

平成 27 年度 博士論文

高温空気燃焼技術の開発と高性能工業炉への応用
Development of High Temperature Air Combustion Technology and
its Application to High Performance Industrial Furnaces

指導教官：石塚 悟
Supervisor: Satoru Ishizuka

広島大学大学院工学研究科
Graduate School of Engineering Hiroshima University

機械物理工学専攻
Department of Mechanical Science and Engineering

燃焼工学研究室
Combustion Engineering Laboratory

秋山 俊一
Toshikazu Akiyama

目次

第1章 序論

1. 1	背景	1
1. 2	我が国におけるエネルギーの使用実態	2
1. 2. 1	日本のエネルギー消費動向	2
1. 2. 2	鉄鋼業のエネルギー消費と省エネルギー	5
1. 3	加熱炉の省エネルギー対策	8
1. 4	工業炉の環境対策	
1. 4. 1	環境対策の現状	9
1. 4. 2	NO _x 発生メカニズム	10
1. 4. 3	NO _x 低減対策	10
1. 5	従来技術	11
1. 5. 1	排熱回収技術	11
1. 5. 2	低NO _x 対策技術	13
1. 6	本研究の目的及び、本論文の構成	14

第2章 高効率蓄熱式熱交換器の開発

	緒言	15
2. 1	排熱回収用熱交換器の従来技術	15
2. 2	蓄熱式熱交換器の種類	17
2. 3	高効率蓄熱式熱交換器の開発	19
2. 3. 1	高性能・高効率蓄熱体の開発	20
2. 3. 2	蓄熱体の熱回収特性	21
2. 3. 3	蓄熱体の形状・材質及び、組み合わせ	23
2. 3. 4	蓄熱体燃焼切替時間の最適化	24
2. 4	まとめ	24

第3章 高温空気燃焼技術の開発

	緒言	25
--	----	----

3. 1	従来の低NO _x 対策技術による検討	2 5
3. 1. 1	概要	2 5
3. 1. 2	実験装置及び実験方法	2 7
3. 1. 3	実験結果及び考察	3 0
3. 2	高温燃焼用空気による新たな燃焼技術の開発	3 1
3. 2. 1	概要	3 1
3. 2. 2	実機規模試験	3 1
3. 2. 3	燃焼特性確認試験	4 6
3. 2. 4	まとめ	4 9
3. 3	高温空気燃焼における燃料種の影響	5 0
3. 3. 1	概要	5 0
3. 3. 2	試験内容	5 0
3. 3. 3	実験装置及び実験方法	5 1
3. 3. 4	実験結果及び考察	5 5
3. 3. 5	まとめ	6 8
3. 4	蓄熱式ラジアントチューブ (RT) バーナ加熱システムの開発	6 9
3. 4. 1	概要	6 9
3. 4. 2	ラジアントチューブバーナシステム構成	6 9
3. 4. 3	特徴	7 0
3. 4. 4	高温空気燃焼下での低 NO _x 燃焼技術開発	7 2
3. 4. 5	ラジアントチューブ表面温度分布 (均一性改善)	7 6
3. 4. 6	実炉テスト	7 8
3. 4. 7	まとめ	8 1
3. 5	まとめ	8 1

第4章 高温空気燃焼における低NO_xの解明 (燃焼シミュレーション)

	緒言	8 2
4. 1	概要	8 2
4. 2	計算方法及び、計算条件	8 2
4. 2. 1	計算方法	8 2
4. 2. 2	計算条件	8 2
4. 3	燃焼実験結果	8 4
4. 4	燃焼シミュレーション結果及び考察	8 5
4. 4. 1	燃焼反応温度 (火炎温度) プロフィール	8 5
4. 4. 2	NO _x 生成量	8 8
4. 4. 3	NO _x 生成機構	8 9
4. 5	まとめ	9 1

第5章 高温空気燃焼を用いた高性能工業炉の開発	
5.1 概要	92
5.2 高温空気燃焼の燃焼伝熱特性	95
5.2.1 伝熱改善	95
5.2.2 炉温平準化	96
5.2.3 最適炉高	97
5.2.4 炉幅と適正バーナ燃焼量	98
5.3 まとめ	99
第6章 高温空気燃焼を用いた高性能工業炉の実用化	
緒言	100
6.1 概要	100
6.2 適用事例	100
6.2.1 熱延加熱炉（大型鋼材加熱炉全面適用事例）	100
6.2.2 厚板加熱炉（大型鋼材加熱炉部分適用事例）	105
6.2.3 取鍋加熱装置	115
6.2.4 均熱炉（バッチ式鋼材加熱炉＋低空気比燃焼）	125
6.2.5 ラジアントチューブ式熱処理炉 （燃料転換事例：電気⇒燃料）	127
6.3 まとめ	130
第7章 総括	131
参考文献	133
謝辞	135

第1章 序論

1.1 背景

世界の有力科学者は、1985年にオーストラリアで開いたフィラハ会議で「21世紀前半には、かつてなかった規模で地球の平均気温の上昇が起ころう」との見解を発表した。その3年後、1988年のトロント先進国首脳会議において地球規模での温暖化防止対策の必要性が提唱され、IPCC（Intergovernmental Panel on Climate Change）検討WGの発足、そして1992年の第2回世界環境開発会議での気候変動枠組条約締結へと結びついた。この温暖化防止（主としてCO₂削減）のためには、更なる省エネルギーへの取組みが不可欠となり、1997年の第3回締約国会議（COP3－京都会議）において、数値目標と達成手段がより具体化されてきた。

そこで日本は、第一約束期間（2008～2012）に京都議定書が定めたCO₂中心の温室効果ガス6種類の排出量を、1990年より6%削減することを国際社会に公約した。

そして、2008年度から京都議定書の第一約束期間が開始され、2008年度～2012年度の5ヵ年平均の実績CO₂排出量は、森林等吸収源及び京都メカニズムクレジットを加味するとFig.1-1に示す様に1990年比で-8.4%であり、目標を達成した。¹⁾

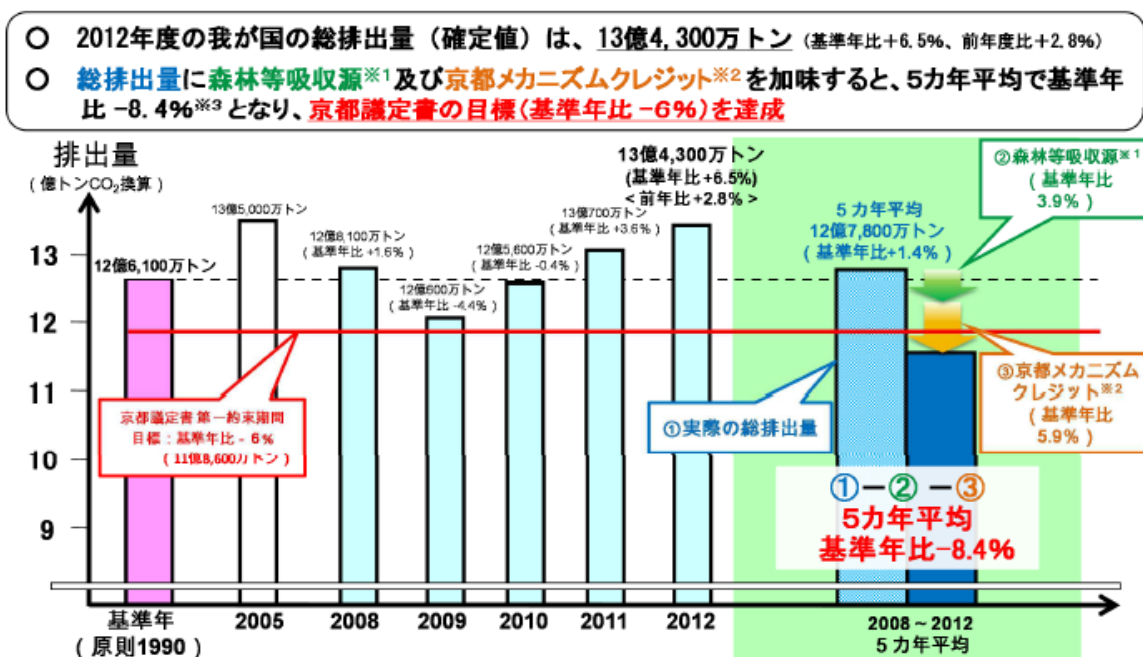


Fig. 1-1 温室効果ガス排出量（CO₂換算）の推移¹⁾

しかしながら、東日本大震災で大半の原子力発電所が停止した 2011 年度以降の実際の CO₂ 排出量は増加傾向にある。

また、至近の原油や LNG などの輸入燃料の増加に伴うエネルギーコスト上昇を抑制するためにも、省エネルギー対策技術の活用が益々重要になってくると思われる。

更に、現在、2030 年における各国の温室効果ガスの排出量が世界的に議論されているところであり、我が国においてもハードルの高い、温室効果ガス削減目標を掲げようとしており、日本国内はもとより海外も含め、日本の省エネルギー対策技術の適用が益々期待されるところである。

1. 2 我が国におけるエネルギーの使用実態

1. 2. 1 日本のエネルギー消費動向

日本の最終エネルギー消費は、1970 年代初めまでは経済の高度成長とあいまって増加してきたが、1973 年の第一次オイルショック以降、特に産業部門の省エネルギー推進により一時的に横這いとなり、1985 年以降民生・運輸部門の増加により、再び増加傾向に転じている。²⁾ (Fig. 1-2)

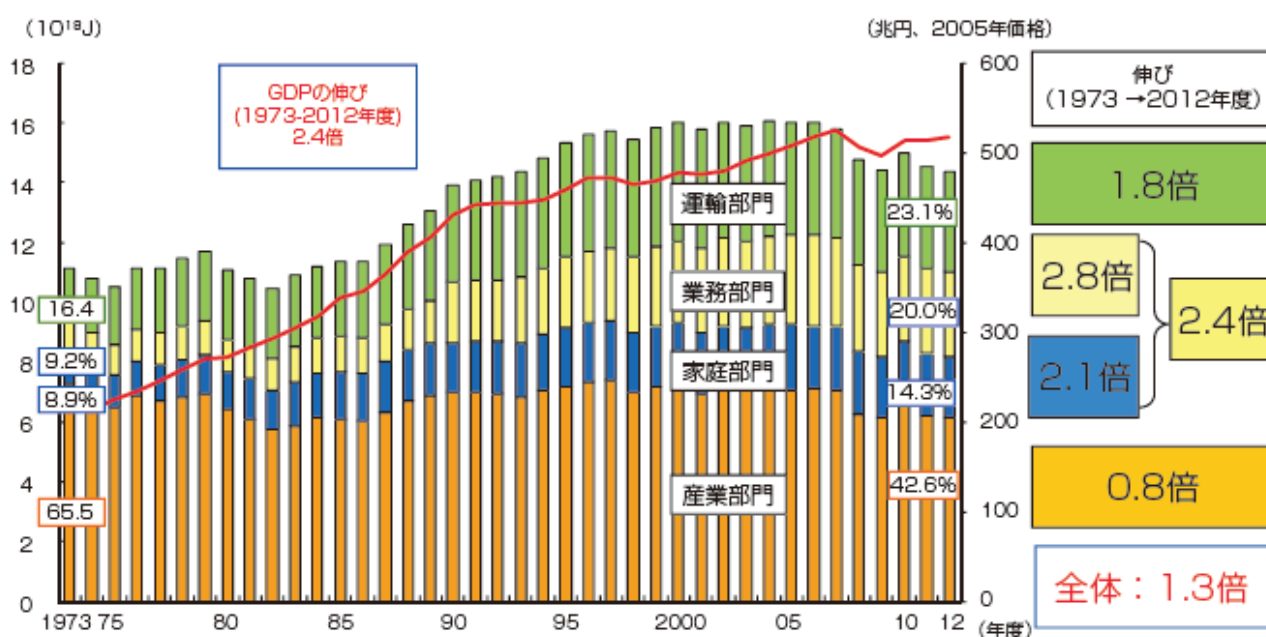


Fig. 1-2 最終エネルギー消費と実質 GDP の推移²⁾

また、産業部門の内訳を見ると、鉄鋼業が約 30%を占めている。日本全体に占める割合も、約 13%となり、化学部門に次ぎ、大きな割合を占めている。

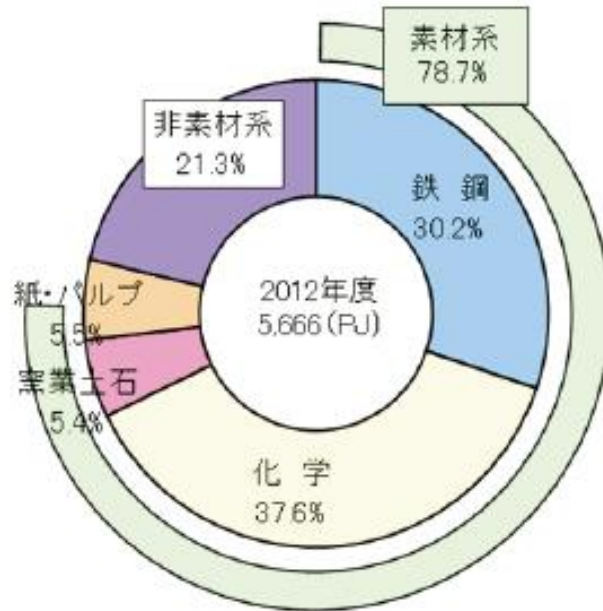


Fig. 1-3 製造業業種別エネルギー消費²⁾

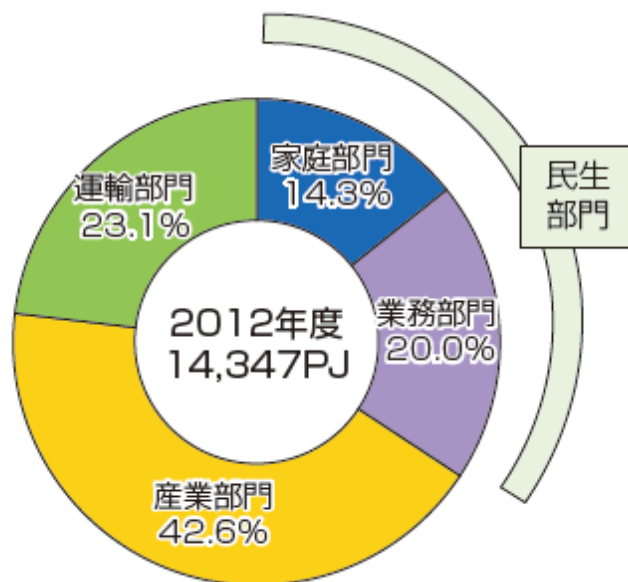


Fig. 1-4 最終エネルギー消費の部門別構成比 (2012年度)²⁾

一方、現状の日本のエネルギー供給・消費フロー分析によれば、有用エネルギーの割合は34%、損失が66%となっている³⁾。この有用エネルギーの比率を改善するために、新省エネルギー技術の開発によるエネルギー利用効率の向上が必要である。特に産業用熱設備の熱効率向上、熱のカスケード利用、排熱回収、発電効率向上等が今後の重要開発課題と考えられる。(Fig. 1-5)

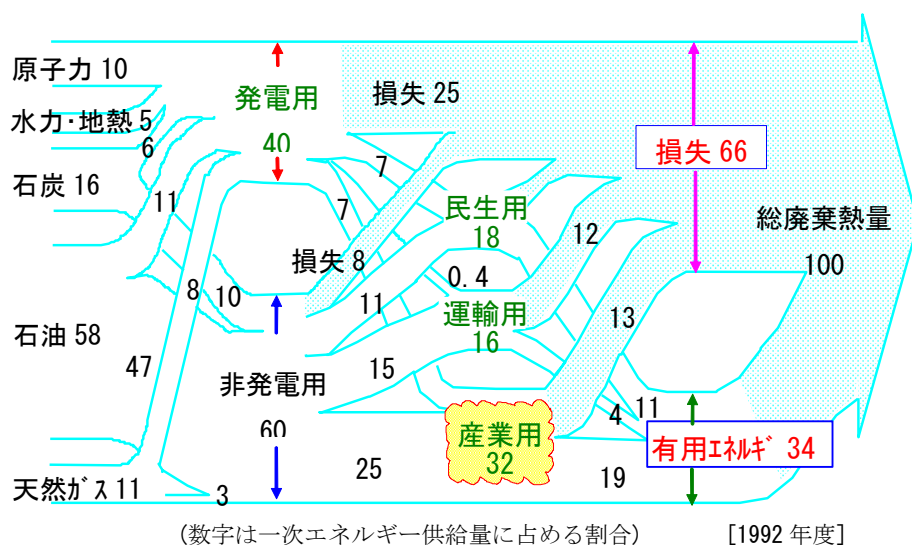


Fig. 1-5 日本のエネルギー供給・消費フロー³⁾

1. 2. 2 鉄鋼業のエネルギー消費と省エネルギー

加熱プロセス・設備を数多く有している鉄鋼業のエネルギー消費は粗鋼生産量の伸びに伴い 1970 年代初めまで急増してきたが、オイルショック以降の積極的な省エネルギー取組みにより、1973 年度をベースとした場合、1990 年度までに約 20%のエネルギー消費削減を達成した (Fig. 1-6)。更に、各種の温暖化対策により、2010 年度までにピーク時に比べ、約 25%のエネルギー消費を削減した。

その結果、日本の最終エネルギー消費に占める鉄鋼業の割合は、ピーク時の 14%から 13%へと低減したものの、依然として大きな使用割合を占めている。

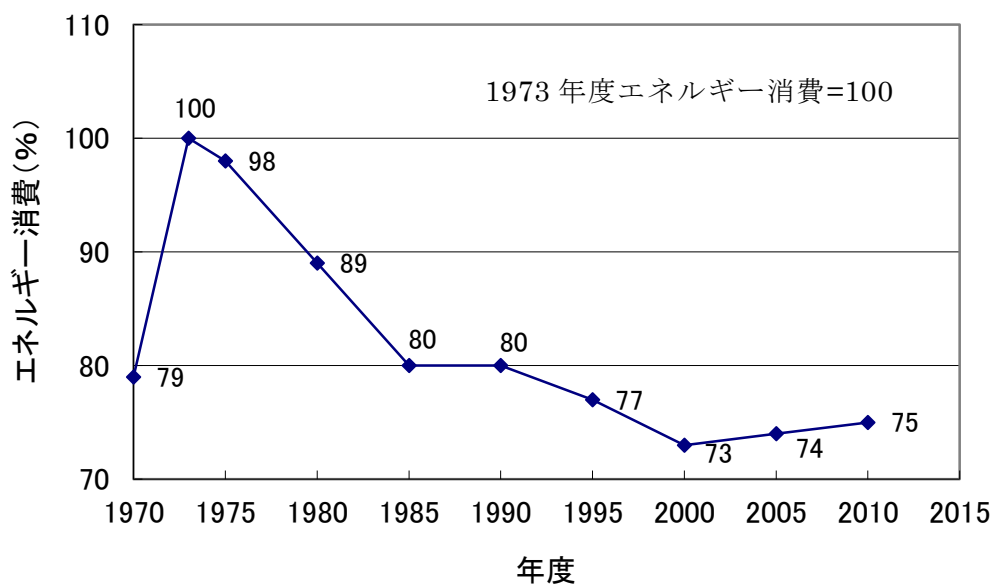


Fig.1-6 鉄鋼業のエネルギー消費推移⁴⁾

Fig. 1-7 は、高炉-転炉法による一貫製鉄所のエネルギー消費を製造プロセス別に見たものである。冶金反応を伴う製鉄工程が全体の72%、製鋼工程が3%、圧延工程が14%、残り11%がエネルギー供給その他となっている。

また、Fig. 1-8 はそれをエネルギー消費形態別に分類したもので、40%が反応エネルギー、21%が圧延等の電力エネルギー、残り39%が加熱エネルギーとして使用された後、排熱として捨てられている。今後、更に徹底した省エネルギーを図るためには、全体の約40%を占める排熱を有効利用し、エネルギー利用効率の向上を図る技術開発が重要であると考えられる。

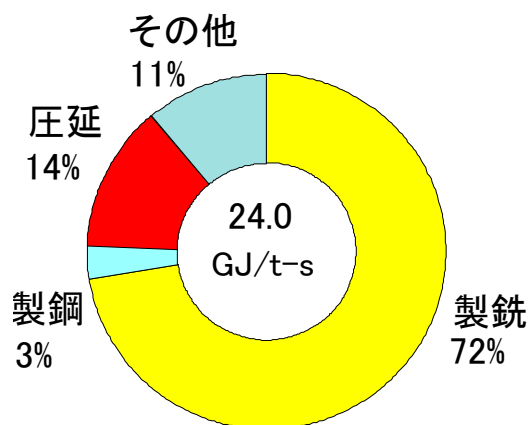


Fig. 1-7 製鉄所のプロセス別エネルギー消費 ⁵⁾

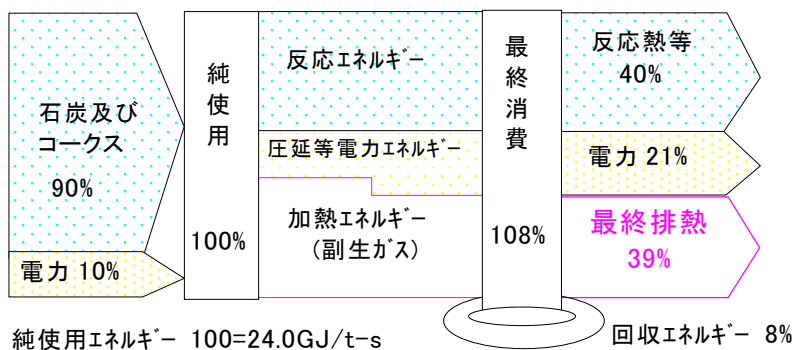


Fig. 1-8 一貫製鉄所のエネルギー使用形態事例 ⁵⁾

そのため鉄鋼業では、製銑・製鋼の上工程に対しては、溶融還元製鉄法（DIOS）、次世代コークス炉（SCOPE21）、新製鋼プロセス法等を 1980 年代末よりナショナルプロジェクトとして開発に取り組み、省エネルギー・省資源型鉄鋼製造プロセスへの変革に取り組んだ。

その結果、次世代コークス炉（SCOPE21）については、既に実機化が進んで、省エネルギーに貢献している。

次に圧延等の下工程に対しては、排熱の有効利用の観点からも、加熱炉、熱処理炉を含む工業炉の有効エネルギー効率向上が最重要課題となっている。

工業炉は、鉄鋼業全体で約 5,800 基あり、日本全体で約 39,000 基もある。

そして、産業部門エネルギー消費の約 40% (75 百万 k1) を占めている。従って、工業炉のエネルギー効率向上による省エネルギーの波及効果は大きいと考えられる。

1. 3 加熱炉の省エネルギー対策

工業炉の種類の中かで、鉄鋼業で数多く使用されている鋼材の加熱炉の場合、排ガス損失や炉体放散など各種損失熱があり、従来は必要熱量の3倍程度の燃料を使用していた。従って、加熱炉の省エネルギーとは、これらの損失熱を低減することである。

(Fig. 1-9)

炉体放散熱低減対策は、炉体断熱強化や開口部シール強化が実施され、ほぼ限界に達している。排ガス損失熱低減対策は、金属式レキュペレータによる空気予熱が実用化されているが、更なる高温化の余地を残している。

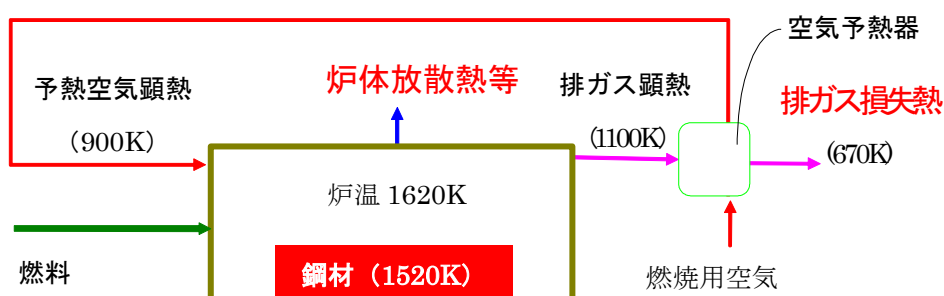


Fig. 1-9 加熱炉における熱回収例（空気予熱）

炉体放散熱低減及び排ガス顕熱回収の強化等の結果、炉の燃料原単位は約4割低減したものの、熱回収効率は50%程度に留まっている。(Fig. 1-10)

更なる省エネルギー実現のためには、より高温での排熱回収を可能とする革新的技術の開発が必要である。また同時に、高温の排熱回収に対応した環境対策（例えば、低NOx対策など）も大きな課題である。

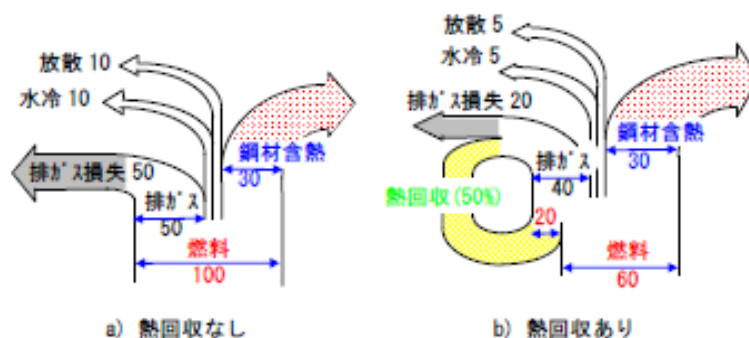


Fig1-10 熱回収に伴う加熱炉熱バランスの変化

1. 4 工業炉の環境対策

1. 4. 1 環境対策の現状

燃焼によって発生する硫黄酸化物(SO_x)及び窒素酸化物(NO_x)等の大気汚染物質のうち、SO_xは、低硫黄燃料への転換により、その排出量は大幅に低減している。一方NO_xは、発生源が燃料中の窒素分と空気中の窒素分の二者あるため、低窒素燃料への転換だけでは大幅な低減はできず、その排出量は7割程度の低減にとどまっている。⁶⁾

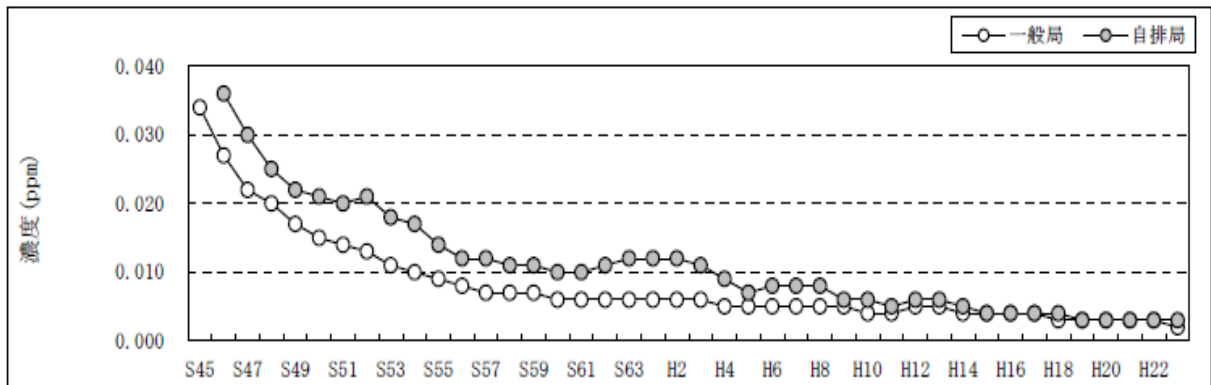


Fig. 1-11 SO_x 発生量の推移⁶⁾

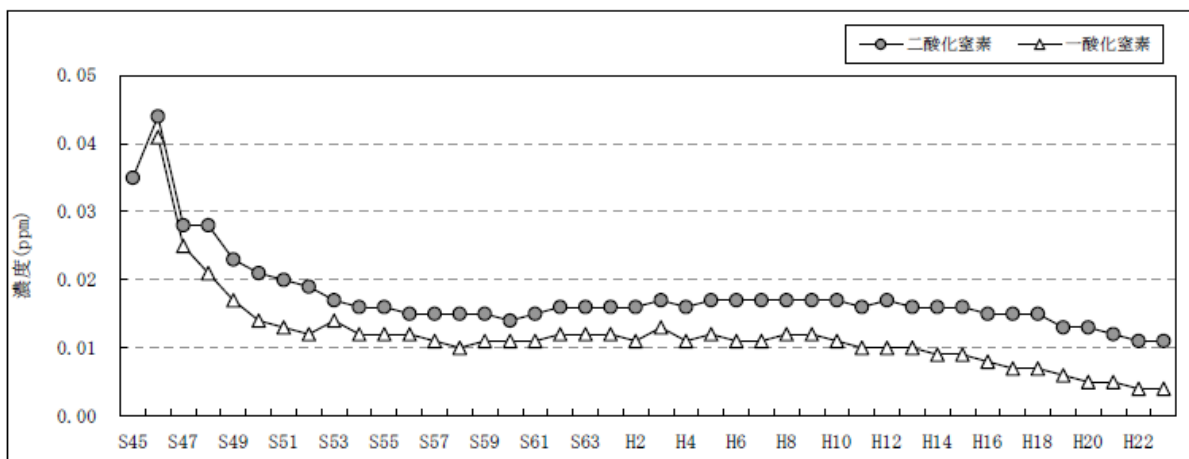


Fig. 1-12 NO_x 発生量の推移⁶⁾

1. 4. 2 NOx 発生メカニズム

加熱炉の燃焼バーナで発生する NOx は、空気中の N₂（窒素）が火炎の中で酸化されて発生する Thermal NOx、燃料中の N 分による Fuel NOx、燃焼反応の初期に起こる Prompt NOx がある。N 分が少ない燃料で、適正な空気比での燃焼であれば、Fuel NOx の影響及び、Prompt NOx の影響は少ない。

従って、高温空気の燃焼によって発生する NOx は、空気中の窒素が高温燃焼場で酸化されて生じる Thermal NOx が主体であり、その大部分が NO である。Thermal NOx の生成速度は、燃焼ガス中の酸素濃度及び火炎温度の依存性が高いので、予熱空気温度が高温になり火炎温度が上昇すると Thermal NOx が激増することが予想される。

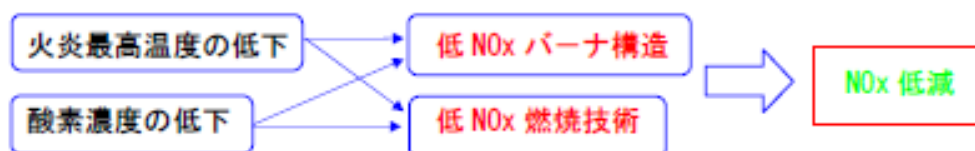
$$\frac{d[NO]}{dt} = k[N_2][O_2]^{1/2} \quad (\text{Zeldovich の式})$$

$k = 1.38 \times 10^{15} \exp(-134.4 \times 10^3 / RT)$ T: 火炎温度

1. 4. 3 NOx 低減技術

NOx 除去技術として、触媒等を使用した脱硝装置があるが、設備費及び運転費が高いため発電所等の大容量のものに適用が限られている。

加熱炉では、バーナ燃焼時に発生する NOx を抑制することが重要であり、火炎最高温度の低下や酸素濃度の低下等を実現する燃焼技術の開発が課題である。



1. 5 従来技術

1. 5. 1 排熱回収技術（熱交換器）

工業用加熱炉における排熱回収技術の一般的事例である金属式レキュペレータ（空気予熱器）の特徴について、Table 1-1、Fig. 1-13 に示す。

また、Table 1-2、Fig. 1-14 に、欧米の一部で使用されている蓄熱式熱交換器を用いた従来型の蓄熱式バーナ（セラミックボール蓄熱体）の特徴についても説明する。

Table 1-1 金属式レキュペレータ方式の特徴

方式	金属式レキュペレータ方式
原理	加熱炉集合煙道に金属製レキュペレータ設置。 排ガスとの熱交換により燃焼空気を予熱。
予熱空気温度	650～900K
熱回収率	35～50%
問題点	①金属の耐熱温度制約で、低熱回収率。 ②排ガス温度が高い場合、希釈空気で冷却しレキュペレータを保護する必要あり。

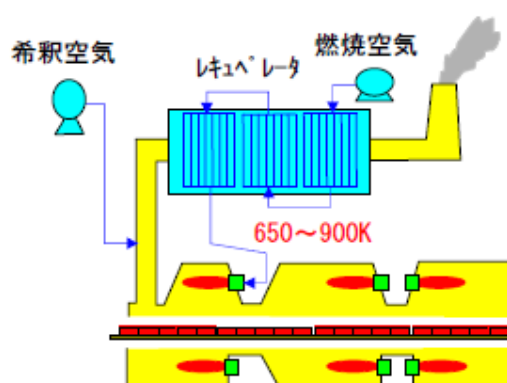


Fig. 1-13 金属式レキュペレータ方式の概要

Table1-2 セラミックボール型蓄熱式バーナ方式の特徴

方式	セラミックボール型蓄熱式バーナ方式
原理	加熱炉に設置したバーナ(A, B)2本を1組とし、60～120秒間隔で切替燃焼する。Aバーナ燃焼中にBバーナより排気しセラミックボールに蓄熱する。切替後は、予熱したBバーナの蓄熱体で空気を予熱しBバーナを燃焼する。
予熱空気温度	1000～1270K
熱回収率	55～65%
問題点	①セラミックボール蓄熱体の容積が大きいので、適用が限定される。 ②NO _x 規制により、国内での適用が限定される。

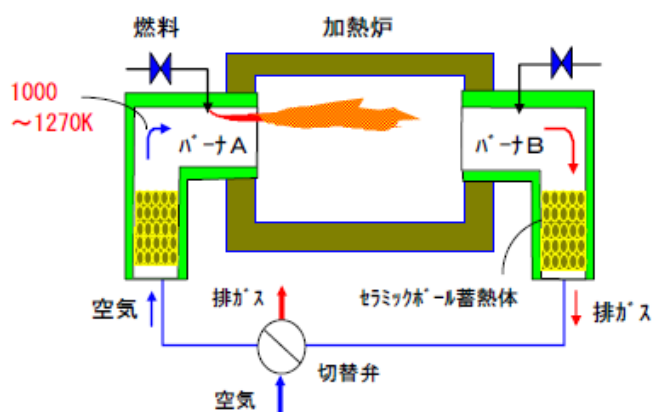


Fig. 1-14 セラミックボール型蓄熱式バーナ方式の概要

1. 5. 2 低 NOx 燃焼技術

従来の低 NOx 燃焼技術として、空気多段燃焼法、燃料 2 段燃焼法、排ガス再循環法、水・蒸気吹込み法などがあるが、NOx の低減率はおおよそ 30~50%である。予熱空気温度が 1300K 以上の高温になると NOx が激増するため、従来技術の NOx 低減率では、国内の規制値をクリアすることは非常に困難であると推察される。

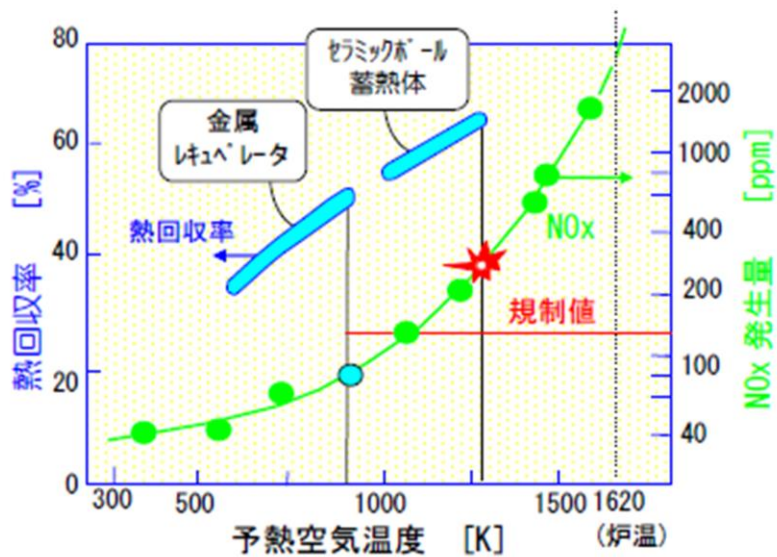


Fig. 1-15 予熱空気温度と NOx の関係

1. 6 本研究の目的及び、本論文の構成

これまで述べたように、加熱炉を代表例とする工業炉の更なる高効率化・省エネルギーは重要な課題である。そこで、本研究では、高温の排熱を直接熱回収可能な蓄熱式バーナについて、排熱の回収効率が高く、コンパクトな蓄熱式熱交換器の開発と、排熱回収した結果、予熱空気の大幅な高温化にともなう NOx 増大を抑えるための燃焼技術の開発を行う。

蓄熱体としては、従来のセラミックボールに対し、コンパクトなセラミックハニカムを用い、その形状、材質、構成など耐熱・耐久性を追及して、最適化を図る。

また、バーナの低 NOx 化では、脱硝設備や付帯設備を使用することなく、バーナ単体の燃焼方式を改善することで、日本国内及び国内各地域の規制値をクリアーすることが出来ることを開発の目標とする。

論文の構成を以下に示す。

第1章では、地球温暖化の背景及び、国内のエネルギー使用状況、工業炉の省エネルギーの必要性について、解説する。

第2章では、コンパクトなセラミックハニカムを蓄熱体として用いた、高効率蓄熱式熱交換器の開発について報告する。

第3章では、高温空気燃焼技術の開発について報告する。

第4章では、高温空気燃焼技術の低 NOx 効果についてシミュレーション計算により解析・考察し、報告する。

第5章では、高温空気燃焼を用いた、蓄熱式バーナを装着した高性能工業炉の開発について、報告する。

第6章では、高性能工業炉の実用化について、適用実績、省エネルギー効果などを報告する。

第7章では、第2章から第6章までを総括する。

第2章 高効率蓄熱式熱交換器の開発

緒言： 燃焼雰囲気下で鋼材を加熱する一般の加熱炉においては、燃焼排ガスによる熱損失が非常に大きいため、従来から、排ガス煙道に排熱回収熱交換器（レキュペレータ）を設置して、燃焼用空気や燃料ガスの予熱を行うことにより、燃焼排ガスの顕熱を回収してきた。これに対し、蓄熱式バーナでは、バーナ自体に排ガス顕熱回収用の蓄熱式熱交換器が装着されている。

本章では、蓄熱式熱交換器の高効率化とコンパクト化を検討した結果を述べる。

2. 1 排熱回収用熱交換器の従来技術

燃焼排ガスの熱回収用熱交換器の種類としては、プレート式、多管式、回転再生式、蓄熱式などがあり、排熱の特性（温度、流量）に応じて、最適な型式及び、材質が用いられている。

一般の燃焼方式の加熱炉で燃焼用空気予熱などの排熱回収熱交換器として用いられているレキュペレータは、Fig. 2-1 に示す様な、金属の多管式熱交換器が多く用いられている。

この場合、金属材料の耐熱性の制約から、回収可能排ガスの温度の最大値が決まっており、それ以上の温度の排ガスを回収する場合、希釈空気により回収前の排ガスの温度を低下させる必要があり、エネルギー的にロスを生じていた。

このロス解消の目的で、多管式熱交換器伝熱管の材質改善として、金属管に代え、セラミック管を用いたものがあるが、価格が高価であり、大きさも大型となるので、特殊な用途に限られてのみ使用されている。

また、蓄熱式熱交換器の一種であるが、Fig. 2-2 に示す様な、回転再生式の熱交換器があり、大型ボイラーなど大容量の排ガスの排熱回収（空気予熱）などに用いられているが。材質は金属であり、耐熱性に限界がある。

一方、ガラス熔融炉など高温の温度場が必要な場合には、セラミック製の大型蓄熱式熱交換器を備え、一定時間（数十分程度）で切り替えながら、高温の燃焼ガス排熱を直接熱回収し、高温の予熱空気を得ているものが従来から利用されている。その他、Fig. 2-3、Fig. 2-4 に示す様に鉄鋼の熱風炉やコークス炉など高温の空気を得るのには、セラミック製の大型蓄熱式熱交換器が用いられている。

