技術報告
UDC 669.163.23

熱風炉の設計に関する提案*

正田行男**

Proposals of Hot Blast Stove Design

Yukio SHODA

Synopsis:

A new system of fixing the temperature of hot blast for a blast furnace is proposed. This new system is composed of two or more hot stoves and a temperature equalizer which is a heat accumulator filled with checker bricks. The hot blast from a hot stove, whose temperature changes with the lapse of time, is passed through the temperature equalizer.

The hot blast temperature at the exit of the temperature equalizer was calculated in several cases, and the result shows that it can be maintained nearly equal to the average value of the hot blast temperature at the exit of hot stove, as obtained by the staggered-rap-parallel operation.

The second proposal is that the heat transfer coefficient of an ordinary Freyn type checker brick can be increased by 2 to 2.6 times by means of setting reduced inner diameter sections at the gas passages.

By using these newly designed checker bricks, the fuel gas consumption can be remarkably saved and it becomes possible to obtain the desired hot blast temperature with lower combustion gas temperature.

1. 緒　　言

熱風炉から発生する熱風は時間的に温度が低下するので高炉に送風するためには，スタガード・ラップ・パラレル操業法か冷風混合法により，熱風温度を一定にしなければならない．

しかし，時間的に温度低下する熱風を単に蓄熱層を通過させることによつても時間的温度変化を減少させることが可能である．ここに，実用上採用しうるような蓄熱層の構成や性能について述べる．

また，熱伝達係数を増加させることができるチェッカー・レンガの孔の形状を提案し，それを使用することによる燃料ガス使用量の節約について述べる．

なお，蓄熱層の非定常熱伝達の計算方法に関しては，林[1]や山口と福栄[2]の一連の研究があり，本報告の数値計算はこれらの手法によつた．

2. 均温化器

2·1 均温化器の設置位置とその構成

熱風炉装置において送風空気量を一定に保ったとき，もし，熱風温度を一定にするための何らの操作も加えられなければ，熱風本管には時間にほぼ比例して温度低下する熱風が流れる．

いま，このような熱風が流れる熱風本管の一部の Fig. 1に示す位置に，蓄熱材を内蔵した容器（以下，均温化器と称する）を設け，蓄熱材としては熱風炉に使用されている六角柱形のチェッカー・レンガを用い，Fig. 2 のように積層する．

すなわち，蓄熱層断面に一様に孔が分布し，その孔は均温化器の長さの方向に連続し，これらの孔に熱風が通過するように構成する．

問題は，熱風の通過に際し，熱風の経時的温度変化の各時刻において熱風と蓄熱材が熱交換することにより，熱風の経時的温度変化の幅がいかに減少するかにある．

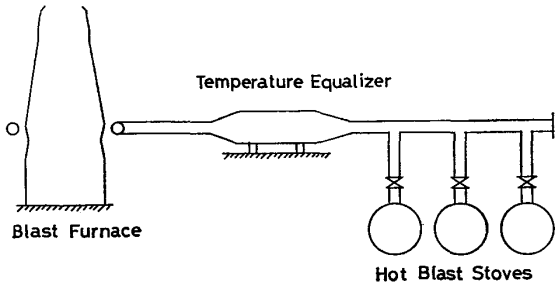

Fig. 1. Hot blast supply system with a temperature equalizer.

* 昭和 52 年 10 月 11 日受付 (Received Oct. 11, 1977)
** 東京理科大 (The Science University of Tokyo), (2-9-12 Matsugaoka Chigasaki 253)

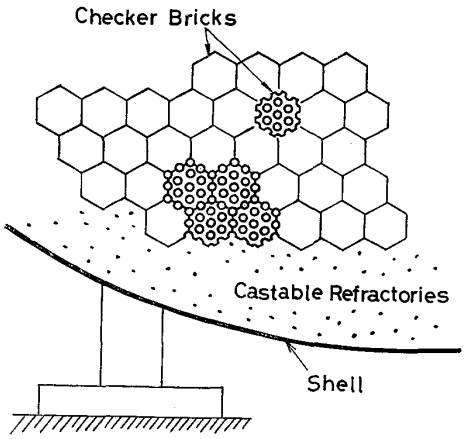

Fig. 2. Main points of constructing a temperature equalizer with checker bricks.

