

Table 3. Shutter strength and size distribution of sinter.

Item	Shutter strength %	Size distribution mm								Mean size
		-5	5~10	10~25	25~35	35~50	50~75	75~100	+100	
Water cooling	75.2	11.7	29.1	37.1	8.0	4.5	4.8	3.7	11	21.3
Air cooling	79.7	7.3	27.4	43.2	10.3	5.7	4.1	1.8	0.2	20.2

Table 4. Operation data of No. 1 & 2 blast furnace.

Item	B. F. No. / Period	No. 1 B. F.			No. 2 B. F.		
		S 37/6~7	S 38/1~3	Difference	S 37/6~7	S 38/1~3	Difference
Daily production	t/d	738	761	⊕28	1069	1057	⊖12
Fuel ratio	kg/pt	560.3	562.4	⊕2.1	568.9	550.9	⊖18
Flue dust	kg/pt	47.6	42.5	⊖5.1	78.8	28.9	⊖49.9
Blast volume	m ³ /mn	827	854	⊕27	1157	1136	⊖21

炉別に検討した。なお比較期間は両高炉共重油吹込を実施している時期を考えた。その比較表を Table 4 に示す。この結果からわかる如く出鉄量 (t/d) で No. 1 BF は +28 t/d と大巾に増産になつているにも拘らず No. 2 BF では ⊖12 t/d となつている。この t/d は休風補正のみを行なつた値であるが、送風量の補正をも加味すると No. 1 BF で送風量 ⊕27 m³/mn で ⊕5 t/d, No. 2 BF では送風量 ⊖21 m³/mn で ⊕11 t/d となる。また燃料比に関しては装入物補正を行なつた数値であるが、No. 1 BF で ⊕2.1 kg/pt No. 2 BF で ⊖18 kg/pt となつている。いずれにせよ操業条件の異なる実績比較を行なうことは種々の条件で問題は多いが今回の場合その効果は充分あつたと考えられる。なおこの他に特に目立つたものはダスト量である。これは主として焼結鉄の強度の上昇ひいては炉前粒度の向上が、スリップなどの悪要因を減少させたためと思われる。No. 2 BF における送風量の減少も大きく役立つていると考えられる。

V. 総 括

以上鉄鉱石および焼結鉄の粒度の向上およびその高炉操業に与えた効果を簡単に述べたが、大略次のことがいえると考えられる。

- (1) 鉄鉱石の粒度を 5~30mm の範囲に管理することが可能となつた。
- (2) 空冷焼結鉄は水冷焼結鉄に比し強度が向上し、炉前粒度 -5mm が減少する。
- (3) 装入物の粒度管理を強化することにより出鉄量燃料比に好結果をもたらした。
- (4) 空冷焼結鉄を使用することによりダスト量の減少があつた。

なお今後の問題として副原料その他の粒度管理の強化や鉄鉱石、焼結鉄の最適粒度の検討を行なう必要があると考える。

669,162,238

(23) 熱風炉高熱操業のための一解析

日本鋼管本社技術部 辻 本 嘉 伸
 " 川崎製鉄所 宮 下 恒 夫
 " 技術研究所 田 島 治
 " 川崎製鉄所 O 坪 井 邦 夫

Study on the High Blast Temperature Operation of Hot Stove.

Yoshinobu TSUJIMOTO, Tsuneo MIYASITA, Osamu TAZIMA and Kunio TSUBOI.

I. 緒 言

熱風炉蓄熱室内の格子積煉瓦とガス(および送風空気)の間の熱伝達を解明するために物理的なシュミレーションモデルを作成し、境界条件を与えて、デジタルコンピュータでチェッカー内各点の煉瓦表面・燃焼排ガス・送風空気などの温度の時間的変化を計算した。これ等の2~3について実際操業上で実験を試みたところ、略々シュミレーションによる解析結果と一致し、例えば、同一燃料消費量下でも切替時間・燃料投入プログラムなどを適当に選ぶことによつてある程度の効率の改善が行なわれ、より高い風熱を得ることが判つた。

II. 蓄熱室の熱伝達を表わす方程式

Fig. 1 において、次のような仮定を与える。

- ① 炉体から外部への放散熱量を無視する。
- ② 煉瓦内熱伝導は炉の水平方向の1次元で表わす。
- ③ 排ガス(空気)の温度は水平断面内で一定である。
- ④ 煉瓦の厚さを一定として考える。(2d)

