

技術資料

UDC 621.78.01:662.9

省エネルギー型加熱炉の設計*

時 津 哲 弥**

Design of Energy Conservation Type Reheating Furnace

Tetsuya TOKITSU

1. 有効炉長と炉型

燃料原単位の低減の有効な手段として、まず有効炉長の見直しからスタートされた。いうまでもなく、燃焼炉における損失熱の最大部分は炉から排出される廃ガスの保有熱であり、これの低減は最も有効に燃料原単位を小にする。そして各種の計算が試みられた結果、図1に示す曲線に基づき $600 \text{ kg/m}^2\text{h}$ 前後の炉床負荷を設計基準として有効炉長を算定するという設計方針が、現在では一般的である。そしてこの基準値はオイル危機以前の高度成長期における大加熱容量炉において、必然的に採用されていた高炉床負荷 (たとえば $900 \text{ kg/m}^2\text{h}$) と比較するなら、有効炉長が1.5倍に延長されたことを意味する。しかし炉長が延長されることから発生する建設費の増加分は、炉が長くなつたために装入側炉尻から排出される廃ガス温度が低温になり、燃料原単位が低減することによる燃料費節約によつて、一般的には約2年前後で償却されるといわれている。

図1に示す燃料原単位の数字は完全なる「水冷パイプ二重断熱法」(次2節参照)を施工したWB炉の場合を示す。たとえば高炉床負荷である $900 \text{ kg/m}^2\text{h}$ の場合の燃料原単位は約 $40 \times 10^4 \text{ kcal/t}$ であり、これに比較して有効炉長を1.5倍に延長して $600 \text{ kg/m}^2\text{h}$ の低炉床負荷で設計された炉の場合には約 $34 \times 10^4 \text{ kcal/t}$ で、前者の

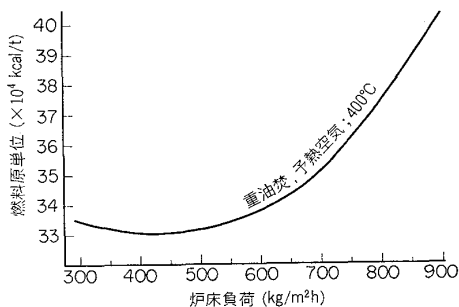


図1 二重断熱法を施工したWB炉における炉床負荷と燃料原単位の関係

85% の値を示し 15% だけ燃料原単位が低減されたことになり、その効果は大きい。しかし炉床負荷を $600 \text{ kg/m}^2\text{h}$ からさらに低減させても、燃料原単位の減少率はだんだん小さくなり、いたずらに炉建設費の増加をきたすだけで、経済的でないことを曲線は示している。そして $400 \text{ kg/m}^2\text{h}$ 前後を境として曲線は逆転しかえつて、燃料原単位は増大するだろう。したがつて $600 \text{ kg/m}^2\text{h}$ で設計された連続式加熱炉が加熱容量の 100% (すなわち、 $600 \text{ kg/m}^2\text{h}$) から 50% (すなわち $300 \text{ kg/m}^2\text{h}$) の範囲で多く操業されると考えるなら、この炉は最も燃料原単位の低い範囲で、操業されることになり有利である。

図2にオイル危機以前の高炉床負荷のWB炉の例と、それに対比してオイル危機以後に建設された低炉床負荷の省エネルギー型WB炉の炉型と炉長の数例を比較して示す。これらの省エネルギー型炉は、その装入側に有効炉長の 25% 前後におよぶバーナのない予熱ゾーンを持つ

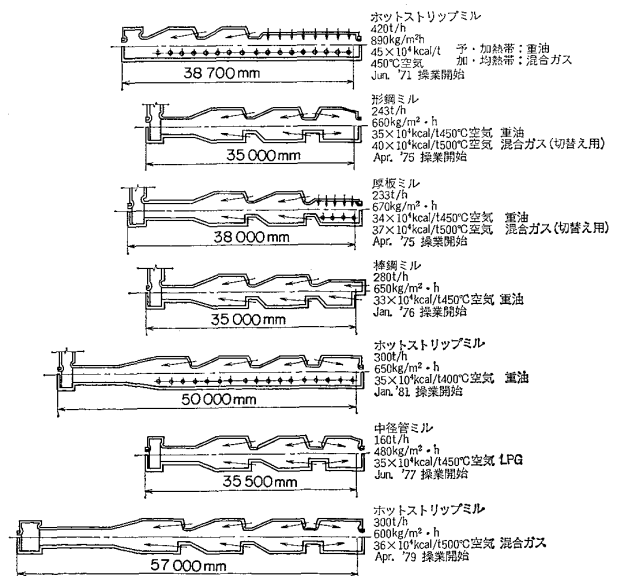


図2 炉床負荷 (有効炉長) と炉型の例

* 昭和 53 年 3 月 23 日受付 (Received Mar. 23, 1978) (依頼技術資料)

