

技術報告

UDC 621.783 : 662.9

噴流予熱装置付き鋼片加熱炉の開発*

福久 陽三**・山崎 二郎**・中間 昭洋**

奥野 隆二***・南 省三***

Development of Reheating Furnace with Waste Gas Jet
Preheating EquipmentYozo FUKUHISA, Jiro YAMASAKI, Akihiro NAKAMA,
Ryuzo OKUNO, and Syozo MINAMI

Synopsis:

Slab reheating furnace with waste gas jet preheating equipment is purposed for reduction of energy consumption and the improvement of productivity. This paper describes the utilization of this equipment with special reference to the reduction of energy consumption.

The high heat transfer coefficient is obtained by gas jet. The Waste gas of furnace is blown on the charged slabs at a high speed to preheat slabs. As a result, the heat of waste gas is utilized more by the new equipment than by the conventional furnace. Kawasaki Heavy Industries Ltd. has studied the heat transfer of gas jet under the conditions of a actual furnace and the application method of gas jet.

This equipment has been applied to No. 1 reheating furnace of new plate mill of Oita Works. Since January, 1977, the reheating furnace has been operated well without any equipment trouble and has improved energy consumption.

1. 緒 言

鋼片加熱炉の省エネルギーは、放散熱の減少、燃焼管理の強化、炉内温度分布の改善などの対策により、いちじるしい効果を挙げている¹⁾。

なかでも、各種損失熱の大半を占める排ガス顕熱を減少させることが、熱効率向上に極めて効果的である。

その方法として、煙道における排ガス顕熱の回収と炉尻排ガス顕熱の減少がある。前者は、鋼材の予熱、燃焼用空気の予熱、廃熱ボイラーの設置などが考えられる²⁾。後者は、排ガス中 O_2 濃度の管理や排ガス温度の低下が一般に行われているが、さらに、炉内伝熱向上による排ガス温度の低下による方法もある。

いま、炉長延長した場合について、炉内の伝熱効率からみると、伝熱の主体である放射伝熱の効果は、排ガス温度の低下とともに急激に低下してくるため³⁾、効果には限界があり、別に高い熱伝達を得る手段が必要になってくる。この手段として、高速噴流による熱伝達法がある。

川崎重工業(株)では、数年前からガスの高速噴流によ

り、高い対流熱伝達が得られることに着目し、排ガスの噴流で鋼片を加熱する新しい方式の実用化について、研究を進めてきた。

その一つとして、経済的に最適な低負荷炉の炉長内に噴流装置を組込んだ、噴流予熱装置付き鋼片加熱炉が開発された。これは、炉内放射伝熱より高い熱伝達を得られる高速噴流ガスの対流伝熱によつて、鋼片への伝熱を高め、熱効率を向上させるものである。

この方式を新日本製鉄(株)大分製鉄所厚板工場 No. 1 鋼片加熱炉 (280 t/h) に採用した。なお、本炉の噴流予熱装置は川崎重工業(株)と新日本製鉄(株)の共同で研究されたものである。

また、別の方式としては、既設炉の排ガスを鋼材の予熱に利用して、単に排熱回収としたものがある。これは住友金属工業(株)和歌山製鉄所の鋼管加熱炉に採用されている⁴⁾。

ここでは噴流予熱法の概要と炉内伝熱向上による省エネルギーを主目的とした、噴流予熱装置付き鋼片加熱炉の実施例について報告する。

* 昭和 53 年 4 月 4 日受付 (Received Apr. 4, 1978)

** 新日本製鉄(株)大分製鉄所 (Oita Works, Nippon Steel Corp., 1 Nishinosu Oita 870)

*** 川崎重工(株) (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.)

2. 噴流予熱装置の原理

本装置は、炉から排出される高温の排ガスをノズルから高速度で噴出させ、炉に装入する鋼材の表面に吹きつけて、その鋼材を予熱するものである。その原理は、鋼材と高温排ガスとの熱授受を、衝突噴流による高い伝熱特性を利用して、効果的に行なわせるものである。

衝突噴流による熱伝達特性は⁵⁾、ノズルからの流れの様相と密接に関連し、ノズル・物体間の距離、ノズルピッチ、ノズル流速などによって大きく影響される。

特に、Fig. 1 に示すノズル直下における流れの岐点の熱伝達係数は非常に高く、その周囲の壁噴流領域での減少を考慮しても、平均熱伝達係数は一様流れ中の場合に比べて、かなり高い値を示すことが実験によって確認されている^{6)~8)}。

西脇ら⁹⁾の空気による単一噴流実験の結果によれば、平板上の岐点における熱伝達係数 α_0 はノズル・平板間距離 H とノズル直径 D との比 $H/D = 8$ のとき、噴出速度 $W_0 = 42\text{m/s}$ で、 $\alpha_0 = 210\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ という非常に高い値が得られ、また、壁噴流領域での熱伝達係数は岐点からの距離を r としたとき、 α_0 に対して $(r/D)^{-1/3}$ に比例して減少することが報告されている。

また、R. GARDON ら¹⁰⁾の円管噴流群の実験結果では、対流による平均熱伝達係数 $\alpha_m (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$ を求める基本的な関係式として、

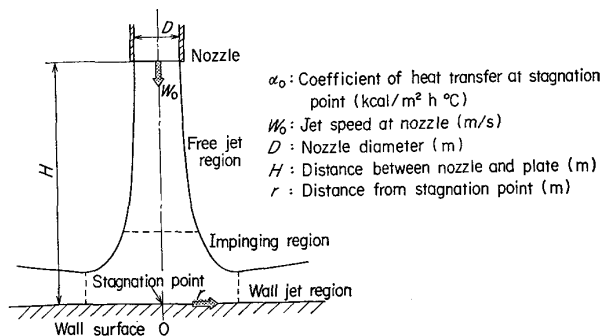


Fig. 1. Coordinate of impinging jet.