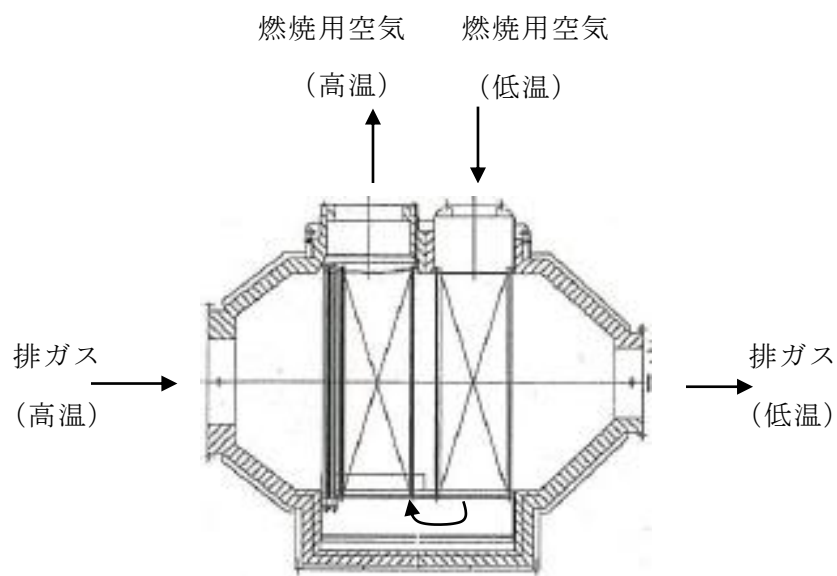


Fig. 2-1 レキュペレータ概要¹⁾

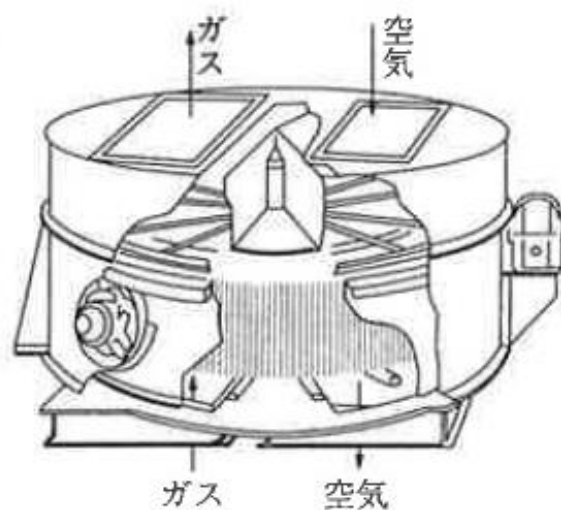


Fig. 2-2 回転再生式熱交換器の概要²⁾

2. 2 蓄熱式熱交換器の種類

- ① 大型のセラミック蓄熱式熱交換器：ガラス溶解炉、大型熱風炉、コークス炉など、例えば、1000℃を越える高温の気体を得るための熱交換機として従来から使用されている。これらの場合、交番燃焼の切替時間は、数十分オーダーである。

高炉と付帯設備

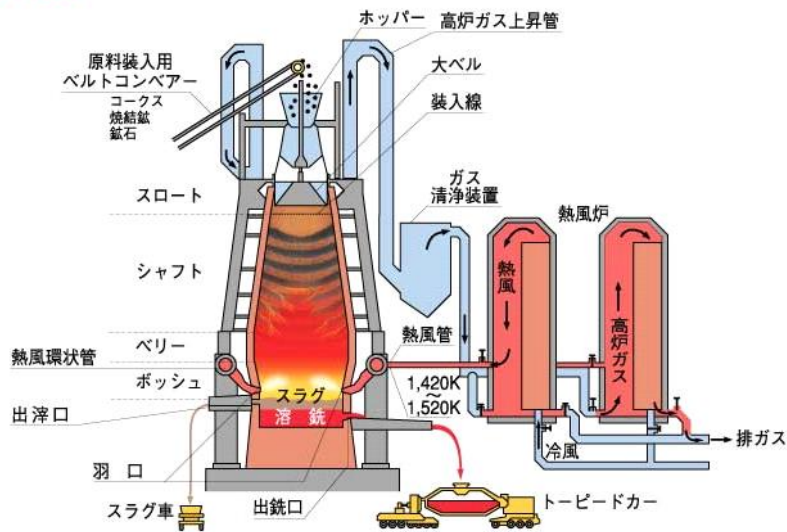


Fig. 2-3 高炉と付帯設備概要³⁾

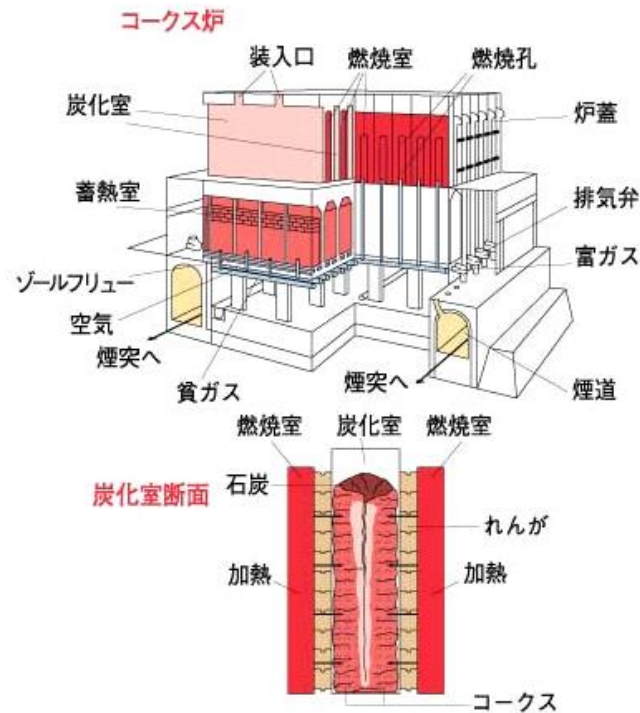
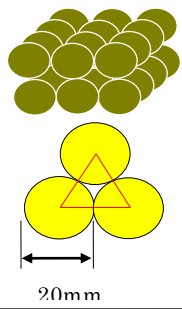
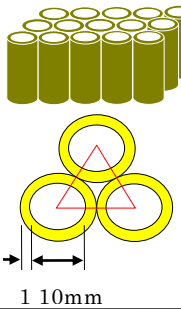
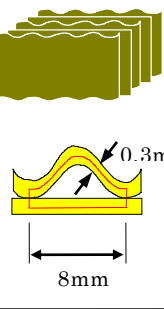
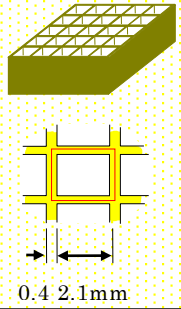


Fig. 2-4 コークス炉概要³⁾

② 加熱炉排ガスの排熱回収（空気予熱）装置として、1980年代にイギリスで小型セラミックボールを蓄熱体として用いた熱交換器とバーナを一体化した蓄熱式バーナが開発された⁴⁾。これに対してコンパクトなハニカムを蓄熱体として用いた蓄熱式バーナは、コンパクトな蓄熱式バーナとして日本で開発・発信された技術である。

③ ハニカムとボールの蓄熱体の熱交換性能の比較の概要を Table 2-1 に示す。
アルミを主体としたセラミックハニカム蓄熱体は熱応答性が良いのでボール蓄熱体と比較し、
必要重量：1/6 程度 容積：1/5 程度と軽量かつコンパクトになる。

Table 2-1 蓄熱体の性能比較

種類	ボール	チューブ	波板	ハニカム
形状	 20mm	 110mm	 8mm 0.3mm	 0.4 2.1mm
比表面積	240m ² /m ³ ×	750m ² /m ³ ▲	840m ² /m ³ ▲	1340m ² /m ³ ●
開口比	9% ×	35% ▲	80% ●	71% ●
熱応答	100s ×	1s ●	0.5s ●	0.5s ●
圧力損失	大 ×	中 ▲	中 ▲	小 ●

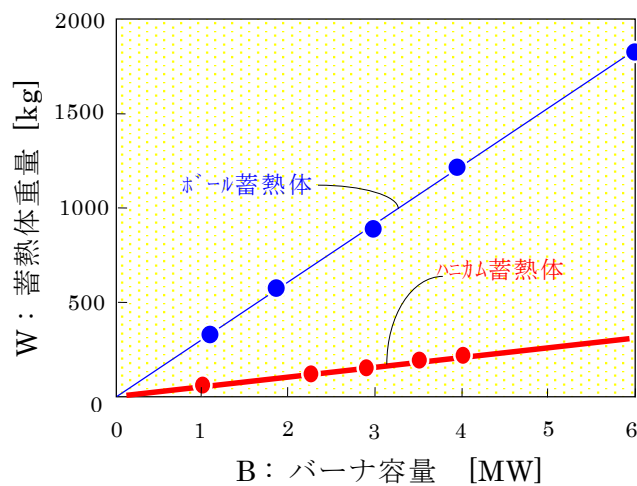


Fig. 2-5 蓄熱体重量の比較

2. 3 高効率蓄熱式熱交換器の開発

緒言：蓄熱式バーナにおいて、排熱回収効率の向上と、蓄熱体のコンパクト化を目的に、ハニカム蓄熱体を用いた、コンパクトで高効率な蓄熱式熱交換器を検討・開発した。主な開発課題を Table 2-2 に示す。

Table 2-2 主な開発課題

解決すべき課題	開発技術
<p>1. 蓄熱体のコンパクト化</p> <p>従来のホール型蓄熱体は、比表面積が小さいため、必要な伝熱面積を得ようとすると大きくなりすぎ、熱回収効率に限界あり。</p>	<p>蓄熱体最適設計技術</p>
<p>2. 耐久性の確保</p> <p>蓄熱体では大きな温度勾配(3000K/m)に起因する熱応力を緩和する必要がある。燃焼と蓄熱を約10^6回/年繰り返すため、高い耐久性も必要。</p>	<p>高耐久性技術</p>

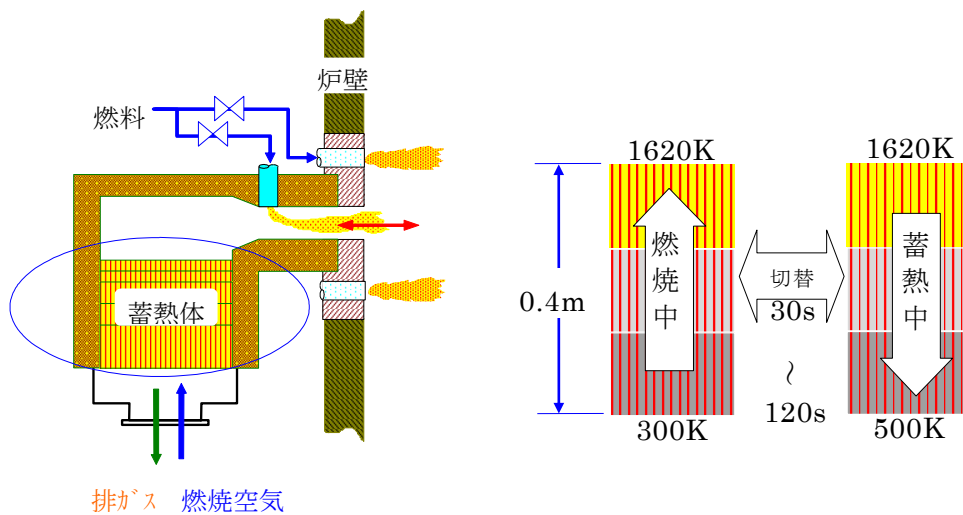


Fig. 2-6 蓄熱体熱交換イメージ図

2. 3. 1 高性能・高効率蓄熱体の開発

蓄熱体は高温の環境で使用されるため、材料選定が重要である。高温に耐える材料としてはセラミックスが適当であり、市場調査の結果に基づき、市販されており容易に入手可能なコージライトやアルミナを蓄熱体材料として採用した。

コージライトの常用耐熱温度上限は約 1400K でありアルミナのそれは約 1800K であるから、蓄熱体の温度分布を考慮してアルミナとコージライトを使い分ければ、本開発の目的の一つである鉄鋼加熱炉の温度である 1620K での適用に対して十分使用可能である。また、蓄熱体の熱交換能力を高め、かつ熱応答性を高めるには、セラミックス材料を塊状で使用するのではなく、比表面積の大きい形状であるハニカム状にして使用するのが良い。かつてイギリスで考案され日本に導入された一部の蓄熱式バーナでは、蓄熱体としてボール状のセラミックを用いたものがあるが、得られる予熱空気平均温度および燃焼中の予熱空気の温度変動について改善の余地を残すものであった。

蓄熱体をハニカム状にすることで熱伝導による熱応答性遅れを回避し、かつ伝熱面積の拡大を狙うことにより、限界熱回収を狙うものである。

Fig2-7 は、市販されており容易に入手可能なボール蓄熱体とハニカム蓄熱体とを伝熱面積 250 m²の場合について比較計算したものである。ハニカムは壁厚 (W) 0.4 mm、ピッチ (P) 2.5 mm で、ボールは直径 (Dp) 13 mm である。このとき、単位容積あたりの伝熱面積 (As) は、ハニカムが 1344 m²、ボールが 369 m² である。したがって、蓄熱体の容積および重量は、ハニカムが 0.186 m³、160 kg、ボールが 0.678 m³、810 kg、となり、ハニカム蓄熱体はボール蓄熱体より軽量・コンパクトとなる。また、蓄熱体断面中の流体通過断面の割合は、ハニカムが 71%、ボールが 9% であるのでハニカム蓄熱体は低圧損である。たとえば、3873kW のバーナに、直径が 13 mm のボール蓄熱体 850 kg を用いた例が報告されている⁵⁾が、これをハニカム蓄熱体に交換すれば約 170 kg となり、かつ設置容積もコンパクトになる。

このように、ハニカムは熱交換器として優れた特徴を有する反面、ボール蓄熱体に比べ割れやすく耐久性に課題があるとの指摘がある⁶⁾。そこで、本開発では蓄熱体内部の非定常温度変化を解析するモデルを開発し、蓄熱体の熱交換器としての最適設計に反映⁷⁾する一方で、蓄熱体内部に発生する温度分布に起因する熱応力の評価にも用いた。その結果、高温側の蓄熱体のメッシュ及び寸法の最適化を図ることで、熱交換性能を維持しつつ蓄熱体の割れを軽減して耐久性をたかめることが出来た。

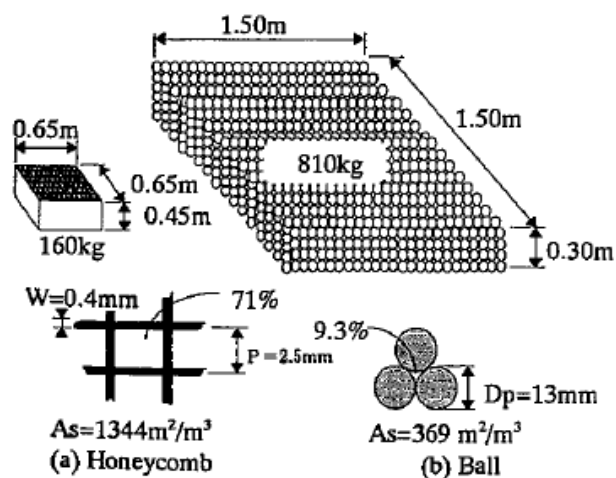


Fig. 2-7 蓄熱体特性の比較結果

2. 3. 2 蓄熱体の熱回収特性

Fig. 2-8 は試験炉において、①炉温、②蓄熱体高温側温度、③蓄熱体低温側温度、の時間変化を測定した一例である。この例では炉温 1500K、蓄熱体高温側温度（予熱空気温度）1450K である。これにより温度効率（ η ）を計算すると 96% となり、当初の目標値である 95% 以上の温度効率となっている。また、蓄熱体通過後燃焼排ガス平均温度も約 470K で十分低い値となっている。さらに、炉温を変えた試験より本蓄熱式バーナで得られる予熱空気の温度は Fig. 2-9 で示すように（炉温-50）（K）程度であることが確認された。なお、蓄熱体通過後の燃焼排ガス平均温度は、与えられた蓄熱体について燃焼用空気量と蓄熱体通過燃焼排ガス流量の流量を変更することで調整が可能である⁷⁾。原理的には常温近くまでの熱回収が可能であるが、燃焼排ガスの結露による配管腐食防止のため、本開発は蓄熱体出側燃焼排ガス温度を 470K として、蓄熱体を設計した。

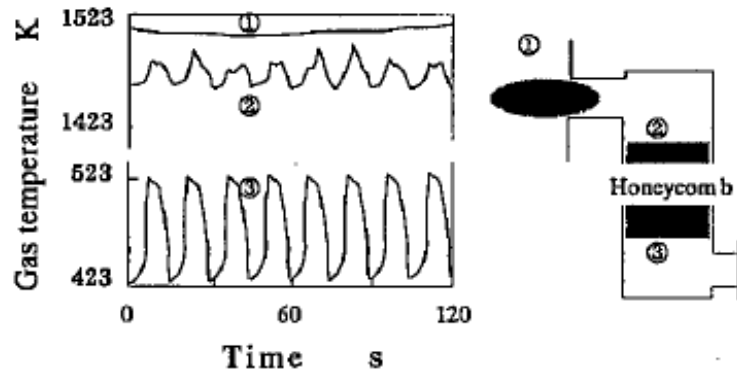


Fig. 2-8 蓄熱体前後の温度の推移

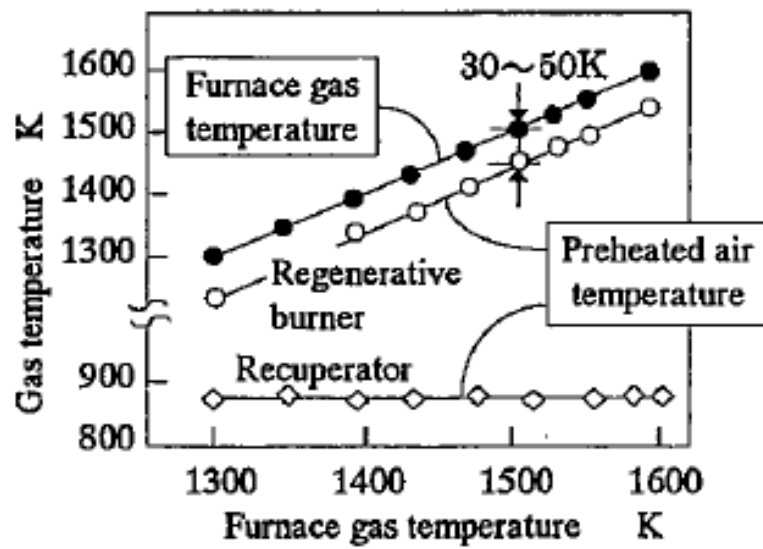


Fig. 2-9 排熱回収後の予熱空気温度特性

2. 3. 3 蓄熱体の形状・材質及び、組み合わせ

蓄熱体の大きさについては、その施工上からは、なるべく大きく、使用する個数が少ないほうが望ましい。しかしながら、蓄熱体内の大きな温度勾配（約 3000K/m）を考慮し、耐久性を確保する観点から、適切な大きさと（高温部が小さく、低温部が大きい）組み合わせを開発・考案した。

また、蓄熱体内の温度域に応じた最適な材質（高温部：アルミナ、低温部：コージライト等）も選択した。

これにより、耐久性とコストを考慮した最適な蓄熱体を開発した。

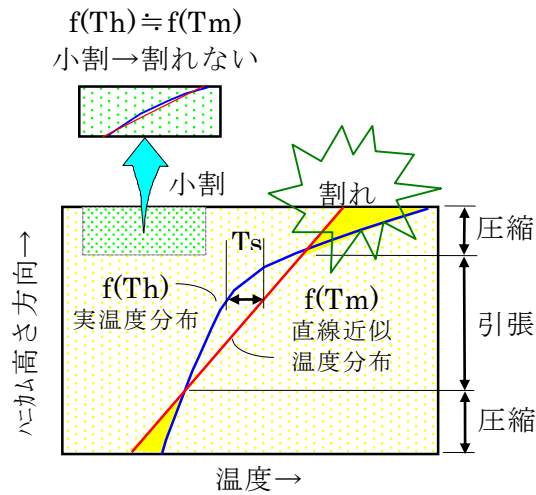


Fig. 2-11 蓄熱体内部温度分布イメージ図

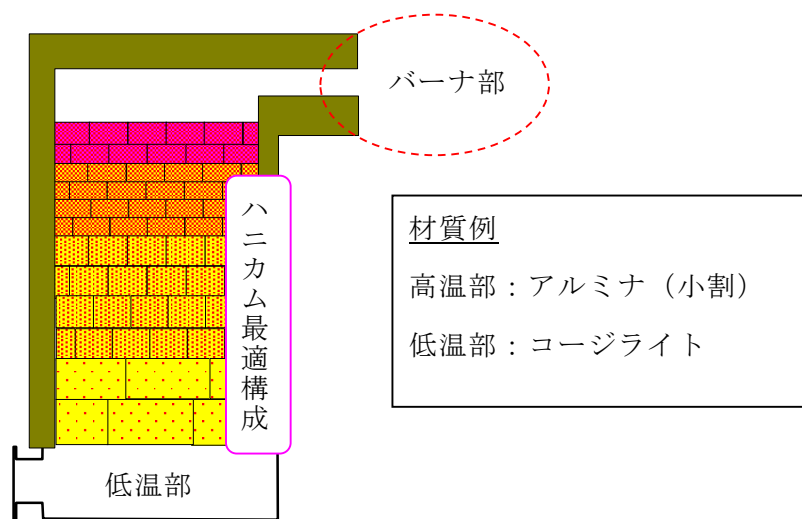


Fig. 2-12 蓄熱体構成材質

2. 3. 4 蓄熱体燃焼切替時間の最適化

蓄熱体非定常温度変化解析モデルを用いて、最適な蓄熱体燃焼切替時間について解析した。その結果、切替時間が30秒で、熱回収効率が最大値となり、排ガス温度の最大値も600K程度となった為、ハニカム蓄熱体の燃焼最適切替時間を30秒とした⁸⁾。

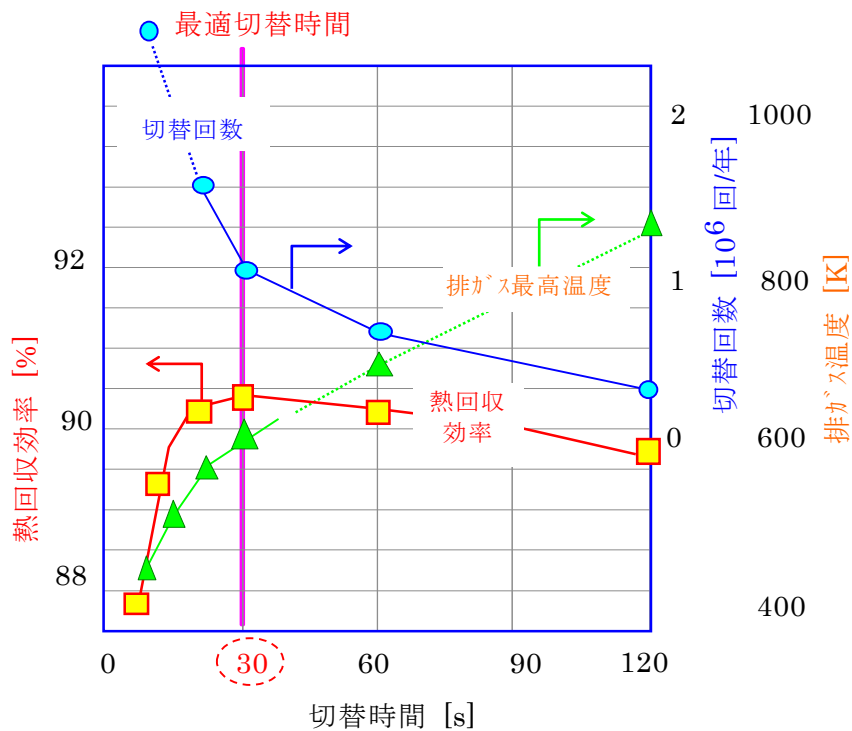


Fig. 2-10 切替時間と熱回収効率の関係 (シミュレーション結果)

2. 4 まとめ

蓄熱式バーナに装着する、コンパクトで高効率な蓄熱体として、従来のセラミックボールに換わるセラミックハニカム構造の蓄熱体を開発した。開発にあたっては、熱的な性能はもちろんのこと、実際の蓄熱式バーナへの適用では耐久性が重要視されることから、ハニカムの材質及び構造をそれぞれの温度域で最適化し、実用化に繋げた。

第3章 高温空気燃焼技術の開発

緒言：高効率排熱回収熱交換器の開発の結果、燃焼バーナに装着したコンパクトな蓄熱式熱交換器により 1300K 以上の高温の燃焼用空気を得ることが可能となった。これらを利用した際の高温空気燃焼時に発生する NO_x を抑制するバーナ構造の確立及び安定燃焼を確保する燃焼制御技術を確認させる

3. 1 従来の低 NO_x 対策技術による検討

3. 1. 1 概要

燃焼方式の工業用加熱炉では、省エネルギー対策として、燃焼排ガスの損失熱を燃焼用空気の前熱として回収している事例が多い。したがって、これらの場合、燃焼方式として逆火の可能性が少ない、燃料ノズルと燃焼用空気ノズルが分離した、拡散燃焼タイプのバーナを使用している。

また、辻らによる拡散燃焼タイプのバーナを使用した実験¹⁾では、燃料ガス噴出速度 (4~20m/s) 及び燃焼用空気噴出速度 (10~40m/s) を変化させて燃焼範囲を確認する実験を行っている¹⁾。その結果、燃料ガス噴出速度と燃焼用空気噴出速度がともに大きいと吹き消えやすいため、速度差を与えるなど工夫が必要であった。これらの、従来の燃焼技術をベースとして、低 NO_x 対策の検討を行った。

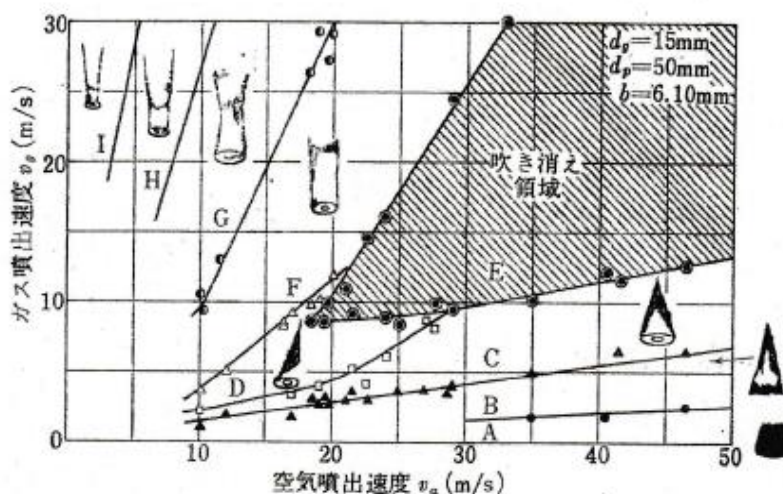


Fig. 3-1 火炎パターンとその燃焼限界

従来の低 NOx 燃焼技術の概要を以下に示す。

(1) 空気多段燃焼 : (Fig. 3-2)

燃焼領域を一次火炎と二次火炎に分け、一次火炎では燃料過剰燃焼し、二次、三次火炎で、未燃分を燃焼させることで、火炎温度を下げ、NOx の発生を抑制している。

(2) 燃料 2 段燃焼 : (Fig. 3-3)

燃焼領域を一次火炎と二次火炎に分け、それぞれにおいて理論空気量に近い燃焼を避けることで火炎温度を下げています。更に、二次火炎では、燃焼場の酸素濃度を低く抑えることで、NOx の発生をさらに抑制している²⁾。

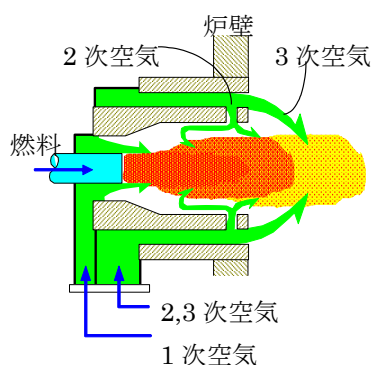


Fig. 3-2 空気多段燃焼バーナ概要

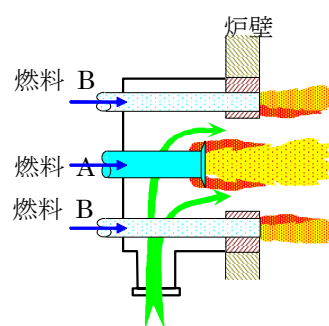


Fig. 3-3 燃料 2 段燃焼バーナ概要

(3) 蒸気噴霧 :

燃焼火炎中に、蒸気を噴霧することで、火炎温度を低下させ、NOx の発生を抑制している。

(4) 排ガス強制再循環 :

燃焼用空気中に燃焼排ガスの一部を混合させ、燃焼用空気中の酸素濃度を下げることによって、急速燃焼を抑制し、火炎温度を低下させ NOx の発生を抑制している。

3. 1. 2 実験装置及び実験方法

(1) 実験炉

今回使用した実験炉は水冷抜熱管を有する燃焼実験炉であり、概略仕様を Table 3-1 に、炉の概要を Fig. 3-4 に示す。実験炉は蓄熱式バーナを 2 ペア備えており、燃焼条件による炉内の温度分布を Fig. 3-5 に示す熱電対の温度測定点 (計 90 点) により調査した。

Table 3-1

項目	内容
炉寸法	高さ 1.8m、幅 1.8m、長さ 4.0m
蓄熱式バーナ	燃料 2 段燃焼タイプ、低 NO _x バーナ 2 ペア、4 本 (A, B, C, D)、燃焼容量 0.9MW/バーナ
蓄熱体	セラミックハニカム
使用燃料	M i x ガス、低位発熱量 ; 11.3MJ/Nm ³
炉温制御	水冷抜熱管 (46 本)

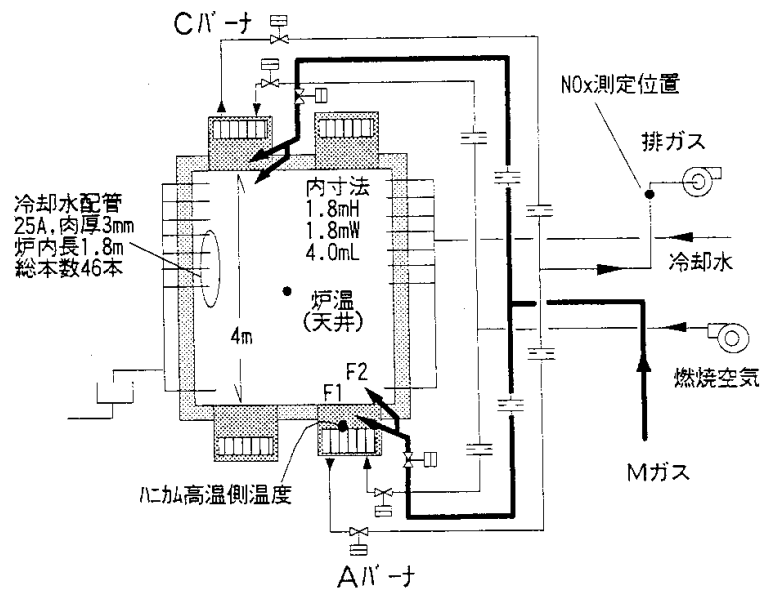


Fig. 3-4 燃焼実験炉概要

実験炉の炉床には被加熱物を模した水冷パイプが配管されており、冷却水の流量と入出時の水温を測定することで抜熱量を計算している。

実験に使用した燃料は、Table3-2 に示すような製鉄所で使用している副生ガス燃料のM i x ガス（Mガス）である。

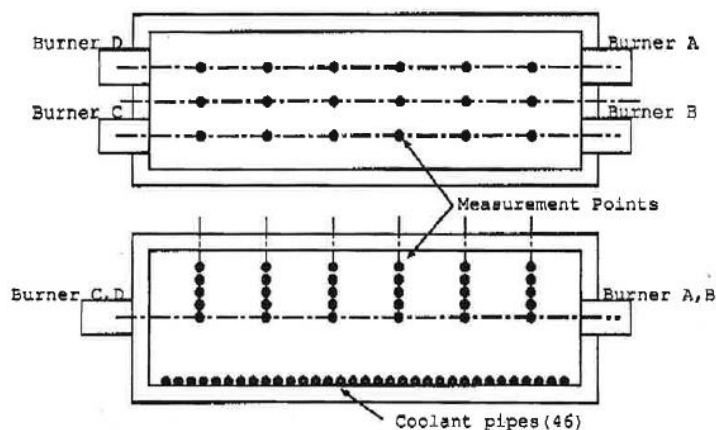


Fig. 3-5 測定ポイント概要

Table 3-2 M i x ガス成分

成分	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	CO	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
比率 (%)	2.3	1.0	1	3.7	1.0	4	1.5	Tr.

(2) 実験用バーナ

実験用バーナの概要を Fig. 3-6 に示す。燃焼用空気は、蓄熱体通過後 1300K 以上の高温となることから、バーナ内での流れはシンプルなものとし、低 NO_x 対策としては、燃料 2 段燃焼の手法をとることとした²⁾。その結果、次の様な特徴を有するバーナを開発し、燃焼実験を行った。

- ①バーナ全体を耐火物で構成
- ②B 燃料をバーナ外から供給

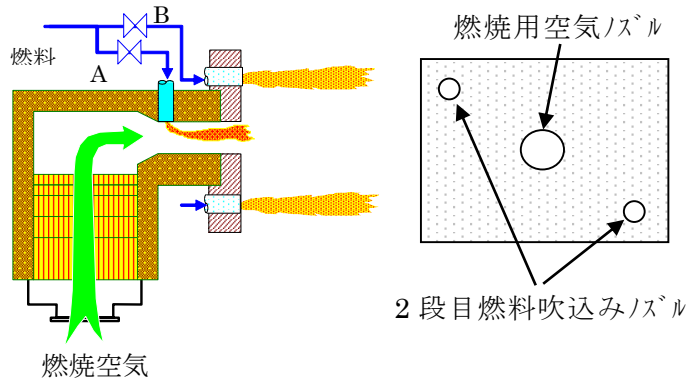


Fig. 3-6 実験用バーナ概要

(3) 実験方法

1) 低 NOx 対策 (Step1)

以下の実験条件にて、燃料2段燃焼法における、低 NOx 効果を確認した。

- ① 燃料の比率、1段 (A) と2段 (B) の比率を変更して、NOx 発生量を測定した。その際、1段 (A) と2段 (B) の比率は、点火時 (炉温はほぼ常温) から目標炉温 1620K までの間、固定とした。
- ② 火炎の吹き消えを防止する目的で、燃焼用空気の噴出流速は (V_a) 40m/s、2段目 (B) の燃料噴出速度は最大 20m/s とした。

Table3-3 実験条件及び結果概要

低 NOx 手法(Step1) 燃料2段燃焼法			
	A/B	NOx[ppm]	燃焼状況
①	100/0	1800	燃焼安定性良好 NOx 激増
②	50/50	1500	燃焼安定性良好 NOx 濃度高
③	30/70	1000	A比率 30%以下では 燃焼開始時 着火不良多発

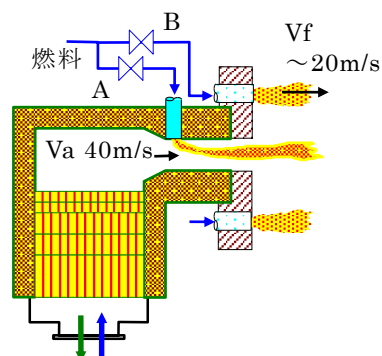


Fig. 3-7 Step1 実験条件概要

2) 低 NOx 対策 (Step2)

点火時 (炉温はほぼ常温) から目標炉温 1620K までの間、燃料2段燃焼の比率 (A/B=40/60) を固定して、他の対策との複合 (燃料2段燃焼法+蒸気吹込み、燃料2段燃焼法+強制排ガス再循環) の低 NOx 効果を確認した。

Table3-4 実験条件及び結果概要

低 NOx 手法(Step2) 火炎温度低下と酸素濃度低減	
④ 蒸気吹込	いずれの方法でも NOx ~ 500ppm 程度
⑤ 排ガス再循環法	

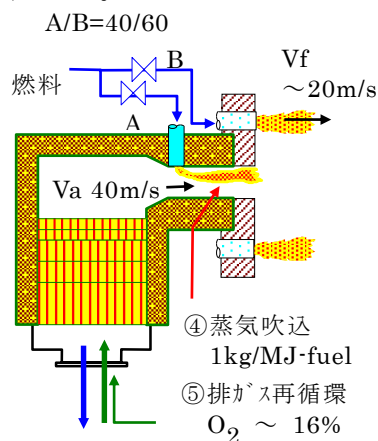


Fig. 3-8 Step2 実験条件概要

3. 1. 3 実験結果及び考察

- (1) 燃料二段 A (一段目) / B (二段目) の比率を変更した結果、一段目 (A) の比率を少なくし、二段目 (B) の比率を増やすことで、NO_x 値は減少する。
- (2) 一段目 (A) の比率を 30%以下にした場合、炉温昇熱途中の炉温が低い場合、燃焼切り替え開始時に着火不良が多発するため、A/B=30/70 限界と考えられる。
- (3) 燃料二段 A (一段目) / B (二段目) の比率を A/B=40/60 としてさらに蒸気噴射及び、強制排ガス再循環を実施した結果、約半減の低 NO_x 効果は得られたものの、規制値をクリアすることは出来なかった。

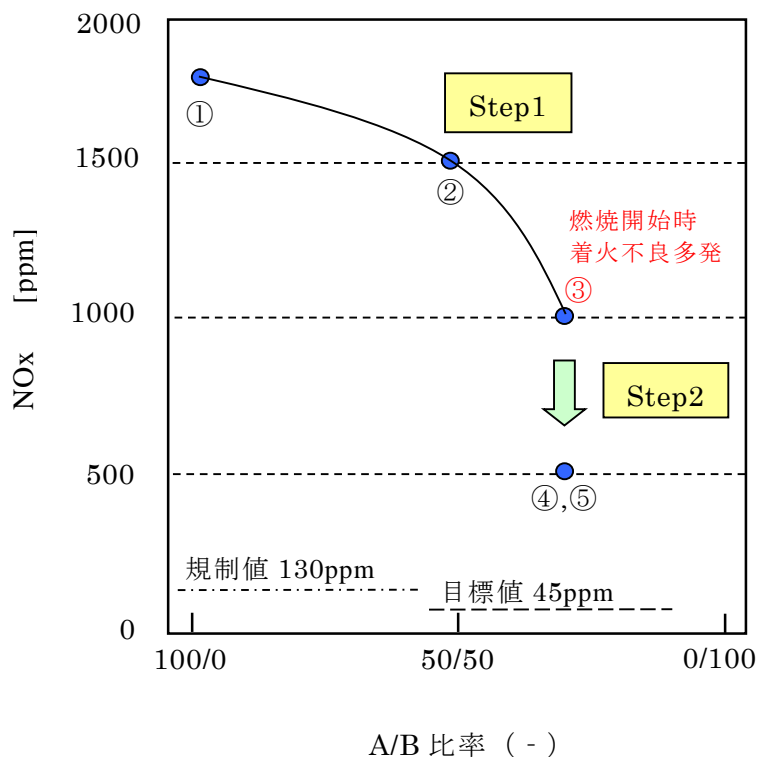


Fig. 3-9 実験結果まとめ

3. 2 高温燃焼用空気による新たな燃焼技術の開発

3. 2. 1 概要

燃焼用空気の温度が 1300K 以上の場合、燃焼用空気自体が着火源となることに着目し、高温空気燃焼用バーナを更に改良し、NOx 低減効果の確認試験を実施した。

また、高温の燃焼用空気を用いた場合の燃焼特性を把握するため、平行して、基礎試験も実施した。

3. 2. 2 実機規模試験

(1) 概要、

燃焼用空気の温度が 1300K 以上の場合、燃焼用空気自体が着火源となることに着目し、高温空気燃焼用バーナを更に改良し、NOx 低減効果の確認試験を実施した。

(2) 実験装置及び、方法、

今回使用した実験炉は水冷抜熱管を有する燃焼実験炉であり、概略仕様を Table 3-1 に、炉の概要を Fig. 3-4 に示す。実験炉は蓄熱式バーナを 2 ペア備えており、燃焼条件による炉内の温度分布を Fig. 3-5 に示す熱電対の温度測定点 (計 90 点) により調査した。

Table 3-1

項目	内容
炉寸法	高さ 1.8m、幅 1.8m、長さ 4.0m
蓄熱式バーナ	燃料 2 段燃焼タイプ、低 NOx バーナ 2 ペア、4 本 (A, B, C, D)、燃焼容量 0.9MW/バーナ
蓄熱体	セラミックハニカム
使用燃料	M i x ガス、低位発熱量 ; 11.3MJ/Nm ³
炉温制御	水冷抜熱管 (46 本)

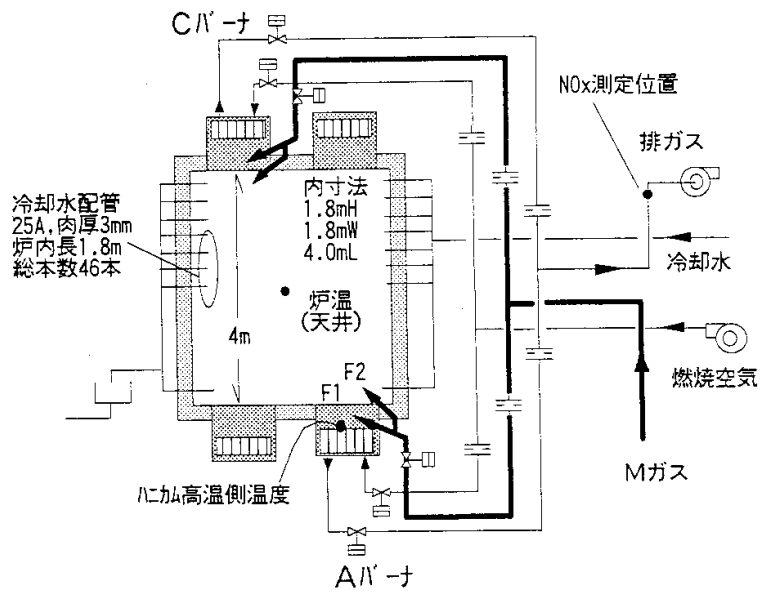


Fig. 3-4 燃烧実験炉概要

実験炉の炉床には被加熱物を模した水冷パイプが配管されており、冷却水の流量と入出時の水温を測定することで抜熱量を計算している。

実験に使用した燃料は、Table 3-2 に示すような製鉄所で使用している副生ガス燃料の Mix ガス (Mガス) である。

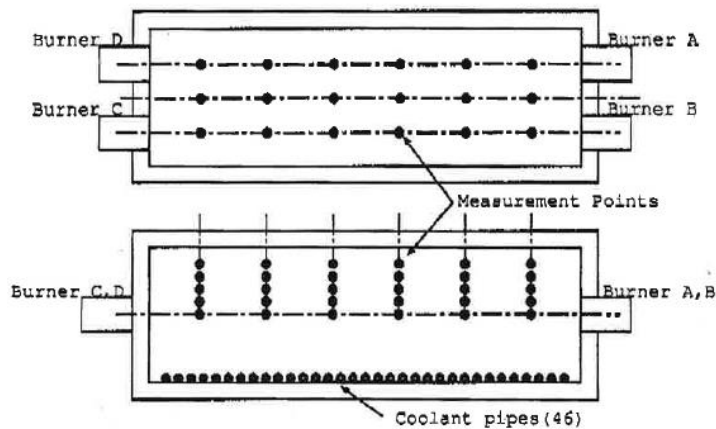


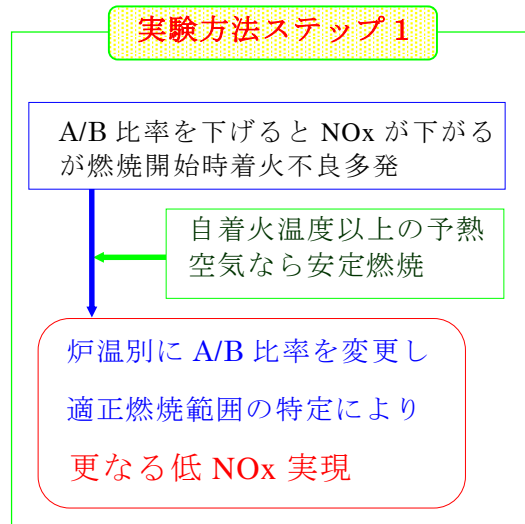
Fig. 3-5 測定ポイント概要

Table 3-2 Mix ガス成分

成分	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	CO	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
比率 (%)	23	10	1	37	10	4	15	Tr.