** 中外炉工業(株) (Chugairo Kogyo Co., Ltd., 4-7, 2-Chome, Kyomachibori, Nishi-ku, Osaka 550)

つていることが特徴である。

2. 水冷パイプの二重断熱法

プッシャー型炉（以下P炉）・ウォーキングビーム型炉（以下WB炉）を問わずその水冷スキッドパイプによる損失熱は燃料消費量の10数%の多きを占めている。特にWB炉はP炉に比べて、その機構上から水冷パイプ面積が、P炉の150%前後に増大することは避けられない。そしてこれは燃料コストおよび冷却水コストの増大をきたす原因であった。WB炉の持つ唯一のこの弱点を解決して、前述のコストをP炉よりむしろ低い値にすることが、WB炉の出現以来の課題とされていた。

この解決策として、初期のWB炉では水冷パイプ外面を被覆するキャストブルの厚さを、60～100mmに厚くした設計をした。一般的に従来のP炉では、プッシャー推力によるスキッドパイプの震動のために、断熱材が脱落し、補修周期が短くなるため、厚くできないとされていたが、WB炉では震動は、P炉よりも少ない。そして実際に、60～100mmのキャストブル厚さで施工し、各所へ納入されたWB炉の操業実績から判断して、この断熱層の耐久寿命は、P炉の1～1.5年/回の平均的修理周期に比較して、むしろ4～5年/回の長寿命であり、脱落に対する強度上の心配は無用であることが立証された。しかし、キャストブル層をこれ以上に厚くする方法は、最も単純ではあるが、反面WB駆動装置の積載荷重を増大させるのみならず、断熱層外径が大きくなることにより、鋼片下面への伝熱を遮弊する点で、好ましくなかった。

次の過程として、昭和46年頃から二重断熱法の開発と実用化に、多大の努力が傾注され、現在も進展中である。

これには、数種の方法があるがそのいずれも内面層として断熱性にすぐれたセラミックファイバーを使用し、その外面をキャストブルで被覆した二重構造にする基本

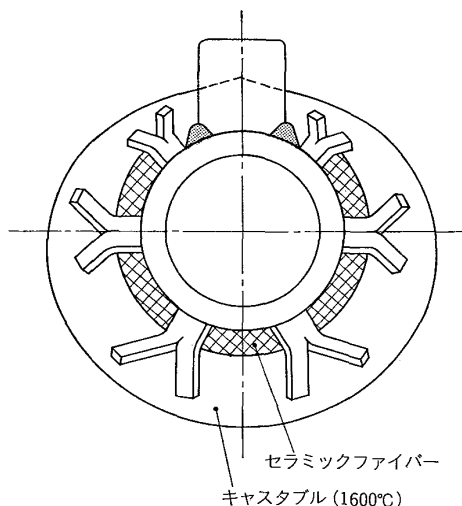


図3 二重断熱要領図

原理に変わりはない。

図3に二重断熱の1例を示す。図4に一重断熱法と二重断熱法との水冷損失値の比較曲線（計算値）を示す。

図4において、165.2mm外径パイプの場合、60mm厚さの一重断熱法の水冷損失を100%とすると、(15mmファイバー)+(45mmキャストブル)=(60mm二重断熱法)の水冷損失値は、47%に減少していることがわかる。また、合計厚さが同じ40mmの場合の両者の水冷損失値の比は、100%:41%である。すなわち、断熱層の合計厚さがうすい場合ほど、二重断熱法の効果は大きくなるのがわかる。

図5に試験炉において実測された水冷損失値のデータを示す。図4の計算値より、ほんの少しだけ大きい値を示すが、これは、アンカースタッドからの伝熱を計算した時の誤差と考えられる。

