



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	火炉内熱伝達に関する研究 : 火炉モデルの電子計算機によるデジタル・シミュレーション
Author(s)	谷口, 博; Taniguchi, Hiroshi; 杉山, 憲一郎 他
Citation	北海道大學工学部研究報告, 73, 25-34
Issue Date	1974-12-25
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/41248
Type	departmental bulletin paper
File Information	73_25-34.pdf



火 炉 内 熱 伝 達 に 関 す る 研 究

— 火 炉 モデルの電子計算機によるデジタル・
シミュレーション —

谷 口 博* 杉山憲一郎** 谷 口 篁***
媚山政良*** 早坂洋史*** 伊藤和行***

(昭和49年6月29日受理)

A Study on Heat Transfer in a Furnace

— A Digital Simulation of a Furnace Model
using an Electronic Computer —

Hiroshi TANIGUCHI Ken-ichiro SUGIYAMA Ko TANIGUCHI
Masayoshi KOBAYAMA Hiroshi HAYASAKA Kazuyuki ITO

(Received June 29, 1974)

Abstract

It was recognized that heat transfer in a furnace is a complex phenomenon and that considerations must be made on the furnace model which uses flame as the heat generating medium, combustion gas as the surrounding medium, refractory wall as the insulating wall and heating surface as the absorbing wall. The heat is mainly transferred by radiation between them, but it is also desirable to apply convective transfer or flow effect of these media.

The authors have proposed a digital simulation using an electronic computer for the above complex heat transfer system under some actual conditions. These numerical results of temperature distribution and heat absorbing rate are comparatively in good agreement with the experimental results in a rectangular solid or a cylindrical type furnace. The analysis was supported by the above mentioned facts.

1. ま え が き

種々の工業分野において火炉は重要な位置を占めており、火炉内の熱伝達に関する研究が従来多く行なわれている。しかし、火炉における熱伝達は複雑な現象であり、実状に合わせた解析は難しい問題の一つとされている。その解析に際しては、発熱体としての火炎、周囲の燃焼ガス、熱絶縁体としての耐火壁、熱吸収体としての伝熱面などを対象に検討しなければならない。また、これらの間の熱伝達は主として放射により行なわれているが、対流および流れによる熱移動も考慮する必要がある。本研究では、これらを考慮して火炉内の複雑な熱伝達現象を実際に近い条件で解析するため、電子計算機を使用したデジタル・シミュレーションを行なわせることとしてい

* 機械工学科 熱機関学第一講座

** 原子工学科 放射線安全工学講座

*** 大学院 機械工学専攻

る。火炉モデルとしては直方体および円筒形を選び、火炉内を火炎および燃焼ガスの部分に分け、両者の放射波長域が互いに異なる場合にも適用できるよう考慮した。また、炉壁は各部ごとに温度および放射率が異なり、火炉内には流れが存在しているものとした。種々の場合について計算した結果を取まとめ、実測結果とも対比してその妥当性を確かめた。

2. 解析方法

2.1 直方体火炉モデルの場合^{1),2),3)}

火炉モデルは図1に示すとおりで、各小要素は直方体であり、火炉内には火炎（発熱せる灰色放射ガス）と燃焼ガス（ある限られた放射波長域 $R_1 \sim R_2$ をもつ非灰色ガス）が存在し、一様に一方向（図1の矢印）へ流れているものとする。炉壁は各部ごとに温度および放射率が異なる灰色体とした。火炎、燃焼ガス、炉壁の各放射能はつぎのとおりである。

$$\left. \begin{aligned} E_f &= \{1 - \exp(-k_f l)\} \sigma T^4 \text{ (火炎)} \\ E_g &= \{1 - \exp(-k_g l)\} \sigma T^4 F(T) \text{ (ガス)} \\ E_w &= \varepsilon_w \sigma T_w^4 \text{ (炉壁)} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ただし E : 放射能 K : 吸収係数 l : 厚さ σ : ステファン・ボルツマン定数 T : 温度 ε : 放射率 $F(T)$: 放射波長域 $R_1 \sim R_2$ に対する補正係数 添字 f : 火炎 g : ガス w : 炉壁

