報 文

外筒回転表面溶融炉の熱挙動に関する研究

Heat Transfer Phenomena in Double Cylindrical
Melting Furnace Applying Film-Melting Process

藤 本 忠 生 *・河 杉 忠 昭 *・阿 部 清 一 *・上 林 史 朗 *

ABSTRACT

Melting treatment of wastes is achieved under the high temperature in the primary combustion chamber of Melting Furnace. The phenomena of heat transfer to the waste in the combustion chamber need to be analyzed to optimize the design and operation of Melting Furnace.

In this study, the heat transfer by applying an analysis model is theoretically analyzed, compared with actual performance data. Also, the heat efficiency of melting treatment is studied.

The results of the model simulation indicate that the heat transfer model applying the gas radiation heat transfer is consistent with actual operation data of Melting Furnace. The treatment capacity of Melting Furnace can be estimated using the heat transfer model.

摘 要

外筒回転表面溶融炉は、廃棄物の溶融・溶流を行う主燃焼室、溶融物と燃焼ガスの分離および排ガス中の未燃ガスの完全燃焼を行う二次燃焼室で構成される。従って、溶融炉の設計と運転操作の最適化を図るうえで、主燃焼室における廃棄物への伝熱機構の解析は極めて重要な課題である。

そこで、炉内主燃焼室における廃棄物への伝熱機構の解析と熱効率について検討を行った。外筒回転表面溶融炉主燃焼室における伝熱機構モデルを用いて解析し、運転成績と比較・検討した結果、炉天井を反射面とするガス輻射伝熱モデルの適用が妥当であること、又、伝熱モデルによって、外筒回転表面溶融炉の処理能力を推定できることを明らかにした。

1. は じ め に

廃棄物の埋立処分場用地の取得は、益々困難になりつつある。このような社会情勢のなかで、この問題解決の有力な方法の一つとして廃棄物の溶融処理が注目をうけている。

外筒回転表面溶融炉は、廃棄物の溶融・溶流を行う主燃焼室、溶融物と燃焼ガスの分離および排ガス中の未燃ガスの完全燃焼を行う二次燃焼室で構成される。処理能力、熱効率、補助燃料消費量など溶融炉の設計と運転操作の最適化を図るうえで、主燃焼室における

廃棄物への伝熱機構の解析は、廃棄物の溶流現象の解析¹⁾とともに、極めて重要な課題である。

そこで、溶融炉主燃焼室での伝熱機構を、受熱面・反射面から成る閉鎖空間でのガス輻射伝熱モデルを用いて解析・検討し、都市ごみ焼却灰の溶融試験成績と対比することにより、モデルの妥当性を検証した。又、溶融炉主燃焼室の熱効率について、種々検討を行った。

2. 主燃焼室内熱挙動

外筒回転表面溶融炉主燃焼室では、燃焼と加熱が同時に行われ、室内炎は燃焼とともに、輻射熱を廃棄物

* 久保田鉄工㈱環境施設事業本部

昭和63年9月16日受理

Tadao FUJIMOTO, Tadaaki KAWASUGI, Seiichi ABE, Fumiaki KANBAYASHI.

表面(受熱面)と炉天井壁面に与える。この主燃焼室内の加熱現象は、燃焼ガスの熱収支と伝熱速度項の基礎式で示される。定常状態における主燃焼室ガス温度を T_G とし、この温度での燃焼ガス室外排出を考えると次式が成立する²⁾。

$$Q_a + Q_b = Q_c + Q_d + Q_e \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$Q_a = M_o \cdot H_{1o} + M_w \cdot H_{1w} \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$Q_b = G_a \cdot C_{pa} (T_a - T_o) \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$Q_c = G_g \cdot C_{pg} (T_G - T_o) \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$Q_d = G_f + G_g \quad \dots\dots\dots(5)$$

Q_a : 補助燃料・廃棄物燃焼熱量 (kcal/hr)

Q_b : 燃焼空気保有熱量 (kcal/hr)

Q_c : 主燃焼室排ガス熱量 (kcal/hr)

Q_d : 廃棄物への伝熱量 (kcal/hr)

