

(35) 特殊鋼管を使う熱風炉の設計と基礎実験について

富山大学工学部 工博○森棟隆弘・加藤 正
佐藤恭一・島崎利治・若崎建一

On the Design and Fundamental Tests of Hot Stove Made of Special Steel Tubes.

Dr. Takahiro MORIMUNE, Tadashi KATŌ,
Kyoichi SATŌ, Toshiji SHIMAZAKI
and Kenichi WAKASAKI.

1. 緒 言

製鉄実験は小型溶鋸炉を作つて行なわれているが、小さいものでも 1t 炉であり、キロ単位の実験は行なわれていない。著者はでき得るなら 1 回の実験を 10 キロ以下の単位でできるようにしたいといろいろ予備試験をした結果、装置が自製しやすい点、内容を見やすいなどのことから長方形の製鉄炉を選んだのであつて、小さいためにわかりやすいようないろいろな点を検討したいと思つている。

本報告はこの試験炉用の特殊鋼管製熱風炉の設計ならびに能率に関する研究を報告したもので、このような熱風炉を作つたのは小型で多量の熱風が送れること、熱効率が良いと考えられることなどからである。

2. 熱風炉の建設

熱風管としては特殊成分を加えた 18-8 ステンレスの継目無し鋼管を使うことが広く行なわれ、その耐久性が

Table 1. Heat resisting steel and heat resisting cast steel.

Designation	C	Si	Mn	Cr	Ni	Heat resisting temp.(°C)
AISI 309	0.20	1.0	2.0	22~24	12~15	1000*
SCS 17	0.20	2.0	1.5	22~26	12~15	1000**

* Heat resisting material.

** Heat resisting cast material.

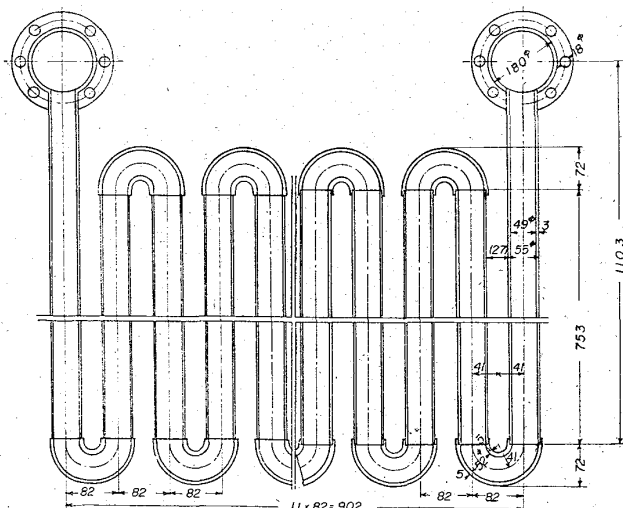


Fig. 1. Heat exchanger of hot stove.

良く確認されている。著者らはその耐久性は知られていないが、耐熱性のあるものを使つて今までより熱風温度の高い熱風炉を作ることにした。材料としては Table 1 のような材料を使うこととした。

この耐熱材は引抜鋼管にはできないので、板材を曲げてアルゴン溶接して管を作つた。またこれで蛇管を作るときは管の屈曲半径が大きいので、熱風容量に比べて大型となるから屈曲部分は SCS17 の耐熱鋳物とし、高さ 897mm、巾 738mm、厚さ 246mm の小型とした。

パイプ肉厚は 3mm、外径 55mm、内径 49mm で伝熱面積は 4.973 m² となつた。それで風量を増すためその蛇管を 3 列に列べ、入口および出口で管寄せした。その空気容量は 25 m³/hr で 900°C までの熱風が蛇管を傷めることなく出せる。

なお、この熱風管は溶接後熱処理し酸洗し、耐圧テストは空気 4 kg/cm² で行なわれた。

熱風炉は Fig. 1 に示すようなもので重油燃焼ガスを使つて加熱した。炉全体の大きさは 2210×1470×760 mm、下部の重油燃焼室は 1610×380×245mm、ステンレス蛇管の加熱室は 952×380×972mm である。煉瓦積は内部を 32 番のシャモット煉瓦で積み、外側は赤煉瓦で積まれ、アングルで締めてある。

