

#### 4.3.7 効 率

##### (1) 炉の効率

炉の効率は、次のとおりである。

$$\begin{aligned}\text{効率} &= \{(8)-(5)\} / \{(1)+(2)+(4)+(6)\} \times 100 \\ &= 19.2 (\%) \end{aligned}$$

##### (2) 空気予熱器の効率

空気予熱器の効率は、次のとおりである。

$$\begin{aligned}\text{効率} &= \{(3)-(1)\} / \{(2)-(4)\} \times 100 \\ &= 32.8 (\%) \end{aligned}$$

##### (3) 空気予熱器の回収率

空気予熱器の回収率は、次のとおりである。

$$\text{回収率} = \{(3)-(1)\} / (2) \times 100 = 14.5 (\%)$$

#### 4.4 現状の問題点

##### 4.4.1 燃焼状況

全般的にバーナにおける重油の燃焼状況が悪い

- (1) バーナ前重油（測定は重油管表面温度であるが、この場合表面温度 $\Rightarrow$ 重油温度とみなしうる。）は、均熱帯軸流バーナで69~77〔℃〕、加熱帯下部サイドバーナで85~95〔℃〕であるが、この温度は重油性状からみて低すぎる。
- (2) 重油噴霧角度とバーナタイル角度が適切でないので、タイル面で重油が燃焼しているバーナがある。
- (3) バーナ先端ノズルに炭素が付着して、噴霧状況が悪くなっているバーナがある。粗大粒滴油の燃焼、いわゆるほたる火現象がみられる。
- (4) 消火しているにもかかわらず、蒸気を噴出させているバーナがみうけられた。個々のバーナについての観察結果を表3-4-6に示した。

表 3-4-6 バーナの燃焼状況

	右側 (鋼塊移動方向に対し)	左 側
灼熱帯軸流バーナ	重油の流量の変動が激しい。不完全燃焼気味	
加熱帯下部軸流バーナ	中央 2 本のバーナはノズル先端にカーボン付着し、霧化が著しく悪い。噴霧不良で、炉床上で重油粒滴が燃焼。	
加熱帯下部 No.1バーナ	バーナタイル面で重油燃焼	同 左
” No.2 ”	同 上	良 好
” No.3 ”	良 好	バーナタイル面で燃焼
” No.4 ”	バーナタイル面で燃焼	良 好
” No.5 ”	消火。たゞし蒸気、空気使用	消火。蒸気噴出
加熱帯上部 No.1バーナ	消火。蒸気噴出	同 上
” No.2 ”	消火。蒸気、空気噴出	同 上

注) バーナ No. は抽出口側より

#### 4.4.2 バーナ構造

エヤーレギュレータの外筒に開口部の設けられているバーナがあった。この炉は最大加熱能力時でも燃焼に必要な空気量を供給し得る能力の送風機を持っているので、それ以上に空気を入れる必要はない。二次空気の強制通風により、空気比調整を行っている場合にはバーナの開口部から吸引される空気は空気比調整を乱すだけで、燃焼には悪い効果を及ぼすだけである。

注)  $Q_1$  : 高気温時における送風機風量  $Q_2$  : 燃焼に必要な空気量

$$Q_1 = 78,000 \times 273 / (273 + 30)$$

$$= 70,277 \text{ (N m}^3\text{/h)}$$

ただし、高気温を 30℃ とした

$$Q_2 = 62.4 \times 65 \times 11.1 \times 1.2$$

$$= 54,026 \text{ (N m}^3\text{/h)}$$

ただし、加熱量は最大能力の 62.4 (t/h)。重油原単位は現状値の 65

(kg/t)，理論空気量は 11.1 (N m<sup>3</sup>/kg)，空気比は 1.2 を使用した。

したがって、 $Q_1 < Q_2$  で、送風機の能力は最大加熱能力時でも充分にある。

#### 4.4.3 侵入空気

全般的に開口部が多く、十分密閉されていない。

##### (1) 抽出口よりの外気侵入

均熱帯における炉内圧測定値が負圧であり、抽出口シュート下部よりの外気吸い込みが観察される。

侵入空気は、抽出前の鋼塊の冷却、空気比増加による排ガス損失の増大、スケール量の増加等の悪影響をもたらす。

均熱帯の鋼塊直上における $O_2$ 濃度測定値は、図3-4-3に示すように大きな値になっていないが、これは抽出口直前のサイドバーナの効果（抽出口よりの侵入空気はサイドバーナの燃焼用空気として消費される）によるものと考えられる。

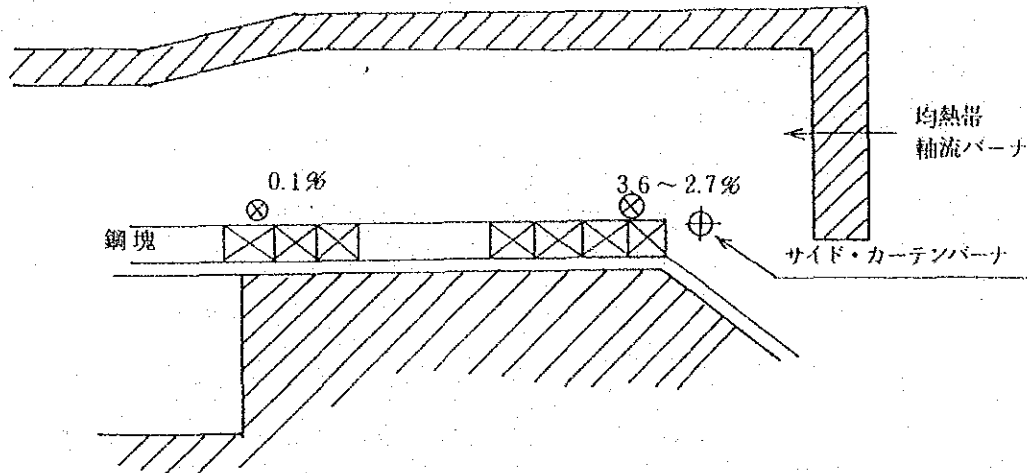


図3-4-3 均熱帯の $O_2$ % (装入側よりみて右側)

##### (2) 装入口よりの外気侵入

炉内ガスの $O_2$ 濃度測定値を図3-4-4に示したが、予熱帯の $O_2$ %に比べて排ガス口及空気予熱器入口の $O_2$ %が著しく増えている、装入口よりの侵入空気の多いことを示している。

侵入空気量 $V_0$  [Nm<sup>3</sup>/h] は予熱帯の乾き燃焼ガスと空気予熱器入口における乾き排ガス量の差から算出される。

$$\begin{aligned}
 V_0 &= \text{重油使用量} \times \{ (m_1 - 1) \times A_0 + G'_0 \} \\
 &\quad - \{ (m_2 - 1) \times A_0 + G'_0 \} \\
 &= 1514 \times \{ (2.92 - 1) \times 11.1 + 10.4 \} - \{ (1.19 - 1) \times 11.1 + 10.4 \} \\
 &= 29073 \text{ [Nm}^3\text{/h]}
 \end{aligned}$$

ここに  $m_2$  ; 予熱帯の空気比

$m_3$  ; 空気予熱器入口の空気比

$A_0$  ; 理論空気量 (N m<sup>3</sup>/kg)

$G'_0$  ; 理論乾き排ガス量 (N m<sup>3</sup>/kg)

この侵入空気量29,073 [N m<sup>3</sup>/h] は炉内で重油燃焼に使用された空気量19,998 [N m<sup>3</sup>/h] の1.45倍に相当する量で、この侵入空気により空気予熱器の入口の排ガス温度が低くなり、結果として空気予熱温度を低下させて炉の熱効率を悪くさせる。また、排風機の所要電力をも増加させる。

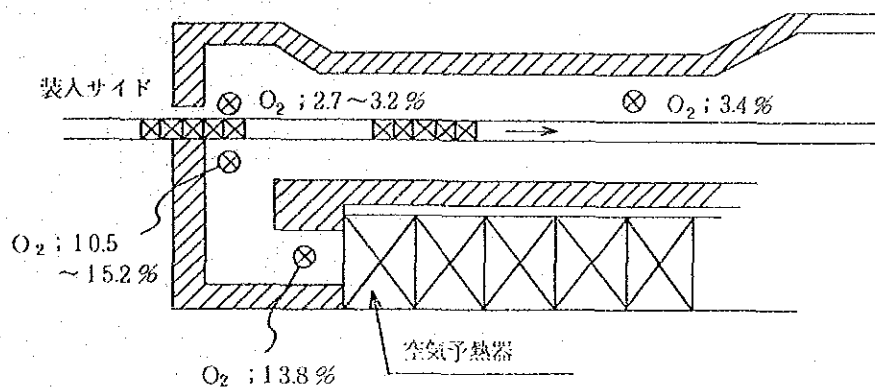


図3-4-4 燃焼ガスのO<sub>2</sub>濃度

- (3) 炉体各部にある覗孔、炉床ノロ出し口、炉装入口等に扉が設置されていない。  
炉体廻りの開口部が多く、開放されたままであるから、放熱量が多い。

#### 4.4.4 炉内温度分布

此の炉はバーナのない予熱帯を非常に長くとり、炉尻排ガス温度の低下をはかった省エネルギー型になっている。

設計条件 (56.7 t/h) における炉床負荷は約 800kg/m<sup>2</sup>h であるから、この炉のように予熱帯にバーナがないと加熱帯での負荷をあげて炉温を高くしないと加熱不足となる。

注) 炉床負荷 = 鋼材加熱量 / (有効炉長 × 鋼材の長さ) [kg/m<sup>2</sup>h]

しかし実測時における処理量は約18 t/hで炉床負荷は 257kg/m<sup>2</sup>hと低負荷であった。従って、負荷に応じて炉温を設定しないと焼き過ぎとなる。炉内温度測定値を図3-4-5に示したが、全般に高目になっている。この時は加熱帯上部のバーナは全部消火し、加熱帯下部の燃焼量を多くして2帯式として使っていた。従って加熱帯

下部の炉温が1300℃以上と極めて高くなっており、負荷配分が偏っている。

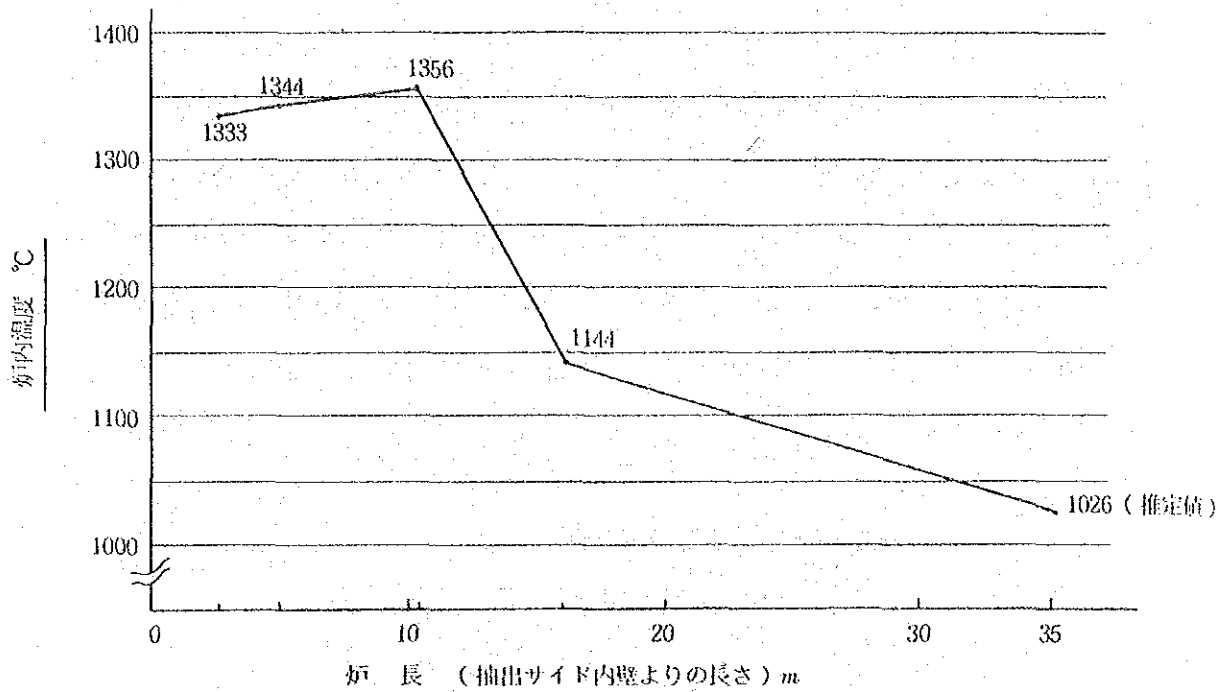


図3-4-5 炉内温度分布

#### 4.4.5 スキッド関係の断熱

熱勘定から分るように冷却水による損失が多い。

- (1) 水冷スキッド等の断熱を強化する必要がある。
- (2) 断熱材の剥落している部分が目立つ。なかには断熱材が全部落ちて裸管状態になり、火炎にさらされているポストもあった。
- (3) スキッド受けクロスパイプの本数が多い。パイプの寸法を大きくして本数を減らすと放熱量を減少させることができる。

#### 4.4.6 廃熱回収の効率

- (1) 熱勘定表から明らかなおおり、熱効率は32.8%と低い。
- (2) 総合熱貫流率は妥当な値を示している。

排ガス入口温度	494 (°C)
“ 出口温度	222 (°C)
空気入口温度	1 (°C)
“ 出口温度	206 (°C)

伝熱面積  $320 \text{ (m}^2\text{)}$

回収熱量

$$70.3 \times 10^3 \times 18.2 = 1,279.5 \times 10^3 \text{ (kcal/h)}$$

温度差

向流としたときの対数温度差

$$\Delta t_{lm} = \frac{(494 - 206) - (222 - 1)}{2.3 \log \frac{494 - 206}{222 - 1}} = 253^\circ\text{C}$$

十字流の補正  $F = 0.88$

補正後温度差  $253 \times 0.88 = 223^\circ\text{C}$

総合熱貫流率

$$u = \frac{1,279.5 \times 10^3}{320 \times 223} = 17.9 \text{ (kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C)}$$

uの値は10~50の範囲のものが多い。

(3) 熱勘定表から分るように放熱量が大きい。

ダクト等が断熱されていない。また煙道吊下げ型と違って外部放熱面積も大きい。

(4) 予熱空気の輸送中の温度降下が大きい。

バーナ前の空気温度は80℃であり、途中での放熱が多い。

(5) 片側のバーナに供給されている空気は炉床冷却空気であり、温度も低い。このため左右バーナの空気温度に差が出ている。

(6) 旧煙道との間の仕切りダンパが開いていたが、旧煙道の温度が下がっている時は通風力がなく、却って空気予熱器へ冷風を送りこむことになるので閉止するべきである。

#### 4.4.7 計測制御機器

計測器は、重油本管流量積算計が正常に動作していた他は各帯の温度調節計、温度記録計は故障等で動作していなかった。

したがって、温度調節は炉内の状況を目でみて手動で重油弁を開閉している。このような状況では操業条件が一定せず、バラツキも大きくなるので省エネルギーをはか

ることはもちろん、品質の安定化もはかれない。

#### 4.4.8 炉の使用期間

No.1 炉と No.2 炉を 1～2 ヶ月ごとに交互に使用しているが、短期間の交互使用は、炉体昇温に必要な熱量の増加を招く。

### 4.5 改善方策

#### 4.5.1 燃焼改善

##### (1) 重油加熱

重油の燃焼を良好にするには、バーナノズルから噴出する重油を微細な粒滴にすることが何よりの先決条件であるが、このためにはバーナに供給する重油粘度を低くすることが必要である。

空気あるいは蒸気による圧力噴霧バーナでは、使用する重油の標準的な粘度は 25 [c s t] である。鋼廠で使用している重油粘度は 100～120 [°C] で 5～6 [エングラ度] である。これを動粘度に換算すると 35～45 [c s t] に相当するので、炉の近辺の重油加熱器の強化あるいは蒸気管の抱合せによりバーナ前での重油温度を 120 [°C] 程度に加熱することが望ましい。

##### (2) バーナの整備

バーナの噴射角度に合っていないバーナタイルの交換、バーナの定期的な点検整備の実施、バーナノズルの付着カーボン除去及び変形ノズルの交換等により常に正常な状態で燃焼を行うようにすること。

##### (3) 開口部閉鎖

常時消火している加熱帯上、下のサイドバーナについては、バーナを撤去し開口部は耐火物で盲孔にすること。

##### (4) スケール除去

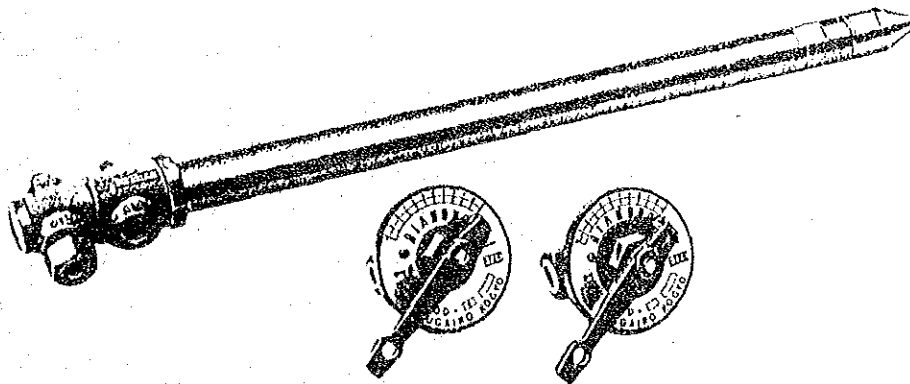
下部加熱帯の軸流バーナの前に堆積しているスケールは、滓化する前に定期的に取り除いて燃焼に影響を及ぼさないようにされたい。

##### (5) 蒸気量・空気量の調節

重油量の変動に合わせて蒸気量，空気量を調節すること。

#### 4.5.2 バーナ構造

エアーレギュレータの外筒開口部を閉塞すること。この際，霧化剤の使用量が少く，かつ霧化重油と二次空気の混合の良好な新しいバーナ採用を検討されることを提案する。バーナとエアーレギュレーターの参考図を図3-4-6，図3-4-7に示す。



高圧空気，または蒸気を使用して油を微粒化する外部混合型高圧気流式スプレイヤ。ノズル閉塞が生じにくいので，軽質油から重質油まで幅広く使用でき，特に3種3号重油や廃油などの場合に実力を発揮する。ターンダウン比が大きく，高温予熱空気を使用しても，ノズルやスプレイヤ内の炭化汚れが発生しない。

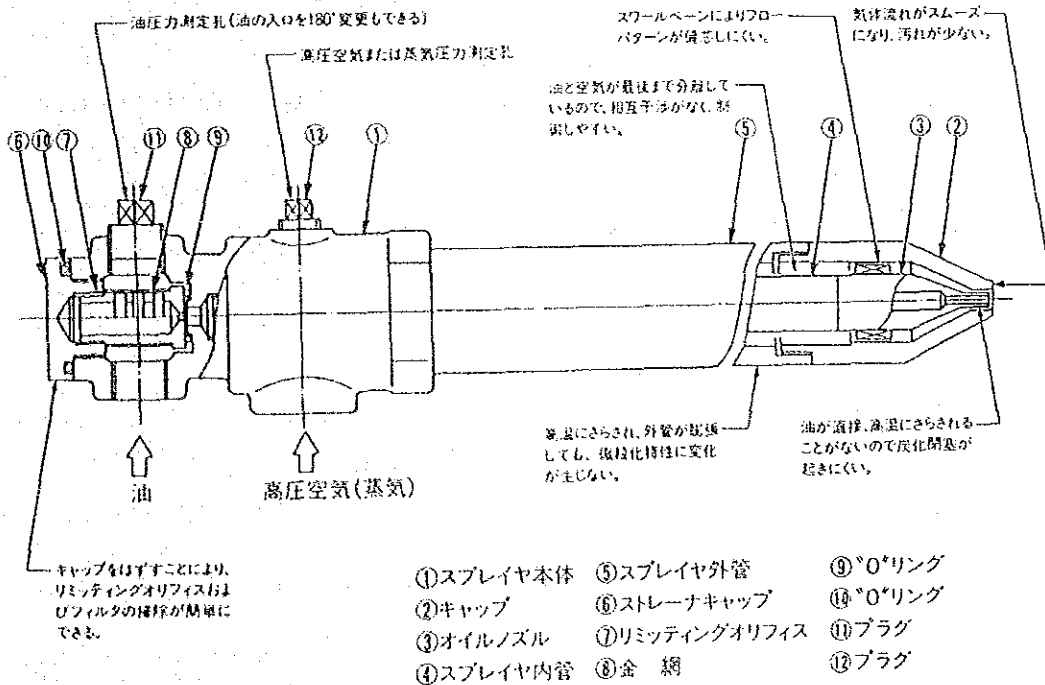


図3-4-6 重油バーナ



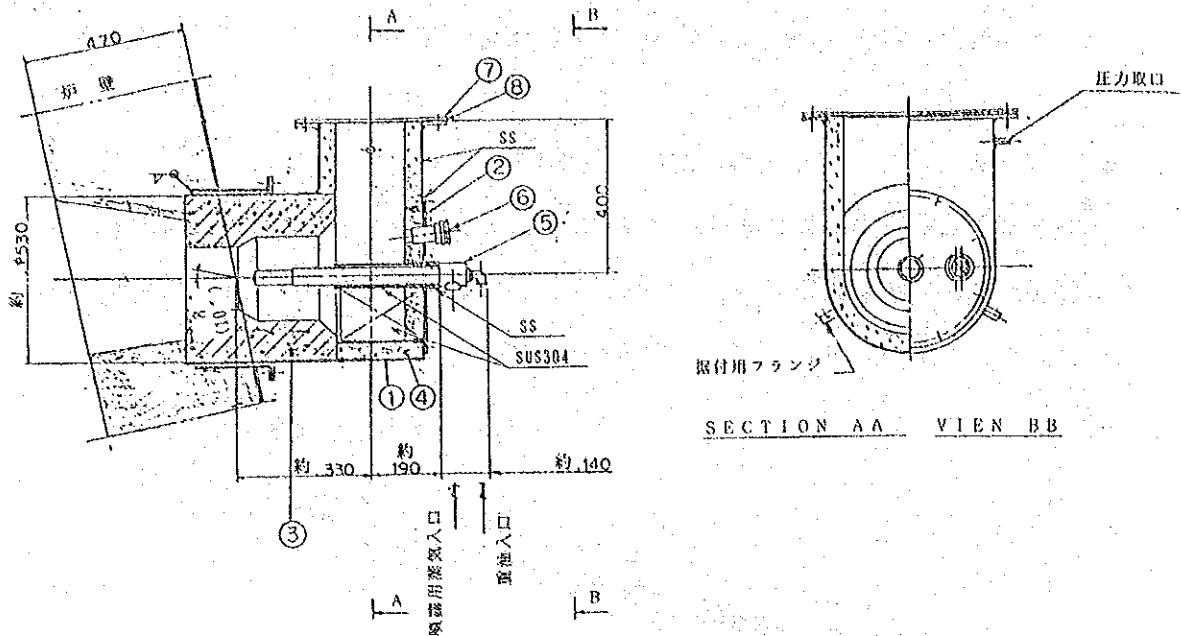


図3-4-7 バーナエアーレギュレータ

#### 4.5.3 侵入空気の防止

##### (1) 抽出口よりの侵入空気の防止

抽出口よりの侵入空気を防止するには、均熱帯炉床レベルの炉内圧が0～0.2 mm H<sub>2</sub>Oの正圧に維持される様に煙道ダンパの開度を調整すること。

しかし炉内圧調節だけでは、バーナ噴流の随伴等による侵入空気を完全に防止出来ないで、鋼塊抽出時のみ装入機の押出し動作と連動して開閉する抽出扉を設置すること。

抽出扉の概略図を図3-4-8に、設置した場合の効果を表3-4-7に示す。

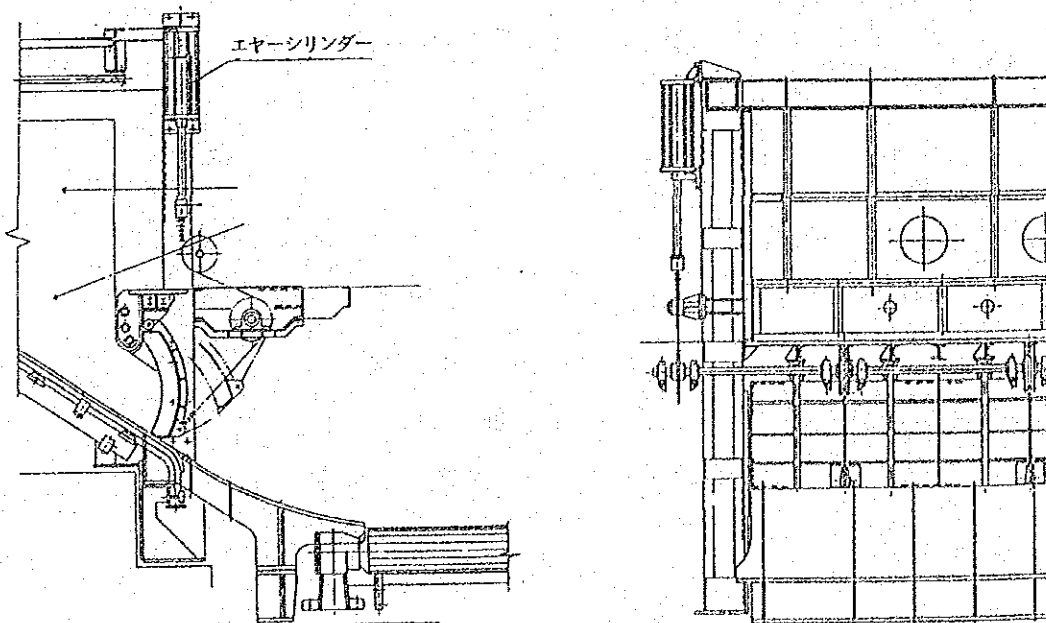


図3-4-8 加熱炉抽出扉

表3-4-7 抽出扉を設定した場合の効果

区分	現 状	抽出扉を設けた場合	効 果
1. 開口部放射損失 放射面積：2.5 m <sup>2</sup> (1250℃→20℃) ε = 0.6	常時開放  放熱量 約400 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	開放時間 70回/h × 12sec/回 = 840sec/h  放熱量 約94 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	306 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h
2. 燃料消費量	400 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h  0.625 = 640 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	94 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h  0.625 = 150.4 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	
3. 重油消費量 生産量 18t/hの場合 30t/hの場合	63.20 kg/h  3.51 kg/t  2.11 kg/t	14.85 kg/h  0.83 kg/t  0.50 kg/t	48.35kg/h  2.68 kg/t  1.61 kg/t

(2) 装入口よりの侵入空気の防止

鋼塊の装入作業に支障のない程度の開口部をもった装入扉またはカーテンを新設することが必要である

(3) 作業休止時の扉閉止

圧延機のロール替え、または故障等の理由で一時的に全バーナを消火して加熱を中止するときは、装入扉、抽出扉及他の開口部を密閉すると共に煙道ダンパを全閉にして、侵入空気による炉内の冷却防止に努めることが必要な処置である。

この為に、扉と炉体とのシールが良好になるような構造を考慮すること。

(4) その他の開口の閉塞

均熱帯及加熱帯側壁の各所に設けられている炉内監視口も蓋を取り付け、炉内ガスの噴出あるいは空気の侵入を防止すること。

装入口扉の設置により、侵入空気量を現在状況の推定量の60%に減少させたならば、空気予熱器入口の排ガス温度が上昇し予熱空気温度が約65℃高くなることが期待される。

これによる燃料使用低減率は6%が見込まれる。装入口からの侵入空気防止の

効果を表3-4-8に示す。

さらに、均熱帯炉内圧の正圧化により炉尻部の炉内圧も現行より高くなって、  
 抽出口よりの外気侵入量も減少するので、効果はさらに大きくなる。

表3-4-8 装入口よりの外気侵入防止の効果

項 目		単 位	現 状	60%に低減した時
外 気 侵 入 量		N m <sup>3</sup> / h	29,070	17,400
重 油 使 用 量		kg / h	1,514	1,423
同 比 率		—	100	94
空 気 予 熱 器	排 ガ ス 量	N m <sup>3</sup> / h	51,040	38,050
	排ガス温度, 入口	℃	494	650
	“ 出口	℃	222	275
	空 気 量	N m <sup>3</sup> / h	19,998	18,796
	空気温度, 入口	℃	1	1
	“ 出口	℃	206	270
	回 収 熱 量	10 <sup>3</sup> Kcal/h	1,279	1,578

計算条件は外気侵入量以外は現状どおり

#### 4.5.4 炉内温度分布

熱勘定時の加熱量は18.2〔t/h〕であったが、長期間実績の月間生産量18000～  
 19000〔t/月〕から推定した時間当り加熱量は25～30〔t/h〕であり、これを通  
 常時の加熱量とみなすなら、負荷は相当大きく変動しているとみられる。

また、鋼種もステンレス鋼だけでなく炭素構造用鋼、低合金構造用鋼、軸受鋼と多  
 種にわたる加熱を行っている。

炉内温度の設定は、加熱量及び鋼種に対応して変えるべきもので、いつも同じ温度  
 設定であらゆる加熱を実施することは、品質、燃料消費量等に与える悪影響が大きい。

適正ヒートパターンは炉内各部の温度、炉内鋼塊の温度等の実測値に基づいた炉内  
 伝熱計算を基本にして設定するものであるが、今回は調査日程及計測器の関係で各ケ  
 ースについてのヒートパターンを検討するに必要なデータが得られなかった。したが  
 って、ここでは適正ヒートパターンについての考え方を図3-4-9に従って示すこ

とにとどめる。

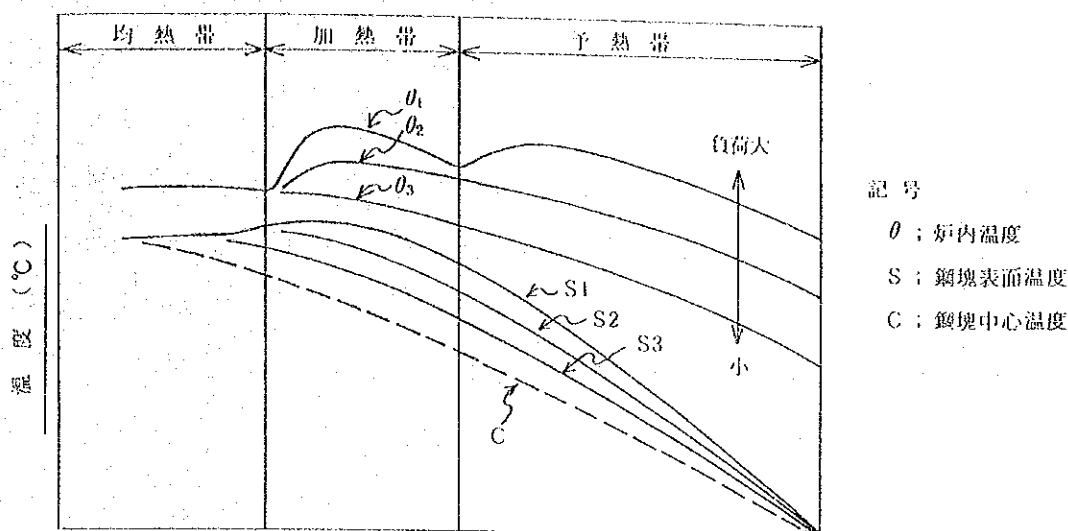


図 3 - 4 - 9 負荷 [t/h] とヒートバターン

均熱帯は鋼塊加熱を目的とするところではなく、鋼塊内外の温度を許容温度差におさまるように均一化するところであるので、均熱帯温度は鋼塊抽出温度目標値より数十度だけ高目に設定する。加熱帯及び予熱帯は、均熱帯に到るまでに鋼塊の表面温度を抽出目標温度に加熱することになり、加熱帯は抽出温度より100~150 [°C] 高目に、予熱帯は加熱量に応じ 600~1100 [°C] の範囲で設定し、加熱量が大きくなるに伴い予熱帯温度を高くする。予熱帯温度を高くする急速加熱では、加熱量は増加するが、一方燃料原単位は高くなり、応力割れの危険性も増える。

特殊鋼では、A<sub>1</sub> 変態点領域における鋼塊の応力割れを防止するために、約750 [°C] 付近までの加熱は鋼塊内外の温度差が著しく大きくならないよう徐々に加熱しなければならない。

熱勘定時の約18 [t/h] 加熱時の炉内温度分布についての改善策を述べる。抽出鋼塊の加熱状況を観察しながら適当な期間をおいて、加熱帯下部のサイドバーナを装入側より1本ずつ消火してゆく。バーナの間引きは、炉尻部の炉内温度が 700 [°C] あるいはそれ以下になるまで行っても良いように思われる。

また、加熱量18 [t/h] 時の鋼塊在炉時間は 8.8 [h] で非常に長いので、加熱帯温度を現行値より50~100 [°C] 低目に設定して、均熱帯の前半部にも加熱帯としての機能を付与することも考えられる。

平均加熱量30 [t/h] 時には、炉尻排ガス温度 900 [°C] 位を目標にして均熱帯

軸流バーナ，加熱帯上部サイドバーナ，加熱帯下部軸流バーナ及びサイドバーナ 2 本位の使用で充分で，予熱帯でのバーナ使用は不要である。

50 [t/h] 加熱時には，予熱帯での積極的加熱が要求され，炉尻排ガス温度も 1100 [°C] 位を目安として加熱帯下部サイドバーナの本数を調整すべきである。

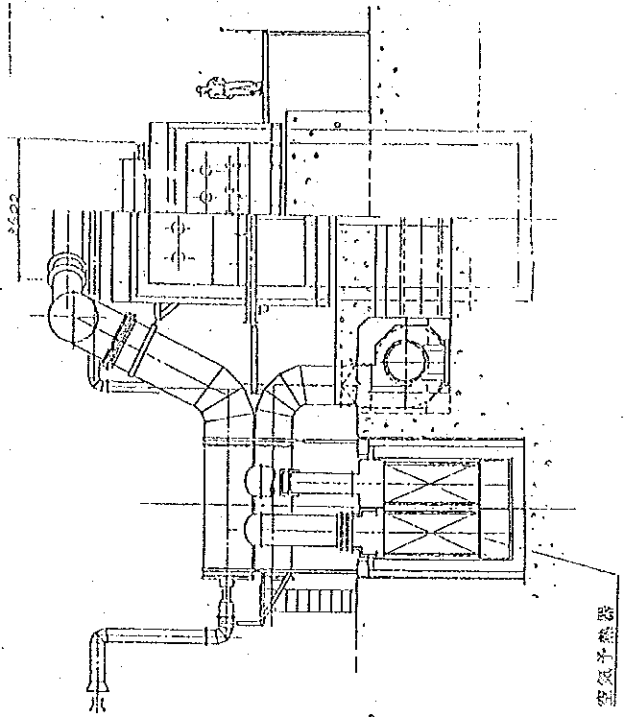
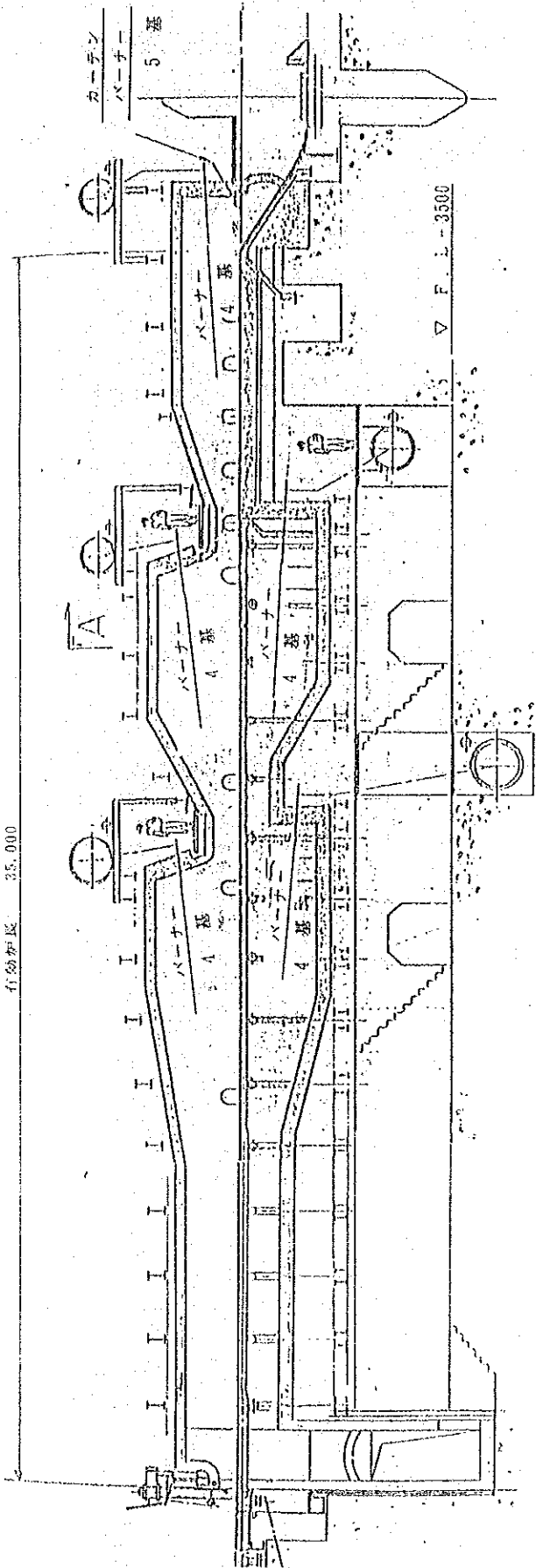
ちなみに，炉内温度分布に非常に関係のある各帯の燃料比率のおおよその数値を表 3-4-9 に示したが，炉床負荷が 400 [kg/m<sup>2</sup>h] 以下では均熱帯，加熱帯上下の 3 帯加熱で充分であるが，それ以上になる場合は予熱帯バーナの使用が必要となり