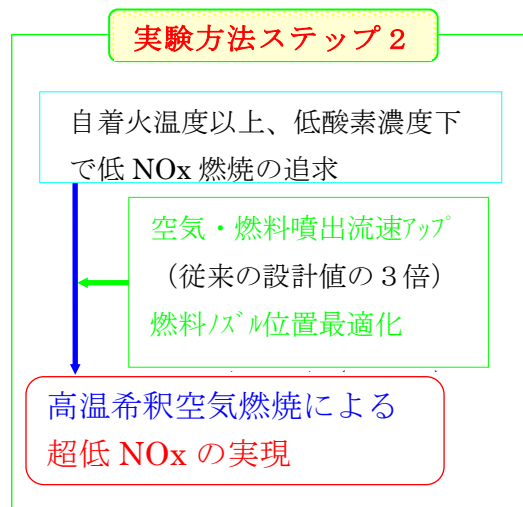
1) 実験方法ステップ 1

実験炉の炉内温度別に、燃料二段 A（一段目）/B（二段目）の比率を変えて、燃焼の安定性の確認及び、NO_x 値を測定した。



2) 実験方法ステップ 2

燃焼空気温度が自己着火温度以上であれば、燃焼が安定することから、燃焼用空気の噴出速度を増加させ、NO_x の低減効果を把握した。実験の具体的方法としては、点火昇熱時の A/B を 35/65 以上とし、炉内温度が 1300K 以上で、A/B の比率を変更した。



(3) 結果及び、考察

1) 実験方法ステップ 1

Fig. 3-6 は、横軸に炉内温度を変更させた場合の予熱空気温度と縦軸に一段目の燃料の割合 (A) を示したもので、実験結果から燃焼が安定する領域及び、NO_x 値が規制値をクリアする適正燃焼の領域を整理したものである。

実験条件は、Table 3-6 に示す。

一段目の燃料の割合 (A) を 30% まで下げた場合、予熱空気温度が 600K では、燃焼が不安定で、燃焼開始時に着火不良が多発した。

燃焼用予熱空気温度が、自己着火温度 (1000K) 以上の高温になると、燃料二段 A (一段目) / B (二段目) の比率を変える、即ち一段目 (A) の比率を下げて、燃焼が安定し、NO_x 値も低下する。

予熱空気温度が 1570K と高温になると、一段目 (A) の燃料比率を低下させ、A/B=5/95 以下の条件で、Fig. 3-7 で示すように、NO_x 規制値 (130ppm) をクリアすることが出来る。

Table3-6 実験条件

記号	A/B 比率	Va	Vf
③	30/70	} Max 40m/s	} Max 20m/s
⑥	10/90		
⑦	5/95		
⑧	0/100		

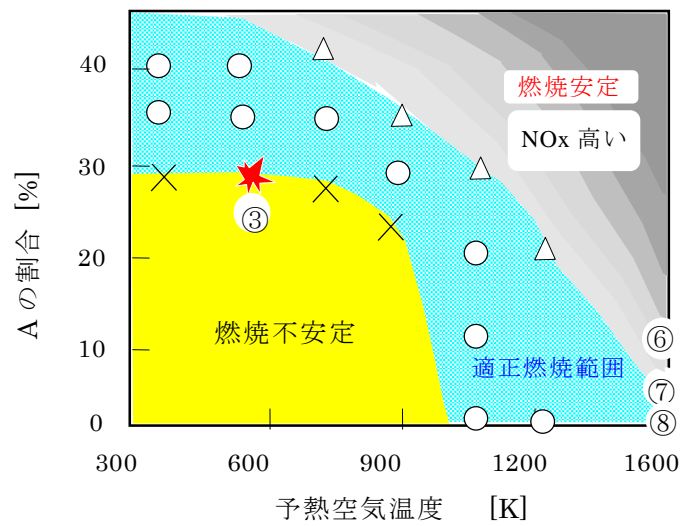


Fig. 3-6 適正燃焼範囲の特定結果

2) 実験方法ステップ2

予熱空気温度が、自己着火温度以上になると燃焼が安定することから、炉内の燃焼排ガスによる自己排ガス再循環効果を期待して、更に燃焼用空気ノズルの断面積を縮小させ、燃焼用空気の噴出速度を従来の3倍の120m/sとした。その結果、NO_x値は規制値をクリアし、かつ大幅に減少した。

最終的には、燃焼用空気の噴出速度を従来の3倍の120m/s、燃料ガスの噴出速度を従来の4.5倍の90m/sとしたが、燃料ガスに比べ噴出流量の多い(約2.8倍)燃焼用空気の方が、自己排ガス再循環によるNO_x低減効果は、大きいと考えられる。

Table3-7 実験条件

記号	A/B 比率	Va	Vf	
③	30/70	} Max 40m/s	} Max 20m/s	} Step1
⑥	10/90			
⑦	5/95			
⑧	0/100			
⑨	5/95	Max 120m/s	Max 20m/s	} Step2
⑩	5/95	Max 120m/s	Max 90m/s	
⑪	5/95 (ノズル位置変更)	Max 120m/s	Max 90m/s	

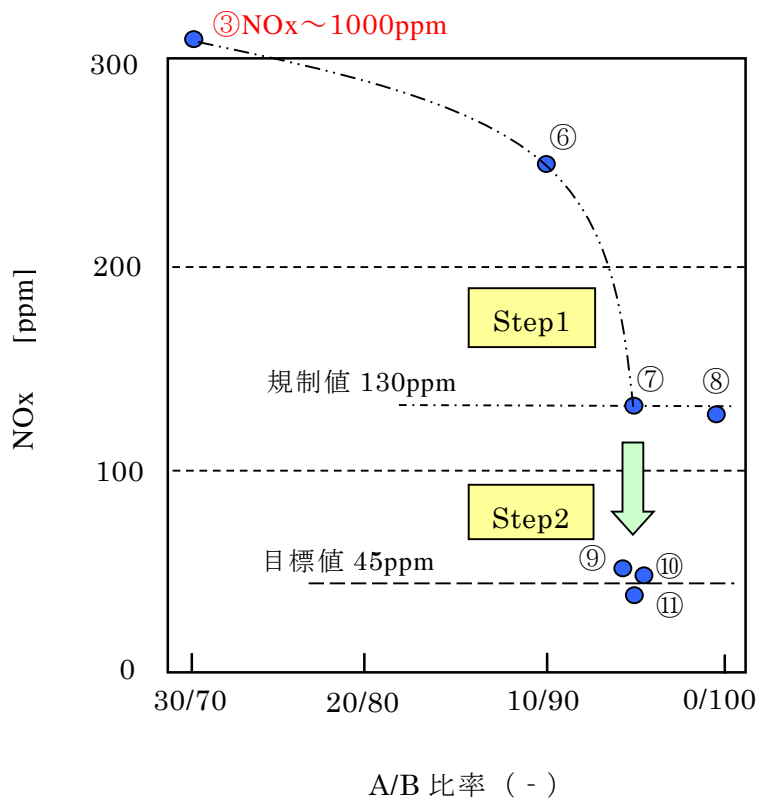


Fig.3-7 試験結果まとめ

また、Fig. 3-8 は、燃料の二段目 (B) 吹き込みノズルの位置を変更した場合の NOx 値を示したものである。L/D が増加、即ち燃料吹き込みノズルの位置が、燃焼用空気の吹き込みノズルから離れると、NOx は、低下する。

L/D が 4 以上になると NOx 低減の効果は横ばいとなる。
従って、燃料の 2 段目 (B) ノズルの吹き込み位置を最適化することで、更に NOx は、低下することが分かる。

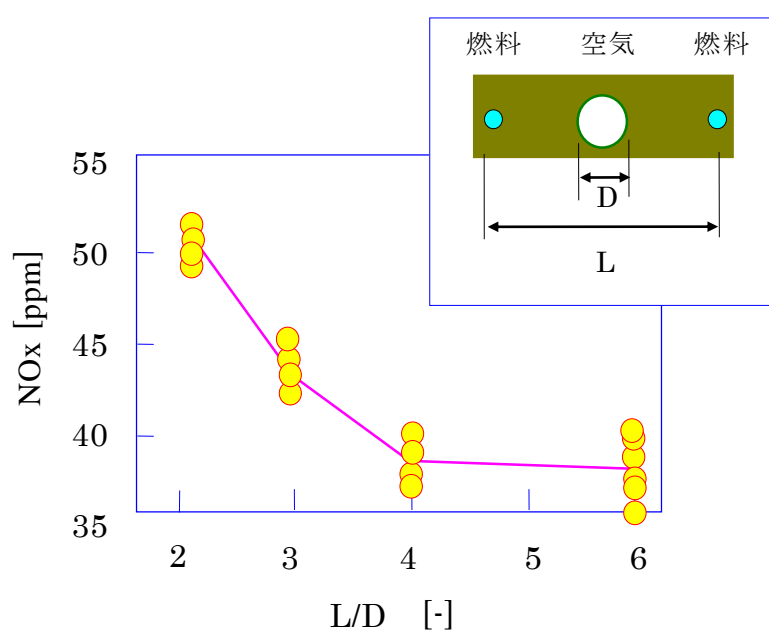


Fig. 3-8 二段目の燃料吹き込みノズル位置と NOx の関係

3) バーナ燃焼特性調査 (実験方法ステップ 2)

最終的に開発したバーナを用いて、燃焼特性を調査するため、燃焼実験を行った。

Fig. 3-9 は、炉温 1620K において、一次燃料 (A) 投入比率を変えて NO_x 発生状況を調査した結果を示す図である。(V_a=120m/s、V_f=90m/s)

一次燃料比率 15%以下で NO_x<100ppm (酸素濃度 11%での換算値) となる。一次燃料比率 0%にて NO_x は最低値を示し、その値はおおよそ 40ppm である。

このときの予熱空気温度は約 1570K であり、一次・二次燃料比率を制御すれば高温予熱空気を用いた燃焼であっても低 NO_x 燃焼が可能であることを確認できた³⁾。

なお、炉温が常温に近い条件での着火条件での実験結果より、本バーナの低温時 (炉温 1000K 以下) における安定着火のためには、一次燃料を一定流量以上流す必要があることを確認し、実機化では、バーナの運転条件に反映した。(例えば、一次燃料比率 (A) を 30%以上など)

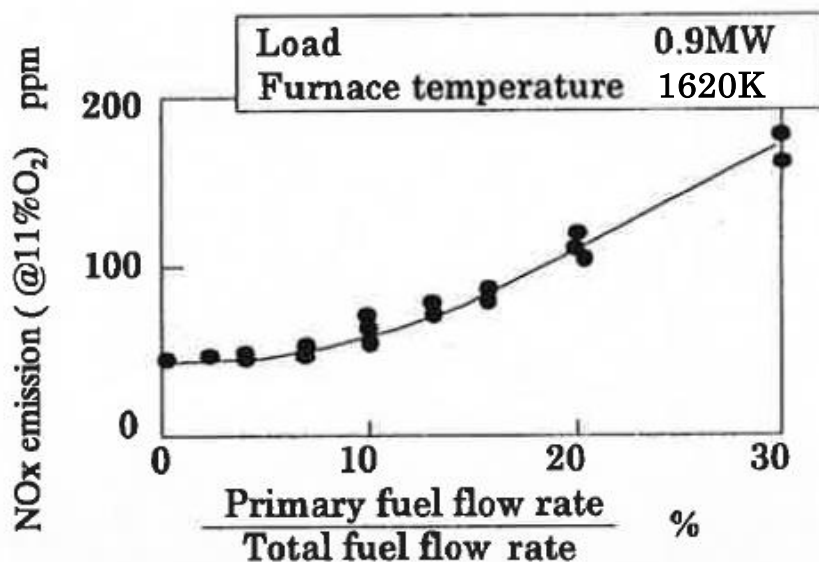


Fig. 3-9 一次/二次燃料比率と NO_x の関係

Fig. 3-10 は、バーナをターンダウンした時のバーナ軸芯上のガス測定温度分布を測定した結果を示す図である。この実験では、燃焼負荷 100%、50%においては炉温を 1620K に設定した。また 25%、10%における炉温はなりゆきの定常状態での値である。

開発したバーナは、ターンダウン 1 : 10 の範囲でバーナ軸芯上温度偏差 (0.5~4m の範囲での測定値) が 150K 以下と極めて温度均一性の高いバーナであることを確認した。

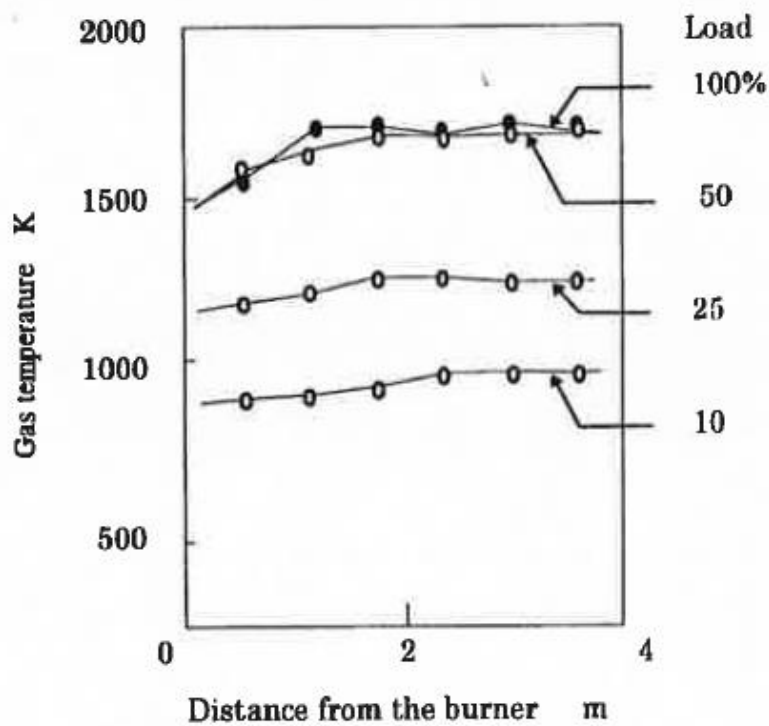


Fig. 3-10 実験炉内ガス温度分布

Fig. 3-11 は、実験炉で実測した温度・酸素濃度・NO_x 濃度の分布を示したものである。

一次 (A)・二次 (B) 燃料比率 (A/B) が 20/80 で、燃焼用空気噴出速度 (V_a) 40m/ s、燃料噴出速度 (V_f) 20m/ s の従来法の場合、火炎中心部の温度、酸素濃度ともに高いため、高濃度の NO_x 発生の原因となっている。

これに対し、一次 (A)・二次 (B) 燃料比率 (A/B) が 5/95 で、燃焼用空気噴出速度 (V_a) 120m/ s、燃料噴出速度 (V_f) 90m/ s の開発した高温空気燃焼法では、火炎温度のピーク値はほぼ消滅して、温度分布はフラット化しているとともに、酸素濃度も低下しており、NO_x 発生が大幅に減少している⁴⁾。

・測定結果概要

①温度分布

- ・従来法は、火炎温度分布に明瞭な高温ピーク(T>1870K)が存在する
- ・本開発法は、火炎がフラットで長く、そのピーク温度が従来に比べ低い(T≒1770K)

②酸素濃度分布

- ・従来法は、火炎温度ピーク部分で O₂>10%である
- ・本開発法は、火炎中心部分で O₂<4%と低く、自己排ガス再循環効果により、燃焼用空気が希釈された燃焼であると思われる。

③NO_x 濃度分布

- ・従来法は、火炎温度ピーク部分で NO_x が多量に発生する
- ・本開発法は、自己排ガス再循環効果により、燃焼場での酸素濃度が低く、燃焼が緩慢になり火炎温度分布がフラットでそのピーク温度も低くなる。その結果、超低 NO_x を実現していると思われる。

◎実験条件

- ・使用燃料：M i x ガス、低位発熱量；11.3MJ/Nm³

Table 3-2 M i x ガス成分

成分	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	CO	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
比率 (%)	23	10	1	37	10	4	15	Tr.

- 炉温：1620K
- 予熱空気温度：1570K

Table3-8 主な実験条件

	A/B 比率	Va	Vf
従来燃焼法	20/80	40m/s	20m/s
開発燃焼法	5/95	120m/s	90m/s

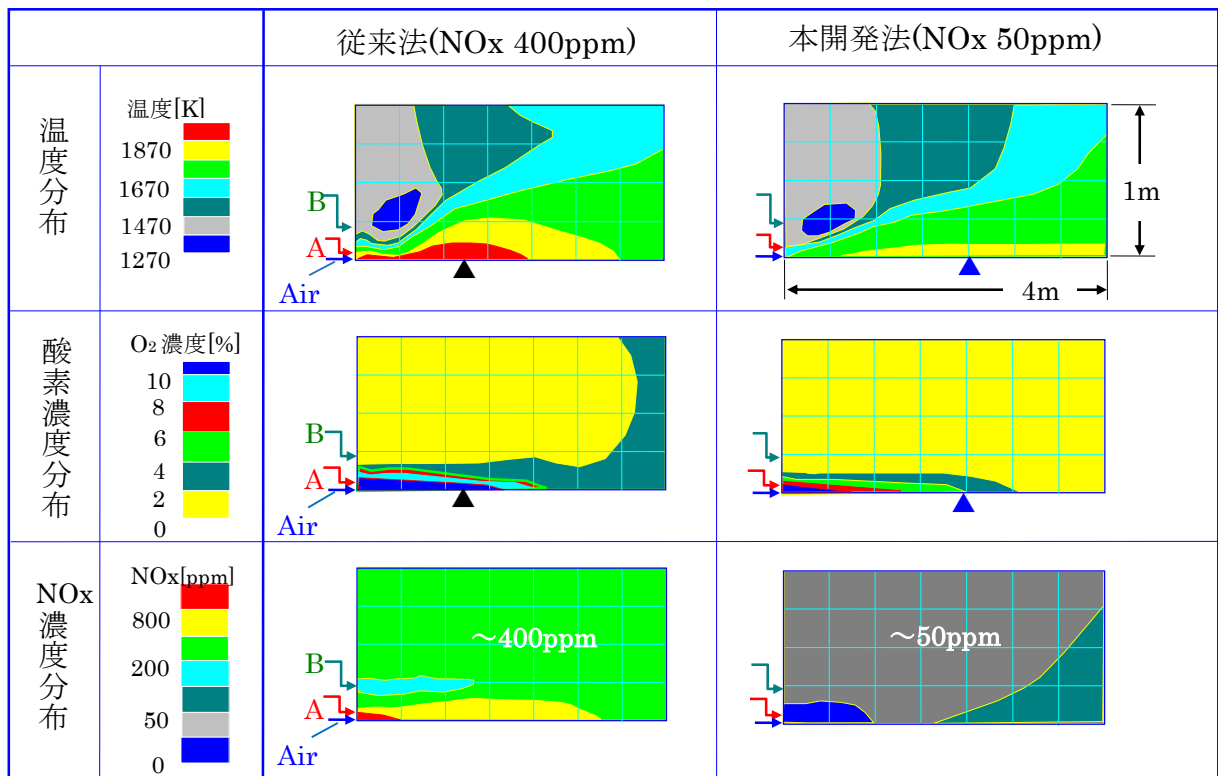
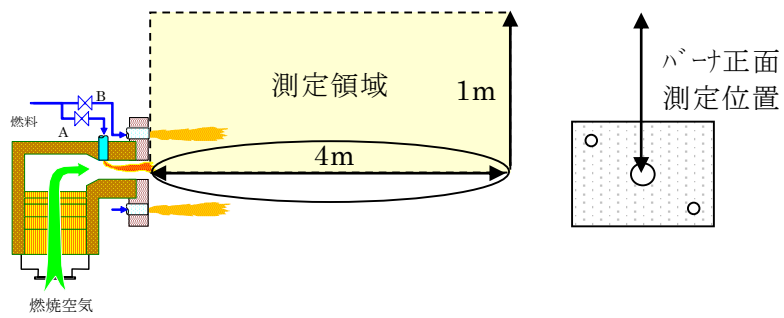


Fig. 3-11 実験炉内状況計測結果

4) まとめ

開発の過程における実験方法ステップ 1, 2 の結果をまとめると以下の様になる。開発したバーナは、Fig. 3-12 に示すように燃料 2 段燃焼方式とし、一次燃料は燃焼用空気と直接混合させ低温時の着火安定性を確保した。また、加熱炉内で、燃焼排ガスによる自己再循環機能を付与するため、二次燃料はバーナタイルより炉内に直接噴出させ、かつ燃焼用空気流速 (V_a)・二次燃料ガス噴出流速 (V_f) を高速化した。また、二次燃料と燃焼用空気の噴出口の位置関係 (L/D) を最適化した。

開発バーナの燃焼時は、まず一次燃料が予熱空気と空気過剰状態で混合し一次火炎を形成しつつ炉内に高速で噴射する。この一次火炎を Fig. 3-12 中に①で示す。一次火炎は、炉内ガスと急速に混合し希釈される。一方、二次燃料ガスは炉内に高速で直接噴射する。この二次燃料を Fig. 3-12 中に②で示す。二次燃料は炉内ガスと急速に混合し希釈される。開発バーナの主たる燃焼反応は、希釈された一次火炎①と希釈された二次燃料②との混合領域③で進行する。

開発バーナは、燃焼用空気と燃料とが高速噴射で炉内に供給され、炉内排ガスの自己再循環効果により希釈される。その結果、燃料場における酸素濃度も低くなる。また、燃料と燃焼用空気の供給位置が離れていることもあり、燃焼反応が長大な空間でなされている。

その結果、高温空気燃焼であっても局所的発熱反応が抑制されて火炎温度にピークがなくフラットになり、サーマル NO_x の発生を大幅に抑制できると考えられる。

Table3-9 燃焼設計思想と火炎の状況

燃 焼 設 計 思 想	火 炎
① 燃料 2 段燃焼法 ② 予熱空気は燃料自着火温度以上 ③ 2 次燃料流量の最大化 ④ 燃料・空気の噴出流速アップ ⑤ 燃料と空気の分離供給	火炎ピーク温度が低く 温度分布がフラットな 長大火炎の形成

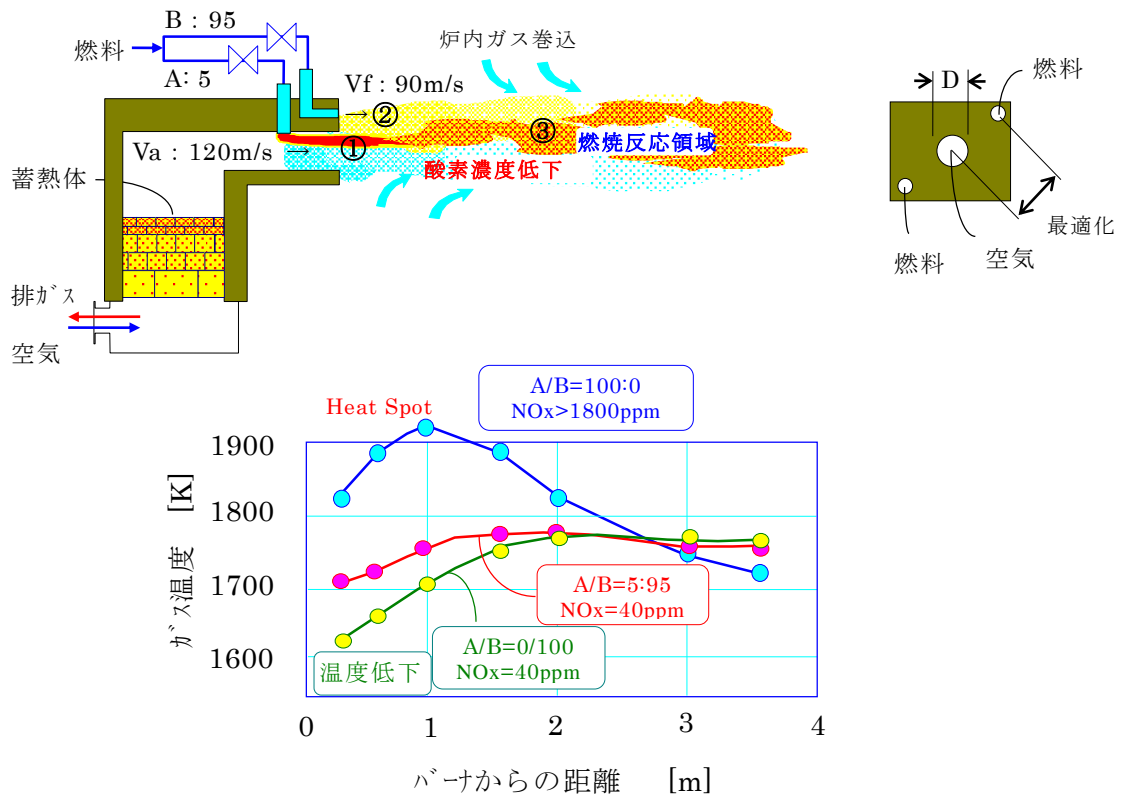


Fig. 3-12 開発のまとめ

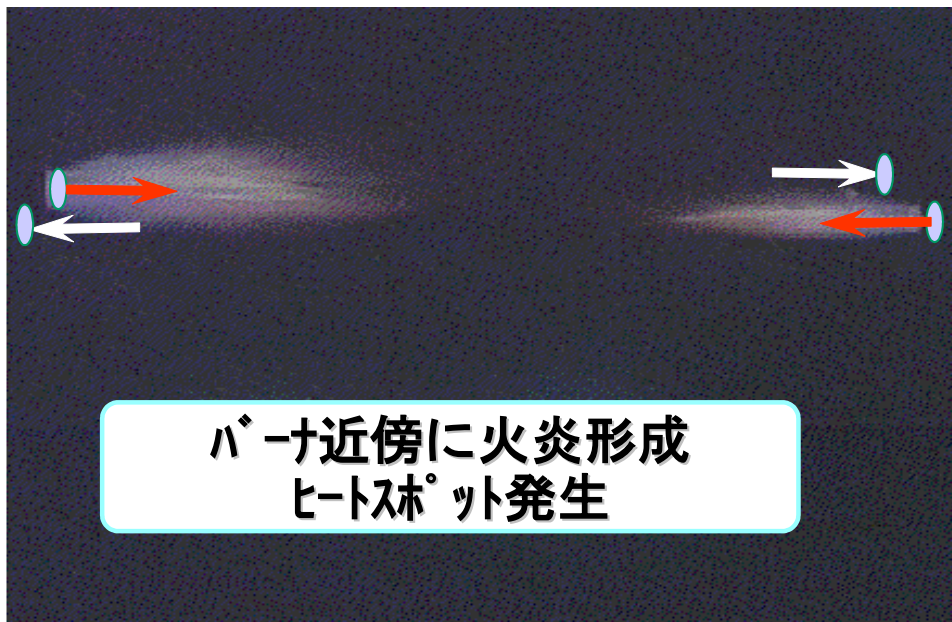


Photo. 3-1 従来の燃焼バーナ火炎



Photo. 3-2 高温空気燃焼バーナ火炎

この写真は、炉内温度を下げ火炎の状況を観察したものである。
通常 1300K 以上の高温では、目視でわずかに火炎が見える程度である。

3. 2. 3 燃焼特性確認試験

(1) 概要

実機規模試験結果を裏付けるために、不活性ガスで希釈された低酸素濃度空気による燃焼特性を把握する基礎燃焼実験を行った⁵⁾。

(2) 実験装置及び実験方法

Fig. 3-13 に実験装置の概要を示す。

燃料には LPG (C₃H₈ : 97%) を用い、流量は 0.053Nm³/h (1.38Kw) 一定で、高温空気流量は空気量と窒素希釈量の和を 15Nm³/h 一定に保った。

その際 21%O₂ の通常空気では総合空気比 10.5、また 5.1%O₂ では 2.56 と常に総合空気比は 1.0 より十分高くなるように設定した。

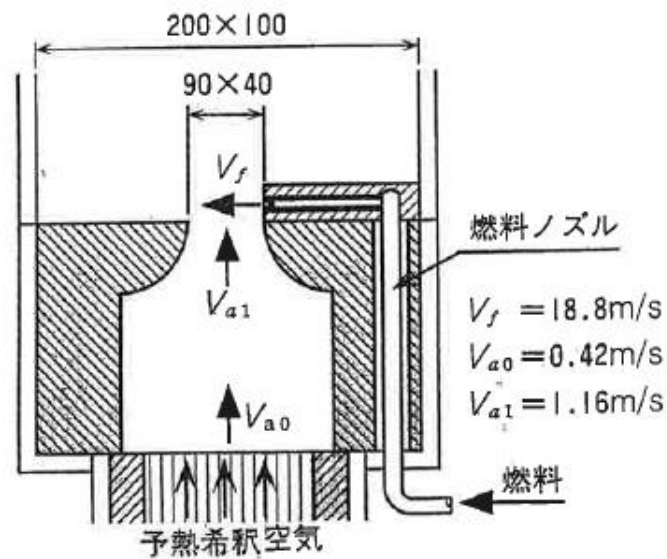


Fig. 3-13 基礎実験装置

(3) 実験結果及び考察

希釈空気中の酸素濃度と希釈空気中の各点における火炎の直接写真を Photo. 3-3 に示す。火炎の存在しないところが不燃領域を示す。同一投入熱量に対して、希釈空気温度、酸素濃度により、火炎の形状は大きく異なり、高温空気燃焼火炎は通常の空気燃焼火炎に比し、火炎容積が数倍から十数倍となり、5%酸素濃度では、輝炎の無い透明に近い火炎となっている⁶⁾。

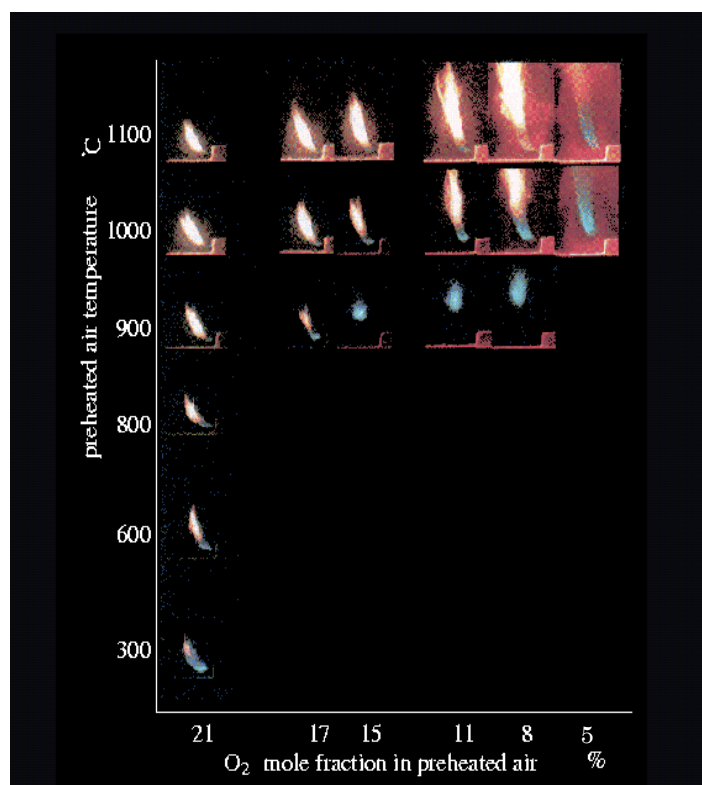


Photo. 3-3 基礎実験火炎写真

これらをまとめて、燃焼領域を Fig. 3-14 に示す。併せて、そのときの NOx 測定値を同じ座標軸で図示して Fig. 3-15 に示す⁶⁾。

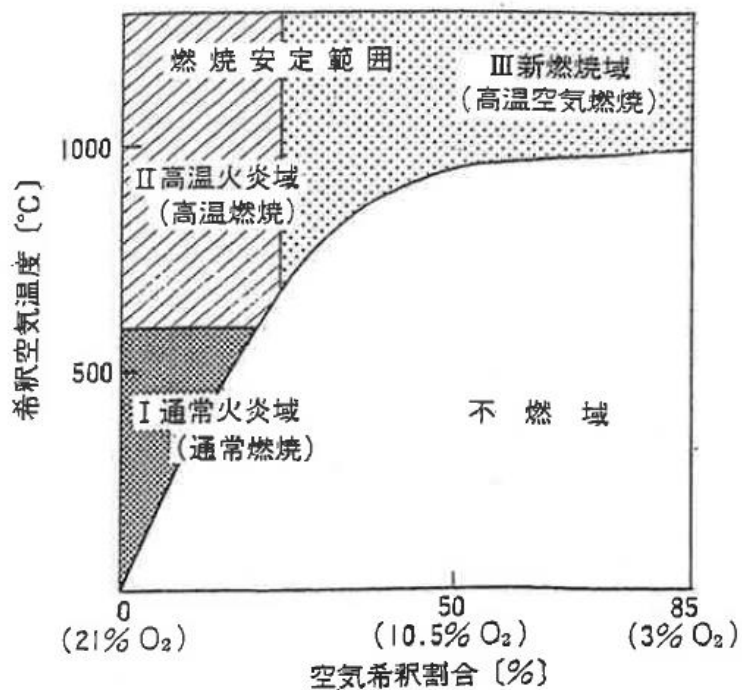


Fig. 3-14 高温空気化と希釈割合増加の燃焼範囲への影響

Fig. 3-15 から、空気温度 1000℃ 以上においても、低酸素領域では NO_x 値が 30~40ppm のレベルが維持されており、またこのときの CO 0 ppm のラインを考えると、燃焼が十分良好な完全燃焼している領域で、しかも低 NO_x が維持されていることがわかる。

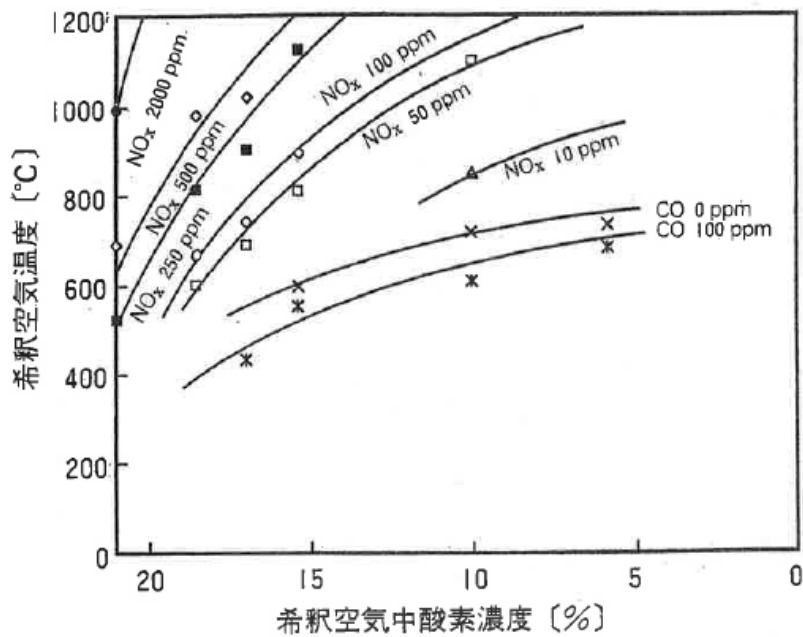


Fig. 3-15 高温空気燃焼の NO_x と CO 発生条件

3. 2. 4 まとめ

高温空気による新たな燃焼技術として、高温空気燃焼法を開発した。これは、高温の燃焼用空気及び燃料を 100m/s を超える高速で炉内に噴射することで、炉内排ガス自己再循環効果により燃焼用空気を希釈し、燃焼場の酸素濃度を低減させ緩慢燃焼を行うことで、火炎温度のピークがなくなり、超低 NO_x を実現させた技術である。

また、燃焼特性確認試験により高温空気燃焼の燃焼限界についても確認した。

3. 3 高温空気燃焼における燃料種の影響

3. 3. 1 概要

加熱炉のバーナ燃料はガス燃料、液体燃料等多岐にわたっており、高性能工業炉汎用データベースを構築する上で、燃料種を変更して高温空気燃焼特性データを収集することは必須の課題であると考えられる。従来から報告されている実験および実機でのデータはガス燃料が主体であり、液体燃料のデータは比較的少ない。しかし液体燃料の場合、従来燃焼において、ガス燃料と明らかに火炎の状況が異なることが知られている。よって、高温空気燃焼においても、液体燃料の燃焼特性を把握し、ガス燃焼との差異を明らかにすることは、高性能工業炉汎用データベースを構築する上で重要な課題であると考えられる。そこで、本研究では液体燃料、ガス燃料の各燃焼特性を高温空気燃焼において把握するため、試験炉にて各種燃料の高温空気燃焼特性のデータ収集を行った⁵⁾。

3. 3. 2 試験内容

加熱炉設備の液体燃料として、一般的に灯油、A重油およびC重油等が使われているが、今回その中で、比較的多くで使用されているA重油を用いて蓄熱式バーナによる燃焼実験を行い、燃料種の違いによる高温空気燃焼特性の変化の様子を測定した。また、比較のためにガス燃料（都市ガス（13A）及び、COG（コークス炉ガス））による高温空気燃焼と、従来バーナ（燃料：A重油）での一方向焚き燃焼特性を測定した。また、燃焼方式として、分散燃焼および集中燃焼を比較した。実施した試験内容をTable3-10に示す。

Table3-10 試験内容

燃料種	燃焼方式	測定項目
A重油	蓄熱式分散燃焼	・ 炉内温度分布状況 ・ 予熱空気温度とNOx排出濃度の関係 ・ 炉床部での熱流束分布(熱流束計による計測)
都市ガス	蓄熱式分散燃焼	
COG	蓄熱式分散燃焼	
A重油	蓄熱式集中燃焼	
A重油	従来型一方向燃焼	

3. 3. 3 実験装置及び方法

1) 実験炉仕様

燃焼試験炉の主仕様を Table3-11 に示す。Fig. 3-16 に試験炉の概要を示す。

Table3-11 燃焼試験炉の主仕様

炉内寸法	幅 2.0m×高さ 2.0m×長さ 8.0m
炉内温度	Max.1350℃ (Nor.1300℃)
燃料	A重油、COG、都市ガス (13A)
燃焼量	1.16MW (定格)
被加熱材	水冷抜熱管