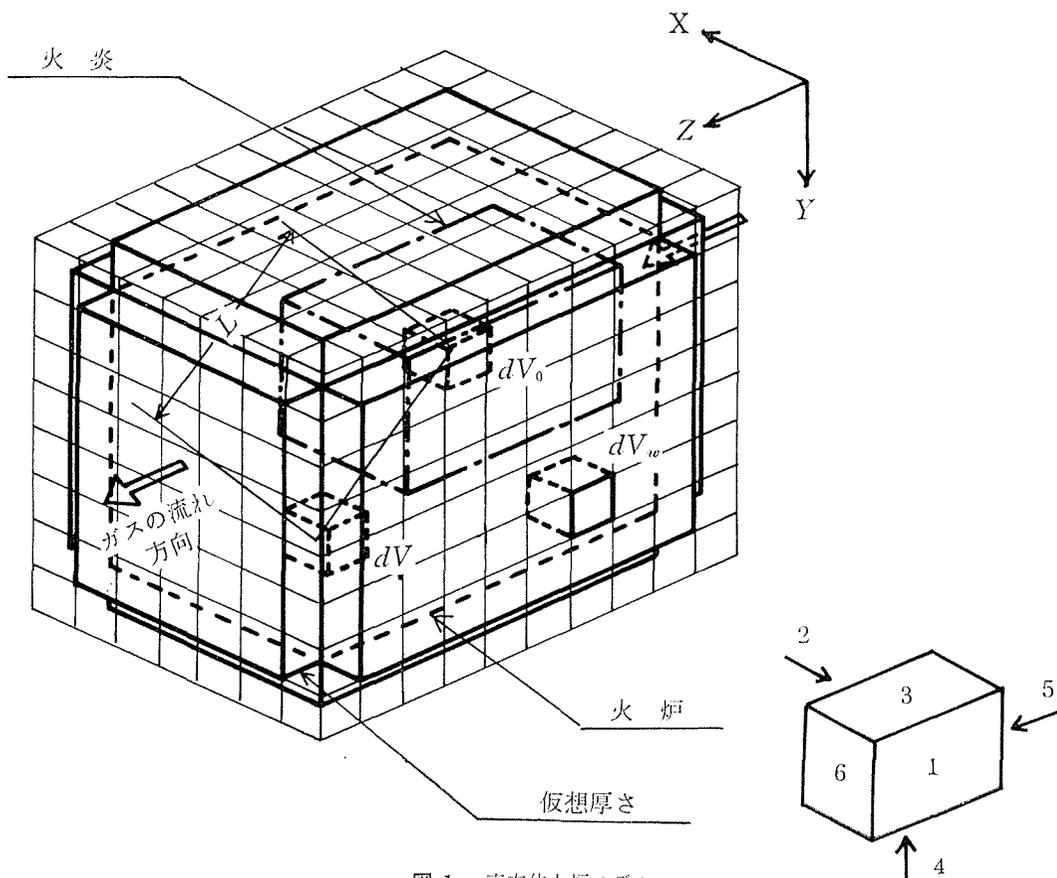


図1 直方体火炉モデル

1) 各小体積の熱平衡

図1の火炎，燃焼ガスの小体積 dV_0 についての定常状態における熱平衡を考えると

$$\left. \begin{aligned} H_e &= H_q + H_r + H_c = C_f H_q + C_f H_r \text{ (火炎)} \\ H_e &= H_r + H_c = C_g H_r \text{ (ガス)} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ただし H_e : 全放射量 H_q : 熱発生量 H_r : 放射吸収量 H_c : 対流および流れによる熱移動量 $C_f = (H_q + H_r + H_c)/(H_q + H_r)$
 $C_g = (H_r + H_c)/H_r$

また，炉壁の小仮想体積 dV_w については

$$H_a = H_w - (H_r + H_c) = H_w - C_w H_r \text{ (炉壁)} \quad (3)$$

ただし H_a : 熱吸収量 H_w : 全放射量 $C_w = (H_r + H_c)/H_r$

放射による熱伝達はモンテカルロ法，対流および流れによる熱移動量は差分法により求めることとしたが，実際の計算に際しては後者を補正項として取扱っている。モンテカルロ法を適用する場合，放射エネルギー束の概念を導入し，エネルギー束を $R_1 \sim R_2$ 波長域とそれ以外に分けて取扱うと好都合である。また，火炎および燃焼ガスよりの放射と炉壁よりの放射をまとめて取扱うために，炉壁に仮想厚さ（図1参照）の概念を導入した。

2) 火炎，燃焼ガスのエネルギー束とその放出方向

図1の dV_0 から放出されるエネルギー束の強さは

$$J = C_f Q_f F(T)/N + C_f Q_f \{1 - F(T)\}/N \quad (4)$$

ただし N : エネルギー束数 Q_f : 熱発生率

図2の各方向に放出される確率 R_γ , R_θ は

$$R_\gamma = \int_0^\gamma \frac{\sin \eta}{2} d\eta = \frac{1 - \cos \eta}{2}, \quad R_\theta = \int_0^\theta \frac{d\theta}{2\pi} = \frac{\theta}{2\pi} \quad (5)$$