二重断熱法を実際の炉に適用する際には、断熱層の寿命を考慮して、セラミックファイバーの厚さは、パイプに巻付ける以前の素材厚さが12.5mmのものからスタ

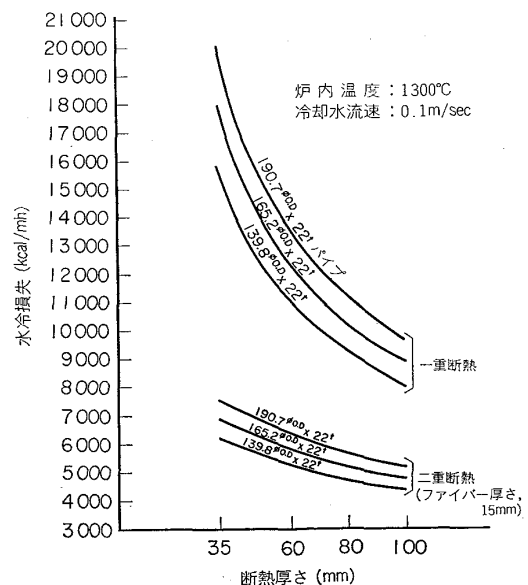


図4 一重断熱法と二重断熱法との水冷損失値の比較（計算値）¹⁾

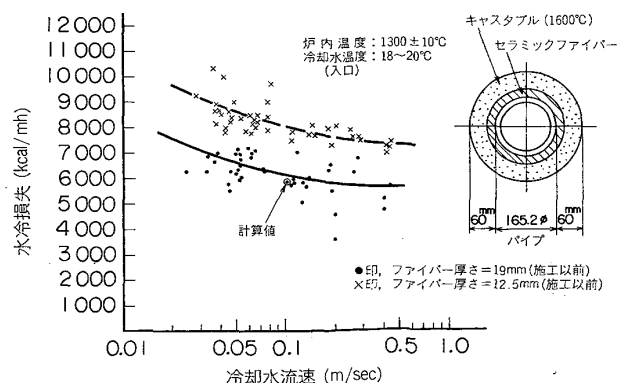


図5 二重断熱水冷パイプの水冷損失テストデータ¹⁾

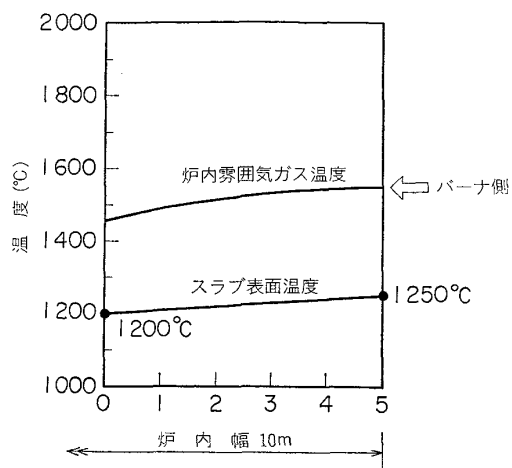


図 6 側面焚加熱炉の加熱帯終端部において存在する炉幅方向のスラブ表面温度の差 (炉内幅 10 m の場合)

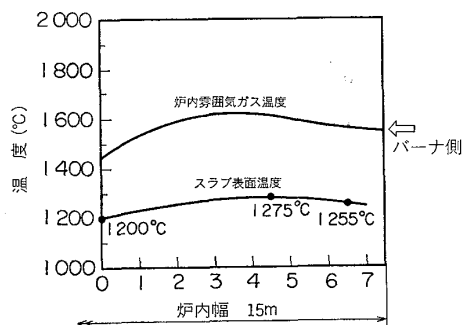


図 7 側面焚加熱炉の加熱帯終端部において存在する炉幅方向のスラブ表面温度の差 (炉内幅 15 m の場合)

ートし次第に厚いファイバーを採用してきた。そして、現在では素材厚さ 25 mm 厚を使用しても、耐久寿命の点で問題はないことが、実績で証明されている。

最初にこの方法を採用した炉が、昭和 47 年 3 月に操業を開始して以来、この二重断熱法は、新設炉を始めとして既設炉に対しても広く普及しつつあり、さらに、震動の多いプッシャー炉にも、適用されつつある。

二重断熱法を結論づけているなら、次のごとくまとめられる。すなわち、

- (1) 一重断熱法の炉に比べて、大幅に燃料原単位を低減できる。
- (2) 冷却水使用量を、大幅に減少し得る。
- (3) この方法の他の利点として断熱性にすぐれているため、断熱層外面温度が従来より高温となり、鋼片下面のスキッドマークを、小さくできる。
- (4) もし、外側のキャストブルが脱落して、厚さが減ったとしても、断熱性が大きい内側のファイバーは、依然健在なので、断熱層全体の断熱効果は、悪化しない。
- (5) 一重断熱法に比べて、設備費は増すが、燃料と

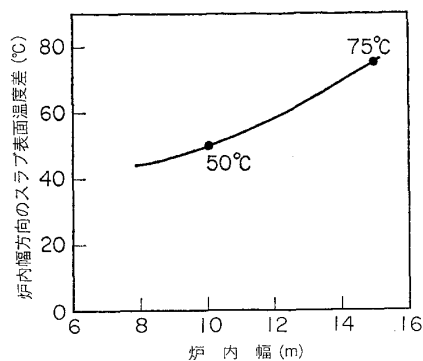


図 8 側面焚加熱炉の加熱帯終端部において存在する炉幅方向のスラブ表面温度の差と炉内幅の関係

冷却水の節約によって、2～5ヶ月で償却できる。

- (6) 既設WB炉、またはP炉に対しても、容易に適用できる効果の高い省エネルギー手段である。

念のためにいうならば、二重断熱法が成功するか否かは、その施工法の良否にあるといえる。もし、適正な施工であれば、震動が少ないWB炉の場合ならば、3年以上の長寿命が期待できる。

