

ごみ焼却プラントの操作因子に関する解析

京都大学工学部 岩井重久 平岡正勝 高内政彦 高月紘

1. 緒言

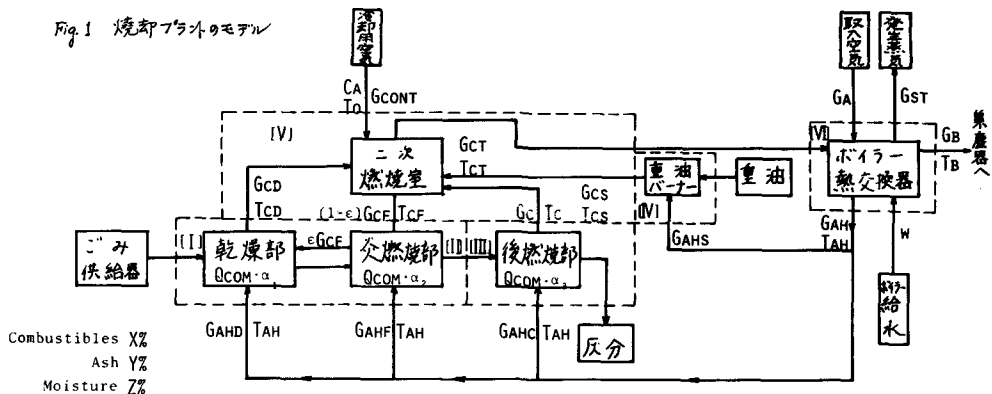
わが国の連続式ごみ焼却炉の歴史は残いにもかゝらず、外国技術の導入、国産技術の南祭が活祭に行なわれ、この数年における大型焼却プラントの建設は目覚ましく、その技術は急速に進歩している。しかしながら、ごみ焼却プラントは燃焼工学的、機械工学的要素が複雑に組合せられたプラントであるので、その解析的研究は極めて困難である。

本研究においては、速度論的考察の前提として、まずエンタルピー収支の観点から大型ごみ焼却プラントを解析して自然限界の概念を明らかにし、さらに種々の因子が操作運転におよぼす影響を理論的に明らかにすることを試みた。

2. 焼却プラントのモデル化

ごみ焼却プラントは主としてストーカー構造の相違による種々の形式のものが使用されているが、Fig. 1のようにモデル化して考えることができる。すなわち、焼却炉は〔I〕乾燥ストーカー、〔II〕炎燃焼ストーカー、〔III〕後燃焼ストーカーの三部分に分け、それぞれに乾燥用、燃焼用空気が吹き込まれ、さらに各ストーカーからのガスが〔IV〕二次燃焼室で完全燃焼して、〔V〕ボイラーおよび熱交換室の部分で余熱回収され、集塵室を経て放出される。プラントの運転操作において最も重要なのは、ごみ値の変動に応じて炉温を最適範囲と言われている $800 \sim 900^{\circ}\text{C}$ に維持することである。ここで、ごみの組成は可燃分 $x\%$ 、灰分 $y\%$ 、水分 $z\%$ で、可燃分当りの発熱量は 4600 kcal/kg で一定であり、ごみ全体の発熱量は x, y, z の割合によって変化するものと考えた。そして炉温の制御は設定値よりも低い場合は補助燃料として重油を燃焼させ、高い場合は冷風を送入することによって行なうとした。計算に際しては京都市におけるごみ値の変動を参考にした。京都市における昭和42~49年におけるごみ性状の年間変動率はTable 1に示すようなものであり、低位発熱量の頻度分布はFig. 29ようになり、その年間変動率はFig. 3のようである。

Fig. 1 焼却プラントのモデル



3. 物質収支について

ごみ焼却プラントの熱収支をとるにあたり、まず Fig. 1 に示したモデルの各部に対する物質収支をとる必要がある。物質収支の計算に必要な理論空気量および理論燃焼ガス量は Rosin の式によって計算することにした。さらに物質収支計算に必要な諸元を列挙するとつぎのようになる。

処理量 300 t/day, $F_i = 12,500 \text{ [kg/h]}$

取入水空気状態 温度 $t_a = 20^\circ\text{C}$,

湿度 $\phi_a = 70\%$, $H_a = 0.01 \text{ [kg-H}_2\text{O/kg-dry air]}$, 比熱 $C_a = (0.24 + 0.46 H_a) / (0.772 + 1.24 H_a) = 0.31 \text{ [kcal/Nm}^3\text{]}$