これを直角座標系に変換すると

$$\left. \begin{aligned} R_z &= 1 - 2R_\gamma, \quad R_x = \sqrt{1 - R_z^2} \cos 2\pi R_\theta \\ R_y &= \sqrt{1 - R_z^2} \sin 2\pi R_\theta \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

3) 炉壁のエネルギー束とその放出方向

図1の dV_w から放出されるエネルギー束の強さは

$$J = \varepsilon_w \sigma T_w^4 F(T) dA_w/N + \varepsilon_w \sigma T_w^4 \{1 - F(T)\} dA_w/N \quad (7)$$

ただし dA_w : dV_w の火炉内側の面積

図3の方向に放出される確率にランベルトの余弦法則を適用すると

$$R_\gamma = \int_0^\gamma 2 \sin \eta \cos \eta d\eta = 1 - \cos^2 \eta, \quad R_\theta = \int_0^\theta \frac{d\theta}{2\pi} = \frac{\theta}{2\pi} \quad (8)$$

これを直角座標系に変換すると

$$\left. \begin{aligned} R_z &= \sqrt{1 - R_\gamma}, \quad R_x = \sqrt{1 - R_z^2} \cos 2\pi R_\theta \\ R_y &= \sqrt{1 - R_z^2} \sin 2\pi R_\theta \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

4) 吸収される確率

各エネルギー束が距離 l にて吸収される確率は

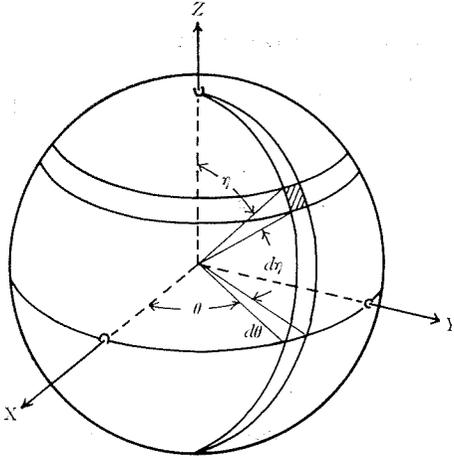


図2 ガスより放射される方向

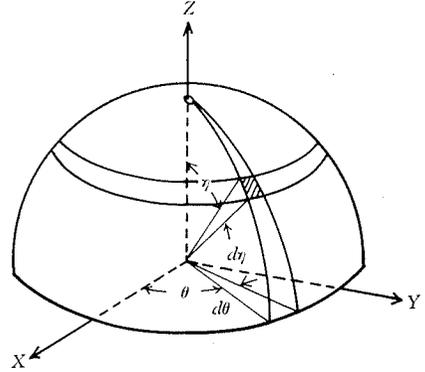


図3 平面より放射される方向

$$R_i = 1 - \exp\left(1 - \int_0^i K_i dl\right) \quad (10)$$

ただし $i: f$ または g

また、エネルギー束が炉壁に到達し、吸収される確率は

$$R_s = \varepsilon_w \quad (11)$$

エネルギー束が炉壁にて反射される場合は、その方向を求める確率を式(9)より計算することができる。

以上により、エネルギー束を追跡し火炉内熱伝達のシミュレーションを行なうことができる。まず、 dV_0 より順次エネルギー束を放出し、 C_f , $F(T)$ を仮定して式(4)より強さ、式(6)より放出される方向、式(10), (11)より吸収される条件を計算する。 dV_w より放出されるエネルギー束については、式(7), (9), (10), (11)により同様の計算を行なう。つぎに、エネルギー束が炉壁で反射された場合、火炎あるいは燃焼ガスに吸収され再放出される場合は、上述に準じて計算すればよい。あるエネルギー束が炉壁に吸収されたとき、追跡を終了し、つぎのエネルギー束について計算を行なう。

5) 火炎の小体積に吸収される全エネルギー量

$$H_r + H_c = C_{f0} H_r = C_{f0} \int_0^{V_f} C_f Q_f R_{sf} F(T) dV + C_{f0} \int_0^{V_f} C_f Q_f R_{sf} \left\{1 - F(T)\right\} dV \\ + C_{f0} \int_0^{A_w} \varepsilon_w \sigma T_w^4 R_{swf} F(T_w) dA_w + C_{f0} \int_0^{A_w} \varepsilon_w \sigma T_w^4 R_{swf} \left\{1 - F(T_w)\right\} dA_w \quad (12)$$

