摘要

ガス燃焼加熱室の設計には厳密には輻射傳熱の基礎式を含む、熱収支の條件式が用いられているが、これは實用上相當に煩雜であるため、ガス・重油・微粉炭バーナを有する燃焼加熱室の設計計算に有効な設計式を提唱し、かつこれを使用した場合の設計計算を特にパイプスチルの例について示した。

1. 輻射傳熱の基礎式

燃焼加熱室においては、高温のため、傳熱は輻射によるものが大部分を占める。

さて今一般に連続した受熱面 C (曲面でもよい) を有する燃焼加熱室の例を Fig. 1 に示すと、室内に充滿した輻射ガス或は焰 G からの輻射傳熱量 q_{GC} kcal/h は、著

Fig. 1

者等の「窯炉内輻射傳熱の理論」¹⁾によれば、一般の形をなす窯炉の特別な場合として容易に求められ、結局次式で表わすことができる。この式は前に H. C.

Hottel²⁾ によつて與えられたものと同様である。

記号

- C, R, G 面 : 夫々受熱, 反射, 輻射ガス (焰) の各面
- Ac, Ar, Ag : 夫々受熱面, 反射面, 輻射ガス (焰) 表面積 [m^2]
- $At = Ac + Ar$: 加熱室内面の全表面積 [m^2]
- T_C, T_G : 夫々受熱面, 輻射ガス (焰) 温度 [$^{\circ}K$]
- ϵ, ϵ_G : 夫々受熱面, 輻射ガス黒度
- F_{RC} : R 面から C 面を見る角關係

$$q_{GC} = Ac \phi_{CG} (4.96) \left\{ \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 \right\} \text{ kcal/h}$$

ここに

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{1}{\phi_{CG}} &= \frac{1}{F_{RC}^*} + \left(\frac{1}{\epsilon_C} - 1 \right) \\ F_{CG}^* &= \epsilon_G \left(\frac{Ac}{Ar} \right) \left\{ 1 + \left(\frac{Ar}{Ac} \right) \frac{1}{1 + \frac{\epsilon_G}{Ar/Ac - \epsilon_G} \left(\frac{1}{F_{RC}} \right)} \right\} \end{aligned} \right.$$

ガス (焰) 充滿の時は $Ag = Ar$ とおく (1)

2. パイプスチルにおける輻射傳熱の式

次にパイプスチルの如く受熱面が不連続である場合を考える。

H. C. Hottel⁴⁾ によれば、管列に投射した輻射の中に、一部分が直接に管面に到達し、のこりの一部は背後の反射面で反射した後に管列に到達する。その和に関する F_A を計算圖表³⁾ より求め、これを α とおく。

今パイプスチルの例を Fig. 2 に示す。この場合次のように記号を定める。

- C, R, G 面 : 夫々管列, 反射, 輻射ガス (焰) の各面
- CP 面 : 管列の配されている壁面
- Ac, Ac_P, Ar, Ag : 夫々 C, CP, R, G 面表面積 [m^2]
- $Ac' = \alpha Ac$: 有効受熱面積 [m^2]
- $At = Ac_P + Ar$: 室内壁全表面積 [m^2]
- T_C, T_G : 夫々管列面, 輻射ガス (焰) 平均温度 [$^{\circ}K$]
- ϵ_C, ϵ_G : 夫々管列面, 輻射ガス (焰) 黒度
- $F_{CP, CP}$: CP 面が自身を見る角關係
- $F_{CP, R}$: CP 面が R 面を見る角關係
- $F_{R, CP}$: R 面が CP 面を見る角關係

Fig. 2

* 昭和24年2月12日受理

1) 東京大学第一工学部教授工博 2) 東京大学第一工学部

輻射ガス(焰) G の表面から発散した輻射量

$Q_G = A_G \epsilon_G (4.96) \left(\frac{T_G}{100} \right)^4$ kcal/h の中, A_{CP}/A_T なる割合が管列を配している全面に投射するが, 管列面に到達するのはその中の α なる割合であつて, 残りの $1-\alpha$ は管列から外へ反射してしまう。従つて反射したもののうち $\left(1 - \frac{A_G}{A_T} \epsilon_G\right) F_{CP,CP}$ なる割合が CP 面に, $\left(1 - \frac{A_G}{A_T} \epsilon_G\right) F_{CP,R}$ なる割合が R 面に投射し, 各々その場所で反射を行うから, 輻射量の追跡は相当に煩雑となる。しかし「窯炉内輻射傳熱の理論」¹⁾ と同様な解析を遂行すれば, CP 全面に投射する輻射量 $Q_1 = (A_{CP}/A_T) Q_G$ kcal/h の中, 結局において管列面に到達する量 Q_1' は, 下記の制限条件の下で, 次のような簡単な式で表わされる。

