
高負荷型連続鋼片加熱炉の廃熱回収の強化

Improvement of Thermal Efficiency of Pusher Type Reheating Furnace by Reinforcing
Recuperator

三芳 純(Jun Miyoshi) 三宅 祐史(Yuji Miyake) 篠原 虔章(Yoshiaki Shinohara) 小橋
正満(Masamitsu Obashi) 高木 清(Kiyoshi Takagi) 川崎 義則(Yoshinori Kawasaki)

要旨：

水島製鉄所熱間圧延工場の 6 带式プッシャー型加熱炉において、熱焼用空気の予熱効率を高めるとともに、燃料ガス予熱により、廃ガス顕熱回収を強化した。本改造の目的は、ウォーキングビームを採用し炉長を長くした省エネルギー型加熱炉と同等もしくはそれ以上の熱効率を得て、燃料原単位を削減することである。当改造により、予熱空気温度は 650℃、燃料ガス予熱温度は 280℃となり、ドラフト限界の煙突下廃ガス温度迄の廃熱回収強化に成功した。燃料原単位は、 $50 \times 10^3 \text{kcal/t}$ (約 15%)の低減となり、炉全体の熱効率は、72%に到達している。

Synopsis：

In the 6-zone pusher type reheating furnace at the hot strip mill of Mizushima Works, recovery of waste gas sensible heat was intensified by enhancing preheating efficiency of combustion air and by preheating the combustion gas. The object of this modification was to obtain thermal efficiency equal to or better than that obtained by the energy-saving-type reheating furnace, which employed the walking beam and increased the furnace length, resulting in reduction of the unit consumption of fuel. Through this modification, preheated air temperature reached 650℃ and fuel gas temperature 280℃. Thus heat recovery intensification from the waste gas to the critical limit temperature under the stack for the natural draft has been successfully achieved, thereby reducing a fuel unit consumption of $50 \times 10^3 \text{kcal/t}$ (about 15%), and the thermal efficiency of the furnace as a whole has reached 72%.

(c)JFE Steel Corporation, 2003

本文は次のページから閲覧できます。

高負荷型連続鋼片加熱炉の廃熱回収の強化

Improvement of Thermal Efficiency of Pusher Type Reheating Furnace by Reinforcing Recuperator

三 芳 純*
Jun Miyoshi

三 宅 祐 史**
Yushi Miyake

篠 原 虔 章***
Yoshiaki Shinohara

小 橋 正 満****
Masamitsu Obashi

高 木 清*****
Kiyoshi Takagi

川 崎 義 則*****
Yoshinori Kawasaki

Synopsis:

In the 6-zone pusher type reheating furnace at the hot strip mill of Mizushima Works, recovery of waste gas sensible heat was intensified by enhancing preheating efficiency of combustion air and by preheating the combustion gas. The object of this modification was to obtain thermal efficiency equal to or better than that obtained by the energy-saving-type reheating furnace, which employed the walking beam and increased the furnace length, resulting in reduction of the unit consumption of fuel. Through this modification, preheated air temperature reached 650°C and fuel gas temperature 280°C. Thus heat recovery intensification from the waste gas to the critical limit temperature under the stack for the natural draft has been successfully achieved, thereby reducing a fuel unit consumption of 50×10^3 kcal/t (about 15%), and the thermal efficiency of the furnace as a whole has reached 72%.

1. 結 言

水島製鉄所熱間圧延工場は、昭和45年1月稼動後、圧延機および加熱炉の増設を行い、年間480万トン体制¹⁾を確立し、現在に至っている。

当熱延加熱炉は、ホットスキッド²⁾を有する6帯式高熱負荷型プッシャー式加熱炉で、稼動以来、順調な操業を維持してきた。

加熱炉の操業において、燃料原単位の削減は、重要な課題であり、特に、第一次オイルショック以降、その重要性が認識され、低負荷操業をはじ

めとする操炉技術の確立、ホットチャージの拡大、低温加温化などを推進し、効果をあげてきた。

しかし、炉長に制限のあるプッシャー式加熱炉は、炉内鋼材と廃ガスの熱交換を行う部分が短く、炉内廃ガス温度が高く、また、廃熱回収の設備的な制約もあり、燃料原単位削減の大きな障害となっていた。

近年、炉内鋼材の搬送機構をウォーキングビーム化し、予熱帯を長くすることにより、廃ガス温度を低下させる省エネルギー型加熱炉が出現し、良好な性能を発揮している。

しかし、炉長の長いウォーキングビーム炉への

* 水島製鉄所薄板圧延部熱間圧延課課長

*** 水島製鉄所動力部動力技術室主査（部長補）

***** 水島製鉄所保全部保全技術室

〔昭和57年8月3日原稿受付〕

** 水島製鉄所薄板圧延部薄板技術室主査（課長）

**** 水島製鉄所動力部動力技術室主査（掛長）

改造は、多大な費用を要するため、既存のプッシャー炉のままで、省エネルギー型加熱炉と同等、または、それ以上の熱効率を達成する方策を検討した。

その方法として、廃ガスの熱回収を徹底的に追求することをめざし、

(1) 燃焼用予熱空気への熱回収の徹底

(2) 燃料ガス予熱の採用

を検討し、連続炉で初めて、空気とガスの両方を予熱する方式を確立した。

また、スキッドシフトの採用により、スキッドマークの低減を図り、加熱能力の向上も達成した。

その結果、燃料原単位は、 $270 \times 10^3 \text{kcal/t}$ を達成し、炉全体の熱効率は、72%を越え、新鋭の省エネルギー型加熱炉と同等の性能を発揮している。