2·2 均温化器の性能

数値的な理解を容易にするため以下に均温化器の蓄熱層は孔径 45.7ϕ のシリカ材チェッカー・レンガによつて積層され，蓄熱層容積当りの伝熱面積＝35.9m²/m³，空隙率＝0.41，熱風の質量速度＝6 kg/m²s として均温化器の性能を解析する．

Fig. 3 は均温化器に入る熱風温度が 1 450°C から 1 250°C まで 1 800 s 間に時間に比例して低下するとき，均温化器入口からの長さが 3m, 6m, 9m の各位置におけるチェッカー・レンガおよび熱風の経時的温度変化を示す．

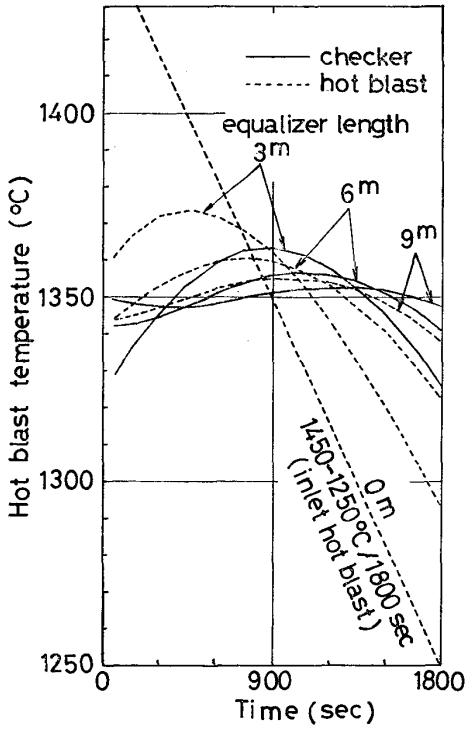

Fig. 3. Temperature change of hot blast and checker at the outlet of a temperature equalizer with different length.

この図によれば，長さ 9m にて熱風温度は最高 1 355 °C，最低 1 338°C であり，1 350°C +5°C および −12 °C である．しかし，計器にて温度測定をした場合，温度目盛の 1% は計器誤差範囲と考えられるから，温度の時間的平均値 1350°C が記録されるだろう．したがつて，長さ 9m にて実用上一定温度とみなすことのできる熱風を得ることができる．

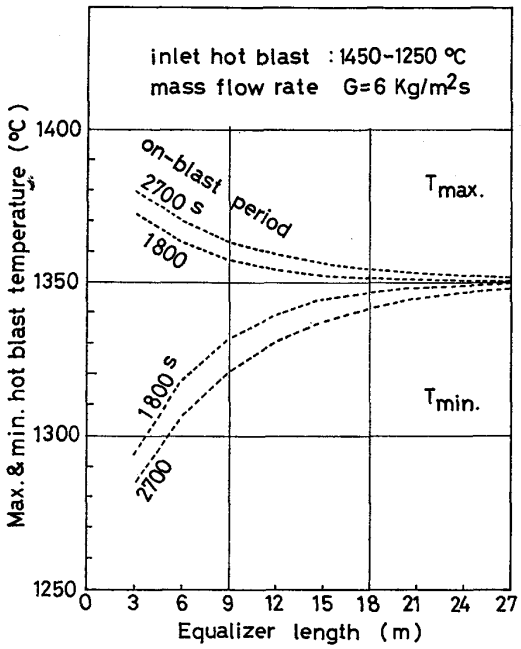

Fig. 4. Effect of on-blast period and length of temperature equalizer.

