

特別講演

UDC 621.771.23 : 621.783.2

噴流予熱装置を用いた省エネルギー型加熱炉*

丸 井 道 雄**

Reheating Furnace with Waste Gas Jet Preheating Equipment
for Saving Energy

Michio MARUI

1. 緒 言

わが国の高度経済成長の原動力となつた基幹産業の一つである鉄鋼業は、急速に大型化、近代化し、規模・技術ともに世界屈指のものに成長してきた。その一方では、鉄鋼業は資源・エネルギー多消費型業種の典型として多大のエネルギーを消費する産業だけに、エネルギー資源の大部分を海外に依存しているわが国にとつては、エネルギー問題は深刻であり、それだけ緊急に省エネルギー、省資源化に取り組み、又実行しなければならない問題である。

川崎重工業（株）では、こうした時代的要請にこたえるため、早くから鉄鋼業の省エネルギー化技術を追求し、今まで高炉の炉頂圧エネルギー回収発電設備をはじめ、転炉廃ガス非燃焼回収装置、スラブ冷却設備、噴流予熱装置などを次々と完成させ、いずれも省資源・省エネルギー化を大きく進める画期的な技術として国内外から広く評価されている。

ここに紹介する噴流予熱装置は、加熱炉から排出される多量の高温燃焼ガスを鋼材表面に吹きつけ、その表面に生ずる高い伝熱特性を利用して、比較的小さいスペースで効率よくその鋼材を予熱するもので、多年のモデル実験によりその効果を見出し、今日その実用化に成功したものである。

本装置は、通常炉の装入部に組み込んだ省エネルギー型加熱炉として、またレイアウト上炉前にスペースのない場合には、加熱炉から独立した別置き型として使用されるが、両方式とも加熱炉の燃料原単位で15~30%の低減を可能にし、一方燃料消費量の増加なく、20~30%の加熱能力の増強をも可能にするなど、省エネルギー・能力増強の両面に効果的な装置として、各方面に大きな反響を呼んでいる。

このたび、新日本製鉄（株）大分製鉄所の厚板加熱炉

に、噴流予熱装置を組み込んだ省エネルギー型加熱炉として採用されたのをはじめ、住友金属工業（株）和歌山製鉄所の鋼管加熱炉にも、炉の能力増強を目的とした別置き型の噴流予熱装置として採用され、いずれの装置も、今までの加熱能力、炉の熱効率を大幅に改善する成績をあげ、現在も順調に運転されている。

以下に、噴流予熱装置の開発経過と、本装置を組み込んだ省エネルギー型加熱炉および別置き型の実施例などにつき、その概要を報告する。

2. 省エネルギー型加熱炉

加熱炉の省エネルギー対策は、おもに加熱炉の炉壁や開口部からの放散熱量の減少、水冷スキッドパイプの断熱強化など構造面の見直しや、各燃焼帯の最適炉内ガス温度の選定、燃焼管理の強化など操業条件の改善で著しい効果をあげている¹⁾。しかし炉の熱効率を向上させる最も効果的な方法は、損失の大半を占める排ガス損失熱量をできるだけ少なくすることにある。現在、排ガス煙道中に新たにレキュペレータの増設、廃熱ボイラーの設置などが考えられているが²⁾、設置場所の問題、得られる蒸気の使い道など、今なお多くの問題をかかえている。

最近、炉の熱効率を改善する方策として、炉長を延長した低負荷炉と称する省エネルギー型加熱炉が出現するようになった。

一般に炉長を延長すれば、その延長部分で燃焼ガスから鋼材へ熱供給が行われるため炉尻排ガス温度が低下し、その結果熱効率が向上するといわれている。Fig. 1は、従来の高負荷炉と炉長延長した低負荷炉の炉内ヒートパターンを示したものである。

高負荷炉では、短い炉長で鋼材を常温から所定の温度まで加熱するため、点線(A)で示したように、予熱帯の炉内ガス温度を高く設定する必要がある。このため、炉

* 昭和53年10月3日日本会講演大会における浅田賞受賞記念特別講演

** 川崎重工業（株）神戸工場（Kobe Works, Kawasaki Heavy Industries, Ltd., 2-14 Higashikawasaki-cho Ikuta-ku Kobe 650-91）

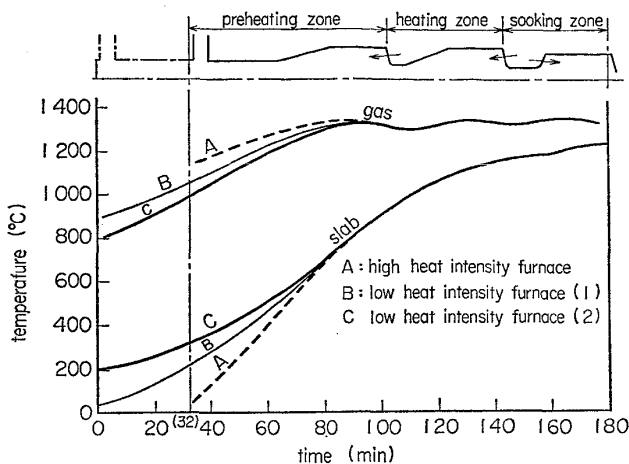


Fig. 1. Temperature curve in reheating furnace.