ごみの性状

	供給量 [kg/h]	比熱 [kcal/kg $^\circ\text{C}$]
可燃分 x (%)	$125x$	$C_x = 0.6$ (木)
灰分 y (%)	$125y$	$C_y = 0.2$ (灰)
水分 z (%)	$125z$	$C_z = 1.0$ (水)

燃焼用、乾燥用予熱空気およびその排ガス

$$(\text{取入空気量 } G_a) = (\text{予熱空気量 } G_{ah}) = (\text{重油燃焼用 } G_{aho}) + (\text{乾燥用 } G_{ahd}) + (\text{灰燃焼用 } G_{ahf}) + (\text{後燃焼用 } G_{ahc})$$

Table 1. 京都市におけるごみ性状の年向変動率 (昭和42年度)

Moisture z [o/o]	Combustibles x [o/o]	Ash y [o/o]	Lower Calorific Value [kcal/kg]	Frequency [-]	Days [day]
60	18	22	457	.05	18
55	22.5	22.5	679	.10	36
50	25	25	813	.20	73
45	30	25	1017	.34	124
40	33	27	1214	.18	66
35	40	25	1544	.07	26
30	44	26	1745	.03	11
-	-	-	-	.97	354

可燃分の平均組成

重量 (%)	kg/h	燃焼によって生ずる量 [kg/h]
炭素 49	$0.49 \times 125x = 61.25x$	$\frac{49}{2} \times 61.25x = 224.5x$
水素 6	$0.06 \times 125x = 7.50x$	$\frac{18}{2} \times 7.50x = 67.5x$

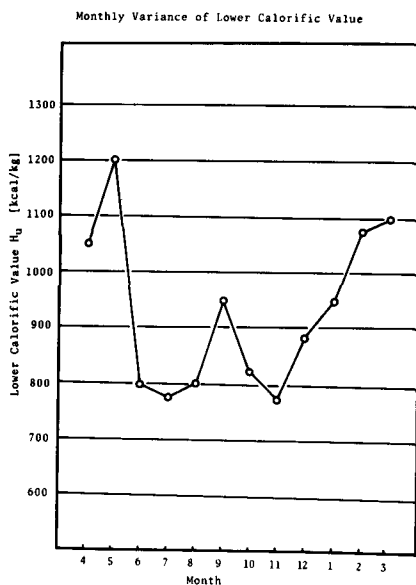


Fig. 3 京都市における低位発熱量の年向変動率 (昭和42年度)

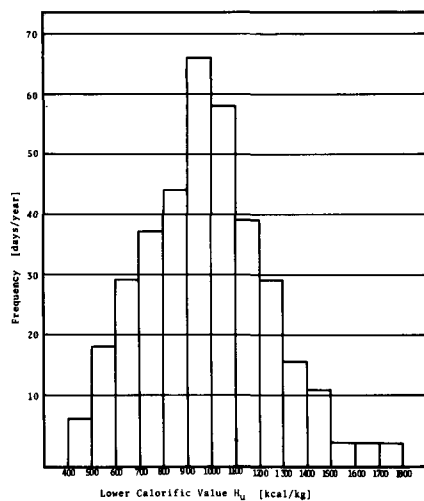


Fig. 2 京都市における低位発熱量の頻度分布

$$(全排出口ガス G_{et}) = (重油燃焼ガス G_{cs}) + (乾燥出口ガス G_{ed}) + (炎燃焼ガス G_{ef}) + (後燃焼ガス G_c)$$

重油燃焼 B重油 (乾基 86.2%, 水率 12%), 発熱量 $H_{hs} = 10,630 \text{ kcal/kg}$

$$\text{燃焼による生成水分 } W_s = \frac{12}{100} \cdot S \cdot \frac{18}{2} = 1.08 S \quad [\text{kg-H}_2\text{O/hr}]$$

$$\text{理論空気量 } L_{so} = (0.85 \times H_{hs} / 1000 + 2.0) \cdot S = 11.04 S \quad [\text{Nm}^3/\text{hr}]$$

$$\text{理論燃焼ガス量 } G_{so} = (111 \times H_{hs} / 1000) \times S = 11.8 S \quad [\text{Nm}^3/\text{hr}]$$

$$\text{実際燃焼ガス量 } G_{cs} = G_{so} + (m_s - 1) \times L_{so} \quad [\text{Nm}^3/\text{hr}]$$

$$\text{予熱空気量 } G_{ahs} = m_s \cdot L_{so} = 11.04 m_s \cdot S \quad [\text{Nm}^3/\text{hr}]$$