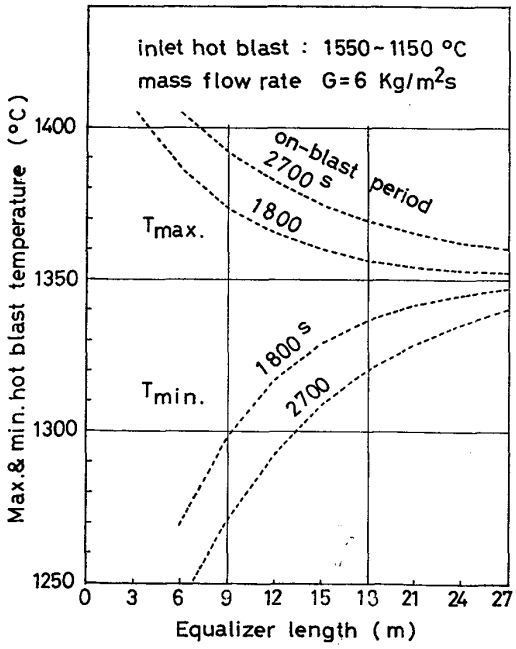

Fig. 5. Effect of increased inlet hot blast temperature change in temperature equalizer.

Fig. 4 は均温化器に入る熱風が 1 450°C から 1 250 °C まで 1 800 s または 2 700 s 間に時間に比例して低下する場合について近似計算を行つたものであるが，熱風の最高温度 $T_{max.}$ と最低温度 $T_{min.}$ が均温化器の長さとともに均温化器に入る前の熱風の平均温度に近づく情況を示す．ただし，最高，最低温度とは Fig. 3 のように描いた各位置における熱風の最高，最低温度である．

均温化器に流入する熱風温度の変化幅が増大して，はじめの温度 1 550°C から最終時温度 1 150°C まで低下する場合，質量速度 $G=6$ kg/m²s であると Fig. 5 のように均温化しにくくなり，1 800s の送風時間に対して均温化器蓄熱層の長さは約 20m になる．この場合，蓄熱層断面積を増大して $G=4$ kg/m²s にとれば Fig. 6 のように 12m 程度となる．

しかし，均温化器の寸法が過大でないためには，流入する熱風温度の変化幅は 350～400°C を越さないことが望ましく，この値を越す場合は，熱風炉の蓄熱層高を増大すべきであろう．

Fig. 7 は均温化器の長さが 12m であった場合において，はじめ 1 450°C から 1 250°C まで 1 800 s 間に低下する熱風が流れていたとき，急に 1 400°C から1 200 °C まで 1 800 s 間に低下する熱風に変更された場合に，均温化器出口熱風温度が回を重ねるにつれて，どのように変わるかを示す．

高炉に対して，熱風温度レベルが急に 50°C も変更されることはないが，そのような場合，熱風温度が回を追つて変化することを操業者は知らなければならない．しかし，回を追つての変化の模様は，あらかじめ計算によつて知ることができるから，これが均温化器の欠点になるとは思えない．

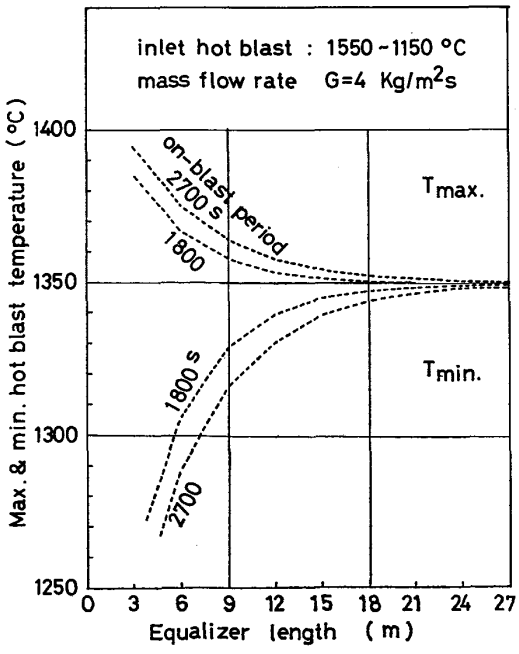

Fig. 6. Effect of decreased hot blast mass flow rate in temperature equalizer.

