小型貫流ボイラの多缶設置システムの制御に関する一研究

吉 成 佑 治*・田 中 収*・芳 村 敏 夫**

A Study on the Control of Multiple Installation Systems Composed of Compact Once-Through Boilers

Yuji YOSHINARI*, Osamu TANAKA* and Toshio YOSHIMURA**

1. ま え が き

小型貫流ボイラの多缶設置システムは個々のボイラの特長を生かして、所要蒸気量の変動に応じてボイラの台数を制御するものであり、取り扱いの簡便さ、省スペースおよび安全性の点で優位であることから蒸気エネルギー発生源として広く使われている。この蒸気圧力の制御については、三位置制御を開発し有効な制御性能を得ている^{1),2)}。しかしながら、制御性能は所要蒸気量の大きさや時間的変動特性（以下負荷パターンと呼ぶ）に影響されるために、ここではシミュレーションによって負荷パターンと制御動作の関係を調べて適切な制御方法を開発する。

2. ボイラの動特性

Fig. 1 に示す小型貫流ボイラの多缶設置システムについて考察する。図よりボイラ蒸気ヘッダ部の熱収支式はつぎのようになる³⁾。

$$-\left(Q_d i_o'' - \sum_{n=1}^N q_n i_B''\right) = \frac{d}{dt}(i_H'' W_v) \quad (1)$$

ただし Q_d は所要蒸気量 (kg/s), q_n は n 台目のボイラの蒸気量 (kW), W_v はヘッダ部の水の質量 (kg), i_o'' はヘッダ部出力のエンタルピ (kJ/kg), i_B'' は蒸気エンタルピ (kJ/kg), i_H'' はヘッダ部内の蒸気エンタルピ (kJ/kg), N はボイラの個数また τ は時間 (s) である。ヘッダ部内と出力部の蒸気エンタルピはほぼ等

しいから i_H'' が i_o'' に等しいと考えてよい。またボイラ蒸発部の熱収支式は、ボイラがすべて均一とすればつぎのようになる^{3),4)}。

$$-\sum_{n=1}^N [q_n (i_B'' - i_{in}) - U_n] = N \frac{d}{dt} (i' V_N + C_N W_N T_N) \quad (2)$$

ただし U_n は n 台目のボイラの加熱量 (kW), V_N は保有水の質量 (kg), C_N は缶体の比熱 (kJ/kg・K), W_N は缶体の質量 (kg), T_N は缶体の温度 (K), i_{in} は給水のエンタルピ (kJ/kg) また i' は飽和水のエンタルピ (kJ/kg) である。(1) および (2) 式より ($i_H'' = i_o''$)

$$\sum_{n=1}^N (q_n i_{in} + U_n) - Q_d i_H'' = \frac{d}{dt} (i_H'' W_v) + N \frac{d}{dt} (i' V_N + C_N W_N T_N) \quad (3)$$

となる。上式の右辺の第 1 項はヘッダ部内の保有熱量の時間的変動を示すが、容量が小さいために第 2 項に比べて十分小さいので無視することができる。またボイラ出口の乾き度は 0.98 度以上に保たれており、かつ各ボイラからヘッダ部間の圧力損失はほとんどないから i_H'' は蒸気のエンタルピ i_B'' にほぼ等しい。したがって、(3) 式は

Fig. 1 Multiple installation system composed of once-through boilers

* 三浦工業(株) 松山市堀江町 7-1

** 徳島大学工学部 徳島市南三島町 2-1

* Miura Co. LTD, Matsuyama

** Faculty of Engineering, The University of Tokushima, Tokushima

(Received September 28, 1985)

(Revised November 27, 1985)

Key Words: multiple installation system, compact once-through boiler, fuel consumption, purge loss, steam pressure

$$\sum_{n=1}^N (q_n i_{in} + U_n) - Q_d i_B''$$

$$= N \frac{d}{d\tau} (i' V_N + C_N W_N T_N) \quad (4)$$

のようになる。上式を蒸気圧力 P (kPa) を用いて変形するとつぎのようになる。

$$\sum_{n=1}^N (q_n i_{in} + U_n) - Q_d i_B''$$

$$= N \left(\frac{di'}{dP} V_N + C_N W_N \frac{dT_N}{dP} \right) \frac{dP}{d\tau} \quad (5)$$

