研究報告

バッグフィルタによる高温ガス除塵 に関する経済上の考察

Economics of Bag Filter for Hot Gas

藤 井 賢 一*
Kenichi Fujii

井伊谷 鋼 一**
Koichi Iinoya

鞭 巖***
Iwao Muchi

1. はじめに

高温の一定ガス流量をバッグフィルタで処理する場合
にはガス温度をフィルタの使用制限温度まで冷却しなけ
ればならない。この冷却法としてはダクトの途中から外
気を混入する空気混入法、空冷式の熱交換器を設置する
強制空冷法、および水の蒸発潜熱を利用する噴霧法など
があり、これらの方法を単独にあるいは適当に組合せて
用いる。本文においてはバッグフィルタとして綿布（最
高使用温度100°C）あるいはガラス繊維布（最高使用温
度250°C）を使用するものとして、ガスの温度と処理量
をかえて上記の冷却法それぞれに対して経済最適設計計
算をおこない、比較検討した結果を述べて実用上の一つ
の指針を与えた。

2. 各冷却方法のフローならびに機器価格

空気混入法、強制空冷法および噴霧法のフローは図1、
図2、図3に示す通りである。なおこの他に酸素製鋼な
どで間欠的に高温ガスが発生する場合にはダクトの径を
大きくとり、その熱容量を利用する方法があり、熱回収
を考慮すれば空冷法にかえて温水あるいは低圧スチーム
を発生せしめる方法も考えられる。

バッグフィルタや熱交換器などの機器価格は Wil-
liams の提唱した¹⁾ ごとく各機器に対しある適当な変数
をとれば指数式であらわし得る。すなわち機器価格(C_i)
は変数を x_i 、基準価格($x_i = x_{ib}$ のときの価格)を X_i と

すれば

$$C_i = X_i (x_i / x_{ib})^{n_i}$$

となる。本文で取扱う各機器の X_i , x_i , x_{ib} および n_i
の値を各製作会社のコスト資料などをもとにしてまとめ
たのが表1である。なおこれらの値は製作会社、購買時
期、経済情勢などにより相当異なるので、あくまでも一
つの目安にすぎない。

図1 空気混入法のフロー

図2 強制空冷法のフロー

図3 噴霧法のフロー

* 藤永田エンジニアリング株式会社(大阪市住吉区柴谷町2丁目9番地)
TEL 06-671-9001

** 京都大学工学部化学工学科(京都市左京区吉田本町)
TEL 075-77-8111

*** 名古屋大学工学部鉄鋼工学科(名古屋市千種区不老町)
TEL 052-781-5111

表1 機器価格を $C_i = X_i \left(\frac{x_i}{x_{ib}} \right)$ の指数関係であらわした場合の基礎数値およびユーティリティコスト

	機 器	変 数 x_i	基 準 値 x_{ib}	基準価格 X_i (万円)	指 数 n_i	耐用年数 (年)	年 率 H_i
1	ダクト	ダクト径	1.0m/ 1.0m (長さ)	(I) 0.46 (II) 1.10	1.22	10	0.286
2	バッグ フィルタ	フィルタ 断面積	300m ²	(A)360 (B)400	0.94	本体 10 フィルタ (A) 1.25 (B) 0.80	(A)0.366 (B)0.536
3	空冷式 熱交換器	伝熱面積	100m ²	(I) 90 (II)140	0.83	10	0.286
4	噴霧塔	容 積	50m ³	(I) 93 (II)223	0.69	10	0.286
5	ブロワー	馬 力	100HP	122	0.95	10	0.286
6	ファン	馬 力	10HP	6.8	0.85	10	0.286
7	ポンプ	馬 力	1.0HP	13.7	0.40	10	0.286

電力単価(E) 5円/kwhr, 冷却水単価(B) 30円/Ton

注1): (I) 炭素鋼, (II) ステンレス鋼, (A) 綿布, (B) ガラス繊維布

注2): 年率は金利10%, 保険2%, 租税1.6%, 補修費5%として算出した。なお, バッグフィルタ価格の内フィルタのみの占める割合を綿布の場合10%, ガラス繊維布の場合20%とした。たとえばダクト, バッグフィルタ(綿布)の年率算出法は次の通りである。

