値に対するパワー比とした目盛表示をする。両者は極めて小さく定常的な燃焼時では、燃焼振動騒音と同一周期の火炎の振動挙動は存在しない。

燃焼振動騒音の発生時の火炎信号とその音圧信号、および、非発生時の音圧信号について周波数分析をした結果を、それぞれ図 3 の線図 I ~ III に示す。騒音発生時の両時系列波形は極めて相関性が高い。スペクトルは 370 Hz とその調和成分に卓越した分布をもつが、以後の解析においては基本周波数 f_p 成分のみに着目して実験を行う。

3. 実機ボイラのモデル化

と騒音の発生挙動

2・2 節の知見より、多炎孔型バーナ上に形成される層流・予混合燃焼による火炎群は、バーナ全域において同期した炎孔軸方向の一次元的な伸縮運動をする。管路内には、これに同調した平面波状の脈動流が誘起されて、騒音を発生するものと推定できる。この機構を解析するために、一次元的な流動特性をもつ実験用モデル装置を製作する。

3・1 実験用・燃焼系モデル装置の構成 燃焼系のモデルと計測系を図 4 に示す。装置は呼び径 32 A (内径: 36 mm) の配管用炭素鋼鋼管で構成され、バーナは実機と同一の炎孔形状である。管の内径は燃焼振動騒音の最短波長の 1/10 以下である。燃料の混合と輸送を行う管路部は、 $D=13$ mm 厚のバーナ上面から下方

の管路部に相当し、バーナ下面を起点に長さを l_1 とする。バーナ上方の管路部は、実機ボイラの排気管を含む燃焼室に相当し、バーナの上面を起点に長さを l_2 とする。前者を供給管路部、後者を缶体部と呼ぶ。また、各部の長さ l_1 と l_2 は、それぞれ 50 ~ 600 mm, 150 ~ 600 mm の範囲で調節できる。

天然ガス 13 A と燃焼用空気は、エゼクタ方式のノズル部で均質に混合される。空気比が $m=0.8 \sim 1.4$ の範囲で調整された混合気は、 $\phi 6$ mm の管壁孔より供給管路部に流入する。バーナの単位面積当たりの負荷熱量は $0.3 \text{ MJ}/(\text{cm}^2 \cdot \text{h})$ である。バーナの保持部の周りには冷却水を循環させて、燃焼部から供給管路部への熱伝導を低減し、混合気の温度上昇を防止している。

缶体部の上端はつねに開口端である。供給管路部の管末は、閉口端の C 形、開口端を閉口管路で模擬する擬似開口端の Q_0 形、および、スピーカが内蔵された S 形に変更できる。C 形はシリコンオイルを充てんしたシリンダのピストン変位により管内の液位を調整し、供給管路部の長さを連続的に変更できる。 Q_0 形の構造は、ガラス繊維を吸音材として充てんした $\phi 145 \times 45$ mm の密閉室である。これは、予混合気の漏えいを防止した状態で、多翼ファン式ミキサの吸込口の開口状態を模擬できる。音響インピーダンス法による性能試験では、擬似開口端と開口端の特性が、300 Hz 以上の周波数域でゲイン、位相特性ともによく一致している。S 形のスピーカとしては、最大出力 10 W, 最低共振周波数 140 Hz の 8 cm フルレンジスピーカを用い、擬似的な脈動流を管内に強制的に印加し、燃焼系からの騒音の発生挙動を動的に解析する。

また、管路系の壁面には 25 mm 間隔の測定孔を設けており、内圧変動を半導体圧力変換器、あるいは、燃焼ガス温度を R 型熱電対により計測できる。

3・2 燃焼振動騒音の発生要因と振動挙動 供給管路長 l_1 と燃焼振動の騒音量 L_{eq} 、および、周波数 f_p の関係を図 5 に示す。缶体部の長さはともに $l_2=350$ mm で、図 5 (a) は空気比 $m=1.0$ 、(b) は $m=1.4$ である。供給管路の管末状態は、閉口端 (C 形) と擬似開口端 (Q_0 形) である。