3. 軸流焚と門型ポストパイプ

炉幅の広い炉の場合やあるいは、厚板用のごとく鋼片が常に複列で装入される炉にとつては、側面焚よりも軸流焚の方が、適当な燃焼方式であることは、論を待たない。しかし、WB炉では、炉底から直立している移動・固定ポストパイプに、バーナフレームが衝突するため、下部帯での軸流焚は不可能であつた。そのため、初期のWB炉の側面焚においては、炉内雰囲気気の攪拌効果が大きく、かつフレーム長さが調節できる高速可変フレームバーナを採用した。あわせて、炉の装入側に位置するバーナに対して、燃焼自動間引き装置を設け炉の操業率の増減に応じて、必要なバーナだけを燃焼させ、フレーム長さの変化を最低にすることによって、炉幅方向の炉温分布を均一に維持する方法を採つた。しかし、炉幅の大なる炉の場合には、おのずから限界があつた。

試みに、側面焚の炉の場合について、均熱帯に入る直前の加熱帯終端における炉幅方向の鋼片表面の温度差を計算で分析すると、図 6, 7, 8 のようになる。これらの温度差は、その後の均熱帯でいくらかは均熱されるとしても、十分に消去できるかどうか疑問である。それにひきかえ軸流焚の場合には、このように大きい温度差は存在しない。

この問題を解決するために、炉下部帯における軸流焚の手段が開発された。すなわち、WB炉において、移動ビーム支持ポストおよび固定ビーム支持ポストの内、一方を直立状とし、他の一方を門型状とし、これら両ポストが、炉長方向にほぼ、一直線になるよう交互に配置する。それとともに、バーナを持つ炉幅方向壁を設けバー

ナフレームが、ビームポストの間を通るようにすることで、軸流焚が可能になった。

一例を述べる。某厚板ミルで、最後に残された建家柱間1スパンのスペース内に、可能な限り大きな加熱能力を持つ炉の増設が必要とされた。それに応じて、建設された炉が図9、写真1に示す軸流焚で、かつ3列装入のWB炉で、世界における最初の試みであつた。この炉は2列装入の既設炉に比べて、同じ炉長で1.5倍の加熱能力を持つことはいうまでもなく、軸流焚の有利さを示す典型的な例である。

この例のごとく、鋼片長さの変化範囲が大きい厚板ミル用の炉で、もし、側面焚を採用するなら、炉幅方向の炉温の均一性を得ることは、容易ではない。また、2・3列に装入された短い鋼片同志の間隙から、下部帯の燃

焼ガスが舞い上がり、上部帯の燃焼制御に干渉するおそれがある。さらに、炉の装入側に設けられた側面焚バーナのフレームは、ややもすると炉尻排ガス孔に短絡して流れ、燃料原単位を悪化させるおそれがある。また、10mを超える広い炉内幅を有する炉の場合にも、軸流焚が有利なことは、上述のもろもろの理由により明白である。