ダクトの年率(H_1)=0.10+0.02+0.016+0.05+1/10(耐用年数)=0.286

バッグフィルタ(綿布)の年率(H_2)=0.286+0.1/1.25=0.366

3. 各冷却方式の経済最適設計

本プロセスのごとく付帯設備の経済最適設計では固定費と運転費の総額が最小となるように設計変数を決定すればよい。ここで固定費とは建設時に必要な設備投資費に減価償却, 金利, 租税, 保険および補修費を考慮した年率を乗じたものであり, 運転費とは電力費, 用水費などのユーティリティコストのことである。減価償却の方法には定額法と定率法があるが, 経済最適設計においては設備費を耐用年数で割る定額法を採用するのが妥当であろう。表1にはまた本計算で定めた各機器の耐用年数および年率等の基礎数値を記入してある。

3.1 空気混入法の最適設計

空気混入法で設計変数として考えられるのはダクト内ガス流速とバッグフィルタでのガス見掛け速度である。すなわちダクト内ガス流速によりダクト径とダクト内圧力損失が定まり, これがダクト固定費, およびブロワーの固定費と運転費に関係してくる。またバッグフィルタでのガス流速により必要なバッグフィルタの表面積およびバッグフィルタでの圧損失が定まり, それぞれバッグフィルタ固定費およびブロワーの固定費と運転費に関係

してくる。なおこの場合制約条件としてダストがダクト内に付着堆積しないためのダクト内最低流速およびフィルタの強度, 捕集効率(一般に流速が速くなると捕集効率は悪くなる)によるバッグフィルタにおけるガスの最高流速が存在する。

目的関数として空気混入法の年間経費(固定費+運転費)をとると表1より次式を得る。

$$f(u_a, u_f) = (1+F)X_1H_1 \left\{ L \left(\frac{D}{D_b} \right)^{n_1} + L' \left(\frac{D'}{D_b} \right)^{n_1} \right\} + X_5H_5 \left(\frac{\Delta PQ}{\Delta P_b Q_b} \right)^{n_5} \\ \times \frac{1}{\eta n_5} + X_2H_2 \left(\frac{S}{S_b} \right)^{n_2} + 1.63 \\ \times 10^{-4} E H_7 (\Delta PQ) \frac{1}{\eta} \dots (1-1)$$

ダクト固
定費
ブロワー固定
費
バッグフィルタ固定費
ブロワー運転費

(1-1) 式の $D, \Delta P, S$ を設計変数 u_a, u_f であらわさねばならぬ。まず

D については

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 u_a \dots \dots \dots (1-2)$$

の関係がある。つぎにブロワーにかかる圧力差 ΔP は, これをダクト内圧損失 ΔP_a とフィルタでの圧損失 ΔP_f の和とみなせるから

$$\Delta P = \Delta P_a + \Delta P_f = 4f \frac{L}{D} \frac{u_a \rho}{2g_c} J + \frac{\xi \mu u_f^2}{g_c} \dots \dots (1-3)$$

となる。ここで f には乱流域に対して次式を適用できる。

$$f = 0.04 Re^{-0.16} = 0.04 \left(\frac{\mu}{D u_a \rho} \right)^{0.16} \dots \dots \dots (1-4)$$

またフィルタ面積 S については

* 1(kg-m/min)=1.63×10⁻⁴kwhr

$$Q = Su_f \quad \dots\dots\dots(1-5)$$

の関係がある。

以上により空気混入法の最適設計は操作条件 (Q, ρ, μ など) が与えられれば, (1-2)~(1-5)式を(1-1)式に代入することにより, 前述した u_a と u_f の制約条件の満足する範囲内で u_a と u_f の最適値を決定できる。

3.2 強制空冷法の最適設計

この系の経済最適設計を容易にするために系を2分する。その1つの系は熱交換器, ファンおよび熱交換器での圧損失のみをおぎなう仮想のプロワーからなるものとし, これを熱交換器系とする。もう1つの系はダクト, バッグフィルタおよびダクトとバッグフィルタでの圧損失をおぎなうプロワーからなるものとし, これをフィルタ系とする。このように系を2分することによって年間経費算出におよぼす影響は, 2つの系がプロワーをのぞけば完全に独立な系であるから, プロワーの固定費と運転費に対する加算性のみである。熱交換器系, フィルタ系のプロワー固定費を C_h, C_f , 実際のプロワー固定費を C とすれば表1より C_h, C_f, C はそれぞれ次のように表わされる。

$$\begin{aligned} C_h &= X_5 H_5 \left(\frac{\Delta P_h Q_h}{\Delta P_b Q_b} \right)^{n_5} \frac{1}{\eta^{n_5}} \\ C_f &= X_5 H_5 \left(\frac{\Delta P_f Q_f}{\Delta P_b Q_b} \right)^{n_5} \frac{1}{\eta^{n_5}} \\ C &= X_5 H_5 \left(\frac{\Delta P Q}{\Delta P_b Q_b} \right)^{n_5} \frac{1}{\eta^{n_5}} \end{aligned}$$