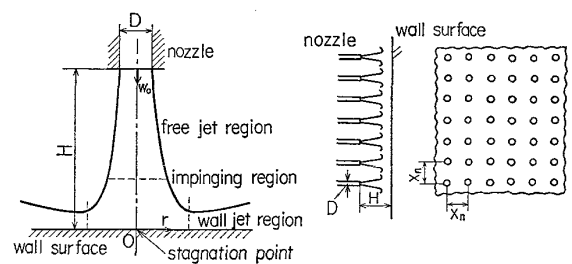
戻排ガス温度はおよそ 1100°C から高いものでは 1200°C にも達する。当然熱効率は悪くなり、燃料原単位で 450~500 kcal/kg と非常に高い値を示す。これに対し 20% 炉長延長の低負荷炉 (細線 B) では、高負荷炉の装入位置で鋼材温度が 210°C、炉戻排ガス温度が 1150°C であつたものが約 1030°C に低下し、熱効率がおよそ 20% も改善される。太線 (C) は、炉長をさらに延長したものに相当し、鋼材温度、炉戻排ガス温度とも細線のものより改善され熱効率はよくなる。しかし炉長の延長は、各部の損失熱量の増大、レキュペレータの排熱回収効果の悪化など、ある炉長以上では大幅な熱効率の改善は期待できないし、また一方、設備費の増大にもつながる。したがって熱効率の改善効果と設備費とのかねあいで、投資効果のよい炉長を決める必要があるが、われわれの試算によればその値は高負荷炉基準の 1.3~1.4 倍の炉長であることがわかつた³⁾。この場合、加熱炉の燃料原単位は 340~360 kcal/kg であり、各部の損失熱量を可能なかぎり少なくした、現状における最良の熱効率を示す省エネルギー型加熱炉といえる。したがって、これ以上に熱効率の改善を望むには、いまだ不十分とされている排ガスからの熱回収を、なんらかの別的手段で強力に行う必要がある。

3. 噴流予熱装置の原理と噴流伝熱実験

3.1 噴流予熱装置の原理

本装置の原理は、炉から排出される高温の排ガスと鋼材との熱授受を、衝突噴流による高い伝熱特性を利用して効果的に行わせるものであつて、すでに衝突噴流による伝熱特性については数多く報告されている⁴⁾。(Fig. 2 (1)参照)

それによれば、ノズル噴出速度 $W_0=42\text{m/s}$ のとき、ノズル直下の衝突噴流領域における岐点の熱伝達係数は、 $\alpha_0=210\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ と非常に高い値を示す⁵⁾。その周囲の壁面噴流領域では、ノズルからの距離 r とともに減少することを考慮しても、鋼材表面の平均熱伝達係数



(1) Coordinate of impinging jet (2) Model of jet nozzles
Fig. 2. Coordinate of impinging jet and model of jet nozzles.

α_m は、一樣流の場合に比較してかなり高い値を示すことが、実験によつて確認されている⁶⁾⁷⁾⁸⁾。

また、R. GARDON⁹⁾らの円管噴流群の空気による実験結果では、平板面上の平均熱伝達率 α_m (kcal/m²h°C) は次式で表わされている。(Fig. 2(2)参照)

$$\alpha_m = 0.286(\lambda_a/x_n) \cdot (u_a \cdot x_n/\nu_a)^{0.625} \dots\dots\dots (3.1)$$

ここで、

- U_a : 平板位置で自由噴流がもつ最大速度, m/s
- λ_a : 空気の熱伝導率, kcal/mh°C
- ν_a : 空気の動粘性係数, m²/s
- x_n : ノズルピッチ, m

である。

3.2 噴流伝熱実験

3.2.1 高温燃焼ガス噴流群の熱伝達係数

前述の衝突噴流伝熱に関する実験は、流体に空気を正在していること、また実機に比較して規模が小さい。しかも衝突噴流による伝熱特性は、ノズルからの流れの様相と密接に関連し、流体の温度、ノズル・物体間距離、物体の形状、ノズルピッチ、流体の速度などによつて大きく影響されるので、実機に应用する場合、今までのデータがそのまま使用できるか疑問である。そこで、それぞれの条件に応じた実機ベースでの伝熱実験を実施しておく必要があるとの判断から、今回、Photo. 1 に示すようなテスト炉を製作し、スラブ材をはじめ、ブルーム、ビレットなど各種形状の鋼材表面に生ずる平均熱伝達係数を求めた。この結果、次のことが確認された。

(1) スラブ材の平均熱伝達係数

スラブ表面の平均熱伝達係数 α_m は、スラブの予熱温度から吸収熱量を計算し、ふく射伝熱の効果も含んだものとして、次式

$$\alpha_m = K_0 \cdot (\lambda_g/x_n) \cdot (U_g x_n/\nu_g)^m \dots\dots\dots (3.2)$$

で整理した。ここで U_g はノズル出口の噴流ガス速度、 λ_g 、 ν_g は燃焼ガスの物性値で、噴流ガス温度とスラブ表面温度の平均値で定義する。

Fig. 3 は、実験データをヌッセルト数 (Num)、レイノルズ数 (Reg) の無次元数でまとめてプロットしたものである。係数 K_0 、 m は、後述する最良の噴流伝熱特性を示す条件、すなわち、ノズルとスラブ表面間の距離 H

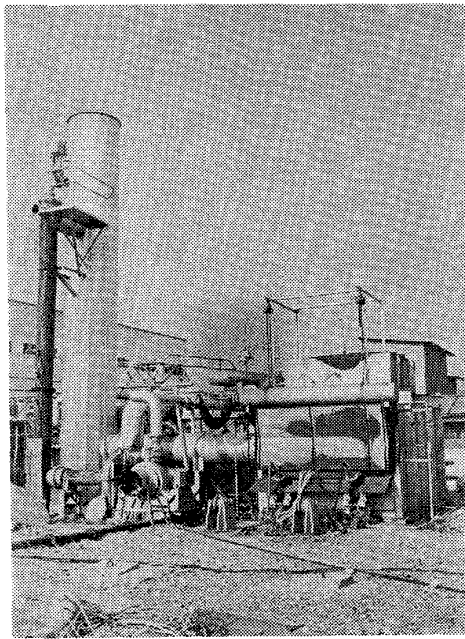


Photo. 1. General view of test furnace.

