

大容量重油燃焼ボイラにおける振動燃焼

Combustion Oscillation in Large Oil Firing Boilers

寺 田 博*
Hiroshi Terada

要 旨

大容量の重油燃焼ボイラにおいて振動燃焼の発生することがあるが、火炉あるいは燃焼装置の計画、設計と運転に際してその防止に必要な資料とそれらの解明はなおじゅうぶんな状況ではない。

バブコック日立株式会社の大形ボイラについて振動燃焼を調査、検討した結果、これらは定常波形あるいはヘルムホルツ形の音響的振動で、圧力振幅は500 mmAq 以上にも達しうるものであることがわかった。燃焼装置に対する限界条件の一つとして、バーナスロット部における空気流速に適正範囲があり、この範囲は燃焼器の構造などによって決まる。また再循環ガス量が低負荷時の振動燃焼発生に空気量とともに関連することが明らかになった。

1. 緒 言

振動燃焼の現象は古くから種々な形で知られており、いわゆる缶鳴現象は日常生活中でも風呂缶、ストーブ、ガス湯沸器などで経験されている。現象が古くから知られている割合には、未解決の点が多く、その解明は現在でも燃焼における重要テーマの一つとされ、引き続き多くの報告が発表されている。最近ロケット、ジェットエンジンなどについては系統的な研究が進められ⁽¹⁾⁽²⁾、振動燃焼の種々な形態についてしだいに明らかにされつつある。

一方、ボイラのように比較的大きな燃焼室を有するものでは振動燃焼が発生しにくかったせいを取り上げられた例が少なく、火炉のヘルムホルツ共鳴としての解析例⁽³⁾⁽⁴⁾や、熱による気柱の振動としての報告⁽⁵⁾などがみられるが、発生事例に関する具体的な報告は少ない。

最近の傾向として燃料の低質化と低O₂燃焼の実施などが行なわれ、振動燃焼の発生が報じられているので、これらについての基本的な解明はボイラのみでなく、工業的に広く用いられる直接燃焼式加熱装置に共通な問題として取り上げられる必要がある。

大形ボイラ火炉でも現象の本質はロケットなどの場合と同じと考えられるが、バーナの構造、燃焼室の構造とその形状、サイズなどが異なるので、発生メカニズムには若干の相違が予想される。

われわれは、最近二、三の発電所の好意を得て振動燃焼の発生を主とした運転条件で測定を行なうなど、実状の調査と一応の検討を行なったのでその結果を報告して、関係者各位の参考に供することにす。

2. 振動の発生条件

振動燃焼はバーナの着火、燃焼部における微妙な変動が燃焼室の音響などに圧力変動を与え、この変動がさらに燃焼にフィードバックされて増幅される一種の自励振動であると考えられることができる。

最も簡単な場合として燃焼室の一端に一様な発熱面を持つバーナがあり、このバーナの瞬間、瞬間の発熱率はその場の圧力の関数として $q=f(p)$ で表わされるとすると、発熱面における圧力 p を慣性項、バーナにおける発熱率を減衰項、燃焼室容積をバネ項として、この系の振動方程式を作ると次のようになる。

$$m\ddot{y} - df(p)/dp\dot{p} + kp = 0 \quad \dots\dots\dots(1)$$

ここに、 m, k : 常数

したがってこの場合の発振条件は

$$df(p)/dp > 0 \quad \dots\dots\dots(2)$$

* バブコック日立株式会社呉研究所

となる。Putnamは振動の1サイクル中にバーナが周囲の気体に対してなす仕事为正ならば、発振するという条件を導いたが⁽⁶⁾、(2)式の条件が満たされれば(1)式を変形してこの条件を導くことができる。

またRayleighは振動燃焼の必要条件として次の2項をあげている⁽⁷⁾。

(1) 発熱部が圧力振動の腹にある。(空間条件)

(2) 圧力変動と発熱率の変動は同位相にある。(時間条件)

$q=f(p)$ の意味は圧力によって発熱率がどのように変わるか、すなわち圧力の変動によって燃焼がどのように変動するかであるが、圧力の変動を受けて燃焼が変動するまでには必ず時間遅れ(τ)を伴う。この時間遅れに対して共鳴しうる固有振動のみが増幅される。したがって振動燃焼を持続するためにはバーナ側の発熱率の変動条件と、火炉内の固有振動の周期すなわち火炉の寸法、構造条件を満足する必要がある。