4. 親子式装入扉

この装置の概要は、図10に示すように、炉装入口の主扉の前面に、短冊状の補助扉を設置することによつて

(1) 装入口と鋼片との間隙から放散する、炉内からの輻射損失熱を遮弊する。

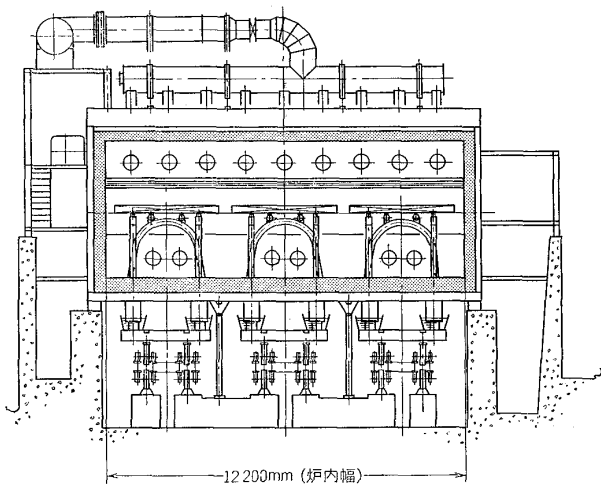


図9 最初に門型ポスト構造を設備した軸流焚WB炉

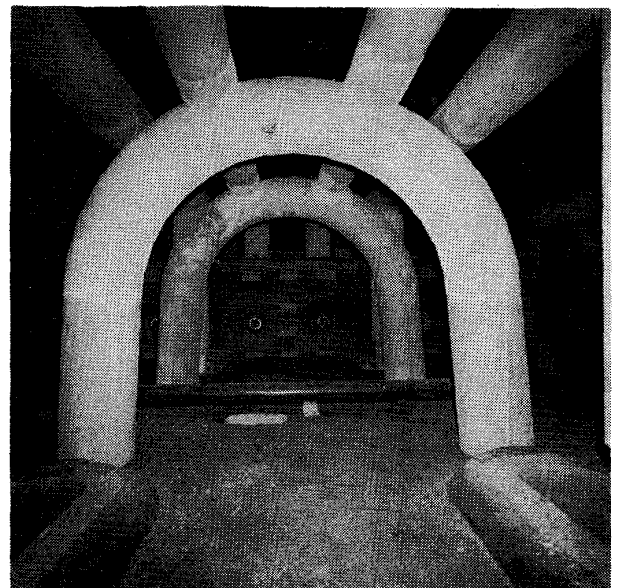


写真1 WB炉下部帯における門型ポストパイプ

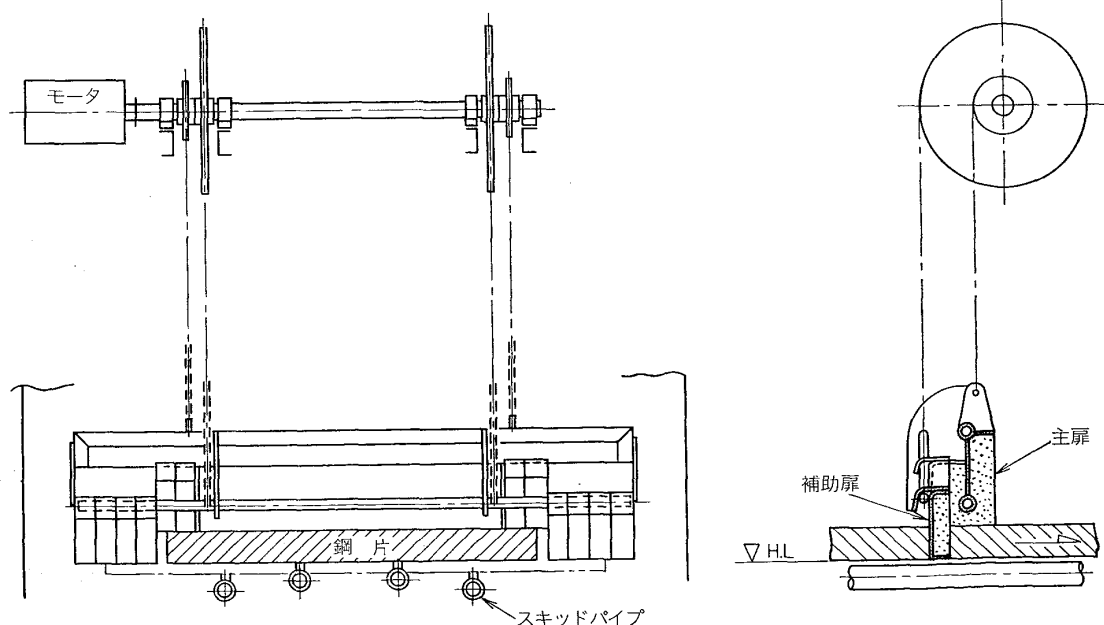


図10 親子式装入扉

(2) また、最近の省エネルギー型炉は、低炉床負荷すなわち炉長が長いから、装入側炉尻部での炉圧は低くなり勝ちである。このため、外気が煙道内に吸込まれ、レキュペレータ入口の廃ガス温度を低温にし、レキュペレータで得られる予熱空気温度を低下せしめる。これを防止する。

という2つの目的を、果たすためのものである。

主扉と補助扉は、同一軸から駆動されるが、軸に取付けられたおのおのの駆動ホイールの直径を大小に変えることによつて、各扉の昇降距離を変えている。そして、補助扉は、降下した位置では、吊下げ索はゆるんだ状態にて、直接に鋼片の上面に載っている。

この装置の設置による燃料原単位の低減値は、約(0.5~0.8)×10⁴ kcal/t となるだろう。そして、この装置は簡単な改造によつて、既設炉にも容易に適用し得る。

5. 炉壁断熱の強化

表1に、連続式加熱炉の各種の側壁構成における諸元の値(計算値)を示してある。そして、④は従来の一般的側壁構成といえるもので、350 mm 厚さ壁であり、それに対して、最近の新設加熱炉に多く適用されている省エネルギー的構成が、⑤~⑦である。

今、ある例について、④と⑦の場合を比較してみると下記のごとくなり⑦の優位性がわかる。

有効炉長；	42 000 mm
炉内幅；	10 400 mm
加熱容量；	200 t/h
側壁面積；	予熱帯 207 m ²
	加熱帯 113 m ²
	+ 均熱帯 90 m ²
	計 410 m ²

燃 料；L S 重油 (30円/10⁴ kcal)

$$\text{燃料節約量} = \frac{(1500 - 1020) \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \times 410 \text{ m}^2}{0.6} \\ = 32.8 \times 10^4 \text{ kcal/h}$$