本論文では、省エネルギー加熱炉への考え方、燃焼空気予熱用レキュペレーターの高効率化、燃料ガス予熱時の安全性、スキッドシフトに対する考え方等に関する問題の理論的あるいは、2, 3の実験による検討結果を、また、この結果に基づいて加熱炉を更新した結果得られた成果を報告する。

2. 設備改造の基本方針

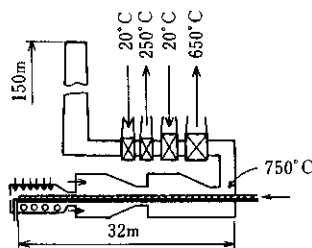
加熱炉の省エネルギーの基本は熱勘定を実施しその一つ一つの出熱を削減することである。

当加熱炉においても、スキッドおよび天井の断熱強化による損失熱の削減、さらに、予熱帯での伝熱効率を高めるために、予熱帯伝熱変換装置を設置し、廃ガス損失熱の削減を行ってきた。

その結果、各種の操炉技術の改善効果とあいまって、炉全体の熱効率で60%まで向上した。しかし、依然として廃ガス損失熱は、出熱の中で約36%を占めており、さらに、廃ガス損失熱を削減しなければならないことが示唆された。

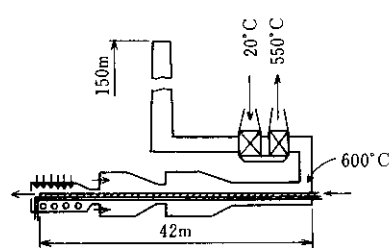
そこで、煙突からの燃焼ガスの排出を、自然通風とする条件において、燃焼用空気および燃料ガスの予熱により、廃熱を回収する加熱炉(タイプA)の燃料原単位と、予熱帯を延長して、被加熱物で、廃熱を回収する加熱炉(タイプB)の燃料原単位を比較すると、Fig. 1のように、ほぼ等しいことが判明³⁾した。

Type A
Reinforcement of the recuperator



Item		$\times 10^3 \text{kcal/t}$	%
Input	Heat of fuel combustion	285.2	79
	Sensible heat of air and gas	63.6	18
	Heat of scale formation	10.7	3
Total		359.5	100
Output	Sensible heat of discharged slab	198.5	55
	Heat loss of waste gas	102.9	29
	Others	58.1	16

Type B
Extension of furnace length



Item		$\times 10^3 \text{kcal/t}$	%
Input	Heat of fuel combustion	286.5	83
	Sensible heat of air	49.3	14
	Heat of scale formation	10.7	3
Total		346.5	100
Output	Sensible heat of discharged slab	198.5	57
	Heat loss of waste gas	79.9	23
	Others	68.1	20

Fig. 1 Effect of furnace profile on energy saving

したがって、短い炉長でも、ドラフト限界の煙突下廃ガス温度まで、廃熱回収すれば、省エネルギー型加熱炉とすることが可能である。

以上の検討より、今回の熱延加熱炉の改造方針は、煙突下廃ガス温度をドラフト限界にいたるまで下げるべく、徹底的に廃熱を回収することを基本方針とした。

しかし、従来から行われている燃焼用空気予熱のみで、廃熱を回収することは、熱交換器の伝熱面積が膨大となり経済的でない。したがって、空気の予熱による廃熱回収は伝熱面積上、効率的な範囲にとどめ、残りの廃熱は、燃料ガス予熱として回収することとし、以下の検討を進めることとした。

3. 設備改造の検討

3-1 基本仕様

プッシャー式加熱炉における加熱能力は、スラブ内温度むら、すなわちスキッドマークによって大きく制限されており、スキッドマークは、さらに、炉尻廃ガス温度や、燃料原単位へも影響を与えている。

ホットスキッドにおけるスキッドマークを、材料実測温度と、伝熱計算により解析した結果、ホットスキッドの熱伝達係数は、 $0 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ と、完全断熱⁴⁾を示し、これ以上の性能を要求することは、不可能であることが判明した。

しかし、従来のスキッド配列のままで、廃熱回収強化を行うと、煙道に設置する熱交換器の伝熱チューブにより、廃ガスの圧力損失が増大し、煙突ドラフトで制限をうけ、将来の熱延工場に要求される加熱能力が確保されないことが、Fig. 2の検討結果から明らかになった。

したがって、廃熱回収強化を推進するためには、スキッドマークと加熱能力の関係を究明し、加熱能力を確保することが前提条件となる。伝熱計算で検討した結果、抽出端より5.6mの長さについてスキッドを炉幅方向にシフトすれば、加熱能力が約10%向上することが明確となった。

以上のような検討の結果 Fig. 3に示すような廃熱回収強化策から前章の基本方針および下記理由も踏まえ、Cタイプを採用した。

- (1) 当熱延工場の品種構成では、ホットスキッドでも、スラブ裏面疵が全くない。
- (2) 燃料ガス予熱時の設備安全性の確証が得られた。
- (3) 投資効率が高い。

なお、廃熱回収のためのレキュペレーターの配置については、Fig. 4に示すように煙道の改造を最小限とするよう配慮して、既設冷風本管、熱風本管、ダンパーの位置を現状のままで、最大限設置スペースを確保した。