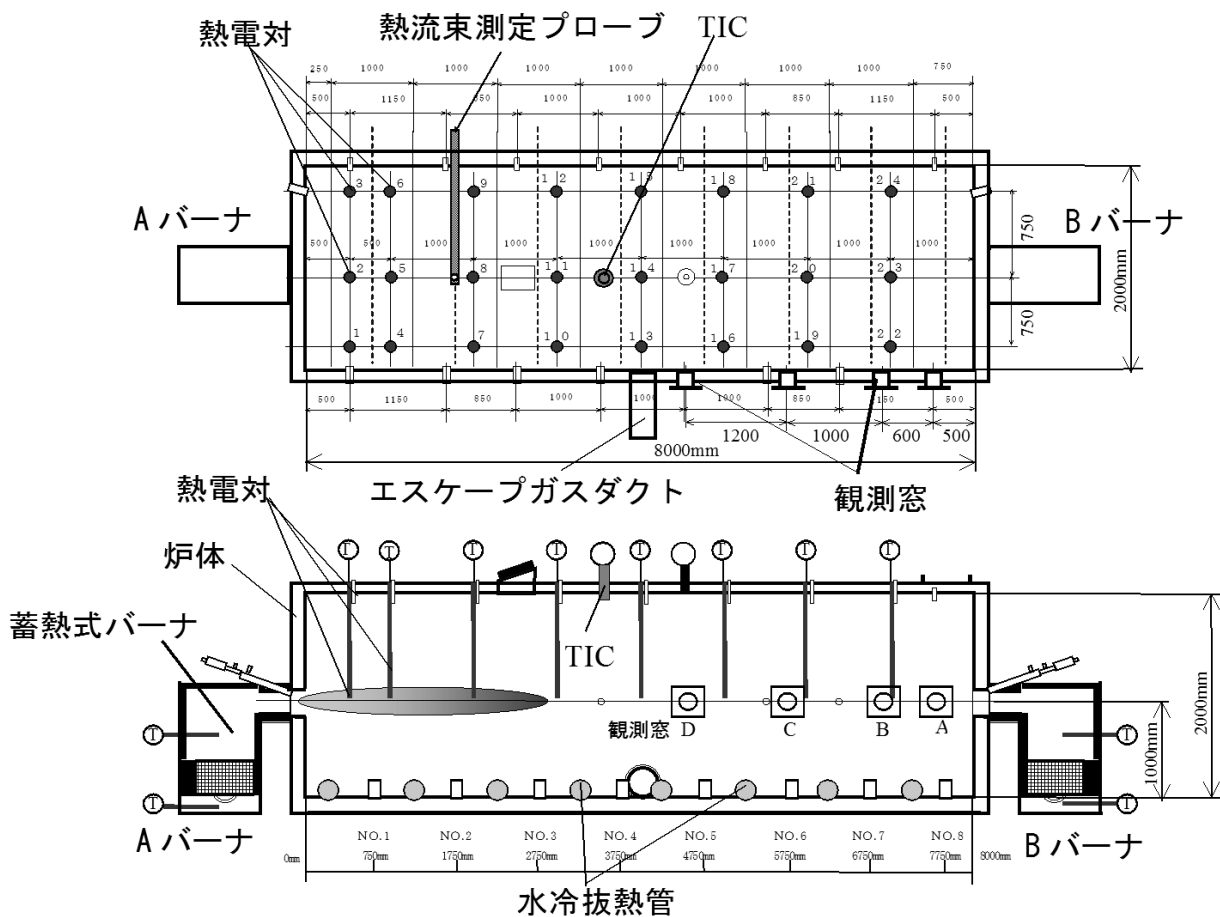


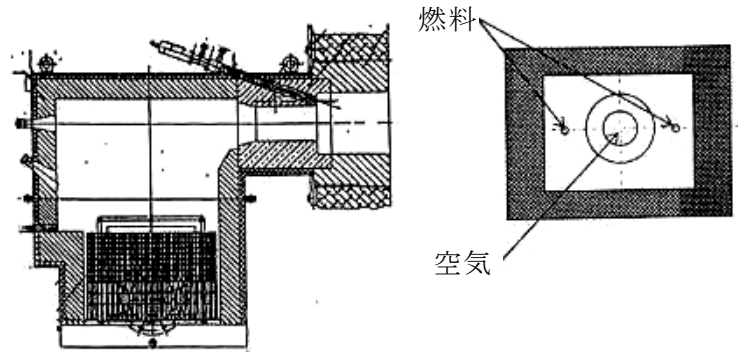
Fig. 3-16 燃焼試験炉の概

2) 測定ポイント

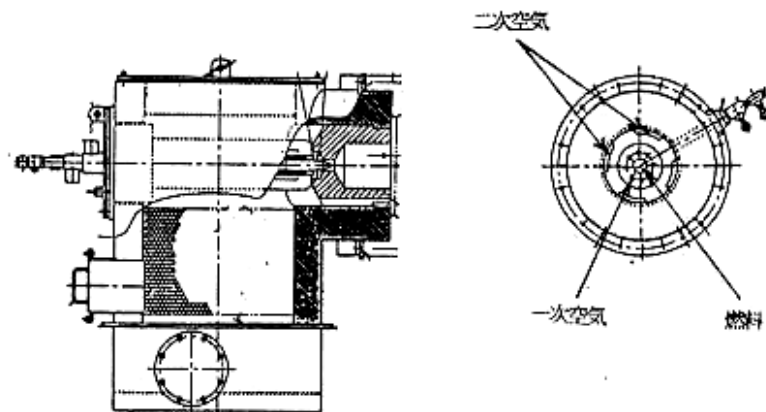
- ① 温度分布は、バーナ軸上を含む水平面、炉内天井壁下 100mm の水平面の各 2 つの水平面において、各水平面あたり炉中心から炉壁近傍まで合計 24 点の温度を同時測定できる仕様としている。(炉内温度測定点:合計 48 点)
- ② 熱流束分布の測定は、炉床部中央に熱流束測定プローブ (ランド社製) を挿入し計測した。
- ③ 代表炉温は炉水平面中央の天井下 70mm の位置で測定 (Fig. 3-16 中 'TIC' と表示の位置)。

3) バーナ仕様

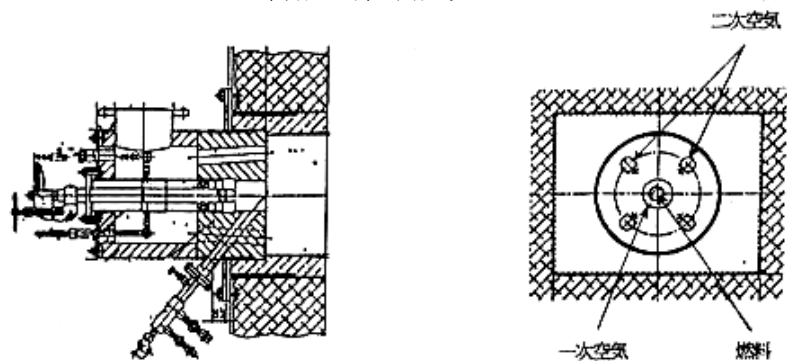
試験で使用したバーナは蓄熱式分散燃焼、蓄熱式集中燃焼、従来型一方向燃焼の 3 種類である。使用したバーナの概要を Fig.3-17 に示す。燃焼切り替え時間は蓄熱式分散燃焼バーナが 30 秒、蓄熱式集中燃焼バーナが 60 秒である。



(a)蓄熱式分散燃焼バーナ



(b)蓄熱式集中燃焼バーナ



(c)従来型一方向燃焼バーナ (空気二段燃焼)

Fig. 3-17 試験で使用した各バーナの概要

4) 燃料仕様

実験で使用した各燃料の成分を Table3-12、Table3-13、Table3-14 に示す。

Table3-12 A重油の成分

成分	C	H	S	N	O	灰分	水分	合計
重量%	86.67	13.19	0.08	0.01	0.00	0.00	0.05	100

Table3-13 都市ガスの成分

成分	CO ₂	O ₂	CO	H ₂	N ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	合計
容量%	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	88.8	0.0	5.2	3.0	2.9	100

Table3-14 COG の成分

成分	CO ₂	O ₂	CO	H ₂	N ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	合計
容量%	2.7	0.2	5.9	57.0	3.4	27.0	3.8	0.0	0.0	0.0	100

3. 3. 4 実験結果および考察

1) 火炎状況と炉内温度分布

高温空気燃焼の特徴として炉内温度の均一性があげられる。Photo. 3-4、Photo. 3-5に本実験炉での各燃料・燃焼方式における火炎の写真を示す。写真に示すように高温空気燃焼においてもA重油燃焼では分散燃焼、集中燃焼ともに火炎は輝炎であることが確認された。対して、COGの分散燃焼では不輝炎、都市ガスの分散燃焼では半透明な輝炎が形成されることが確認された。

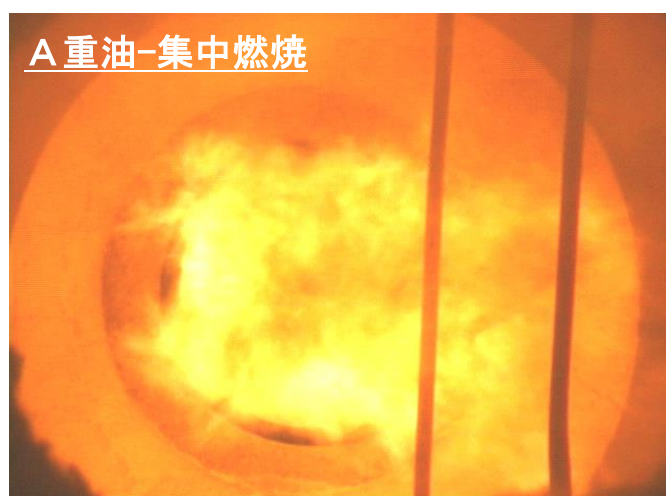
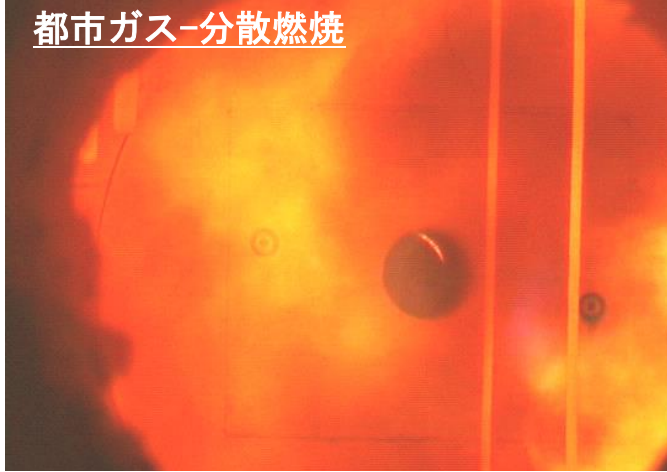


Photo. 3-4 各種燃料・燃焼方式での火炎の状況（炉温=1250℃）

都市ガス-分散燃焼



COG-分散燃焼

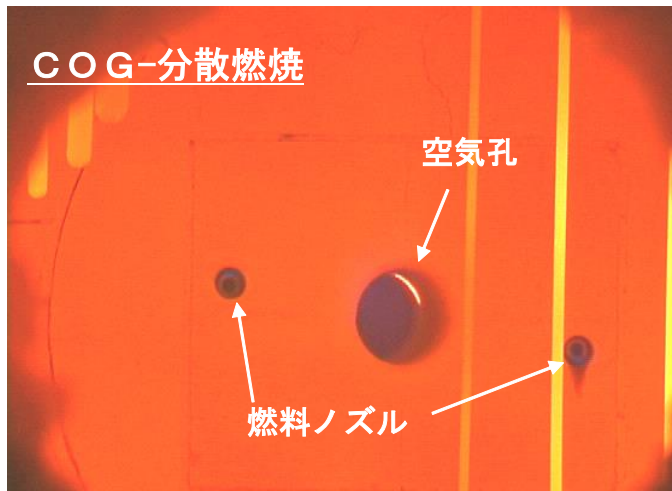


Photo. 3-5 各種燃料・燃焼方式での火炎の状況 (炉温=1250℃)

このようにガス燃焼に比べて輝度が高い火炎が形成されるA重油燃焼では火炎の放射率が高いために、炉内温度の均一性が損なわれる可能性がある。そこで、各種燃料・燃焼方法での炉内温度分布を調査した結果を Fig. 3-18～Fig. 3-22 に示す。燃焼負荷は1160 kW、炉温 (TIC) は 1290～1350℃である。これらの図はバーナセンタ軸を含む水平面上の 22 点の炉内温度測定点における熱電対の測定値の時間平均値から作成した (各点 10 分間の平均値)。図から分散燃焼での炉内温度分布は、A重油、都市ガスおよび COG ではほぼ同様な分布になることが確認された。分散燃焼では炉中央部で高く炉壁近傍で低い温度分布が特徴である。A重油の集中燃焼ではバーナ近傍に局所的な高温域が現れることが確認された。A重油の従来型一方向燃焼でもバーナ近傍に高温域が現れることが確認されたが、この場合、反バーナ側の火炎下流で温度が低下している (従来型一方向バーナは図中の炉長方向距離 0m のサイドに設置)。炉内温度測定点のデータのうち最高温度と最低温度の差は、A重油の分散燃焼では 110℃ (±55℃)、COG 分散燃焼では 120℃ (±60℃) A重油の従来型一方向燃焼で 200℃ (±100℃) であった。よって、油を燃料とした高温空気燃焼でも従来型一方向燃焼と比較して約 1/2 の炉内温度偏差であり、ガスを燃料とした高温空気燃焼と同様な炉内温度の均一効果が確認された。

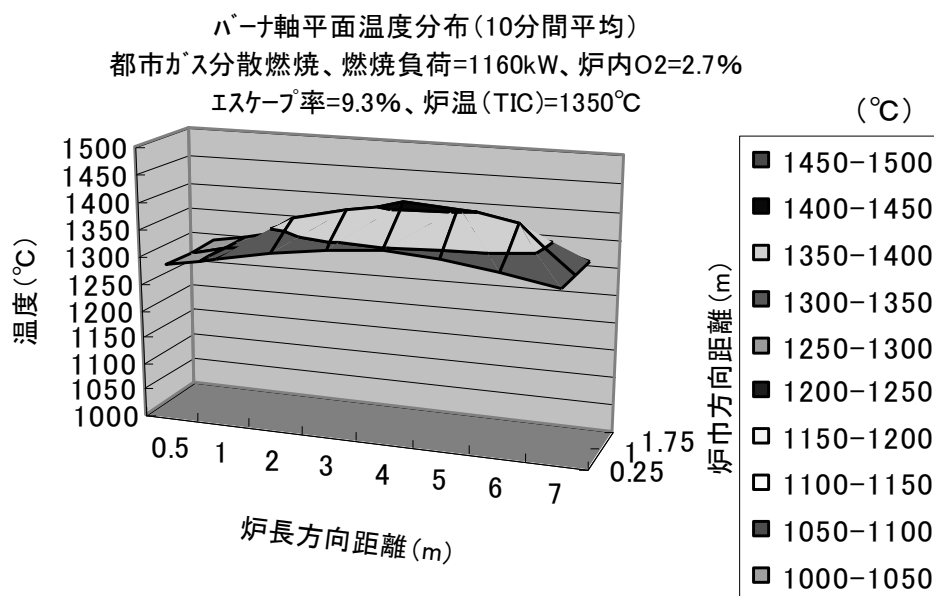


Fig. 3-18 炉内温度分布測定結果

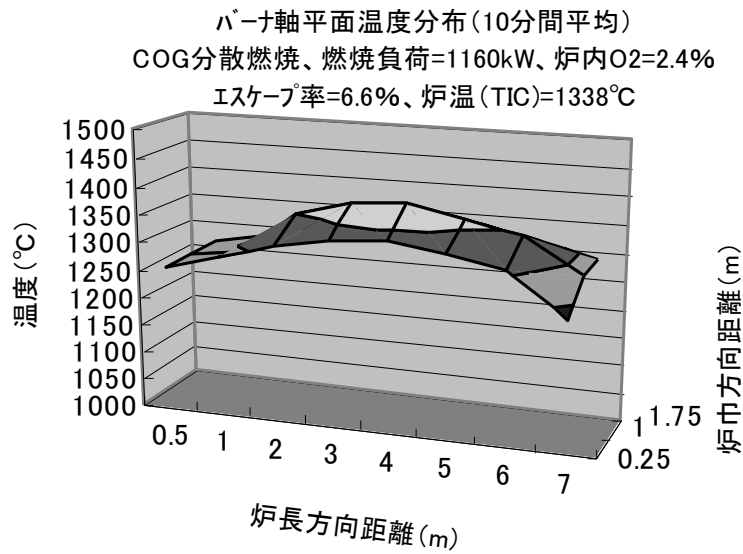


Fig. 3-19 炉内温度分布測定結果

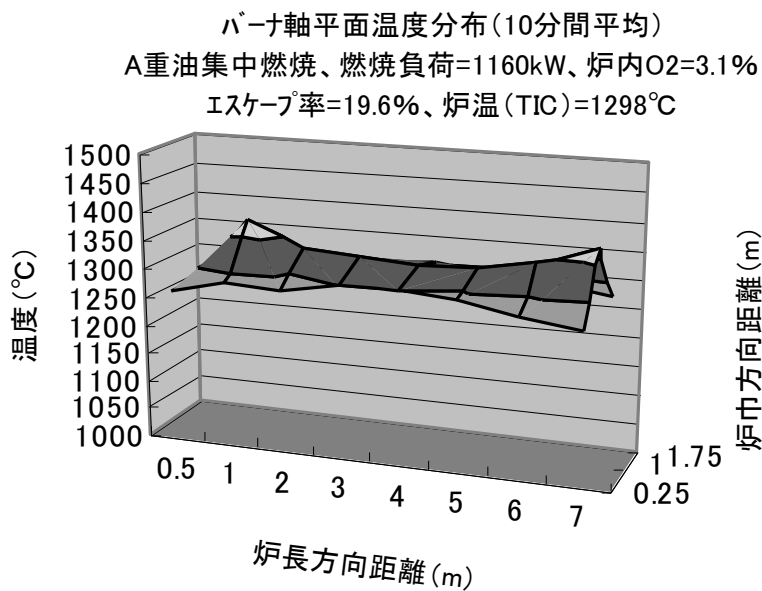


Fig. 3-20 炉内温度分布測定結果

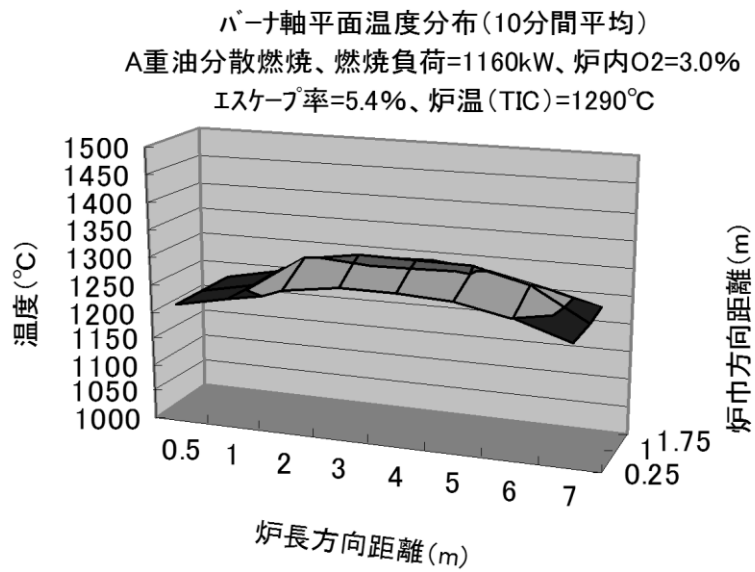


Fig. 3-21 炉内温度分布測定結果

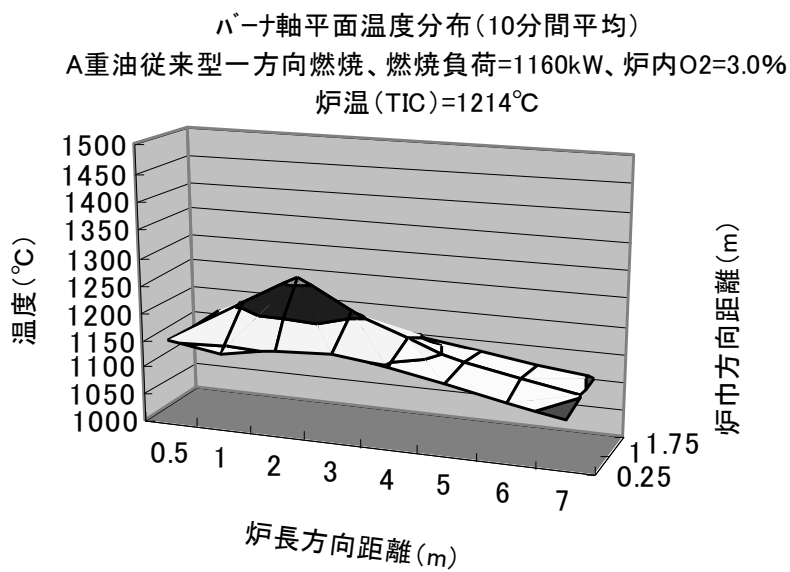


Fig. 3-22 炉内温度分布測定結果

次に、炉内温度分布の瞬間値を Fig. 3-23 に示す。燃焼負荷は 1160 kW である。高温空気燃焼では A バーナから B バーナに燃焼が切り替わる 5 秒前の時点での瞬間値、燃焼切替の無い従来型一方向燃焼では炉温が安定した定常状態での値をプロットした。燃料が A 重油の場合で比較すると、分散燃焼では炉温 (TIC) の 1290°C に対し炉中心部に存在する最高温度は 1300°C であり、炉温 (TIC) より 10°C 高い程度である。一方、集中燃焼では炉温 (TIC) の 1298°C に対しバーナ近傍の局所的な高温部は炉温 (TIC) より約 100°C 高い 1400°C まで達している。従来型一方向燃焼では炉温 (TIC) の 1214°C に対し、バーナ近傍に見られる最高温度部では炉温 (TIC) より約 100°C 高い 1308°C であることが確認された。これより、瞬間的にとらえた場合でも、分散燃焼では火炎温度の著しいピーク値は形成されないこと、集中燃焼および従来燃焼ではバーナ近傍に炉温 (TIC) より約 100°C 程度高いピーク温度が形成されていることが確認された。

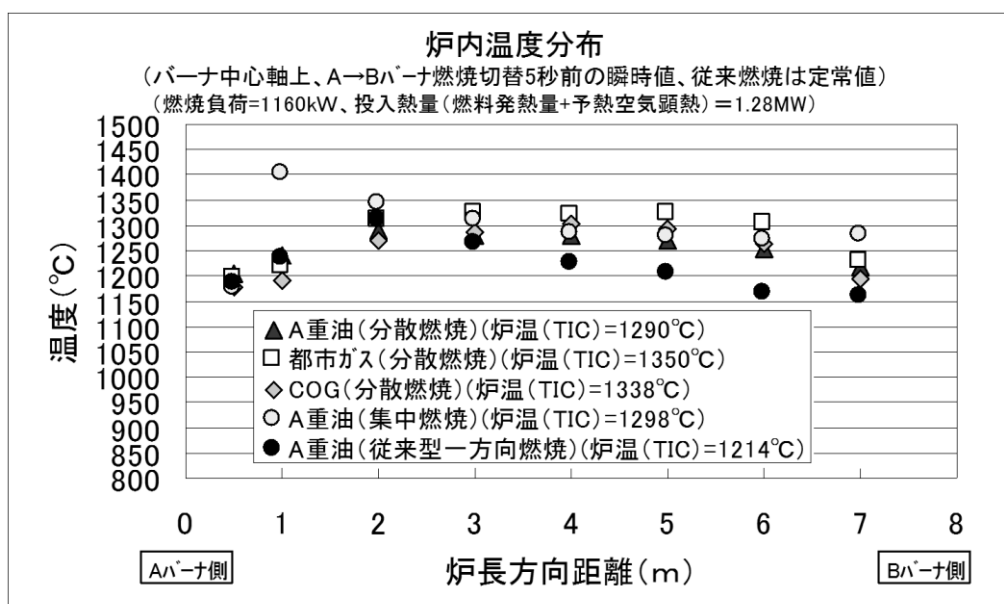


Fig. 3-23 バーナセンタ軸での炉内温度分布の瞬間値

2) 各種燃料・燃焼方式における予熱空気温度と NOx 濃度の関係

Fig. 3-24 に各種燃料・燃焼方式における予熱気温度と 11% O₂ 換算 NO_x 濃度との関係を示す。実験は炉温焼負および炉内 O₂ 濃度 2.8% は一定とし、高温空気燃焼ではエスケープ率を調整して燃焼排ガスの蓄熱体への通過量を変化することにより予熱空気温度を変化させる方法で実施した。この時の炉温は 1270～1320℃である。また、従来型一方向燃焼では予熱空気温度は 260℃、炉温は 1214℃である。高温空気燃焼において、分散燃焼では各燃料とも予熱空気温度が変化しても 11% O₂ 換算 NO_x 濃度は低位安定している。一方、集中燃焼では予熱空気温度の上昇とともに NO_x 濃度が上昇することが確認された。A 重油燃焼で燃焼方式別に見た場合、予熱空気温度 1100℃での NO_x 濃度は分散燃焼では 35ppm、集中燃焼では 130ppm と大きな差があることが確認された。分散燃焼では従来型一方向燃焼と同等のレベルであり、高温空気燃焼でも分散燃焼であれば予熱空気温度が 260℃の従来型一方向燃焼と同等な NO_x レベルを達成できること確認された。分散燃焼と集中燃焼での NO_x 濃度の差の理由を温度分布から推測すると、集中燃焼ではバーナ近傍の局所的な高温部でのサーマル NO_x 発生の影響が大きいと考えられる。次に、分散燃焼で燃料種別に見ると、NO_x は COG が最も高く、次に都市ガス、A 重油が最も低い。

これは燃料成分の燃焼スピードによる影響であると思われる。特に COG は、燃料成分の約 50% が燃焼スピードの速い水素 (H₂) であるという特徴を有している。さらに、COG については、微量ではあるが、燃料中に含まれる N 分も NO_x 生成への影響もあるものと思われる。また、A 重油では燃料液滴の蒸発時の蒸発顕熱吸収、および蒸発に要する時間が必要な理由から、より緩慢燃焼方向にシフトして低 NO_x 傾向になるものと思われる。

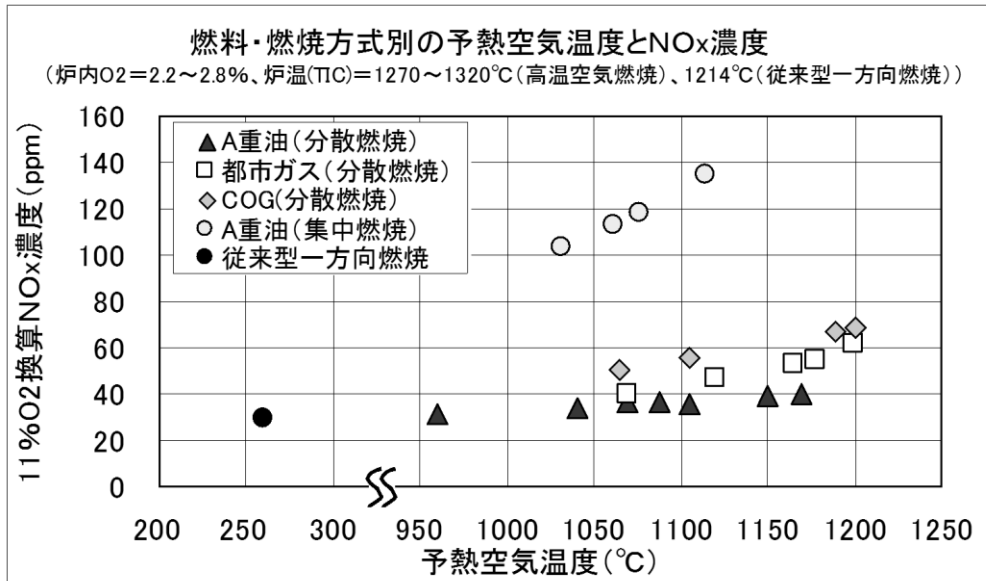


Fig. 3-24 各種燃料・燃焼方式における予熱空気温度と11%O₂換算NO_x濃度との関係

3) 炉内熱流束分布

次に各燃料・燃焼方式での炉長方向の炉内熱流束分布を調査、比較した。ヒートフラックスメータを炉床から挿入し、受熱面を水平上向きに保ち熱流束を測定した。炉の状態を定常に保つため約 24 時間燃焼させた後に測定を実施した。

Fig. 3-25 に高温空気燃焼での各燃料・燃焼方式における炉巾中心軸での炉床面熱流束分布を示す。各燃料・燃焼方式とも、炉内への投入熱量（燃料発熱量＋予熱空気顕熱）を 1.28MW、および炉温 1255～1265℃で同条件としている。分散燃焼の場合、燃料種で比較すると、炉への投入熱量が同じであっても、熱流束はA重油が最も大きく、次に都市ガス、COGが最も小さい。各燃料での 8 点の測定点の熱流束平均値はA重油で 233 kW/m²、都市ガスで 209 kW/m²、COGで 200 kW/m²と明らかな差が確認された。A重油での熱流束はCOGより約 17%、都市ガスより約 11%程度大きい。これらの差は、Photo. 3-4、Photo. 3-5 で見たように各燃料での火炎の輝度の関係と同じであり、輝度が大きいほど火炎の放射率が大きくなるため、火炎からの輻射伝熱の影響により熱流束が大きくなるものと推測される。このことから、実炉では、同じ温度レベルで鋼材に同熱量を与えることだけを考えて場合は、油を燃料とすることでより燃料使用量を小さくすることができ、省エネルギーとなることが推測できる。また、A重油の分散燃焼と集中燃焼とで比較すると、集中燃焼でバーナ近傍の熱流束が大きいことが確認され、これは温度分布で見たようにバーナ近傍に存在する局所高温領域の影響であるものと思われる。

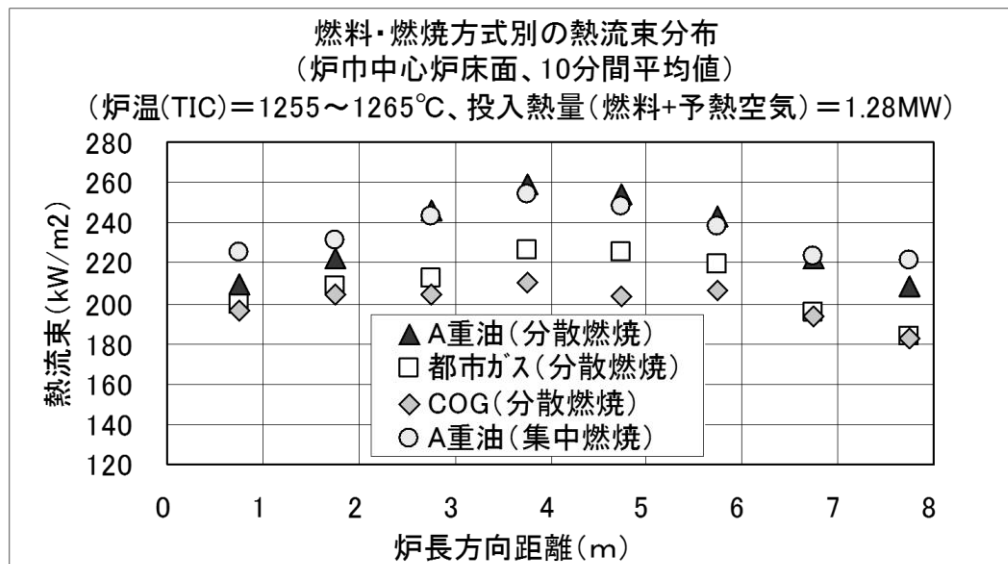


Fig. 3-25 高温空気燃焼での各燃料・燃焼方式における
炉巾中心軸炉床面熱流束分布

Fig. 3-26 はA重油での分散燃焼と従来型一方向燃焼とで熱流束を比較したものである。両条件間で、投入熱量（＝燃料燃焼熱＋予熱空気顕熱）および炉温（TIC）が同じになるように調整した。その結果、従来型一方向燃焼の反バーナ側（炉長方向距離 8mのサイド）において分散燃焼での熱流束が大きいことが確認できた。平均熱流束を算出しその比率を比較すると分散燃焼では従来型一方向燃焼より 8%大きく、ガス燃料の高温空気燃焼で確認されている高効率伝熱特性を油燃焼の高温空気燃焼においても確認することができた。

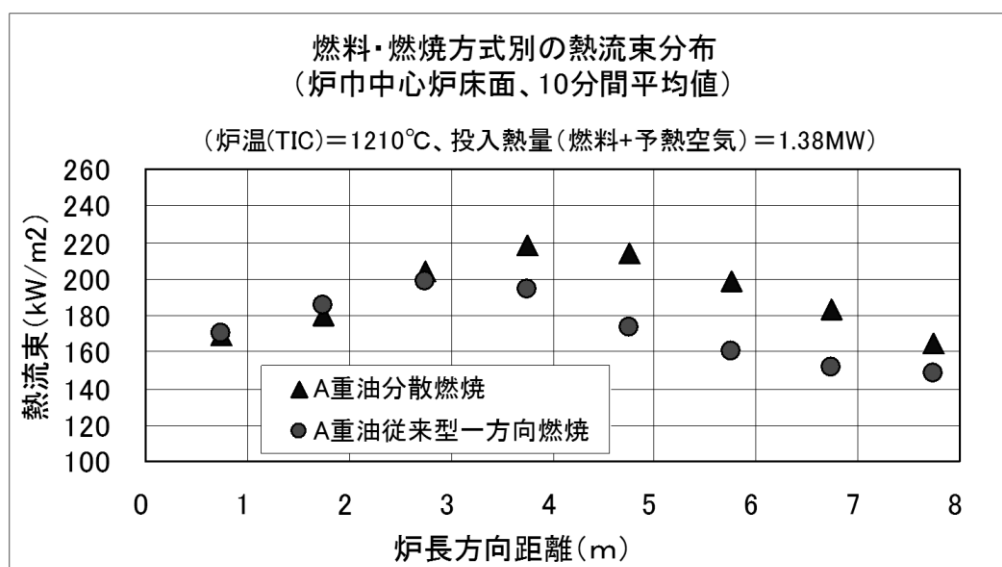


Fig. 3-26 A重油での分散燃焼と従来型一方向燃焼での熱流束分布

4) 燃料種類別の排熱回収率

前項では、燃料種類別に伝熱特性が異なることを実験結果に基づいて示した。ここでは、蓄熱式バーナの排熱回収率を次のように定義した場合（排熱回収率＝予熱空気の顕熱／蓄熱バーナで燃焼した全ての排ガスの顕熱×100）、排熱回収率が燃料種によって異なることを試算結果に基づいて示す。蓄熱式バーナでは燃焼排ガス顕熱を燃焼用空気の予熱として熱回収するため、蓄熱体入口排ガス温度（例えば 1200℃）、回収された予熱空気温度（例えば 1150℃）が同一でも、油燃料や、都市ガスなど燃料中に炭化水素系燃料の含まれる割合が多い燃料ほど、排熱回収率が増加する傾向にあり、その値を Fig. 3-27 に示す。また、同じ条件にて、蓄熱体出口の平均排ガス温度を 200℃、蓄熱体の熱交換効率を 96%（4%はバーナボディからの放散熱と仮定）と仮定した場合の排ガス吸引率（排ガス吸引率＝蓄熱体を通過した排ガス量／蓄熱バーナで燃焼した全ての排ガス量×100）を Fig. 3-28 に示す。それらは、油燃料や、燃料中に炭化水素系燃料の含まれる割合が多い燃料ガスほど大きな値になる。即ちその様な燃料では、その燃料が持つ排熱回収能力をできる限り利用するために、排ガス吸引率を理論値に近づける工夫が必要である。Fig. 3-29 に都市ガスにおいて、蓄熱体入口の排ガス温度が 1200℃の場合、吸引率と得られる予熱空気温度及び、排熱回収率の関係を示す。以上から蓄熱式バーナでは、使用する燃料の持つ排熱回収能力を最大限利用すべく、蓄熱体（限界熱回収）や、炉圧制御方法（侵入空気防止）、加熱炉の炉体構造（密閉性向上）など最適化をすることが重要と思われる。

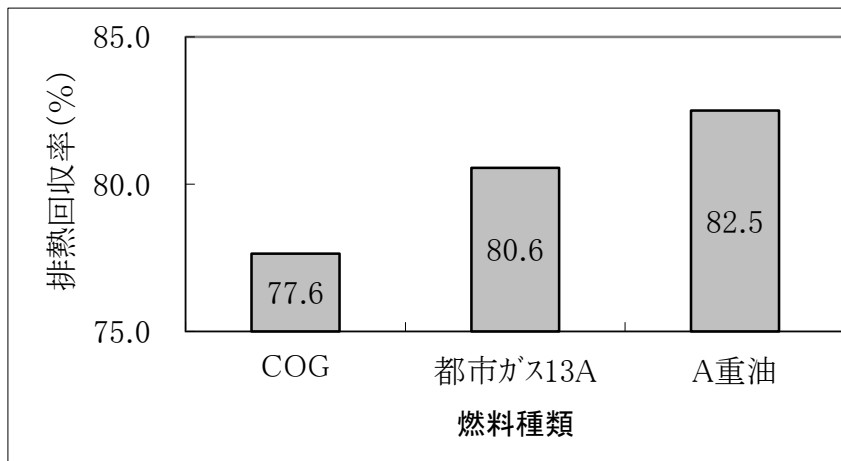


Fig. 3-27 燃料種類別排熱回収率

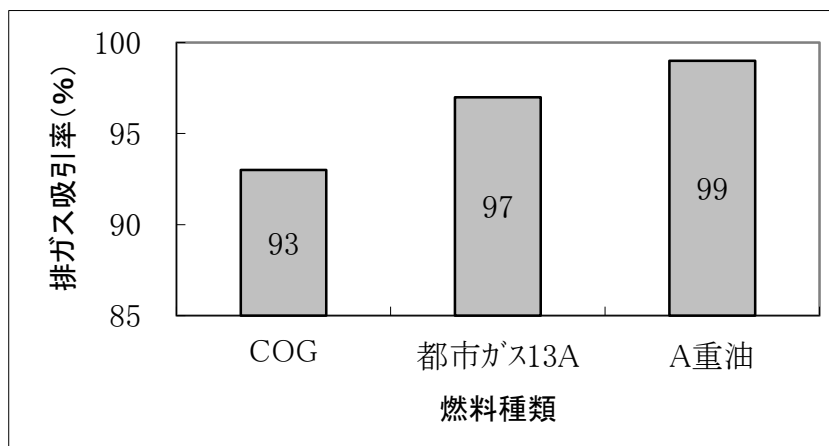


Fig. 3-28 燃料種類別排ガス吸引率

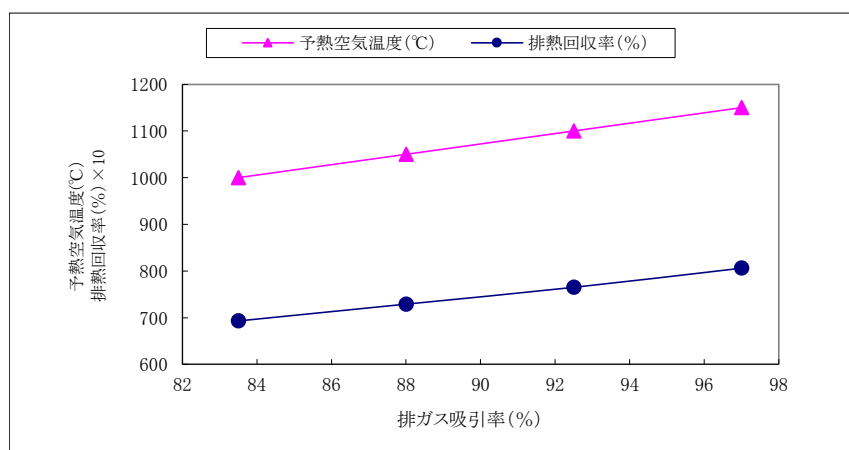


Fig. 3-29 排ガス吸引率と予熱空気温度、排熱回収率の関係

3. 3. 5 まとめ

蓄熱バーナ燃焼試験炉にて、高温空気燃焼における液体燃料の燃焼特性及び、ガス燃料との特性の比較を把握するためのデータ収集を行った。その結果、以下の知見を得ることができた。

(1) 燃料種と NO_x についての調査

ほぼ同一の炉内温度、予熱空気温度の条件にて NO_x を比較した場合、同じ分散燃焼でも A 重油が最も低く、次に都市ガスで、COG がもっとも高い傾向を示した。また A 重油での高温空気燃焼における低 NO_x 性（予熱空気温度 1100℃で 11% O₂ 換算で 35ppm）についても確認できた。

(2) 炉内温度分布の調査

天井下 2 個所の水平面において、熱電対を用いて炉内の温度分布を調査した。A 重油での炉内温度分布のバラツキは、ガス燃料でのバラツキと同程度で炉温 1300℃で約 110℃(±55℃) であることが確認できた。また、従来型一方向燃焼における、A 重油での炉内温度分布のバラツキは、高温空気燃焼の分散燃焼に比べ最大で約 1.8 倍であった。

(3) 炉内熱流束の調査

炉床面近傍に熱流束計を挿入し、炉への投入熱量一定としてほぼ同一の炉内温度条件にて、燃料種の違いによる熱流束の比較を行った。その結果、A 重油がもっとも高く、次に都市ガスで COG がもっとも低い傾向を示した。輝炎の傾向が強いものほど、熱流束が高い結果が確認された。

(4) これらの実験の結果、ガス燃料だけでなく、液体燃料（A 重油）でも高温空気燃焼が十分行えることが把握でき、今後、高温空気燃焼技術を用いて省エネルギーを行う上で、燃料の選択肢が拡大した。

(5) 燃料種と排熱回収率

蓄熱式バーナにおいては、更なる省エネルギーを推進させるため、燃料種類別の燃焼・伝熱特性のほか、それぞれの燃料の持つ排熱回収特性を最大限発揮させることが重要と思われる。