ここで上記の3つのプロワーを流れるガスの温度はフィルタ使用温度で同一であるから $Q = Q_h = Q_f$ が成立し, また $\Delta P_h + \Delta P_f = \Delta P$ であるから

$$C_h + C_f = X_5 H_5 (\Delta P_h^{n_5} + \Delta P_f^{n_5}) \left(\frac{Q}{\Delta P_b Q_b} \right)^{n_5} \frac{1}{\eta^{n_5}}$$

となり, 2つのプロワーを考えたことにより生ずるプロワー固定費の相対誤差は次のようになる。

$$\varepsilon = \left| \frac{C - (C_h + C_f)}{C} \right| = \left| 1 - \frac{\Delta P_h^{n_5} + \Delta P_f^{n_5}}{(\Delta P_h + \Delta P_f)^{n_5}} \right|$$

上式で ε が最大となるのは $\Delta P_h = \Delta P_f$ のときで, 表1より $n_5 = 0.95$ として $\varepsilon_{max} = 0.035$ となるが, これは年間経費のなかでプロワー固定費の占める割合が大きくないから無視できるものと考えられる。またプロワー運転費

については運転費と $\Delta P \cdot Q$ の間には線形関係が成立するから問題はない。

さて2つの系の経済最適設計であるが, フィルタ系については(3-1)の空気混入法の場合と同様であるから, ここでは熱交換器系のみについて考えればよい。熱交換器系の最適設計で設計変数と考えられるものは管内および管外流速である。すなわち管内, 管外流速により管内, 管外伝熱係数および圧損失が定まり, これが熱交換器固定費およびプロワーとファンの固定費と運転費に関係してくる。計算の都合上設計変数として管内および管外伝熱係数を取り, 目的関数として熱交換器系の年間経費をとると,

$$\begin{aligned} f(h_i, h_o) &= X_3 H_3 \left(\frac{A}{A_b} \right)^{n_3} + X_5 H_5 \left(\frac{\Delta P_h Q_h}{\Delta P_b Q_b} \right)^{n_5} \frac{1}{\eta^{n_5}} \\ &\quad \text{熱交換器固定費} \quad \text{プロワー固定費} \\ &\quad + X_6 H_6 \left(\frac{\Delta P_b Q_b}{\Delta P_b Q_b} \right)^{n_6} \frac{1}{\eta^{n_6}} + 1.63 \times 10^{-4} E H_7 \left(\frac{\Delta P_h Q_h}{\eta} \right) \\ &\quad \text{ファン固定費} \quad \text{プロワーおよびファン} \\ &\quad + \frac{\Delta P_b Q_b}{\eta'} \quad \dots\dots\dots(2-1) \\ &\quad \text{運転費} \end{aligned}$$

上式を Peters³⁾, Cichelli⁴⁾ と同様な方法で整理する。一般に熱交換器での管内圧損失は次式であらわされる。

$$\Delta P_h = \frac{B_i 2 f_i G^2 L n_p}{g_c \rho_i D_i \phi_i} \quad \dots\dots\dots(2-2)$$

ただし B_i ; 管内流体の拡大, 縮小, 反転による圧損失に対する補正値, n_p ; パス数, G ; 質量速度, D_i ; 管内径, L ; 管長とする。また乱流域においては粘度に対する補正項 ϕ_i は

$$\phi_i = 1.02 \left(\frac{\mu_i}{\mu_{wi}} \right)^{0.14} \quad \dots\dots\dots(2-3)$$

となり, また f_i は

$$f_i = 0.046 Re^{-0.2} = 0.046 \left(\frac{\mu_i}{D_i G} \right)^{0.2} \quad \dots\dots\dots(2-4)$$

となる。つぎに1パス当りの管内断面積 S_i は全管数を N_t とすれば

$$S_i = \frac{\pi D_i^2 N_t}{4 n_p} \quad \dots\dots\dots(2-5)$$

となり、外径基準伝熱面積 A は $A=N_t\pi D_0L$ であるから単位伝熱面積当りの管内流体のエネルギー損失 E_i は次のようにあらわされる。

$$E_i = \frac{\Delta P_h W_i}{\rho_i' A} = \frac{\Delta P_h G S_i}{\rho_i' A} = \frac{\Delta P_h G D_i^2}{4 \rho_i' D_0 L n_p} \dots\dots (2-6)$$