バーナ側の条件は $q=f(p)$ の形であり、 $f(p)$ 曲線が右上りであれば $df(p)/dp > 0$ となって発振条件を満たすことになる。すなわち発熱面における圧力が増すにつれて発熱率が増加する場合には、バーナ部に起こった微小な変動は増幅され、逆に発熱面における圧力が増加するにつれて発熱率が減少する場合には変動は減衰する。 $q=f(p)$ の形は、燃焼装置の特性および燃焼室内の条件によって決まるはずで、これらの条件によって振動が起こりうることになる。

$df(p)/dp > 0$ の条件が満たされても、振動燃焼として持続されるためには、さらに駆動される音響振動数 f と、圧力変動が燃焼にフィードバックされる際の時間遅れ(τ)との関係が問題となる。

3. バーナ配置と振動形

最近の火力発電設備は、1ユニットの出力が1,000 MW 以上にもなっており、ボイラ1缶の蒸発量は3,000 t/h 以上に達する。これに要する燃料量は重油専焼として200 t/h 以上で、多数のバーナを必要とし、これらのバーナを蒸気発生用水壁で囲まれた火炉に配置することになる。

ボイラ火炉構造の代表的な例は図1に示すとおりである。火炉は水壁管で構成された縦長の直方体とみることができ、燃焼室はその下方3/4 くらいと想定してよく、そこにバーナは配置される。図2はバブコック日立株式会社のバーナ配置例を示したものである。

前節で述べたように振動燃焼は燃焼室の音響的固有振動を燃焼が駆動する現象であるが、燃焼室内のガスで構成される振動系の自由度は無量大で、固有振動は無限に存在する。それらのうち、どの固有振動を駆動するかは、燃焼の条件に加えて燃焼室の寸法、バーナ