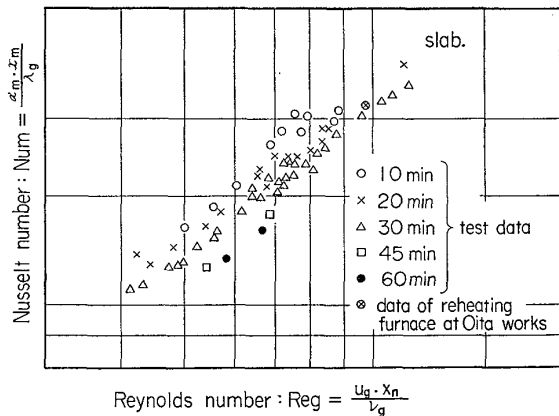


Fig. 3. Relation between Reynolds and Nusselt number (1).

を 200 mm, ノズル径 D を 60 mm, x_n を 480 mm ($8 \cdot D$) とし, また同一噴流条件でも時間の経過 (表面温度の上昇) とともに噴流伝熱特性が悪くなることなどを考慮して整理すると, m が 0.8, K が $(A-Bt)$ で表わされることがわかった. すなわち,

$$Num = (A - Bt) \cdot Reg^{0.8} \dots \dots \dots (3.3)$$

である. なお上式中 A, B は常数で, 噴流ガス温度が 350~650°C の範囲で適用される.

(2) ブルーム, ビレット材の平均熱伝達係数
角または丸ビレットの噴流伝熱特性を Fig. 4 に示す. 平均熱伝達係数 α_m はスラブの場合と同一の方法で求めたが, 鋼片ピッチ, 鋼片とノズルの相対位置関係などによりこの値が大きく影響されるので, 次の条件で整理した.

(i) 鋼片ピッチは, 鋼片厚さまたは直径の 0.7 倍の隙間をとり, この時の加熱条件を 3 面加熱とする.

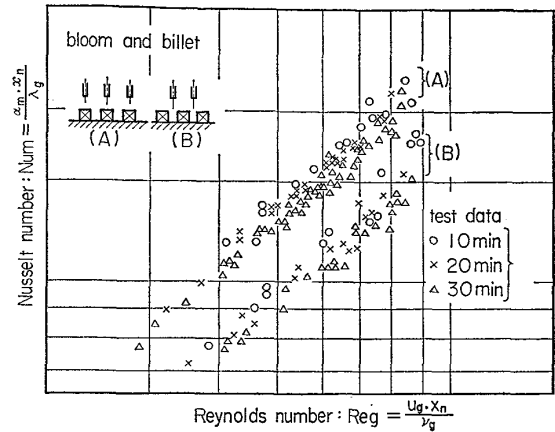


Fig. 4. Relation between Reynolds and Nusselt number (2).

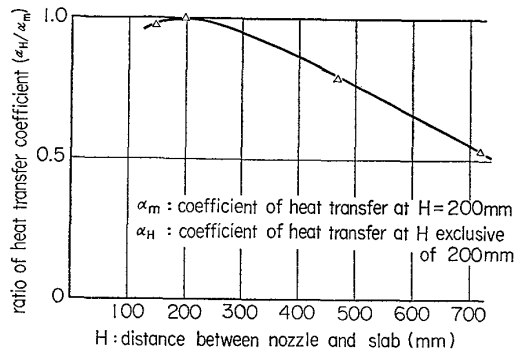


Fig. 5. Coefficient of heat transfer of jet (1)
Effect of distance between nozzle and slab.

(ii) ノズル直下に鋼片がきたときと, ノズル間に鋼片がきたときの値を別々に求めて整理する. この結果,
ノズル直下..... $Num = (A' - B't) Reg^{0.88} \dots \dots \dots (3.4)$
ノズル間..... $Num = (A'' - B''t) Reg^{0.88} \dots \dots \dots (3.5)$
となり, $A' \approx (1.3 \sim 1.35) \cdot A''$ であつた. ただし A', A'', B' は常数である.

3.2.2 噴流伝熱特性に影響をおよぼす諸因子¹⁰⁾

(1) ノズルとスラブ表面間の距離 H

噴流ガス温度 550°C, ノズル直径 60 mm のとき, ノズルとスラブ表面間の距離 H によつて, 平均熱伝達係数 α_m がどのように影響されるかを調べた結果を Fig. 5 に示す.

$H=200$ mm のときの α_m を基準にし, 他の距離 H に対する平均熱伝達係数 α_H との比で表わせれば, $H=200$ mm で $\alpha_H/\alpha_m=1.0$ と最大値を示し, 距離 H が 200 mm より大きくても小さくても $\alpha_m > \alpha_H$ であることがわかつた.

(2) ノズル直径 D , ノズルピッチ x_n の影響

噴流ガス温度 550°C, $H=200$ mm として, ノズル直径 D を 90 mm と 60 mm の 2 種類で, ノズルピッチ $x_n=720$ mm, 480 mm としたとき, 平均熱伝達係数 α_m がどのように影響されるかを調べた. その結果ノズルピ

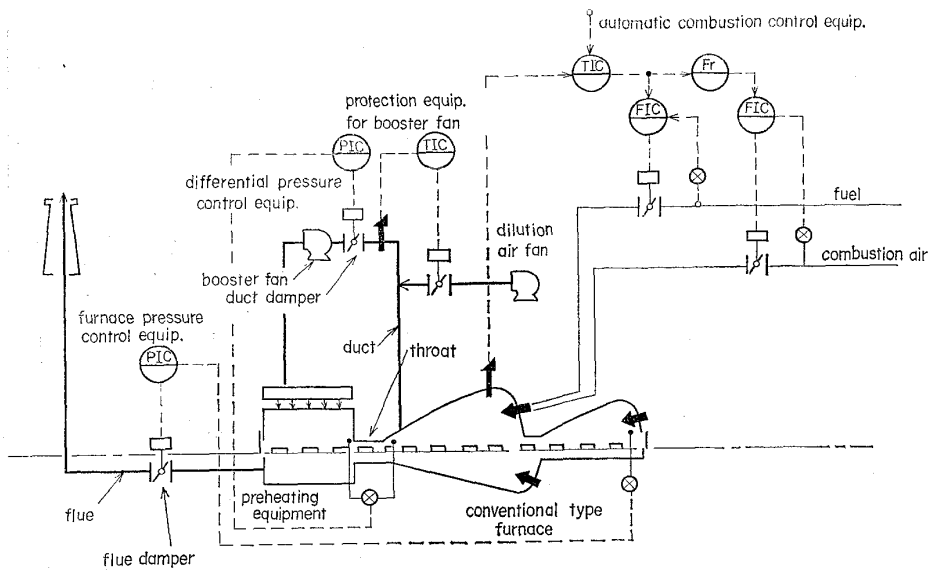


Fig. 6. Combination type furnace and its instrumentation.