ただし V_f : 火炎の全体積 A_w : 炉壁全面積 R_s : $R_1 \sim R_2$ 波長域のエネルギー束の吸収される確率 R_{sr} : $R_1 \sim R_2$ 波長域以外のエネルギー束の吸収される確率

6) 燃焼ガス的小体積に吸収される全エネルギー量

$$H_r + H_c = C_{g0} H_r = C_{g0} \int_0^{V_f} C_f Q_f R_{sg} F(T) dV \\ + C_{g0} \int_0^{A_w} \varepsilon_w \sigma T_w^4 R_{swg} F(T_w) dA_w \quad (13)$$

7) 炉壁の小仮想体積に吸収される全エネルギー量

$$H_r + H_c = C_{w0}H_r = C_{w0} \int_0^{V_f} C_f Q_f R_{sw} F(T) dV + C_{w0} \int_0^{V_f} C_f Q_f R_{sw} \left\{ 1 - F(T) \right\} dV \\ + C_{w0} \int_0^{A_w} \varepsilon_w \sigma T_w^4 R_{sw} F(T) dA_w + C_{w0} \int_0^{A_w} \varepsilon_w \sigma T_w^4 R_{sw} \left\{ 1 - F(T) \right\} dA_w \quad (14)$$

8) 火炎における流れおよび対流熱移動量

$$H_c = P_t \left[\left\{ \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=x+dL_x} - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=x} \right\} dL_y dL_z + \left\{ \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=y+dL_y} \right. \right. \\ \left. \left. - \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=y} \right\} dL_x dL_z \right] - WC_{pf} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=z} dV \quad (15)$$

ただし P_t : 乱流熱伝導率 W : 重量速度 C_p : 定圧比熱

9) 燃焼ガスにおける流れおよび対流熱移動量

$$H_c = P_{tg} \left[\left\{ \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=x+dL_x} - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=x} \right\} dL_y dL_z + \left\{ \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=y+dL_y} \right. \right. \\ \left. \left. - \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=y} \right\} dL_x dL_z \right] - WC_{pg} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=z} dV \quad (16)$$

10) 炉壁における対流熱伝達量

$$H_c = \alpha \Delta T dA_w \quad (17)$$

ただし α : 対流熱伝達率 ΔT : 境界層外縁と炉壁との温度差

11) 熱発生量

dV_0 の熱発生量, dV_w の全放射量は

$$H_q = Q_f dV_0 \text{ (火炎)}, \quad H_q = 0 \text{ (ガス)} \quad (18)$$

$$H_w = \varepsilon_w \sigma T_w^4 dA_w \text{ (炉壁)} \quad (19)$$

式 (12), (13), (18) を式 (2) に代入すると全放射量 H_c が求められ, 式 (14), (19) を式 (3) に代入すると炉壁熱吸収量 H_a が求められる。以上を総合して, 火炉内の温度分布および炉壁の熱吸収量分布を求める電子計算機用プログラムを作成することができる。

2.2 円筒形火炉モデルの場合

火炉モデルは図4に示すとおりで, 各小要素はリング状であり, 直方体火炉の場合の直方体要素と比べて要素の幾可学的形状が異なっている。火炉内の火炎および燃焼ガス, その流れ, 炉

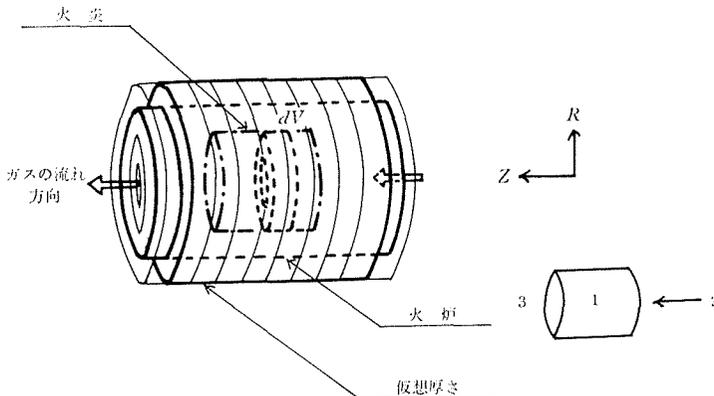


図4 円筒形火炉モデル

壁の条件は直方体火炉モデルの場合と同様であるが、リング状要素に対する特別な取扱いが必要である。

- 1) 火炎および燃焼ガスよりの放出方向

$$R_z = 1 - 2R_r, \quad \cos \alpha = \cos 2\pi R_\theta \tag{20}$$

- 2) 炉壁 (図4の2, 3) よりの放出方向

$$\left. \begin{aligned} R_z &= \pm \sqrt{1 - R_r} \quad (+ : 2, \quad - : 3) \\ \cos \alpha &= \cos 2\pi R_\theta \end{aligned} \right\} \tag{21}$$