(0.6=燃料有効率)

$$= \frac{\text{発熱量} - \text{炉尻排ガス熱} + \text{予熱空気顕熱}}{\text{発熱量}}$$

$$\text{噴霧蒸気量} = 0.3 \text{ kg/10}^4 \text{ kcal} \times 32.8 = 9.8 \text{ kg/h}$$

$$\text{節約費用} = (30 \text{ 円/10}^4 \text{ kcal} \times 32.8)$$

$$+ (3 \text{ 円/kg} \times 9.8)$$

$$= 984 \text{ 円} + 29 \text{ 円}$$

$$= 1013 \text{ 円/h}$$

$$1013 \text{ 円/h} \times 6000 \text{ h/年}$$

$$= 607.8 \times 10^4 \text{ 円/年}$$

$$\text{側壁資材費差額} = (\text{㉔} ; 74000 \text{ 円/m}^2)$$

$$- (\text{㉕} ; 63000 \text{ 円/m}^2) \times 410 \text{ m}^2$$

$$= 451 \times 10^4 \text{ 円}$$

$$\text{償却期間} = \frac{(451 \times 10^4)}{(607.8 \times 10^4) - (451 \times 10^4 \times 0.114)} \\ = 0.811 \text{ 年}$$

$$0.114 \left\{ \begin{array}{l} 0.1 = \text{金利/年} \\ 0.014 = \text{固定資産税/年} \end{array} \right.$$

$$\text{燃料原単位減少値} = \frac{32.8 \times 10^4 \text{ kcal/h}}{(200 \times 75\%) \text{ t/h}} \\ = 0.22 \times 10^4 \text{ kcal/t}$$

6. 廃熱ボイラによる熱回収

加熱炉からの廃熱回収の、最も有効にして経済的、かつ普遍的方法としては、燃焼空気の予熱レキュペレータがあるが、レキュペレータ出口の廃ガスは、まだ相当な余熱を持っているので、これを、レキュペレータ下流にシリーズに配置した廃熱ボイラで、さらに熱回収す

表 1 連続式加熱炉の各種側壁構成の比較²⁾

壁 厚	④ 350 mm	⑤ 400 mm	⑥ 420 mm	⑦ 430 mm	⑧ 470 mm	⑨ 470 mm
炉 壁 構 成						
放 散 損 失	1500 kcal/m ² ·h (100%)	1210 kcal/m ² ·h (80.7%)	1170 kcal/m ² ·h (78%)	1270 kcal/m ² ·h (84.7%)	1050 kcal/m ² ·h (70%)	1020 kcal/m ² ·h (68%)

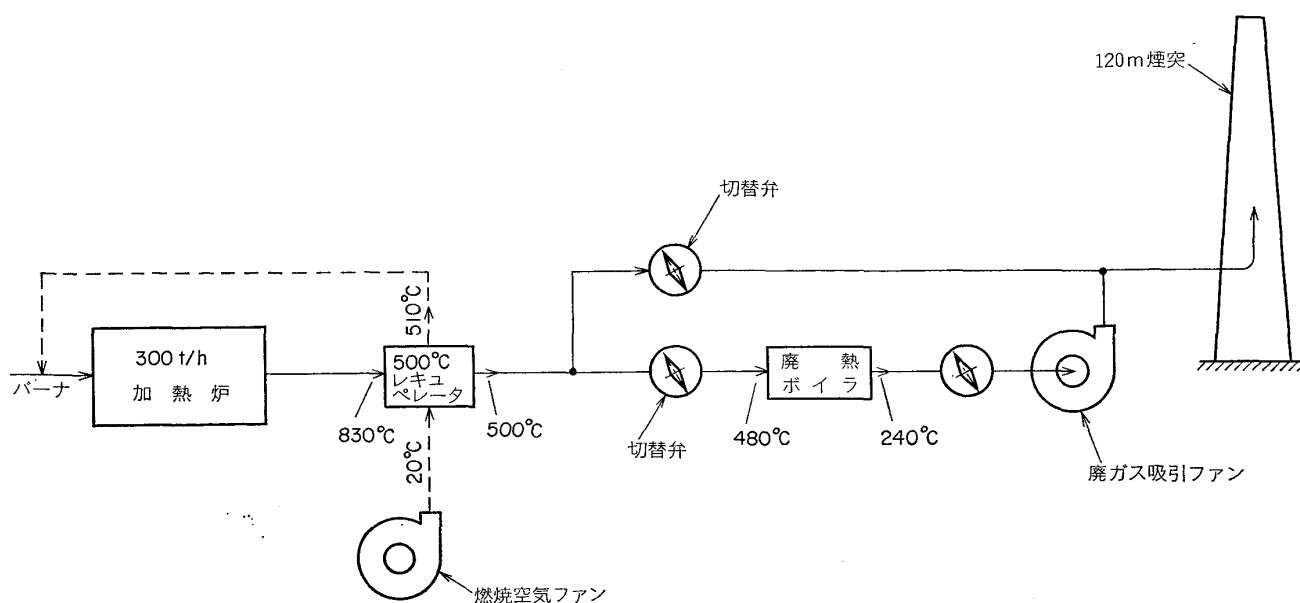
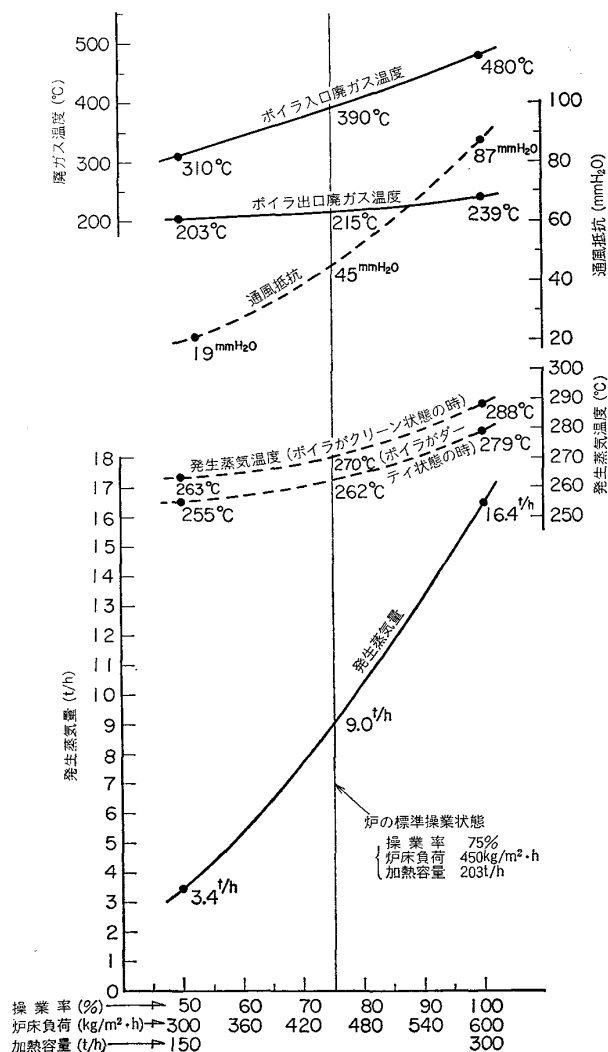