図 5 (a)、(b) の振動周波数 f_p は周期的な変動を示し、 l_1 が増大すれば緩やかに減少する。擬似開口端は閉口端に比べ、繰返しの位相が半周期程度進んでいる。空気比 $m=1.0$ の場合は、閉口端で $l_1 < 80$ mm の領域のみで燃焼振動騒音は停止し、その他の条件では騒音レベル L_{eq} が大きな騒音を生じる。それに比べて空気比が $m=1.4$ に増大すると、騒音が停止する領域

Fig. 4 Schematic diagram of one dimensional combustion system for analysis

Fig. 5 Relationships between length of mixing chamber and frequency, and sound level of combustion noise

Fig. 6 Pressure mode of combustion oscillation in chambers

が拡大する。なお、騒音量が暗騒音 $L_{eq}=73$ dB となるとき、騒音は停止状態にある。両特性より、 f_p は l_1, l_2 の組合せにより一意的に決定され、空気比 m の影響をほとんど受けないことがわかる。しかし、空気比 m は燃焼振動騒音の発生の有無を支配する。

燃焼振動騒音が発生する際の管路系内の圧力振動モードと燃焼ガスの平均温度を図6に示す。両特性は管壁に設けた測定孔より計測される。圧力振動モード波形は、バーナの下部 73 mm にある測定孔の圧力を基準信号として、他点の圧力値を正規化した表示法である。缶体部の長さ $l_2=350$ mm、空気比 $m=1.0$ は共通で、C 形の閉口端で $l_1=160$ mm と、同じく 440 mm、ならびに、Qo 形の擬似開口端で 295 mm の場合の特性であり、振動周波数はすべて $f_p=580$ Hz である。

供給管路部の未燃混合気温度は室温 20°C に等しく、缶体部のガス温度は放熱のため上端部に向かって 15°C/10 mm 程度のこう配で降下する。これより、管路内に誘起される燃焼振動による圧力振動モードの波長は供給管路部に比べ、缶体部では長くなることがわかる。供給管路の管末部の圧力振動モード波形は、閉口端では腹に、擬似開口端では節となる。缶体部ではバーナ部直前と管末部に節をもち、すべてが同一波形となる。供給管路部の波形に着目すれば、閉口端の $l_1=160$ mm と 440 mm の波形は 1/4 波長と 3/4 波長、擬似開口端は 1/2 波長相当の圧力振動モードの波形になる。この理由により、図5に示す振動周波数 f_p の変動特性では、同一の振動周波数となる供給管路部長さ l_1 が、閉口端と開口端では 1/4 波長、同一管末状態では半波長相当の周期で推移する。

空気比 m による燃焼振動騒音の発生領域の変化を、供給管路部と缶体部の長さ l_1, l_2 との関係として、図7に示す。図7(a)は $m=1.0$ 、(b)は $m=1.4$ の場合であり、太線で囲まれた点描領域が C 形の騒音の発生領域を示す。細線は Qo 形の境界線を示し、C 形と同様に l_1, l_2 が大きな領域が騒音の発生領域となる。

試験範囲内においては、振動周波数は $f_p=300 \sim 1200$ Hz、等価騒音レベルは $L_{eq}=73 \sim 110$ dB の範囲で変動する結果が得られた。これより、火炎の反応領域の伸縮挙動も、約 1200 Hz 程度まで追従することが推測できる。また、空気比 $m=1.0$ に比べ 1.4 の発生領域が大幅に縮小し、空気比による燃焼反応の特性変化が、騒音の発生に大きく関与していることがわかる。

供試ボイラに類する形式では、缶体部に相当する水管部を含む缶体と排気管の長さは極端に短縮することが困難であり、騒音の発生しやすい領域での設計を強

(a) $m=1.0$ (b) $m=1.4$

Fig. 7 Conditions of excitation of combustion oscillation about length of chambers and air-ratio