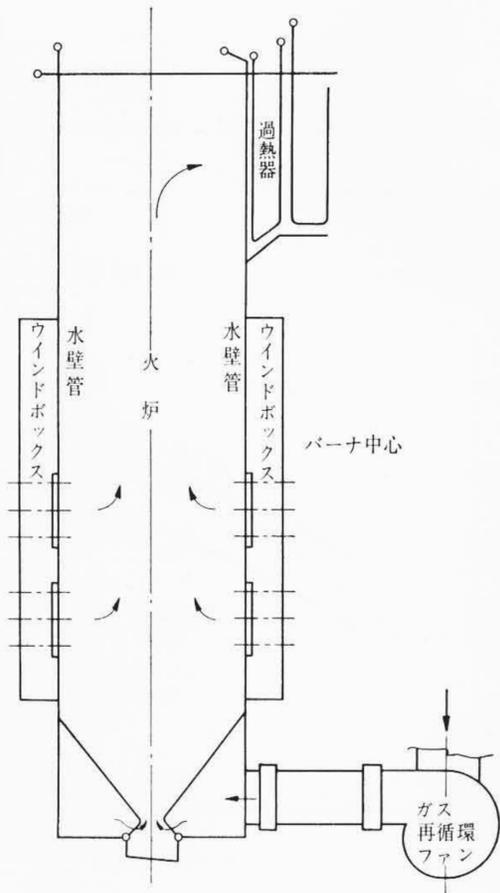


図1 ボイラ構造概略図

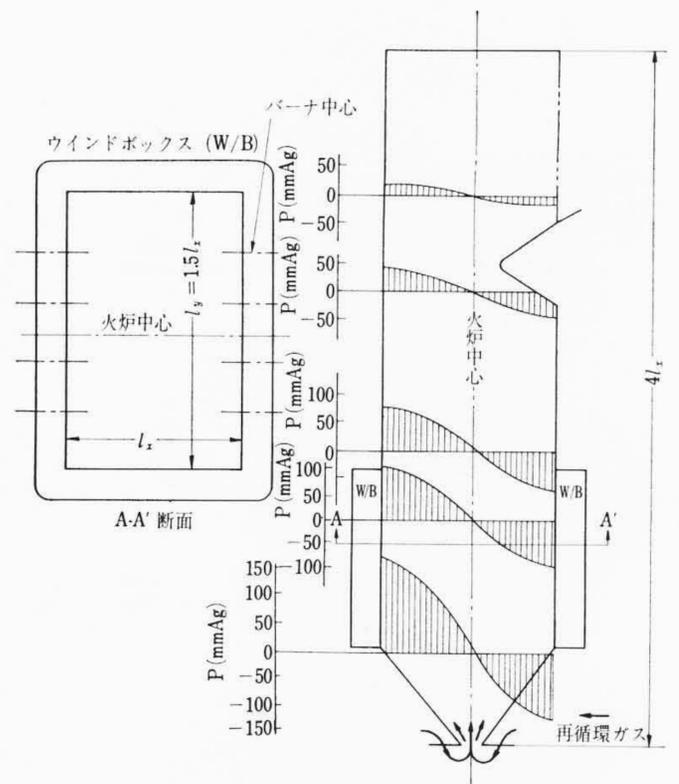


図3 炉内の圧力振幅

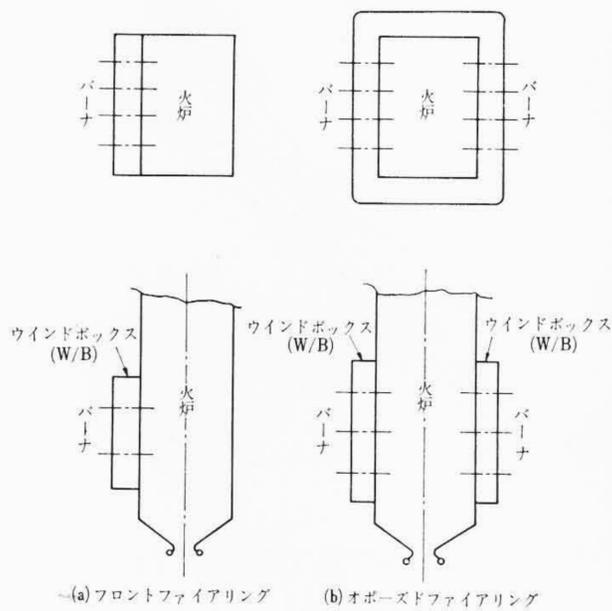


図2 バーナ配置例

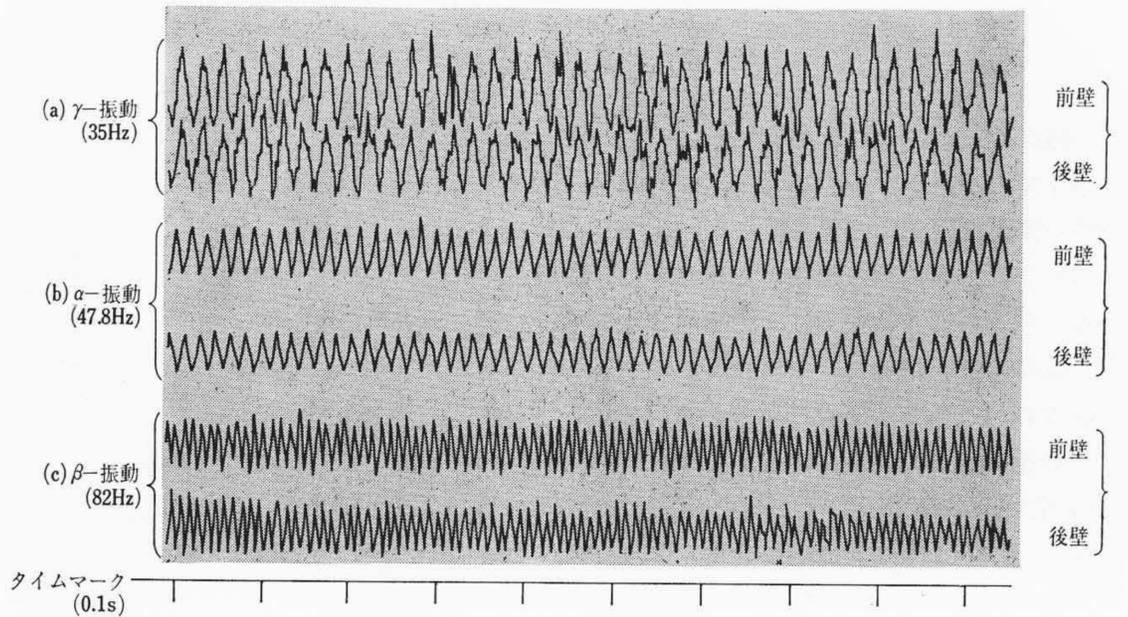


図4 炉内圧力の振動波形

の配置，使用するバーナの位置と負荷などによって決まるものと考えられるが，Rayleigh の空間条件を満たす簡単な場合として，図2(a)のフロントファイアリングではヘルムホルツ共鳴の形で，(b)のオポズドファイアリングでは火炉奥行方向の気柱振動の形で振動が発生する可能性が強いと考えられる。