$$Q_1' = \alpha Q_1$$

但し $\begin{cases} 1 \gg (1-\alpha) \left(1 - \frac{A_G}{A_T} \epsilon_G\right) F_{CP,CP} \text{ 及び} \\ 1 \gg (1-\alpha) \left(1 - \frac{A_G}{A_T} \epsilon_G\right)^2 F_{CP,R} F_{R,CP} \end{cases}$ の場合
普通の場合は, $\alpha = 0.7 \sim 0.9$, $A_G \approx A_T$, $\epsilon_G = 0.4 \sim 0.5$, $F_{CP,CP} = 0 \sim 0.5$, $F_{CP,R}$, $F_{R,CP} < 1$ 程度であるから上の制限条件は十分満足され, $Q_1' = \alpha Q_1$ といつたための誤差は数%に止まる。

次に G 面から A_R 面に投射する $Q_2 = \frac{A_R}{A_T} Q_G$ kcal/h は, R 面により無限回反射されて, 一部分が C 面に到達し, 残りは G に吸収されるが, 前述の輻射傳熱の理論¹⁾ を用いれば, 容易に輻射ガス, 反射面を考慮した到達係数 $\overline{F}_{CG}^*$ を求めることができる。更に C 面に到達した輻射量は黒度 ϵ_C の存在により ϵ_C なる割合だけ吸収され, $1-\epsilon_C$ だけが反射して再び無限回反射を行うが, この場合も同じく解析できて, 総括吸収率 ϕ_{CG} を求めることができる。

同様に C 面から発する輻射量 $Q_C = A_C \epsilon_C (4.96) \left(\frac{T_C}{100} \right)^4$ kcal/h の到達率 $\overline{F}_{CG}^*$, 総括吸収率 ϕ_{CG} も計算できるから, 輻射ガス G から管列面 C への輻射傳熱量 q_{CG} は

$$q_{CG} = A_G \phi_{CG} (4.96) \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - A_C \phi_{CG} (4.96) \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 \text{ kcal/h}$$

輻射傳熱の理論¹⁾ によれば

$A_G \phi_{CG} = A_C \phi_{CG} = A_C' \phi_{C'G}$ よつて結局輻射傳熱量は次式で示される。

$$q_{CG} = A_C' \phi_{C'G} (4.96) \left\{ \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 \right\} \text{ kcal/h}$$

ここに

$$\begin{cases} \frac{1}{\phi_{C'G}} = \frac{1}{\overline{F}_{C'G}^*} + \left(\frac{1}{\epsilon_C} - 1 \right) \\ \overline{F}_{C'G}^* = \epsilon_G \left(\frac{A_G}{A_T} \right) \left\{ 1 + \left(\frac{A_R}{A_{CP}} \right) \frac{1}{1 + \frac{\epsilon_G}{\frac{A_T}{A_G} - \epsilon_G} \left(\frac{1}{F_{R,CP}} \right)} \right\} \end{cases}$$

ガス, 焰充滿の場合は $A_G = A_T$ (2)

以上の式は従来用いられている形⁴⁾ と $\overline{F}_{C'G}^*$ の求め方において少しく異つているが, α の本来の意味に従えばより妥当と思われる。

3. 新設計式の提唱

パイプスチルの燃焼加熱室に関する実験式は, 従来 Hudson 型と De Baufre 型の2種類に大別される。⁵⁾

前者に入るもので Wilson, Lobo, Hottel 三氏の式を示せば

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{GVH/\alpha A_{CP}}{6900}} \quad (3)$$

ここに $\begin{cases} \mu: \text{基準を } 60^\circ\text{F とした時の全入熱量に対する} \\ \text{吸収熱量の比} \quad H: \text{發熱量 kcal/h} \\ G: \text{空氣量 kg/fuel kg} \end{cases}$