加熱には A 重油を使うが、これはこのステンレス鋼管の硫黄による腐蝕が考えられるからである。高炉ガスを使つてもこの炉の加熱は同じく容易であると考えている。

3. 特殊鋼管を使う熱風炉の設計

特殊鋼管製の熱風炉を設計するためには送風量、熱風温度、重油消費量、燃焼ガス入口温度、空気加熱管の内径、外径、流れの型式などを決めてから、その設計計算をして熱風管の加熱面積を決めねばならない。以上のことから設計条件として次の事項を出して諸種の計算をした。

3.1 設計条件

- (1) 特殊鋼管製熱風炉, (2) 送風量: 25 m³/hr,
- (3) 空気入口温度: 20°C, (4) 空気出口温度: 700°C,
- (5) 重油消費量: 4 l/hr, (6) 燃焼ガス入口温度: 900°C,
- (7) 空気管の外径: 0.055m, (8) 空気管の内径: 0.049m,
- (9) 燃焼ガス通過断面積: 0.251m²,
- (10) 管間隔距離: 0.027m, (11) 管配列: 3 本 10 列の碁盤目配列,
- (12) 流れの型式: 向流式。

以上の条件で設計計算して管の長さを求めた。

3.2 空気の吸収熱量

$$Q = Gc(t_2 - t_1) \dots\dots\dots (1)$$

G = 空気の流量 kg/hr, c = 空気の定圧重量比熱

t₂ = 空気の出口温度, t₁ = 空気の入口温度

$$Q = 25 \times 1.293 \times 0.252 \times (700 - 20) = 5539 \text{ kcal/hr}$$

3.3 燃焼ガス生成量

重油の比重 0.9 とすれば, 4 × 0.9 = 3.6 kg/hr

燃焼ガス生成量 14.535 × 3.6 = 52.34 m³/hr

14.543 = 燃料 1 kg が過剰空気量をもつて燃焼したときの体積 m³/hr

3.4 燃焼ガス温度降下

燃焼ガスよりの伝熱効率 0.8, 空気加熱の伝熱効率 0.8 とすれば, 炉内伝熱効率は 0.64. 燃焼ガスの出口温度を t₂ とすれば

$$5539/0.64 = 52.34 \times 1.254 \times 0.307(900 - t_2),$$

$$t_2 = 470.6^\circ\text{C}$$

ただし 0.307 は燃焼ガスの比熱, 1.254 は燃焼ガス密度 kg/m^3

3.5 平均温度差¹⁾

$$\Delta t_m = \{(t_1 - t_2) - (t_2 - t_1)\} / 2.3$$

$$\log \{(t_1 - t_2) / (t_2 - t_1)\} \text{ } ^\circ\text{C} \dots\dots\dots (2)$$

t_1 = 燃焼ガス入口温度: 900°C
 t_2 = 燃焼ガス出口温度: 471°C
 t'_1 = 空気入口温度: 20°C , t'_2 = 空気出口温度: 700°C
 $\Delta t_m = (900 - 700) - (471 - 20) / 2.3$
 $\log \{(900 - 700) / (471 - 20)\} \text{ } ^\circ\text{C} = 307.6^\circ\text{C}$

3.6 総括伝熱係数

燃焼ガスから管への伝熱係数および管から空気のもの
 を求めて, 総括伝熱係数を出す。

(a) 輻射伝熱係数

パイプの表面温度を t_p とすれば

$$t_p = (700 + 20) / 2 + 0.7 \{ (900 + 471) / 2 - 360 \}$$

$$= 587.9^\circ\text{C} \text{ (0.7 は空気加熱管の黒色度)}$$

加熱ガス温度 (t_g), $t_g = (900 + 471) / 2 = 685.5^\circ\text{C}$

次に CO_2 , H_2O の輻射伝熱係数を求める。ただし加熱ガスの CO_2 は 11.0, H_2O は 11.7 vol.% である。また周囲は耐火煉瓦でおおわれ, その周りは保温してあるためガス有効厚さは次のようになる。係数 2 はこの条件では熱が実際に煉瓦面から反射するためとつた係数である。