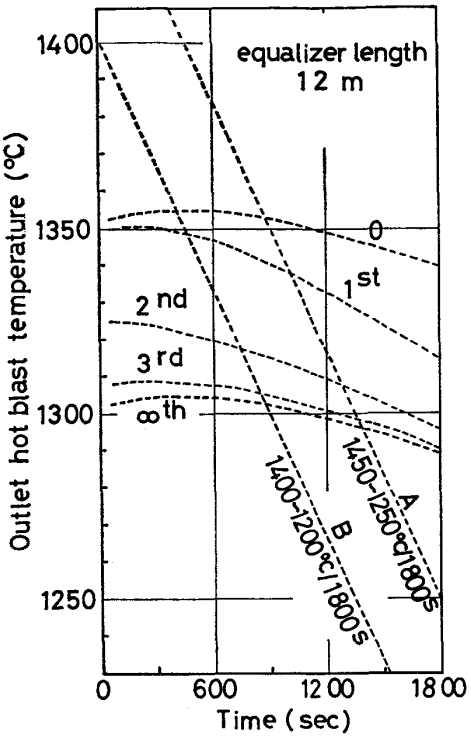

Fig. 7. Successive temperature change of hot blast out of a temperature equalizer after a sudden change of inlet hot blast temperature from A to B.

以上により，均温化器の蓄熱層の概略寸法は，熱風の質量速度 G を 6 kg/m²s にとれば，送風空気量が 6 100 Nm³/ min の場合に，空気の密度を 1.28 kg/Nm³ として，蓄熱層直径は 5.3m となり，蓄熱層長さは送風切換え時間，所期の熱風温度変化幅，あるいは熱風温度変更時の応答性等を考慮して，9～18m になると思われる．

冷風混合法にて，送風量 6 100Nm³/ min，設計温度 1 300°C の蓄熱層は直径 7.7m 程度，層高は 50m 程度であるから，上記均温化器蓄熱層寸法は断面積において 1/2，長さにおいて 1/4 程度である．

2·3 均温化器設置の効果

均温化器を設置することにより，経時的に変化する熱風の温度をほぼ一定温度にすることができること，およびその一定温度が均温化器に入る熱風の経時的平均温度であることを以上に説明した．

熱風の経時的温度差はほぼ熱風炉の蓄熱層高に反比例するから，前記の結論は，均温化器を設置すれば，冷風混合法による熱風炉の蓄熱層高を 1/2 の高さにしうるということである．

あるいは，既設の熱風炉装置に均温化器を附帯させたときは，もとの熱風の経時的温度変化の量の 1/2 だけ，熱風温度を上昇させ得るということである．

均温化器を設置した熱風炉装置をスタガード・ラップ・パラレル操業法による装置と比較すれば，熱風の経時的温度変化の平均値を熱風温度としうる点において同一であるが，スタガード・ラップ・パラレル操業法のように4基の熱風炉を必要としない．ラップ・パラレル操業法は実際上は，熱風を任意の指定温度において一定にする操業法であつて，操業者が熱風の経時的平均温度を指摘できない限り平均温度を熱風温度とする操作と言うことはできない．

均温化器を設置すれば，非鉄金属精錬における1基燃焼，1基送風の場合においても熱風平均温度を熱風温度とすることができる．

さらに，コークス乾式消火装置において，循環ガスの温度変動を均温化するために，各装置ごとに均温化器を設置することもできる．

3. 熱伝達係数を増加したチェッカー・レンガ

3·1 従来の熱伝達係数増加のアイデア

従来のチェッカー・レンガの熱伝達係数増加のためのアイデアはいずれもチェッカー・レンガの孔をテーパー孔にすることであったようで，1917 年にはすでに特許が与えられたといわれる．その後，Böhm[3]が 1933 年に数種類のテーパー孔について熱伝達係数の実験式を発表し，その要点は 1968 年の Razelos[4]の論文などにも記載されている．

しかし，熱伝達係数を増加しても圧力損失の増大に見合うメリットを指摘することができず，今日ではあまり行われていない．

しかし，圧力損失の増大の不利を十分補うに足るようなメリットを燃料ガス使用量の節約に指摘することができる．ただし，チェッカー・レンガの高さはレンガ積層作業の能率上から，現在の 180 mm 程度が望ましく，熱伝達係数の増加倍率は燃料節約のメリットが顕著であるために，2倍程度であることが望ましい．しかしテーパー孔のものは，実験値から判断して，これらの要求を満せないと思われる．