次いで H. C. Hottel は次の式を提出した。

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1600\sqrt{H/\alpha A_{CP} \phi_{CG}}}{(H/N)^{1.82}}} \quad (4)$$

ここに $\begin{cases} N: \text{基準温度 } 60^\circ\text{F と燃焼室出口のガス温との間における平均燃焼ガスの熱容量} \\ \text{従つて } H/N \text{ は理論焰温度} \end{cases}$

その他 Labo, Evans の理論計算式がある。

著者等は以上の実験式, 理論式について吟味検討し, パイプスチルの設計に用いる際には極めて便利な形として次の式を採用した。

$$\mu = \frac{1}{1 + \sqrt{H/A_C' \phi_{C'G}} / (K/G)} \quad (5)$$

ここに $\begin{cases} K: \text{實驗恒數} \\ G: \text{空氣比 kg/kg fuel} \\ H: \text{發熱量 kcal/h} \end{cases}$

本章に示すように K/G は理論焰温度 $t_h^\circ\text{C}$, 焰平均温度 $t_g^\circ\text{C}$, 管表面温度 $t_c^\circ\text{C}$ によつて表わし得るが, $t_g^\circ\text{C}$ に対しては, その実用範囲で一定と見做し得ることにより, 極めて設計に便利になつている。

なお(5)式は管式加熱炉についての式であるが, $A_C' \times \phi_{C'G}$ の代りに(1)式の $A_C \phi_{CG}$ をとれば, 連続した受熱面を有する一般の燃焼加熱室に, 同じく有効に使用される。

4. K/G の性質と新設計式の精度

新設計式(5)は後述のように実際の設計において極めて

Fig. 3. $K/G = f(t_h, t_g, t_c)$ Practical region

便利であるが、輻射傳熱の基礎式によるものと比較してどの程度の精度を有するかをしらべよう。

輻射傳熱の基礎式 (2) から

$$\left\{ \begin{aligned} \sqrt{H/AC'\phi C'G} &= \sqrt{4.96 \left\{ \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right\} / \mu^2} \\ \mu &= \text{熱効率} = \frac{q_{GC}}{H} = 1 - \frac{t_g}{t_h} \end{aligned} \right. \quad (6)$$

よつて、燃料と過剰空気が理論燃温度 t_h °C がわかれば、 μ は各 t_c °C に対し $\sqrt{H/AC'\phi C'G}$ の函数として決定できる。

次に (6) 式と (5) 式を組み合わせる

$$\left\{ \begin{aligned} K/G &= \sqrt{4.96 \left\{ \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right\} \cdot \mu \left\{ \frac{1}{1-\mu} \right\}} \\ \mu &= 1 - \frac{t_g}{t_h} \end{aligned} \right. \quad (7)$$

即ち K/G は、 t_h °C、 t_g °C、 t_c °C の函数であるから、 t_h と t_g に対して圖示することができ Fig. 3 を得る。

Fig. 3 を檢するに一定の t_h °C、 t_c °C の場合、 t_g の実用範囲内で一定と見做してよい。

よつて設計式 (5) で K/G を燃温度 t_g °C の実用範囲で一定と見做し、概算の t_g °C に対して Fig. 3 から K/G の値を定め、これを用いて (5) 式により熱効率 μ を $\sqrt{H/AC'\phi C'G}$ に対して求めることができる。

今受熱面温度 $t_c = 300$ °C の時、理論燃温度 $t_h = 1200$ °C、 1600 °C、 2000 °C の 3 場合について (6) 式と (7) から μ を求め Fig. 4 を得る。

この時 K/G は Fig. 3 から次の如く定めた。

$t_h = 1200$ °C	1600 °C	2000 °C
K/G 200	340	470

Fig. 4 から明らかなように、設計式を用いることによつて基礎式と異つてくる値は僅少であり、実用には十分であることがわかる。

ガス、重油、微粉炭バーナを有する燃焼加熱室の各種

の例においては、その傳熱状態の本質的な差異はなく、唯 t_c の大きさが異なるだけである。よつて上の方法は、パイプスチルのみならず、外の加熱室の場合にも應用できるのである。