いられる。空気比 $m=1.4$ の場合では、供給管路部長さを $l_1 < 100$ mm に短縮すれば、缶体部長さ l_2 の設計条件は緩和される。しかし、多翼ファン式ミキサを用いる実機ボイラの場合には、ファンのケーシング内の流路と混合気の輸送路の長さ(図1より、供試ボイラでは $l_w=600$ mm に相当)が必要となるため、上記の設計条件による騒音の抑制策は適用が困難である。

4. 燃焼系の動的応答と 騒音発生機構の推定

管末に設置したS形の加振用スピーカによって、混合気流に擬似的な脈動現象を誘起させ、その音響的な挙動より燃焼反応を含めた管路系の振動特性を解析する。管路長 $l_1=160$ mm, $l_2=350$ mm の条件下で、放射音の周波数スペクトル分析をした結果が図8である。スピーカにランダム信号波を印加した際の放射音の分

(a)

(b)

Fig. 8 Combustion noise depending on amplification of fluctuating flow

析結果であり、暗騒音信号のスペクトル成分を削除してある。図8(a)は燃焼振動騒音が発生しない空気比 $m=1.4$ の場合、(b)は発生する $m=1.0$ の場合の特性図であり、(a)の線図Iは燃焼時、線図IIは管内の平均温度が約 600°C の非燃焼時である。また、線図IIIはIとIIのスペクトル強度の差である。図8(b)の太い線図IVは信号を印加しないとき、細い線図Vは印加時であり、ともに燃焼時の特性である。線図VIは、S形スピーカから混合気流に印加される要素単体の放射音圧スペクトルであり、参考値として示す。なお、線図I, II, IV, Vの等価騒音レベルは、 $L_{eq}=83, 80, 101, 105$ dBである。

擬似脈動流を印加すると、線図IIでは管路系の共振周波数 $f_p=590$ Hz 近傍の信号成分が増幅される。 f_p 近傍のスペクトル強度は、共振曲線の振幅倍率に相似な分布形状となる。この現象は燃焼時の線図Iでは顕著で、燃焼反応に伴う増加分を抽出した線図IIIから、特に点a近傍の増幅作用が増大することがわかる。この近傍では、騒音量 L_{eq} と火炎の振れ量も増大する。これは燃焼系外の外的要因で発生した混合気流の脈動成分の振幅が、燃焼反応現象によりさらに増幅され、

管路系で共振現象を起こし騒音が助長されることを示す。

燃焼振動騒音が発生する図8(b)の線図IVでは、騒音量を支配する卓越したスペクトル成分は、管路系の共振周波数近傍にあり、極めて急しゅんな針状の形状をしている。擬似脈動流を印加した線図Vは、線図Iに示した共振により増幅された騒音と、IVに示した燃焼振動により発生した騒音の2種類の騒音の合成和に相当する。

この燃焼振動騒音は脈動流による外的な刺激の有無によらず定常的な振動挙動を示し、大きなエネルギーに支配されている。そのため、燃焼振動騒音のスペクトルは針状となり卓越した強度をもち、線図I、IIの共振曲線形状の分布と著しく異なる、などのことが判明する。また、系固有の音響特性に直接的に影響しない空気比 m の変化によって燃焼振動騒音の発生が支配される。これらのことより、燃焼振動騒音は線図Iの共振騒音の発生機構と異なり、ボイラ系内の燃焼反応を含めた要素が構成する帰還ループ系の不安定化によるものと解釈することが妥当であると考えられる。

以上の基礎的な特性より、燃焼騒音の発生形態は、次のように大別される。

(1) 燃焼系の不安定化による発振騒音 燃焼系内に形成される振動系の動特性が変化して不安定化し、発振現象を生じる騒音であり、振動系自身が騒音を発生する要因となる。燃焼振動騒音はこれに相当する。発振騒音の有無は、管路長と管末の開口端、閉口端による音響的な特性が定まれば、空気比 m に依存する燃焼反応の動特性によって決定できる。

(2) 外的な脈動流成分の増幅による共振騒音 燃焼振動系の外から印加される脈動流成分が騒音の要因となり、振動系の共振特性に従って、増幅された騒音である。増幅倍率は管路系の共振特性と、混合気が燃焼する際の体積膨張率⁽¹⁰⁾に依存する。混合気流の乱れや乱流燃焼などのボイラ内部に発生する脈動流も外的な要因となる。燃焼ごう音がこれに相当する。