ッチ x_n およびノズル直径 D が小さいほど、 α_m の値が大きくなることがわかった。しかし、あまりノズル直径 D が小さくなるとノズル本数が増え、加熱炉などに適用する場合メンテナンス上あまり実用的ではない。

(3) 鋼材表面および内部の温度分布

複数ノズルによるスラブ表面の温度分布は、ノズル直下で高く、ノズル間で低い波型の分布を示すが、その温度差は最大でも 75°C と比較的小さく、この程度の温度差では、加熱炉に装入されればほとんど影響されないことが確認されている。また内部の温度分布は、両表面で高く中心で低い放物線状である。

角ビレット、丸ビレットの場合、通常ビレット間隔は厚みの 0.7 倍にとつて配列するため、側面からの加熱が加わり、スラブの場合と異なりビレット断面で円状に等温線が描かれる。一方表面温度の最高点は、角ビレットの場合でコーナ部に、丸ビレットではノズル直下より 45° ずれた位置に生じた。しかし、各ビレットを接触させて配列した場合には、側面からの加熱が無くなりスラブと同様の傾向にあることが確認された。

4. 炉圧制御方法¹¹⁾

噴流予熱装置の付加により、従来から行われている加熱炉の炉圧制御のみでなく、噴流予熱装置と加熱炉との組み合わせによつて必要となる制御系をも含めた、総合的な制御方式を検討しなければならない。そこで前にも述べたような加熱炉と噴流予熱装置の結合方法から考えられる、組込型と別置型のそれぞれにつき、どのような制御系が必要であるかを検討した。

まず、2つの型式について、その炉内圧力の制御方式を決定するにあたり、(i)制御量を何にとるか、(ii)この制御量を何で操作するか、(iii)加熱炉の圧力制御系への外乱としてどのようなものが考えられるか、などの定

性的な検討を行い、これにもとづき最良の制御方法を見出した。ついでこの制御系で使用される各調節計のパラメータ、およびフィードフォワードゲインの適当なる値を定めるため、数式モデルを作成し、それぞれの型式についてデジタルシミュレーションを実施して、定量的検討を行った。このシミュレーションの結果、定性的検討により定めた制御方法をとることにより、噴流予熱装置を組み合わせた加熱炉の場合でも、炉圧制御が十分に行われることが確認された。

(1) 組込型における制御系の構成

組込型の加熱炉における制御方法で注意しなければならないのは、一系列内で噴流予熱装置と加熱炉の両方の炉圧制御を、どのようにうまく行わせるかである。Fig. 6に、組込型の制御系の構成を示す。

炉内からのガス流出、大気の炉内侵入などを防ぐため、炉内圧力を大気圧にほぼ等しくすることは当然であるが、さらに、加熱炉と噴流予熱装置を結合するスロート部からのガス流れを、できるだけ少なくすることが重要である。したがつて、この場合の制御量として、(i)加熱炉の炉内圧力、(ii)加熱炉—噴流予熱装置間で生ずる差圧をとるのが妥当である。これに対する操作量は、加熱炉で発生した燃焼ガスは噴流予熱装置を経由して煙突へ排出されるので、(i)煙道に設けた煙道ダンパの開度、(ii)高温ファン吸引側に設けたダクトダンパの開度となる。

圧力制御系への外乱としては、

- (a) 炉負荷の変動
- (b) 投入燃料量の変動
- (c) 装入・抽出とびらの開閉
- (d) 高温ファン保護用希釈空気量の変動

などであるが、このうち(a)および(d)の変動は、投入燃料量の変動に置き換えることができるし、他の外乱も

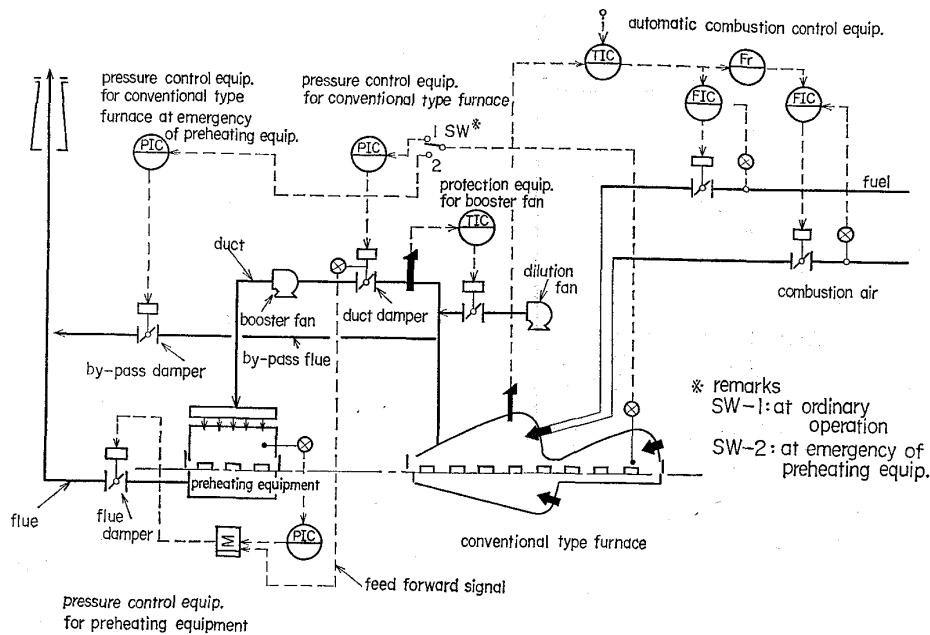


Fig. 7. Separate type furnace and its instrumentation.