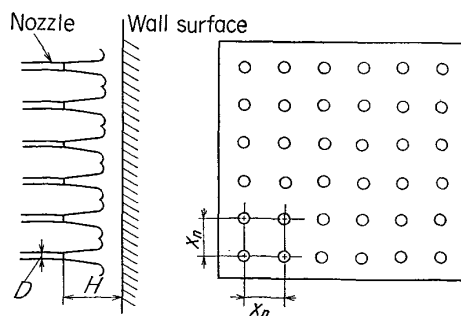


Fig. 2. Model of jet nozzles.

$$Nu = 0.286 Re^{0.625} \dots \dots \dots (1.1)$$

$$\text{適用範囲 } 2.5 \times 10^4 < Re < 2.5 \times 10^5,$$

$$H > D, 24 < x_n/D < 32$$

を与えている。(Fig. 2 参照)

$$\text{ここで, } Nu: \text{ヌッセルト数} = \alpha_m \cdot x_n / \lambda \dots \dots \dots (1.3)$$

$$Re: \text{レイノルズ数} = U_a \cdot x_n / \nu \dots \dots \dots (1.3)$$

x_n : ノズルピッチ, m

U_a : 平板位置での自由噴流が持つ最大速度, m/s

λ : 流体の熱伝導率, $\text{kcal/mh}^\circ\text{C}$

ν : 流体の動粘性係数, m^2/s

である。(1.1) 式において、 D , H が陽的に表われないのは、 U_a に含まれているためである。

3. 高温燃焼ガス噴流群の伝熱実験

前述の衝突噴流伝熱に関する実験は、流体に空気を使用したときのもので、実機に比較し規模も小さい。大型の鋼片加熱炉に应用する場合、実験結果がそのまま使用できるかどうか疑問である。今回、Photo. 1 に示すような実験装置を製作し、噴流ガス温度、スラブ厚さなどを実機ベースにてテストを実施した。

3.1 実験装置

構造は、鋼板製ケーシングを形鋼で固定したもので、

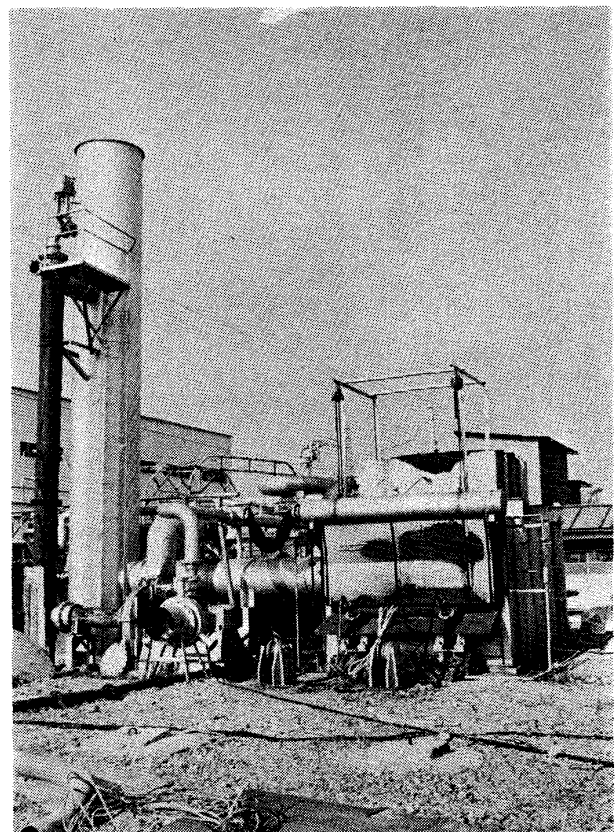


Photo. 1. General view of test furnace.

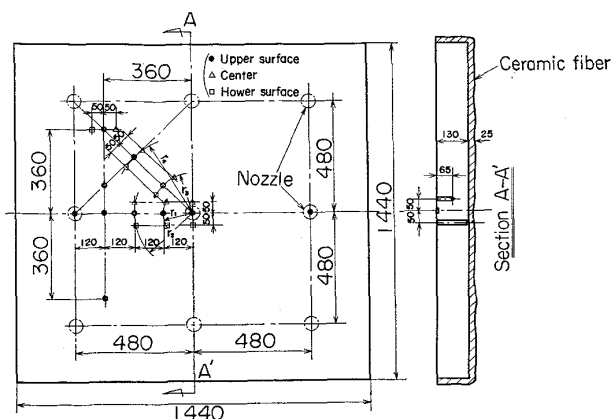


Fig. 3. Measuring points of slab temperature.
(Nozzle pitch 480 mm)

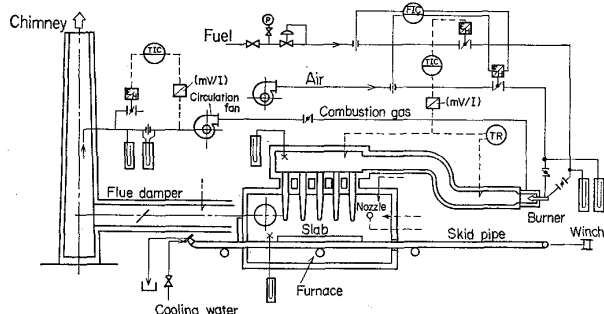


Fig. 4. Diagram of test furnace.

その内面をセラミックファイバー系の断熱材で被覆している。天井部には不定形耐火物で断熱したガスヘッダーを設け、ノズルは配列、径、スラブとノズル間の距離が変えられるように工夫されたものが、配置されている。試験用スラブは厚さ 130 mm で、スラブ上面のみ加熱し、下面からの加熱は断熱材により完全に熱遮断した。Fig. 3 に試験用スラブの測温点とノズルの配置を示す。

燃焼室で発生した高温燃焼ガスは、上記ガスヘッダーに導かれ、ノズルから高速でスラブに吹きつけられる。Fig. 4 にその系統図を示す。

3.2 実験結果

スラブ表面の平均熱伝達係数 α_m は、スラブの加熱温度から吸収熱量を計算して、放射伝熱も含んだものとして求めた。この α_m と、燃焼ガスの熱伝導率 λ_g 、動粘性係数 ν_g とを対流伝熱による平均熱伝達係数の基本式に代入して、

$$Nu = \alpha_m \cdot x_n / \lambda_g = K_0 (U_a \cdot x_n / \nu_g)^m \dots\dots\dots (2.1)$$