つて、パイプスチル、ボイラーの場合は $t_c = 300 \sim 500$ °C、鋼材加熱炉・陶磁器窯等の場合は $t_c = 800 \sim 1000$ °C としてこれに相当した K/G を Fig. 3 から求めればよいのである。

5. 新設計式による設計方法

新設計式を用いて、燃料及び燃焼ガスの性質が與えられ、燃焼室出口温度 t_g °C 及び加熱熱量 q_{GC} kcal/h、炉の大きさが要求されたとき、これらを実現するに必要な燃焼加熱室の幾何学的配置、及び燃料消費量を決定する方法を述べる。

但し次の事項を假定する。

- ① 焰が燃焼室に充滿していること。
- ② 不輝焰が焰傳熱の大部分を占めること。
- ③ 焰の温度が均一でその温度で燃焼室を出ること。

(i) 準備

(a) 所與データ、燃料、燃焼ガスの諸性質

Fig. 4

- (b) 要求値 焰温度 $t_h^\circ\text{C}$, 傳熱量 q kcal/h 被熱物表面温度 $t_c^\circ\text{C}$ 及び燃焼室の大きさ

- (c) 要求値を実現するに必要な各値の決定

燃焼加熱室の幾何学的配置
 {これを與えて, 必要な燃焼加熱室の
 大きさを求めてもよい}
 燃料消費量

(ii) $H/AC\phi CG$ 或は $H/AC'\phi C'G$ の決定

- (a) 燃料及び燃焼条件から理論焰温度 $t_h^\circ\text{C}$ を求め,

$\mu = 1 - t_g/t_h$ の t_g に所求の値を入れて μ を求める。

- (b) t_c, t_h, t_g から Fig. 3 を用いて K/G を決定する。

$$(c) \mu = \frac{1}{1 + \sqrt{H/AC\phi CG / (K/G)}}$$

$$\text{即ち } \frac{H}{AC\phi CG} = \left(\frac{1-\mu}{\mu} \right)^2 \left(\frac{K}{G} \right)^2 \text{ から}$$

$\frac{H}{AC\phi CG}$ を決定する。 $AC'\phi C'G$ に関しても同じ。

(iii) $AC\phi CG$ を求めること

- (a) 所求の燃焼室大きさについて, ガス有効厚さ L を求め所與燃焼ガス中の CO_2 , H_2O の分圧と, 所求の焰温度 $t_g^\circ\text{C}$ 及び受熱面温度 $t_c^\circ\text{C}$ からガス黒度 ϵ_g を決定する。

- (b) パイプスチルの場合は取付けるべき管列の形を (例えば2列千鳥とか, 1列のみとか) 定めれば反射を考慮した全輻射を表わす到達率 α が求まる。

- (c) 燃焼室でこの管列を装着す可き壁面 ACP を定め残りの壁面 R からの角関係 F_{R-CP} を求める。連続した受熱面 C を有する炉では F_{RC} を求める。

- (d) F_{RC} 或は F_{RCP} と ϵ_g から $\overline{FCG}^*$ を求め, これと受熱面黒度 ϵ_c から ϕCG を求める。

よつて, $AC\phi CG$ 或は $(\alpha ACP)\phi CG = AC'\phi CG$ が求まる。

以上の計算を, 炉の各種の幾何学的配置に関して行う。

(iv) 発熱量 H kcal/h 従つて傳熱量 $q_{GC} = \mu H$ kcal/h 及び燃料消費量 B m³/h を求めること

- (ii) より $H/AC\phi CG$ 或は $H/AC'\phi C'G$ が求まつているから, (iii) の結果から直ちに H kcal/h がわかる。従つて傳熱量 $q_{GC} = \mu H$ kcal/h

$$\text{燃料消費量 } B = \frac{H \text{ kcal/h}}{\text{発熱量 kcal/kg fuel}} \text{ を得る。}$$

(v) 寸法の決定

各種の幾何学的配置に対して q_{GC} kcal/h が求まるから, それらの中で要求する傳熱量に最も近い値を與える寸法を採用すればよい。

6. パイプスチル燃焼室の設計例

今5の方法で, パイプスチルの場合の設計例を, 順を追つて示す。

(i) 準備

(a) 所與データ

燃料 重油 10,000 kcal/kg 組成 $\begin{cases} C=86 & H=11 & S=0.8 \\ \text{過剰空気 } 30\% & \% \text{ } N=0.2 & O=1.0 & H_2O=1.0 \end{cases}$
 その時の燃焼ガス量 = 14.4 Nm³/kg fuel 組成 $\begin{cases} \text{CO}_2=11.2 \\ \text{ガス比熱} = 0.335 \text{ kcal/Nm}^3\text{C} & \% \text{ } H_2O=8.6 \end{cases}$