$$\text{排出口ガス量 } G_{cs} = G_{so} + (m_s - 1) \cdot L_{so} \quad [\text{Nm}^3/\text{hr}]$$

$$\text{絶対湿度 } H_{cs} = W_s / G_{cs} \times P_{cs} + H_a \quad [\text{kg-H}_2\text{O/kg-dry gas}]$$

$$\text{密度 } \rho_{cs} = (290 + 1.5 \cdot K_{co_2}) / 22.4 \quad [\text{kg-dry gas/Nm}^3]$$

$$\text{湿り比熱 } C_{cs} = 0.269 + 0.00018 \cdot K_{co_2} + 0.536 H_{cs} \quad [\text{kcal/Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C}]$$

ここで, S : 重油助燃料 $[\text{kg/hr}]$, m_s : 重油助燃料に対する空気過剰率 $[-]$, K_{co_2} : 炭酸ガス割合 $[\%]$

1) 乾燥ストーカーにおける物収支

乾燥ストーカー出口ガス中の全水分はごみ乾燥による蒸発水分量 $125(Z-Z')$, 部分燃焼による発生水分量 $67.5 \times \alpha_1$, 炎燃焼ストーカーからの対流による水分 $\varepsilon \cdot W_f$ の和である。

$$\text{全水分量 } W_d = 125(Z-Z') + 67.5 \times \alpha_1 + \varepsilon \cdot W_f$$

ここで, ε は炎燃焼部から乾燥部への燃焼ガスの対流割合であり, W_f は炎燃焼部における全発生水分量である。また燃焼によって発生する水分量は燃焼率 α に比例するとしているが, 後燃焼ストーカーにおいては, 燃焼による発生水分は零とし, 炎燃焼における発生水分は $67.5(1-\alpha_1)$ とする。つぎに乾燥部における乾燥用予熱空気量 G_{ahd} はごみ単位重量当りの供給予熱熱量を V_g とすると

$$G_{ahd} = V_g \cdot F \quad [\text{Nm}^3/\text{hr}]$$

となる。Rosinの式によるごみの理論燃焼用空気量 L_{ro} および理論燃焼ガス量 G_{ro} はそれぞれ

$$L_{ro} = (1.01 \cdot H_u / 1000 + 0.5) \cdot 125 \times \quad [\text{Nm}^3/\text{hr}]$$

$$G_{ro} = (0.89 \cdot H_u / 1000 + 1.65) \cdot 125 \times \quad [\text{Nm}^3/\text{hr}]$$

となる。したがって, 乾燥ストーカー出口ガス量 G_{ed} は, G_{ef} を炎燃焼ストーカーの出口ガス量とすると,

$$G_{ed} = G_{ahd} + (G_{ro} - L_{ro}) \cdot \alpha_1 + \varepsilon \cdot G_{ef} \quad [\text{Nm}^3/\text{hr}]$$

となる。また乾燥部出口ガスの密度は空気のそれと同一であるとする, $\rho_{ed} = 1.295 [\text{kg/Nm}^3]$ となる。したがって, この排ガスの湿度 H_{ed} および湿り比熱 C_{ed} はそれぞれ

$$H_{ed} = W_d / (\rho_{ed} \cdot G_{ed})$$

$$C_{ed} = (0.24 + 0.46 H_{ed}) / (0.77 + 1.24 \cdot H_{ed})$$

2) 炎燃焼ストーカーにおける物収支

炎燃焼ストーカーにおいて, 残留水分 Z' は完全に蒸発し, 燃焼による水分もこの段階においてすべて生成するものとし, 入口空気の持込んば水分は無視すると, 1) と同様にして