ガス層の有効厚さ, $S = 3.5 \times 0.027 \times 2 = 0.189 \text{ m}$

ただし 3.5 はガス層有効厚さについて管間距離に関する係数²⁾, 0.027 は管間距離。

また受熱面の輻射能を 0.36 とすれば³⁾, 輻射による熱伝達率は $t_p + t_g > 700^\circ\text{C}$ の範囲では CO_2 のは⁴⁾

$$a_{\text{SCO}_2} = S \cdot \sqrt[3]{P \cdot S} [0.0513(t_p + t_g) - 30.25]$$

$$\text{kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C} \dots\dots\dots (3)$$

ただし $P = \text{CO}_2$ の

$$a_{\text{SCO}_2} = 0.36 \times \sqrt[3]{0.110 \times 0.189 \times (0.0513 \times 1273 - 30.25)} = 3.4909 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$$

次に水蒸気の熱伝達率は⁵⁾

$$a_{\text{SH}_2\text{O}} = S \cdot P^{0.8} \cdot S^{0.6} [0.107(t_p + t_g) - 46.5]$$

$$\text{kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C} \dots\dots\dots (4)$$

$$a_{\text{SH}_2\text{O}} = 0.36 \times 0.117^{0.8} \times 0.189^{0.6} (0.107 \times 1273.4 - 46.5) = 2.1368 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$$

ゆえに輻射伝熱係数は

$$a_s = 3.4909 + 2.1368 = 5.6277 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$$

(b) 対流伝熱係数

熱風炉内ガス通過の質量速度 G は

$$G = (\text{燃焼ガス容積}) \times (\text{比重}) / (\text{燃焼ガス通過断面積}) \dots\dots\dots (5)$$

すなわち, $G = (52.34 \times 1.254) / 0.251 = 261.5 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{hr}$
 レイノルズ数は次式から求める。

$$N_{\text{Re}} = D \bar{u} \rho / \mu = DG / \mu \dots\dots\dots (6)$$

ただし D : 管の内径, \bar{u} : 平均流速, ρ : 密度,

$$\mu = KT^{3/2} / (T + C) \text{ (poise)} \dots\dots\dots (7)$$

次に加熱ガスの粘度 μ を求める。先ず各成分の μ は

$$\text{O}_2: 16.49 \times 10^{-6} \times 958^{3/2} / (958 + 110) = 457.8 \times 10^{-6}$$

$$\text{N}_2: 13.85 \times 10^{-6} \times 958^{3/2} / (958 + 102) = 387.4 \times 10^{-6}$$

$$\text{H}_2\text{O}: 18.31 \times 10^{-6} \times 958^{3/2} / (958 + 659) = 335.8 \times 10^{-6}$$

$$\text{CO}_2: 15.52 \times 10^{-6} \times 958^{3/2} / (958 + 233) = 386.4 \times 10^{-6}$$

次に加熱ガスの分析値からその μ を出すと

$$\mu = (0.734 \times 387.4 + 0.110 \times 386.4 + 0.117 \times 335.8 + 0.039 \times 457.8) \times 10^{-6} \times 360 = 0.1382 \text{ kg/m} \cdot \text{hr}$$

したがって $N_{\text{Re}} = (0.055 \times 261.5) / 0.1382 = 104.03$,

$N_{\text{Pr}} = 0.74$ とすると⁷⁾, Stanton 数 N_{St} ⁸⁾ は

$$(N_{\text{St}})(N_{\text{Pr}})^{0.7} = 0.85 / N_{\text{Re}} + 0.47 / (N_{\text{Re}})^{0.48} \dots (8)$$

$$N_{\text{St}} = 0.0725$$

対流伝熱係数 h は

$$h = (N_{\text{St}}) \times C_p \times G = 5.7635 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C} \dots (9)$$

ただし C_p = 燃焼ガス比熱。

ゆえに対流および輻射伝熱係数の和は

$$a_s = 5.6277 + 5.7635 = 11.3912 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$$