図3はオポズドファイアリングボイラについて炉内圧力変動の測定結果を示したもので，各測定点を含む水平線を座標軸にとり，上下を正負として圧力振幅を示してある。炉内の圧力波は明らかに火炉奥行方向の気柱の基本振動形を示しており，振幅は2段に配置されたバーナの内外下段バーナ近くで最も大きく，火炉上部にいくほど小さくなっている。すなわち，この場合は下段のバーナによって火炉奥行方向の気柱振動が引き起こされたと考えることができる。

なお，このときウインドボックス内の圧力波は炉内と180度の位相差を持っていて，ウインドボックスから炉内への空気の流れにもかなりの変動を生じていることが予想される。

同じオポズドファイアリングの場合でも振動源となるバーナの位置によっては，さまざまな気柱振動の形になる。図4は一つのボ

イラでバーナの燃焼条件によって発生した3種類の振動波形を記録したもので，測定点は側壁側で前壁寄りと後壁近くであった。この記録では振幅の倍率がそれぞれ違っており，圧力振幅の比較は無意味であるが，図4の周波数35 Hzの波形は前，後壁において同位相で，47.8 Hz，82 Hzの波形は反位相である。結局これらの振動は直方体に近いボイラ燃焼室の音響的固有振動として図5に示すように考えられる。

この場合の振動数は直方体の中の気柱振動数に一致して，火炉各辺の長さを l_x, l_y, l_z とすれば次式で表わされる⁽⁸⁾。

$$f = \omega / 2\pi = c/2 [(n_x/l_x)^2 + (n_y/l_y)^2 + (n_z/l_z)^2]^{1/2} \dots (3)$$

ここに， ω ：円振動数

c ：音速

n_x, n_y, n_z ：0, 1, 2, 3, ……

図5は(3)式において $(n_x=1, n_y=0, n_z=0)$ ， $(n_x=0, n_y=1, n_z=0)$ ， $(n_x=1, n_y=2, n_z=0)$ とおいたときの圧力波を示したもので，振動数の計算値は実測値にきわめてよく一致している。前壁，後壁における圧力波の位相関係も図5から(0, 1, 0)の場合が同位相，

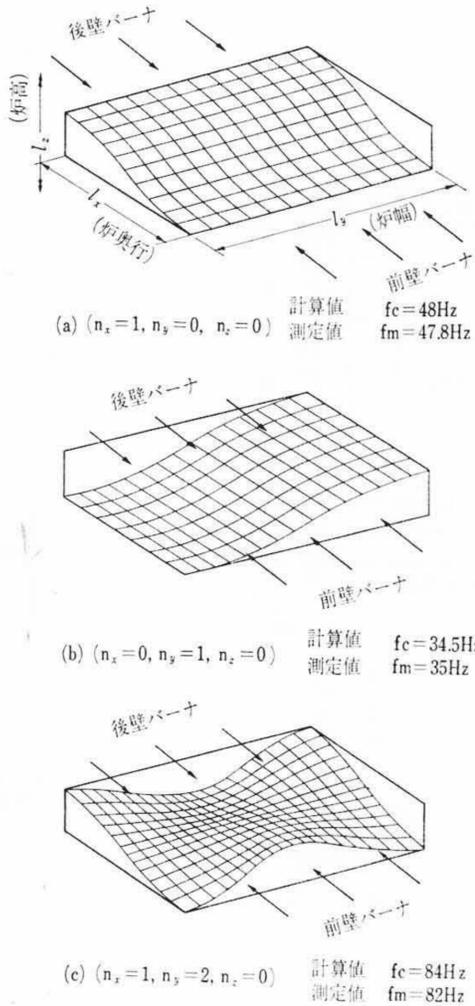


図5 直方体炉内の定常波

その他が反位相になり、実測結果と一致している。

数十本のバーナを持つ場合、どの位置のどれだけのバーナが共振条件を満たせば炉内の気柱振動を励起することができるかは、共振エネルギーと減衰率の関係によると考えられるが、低負荷時にバーナ本数を減らした状態では共振は起こりにくく、バーナ本数の多い高負荷時のほうが起こりやすいことは明らかである。