$$\text{全発生水分量 } W_f = 125 Z' + 67.5 \times (1 - \alpha_1)$$

$$\text{燃焼出口ガス量 } \rho_{ef} = \{ G_{ro} + (m - 1) \cdot L_{ro} \} \alpha_2$$

炎燃焼出口ガス密度 $\rho_{cf} = (29.0 + 15 K_{CO_2}) / 22.4$

" " " 絶対湿度 $H_{cf} = W_f / G_{cf} \cdot \rho_{cf}$

" " " 湿り比熱 $C_{cf} = 0.269 + 0.00018 \cdot K_{CO_2} + 0.536 H_{cf}$

燃焼用予熱空気量 $G_{ahf} = (m \cdot L_{R0}) \cdot \alpha_2$

こゝに, m : 燃焼用空気過剰率, α_2 : 炎燃焼部における燃焼率,

3) 後燃焼用ストーカーにおける物収支

こゝでは出口ガス中に含まれる水分は後燃焼用予熱空気 G_{ahc} に含まれている水分のみであるとする,

ると,

予熱空気量 $G_{ahc} = m \cdot L_{R0} \cdot \alpha_3$

出口ガス量 $G_c = \{G_{R0} + (m-1) \cdot L_{R0}\} \cdot \alpha_3$

絶対湿度 $H_c \doteq H_{ahc} = 0.01$

密度 $\rho_c = (29.0 + 1.5 \times K_{CO_2}) / 22.4$

湿り比熱 $C_c = 0.264 + 0.00018 K_{CO_2}$

こゝに, α_3 : 後燃焼による燃焼率 ($\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 1$)

4) 二次燃焼室における物収支

排出ガス中の全水分 $W_{ct} = 125z + 67.5x + W_s + G_a \cdot \frac{29}{22.4} \cdot H_a$
(乾燥) (ごみ) (重油) (空気)

排ガス量 $G_{ct} = G_{cd} + (1-E) G_{cf} + G_c + G_{cs}$

密度 $C_{ct} = (29.0 + 1.5 K_{CO_2}) / 22.4$

絶対湿度 $H_{ct} = W_{ct} / \rho_{ct} \cdot G_{ct}$

湿り比熱 $C_{ct} = 0.269 + 0.00018 K_{CO_2} + 0.536 H_{ct}$

5) 熱交換器・ボイラー

排ガスに含まれる水分の凝縮は起るとする。

予熱空気量 $G_{ah} = G_a$

熱交換器・ボイラー出口ガス量 $G_b = G_{ct}$

蒸気発生量 $G_{st} = W$

4. 熱収支について

1) 乾燥ストーカーにおけるエンタルピー収支

(入熱)

ごみの持込エンタルピー $E_1 = 125x C_x (t_1 - t_0) + 125y C_y (t_1 - t_0) + 125z \cdot C_z (t_1 - t_0)$

予熱空気の持込エンタルピー $G_{ahd} \cdot C_{ahd} (t_{ahd} - t_0)$

部分燃焼による発熱量 $5.75 \times 10^5 x \cdot \alpha_1 = Q_{\text{reac}} \cdot \alpha_1$

炎燃焼の対流によるエンタルピー $E \cdot G_{cf} \cdot C_{cf} (t_{cf} - t_0)$

(出熱)

乾燥ごみの持出すエンタルピー $E_2 = 125x (1 - \alpha_1) C_x (t_2 - t_0) + 125y \cdot C_y (t_2 - t_0) + 125z \cdot C_z (t_2 - t_0)$

$$= 125(t_2 - t_0) \{ (1 - \alpha_1) x C_x + y C_y + z' C_z \}$$

排ガスの持出すエンタルピー $Q_{cd} \cdot C_{cd} (t_{cd} - t_0)$

熱損失 $Q_{e1} = Q_e/3$

(入熱) = (出熱)

$$E_1 + Q_{cd} \cdot C_{cd} (t_{cd} - t_0) + Q_{reac} \cdot \alpha_1 + E_1 \cdot G_{cf} \cdot C_{cf} (t_{cf} - t_0)$$

$$= E_2 + G_{cd} \cdot C_{cd} (t_{cd} - t_0) + Q_{e1}$$

ここで、熱損失はごみの発熱量の $k\%$ であり、各 Q_{e1} , Q_{e2} , Q_{e3} はそれぞれ等しいとすると、

$$Q_e = Q_{e1} + Q_{e2} + Q_{e3} = \frac{k}{100} \cdot Q_{reac}, \quad Q_{e1} = Q_{e2} = Q_{e3} = Q_e/3$$

2) 炭燃焼ストーカーにおける収支

(入熱)

乾燥ごみの持込むエンタルピー

$$E_2 = 125(t_2 - 20) \{ (1 - \alpha_1) x \cdot C_x + y \cdot C_y + z' \cdot C_z \}$$

予熱空気の持込むエンタルピー

$$G_{af} \cdot C_{af} (t_{af} - t_0)$$

炭燃焼による発熱量

$$Q_{reac} \cdot \alpha_2$$

(出熱)