3·2 提案するチェッカー・レンガの孔の形状

森ら[5]は2次元流路に 5.7 mmϕ の針金を流れに直角に置いた実験を行い，突起物を設けることにより熱伝達係数が増加する理由として，突起物の背後にて流れがはく離し，速度こう配の非常に大きい部分が発生し，その部分において乱流エネルギの生産が活発に行われる．そのため，伝熱表面付近の乱れ強さが増大し，熱伝達係数が増加するのであると説明した．

Nunnor[6]は，高さ 4 mm の半円形断面のリングを 41 mm および 82 mm のピッチで，内径 42 mmϕ の管内に設置し，熱伝達係数を平滑円管内面の 2.8 倍および 2.5 倍に増大した．

一般に多く用いられているチェッカー・レンガの孔径は 45.7 mmϕ であり，チェッカー・レンガの高さは 180 mm であるので，著者は 45.7 mmϕ の内径の管に突起物として各種の矩形断面のリングをピッチ 180 mm にして配置し，熱伝達係数および管内摩擦係数 λ_f を測定した．

測定結果は Table 1 に示す．Table 1 の値は，リング幅が 5 mm のものと 30 mm のものとにおいて同一であり，リングの突出角が 45° のものと 90° のものにおいても同一であった．また1つの突起物については，測定された熱伝達係数と平滑円管内面の熱伝達係数の比（以下，増加倍率と称する）α_r，および測定された管内

Table 1. Effect of reduced inner diameter sections which are settled at 180 mm intervals in pipe of 45.7 mm inner diameter.

Reduced inner diameter (mm)	39	37	35
Rate of increase in heat transfer coefficient α_r	1.7	2.1	2.5
Friction factor λ_f	0.09	0.17	0.35

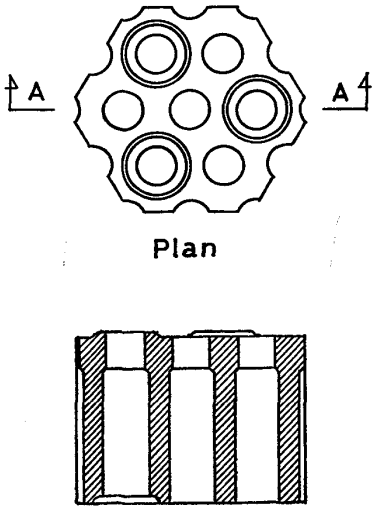

Fig. 8. Form of a checker brick which has reduced inner diameter sections to increase the heat transfer coefficient.

摩擦係数 λ_f は，通常の乱流促進体を設けた管と同様，レイノルズ数に関係なく一定であった．

以上の実験にもとづいて，チェッカー・レンガの孔の形状として，Fig. 8 のごとく，孔の片端において，長さ 30 mm にわたって直径縮小部を設け，その部分の直径をたとえば 37ϕ とすることを提案する．この場合，熱伝達係数の増加倍率 α_r は 2.1，管内摩擦係数 λ_f は 0.17 になる．

3·3 積層の比較

Fig. 8 に示した形状のチェッカー・レンガは，一般のチェッカー・レンガと全く同様に積層することができる．また，この積層は燃焼ガス通風時においても空気通風時においてもレイノルズ数に無関係に，それぞれの強制対流熱伝達係数を同じ増加倍率で増加し得る．

いま，蓄熱層高 30m の熱風炉において，1 400°C の燃焼ガスを質量速度 $G_g=1.26$ kg/m²s で 3 200 s 通風し，200°C の空気を質量速度 $G_a=2.80$ kg/m²s で 1 800 s 間通風する場合について検討する．

Fig. 9 は平滑な孔を有する従来のチェッカー・レンガで積層した場合の計算であり，Fig. 10 は熱伝達係数の増加倍率 α_r が 2 のチェッカー・レンガで積層した場合である．両図は燃焼ガス通風終了時，すなわち送風開始時，および燃焼ガス通風開始時，すなわち送風終了時の両時点における燃焼ガス，チェッカー・レンガおよび送風空気の温度を蓄熱層高を横軸にとって描いたものである．