3-2 レキュペレーター仕様

従来使用されていた燃焼用空気レキュペレーターは、伝熱面の内外に多数のフィンのついた、鋳

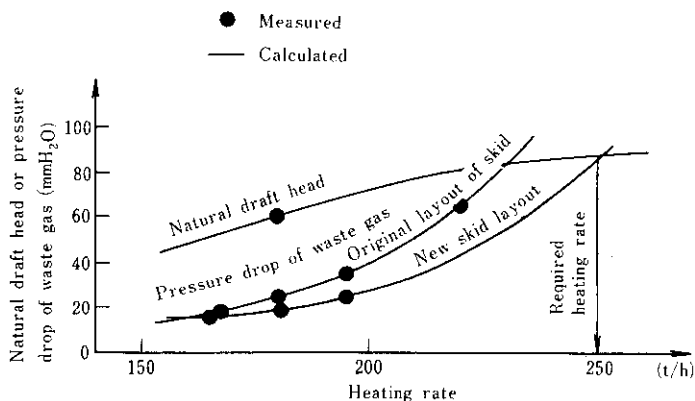


Fig. 2 Estimation of natural draft head and pressure drop of waste gas

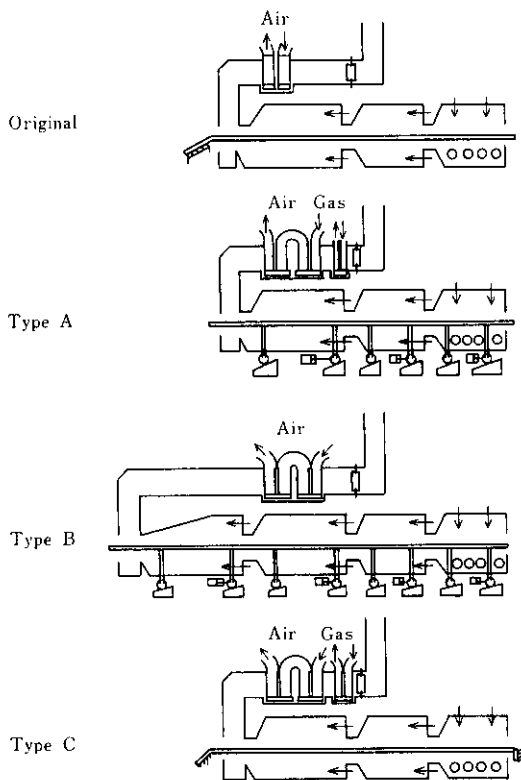


Fig. 3 Profiles of reheating furnace

鋼製 (25Cr-8Ni) エレメント型レキュペレーターで優れた耐食性を特徴としたものであるが、設置スペースにくらべて伝熱面積が小さく、限られたスペースでの、廃熱回収強化には、大きな欠点を有していた。

近年は、伝熱面のチューブを密に取り付けて、大きな伝熱面積を有することができるチャンネル型レキュペレーター⁵⁾が普及している。

しかし、理論上回収可能な領域まで廃熱を回収する場合通常のレキュペレーターに比較して、エアフロー(パス数)、圧力損失、チューブ配列等種々の問題が生ずる。

そこで、チャンネル型レキュペレーターの性能を、実験および理論的に検討し、仕様を決定していった。

炉幅方向伝熱チューブ配列を一定として、奥行き方向伝熱チューブ配列を変えた場合の、配列と総括熱伝達係数の関係を Fig. 5 に示す。この実験結果から、今回確保した設置スペースにおける、チューブ配列、伝熱面積、予熱空気温度の関係を Fig. 6 に示す。すなわち、ある本数まで伝熱チュー