図 11 廃熱ボイラ系統図



蒸気仕様 最高使用圧力：16 kg/cm² G
使用圧力：14 kg/cm² G
蒸気温度：250°C～300°C

図 12 廃熱ボイラ仕様

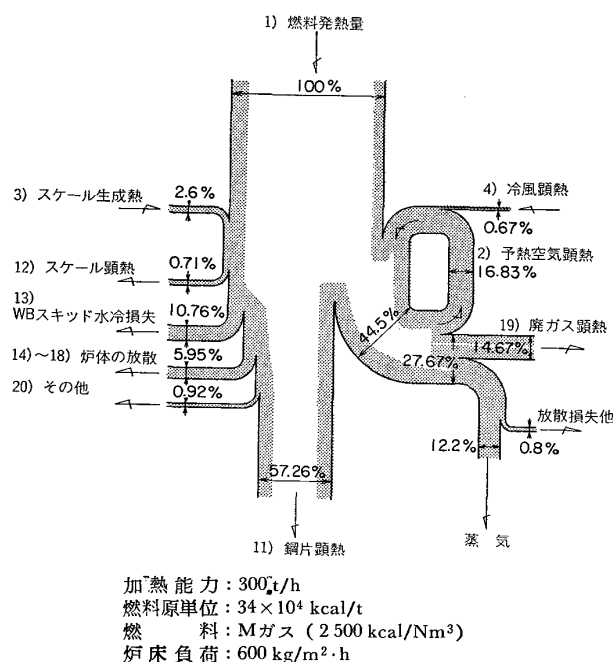


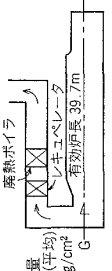
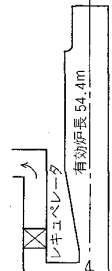
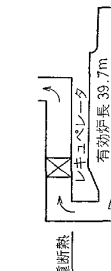
図 13 WB型加熱炉熱精算 (計算値)

る手段も、見直しされつつある。そして、この方法は、加熱炉の燃料原単位の数値としては直接にこそ表われないが、総合的に考えるならば重要な省エネルギー手段といわねばならない。

ただし、廃熱ボイラーの蒸気発生量は、加熱炉の操業率によつて変動するので、需要量と合致せしめるためには、いつたん供給主管に送り込むことによつて、主ボイラーでの蒸気発生量との、連結した供給量自動制御が必要であることは、いうまでもない。