整理し、この式の係数 K_0 , m を求めて燃焼ガスの衝突噴流群による平均熱伝達特性としてまとめた。

なお、ここで x_n , U_a は (1.3) 式のものと同一記号であり、ガスの物性値 λ_g , ν_g は噴流ガス温度とスラブ表面温度の平均値で定義する。

3.2.1 スラブ表面の平均熱伝達特性

Fig. 5 に本実験で得られた衝突噴流群による平均熱伝達特性を示す。係数 K_0 , m については、いまだ報告されている噴流群の実験結果と比較すると、 m については 0.625 とほぼ同じ値が得られたが、 K_0 , m は噴流条件によりかなりのバラツキがあつた。なお、噴流ガス温度は $450^\circ\text{C} \sim 550^\circ\text{C}$ の範囲でまとめたものである。

3.2.2 平均熱伝達特性に影響をおよぼす因子

(1) ノズルとスラブ表面間の距離 H

一例として噴流ガス温度 550°C 、ノズル径 90ϕ のとき、この距離 H を変えた場合の結果を Fig. 6 に示す。

この図からもわかるように $H = 200 \text{ mm}$ で平均熱伝達係数 α_m は最大値を示す。

(2) ノズル径 D および ノズルピッチ x_n の影響

ノズル径を 90 mm, 60 mm の 2 種類とし、これに相対するノズルピッチ 720 mm, 480 mm が平均熱伝達係数 α_m にどのように影響するかを調べた。一例として噴流ガス温度 550°C , $H = 200 \text{ mm}$ のときのものを Fig. 7 に示す。

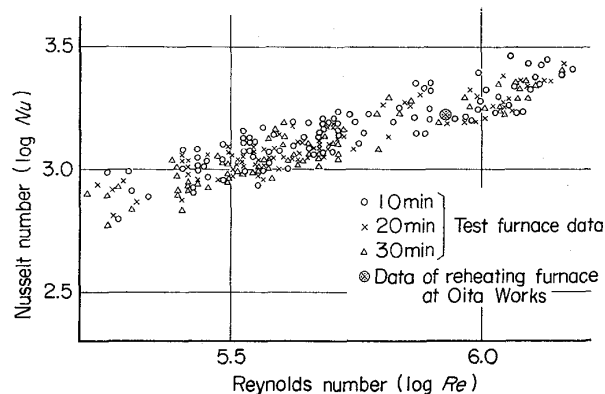


Fig. 5. Relation between Reynolds and Nusselt number.

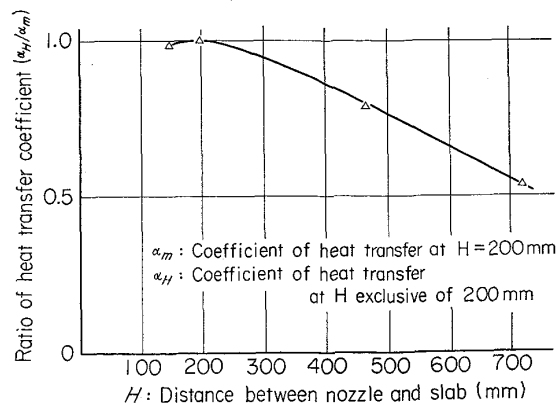


Fig. 6. Effect of distance between nozzle and slab.

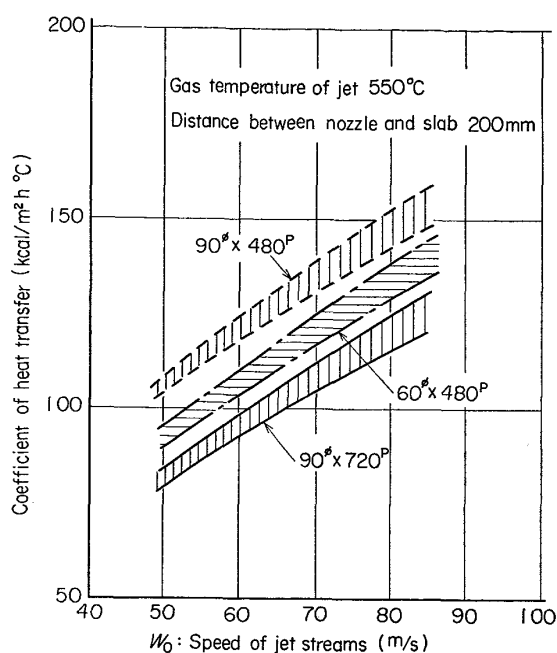


Fig. 7. Effect of nozzle diameter and nozzle pitch.

スラブ面の 1m^2 当りの噴出ガス量を同一とした場合 $x_n/D=8$ のとき、ノズル径が小さいほど α_m の値は大きくなる。しかし、ノズルピッチを小さくするとノズル本数が非常に多くなり、加熱炉へ適用する場合、メンテナンス性などを考慮すると、あまり実用的でない。

4. 加熱炉への適用

噴流予熱装置を設置するためには、従来の加熱炉に対し、高温ファン、排ガス循環ダクト、噴流予熱室などが必要となる。

噴流予熱装置を加熱炉へ適用する場合、既設炉への適用と炉長延長した新設炉への組み込みの場合の2つがある。

4.1 既設炉への適用

既設炉への適用方法として、加熱能力増強対策と単なる排熱回収を目的としたものがある。設置場所として、エントリースキッド部の空間を利用するか、別の場所に独立して設置するなどがある。

しかし、既設炉の場合、加熱炉の設計や操業状況あるいはレイアウトなどがまちまちであり、事例に応じて検討されるべきである。

ここでは、炉床負荷が $800\sim 900\text{ kg/m}^2\text{ h}$ の高負荷炉をモデルに、排熱回収を目的とした場合について試算してみたので、その概要について記す。

いま、既設炉の炉尻排ガス温度を 1150°C 、装入鋼材温度を 20°C とする。これに対し、噴流予熱装置を使用

した場合は、鋼材温度は約 240°C に予熱されて、既設炉へ装入される。既設炉への装入鋼材の温度差は 220°C である。一方、炉尻排ガス温度は、装入鋼材温度が約 240°C となるので、約 940°C に低下しても従来通りの抽出鋼材温度が得られる。