Q_e : 壁貫流, 開口部からの放射,
水冷などによる損失熱量 (kcal/hr)

Q_f : 廃棄物への放射伝熱量 (kcal/hr)

Q_g : 廃棄物への対流伝熱量 (kcal/hr)

M_o : 補助燃料使用量 (kg/hr)

M_w : 廃棄物処理量 (kg/hr)

H_{1o} : 補助燃料低位発熱量 (kcal/kg)

H_{1w} : 廃棄物低位発熱量 (kcal/kg)

G_a : 燃焼空気量 (Nm³/hr)

G_g : 燃焼ガス量 (Nm³/hr)

C_{pa} : 燃焼空気平均定圧比熱 (kcal/Nm³・°C)

C_{pg} : 燃焼ガス平均定圧比熱 (kcal/Nm³・°C)

T_o : 基準温度 (°K)

T_a : 燃焼空気温度 (°K)

T_G : 主燃焼室ガス温度 (°K)

従って、(1)式は、主燃焼室の形状と燃焼条件が与えられたときに平衡に達するガス温度、伝熱量、熱効率を与える式である。主燃焼室内熱挙動で最も重要なことは、入熱量に対する廃棄物への伝熱量をいかに大きくするかである。廃棄物への伝熱は(5)式からわかるように放射伝熱と対流伝熱で起る。一般に、温度1,000°C以上では、対流伝熱量は放射伝熱量の1/10以下になるので、高温炉では放射伝熱が主体になる³⁾。

放射伝熱は、図-1に示したように、放射ガスによるガス放射伝熱(a)と炉天井壁面からの壁面放射伝熱(b)があるが、ここでは、実際プラントでの運転や測定の容易さなどを考慮して、炉天井壁面を反射面としてガス放射のみによる伝熱現象と仮定して導いたガス放射伝熱モデル式を用いて、主燃焼室内熱挙動を解析し種々考察した。

図-1 主燃焼室内伝熱模式図

3. 主燃焼室における伝熱量の算定と検証

3.1 ガス放射伝熱モデルの導出と伝熱量算定

主燃焼室を図-2で示したように反射面(炉天井壁面)、受熱面(溶融面)に分け、放射ガスが主燃焼室に充満しているとして、以下にガス放射伝熱による受熱面への伝熱量を算定する。ガス放射伝熱量はステファン・ボルツマンの法則を用いて(6)式で示される⁴⁾。

$$Q = 4.88 A_s \cdot \phi_m \left\{ \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right\} \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$\frac{1}{\phi_m} = \frac{1}{\phi} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$\bar{\phi} = \varepsilon_G \left[1 + \frac{\frac{A_1}{A_s}}{1 + \frac{\varepsilon_G}{1 - \varepsilon_G} \cdot \frac{A_1}{A_s}} \right] \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$\varepsilon_G = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta \varepsilon + \varepsilon_K \quad \dots\dots\dots(9)$$

Q : 受熱面放射伝熱量 (kcal/hr)

A_1 : 反射面面積 (m²)

A_s : 受熱面面積 (m²)

T_G : 主燃焼室ガス温度 (°K)

T_c : 受熱面温度 (°K)

ϕ_m : 主燃焼室総括形態係数 (-)

ε_c : 受熱面吸収率 (-)

ε_G : ガス射出率 (-)

図-2 ガス放射伝熱モデルの模式図

$\varepsilon_{\text{CO}_2}$: 炭酸ガス射出率 (—)

$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$: 水蒸気射出率 (—)

$\Delta \varepsilon$: 炭酸ガスと水蒸気の共存による
射出率修正項 (—)

ε_K : 輝炎射出率 (—)

図-2で、実規模外筒回転表面溶融炉を想定して、主燃焼室炉内径 D_1 を3.1m、溶融物流出口径 D_2 を0.5m、主燃焼室炉高さ H を0.9mとして、(6)式～(9)式を用いて、受熱面輻射伝熱量 Q と主燃焼室ガス温度 T_g 、受熱面温度 T の関係式を求める。