- 3) 炉壁 (図4の1) よりの放出方向

$$\left. \begin{aligned} R_z &= \sqrt{1 - R_r} \sin 2\pi R_\theta \\ \cos \alpha &= \frac{1}{\sqrt{1 + (1/R_r - 1) \cos^2 2\pi R_\theta}} \end{aligned} \right\} \tag{22}$$

- 4) エネルギー束が水平方向の内側、外側いずれの小要素に移るかの判定

エネルギー束が移動する場合についても、円筒座標系のため取扱いが複雑となり、図5より求められ

$$\left. \begin{aligned} \cos \alpha &> \sqrt{R^2 - R_0^2} / R \quad (\text{内側}) \\ \cos \alpha &\leq \sqrt{R^2 - R_0^2} / R \quad (\text{外側}) \end{aligned} \right\} \tag{23}$$

- 5) 隣りの小要素に移る場合のエネルギー束の方向 α の修正

図6より求められ

$$\cos \alpha_{i+1} = \pm \sqrt{1 - \frac{R_i^2 \sin^2 \alpha_i}{R_{i+1}^2}} \tag{24}$$

- 6) 水平方向の隣りの小要素の境界までの距離

図7~9より求められ

$$L_R = L_{R_0} / R_z = \frac{R \cos \alpha \pm \sqrt{R_1^2 - R^2 \sin^2 \alpha}}{R_z} \tag{25}$$

(+ : 外側へ, - : 内側へ)

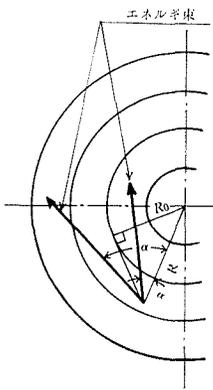


図5 隣りの小要素に移る条件

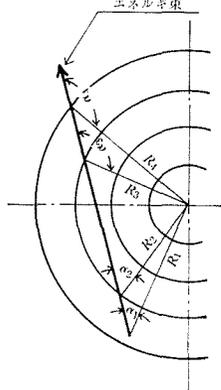


図6 エネルギー束の方向 alpha の修正

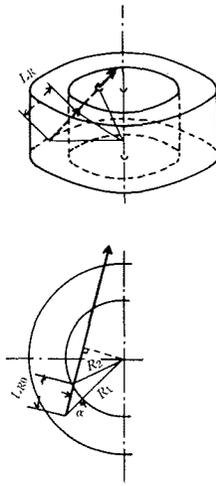


図7 エネルギー束の移動

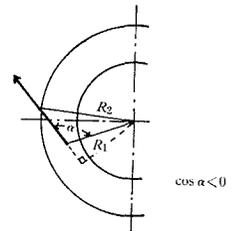


図8 エネルギー束の移動

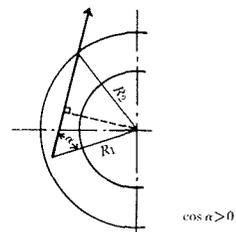


図9 エネルギーの移動

上記の他は直方体火炉モデルの場合と同様に計算することができるが、流れおよび対流による熱移動は各小要素の大きさが異なり、隣りの小要素と接する面積が一定でないことを考慮して取扱わなければならない。以上を総合して、電子計算機用プログラムを作成することができる。

3. 解析結果と実験結果との比較

3.1 直方体火炉の場合

1) 実験装置および実験方法

実験用火炉は小型重油専焼水管ボイラの火炉に測定孔などを設けたものであり、その構造は図10、温度および熱吸収量の測定孔の配置は図11に示すとおりである^{5),6)}。

実験条件は負荷、空気過剰係数などを変化させ、また火炉内の熱伝達に大きな影響をおよぼす火炎の形状も変えて、広範囲の比較検討を行ないうるよう考慮した。実験中は排ガス中の酸素濃度、燃料の供給量、排ガスの温度、ボイラ圧力、ドラム水位などを監視し、これらを一定に保って火炉内の条件が変化しないよう努めた。