同様の結果をもたらすと考えられる。そこで主なる外乱である投入燃料量が変動する場合についてのみ考える。

加熱炉への投入燃料量増加は加熱炉内の圧力を上昇させ、差圧制御は噴流予熱装置内の圧力を上昇させようとする。装置内の圧力を上昇させるには、図中のダクトダンパを開にするか、もしくは煙道ダンパを閉方向に操作すればよい。したがって差圧を零にする目的で、操作量として煙道ダンパを選べば、投入燃料量増加によって開操作をとるべきものが逆応答になる。それゆえ、ダクトダンパの開度をとるのが望ましい。一方、加熱炉の圧力制御量に対して煙道ダンパの開度をとることにより、投入燃料量が増加すれば煙道ダンパを開方向に操作すればよいから、なんら問題がない。以上から、この方式が組込型における制御方法として妥当であるといえる。

(2) 別置型における制御系の構成

Fig. 7 に、別置型の噴流予熱装置を用いた加熱炉の制御方法を示す。

加熱炉への投入燃料量の増加、加熱炉の装入・抽出とびらの閉などのとき、炉内圧力が上昇するが、それを降下させるためダクトダンパか煙道ダンパを開方向に操作する必要がある。一方、噴流予熱装置の装入、抽出とびらが閉じて装置内の圧力が上昇したとき、それを降下させるためには、ダクトダンパを閉方向に操作するか、もしくは煙道ダンパを開方向に操作する必要がある。ところがダクトダンパを閉方向にすれば、排ガスは加熱炉内で閉そくされるため、加熱炉内の圧力が上昇し炉外への吹き出しが発生する。したがって、この型式では加熱炉の炉内圧力制御量に対して、ダクトダンパ開度を、また噴流予熱装置内圧力制御量に対しては、煙道ダンパの開度をとるのが妥当といえる。しかし、これ以外に噴流予

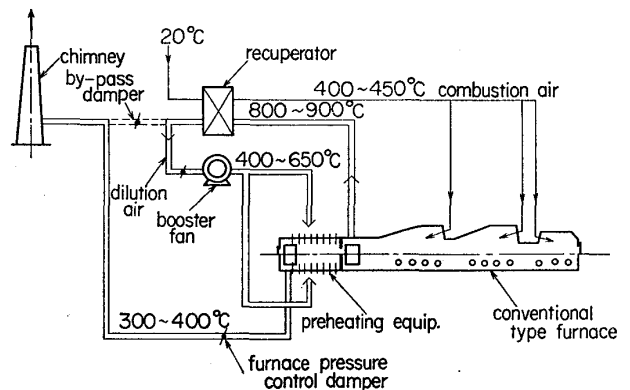


Fig. 8. Example of layout of exhaust gas heat recovering apparatus of reheating furnace with preheating equipment.

熱装置の緊急時、例えば高温ファン故障などの事態が発生したときにも、加熱炉だけの運転を可能にするため、排ガスの全量をバイパスさせて大気へ放散させるバイパス煙道を設ける必要がある。この場合、加熱炉の炉圧制御は、制御系の切り換えでバイパス煙道に設けたダンパを操作することにより行われる。

5. 噴流予熱装置の加熱炉への適用

ここでは、噴流予熱装置を加熱炉に組み込んだ省エネルギー型加熱炉（新型加熱炉）と、既設加熱炉に別置型で使用する場合の実用例につき記述する。

5.1 組込型の省エネルギー型加熱炉

炉の熱効率向上に最も効果的な方法は、噴流予熱装置を炉前に組み込んだ新型加熱炉のほか、従来から使用されているレキュペレータ、炉圧制御ダンパ、新たに高温ファン、バイパス煙道などを Fig. 8 に示すように配

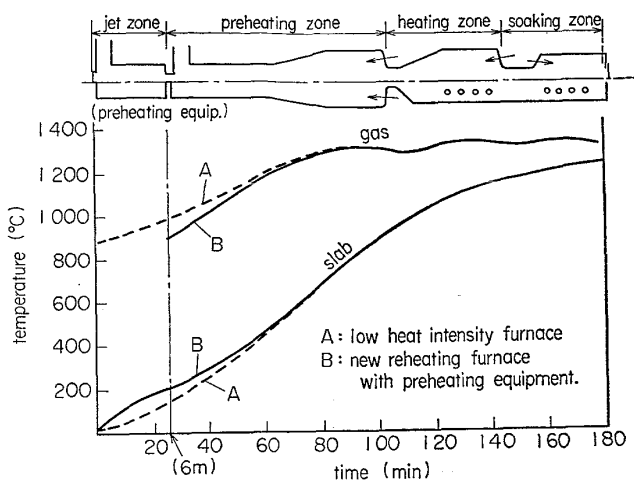


Fig. 9. Temperature curve in 300 t/h walking beam type furnace.