図-2の形状から、反射面面積 A_1 、受熱面面積 A_2 はそれぞれ7.548 m^2 、8.942 m^2 、反射面と受熱面でかこ

図-3 炭酸ガス射出率⁵⁾

図-4 水蒸気射出率⁵⁾

まれた容積 V は2.688 m^3 となり、輻射ガス層有効厚さは0.65mとなる。又、実規模炉の運転成績から主燃焼室内の炭酸ガス分圧 P_{CO_2} と水蒸気分圧 $P_{\text{H}_2\text{O}}$ はそれぞれ0.11atm、0.094atmとなる。

主燃焼室ガス温度を1,200～1,300 $^{\circ}\text{C}$ とし、以上の数値を用いて、図-3と図-4から炭酸ガス射出率 $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ 、水蒸気射出率 $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ を求めるとそれぞれ0.073、0.055となる。

又、図-5より、炭酸ガスと水蒸気の共存による射出率修正項 $\Delta \varepsilon$ は0.018、図-6より、輝炎射出率 ε_K

図-5 炭酸ガスと水蒸気の共存による射出率修正項⁴⁾

図-6 輝炎射出率⁴⁾

は0.189となる。これらの数値を用いて(9)式よりガス射出率 ε_g は0.299となる。次に、受熱面吸収率 ε_e を0.8として⁶⁾、(7)式と(8)式より主燃焼室総括形態係数 ϕ_m を計算すると、0.432となる。従って、受熱面輻射伝熱量 Q は次式で示される。

$$Q = 18.85 \left\{ \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_e}{100} \right)^4 \right\} \quad \dots\dots\dots(10)$$

(10)式を用いて、受熱面温度 T_e を都市ごみ焼却灰溶融点の1,200℃とした場合の主燃焼室ガス温度 T_g と受熱面伝熱量 Q の関係を図-7に示した。

3. 2 ガス輻射伝熱モデルの検証

(1) スラグ化熱量の算出

ここでは、都市ごみ焼却灰を処理対象廃棄物として溶融処理する場合について、スラグ化熱量、溶融スラグ量と主燃焼室ガス温度などの関係を種々検討した。スラグ化熱量 Q_m は、廃棄物が溶融炉内に供給された後、溶融スラグとして排出されるまでの受熱必要熱量と定義でき、廃棄物水分の蒸発潜熱量 Q_{11} 、廃棄物の顕熱量 Q_s 、廃棄物の融解熱量 Q_{12} の総和として、(11)式で示される。

$$Q_m = Q_{11} + Q_s + Q_{12} \quad \dots\dots\dots(11)$$

$$Q_{11} = X \times \frac{100a}{(100-a)(100-b)} \times 600 \quad \dots\dots(12)$$

$$Q_s = X \times \frac{100}{100-b} \times C_s (t - t_0) \quad \dots\dots(13)$$

$$Q_{12} = X \cdot C_m \quad \dots\dots\dots(14)$$

Q_m : スラグ化熱量 (kcal/hr)

Q_{11} : 廃棄物水分の蒸発潜熱量 (kcal/hr)

Q_s : 廃棄物の顕熱量 (kcal/hr)

Q_{12} : 廃棄物の融解熱量 (kcal/hr)

X : 溶融スラグ量 (kg/hr)

a : 廃棄物含水率 (%)

b : 総飛散率 (%)

C_s : スラグ比熱 (kcal/kg・℃)

図-7 主燃焼室ガス温度と受熱面伝熱量の関係

C_m : スラグ融解熱 (=100kcal/kg)

t_0 : 廃棄物投入温度 (℃)

t : 廃棄物融点 (℃)

(12)式の総飛散率 b は、焼却灰中低沸点化合物が蒸発、或いは粉じんとして飛散した物質の割合を意味する。ここでは実測値から、総飛散率 b を15%、 $C_s=0.25$ kcal/kg・℃、 $t=1,200$ ℃とし、焼却灰含水率 a と焼却灰投入温度 t_0 をパラメーターとして、(11)式より、溶融スラグ量 X とスラグ化熱量 Q_m の関係を調べ図-8を得た。図から明かなように、焼却灰含水率、総飛散率、焼却灰の投入温度や融点、スラグの比熱や融解熱が一定の場合、溶融スラグ量とスラグ化熱量は比例関係にあり、又、スラグ化熱量に及ぼす焼却灰含水率の影響は、焼却灰投入温度の影響と比較して、大きいことがわかる。