2) 解析結果と実験結果との比較

上述の火炉について、温度分布、熱吸収量分布を解析し、測定結果と比較することとした。解析に際しては、火炎の形状モデルを図12に示す3通りに選び、火炉内バーナ部の燃焼ガスの再循環現象は入口側から高温ガスが供給されるものとして模擬した。温度分布の計算結果と測定結果との比較の一例を示したものが図13、14である。また、計算に使用した諸数値は表1のとおりである。図13は火炎の形状を3通りのモデルとしたときの火炉中心線上の温度分布の計算結果と測定結果を比較したものであり、火炎の形状をモデル3として解析した場合が測定結果により近いことがわかる。すなわち、火炎の形状の評価が適切であれば、充分な解析結果が得られることを示唆

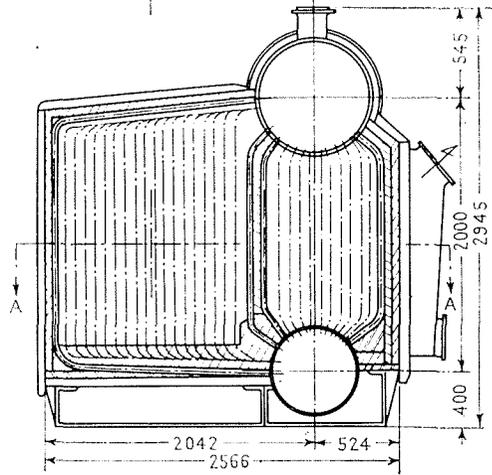
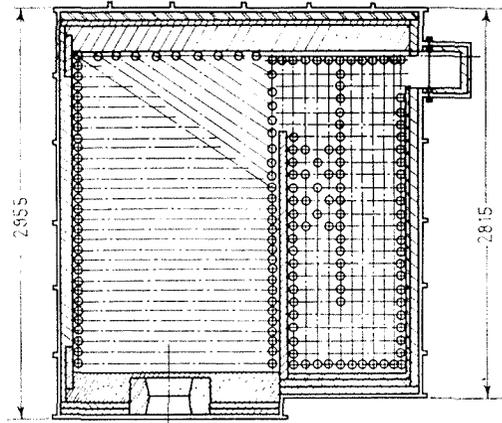


図10 実験用ボイラ

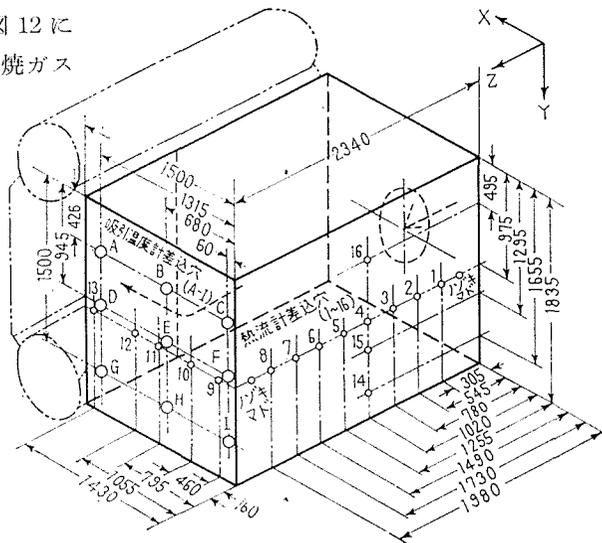


図11 測定孔配置

表 1

共通データ	1の壁面	2の壁面	3の壁面	4の壁面	5の壁面	6の壁面
T_{zw} °K	455	455	455	930	930	455
ε_{zw}	1.0	0.9	1.0	0.0	0.0	0.8

実号番験	火炎長さ m	補正した 熱発生量 kcal/h	供給ガス 温度 °K	ガス 空 係 過 剰 数	W kcal/m ² h	C_{pf}, C_{pg} kcal/kg °K	P_{fz}, P_{zg} kcal/mh °K	α kcal/m ² h °K	K_f m ⁻¹	K_g m ⁻¹
552~4	2.34	8.0×10^5	1,189	1.26	875	0.270	0.25	14.0	0.77	0.21