その中，熱風の送風開始時温度および最終温度と，燃焼排ガスの燃焼ガス通風開始時温度および最終温度は計算値を記入した．

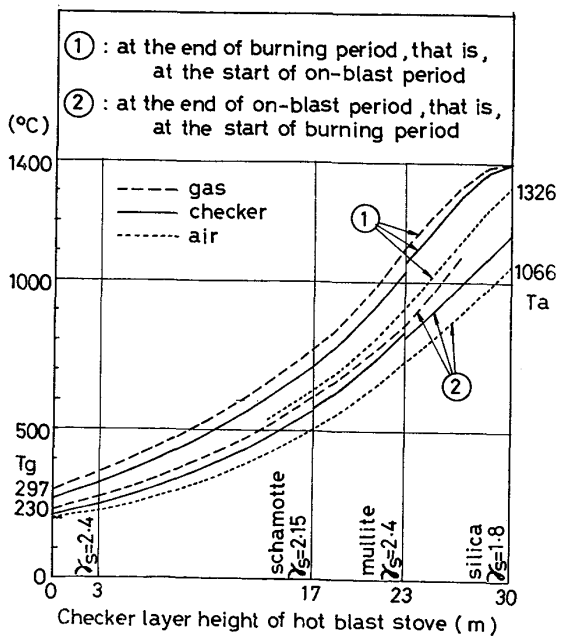

Fig. 9. Temperature distribution in a hot blast stove using ordinary checker bricks.

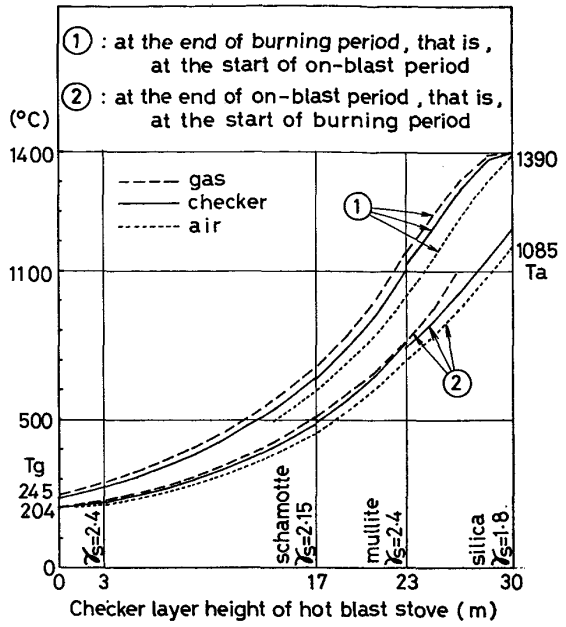

Fig. 10. Temperature distribution in a hot blast stove using the checker bricks with doubly increased heat transfer coefficient.

また，チェッカー・レンガの材質は図示のように，いずれの場合も，層高 0～3m の間はかさ比重 2.4 のムライト，3～17m の間はかさ比重 2.15 のシャモット，17～23m の間はかさ比重 2.4 のムライト，23～30m の間はかさ比重 1.8 のシリカとした．

Fig. 9 において熱風平均温度は 1 196°C，排ガス平均温度は 264°C であるのに対し，Fig. 10 においてはそれぞれ 1238°C および 224°C である．すなわち，α_r が 2 の場合は熱風平均温度が 42°C 上昇し，排ガス平均温度は 40°C 低下し，熱風最終温度は 19°C 上昇する．

また，圧力損失は燃焼ガス通風最終時において，Fig. 9 の場合は 29 mm 水柱であり，Fig. 10 の場合は 141 mm 水柱であるが，それに伴う燃焼用空気ブロワーの動力増加は，送風空気量 6100Nm³/ min, の熱風炉装置に対して 77.7kW にすぎない．

3·4 チェッカー・レンガ形状改善の効果

形状改善の効果を巨視的に判断するために，Fig. 11 のように計算結果をまとめた．Fig. 11 においては横軸に熱風平均温度をとった．熱風平均温度はスタガード・ラップ・パラレル操業あるいは先述の均温化器を設置した場合に熱風温度とすることができる．また縦軸には単位熱風量当りの燃料ガスの熱量消費量を kcal/Nm³ 単位で示した．