800 [kg/m<sup>2</sup>h] 以上の高負荷時には予熱帯の燃料比率は 50 [%] になる。上下帯の比率は，下部帯では水冷スキッド等による損失熱補償が必要であり，また下部帯燃焼ガスの上部帯への浮上流動があるので上部と下部の燃料投入比率は 4 : 6 を一応の目安として調節されたい。参考に 70T/h，5 帯式加熱炉の場合の例を図 3-4-10 に示す。

表 3-4-9 各帯への燃料投入比率

		全入熱量に対する比率 [%]	
均 熱 帯		20	~ 10
加 熱 帯	上 部	30	~ 15
	下 部	50	~ 20
予 熱 帯	上 部	0	~ 25
	下 部	0	~ 30
		加熱量 [t/h] 小 ←————→ 大 炉床負荷 [kg/m <sup>2</sup> h]	

有効炉長 35,000



鋼塊寸法： 305□ × 245□ × 1000<sup>4</sup> (620kg / 本)  
 基入列数： 2列  
 加熱容量 (設計標準)： 55.7T/h (標準負荷) =  $\frac{56,700\text{kg/h}}{35 \times 1 \times 2 \text{列}} = 810 \text{ kg / m}^2\text{h}$   
 (最大)： 62.7T/h ( " ) =  $\frac{62,700\text{kg/h}}{35 \times 1 \times 2 \text{列}} = 896 \text{ kg / m}^2\text{h}$   
 加熱温度： 1250℃  
 予熱空気温度： 450℃  
 燃料原単位： 約450 × 10<sup>3</sup> Kcal/T  
 燃焼率配分  
 加熱帯上部： 17% 予熱帯上部： 23.5%  
 加熱帯下部： 21% 予熱帯下部： 27.5%  
 均熱帯： 11%  
 加熱帯+予熱帯： 1500 × 10<sup>3</sup> Kcal/h

図 3-4-10 ブリッシャ型 鋼塊加熱炉

また、炉温度分布改善時の予想熱勘定表を表3-4-10に示した。

ただし、この計算にあたっては経験的な数値を用いて算出し、また、炉温分布の改善だけでなく、大きな投資を必要としない装入口扉の設置による外気侵入防止、水冷スキッド等の二重断熱による冷却水損失の軽減等の効果をも含めた。

表3-4-10 ヒートパターン改善時の効果

		実績加熱量基準		平均加熱量基準		加熱能力基準	
鋼塊加熱量 [t/h]		18.2		30		50	
炉床負荷 [kg/m <sup>2</sup> h]		256		422		704	
重油使用量 [kg/h]		876		1554		2973	
重油原単位 [kg/t鋼塊]		48.1		51.8		59.5	
炉尻排ガス温度 [°C]		700		910		1100	
熱勘定 (鋼塊 t 当り)		10 <sup>3</sup> Kcal/t	%	10 <sup>3</sup> Kcal/t	%	10 <sup>3</sup> Kcal/t	%
入 熱	燃料の燃焼熱	481.3	94.7	518.0	95.1	594.6	95.7
	スケールの生成熱	26.7	5.3	26.7	4.9	26.7	4.3
	空気予熱器で回収した熱	(32.0)	(6.3)	(46.0)	(8.4)	(65.5)	(10.5)
	合計	508.0	100.0	544.7	100.0	621.3	100.0
出 熱	抽出鋼材の含熱量	186.2	36.7	186.2	34.2	186.2	30.0
	スケールの顕熱	6.8	1.3	6.8	1.2	6.8	1.1
	排ガスの顕熱	142.2	28.0	229.9	42.2	343.3	55.2
	冷却水のもち去る熱	76.5	15.0	44.4	8.2	19.2	3.1
	その他の損失熱	96.3	19.0	77.4	14.2	65.8	10.6
	空気予熱器で回収した熱	(32.0)	(6.3)	(46.0)	(8.4)	(65.5)	(10.5)
合計		508.0	100.0	544.7	100.0	621.3	100.0

備考 (1) 計算条件 重油低発熱量 10,000 [Kcal/kg]  
 抽出鋼塊温度 1,200 [°C]  
 抽出鋼塊含熱量 190 [Kcal/kg]  
 焼きべり率 2 [%]  
 空気比 (空気予熱器入口) 2  
 水冷スキッド等には2重断熱を採用 (断熱プラスチック, 25, セラミックファイバ, 25)  
 その他は熱勘定実績を使用

(2) 冷却水損失は重油加熱及霧化剤として使用した水蒸気量を差引いている。したがって加熱量の増加に伴い熱勘定表での使用量は減少している。

表3-4-10の平均加熱量30〔t/h〕の結果を用いて年間の重油節約量を求めると90000〔t/年,基〕×(64〔kg/t〕-57〔kg/t〕)×2〔基〕  
=1260〔t/年〕

ただし、1基の加熱量を、90000〔t鋼片/年〕

現状重油原単位を、64〔kg/t鋼片〕

改善後重油原単位を、57〔kg/t鋼片〕(表3-4-10の重油原単位は、昇熱及保熱用重油使用量を含まない数値であるので、長期間平均値の鋼片として表示されている現状重油原単位に対応させるため、表3-4-10の数値に係数1.1を乗じた。)とした。

#### 4.5.5 スキッド関係の改善

##### (1) 断熱強化

水冷損失の減少をはかるため、水冷管の断熱を二重化するとよい。図3-4-11に現状の一重断熱の場合と、二重断熱に改造した場合の熱損失量の比較を示す。損失熱量は40~60%に減少する。

また、炉の修理の際に水冷管の断熱材も点検し、常に正常な状態を保つよう整備しなければならない。



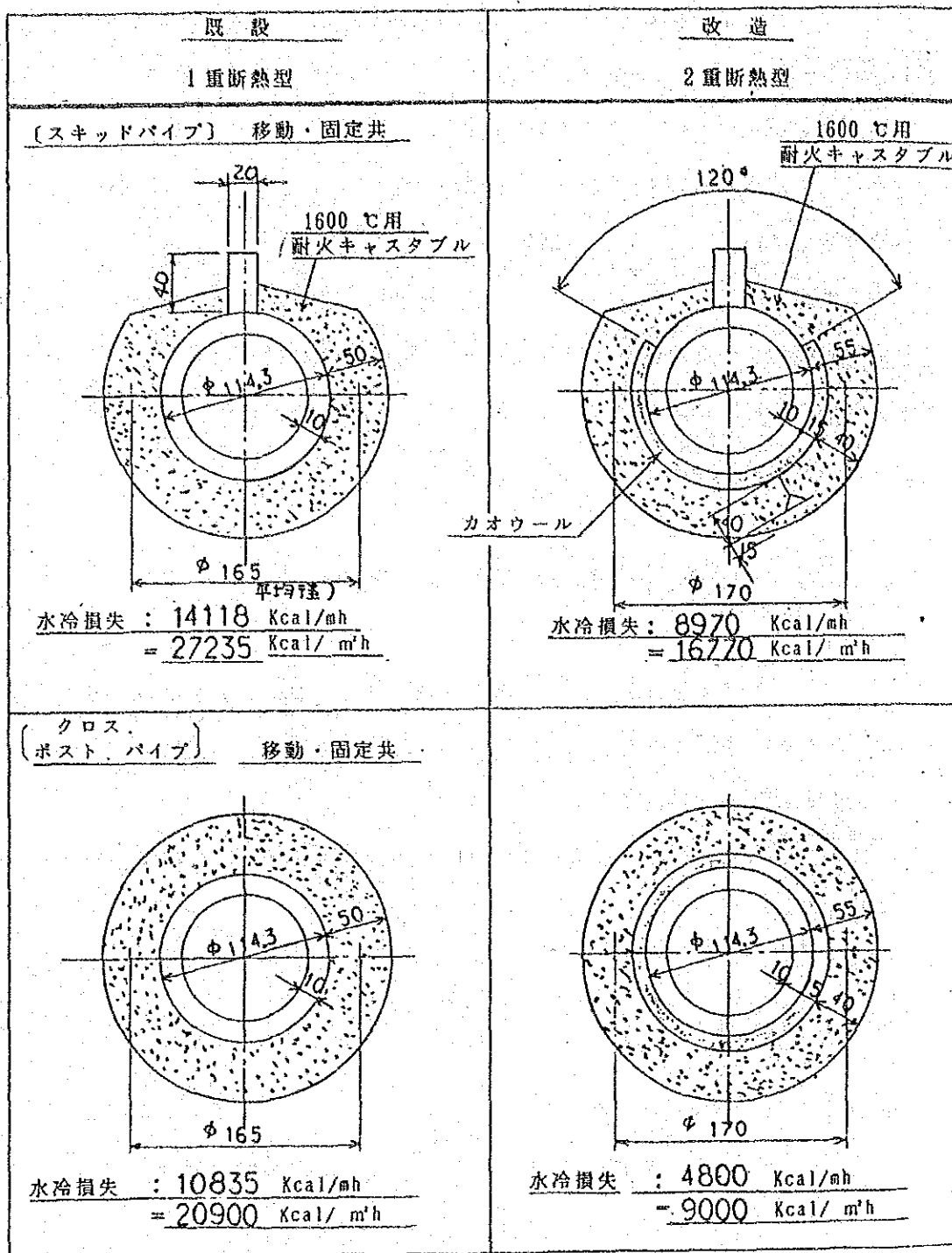


図 3 - 4 - 11 水冷管断熱強化計画

(2) クロスパイプの本数減少

現状のクロスパイプは外径 114mm, 肉厚10mmのものが, 炉長方向に1392mmの間隔で取り付けられている。

このクロスパイプを太くして本数を減らせば熱損失を減少させることができる。

現状のクロスパイプの間隔を2倍の2782mmにするには, クロスパイプスキッドパイプとも外径 139.8mm, 肉厚18mmの鋼管に変更する必要がある。

改造の管及び断熱材の形状，熱損失量を図3-4-12に示す。

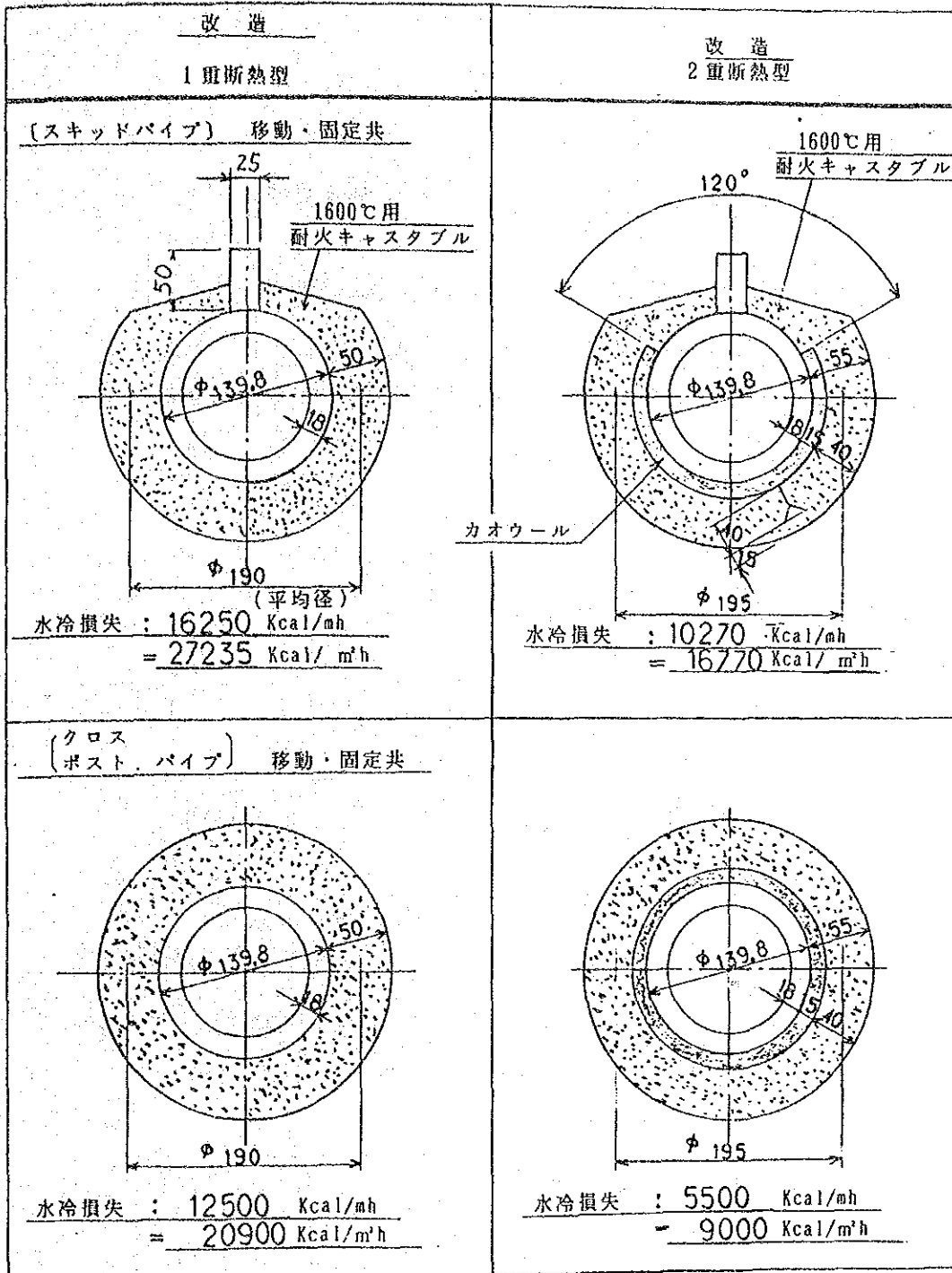


図3-4-12 水冷管断熱強化計画  
(クロスパイプの間隔を2倍に改造した時)

二重断熱を採用し，クロスパイプの本数を半減したときの熱損失量の減少を表3-4-11に示す。

表 3-4-11 クロスパイプを半減し全水冷管に二重断熱を採用した場合の効果

	現 状 (一 重 断 熱)	改 造 後 (二 重 断 熱)	差引減少量
スキッドパイプ (4列×36.5m)	外径 114.3 mm 放熱量 = 14,118Kcal/mh × 4 × 36.5m = 2061 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	外径 139.8 mm 放熱量 = 10,270Kcal/mh × 4 × 36.5m = 1499 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	
クロスパイプ	外径 114.3 mm (20列×3.6m) 放熱量 = 10,835Kcal/mh × 20 × 3.6 = 780 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	外径 139.8 mm (10列×3.6m) 放熱量 = 5,500Kcal/mh × 10 × 3.6 = 198 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	
ポストパイプ	外径 114.3 mm (20本×1.66m) 放熱量 = 10,835Kcal/mh × 20 × 1.66 = 360 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	外径 139.8 mm (10本×1.66m) 放熱量 = 5,500Kcal/mh × 10 × 1.66 = 91 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	
放熱量の合計	3201 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	1788 × 10 <sup>3</sup> Kcal/h	
燃料消費量	$\frac{3201 \times 10^3}{0.625} = 5122 \times 10^3$ Kcal/h	$\frac{1788 \times 10^3}{0.625} = 2861 \times 10^3$ Kcal/h	
重油消費量	505.75 kg/h	282.61 kg/h	223.14 kg/h
18 t/h	28.1 kg油/t	15.7 kg油/t	12.4kg油/t
30 t/h	16.86 kg油/t	9.42 kg油/t	7.4kg油/t

(注) 有効熱比率 : 0.625 (有効熱比率 = 1 - 空気予熱器前排ガスの顕熱割合)

燃料 (油) : 10,127Kcal/kg油

予熱空気顕熱 : 382.2 Kcal/kg油  
(バーナ前平均 : 100 °C)

廃ガスの顕熱 : 4180 Kcal/kg油  
(炉尻ガス温度 : 900 °C)

有 効 熱 : 6329.2Kcal/kg (有効熱 = 重油発熱量 × 有効熱比率)

#### 4.5.6 廃熱回収の効率向上

##### (1) 入口排ガス温度の上昇

炉装入口や旧煙道からの冷風侵入を防ぎ、排ガス温度を高めて、予熱器における温度差を大きくするようにつとめなければならない。

##### (2) 放熱量の減少

ダクト等の断熱を強化する。さらにできれば外部の放熱の少ない煙道吊下げ型に変更するのが望ましい。この型の空気予熱器の一例を図3-4-13に示す。

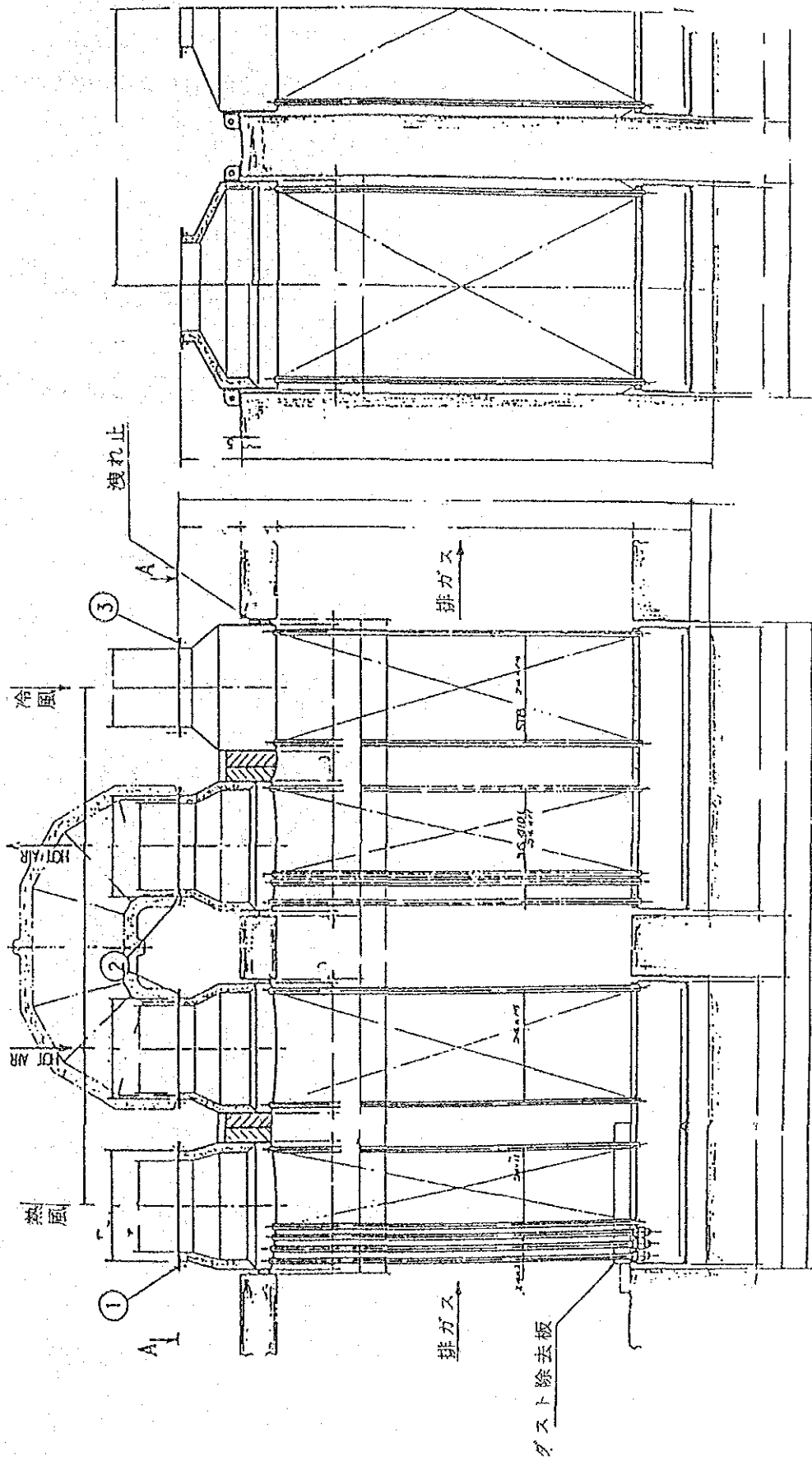


図3-4-13 高温用、高効率熱交換器(参考図)

### (3) 予熱空気輸送経路の改善

予熱空気は一部炉床下の耐火煉瓦内を通しているが、内部に断熱材を内張りし、十分保温した管で輸送するようにし、温度低下を抑える必要がある。空気予熱器出口からバーナ前までの間の温度低下は通常70～90℃程度である。

また現在の炉床冷却空気は温度が低いので放出し、空気予熱器を通った予熱空気を全部のバーナに均等に供給するようにした方がよい。

## 4.5.7 計測制御機器の整備

故障して使用し得ない計測器を早急に修理するとともに、最小限各帯の重油流量、炉内各部の温度、炉尻、熱交換器前後の排ガス温度、熱交換器出口の予熱空気温度及炉内圧の測定器の設置が望ましい。燃焼制御、空燃比制御、炉圧制御の計測制御の例を図3-4-14に示す。



## 4.6 電気管理

### 4.6.1 設備概要

受電変電所からの単線結線図を図3-4-15に、送風機、排風機の仕様を表3-4-12に示す。

表3-4-12 送風機・排風機仕様

	送 風 機	排 風 機
型 式	離 心 式	離 心 式
定 格 風 量	78,000 [m <sup>3</sup> /h]	90,000 [m <sup>3</sup> /h]
“ 圧 力	460 [mm水柱]	760 [mm水柱]
電 動 機		
型 式	三 相 誘 導 籠 型	三 相 誘 導 籠 型
容 量	135 [kW]	95 [kW]

### 4.6.2 測定結果

送風機並に排風機の消費電力と力率の測定結果を表3-4-13、3-4-14に示す。

表3-4-13 送風機電力測定結果

測定時刻	有効電力 [kW]	無効電力 [kVar]	皮相電力 [kVA]	力 率 [%]	備 考
10.00 ~ 10.25	66.65	48.96	82.7	80.6	
10.30 ~ 10.55	66.63	49.48	83.0	80.3	
11.00 ~ 11.25	66.4	50.2	83.2	79.8	供給電圧 392V
11.30 ~ 11.55	66.25	50.1	83.1	79.7	
12.00 ~ 12.25	66.11	51.65	83.9	78.8	
12.30 ~ 12.55	65.45	47.41	80.8	81.0	
13.00 ~ 13.25	65.43	47.0	80.6	81.2	
平均 値	66.1	49.3	82.5	80.1	

測定時吸込ダンプ開度 60 (%)

送 風 量 25970 (m<sup>3</sup>/h) 1℃

表 3 - 4 - 14 排風機電力測定結果

測定時刻	有効電力 [kW]	無効電力 [kVar]	皮相電力 [kVA]	力率 [%]	備考
14.00 ~ 14.25	70.55	36.30	79.3	89.0	
14.30 ~ 14.55	70.68	36.57	79.6	88.8	
15.00 ~ 15.25	70.70	37.35	80.0	87.5	
15.30 ~ 15.55	70.78	38.37	80.5	87.9	
平均値	70.7	37.1	79.7	88.5	

測定時 排風機吸込ダンパ開度 50%

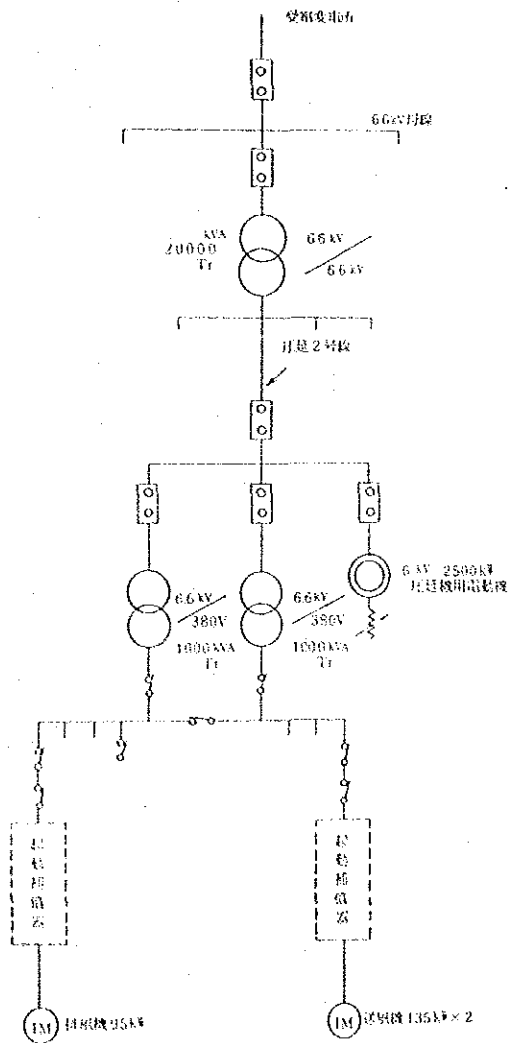


図 3 - 4 - 15 単線系統図



変電室では1000〔kVA〕の変圧器が2台常時並列運転しているが、負荷は概略次の通りである。

600〔kW〕，力率50〔%〕，無効電力1040〔kVar〕皮相電力1200〔kVA〕である。

#### 4.6.3 現状の問題点と改善方策

##### (1) 送風機負荷

測定時は加熱炉の負荷率が低かったが、それに対応して送風機の風量も少く、電動機負荷率も50%以下と低かった。

この炉は公称加熱能力56.7 t/h，平均加熱量30 t/h，測定時加熱量18 t/hであるから負荷変動が多く，設備能力に余裕を生じている時間が多いとみられる。加熱負荷の変動に対応して送風量の調節が必要となるが，その方法としては調整弁による方法と回転数制御を行う方法とがある。従来は調整弁による方法が一般的であったが，この方法では弁における絞りによる動力損失が大きいので，回転数制御を行う例が増えてきている。負荷が一定の場合は減速器により回転数を落せばよいが，この炉のように負荷変動が多い場合はVVVF（可変電圧可変周波数）方式による回転数制御が適している。

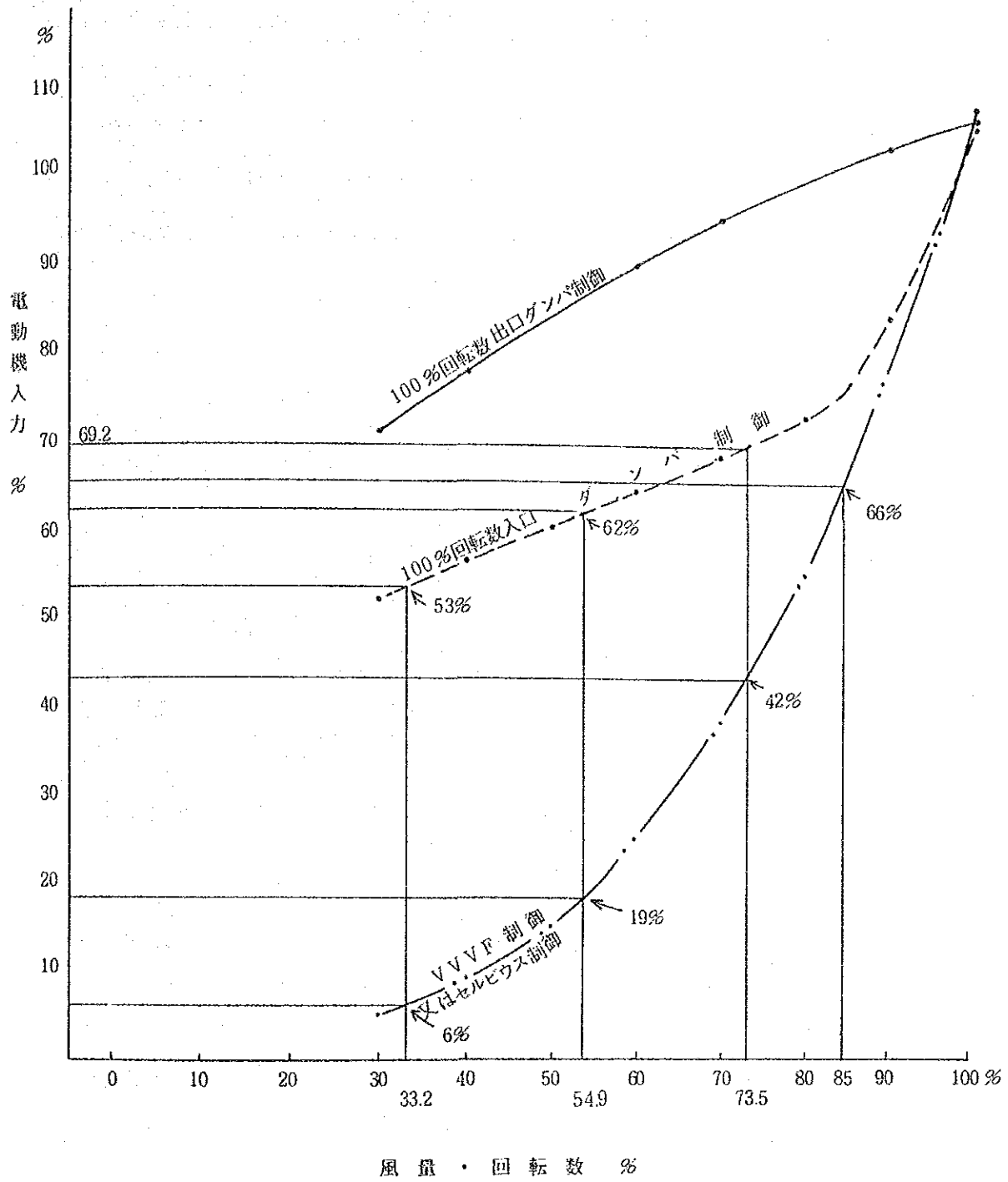
送風機の風量は回転数に比例し，風圧は回転数の2乗に比例し，軸動力は回転数の3乗に比例する。従って風量を1/nにするために回転数を1/nにしたとき，軸動力は $(1/n)^3$ と大きく低下する。表3-4-15 図3-4-16に各種の風量制御方式による消費電力の差を示す。

表3-4-15 一般送風機風量制御方式による消費電力特性

風量 (%)	軸動力 (理論値)	出口ダクト制御 (吐出)		入口ダクト制御 (吸込)		二次抵抗制御		VVVF制御又はセルビウス		極数変換	
		電動機入力	総損失	電動機入力	総損失	電動機入力	総損失	電動機入力	総損失	電動機入力	総損失
100	100	107	7	106	6	108	8	108	8	106	6
90	72.9	103.5	30.6	81	11.1	88	13.1	79	6		
80	51.2	99.5	48.3	72.5	21.3	68	16.8	55	3.8		
70	34.3	95	60.7	68	33.7	52	17.7	38	3.7		
60	21.6	89.5	67.9	64	42.4	39	17.4	25	3.4		
50	12.5	84	71.5	60	47.5	29	16.5	15	2.5	14	1.5
40	6.4	77.5	71.1	56	49.6	21	14.6	9	2.0		
30	2.7	71	68.3	52	47.3	15	12.3	5	2.3		

(注) (1) 数字は風量以外は電力で風量100%の時の軸動力を100とする。

(2) 総損失=電動機入力 - 軸動力



(注) 定格風量時の軸動力を100%とする。

図3-4-16 一般送風機用電動機の消費電力特性

送風機の風量制御を吸込弁制御により行う場合と回転数制御により行う場合と比較すると次のようになる。

加熱炉負荷18.2 t/h (32.1%)，風量25,970 m<sup>3</sup>/h (33.3%) のとき，図3-4-15から電動機入力はV V V Fのとき6 [%]，吸込弁制御のとき53 [%]となる。電動機入力の測定値は66.1 [kW] であるから現状を吸込弁制御とみなすとV V V F制御の時の電動機入力は

$$66.1 \times \frac{6}{53} = 7.5 \text{ [kW]}$$

となる。

加熱炉負荷30 t/h (52.9%)，風量42,800 m<sup>3</sup>/h (54.9%) のとき，

電動機入力 V V V F 1.9 [%] 23.7 [kW]

吸込弁制御 6.2 [%] 77.3 [kW]

年間電力節減量は，平均負荷物30 t/hで操業するものとして

$$90,000 \text{ t/年} \times 2 \text{ 基} / 30 \text{ t/h} \times (77.3 - 23.7) = 321.6 \times 10^3 \text{ kWh/年}$$

V V V Fの容量は操業範囲，効果を考慮して85 [%]以下の制御可能なものとする。風量85 [%]では電動機入力が66 [%]となるから，V V V Fの効率を96 [%]，電動機の力率を85 [%]，余裕率を1.1とすると

$$66.1 \times \frac{6}{53} \times \frac{1.1}{0.85 \times 0.96} = 111 \text{ [kVA]} \text{ の容量が必要となる。}$$

V V V Fの容量として130 [kVA]のものを採用する。

なお，排風機についても加熱炉における侵入空気防止対策を始め諸対策をとれば負荷に余裕を生ずるので，その段階で検討されたい。

V V V Fの容量としては電動機の定格出力一杯に使えるものを選定していないので炉がフル稼動する時(56.7 t/h)は電動機は従来の始動装置(起動補償器)を用い，加熱量が45.5 [t/h]以下の場合にはV V V Fによって始動する。したがって起動補償器による回路とV V V F側とはお互いにインターロックすることが必要となる。

## (2) 変圧器の力率

変電室では1000 [kVA]の変圧器2台が並列運転しているが，力率が50 [%]と低く，皮相電力が増加して銅損を大きくしている。

1000 (kVA) の進相コンデンサを変圧器 2 次側に設置して力率を改善すると、変圧器の銅損は次のように軽減される。

無効電力 1040 (kVar) から 40 (kVar) に減少

皮相電力 1200 (kVA) から

$$\sqrt{600^2 + 40^2} = 601 \text{ (kVA) に減少}$$

力率 50% から  $\frac{600}{601} = 100\%$  に改善

変圧器の定格負荷時における銅損を 12.5 (kW) とすると

$$\text{現状銅損} \quad 12.5^{\text{kW}} \times \frac{600^2}{1000^2} = 4.5^{\text{kW}}$$

$$\text{改善後銅損} \quad 12.5^{\text{kW}} \times \frac{300^2}{1000^2} = 1.1^{\text{kW}}$$