置し、それに前述の制御系を付加することである。

従来、加熱炉の排ガスは、およそ 1100~1200°C と非常に高い温度で炉尻より排出され、その後レキュベレータで一部熱回収されるが、いまだ 600~700°C という高い温度で煙突から放出されている。これに対し本方式を採用すれば、噴流予熱装置で鋼材温度が 180~250°C に予熱されるため、一般に知られているホットチャージと同様の効果で、加熱炉本体の燃料投入量が減少できる。一方、炉尻排ガス温度も 800~900°C と低くなり、これが燃焼用空気および鋼材予熱に利用され、最終的に約 300~400°C の温度で煙突から放出される。これは加熱炉の損失熱量の大半を占めている排ガス損失熱量の減少となり、熱効率が大幅に改善されることになる。

いま、実施例として 300t/h の大型厚板加熱炉に例をとり、その熱勘定とランニングコストを試算してみる。

加熱炉の仕様

- 炉型式 : 6 带式ウォーキングビーム炉
- 加熱能力 : 300t/h
- 炉寸法 : 11.0m幅×45m長
- 基準材料 : 250mm×1900mm×10300mm

予熱装置仕様

- 装置型式 : 炉内組込型
- 装置寸法 : 11.0m幅×6m長
- 噴流条件 : ガス温度 550°C, ガス速度 75m/s

Fig. 9 に上記仕様の加熱炉の炉内ヒートパターンを破線で、また同一炉長内に、装入側から 6m のところに噴流予熱装置を組み込んだ新型加熱炉のものを実線で示した。

いま、炉長 6m の位置で両炉を比較すると、鋼材温度が低負荷炉で 130°C、新型加熱炉では 200°C と約 70°C 高くなり、一方炉尻排ガス温度も、低負荷炉で 990°C、新型加熱炉では 890°C と約 100°C 低くなる。いずれの値も新型加熱炉が熱効率改善に大いに役立つことがわかる。このヒートパターンは、加熱炉の均熱帯、加熱帯の炉内温度設定を同一とし、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て求めた。

新型加熱炉の熱勘定の基準は、炉長 6m 以降の炉本体部のみで考えればよいことから、噴流予熱装置部の水冷損失、炉壁放散損失熱量などは考慮する必要がない。さらに、従来損失熱量の比較的大きい割合を占めていた装入扉部からの吹き出し損失も、スロート部の差圧を制御

Table 1. Heat balance of 300t/h walking beam type furnace.

Hu : 4430 kcal/Nm³

Furnace type and capacity		Full capacity (300t/h)		Half capacity (150t/h)	
		Low heat intensity furnace	With preheating equipment	Low heat intensity furnace	With preheating equipment
Item					
Net heat quantity required to heat the materials	kcal/h	57.0×10 ⁶	50.8×10 ⁶	28.65×10 ⁶	25.8×10 ⁶
Slab temperature	°C	(20~1250)	(200~1250)	(20~1250)	(180~1250)
Heat quantity due to water cooling skid, released through walls and etc.,	kcal/h	16.2×10 ⁶	12.6×10 ⁶	14.5×10 ⁶	11.0×10 ⁶
Heat quantity of exhaust gas	〃	52.0×10 ⁶	41.2×10 ⁶	24.5×10 ⁶	18.7×10 ⁶
Waste gas temperature	°C	(900)	(890)	(780)	(760)
Heat quantity recovered with recuperator	kcal/h	-17.8×10 ⁶	-15.1×10 ⁶	-8.45×10 ⁶	-7.0×10 ⁶
Preheating air temperature	°C	(20~450)	(20~480)	(20~390)	(20~420)
Total heat quantity	kcal/h	107.4×10 ⁶	89.5×10 ⁶	59.2×10 ⁶	48.5×10 ⁶
Fuel quantity	Nm ³ /h	24250	20200	13360	10950
Fuel consumption rate	kcal/mg	360	298	395	323

Table 2. Capital cost comparison.

		Low heat intensity furnace		With preheating equipment	
Heating capacity		300 t/h		300 t/h	
Fuel consumption rate		360 kcal/kg		298 kcal/kg	
	Yen	Consumption	Running cost (million yen)	Consumption	Running cost (million yen)
Fuel	13.3/Nm ³	24 250 Nm ³ /h	1 935	20 200	1 612
Compressed air	91/m ³	105m ³ /h	57	105	57
Recirculating water	18/m ³	680m ³ /h	74	680	74
Fresh water	52/m ³	0.5m ³ /h	—	1.5	—
Electric power	10/kwh	1 150kwh	69	1 870	112
Total running cost			2 135		1 855
Differential running cost			280 million yen/year		

* Annual operating hour : 6 000 h

することにより大幅に減少させることができるなど、加熱炉の各種損失熱量のすべてに低減効果があるといえる。Table. 1 にその熱勘定結果を示す。

同表には、低負荷炉と新型加熱炉の加熱能力 300t/h の定格時のものと、1/2 負荷時のものを同時に記載した。この表によれば、低負荷炉の燃料原単位が360kcal/kg に対し、新型加熱炉では 298kcal/kg と約 17%低減し、1/2 負荷時においても 18% の低減である。したがって、新型加熱炉は比較的広い負荷範囲にわたり熱効率のよい加熱炉といえる。Table. 2 は、上述の熱勘定結果をもとに、年間稼働時間 6 000 h としてランニングコストを計算したものである。

新型加熱炉では、高温ファンが必要なため動力費が若干増加するが、ランニングコストの主なものは燃料費が占めている。この計算例では、ランニングコストの差は年間 2 億 8 千万円強で非常に大きな額に達する。一方設備費は低負荷炉より予熱装置関連機器の分だけ高くなるが、これは膨大な燃料費の削減からみて僅少であり、この増加分は短期日のうちに償却できるものとみている。

5.2 噴流予熱装置の最適長さ

前に加熱炉の最適炉長が計算されたように、新型加熱炉における噴流予熱装置部の大きさも、加熱炉の炉尻排ガス温度や噴流条件などから、最小の燃料原単位を示す最適の装置長さを求めることができる。いま一試算例を Fig. 10 に示す。

Fig. 10 は、低負荷炉の予熱ゾーン部における鋼材装入温度 t_{wa} の変化ともなう炉内ガス温度と鋼材温度のパターンを示したものである。横軸は炉長に相当し、噴流予熱装置の長さ Y と全炉長 X との比 Y/X で表示している。