この効果は、排ガス損失熱の減少や炉内で鋼材に与える熱量の減少があり、さらに炉尻温度が 1150°C から 940°C に低下したことによる炉体放散損失熱、スキッド冷却水に奪われる熱、装入扉部からの損失熱などが減少する。よって、燃料投入量を大巾に減少させることができる。

いままでの実績では、高負荷炉の燃料原単位は普通 $400\sim 450\text{ kcal/kg}$ であるから、本装置を使用することにより、約 $300\sim 350\text{ kcal/kg}$ の燃料原単位が期待できる。これは約 $20\sim 30\%$ の燃料削減となり、省エネルギー効果が大きい。

4.2 新設炉への適用

ここでは、新設される炉長延長した加熱炉を対象に、その装入側に噴流予熱装置を組み込み、噴流予熱装置付き加熱炉として適用する場合について記す。

本装置付き加熱炉は Fig. 8 に示すように、加熱炉、レキュペレーター、高温ファン、排ガス循環ダクト、噴流予熱室などにより構成されるが、組み込み型とするために、別置型に対してスロート部の差圧制御装置が必要となる。

この適用の場合は、噴流伝熱が放射伝熱を主とした低負荷炉より、高い熱伝達量が得られることを利用する。

一般に、炉長を延長すれば、燃焼ガスと鋼材との熱交換が行なえるので、炉尻排ガス温度が低下し、排ガス損失熱は減少する。しかし、排ガス温度の低下とともに、放射による熱伝達量 ($\text{kcal/m}^2\text{h}$) が急激に減少するため、鋼材との熱交換量も炉長を長くするにしたがい小さくなる。

炉長延長は、さらに、水冷スキッドパイプの長さや炉

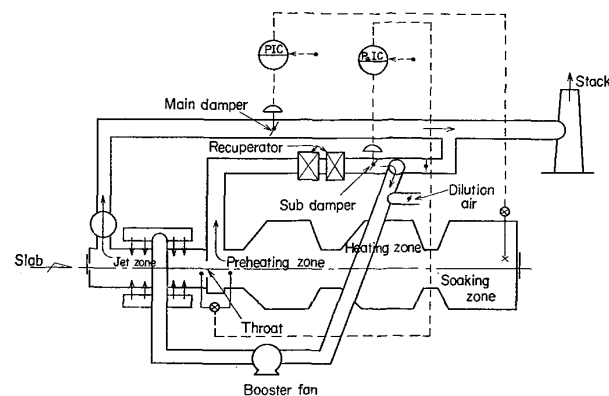


Fig. 8. Diagram of furnace pressure control.

Table 1. Calculating heat balance of 280 t/h walking beam furnace.

		Full capacity (280 t/h)		Half capacity (140 t/h)	
		Conventional furnace	With preheating equipment	Conventional furnace	With preheating equipment
Heat input	Combustion heat	95.2	81.2	53.1	44.2
	Sensible heat of fuel	0.1	0.1	—	—
	Sensible heat of hot air	16.0	13.7	7.9	6.6
	Oxidation heat of scale	2.6	2.6	1.3	1.3
	Total	113.9	97.6	62.3	52.1
Heat output	Latent heat of slab	56.1	50.5	28.0	25.6
	Sensible heat of scale	0.7	0.7	0.4	0.4
	Sensible heat of waste gas	41.1	34.6	19.6	15.8
	Total heat losses	16.0	11.8	14.3	10.3
Fuel consumption (kcal/ kg)		340	290	379	316
Waste gas temperature (°C)		900	890	780	760
Preheating air temperature (°C)		450	450	400	400

Unit: Gcal/h

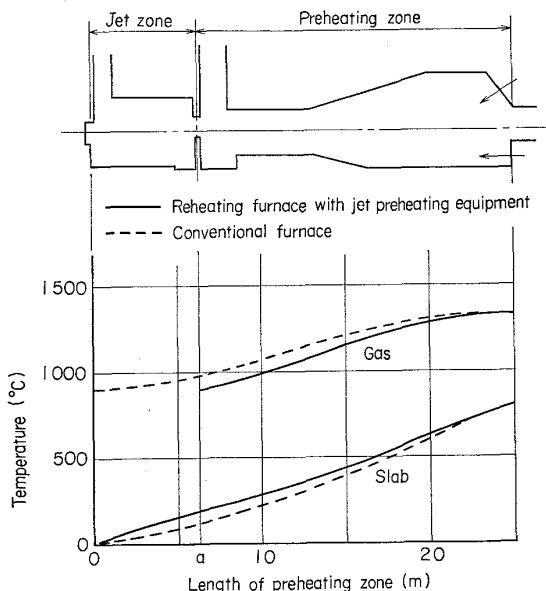


Fig. 9. Temperature curve in preheating zone.

体の表面積が増加するなどがあつて、損失熱量が増加する。したがつて、炉長延長しても燃料原単位の低減には限界がある¹¹⁾。

一方、設備費が炉長延長とともに増加するため、経済性を考慮すれば、どこかに最適炉長があるはずである。試算によれば、従来の高負荷炉の 1.3~1.4 倍程度に炉長を延長させたとき投資効果が最良という結果がでてい⁴⁾。このような炉長を有する加熱炉を低負荷炉と呼ぶことにする。

Fig. 9 に低負荷炉の炉長方向の温度分布を破線で、また比較のため同一炉長内に予熱装置を組込んだ、噴流予熱装置付き加熱炉の計算結果を実線で示した。

いま、 a (m) の位置で鋼材温度を比較すると、低負荷

炉の場合が 130°C 、予熱装置付き炉の場合が約 190°C である。一方、排ガス温度でも低負荷炉で約 990°C 、予熱装置付き炉で約 890°C と約 100°C の温度差があり、予熱装置付き炉の方が優れていることがわかる。