そうすれば煉瓦温度 $\theta_b = \theta_b(x, y, t)$ および排ガス(空気)温度 $\theta_g = \theta_g(y, t)$ は、次の微分方程式に従う。

$$\partial\theta_b/\partial t = (K_b/C_b\rho_b) \cdot (\partial^2\theta_b/\partial x^2) \dots \dots \dots (1)$$

$$\partial\theta_g/\partial t = \pm (WL/m) \cdot (\partial\theta_g/\partial y) - (hA/mC_g) \cdot [\theta_g - \theta_b(x=0)] \dots \dots (2)$$

ただし(2)式の右辺の記号は、燃焼時に正、送風時に

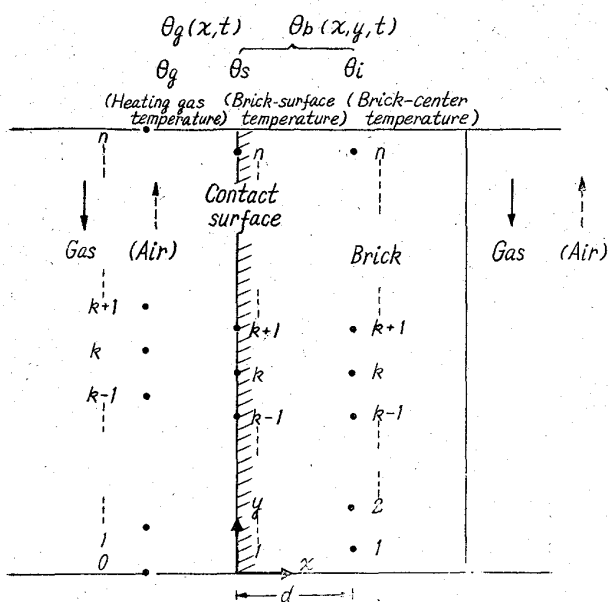


Fig. 1. Sectionalized stove diagram.

負をとる。上式の境界条件は、次式で与えられる。

$$(\partial\theta_b/\partial x)_{x=0} = -(h/K_b) \cdot [\theta_g - \theta_b(x=0)] \dots (3)$$

$$(\partial\theta_b/\partial x)_{x=d} = 0 \dots (4)$$

$$\theta_g(L, t) = \theta_o(t) \dots (\text{加熱時}) \dots (5)$$

$$\theta_g(0, t) = \theta_a \dots (\text{送風時}) \dots (6)$$

以上の式中の記号の意味は

- K_b, C_b, ρ_b : 煉瓦の熱伝導率, 比熱, 密度
- W : 排ガス (空気) の質量流量
- L : 蓄熱室高さ
- C_g : 排ガス (空気) の比熱
- h : 排ガス (空気) と煉瓦間の総括伝熱係数
- A : 蓄熱室の全伝熱面積
- m : 蓄熱室内の排ガス (空気) 温度
- θ_o : ドームにおける排ガス (空気) 温度
- θ_a : 蓄熱室入口空気温度

方程式(1), (2)のままでは、コンピュータでシュミレートすることに不都合なので、(2)式の各項をラウンドで評価し、次の如く変形する。

$$|\partial\theta_g/\partial t| \approx 1 \sim 10 \text{ deg/mn}$$

$$\ll (WL/m) \cdot (\partial\theta_g/\partial y) \approx$$

$$(hA/m C_g) \cdot [\theta_g - \theta_b(x=0)] \approx$$

$$50,000 \sim 90,000 \text{ deg/mn}$$

故に(左辺) = 0 とおいて、

$$\partial\theta_g/\partial y = \pm (hA/WL C_g) \cdot [\theta_g - \theta_b(x=0)] \dots (2)'$$

ここで、連立方程式(1), (2)を、境界条件(3), (4), (5), (6)と共に x, y 方向について差分表示に改める。

$$d\theta_{ik}/dt = (2K_b \rho_b d^2) \cdot (\theta_{sk} - \theta_{ik}) \dots (7)$$

$$d\theta_{sk}/dt = (K_b/C_b \rho_b d^2) \theta_{ik} + (h/C_b \rho_b d) \theta_{gk} + (h/2C_b \rho_b d) \theta_{gk-1} - \{(K_b + hd) / C_b \rho_b d^2\} \theta_{sk} \dots (8)$$

$$\theta_{gk} = (2hA \cdot \theta_{sk+1}) / (hA + 2nWC_g) - \{(hA - 2nWC_g) / (hA + 2nWC_g)\} \theta_{gk-1} \dots (9)$$