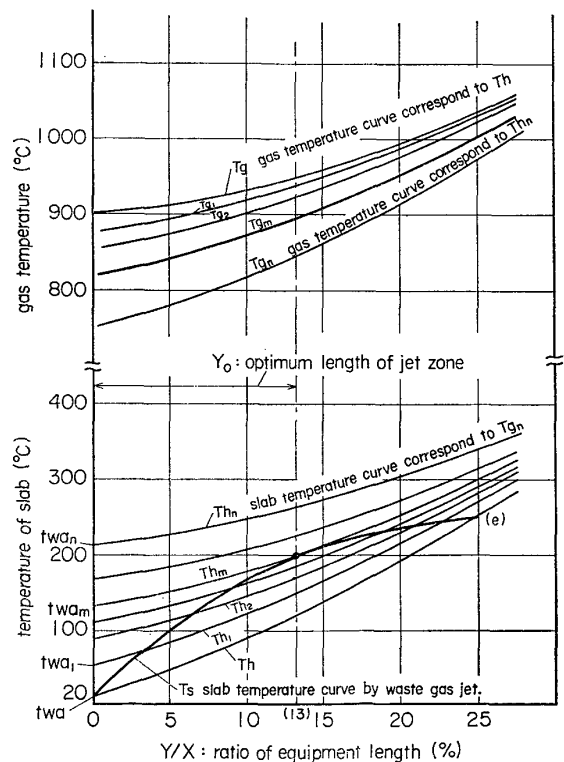


Fig. 10. Optimum length of waste gas jet preheating equipment.

図中細線 $T_h, T_{h1} \dots T_{hn}$ は、鋼材の初期温度 $t_{wa}, t_{wa1}, \dots, t_{wan}$ における炉内鋼材温度の昇温曲線で、これに対応する炉内ガス温度を曲線 $T_g, T_{g1} \dots T_{gn}$ で示す。一方噴流予熱装置の装置内鋼材温度の昇温曲線 T_s は、噴流ガス温度が装置全長にわたり一定であるため、時間の経過とともに鋼材の予熱効果が悪くなり上に凸型の曲線となる。したがって、 $Y/X=25$ のところで曲線 T_s と

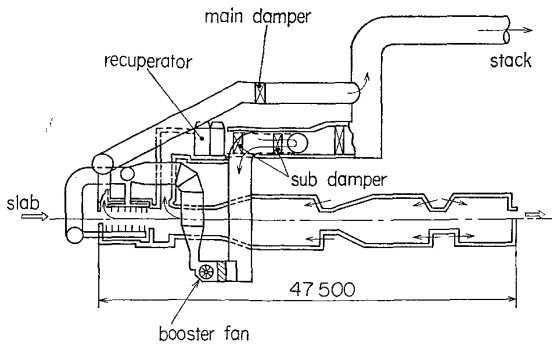


Fig. 11. Longitudinal section of reheating furnace with waste gas jet preheating equipment.

曲線 T_h とが点 (e) で交わる。この点では両炉とも熱効率がほぼ同じになるため、噴流予熱装置を付加する意味がなくなる。それゆえ、 $Y/X < 25$ の範囲内に噴流予熱装置の最適長さが存在することになるが、その位置は、曲線 $T_h, T_{h_n} \dots T_{h_n}$ と曲線 T_s とが接するところであり、この計算例では、 $Y/X = 13$ がこの条件を満足する。すなわち、噴流予熱装置の最適長さは加熱炉全長の 13% のところにあり、またこれは、本装置の設置によつて得られる最小の燃料原単位を示す位置でもある。

5.3 新日鉄(株)大分製鉄所厚板加熱炉への適用例

以上述べてきた考察をもとに設計された噴流予熱装置が、新日鉄(株)大分製鉄所厚板工場 No.1 鋼片加熱炉 (280 t/h) に採用され、最初の実用機として、1977 年 1 月から稼動している。(Fig. 11 参照)

稼動後 3 ヶ月経て性能確認テストを実施した¹²⁾。その結果、噴流伝熱特性は、実験と実炉でほぼ同一の性能を示し、また設計段階で特に設備保全面にも考慮を払ったが、実績からみて設備保全面で全く問題のないことが確認された。また性能面でも炉全体の調整が十分に行われていない状態にもかかわらず、月間平均燃料原単位で 270~280 kcal/kg と、この種加熱炉での新記録を樹立するなど、すべてに満足すべき成果をあげている。

6. 噴流予熱装置の既設炉への適用

今まで噴流予熱装置を炉内に組み込んだ新型加熱炉について述べてきたが、レイアウト面で制約の多い既設炉では、この装置を炉前のエントリースキッド部、または他の空間部に別置き型の型で使用される。厚板とかホットストリップ用加熱炉では、通常 3~4 炉並設されるから予熱装置をそれぞれの炉に設けることもできるし、また 3~4 炉分をまかなう大型の予熱装置として設置することも可能である。さらに、この装置は省エネルギー対策以外の目的、例えば加熱炉の能力増強用として使用することもできる。以下に、それぞれの実施例を述べる。

6.1 省エネルギー対策用としての実施例

6.1.1 40t/h プッシュャー式加熱炉への適用 加熱炉仕様

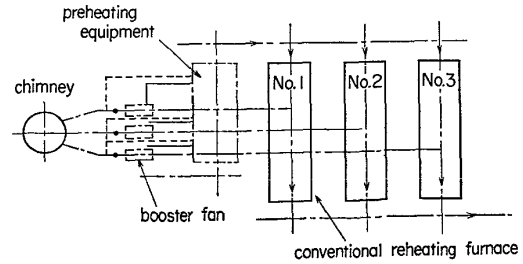


Fig. 12. Example of layout.