次に、焼却灰溶融時の主燃焼室ガス温度と実測溶融スラグ量の関係を図-9に示した。主燃焼室ガス温度の上昇に伴い溶融スラグ量は増加するが、焼却灰含水率に影響をうけることがわかる。図-9において、焼却灰含水率を15%、30%として、主燃焼室ガス温度 T_g

図-8 溶融スラグ量とスラグ化熱量の関係

図-9 主燃焼室ガス温度と実測溶融スラグ量の関係

と溶融スラグ量 X の関係を調べたところ、それぞれ $X = 4 T_g - 4750$, $X = 4 T_g - 4840$ となった。 $b = 15\%$, $C_s = 0.25 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, $t_s = 0^\circ\text{C}$, $t = 1,200^\circ\text{C}$ とし、この関係式を(1)式～(4)式に代入して、主燃焼室ガス温度とスラグ化熱量の関係を求めたところ、焼却灰含水率 a が 15% と 30% の場合のそれぞれについて(15)式、(16)式を得た。

$$a = 15\% : Q_m = 577.5 (4 T_g - 4750) \quad \cdots \cdots (15)$$

$$a = 30\% : Q_m = 755.5 (4 T_g - 4840) \quad \cdots \cdots (16)$$

実測溶融スラグ量から算出したスラグ化熱量と主燃焼室ガス温度の関係を図-10に示した。本図には、(15)式、(16)式を用いて得られた両者の関係を付記した。図から明らかなように、溶融温度範囲 $1,250 \sim 1,300^\circ\text{C}$ では、主燃焼室ガス温度とスラグ化熱量は直線関係にあることがわかる。

(2) ガス放射伝熱モデルの検証

前項で示したガス放射伝熱モデルから得た主燃焼室ガス温度と受熱面伝熱量の関係(図-7)と、実測値から得た主燃焼室ガス温度とスラグ化熱量の関係(図-10)を比較するために、横軸に主燃焼室ガス温度を縦軸に伝熱量をとり図-11を得た。図から明らかなように、ガス放射伝熱モデルによる受熱面伝熱量と実測値

図-10 主燃焼室ガス温度とスラグ化熱量の関係

図-11 ガス放射による受熱面伝熱量とスラグ化熱量の比較

から得たスラグ化熱量は非常によく一致する。以上のことから、主燃焼室内の熱挙動を解析する場合、ガス放射伝熱モデルによって受熱面への伝熱機構をうまく説明できることが明らかである。

受熱面温度を焼却灰溶融点の $1,200^\circ\text{C}$ と仮定し、主燃焼室ガス温度を種々変えた場合のガス放射伝熱モデルによる受熱面伝熱量の計算結果(図-11)から明らかなように、主燃焼室ガス温度が $1,250^\circ\text{C}$ から $1,350^\circ\text{C}$ まで 100°C 上昇すると受熱面伝熱量は、約3.3倍増加することがわかる。更に、図-8に示したように、スラグ化熱量は、溶融スラグ量と比例関係にあることから、伝熱モデルによる受熱面伝熱量の算出により、溶融炉の処理能力を推定できる。又、ガス放射伝熱モデルは、測定容易な主燃焼室ガス温度と伝熱量を直接算出できるので極めて実用的である。

4. 主燃焼室の熱効率に関する検討

4. 1 熱効率影響要因

主燃焼室における熱収支の模式図を図-12に示した。主燃焼室熱効率 η_m (%) は、補助燃料・廃棄物燃焼熱量 Q_a + 燃焼空気保有熱量 Q_b = 入熱量 Q_{in} とすると次式で定義される。

$$\eta_m = \frac{Q_d}{Q_{in}} \times 100$$

$$= \frac{Q_{in} - (Q_c + Q_e)}{Q_{in}} \times 100 \quad \cdots \cdots (17)$$

熱効率を高めるということは、廃棄物への伝熱量を大きくすること、逆にそれ以外の出熱量を小さくすることによって実現できる。主燃焼室形状が決まるとそれに応じて水冷損失熱量、壁貫流損失熱量が決まるので、主燃焼室熱効率 η_m を向上させるためには排ガス熱量を小さくすること、開口部からの放射損失熱量を小さくすることが必要となる。