3. 4 蓄熱式ラジアントチューブ (RT) バーナ加熱システムの開発

3. 4. 1 概要

従来型のラジアントチューブは排ガスの流れが1方向であるのに対し、蓄熱式燃焼は両端にバーナと蓄熱体を配置し交番切替燃焼させる方法で、高効率な加熱装置であるばかりでなく、ラジアントチューブ表面の温度分布の均一性が向上する特徴を有している⁷⁾。しかし、高熱効率を達成すると燃焼用空気温度が上昇しNOx生成量が増大する欠点がある。特に、燃焼空間の狭いラジアントチューブにおいて実用化の最大課題は高温予熱空気使用下で、低NOxを可能にすることであった。

3. 4. 2 蓄熱式ラジアントチューブバーナシステムの構成

蓄熱式ラジアントチューブバーナシステムは、ラジアントチューブ両端にセラミックハニカムの蓄熱体とバーナを配置し、四方切り替え弁にて排ガスと燃焼用空気の流路を切り替えながら、両端のバーナを交互に燃焼させるものである。

Fig. 3-30 に蓄熱式ラジアントチューブバーナシステムの配管フロー図を示す。

一般的な動作を説明すると、燃焼用空気はファンから供給され、四方切り替え弁、蓄熱体Aを通りバーナAに供給され燃焼する。排ガスはラジアントチューブ、バーナBを通り蓄熱体Bで放熱し低温排ガスとなって四方切り替え弁からIDF、煙突へと放出される。30秒後、四方切り替え弁が作動し燃焼用空気と排ガス流路が切り替わり、バーナBが燃焼する。この時、蓄熱体Bを通過する燃焼用空気は蓄熱体Bに蓄熱された顕熱を奪い高温予熱空気としてバーナBに供給されて燃焼し、排ガス顕熱は蓄熱体Aに蓄えられる。以上の動作を繰り返しながら燃焼を継続する。

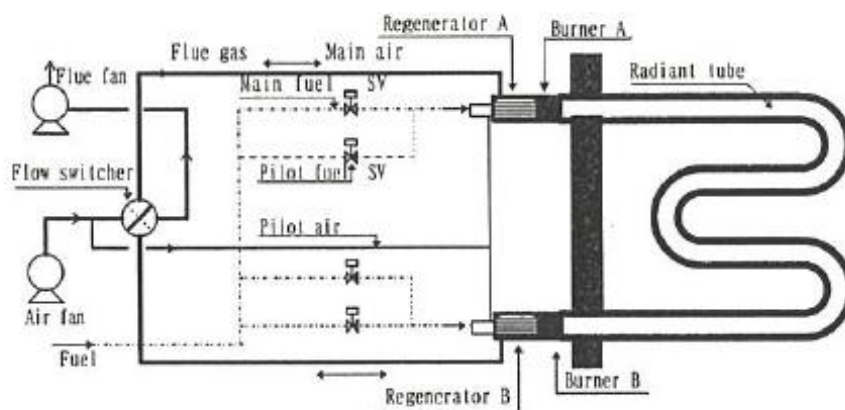


Fig. 3-30 蓄熱式 RT バーナ加熱システムの配管フロー図

3. 4. 3 特徴

(1) 省エネルギー効果

排ガス温度が 1170K のラジアントチューブ炉では、平均予熱空気温度が 1070K となり、常温と比較して燃料節約率は 34%となる。

また、一般的に使用されているレキュペレータ（空気予熱器）の場合は、予熱空気温度が 670K 程度であるので、更に 18%の省エネルギーが可能となる。

また、Fig. 3-31 は実験で測定した結果で、炉内温度に対する排ガス温度、予熱空気温度の関係を蓄熱式（HRS）と従来方式で比較したものであり、蓄熱式の熱効率の優位性が確認できる。

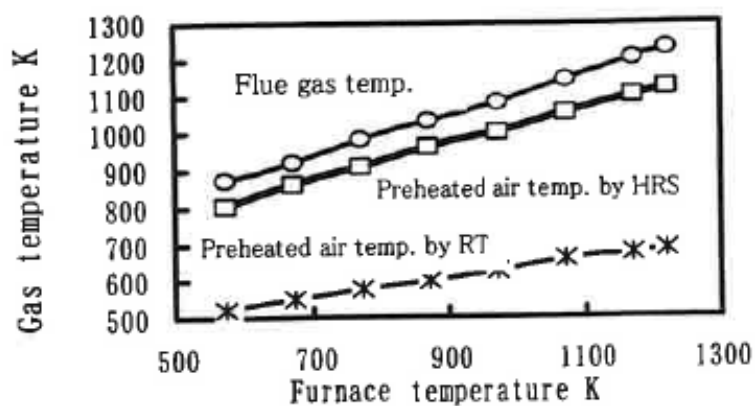


Fig. 3-31 予熱空気温度の比較

(2) 低 NO_x 燃焼

高温予熱空気燃焼での低 NO_x 燃焼が可能である。後述する開発バーナで、製鉄所のコークス炉ガス（COG）を燃料とした場合、予熱空気温度 1170K 時の NO_x が、排ガス中の酸素濃度 11%換算値で、120ppm を達成した。

(3) ラジアントチューブ表面温度分布の均一化

実験炉におけるラジアントチューブ表面温度分布の比較では、従来型のバーナでは、ラジアントチューブ表面温度偏差 ΔT が平均温度に対し $\pm 50\text{K}$ であったが、蓄熱式の場合では $\pm 20\text{K}$ を達成した。

(4) 機器のコンパクト化

蓄熱体にセラミックハニカムを適用し、ラジアントチューブ内に内蔵することによってコンパクトなシステムを実現した。セラミックハニカムはボール、ペレットなどと比較して単位重量あたりの比表面積が大きくコンパクトな蓄熱体として有効である。また、流路抵抗が小さく、圧力損失も低減できる。

(5) バーナ構造のシンプル化

Fig. 3-32 に開発した蓄熱式ラジアントチューブバーナの構造概略図を示す。燃焼筒などが無く、メインバーナとパイロットバーナの機能を併せもち、燃料ノズル一体化によって単純なバーナ構造を実現した。

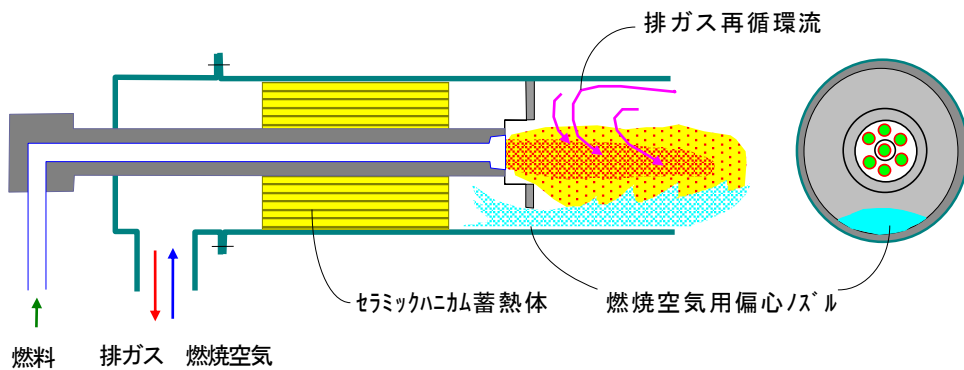


Fig. 3-32 蓄熱式ラジアントチューブバーナの構造概略図

3. 4. 4 高温空気燃焼下での低 NO_x 燃焼技術開発

(1) 実験装置及び、実験方法

燃焼実験に用いたラジエントチューブは、耐熱鋳鋼性の直径 5 インチ W 型のラジエントチューブで、全長 8 m のものを使用した。実験にあたり、従来バーナ容量 105KW のレキュペレータ方式に対し、燃料節約率を 18% とし、蓄熱式バーナの容量を 86KW とした。また、燃料は、製鉄所で多く用いられているコークス炉ガス (COG) を用いた。その成分を Table3-15 に示す。

Table3-15 コークス炉ガス成分他

成分 (%)								低位発熱量
CO ₂	CO	O ₂	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	C _n H _m	N ₂	MJ/Nm ³
2	8	0	57	27	3	1	2	19.5

(2) 従来の低 NO_x 手法を用いた燃焼実験結果 (その 1 : 燃料 2 段燃焼)

Fig. 3-33 は 1 段燃焼バーナ及び、2 段燃焼バーナの構造図である。非燃焼時 (排ガス通過側) にバーナノズルが高温排ガスにさらされることを防止するために周囲 8ヶ所から燃料を吹き込む構造とした。2 段燃焼バーナは内筒に空気流路を内外の 2 系統に分割し一次、二次空気流路断面積比を 60%、40% に設計した。

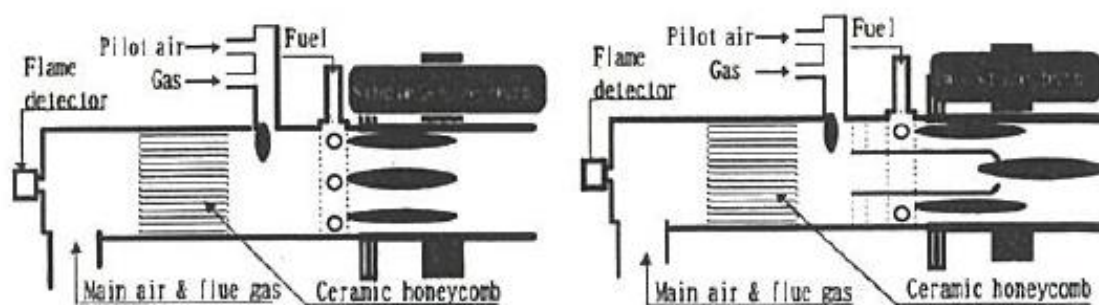


Fig. 3-33 1 段燃焼 RT バーナ及び、2 段燃焼 RT バーナの構造図

予熱空気温度と NOx の関係を Fig. 3-34 に示す。予熱空気温度に比例して NOx 値が上昇していること、燃料 2 段燃焼により NOx が半減することが確認できが、実用可能な低 NOx レベルではなかった。

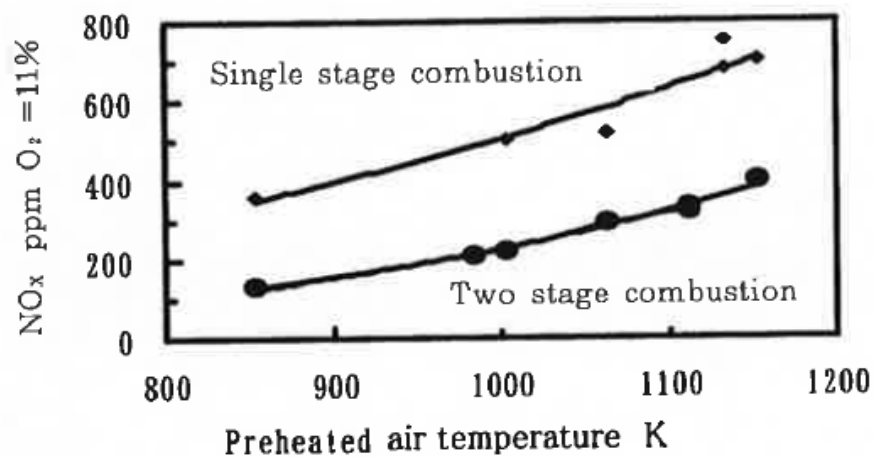


Fig. 3-34 予熱空気温度と NOx の関係

(3) 従来の低 NOx 手法を用いた燃焼実験結果 (その 2 : 排ガス強制再循環)

Fig. 3-35 は 1 段燃焼バーナ (Fig. 3-34) を用い、排ガス強制再循環を実施して実験を行った結果で、燃焼用空気中の酸素濃度と NOx 値の関係を示したものである。以下の様な結果となった。

- 1) 排ガス循環率の増加とともに低 NOx 燃焼が可能となる
- 2) 低 NOx のためには、燃焼用空気温度の上昇にともない排ガス循環率の増加が必要である。
- 3) 燃焼用空気中の酸素濃度が 15% 程度の希薄な状態でも燃焼が可能である。
- 4) 燃料 2 段燃焼バーナを用いた実験も行ったが、規制値である 150ppm 以下の低 NOx を達成する条件の排ガス循環率は、1 段燃焼時より若干低減できる程度で、大きな複合効果はなかった。

これまでの実験結果から、NOx 規制値である 150ppm (酸素濃度 11% 換算値) 以下にするために、排ガス再循環ファンを設ける燃焼システムが考えられるが、実用化に際して、圧力増加、機器大型化などの課題がある。

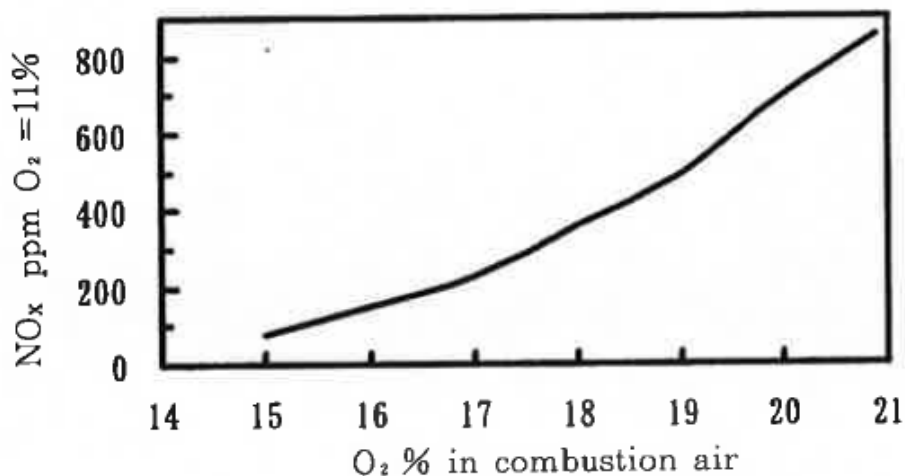


Fig. 3-35 NOx に対する排ガス強制再循環の効果

(4) ラジアントチューブバーナにおける高温空気燃焼

1) 概要

一般的に実用化されている低 NOx 対策を単純に改善を加えるだけでは、実用化は困難である。そこで、

①高温の予熱空気を用いた場合、燃焼用空気中の酸素濃度が 15% という希薄な条件でも燃焼が可能である。

②排ガス再循環が低 NOx 対策として有効である。

以上の点に着目して、

①着火源は高温の予熱空気 (1070K: 燃料の自己着火温度以上) を保持しているので吹き消えは発生しない。

②燃焼用空気ノズルをラジアントチューブ内で偏心配置とし、高速流で噴出させ、狭いラジアントチューブ管内で自己排ガス再循環流を形成させる。

以上の2点を前提に Fig. 3-32 のバーナ構造で各種検討、燃焼実験を行った。

2) 実験結果及び、考察

Fig. 3-36 は、開発バーナ (Fig. 3-32) を用いて実験した結果で、燃料用空気の噴出流速が、100m/s の条件で、予熱空気温度と NOx 値の関係を整理したものである。

予熱空気温度 1170K の時、120ppm (酸素濃度 11% 換算値) を達成し、低 NOx 化が実現でき、高温予熱空気を用いた蓄熱式ラジアントチューブバーナシステムの最大の課題である NOx の問題を解決した。

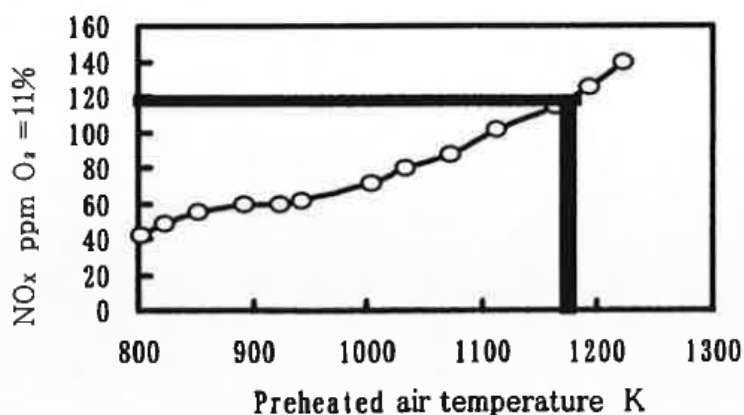


Fig. 3-36 蓄熱式 RT バーナにおける NOx と予熱空気温度の関係

3. 4. 5 ラジアントチューブ表面温度分布 (均一性改善)

(1) 概要

Fig. 3-37は炉内温度1120K、空気比1.2で、従来型ラジアントチューブバーナ(105KW)と蓄熱式ラジアントチューブバーナ(86KW)の燃焼結果である。この時のラジアントチューブ表面温度分布は、従来型で $1198 \pm 50\text{K}$ ($\Delta T=100\text{K}$)、蓄熱式で $1205 \pm 20\text{K}$ ($\Delta T=40\text{K}$)で両端のバーナの切り替え燃焼でラジアントチューブ表面の温度分布の均一化が図れている。

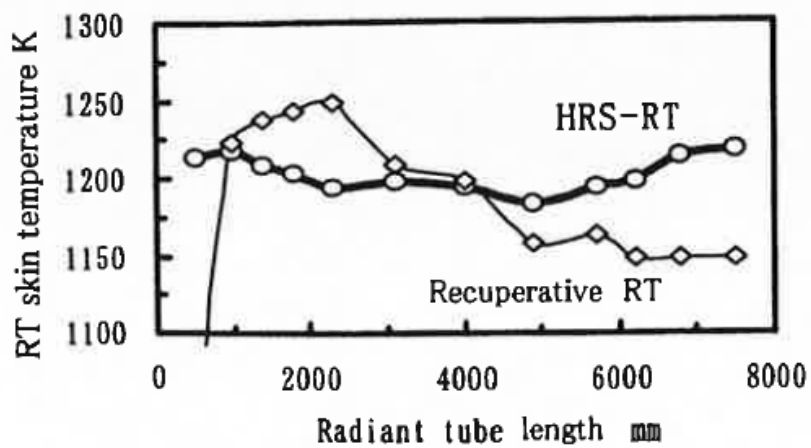


Fig. 3-37 ラジアントチューブ表面温度の比較

(2) ラジアントチューブの寿命延長

ラジアントチューブの寿命に影響を与える因子は、熱的因子、機械的因子の二つがあげられる。熱的因子としてはラジアントチューブ材質の高温強度に影響するラジアントチューブの表面最高使用温度、ラジアントチューブに発生する熱応力に影響する。機械的因子としては、ラジアントチューブの重量を支える支持方法とラジアントチューブに発生する熱応力を緩和する熱膨張の吸収があげられる。

Fig. 3-37 のラジアントチューブ表面温度分布データを用いて、ラジアントチューブの寿命延長効果を試算してみる。ラジアントチューブ使用最高温度 T_{max} が 1248K \Rightarrow 1223K に低減され、現状のラジアントチューブの寿命を 2 年、材質：KHR35H、改善前後で、ラーソンミラーのパラメータ P が変化しないとの前提で検討すると、

$$P = T_{max} \times (k + \log \theta) / 1000$$

但し、

k : 材質によって決まる定数で 20⁸⁾

θ : ラジアントチューブ寿命 (時間)

より、開発した蓄熱式ラジアントチューブの寿命は約 6 年で、約 3 倍向上する可能性がある。

3. 4. 6 実炉テスト

(1) 概要

開発したバーナの実機での効果を確認するために、実機の連続式燃鈍炉（CAL）の加熱帯に Fig. 3-38 に示す装置を設置した。また比較用として従来ラジアントチューブバーナにも熱電対を取り付け、各種特性の把握、評価を行った。

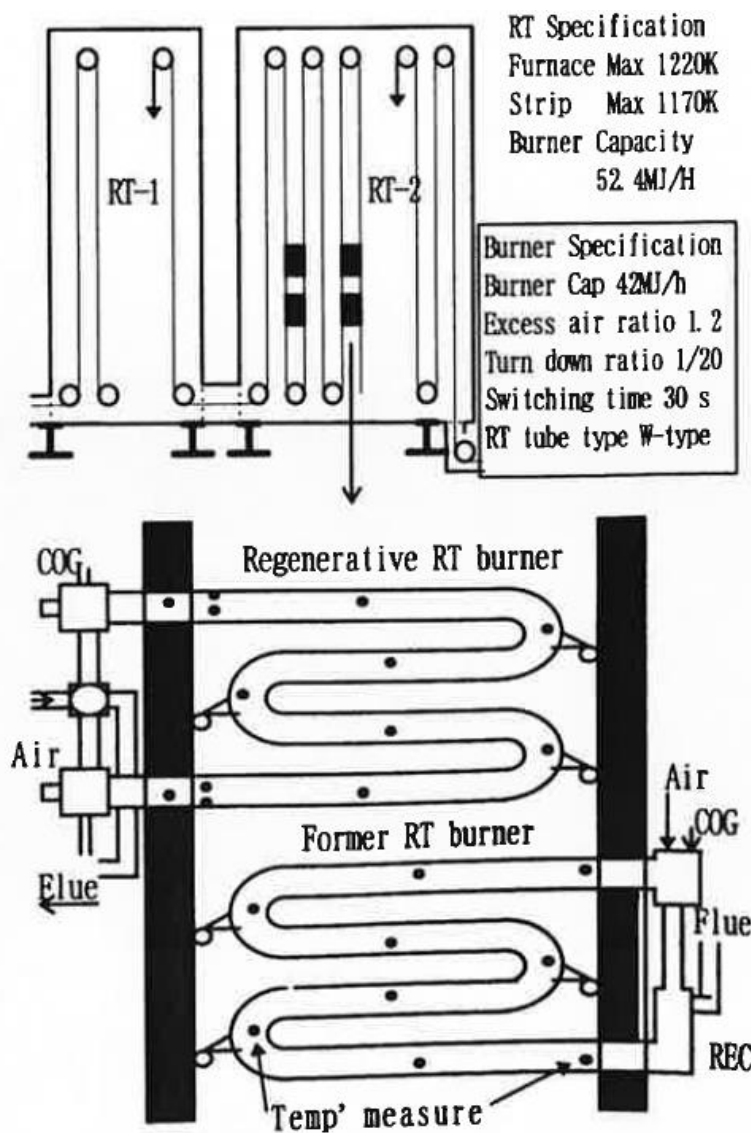
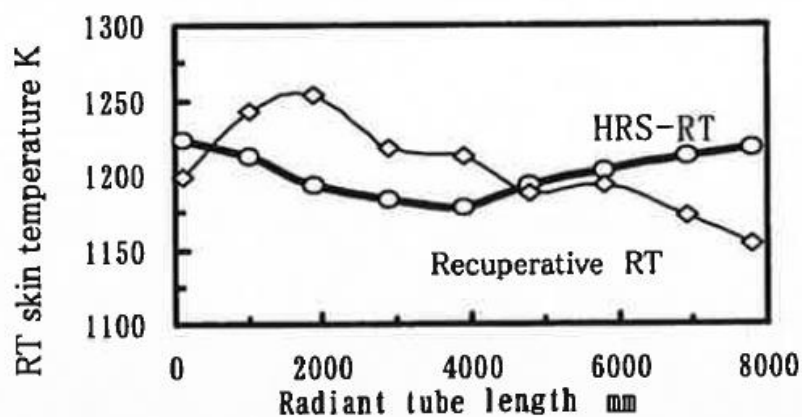


Fig. 3-38 CAL 実機試験装置概要

(2) ラジアントチューブ表面温度分布

Fig. 3-39 に示すように、ラジアントチューブ長手方向の表面温度分布は、蓄熱式バーナの適用により均一化及び、対称化され、ラジアントチューブの周方向偏熱及び、最高温度の低下により、クリープ強度の向上、発生熱応力の緩和が考えられ、ラジアントチューブ寿命の延長が期待される。



Burner	Max Temp.	Difference temperature K	
		Circumference	Length
Former	1253	100	85
Regene.	1224	10	45

Fig. 3-39 CAL ラジアントチューブ表面温度分布

(3) 省エネルギー効果

Fig. 3-40 に示すように現状のレキュペレータラジアントチューブシステムによる予熱空気温度約 570K に比べ、蓄熱式システムの場合 970~1070K であり、約 25~30% の省エネルギー効果が期待される。

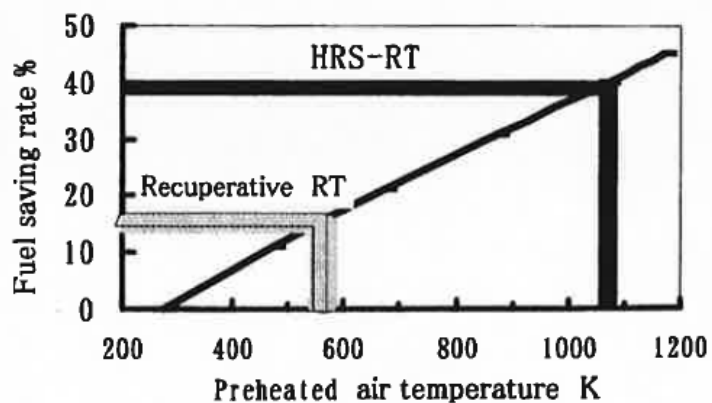


Fig. 3-40 予熱空気による省エネルギー効果

(4) 低 NO_x 効果

Fig. 3-41 は、NO_x 値（酸素濃度 11% 換算値）を実験データと比較したもので、実炉でほぼ同等の低 NO_x 燃焼が達成、実証された。

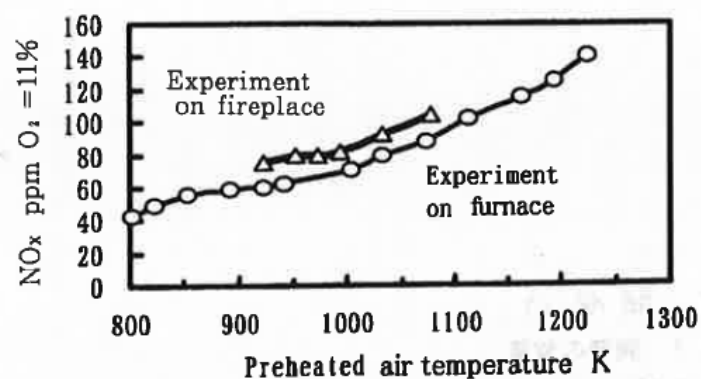


Fig. 3-41 CAL-蓄熱式ラジアントチューブバーナの NO_x 排出濃度

3. 4. 7 まとめ

ラジアントチューブバーナシステムの評価をまとめると、Table 3-16 に示すような蓄熱式燃焼システムの優位性が検証された。

Table 3-16 蓄熱式 RT バーナシステムの評価

	Rec. -RT	Experiment on fireplace	Experiment on furnace
RT skin temp. (K)	50~150	30~40	40~45
NO _x (O ₂ = 11%値)(ppm)	110~130	≤120	110~130
Fuel saving (%)	15~25	30~45	30~45
Flue gas temp. (K)	720~970	520~620	550~620

3. 5 まとめ

高温空気による新たな燃焼技術として、高温空気燃焼法を開発した。これは、高温の燃焼用空気及び燃料を 100m/s を超える高速で炉内に噴射することで、炉内排ガス自己再循環効果により燃焼用空気を希釈し、燃焼場の酸素濃度を低減させ緩慢燃焼を行うことで、火炎温度のピークがなくなり、超低 NO_x を実現させた技術である。

更に、これらと同様の燃焼現象をラジアントチューブ内で実現することで、ラジアントチューブ燃焼においても高温空気燃焼を実現した。

また、NO_x 低減効果に対する燃料種の影響も調査し、気体燃料から液体燃料まで、種々の燃料での高温空気燃焼による NO_x 低減効果を確認した。

第4章 高温空気燃焼における低 NO_x の解明 (燃焼シミュレーション)

緒言：前章では、開発したバーナの性能を燃焼実験により確認したが、本章ではその現象について、燃焼シミュレーションソフトを用いて解明することを行った。特に、NO_x の生成機構について調査し、超低 NO_x について考察した。

4. 1 概要

高温空気を用いた低酸素燃焼において、燃焼シミュレーションソフトを用い、NO_x の生成量と発生機構について解析を行い、超低 NO_x について考察した。

4. 2 計算方法及び、計算条件

4. 2. 1 計算方法

解析モデルには対抗流拡散火炎(Opposed-flow Flame)を用い、計算には、化学反応機構として CHEMKIN,GRI-mech3.0 を使用した。(化学種：53 ，素反応：325)

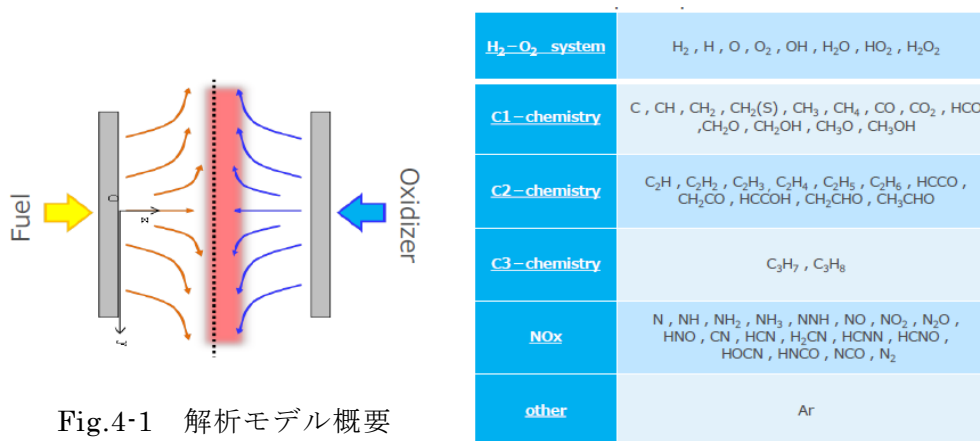


Fig.4-1 解析モデル概要

4. 2. 2 計算条件

蓄熱式バーナ開発時の燃焼実験に用いた実験炉の概要を Table 4-1 に示す。

Table 4-1 燃焼実験炉概要

項目	内容
炉寸法	高さ 1.8m、幅 1.8m、長さ 4.0m
蓄熱式バーナ	燃料 2 段燃焼タイプ、低 NO _x バーナ 2 ペア、4 本 (A, B, C, D)、燃焼容量 0.9MW/バーナ
使用燃料	M i x ガス、低位発熱量；11.3MJ/Nm ³

今回この測定データの実現性について、燃焼シミュレーション計算により確認を行った。シミュレーションに用いた燃料種は、燃焼実験と同じ製鉄所の副生ガスを混合した Mix ガスを用いた。その組成を Table 4-2 に示す。燃焼の酸化剤には、N₂ と O₂ 混合気を用いて酸素濃度を変化させた。また、各予熱空気温度における Mix ガス及び、酸化剤の吹き出し速度を Table 4-3 に示す。雰囲気気圧力は、1 気圧とした。

Table 4-2 Mix ガスの組成

成分	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	CO	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
比率 (%)	23	10	1	37	10	4	15	0

Table 4-3 各予熱空気温度における Mix ガスと酸化剤の吹き出し流速(cm/s)

酸化剤温度	300K	600K	900K	1200K
Mix ガス	50	50	50	50
酸化剤	43.7	61.8	75.5	87.3

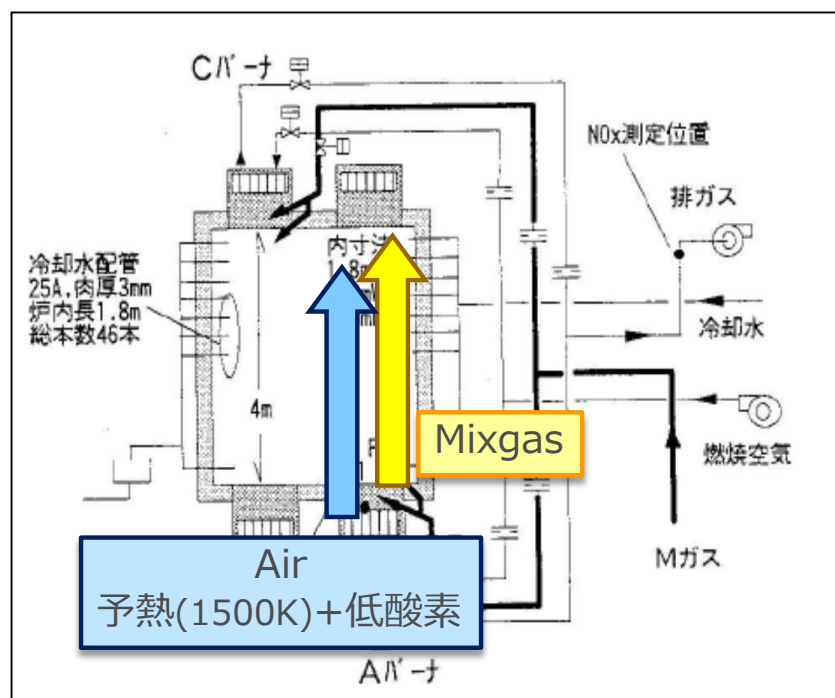


Fig. 4-2 データ比較用実験炉概要

4. 3 燃焼実験結果

Fig. 4-3 は、燃焼実験炉内のバーナセンター軸上における火炎温度分布、酸素濃度分布及び、NO_x 濃度について測定結果を示した分布図で、左側が従来の燃焼方法、右側が開発した 高温空気燃焼での結果である。

火炎温度分布は、従来法では明瞭な高温ピーク($T > 1870\text{K}$)が存在するが、開発した高温空気燃焼では、火炎がフラットで長く、そのピーク温度が従来に比べ低い($T \approx 1770\text{K}$)。酸素濃度分布は、従来法では火炎温度ピーク部分で $\text{O}_2 > 10\%$ であるが、開発した高温空気燃焼では火炎中心部分で $\text{O}_2 < 4\%$ と低く、炉内の燃焼排ガスにより燃焼用空気が希釈された燃焼である。NO_x 濃度分布は、従来法では火炎温度ピーク部分で NO_x が多量に発生するが、高温空気燃焼では火炎温度分布がフラットでそのピーク温度が低いので超低 NO_x を実現している。

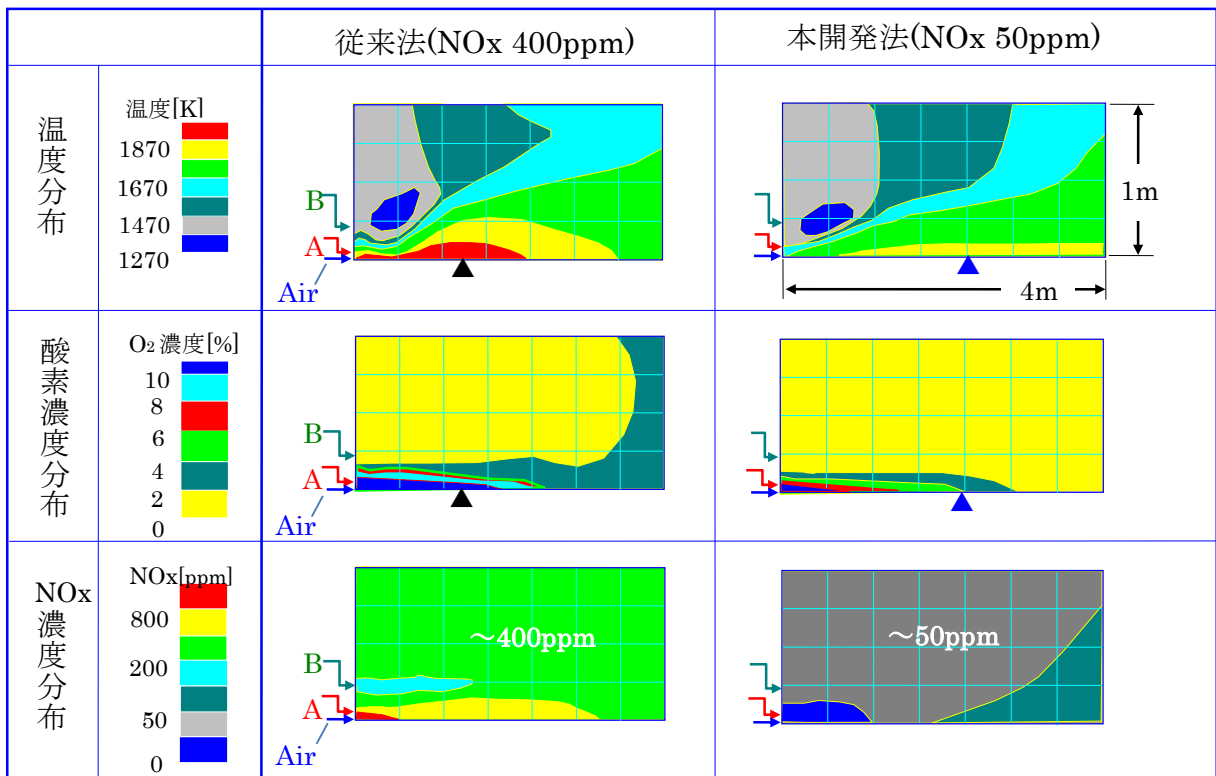
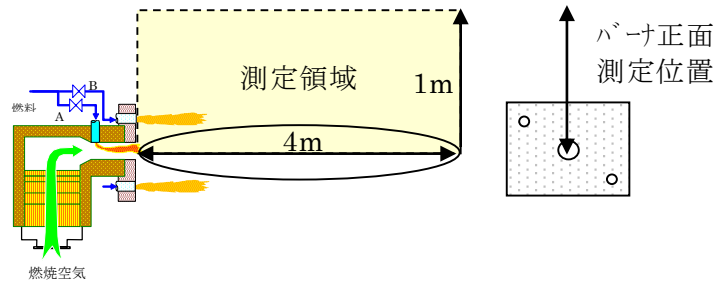


Fig. 4-3 燃焼実験結果概要

4. 4 燃焼シミュレーション計算結果及び考察

4. 4. 1 燃焼反応温度（火炎温度）プロフィール

Fig. 4-4、Fig. 4-5 は、燃料と酸化剤の噴出位置間隔を 1.5 cm としてそれぞれ対向流で吹き出した場合の燃焼反応における各位置での温度を示したものである。Fig. 4-4 に示す常温空気（300K）の燃焼では、 O_2 濃度を低下させると火炎温度も低下し、 O_2 濃度 11% 未満では燃焼が継続できないことが分かる。Fig. 4-5 に示す高温の予熱空気（1200K）を用いた高温空気燃焼では、 O_2 濃度が 5% 程度でも火炎温度が約 1600K となり、燃焼を継続することが可能であることが分かる。

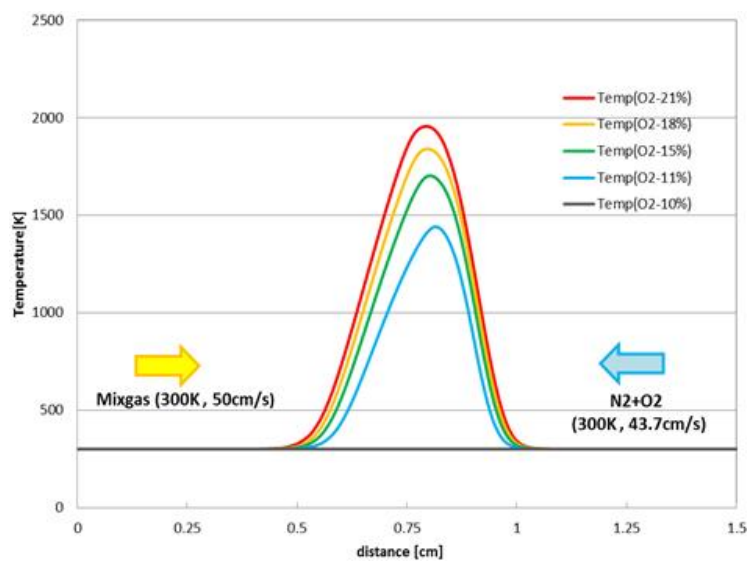


Fig. 4-4 燃焼反応温度プロフィール（酸化剤温度：300K）

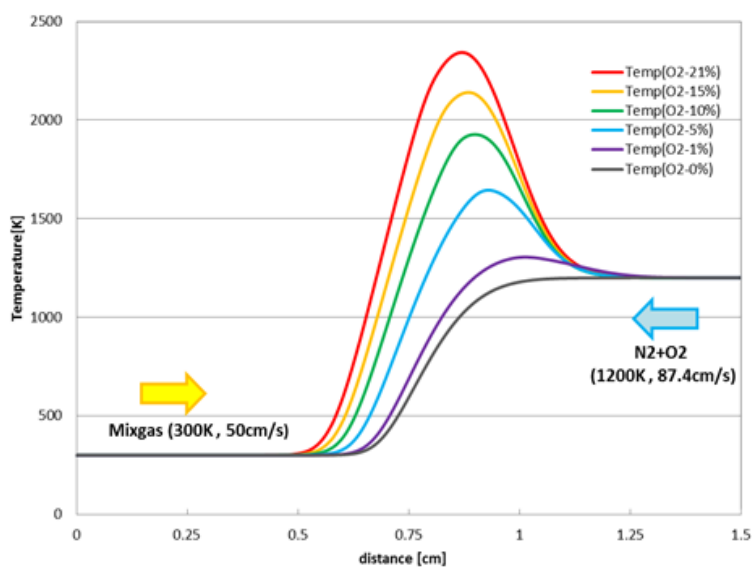


Fig. 4-5 燃焼反応温度プロフィール（酸化剤温度：1200K）

Fig. 4-6 は、酸化剤温度（予熱空気温度：300K～1500K）と酸化剤中の酸素濃度（O₂：1%～21%）を変化させた場合の火炎温度の最高値を示した 3 次元グラフである。酸化剤温度（予熱空気温度）が 300K 常温の場合、火炎の最高温度は、酸化剤の酸素濃度が 21% の場合 1955K である。一方、予熱空気温度が 1500K の場合、酸素濃度が 21% の場合火炎温度は 2493K と高温になるが、酸素濃度が 4% まで低下すると火炎温度は 1804K まで低下する。酸化剤温度（予熱空気温度）が増加した場合、燃焼が継続する酸素濃度の下限値は低くなり、特に、酸化剤温度（予熱空気温度）が 1050K 以上の場合、1% 程度の非常に低い酸化剤酸素濃度でも燃焼を継続させることが出来る。Fig. 4-7 は、火炎の最高温度と酸化剤の温度との差（ ΔT ）について、酸化剤温度（予熱空気温度）と酸化剤中の酸素濃度を変化させた場合の状況について示した 3 次元グラフである。