従って年間稼動時間を 6000 (h) とすると、変圧器 2 台で

$$(4.5 - 1.1) \times 2 \times 6000 = 40,800 \text{ (kWh/年)}$$

の損失減をはかることができる。

#### 4.7 所要投資額と期待効果

現状の加熱炉には、前項で示した如く、改善を必要とする項目が多い。

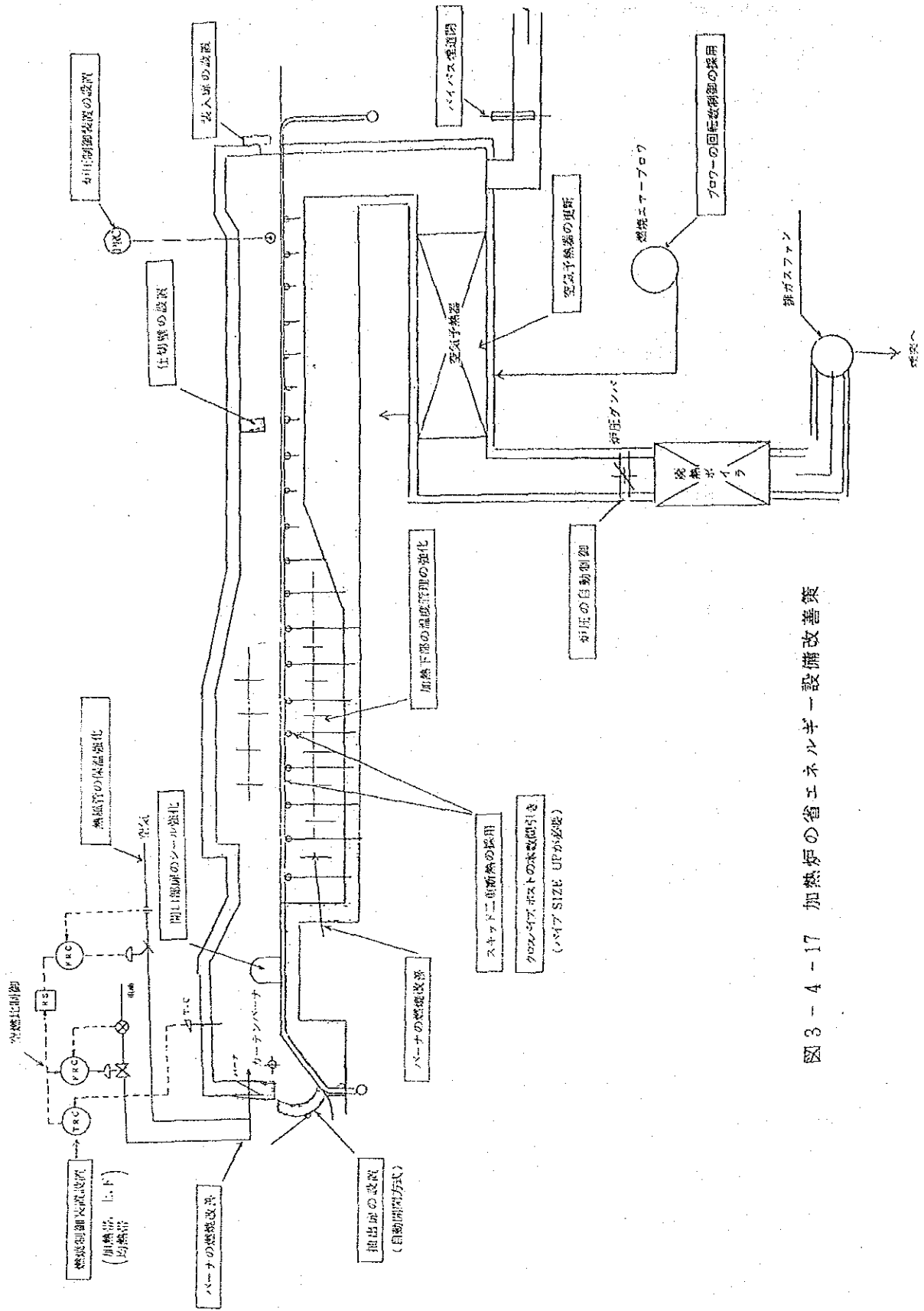


図 3 - 4 - 17 加熱炉の省エネルギー設備改善策

図3-4-17に加熱炉の省エネルギー設備改善策を図示する。この内で次に示す項目について改善に必要な概略費用と改善にともなう期待効果をまとめ、表3-4-16に示した。

- (1) スキッド関係の本数削減と、二重断熱の施工。
- (2) 抽出扉の設置
- (3) 送風機用回転数制御装置設置
- (4) 進相コンデンサー設置
- (5) 空気予熱器の取替え。
- (6) 計測、制御機器の設置

表3-4-16 設備改善にともなう費用と期待効果

設備改善項目	概略改善費用	燃 料 消 費 量		
		現 状	改 善	節 減 効 果
1. 水冷管二重断熱、本数削減	約1億300万円	505.75kg(Oil)/h ×6000h/年 =3034.5t油/年	282.61kg(Oil)/h ×6000h/年 =1695.6t油/年	1339t油/年
2. 抽出扉の設置	約1000万円	63.20kg(Oil)/h ×6000h/年 =379.2t油/年	14.85kg(Oil)/h ×6000h/年 =89.1t油/年	290.1t油/年
3. 送風機用回転数制御装置設置	約300万円	$463.8 \times 10^3$ kWh/年	$142.2 \times 10^3$ kWh/年	$321.6 \times 10^3$ kWh/年
4. 進相用コンデンサー設置	約200万円	$54.0 \times 10^3$ kWh/年	$13.2 \times 10^3$ kWh/年	$40.8 \times 10^3$ kWh/年
5. 空気予熱器の取替	約2,500万円			
6. 計測、制御装置の設置 3帯制御 炉内温度制御 重油流量制御 空気流量制御 噴霧蒸気流量制御 空燃比制御 炉圧制御 各部温度記録 空気圧力制御 燃焼安全装置	約2000万円			

## 5. 鋼管工場 No. 2 ガス焚台車式熱処理炉

### 5.1 設備概要

表 3-5-1 に炉の概要，図 3-5-1 に本体概略図，図 3-5-2 に台車の概略図，図 3-5-3 に配置図を示す。

表 3-5-1 炉の概要

1	加熱炉番号		鋼管工場 No. 2 炉	
2	型 式		ガス焚台車式鋼管熱処理炉	
3	公 称 能 力	t/ch	8	
4	有効長×有効巾 ×有効高	mm	11,254×1,624 ×1,585 (台車上)	
5	炉体煉瓦材質及 び寸法	mm	天 井	粘土質煉瓦 300
			側 壁	粘土質煉瓦 348
			炉 床	粘土質煉瓦 528
			端 面	粘土質煉瓦 348
			扉	粘土質煉瓦 230
6	使 用 燃 料		発生炉ガス	
7	燃焼装置の型式 容量, 数		ベンチュリーミキサー型バーナ 40 ~ 50 Nm <sup>3</sup> /h × 11 × 2 本	
8	炉温制御方式		手動ガス量調節	
9	熱処理材の材質	mm	材質 軸受鋼, 炭素鋼	
	寸法		寸法 42~60φ × 4,000 ~ 6,000	

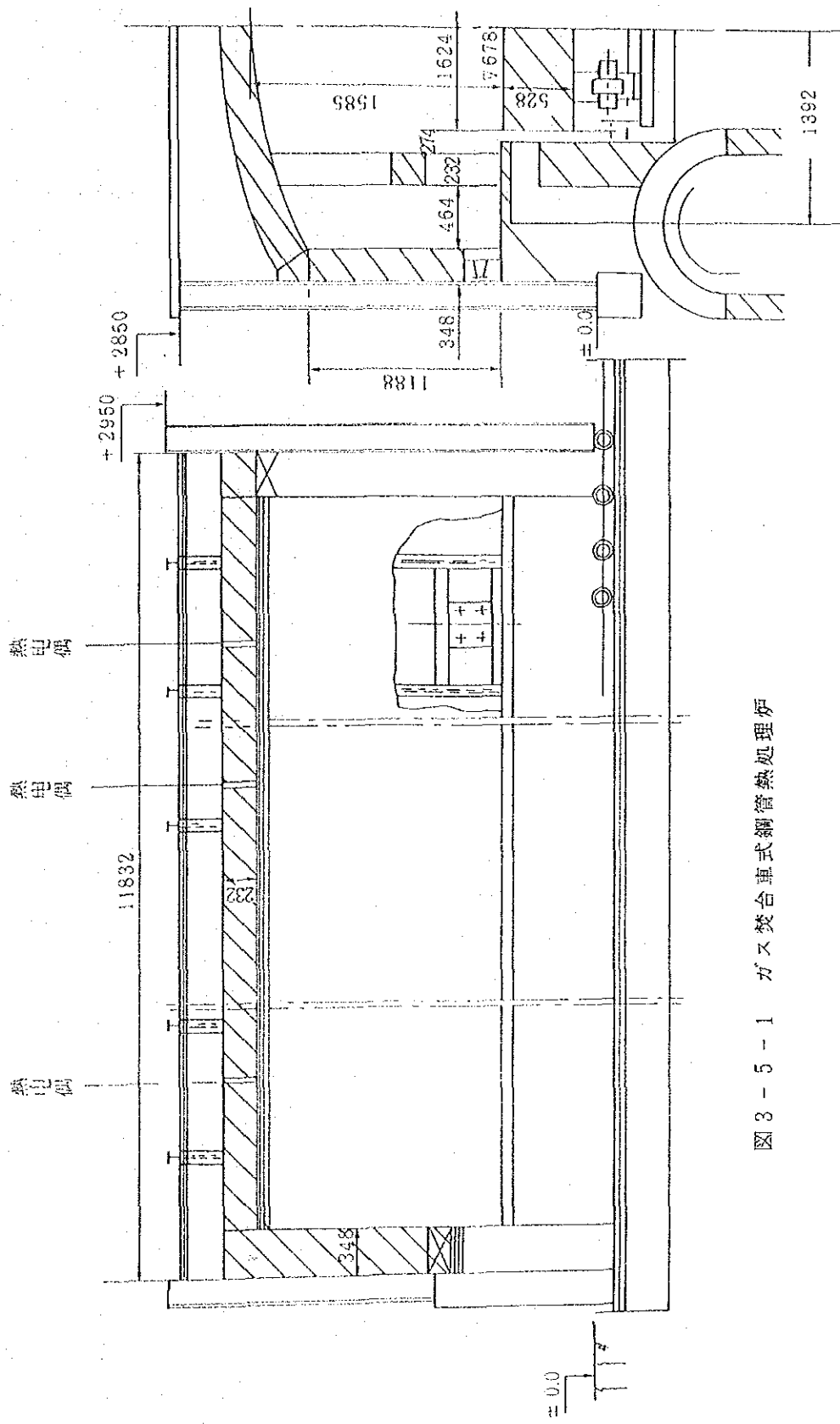
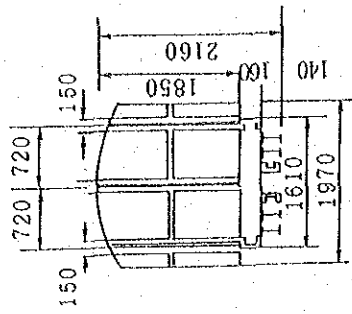
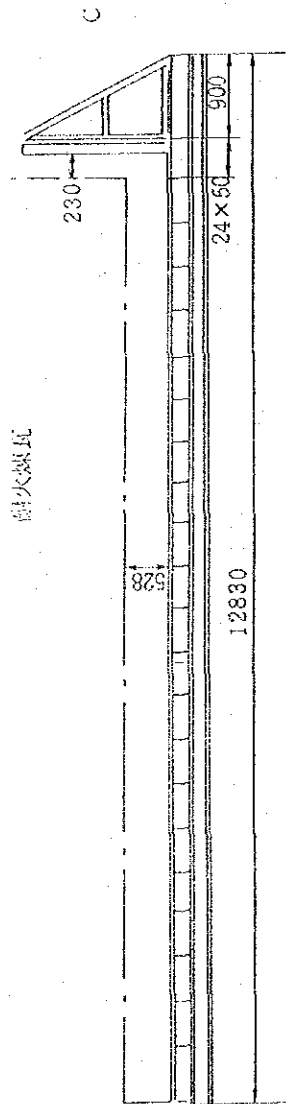


図 3 - 5 - 1 ガス焚台車式鋼管熱処理炉





C



耐火煉瓦

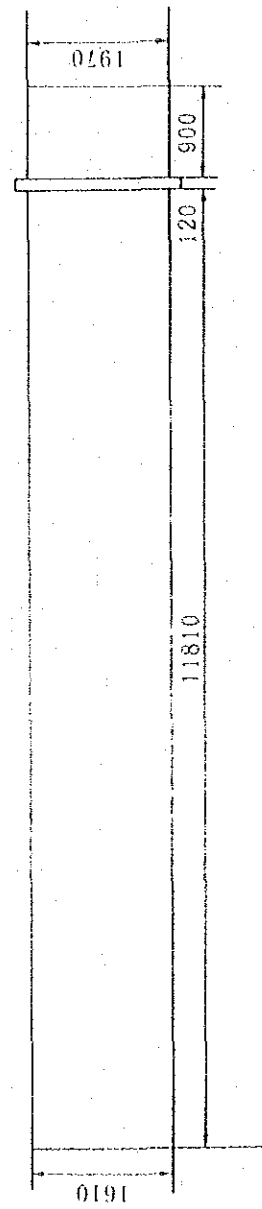


図 3 - 5 - 2 ガス焚台車式鋼管熱処理炉台車

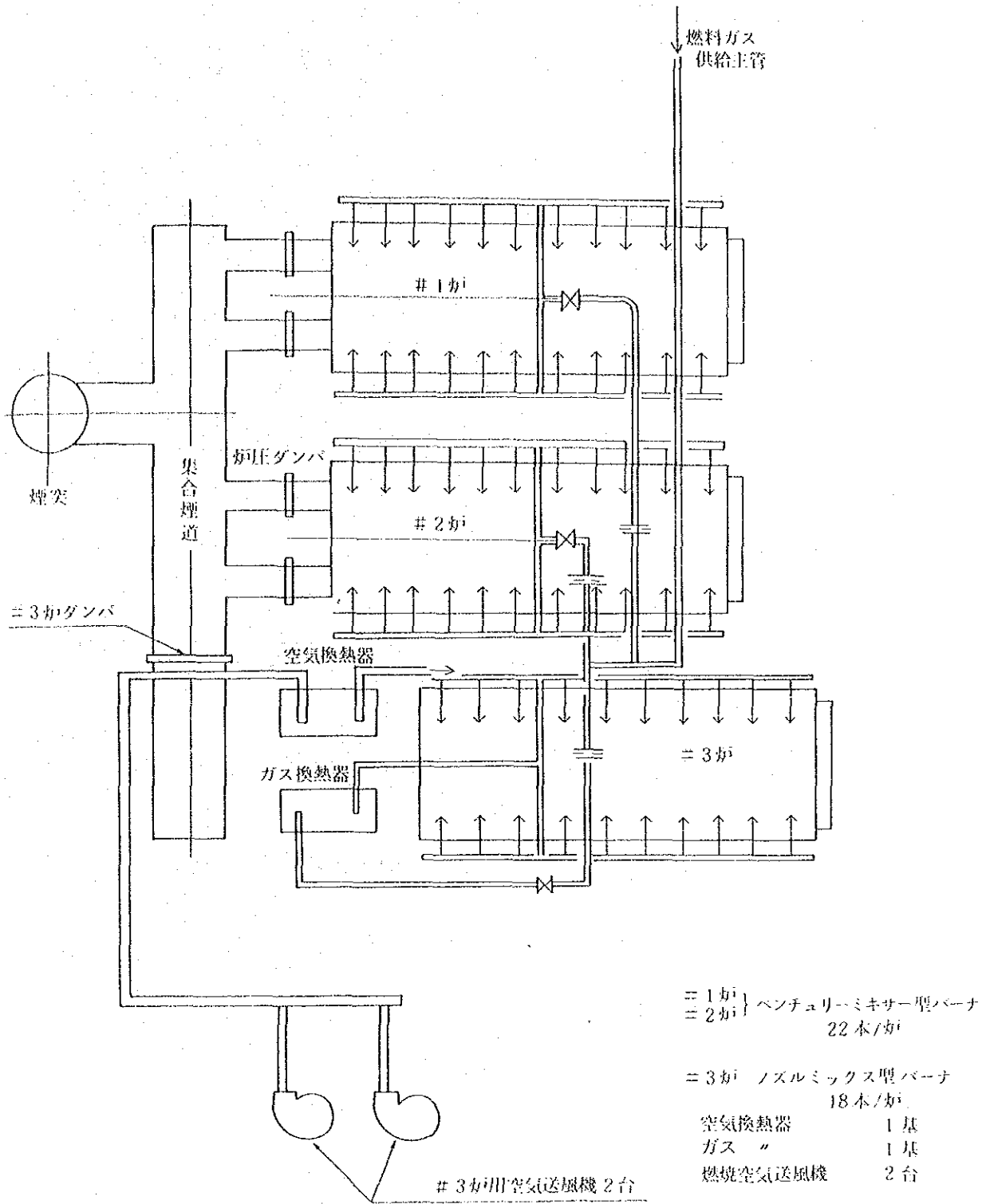


図3-5-3 鋼管工場台車式熱処理炉配置図

## 5.2 改善目標と診断項目

- (1) 生産水準 3000 (t/年)
- (2) 現状原単位 ガス 1400~1500 (Nm<sup>3</sup>/t)
- (3) 改善目標 <900 (Nm<sup>3</sup>/t)
- (4) 診断項目
  - A) 熱勘定
  - B) 燃焼管理
  - C) 炉体の断熱強化
  - D) 台車の軽量断熱化

## 5.3 熱勘定

### 5.3.1 熱勘定の基準

- (1) 熱勘定は、装入鋼材1tあたりについて行った。
- (2) 燃料の発熱量は、使用時の燃料の組成から計算で求めた低発熱量を用いた。
- (3) 熱勘定の基準温度は、外気温度とした。
- (4) 操業記録を表3-5-2、加熱曲線と測定時間を図3-5-4に示す。

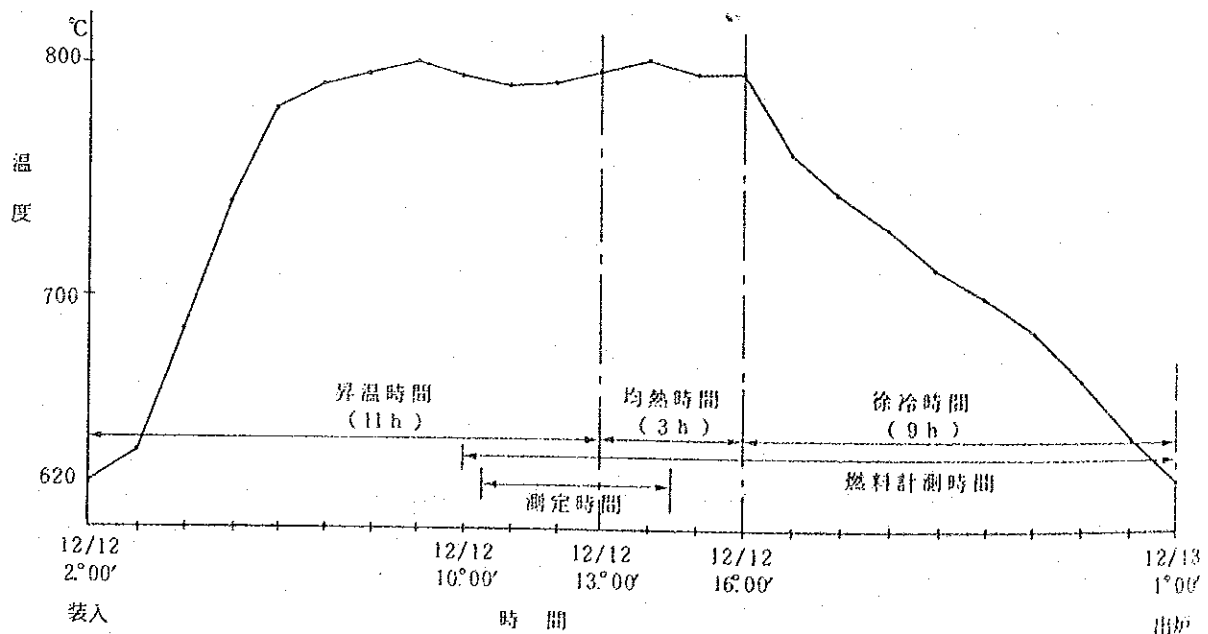


図3-5-4 加熱曲線と測定時間

表 3 - 5 - 2 操業記録

1	熱 勘 定 対 象 ロ ッ ト			No. 2 - 3 3 7			
2	加 熱 鋼 材	鋼 種		軸受鋼管 GCr15			
3		寸 法	mm	外径 56, 肉厚 5. 7, 長さ 3, 500			
4		本 数	本	2 8 3			
5		装 入 量	t	6. 4 9 4			
6		装 入 時 刻	年 月 日 時 1985, 12, 12, 2. 00				
7	昇 温 時 間 帯	1985, 12, 12, 2. 00 ~ 13. 00					
8	均 熱 時 間 帯	1985, 12, 12, 13. 00 ~ 16. 00					
9	徐 冷 時 間 帯	1985, 12, 12, 16. 00 ~ 12, 13, 1. 00					
10	出 炉 時 刻	1985, 12, 12, 1. 00					
11	ガ ス 消 費 量	昇 温 時 間 帯	6 9 7 6. 5 8 N m <sup>3</sup> (推定)				
12		均 熱 時 間 帯	1 2 6 5. 5 8 N m <sup>3</sup>				
13		徐 冷 時 間 帯	2 2 3 6. 8 6 N m <sup>3</sup>				
14	炉 内 温 度 ℃	時 刻	温 度	時 刻	温 度	時 刻	温 度
		12月12日 2. 00		10. 00	795	18. 00	742. 5
		3. 00	635	11. 00	790	19. 00	730
		4. 00	685	12. 00	492. 5	20. 00	712. 5
		5. 00	740	13. 00	795	21. 00	702. 5
		6. 00	780	14. 00	802. 5	22. 00	685
		7. 00	790	15. 00	795	23. 00	665
		8. 00	795	16. 00	795	24. 00	640
		9. 00	800	17. 00	760	12月13日 1. 00	622. 5

(5) 熱勘定は、回分操業の均熱時間終了までとした。

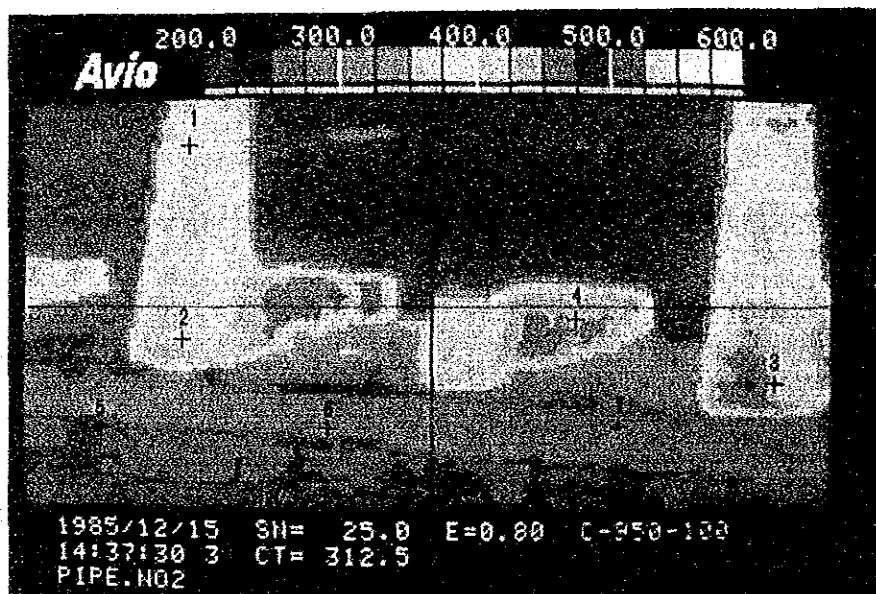
本炉の熱勘定は、1985年12月12日ロットNo 2-337 について、ほぼ均熱時間帯での測定結果を主体としたが、燃料使用量については、昇温時間帯での燃焼使用量が不明のため、下記の方法による推定値6976.58 [N m<sup>3</sup>] を使用した。

A) 装入時の温度620 [°C] より、780 [°C] へ昇温するまでの4時間の燃料使用量は、990 [N m<sup>3</sup>/時] (各ガスコックの開度は全開) と推定した。

B) 780 [°C] 昇温時より均熱時間帯に到る7時間の燃料使用量は、午前10時より午後1時までの計測値430.94 [N m<sup>3</sup>/時] を採用した。

また、抽出時、装入時の台車の温度、炉本体の内壁温度については、1985年12月15日 出炉のロットNo 2-340 について赤外線画像装置で測定した結果を使用した。

測定結果を図3-5-5に、操業記録を表3-5-3に示す。



クテンオンド ショリ (装入時の炉内壁温度)

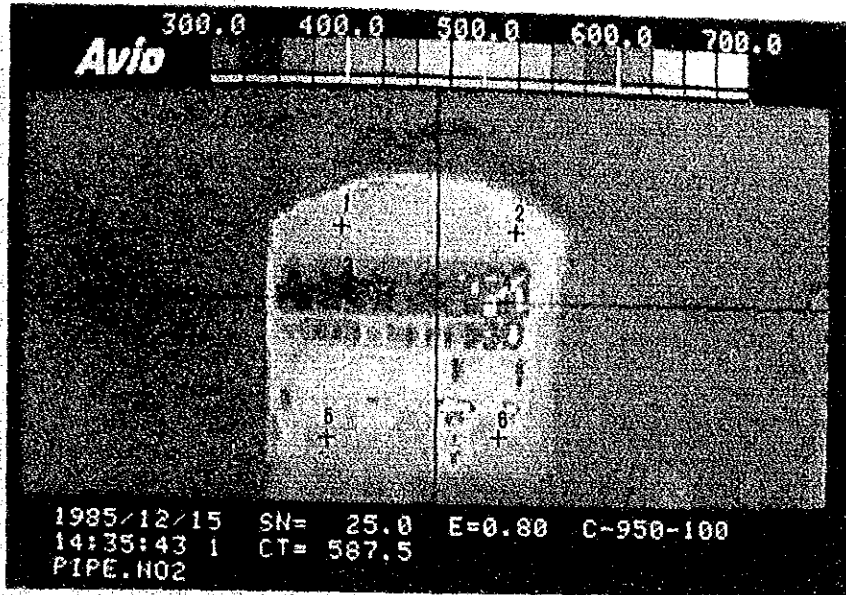
FRAME NO : 16  
 DATE : 1985/12/15 14:37:30 3  
 LOW TEMP : 200.0  
 SENSITIVITY : 25.0  
 EMISSIVITY : 0.8  
 TABLE SEL : C-950-100  
 MESSAGE : PIPE.NO2

クテンオンド ショリ ソクテイ データ

フレーム NO ( 16 )

1 : 412.5                      2 : 412.5                      3 : 462.5  
 4 : 437.5                      5 : 312.5                      6 : 287.5                      7 : 287.5

図3-5-5(1) 赤外線熱画像測定結果



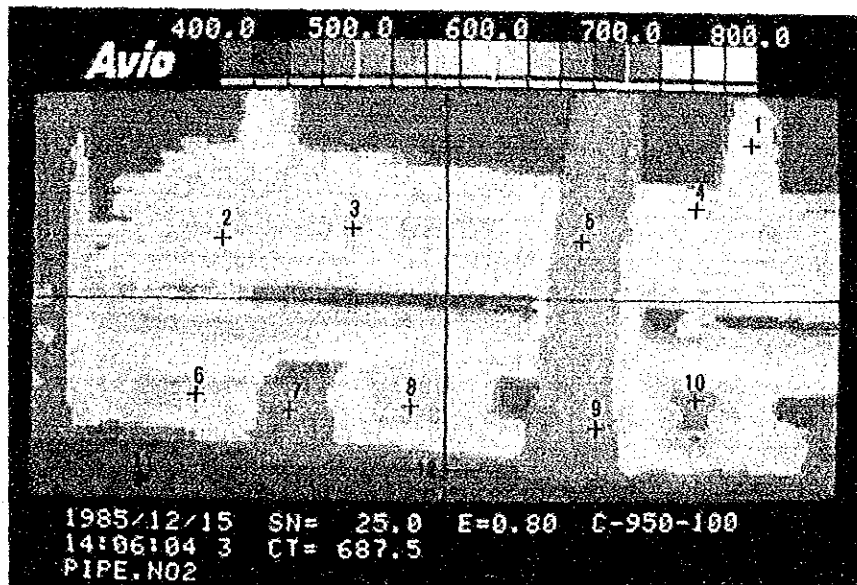
ダイヤモンド ショリ (抽出時の台車温度)

FRAME NO : 15  
 DATE : 1985/12/15 14:35:43 1  
 LOW TEMP : 300.0  
 SENSITIVITY : 25.0  
 EMISSIVITY : 0.8  
 TABLE SEL : C-950-100  
 MESSAGE : PIPE.NO2

ダイヤモンド ショリ ソクタイ データ

フレーム NO ( 15 )

1 : 537.5    2 : 537.5    3 : 587.5    4 : 587.5    5 : 462.5  
 6 : 412.5



FRAME NO : 2    ( 装入時の台車温度 )

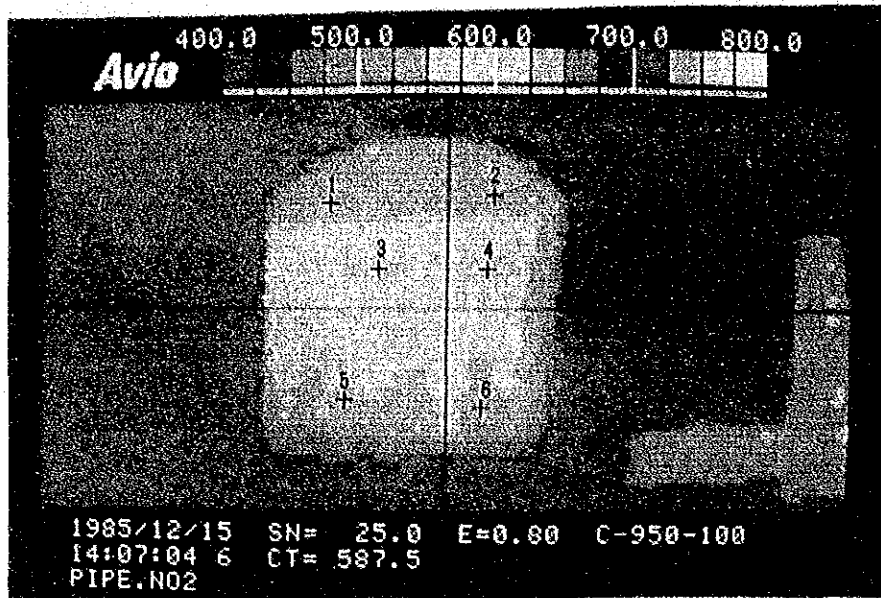
DATE : 1985/12/15 14:06:04 3  
 LOW TEMP : 400.0  
 SENSITIVITY : 25.0  
 EMISSIVITY : 0.8  
 TABLE SEL : C-950-100  
 MESSAGE : PIPE.NO2

ダイヤモンド ショリ ソクタイ データ

フレーム NO ( 2 )

1 : 507.5    2 : 587.5    3 : 562.5    4 : 507.5    5 : 537.5  
 6 : 637.5    7 : 537.5    8 : 637.5    9 : 512.5    10 : 662.5  
 11 : 437.5    12 : 437.5

図 3 - 5 - 5 (2) 赤外線熱画像測定結果



FRAME NO : 3  
 DATE : 1985/12/15 14:07:04.6 (抽出時の炉内壁温度)  
 LOW TEMP : 400.0  
 SENSITIVITY : 25.0  
 EMISSIVITY : 0.8  
 TABLE SEL : C-950-100  
 MESSAGE : PIPE.NO2

タチンオンドシュリ ソクタイ データ

炉内温度 [ 3 ]

1 : 537.5      2 : 537.5      3 : 612.5      4 : 612.5      5 : 537.5  
 6 : 537.5

図 3 - 5 - 5 (3) 赤外線熱画像測定結果

表 3 - 5 - 3 操 業 記 録

1	ロ ッ ト No.	No 2 - 3 4 0					
2	鋼 種	軸受鋼管 GCr15					
3	加 熱 鋼 材	寸 法	mm	外径 53.2 肉厚 5.5 長さ			
4		本 数	本	274			
5		装 入 量	t	6.300			
6	装 入 時 刻	年 月 日 時 1985, 12, 15, 0.00					
7	出 炉 時 刻	1985, 12, 15, 14.00					
8	炉 内 温 度 °C	時 刻	温 度	時 刻	温 度	時 刻	温 度
		0.00		5.00	705	10.00	690
		1.00	525	6.00	720	11.00	670
		2.00	565	7.00	725	12.00	640
		3.00	615	8.00	715	13.00	630
		4.00	660	9.00	705	14.00	620

本来、台車式熱処理炉のようなバッチ炉の場合は、非定常状態での熱勘定となる。このため測定および計算は、経時変化を考慮して1チャージの全期間にわたって実施しなければならない。而しながら、測定時間の制約から全熱処理期間にわたっての測定および計算が不可能のため、今回の熱勘定は定常状態に準じて実施した。

### 5.3.2 測定結果

熱勘定の範囲を図3-5-6、測定結果を表3-5-4に示す。

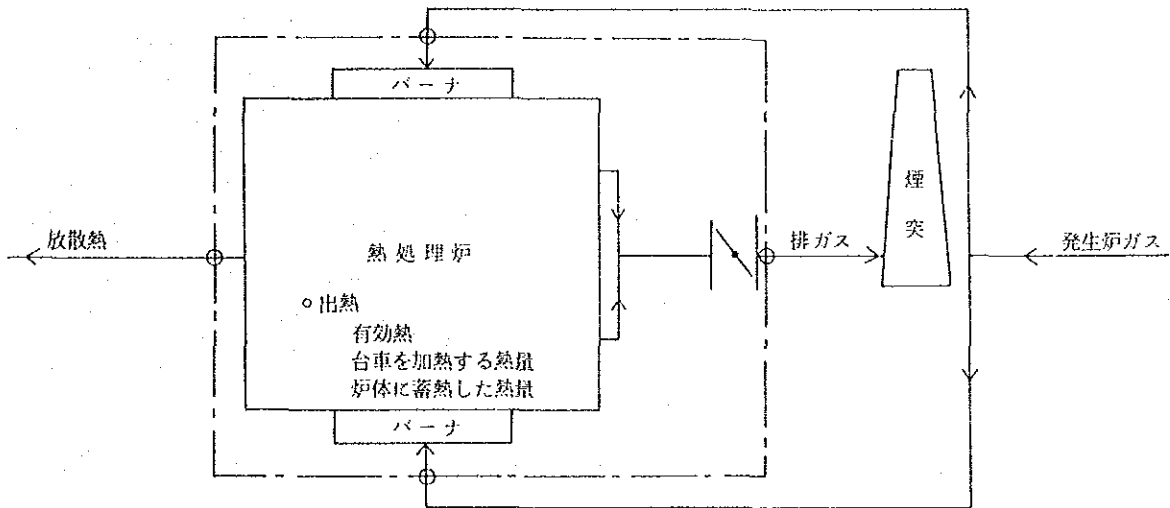


図3-5-6 熱勘定フローシート  
熱勘定の範囲（---線で囲まれた部分）



表3-5-4 測定結果

1	実施年月日		1985年12月12, 15日		
2	外気温度	°C	5		
3	燃料	種類	発生炉ガス		
4		使用量	Nm <sup>3</sup>	8242.16 (推定)	
5		組成	vol%	CO 27.3%, CO <sub>2</sub> 3.5%, H <sub>2</sub> 14.2% CH <sub>4</sub> 2.7%, C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> 0.6%, N <sub>2</sub> 51.6%	
6		低発熱量	kcal/Nm <sup>3</sup>	1513 (計算)	
7	加熱鋼材	寸法	mm	外径 56, 肉厚 5.7 長さ 3, 500	
8		本数	本	283	
9		装入量	t	6.494	
10		装入温度	°C	5	
11		均熱温度	°C	795	
12	炉体温度	内壁温度	°C	均熱時 797	装入時 521
13		中壁温度	°C	均熱時 797	装入時 521 抽出時 563
14		外壁温度(側面)	°C	均熱時 135 (148)	装入時 95
15		外壁温度(背面)	°C	均熱時 122	装入時 80
16		外壁温度(天井)	°C	均熱時 32	装入時 21
17	台車温度	煉瓦温度	°C	均熱時 790	装入時 296 抽出時 438
18		金物温度	°C	均熱時 798	装入時 431 抽出時 588
19	燃燒排ガス	温度	°C	260	
20		酸素濃度	%	17.75	
21		圧力	mm水柱	-3.1	
22	炉内雰囲気	酸素濃度	%	扉側 5.5	背面壁側 0
		炉内圧力	mm水柱	扉側 +0~0.4	背面壁側 +5

注( )はバーナ位置より上部の温度

### 5.3.3 熱勘定の予備計算

#### (1) 入量

A) 装入鋼材 1 t

B) 発生炉ガス使用量

昇温時間帯 6974.58 (Nm<sup>3</sup>)

均熱時間帯 1265.58 (Nm<sup>3</sup>)

計 8242.16 (Nm<sup>3</sup>)