図-12 主燃焼室の熱収支模式図

4.2 溶融物流出口径の影響

主燃焼室の下部にある溶融物流出口から二次燃焼室への輻射熱損失は、①溶融物流出口の開口面積が主燃焼室断面積に比べて小さいこと、②溶融物流出口を通して主燃焼室の見える部分の殆どはスラグビット水面で、そこでの温度は 100°C 以下であることから、黒体輻射で起るとみなすことができる。従って、(6)式の A_1 を A_2 (溶融物流出口断面積)、 $\phi_m = 1$ 、 $T_c = 0^{\circ}\text{K}$ とにおいて算出できる。主燃焼室ガス温度が変化した場合の主燃焼室全輻射伝熱量に対する溶融物流出口輻射損失熱量の割合を図-13に示した。図から主燃焼室ガス温度が $1,150^{\circ}\text{C}$ から $1,400^{\circ}\text{C}$ まで変化すると、その割合は7%から14%に増加することがわかる。

又、(6)式から明らかなように、溶融物流出口断面積が1%増加すると溶融物流出口からの輻射損失熱量は約4%増加する。従って、主燃焼室熱効率の向上には、溶融物流出口断面積を可能な限り小さくすることが重要である。

4.3 外気吸引の影響

外筒回転表面溶融炉は、主燃焼室が負圧で運転されるので、図-14に示したように、内筒と供給廃棄物の間隙から外気が吸引される可能性がある。主燃焼室への外気吸引は、不要空気を吸引・加熱するので熱効率を低下させる。そこで、廃棄物・内筒の間隙大きさと主燃焼室への外気吸引量、又、吸引空気加熱必要熱量

図-13 溶融物流出口輻射熱損失に及ぼす主燃焼室ガス温度の影響

図-14 主燃焼室における外気吸引状況

図-15 廃棄物・内筒の間隙大きさと外気吸引量

図-16 廃棄物・内筒の間隙大きさと吸引空気加熱必要熱量

の関係を、主燃焼室内圧力を外気に対して -5 mmAq として計算し、それぞれ図-15と図-16の結果を得た。

主燃焼室炉内径 3.5 m の 3500 型外筒回転表面溶融炉では、廃棄物・内筒の間隙大きさが 3 mm あっても、その間隙総面積は 13 cm 角の穴に相当するので、図-15から外気吸引量は $355 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ となる。これは、主燃焼室供給空気の $30 \sim 40\%$ となり、図-16からこの空気加熱に $15 \times 10^4 \text{ kcal/hr}$ の熱量が必要であることがわかる。

従って、主燃焼室熱効率 η_m の向上には、廃棄物と内筒の間隙大きさを可能な限り小さくすることが必要である。

5. ま と め

ここでは、外筒回転表面溶融炉の熱挙動について種々基礎的検討を行った。

主燃焼室における廃棄物への伝熱機構の理論的解析から導出したガス輻射伝熱モデル式を用いて、伝熱量を算定した。次に、実測値から得たスラグ化熱量と伝熱量の計算値を対比することにより、炉天井を反射面とするガス輻射伝熱モデルが、実際の溶融面への伝熱機構をうまく説明できることを明らかにした。更に、ガス輻射伝熱モデルを用いることにより、溶融炉の処

理能力を推定できることがわかった。ついで、入熱量に対する廃棄物への伝熱量を主燃焼室熱効率と定義し、これに及ぼす溶融物流出口径や外気吸引の影響について種々検討した。主燃焼室形状が決まると、それに依りて水冷損失熱量、壁貫流損失熱量も決まるので、主燃焼室熱効率を向上させるためには、排ガス熱量と開口部からの損失熱量を小さくする必要があり、溶融物流出口径、廃棄物・内筒の間隙大きさを可能な限り小さくすることが重要であることがわかった。