出口固形物の持出すエンタルピー

$$E_3 = 125(t_3 - t_0) \{ \alpha_3 \cdot x \cdot C_x + y \cdot C_y \}$$

排ガスの持出すエンタルピー

$$G_{cf} \cdot C_{cf} (t_{cf} - t_0)$$

熱損失

$$Q_{e3} = Q_e/3$$

(入熱) = (出熱)

$$E_2 + G_{af} \cdot C_{af} (t_{af} - t_0) + Q_{reac} \cdot \alpha_2 = E_3 + G_{cf} \cdot C_{cf} (t_{cf} - t_0) + Q_{e3}$$

3) 後燃焼ストーカーにおけるバランス

(入熱)

固形物の持込むエンタルピー

$$E_3 = 125(t_3 - t_0) \{ \alpha_3 \cdot x \cdot C_x + y \cdot C_y \}$$

予熱空気の持込むエンタルピー

$$G_{alc} \cdot C_{alc} (t_{alc} - t_0)$$

後燃焼による発熱量

$$Q_{reac} \cdot \alpha_3$$

(出熱)

灰分の持出すエンタルピー

$$E_4 = 125 y \cdot C_y (t_4 - t_0)$$

排ガスの持出すエンタルピー

$$G_c \cdot C_c (t_c - t_0)$$

熱損失

$$Q_{e3} = Q_e/3$$

(入熱) = (出熱)

$$E_3 + G_{alc} \cdot C_{alc} (t_{alc} - t_0) + Q_{reac} \cdot \alpha_3 = E_4 + G_c \cdot C_c (t_c - t_0) + Q_{e3}$$

4) 重油助燃の収支

(入熱)

重油の持込むエンタルピー

$$S \cdot C_s (t_s - t_0)$$

予熱空気の持込むエンタルピー

$$G_{als} \cdot C_{als} (t_{als} - t_0)$$

重油助燃による発熱量

$$H_{ls} \cdot S$$

(出熱)

排ガスの持出すエンタルピー $G_{cs} \cdot C_{cs} (t_{cs} - t_o)$

(入熱) = (出熱)

$$S \cdot C_s (t_s - t_o) + G_{ahs} \cdot C_{ahs} (t_{ahs} - t_o) + H_{es} \cdot S = G_{cs} \cdot C_{cs} (t_{cs} - t_o)$$

5) ボイラ・熱交換器における収支

(入熱)

全排ガスの持込むエンタルピー $G_{ct} \cdot C_{ct} (t_{ct} - t_o)$

取入れ空気の持込むエンタルピー $G_a \cdot C_a (t_a - t_o)$

ボイラー用水の持込むエンタルピー $W \cdot C_w (t_w - t_o)$

(出熱)

全排ガスの持出すエンタルピー $G_b \cdot C_b (t_b - t_o)$

予熱空気の持出すエンタルピー $G_{ah} \cdot C_{ah} (t_{ah} - t_o)$

16 kg/cm²g (200.43°C) の飽和蒸気 667.1 G_{st}

の持出すエンタルピー

(入熱) = (出熱)

$$G_{ct} \cdot C_{ct} (t_{ct} - t_o) + G_a \cdot C_a (t_a - t_o) + W \cdot C_w (t_w - t_o) = G_b \cdot C_b (t_b - t_o) + G_{ah} \cdot C_{ah} (t_{ah} - t_o)$$

5. 計算の手順

1) ~ 4) までの物質収支、エンタルピー収支をふくらむ条件を入れて順次計算し、各排出ガスの混合による全排出ガスの t_{ct} , C_{ct} , G_{ct} の決定を行なう。ここで全排ガスの温度は最初に仮定しているため、定めらる t_{ct} に違いない場合は、重油助燃料 S を増して所定の t_{ct} に保つものとし、また逆に高すぎる場合には冷却用空気量を増して制御を行なうものとする。したがって理論計算においては各収支から求まる助燃重油量 S の符号を判定し、マイナスの場合には制御用空気量 G_{cont} を次式により求める。

$$G_{cont} = |S| \times H_{es} / C_a (t_{ct} - t_o)$$

全排出ガスの状態の収支はつぎのようになる。

(入熱)

乾燥ストーカー排ガスの保有エンタルピー $G_{cd} \cdot C_{cd} (t_{cd} - t_o)$

炎燃焼ストーカー排ガスの保有エンタルピー $(1 - \epsilon) \cdot G_{cf} \cdot C_{cf} (t_{cf} - t_o)$

後燃焼排ガスの保有エンタルピー $G_c \cdot C_c (t_c - t_o)$

重油助燃排ガスの保有エンタルピー $G_{cs} \cdot C_{cs} (t_{cs} - t_o)$

(出熱)