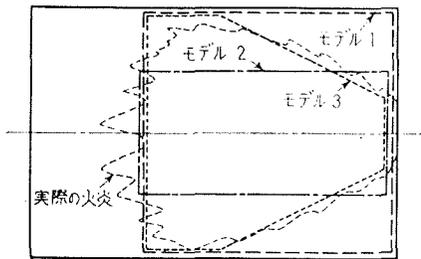


図 12 火炎モデル

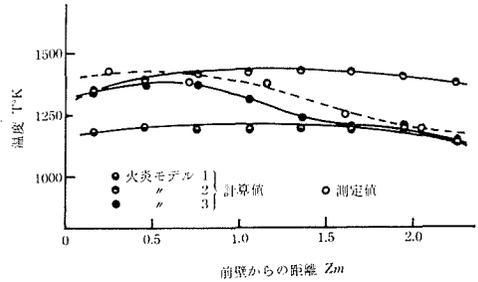


図 13 火炉中心線上の温度分布

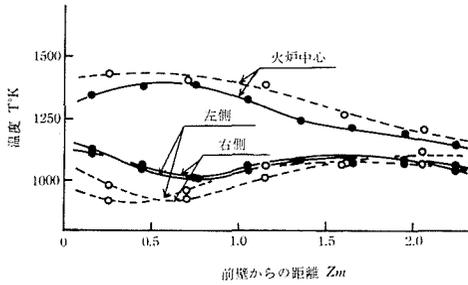


図 14 火炉中心線、両側線上の温度分布

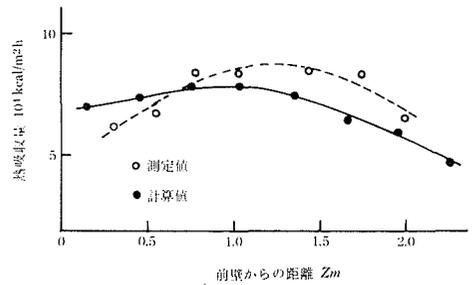


図 15 側壁の熱吸収量

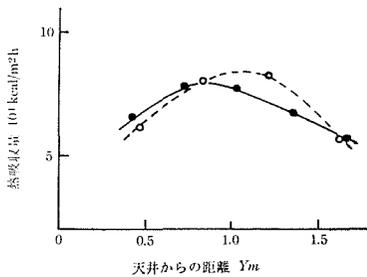


図 16 側壁の熱吸収量

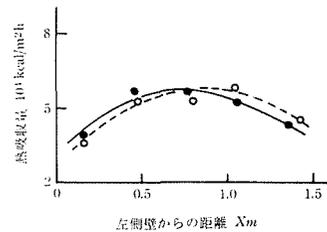


図 17 後壁の熱吸収量

していると思われる。図 14 は火炎の形状をモデル 3 として解析した場合の火炉中心線上と両側線上の温度分布の計算結果をまとめ、測定結果と比較したものである。

また、上記に対する熱吸収量分布の計算結果と測定結果を比較した例が図 15, 16, 17 であり、火炎の形状をモデル 3 として解析したものである。熱吸収量分布についても、この解析が妥当であると考えられる。