蓄熱層は Fig. 9 について述べたと同じチェッカー・レ

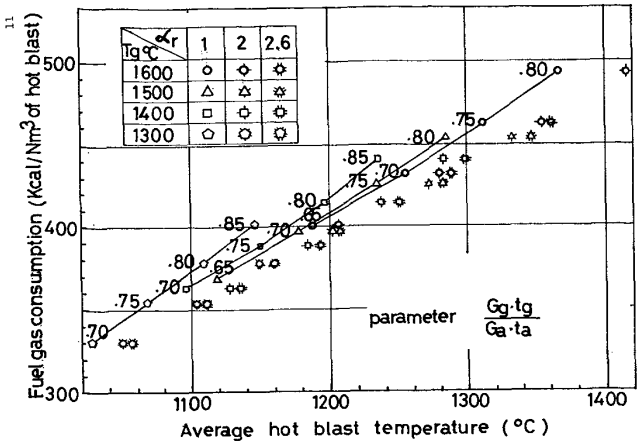

Fig. 11. Fuel gas calory consumption of a hot blast stove.

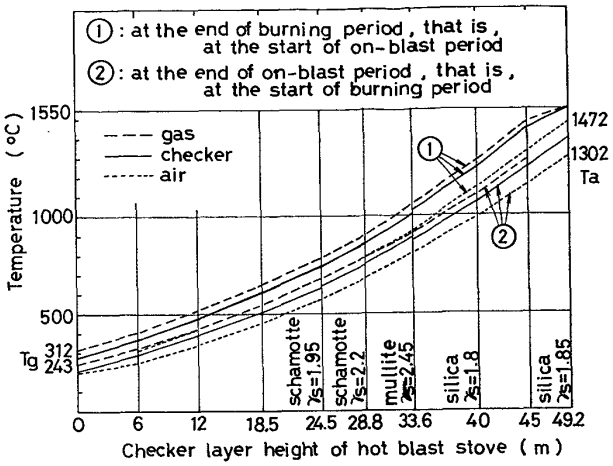

Fig. 12. Temperature distribution in a hot blast stove which generates 1300°C hot blast by cold blast mixing method.

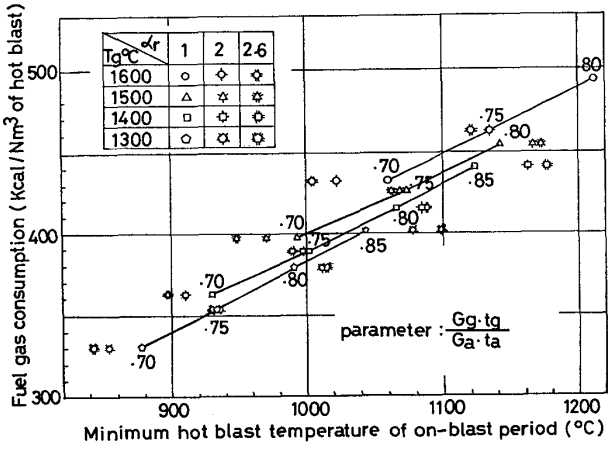

Fig. 13. Fuel gas calory consumption against minimum hot blast temperature of on blast period.

ンガの 30m 層高の積層とした．また，いずれの場合も送風空気は 200°C の加湿空気で，質量速度 G_a は 2.8 kg/m²s，送風時間 t_a は 1 800 s とした．

このように送風条件を同一としたときは，熱風平均温度は燃焼ガス温度 T_g と燃焼ガス量によつて定まるから，燃焼ガス温度 T_g を図中記載の記号で標示し，燃焼ガス量を数値のパラメーターで表示した．ただし，燃焼ガス量のパラメーターは$\frac{G_g t_g}{G_a t_a}$であって，燃焼ガス通風時間 t_g 中に通風した燃焼ガスの総量 $G_g t_g$ と，空気通風時間 t_a 中に通風した空気の総量 $G_a t_a$ の比である．$G_a t_a$ が同じであるとき，$G_g t_g$ が同じである限り G_g と t_g が変化しても計算結果はほとんど同じである．同様に，$G_g t_g$ が同じであるとき，$G_a t_a$ が同じである限り G_a と t_a が変化しても計算結果はほとんど同じになる．