供試ボイラの場合は層流・予混合燃焼バーナである

Fig.9 Schematic of signal flow model of combustion system

ため、分類(2)の騒音は極めて小さく、(1)の騒音が主である。(2)の騒音は、燃料供給系、通風機構、ならびに、途中経路で脈動流が誘起されやすい構造をもつ、高圧の気体流動を伴う拡散燃焼式バーナ、あるいは、乱流火炎が形成されるボイラの場合と考える。

ボイラ系の巨視的な信号モデル構造を図9に示す。供給管路部と缶体部は、バーナ炎孔を介して伝達される圧力 $P(\omega)$ 、流量信号 $Q(\omega)$ により一体化した管路系を構成し、系固有の共振特性をもつ。空気比 m によって、流量の増幅機能をもつ燃焼反応の動的特性 $F(\omega, m)$ が変化すると、流量、圧力信号間に相対的な位相のずれを生じる。このとき、干渉作用をもつ供給管路部と缶体部に音響的な帰還回路系 Λ が構成され、この系が不安定化して発振現象を起こす。帰還回路系が安定であれば、静粛で定常的な燃焼をする。しかし、混合気流に脈動成分 $Q_v(\omega)$ が重畳すれば、共振特性と燃焼反応がもつ増幅効果により騒音は増大する。

5. おわりに

多炎孔型バーナを用いる層流・予混合燃焼式ガスボイラは良好な性能をもつ。しかし、燃焼振動による騒音が発生しやすく、抑制が困難である。そこで、燃焼系の動的特性と、干渉現象に主眼をおいた解析より燃焼振動現象を解明する。本報では、実機ボイラの基礎的な特性、ならびに、モデル装置の挙動解析より、燃焼振動騒音の発生条件とその形態を実験的に明らかにした。その結果、以下のことが判明した。

(1) 燃焼に伴う騒音の発生形態は、混合気流の脈動成分が燃焼反応により増幅される共振現象と、空気比による燃焼反応の動特性変化が燃焼系を不安定化する発振現象とに、大別される。

(2) 本ボイラでは不安定化現象に伴う大きな発振騒音が発生する。

(3) 供給管路部の管末状態が閉口端の場合に比べて開口端の場合のほうが、発振騒音は発生しやすい。

(4) 発振騒音の中心周波数は、ボイラ系の共振周波数の近傍値となる。振動周波数は全管路長により決定されるが、燃焼に伴う缶体部の高温のため、缶体部に比べ供給管路部の長さに大きく依存して変動する。

今後、本報の基礎特性に基づいて燃焼系の信号伝達モデルを構築し、周波数領域の解析より実験的に解明された現象を検証するとともに、騒音を発生する燃焼振動系の発振機構を明確にする。

文 献

- (1) 遠藤浩二・ほか3名, 機講論, No.954 2(1995), 232-234.

- (2) 例えば, Putnum, A. A., ほか 2 名, GRI-85/0210, Gas Research Institute, (1985).
 - (3) Rayleigh, J. W. S., *The Theory of Sound*, 2(1945), Dover Press.
 - (4) 宮内敏行・ほか 2 名, 機講論, No. 924-5(1992), 114-116.
 - (5) Becker, R. and Gunther, R., *Proc. 13th Symp. (Int.) Combust.*, (1970), 517-526.
 - (6) 斎藤孝基, 機論, 31-221, 第 2 部, (1965), 143-153.
 - (7) 生越英雅・ほか 2 名, 機論, 48-426, B(1982), 373-380.
 - (8) Yang, V., ほか 2 名, *J. Propuls.*, 8-1(1992), 66-73.
 - (9) 山口貴弘・ほか 3 名, 空調衛生論, No. 59(1995), 1-9.
 - (10) 例えば, Blackshear, P. L., *Proc. 4th Symp. (Int.) Combust.*, (1953), 553-566.
-