この計算に使用した設定炉温は、両炉とも加熱帯、均熱帯は変らないとし、鋼材予熱温度によつて予熱帯のみが影響されるものとした。

いま、実施例として次の仕様が与えられた場合の熱勘定をしてみると、Table 1 のようになる。

炉型式：ウォーキングビーム型

加熱能力：280t/h

炉寸法 低負荷炉：11.4m 巾×46m 長

噴流予熱装置付き炉：加熱炉長 40m

噴流帯長 6 m

基準鋼材：250 mm 厚×1 900 mm 巾×4 800 mm 長

装入列数：2 列

加熱時間：180 min

燃料：コークス炉ガス，低位発熱量：4 430kcal/Nm³

Table 1 は加熱能力 280t/h と 1/2 負荷の 140t/h の場合について、両炉の熱勘定結果を示す。ここで得られた低負荷炉の燃料原単位 340kcal/ kg は鋼材抽出温度 $1\,250^{\circ}\text{C}$ 、燃焼用空気の前熱温度 450°C 、スキッドパイプには二層断熱を採用するなど放散熱量を極力小さくした、現状において最高の熱効率を示す加熱炉である。

噴流予熱装置付き炉の燃料原単位は、290kcal/ kg であり、低負荷炉に比較して約 15% の低減となる。

また、1/2 負荷のときでも同様であり、広い負荷範囲にわたり熱効率の高い加熱炉が得られる。

Table 2 は、両炉のランニングコストを年間稼働時間

Table 2. Capital cost comparison.

	Conventional furnace			With preheating equipment	
Heating capacity	280 t/h			280 t/h	
Fuel consumption	340 kcal/kg			290 kcal/kg	
	Yen	Consumption	Running cost (million yen)	Consumption	Running cost (million yen)
Fuel	13.3/Nm ³	21 500 Nm ³ /h	1 716	18 300 Nm ³ /h	1 460
Compressed air	1.7/Nm ³	105 Nm ³ /h	1	105 Nm ³ /h	1
Recirculating water	18/m ³	680 m ³ /h	112	680 m ³ /h	112
Fresh water	52/m ³	0.5 m ³ /h	—	1.5 m ³ /h	—
Electric power	10/kWh	800 kWh	48	1 540 kWh	92
Total running cost			1 877		1 665
Differential running cost			212 million yen/y		

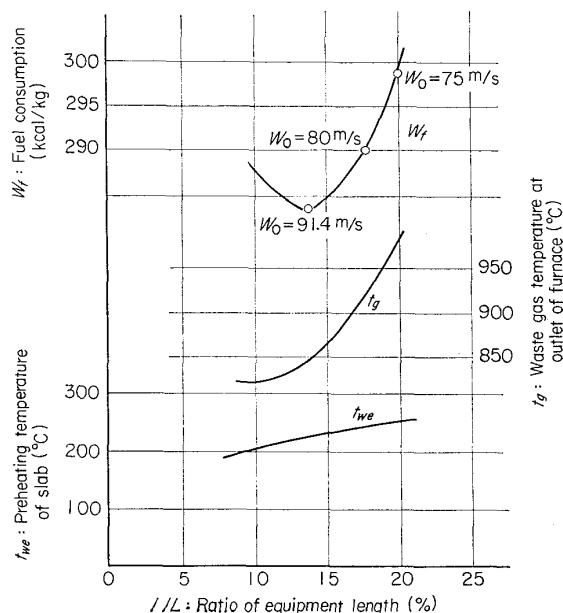


Fig. 10. Optimum length of waste gas jet preheating equipment.

6 000 h として試算したものである。噴流予熱装置付き炉では、高温ファンの電力費が若干増加するが、これは減少する燃料費の 10% 程度である。

一方、設備投資額が低負荷炉に対し、予熱装置付き炉が大きくなるが、この分は膨大な燃料費の節約で、短期間で償却できる。

4.2.1 噴流予熱帯の長さ

前述の、低負荷炉の大きさを選定するにあたり、投資効果のある最適炉長が求められたように、加熱炉内に組込まれる噴流予熱帯の長さにも、加熱炉の燃料原単位を最小にする最適長さが存在する。

噴流ガス温度は高温ファンの耐熱温度によつて制限されるが、その温度を 550°C とし、これを越えるときは大気にて稀釈して一定とした。

いま、噴流予熱帯の長さ基準を全炉長の 20% としたときの噴流予熱帯長さ割合と鋼片予熱温度 t_{we} 、炉尻排ガス温度 t_g 、燃料原単位 W_f との関係の 1 例を Fig. 10 に示す。燃料原単位の最小値は、噴流予熱帯の長さを全有効炉長の 13% 前後にすればよいことがわかる。

4.2.2 炉圧制御方法¹²⁾

噴流予熱装置付き加熱炉の制御装置の中で、新たに決定すべきものとして、炉圧制御装置がある。本加熱炉の炉圧制御系統図は Fig. 8 に示す。

制御装置としては、炉内からのガスの流出、または、大気の炉内への侵入を防止するための炉内圧制御装置と、噴流予熱帯と燃焼帯を結合するスロート部を通過するガス量を、ある一定値に制御する装置が必要である。制御方式の検討にあたり、まず外乱の種類とその大きさ、ひん度などを考慮したうえで、制御量と操作量を決定する。

制御量としては①燃焼帯圧力、②噴流予熱帯と燃焼帯間で生ずる圧力差、をとるのが妥当である。さらに、燃焼帯で発生したガスは、すべて噴流予熱帯を經由して煙突へ排出されるので、操作量は①噴流予熱帯出側ダクトダンパ（主炉圧ダンパ）、②高温ファン吸引側ダクトダンパ（補炉圧ダンパ）の 2 つとした。

つぎに、主たる外乱としては、下記に示す 5 つのものが考えられる。

- ③炉負荷の変動（鋼材寸法、抽出ピッチなどの変化）
- ④投入燃料量の変化
- ⑤抽出扉の開閉
- ⑥装入扉の開閉
- ⑦高温ファン保護用稀釈空気量の変動

このうち④、⑤、⑥は燃焼帯のガス量の変化として表われ、一方③、⑦は直接噴流予熱帯のガス量の変化を起

す。

⑧, ⑨, ⑩の外乱に対する制御量と操作量の組合せは,

制御量①——操作量①

制御量②——操作量②

にとるのが良く, ⑪, ⑫の外乱に対する組合せは,

制御量①——操作量②

制御量②——操作量①

にとるのが良い。

ここで, ⑪と⑫の外乱は⑧, ⑨, ⑩の外乱より大きい。したがって⑪と⑫の外乱の大きい方を基準に制御することが望ましいが, 前述のように⑪と⑫の制御量—操作量の組合せは異なる。ゆえに, いずれかを選定する必要がある。⑪は⑫の外乱が発生した結果起こる外乱であること, 燃焼帯での雰囲気乱したくないことなどを重視して, ⑧, ⑨, ⑩の外乱に対する制御量—操作量の組合せをとることが得策である。