謝 辞

本研究と論文作成にあたり、御懇篤なる御指導を賜った大阪大学工学部環境工学科橋本奨教授に深甚の謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 藤本忠生, 河杉忠昭, 藤内博征, 石原栄彰, 清水 治, 阿部清一, 上林史朗: 廃棄物の溶流現象の解析とその応用に関する実験的研究, 環境技術, 17(9) (1988)
- 2) 国井大蔵著: 炉と燃焼装置, 丸善, p192~193 (1974)
- 3) 2) の文献と同じ, p180
- 4) F. A. ホランド, R. M. ムアズ, F. A. ワトソン, J. K. ウィルキンソン著, 若林喜一郎, 宮下 尚, 山口信吉訳: 伝熱工学—基礎編—, 培風館, p186~197 (1974)
- 5) 架谷昌信, 木村淳一, 新井紀男, 佐藤 厚著: 燃焼の基礎と応用, 共立出版, p120~123 (1986)
- 6) 矢木 栄, 国井大蔵著: 工業窯炉, 共立出版, p39 (1953)

海外環境情報

オゾン消耗の原因

Causes of ozone depletion

H22050598

過去10年, 成層圏オゾンを支配する化学反応の実験室研究に向けて多大の努力が払われてきた。それにもかかわらず, 南極のオゾンホール現象は予測できなかった。

塩素化合物に強い疑いがあったが, 定説となっていた $\text{Cl} + \text{O}_3 \rightarrow \text{ClO} + \text{O}_2$ になり, $\text{ClO} + \text{O} \rightarrow \text{Cl} + \text{O}_2$ というサイクルでは下部成層圏の急速なオゾン消失の原因になり得ない。南極の極渦に捕らえられたオゾンの春季急速消耗を説明するような塩素原子再生の化学反応のいくつかが追求されることになった。

最も賛成者の多いモリナらの説では, ClO ラジカルが低温で Cl_2O_2 になり, 紫外線で分解して Cl 原子が再生し, オゾンを破壊する。R. A. コックスと G. D. ハイマンが本誌 (Nature 4月28日号) に発表した室内実験による Cl_2O_2 の確認は, この説を支持したことになるが, 不安定な塩素酸化物に関する複雑な問題も提起した。

問題の一つは微量種確認のための可視および紫外の分光であるが, 幸いなことに, ClO と OCIO は特性的スペクトルがあり, ClOO と Cl_2O_2 では幅が広い。南極オゾンホールで急速にオゾンが消耗している地域の下部成

層圏では, 異常な高濃度 ClO が測定されている。 OCIO も検出されているが, このほうはオゾン破壊に効果的な Br 原子の生成反応と関連している。しかし, その量はオゾン急速破壊を説明するにはあまりにも少ない。

熱力学的に安定な異性体 ClOO に重要な役割があつて, ポーターとライトの検出後, ジョンストンは $\text{Cl}_2 + \text{O}_2$ システム中に ClOO の発生することを確認したが, その紫外スペクトルは, コックスとハイマンが本誌で報告した Cl_2O_2 のものと一致している。ジョンストンはどちらを観測したのか。

コックスとハイマンは2種の異性体 ClOOCl と ClOClO を吟味し, 不活性分子と光量子を加えた化学反応により, 南極の春におけるオゾン急速破壊に見合う Cl の再生を説明した。

実験室研究では, 極域成層圏雲のエロゾル粒子の周辺で発生しているはずの反応も考慮する必要がある。これら氷粒子は窒素の酸性三水化物によって凝結した可能性が高く, 異種の反応である $\text{ClONO}_2 + \text{HCl}$ から $\text{HNO}_3 + \text{Cl}_2$ が重要な過程になることも考えられる。180 K という南極大陸下部成層圏の低温に由来する問題解決の困難性を別にしても, 上述のようにいくつかの問題がある。

THRUSH B

D193B Nature 332 [6167] 784-785 (Apr. 28, '88)