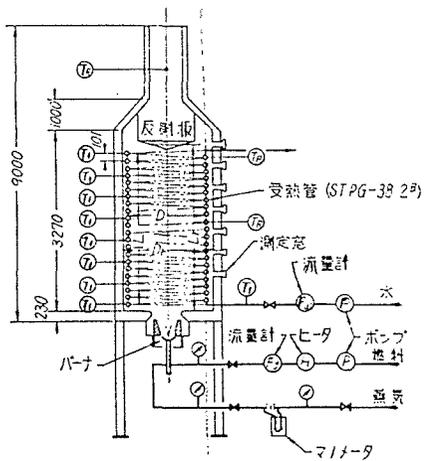


図 18 実験炉

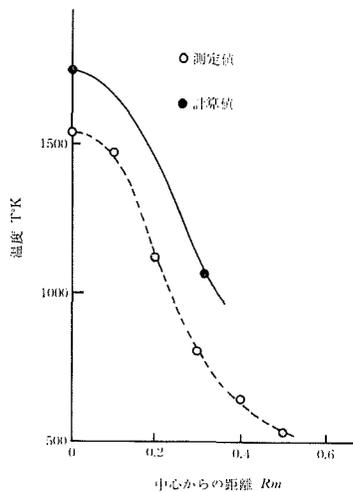


図 19 バーナ側より 0.5 m における炉内温度分布

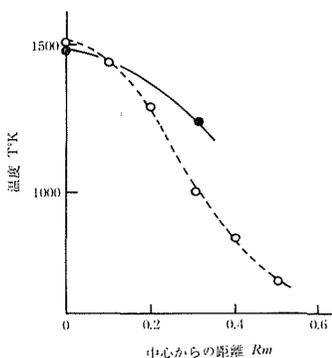


図 20 バーナ側より 1.1 m における炉内温度分布

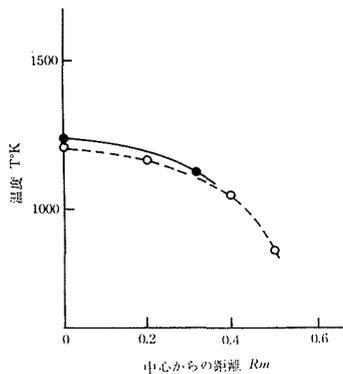


図 21 バーナ側から 1.7 m における炉内温度分布

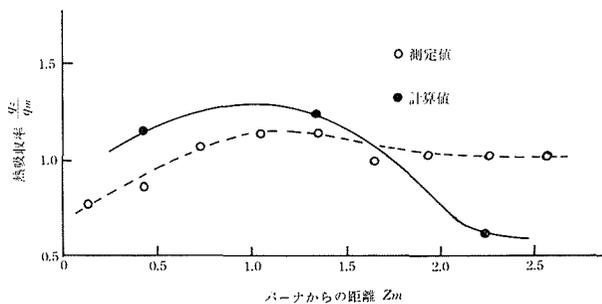


図 22 側壁の熱吸収率分布

3.2 円筒形火炉の場合

1) 実験装置および実験方法

田村らにより発表されている⁴⁾ 図 18 の構造の実験用火炎について検討することとし、実験方

法などは直方体火炉の場合とほぼ同様であると仮定した。火炉はたて型重油燃焼方式で、周囲の内側は水管で覆われている。

2) 解析結果と実験結果との比較

上述の火炉について、温度分布、熱吸収量分布を解析し、田村らにより発表されている測定結果と比較することとした。解析に際しては、火炎の形状を直方体火炉の場合のモデル3に準じて設定し、燃焼ガスの再循環についても直方体火炉の場合と同様に模擬した。火炉バーナ部から0.5, 1.1, 1.7 mにおける半径方向の温度分布の計算結果と測定結果との比較を図19, 20, 21に示す。いずれも計算結果は測定結果とほぼ合っているが、バーナ部に近い側では両者の差は大きく、火炉出口側で差が少ないことが認められた。

また、上記に対する熱吸収率の計算結果と測定結果とを比較した例が図22であり、側壁の高さ方向の分布を示したものである。計算結果は測定結果と比べてバーナ部に近い側では大きく、火炉出口側で小さくなっている。

直方体火炉の場合に比較して、円筒火炉の場合は解析結果と実験結果との差が大きく現われているが、後者の場合には田村らの発表に火炎の性状についての記述があまりなく、推定値を取入れたためによるものと考えられよう。

4. む す び

1) 直方体および円筒形火炉について、炉内の温度分布を考慮し火炎の存在、炉内の流れを加味した熱伝達の解析を電子計算機を使用したデジタル・シミュレーションにより行なった。

2) 解析結果を実験結果と比較して妥当性を確かめ、実用に供しうることを示した。

3) 実際の火炎形状、熱発生率分布、火炎および燃焼ガスの吸収係数などの諸値は上記解析に大きな影響を与えるので、これらの把握が重要である。

4) 火炉内の流れに関しても、乱流熱伝導率、対流熱伝達率などの解明とともに今後の重要な課題として検討されることが望ましい。

研究を進めるにあたり、北海道大学工学部斎藤武教授よりご指導いただき、また計算を行なうにあたっては、北海道大学大型計算機センターの協力を得た。ここに深く謝意を表す次第である。

参 考 文 献

- 1) 谷口 博：日本機械学会論文集，34 (昭43-5)，261，p. 897-908.
- 2) 谷口 博，舟津正之：日本機械学会論文集，36 (昭45-4)，284，p. 610-621.
- 3) 谷口 博，中原 豊，杉山憲一郎：火力発電，22 (1971-6)，6，p. 628-636.
- 4) 田村晴重，伊藤拓山，藤村 勇，沖上 昇，宮林 敏，宮崎浩樹：日立造船技報，30 (昭44-11)，4，p. 43-48.
- 5) 谷口 博，杉山憲一郎，谷口 篁：日本機械学会論文集，39 (昭48-8)，324，p. 2473-2483.
- 6) 谷口 博，姫山政良：機械の研究，25 (昭48-5)，5，p. 19-24.