以上の定性的検討により決定した制御方式の妥当性を確認し, 各調節計のパラメータの適当なる値を定めた

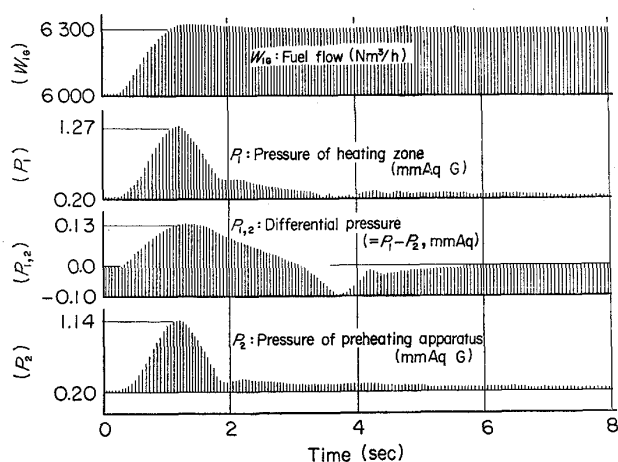


Fig. 11. Simulation results (in response to fuel flow).

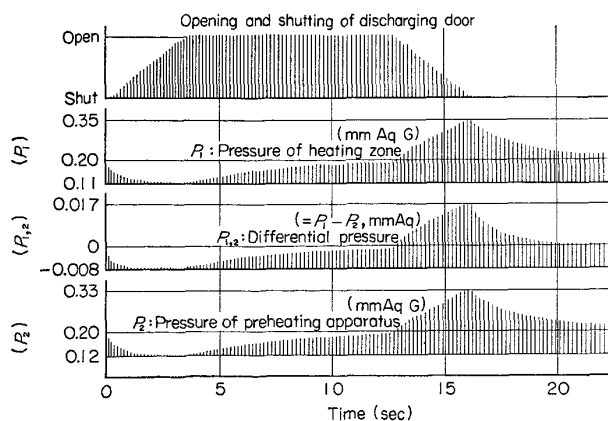


Fig. 12. Simulation results (in response to opening and shutting of discharging door).

めに, 数式モデルを作成してシュミレーションを行なった。その結果を Fig. 11, Fig. 12 に示す。

Fig. 11 は, 外乱として燃料投入量が定常運転時より 5% 増加した場合の, 応答結果である。Fig. 12 は抽出扉を開閉した場合の応答結果である。

これらの結果より, 本加熱炉の炉圧制御方式は, Fig. 8 の系統図に示す制御方式で, 十分妥当であるという結論を得た。

5. 大分製鉄所厚板工場 No. 1 鋼片加熱炉

当所の厚板工場は, 1977 年 1 月に稼動した 5 500mm 中のミルで, 世界最大級のものである。当工場は, 現在加熱炉 1 基の生産体制であり, その No. 1 加熱炉は, これまでのべてきた噴流予熱装置を通常加熱炉の装入部に組込んだ最初の炉である。Photo. 2 は装入部側面から写したものである。以下に当炉の構造と操業例について紹介する。

5.1 構造

5.1.1 加熱炉

炉形は Fig. 13 に示すように, 下部帯にもエンドバー

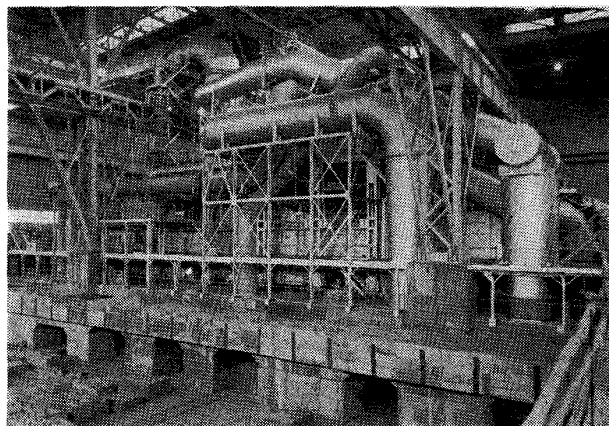


Photo. 2. Reheating furnace with waste gas jet preheating equipment in plate mill at Oita Works.

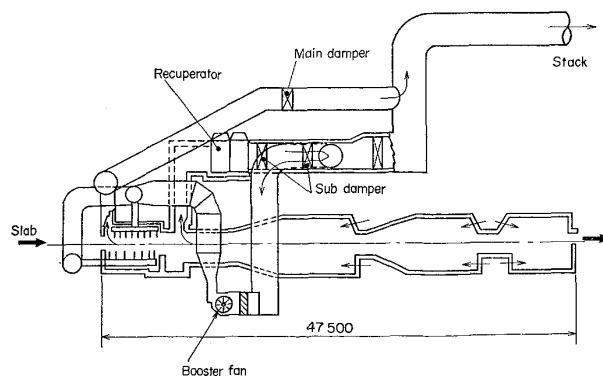


Fig. 13. Longitudinal sections of reheating furnace with waste gas jet preheating equipment.

ナを設置した6带式ウォーキングビーム型である。

燃焼排ガスは炉尻より上方へ流れ、炉上にあるメタリックレキュペレータにて燃焼用空気と熱交換する。その後、高温ファンにて吸引昇圧して、噴流予熱帯へ導かれ、噴流ノズルより高速噴出し、スラブと熱交換する。噴流予熱帯からの排ガスは、煙突の自然通風力にて排出される。

なお、噴流予熱帯を使用しない場合（たとえば、高温ファンの故障など）を考慮して、レキュペレータ後から直接、煙突へ流すことも可能なように、切換えダンパを設置している。現在までは、トラブルなどがなく、このダンパを使用したことはない。炉の主な仕様についてはTable 3に示す。

5.1.2 噴流予熱装置

噴流予熱装置を構成する設備は、排ガス循環ダクト、高温ファン、噴流ノズル、噴流予熱室、炉圧制御装置などである。主な仕様をTable 4に示す。

(1) 循環ダクト

Table 3. Specifications of reheating furnace.