ただし、 $(k=0, 1, \dots, n-1)$, $\theta_{gn} = \theta_o(t)$ (加熱時)。

$$\theta_{gk} = (2hA \cdot \theta_{sk}) / (hA + 2nWC_g)$$

$$- \{(hA - 2nWC_g) / (hA + 2nWC_g)\} \theta_{gk-1} \dots (9)'$$

ただし、 $(k=1, 2, \dots, n)$, $\theta_{g0} = \theta_a$ (送風時)。

結局、(7)~(9)' 式を解くことによつて、蓄熱室任意位置の任意時刻の排ガス (送風空気) 温度や煉瓦表面温度を計算できるが、初期条件としてドーム温度および蓄熱室入口送風温度のみ正しく定め他は適当な値を与えておけば、デジタルコンピュータ上に Δt を細かく刻みシュミレート計算を続けることにより切替5サイクル程度の繰返しで安定した解を得ることができる。

III. シュミレーション解析結果および実験結果

Fig. 2, Fig. 3 にシュミレーションの結果の一部を示す。適用した炉は、川崎第3高炉各熱風炉 (3基操業、

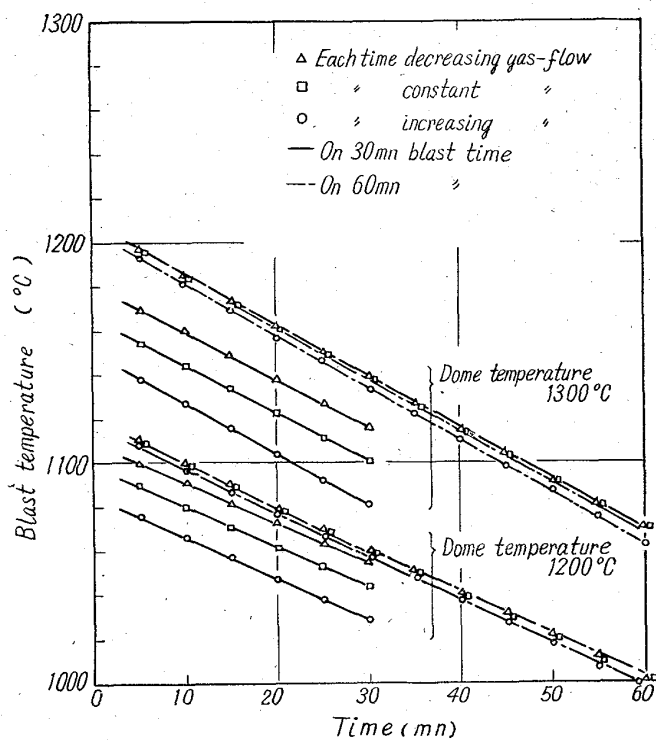


Fig. 2. Temperature transients for blast cycle.

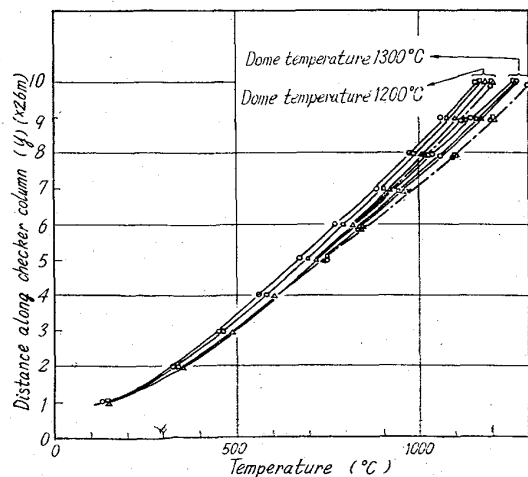


Fig. 3. Brick surface temperature at each level in checker.

フラインストレート) で、IBM 7070 計算機を使用した。これらから、

① 切替周期を短くする程、僅かずつ効率が良くなり、従つて同一燃料量消費では、高温の送風が得られる。

(ただし、切替に要する時間ロスの加熱時間に対する割合が増すので、両者の熱的差が逆になれば当然効率は悪くなる。

② 燃料ガスの投入プログラムを変えることによつて効率が変り、例えば、加熱時初期に多量に焼き末期に向つて次第に減らしていく方が、その逆やあるいはずつと一定量で焚く方法より、少し平均温度が高い送風を得ることができる。