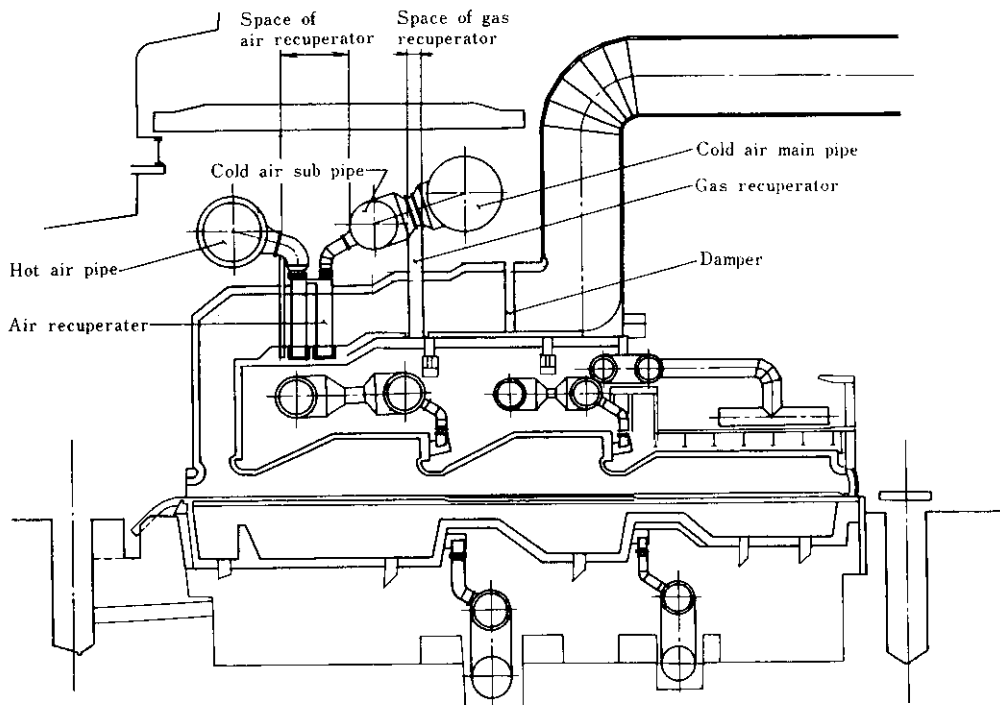


Fig. 4 Layout of combustion air and gas recuperator

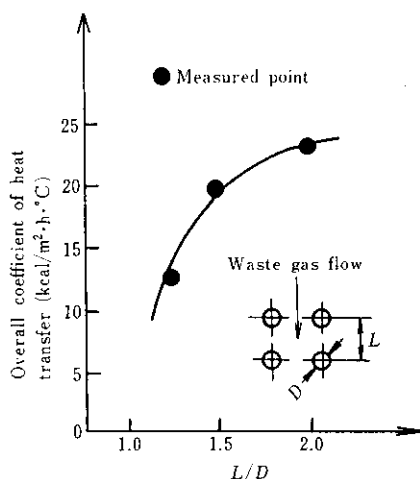


Fig. 5 Estimation of over-all coefficient of heat transfer by the change of L/D

ープを増加させれば、予熱空気温度が向上するが、さらに増加させれば、逆に低下することが推定された。

これらの実験結果をもとに、設置スペース、圧力損失値から廃ガス温度仕様を決定し、燃焼空気用および燃料ガス予熱用レキュペレーターの仕様を決定した。その構造、仕様を Fig. 7, Table 1 に示す。

3.3 スキッドシフト

プッシャー炉の高効率化を達成するためには、熱効率向上と加熱能力向上の、両方を満足しなけ

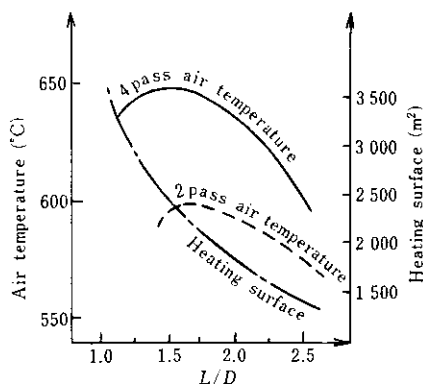


Fig. 6 Estimation of air temperature by the change of L/D

ればならず、そのために、スキッドシフト⁶⁾を導入した。Fig. 8に従来のスキッド配置、Fig. 9にスキッドシフト後のスキッド配置を示す。スキッドシフトは、加熱操作条件より、スラブオーバーハングおよびシャドーの制約から、シフト幅(400mm)を決定し、シフト長さ(5.6m)は、Fig. 10に示すように、スキッド接触部のシフト後のスキッドマーク回復温度と、新接触部のスキッドマーク温度が、等しくなる条件より決定した。

これらの設備仕様のもとに、今後要求される複雑な操炉形態に追従できるか否かを、シミュレーションモデル^{7~11)}により検証した。その結果下記のことが推定された。

- (1) 新しい均熱帯高負荷ヒートパターンにもとづいて、従来と同じ加熱能率、スキッドマーク部での温度差となるように燃焼を制御すれば、廃ガス温度が約50°C低下し、燃料原単位向上に寄与する。
- (2) 従来の加熱帯高負荷ヒートパターンにもとづいて、従来と同じスキッドマーク部の温度差となるように燃焼を制御すれば、加熱能率は約10%向上する。
- (3) 従来の加熱帯高負荷ヒートパターンにもとづき、従来と同じ加熱能率となるように燃焼を制御すれば、スキッドマーク部の温度差は半減し、板厚、板幅精度向上に寄与する。

3.4 燃料ガス予熱時の設備安全性の検討

通常膨大な燃料ガスを使用する大型の連続加熱炉(20~30×10³Nm³/h)における燃料ガス予熱は、ガス温度の上昇にともなう温間で、設備強度評価がむずかしいことから従来採用を見合わせていた。ガス管の一部でも強度不足から破壊することになれば、大量のガスが噴出し、火災、ガス中毒の危険がある。そのために、徹底的に設備強度を見直し、

- (1) ガス管に作用する応力を正当に計算する手法の確立
 - (2) ガス管溶接部の溶着深さと許容応力の関係の明確化
 - (3) ガス管溶接部の溶着深さ測定技術の確立
- を図った。Fig. 11に溶着深さと溶接強度の関係の実験データーを示す。この実験データーを基に、Fig. 12のように、許容応力と溶着深さの関係を求