Item	Specifications
Furnace type	Walking beam
Heating capacity	280 t/h
Heating rate	650 kg/m ² h
Furnace size	11 400 mm width × 47 500 mm length
Fuel	Coke oven gas
Fuel consumption	290 kcal/kg
Slab thickness	100~300 mm
Slab width	1 500~3 000 mm
Slab length	2 600~5 200 mm × 2 rows
Slab heating temp.	1 250°C

Table 4. Specifications of jet preheating equipment.

Item	Specifications
Slab size and rows	250 mm × 1 900 mm × 4 800 mm × 2 rows
Nozzle dia. and pitch	60 mm × 480 p
Jet speed and temp.	75 m/s, 550°C
Preheating time	24 min
Slab temperature	200 ± 20°C
Zone length	6 200 mm

Table 5. Specifications of booster fan.

Item	Specifications
Type	Paddle type
Flow rate	3 700 m ³ /min
Total pressure	300 mmAq
Waste gas temperature	550°C
Motor	420 kW (6 600V, 60Hz, 6p)

レキュペレータから高温ファンを経て、噴流ヘッダに至る排ガス管を循環ダクトと称し、内面に厚さ 230 mm の耐火断熱レンガを施工し、熱放散を少なくしてある。

なお、高温ファンを容量制約などから2台配置としたため、炉体の両側面に配管した。また、高温ファンの保護のために、吸込側に稀釈空気の入れ口を設置した。

(2) 高温ファン

高温ファンは、国内・外国ともに高温でかつ大容量の実績がなく、型式、材質、製造法など総合的な面から調査研究し、Table 5の仕様を決定した。

i) 型式

パドル型は単純な構造で、サージングゾーンが明瞭に表われなく、風量（排ガス量）の変動の大きい加熱炉操業に最も適している。

ii) 羽根車の材質

高温強度としてはオーステナイト系合金鋼が優れているが、熱伝導率が小さく、熱膨脹率が大きいために熱歪を生じやすい欠点があり、マルテンサイト系合金鋼を採用した。

(3) 噴流ノズルおよびノズルヘッダー

ノズルヘッダーは炉長方向に配置し、スラブ長さに応じて、制御弁により間引きのできる構造とした。また、下方のノズルヘッダーの取出しは、装入口エントリースキッド下に配管することで、ウォーキングビーム駆動機構との取合いも解決した。

噴流ノズルは、炉内の空間を広くとるように 480 mm ピッチを基準とし、メンテナンス性などに配慮を加えた。なお、下部帯はスキッドパイプ、ライザーパイプをさけて配列した。Fig. 14に縦断面、Fig. 15に横断面を示す。

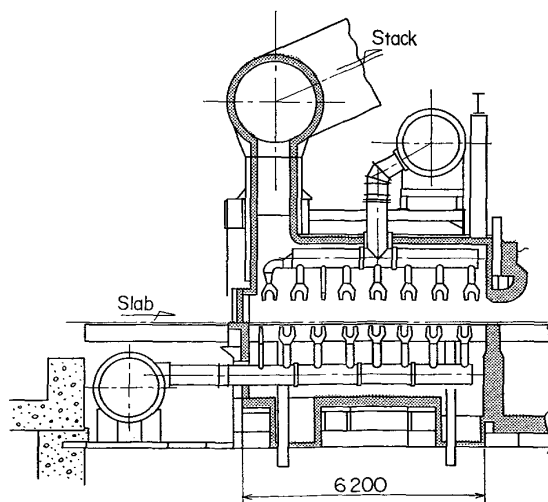


Fig. 14. Longitudinal sections of preheating equipment.

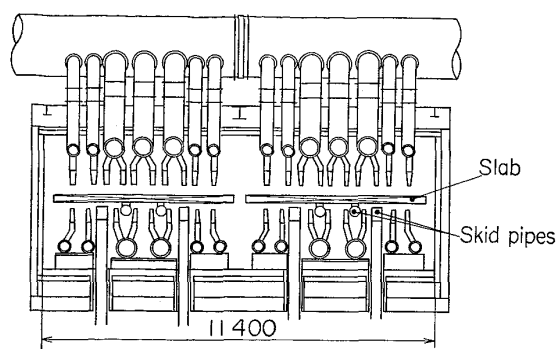


Fig. 15. Cross sections of preheating equipment.

噴流ノズルおよびノズルヘッダーは耐熱鋼を使用し、熱膨脹を十分に考慮した取付け方法である。なお、ノズル内径は 53.5 mm とした。

(4) 噴流予熱室

炉体は炉温も最高 550°C と低く、できるだけ簡単な構造にしてあり、Y形スタッドと 150 mm 厚さの断熱キャストブルで施工してある。スキッドパイプなどの断熱材は 50 mm 厚さのキャストブルとなり、低負荷炉に比較して安価な設備となった。

(5) 炉圧制御装置

構造物としては、耐熱ダンパと炉圧検出端であり、特別なものはない。制御方法は 4.2.2 に記述したとおりである。

5.1.3 その他

(1) 煙道・煙突

噴流予熱装置を設置することにより、燃料原単位が低下して排ガス量が減少することと、排ガス温度が低下することにより、断面積が小さく設計でき、安価な設備となった。

(2) 燃焼帯

燃焼帯は、炉長 46m の低負荷炉では 8 帯必要であるが、本装置を設置することにより、6 帯となった。

(3) 燃焼空気ブロウ

燃料原単位の低減分だけブロウの容量も小さくし、かつ配管も小さくなった。

5.2 操業実績

新設厚板工場の稼動後、3ヶ月目に性能調査を実施したので、その結果を報告する。

5.2.1 噴流予熱装置のスラブ昇温能力

250 mm 厚 × 1 895 mm 巾 × 3 725 mm 長の普通鋼スラ

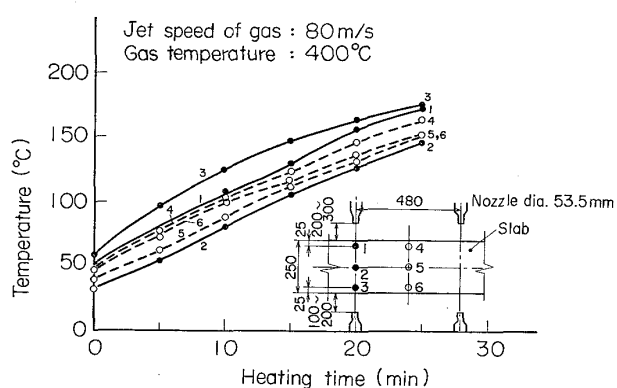


Fig. 16. Measured slab temperature of waste gas jet preheating equipment.