また，チェッカー・レンガの熱伝達係数を増加しない場合を増加倍率 $\alpha_r=1$ で示し，Fig. 9 のような計算を多数行つて燃料ガスの熱量消費量と熱風平均温度を求め，Fig. 11 に実線で示した．これに対し熱伝達係数を2倍にした場合を増加倍率 $\alpha_r=2$ として示し，2.6 倍にした場合を $\alpha_r=2.6$ として示した．

Fig. 11 より，燃料ガスの熱量消費量を比較検討する．冷風混合法による熱風炉では，同一送風量で 1 300°C の熱風温度を得るには，Fig. 12 のごとく，燃焼ガス温度＝1 550°C，蓄熱層高＝49m，熱量消費量＝482kcal/Nm³ となる．これに対し，均温化器を設けた場合は Fig. 11 より，$\alpha_r=1$ の場合，蓄熱層高＝30m，燃焼ガス温度＝1 600°C，$\frac{G_g t_g}{G_a t_a}=0.74$ として，熱量消費量 458kcal/Nm³となり，$\alpha_r=2.6$ の場合は蓄熱層高＝30m，燃焼ガス温度＝1 400°C，$\frac{G_g t_g}{G_a t_a}=0.85$ として，熱量消費量＝438kcal/Nm³ となる．かつ，前者の場合の熱風の温度変化幅は 360°C であり，後者の場合は 248°C である．

Fig. 13 は Fig. 11 の計算における熱風の最低温度を横軸にとり，縦軸および記号やパラメーターは Fig. 11 と同一として描いた．この図より熱伝達係数を増加した場合の熱風最低温度の変化を知ることができる．

両図の対応する点の温度より熱風の温度変化幅を知ることができるが，変化幅が過大なときは均温化器あるいはラップ・パラレル操業法によつても熱風の一定温度を確保し難くなるから，変化幅が過大になるような範囲を避けて操業するか，または，変化幅が過大にならないよう設計の段階で熱風炉の蓄熱層高を高くしておくべきである．

3·5 形状を改善したチェッカー•レンガの耐久性

チェッカー・レンガの孔の直径縮小部の突出角度が 45° であっても 90° のものと熱伝達係数の増加倍率 α_r

に差異がないから，直径縮小部隅に粉粒の付着堆積があっても α_r は減少しない．

また，直径縮小部長さは 30 mm のように長くとりうるから，この部分が粉粒を含むガス流によつて摩滅するおそれがない．

したがつて，提案した形状のチェッカー・レンガは長期の使用に耐えうるものと考えられる．

4. 結　　言

均温化器に熱風を通過させるだけで，熱風の経時的温度変化は実用上消滅し，熱風は均温化器に入る前の経時的温度の平均温度となつて均温化器より出ることを説明した．均温化器は熱風入口および出口とも高温となるため，熱風炉におけるようなチェッカー・レンガ支持金物を使用することができない．本報告における均温化器では，六角柱形のチェッカー・レンガが積層した場合に安定性がよいことに着目して，蓄熱層を横置きとすることにより解決を図つたが，実装置の設計・建設にあたつては，さらに多くの工夫が必要であろう．

また，チェッカー・レンガの孔の一端の直径を縮小することにより，熱伝達係数を2倍以上にすることができることを実験結果により説明し，このようなチェッカー・レンガを積層した熱風炉は燃料ガスの熱量消費量の節約となり，より低い燃焼ガス温度で目的の熱風温度を得ることができることを述べた．

文　　献

1）林　二識：航空宇宙技術研究所報告 TR-52 (1963)

2）山口富夫，福栄久宜：Mitsubishi Technical Bulletin, No. 48 (1967)

3）*H. H.* Böhm: Arch. Eisenhüttenw., 6 (1933) 10, p. 423

4）*P.* Razelos and *V.* Paschkis: Iron Steel Eng., (1968), Aug. p. 81

5）森　康夫，大黒崇弘：日本機械学会論文集（第2部）38（昭47-4）308 号，p. 832

6）*W.* Nunner: VDI-Forschnungs, 455 Ausgabe B Band 22 (1956)