装入鋼材 1 t あたりのガス使用量

$$8242.16 \text{ Nm}^3 \div 6.494 \text{ t} = 1269.2 \text{ (Nm}^3/\text{t)}$$

#### (2) 出量

A) 実際燃焼排ガス量

a. 理論空気量 (A<sub>0</sub>)

h<sub>2</sub>, CO, CH<sub>4</sub>, CmHn, O<sub>2</sub> をそれぞれ, 燃料 1 (Nm<sup>3</sup>) 中の水素, 一酸化炭素, メタン, 炭化水素, 酸素の容量とすると, 理論空気量 A<sub>0</sub> は, 次式で求められる。

$$\begin{aligned} A_0 &= 1/0.21 [(0.5 \times h_2) + (0.5 \times co) + (2 \times ch_4) + \{\Sigma(m+n/4) \times (Cm \\ &\quad hn) \} - O_2] \\ &= 1/0.21(0.5 \times 0.142 + 0.5 \times 0.273 + 2 \times 0.027 + 3.5 \times 0.006) \\ &= 1.35 \quad [(\text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \cdot \text{燃料})] \end{aligned}$$

b. 空気比 (m)

$$\begin{aligned} m &= 21/(21 - O_2) \\ &= 21/(21 - 17.75) \\ &= 6.46 \end{aligned}$$

O<sub>2</sub> は廃ガス中の酸素の容量 [%]

c. 理論湿り燃焼ガス量 (G<sub>0</sub>)

$$\begin{aligned} G_0 &= 1 + A_0 - 0.5 (h_2 + CO - C_2H_6) \\ &= 1 + 1.35 - 0.5(0.142 + 0.273 - 0.006) \\ &= 2.14 \quad [(\text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \cdot \text{燃料})] \end{aligned}$$

d. 実際湿り燃焼ガス量 (G)

$$G = G_0 + (m - 1) \times A_0$$

$$= 2.14 + (6.46 - 1) \times 1.35$$

$$= 9.51 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{・燃料]}$$

装入鋼材 1 t あたりの実際湿り燃焼ガス量 = G × 鋼材あたりの燃料使用量

$$= 9.51 \times 1269.2$$

$$= 12,070.1 \text{ [Nm}^3\text{/t]}$$

### (3) 入・出熱共通

#### A) 炉本体の耐火物の重量

炉本体の蓄熱量にかかわる耐火物の重量の算出は、台車上面より上部の両側壁、背面壁、中壁および天井とした。

粘土質煉瓦のかさ比重を2.05とする。

##### a. 両側壁の煉瓦の重量

$$\text{炉内壁長} \times \text{炉内壁高} \times \text{煉瓦厚} \times \text{かさ比重} \times 2$$

$$= 11,484 \times 0.188 \times 0.348 \times 2.05 \times 2$$

$$= 19,466 \text{ [kg]}$$

##### b. 背面壁の煉瓦の重量

$$\text{炉内巾} \times \text{炉内壁高} \times \text{煉瓦厚} \times \text{かさ比重}$$

$$= 3,444 \times 1.585 \times 0.348 \times 2.05$$

$$= 3,894 \text{ [kg]}$$

##### c. 天井の煉瓦の重量

$$\text{炉内壁長} \times \text{炉内巾} \times \text{煉瓦厚} \times \text{かさ比重}$$

$$= 11,484 \times 3,444 \times 0.232 \times 2.05$$

$$= 18,810 \text{ [kg]}$$

##### d. 中壁の煉瓦の重量

$$\text{炉内壁長} \times \text{中壁高} \times \text{煉瓦厚} \times 2 \text{ 面} \times \text{かさ比重} \times 1/2$$

$$= 11,484 \times 1.188 \times 0.232 \times 2 \times 2.05 \times 1/2$$

$$= 6,489 \text{ [kg]}$$

中壁は並型煉瓦の千鳥格子積みとして算出した。

鋼材 1 t あたりの炉本体各部の煉瓦の重量は次の通りである。

$$\text{側壁} \quad 19,466 \div 6.494 = 2,998 \text{ [kg/t]}$$

$$\text{背面壁} \quad 3,894 \div 6.494 = 600 \text{ [kg/t]}$$

$$\text{天井} \quad 18,810 \div 6.494 = 2,897 \text{ (kg/t)}$$

$$\text{中壁} \quad 6,489 \div 6.494 = 999 \text{ (kg/t)}$$

B) 台車及び枠，受金物の重量

a. 台車の煉瓦の重量

$$\{ (\text{台車長} \times \text{台車巾} \times \text{煉瓦厚}) + (\text{台車巾} \times \text{煉瓦高} \times \text{煉瓦厚}) \} \times \text{かさ比重}$$

$$= \{ (11.810 \times 1.610 \times 0.528) + (1.610 \times (1.850 - 0.528) \times 0.230) \}$$

$$\times 2.05 = 10.529 \times 2.05$$

$$= 21,584 \text{ (kg)}$$

鋼材 1 t あたりの台車煉瓦の重量

$$21,584 \div 6.494 = 3,324 \text{ (kg/t)}$$

b. 枠，受金物の重量

$$\text{枠金物 1 個の重量} \quad 1,570 \text{ (kg)}$$

$$\text{受金物 1 個の重量} \quad 967 \text{ (kg)}$$

金物の鋼種を鋳鉄と仮定し比重量を  $7,270 \text{ (kg/m}^3\text{)}$  とする。

全金物の重量

$$(1,570 + 967) \times 6 = 15,222 \text{ (kg)}$$

鋼材 1 t あたりの金物の重量

$$15,222 \div 6.494 = 2,344 \text{ (kg/t)}$$

### 5.3.4 入熱の計算

(1) 燃料の発熱量 (Qa)

a. 燃料ガスの高発熱量 (Hh)

$\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6$  をそれぞれ，燃料  $1 \text{ N m}^3$  中の一酸化炭素，水素，メタン，エタンの容積とすると，高発熱量  $Hh$  は次式で求められる。

$$Hh = (3020 \times \text{CO} + 3050 \times \text{H}_2 + 9520 \times \text{CH}_4 + 16850 \times \text{C}_2\text{H}_6)$$

$$= (3020 \times 0.273 + 3050 \times 0.142 + 9520 \times 0.027 + 16850 \times 0.006)$$

$$= 1615.7 \text{ (kcal/N m}^3\text{)}$$

b. 燃料ガスの低発熱量 (Hl)

$$Hl = Hh - 480(\text{H}_2 + 2 \text{CH}_4 + 3 \text{C}_2\text{H}_6)$$

$$= 1615.7 - 480(0.142 + 2 \times 0.027 + 3 \times 0.006)$$

$$= 1513 \text{ (kcal/N m}^3\text{)}$$

鋼材 1 t あたりの発熱量 =  $H \ell \times$  鋼材 1 t あたりの燃料使用量 ( $Q_a$ )

$$\begin{aligned} Q_a &= 1513 \times 1269.2 \\ &= 1920.3 \times 10^3 \text{ (kcal/t)} \end{aligned}$$

### 5.3.5 出熱の計算

#### (1) 鋼材の含熱量 ( $Q_b$ )

鋼材の持ち去る熱は次式による。

$$\begin{aligned} Q_b &= \text{鋼材量} \times (\text{鋼材の抽出平均温度における含熱量} - \text{鋼材の外気温度にお} \\ &\quad \text{ける含熱量}) \\ &= 1000 \times (130.6 - 0.6) \\ &= 130 \times 10^3 \text{ (kg/t)} \end{aligned}$$

鋼種は GCr15 (JIS SUJ2 相当) で、795 °C の含熱量を 130.6 (kcal/kg)，外気温度での含熱量を 0.6 (kcal/kg) とする。

#### (2) 棒、受金物および台車煉瓦の加熱に要した熱 ( $Q_c$ )

##### A) 棒、受金物の加熱に要した熱 ( $Q_{c1}$ )

$$\begin{aligned} Q_{c1} &= \text{鋼材 t あたりの台車金物の重量} \times \text{金物の比熱} \times (\text{均熱終了時の金物の温} \\ &\quad \text{度} - \text{装入時の金物の温度}) \\ &= 2,344 \times 0.159 \times (798 - 510) \\ &= 107.3 \times 10^3 \text{ (kcal/t)} \end{aligned}$$

金物の 431 (°C) ~ 798 (°C) の平均比熱を 0.159 (kcal/kg°C) とする。

##### B) 台車煉瓦の加熱に要した熱 ( $Q_{c2}$ )

$$\begin{aligned} Q_{c2} &= \text{鋼材 t あたりの台車煉瓦の重量} \times \text{煉瓦の比熱} \times (\text{均熱終了時の煉瓦温度} \\ &\quad \text{- 装入時の煉瓦温度}) \\ &= 3,324 \times 0.228 \times (790 - 367) \\ &= 320.6 \times 10^3 \text{ (kcal/t)} \end{aligned}$$

粘土質煉瓦の 296 (°C) ~ 790 (°C) の平均比熱を 0.228 (kcal/kg°C) とする。

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_{c1} + Q_{c2} \\ &= 107.3 \times 10^3 + 320.6 \times 10^3 \end{aligned}$$

$$=427.9 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

装入時の金物温度，台車煉瓦温度については，以下の理由から抽出時の表面温度と装入時の表面温度の平均値を用いた。

即ち，抽出時の表面温度はほぼ物体内部と同一と看做しうるが，装入時の表面温度は抽出後30分経過した温度で，物体内部まで平衡状態に達していない。

今回のように高温物体が急に低温雰囲気さらされた場合，初期温度分布は弧を上にした弓形の勾配を示すが，冷却時間が増すに従って，内部から表面への温度分布はかぎりなく直線に近ずき，物体の温度の推定が可能である。

(3) 炉本体に蓄熱した熱 (Q<sub>d</sub>)

$$Q_d = \text{鋼材あたりの炉本体各部の煉瓦の重量} \times \text{煉瓦の比熱} \times (\text{均熱終了時の炉本体の内面および外面の平均温度} - \text{装入時の炉本体の内面および外面の平均温度})$$

炉壁外面温度の測定は均熱時のみで，装入時は測定しなかったため，炉内温度と比例すると仮定した。

また，中壁の温度は，台車の金物，煉瓦温度の推定と同じ理由から抽出時の表面温度と装入時の表面温度の平均値を用いた。

A) 側壁に蓄熱した熱 (Q<sub>d1</sub>)

$$Q_{d1} = 2998 \times 0.228 \times \left\{ \left( \frac{797 + 148}{2} \right) - \left( \frac{521 + 95}{2} \right) \right\}$$

$$= 112.4 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

B) 背面壁に蓄熱した熱 (Q<sub>d2</sub>)

$$Q_{d2} = 600 \times 0.228 \times \left\{ \left( \frac{797 + 122}{2} \right) - \left( \frac{521 + 80}{2} \right) \right\}$$

$$= 21.8 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

C) 天井に蓄熱した熱 (Q<sub>d3</sub>)

$$Q_{d3} = 2897 \times 0.228 \times \left\{ \left( \frac{797 + 32}{2} \right) - \left( \frac{521 + 21}{2} \right) \right\}$$

$$= 94.8 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

D) 中壁に蓄熱した熱 (Q<sub>d4</sub>)

$$Q_{d4} = 999 \times 0.228 \times (797 - 542)$$

$$= 58.1 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

粘土質煉瓦の520℃～796℃の平均比熱を0.228 [kcal/kg℃]とする。

$$\begin{aligned}
 Q_d &= Q_{d1} + Q_{d2} + Q_{d3} + Q_{d4} \\
 &= 112.4 \times 10^3 + 21.8 \times 10^3 + 94.8 \times 10^3 + 58.1 \times 10^3 \\
 &= 287.1 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}
 \end{aligned}$$

(4) 燃焼ガスの顕熱 (Q<sub>e</sub>)

$$\begin{aligned}
 Q_e &= \text{鋼材 1 t あたりの燃焼ガス量} \times \text{燃焼ガス比熱} \times (\text{燃焼ガス温度} - \text{外気温度}) \\
 &= 12,070.1 \times 0.33 \times (260 - 5) \\
 &= 1015.7 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}
 \end{aligned}$$

燃焼ガスの比熱を0.33 [kcal/Nm<sup>3</sup>・℃]とする。

(5) その他の損失熱 (Q<sub>f</sub>)

その他の損失熱は、入熱と出熱の(1)から(4)までの合計との熱量差とする。

$$\begin{aligned}
 Q_f &= Q_a - (Q_b + Q_c + Q_d + Q_e) \\
 &= 1920.3 \times 10^3 - (130 \times 10^3 + 427.9 \times 10^3 + 287.1 \times 10^3 + 1015.7 \times 10^3) \\
 &= 60.2 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}
 \end{aligned}$$

### 5.3.6 熱勘定表

熱勘定表を表3-5-5に、熱流れ図を図3-5-7に示す。熱効率は6.8%である。

表3-5-5 熱勘定表

入 熱			出 熱		
項 目	10 <sup>3</sup> kcal/t	%	項 目	10 <sup>3</sup> kcal/t	%
(1)燃料の燃焼熱 Q <sub>a</sub>	1920.3	100	(2)鋼材の含熱量 Q <sub>b</sub>	130.0	6.8
			(3)枠, 受金物, 台車煉瓦の加熱に要した熱 Q <sub>c</sub>	427.9	22.3
			(4)炉本体に蓄熱した熱 Q <sub>d</sub>	287.1	15.0
			(5)燃焼ガスの顕熱 Q <sub>e</sub>	1015.7	52.9
			(6)その他の損失熱 Q <sub>f</sub>	59.6	3.0
合 計	1920.3	100	合 計	1920.3	100

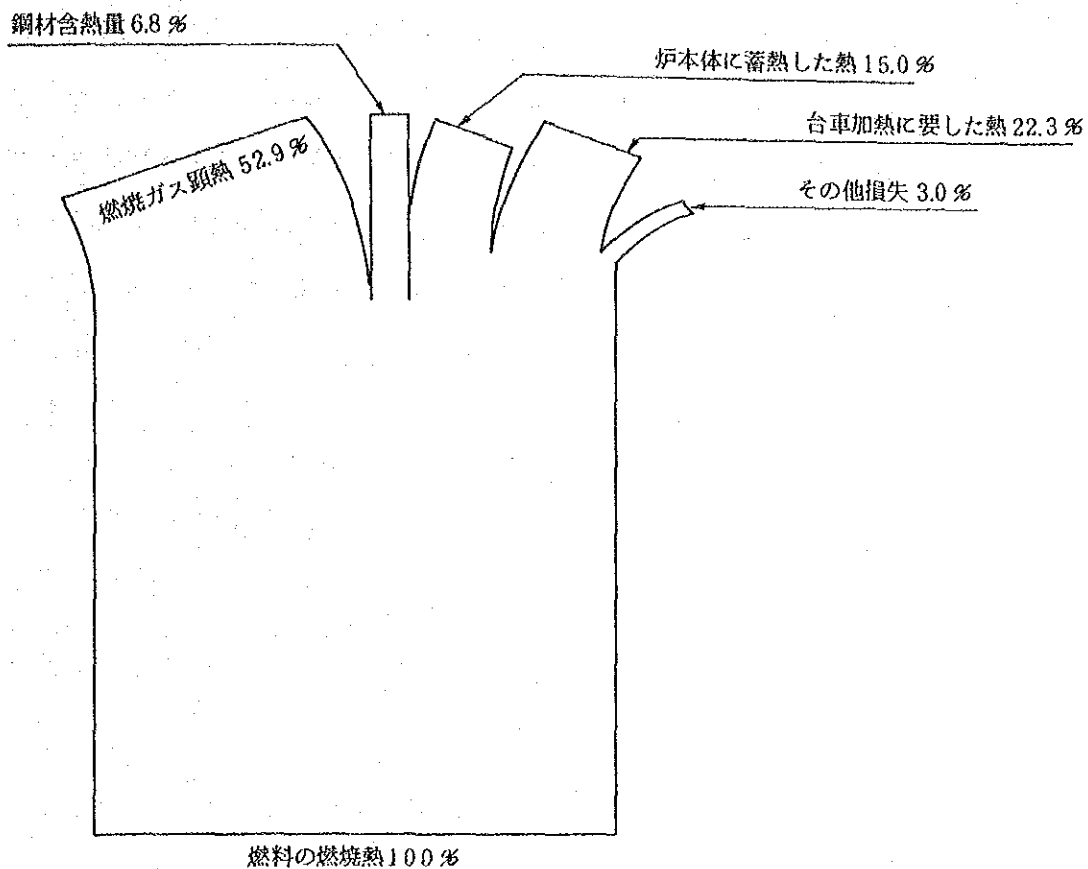


図 3 - 5 - 7 熱 流 れ 図

台車式熱処理炉は、本来、非定常状態での熱勘定を行うべきところを、短期間のスポット測定の結果をもとに定常状態で実施したこと、また、装入時における炉壁内面温度、台車温度は、熱勘定対象ロットとは別ロットの測定結果を用いたため同時性がなく、不均衡な熱勘定結果となった。

## 5.4 現状の問題点と改善方策

### 5.4.1 燃焼管理

- (1) 熱勘定対象ロットについては、通常の加熱曲線である「790℃までの昇温8時間、均熱3時間、徐冷7時間」と異なり、4時間で急速に昇温し、均熱温度域で10時間保つという加熱曲線になっており、排ガス損失、炉体放散損失が大きい。所定の加熱曲線を厳守すべきである。
- (2) 炉内の温度分布は、6点の計測器間での差が15℃以内とほぼ良好であるが、22本のベンリュリーミキサー型バーナの空気吸込用のスロートの開度が、バーナー



毎に異なっている。個々のバーナについてガス量の変化に対し、常に所定の空気比が保たれているか再検査が必要である。

なお、常に空気比を一定にして燃焼させるためには、送風機を設置して押込通風方式を採用すべきである。押込通風方式に適したバーナとして参考までにスロートミックスバーナを図3-5-8に示す。

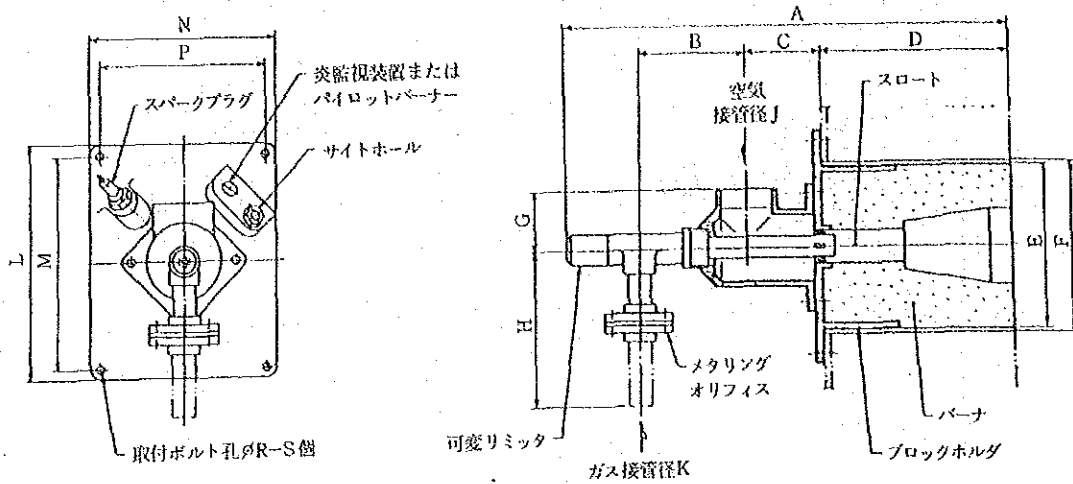


図3-5-8 スロートミックスバーナ

このバーナは、ガスと空気の混合がスロート部で行われ、付属の比率調節弁により、空気とガスが常に同圧に保たれるので、空気側バルブの操作だけで空気比を一定のまま燃焼量の調節ができる。空気比の調節は可変リミッタで行う。

(3) 炉内雰囲気測定結果によると、炉の背面側では、炉内圧+5 mm水柱、酸素濃度0%であった。全般に不完全燃焼気味で、ダンパー開度の調整が不十分である。

煙道のダンパー部及び台車下からの侵入空気を防止すると共に、所定の空気比を維持するため、ガス使用量とダンパー開度の関係を基準化するべきである。

(4) 一方、扉側は、炉内圧0～+0.4 mm水柱、酸素濃度5.2～5.8%と空気過剰気味である。

これは扉の密閉が不完全で空気が侵入しているためと考えられる。

炉体シール部に石棉板の貼付け等の対策が必要である。

## 5.4.2 炉体の断熱強化

### (1) 現状の炉体放散熱量

炉体外壁の表面温度の測定値を用いて炉体放散熱を計算する。この炉体放散熱は、790 °Cのほぼ均熱時間帯での放散熱量である。

炉体各部の表面積、表面温度測定結果を表3-5-6に示す。

外壁から大気への放散熱量は、下記の放射損失と自然対流による放熱の合計となる。

外壁からの大気への放射による放散熱量は

$$q_1 = 4.88 \phi \left[ \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

また、自然対流による放散熱量は

$$\text{天井} : q_2 = 2.8 \times 4 \sqrt{\Delta T} \cdot \Delta t \quad (\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

$$\text{側壁} : q_3 = 2.2 \times 4 \sqrt{\Delta T} \cdot \Delta t \quad (\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

ここで、 $\phi$  : 炉壁表面の放射率 : 0.75

$T_0$  : 外壁絶対温度 ( $t_0 + 273$  °C)

$T_1$  : 外気絶対温度 ( $t_1 + 273$  °C)

$\Delta T$  :  $t_0 - t_1$

$t_0$  : 炉壁外面温度

$t_1$  : 外気温度

しかしながら、No 2 炉の側壁についてはほぼ同一温度のNo 1 炉、No 3 炉の側壁と対面しているので、両側壁間の放射伝熱量は平衡状態（放射熱量がひとしい）にあるとして放射伝熱量は無視した。

上記の計算式で炉体各部の放散熱を計算すると、表3-5-6に示すように80,931 kcal/hの放散熱量となり、その中、両側壁および背面壁からの放散熱量が約79%と大きい。

表 3-5-6 炉体放散熱量 (均熱帯, 現状)

炉体の場所	外気温度 (°C)	外壁面平均 温度 (°C)	放熱面積 (m <sup>2</sup> )	放 散 熱 量 (kcal/m <sup>2</sup> h)
1.側 壁	5	135	11.832m × 2.098m × 2面 = 49.65	965.7
2.背 面 壁	2	122	4.14 m × 2.495 m = 10.33	1555.5
3.正 面 扉	10	102	1.97 m × 2.16 m = 4.26	1115.9
4.天 井	7	32	11.832m × 4.14m = 48.98	248.3

炉体放散熱量の合計

1. 965.7 kcal/m<sup>2</sup>h × 49.65 m<sup>2</sup> = 47,947 kcal/h  
 2. 1555.5 " × 10.33 " = 16,068 "  
 3. 1115.9 " × 4.26 " = 4,754 "  
 4. 248.3 " × 48.98 " = 12,162 "

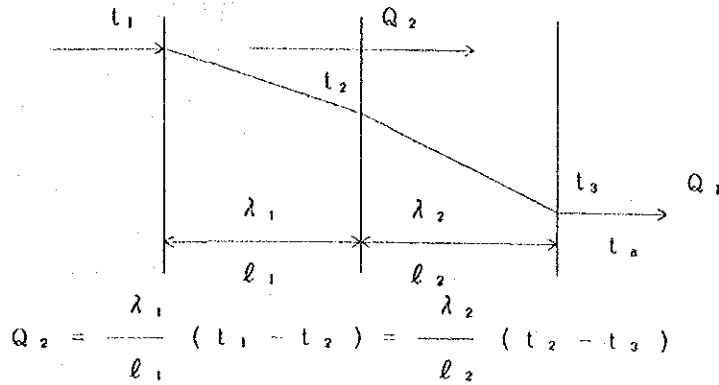
合 計 = 80,931 kcal/h

(2) 断熱強化とその効果

A) 伝熱計算

炉壁内面の伝熱は炎からの放射, 燃焼ガスの放射, 炉内固体面からの放射および炉内ガスの対流伝熱があるが, これらの伝達速度は炉壁内部, 炉壁外面の伝達速度に比較してはるかに大きいので, 炉壁内面温度は炉内雰囲気温度と等しいとする。

今, 下図のような2層からなる炉壁を考えた場合, 炉壁の単位面積を単位時間に通過する熱量 [kcal/ m<sup>2</sup> · h] は次式で示される。



$$= \frac{(t_1 - t_3)}{\left(\frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2}\right)} \quad [\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}]$$

ここで、

$Q_2$  : 炉壁内の貫流熱量 [kcal/  $\text{m}^2 \cdot \text{h}$ ]

$t_1$  : 炉壁内面の温度 [°C]

$t_2$  : 粘土質煉瓦と耐火断熱煉瓦の境界温度 [°C]

$t_3$  : 炉壁外面温度 [°C]

$t_a$  : 外気温度 [°C]

$\lambda_1$  : 粘土質煉瓦の熱伝導率 : 1.02 [kcal/  $\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$ ]

$\lambda_2$  : 耐火断熱煉瓦の熱伝導率 : 0.12 [kcal/  $\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$ ]

$l_1$  : 粘土質煉瓦の厚 : 348 [mm]

$l_2$  : 耐火断熱煉瓦の厚 : 116 [mm]

$Q_1$  : 炉壁外面よりの放射, 対流による放散熱量 [kcal/  $\text{m}^2 \cdot \text{h}$ ]

定常状態の場合は、炉壁内の貫流熱量と炉壁外面からの放散熱量は等しいので、 $Q_1 = Q_2$  となる。

断熱煉瓦施工後の放熱熱量を求めるには暗探法による。この方法は  $t_3$  の温度を適宜仮定して試算を行い、 $Q_1$ 、 $Q_2$  をそれぞれ計算でもとめ、 $Q_1 = Q_2$  となるような（最近似した）値をさがして決定する方法である。

## B) 改善案

炉体放散熱量の79%を占める両側面及び背面壁に断熱施工を行う。断熱材は、J I S R 2611で規定する耐火断熱煉瓦B-1級相当を使用し、現状の粘土質煉瓦の外側に長手積みで施工する。

C) 改善後の効果

改善案実施後の放散熱量

a. 両側壁からの放散熱量

$t_s = 90$  [°C] と仮定すると

$$\begin{aligned} Q_1 &= 2.2 \times \sqrt[4]{\Delta t} \cdot \Delta t \\ &= 2.2 \times (90-5)^{5/4} \\ &= 567.8 \quad [\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= \frac{(t_1 - t_s)}{\left(\frac{\ell_1}{\lambda_1} + \frac{\ell_2}{\lambda_2}\right)} \\ &= \frac{(797-90)}{\left(\frac{0.348}{1.02} + \frac{0.116}{0.12}\right)} \\ &= 528.4 \quad [\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}] \end{aligned}$$

よって  $Q_1 > Q_2$  となり、 $t_s$  は  $90$  [°C] より小さい値である。次に  $t_s$  を  $80$  [°C] と仮定すると

$$Q_1 = 485.6 \quad [\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}]$$

$$Q_2 = 535.9 \quad [\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}]$$

となり、 $Q_2 > Q_1$  であることから  $t_s$  は  $80$ °C と  $90$ °C の間の値である。

順次  $t_s$  を変えて  $Q_1 = Q_2$  となる値と  $t_s$  を求めると、 $t_s = 85.6$ °C に  
おいて

$$Q_1 = Q_2 = 531.3 \quad [\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}]$$

次に、粘土質煉瓦と耐火断熱煉瓦の境界温度 ( $t_2$ ) を求める。

$$\begin{aligned} Q_2 &= \frac{\lambda_1}{\ell_1} (t_1 - t_2) \\ t_2 &= t_1 - Q_2 \cdot \frac{\ell_1}{\lambda_1} \\ &= 797 - 531.48 \times \frac{0.348}{1.02} \\ &= 615.7 \quad [^\circ\text{C}] \end{aligned}$$

b. 背面壁からの放射熱量

同様に、暗探法により  $t_1$ ,  $Q_1 = Q_2$  の値を求める。

$t_1 = 58^\circ\text{C}$ において

$$Q_1 = Q_2 = 559.7 \text{ (kcal/m}^2 \cdot \text{h)}$$

次に、粘土質煉瓦と耐火断熱煉瓦の境界温度 ( $t_2$ ) を求めると、

$$t_2 = 606 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

既設炉に外部断熱を実施した場合、炉体外側の断熱が強化されることにより、熱容量の大きい炉体内側の煉瓦内部の温度が上昇する。このため境界温度を求め内側煉瓦が、この温度上昇に耐えうるか確認する必要がある。

境界温度は、壁面では  $615.7^\circ\text{C}$ 、背面壁で  $606^\circ\text{C}$  であり問題ない。

改善後の炉体放散熱量を表 3-5-7 に示す。

表 3-5-7 炉体放散熱量 (均熱帯, 改善後)

炉体の場所	外気温度 ( $^\circ\text{C}$ )	外壁面平均温度 ( $^\circ\text{C}$ )	放熱面積 ( $\text{m}^2$ )	放散熱量 (kcal/m h)
1.側壁	5	85.6	49.65	531.3
2.背面壁	2	58	10.33	559.7
3.正面扉	10	102	4.26	1115.9
4.天井	7	32	48.98	248.3

炉体放散熱量の合計

- 1.  $531.3 \text{ kcal/m h} \times 49.65 \text{ m}^2 = 26,379 \text{ kcal/h}$
- 2.  $559.7 \text{ " } \times 10.33 \text{ " } = 5,782 \text{ "}$
- 3.  $1115.9 \text{ " } \times 4.26 \text{ " } = 4,754 \text{ "}$
- 4.  $248.3 \text{ " } \times 48.98 \text{ " } = 12,162 \text{ "}$

合計 = 49,077 kcal/h

表 3-5-8 断熱強化による放散熱量の比較 (ロット No. 2-337 の例)

場所	ヒートパターン		外気温度 °C	放熱面積 m <sup>2</sup>	外壁平均温度 °C		放散熱量 10 <sup>3</sup> kcal		放散熱量の差 10 <sup>3</sup> kcal
	区分	時間			現 状	断熱強化後	現 状	断熱強化後	
側 壁	昇温帯	11	5	49.65	129	85.6	497.2	290.2	207.0
	均熱帯	3			135	85.6	143.8	79.1	64.7
	徐冷帯	9			120	85.6	370.2	237.4	132.8
背面壁	昇温帯	11	2	10.33	116	55	164.6	60.1	104.5
	均熱帯	3			122	58	48.2	17.3	30.9
	徐冷帯	9			108	51	121.8	43.9	77.9
正面壁	昇温帯	11	10	4.26	97		48.5		—
	均熱帯	3			102		14.3		—
	徐冷帯	9			90		35.5		—
天 井	昇温帯	11	7	48.98	31		127.3		—
	均熱帯	3			32		36.5		—
	徐冷帯	9			28		100.7		—
計							1,708.6	1,090.8	617.8
							263.1 × 10 <sup>3</sup> Kcal/t		95.1 × 10 <sup>3</sup> Kcal/t

今、熱勘定対象ロットNo. 2-337の全熱処理期間の改善効果について試算した結果を表3-5-8に示す。

試算にあたって、昇温時および徐冷時の炉壁表面温度は未測定のため、炉内温度に比例すると仮定した。

ロットNo. 2-337の場合、放散熱量の低減は、 $617.8 \times 10^3$  [kcal]、約36%である。装入鋼材1あたりでは $95.1 \times 10^3$  [kcal/t] 燃料換算で136.4 [Nm<sup>3</sup>/t]、従って年間では $409.2 \times 10^3$  [Nm<sup>3</sup>]の削減となる。

燃料換算の計算に於ける有効熱は現状炉に於けるもので計算した。

有効熱の計算は次の通り

(1) 燃料 1513kcal/Nm<sup>3</sup>

(2) 廃ガス顕熱 816kcal/Nm<sup>3</sup>

(炉出口：260℃)

$$\text{有効熱比率} = \frac{(1)-(2)}{(1)} = 0.461$$

#### 5.4.3 台車の軽量断熱化

台車は抽出時には外気により冷却され、重量物で構成されているので熱容量が大きく、再加熱に多大の熱量を必要とする。台車を軽量断熱化することにより再加熱の熱量の低減がはかれる。

(1) 現状の台車の蓄熱量 (H<sub>1</sub>)

台車煉瓦の蓄熱量、すなわち台車煉瓦を処理温度まで加熱するに要する熱量は、下記の式から算出できる。

$$H = v \cdot \rho \cdot c \cdot t$$

ここで

H：蓄熱量 (kcal)

v：台車煉瓦の容積 (m<sup>3</sup>)

ρ：台車煉瓦のかさ比重

c：台車煉瓦の比熱 (kcal/kg・℃)

t：台車煉瓦の均熱時と装入時の温度差 (℃)

$$H_1 = 10.529 \times 2.05 \times 0.228 \times (790 - 367) = 2081.7 \times 10^3 \text{ [kcal]}$$



現状の台車の蓄熱量は、 $2081.7 \times 10^3$  [kcal]，鋼材 t あたり  $320.6 \times 10^3$  [kcal/t] である。

(2) 改善策

台車煉瓦のうち、処理物や金物により荷重のかかる部分と荷重のかからない部分に区分し、荷重のかかる部分は従来の耐火煉瓦で、荷重のかからない部分は J I S R 2611 で規定する耐火断熱煉瓦 B - 1 級相当に変更する。

(3) 改善後の効果

A) 荷重のかかる部分の蓄熱量

長手方向において金物 1 個当り並型煉瓦 2 枚分とすると、この部分の煉瓦容量は

$$\begin{aligned} V_1 &= (0.232 \times 2) \times 1.610 \times 0.528 \times 12 \\ &= 4.733 \text{ [m}^3\text{]} \end{aligned}$$

この部分の蓄熱量  $H_{2a}$  は、

$$\begin{aligned} H_{2a} &= 4.733 \times 2.05 \times 0.228 \times (790 - 367) \\ &= 935.8 \times 10^3 \text{ [kcal]} \end{aligned}$$

B) 荷重のかからない部分の蓄熱量

台車煉瓦全容積を  $V$  とするとこの部分の煉瓦容積  $V_2$  は

$$\begin{aligned} V_2 &= (V - V_1) \\ &= (10.529 - 4.733) \\ &= 5.796 \text{ [m}^3\text{]} \end{aligned}$$

この部分の蓄熱量  $H_{2b}$  は

$$\begin{aligned} H_{2b} &= 5.796 \times 0.63 \times 0.23 \times (790 - 367) \\ &= 355.2 \text{ [kcal]} \end{aligned}$$

耐火断熱煉瓦のかさ比重を 0.63，平均比熱を 0.23 [kcal/kg°C] とする。

C) 改善後の台車蓄熱量

$$\begin{aligned} H_2 &= H_{2a} + H_{2b} \\ &= 935.8 \times 10^3 + 355.2 \times 10^3 \\ &= 1291 \times 10^3 \text{ [kcal]} \end{aligned}$$

改善後の台車の蓄熱量は  $1291 \times 10^3$  [kcal]，鋼材 t あたり 198.8 [kcal/t] である。

D) 蓄熱量減少による効果

ロットNo. 2-337 の場合、台車煉瓦の蓄熱量は、 $790.7 \times 10^3$  [kcal]、約38%低減する。鋼材1あたり  $121.8 \times 10^3$  [kcal/t]、燃料換算で174.6 [Nm<sup>3</sup>/t] 減少し、従って年間  $523.8 \times 10^3$  [Nm<sup>3</sup>] の削減が可能となる。燃料換算の計算に於ては有効熱比率=0.461として計算した。

## 5.5 所要投資額と期待効果

炉体断熱及び台車の軽量断熱化の施工用の耐火断熱および台車の軽量断熱化の施工用の耐火断熱煉瓦は脆弱であり、輸送中の破損を考慮して10%の余裕をみた重量で概算費用を計上した。

概算費用と期待効果を表3-5-9に示す。

表3-5-9 設備改善に要する概算費用と期待効果

改善項目	改善費用(概算)	改善による省エネルギー効果		
		現 状	改 善 後	差 引
炉体断熱の強化	280 万円	$\times 10^3$ kcal/t 263.1	$\times 10^3$ kcal/t 168.0	$\times 10^3$ kcal/t 95.1
台車の軽量断熱化	44 万円	$\times 10^3$ kcal/t 320.6	$\times 10^3$ kcal/t 198.8	$\times 10^3$ kcal/t 121.8
計	324 万円	—	—	$\times 10^3$ kcal/t 216.9