Table 6. Operating conditions of heat balance.

Measuring time	480 min
Rolling time	347 min (72.3%)
Heating capacity	167 t / h
Slab thickness	247 mm
Slab length and rows	3 631 mm × 2 rows
Slab temperature	1 150°C

Table 7. Actual heat balance at Oita works.

Heat input				Heat output			
	(Mcal/h)	(kcal/kg)	(%)		(Mcal/h)	(kcal/kg)	(%)
① Combustion heat	48 884	293	83.0	⑥ Latent heat of discharging slab	31 196	187	53.0
② Sensible heat of fuel	85	—	—	⑦ Sensible heat of scale	200	1	0.3
③ Sensible heat of air	6 022	36	10.2	⑧ Sensible heat of waste gas	20 225	121	34.3
④ Latent heat of charging slab	3 139	19	5.4	⑨ Heat loss for cooling water	4 336	26	7.3
⑤ Oxidation heat of scale	809	5	1.4	⑩ Radiation heat losses	1 356	8	2.3
				⑪ Other heat losses	1 626	10	2.8
Total	58 939	353	100	Total	58 939	353	100

$$\text{Heat efficiency} = \frac{⑥}{①} \times 100 = 63.8\%$$

ブに、3.2mm ϕ CA 熱電対を埋め込み測温した。結果は Fig. 16 に示す。

測温点は6点でノズル直下ノズル間の表面から25mm、厚さの中心、裏面からの25mmの点である。

測定時の平均噴流ガス温度 $T_{gn}=400^{\circ}\text{C}$ 、ノズルからの平均噴流ガス速度 $U_{gn}=80\text{m/s}$ であつた。

噴流ノズルとスラブ間の距離は、ウォーキングビームの上下動により変化するが、今回の測定点ではほぼ直線的に約 160°C まで昇温されている。このデータを Fig. 5 にプロットすると、ほぼ実験範囲内にある。なお、装入スラブ温度がすでに 40°C 位に加熱されているのは、エントリースキッドにて、噴流ガスがスラブ面を流れることによつて昇温されたものである。このエントリースキッド上の冷スラブ表面と高温ガスが熱交換するとき、結露を生じることがある。

5.2.2 熱精算

熱精算は8h測定し、その操業データは Table 6 に、測定結果は Table 7 に示す。

燃料原単位は 293kcal/kg が得られた。なお、排ガス循環ファンの電力は計測した電流値より 1.8kWh/t と推定され、発電効率 35% として一次エネルギーに換算すると、 4400kcal/t に相当する。

5.3 まとめ

噴流予熱装置を実機化するうえでの課題は、高温ファン、噴流ノズルなどの故障対策、熱伝達特性による炉性能の解析、投資額を含めた経済性に関するものであつた。

約1年経過後も設備故障はなく、好成績にて順調な生産を続けている。

6. 結 言

新日本製鉄(株)と川崎重工業(株)で共同開発し、実用化した噴流予熱装置付き加熱炉について概要を述べた。

噴流伝熱特性としては、実験と実炉でほぼ同一値を得ている。実炉では計画との操業度差などにより、炉全体の調整が十分ついていないため、まだ最適操業形態とは

なっていないものの、月間平均原単位が $270\sim 280\text{kcal/kg}$ の成績を納めている。

当初の設計段階では、性能はもちろんのこと設備保全面も考慮したが、実績からみて設備保全面に全く問題はない。今後は、性能のより一層の向上をめざした操業基準や設備の検討を図りたい。

本方式は、低温域における鋼材への伝熱効率を上昇させる排ガスの熱回収法として、新しく開発されたものであるが、今後とも期待される技術であり、省エネルギー対策に大きく寄与するものと考えられる。

おわりに、本稿について御協力をいただいた関係各位に対し、心から感謝の意を表する次第である。

文 献

- 1) 日本熱エネルギー技術協会: '77 省エネルギー優秀事例集, (1977)
- 2) W. TRINKS (鈴木 弘, 井田緑朗共訳): 工業用加熱炉上巻, (1969), p. 190 [コロナ社]
- 3) 文献2) p. 18
- 4) 奥野隆三: 省エネルギー技術開発シンポジウム (1976) Session 1, p. 33 [日本熱エネルギー技術協会]
- 5) 日本機械学会: 伝熱工学資料改訂第3版, (1977), p. 109 [日本機械学会]
- 6) 熊田雅弥, 馬淵幾夫, 川島 豊: 日本機械学会論文集, 38-315 (1972), p. 255
- 7) 熊田雅弥, 馬淵幾夫, 川島 豊, 平田 賢: 日本機械学会論文集, 40-330 (1974), p. 471
- 8) H. SHUH and B. PERSSON: Int. J. Heat Mass Transf., 7 (1964), p. 1257
- 9) 西脇仁一, 平田 賢, 鳥居 薫, 仲戸川哲人, 五明由夫, 吉次誠吉: 第5回伝熱シンポジウム講演論文集 (1968) p. 105
- 10) R. GAROON and J. COBONPUE: Int. Develop. Heat Transfer Proc. of 1961~62, Heat Transfer Conference, p. 454 [ASME]
- 11) 佐田哲男: 化学工場, 21 (1977), p. 37 [日刊工業新聞社]
- 12) 曾我一利, 上田達夫, 三浦由正, 奥野隆三, 南省三, 西川令史: 川崎技報, 61 (1976), p. 21 [川崎重工業(株)]