③ 一般に、蓄熱室の下部の方の煉瓦にまで熱をつけるためには切替周期をずつと長くする必要があり(煉瓦の熱容量は大きく、熱的平衡が上部から下部へ比較的ゆっくり移つてゆく)。切替周期を長くすれば①に述べたように効率が悪くなるので、結局、燃焼効率を大巾に改善するようなことは蓄熱室の構造・煉瓦材質などを根本的に変えない限り不可能と考えられる。しかし、①、②の方法を適当に選定すれば現状の炉のままでも同じ投入燃料量でも 10~15°C の送風温度の上昇が期待できる。

などが結論され、この中①および②について一部、実験によつて確めた。実験結果を Fig. 4 に示す。この場合、熱風炉 3 基分の平均送風温度で示してあり、燃料ガスプログラム・切替時間・炉別の 3 要因について 3 元配置分散分析を行つた所、各要因各水準間についていずれも高度に有意性が検出されている。

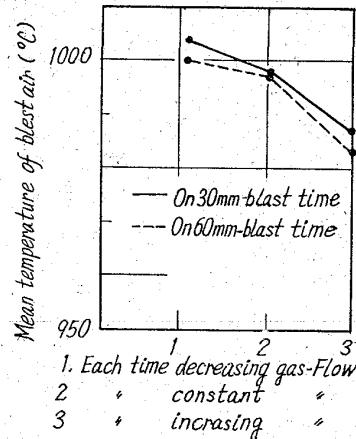


Fig. 4. Observed data.

熱風炉蓄熱室の熱伝達を物理的なシミュレーション・モデルで解明し、II-①、②、③の結果を得た。これ等の一部について実際操業上に実験を試み、略々、解析結果と一致することを確めた。

文 献

1) T. R. SCHUERGER: Limitation of Blast Furnace Stoves, Oct. (1961), p. 143~156

669/62, 223, 669, 162, 227
(24) 東田第1高炉用送風機について

八幡製鉄所製鉄部 ○橋口穂積

On the Higashida No.1 Blast Furnace Blower. 63214

Hozumi HASHIGUCHI.

I. 概 要 1304~1306

東田第6ターボ送風機は東田第1高炉(内容積892 m³)が炉頂ガス圧力 0.7 kg/cm² の高圧操業を行なうよう設備されたもので、これに適応できるような送風機として計画されたものである。送風機関係の製作は三菱長崎造船所が担当した。送風機の容量は最大風量 1900 Nm³/mn でその時の最高圧力 2 kg/cm²、モーター出力は 6,000 kW である。4000 kW と 2000 kW 2 台のモーターを使用しファン軸上に左右に直結されている。4000 kW モーターは既設の送風機のもを転用したので新設は 2000 kW モーターだけとなつた。この送風機の特徴は前置静翼と 11 段全部の静翼の角度を変えることにより風量をコントロールできるようになつている点で、この方式による送風機としてはわが国で初めてのものである。この方法が今までの送風機に比較してよい所は、

1. 電動機を最高効率で使用できること、即ち電力が少なくて済む。

2. 風量制御は電動機の回転制御より迅速かつスムーズに行なわれその範囲もかなり広い。

以上の点である。

送風機の効率は最高 87% である。今後の問題として静翼制御機構がゴミや熱のため作動困難になるような懸念も残る。

II. 設 備

1. 送風機型式 電動機直結静翼可動多段軸流送風機 回転数最高 3560 rpm, 速度制御 25%

2. 配置としては送風機吸込側に 2000 kW 電動機、吐出側に 4,000 kW 電動機がそれぞれ剛体接手により同軸上に床面上に設置されている。

3. ローターの径は 807mm 一定で各段の羽根数 67 枚、材質は 13 Cr 鋼精密鍛鋼品で円周方向に翼植込溝をほつている。

4. 車室入口、出口部は普通鉄上下 2 つ割構造、中央部車室は普通鋼板 (43mm) で上下 2 つ割構造になつている。吸込および吐出側ディフューザー内面は機械加工を行ない吸込損失を減ずることと高いディフューザー効率を得るようになつてある。静翼は全段可動し車室の外周に可動輪があり、この可動輪と静翼の軸とがレバーでつながれているので、可動輪機構により自由に静翼の角度が増減出来る。

III. 制 御

1. 吸込および吐出定風量自動制御装置
2. サージング自動防止装置
3. 電動機負荷平衡装置

吸込風量測定にはベンチュリ・タイプを使用し、吐出側風量測定にはオリフィス・タイプを使用して流量計は温度圧力補正アンプルを使用している。風量制御は吸入および吐出側いずれでも行なえる。

4. 定風量制御法には静翼制御と回転制御があるがそ