加熱能力 : 40t/h × 1 炉

炉寸法 : 3.6m幅 × 21m長

鋼片寸法 : 210mm□ × 1550mm 長

加熱時間 : 75 min

燃料 : 灯油

予熱装置仕様

装置型式 : 別置型

装置寸法 : 3.6m幅 × 4m 長

噴流条件 : ガス温度 550°C, ガス速度 88m/s

現状の加熱炉は、炉尻排ガス温度が 1120°C, 燃焼用空気の前熱温度が 355°C で、そのときの燃料原単位が約 503 kcal/kg であった。しかし上記仕様の噴流予熱装置を設置することにより、鋼片の前熱温度が 240°C, 炉尻排ガス温度が 980°C になり、加熱炉の燃料原単位は 381 kcal/kg と約 24% 強の大幅な低減になる。これを年間稼動時間を 6000 h, 燃料費 4円/1000kcal, 動力費 8円/kWh として計算すると、ランニングコストは年間 1 億円強の削減になる。

6.1.2 220t/h ウォーキングビーム炉への適用例

Fig. 12 は、厚板加熱炉の 3 炉分を 1 つの噴流予熱装置でまかなう場合の例である。

加熱炉仕様

加熱能力 : 220t/h × 3 炉

炉寸法 : 10.5m幅 × 33m長

鋼片寸法 : 260mm × 1900mm × 8900mm

燃料原単位 : 455kcal/kg, 燃料 : C 重油

予熱装置仕様

処理能力 : 660t/h

装置寸法 : 10.5m幅 × 24m長

予熱時間 : 0.6 h

噴流条件 : ガス温度 550°C, ガス速度 80m/s

上記仕様の噴流予熱装置を設置することにより、鋼材の前熱温度は 260°C, 燃料原単位は 350 kcal/kg となり、その低減量は 105 kcal/kg である。C 重油の燃料費を 3円/1000kcal とし、それ以外は前項と同様の基準でランニングコストを計算すると、処理能力が 660t/h であるから、その差額は年間約 12 億 5 千万円となる。

6.2 加熱炉の能力増強用としての実施例

先に述べた住友金属工業(株)和歌山製鉄所の鋼管加熱炉の能力増強用に採用されたのがこの例である¹³⁾。

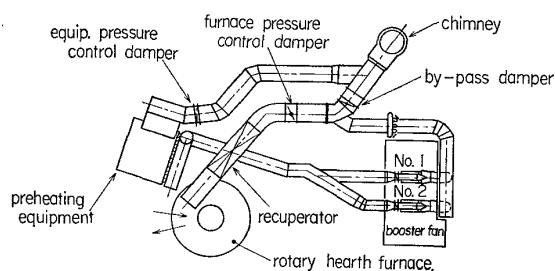


Fig. 13. Layout of rotary hearth furnace with waste gas jet preheating equipment separately.

Fig. 13 に本設備のレイアウトを示す。

継目無鋼管工場における管材の加熱は、回転炉床式加熱炉で行われるのが普通であるが、炉の型式がドーナツ型であるため炉内に噴流予熱装置が組み入れられず、このため別置型が採用されることになった。この目的は、当初加熱炉の公称能力 60.5t/h に対し、これを 100t/h に増強するためのものである。本設備は、1976 年 5 月に稼動したが、運転当初操業度の変化などがあり、若干のノズル径の変更など一部修正を行つたが、現在順調に操業されている。能力の増強については、当初の計画に対し、ピレットサイズの小さいところで若干不足気味であったが、ピレットサイズの大きいところでは、目標値以上の結果が得られた。また加熱炉の燃料原単位も月平均 360~370kcal/kg で、この種加熱炉では最高に近いものとの評価を得ている。

6.3 別置型のメリット

噴流予熱装置を別置型にしたときの利点をまとめると次のようになる。

(1) 噴流予熱装置内の温度雰囲気が低いため、鋼材搬送装置を含む装置全体の構造が簡単で安価になる。

(2) 加熱炉の燃料原単位が、既設炉のものより 20~30% 低減可能である。

(3) 同一燃料量で加熱能力を 20~30% 増強が可能である。公害問題で生産量増強ができない場合に最も適した装置といえる。

(4) 新設の場合でも炉長の短い高負荷炉を設置し、噴流予熱装置を別に設けるようなレイアウトを計画すれば、ローラ芯間距離も短くてすみ、工場建屋のコストも安くなる。

(5) 操業上の安全性が高い。かりに噴流予熱装置が故障したとしても、従来の炉として切り換えて操業が継続できるので生産が阻害される心配がない。

7. 最後 に

当社で開発した噴流予熱装置の研究内容、同装置を用いた省エネルギー型加熱炉の概要、および噴流予熱装置を独立して使用する別置型の適用例につき説明してきたが、これら 2 つの実績例にみるごとく、稼動されてから今までほとんど問題なく、初期の目標値以上の成果をあげ、現在も順調に運転されている。

このように噴流予熱装置が成功裡に推移したのも、製鉄所各位の新規製品導入のご英断と、ここまで育てて頂いた関係者の絶大なるご協力のたまものであり、あらためて御礼申しあげるとともに、今後とも本装置の品質、性能向上に努め、より優れた省エネルギー機器としての完成をめざしたいと考えている。

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) 奥野隆三: 省エネルギー技術開発シンポジウム, (1976) SESSION 1, p. 36 [日本熱エネルギー技術協会]
- 4) 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]
- 5) 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
- 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) R. GARDON and J. COBONPUE: Int. Develop. Heat Transfer Proc. of 1961~62, Heat Transfer Conference, p. 454 [ASME]
- 10) 奥野隆三: 省エネルギー技術開発シンポジウム, (1976), SESSION 1, p. 41 [日本熱エネルギー技術協会]
- 11) 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 No. 61
- 12) 福久陽三, 山崎二郎, 中間昭洋, 奥野隆三, 南省三: 鉄と鋼, 64 (1978), 13, p. 188
- 13) 住友金属工業(株): 第 61 回熱経済技術部会資料, (1977), 10 月