図5の(b)(c)は全数バーナを使用し、その中の2、3本のバーナに後述の共振発生条件を与えた場合で、この場合にもかなりの圧力振幅に達している。

図2(a)のようなフロントファイリングの場合には、いわゆる定常波形の振動にはならず、バーナを吹込口としたヘルムホルツ共振の形になる。この場合には炉内各点の圧力変動はすべて同位相で、振動数は定常波形の場合より低く、10 Hz 前後の値となる。

4. 振動に影響する主要項目

4.1 バーナ部空気流速

$df(p)/dp > 0$ を満たす条件、すなわち発熱部の圧力が増すにつれて発熱率が増すような燃焼を考えれば、一応振動が発生するものと考えられるが、発熱面の圧力が増せば、ウインドボックスからの空気流入量が減少して、一般的には発熱率が減少するはずで、発熱面に起こった微小な変動は減衰する。そこで特殊な条件を想定しないと振動の条件は満たされない。たとえばブローオフ状態の火炎を取ってみると、炉内圧力 p が増大してバーナへ流入する空気量が減少すれば、ブローオフ条件が解消され発熱率が増大することが考えられ、このような条件では発振が可能となりうる。

われわれの研究室で試験炉を使った実験では、空気量を増加すると振動が発生し、その限界値はバーナの構造によって異なってくる。図6にその様子を示し、一定容量のバーナについて燃焼油量とバーナスロート部の見掛空気流速の関係を示している。このように振動の限界はバーナスロート部の見掛空気流速によって整理され、実験によれば旋回流形のレジスタよりも平行流形のレジスタのほうが限

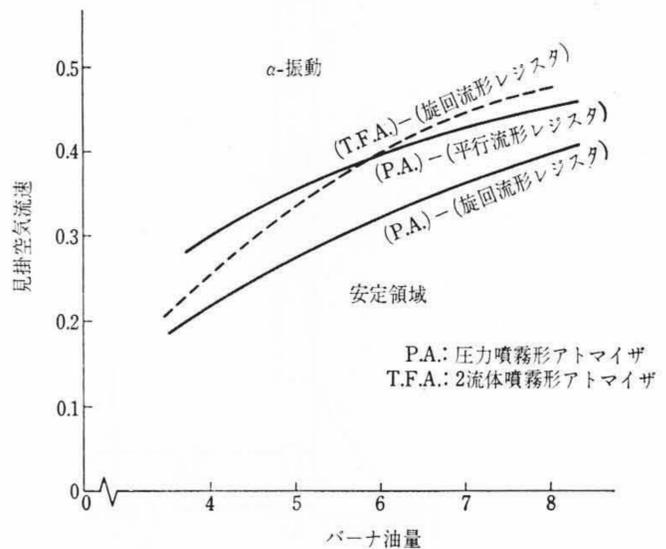
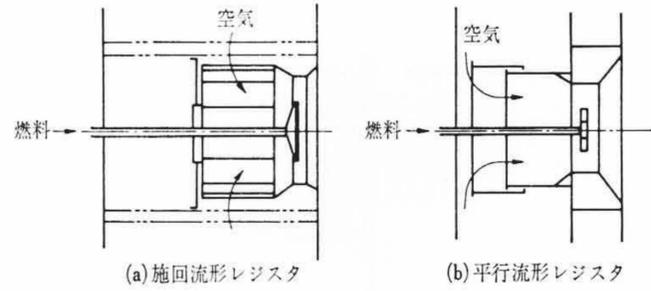