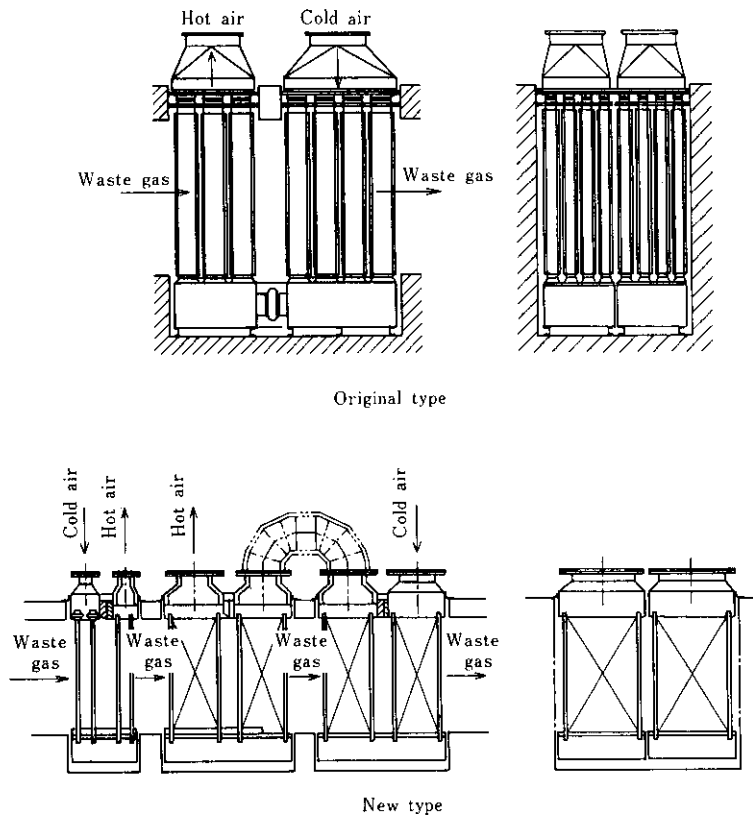


Fig. 7 Comparison of original and newly designed recuperator

Table 1 Comparison of original and newly designed recuperator specifications

Original air recuperator				New air recuperator			
Waste gas side	Volume	78 000	Nm ³ /h	Waste gas side	Volume	78 000	Nm ³ /h
	Inlet temperature	750	°C		Inlet temperature	750	°C
	Outlet temperature	500	°C		Outlet temperature	375	°C
	Pressure drop	8	mmH ₂ O		Pressure drop	12	mmH ₂ O
Combustion air side	Volume	52 900	Nm ³ /h	Combustion air side	Volume	52 900	Nm ³ /h
	Inlet temperature	20	°C		Inlet temperature	20	°C
	Outlet temperature	354	°C		Outlet temperature	650	°C
	Pressure drop	25	mmH ₂ O		Pressure drop	160	mmH ₂ O

めた。

ここで、Mガス管溶接部に作用する最大応力は、3.91 kgf/mm²と計算され、約15年間に相当する繰返し数を設定すれば、4.5mm板厚のガス管の例で、2.8mm以上の溶着深さが必要なことが明確となっ

た。

超音波厚み計による溶着深さ測定技術を確立して、各所の溶接部を検査し、溶着深さの不足しているところは、補強または溶接手直しを実施し、設備安全性を確保した。

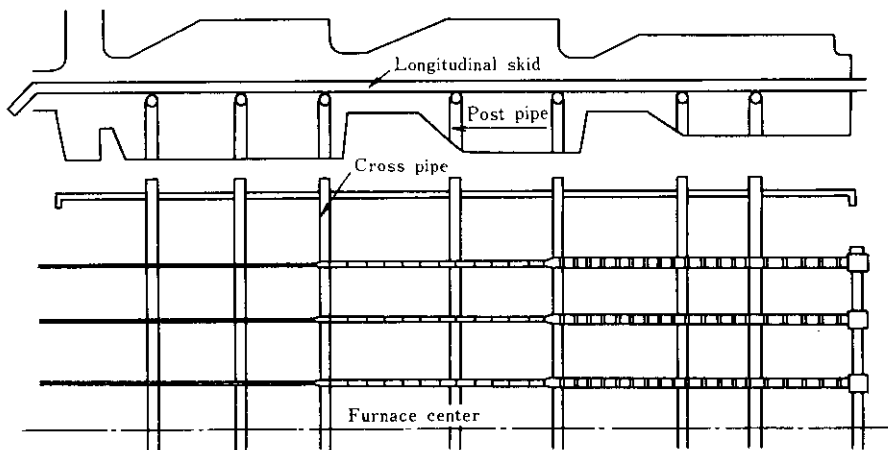


Fig. 8 Original skid layout

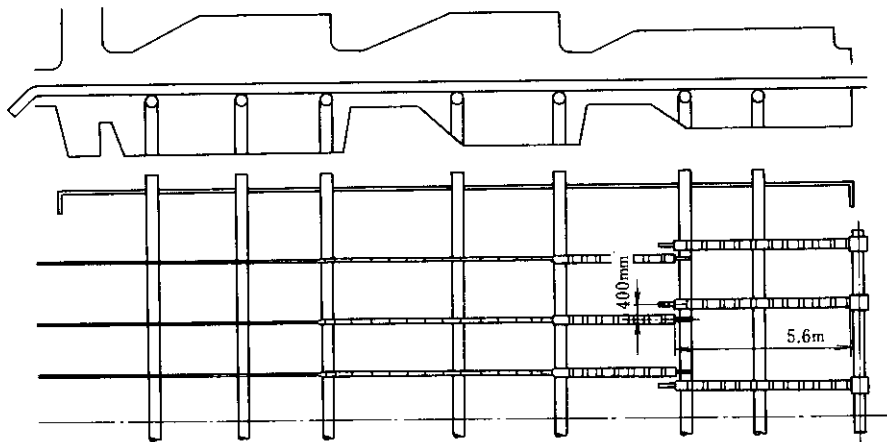


Fig. 9 New skid layout

一方、異常時に対処するために、煙道内および炉側に、COモニターを設置し、ガス漏れを常時監視することにした。さらに、漏洩時には窒素ページし、本管のガスをすみやかに大気放散することとした。

4. 操業結果

4.1 廃熱回収の改善実績

昭和54年12月から、約半年に1基ずつ、燃烧用空気の前熱温度を高め、さらに燃料ガスを予熱する方式を導入し、同時に、スキッドシフトの改造

を実施した。

改造前後の廃ガス温度、予熱空気温度、予熱ガス温度の実測結果を Fig. 13 に示す。改造により、大気放出廃ガス温度は、500°C から 275°C へ低下し、予熱空気温度は 350°C から 650°C へ、予熱ガス温度は 20°C から 280°C へ上昇している。

高効率レキュペレーターの性能を Fig. 14 に示す。熱回収の実績は、計画値と良好な精度で対応し、ほぼ計画どおりの性能であることが確認された。

Table 2 に熱勘定結果¹²⁾を示す。改造により熱回収率が大幅に向上し、炉修効果が加味されて、約 $60 \times 10^3 \text{ kcal/t}$ の原単位削減が得られており、炉