(b) 要求値

燃焼室大きさ $3.5 \times 6 \times 6 \text{ m}^3$
 焰温度 = 燃焼室出口温度 $t_g = 850^\circ\text{C}$
 必要傳熱量 = 2,600,000 kcal/h

(ii) $H/AC'\phi C'G$ の決定

(a) $t_h = 30^\circ\text{C}$

$$= \frac{10,000 \text{ kcal/kg fuel}}{(14.4 \text{ Nm}^3/\text{kg fuel}) (0.335 \text{ kcal/Nm}^3\text{C})} = 2070^\circ\text{C}$$

$$t_h = 2100^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1 - \frac{t_g}{t_h} = 1 - \frac{850}{2100} = 0.595$$

(b) $t_c = 300^\circ\text{C}$ とす

$t_h = 2100^\circ\text{C}$, $t_g = 850^\circ\text{C}$, から Fig. 3 を用いて $K/G = 525$ を決定する。

$$(c) \frac{H}{AC'\phi C'G} = \left(\frac{1-\mu}{\mu} \right)^2 \left(\frac{K}{G} \right)^2$$

$$= \left(\frac{0.405}{0.595} \right)^2 (525)^2 = 128,000$$

(iii) $AC'\phi C'G$ を求めること

$$(a) L = \frac{2}{3} \sqrt{\text{volume}} = \frac{2}{3} \sqrt{6 \times 6 \times 3.5 \text{ m}} = 3.34 \text{ m}$$

$$P_{\text{CO}_2} = 0.112 \text{ atm}, P_{\text{H}_2\text{O}} = 0.086 \text{ atm}$$

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = (0.7) [(3.34) (0.112)]^{0.83} / \left(\frac{T}{100} \right)^{0.5}$$

$$\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = (7.0) (3.34)^{0.6} (0.086)^{0.3} / \left(\frac{T}{100} \right)$$

$T^\circ\text{K}$ は $t_g = 850^\circ\text{C}$, $t_c = 300^\circ\text{C}$ の2場合について ϵ_{CO_2} , $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ を求めその平均をとる。

$$\epsilon_g = 0.450$$

- (b) α の決定: 今二列千鳥の $a/d=3$ なる管列を用いる場合を考えると圖表(3)から $\alpha=0.91$

- (c) F_{RCP} の求め方: 今一つの場合として天井だけに配管する場合を考えると

$$F_{CP-R} = 1 \text{ 故に } F_{RCP} = \frac{ACP}{AR} F_{CF-R}$$

$$= \frac{6 \times 3.5}{135} \times 1 = 0.155$$

$$(d) \bar{F}_{C'G} = \epsilon_G \left\{ 1 + \frac{A_R}{A_{CP}} \frac{1}{1 + \frac{\epsilon_G}{1 - \epsilon_G} \left(\frac{1}{F_{RCP}} \right)} \right\} = 0.910$$

(ガス充満として $A_G = A_T$)

$\epsilon_G = 0.90$ として

$$\frac{1}{\phi_{C'G}} = \frac{1}{0.91} + \left(\frac{1}{0.90} - 1 \right) = 1.21 \quad \phi_{C'G} = 0.828$$

$$A_{C'} \phi_{C'G} = (\alpha A_{CP}) (\phi_{C'G}) = (0.9)(21)(0.828) = 15.9 \text{ m}^2$$

(iv) 発熱量 H kcal/h 傳熱量 $q_{GC} = \mu H$ kcal/h 燃料消費量 B kg/h を求めること

$$\frac{H}{A_{C'} \phi_{C'G}} = 128,000 = \frac{H}{15.9} \quad H = 2,040,000 \text{ kcal/h}$$

$$\text{よつて } q_{GC} = \mu H = (0.595)(2,040,000 \text{ kcal/h}) = 1,210,000 \text{ kcal/h}$$

$$B = \frac{2,040,000 \text{ kcal/h}}{10,000 \text{ kcal/kg}} = 204 \text{ kg/h}$$