全混合ガスの持込むエンタルピー $G_{ct} \cdot C_{ct} (t_{ct} - t_o)$

(入熱) = (出熱)

$$G_{cd} \cdot C_{cd} (t_{cd} - t_o) + (1 - \epsilon) G_{cf} \cdot C_{cf} (t_{cf} - t_o) + G_c \cdot C_c (t_c - t_o) + G_{cs} \cdot C_{cs} (t_{cs} - t_o) \\ = G_{ct} \cdot C_{ct} (t_{ct} - t_o)$$

極めて複雑な計算なので、京大電子計算機 KDC-II を用いて行った。用いた計算条件を Table 2 に、フローチャートを Fig. 4 に示す。

Table 2 計算条件

t_{ct} 800, 850, 900, 950, 1000
 t_{ah} 200, 250 (20, 60, 100)
 k 0.10
 k_{co_2} 10
 α_1 0.1
 α_2 0.7
 α_3 0.2
 $\bar{x}$ { $x=25.91$ 最高 $x=45.91$
 $y=23.50$ 最低 $y=25.00$
 $\bar{z}$ { $z=50.59$ 最高 $z=29.76$
 E 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6
 z' 20, 25, 30
 m 1.5, 2.0, 2.5
 m_s 1.3
 V_g 0.4, 0.8, 1.2

6. 計算結果

計算結果の一部を Fig. 5~ Fig. 11 に示す。Fig. 5~ Fig. 7 は横軸に低位発熱量 H_u ととり、縦軸に重油消費量をとつたもので、これらの図から自然限界を考察することができる。図において $SS=0$ の線が自然限界を示す。たとえば、炉温を最低 800°C に保ち、予熱空気温度を 250°C とした場合を Fig. 5 に示したが、これより $m=2.0\sim 2.5$ とし、 V_g を $0.4 [\text{Nm}^3\text{-air/kg-refuse}]$ と考えれば、低位発熱量 H_u が約 $800\sim 970 [\text{kcal/kg-refuse}]$ に自然限界が存在するが、空気の過剰率