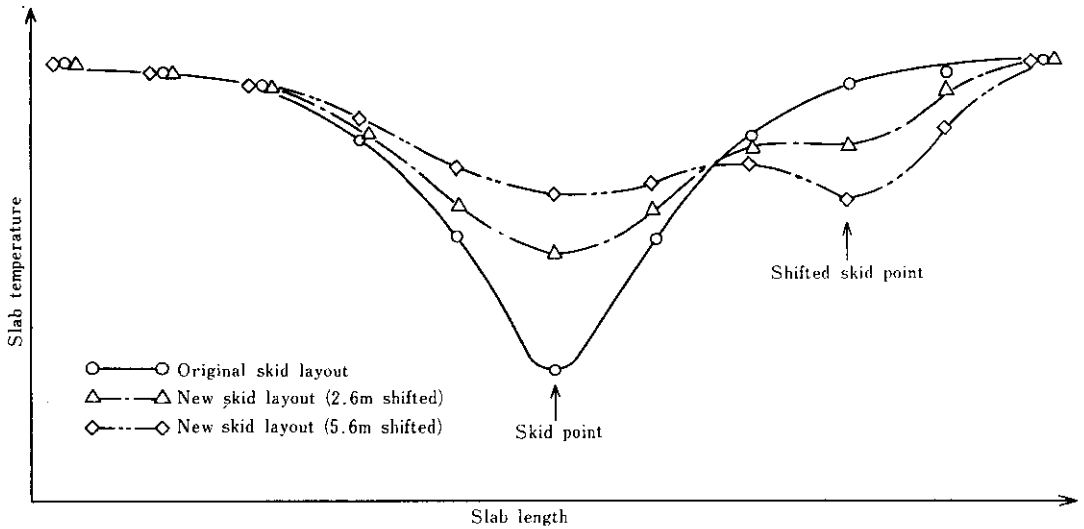


Fig. 10 Comparison of calculated slab temperature between conventional and new furnace

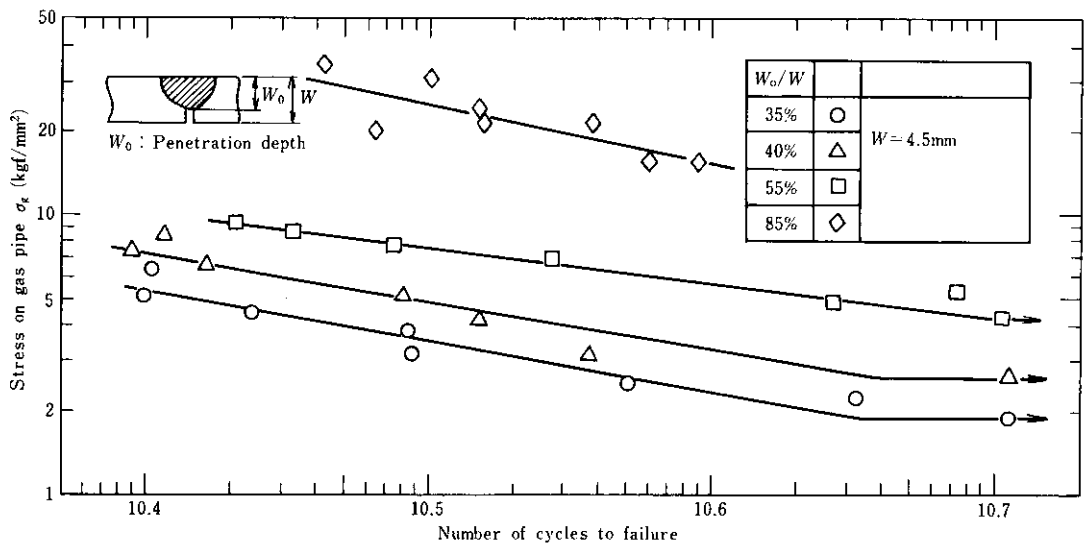


Fig. 11 Experimental data of relation between stress on gas pipe and number of cycles to failure by the change of penetration depth

効率で72%になっている。

4.2 スキッドシフトの改善実績

通常、熱延工場の圧延能力は加熱炉3基操業では大半が加熱炉能力に規制されるためスキッドシフトの効果を、加熱能力で比較した。Fig. 15に、同一の抽出温度とスキッドマークを得るように加

熱した時の、加熱能力と加熱帯雰囲気温度の関係を改造前後で比較して示す。従来は180t/hで加熱帯上限温度に至っており、これ以上の能力を要求する場合は、予熱帯点火が必要であった。改造後は、予熱帯消火の条件で、200t/hまで向上していることが確認された。Fig. 16に3基操業時の、圧延能力推移を示す。従来は540t/h(180t/h×3基)