以上の計算を外の各種の配管例について行うのであるが、 F_{RCP} 、 α の求め方が天井のみの場合に比して複雑なので以下に述べる。

Fig. 5

(a) 各場合の F_{RCP} の決定方法: F_{RCP} を求めるのに、準備として Fig. 5 の 3 場合を圖表 7) から求めれば、下に示す値を取る。

また角関係 F_{RCP} の計算は著者等の「窯炉内輻射傳熱の理論」¹⁾ を参照のこと。

(I) の場合 天井のみ配管 $F_{RCP} = 0.150$

(II) の場合 天井及び一つの側壁に配管

$$F_{12} = 0.275 \quad F_{1R} = 1 - F_{12} = 0.725$$

$$F_{21} = 0.275 \quad F_{2R} = 1 - F_{21} = 0.840$$

よつて

$$A_{CP} \cdot F_{CPR} = A_1 F_{1R} + A_2 F_{2R} = (21)(0.725) + (36)(0.840) = 45.4 = A_R \cdot F_{RCP}$$

$$\text{故に } F_{RCP} = \frac{45.4}{A_R} = \frac{45.4}{99} = 0.458$$

(III) の場合 天井、一側壁及び底部に配管

$$F_{12} = 0.275 \quad F_{13} = 0.150$$

$$F_{1R} = 1 - (F_{12} + F_{13}) = 0.575$$

$$F_{21} = 0.160 \quad F_{23} = 0.160$$

$$F_{2R} = 1 - (F_{21} + F_{23}) = 0.680$$

$$F_{31} = 0.150 \quad F_{32} = 0.275$$

$$F_{3R} = 1 - (F_{31} + F_{32}) = 0.575$$

$$A_{CP} \cdot F_{CPR} = A_1 F_{1R} + A_2 F_{2R} + A_3 F_{3R}$$

$$= (21)(0.575) + (36)(0.680) + (21)(0.575) = 48.7 = A_R \cdot F_{RCP}$$

$$F_{RCP} = \frac{48.7}{A_R} = \frac{48.7}{78} = 0.625$$

(IV) の場合 天井、2 側壁、底部に配管
同様にして求め

$$F_{RCP} = 0.870$$

(V) の場合 天井、3 側壁、底部に配管

$$F_{RCP} = 1$$

(VI) 全面に配管 $F_{RCP} = 0$

(b) 面により配管方法が異なる場合の α の求め方: 一
今天井だけが 2 列千鳥 $a/d=3$ の管列を配し ($\alpha=0.91$)
側壁及び底部は $a/d=3$ の 1 列管を ($\alpha=0.72$) 配する
ものとする。

ところで明らかに $\phi_{C'G}$ の式及び $\bar{F}_{C'G}^*$ の式は受熱面を一樣なものとして計算しているのであるから、 α が各面において異つてゐる時は、その平均を以て α としなければならぬ。

例えば III の場合の α は平均として

$$\alpha_m = \frac{(0.91)(21) + (0.72)(36) + (0.72)(21)}{21 + 36 + 21} = 0.770$$

同様にして全部の場合に α_m を求めることができる。

(a), (b) により各場合について F_{RCP} 及び α_m が求められたから、以後は (iii) と全く同様に計算を進め、燃料発熱量 H kcal/h、傳熱量 $q_{GC} = \mu H$ kcal/h、燃料消費量 B kg/h を求めることができ、結果は次表にまとめられる。