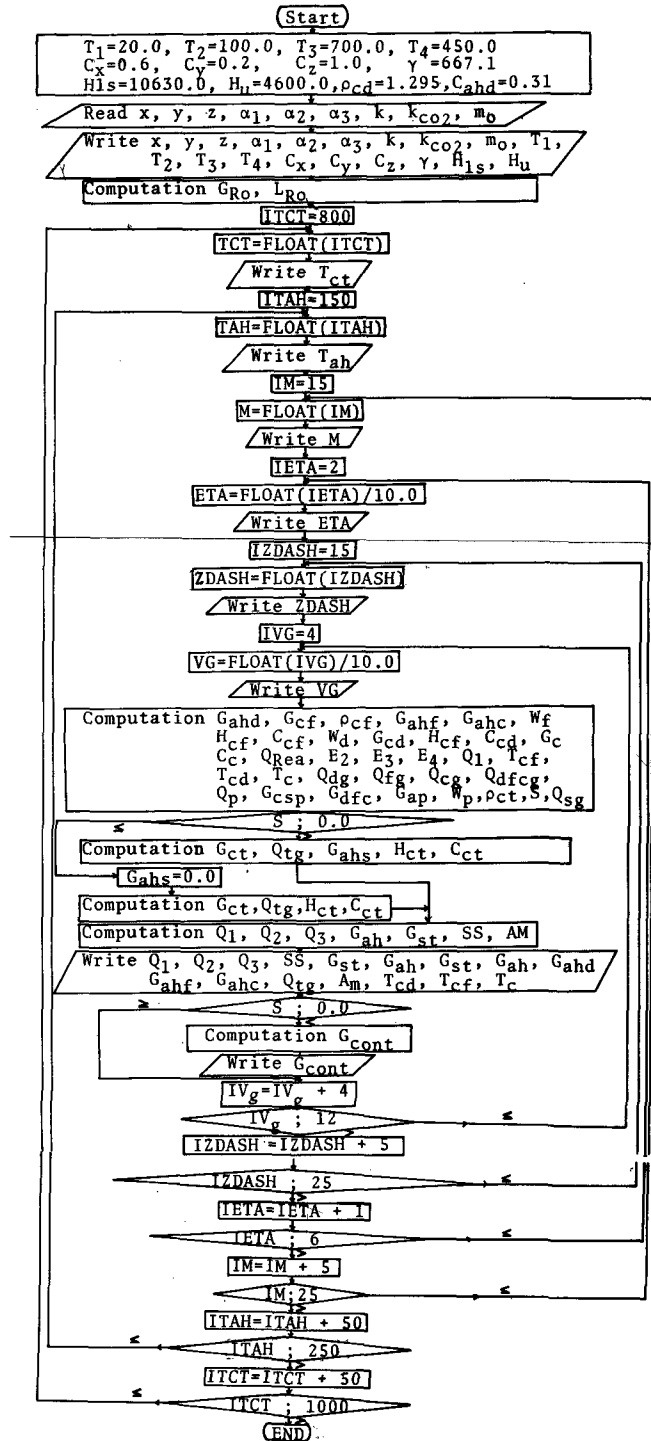


Fig. 4 計算のフローチャート

によってかなり変動することがわかる。この m は乾燥用空気を別に考えた空気過剰率なので、全体の空気過剰率は $0.2 \sim 0.5$ 程度大きい値となる。

Fig. 8 ~ Fig. 11 は操作因子の影響を明らかにするために種々の条件における冷空気量および重油助燃料を示したもので、横軸に燃焼ガス温度、右縦軸は重油消費量、左縦軸は冷空気量である。これらの図から低位発熱量 H_u の値によって制御すべき冷空気量あるいは助燃重油量を推定することができ、焼却プラントの設計、あるいは現在の運転の解析に使用することができる。