図 11 に、水管式立型自然循環式廃熱ボイラーを設置

表 2 300t/h WB 型加熱炉の省エネルギーの各種方法と効果

省エネ項目	レイアウト	燃料原単位 ①と比較した燃料原単位差	燃料節約費 (年)	設備費	償却年数	備考
① 炉床負荷 890 kg/m ² h (比較基準)		45 × 10 ⁴ kcal/t (100%)			設備費 燃料節約費 - 設備費 × 0.114 (年間) 0.114 { 0.1 = 金利/年 0.014 = 固定資産税/年 }	予熱空気温度 450°C 有効炉長: 39.7m 廃ガス温度 1180°C (装入端にて) 炉内幅: 9.8m
② ①の炉に廃熱ボイラーを設備した場合		*1 43.3 × 10 ⁴ kcal/t (96.5%)	6900 万円/年	6000 万円	$\frac{6000 \text{ 万円}}{6900 \text{ 万円/年} - 6000 \text{ 万円} \times 0.114}$ = 0.88年 = 10.6ヵ月	
③ ①の炉を低炉床負荷 = 650 kg/m ² hとした場合		39 × 10 ⁴ kcal/t (86.7%)	24300 万円/年	(炉長延長分) 49000 万円	$\frac{49000 \text{ 万円}}{24300 \text{ 万円} - 49000 \text{ 万円} \times 0.114}$ = 2.07年 = 24.8ヵ月	予熱空気温度 450°C 有効炉長: 54.4m 廃ガス温度 900°C 炉内幅: 9.8m
④ ①の炉のスキッドパイプを2重断熱にした場合		41.4 × 10 ⁴ kcal/t (92%)	14600 万円/年	2500 万円 (1層断熱との差額)	$\frac{2500 \text{ 万円}}{14600 \text{ 万円} - 2500 \text{ 万円} \times 0.114}$ = 0.17年 = 2.1ヵ月	移動固定ロール 20m ト: カオウール 20mm m t + キヤスタブル 60mm t 移動, 固定ポスト: カオウール 20mm t + キヤスタブル 80mm t
⑤ ①の炉の予熱空気温度を600°Cにした場合 (150°C up)	①と同じ	41 × 10 ⁴ kcal/t (91.1%)	16200 万円/年	6000 万円 (450°C用レキユベとの差額)	$\frac{6000 \text{ 万円}}{16200 \text{ 万円} - 6000 \text{ 万円} \times 0.114}$ = 0.38年 = 4.6ヵ月	予熱空気温度 600°C 廃ガス温度 1180°C
⑥ 装入側に親子扉を設置の場合	①と同じ	44.6 × 10 ⁴ kcal/t (99%)	1620 万円/年	1600 万円	$\frac{1600 \text{ 万円}}{1620 \text{ 万円} - 1600 \text{ 万円} \times 0.114}$ = 1.13年 = 13.6ヵ月	
⑦ 側壁を350厚 → 470厚にした場合	①と同じ	0.14 × 10 ⁴ kcal/t	575 万円/年	430 万円 (資材費差額)	$\frac{430 \text{ 万円}}{575 \text{ 万円} - 430 \text{ 万円} \times 0.114}$ = 0.82年 = 10ヵ月	

(注) 1. 燃料は発熱量 10000kcal/kg の C 重油とする。 2. C 重油単価は 30円/kg として計算した。 3. 燃焼用空気の予熱温度は 450°C とする。 4. 年間稼働時間は 24h/回 × 30日/月 × 12月/年 × 0.7 = 6000h/年 とする。 5. 従って年間稼働率数は (300t/h × 0.75 = 225t/h) × 6000h/年 = 1350000t/年 とする。
*1 廃熱ボイラーを設備しても、炉の燃料原単位は変わらないが、廃熱ボイラーで発生する蒸気量を、燃焼ボイラーで発生させるに必要な燃料消費量を、炉の燃料原単位に換算した。

した, 300 t/h 加熱炉の系統図を示す.

図 12 に, この廃熱ボイラーの各種仕様値を示す.

図 13 に, この炉の熱精算 (計算値) を示す.

7. 加熱炉 (WB 炉) における省エネルギーの各種方法

省エネルギーの各種方法について, 新設炉の場合における燃料原単位の低減値, およびそのために余分に要した設備費増加分に対する償却年数について, 試算したものが表 2 である.

この表からわかるように, 既設炉の場合には,

- ④ 水冷スキッドパイプの二重断熱法
- ⑤ レキュペレータ取替えによる燃焼空気の予熱温

度の上昇

が有効な方法であり, 新設炉の場合には

③ 長い有効炉長

④ 水冷スキッドパイプの二重断熱法

が, 燃料原単位の低減値も大きく, かつ償却年数も妥当な値であり, 有効な手段といえる.

文 献

- 1) 時津哲弥ら: 第 29 回築炉研究懇談会資料 (7) (1972)
- 2) 時津哲弥: 第 48・49 回西山記念技術講座 (1977) p. 240