Requirement	Radiation Height 6m x 3.5m x 6m Chamber temp of exit gas $t_G = 850^\circ\text{C}$ Heat transfer required $q_{GC} = 2,600,000$ kcal/h					
Fuel	Heavy Oil 10,000 kcal/kg					
μ K/g	0.595					
$H/A_{C'} \phi_{C'G}$ kcal/m ² h	525					
	128,000					
Piping Method						
Number of pipes	20	38	48	66	76	86
A_R m ²	135	99	78	42	21	0
A_{CP} m ²	21	57	78	114	135	156
α_m	0.910	0.790	0.770	0.762	0.745	0.795
$A_{C'}$ m	19.1	45.0	80.0	85.7	101	116
F_{RCP}	0.150	0.458	0.625	0.870	1.0	0
$\bar{F}_{C'G}^*$	0.910	0.730	0.645	0.535	0.488	0.45
$\phi_{C'G}$	0.828	0.675	0.602	0.505	0.464	0.43
$A_{C'} \phi_{C'G}$ m ²	15.8	30.4	38.1	43.2	46.9	50.0
H kcal/h	2,020,000	3,700,000	4,500,000	5,540,000	6,000,000	6,400,000
q kcal/h	1,200,000	2,380,000	2,680,000	3,290,000	3,570,000	3,810,000
kg/h	202	390	450	554	600	640
$q/A_{C'}$ kcal/m ² h	82,000	51,600	44,700	48,400	35,400	32,800

必要傳熱量は 2,600,000 kcal/h であるから III の場合が
適当であると認めこの配管方式を採用する。

かつ燃料消費量 $B=450$ kg/h にする。

7. 結 び

最後の設計例についても明かなように、新設計式は
極めて有用に利用し得る。かつ燃料の種類及び受熱面温
度の一定な炉では、 K/G は何時も同じ値をとつてよい
から例えば鋼材加熱炉では $K/G = 380$
重油燃焼パイプスチルは $K/G = 525$
の如くとおつておけば夫々次の式が成立し、取扱いが

$$\mu = \frac{1}{1 + \sqrt{H/AC'\phi C'G} / 380}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \sqrt{H/AC'\phi C'G} / 525}$$

便利になる。以上の式を設計計算に用いる場合は要求値
に対して單に算術的に計算を進めて行けばよく、いわゆ
る trial and error 方法の煩雜さを避けうるのが利点と
思われる。

なお本研究は科学研究費によつたことを附記する。

参 照 文 献

- 1) 矢木榮, 岡井大蔵, 日本機械学会論文発表要録定, (日本機械学会
誌 第52巻 366頁 p. 169) 「竈炉内輻射傳熱の理論」
矢木榮, 化学工学講義 第1輯 (24年8月) p. 171-220
「竈炉内輻射傳熱の理論とその應用」
- 2) *McAdams Heat Transmission*, 2nd edition (1942) Chapter
III (by H. C. Hottel)
矢木榮, 工業竈炉 昭和23年度版 追補 p. 10
- 3) H. C. Hottel *Trans. A. S. M. E.* 53 265 (1931)
内田俊一, 龜井三郎, 八田四郎次 化学工学 p. 218, 219
- 4) H. C. Hottel, *Unpublished Notes on Radiant Heat Trans-*
mission Mass. Inst. of Tech (1938)
Trans. Amer. Inst. Chem. Eng. (1939)
W. E. Lobo, J. E. Evans.
Heat Transfer in the Radiant Section of Petroleum Heaters.
- 5) loc cit W. E. Lobo, J. E. Evans.
- 6) 矢木榮, 工業化学雑誌, 45編, 535号, 9冊, (昭和17年9月)
工業竈炉に関する研究
矢木榮, 工業竈炉, 昭和23年度版追補, p. 21
- 7) 例えば, 矢木榮, 工業竈炉 昭和23年度版 追補 p. 4
第1図 p. 5 第2図

Study on Pipestill

—Design Formula for Combustion Heating Chamber and Its Application—

Sakae Yagi, Shirô Arita and Daizo Kunii.

Tokyo University

To save the labour for analysis of combustion-heating chamber using equations of heat bal-
ance, a new design formula is proposed after discussing previous theoretical and experimental
formulas for pipestill, and for other various types of the chamber with gas, oil or pulverized
coal burner.

The design formula is

$$\mu = \frac{1}{1 + \sqrt{H/AC'\phi C'G} / (K/G)}$$

where μ : heat efficiency = absorbed heat/total heat
 H : total heat kcal/h
 G : air kg/fuel kg K : constant
 AC' : equivalent area of cold surface
 $\phi C'G$: overall arrival or effective absorption
factor of radiation.

For given theoretical flame temperature and cold surface temperature, K/G can be considered
almost constant against the mean flame temperature within the practical region, and this char-
acteristic makes it very convenient to use this formula for design of new furnaces.

The design calculation using this formula is proceeded in design of a pipestill.