酸化剤の温度が低く、酸素濃度が高い場合、 ΔT は大きいですが、酸化剤温度が高く、酸素濃度が低い場合、 ΔT は小さくなる。これは、火炎の温度分布がよりフラットなパターンとなることを示しており、燃焼実験の結果と傾向が良く一致する。

また、Fig. 4-8 は酸化剤温度をパラメータとして、酸素濃度と ΔT の関係を示したものである。Fig. 4-7 の 3 次元グラフと同様の傾向に加え、酸素濃度が 5% 以下では ΔT は、酸化剤温度（予熱空気温度）による影響が少なくなっていることが分かる。

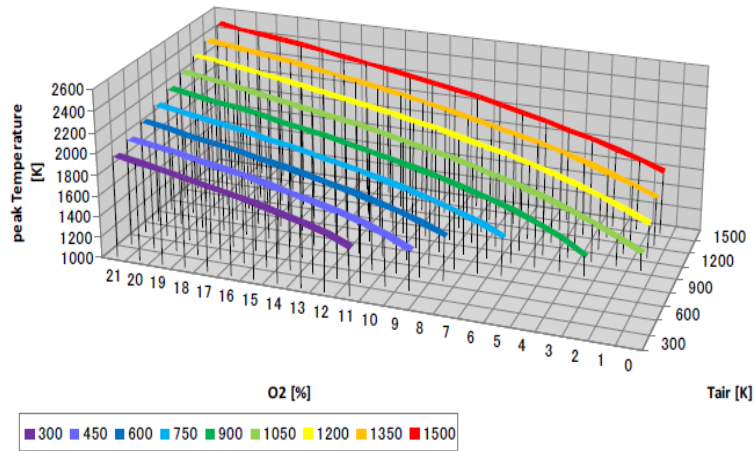


Fig. 4-6 酸化剤温度、酸素濃度を变化させた場合の最高火炎温度シミュレーション結果

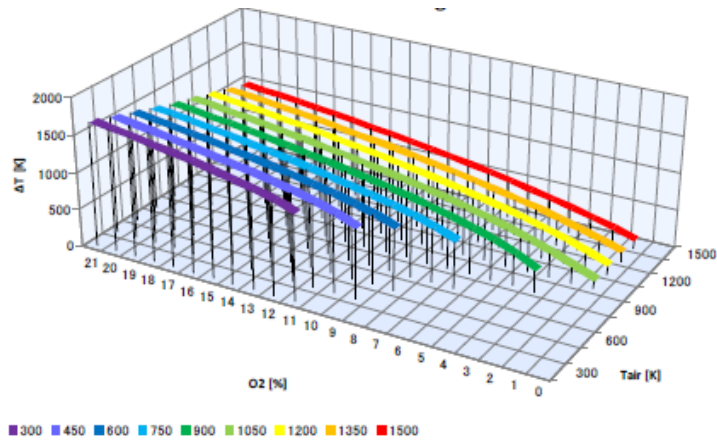


Fig. 4-7 酸化剤温度、酸素濃度を变化させた場合の ΔT (3次元グラフ)
(ΔT =最高火炎温度と酸化剤(予熱空気)温度の差)

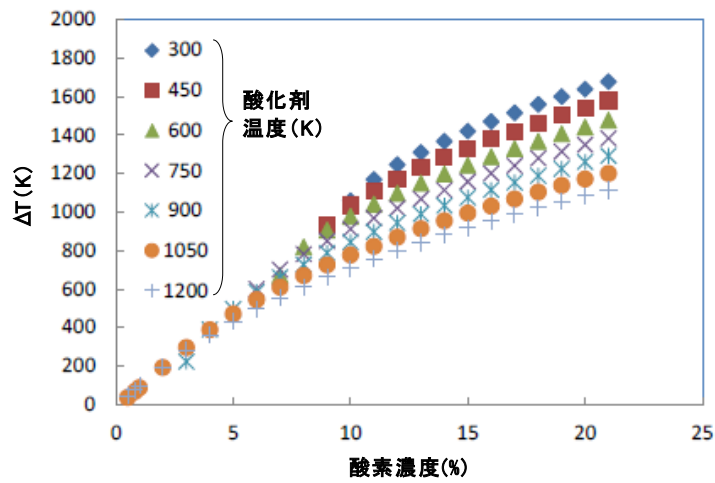


Fig. 4-8 酸素濃度と ΔT の関係 (パラメータ: 酸化剤温度)

4. 4. 2 NO_x 生成量

Fig. 4-9 は酸化剤温度（予熱空気温度：300K～1500K）及び、酸化剤の酸素濃度（O₂：1%～21%）を変化させ、NO_x 生成量に関してシミュレーション計算を行った結果を3次元グラフに示したものである。

その結果から酸化剤温度（予熱空気温度）1500K、O₂=4%では、NO_x は約 43ppm となり、燃焼実験結果の傾向を良く表している。又、図中右下の部分は、消炎領域を示したものである。酸化剤温度がおおよそ 1050K を超える高温空気燃焼においては、消炎領域がなくなり、低酸素濃度でも燃焼が継続し、かつ低 NO_x であることが確認できた。

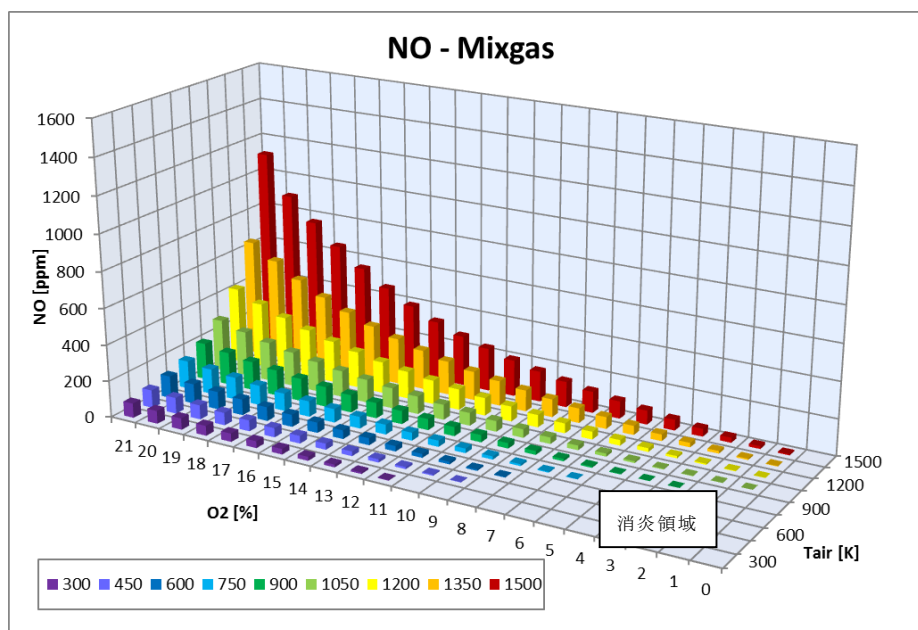


Fig. 4-9 酸化剤温度、酸素濃度を変化させた場合の NO_x 濃度シミュレーション結果

4. 4. 3 NO_x 生成機構

NO_x には、空気中の N₂ から生成されるものと、燃料中に含まれる N 分から生成されるものがあるが、本研究においては空気中の N₂ から生成されるものを主体に検討・考察する。

高温空気燃焼における NO_x 生成機構は、Table 4-4 に示す様に、Thermal NO_x (拡大 Zeldovich 機構)、Prompt NO_x (Fenimore 機構)、N₂O 機構、NNH 機構の 4 つで評価することができる。Prompt NO_x、N₂O 機構、NNH 機構の 3 種類の生成機構は、火炎帯における急速な NO_x 生成機構である。一方、拡大ゼルドヴィッチ機構によって生成される NO_x は、Thermal NO_x と呼ばれる。Thermal NO_x の生成反応は、温度上昇により急激に増加し、酸素濃度の上昇により増加する。また、燃焼反応に比べ速度が遅いため主に火炎帯下流において生成される。

Table 4-4 NO_x 生成機構の概要²⁾

Thermal NO (拡大 Zeldovich 機構)	Prompt NO (Fenimore 機構)
$N_2 + O \rightarrow N + NO$ (R1) $N + O_2 \rightarrow NO + O$ $N + OH \rightarrow NO + H$	$N_2 + CH \rightarrow N + HCN$ (R2) $N, HCN \rightarrow NO$
活性化エネルギーが高い 火炎背後で緩やかに NO を生成	活性化エネルギーが低い 火炎帯で急速に NO を生成
N ₂ O 機構 (特に N ₂ O を経由する NO 生成メカニズム)	NNH 機構 (特に NNH を経由する NO 生成メカニズム)
$N_2 + O + (M) \rightarrow N_2O + (M)$ (R3) $N_2O \rightarrow NO$	$N_2 + H \rightarrow NNH$ (R4) $NNH \rightarrow NO$
	活性化エネルギーが低い 火炎帯で急速に NO を生成

Table 4-5 NO_x 計算に用いた反応式²⁾

(R1) Thermal Mechanism	(R2) Prompt Mechanism
$N_2 + O = N + NO$ (178)	$N_2 + H = NH + N$ (196)
	$N_2 + OH = NH + NO$ (198)
(R3) N₂O Mechanism	$N_2 + CO = NCO + N$ (225)
$N_2 + O_2 = N_2O + O$ (181)	$N_2 + CO_2 = NCO + NO$ (229)
$N_2 + OH = N_2O + H$ (183)	$N_2 + CH_2 = H_2CN + N$ (238)
$N_2 + HO_2 = N_2O + OH$ (184)	$N_2 + C = CN + N$ (239)
$N_2 + O + M = N_2O + M$ (185)	$N_2 + CN = HCN + N$ (240)
(R4) NNH Mechanism	$N_2 + CH + M = HCNN + M$ (241)
$N_2 + H = NNH$ (204)	$N_2 + CH_2 = HCN + NH$ (242)
$N_2 + H + M = NNH + M$ (205)	$N_2 + CH_2(S) = HCN + NH$ (243)
$N_2 + HO_2 = NNH + O_2$ (206)	$N_2 + CO + H = HCNN + O$ (257)
$N_2 + OH = NNH + O$ (207)	$N_2 + HCO + O = HCNN + O_2$ (259)
$N_2 + H_2 = NNH + H$ (209)	$N_2 + HCO + H = HCNN + OH$ (260)
$N_2 + H_2O = NNH + OH$ (210)	$N_2 + CH_2 = HCNN + H$ (261)
$N_2 + CH_4 = NNH + CH_3$ (211)	

()内の数字はGRI-mech3.0での通し番号

Fig. 4-10 に予熱空気温度 1200K、酸化剤中の酸素濃度 (O₂) が 21%、Fig. 4-11 に予熱空気温度 1200K、酸化剤中の酸素濃度 (O₂) が 1% の場合の NO_x 濃度と火炎温度の計算結果を示す。O₂=21% の計算結果では、火炎温度のピークが 2300K を超え高温となり、火炎帯下流で生成される Thermal NO_x が最も多く、次いで火炎帯で急速に生成される Prompt NO_x の割合が大半を占めている。一方、O₂=1% の計算結果では火炎温度のピークも 1300K まで低下し、少量の Prompt NO_x (0.2PPM まで低減) と、N₂O 機構、NNH 機構が生成され、Total NO_x に占める割合は NNH 機構によるものが多い。また、Thermal NO_x はほとんど発生していない。これは、火炎のピーク温度が低くなることから、通常は火炎帯の下流で発生する Thermal NO_x が少なくなったものと考えられる。

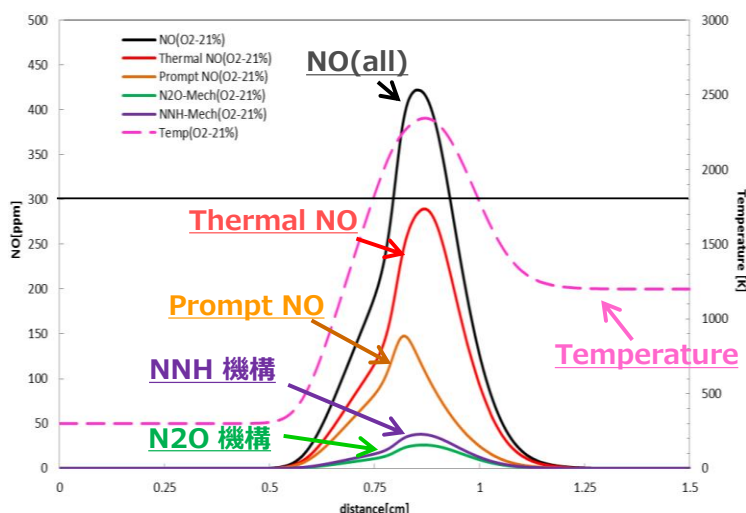


Fig. 4-10 (予熱空気温度 1200K、O₂=21%)

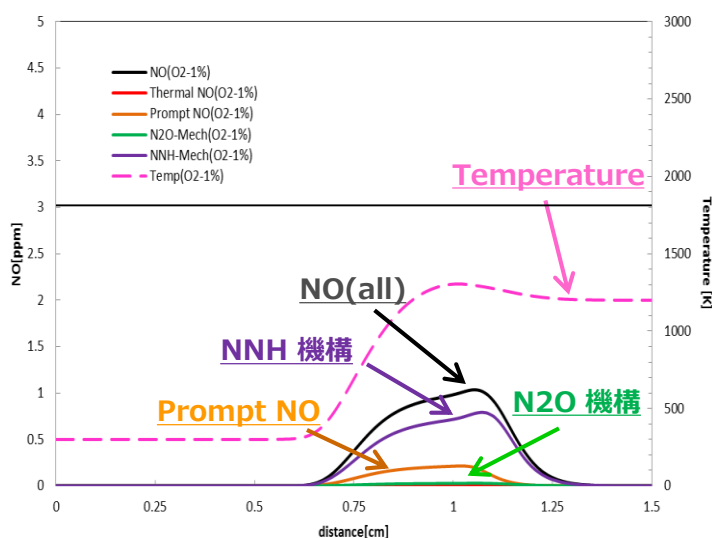


Fig. 4-11 (予熱空気温度 1200K、O₂=1%)

4. 5 まとめ

燃焼シミュレーションモデルを用いた計算により、燃焼実験結果との比較を行った。その結果、NO_x 発生量等のシミュレーション結果は、燃焼実験結果の傾向を良く表すことが出来た。

あわせて、シミュレーション結果から NO_x 生成機構についても考察することが可能となった。従来の燃焼方式で NO_x 発生量が多い場合は、その大部分が、Thermal NO_x と Prompt NO_x であるが、高温空気燃焼で、燃焼場の酸素濃度が低下した条件では、火炎温度のピークも低減し、NO_x 発生量が大幅に低減される。

その場合、火炎温度の低下に伴って Thermal NO_x は大幅に低減し、主な発生機構が、NNH 機構によるものの割合が多くなることが分かった。

また、これらの解析結果は、従来の多くの研究者^{3) 4) 5)} が解析した高温空気燃焼の理論を良く説明している。

今回低 NO_x が実現された高温空気燃焼では、毎秒 100m 程度という高速で高温の燃焼用空気と燃料ガスを加熱炉内へ噴射することにより、炉内燃焼排ガスによる再循環流が単に発生しているばかりでなく、従来の燃焼法に比べ燃焼領域での雰囲気の一化が達成できていると考えられる。

従って、このような条件下であれば、今回のシミュレーション計算に用いた対向流の拡散火炎計算モデルを使い、燃焼用空気（酸化剤）の温度変化（高温）及び燃焼場における酸素濃度を変化（減少）させた条件での燃焼継続の範囲や NO_x 濃度の傾向を解析することは可能であると考えられる。

一方、従来の燃焼法では、燃焼用空気や燃料ガスを高速で加熱炉内には噴出していないため、炉内燃焼排ガス再循環流による燃焼領域での雰囲気の一化は十分でないと考えられ、そのような条件では、対向流拡散火炎計算モデルを用いて燃焼実験結果との比較及び解析をすることには無理があり、参考程度に留まると考えられる。

今回の結果から、工業用の拡散火炎バーナにおける燃焼でも、高温空気燃焼の特徴である、加熱炉内排ガス自己再循環効果により燃焼雰囲気の一化が図れた条件では、シミュレーション計算により、NO_x 濃度やその生成機構及び燃焼継続範囲などの傾向を解析することが可能であると考えられる。

第5章 高温空気燃焼を用いた高性能工業炉の開発

5.1 概要

高性能工業炉は、コンパクトなセラミック蓄熱体を装着した短時間切替燃焼蓄熱式バーナの開発により、容易に得られる 1000℃以上の高温の燃焼用空気を用いた、高温空気燃焼の保有する要素技術、すなわち炉温平均化技術、炉温高温化技術、加熱制御技術、NO_x 制御技術をコア技術として、局部加熱の解消・炉内温度差の大幅改善、局部的な高温無しに炉内平均温度上昇による高効率伝熱の実現、加熱ゾーン独立制御機構による加熱最適化、燃焼反応範囲の拡大（ワイドターンダウン）、反応機構及び伝熱機構の改善等々の性能をフルに発揮させ、CO₂削減（省エネルギー）、ダウンサイジング（加熱炉の炉長短縮）、低 NO_x を同時達成させるものである¹⁾。

具体的な目標としては、従来の工業炉に比べ「CO₂削減（省エネルギー）30%、ダウンサイジング 20%、1000℃を超える高温の予熱空気利用において、低 NO_x の環境規制値を問題無くクリアすること」である。

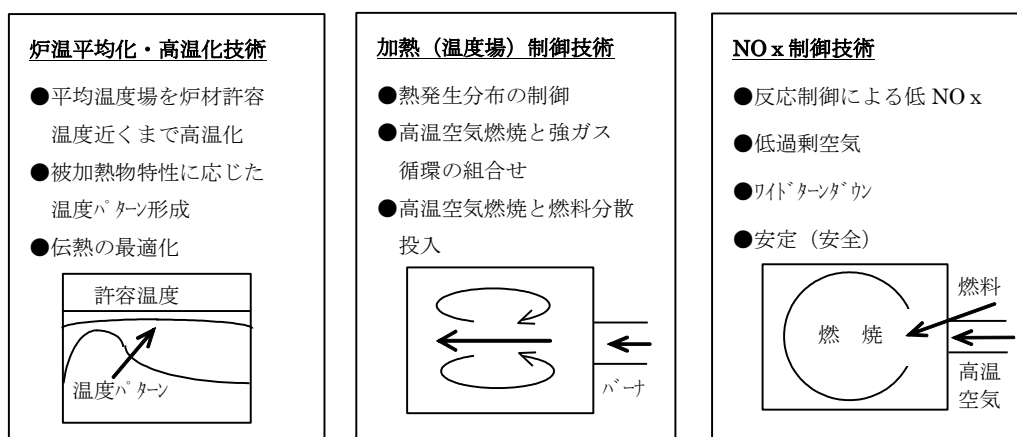


Fig. 5-1 高性能工業炉の基本コンセプト

鉄鋼の熱間圧延工程（熱延，厚板，鋼材など）で使用されている連続式の鋼材加熱をリプレース・新設する場合など高性能工業炉化することで，炉体のコンパクト化，特に炉の長さを 20%程度短縮可能，また燃料原単位を 30%程度削減が可能となる。その設計仕様を Table 5-1¹⁾ に，概略図を Fig. 5-2、Fig. 5-3¹⁾ に示す。

Table 5-1 加熱炉設計仕様

項目		スラブ用加熱炉	
加熱能力		285T/H	
標準材サイズ		255×960×9,016	
標準材鋼種		普通炭素鋼	
装入温度		20℃	
抽出温度		1200℃(厚さ方向平均の最低温度)	
燃料仕様		COG (HI=18,840kJ/Nm ³)	

	項目	スラブ加熱炉	
		高性能加熱炉	従来技術加熱炉
1	炉主要寸法		
	(1) 有効炉長 (mm)	30,000	38,000
	(2) 炉内幅 (mm)	10,000	10,000
	(3) 炉高 上部帯 (mm)	1,800	2,400
	下部帯 (mm)	2,000	2,200
2	抽出温度 (℃)		
	厚さ方向平均最低断面平均	1,200 1,220	1,200 1,255
3	燃焼用空気温度 (℃) (バーナ前)	1,150~1,230 (炉平均1,175)	450
4	燃料原単位 10 ³ kJ/t	1,005	1,445
5	熱効率 (%)	82.7	59.1
6	排熱回収率 (%)	80.4	35.8
7	省エネルギー率 (%)	30.4	Base
8	NO _x 値	規制値以下	規制値以下

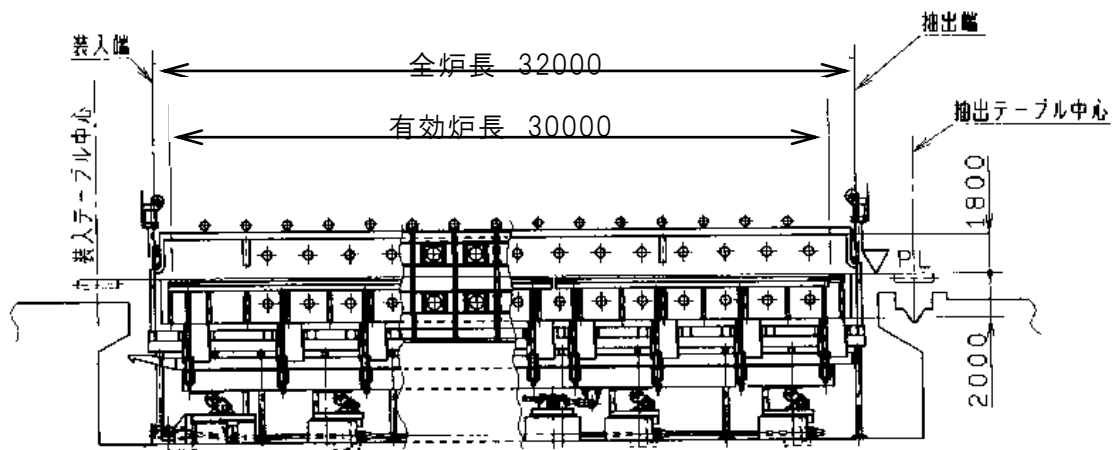


Fig. 5-2 高性能工業炉

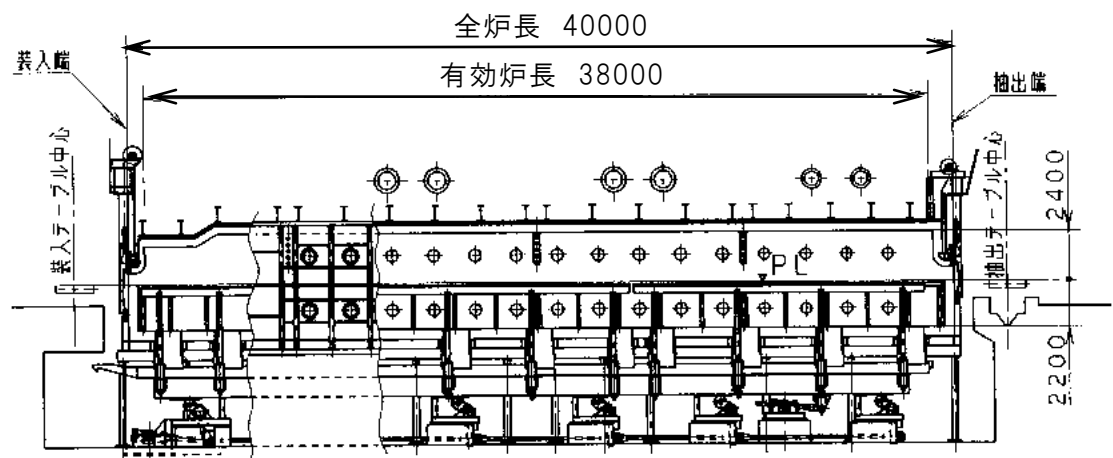


Fig. 5-3 従来技術加熱炉

(参考：燃料原単位の定義について)

燃料原単位は、工業炉（燃焼炉）において、被加熱物である材料を所定（例えば、20℃の材料を1200℃まで加熱）の温度まで加熱するために用いた燃料の燃焼熱量(J)を単位重量当たり（kg、Ton など）で示した値である。

例えば、1時間当たりの消費燃料熱量(kJ)を1時間当たり加熱した材料の重量(Ton)で割り算したものです。従って、燃料含単位が少ないほど、加熱炉の熱効率良好となる。

$$\text{燃料原単位 (kJ/Ton)} = \text{消費燃料熱量 (kJ/時間)} / \text{加熱重量 (Ton/時間)}$$

従来、加熱炉において燃料原単位を良くするためには、炉長を長くして排ガスと鋼材との熱交換を十分行い、排ガス温度を下げ、金属式熱交換器の耐熱に見合う温度になってから高効率熱交換器で排熱回収を行う必要があった。一方、スペースの制約から炉長を長くできない場合には、燃料原単位を犠牲にして熱交換器の耐熱性に合わせ、冷却空気で排ガス温度を下げ、排熱回収を行っていた。

これに対し、セラミック蓄熱体を用いた蓄熱式バーナの実用化により、1000℃以上の高温排ガスでも冷却空気で排ガス温度を下げることなく、排ガス顕熱を直接高効率で回収することが可能となった。

また、炉改造の場合でも、炉長が比較的短い炉（排熱回収が十分でない）であれば、蓄熱バーナへの改造により省エネルギーが可能である。また比較的炉長に余裕があり、予熱帯に蓄熱式バーナを追加設置するスペースがあれば、燃料原単位の大幅な悪化なしに加熱能力の増大即ち、増産が可能となる。

5. 2 高温空気燃焼の燃焼伝熱特性

5. 2. 1 伝熱改善

高温空気燃焼では、空気予熱により回収熱量を加熱系に戻すことによる燃料節約効果と、断熱火炎温度上昇による伝熱促進効果が期待できる。通常、炉内の伝熱は放射が主体であり、伝熱速度はガス温度の4乗の関数としてほぼ整理できる。このことは、高温になれば飛躍的に伝熱速度が上昇することを意味しており、高温空気燃焼は、予熱空気温度を上げることによる火炎温度上昇分以上の高伝熱速度を得るポテンシャルを有していると言える²⁾。

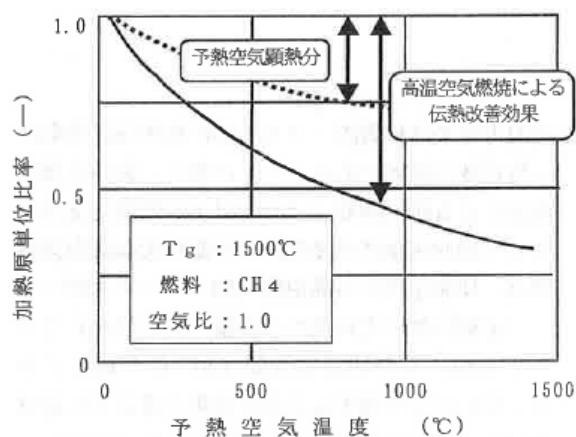


Fig. 5-4 高温空気燃焼による伝熱改善効果の例

5. 2. 2 炉温平準化

3. 4項で行った燃焼実験結果から解るように、Fig. 5-5 に示す従来型の一方向燃焼（A重油）での炉内の温度偏差が、 200°C （ $\pm 100^{\circ}\text{C}$ ）であったのに対し、Fig. 5-6 に示す本開発の蓄熱式高温空気燃焼では、温度偏差が $110\sim 120^{\circ}\text{C}$ （ $\pm 55\sim 60^{\circ}\text{C}$ ）と、約 $1/2$ になっており、炉内温度の平準化が確認された³⁾。

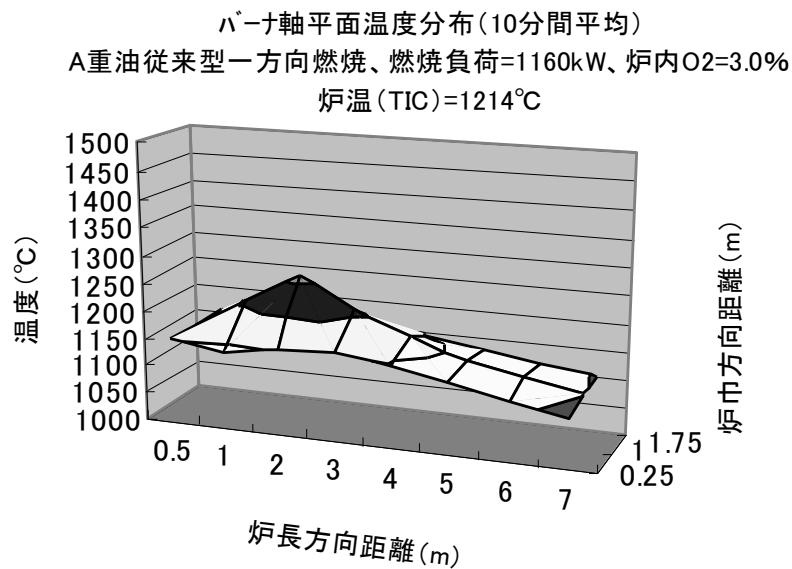


Fig. 5-5 従来型一方向燃焼（A重油）炉内温度分布

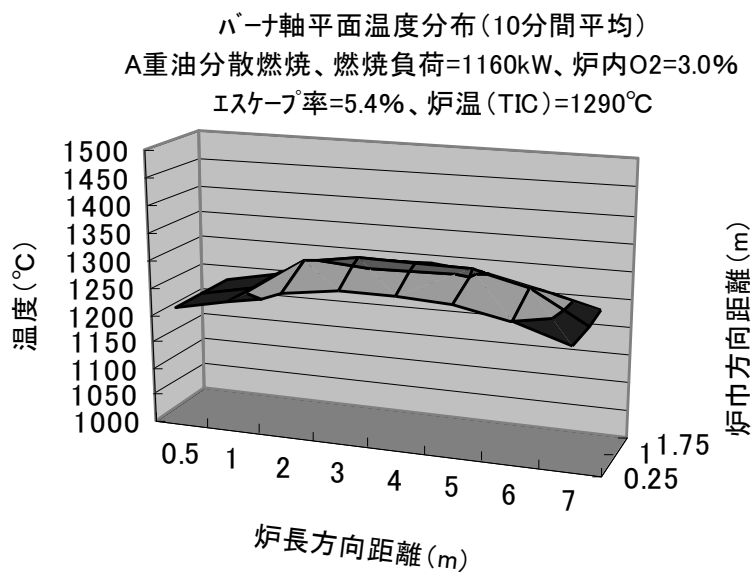


Fig. 5-6 蓄熱式バーナ（分散燃焼 A 重油）炉内温度分布

5. 2. 3 最適炉高

従来、炉高は伝熱面から決定されたものではなく、主に炉構造や取り付け寸法の制約から決められていた。加熱効率を最大にする最適炉高は、基本的にはガス層厚みと熱損失のバランスから求めることができる。すなわち、炉高が高くなるとガス層厚みが増加しガス体の放射率が大きくなる一方で、炉壁を通しての損失熱も増加するので、ガス体の放射率の増加による加熱効率改善量が炉壁を通しての損失熱量増加量を上回っている内は、炉高を高くした方が高い熱効率が得られる。

一方、蓄熱バーナ炉の様に排熱回収効率の高い炉では、炉内ガス温度を高くしても排ガスから十分に熱を回収できるため、ガス層厚みを変えても加熱効率はあまり変化せず、最適炉高は低炉高となることが期待できる。

そこで、Hottel 他²⁾ に詳述されているゾーン法 (2gray-1clear モデル) を用いて解析した結果を Fig. 5-7 に示す。従来炉の最適炉高は、炉上部帯で 3.5~4.5m、下部帯で 3.0~3.5m と推定される。

これに対して、蓄熱式バーナ炉の最適炉高は、炉上部帯で 2.5~3.0m、下部帯で 2.0~2.5m と推定され、従来炉よりも低炉高側に最適炉高があることが分かる。排熱回収効率が高くなると最適炉高は低炉高側にシフトする。

この解析では、放射による伝熱のみを考慮しているが、対流による伝熱が無視できない場合には、最適炉高は更に低炉高側にシフトすると推察される²⁾。

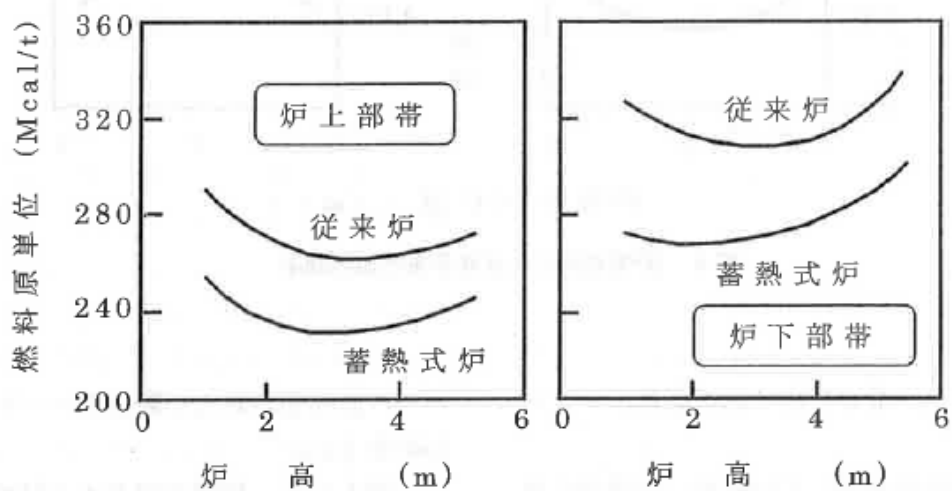


Fig. 5-7 炉高と燃料原単位の関係：最適炉高の推定

5. 2. 4 炉幅と適正バーナ燃焼量

高温空気燃焼（蓄熱式バーナ）を連続式加熱炉に適用する際には、バーナ取付けの物理的な制約から、これを側壁に設置するサイドバーナ方式加熱炉とすることが一般的である。開発の成果である高温空気燃焼は、低酸素場での希釈・緩慢燃焼を特徴としており、燃焼が完結するに要する空間より炉幅が狭い場合には、排気バーナを通して未燃分が排出されるという問題に繋がりがやすい。このような場合には、当然目標とする炉温分布、伝熱量を実現できず、加熱炉の高性能化は達成できなくなる。したがって、「高性能工業炉」を設計する際には「炉幅と適正バーナ燃焼量」の関係を定量的に把握することが重要な課題となる¹⁾。

この課題に対して「燃焼の完結」という観点から、近年の蓄熱式バーナ適用実績と理論解析もとに検討を行った結果を Fig. 5-8 に示す。炉幅（横軸）とそれに対して炉内で燃焼が完結すると想定される最大バーナ燃焼量（縦軸）の関係について、実績と理論解析の両者の結果をプロットしており、熱収支により決定されるバーナ容量を違った観点からチェックする一つの定量的な指標を提示するものと考えられる。

また、その結果、与えられた炉幅に対してこの指標より大きな燃焼量のバーナを適用しなければならない場合（例えば図中の Actual3 のケース）には、バーナの設計思想を変更する等、事前に上述の問題を回避する対策を検討することが可能となる。

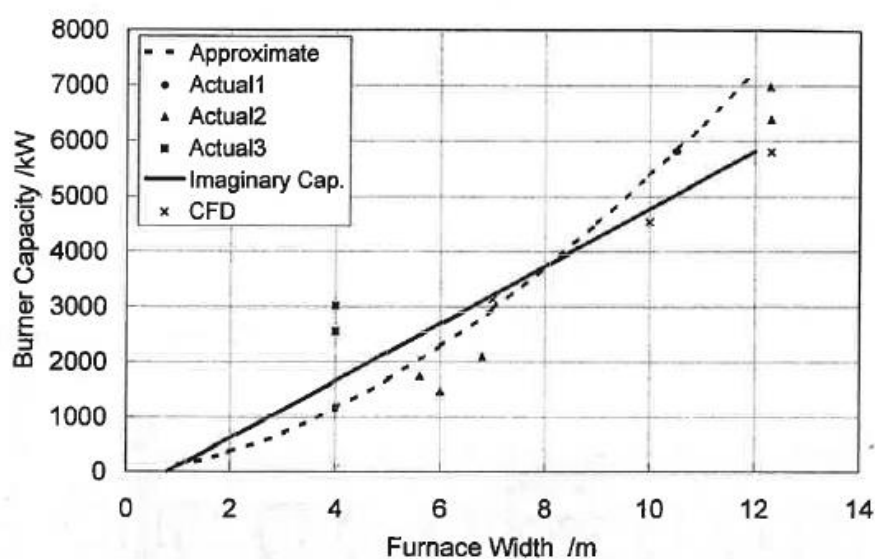


Fig. 5-8 炉幅と最大燃焼量

5.3 まとめ

高性能工業炉では、その開発目標である従来の工業炉に比べ「CO₂削減（省エネルギー）30%、ダウンサイジング 20%、1000℃を超える高温の予熱空気利用において、低NO_xの環境規制値を問題無くクリアすること」をコンパクトなセラミック蓄熱体を用いた蓄熱式バーナ開発・適用化により、達成が可能となった。特にダウンサイジングでは、従来炉に比べ炉長が短くなることから、同一の生産性を維持するためには、炉尻排ガス温度の高温化は必須であったが、高温排ガスの高効率熱回収が可能な蓄熱式バーナの適用で、省エネルギー性が高く、NO_x排出量が少ない工業炉が実現できた。また、蓄熱式バーナにおける低NO_x化のための炉内排ガス再循環やハイサイクル切替燃焼により、炉内燃焼ガスが常に攪拌され炉温平準化による、被加熱材料の均一加熱も可能になった。

一方、蓄熱式バーナを炉側壁に装着するサイドバーナ方式の場合、従来バーナに比べ、低NO_x対策の結果火炎が長くなるため、炉の幅に対して適正なバーナ容量の選択が必要となることが確認できた。

第6章 高温空気燃焼を用いた高性能工業炉の実用化

緒言：高性能工業炉の実用化を進めるに当たり種々の加熱炉に適用し、その効果を把握すると共に、更なる改善の参考とした。

6. 1 概要

鉄鋼製造分野では、種々の加熱炉や加熱装置が使用されている。そこで、主な加熱炉に適用して、省エネルギー効果をはじめ、各種の効果を確性した。

6. 2 適用事例

以下に5種類の適用事例を示す。

6. 2. 1 熱延加熱炉（大型鋼材加熱炉全面適用事例）

（1）概要

NKK 福山製鉄所第一熱延工場では、加熱炉4基のうち、旧式のプッシャー式の2基（#2炉, #3炉）を改修する際に、蓄熱式バーナを全面採用したウォーキングビーム式加熱炉へ改修した¹⁾。残りの2基（#4炉, #5炉）は、既に改修が終了しており、高効率空気予熱器（レキュペレータ）を有するウォーキングビーム式加熱炉である。Fig. 6-1に概略を示す様に、炉長36m、炉幅10m、加熱能力230T/Hで、セラミックハニカム蓄熱体を用いた蓄熱式バーナ38組・76台を装着しており、全バーナが蓄熱式バーナである¹⁾。また、設備仕様をTable 6-1に示す。

Table 6-1 熱延加熱炉設備仕様

項目	仕様
炉形	ウォーキングビーム式連続加熱炉
加熱能力	230 t / h 燃焼制御ゾーン：10
スラブサイズ	250厚、1950幅、9600長さ、最大重量30 t
燃料	副生ガス、低位発熱量：11.7MJ/Nm ³
バーナ	蓄熱式バーナ：76台、蓄熱体：セラミックハニカム