図6 バーナ構造とα振動の限界

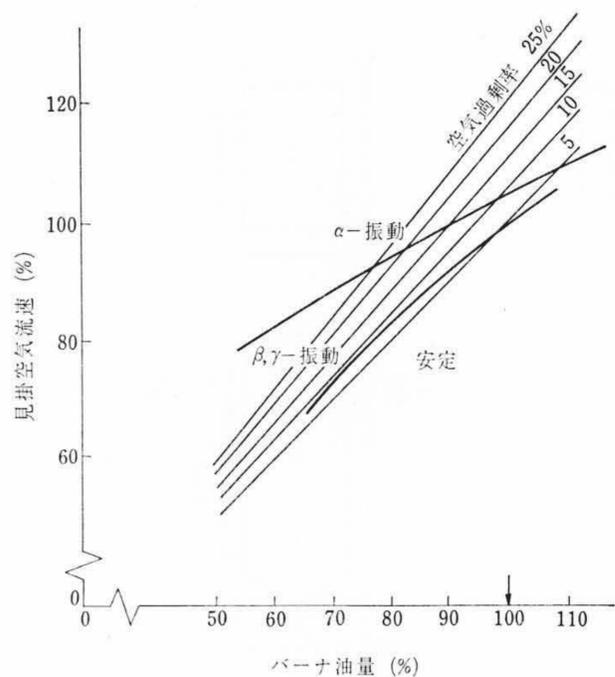


図7 振動限界空気流速

界流速が高く、圧力噴霧形アトマイザよりも2流体噴霧形アトマイザのほうが限界流速が高い。ここで使用した2流体噴霧形アトマイザは4孔で、火炎は4条にわかれるので、火炎が圧力変動の影響を受ける点では有利と考えられるが、バーナの容量を増して孔数を増せば両アトマイザの限界差は少なくなると予想される。またアトマイザの噴霧角によっても限界値は左右されることがわかった。

レジスタについては共振燃焼限界として、旋回流形よりも平行流形が高くなっているが、それぞれの保炎板構造の相違、スロート出口部の耐火材の有無などのために同じ空気流速に対する保炎効果が異なって、 $q=f(p)$ の関係が相違するものと考えられる。したがって共振燃焼の点からは平行流形が有利と言えるが、レジスタの選択には燃焼全体からの判定が必要であろう。

実際のボイラでも空気量を増加すると、火炎のブローオフの様子は明らかでないが、通常の運転範囲からはずれた高い空気過剰率で振動の発生が確認される。油量に対して見掛流速を上げるためには、空気過剰率を上げることとなり、空気過剰率で限界を示すこともできるが、図6にならって発生限界を示すと図7のようになる。

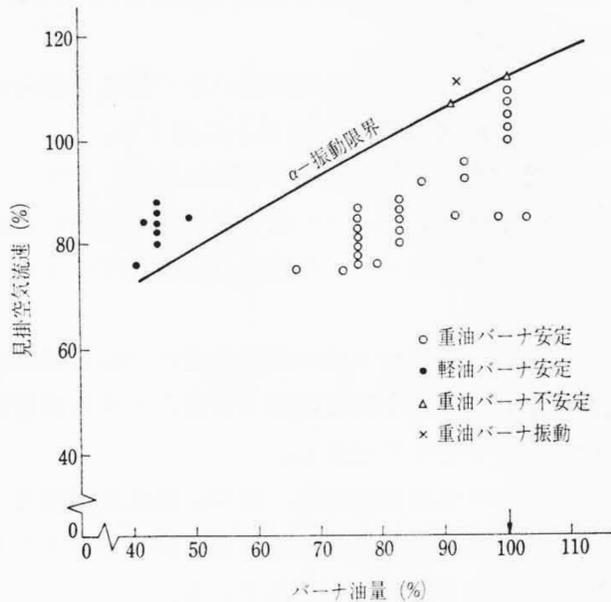


図8 バーナ運転条件とα-振動

α, β, γ 振動というのは図5の(1, 0, 0) (0, 1, 0) (1, 2, 0)の振動に対応して便宜的につけた呼称である。ここで限界というのは圧力振幅の大きさや、火炉構造物の振幅のいかんによらず圧力変動が炉内のいずれかの気柱振動として明瞭(めいりょう)に周期性を持つ条件を考えた。

通常条件で空気量を増すとα振動が発生するが、2, 3のバーナをブローオフが生じやすいと考えられる条件に設定すると、α振動より低い空気過剰率でβ, γ振動が起こる。α振動とβ, γ振動とは様子が違っており、それぞれ次のような特徴を持っている。

(1) α 振動の特徴

- (a) 振動限界はきわめて明瞭で、空気量が図7に示す限界値に達すると突発的に振動が発生し、振幅はきわめて大きくなる。
- (b) 全体の空気量を変えずに、各バーナへの油量の配分をアンバランスにすると、一部のバーナがこの限界を越えて振動が発生する。
- (c) 空気量以外の運転条件はほとんど影響しない。

(2) β, γ 振動の特徴

- (a) α形よりも限界空気流速は少なく、振動は漸増的で図7の限界線近くから始まり空気量の増加とともに成長するが、振幅はα形ほど大きくならない。
- (b) 振動源となるバーナの位置によってβ形、あるいはγ形になる。
- (c) 振動の発生に再循環ガス量が影響し、再循環ガス量の少ないとき振動が起きやすい。