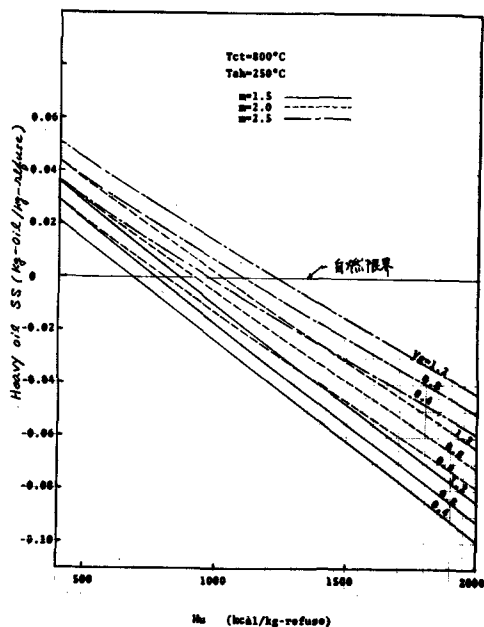


Fig. 5 発熱量と助燃料との関係

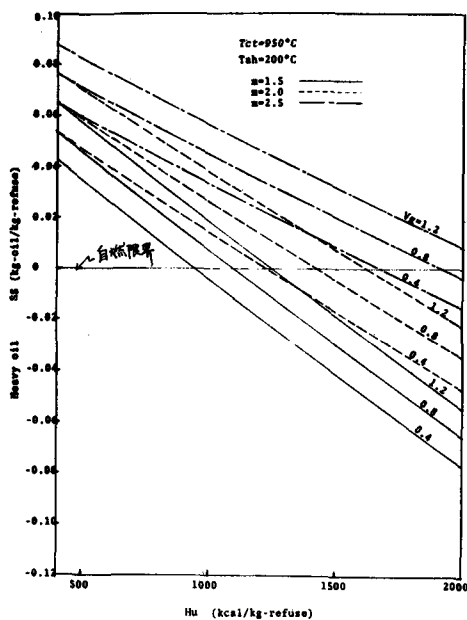


Fig. 6 発熱量と助燃料との関係

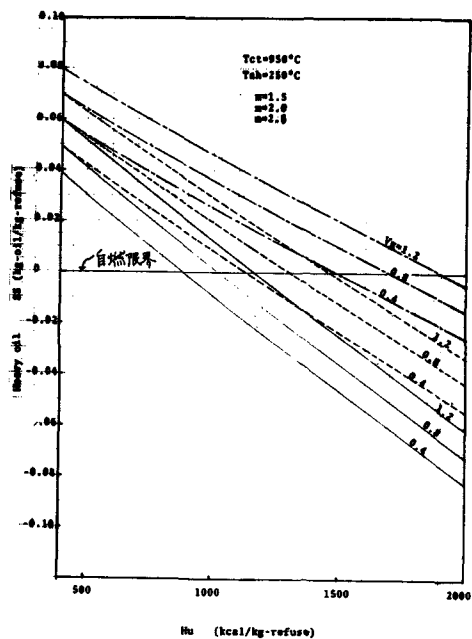


Fig. 7 発熱量と助燃料との関係

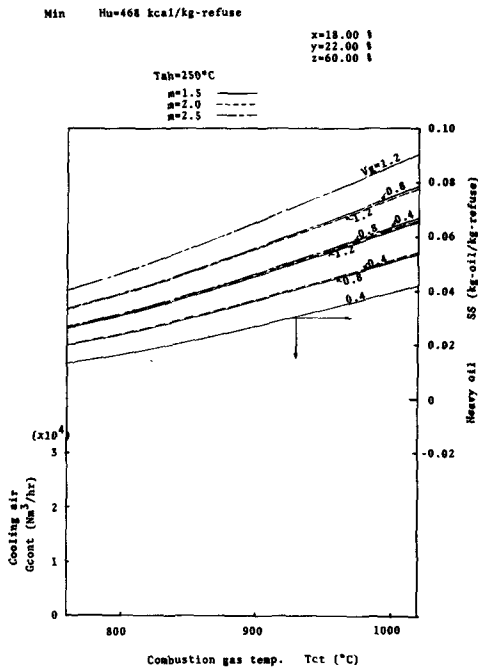


Fig. 8 操作因子の図係

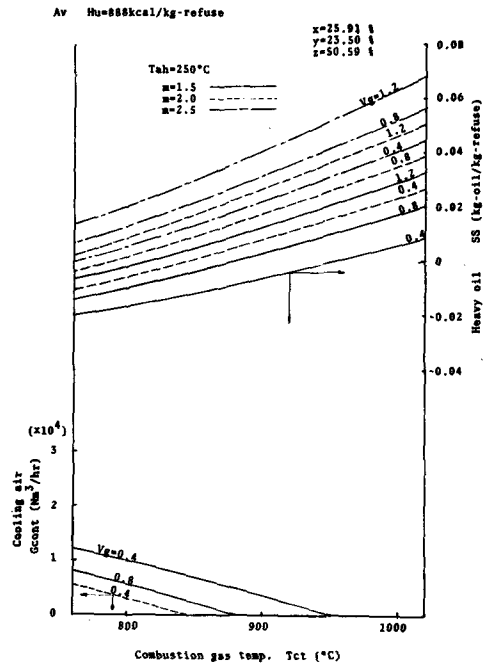


Fig. 9 操作因子の図係

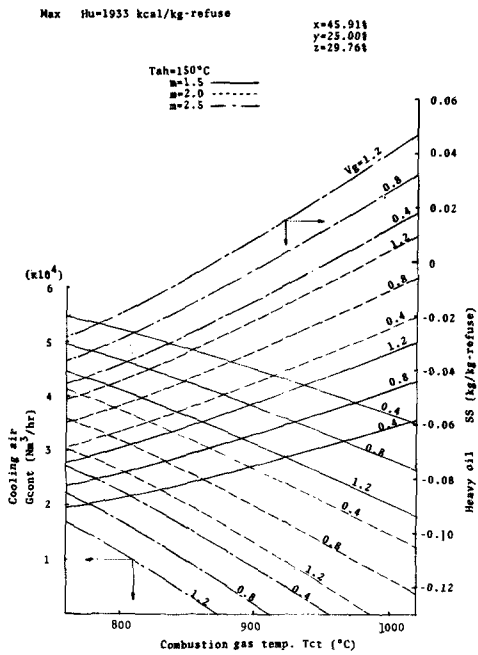


Fig. 10 操作因子の図係

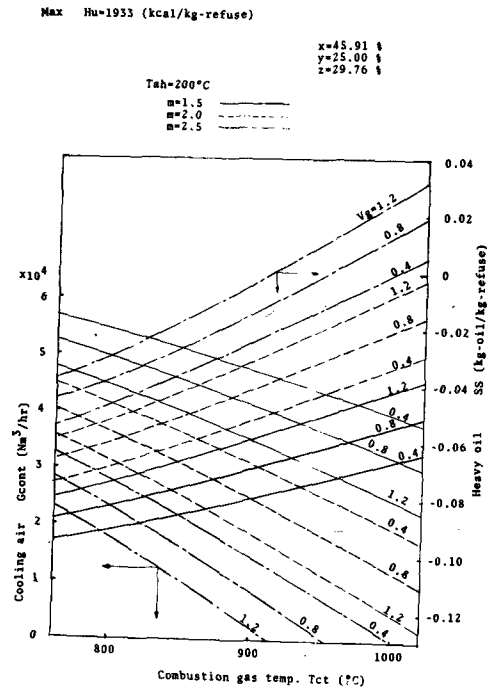


Fig. 11 操作因子の図係