## 6. 鋼管工場直火式ローラハース型熱処理炉

### 6.1 設備概要

図3-6-1に本炉の概略図を示す。

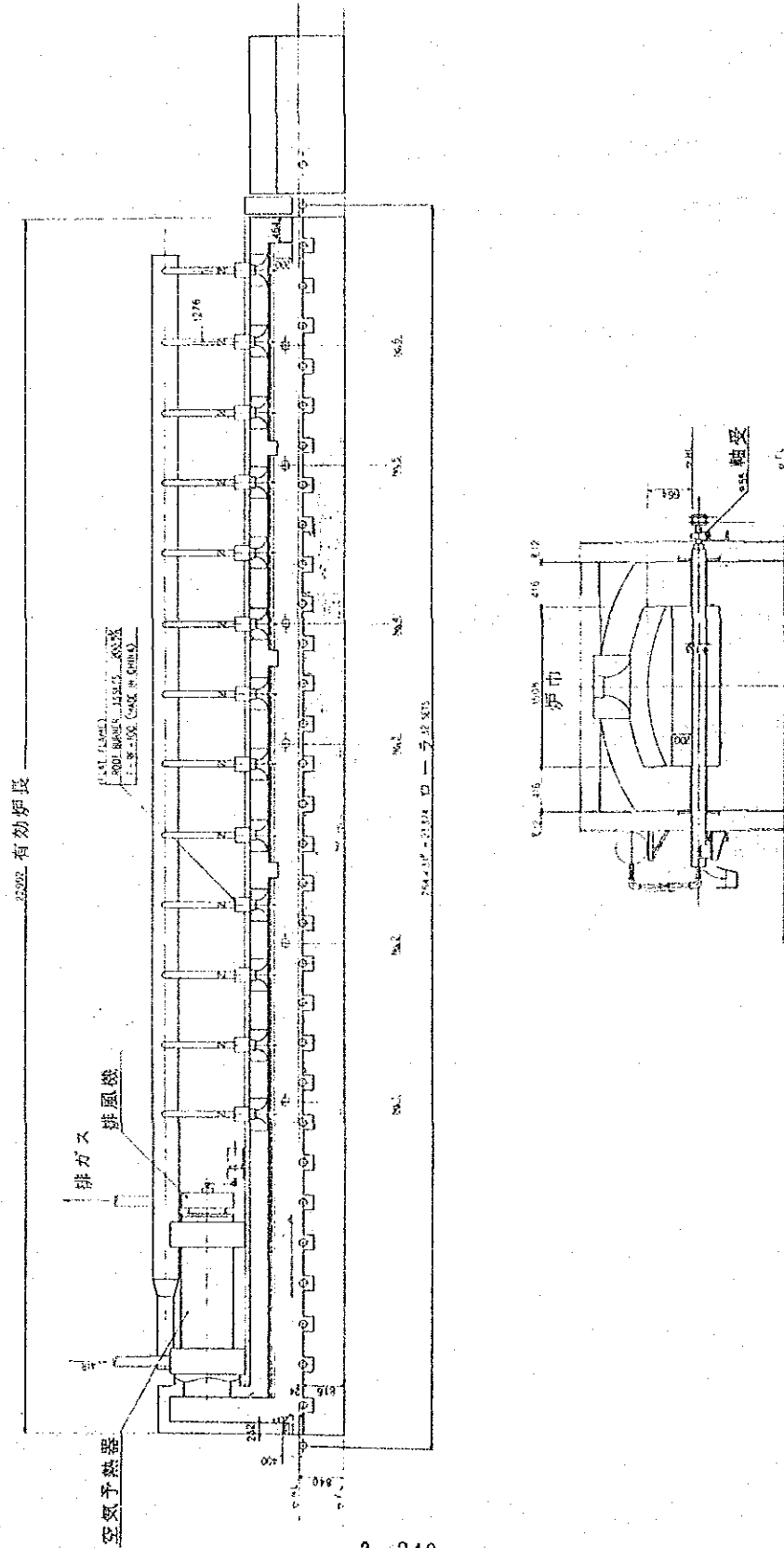


図3-6-1 現状の直火式ローラハース型熱処理炉

(1) 炉寸法

炉内長：22,296mm

炉内巾：1,508mm

炉内高：664mm

炉床高さ：FL+840mm

(2) バーナー：ルーフバーナー

型式：F-RF-100

燃焼量： $315 \times 10^3$  [kcal/h]

本数：13本

最大燃焼量： $4095 \times 10^3$  [kcal/h]

(3) 燃焼配管系統図を図3-6-2に示す。

(4) ハースロールの形状を図3-6-3に示す。

(5) 本炉の設置時期：1973年

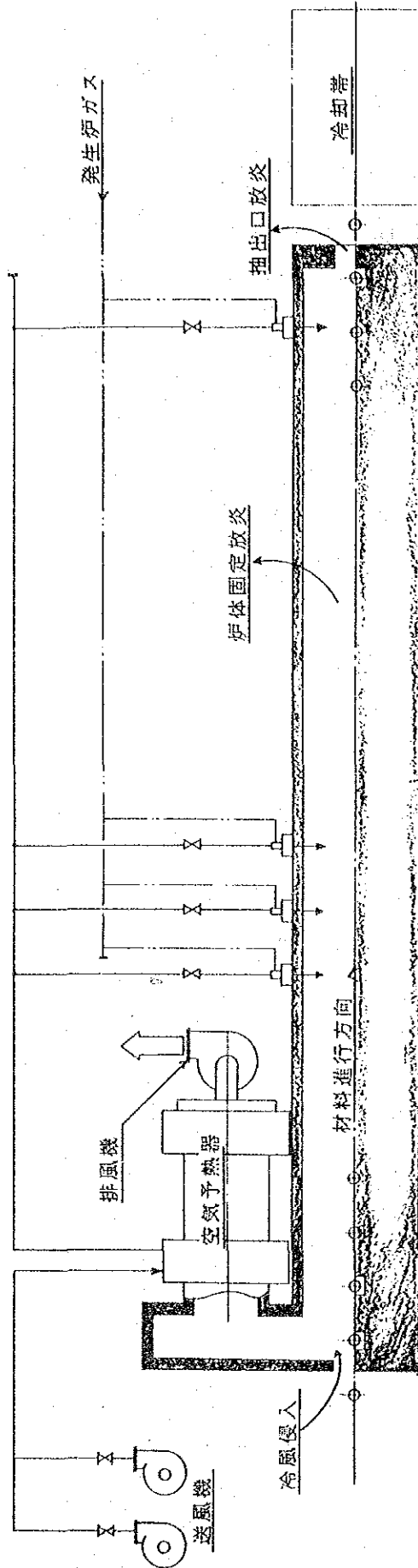


図 3 - 6 - 2 現状のローラーハース炉配管系統図

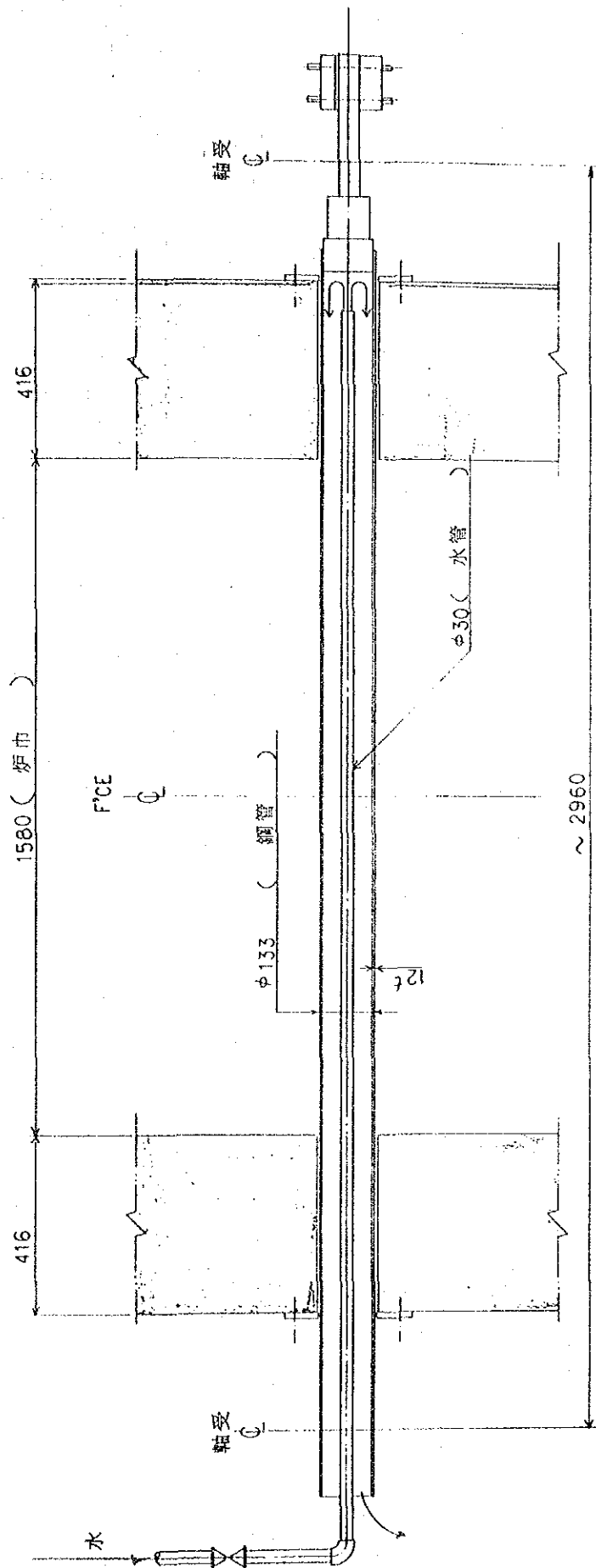


図 3 - 6 - 3 直接水冷ローラー

## 6.2 操業条件

- (1) 処理材料：炭素構造用鋼管，ステンレス鋼管
- (2) 寸法：OD：42～63mm  
t：1.5～9.0mm  
L：4～5m
- (3) 処理量：8000～9000 t/年
- (4) 加熱温度：800℃～1100℃
- (5) 燃料：発生炉ガス
- (6) 作業形態：連続
- (7) 作業時間：(18h/日～19h/日) × 25日/月 × 12月/年  
= 5400～5700 h/年
- (8) 平均処理量

$$\frac{8000 \sim 9000 \text{ t/年}}{5400 \sim 5700 \text{ h/年}} = 1,400 \sim 1,670 \text{ kg/h}$$

## 6.3 改善目標と診断項目

- (1) 生産水準 8,000～9,000 t/年
- (2) 現状原単位 ガス 1200～1300 N m<sup>3</sup>/t
- (3) 改善目標 < 800 N m<sup>3</sup>/t
- (4) 診断項目
  - A) 熱勘定
  - B) 冷却水損失
  - C) 燃焼改善

## 6.4 熱勘定

### 6.4.1 熱勘定の基準

- (1) 熱勘定は、装入鋼材1しあたりについて行った。
- (2) 燃料の発熱量は、燃料の組成から計算で求めた低発熱量を用いた。

(3) 熱勘定の基準温度は、室温とした。

#### 6.4.2 現地調査と測定結果

鋼管工場，直火式ローラーハース型熱処理炉の現地調査は1985年12月14日，15日の両日にわたり実施した。

熱勘定に必要な操業時の測定は14日の10時から，13時の間で実施し，その測定結果を基にして熱勘定を行った。又，一部補足データとして，12月16日の炉内ガス成分分析結果を用いた。

熱勘定に必要な測定値等をまとめたものを表3-6-1に示す。



表 3 - 6 - 1

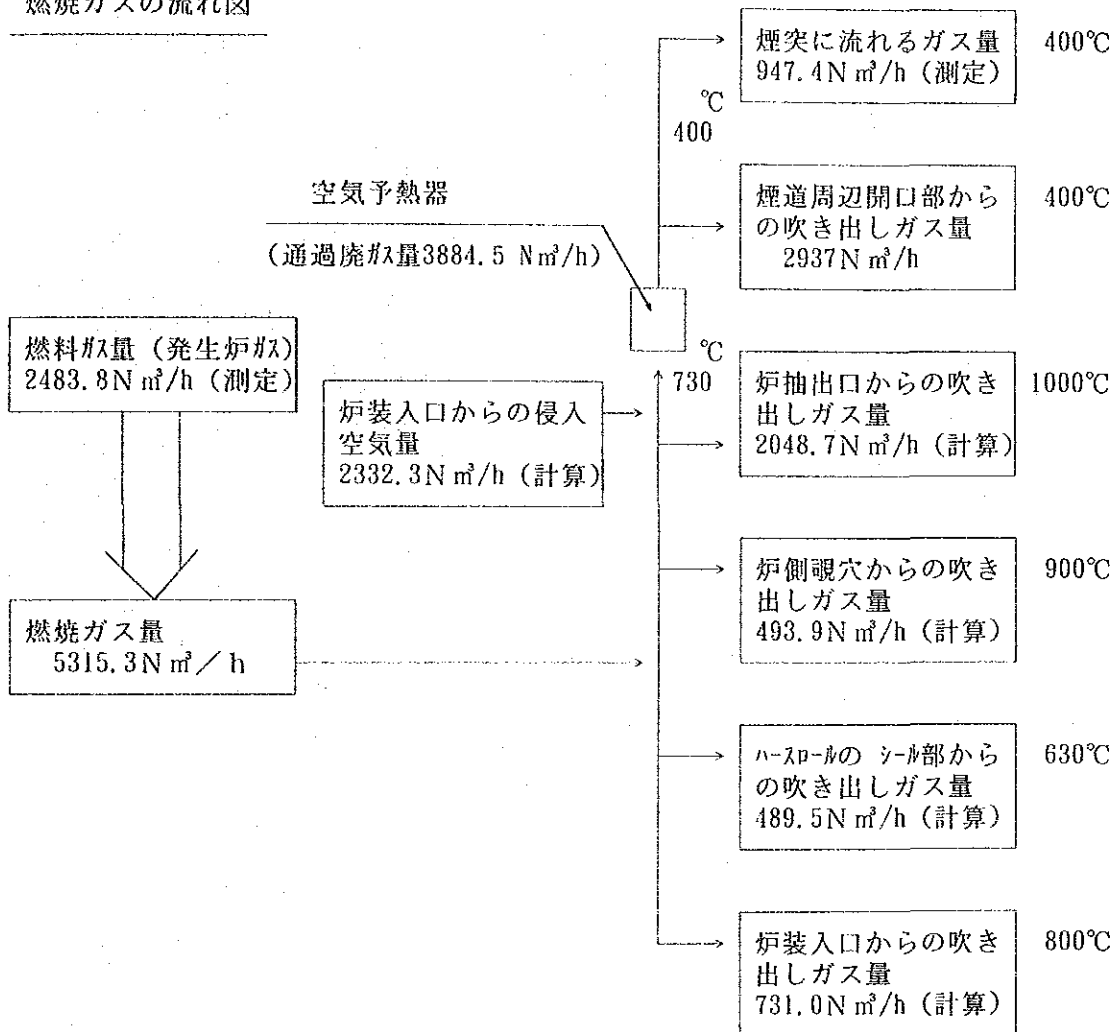
熱精算時の測定結果

1985年12月14日, 15日

測定項目	測定結果					
(1) 外気温度 室温	1℃ 5℃					
(2) 燃料の使用量	(2483.8 N m <sup>3</sup> /h) = 919.9 N m <sup>3</sup> /t					
(3) 燃料の種類および組成	発生炉ガス CO CO <sub>2</sub> H <sub>2</sub> N <sub>2</sub> CH <sub>4</sub> CmHn 27.3 3.5 14.2 51.6 2.7 0.6 [%]					
(4) 燃料の発熱量 H <sub>ℓ</sub>	1513kcal/N m <sup>3</sup> (計算)					
(5) 燃料の理論空気量 A <sub>o</sub>	1.35 N m <sup>3</sup> /N m <sup>3</sup> (計算)					
(6) 燃料の理論廃ガス量 G <sub>o</sub>	2.14 " (計算)					
(7) 燃料の温度	5℃					
(8) 空気流量, 空気比 m	(3,340.7 N m <sup>3</sup> /h) = 1237.4 N m <sup>3</sup> /t m = 1.0					
(9) 空気の温度	5℃ (熱交換器出口温度 281℃ バーナ入口 60℃)					
(10) 装入材料の材質	ステンレス鋼 (1 <sup>Cr</sup> , 18 <sup>Ni</sup> , 9 <sup>Ti</sup> )					
(11) 装入材料の重量	平均 2,700kg/h					
(12) 装入材料の温度	5℃					
(13) 炉内スケール発生量	微量のため省略する					
(14) 抽出材料の温度	平均 865℃					
(15) 抽出材料の温度 (壁温度) 予熱帯 加熱帯 均熱帯	平均 850℃ " 950℃ " 1050℃					
(16) 廃ガス温度 炉尻 (炉装入側) 熱交換器入口 熱交換器出口 炉抽出口吹き出しガス温度  ローラー部吹き出しガス温度	900℃ 730℃ 400℃ 1000℃  平均 630℃					
(17) 冷却水温度 給水/排水	21℃/28℃					
(18) 冷却水量	(128.0 TON/h) = 47.4 TON/t					
(19) 炉内ガス成分分析結果	煙道	炉内				
		予熱帯	加熱帯	均熱帯		
		CO <sub>2</sub>	10.8	16.6	17.4	17.0
		CO	0.4	0.6	1.2	1.4
O <sub>2</sub>	9.4	1.8	0.4	1.0		

(20) 装入口からの侵入空気量 (煙道内O <sub>2</sub> 量から計算)	(2,332.3 N m <sup>3</sup> /h) = 863.9 N m <sup>3</sup> /t
(21) 燃焼ガスの各部の流量	下記の流れ図参照。

燃焼ガスの流れ図



又、測定結果を、表3-6-2~表3-6-11に示す。

表3-6-2 熱処理材料寸法、処理量、加熱温度、測定結果

12月14日 時間	材質	熱処理	加熱 温度 ℃	外径 (mm)	肉厚 (mm)	重量(kg) kg/炉巾	本数/ 炉巾	搬送速度 (m/min)	在炉時間 (min)	処理量(瞬間) T/h
10° 02' 10° 18'	C35#	焼 準	920	49 (L=4.5~5")	5	400 (5.42kg/m)	15	22.7 ----- 16' =1.42	16	5.42kg/m × 15 × 1.42 × 60 × 0.7 =4.85T/h
10° 07' 10° 23'	"	"	920	49 (L= " )	5	380 ( " )	13	22.7 ----- 16' =1.42	16	5.42 × 13 × 1.42 × 60 × 0.7 =4.2T/h
10° 24' 10° 41'	SUS材	固溶化	980	56 (L=3.5~4")	2.8	300 (3.697")	21	22.7 ----- 17 =1.34	17	3.697 × 21 × 1.34 × 60 × 0.7 =4.37T/h
10° 31' 10° 49'	"	"	980	56 (L= " )	2.8	300 ( " )	21	22.7 ----- 18 =1.26	18	3.697 × 21 × 1.26 × 60 × 0.7 =4.11T/h
10° 38' 10° 58'	"	"	"	56 (L= " )	2.8	300 ( " )	21	22.7 ----- 20 =1.14	20	3.697 × 21 × 1.14 × 60 × 0.7 =3.72T/h
10° 44' 10° 05'	"	"	"	59 (L=5.5~6.3)	3.4	500 (4.69")	17	22.7 ----- 21 =1.08	21	4.69 × 17 × 1.08 × 60 × 0.7 = 3.62T/h
10° 51' 11° 12'	"	"	"	59 (L=6~6.6")	3.4	500 ( " )	16	22.7 ----- 21 =1.08	21	4.69 × 16 × 1.08 × 60 × 0.7 = 3.4T/h
13° 00' 13° 24'	"	"	"	76 (L=4.7~5.5")	4	400 (7.144")	10	22.7 ----- 24 =0.95	24	7.144 × 10 × 0.95 × 60 × 0.7 =2.85T/h

注) 炉長利用率は一率に70%で計算した。(平均6mを2.5m間隔で通したとして)

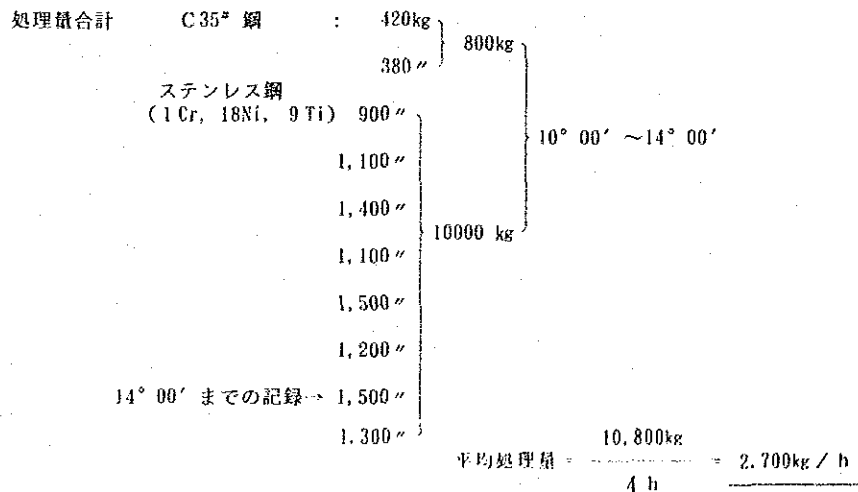


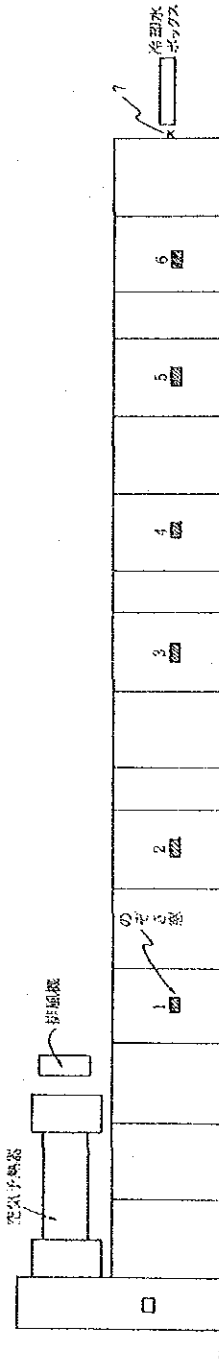
表 3 - 6 - 3 燃料ガス流量測定結果 (工場設備の積算流量計による)

時 間	積算目盛 $\text{m}^3/\text{h}$	消費量 $\text{m}^3/\text{h}$
10° 00'	46,728 × 3.2 係数	2,406.4
11° 00'	47,480 × 3.2	2,643.2
12° 00'	48,306 × 3.2	2,470.4
13° 00'	49,078 × 3.2	2,566.4
14° 00'	49,880 × 3.2	2,560
15° 00'	50,680 × 3.2	

平均消費量 :  $2,529.28 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\text{標準状態換算} : 2,529.28 \text{ m}^3/\text{h} \times \frac{273^\circ\text{C}}{273 + 5^\circ\text{C}} = 2,483.8 \text{ N m}^3/\text{h}$$

表 3 - 6 - 4 炉内材料测温结果



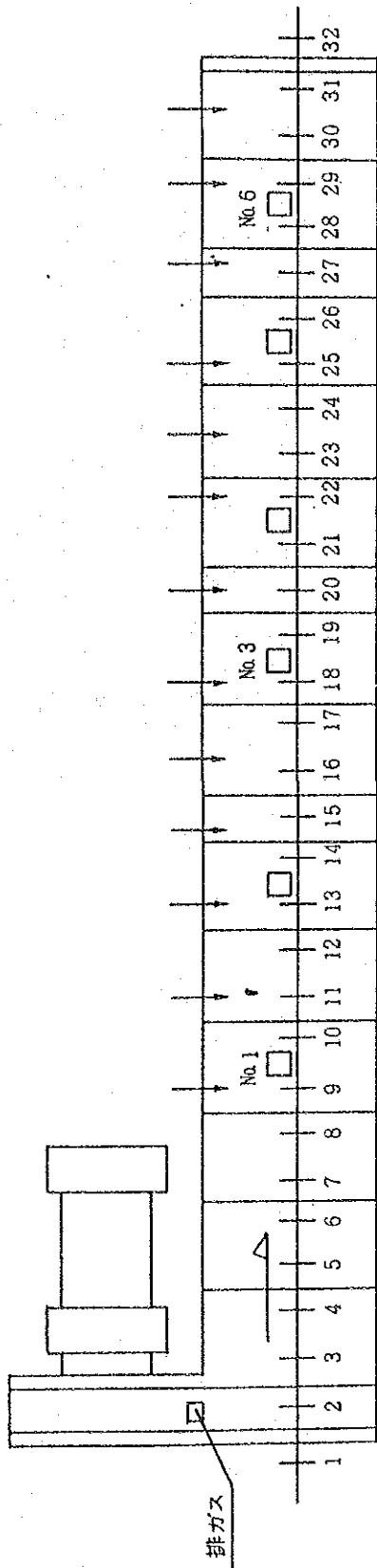
1 测定月日 12月14日

2 测定结果

测定時刻	項目	1	2	3	4	5	6	7	
9°50'	鋼管温度 °C	MAX 674	739	760	781	868	850	850	
		MIN —	734	752	755	826	838	831	
	ローラ温度 °C	MAX							
		MIN							
	炉内側壁温度 °C	850	855	845	896	930	871		
14°50'	鋼管温度	MAX							869, 873
		MIN							843, 841
									853, 868
									837, 835

3 测定計器 放射温度計 IR - 630 放射率補正 1 ~ 6 : 0.8  
7 : 1.0

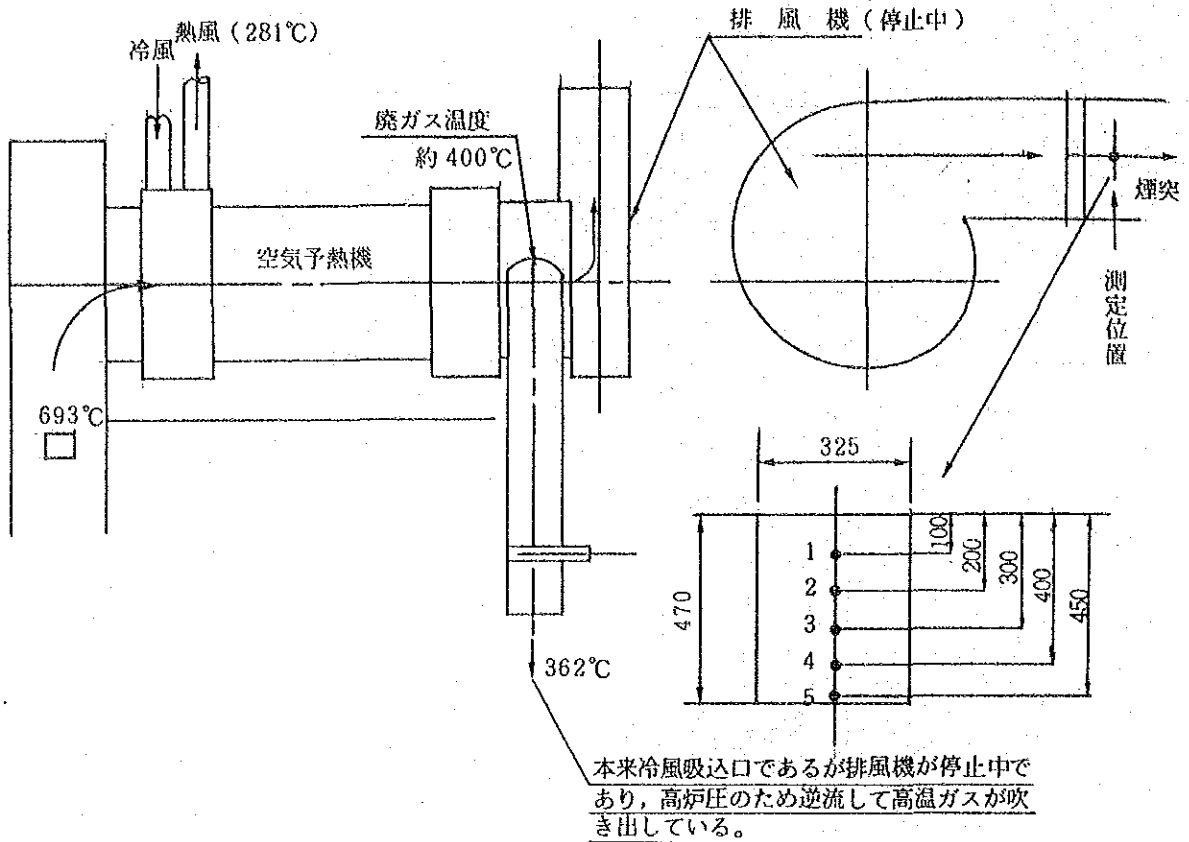
表 3-6-5 炉内雰囲気ガス分析結果



	CO <sub>2</sub>	CO	O <sub>2</sub>
排ガス出口	10.8	0.4	9.4
No. 1 覗孔	16.6	0.6	1.8
No. 3 "	17.4	1.2	0.4
No. 6 "	17.0	1.4	1.0

炉況 : ステンレス材熱処理中の炉内雰囲気

表 3-6-6 燃焼廃ガス温度、流量測定結果



	風 速	温 度
1	5.6 m/s	305 °C
2	2.2 "	254 "
3	3.0 "	223 "
4	3.6 "	198 "
5	2.0 "	194 "
平均	3.3 "	250 "

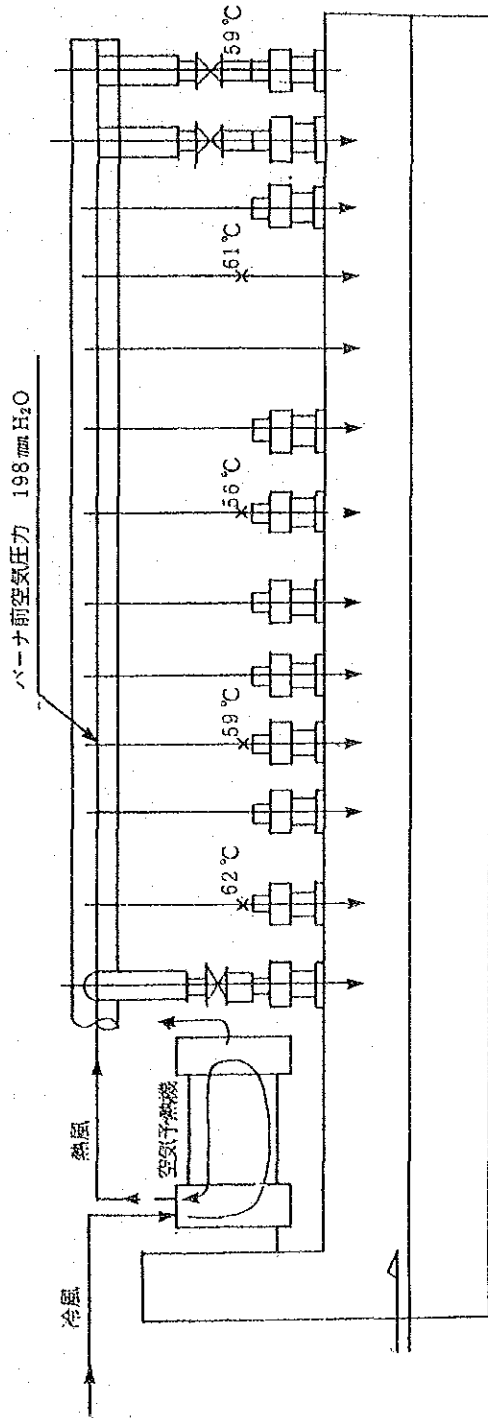
煙突から排出する廃ガス量

$$V = 0.325 \times 0.47 \times 3.3 \times 3,600 = 1,815 \text{ m}^3 / \text{h} \quad (250^\circ\text{C})$$

標準状態換算  $1,815 \text{ m}^3 / \text{h} \times \frac{273}{273 + 250} = 947.4 \text{ N m}^3 / \text{h}$

測定器 : 熱線風速計

表 3-6-7 燃烧空气, 温度, 流量, 测定结果



測定器具

熱線風速計による

1	5 m/秒	~ 6 m/秒
2	5 "	~ 4 "
3	5 "	~ 5.2 "
4	9.8 "	~ 8.5 "
5	11 "	~ 10 "

平均流速 6.0 m/秒

$$\text{風量} = 0.475^2 \times \frac{\pi}{4} \times 6.0 \times 3600 = 3,827 \text{ m}^3/\text{h} (20^\circ\text{C})$$

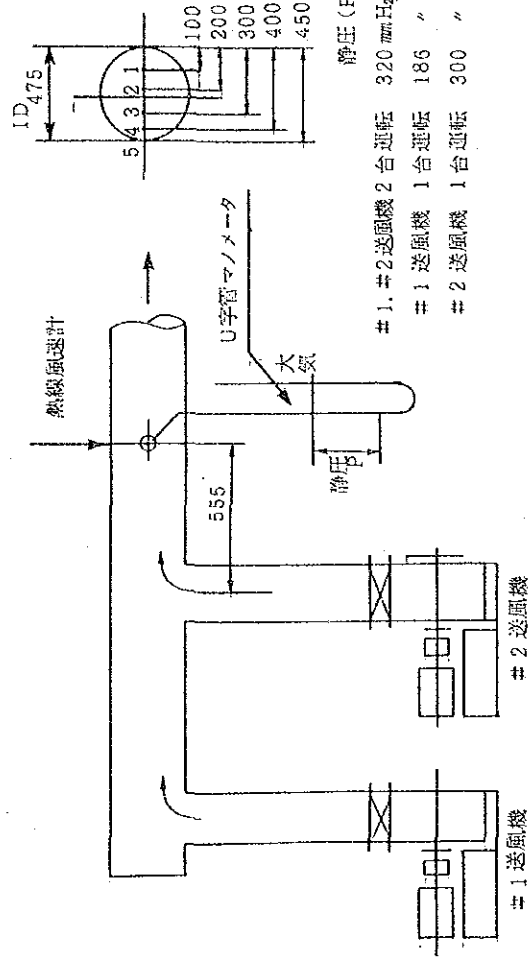
$$\text{標準状態換算} : 3,827 \text{ m}^3/\text{h} \times \frac{273}{273 + 20} = 3,566 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

燃料ガスから空気量を求めると

ガス量 : 2529.28 Nm<sup>3</sup>/h

$\alpha = 1.0$  であるから

$$\text{空気量} = 2529.28 \times 1.35 = 3401.88 \text{ Nm}^3/\text{h} \text{ となる。}$$

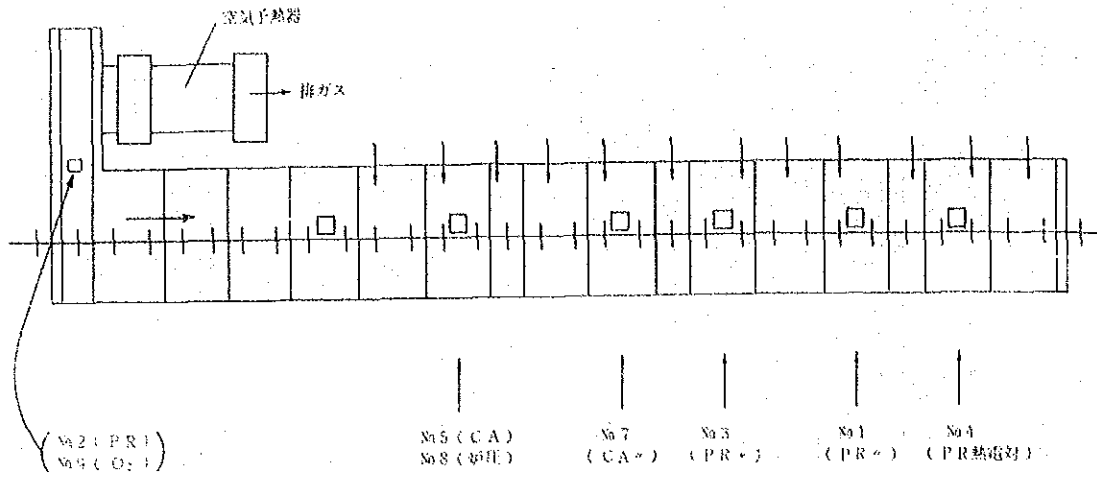


静圧 (P)

- # 1. #2 送風機 2 台運転 320 mm H<sub>2</sub>O
- # 1 送風機 1 台運転 186 "
- # 2 送風機 1 台運転 300 "



表 3 - 6 - 8 炉内温度, 炉圧, O<sub>2</sub>, 測定結果  
(12点記録計による)