(c) 管から空気への伝熱係数

空気の粘性係数 μ は Sutherland の式から

$$\mu = A \cdot T^{3/2} / (B + T) \text{ kg/m} \cdot \text{hr} \dots\dots\dots (10)$$

ここで空気の場合 A は 0.00548, B は 121.9 である。

すなわち 500°C の空気の $\mu = (0.00548 \times 773^{3/2}) / (121.9 + 773) = 0.132 \text{ kg/m} \cdot \text{hr}$ 。

空気の質量速度 G は ($25 \text{ m}^3/\text{hr}$ の場合)

$$G = (25 \times 1.293) / 0.00564 = 5731 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{hr}$$

ただし 0.00564 は熱風管断面積。

次にレイノルズ数は $N_{\text{Re}} = DG / \mu$ の式より $\dots (11)$

$$N_{\text{Re}} = (0.049 \times 5731) / 0.132 = 2127, N_{\text{Pr}} = 0.74$$

$$(N_{\text{St}})(N_{\text{Pr}})^{2/3} = 0.023(N_{\text{Re}})^{-0.29} \dots\dots\dots (12)$$

$N_{\text{St}} = 0.006073$, ゆえに伝熱係数は (9) 式より

$$h = 0.00607 \times 0.249 \times 5731 = 8.662 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$$

したがって総括伝熱係数 k は

$$k = a \cdot h / (a + h) \dots\dots\dots (13)$$

$$= (8.662 \times 11.3912) / (8.662 + 11.3912)$$

$$= 4.9204 \text{ kcal/m}^2$$

Table 2. Chemical composition of heavy oil. (wt. %)

C	H	O	S	N	H ₂ O	Ash
87.15	12.0	—	0.5	—	0.3	0.05

Table 3. Calculated value of combustion gas volume.

	Theoretical air	25%-excess air		
Volume of air	10.963 m ³	13.704 m ³		
Volume of dry combustion gas	10.291 m ³	13.032 m ³		
Volume of wet combustion gas	11.937 m ³	14.752 m ³		
Composition of combustion gas (%)	Dry gas	Wet gas	Dry gas	Wet gas
CO ₂	15.81	13.63	12.48	11.03
H ₂ O	—	13.78	—	11.66
SO ₂	0.036	0.031	0.027	0.02
N ₂	84.16	72.55	83.07	73.39
O ₂	—	—	4.42	3.90

Table 4. Results of tests.

Test No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Heavy oil consumption (l/hr)	7	8.3	6.8	9.6	10.0	5.2	9.0	8.1	7.8	5.7	6.1	7.6
Gas entrance temp. (°C)	913	940	871	990	1020	600	960	930	850	780	700	810
Gas exit temp. (°C)	364	480	456	550	580	300	560	455	570	460	405	420
Air entrance temp. (°C)	20	10	10	15	10	10	10	15	25	20	15	20
Air exit temp. (°C)	623	710	640	760	770	480	740	680	690	580	495	470
Time to become fixed temp. on air exit (hr)	—	4.5	6.0	6.5	5.4	3.8	7.5	6.5	7.5	6.0	6.5	4.0
Blast volume (m ³ /hr)	24	24	27	20	27	27	27	27	27	8	27	8
Efficiency of heat exchange(%)	68.9	75.3	74.7	76.4	75.2	79.7	78.9	72.7	80.6	73.7	70.1	65.2
Efficiency of recovery (%)	24.5	28.2	38.6	22.3	29.2	54.0	34.6	29.6	52.2	15.9	46.8	7.8

3.7 伝熱面積

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta t_m^{10)}, 5539/0.8 = A \times 4.9204 \times 308 \dots (14)$$

$$A = 4.5681 \text{ m}^2$$

ここで炉の熱放散を 80% として計算した。

したがって実際的には内径 49mm, 外径 55mm の特殊鋼管を Fig. 1 のごとく長さ 897mm に切り, それに U 字形屈曲部を溶接して接続しそのようなものを 3 列に並べ入口, 出口で管寄せした。そしてパイプの直線部の伝熱面積を 4.404 m², 屈曲部は 0.569 m² 計 4.973 m² の伝熱面積のものを作った。