図8は同じ形のバーナを持つボイラについての試験結果で、バーナ容量、ボイラ容量は異なるが全く同じ限界値が適用される。また図8の試験点の中には軽油バーナ(2流体噴霧形アトマイザ使用)を燃焼したものもあるが、この場合は限界を越えても振動が発生していない。

以上の空気流速上限とは逆に、空気流速を下げたときにもα振動の発生することがあり、図9はその限界を示している。実証試験では他の影響因子と独立に操作することがむずかしく、図9の例でも空気過剰率と同時に再循環ガス量も多少変動しており、しかも下限流速付近では再循環ガス量が燃焼に強く影響するので、上限と同じ意味の限界線とはいえないが、バーナ負荷の低い場合の流速下限と考えられる。

以上のことからバーナにおける空気流速によって $df(p)/dp > 0$ を満たす条件のあることが推定され、燃料、バーナ構造などによって見掛空気流速に適正範囲のあることがわかる。

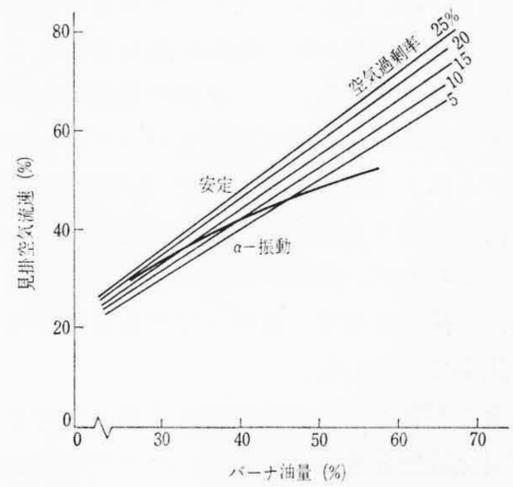


図9 α-振動の下限

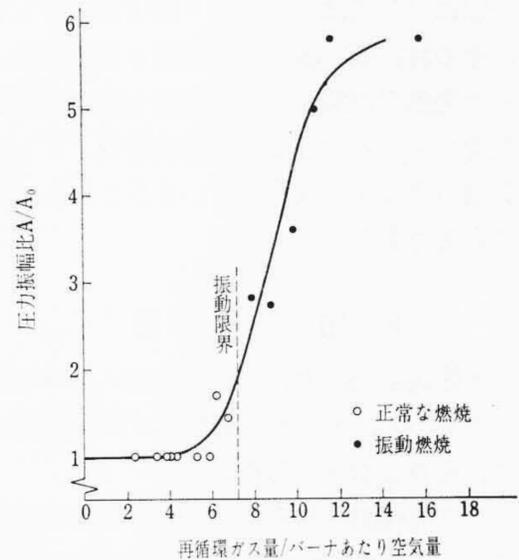


図10 燃焼空気量に対する再循環ガス量と振動燃焼

4.2 再循環ガス量

燃焼装置によっては、バーナ部の空気流速が低い場合にもα振動の起こることがあり、前節に述べたように、この場合の下限流速には再循環ガス量に関連していることがわかった。実証測定時には空気過剰率および再循環ガス量の影響として、それぞれ独立に調べることはできなかったが、低負荷時燃焼器の負荷に対して再循環ガス量が増加するに従って炉内の圧力振幅が大きくなり、ある点以上の所で明瞭な気柱振動の形になることが観測された。この場合、振動の起こる限界付近においては、燃焼空気量が下がっても、再循環ガス量が増しても、振動が起こることになる。

通常再循環ガス量と燃焼空気量の比率はボイラ負荷が低いほど大きくなるので、燃焼に対する再循環ガスの影響は負荷の低いときほど大きくなる。観測された振動の限界を再循環ガス量と空気量の比によって表わすと、図10に示すようになる。図10はこの比率と圧力振幅の関係を示すものであるが、炉内の圧力振幅はボイラ負荷すなわち燃料量によって異なるので、縦軸はランダム変動(非振動時の圧力は高周波でランダムに変動している)の変動幅 A_0 に対する振動時の圧力振幅 A の比率で表わしてある。また横軸は再循環ガス量とバーナ1本あたりの空気量との比率で表わしてある。図からこの比率がある値以上となる所で燃焼が再循環ガス流の影響を受けて振動が発生することがわかる。