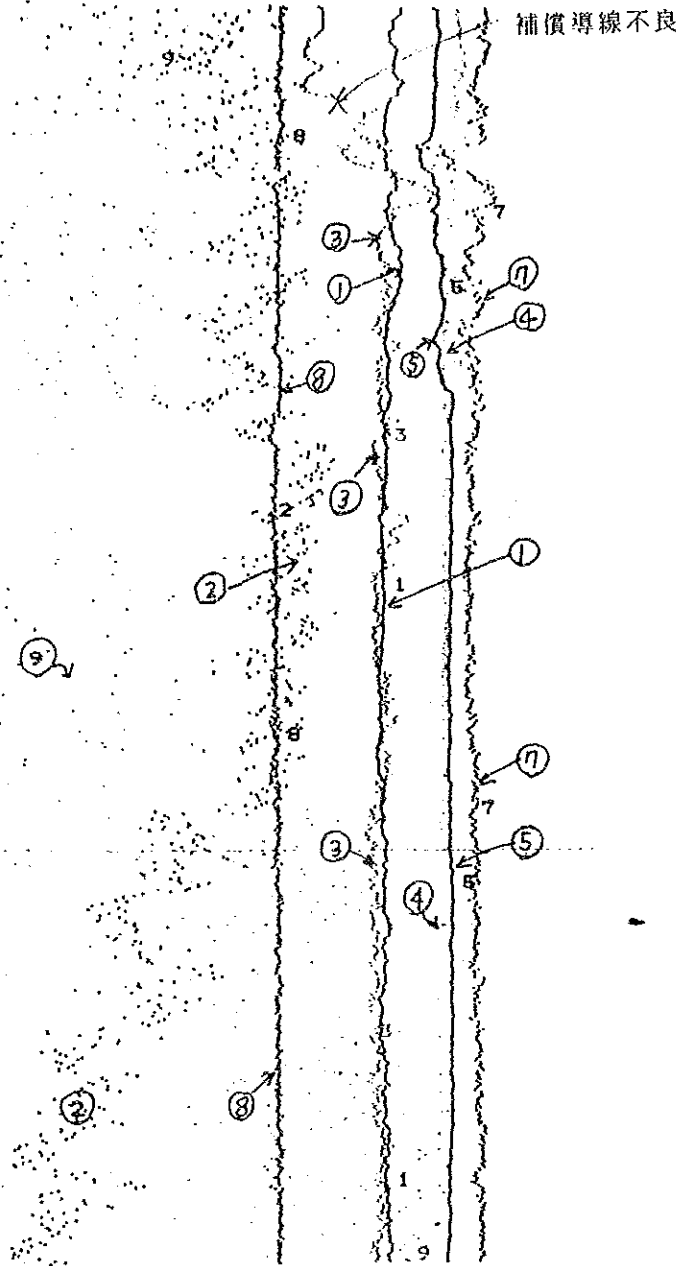
12月14日 時間	炉内温度 °C						炉圧 mmAq	O <sub>2</sub> %
	No. 2	No. 5	No. 7	No. 3	No. 1	No. 4	No. 8	No. 9
11° 10'	616	881	920	1030	953	1049	1.9	
12° 10'	790	894	922	968	960	1052	1.7	3.2
13° 10'	818	865	903	補償導線 焼損	983	1077	2.2	7.2
14° 10'	728	879	947		965	1073	2.5	6.5

表 3-6-9-1 12点記録計のチャート (1/2)

13:06 Dec. 14. 85

01	988.4°C	02	761.5°C	03	860.9°C	04	1068.7°C
05	871.7°C	06		07	957.7°C	08	2.2
09	7.0	10		11		12	

09	13.2
08	1.7
07	922.1°C
05	894.0°C
04	1051.7°C
03	968.0°C
02	790.1°C
01	960.4°C
100mm/h	
Dec. 14 12:10	



11:24 Dec. 14. 85

01	973.9°C	02	543.0°C	03	953.3°C	04	1044.9°C
05	893.5°C	06		07	931.1°C	08	2.0
09	13.7	10		11		12	

08	1.9
07	919.5°C
05	801.0°C
04	1048.7°C
03	1029.2°C
02	615.6°C
01	953.0°C
100mm/h	
Dec. 14 11:10	

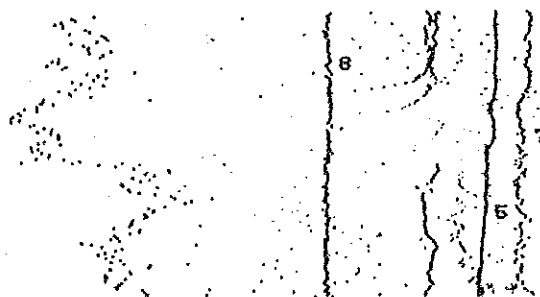
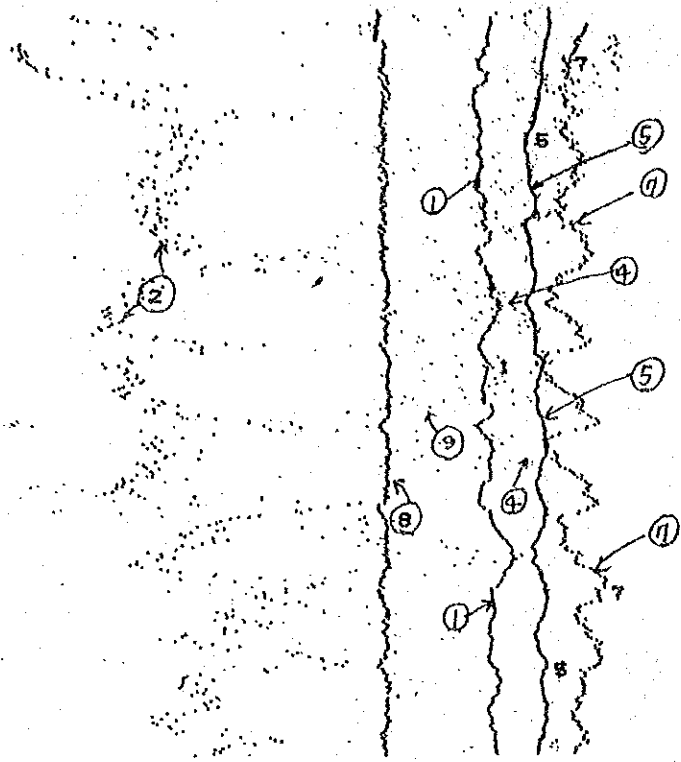


表 3-6-9-2 12点記録計のチャート(2/2)

6.8  
2.5  
07 946.5°C  
05 878.5°C  
04 1073.4°C  
02 728.2°C  
01 965.4°C  
100mm/h  
Dec. 14 14:10-



14:02 Dec. 14. 85  
01 980.2°C 02 618.6°C 03 922.0°C 04 1026.4°C  
05 872.9°C 06 10.6 07 11 08 2.4  
09 10 11 12

09 7.2  
08 2.2  
07 903.1°C  
05 865.0°C  
04 1076.7°C  
03 838.9°C  
02 817.9°C  
01 982.8°C  
100mm/h  
Dec. 14 13:10-

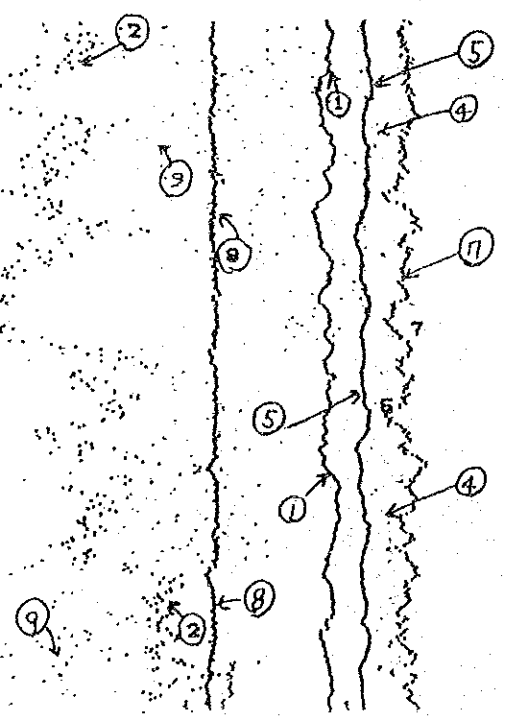


表 3-6-10 水冷ローラ冷却水量測定結果

	給水温度 ℃	排水温度 ℃	測定水量			
			11° 20'	12° 20'	13° 20'	14° 20'
給水本管 (φ159.0×9')	21	28	128.7T/h	127.0T/h	127.35T/h	127.63T/h
# 3ロール	21	25	$\frac{3600}{9} \times 0.01939 = 7.76 \text{ T/h}$		# 2~# 6ロール × 5本=38.8 T/h	
# 9ロール	21	40	$\frac{3600}{8} \times \text{''} = 8.73 \text{ ''}$		# 7~# 10ロール × 4本=34.92 ''	
# 13ロール	21	31	$\frac{3600}{10} \times \text{''} = 6.98 \text{ ''}$		# 11~# 14ロール × 4本=27.92 ''	
# 17ロール	21	28	$\frac{3600}{17} \times \text{''} = 4.11 \text{ ''}$		# 15~# 19ロール × 5本=20.55 ''	
# 21ロール	21	33	$\frac{3600}{10} \times \text{''} = 6.98 \text{ ''}$		# 20~# 22ロール × 3本=20.94 ''	
# 25ロール	21	24	$\frac{3600}{14} \times \text{''} = 5.99 \text{ ''}$		# 23~# 28ロール × 6本=29.94 ''	
# 29ロール	21	23	$\frac{3600}{11} \times \text{''} = 6.35 \text{ ''}$		# 29~# 32ロール × 4本=25.4 ''	
抽出端面壁冷却	21	54	5.0 T/h			

ローラ冷却水量と抽出端面壁冷却水量の合計 約 203.47T/h (31本)

ハースロールの冷却水量の計測は代表ロールのみであるから給水本管の計測流量と大差がある。従って本管流量を正とするのがよいと考える。ローラ1本の水量は平均で4T/hとする。

測定方法：

- (1) ロール冷却水量の測定は右記寸法のバケットに満水になる時間をストップウォッチで計測して行なった。
- (2) 給水本管の流量測定はポータブル型超音波流量計による  
型名：ポータブル型超音波流量計  
型番：FLB

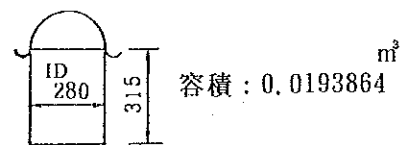


表 3 - 6 - 11 冷却水本管流量测定结果

TYPEWRITER USE  
? YES

OUTER DIAMETER  
159.0 MM

PIPE MATERIAL  
? STEEL

PIPE THICKNESS  
9.00 MM

INNER LINING  
? NO LING.

KIND OF FLUID  
? WATER

SENSOR MOUNTING  
? U

TYPE OF SENSOR  
? SMALL

DATA CHANGE  
? NO

MOUNTING SIZE  
119.22 MM U

MM-DD HH:MM  
12-14 11:16

PRT PERIOD  
10 MIN

PRT UNIT M3/H  
YES

PRT UNIT M3/M  
NO

PRT UNIT M3/S  
NO

PRT UNIT M/S  
NO

PRT UNIT INTEG  
YES

PRT UNIT AI1  
YES

PRT UNIT AI2  
YES

START TIME  
12-14 11:20

OPERATION TIME  
05 HOR

INTEG UNIT  
\*M3

INTEG START  
AUTO

START TIME  
12-11 11:25

OPERATION TIME  
05 HOR

11:20 +12.870E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

11:30 +12.853E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00  
-00000 \*M3 00  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

11:40 +12.853E IM3/H 00  
+00000 \*M3 00  
-00000 \*M3 00  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

11:50 +12.791E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

12:00 +12.903E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00  
+002.30% AI2 00H

12:10 +12.746E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00  
+002.30% AI2 00H

12:20 +12.781E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00  
+002.30% AI2 00H

12:30 +12.504E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

12:40 +12.808E IM3/H 00  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00

12:50 +12.740E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00  
-00000 \*M3 00  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00

13:00 +12.707E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

13:10 +12.763E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00  
+002.30% AI2 00H

13:20 +12.735E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00  
-00000 \*M3 00  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

13:30 +12.729E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00  
-00000 \*M3 00  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

13:40 +12.729E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00  
-00000 \*M3 00  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

13:50 +12.814E IM3/H 00  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00  
+002.30% AI2 00H

14:00 +12.718E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

14:10 +12.740E IM3/H 00  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00  
+002.30% AI2 00H

DAMPING SET  
10 SEC

14:20 +12.763E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00  
+002.30% AI2 00H

14:30 +12.870E IM3/H 00  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

14:35 +12.943E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00

14:40 +12.847E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00H  
+002.30% AI2 00H

14:50 +12.926E IM3/H 00H  
+00000 \*M3 00H  
-00000 \*M3 00H  
+000.00% AI1 00

### 6.4.3 熱勘定予備計算

#### 1) 燃料ガス発熱量の計算

##### A) 発生炉ガスの組成 [%]

(大連鋼廠提示のもの)

CO : 27.3%, CO<sub>2</sub> : 3.5%, H<sub>2</sub> : 14.2%, N<sub>2</sub> : 51.6%, CH<sub>4</sub> : 2.7%,  
C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> : 0.6%

##### B) 発生炉ガスの低(真)発熱量の計算 H<sub>ℓ</sub> [kcal/Nm<sup>3</sup>]

$$H_{\ell} = 3020 \times \text{CO} + 3050 \times \text{H}_2 + 9520 \times \text{CH}_4 + 16850 \times \text{C}_2\text{H}_6 - 480 \times (\text{H}_2 + 2 \times \text{CH}_4 + 3 \times \text{C}_2\text{H}_6) \text{ [kcal/Nm}^3\text{]} \\ = 3020 \times 0.273 + 3050 \times 0.142 + 9520 \times 0.027 + 16850 \times 0.006 - 480 \times (0.142 + 2 \times 0.027 + 3 \times 0.006) = 1513 \text{ [kcal/Nm}^3\text{]}$$

#### 2) 理論燃焼空気量の計算 A<sub>0</sub> [Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup>]

$$A_0 = \frac{1}{0.21} (0.5 \times \text{H} + 0.5 \times \text{CO} + 2 \times \text{CH}_4 + 3.5 \times \text{C}_2\text{H}_6) \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]} \\ = \frac{1}{0.21} (0.5 \times 0.142 + 0.5 \times 0.273 + 2 \times 0.027 + 3.5 \times 0.006) \\ = 1.35 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]}$$

#### 3) 理論湿り燃焼ガス量の計算 G<sub>0</sub> [Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup>]

$$G_0 = 1 + A_0 - 0.5(\text{H}_2 + \text{CO} - \text{C}_2\text{H}_6) = 1 + 1.35 - 0.5(0.142 + 0.273 - 0.006) = 2.14 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]}$$

#### 4) 空気比の計算

12月16日の大連鋼廠の炉内燃焼ガス分析結果は表3-6-5に示す如くである。

この分析結果から炉内各部の空気比 (m) と侵入空気量を求める。

$$\text{空気比 } m = \frac{21\text{N}_2}{21\text{N}_2 - 79(\text{O}_2 - 1/2\text{CO})}$$

##### a) 炉装入側排ガス出口の空気比, m<sub>1</sub>

$$m_1 = 1.77$$

##### b) 予熱帯の空気比, m<sub>2</sub>

$$m_2 = 1.08$$

##### c) 加熱帯の空気比, m<sub>3</sub>

$$m_3 = 0.99 \text{ (空気不足)}$$

d 均熱帯の空気比,  $m_1$

$$m_1 = 1.01$$

以上の計算結果から予熱帯, 加熱帯, 均熱帯の炉内空気比は  $m = 1.00$  として熱勘定を行う。

5) 炉の装入口からの侵入空気量の計算  $V_a$

装入テーブルから炉の装入口へ吹き込んでいる高圧空気により多量の空気が炉の装入端に侵入している。

予熱帯の  $O_2$  分析結果と炉装入端上部排ガス出口での  $O_2$  分析結果から算出した空気比の差で侵入空気量を求める。

$$U_a = A_0 (m_1 - m_2) \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{ (燃料)]}$$
$$= 1.35 \times 0.698 = 0.94 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{ (燃料)]}$$

従って実際の侵入空気量は

$$V_a = U_a \times \text{燃料量 [Nm}^3\text{/h]}$$
$$= 0.94 \times 2483.8$$
$$= 2332.3 \text{ [Nm}^3\text{/h]}$$

鋼材 1 t 当りでは  $863.8 \text{ Nm}^3\text{/t}$  となる。

6) 空気予熱器出口の空気顕熱の計算

空気予熱器出口の空気温度は, 測定値で,  $281^\circ\text{C}$  である。

空気予熱器を通過する燃焼空気量:  $A \text{ [Nm}^3\text{/h]}$  は, 実測の燃料ガス量から求める。

$$A = 2483.8 \text{ [Nm}^3\text{/h]} \times 1.35 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{ (燃料)]} \times 1.0$$
$$= 3340.7 \text{ [Nm}^3\text{/h]}$$

鋼材 1 t 当りでは,  $1237.3 \text{ [Nm}^3\text{/t]}$

従って空気予熱器出口の空気の顕熱は

$$q_a = 3340.7 \text{ [Nm}^3\text{/h]} \times 0.316 \text{ [kcal/Nm}^3\text{C]} \times 276 \text{ [C]}$$
$$= 291.4 \times 10^3 \text{ [kcal/h]}$$

鋼材 1 t 当りでは,  $107.9 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$

#### 6.4.4 入熱の計算

(1) 燃料燃焼熱

鋼材 1 t 当りの燃料使用量は実測値から

$$2,483.8 \text{ [Nm}^3/\text{h]} \times \frac{1}{2.7 \text{ t/h}} = 919.9 \text{ [Nm}^3/\text{t]}$$

$$\text{入熱量} = 919.9 \text{ [Nm}^3/\text{t]} \times 1513 \text{ [kcal/Nm}^3] \approx 1392.0 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

(2) 燃料ガスの顕熱

燃料ガスは常温（室温）で炉に供給するので入熱量には含めない。

(3) 空気の顕熱

空気は、煙道に設置した空気予熱器で予熱されているので、炉全体の熱勘定では循環熱となり入熱量には含めない。

(4) 装入鋼材の含熱量

常温装入のため、装入鋼材の含熱量は 0 とする。

(5) スケール生成熱

スケールの生成量が微量のために、スケール生成熱は省略する。

## 6.4.5 出熱の計算

(1) 抽出材料の含熱量  $q_1$  [kcal/t]

（材質 28%Ni 鋼と 18Cr-8Ni 鋼の平均値を用いる）

抽出材料重量: 1000 [kg/t]

装入温度: 5 °C

抽出温度: 865 °C

焼き減り量: 微量のため省略する。

材料の含熱量

$$5 \text{ °C} : 0.6 \text{ [kcal/kg]}$$

$$865 \text{ °C} : 117.6 \text{ [kcal/kg]}$$

抽出材料の含熱量 ( $q_1$ )

$$\begin{aligned} q_1 &= 1000 \text{ kg/t} \times (117.6 - 0.6) \text{ kcal/kg} \\ &= 117.0 \times 10^3 \text{ [kcal/t]} \end{aligned}$$

(2) 燃焼廃ガス量

$$\text{燃焼廃ガス量 } G_1 = G_0 + A_0 \cdot (m - 1)$$

$m = 1.0$  であるから



$$G_1 = 2.14 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]}$$

燃料消費量は測定値から：2483.8 Nm<sup>3</sup>/hである、従って実際の燃焼ガス量は

$$\begin{aligned} G_1 &= 2483.8 \text{ Nm}^3\text{/h} \times 2.14 \text{ Nm}^3\text{/Nm}^3 \\ &= 5315.3 \text{ Nm}^3\text{/h} \end{aligned}$$

鋼材 1 t 当りでは、1968.6 [Nm<sup>3</sup>/t]

(3) 炉抽出口からの吹き出しガス量：G<sub>2</sub>

$$G_2 = A_2 \cdot K_2 \cdot 13990 \sqrt{\frac{273}{273+t}} \times \sqrt{\Delta P} \text{ [Nm}^3\text{/h]}$$

$$A_2 = \text{開口部面積} = 0.265 \text{ m} \times 1.508 \text{ m} = 0.4 \text{ m}^2$$

$$K_2 = \text{抽出口の形状による係数} = 0.5$$

$$t = \text{吹出しガス温度} = 1000^\circ\text{C}$$

$$\Delta P : \text{開口部の炉内圧力} = 2.5 \text{ mm水柱}$$

従って

$$\begin{aligned} G_2 &= 0.4 \times 0.5 \times 13,990 \sqrt{\frac{273}{273+1000}} \times \sqrt{2.5} \\ &= 2048.7 \text{ [Nm}^3\text{/h]} \end{aligned}$$

鋼材 1 t 当りでは、758.8 [Nm<sup>3</sup>/t]

(4) 炉壁覗穴開口部からの吹き出しガス量：G<sub>3</sub>

$$G_3 = A_3 \times K_3 \times 13,990 \sqrt{\frac{273}{273+t}} \times \sqrt{\Delta P}$$

$$A_3 : 0.15 \times 0.115 \times 6 \text{ヶ所} = 0.1035 \text{ m}^2$$

$$K_3 : 0.5$$

$$t : 900^\circ\text{C}$$

$$\Delta P : 2.0 \text{ mm水柱}$$

$$\begin{aligned} G_3 &= 0.1035 \times 0.5 \times 13,990 \times \sqrt{\frac{273}{273+900}} \times \sqrt{2.0} \\ &= 493.9 \text{ [Nm}^3\text{/h]} \end{aligned}$$

鋼材 1 t 当りでは、182.9 [Nm<sup>3</sup>/t]

(5) ハースローラー炉体貫通部からの吹き出しガス量：G<sub>4</sub>

$$G_4 = A_4 \times K_4 \times 13990 \sqrt{\frac{273}{273+t}} \times \sqrt{\Delta P}$$

$$A_4 : 0.0015 \text{ m}^2 \times 60 \text{ヶ所} = 0.09 \text{ 水柱}$$

$$K_4 : 0.5$$

$$t : 630 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta P : 2.0 \text{ mm水柱}$$

$$G_4 = 0.09 \times 0.5 \times 13,990 \sqrt{\frac{273}{273+630}} \times \sqrt{2.0}$$

$$= 489.5 \text{ (Nm}^3\text{/h)}$$

鋼材 1 t 当りでは, 181.3 (Nm<sup>3</sup>/t)

(6) 炉装入口からの吹き出しガス量: G<sub>5</sub>

炉の装入口からは侵入空気と反対に吹き出しガスがある。開口面積の約半分の面積から吹き出しがあるとする。

$$G_5 = A_5 \times K_5 \times 13,990 \sqrt{\frac{273}{273+t}} \times \sqrt{\Delta P}$$

$$A_5 : 0.37 \times 1.508 \times 0.5 = 0.27898 \text{ m}^2$$

$$K_5 : 0.5$$

$$t : 700 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta P : 0.5 \text{ mm水柱}$$

$$G_5 = 0.279 \times 0.5 \times 13,990 \sqrt{\frac{273}{273+700}} \times \sqrt{0.5}$$

$$= 731.0 \text{ (Nm}^3\text{/h)}$$

鋼材 1 t 当りでは, 270.7 (Nm<sup>3</sup>/t)

(7) その他煙道各部開口部からの吹き出し廃ガス量: G<sub>6</sub>

排風機が故障で運転されていないので, 炉内圧が高く, 煙突ドラフト不足で, 煙道周辺からも多量の廃ガスが吹き出している。これらの量は個々に計算不可能であるから前項までに計算した各部からの吹き出しガス量の合計と煙突に排出している測定ガス量の和を, 燃焼ガス量と侵入空気量との和から差引いた値とする。

$$G_6 = (5315.3 + 2332.3) - (947.4 + 2048.7 + 493.9 + 489.5 + 731.0)$$

$$(\text{N m}^3/\text{h}) = 2937.1 (\text{N m}^3/\text{h})$$

鋼材 1 t 当りでは, 1087.8  $(\text{N m}^3/\text{t})$ .

(8) 廃ガスの顕熱

燃焼ガスは炉体廻り各部の開口部からの吹き出しガスと, 炉装入側煙道から空気予熱器を通り煙突から排出するガスとに分けられる。

各部の廃ガス量とガス温度は前項までの計算で示した。

空気予熱器を通る廃ガス量  $G$   $(\text{N m}^3/\text{t})$  は燃焼廃ガス量 + 装入口からの侵入空気量 - 炉体各部からの吹き出しガス量, である。

$$G = (1968.6 + 863.8) (\text{N m}^3/\text{t}) - (758.8 + 182.9 + 181.3 + 270.7) (\text{N m}^3/\text{t}) = 1438.7 (\text{N m}^3/\text{t})$$

廃ガスの顕熱:  $q_s =$  鋼材 1 t 当りの廃ガス量  $(\text{N m}^3/\text{t}) \times$  廃ガスの平均比熱  $(\text{kcal}/\text{N m}^3\text{C}) \times$  (廃ガス温度  $(\text{C}) -$  外気温度  $(\text{C})$ ) であるから,

a 空気予熱器入口の廃ガス顕熱:  $q_{s1}$  は

$$q_{s1} = 1438.7 (\text{N m}^3/\text{t}) \times 0.364 (\text{kcal}/\text{N m}^3\text{C}) \times 725 (\text{C}) = 379.7 \times 10^3 (\text{kcal}/\text{t})$$

b 空気予熱器出口の廃ガス顕熱:  $q_{s2}$  は

$$q_{s2} = 1438.7 (\text{N m}^3/\text{t}) \times 0.347 (\text{kcal}/\text{N m}^3\text{C}) \times 395 (\text{C}) = 197.2 \times 10^3 (\text{kcal}/\text{t})$$

c 炉抽出口から吹き出すガスの顕熱:  $q_{s3}$

$$q_{s3} = 758.8 (\text{N m}^3/\text{t}) \times 0.376 (\text{kcal}/\text{N m}^3\text{C}) \times 995 (\text{C}) = 283.9 \times 10^3 (\text{kcal}/\text{t})$$

d 炉壁視穴から吹き出すガスの顕熱:  $q_{s4}$

$$q_{s4} = 182.9 (\text{N m}^3/\text{t}) \times 0.374 (\text{kcal}/\text{N m}^3\text{C}) \times 895 (\text{C}) = 61.2 \times 10^3 (\text{kcal}/\text{t})$$

e ハースローラーから吹き出すガスの顕熱:  $q_{s5}$

$$q_{s5} = 181.3 (\text{N m}^3/\text{t}) \times 0.360 (\text{kcal}/\text{N m}^3\text{C}) \times 625 (\text{C}) = 40.8 \times 10^3 (\text{kcal}/\text{t})$$

f 炉装入口から吹き出すガスの顕熱:  $q_{s6}$

$$q_{s6} = 270.7 (\text{N m}^3/\text{t}) \times 0.367 (\text{kcal}/\text{N m}^3\text{C}) \times 795 (\text{C}) = 79.1 \times 10^3 (\text{kcal}/\text{t})$$

g 炉体廻り開口部から吹き出す廃ガスの顕熱の合計は

$$\begin{aligned}q_R &= q_{R3} + q_{R4} + q_{R5} + q_{R6} \text{ [kcal/t]} \\ &= 283.9 + 61.2 + 40.8 + 79.1 \text{ [kcal/t]} \\ &= 465.0 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}\end{aligned}$$

h ハースローラーの冷却水損失

冷却水入口温度：21〔℃〕

冷却水排水温度：28〔℃〕

冷却水量（ローラー1本の平均値）：4〔m<sup>3</sup>/h〕

ローラーの本数：32本

$$\begin{aligned}q_3 &= 4 \text{ [m}^3\text{/h]} \times 32 \text{ [本]} \times (28 - 21) \text{ [}^\circ\text{C]} \times 1000 \text{ [kcal/m}^3\text{]} \\ &= 896.0 \times 10^3 \text{ [kcal/h]}\end{aligned}$$

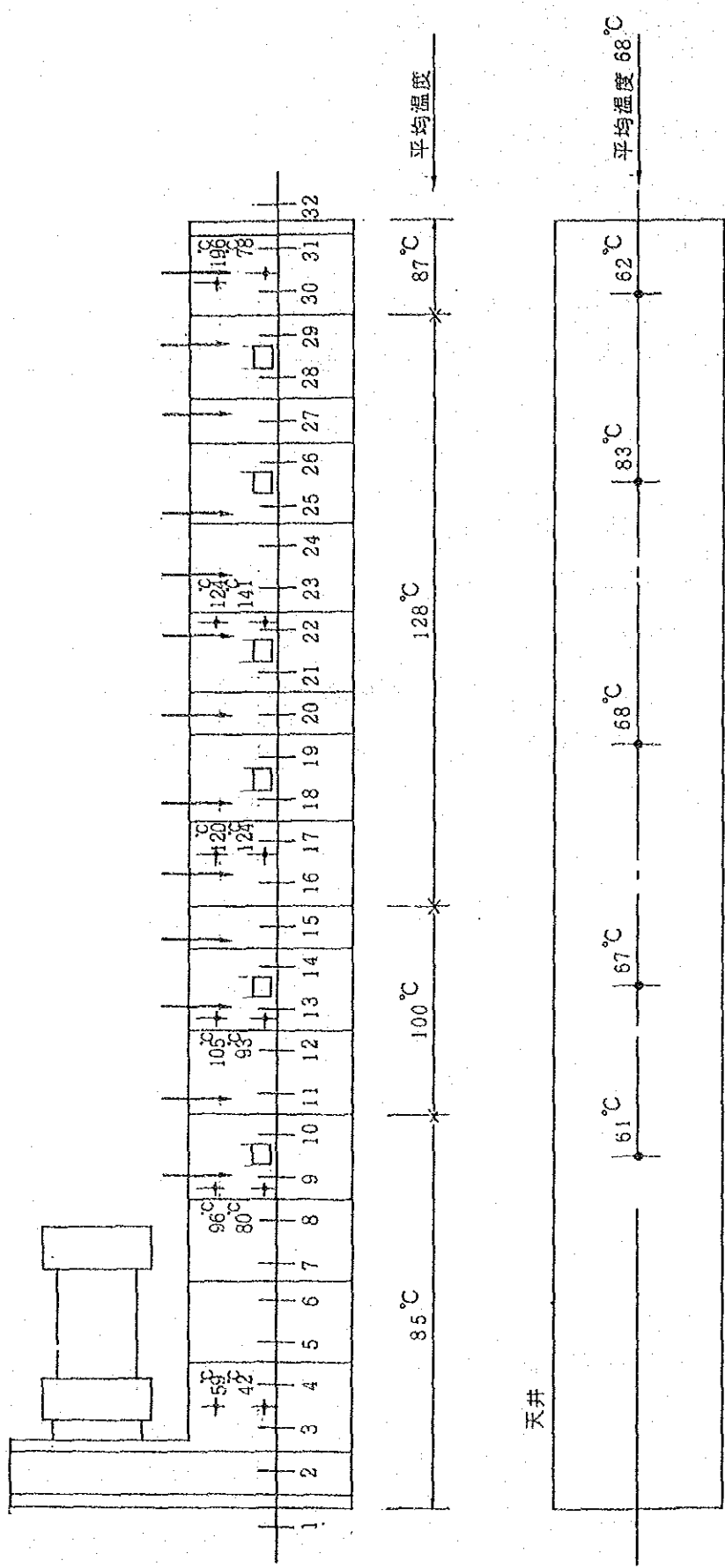
鋼材1t当りでは、 $331.9 \times 10^3$ 〔kcal/t〕

(i) 炉体放散熱

炉体外板の表面温度の測定値で炉体放散熱を計算する。

炉体各部の表面積、表面温度・測定結果を表3-6-12に示す。

表 3 - 6 - 12 炉体外壁温度测定结果



外壁から大気への放熱量は下記の放射損失と自然対流による放熱量の合計となる。

外壁から大気への放射による放散熱量は

$$q_r = 4.88 \phi \left[ \left( \frac{T_o}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_a}{100} \right)^4 \right] \text{ (kcal/h m}^2\text{)}$$

又自然対流による放散熱量は

$$\text{天井: } q_c = 2.8 \times \sqrt{\Delta t} \times \Delta t \text{ (kcal/h m}^2\text{)}$$

$$\text{側壁: } q'_c = 2.2 \times \sqrt{\Delta t} \times \Delta t \text{ (kcal/h m}^2\text{)}$$

ここに  $\phi$  : 炉体表面の放射率 : 0.8

$T_o$  : 外壁温度 ( $t_o + 273^\circ\text{C}$ )

$T_a$  : 室温 ( $t_a + 273^\circ\text{C}$ )

$\Delta T$  :  $t_o - t_a$  °C

$t_a$  : 室温 =  $5^\circ\text{C}$

以上の計算式で炉体各部放散熱を計算した結果を表 3-6-13 に示す。

表3-6-13 炉体放散熱量

室温 5℃

炉体の場所	外壁温度測定値平均 (°C)	放熱面積 (m <sup>2</sup> )	放熱量 (kcal/m <sup>2</sup> h)
1 予熱帯側壁	85	$1.5 \times 7 \times 2 = 21$	935
2 加熱帯側壁	100	$1.5 \times 3.7 \times 2 = 11.1$	1176
3 均熱帯側壁	128	$1.5 \times 10.5 \times 2 = 31.5$	1679
4 抽出端側壁	87	$1.5 \times 1.5 \times 2 = 4.5$	964
5 装入端壁	65	$1.5 \times 4.0 = 6$	644
6 抽出端壁	110	$1.5 \times 4.0 = 6$	1311
天井全体	68	$4.0 \times 22.7 = 90.8$	792

## 炉体壁放散熱量の合計

$$1. \quad 21 \text{ m}^2 \times 935 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} = 19,635 \text{ kcal/h}$$

$$2. \quad 11.1 \text{ m}^2 \times 1,176 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} = 13,054 \text{ kcal/h}$$

$$3. \quad 31.5 \text{ m}^2 \times 1,679 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} = 52,889 \text{ kcal/h}$$

$$4. \quad 4.5 \text{ m}^2 \times 964 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} = 4,338 \text{ kcal/h}$$

$$5. \quad 6 \text{ m}^2 \times 644 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} = 3,864 \text{ kcal/h}$$

$$6. \quad 6 \text{ m}^2 \times 1,311 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} = 7,866 \text{ kcal/h}$$

$$7. \quad 90.8 \text{ m}^2 \times 792 \text{ kcal/m}^2 \text{ h} = 71,914 \text{ kcal/h}$$

$$\text{合計} \quad 173,560 \text{ kcal/h}$$

(鋼材 1 t 当りでは  $64.3 \times 10^3 \text{ kcal/t}$ )





表 3 - 6 - 14 熱 勘 定 表 (炉本体の熱勘定)

入 熱			出 熱		
項 目	(10 <sup>3</sup> kcal/t)	(%)	項 目	(10 <sup>3</sup> kcal/t)	(%)
(1)燃料の燃焼熱	1392.0	100.0	(7)抽出材の含熱量	117.0	8.41
(2)空気の顕熱	0	0	(8)スケールの顕熱	0	
(3)燃料の顕熱	0	0	(9)廃ガスの顕熱	197.2	14.17
(4)装入材の含熱量	0	0	(10)炉廻り吹き出し ガスの顕熱	465.0	33.41
(5)スケール生成熱	0	0	(11)冷却水損失熱	331.9	23.84
(6)予熱器で回収し た熱	(107.9)	(7.75)	(12)炉体放熱などそ の他の損失熱	280.9	20.17
			(13)予熱器で回収し た熱	(107.9)	(7.75)
計	1392.0	100.0		1392.0	100.0

表 3 - 6 - 15 空気予熱器熱勘定表

入 熱			出 熱		
項 目	(10 <sup>3</sup> kcal/t)	(%)	項 目	(10 <sup>3</sup> kcal/t)	(%)
(1)入口空気顕熱	0		(3)出口空気顕熱 (281℃)	107.9	28.42
(2)入口廃ガス顕熱 (730℃)	379.7	100.0	(4)出口廃ガス顕熱 (400℃)	197.2	51.94
			(5)放散熱その他	74.6	19.64
計	379.7	100.0	計	379.7	100.0