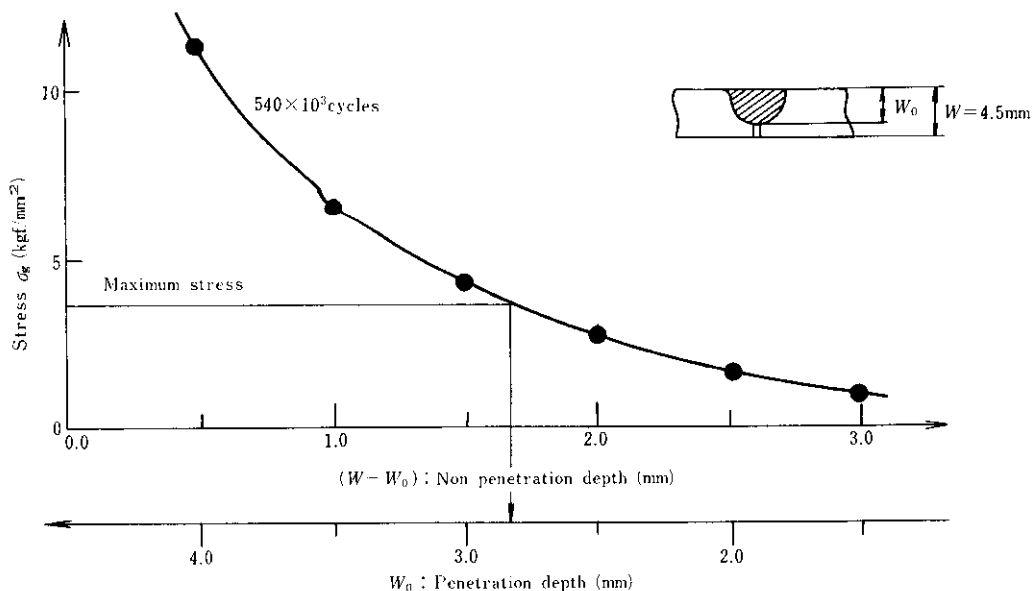


Fig. 12 Estimation of required penetration depth under the stress on gas pipe at the fixed number of repetitions

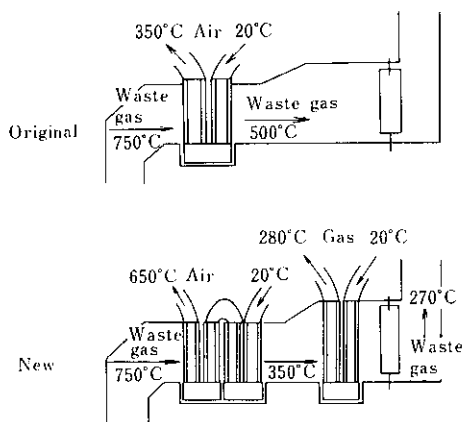


Fig. 13 Comparison of measured temperature after recuperator between two types

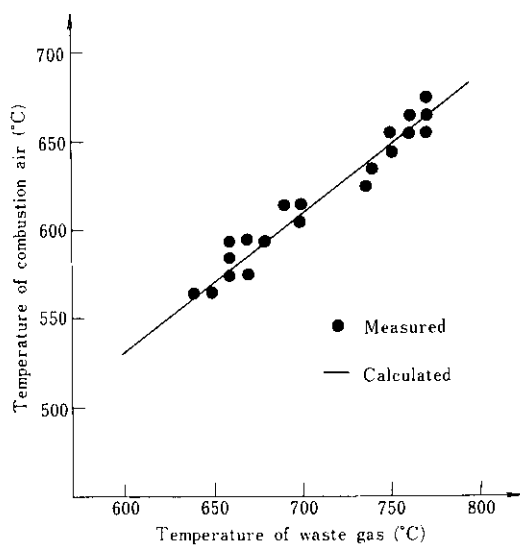


Fig. 14 Comparison of calculated and measured air temperature

であったが、改造後は約600t/h (200t/h × 3基) まで向上しており、圧延能率実績値からも、加熱能力の向上が明確である。

一方、製鉄所の生産能率や燃料ガスのバランス上、熱延の圧延能率を押えたほうが、所全体としてコストミニマムとなる場合や、仕上圧延機の能力で規制される薄物圧延時のスキッドシフト効果は、均熱帯高負荷ヒートパターンによる廃ガス温

度低下への寄与となる。Fig. 17に改造前後のヒートパターンおよびスラブ昇熱曲線の実測結果を示す。同じ加熱能率の条件では、均熱帯高負荷型ヒートパターンに改善されている。

Table 2 Comparison of original and new heat balance by measured values

Original furnace			
Item		$\times 10^3 \text{kcal/t}$	%
In put	Heat of fuel combustion	317.0	87.8
	Sensible heat of air	37.5	10.4
	Heat of scale formation	6.7	1.8
Total		361.2	100
Out put	Sensible heat of discharged slab	190.3	52.7
	Heat loss of waste gas	125.3	34.7
	Others	45.6	12.6
Furnace efficiency		60%	
Heat recovery ratio		29%	

New furnace			
Item		$\times 10^3 \text{kcal/t}$	%
In put	Heat of fuel combustion	259.2	78.6
	Sensible heat of air and gas	63.9	19.4
	Heat of scale formation	6.5	2.0
Total		329.6	100
Out put	Sensible heat of discharged slab	186.6	56.6
	Heat loss of waste gas	103.5	31.4
	Others	39.5	12.0
Furnace efficiency		72%	
Heat recovery ratio		62%	

$$\text{Furnace efficiency} = \frac{\text{Sensible heat of discharged slab}}{\text{Heat of fuel combustion}} \times 100 (\%)$$

$$\text{Heat recovery ratio} = \frac{\text{Sensible heat of air (and gas)}}{\text{Heat loss of waste gas}} \times 100 (\%)$$