この現象に対して、再循環ガス量とバーナにおける発熱率 $q=f(p)$ の関係を次のように考えてみた。非振動時には再循環ガスは対向するバーナからの火炎の中央部を上昇するが、前壁および後壁間に圧力の差が生ずるとそれによって偏流する。すなわち、一方のバーナの発熱部の圧力 p が低くなると再循環ガスはそちらに流れるようになり、火炎が再循環ガスに押される形で発熱率が減少し、い

っそう圧力が低下する。したがってバーナからの空気流速の項で考えたのと同様に $df(p)/dp > 0$ の条件が満たされることになって振動が起こるものと考えられる。バーナ部の発熱率が再循環ガスの影響を受けるかどうかは、再循環ガス流とバーナからの燃焼ガス流両者のモーメントムによって決まるもので、この意味では図 10 の横軸は再循環ガス流量に対する燃焼ガス液量の比、あるいはモーメントム比とすべきであろうが、燃焼ガス量は空気量に比例し、また再循環ガスの温度は負荷によらず、ほぼ一定であることなどを考えて空気量に対する比率で整理した。

再循環ガス流の影響を直接受けるのは下段バーナと考えられ、上下段バーナの空気量配分を変えたり、バーナ本数を減らすとかして影響を受けやすい下段バーナの空気量をふやしてやれば、振動を抑えることができるであろう。

β, γ 振動の上限に対しては再循環ガス流は振動を安定化する効果を示し、空気流速の特に低い場合には振動を促進するようで、再循環ガス流とバーナ発熱率の関係はなお検討を要する問題である。

このほか振動を左右する因子として燃料種類、アトマイザ噴霧角など実際的な問題の幾つかが残されているがこれらについてはあらためて報告する考えである。

5. 結 言

バブコック日立株式会社の大容量重油燃焼ボイラの振動燃焼に関する調査と検討結果から、ボイラで発生する振動燃焼の概要を述べたが、要約すると次のとおりである。

- (1) 大形ボイラで観測されるのはいわゆる音響的振動燃焼で、燃焼によって燃焼室のある種の固有振動が駆動されるもの

である。本報ではこれらを固有振動の形によって α, β, γ 振動と呼んだ。

- (2) 振動は火炉奥行方向の気柱振動の形で起こる場合が多く、圧力振幅は最大 500 mmAq 以上に達する。
- (3) 燃焼負荷の高いときほど振動燃焼は発生しやすい。
- (4) 発振の一条件としてバーナ部の見掛空気流速に適正範囲があり、この範囲はバーナの構造、燃焼条件によって違ってくる。
- (5) 低負荷時に再循環ガス流の影響を受けて振動燃焼を起こす場合があり、限界条件は燃焼ガス量に対する再循環ガス量の比で表わすことができる。

一般にボイラにおける振動燃焼は、低 O_2 、高負荷燃焼などと相容れない点があり、設計、運転条件など、なお検討を要するものがある。関係各位のご教示を得たいと考えている。

終わりに実告測定にあたってご協力をいただいた発電所の各位に謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) L. Crocco: 10 th Sympo. on Comb. 1101 (1965)
- (2) F. Culick: A. I. A. A. Journal 6, 2241 (1968)
- (3) F. Mauss: 10 th Sympo. on Comb. 1241 (1965)
- (4) M. Thring: Ibid. 659 (1965)
- (5) 斎藤: 日機学論文集 (昭 40-1)
- (6) A. Putnam: Non Steady Flame Propagation (1964 Pergamon)
- (7) L. Rayleigh: Theory of Sound (1945)
- (8) P. Morse: Sound and Vibration (1948 McGraw-Hill)

第 33 卷 日 立 第 10 号 目 次

- ・グ ラ フ / 離島の灯は消えず—中部電力が新装置開発
- ・解 説 / エレクトロニクスの散歩道<第10回>
/ 海中の色を映す—水中カラーテレビカメラ
- ・ル ポ / 7 歳になった科学技術館
/ ある誕生—ICカラーテレビ
- / 東京～宮崎間海のバイパス
/ 歴史の街—高山に今も続く絵馬市
- ・さ よ う な ら C 6 2 蒸 気 機 関 車
- ・家 電 コ ー ナ ー / 電 気 毛 布
- ・新 製 品 紹 介
- ・ホ ー ム サ イ エ ン ス

発行所 日立評論社 東京都千代田区丸の内一丁目5番1号
郵便番号 100
取次店 株式会社 オーム社書店 東京都千代田区神田錦町3丁目1番地
郵便番号 101
振替口座 東京 20018 番