3.8 重油の燃焼計算

使用重油の化学組成は Table 2 に示す。燃焼計算で得られた燃焼ガス量, および燃焼ガス組成を Table 3 に示す。

4. 熱風炉実験結果

4.1 熱風炉温度の測定

熱風炉の炉内温度測定は特に特殊鋼管を損傷せぬために重要で, 炉内 11 箇所, 炉外 2 箇所の測定をした。炉下部で重油バーナーを燃し, その燃焼ガスで加熱するために, 炉の右端が高く左に行くにつれて下り煙突へ抜ける。熱風管の耐熱温度は 1000°C であるから炉温の制限はあるが, 特に向流式であるために注意して実験した。炉尻温度は 300~560°C であるが, いずれの場合でも 350°C 以下になるようにせねばならないのでなお研究を要する。重油バーナーの位置も考えてもう少し能率の良い熱効率のものとした。

4.2 測定結果

熱効率は次のようにして求めた。

$$\text{熱交換効率}^{11)}, \eta = \{(\text{実際の伝熱量}) / (\text{伝え得る最大熱量})\} \times 100.$$

ただし伝え得る最大熱量は¹²⁾, $Q_{\max} = (t_1 - t_1') \cdot W_{\min}$ $W = V_0 \cdot t \cdot c_p \text{ kcal}/^\circ\text{C}$, $W = \text{水当量}$, $t = \text{加熱時間}$.

$$\text{回収効率}^{13)}, \eta_2 = \{(\text{実際の伝熱量}) / (\text{燃焼ガスの失つた熱量})\} \times 100.$$

5. 結 言

キロ単位の小型製鉄炉を動かすための特殊鋼管式熱風炉を試験して次の結論を得た。

- (1) AISI 309 の特殊鋼の板を曲げ, アルゴン溶接して作ったパイプと耐熱鋳物のベントで蛇管を作り, 鉄管式熱風炉を作った。
- (2) 熱風管は定めた設計条件の基に熱計算して伝熱面積を求め管の長さを出した。この熱風を出す能力は 20 Nm³/hr である。

(3) 加熱は重油バーナーを用い, その燃焼ガスで加熱し, 熱風管付近の最高温度は 850°C~1020°C, 炉尻温度は 300°C~570°C であつた。

(4) 熱風温度は普通の運転では 580°C~770°C であつた。

(5) 炉の熱交換効率をなお良くするためにはバーナーの位置を変えることでその見込みがある。

文 献

- 1) William H. McADAMS: Heat transmission, p. 194
- 2) 矢木: 工業窯炉, p. 29
- 3) 矢木: 工業窯炉, p. 12
- 4) シヤック著: 応用伝熱, p. 151
- 5) H. SCHWIEDESSEN: Arch. Eisenhüttenw., 13 (1939/40), p. 283
- 6) William H. McADAMS: Heat Transmission, p. 207
- 7) William H. McADAMS: Heat Transmission, p. 176
- 8) 矢木: 工業窯炉, p. 81
- 9) 矢木: 工業窯炉, p. 79
- 10) 日本鉄鋼協会: 加熱炉の設計と実際, p. 215
- 11) シヤック著: 応用伝熱, p. 167
- 12) シヤック著: 応用伝熱, p. 184
- 13) 日本鉄鋼協会: 加熱炉の設計と実際, p. 229

(36) 熱風炉における B ガス-重油混焼試験について

日本鋼管, 鶴見製鉄所
長谷川友博・阪本英一・○美間岩太郎
技術部 黒田 浩一

Supplementary Combustion of Heavy Oil at the Blast Furnace Hot Stove.

Tomohiro HASEGAWA, Eiichi SAKAMOTO, Iwataro MIMA and Koichi KURODA.

1. 緒 言

最近, 高炉における高温送風の傾向は著しいが, 一方, コークス比の低下により B ガスカロリーも次第に低下し, B ガスのみの燃焼では高々 1050°C 程度の送風温度が得られるに過ぎない。
この解決策として,