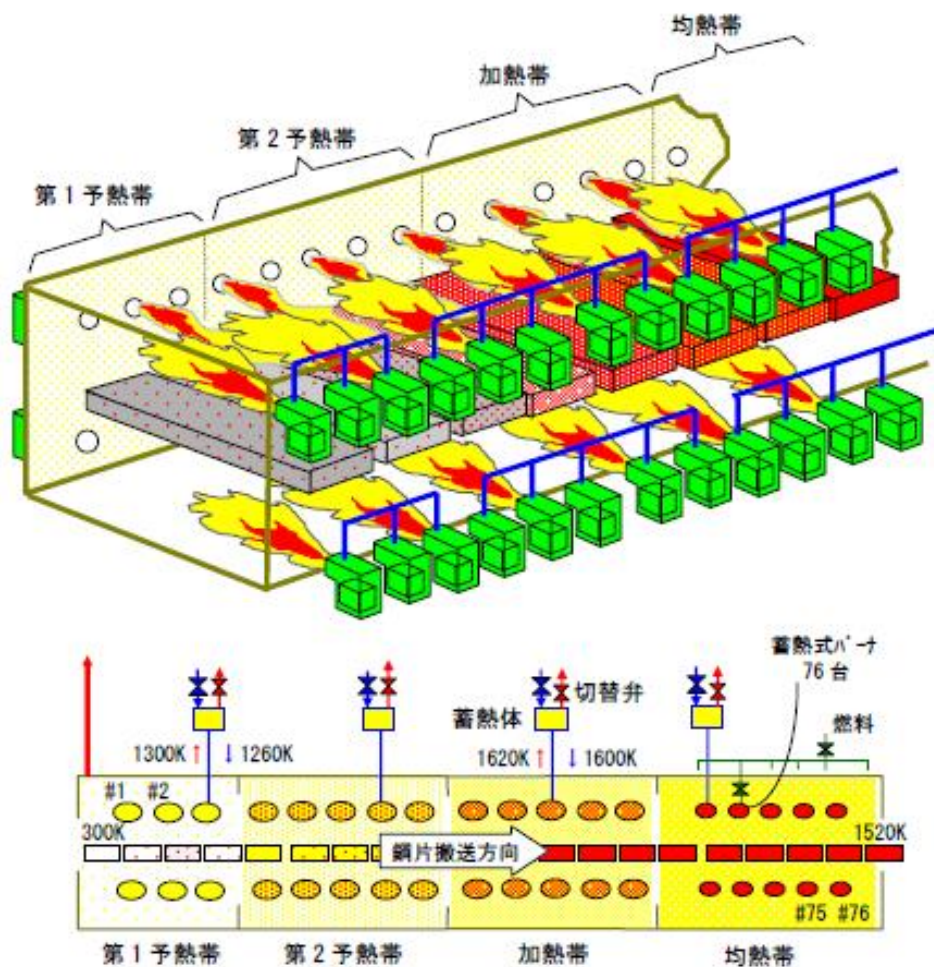


Fig. 6-1 熱延加熱炉概要

(2) 加熱特性

(2) - 1 予熱空気温度推移

Fig. 6-2 は、加熱帯に設置した蓄熱式バーナの蓄熱体前後の排ガス温度変化および炉温との関係を示す図である。得られた予熱空気温度はほぼ炉温に等しく、限界熱回収が実現できていることが確認できた。また蓄熱体通過後の排ガス平均温度は、約 500K (230℃) でほぼ設計通りである。

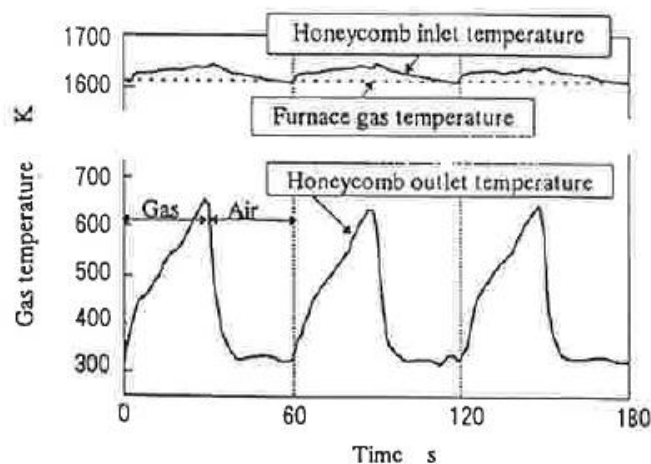


Fig. 6-2 蓄熱体前後の各温度推移

(2) - 2 炉内温度分布

炉内天井付近の雰囲気温度を測定し、温度分布として示した例を Fig. 6-3 に示す。図の横軸は炉巾方向を示し、縦軸は炉長方向を示す。測定された炉巾方向の雰囲気温度偏差は 50°C未満であり、高温空気燃焼を用いた蓄熱式バーナの採用で、実炉規模でも雰囲気温度の均一性が確認出来た。

(2) - 3 スキッドマーク

福山第一熱延工場では、従来方式の加熱炉との混合操業であり、スキッドマークについて、粗圧延機出口で測定した材料長手方向最大温度差を従来型の炉（#4 炉，#5 炉）と比較すると、蓄熱式バーナ炉では温度偏差の平均値で 26%改善されている。これは高温空気燃焼における炉内全体での燃焼反応により、巾方向温度分布の均一化や、下部帯でのスキッド近傍の伝熱が改善された結果と推察される。

(2) - 3 炉温制御性

Fig. 6-4 は、#3 炉の温度制御性を調査するために、加熱帯の炉温をステップ状に変化させたときの温度追従性を比較したものである。従来型の炉（#4 炉）で 6 分かかっていたものが、蓄熱式バーナ炉（#3 炉）では 2 分に改善されている。

その要因として、蓄熱式バーナでは、その燃焼排ガスの約 80%を吸引するため、隣接した燃焼帯から流入する排ガス量が、従来炉の 20%程度と非常に少なく、それらの影響が少ないためと考えられる。その結果、被加熱材であるスラブの加熱温度的中率向上に寄与するばかりではなく、炉温変更中のスラブ加熱温度はずれが減少し、製品の品質向上および、炉温変更時間短縮による加熱原単位向上にも寄与している。

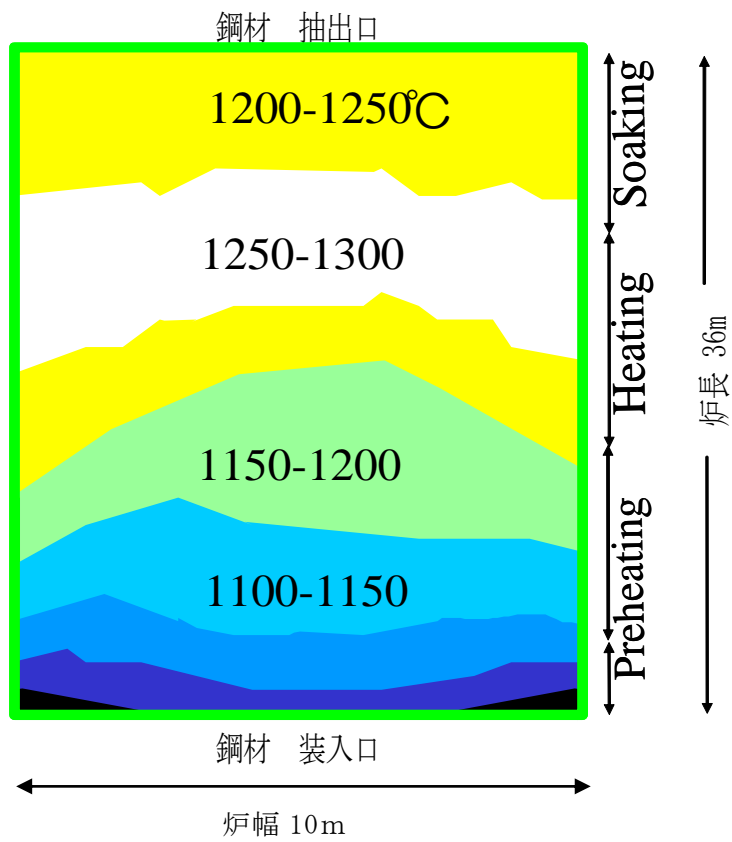


Fig. 6-3 加熱炉温度分布

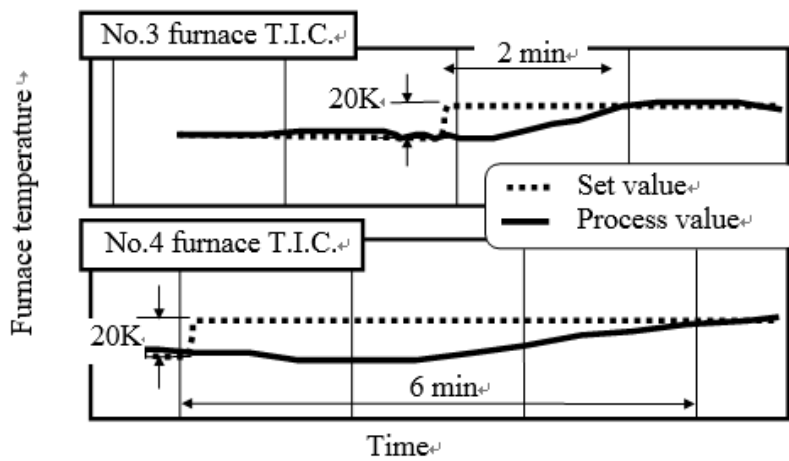


Fig. 6-4 炉温制御性の比較

(3) 省エネルギー効果

蓄熱式バーナ燃焼システムの導入により、加熱炉排気ガスからの熱回収量が増加した結果、Fig. 6-5 に示す様に、改修前の加熱炉（#1 炉，#2 炉）に比べ 25%，従来方式の高性能レキュペレータを有する省エネタイプの加熱炉（#4 炉，#5 炉）に比べても 10% 程度の省エネルギーとなっている。

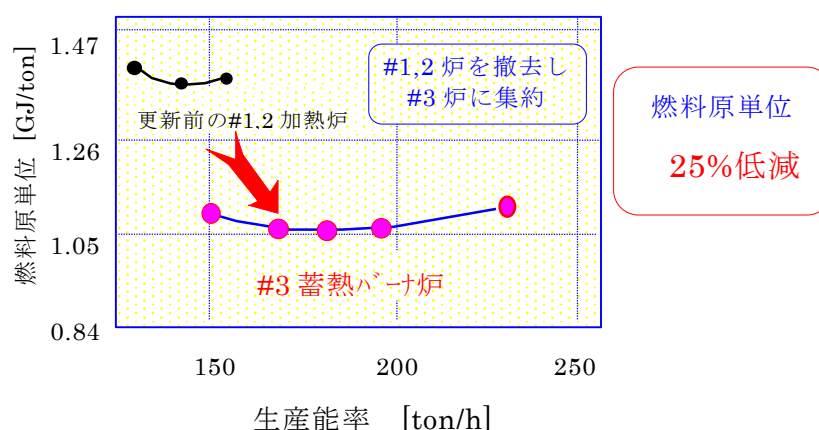


Fig. 6-5 生産能率と燃料原単位の関係

(4) 低 NOx 性能

高温空気燃焼を採用することで改修前及び、従来方式の加熱炉に比べ、Fig. 6-6 に示す様に、NOx 濃度で 1/3 程度と大幅な低減となっている。

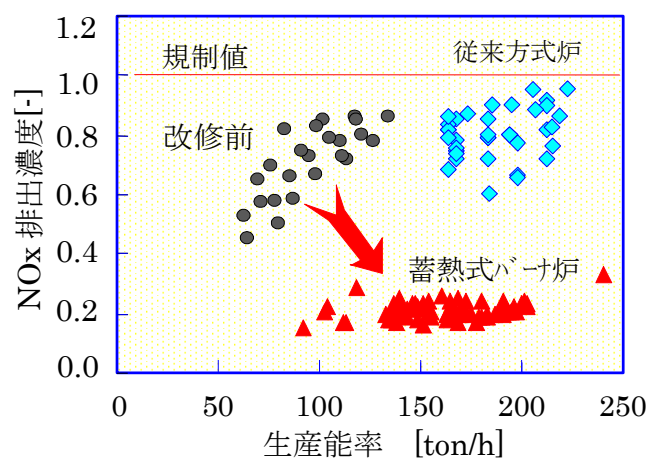


Fig. 6-6 生産能率と NOx 排出濃度の関係

6. 2. 2 厚板加熱炉（大型鋼材加熱炉部分適用事例）

概要

NKK京浜製鉄所の厚板工場には予熱帯、加熱帯、均熱帯の3つのゾーンを持つ2基の連続式加熱炉があり、従来省エネルギーのため予熱帯を消火し、加熱帯、均熱帯の2つのゾーンで加熱し、常時2基での操業を行っていた。

省エネルギーと加熱時間の短縮を目的に、1999年3月、NEDOのFT事業により、2基のうちの1基(1号連続式加熱炉)の予熱帯に、セラミックハニカム蓄熱体を用いた蓄熱式バーナを全面採用した。

その結果、1基操業に集約すると共に、従来に対し約13%の省エネルギーが可能となった。

以下にその改造内容と操業状況の概要について述べる。

(1) 蓄熱式バーナ導入の考え方

NKK京浜製鉄所厚板工場では、1972年の工場建設時に、加熱能力 200T/H で当時としては、最新鋭の省エネルギー対策を行った、連続式加熱炉 2 基を新設した。一方実際の操業では、連続式加熱炉に必要とされる加熱能率は、180T/H 程度であった。従来の炉は加熱能力が 1 基当たり 200T/H であるため、180T/H の操業は 1 基で可能であったが、そのためには、炉の装入側の予熱帯の温度を高温にする必要があり、排ガス温度が高くなって燃料原単位が悪化してしまう。そこで、省エネルギーを目的に排ガス温度を低下させるため、予熱帯を消火し、1 基当たりの加熱能率を 90T/H として、2 基での操業を行ってきた。

これに対し、今回の蓄熱式バーナの予熱帯への導入では、炉の装入側の予熱帯の温度を高温にする必要は同じであるが、高効率の排熱回収により燃料原単位の削減が可能となった。改造前と改造後における、燃料原単位と加熱能率の関係を Fig. 6-7 に示す。

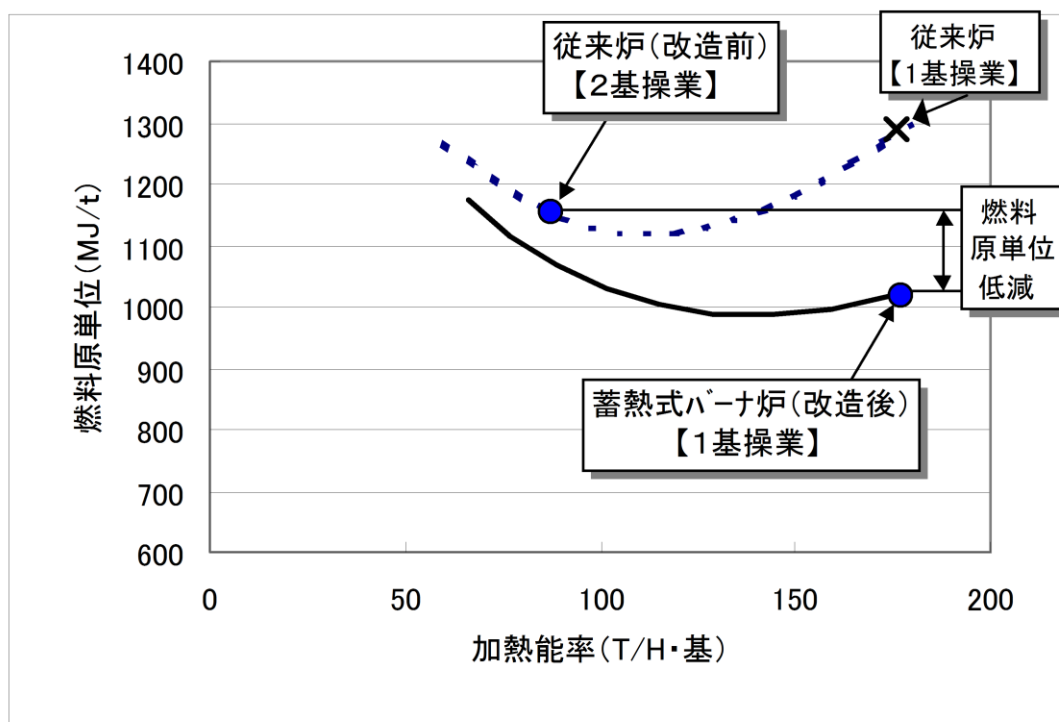


Fig. 6-7 燃料原単位と加熱能率の関係

(2) 設備概要および蓄熱式バーナ導入の概要

(2) - 1 蓄熱式バーナ導入前の設備概要

従来は省エネのため予熱帯を消火し、加熱帯、均熱帯の2つのゾーンでの加熱で常時2基での作業を行っていた。従来の1号、2号加熱炉の主仕様をTable 6-2に示す。

また本加熱炉の燃焼方式としてはレキュペレータによって予熱された燃焼空気を用い各帯の上下に設けられた軸流式バーナによってスラブの加熱を行うタイプであった。燃焼制御ゾーン単位は加熱帯上・下、均熱帯上・下、予熱帯上・下の全6ゾーンに分割されていた。従来の1号、2号炉の設備概略をFig. 6-8に示す。

Table 6-2 厚板(1号、2号)加熱炉主仕様(従来)

加熱能力	90T/H・基×2基(予熱帯消火)
スラブサイズ	厚さ 100~320mm 幅 1,000~2,300mm 長さ 2,600~4,650mm
スラブ単重	最大 26.8Ton
有効炉長	42,000mm

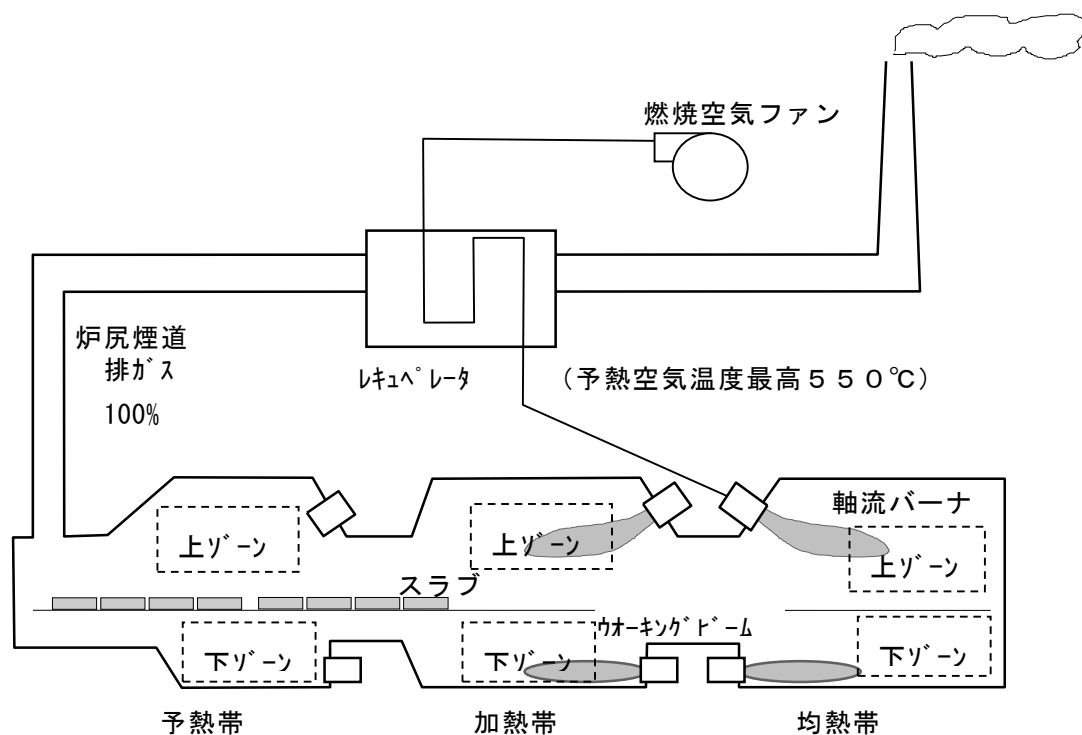


Fig.6-8 1号、2号加熱炉設備概略(従来)

(2) - 2 蓄熱式バーナ導入改造内容

予熱帯へのバーナ配置は従来の軸流式から、今回の蓄熱式バーナではサイドバーナ形式とした。1号加熱炉予熱帯への蓄熱式バーナ導入のために行った主な改造項目は以下の通りである。Fig.6-9に改造イメージを示す。

<蓄熱式バーナ化改造工事項目>

- ①予熱帯既設軸流バーナの撤去
- ②天井傾斜部炉殻改造
- ③炉床ノーズ部炉殻改造
- ④炉床仕切壁の新設
- ⑤セラミックハニカム蓄熱式バーナ設置 (8ペア=16台)

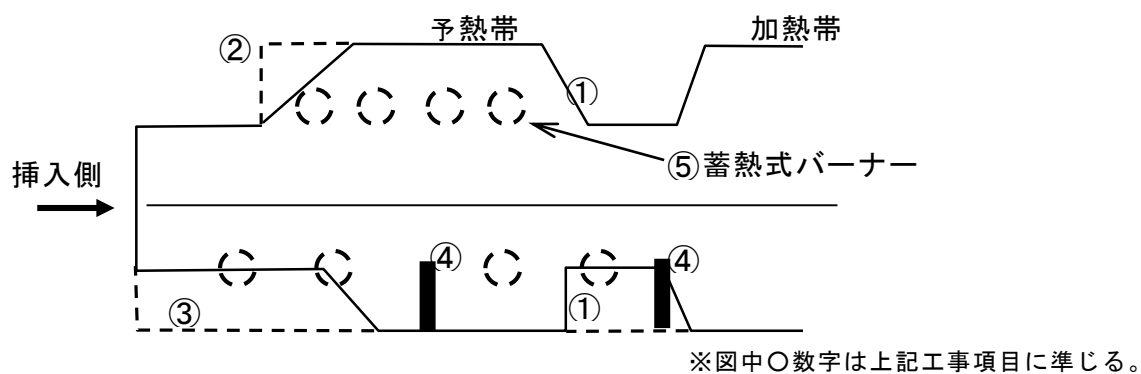


Fig.6-9 1号加熱炉改造イメージ

(2) - 3 蓄熱式バーナの概要

今回新設した蓄熱式バーナの主仕様を Table 6-3、概要を Fig. 6-10 に示す。本蓄熱バーナの特徴としては以下のとおりである。

- ① 燃焼容量 5.8MW/台と最大級の容量
- ② 蓄熱体に軽量・コンパクトなセラミックハニカムを使用
- ③ 低 NO_x を実現する燃料 2 段燃焼法

Table 6-3 蓄熱式バーナの主仕様

燃焼容量	5.8MW/台
ターンダウン比	1 : 10
蓄熱体	セラミックハニカム
切替サイクルタイム	30 秒
燃料	Mガス (10.5MJ/Nm ³)
設置台数	8 ペア (16 台)

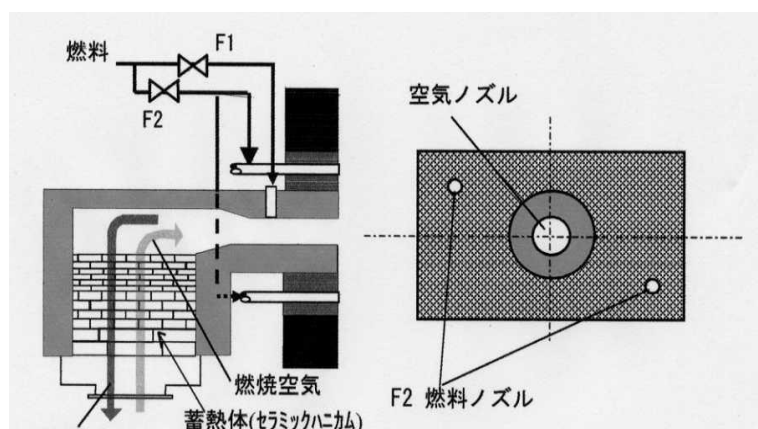


Fig. 6-10 蓄熱式バーナの概要

(2) - 4 蓄熱式バーナ導入後

1号加熱炉予熱帯に蓄熱式バーナを8ペア(16台)導入することで、従来の加熱炉2基操業を1基操業に集約することが可能となった。改造後の1号加熱炉の仕様をTable 6-4に示す。

予熱帯に蓄熱式バーナを導入したことで、燃焼排ガス系統は蓄熱式バーナ吸引系統と従来バーナ煙道系統の2つになった。そのうち蓄熱体を通る燃焼排ガスは、新規に設けた専用の排気ブローで吸引され、その流量は予熱帯の燃焼負荷によって適正な量に制御されている。

尚、蓄熱式バーナ化に伴い予熱帯の燃焼制御ゾーン単位分割は、予熱帯上、予熱帯下1、予熱帯下2と3分割した。1号加熱炉の改造後設備概略をFig. 6-11に示す。

Table 6-4 厚板1号加熱炉仕様(改造後)

加熱能力	180T/H・基×1基
スラブサイズ	厚さ 100~320mm 幅 1,000~2,300mm 長さ 2,600~4,650mm

スラブ単重 最大 26.8Ton

有効炉長 42,000mm

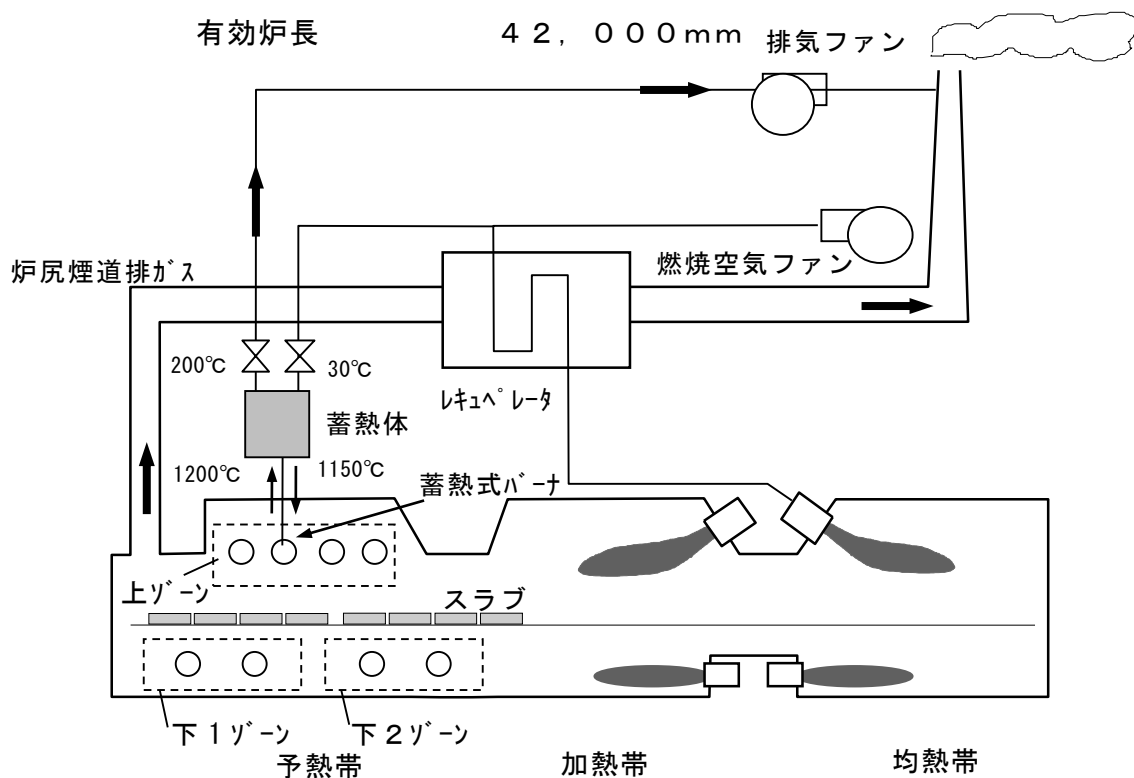


Fig. 6-11 1号加熱炉設備概略(改造後)

(3) 効果

(3) - 1 加熱炉 2 基を 1 基に集約

1 号炉に蓄熱式バーナを導入することで 1 号炉の加熱能力が向上したため 1 基での連続式加熱炉の操業が可能となった。これにより、他の 1 基を停止することができ、その結果、熱回収率向上による省エネルギーに加え、炉体放散損失熱、水冷熱損失等、炉 1 基分の固定熱損失および炉立上時の炉体蓄熱損失を低減できた。

(3) - 2 省エネルギー効果

Fig. 6-12 に、蓄熱体高温側の温度推移を示す。予熱空気温度（蓄熱体高温側）は炉内温度の 1250℃に近い値が得られ、排ガス温度（蓄熱体低温側；200～250℃）とともに予定通りの性能が得られている。

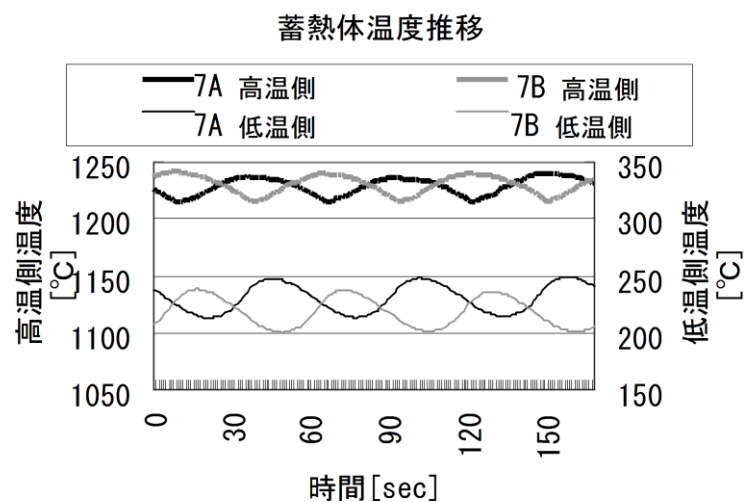


Fig. 6-12 蓄熱式バーナの蓄熱体高低温側温度推移

Table 6-5 に、蓄熱式バーナ導入前の 1 号炉、2 号炉の熱精算結果、蓄熱式バーナ導入後の 1 号炉の熱精算結果をしめす。従来の加熱炉は金属式空気予熱器を装備したものであり予熱空気温度が最高 550℃（2 号炉は 450℃）で、炉全体の排ガス顕熱に対する廃熱回収率は平均で 46%（1 号炉 53%、2 号炉 38%）であったが、今回、予熱帯に蓄熱式バーナを全面的に採用したことで、炉全体の排ガスに対する廃熱回収率が 64%に向上した。（蓄熱バーナ単体の廃熱回収率は 67%）その結果、炉単体の燃料消費量低減率は Δ10%、さらに 1 基操業による損失熱低減 Δ3%と合わせ、合計 Δ13%の燃料消費量低減を達成した。

(蓄熱式バーナ導入前 (1号連続炉))

[入熱]

[出熱]

項目	MJ/t	%	項目	MJ/t	%
燃料燃焼熱	1171	100	鋼材顕熱	796	68.0
燃料顕熱	0	0	排ガス顕熱	322	27.5
予熱空気顕熱	169	14.4	炉壁放散熱		
装入鋼材含熱量	9	0.8	冷却水顕熱	216	18.4
			その他	15	1.3
計	1349	115.2	計	1349	115.2

(蓄熱式バーナ導入前 (2号連続炉))

[入熱]

[出熱]

項目	MJ/t	%	項目	MJ/t	%
燃料燃焼熱	1254	100	鋼材顕熱	797	63.6
燃料顕熱	0	0	排ガス顕熱	406	32.4
予熱空気顕熱	155	12.4	炉壁放散熱		
装入鋼材含熱量	9	0.7	冷却水顕熱	215	17.1
			その他	0	0
計	1418	113.1	計	1418	113.1

(蓄熱式バーナ導入後 (1号連続炉))

[入熱]

[出熱]

項目	MJ/t	%	項目	MJ/t	%
燃料燃焼熱	1083	100	鋼材顕熱	784	72.4
燃料顕熱	0	0	排ガス顕熱	505	46.6
予熱空気顕熱	321	29.6	炉壁放散熱		
装入鋼材含熱量	9	0.8	冷却水顕熱	124	11.4
			その他	0	0
計	1413	130.4	計	1413	130.4

Table 6-5 改造前後における熱精算結果

(3) - 3 低 NOx 効果

今回 1 号加熱炉予熱帯に導入したセラミックハニカム蓄熱式バーナは 1000℃以上の高温予熱空気での燃焼にもかかわらず、独自開発の燃料 2 段燃焼技術により、1 号加熱炉の排ガス NOx 濃度は Fig. 6-13 に示すように従来と同様に横浜市の指導要綱値 38ppm (法規制は、100ppm) を満足する値となっている。

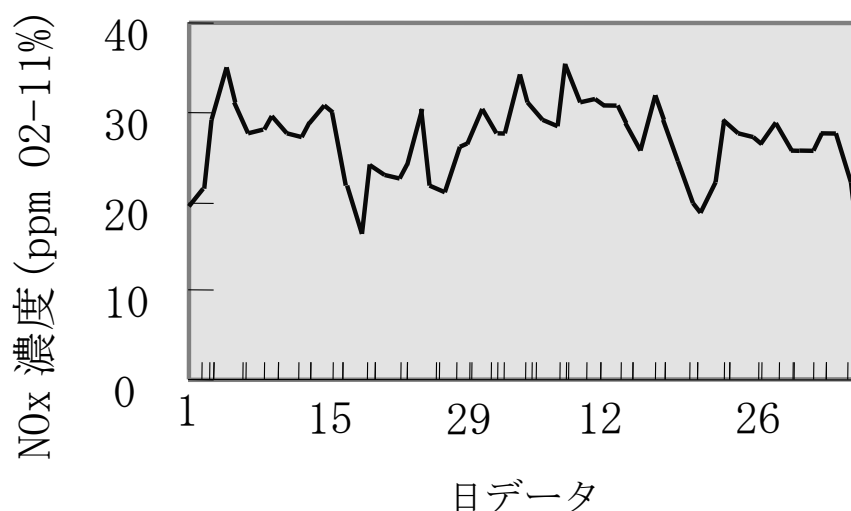


Fig. 6-13 NOx 濃度の推移

(3) - 4 スケール低減効果

1 炉操業により大幅に在炉時間が短縮され、加熱時に生成する酸化スケールが抑制された。その結果スケールロスならびにスケール性の表面欠陥が減少した。

(4) まとめ

本設備は、営業生産開始後、順調に稼働しており燃料原単位の向上に寄与している。本セラミックハニカム蓄熱式バーナーシステムは省エネルギー、地球環境保全にきわめて有効な技術であることが、確認できた。

6. 2. 3 取鍋加熱装置

(1) 概要

電気炉から出鋼される溶鋼を受ける取鍋は、待期時に上部鍋蓋に設置されたガスバーナにより、内部を約 1000℃に保温されている。従来 1000℃と高温の排ガスに耐えるコンパクトな排熱回収装置が無かった為、鍋を加熱した後の 1000℃の排ガスは、全く回収されずに大気に放散されていた。そこで、コンパクトなセラミックハニカムを蓄熱体に用いた蓄熱式バーナをこれに適用し、大幅な省エネルギー（燃料節約 56%）と、均一加熱による鍋耐火物コストの削減が図れたので、その結果について述べる。

(2) 従来の加熱装置

Fig. 6-14 に従来の加熱装置の概略図を示す。従来、加熱装置は縦置きされた電気炉受鋼鍋(直径 3m×深さ 4m)の上部に設置された鍋蓋上に、中心より側壁方向に偏心して垂直下向きにバーナが取り付けられている。燃焼用空気は建屋内に設置された送風ブロアより供給される常温の空気を使用している。また、レキュペレータ等の排熱回収装置が設置されておらず、高温の排ガスは鍋蓋上にやはり偏心配置された煙道を通り、そのまま大気中に放散されていた。加熱の制御は、燃料ガス量(COG)、空気量ともオペレータによるマニュアル操作であり、細かな加熱温度のコントロールは困難であった。鍋内部の温度は常時測定していないため、熱電対を設置して連続的に測定したところ、鍋内雰囲気温度は 1000℃程度で平衡状態となることが判明した。

また、バーナが偏心配置されているため鍋内部の温度分布にばらつきがあることが考えられた。この様な問題点を解決するために、蓄熱式バーナを採用することとした。

蓄熱式バーナの採用により、以下の様な改善効果が考えられた。

- ①蓄熱式バーナの採用により高温排ガスの高効率な排熱回収を実施し、省エネルギーを図れる。
- ②交番燃焼により鍋内温度分布を均一化し、鍋内壁耐火物の均一加熱を実施することで、耐火物の寿命延長を図れる。

このような背景のもと、縦置きされた取鍋の加熱装置としては初めて蓄熱バーナが採用され、1996年12月から2基が稼働した。

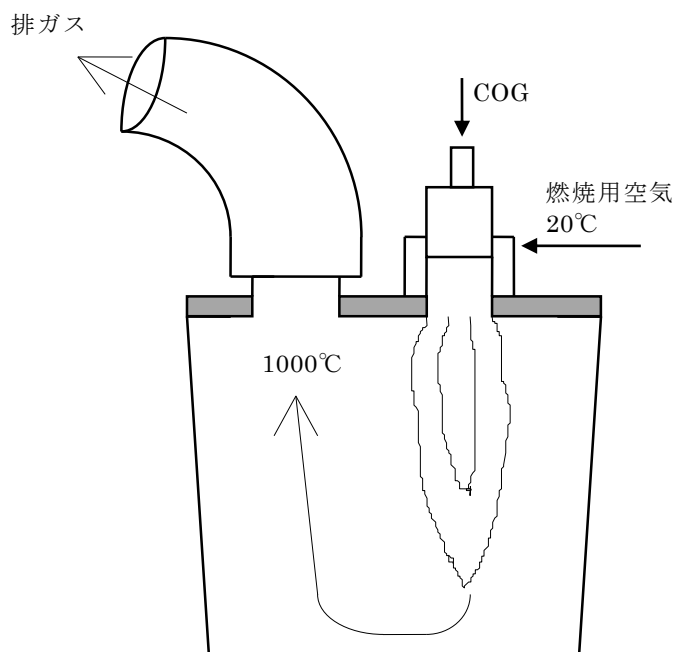


Fig. 6-14 従来の取鍋加熱装置概要

(3) 蓄熱式加熱装置

新設備の概要を Fig. 6-15 に示す。今回導入した蓄熱バーナにはコージェライト製のハニカム蓄熱体が設置されており、2本1組で30秒毎に交番燃焼させるものである。四方切替弁(CEM)で燃焼側には空気が供給され、非燃焼側は排ガスの煙道となる。非燃焼側の蓄熱体を通る高温排ガスは熱交換を行い、低温排ガスになって排出される。燃焼側となった蓄熱体は常温空気と熱交換を行い 900℃と高温の予熱空気を発生させる。燃焼側となった蓄熱体は常温空気と熱交換を行い 900℃と高温の予熱空気を発生させる。

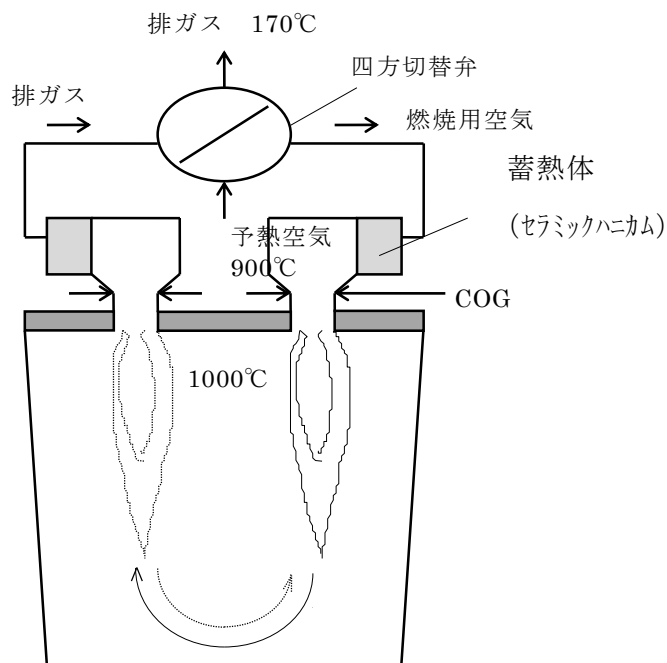


Fig. 6-15 蓄熱式取鍋加熱装置の概要

(4) 加熱能力

Fig. 6-16 は、鍋内温度推移の比較を示したもので、従来バーナと蓄熱バーナで初期温度 600℃程度を取鍋を加熱した際の能力の比較を行なったものである。

従来バーナでは、COG使用量は 200Nm³/h 一定であり、約 10 時間で鍋内温度が 1000℃に到達する。蓄熱式バーナでは、約 4 時間で設定温度である 1000℃に達し、その後は 1000℃保持のためガス量が約 120Nm³/h から約 80Nm³/h に絞られている。