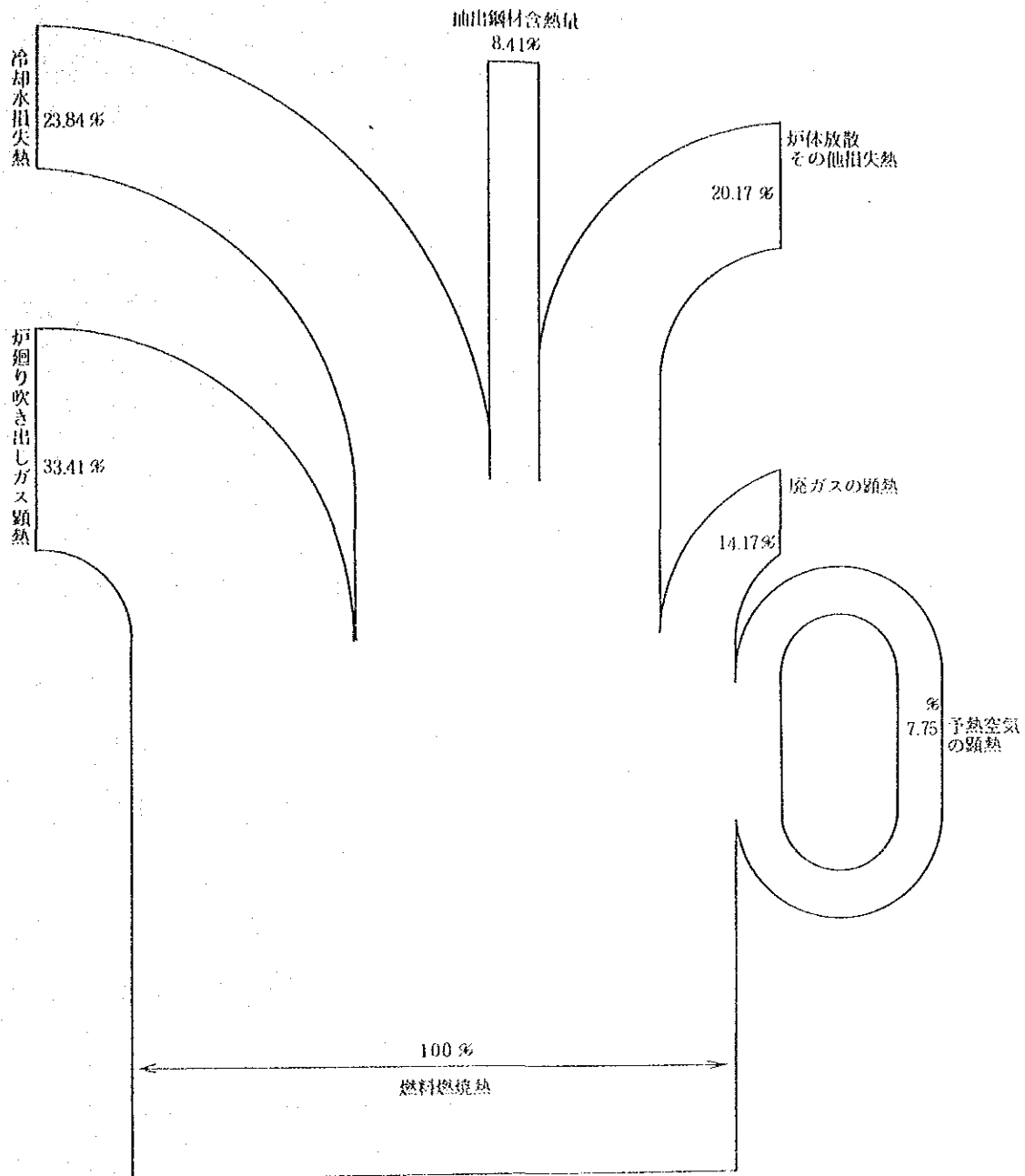


図 3 - 6 - 5 現状の熱流れ図

現状炉の熱効率はや8.4%と極めて低い。

特に損失の大きいのは、炉体廻り吹き出しガスの顕熱と、ハースローラー水冷損失である。

この2点が省エネルギー改善の主な項目となる。

## 6.5 現状の問題点

### 6.5.1 設備上の問題点

現状の直火式ローラーハース型熱処理炉について、炉型、炉体構成部品、付属部品等、現状設備を省エネルギーの観点で点検した結果、次に示す点に問題があると考えられる。

#### (1) 炉型について、

ルーフバーナー式の上部一方加熱であるから上下加熱方式に比べて、単位面積当たりの伝熱量が少なく、従って炉長が長くなっている。

#### (2) ハースローラーについて、

現状のハースローラーは、図3-6-3に示す如く普通鋼管製の直接水冷ローラーである。

普通鋼製ローラーでは耐熱度が不足するので直接水冷をせざるをえないが、水冷損失熱量が莫大であり、ローラーの寿命が短く、しかも材料加熱時間を遅らせる要因ともなる。

#### (3) 吹き出しガスによる損失が大きい。

現状は排風機が故障で運転されていないので、ドラフト不足で、炉体廻り開口部から高温の燃焼ガスが多量に噴出し、それによる熱損失が大きい。

特に炉抽出口から吹き出す排ガスは、高温で量も多く、放熱量が極めて多い。

一方、炉の装入口からの炉内ガスの吹き出しを抑えるために、装入テーブル上から吹き込んでいる高圧空気は、冷風侵入と共に炉圧を更に上げる原因となっている。

図3-6-6にその状況を示す。

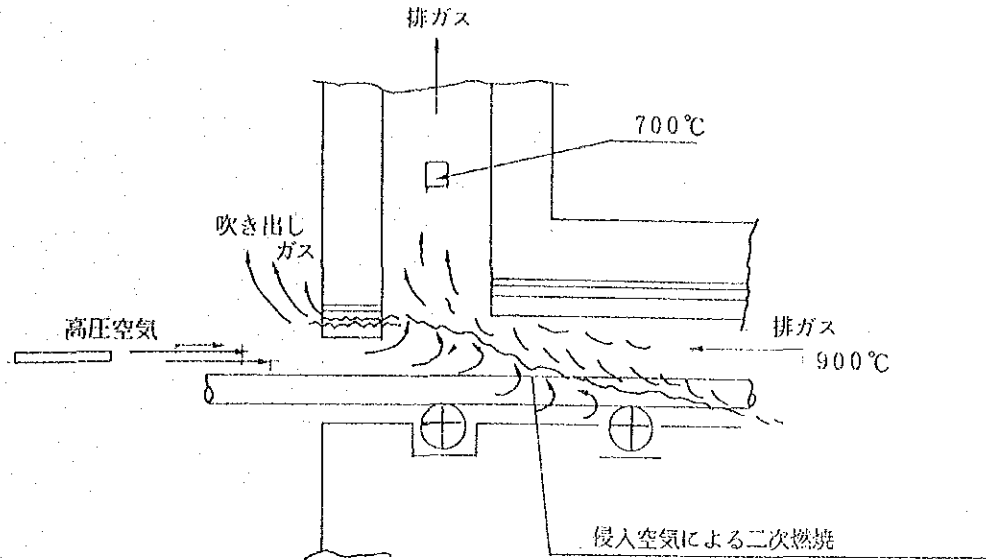


図 3 - 6 - 6 炉装入口侵入空気と二次燃焼の状況

(4) 開口部が多い。

炉の装入口、抽出口には扉の設置がなく解放されたままである。又ハースローラーの炉体貫通部のシールが不十分なために高温ガスの吹き出しが多い。放熱量の増大およびローラー軸受けの寿命低下の原因となっている。

炉体廻り開口部は、炉内ガスを吹き出すだけでなく、炉圧によっては侵入空気も増加するので、極力開口部を減少させる必要がある。

特に材料通過のない空炉保熱時は装入、抽出扉を全閉にし放散熱の低減をはからなければならない。

(5) 温度の測定装置、制御装置がない。

炉内温度計測装置、炉内温度制御装置、バーナー空燃比制御装置、炉圧制御装置等の計装設備が全くなく、現状は運転者の勘で操炉されている。熱処理に重要なヒートパターンの設定と温度精度の確保等、品質管理上必要な計測がなされていないことは正確な熱処理が出来ていないことになる。省エネルギーの観点からも、余分な熱の投入を防ぐため設置すべきである。

## 6.5.2 操炉上の問題点

現地調査2日間の操炉状況を確認した結果次に示す諸点に問題があり、操炉方法

の改善が必要であると考える。

(1) 炉利用率が低い。

空炉時間が長く、材料を装入している実作業時間が約75%で低い。又炉内材料の搬送間隔が大きく、炉長利用率が約70%と低い値である。

(2) 適正空気比での燃焼がなされていない。

現状の燃焼制御は全手動操作である。即ち、バーナ前の空気バタフライ弁は全開で固定して、バーナー前ガスバルブのみを手動で調節している。従って、空気比が一定せず、燃焼量の多い場合は、空気不足となりCOが発生している。又、燃焼量の少ない時は空気過剰となっている。

適正空気比は、ステンレス材の熱処理を考慮して、やや空気量の多い、 $m = 1.2 \sim 1.25$ 程度が適当と考える。

## 6.6 改善方策

現状設備の諸問題に対して次に掲げる改善方策を提案する。

- (1) 最適炉形とヒートパターン
- (2) 間接水冷ローラの採用
- (3) 炉体各部密閉化とドラフト改善
- (4) 計測制御機器の設置

### 6.6.1 最適炉形とヒートパターン

直火式ローラーハース型熱処理炉の最適炉構造の一例を、図3-6-7に示す。

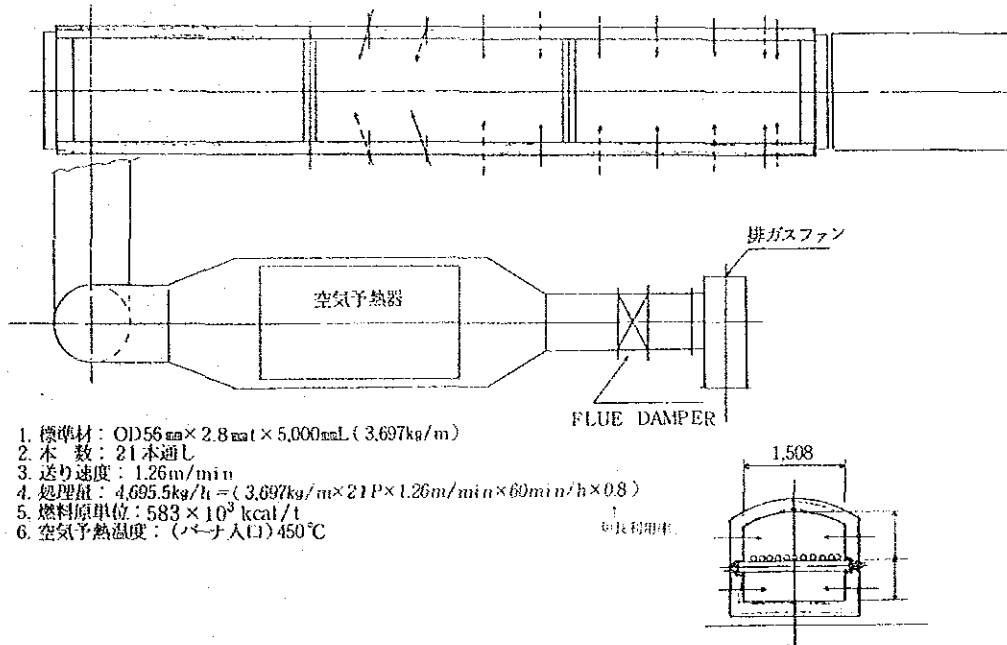
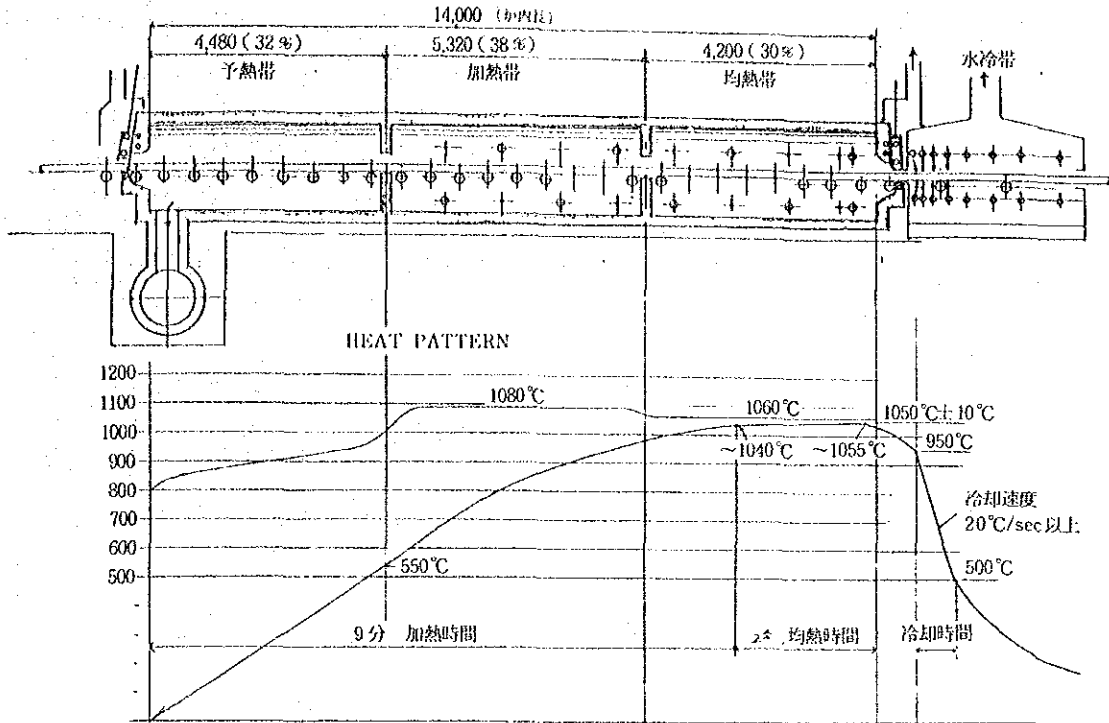


図 3 - 6 - 7 直火式ローラーハース型ステンレス鋼管焼鈍炉

この炉は、ハースローラーの上下側壁にバーナを配置した上下加熱式である。構成は、予熱帯、加熱帯、均熱帯の3帯式で、上下は同一帯とする。予熱帯にはバーナの設備はなく加熱、均熱帯の燃焼ガスを予熱帯に流して材料の予熱を行なう省エネルギー型である。

炉の装入、抽出口には手動開閉式の扉を設けて材料の通過時のみ最小開度で開くようにし、空炉保熱時は全閉とする。

ハースローラーは間接水冷式の耐熱鋼製ローラーとして、水冷損失を最少に抑える。

加熱帯、均熱帯の炉温設定は、図3-6-7に示す如く、加熱帯は均熱帯よりやや高く設定し、加熱時間の短縮、炉長の短縮をはかっている。図3-6-7に示す如く、標準材、外径56mm×2.8mm厚材を21列装入して連続に1.26m/分の速度で搬送すると、在炉時間11分、材料温度1050±10℃で、炉長は14mとなる。

又炉の抽出口からの高温ガスの吹き出しを抑え、出来るだけ装入側に流すために、加熱帯の一部バーナを装入側に傾けて取り付ける。

煙道には、吊り下げ型の高効率の空気予熱器を設置し、予熱空気温度は550℃を確保し、バーナ前でも空気温度は450℃以上とする。以上省エネルギーを十分に考慮した最適炉形とした場合は、燃料原単位は、約 $580 \times 10^3$  [kcal/t]となる。

参考に本炉の熱勘定を、表3-6-16に示す。

表 3 - 6 - 16 最適炉型の熱勘定表 (図 3 - 6 - 7 に示す炉の場合)

入 熱			出 熱		
項 目	[10 <sup>3</sup> kcal/t]	[%]	項 目	[10 <sup>3</sup> kcal/t]	[%]
(1)燃料の燃焼熱	580.0	100	(6)抽出材の含熱量	117.2	20.21
(2)空気の顕熱	0	0	(7)スケールの顕熱	0	0
(3)燃料の顕熱	0	0	(8)廃ガスの顕熱 (予熱器出口ガス 温度 450℃)	200.1	34.5
(4)装入材の含熱量	0	0	(9)炉抽出口からの 吹き出しガス顕熱	95.7	16.5
(5)スケールの生成熱	0	0	(10)冷却水損失熱 (ローラー27本)	100.0	17.24
			(11)装入口から冷風 侵入による損失熱	0	0
			(12)炉体放熱などそ の他の損失熱	67.0	11.55
	580.0	100		580.0	100

- 注 1. 材料処理量 : 2,700 kg/h  
 2. 予熱空気温度 : 450℃ (バーナ前)  
 3. 材料抽出温度 : 現状炉と同じ 865℃

### 6.6.2 間接水冷ローラーの採用

炉内の温度950℃~1050℃の高温炉では、通常ハースローラーは耐熱鋳鋼製の間接水冷ローラーを使用する。

間接水冷ローラーの一例を図3-6-8に示す。



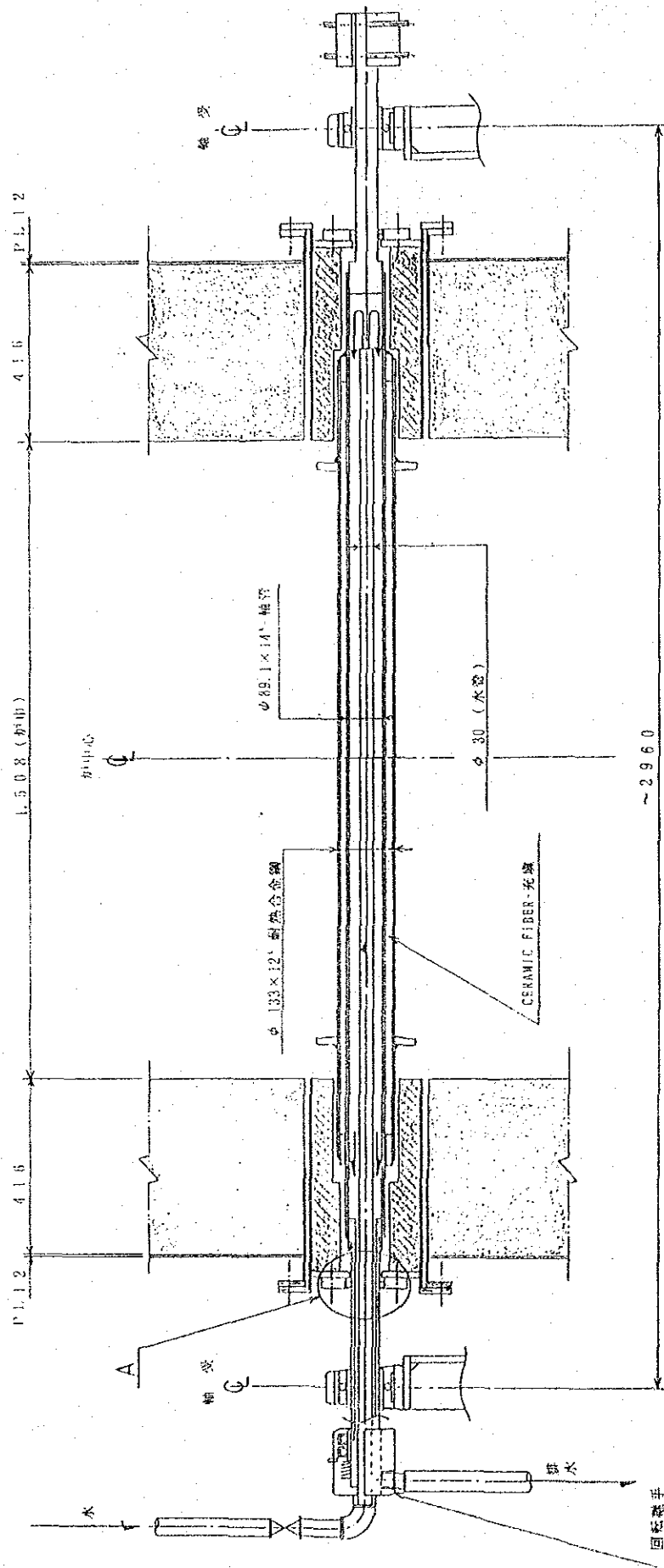


図 3-6-8 間接水冷ロ-ウ-

ハースローラーの表面温度は、炉内温度に対して、マイナス50℃～100℃が適当である。省エネルギー、熱処理温度精度の確保、スケール付着、等種々の問題に対し、耐熱鋼の材質選定が重要である。

この用途の耐熱鋳鋼の例としては、NA-22H (45～50Ni, 25～30Cr) がある。

直接水冷ローラーと間接水冷ローラーの表面温度、放熱量、燃料消費量等の比較を表3-6-17に示す。又ローラーの断面形状を、図3-6-10、図3-6-11に示す。現状炉にこの間接水冷ローラーを採用することにより、燃料消費量は、約 $958 \times 10^4$  [kcal/h] 低減出来る。

又炉体貫通部のシール装置の1例を、図3-6-9に示す。

現状のシール装置と改造装置との放熱量と燃料消費量の差を、表3-6-18に示す。

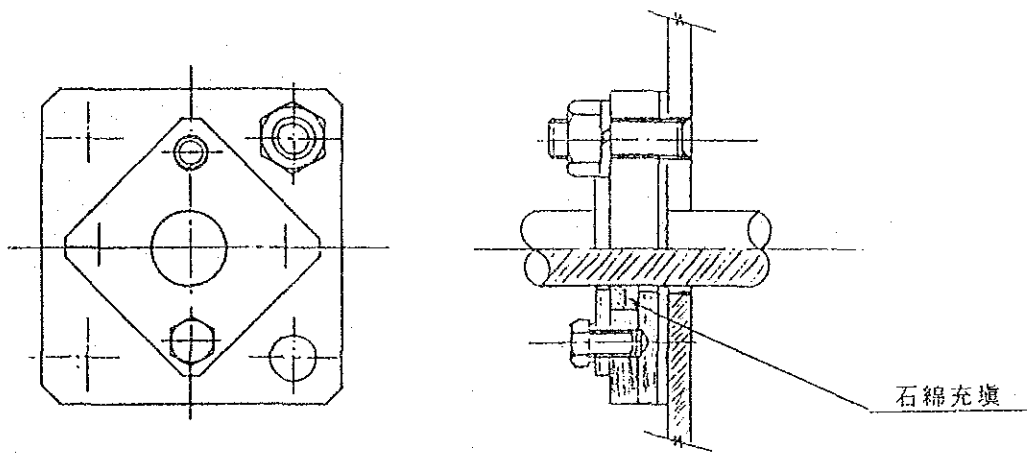
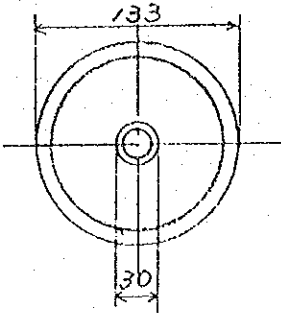
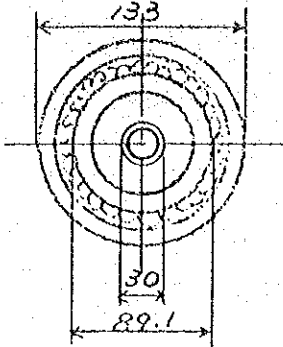


図3-6-9 軸封装置

表 3-6-17 直接水冷ローラーと間接水冷ローラーの比較

	現状の直接水冷ローラー	間 接 水 冷 ロ ー ラ ー
断面形状		
ローラー表面温度	約 850℃～750℃	約 1,000℃～1,015℃
冷却水量	15℃上昇 1.87 m <sup>3</sup> /h×32本 = 59.84 m <sup>3</sup> /h	15℃上昇 0.668 m <sup>3</sup> /h×32本 = 21.375 m <sup>3</sup> /h
放熱量 (ローラー1本分)	28,000kcal/h	10,000kcal/h
炉全体の放熱量	28,000kcal/h本×32本 = 896,000 kcal/h	10,000kcal/h×32本 = 320,000 kcal/h
燃料消費量の差	$896 \times 10^3 \text{ kcal/h} \times \frac{1}{0.601}$ = $1490.85 \times 10^3 \text{ kcal/h}$	$320 \times 10^3 \text{ kcal/h} \times \frac{1}{0.601}$ = $532.45 \times 10^3 \text{ kcal/h}$

注 1) 現状炉に間接水冷ローラーを取り付けた場合の比較である。

2) 燃料消費量の計算に於ける有効熱%は現状炉に於けるものである。  
有効熱の計算は次の通り

(1) 燃料 1513kcal/N m<sup>3</sup>

(2) 予熱空気顕熱 25.22 " = 1.35 N m<sup>3</sup> / N m<sup>3</sup> × 60℃ × 0.3125 kcal/N m<sup>3</sup>℃  
(バーナ前: 60℃)

(3) 廃ガス顕熱 628.99 " = 2.14 N m<sup>3</sup> / N m<sup>3</sup> × 800℃ × 0.3674 kcal/N m<sup>3</sup>℃  
(炉出口: 800℃)

$$\text{有効熱比率} = \frac{(1) + (2) - (3)}{(1)} = \frac{1513 + 25.22 - 628.99}{1513} = 0.601$$

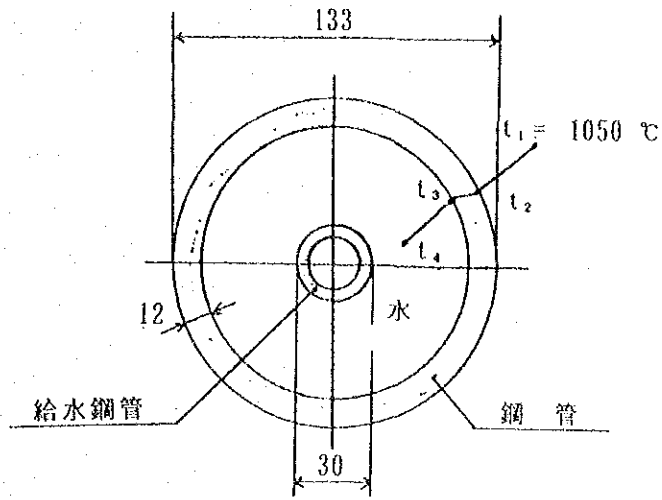


図 3 - 6 - 10 直接水冷ローラー

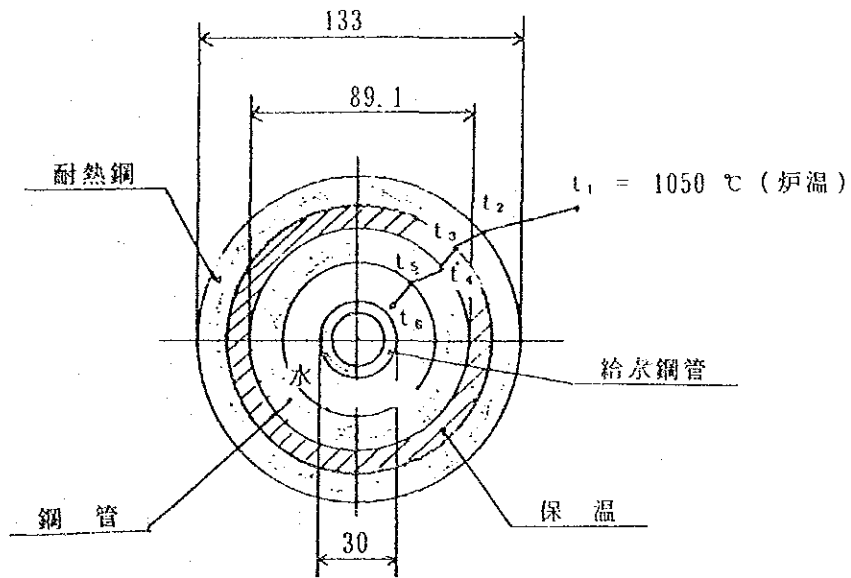
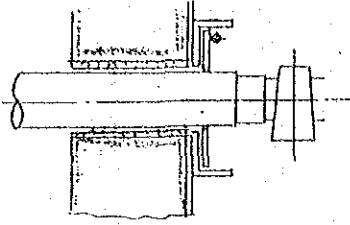
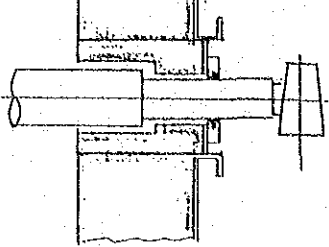


図 3 - 6 - 11 間接水冷ローラー

表 3 - 6 - 18 ハースローラー炉壁貫通部シール方法の比較

	現状のシール装置	改造のシール装置
断面形状寸法		
放熱量 (放炎ガス損失熱)	$111.02 \times 10^3 \text{ kcal/h}$	放熱量なし
燃料消費量の差	$111.02 \times 10^3 \text{ kcal/h} \times \frac{1}{0.601}$ $= 184.73 \times 10^3 \text{ kcal/h}$	0

### 6.6.3 炉体各部の密閉化とドラフト改善

A) 炉装入，抽出口に扉を設置する。

現状炉には扉の設置がなく，又設置可能な構造となっていないので，現状炉に扉を設置する場合は，炉体の一部改造が必要である。

本炉に扉を設置する場合の概略図を図 3 - 6 - 12, 13 に示す。

扉は装入，抽出共に手動開閉式で通過材料に対して最小開度とする。

又材料の通過のない保熱時に於いては，扉を全閉にする。

現状の放熱損失と，扉を設置した時の放熱量の比較を，表 3 - 6 - 19 に示す。

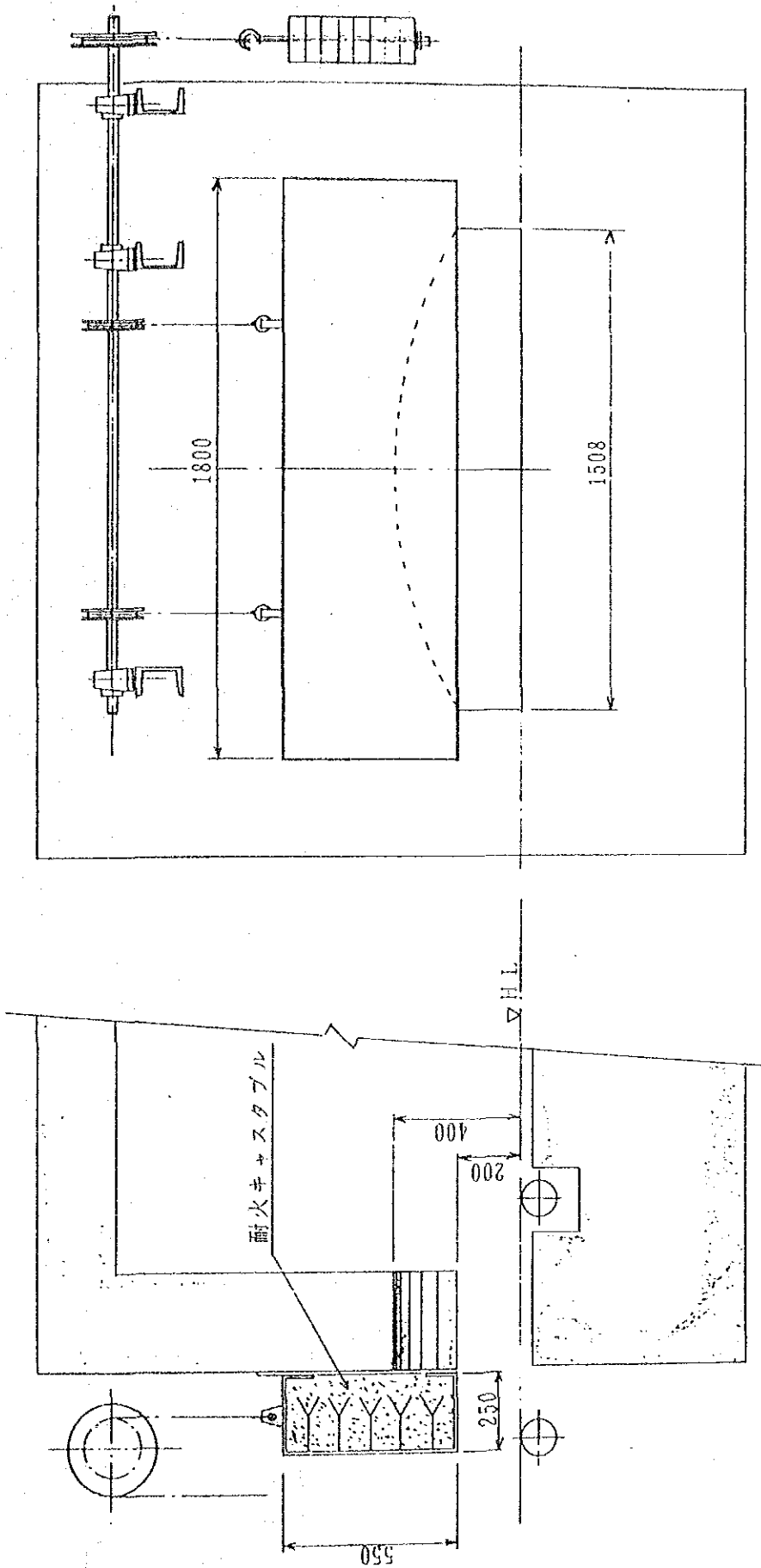


図 3 - 6 - 12 装 入 口 扉

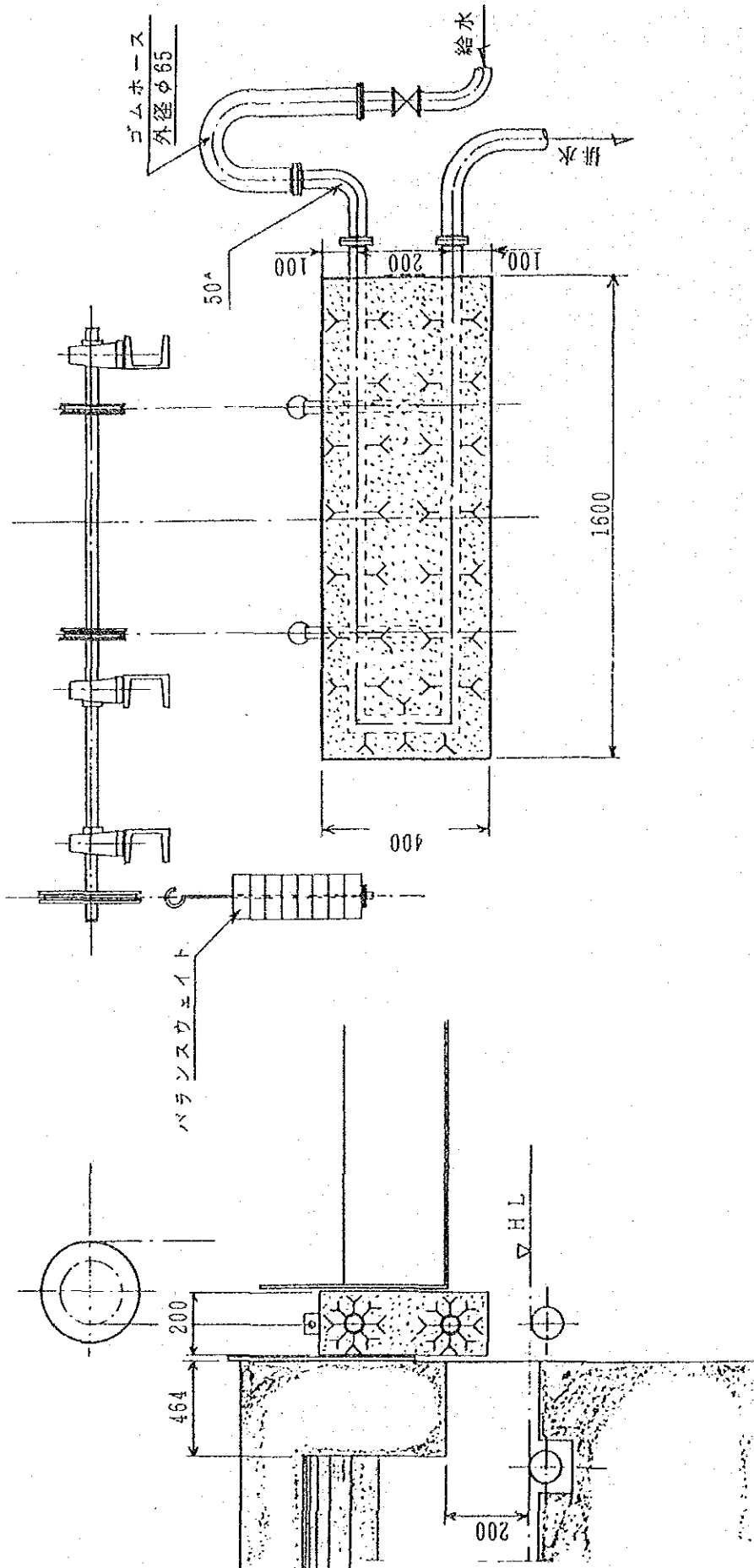
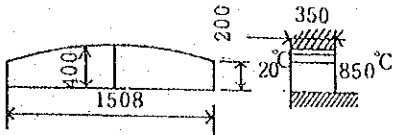
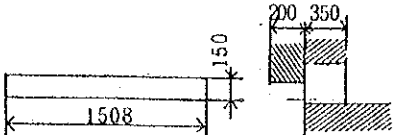
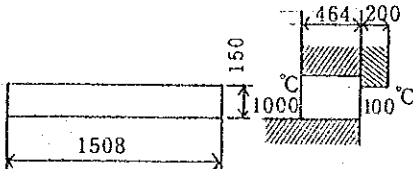
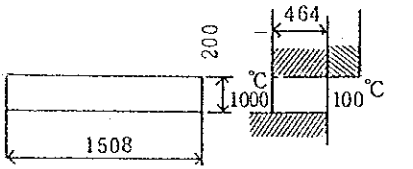