ここで i_B'' は $490 \text{ kPa} < P < 880 \text{ kPa}$ の範囲で P の関数としてつぎのように表わすことができる。

$$i' = A_1 P^2 + A_2 P + A_3 \quad (6)$$

$$i_B'' = B_1 P + B_2 \quad (7)$$

ただし $A_1 = -0.11 \times 10^{-3}$, $A_2 = 0.4$, $A_3 = 0.464 \times 10^3$, $B_1 = 0.52 \times 10^{-1}$, $B_2 = 0.272 \times 10^4$ とする。また蒸気圧力の変化に対して缶体と缶水の間の伝熱速度は十分大きいと考えられるので

$$\frac{dT_N}{dP} = \frac{1}{C_{pw}} \cdot \frac{di'}{dP} \quad (C_{pw} \text{ は水の定圧比熱 (kJ/kg} \cdot \text{K)}) \quad (8)$$

となり、(6)~(8)式を(5)式に代入して変形すると

$$dP = \frac{\sum_{n=1}^N (q_n i_{in} + U_n) - (B_1 P + B_2) Q_d}{N(V_N + C_N W_N / C_{pw})(2A_1 P + A_2)} d\tau \quad (9)$$

となる。上式を刻み時間を $\Delta\tau$ として離散化すると $P(\tau) = P(k\Delta\tau) \triangleq P(k)$ はつぎのように与えられる。

$$\frac{P(k+1) - P(k)}{\Delta\tau} = \frac{\sum_{n=1}^N \{q_n(k) i_{in}(k) + U_n(k)\} - \{B_1 P(k) + B_2\} Q_d(k)}{N(V_N + C_N W_N / C_{pw}) \{2A_1 P(k) + A_2\}} \quad (10)$$

$U_n(k)$ は蒸気圧力の変動にしたがって、各ボイラを優先順位に基づき、高燃焼、低燃焼および停止させる三位置動作によって発生する加熱量である。 $q_n(k) i_{in}(k)$ は定温では $U_n(k)$ の値に比べて十分小さいので無視してもさしつかえない。プレページあるいはポストページの状態にある時は水管列間の強制対流熱伝達により $U_n(k)$ がページ損失として負の値をもつ。このページ損失 Q_L (kW) はつぎのようになる。

$$Q_L = G c_{pa} (T_{out} - T_{in})$$

$$= \frac{\alpha A (T_{out} - T_{in})}{l_n \{ (T_w - T_{in}) / (T_w - T_{out}) \}} \quad (11)$$

ただし T_w は水壁管の温度 (K), T_{in} は空気入口の温度 (K), T_{out} は空気出口の温度 (K), G は空気の流量 (kg/s), α は熱貫流率 (kW/m²・K), c_{pa} は空気の定圧比熱 (kJ/kg・K) また A は伝熱面積 (m²) とする。

3. 蒸気圧力の制御

蒸気圧力の制御方法は(1)負荷側の蒸気圧力を最低許容圧力以上に保つこと。(2)燃料消費量をできるだけ小さくするとともに、台数制御の発停ごとに行われるページ損失をできるだけ小さくすること。より決定される。ボイラの缶数 N を5とすれば三位置制御動作の例として Fig. 2 に示す I~IV が考えられる。図の記号 H, L, O はそれぞれ高燃焼、低燃焼、停止に対応しており、また数字 1~5 はボイラの起動の優先順位を示している。例えば制御動作 I において蒸気圧力 P が設定圧力値 700 kPa を越えれば5のボイラが H→L となり、逆に 700 kPa を下降すれば L→H となることを示している。4つの制御動作の最も大きな違いは、Lの状態にあるボイラ台数が I>II>III, IV の順であることである。一般にこの台数が増加すれば負荷に対する追従性が良くなるので、特に大負荷に対してはIが最も有利であるといえる。蒸気圧力の上昇時と下降時について制御動作はつぎのように与えられる。