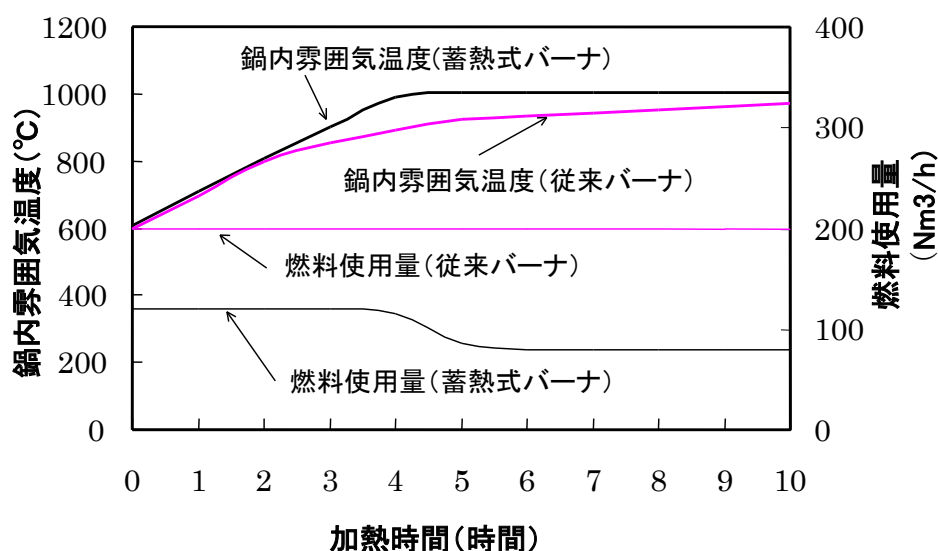


Fig. 6-16 鍋内部温度と燃料使用量の推移比較

Table. 6-6 従来バーナ及び蓄熱式 (リジェネ) バーナ設備概要

項目	従来バーナ	蓄熱式バーナ
使用燃料	COG	COG
燃料使用量	200Nm ³ /h	最大 130Nm ³ /h
バーナ燃焼容量	1000kW	680kW
燃焼用空気温度	常温	900℃ (鍋内1000℃時)
加熱装置重量	2.5t	3.2t

(5) 蓄熱体の性能

Fig. 6-17 は、蓄熱体前後に温度計を取付け、通過するガスの温度を測定し蓄熱体の性能について確認した結果である。

時間 0 から 30 秒までは A バーナの燃焼中であり、高温側(バーナノズル側)の温度は予熱空気温度を示している。設定温度が 1000℃であるため、蓄熱体の温度も、1000℃程度まで加熱されているが、燃焼(送風)状態に切替わると燃焼用空気の通過により蓄熱体含熱は空気顕熱へと変換され、燃焼切替までの間に予熱空気温度は約 800℃まで低下している。このデータより、予熱空気温度は平均して 900℃程度であることが確認できる。低温側は常温の燃焼空気が通過するので常温まで温度が低下する。

時間 30 秒からは B バーナの燃焼状態になる。この間、A バーナは排気側となり高温側温度計は排ガス温度を示すことになる。切替後に設定温度まで温度は回復している。低温側は蓄熱体に熱を奪われて低温になった排ガスの温度を示しているが、蓄熱体の温度上昇に伴い排出温度も上昇している。平均して 170℃程度の排ガスを排気している。

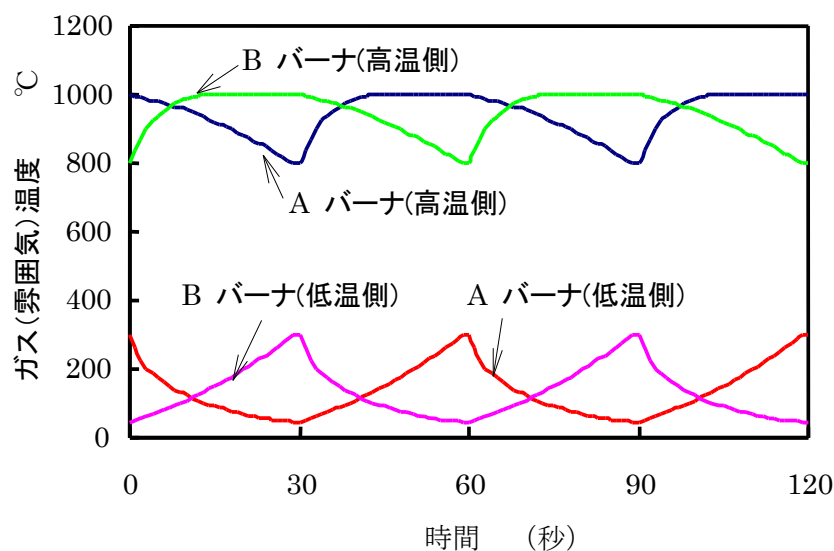


Fig. 6-17 予熱空気及び、排ガス温度の推移

(6) 鍋内温度分布

鍋内部に深さ方向3ヶ所(底部から50mm、1000mm、2000mm)、それぞれ円周方向4ヶ所、合計12ヶ所にCA熱電対を取付け、鍋内壁近傍の雰囲気温度を新旧両装置で測定し、鍋内の温度分布を比較した。Fig.6-18はその測定位置を示したものである。

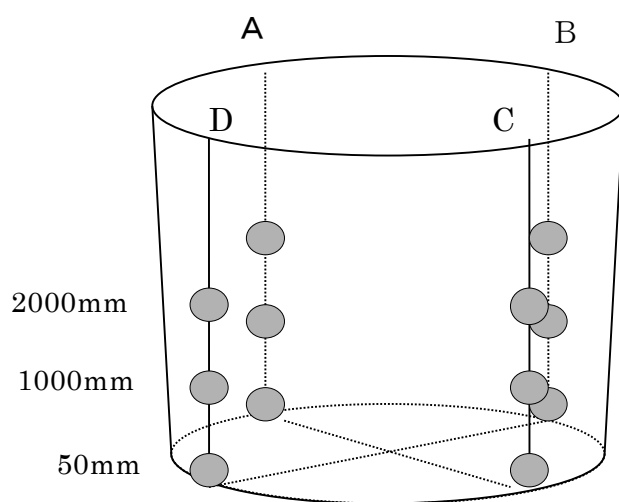


Fig.6-18 鍋内部温度測定位置 (熱電対設置場所)

①周方向温度分布

Fig6-19 は、鍋内制御用温度が目標温度に達し、均熱状態になってからの円周方向鍋内雰囲気温度分布を鍋内高さ別に比較したものである。従来バーナでは、バーナが中心から偏心して設置されているため、バーナに近い部分の温度が高くなっている。

これはバーナから遠く、即ち底部に近づくほど緩和されるものの、温度ばらつきは20～50℃である。一方、蓄熱バーナでは、周方向の温度ばらつきは10～15℃以内であり、従来バーナの半分以下になっている。交番燃焼による効果から鍋内温度は均一化されていることがわかる。

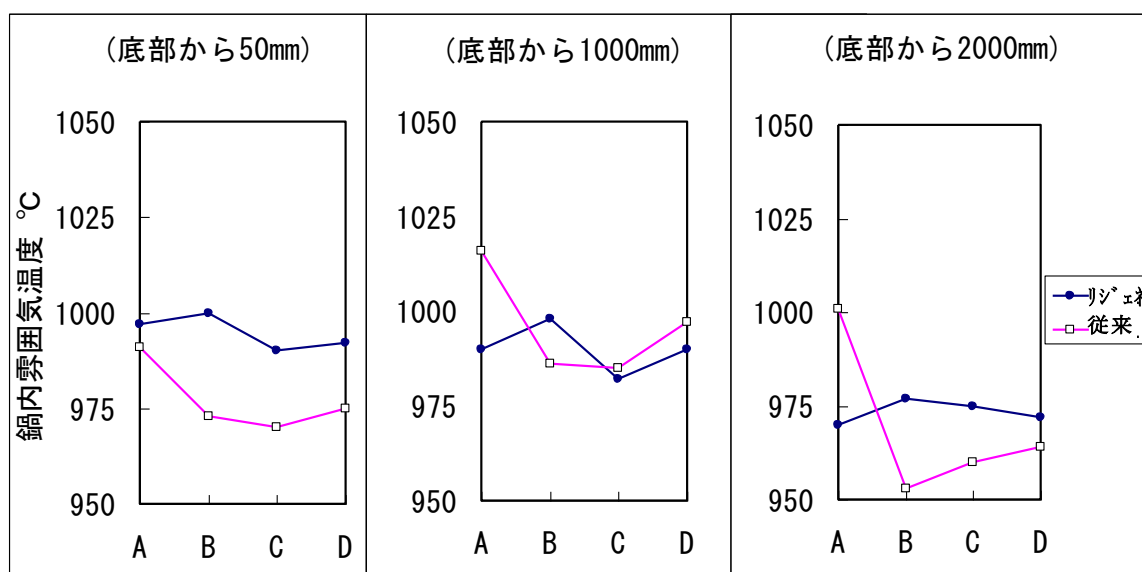


Fig. 6-19 鍋内部雰囲気温度分布の比較 (1)

②深さ方向温度分布

Fig. 6-20 は、特に温度ばらつきの大きかった円周 2 方向について深さ方向の温度分布を示したものです。従来バーナでは底部から 1000mm のところに温度のピークが来ており、これに比べ底部では温度が低くなっています。このときの温度ばらつきは、約 60℃あります。

一方、蓄熱バーナでは、底部に近づくほど温度が高くなっており、鍋中間から底部までの間の温度ばらつきは 30℃程度と、従来バーナの半分以下になっていることが判る。

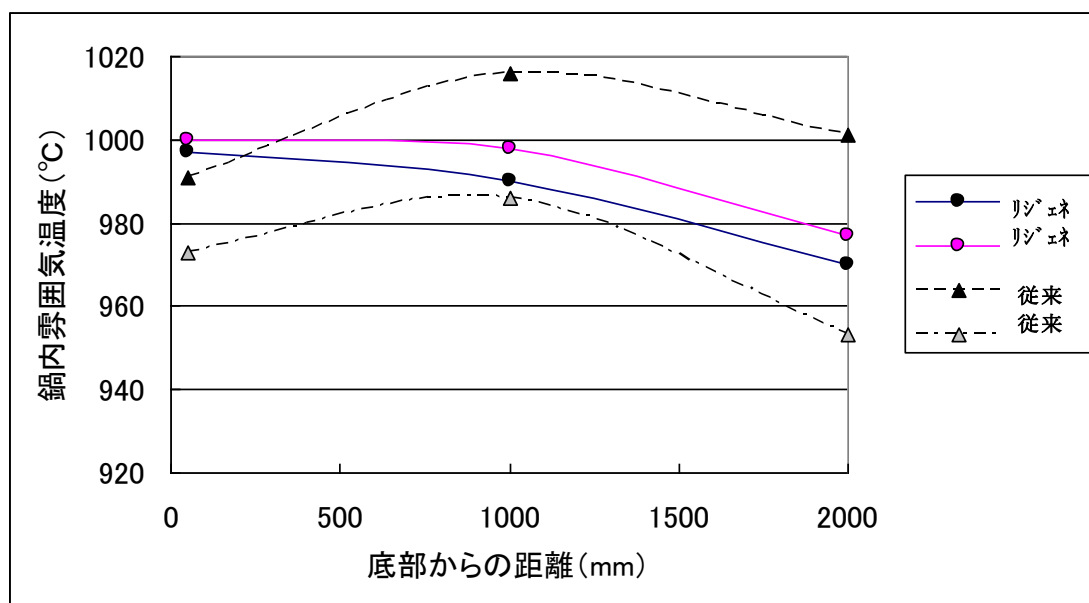


Fig. 6-20 鍋内部雰囲気温度分布の比較 (2)

(7) 導入効果

① 省エネルギー効果

Fig. 6-21 は、蓄熱バーナ導入前後における本設備での熱流れ図を示したものである。(蓄熱バーナの熱流れ図は最もガス量が絞られた状態であり、鉄皮放散熱量は鍋内温度 1000℃で平衡状態の値である。)

従来は、排熱回収装置が設置されていないため、鍋加熱後の 1000℃程度の高温排ガスがそのまま煙道に排出されている。その結果、投入した燃料のうち鍋の加熱(保熱)に使われるのは 30%程度であり、残りは排ガス損失となっています。蓄熱バーナの設置により、高効率で排熱回収が可能となり燃料の燃焼熱のうち 70%以上が鍋の保熱に使用できるようになった。

Table 6-7 に、省エネルギー効果をまとめたものを示す。燃焼使用量に関しては従来は 200Nm³/h で一定であったものが、加熱期で 120Nm³/h、均熱期は炉温の自動制御を導入したことで 70~80Nm³/h まで燃料が絞られ、操業実績の結果から従来に比べ、56%の燃料消費量を削減することができた。

② 耐火物原単位の低減効果

又、蓄熱バーナの交番燃焼による攪拌効果で、鍋の均一加熱性能が向上しました。これにより従来に比べ、耐火物原単価を約 15%削減することが可能となった。

Table 6-7 省エネルギー効果のまとめ

項目	従来バーナ	蓄熱式バーナ
1. 加熱効率	30%	70%
2. 燃料使用量 (昇熱期)	100	60
(均熱期)	100	35~40
(平均)	100	44
3. 月間省エネルギー量 (燃料)	ベース	$2.4 \times 10^6 \text{MJ/M}$
月間省電力量	ベース	$0.1 \times 10^6 \text{MJ/M}$

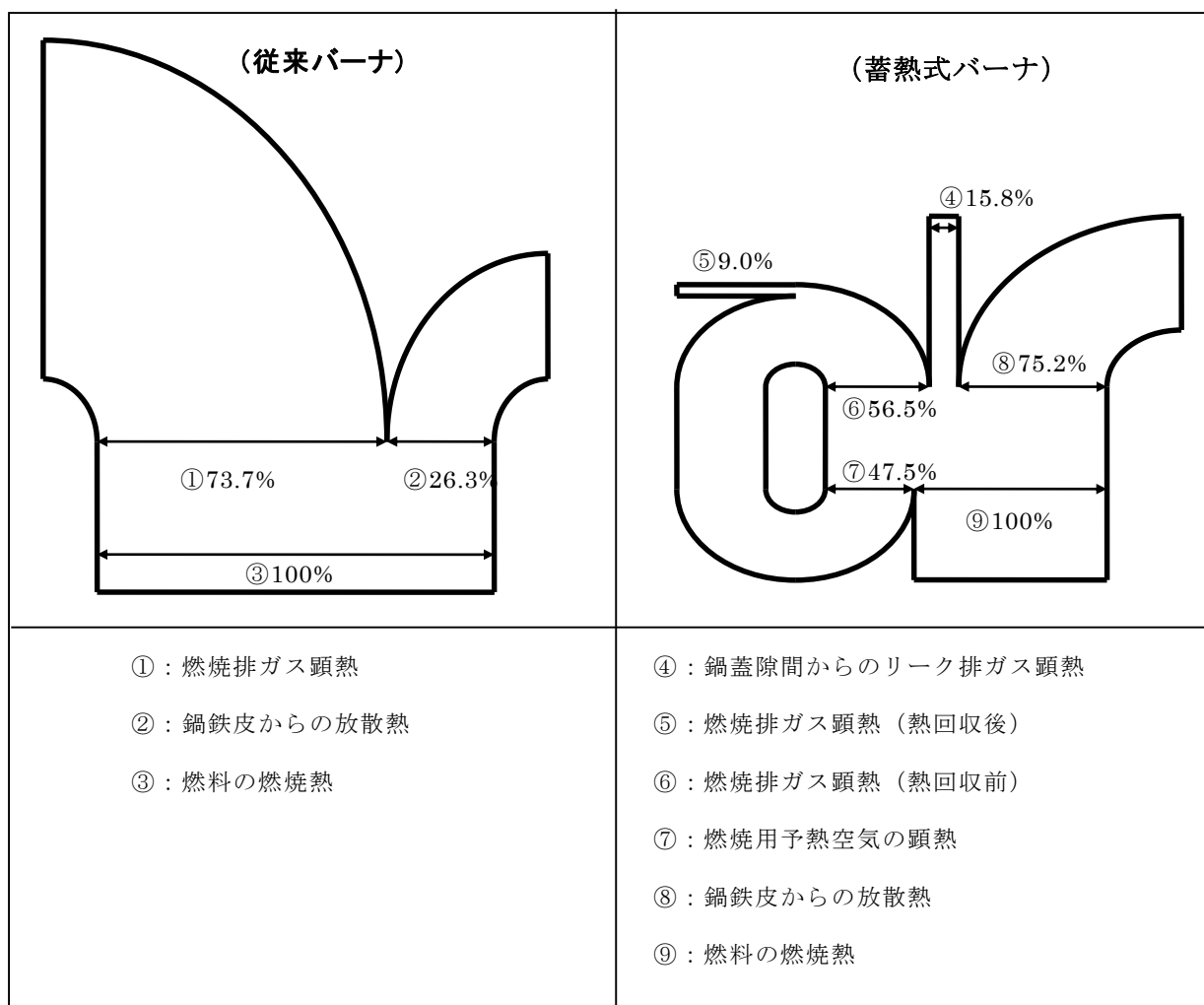


Fig. 6-21 熱流れ図の比較 (従来バーナ及び、蓄熱式バーナ)

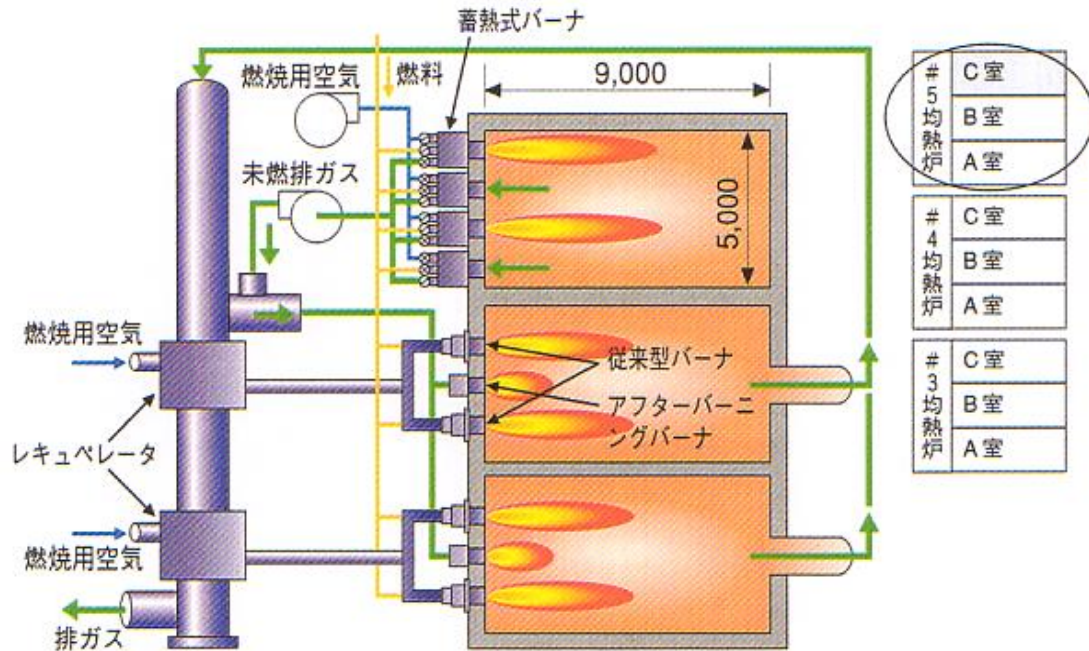
6. 2. 4 均熱炉（バッチ式鋼材加熱炉＋低空気比燃焼）

（1）概要

バッチ式の加熱炉では、鋼材が装入から抽出まで、同一加熱室の中で加熱されるために連続式加熱炉に比べ、排ガス温度が高く、加熱後半では排ガス温度が鋼材の抽出温度とほぼ等しくなり、排熱回収を行う場合、金属式の熱交換器の保護のために希釈空気で排ガスを冷却するため排熱回収効率が犠牲にされていた。バッチ式加熱炉に蓄熱式バーナを用いることで、高温の排ガスを燃焼用空気と直接熱交換出来るため、高効率の排熱回収により 20～30%の省エネルギーが可能となった²⁾。

更に、燃焼雰囲気を不完全燃焼雰囲気とし、鋼材の酸化を抑制する加熱方式も導入されている。高温空気燃焼を利用することで、理論空気以下の不完全燃焼条件においてもススの発生を防止することが容易に実現できる。この場合加熱炉で発生した未燃焼排ガスは、隣接した加熱炉に導入され、鋼材の加熱用熱源として有効に利用されている。加熱システムの概要を Fig. 6-22 に示す。

#5号均熱炉平面図（改造後）



#5号均熱炉3室の機能分担

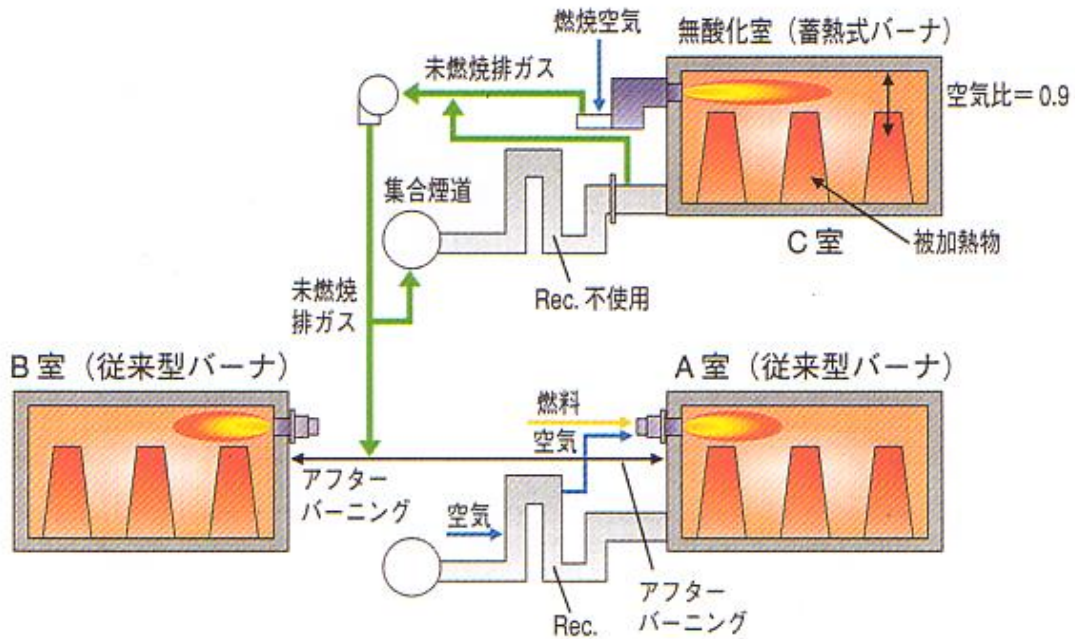


Fig. 6-22 (無酸化) バッチ炉加熱システム概要

(2) 不完全燃焼雰囲気におけるススの発生防止効果について

従来の燃焼法において不完全燃焼（例えば理論空気用の半分程度：空気比 0.5）を行った場合、燃焼雰囲気における空気比に不均一な部分が発生しやすく、平均の空気比が 0.5 であっても部分的には、空気比が小さく 0.3、又は大きく 0.7 である場合がある。特に空気比が 0.3 と小さい部分では、温度も低くなりススが発生する。

従って従来の燃焼法では、ススの発生を防止するためには、いかに燃焼雰囲気を均一にするかが課題であった。

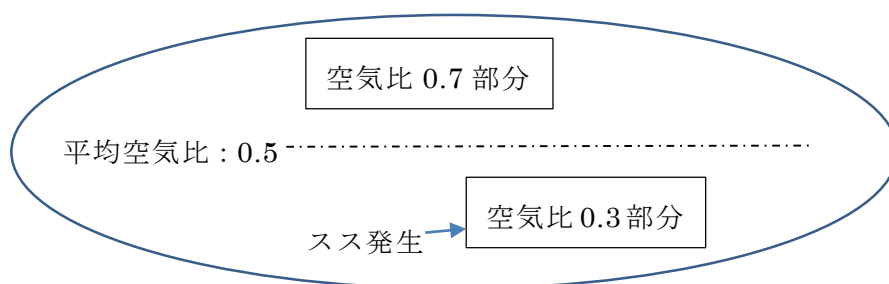


Fig. 6-23 従来の燃焼法でのスス発生のイメージ図

一方、高温空気燃焼では、高温の燃焼用空気と燃料ガスの加熱炉内への高速噴射（毎秒 100m 程度）により、炉内燃焼排ガスによる再循環が発生しており、従来の燃焼法に比べ燃焼領域での雰囲気均一化が達成できていると考えられる。

従って、高温空気燃焼において不完全燃焼（例えば理論空気用の半分程度：空気比 0.5）を行った場合、燃焼雰囲気の均一化効果により、部分的に空気比が低くなる部分が無く、空気温度も燃料の着火温度以上と高く、消えることが無いので、ススの発生はなく燃焼ガスの CO、CO₂ 成分として加熱に寄与できると考えられる。

6. 2. 5 ラジアントチューブ式熱処理炉（燃料転換事例：電気⇒燃料）

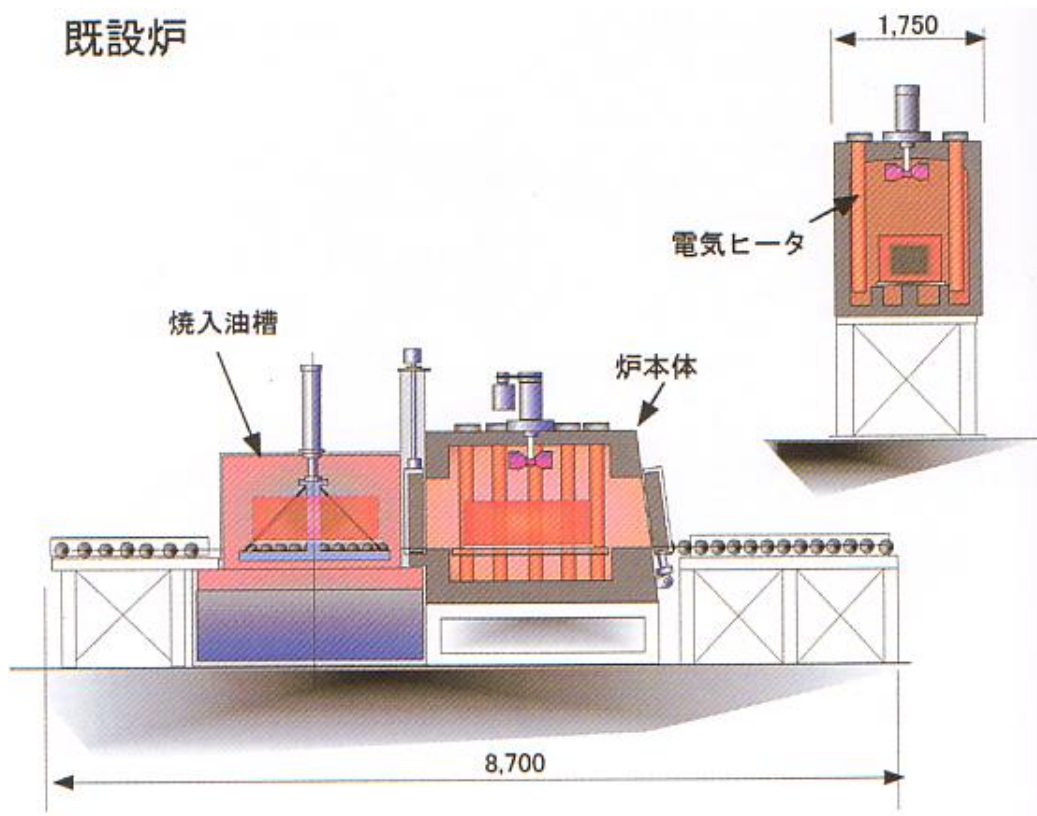
高性能工業炉の適用事例の中で、加熱炉の高性能化に合わせて加熱方式即ち、燃料転換を実施した事例について紹介する。従来、熱処理炉の中で電気ヒータを熱源に用いた熱処理炉がある。電気ヒータを使っている主な目的は、均一加熱が可能であること、制御性が優れていることであった。これらの熱処理炉では、棒状の電気ヒータを側壁に設置して材料加熱が行われていた。

蓄熱式ラジアントチューブバーナが、従来のラジアントチューブバーナの代わりに、省エネルギー、均一加熱、ラジアントチューブ寿命延長を目的にガス燃料を用いた熱処理炉に適用されており、これらの更なる適用拡大として電気ヒータの代替が可能な小口径（ラジアントチューブ外径 3 インチ程度）の蓄熱式ラジアントチューブバーナが開発され、従来電気を加熱源としていた熱処理炉に適用された²⁾。

これはラジアントチューブが小口径のため、従来の電気ヒータのスペースに蓄熱式ラジアントチューブバーナが装置可能であり、大幅な改造を必要としない。そして蓄熱式ラジアントチューブバーナのためラジアントチューブ表面温度分布の均一化が図られているので、電気ヒータと同等の加熱性能を維持できる。改造前後の加熱炉の比較を Fig. 6-24 に示す。

また加熱効率については Table 6-8 に示す様に、電気を燃料焼き発電と想定した場合、発電でのロスがあるため、高効率の蓄熱式ラジアントチューブバーナの利用により、発電を含めた一次燃料換算での加熱効率は向上し、トータルでの省エネルギーが図れることになる。また多くの場合ランニングコスト削減にも繋がる。

既設炉



高性能工業炉

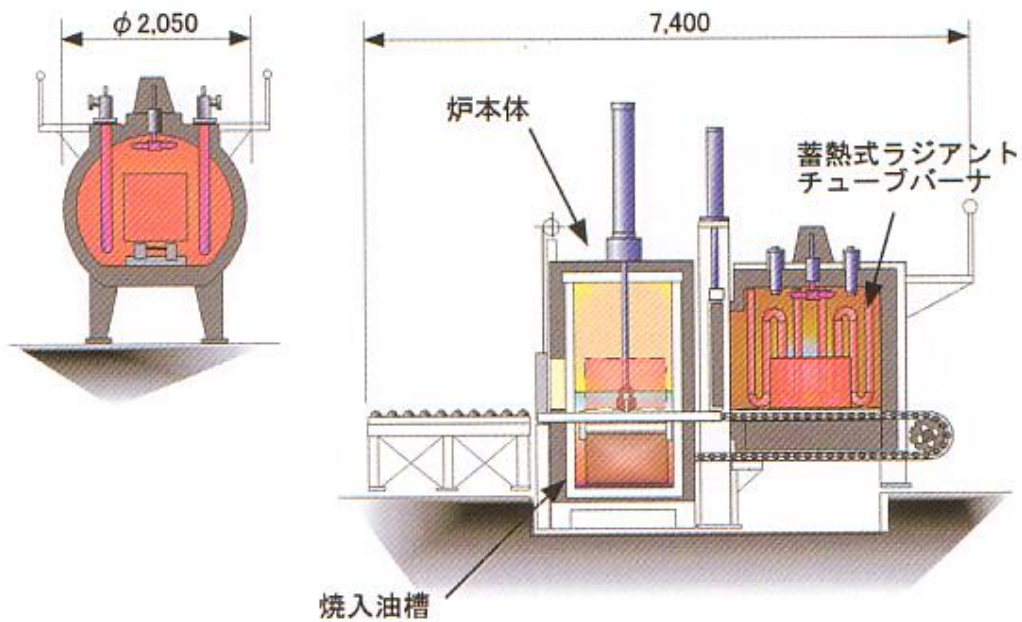


Fig. 6-24 高性能工業炉における燃料転換の事例（バッチ式熱処理炉）

Table 6-8 加熱効率の比較

	蓄熱式ラジアント チューブバーナ	電気ヒータ
ヒータ効率 *1	85.0%	97.0%
加熱効率 *2	38.5%	44.0%
一次燃料換算加熱効率 *3	38.5%	22.0%

*1 ; 加熱炉内への有効熱量 / 投入熱量 × 100%

(加熱炉内への有効熱 = 投入熱量 - 排ガスなど損失熱量)

*2 ; 鋼材の得た熱量 / 投入熱量 × 100%

*3 ; 燃料を用いた電力の発電効率を 50% と仮定して算出

(蓄熱式バーナの場合は、加熱効率と同じ)

6.3 まとめ

高温空気燃焼を用いた高性能工業炉の実用化について紹介した。種々の加熱炉における実用化で、その高効率化（省エネルギー）、低 NO_x、燃料・加熱特性などに関して、確認することが出来た。現在、鉄鋼産業では新設される鋼材加熱炉は、高性能工業炉即ち、蓄熱式バーナを採用した加熱炉が大部分を占めている。さらに、中型の加熱炉及び、部分改造など含め、実用化が拡大している。

第7章 総括

世界中で地球温暖化防止が注目されている昨今、工業炉における省エネルギー技術の主流となった、蓄熱式バーナの基本技術である高温空気燃焼の開発と、これを用いた高性能工業炉の実用化について体系的にまとめた。特にこの技術の中核である蓄熱式バーナは、高効率の排熱回収と低 NO_x の両立を達成したもので、世界的にも画期的な技術である。

第1章では、高温空気燃焼技術と高性能工業の開発の必要性について、地球温暖化の状況や日本のエネルギー消費実態、工業炉の熱効率、大気汚染状況の推移などを含め、背景をまとめた。

第2章では、工業炉において、更なる省エネルギーを達成するため、高効率排熱回収技術として、セラミックハニカムを用いた、蓄熱式熱交換器について、その性能・特質を定量的に解析した。そして、実用上の課題を解決するために、最適な形状及び材質の組み合わせなども検討し、コンパクトで排熱回収効率の高い蓄熱式熱交換器を提案した。

第3章では、高効率の蓄熱式熱交換器により得られた、1300K以上の高温空気を燃焼用空気として用いた場合の燃焼の低 NO_x 対策について、従来の低 NO_x 燃焼技術による検討・対策並びに、新たな発想のもと高温空気燃焼技術による検討・対策について、それらの開発経緯をまとめた。

1300K以上の高温空気を燃焼用空気として用いた場合、燃料及び燃焼用空気の最大噴出速度を既定していた従来の低 NO_x 燃焼技術では、低 NO_x 化に限界があり、国内の NO_x 規制値を十分にクリアすることが出来なかった。そこで 1300K以上の高温空気自体が着火源となることに着目し、燃料及び燃焼用空気の噴出速度をそれぞれ毎秒 100m程度まで高速化して、加熱炉内における燃焼排ガスの自己再循環効果により燃焼場の酸素濃度を低下させることで火炎温度の最高値を下げる事が可能となった。その結果 NO_x 排出濃度の規制値をクリア出来、更に規制値の約半分の 50ppm 程度まで低減することが可能となり、これらを環境調和型蓄熱式バーナとして実用化した。また、高温空気燃焼技術は、気体燃料や液体燃料など種々の燃料を用いた場合でも同等の低 NO_x 効果が得られることが確認出来た。この研究を通して開発されたコンパクトで高効率な蓄熱式熱交換器を用いた高効率排熱回収と低 NO_x を両立させた高温空気燃焼技術は、省エネルギーと環境負荷低減に貢献出来る日本発信の技術である。

第4章では、高温空気燃焼技術における低NO_xの現象について、シミュレーション計算を用いて確認した。その結果、NO_x発生量のシミュレーション結果は、燃焼実験結果とほぼ一致し、合わせて、NO_x生成機構についても考察することが可能となった。従来の燃焼方式で火炎温度のピークが高くNO_x発生量が多い場合は、その大部分が、Thermal NO_xとPrompt NO_xであるが、高温空気燃焼で、燃焼場の酸素濃度が低下した条件では、火炎温度のピークも低減し、NO_x発生量が大幅に低減される。その場合、火炎温度の低下に伴ってThermal NO_xは大幅に低減し、NO_xの主な発生機構は、NNH機構によるものの割合が多いことが分かった。

第5章では、高温空気燃焼を実現した蓄熱式バーナを用いた、高性能工業炉の特徴及び効果について考察した。鋼材の連続式加熱炉等では、従来、炉長を長くして燃焼排ガスと被加熱物との熱交換促進による排熱回収技術が採用されていたが、蓄熱式バーナを用いた加熱炉ではバーナ自体に高効率排熱回収装置が装着されており、この効果で省エネルギーを達成しつつ加熱炉のコンパクト化、即ち、加熱炉の炉長の短縮が可能となった。また、蓄熱バーナの交番切替燃焼及び高速燃焼ガスの加熱炉内雰囲気攪拌効果により、炉内温度分布の均一化が図れ、被加熱物の均一加熱にも効果を発揮する可能性が確認された。

第6章では、開発した蓄熱式バーナを種々の加熱設備に適用した実機適用化事例を示し、それぞれ適用の効果について考察し、取りまとめた。

大型鋼材加熱炉では、省エネルギー効果（約30%）のほか、鋼材の均一加熱効果、低NO_x効果が確認できた。又、取鍋加熱装置では、省エネルギー効果（約50%）のほか、耐火物の均一加熱効果なども確認できた。更に、電気加熱方式の工業炉を高効率の蓄熱バーナを用いた燃料加熱方式に変更することで、発電に用いる一次エネルギーを含めた省エネルギー効果についても確認できた。

以上 本研究により高温空気燃焼の開発と高性能工業炉の実用化について、体系的に開発技術をまとめることが出来、今後の適用拡大のきっかけとなることが望まれる。現時点においては、本開発技術は鉄鋼産業など大型の加熱炉への適用化は進んでいるが、今後、これらの基本技術を応用し、中小型の加熱炉への適用を視野にしたよりコンパクトな蓄熱式バーナの開発が望まれる。又、本開発技術は現在議論されている2030年における温室効果ガス削減対策技術のひとつとして、国内及び海外への適用の展開も期待され、更なる省エネルギー、地球温暖化対策に貢献が出来ると思われる。

参考文献

第1章

1. 「2012 年度（平成 24 年度）の温室効果ガス排出量（確定値）＜概要＞」（環境省）
2. 「エネルギー白書 2014」（経済産業省）
3. 平田 賢 「省エネルギー論」
4. 日本鉄鋼連盟 地球温暖化対策自主行動計画資料
5. 第4版「鉄鋼便覧」 日本鉄鋼協会 第8巻 2編（2002）
6. 新・公害防止の技術と法規 2015 大気編

第2章

1. 「熱交換器ハンドブック」；省エネルギーセンター
2. エネルギー管理士試験研修テキスト；省エネルギーセンター
3. 大学教材「鉄鋼プロセス工学入門」；J F E 2 1 世紀財団
4. Lupton, Don. ” Regenerative Burners in Bloom Reheating Furnace” . STEEL TIMES INTERNATIONAL p.22-25(1989)
5. 新日本製鐵（株）. “熱延加熱炉における蓄熱バーナシステムの特性” . 平成8年度 J F R C 年度大会（1996） .
6. 安岡省. “リジェネレイティブ燃焼の基礎” . 省エネルギー技術セミナー（省エネルギーセンター）（1996）
7. 鈴川豊ほか. “蓄熱式バーナ用蓄熱体の開発”. 鉄鋼協会第132回講演大会(1996)
8. 福嶋信一郎, 秋山俊一, 鈴川豊, 杉山峻一：化学工学会蓄熱・増熱・熱輸送技術研究推進委員会, 第34回研究推進委員会講演資料

第3章

1. 辻・大成：第8回燃焼シンポジウム講演論文集. (1970), 119.
2. 須藤淳ほか. “ハニカム型ハイサイクル蓄熱燃焼システム” 第11回日本燃焼学会-J F R C 合同研究会（1996） .
3. 鈴川豊他：N K K 技報. No.161（1998） . 15-16.

4. 福嶋信一郎, 秋山俊一, 鈴川豊, 杉山峻一: 化学工学会蓄熱・増熱・熱輸送技術研究推進委員会, 第34回研究推進委員会講演資料
5. 森田光宜, 持田晋, 村上英樹, 秋山俊一, 上手雅男: 「日本エネルギー学会誌」. 第80巻 第3号 (2001)
6. NEDO, 高性能工業炉の開発総合成果報告書 (2000)
7. 多田健ほか. 材料とプロセス. Vol.3, p.1486 (1990)
8. Kubota Heat Resistant Alloys. p.25 (1993)

第4章

1. 福嶋信一郎, 秋山俊一, 鈴川豊, 杉山峻一: 化学工学会蓄熱・増熱・熱輸送技術研究推進委員会, 第34回研究推進委員会講演資料
2. 栗原誠矢 広島大学工学部 卒業論文 2015
3. H. Tsuji, A.K. Gupta, T. Hasegawa, M. Katsuki, K. Kishimoto, M. Morita, High Temperature Air Combustion, CRC Press, Boca Raton, 2003.
4. M. Katsuki, T. Hasegawa, Proc. Comb. Inst. 27 (1998) 3135-46.
5. T. Niioka, Proc. of the fifth ASME/JSME Joint Thermal Meeting Conference, San Diego, 1999.

第5章

1. NEDO: 高性能工業炉の開発に関する研究成果報告書 (1998)
2. 杉山峻一他: NKK技報. No.161 (1998) .26-33
3. 島田達哉, 秋山俊一: 工業加熱. Vol. 38, No.5
4. 森田光宜他: 日本エネルギー学会誌. 第80巻第3号 (2001)

第6章

1. 鈴川豊他: NKK技報. No.161 (1998) .17-21
2. NEDO. “高性能工業炉フィールドテスト事業事例集”. 1998~2000

謝辞

本論文の作成は、広島大学大学院工学研究科機械物理工学専攻 石塚悟教授のご指導のもとに行われたものであります。石塚悟教授には、終始一貫した懇切な御指導を賜りました。ここに、謹んで深く感謝申し上げます。また、研究の実施に際しては、広島大学大学院工学研究科機械物理工学専攻 下栗大右准教授はじめ共同研究者である広島大学卒業生、栗原誠矢さん他 研究室の皆様にご心より感謝申し上げます。

なお、論文をまとめるにあたり、親切な御指導と御助言を賜った広島大学大学院工学研究科 西田恵哉教授、遠藤琢磨教授にご心より感謝申し上げます。

更に、環境調和型蓄熱式バーナの開発で、御協力をいただきました日本鋼管（株）エネルギー・熱流体部門の関係者の皆様及び共同開発先の日本ファーンエス工業（株）の関係者の皆様にご深く感謝致します。

2015年9月

秋山 俊一