図3-6-13 排水扉

表 3 - 6 - 19 装入口, 抽出口に扉を設置した時の放熱量

	現状 (扉なしで解放)	扉を設置して最小開度にした時
1) 装入口開口部の放射損失	 <p>850°C : 77,658 kcal/m<sup>2</sup>h                  20°C : 360 "</p> <p>放射係数 K : 0.57                  開口面積 : 0.4524 m<sup>2</sup>  <math>q_1 = 0.57(77658 - 360) \times 0.4524</math>                  = 19,933kcal/h</p>	 <p>850°C : 77,658 kcal/m<sup>2</sup>h                  20°C : 360 "</p> <p>K = 0.5                  開口面積 : 0.2262 m<sup>2</sup>  <math>q_1 = 0.5 \times (77,658 - 360) \times 0.2262</math>                  = 8,742kcal/h</p>
2) 抽出口開口部の放射損失	 <p>1000°C : 128,218kcal/m<sup>2</sup>h                  100°C : 946 "</p> <p>放射係数 K : 0.52                  開口面積 : 0.3  <math>q_2 = 0.52(128,218 - 946) \times 0.3</math>                  = 19,854kcal/h</p>	 <p>1000°C : 128,218kcal/m<sup>2</sup>h                  100°C : 946 "</p> <p>K = 0.45                  開口面積 : 0.2262  <math>q_2 = 0.45(128,218 - 946) \times 0.2262</math>                  = 12,955kcal/h</p>
放熱量の合計	39,787kcal/h	21,697kcal/h
燃料消費量	$\frac{39,787\text{kcal/h}}{0.601} = 66,201\text{kcal/h}$	$\frac{21,697\text{kcal/h}}{0.601} = 36,101\text{kcal/h}$

年間の炉運転時間を5000h/年として燃料消費量の差を求めると

$$\begin{aligned}
 \text{燃料消費量の低減量} &= (66,201 - 36,101) \times 10^3 \text{ kcal/h} \times 5000 \text{ h/年} \\
 &= 150500 \times 10^3 \text{ kcal/年} \\
 &= 99,471 \text{ N m}^3/\text{年}
 \end{aligned}$$



B) 炉壁覗穴開口部からの吹き出しガスの防止。

現状は覗穴扉の解放時間が長く、炉内圧が高いので、高温ガスの吹き出し量が多い。

全閉のままで運転すべきである。

C) 煙道ドラフト改善

煙道ドラフト不足に対しては、排ガスファンの運転と、炉の装入口への高圧空気の吹き込み停止、炉圧の適正化のための炉圧コントロールが必要である。

炉体各部の密閉化とドラフト改善にともなう、吹き出しガスと侵入空気量の低減による燃料量の節減効果を、表3-6-20に示す。

表3-6-20 炉体各部の密閉化とドラフト改善にともなう吹き出しガスと侵入空気の低減による燃焼量の低下量

	現 状 (10 <sup>3</sup> kcal/t)	改善後 (10 <sup>3</sup> kcal/t)
炉抽出口からの吹き出しガスの顕熱	283.9 $\left\{ \begin{array}{l} A : 0.4 \text{ m}^2 \\ \Delta P : 2.5 \text{ mm} \\ t : 1000^\circ\text{C} \end{array} \right\}$ 吹き出し流量 (758.79N m <sup>3</sup> /t)	95.71 $\left\{ \begin{array}{l} A : 0.225 \text{ m}^2 \\ \Delta P : 0.5 \text{ mm} \\ t : 1000^\circ\text{C} \end{array} \right\}$ 吹き出し流量 (255.78N m <sup>3</sup> /t)
炉壁覗穴開口部からの吹き出しガスの顕熱	61.24	0 (覗穴密閉)
ハースローラー貫通部からの吹き出しガス顕熱	40.75	0 (シール装置改善)
炉の装入口からの吹き出しガス顕熱	79.08	0 (炉圧改善 $\Delta P = \pm 0$ )
炉の装入口からの侵入空気損失	207.37	0 (炉圧改善 $\Delta P = \pm 0$ )
放熱量の合計	672.35	95.71
燃料消費量	$\frac{672.35}{0.601} = 1.118.7 \times 10^3 \text{ kcal/t}$	$\frac{95.71}{0.601} = 159.2 \times 10^3 \text{ kcal/t}$

注1) 燃料消費量の計算に於ける有効熱%は現状炉に於けるもので計算した。  
即ち 有効熱=0.601

2) 材料処理量は現状炉と同じ2.7t/hの場合

炉圧設定は、炉抽出端で+0.2~0.3mm水柱とし、炉の装入端では±0mm水柱となるように炉圧制御をすべきである。排風機と炉圧制御ダンパーは必要である。

#### 6.6.4 計測制御機器の設置

熱処理炉としては温度測定装置の他に、次に示す計測制御装置を設けるべきである。

- ① 炉内温度制御装置
- ② 炉内温度記録装置
- ③ 空気流量制御装置
- ④ 燃料流量制御装置
- ⑤ 空燃比制御装置
- ⑥ 炉圧制御装置
- ⑦ 燃焼安全装置
- ⑧ 燃焼用空気圧力制御装置
- ⑨ 燃料ガス圧力制御装置

等である。参考に制御装置系統図を、図3-6-14に示す。



## 6.7 所要投資額

提案した各種改善方策に要する概略費用は次の如くである。

(1) 本炉を図3-6-7で示した省エネルギー型の最適炉形にリプレースする場合、新設炉一式 約2億8千万円。ただし、各種ユティリティー供給装置は含んでいない。

(2) 間接水冷ローラー1本の価格は、約120万円となる。ただし軸受、鎖歯車、ローラータイル等は含まず、炉体貫通部シール装置は含む。

(3) 炉装入、抽出口扉

扉本体と手動式扉吊上げ装置一式で、装入側は約500万円、又抽出側は約750万円となる。

(4) 計測制御機器の設置

加熱帯、均熱帯の2帯の温度制御、空気、燃料の流量制御と空燃比制御、炉圧制御、炉内温度記録装置、燃焼安全装置、計器盤等一式で約1200万円。ただし、燃焼空気、ガス配管の改造、計装用、配結線工事、高圧空気配管工事は含んでいない。

## 6.8 期待効果

改善方策実施にともなう、省エネルギー効果と、それに要する概略費用を、表3-6-21に示す。

表 3 - 6 - 21 期 待 効 果

設備改善項目	改善費用 (概算)	燃 料 消 費 量		
		現 状	改 善 後	効 果
1. 炉を一式新型炉に置き替える。 (炉長：14m) 炉体、ハースローラー駆動装置、冷却帯バーナ、熱交換器、送風機、配管、計装、電気配線	約 2 億 9 千万円  旧炉撤去、 現地掘付工事 基礎工事 各種供給装置 炉前後テーブル等は除外	操業中ガス消費量 1200~1300 Nm <sup>3</sup> /T ×6000T/年 =720~780万 Nm <sup>3</sup> /年  ガス消費量 (空炉時含) 1000万 Nm <sup>3</sup> /年  (空炉保熱25%) として	平均 383~580Nm <sup>3</sup> /T ×6000T/年 =229.8~318万 Nm <sup>3</sup> /年  ガス消費量 MAX 360万 Nm <sup>3</sup> /年  (空炉保熱25%) として	年間のガス消費 低減量は 約 640万 Nm <sup>3</sup> /年  (現状の約36 %でよいこ とになる)
2. 間接水冷ローラーに取替える (32本分)  (シール装置を含めて)  (炉圧低下の効果も) (含めて比較する)	約 3,840万円  既設ローラーの撤去 一部改造工事 軸受、スプロケット、ローラータイル等は除外	水冷損失 ガスシール部吹き出し損失による ガス消費量 1107.46Nm <sup>3</sup> /h ×5000h/年= 553.73万 Nm <sup>3</sup> /年	水冷損失のみによる ガス消費量 351.92 Nm <sup>3</sup> /h× 5000h/年=175.96 万 Nm <sup>3</sup> /年	年間ガス消費量の低減量は 約 377.8万 Nm <sup>3</sup> /年
3. 装入、抽出扉の設置	約 1250万円  扉本体、前板吊上装置  炉体一部改造現地掘付工事等は除外	輻射放熱量のみの ガス消費量 43.75 Nm <sup>3</sup> /h× 5000h/年=21.88 万 Nm <sup>3</sup> /年	輻射放熱量のみの ガス消費量 23.86 Nm <sup>3</sup> /h× 5000h/年=11.93 万 Nm <sup>3</sup> /年	年間ガス消費量の低減量は 約9.95万 Nm <sup>3</sup> /年
4. 計測制御機器の設置。 図 6 - 14 のものを 含む。別途空気ガス配管の改造 排風機、送風機の 取替えが必要	約 1300万円  現地掘付工事燃焼空気、ガス配管の改造工事は含んでいない。 又配結線工事、高圧空気配管も含んでいない。 ただしコントロール弁、オリフィス等は含んでいる。	ガス消費量 (燃料消費量の) 33.41% 即ち 334.1万 Nm <sup>3</sup> /年	ガス消費量 167万 Nm <sup>3</sup> /年	年間ガス消費の低減量  約 167万 Nm <sup>3</sup> /年

## 6.9 電気管理

### 6.9.1 測定結果

図3-6-15に示すような単線系統図で電力を供給している。

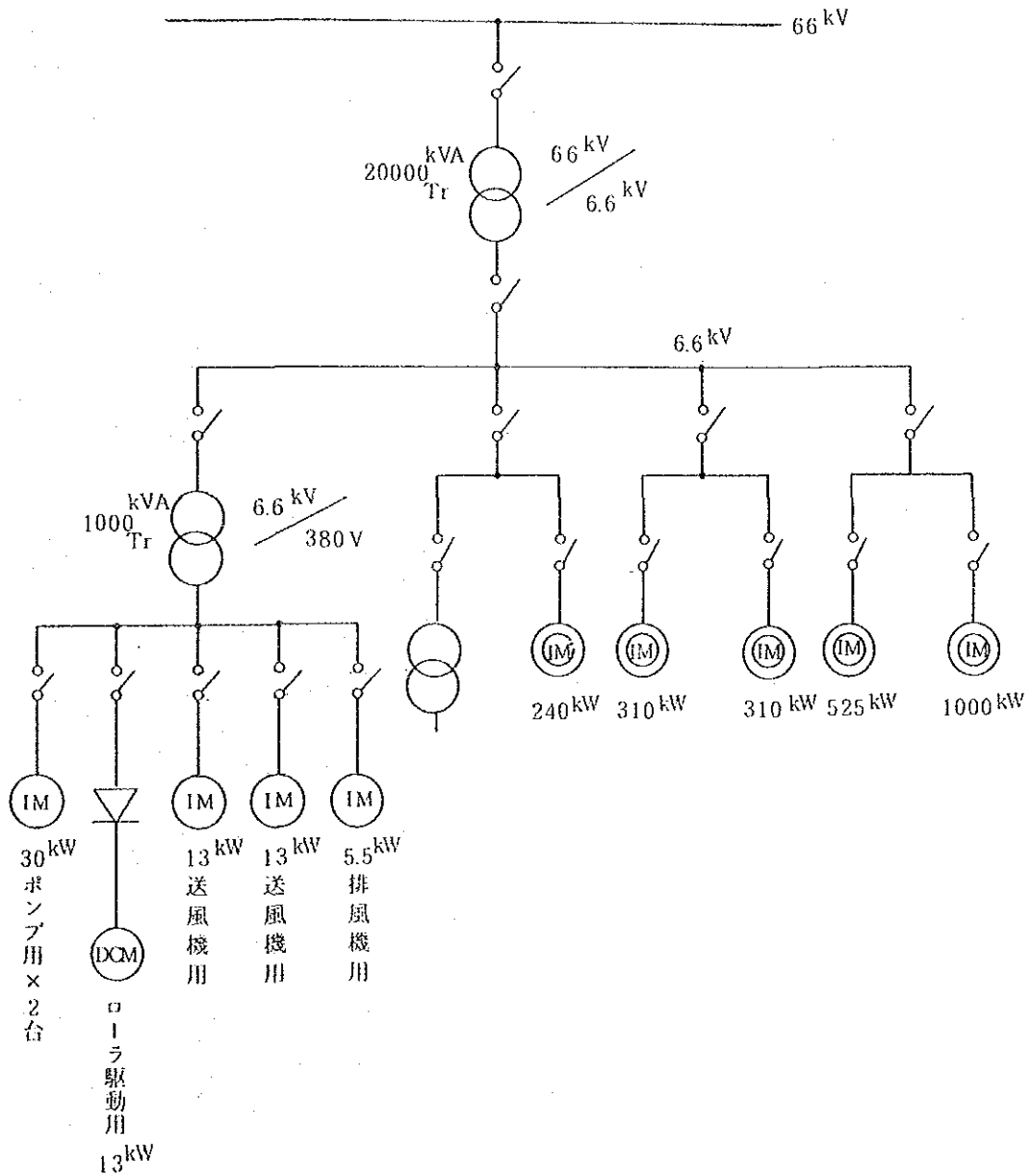


図3-6-15 No. 3 変電室の単線系統図

下記のように並列運転している2台の送風機と故障して使っていない1台の排風機がある。

#### 送風機

離心式ターボファン 2台  
定格風量 14720 [m<sup>3</sup>/h]  
風圧 224 [mm Ag]

#### 駆動用電動機

三相誘導電動機 13 [kW] 2台  
380 [V], 2極 2920 [rpm] E種絶縁

#### 排風機

離心式ターボファン 1台  
定格風量 8580 [m<sup>3</sup>/h]  
風圧 197 [mm Ag]  
300 [°C]

駆動用電動機 5.5 [kW] 1台  
380 [V], 4極 1450 [rpm]

2台の送風機の有効電力、無効電力、力率を測定した結果を表3-6-22に示す。

2台並列運転時の風量は3827 (m<sup>3</sup>/h) 風圧 320 (mm水柱, 20°C)。

1台ずつの単独運転時の風圧は、

No. 1 送風機 186 (mm水柱)  
No. 2 送風機 300 (mm水柱) であった。

表 3 - 6 - 22 鋼管ローラーハース炉送風機電力測定結果

時刻	供給 電圧	No. 1 送風機 (炉より遠い方)			No. 2 送風機 (炉に近い方)		
		有効電力 (kW)	無効電力 (kVar)	力 率 (%)	有効電力 (kW)	無効電力 (kVar)	力 率 (%)
10 : 30	377V	9.0	5.6	84.9	10.6	6.2	86.3
10 : 45	383	9.0	5.9	83.6	10.5	6.5	85.2
11 : 00	392	9.0	6.2	82.3	10.6	6.8	84.1
11 : 15	397	9.0	6.4	81.8	10.6	7.0	83.6
11 : 30	398	9.1	6.6	81.1	10.6	7.1	83.0
11 : 45	—	9.1	6.6	81.1	10.6	7.1	83.0
12 : 00	—	9.1	6.2	82.7	10.7	6.8	84.4
12 : 15	—	9.0	5.9	83.6	10.6	6.6	85.1
12 : 30	—	8.9	5.5	85.6	10.5	6.1	86.5
12 : 45	372	8.9	5.5	85.3	10.5	6.1	86.5
13 : 00	367	8.9	5.3	85.3	10.5	6.0	86.9
13 : 15	374	8.9	5.5	85.0	10.4	6.1	86.3
13 : 35	365	8.8	5.4	85.3	10.4	6.0	86.5
13 : 45	371	8.8	5.5	85.1	10.4	6.1	86.3
14 : 00	376	8.8	5.5	84.9	10.4	6.1	86.2
14 : 15	376	8.9	5.7	83.9	10.4	6.3	85.4
平均		9.0	5.8	84.2	10.5	6.4	85.4

1986. 12. 12

ダンパー開度いずれも 100%

送風機 2 台並列運転 3827 (m<sup>3</sup>/h) 20℃風圧 320 (mm Ag)

### 6. 9. 2 調査により明らかとなった問題点

(1) 2 台並列運転時の効率が低い。

風量 3827 (m<sup>3</sup>/h) , 風圧 320 (mm水柱) の時の所要電力は,

$$\frac{3827 \times 320}{60 \times 6120} = 3.3 \text{ (kW)}$$

これに対して、電動機入力 は表 3 - 6 - 22 のように

$$9.0 + 10.5 = 19.5 \text{ (kW)}$$

従って効率は

$$\frac{3.3}{19.5} = 17\%$$

と低い。

(2) No. 1 送風機は性能が低下している。

単独運転時の風圧が低い。これは内部の羽根が不良か、あるいは羽根と本体と



の隙間が大きくなっているためと思われる。

- (3) 管路の抵抗が大きい。

定格風量にくらべて風量がかなり小さいのかかわらず、風圧が定格値より高い。これは送風機出口に弁をつけて絞っているのと同様であり、管路の抵抗が大きいことを示している。

- (4) No. 2 送風機の据付けが悪い。

No. 2 送風機は傾いて据付られていたが、振動発生や故障の原因になる。

### 6.9.3 改善方策

- (1) 必要空気量の減少

炉本体に対する種々の対策を実施し、必要空気量を減らすことが先決である。そうすれば、No. 2 送風機のみの一機運転で空気量は足りる。

No. 2 送風機 1 機運転時の風量を推定すると、

$$\Delta P \propto u^2$$
$$\left( \frac{x}{3827} \right)^2 = \left( \frac{300}{320} \right)^2$$

$$x = 3705 \text{ m}^3/\text{h}, \quad 3452 \text{ N m}^3/\text{h}$$

一方、理論空気量  $A_0$  は、 $1.35 \text{ N m}^3/\text{N m}^3$  現状のガス消費量は  $2484 \text{ N m}^3/\text{h}$  であるから、空気比 1.1 とすると必要空気量は、

$$2484 \times 1.35 \times 1.1 = 3689 \text{ N m}^3/\text{h}$$

で、現状では空気量は稍不足である。

しかし、改善後のガス消費量は  $1.714 \text{ N m}^3/\text{h}$  とみこまれるので、その時の必要空気量は

$$1714 \times 1.35 \times 1.1 = 2545 \text{ N m}^3/\text{h}$$

となる。送風機風量の 74% 程度であるので、操業の変動を見込んでも十分足りると思われる。

- (2) 設備点検

No. 1 送風機の分解点検、送風管路のつまり点検、No. 2 送風機の据付け修正、排風機の修理を行い、それぞれ正常な状態で運転する必要がある。

## 7. 鍛造工場半連続式加熱炉

### 7.1 設備概要

表3-7-1に炉の概要を、図3-7-1に概略図を示す。

表3-7-1 炉の概要

1	加熱炉番号		鍛造工場 No.4 炉
2	型式		(バッチ炉) + (プッシュ炉) の組合せ
3	公称能力	t/h	2
4	有効炉長×炉内巾	mm	11,210 × 1,856 (ドライブドレル長9,300)
5	炉休れんが及び保温材の寸法, 性質	mm	天井 粘土質れんが 416
			側壁 粘土質れんが 461 セラミックファイバ 20
			炉床 粘土質れんが
6	使用燃料		C重油
7	燃焼装置の型式, 容量及び数		蒸気噴霧式バーナ 200 kg/h × 2 本
8	通風設備の型式及び容量		押込送風機 (3 炉共有)
			煙突 2 m φ (上) × 3 m φ (下) × 32 m H (2 炉共有)
9	予熱装置の型式		ふく射式空気予熱器
10	加熱鋼材の材質, 寸法及び単重	mm	材質 炭素構造用鋼, 高速度工具鋼, ステンレス
		kg	寸法 ビレット 140□ × 1,400 L
			単重 ビレット 210 kg

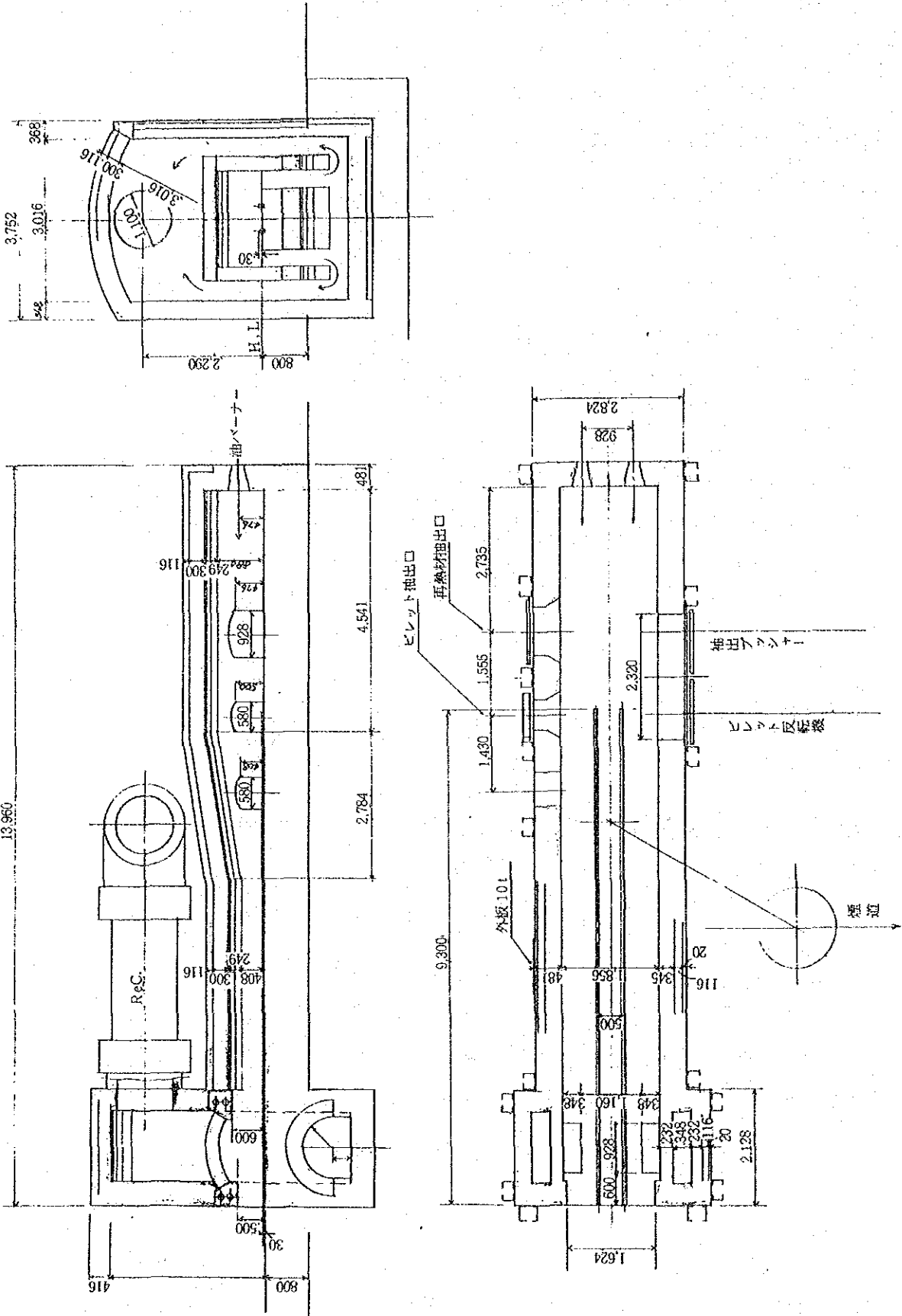


図 3 - 7 - 1 鋳造工場加熱炉

## 7.2 改善目標と診断項目

- (1) 生産水準 13,000 t/年
- (2) 現状原単位 重油 140 kg/t
- (3) 改善目標 80 ~90kg/t
- (4) 診断項目
  - A) 熱勘定
  - B) 炉構造
  - C) 燃焼改善

## 7.3 熱勘定

測定結果を表3-7-2に示す。

表3-7-2 測定結果

1	実施年月日	1985年 12月 16日			
2	外気温度	℃	5		
3	燃料	種 類	C 重油		
4	燃 料	使用量	t/8時間	1634	
5		圧力(液面計)	kg/cm <sup>2</sup> G	3.2	
6		濕 度	℃	74	
7		成 分	wt %	86.91 12.54 0.18 0.3	
8		比 重		0.92	
9	低 炎 熱 値	kcal/kg	10,127		
10	煤化剤	種 類	飽和水蒸気(1kg/cm <sup>2</sup> ・G)		
11	二次空気	バーナ前温度(但しダクト表面温度)	℃	270	
	冷 却 水	使用量	t/h	炉前炉門管(抽出前)	7.18
12				炉尾機器(装入リントル)	16.18
13				炉炎管(抽出後)	19.24
14				前後炉門大隔熱板(777L右面)	12.27
	燃 焼 ガ ス	炉じり上昇煙道温度	℃	578 645	
15				空気予熱器出口温度	565
16	加 熱 材	炉じり上昇煙道成分	Vol %	0, 16, 13	
17				寸 法	mm 1400 × 1100
18	熱 材	単 重	kg	210	
19		装 入 量 計	t/8時間	ビレット:10.71	
20		平均1時間あたり装入量	t/h	ビレット: 1.339	
21		装 入 温 度	℃	ビレット: 5 (常温) 再熱装入材: 904	
22	燃 料	油 出 温 度	℃	ビレット:1102 再熱装入材: 1101	
23		平均在炉時間	h	ビレット:10.4	
24	炉 内 圧 力	mm水柱	-----		
25	炉体各部表面温度	℃	炉-1壁:158 加熱器側壁:104 予熱器側壁:88		

本炉の調査の際は、大部分の計測器を石灰焼成炉で使用していたため、限られた携帯用の計器しか利用できなかった。このため測定も連続的には実施できず、瞬間値のみしか得られなかった。

一方操業の方は再熱材の装入にあわせて燃料を大きく変化させており、排ガスの性状等の変動も大きい。

従って、熱勘定を行うに必要な、ある一定時間の平均値が得られなかったので、熱勘定は行わず、入出熱に関する幾つかの項目の計算結果を以下に示した。

入出熱の計算は、装入鋼材 1 t あたりについて空気予熱器を含めて行い、外気温度を基準とした。

### 7.3.1 燃料原単位

鋼廠データによる当日の 8 時間のデータから求める。

- a. 温度 62°C の重油流量計量値より 15°C の容積への換算

測定温度 62°C より 15°C への重油の容積換算係数は、0.9668 である。

したがって 15°C の容積は、 $1634 \text{ [ℓ]} \times 0.9668 = 1580 \text{ [ℓ]}$  である。

- b. 重量への換算

重油の比重が 0.92 であるので重量は、 $1580 \text{ [ℓ]} \times 0.92 \text{ [kg/ℓ]} = 1454 \text{ [kg]}$  である。

- c. 装入鋼材 1 t あたりの重油使用量

$1454 \text{ [kg]} \div 10.71 \text{ [t]} = 135.8 \text{ [kg/t]}$

### 7.3.2 入熱量

- a. 燃料燃焼熱

装入鋼材 1 t あたりの重油使用量 [kg/t] × 低発熱量 [kcal/kg]

$= 135.8 \times 10,127$

$= 1375.2 \times 10^4 \text{ [kcal/t]}$

- b. 燃料の顕熱

鋼材 1 t あたり燃料使用量 [kg/t] × 燃料の平均比熱 [kcal/kg°C] × (燃料の温度 [°C] - 外気温度 [°C])

$$= 135.8 \times 0.45 \times (74 - 5)$$

$$= 4.2 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

ただし、重油の平均比熱は0.45 [kcal/kg°C] とした。

c. 空気の顕熱

空気予熱器入口の空気は室温なので、空気の顕熱は入熱に含めない。

d. 霧化剤（水蒸気）の顕熱

鋼材 1 t あたり霧化剤の量 [kg/t] × (霧化剤の使用状態におけるエンタルピー [kcal/kg] - 霧化剤の外気温度におけるエンタルピー [kcal/kg])

$$= 74.7 \times (656.0 - 5.0)$$

$$= 48.6 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

ただし、バーナの霧化剤として使用している水蒸気量をバーナ 1 本あたり 50 [kg/h] と仮定した。バーナ数は 2 本であるので、1 時間あたりの水蒸気使用量は、50 [kg/h, 本] × 2 [本] = 100 [kg/h] である。

したがって、鋼材 1 t あたりの水蒸気量は、1 時間の装入鋼材量が 1.339 [t] であるので 100 [kg/h] ÷ 1.339 [t/h] = 74.7 [kg/t] である。

また、ゲージ圧力 4 [kg/cm<sup>2</sup>G] 飽和水蒸気のエンタルピーは 656.0 [kcal/kg]、外気温度 5 °C における飽和水のエンタルピーは 5 [kcal/kg] とした。

e. 装入鋼材の含熱量

ビレットは常温装入であるので、装入鋼材の含熱量は 0 とする。また、再熱装入材は抽出時の含熱量と装入時の含熱量の差を出熱の抽出鋼材の含熱量の項に計上し、この項には計上しないことにした。

f. スケールの生成熱

鋼材 1 t あたり焼き減り Fe 量 [kg/t] × スケール生成熱 [kcal/kg]

$$= 30 \times 1335$$

$$= 40.0 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

ただし、焼き減り量は 30 [kg/t] と仮定し、またスケールの分析を行っていないので、Fe 1 kg あたりのスケール生成熱を 1335 [kcal/kg Fe] とした。

g. 入熱量合計

$$1375.2 \times 10^3 + 4.2 \times 10^3 + 48.6 \times 10^3 + 40.0 \times 10^3$$

$$= 1468.0 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

### 7.3.3 抽出鋼材の含熱量

#### a. ビレットの含熱量

$$\begin{aligned} & (1000 \text{ [kg/t]} - \text{焼き減りFe量 [kg/t]}) \times (\text{ビレット抽出平均温度における} \\ & \text{含熱量 [kcal/kg]} - \text{ビレットの外気温度における含熱量 [kcal/kg]}) \\ & = (1000 - 30) \times (175.4 - 0.6) \\ & = 169.6 \times 10^3 \text{ [kcal/t]} \end{aligned}$$

ただし鋼種は合金工具鋼（1% Cr 鋼）とした。

#### b. 再熱材の含熱量

$$\begin{aligned} & \text{再熱材装入量 [kg/t]} \times (\text{再熱材抽出平均温度における含熱量 [kcal/kg]} - \\ & \text{再熱材装入平均温度における含熱量 [kcal/kg]}) \\ & = 333 \times (175.2 - 145.9) \\ & = 9.8 \times 10^3 \text{ [kcal/t]} \end{aligned}$$

ただし、再熱材重量は元のビレット材の 1/3とみなし、焼き減りは省略した。

#### c. 抽出鋼材の含熱量

$$169.6 \times 10^3 + 9.8 \times 10^3 = 179.4 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

これは入熱量に対して12.2%と低い値を示している。

### 7.3.4 燃焼排ガス

#### A) 乾き燃焼排ガス量

##### a. 理論空気量 $A_0$

$$\begin{aligned} A_0 & = 1/100 (8.89c + 26.7h + 3.33s) \\ & = 1/100 (8.89 \times 86.91 + 26.7 \times 12.54 + 3.33 \times 0.18) \\ & = 11.1 \text{ [Nm}^3\text{/kg油]} \end{aligned}$$

ここに、c, h, s ; 重油中の炭素, 水素, 硫黄の各重量%

##### b. 空気比 m

$$m = 21 / \{ 21 - (O_2) \}$$

排ガスは空気不足で黒煙となる時もあったが、測定時は酸素分14.5%と大量の空気が吸いこまれていた。

$$\begin{aligned} & = 21 / \{ 21 - 14.5 \} \\ & = 3.23 \end{aligned}$$

こゝに、 $(O_2)$ ；排ガス中の酸素の容積%

c. 理論乾き排ガス量  $G_0$

$$\begin{aligned} G_0 &= (1 - 0.21) A_0 + 1/100 (1.867c + 0.7s) \\ &= (1 - 0.21) \times 11.1 + 1/100 \times (1.867 \times 86.91 + 0.7 \times 0.18) \\ &= 10.4 \text{ [N m}^3\text{/kg油]} \end{aligned}$$

d. 実際乾き排ガス量  $G'$

$$\begin{aligned} G' &= G_0 + (m - 1) A_0 \\ &= 10.4 + (3.23 - 1) \times 11.1 \\ &= 35.2 \text{ [N m}^3\text{/kg油]} \end{aligned}$$

e. 鋼材 1 t あたり乾き排ガス量  $G$

$$\begin{aligned} G &= \text{鋼材 1 t あたり重油使用量 [kg/t]} \times G' \\ &= 135.8 \times 35.2 \\ &= 4780 \text{ [N m}^3\text{/kg油]} \end{aligned}$$

B) 排ガス中の水蒸気量

a. 重油の燃焼により生成する水蒸気量  $(H_2O)'$

$$\begin{aligned} (H_2O)' &= 1/100 (9h + w) \\ &= 1/100 (9 \times 12.54 + 0.3) \\ &= 1.1 \text{ [kg/kg油]} \end{aligned}$$

こゝに、 $w$ ；重油中の水分の重量%

b. 燃焼用空気中の湿分 省略

c. 霧化用蒸気量  $(H_2O)''$

8時間の重油使用量が1454 [kg] であるので、重油 1 kgあたりの水蒸気量

$(H_2O)''$  は、

$$\begin{aligned} (H_2O)'' &= 100 \text{ [kg/h]} \times 8 \text{ [h]} \div 1454 \text{ [kg]} \\ &= 0.6 \text{ [kg/kg油]} \end{aligned}$$

d. 鋼材 1 t あたりの排ガス中の水蒸気量  $(H_2O)$

$$\begin{aligned} (H_2O) &= \text{鋼材 1 t あたり重油使用量 [kg/t]} \times \{ (H_2O)' \text{ [kg/kg油]} \\ &\quad + (H_2O)'' \text{ [kg/kg油]} \} \times 22.4/18 \\ &= 135.8 \times (1.1 + 0.6) \times 22.4/18 \\ &= 287 \text{ [N m}^3\text{/t]} \end{aligned}$$



C) 燃焼排ガスの顕熱

a. 乾き排ガスの顕熱

$$\begin{aligned} & \text{鋼材 1 t あたり乾き排ガス量 [N m}^3\text{/t]} \times \text{乾排ガスの平均比熱 [kcal/N m}^3\text{°C]} \\ & \times (\text{空気予熱器後排ガス温度 [°C]} - \text{外気温度 [°C]}) \\ & = 4780 \times 0.33 \times (505 - 5) \\ & = 788.7 \times 10^3 \text{ [kcal/t]} \end{aligned}$$

たゞし、乾き排ガスの平均比熱は0.33 [kcal/N m<sup>3</sup>°C] とした。

b. 排ガス中の水蒸気の保有熱

$$\begin{aligned} & \text{鋼材 1 t あたり排ガス中の水蒸気量 [N m}^3\text{/t]} \times \text{水蒸気の平均比熱 [kcal} \\ & \text{/N m}^3\text{°C]} \times (\text{排ガス温度 [°C]} - \text{外気温度 [°C]}) + 600 \times \text{霧化用水蒸気量} \\ & \text{[kg/t]} \\ & = 287 \times 0.363 \times (505 - 5) + 600 \times 74.7 \\ & = 96.9 \times 10^3 \text{ [kcal/t]} \end{aligned}$$

たゞし、水蒸気の平均比熱は 0.363 [kcal/N m<sup>3</sup>°C] とした。

c. 合計燃焼排ガス顕熱

$$788.7 \times 10^3 + 96.9 \times 10^3 = 885.6 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

これは平均的な燃料量による入熱に対しては過大な数字となるが、大量の熱が逃がっている時間のあることを示している。

### 7.3.5 炉体冷却水

炉体冷却水による熱損失量の計算結果を表 3-7-3 に示す。

たゞし、冷却水の比重量は冷却給水管における給水量測定時の給水温度44°Cの値991 [kg/m<sup>3</sup>] を用いた。

鋼材 1 t あたりの冷却水損失熱

$$\frac{1279.7}{1.339} = 955.7 \times 10^3 \text{ [kcal/t]}$$

これも平均的な燃料量による入熱に対して大きな値となっている。管内に水垢が付着していると、流量測定に誤差の入るおそれがあるが、目視によっても相当大量の水が流れているのが認められ、これによる熱損失は大きいと思われる。