3.1 圧力上昇時の場合

圧力上昇時はボイラの燃焼の缶数を減少させてゆくが各缶の制御動作の変化は以下になる。

(1) H→L: 設定圧力値を越えれば直ちにLにな

Fig. 2 Nominated control actions

る。

(2) L→O: 設定圧力値を越えても直ちにOにならず遅延時間 τ_{R1} ($\tau_{R1}=45s$, $\tau_{R2}=15s$, $\tau_{R3}=\tau_{R4}=\tau_{R5}=5s$) を経過してOとなる。またOになった後 50s のポストパージを行った後に送風機が停止する。

3.2 圧力降下時の場合

圧力降下時はボイラの燃焼の缶数を増加させてゆくが各缶の制御動作の変化は以下ようになる。

(1) O→L: 設定圧力値以下になった時、規定のプレパージを行った後にLとなる。プレパージの時間は送風機停止後であれば $\tau_{p1}(s)$, ポストパージ中であれば $\tau_{p2}(s)$ であり $\tau_{p1}-\tau_{p2}=5\sim6s$ の関係がある。

(2) L→H: 設定圧力値以下になった時、それまでLが 20s 以上続いている場合は直ちにHになるが、20s 以下の場合はLが 20s 続いた後にHとなる。

4. シミュレーション

パラメータ値は以下のように与える。

$$V_N=145 \text{ kg}, W_N=750 \text{ kg},$$

$$C_N=0.46 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$q_H=940 \text{ kW (Hの加熱量)},$$

$$q_L=330 \text{ kW (Lの加熱量)},$$

$$\tau_{p1}=15s, \tau_{p2}=10s, \Delta\tau=1s$$

パージ損失 Q_L は(1)式に基づいて計算されるが種々の缶内温度に対して Q_L を計算し近似的に P の関数としてつぎのように表わした。

$$Q_L=0.0025 P+39.98 \quad (12)$$

また初期時間 $k=0$ で各缶はポストパージにはいるとしそのときの $P(0)$ は 880 kPa とする。

負荷パターンは周期的に変動するものがほとんどなのでつぎのように与える。

$$Q_a=a \sin(2\pi\tau/\tau_d)+b \quad (a, b, \tau_d > 0) \quad (13)$$

このときの結果を Fig. 3(a) および Fig. 3(b) に示す。Fig. 3(a) は $a=3000 \text{ kg/h}$, $b=1000 \text{ kg/h}$, $\tau_d=80s$ のときの蒸気圧力の変動を示している。この図よりわかるように定常状態において P は周期的な変動をするのでそれぞれの制御動作に対して平均燃料消費量およびパージ損失(重油の消費量に換算)を計算して Fig. 3(b) に示した。図より b が小さいときは制御動作ⅢあるいはⅣが良いが、大きくなれば制御動作Ⅰが良くなることを示している。これは Q_a が小さいときは発停台数が少ない方がよいが、 Q_a が大

Fig. 3(a) Time variations of the steam pressure

Fig. 3(b) Average fuel consumptions and purge losses for the values of a (kg/h) and b (kg/h)

きくなれば発停台数が多い方が有利であることを示している。また a が増加すれば制御動作Ⅰ, ⅡおよびⅢは制御性能は悪くなっている。

5. 結 言

周期的に変動する負荷パターンに対して適切な制御方法を見いだすためのシミュレーションを行った。ここでの結果よりある程度の結論が導かれるがさらにこれ以外の負荷パターンについても考察する必要がある。

参 考 文 献

- 1) 越野・白石・吉成・川人: 多管式小型貫流ボイラにおける水管列に直交する流れの熱伝達 (第1報), 日本機械学会北海道支部第24回講演会論文集, 822-3, 31/33 (1982)
- 2) 吉成・田中・一色・芳村・柴田: 小型貫流ボイラの多缶設置システムにおける蒸気圧力の制御, 徳島大学工学部研究報告, 30, 37/44 (1985)
- 3) 寺野・竹内: ボイラの自動制御, 113, オーム社 (1969)
- 4) 日本ボイラ協会: ボイラの計装と制御, 303, 共立出版 (1968)