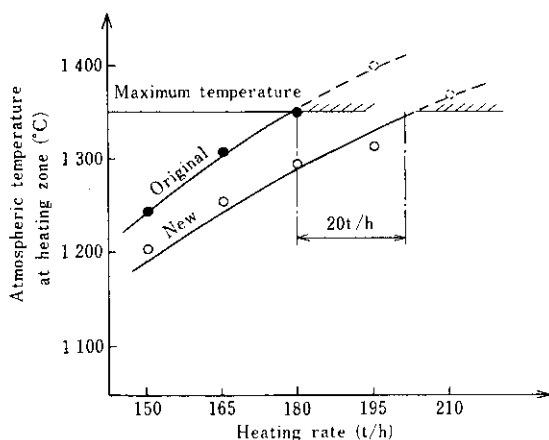


Fig. 15 Comparison of original and new heating temperature by measured values

4.3 付随効果

当改造により得られた付随効果としては、加熱炉新設の抑制、炉修費の削減、スケールロスの低減、板厚精度、板幅精度の向上が挙げられる。

公称能力である480万t/hの生産量を処理するためには、加熱能力が1基当たり200t/hで4基が必須条件であった。今回の廃熱回収強化と同時に改造したスキッドシフトにより、この条件が確保されたために、No. 5号炉増設が抑制された。

一方、現在要求される生産量では、3基操業で対応することが可能となっており、これにより、炉修繕費が約15%削減されている。さらに、在炉時間の短縮とヒートパターン改善により、スケールロス低減にも寄与している。

5. 結 言

水島製鉄所熱間圧延工場の、6带式高熱負荷型連続鋼片加熱炉の省エネルギー化のための設備改造の方針、内容および結果について述べた。設備改造により燃焼空気温度は従来の350°Cから650°Cとなり、燃料ガス温度も280°Cとなって炉全体の熱効率率は72%となった。さらに、シフトスキッドの採用により加熱能力も20t/h向上した¹³⁾。このスキ

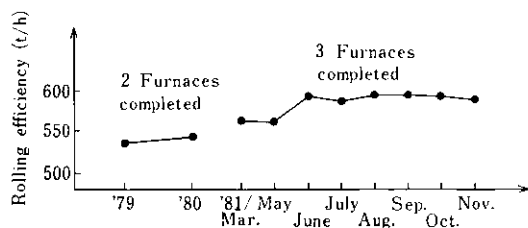


Fig. 16 Rolling efficiency with 3 furnaces

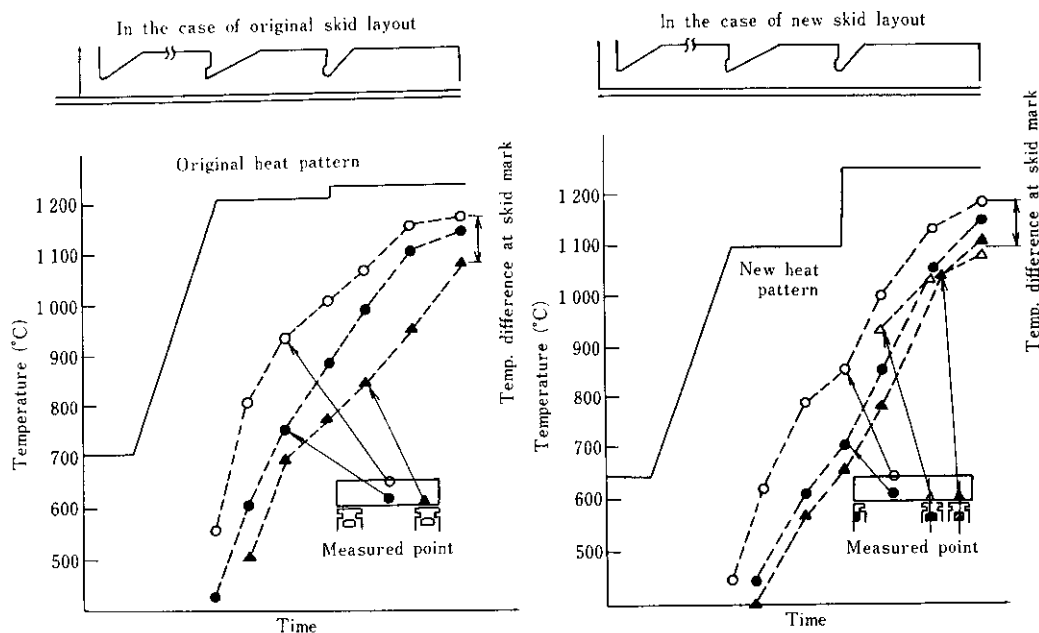


Fig. 17 Comparison of original and new heat patterns

ッドシフトは品質向上にも寄与している。今回の改造に際しては、従来の固定概念を打ち破る新しい考え方を導入したことにより、現状の高負荷型炉形のままで、新鋭省エネルギー型炉に対抗しえ

る性能が得られた。エネルギーコストが高騰するなかで、今後とも、熱延工場のみならず製鉄所全体の省エネルギーへの改善を重ねていく所存である。

参考文献

- 1) 清水、武田、梅本：川崎製鉄技報，5（1973）2，4
- 2) 武田ら：川崎製鉄技報，3（1971）4，10
- 3) 篠原：山陽技術雑誌，31（1977），1・2，1-12
- 4) 高木ら：鉄と鋼，67（1981）4，S364
- 5) 斉田：西山記念技術講座，第80回，（1982）2
- 6) 君島ら：川崎製鉄技報，13（1982）3，154
- 7) 小橋：鉄と鋼，65（1979）4，S725
- 8) 連続鋼片加熱炉における伝熱実験と計算方法（特別報告書No.11），日本鉄鋼協会
- 9) 欠木ら：日本機械学会誌，16（1950）54，55
- 10) 佐藤ら：三菱重工技報，9（1972）2，139
- 11) R.J. Savjant and M.R. Slack：J. Iron & Steel Inst., 177（1954）8，428
- 12) JIS G 0702：連続鋼材加熱炉の熱勘定
- 13) 高木ら：鉄と鋼，68（1982）12，S1186