ただし ρ_i' は出口温度における密度とする。上式に (2-2) 式および (2-4) 式を代入すれば

$$E_i = \frac{0.023 B_i \mu_i^{0.2} D_i^{0.8} G^{2.8}}{g_c D_0 \rho_i \rho_i' \phi_i} \dots\dots\dots (2-7)$$

となる。また管内伝熱係数 h_i は一般に次のようにあらわされる⁵⁾。

$$\frac{h_i D_i}{k_i} = 0.023 \left(\frac{D_i G}{\mu_i} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pi} \mu_i}{k_i} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_{wi}} \right)^{0.14} \dots\dots\dots (2-8)$$

(2-8) 式から G を求め (2-7) 式に代入すれば

$$E_i = h_i^{3.5} \left[B_i \frac{12200 D_i^{1.5} \mu_i^{1.83} (\mu_i / \mu_{wi})^{0.63}}{g_c D_0 \rho_i \rho_i' k_i^{2.33} C_{pi}^{1.17}} \right] \\ = h_i^{3.5} \phi_i \dots\dots\dots (2-9)$$

となる。一方管外流体に関しても同様な関係が成立する。すなわち

$$\Delta P_0 = \frac{B_0 2 f_0 G_s^2 N_r}{g_c \rho_0} \dots\dots\dots (2-10)$$

$$E_0 = \frac{\Delta P_0 W_0}{\rho_0' A} = \frac{\Delta P_0 G_s S_0}{\rho_0' A} = \frac{\Delta P_0 G_s S_0}{\rho_0' N_t \pi D_0 L} \dots (2-11)$$

$$S_0 = \frac{N_0 D_0 L}{n_b} \dots\dots\dots (2-12)$$

$$f_0 = b_0 \left(\frac{D_0 G_s}{\mu_{f_0}} \right)^{-0.15} \dots\dots\dots (2-13)$$

$$\frac{h_0 D_0}{k_{f_0}} = \frac{a_s}{F_s} \left(\frac{D_0 G_s}{\mu_{f_0}} \right)^{0.6} \left(\frac{C_{p0} \mu_0}{k_0} \right)^{1/3} \dots\dots (2-14)$$

$$E_0 = h_0^{4.75} \left[\frac{B_0}{n_b} \frac{N_0 N_c}{N_c} \frac{2 b_0 D_0 G_0^{0.75} F_s^{4.75} \mu_{f_0}^{1.42}}{\pi a_s^{4.75} g_c \rho_0 \rho_0' k_0^{3.17} C_{p0}^{1.58}} \right] \\ = h_0^{4.75} \psi_0 \dots\dots\dots (2-15)$$

ただし N_r ; 管列数, S_0 ; 管外側断面積, N_c ; 最大断面における管数+1, D_0 ; clearance (管間隙-管径), n_b ; パフル数+1, F_s ; 安全係数, ρ_0 ; 入口温度における密度とする。(2-9), (2-15) 式の E_i , E_0 を用いて (2-1) 式を

整理すると次のようになる。

$$f(h_i, h_0) = \left(\frac{X_3 H_3}{A_b^{n_3}} \right) A^{n_3} + \frac{X_5 H_5 \phi_i^{n_5}}{(\Delta P_b Q_b \eta')^{n_5}} A^{n_5} h_i^{3.5 n_2} \\ + \frac{X_6 H_6 \phi_0^{n_6}}{(\Delta P_b Q_b \eta')^{n_6}} A^{n_6} h_0^{4.75 n_6} + 1.63 \\ \times 10^{-4} E H_y A (h_i^{3.5} + h_0^{4.75}) \left(\frac{\phi_i}{\eta} + \frac{\phi_0}{\eta'} \right) \dots (2-16)$$

次に熱収支より交換熱量を q とすれば

$$q = W_i C_{pi} (T_i - T_0) = w_0 C_{p0} (t_0 - t_i) \\ = U_0 A (\Delta t)_{lm} \dots\dots\dots (2-17)$$

となる。ここで平均温度差 $(\Delta t)_{lm}$ は流れを十字流とすれば

$$(\Delta t)_{lm} = \gamma (T_i - t_i) = \frac{-(t_0 - t_i)}{\ln \left\{ 1 + \left(\frac{t_0 - t_i}{T_i - T_0} \right) \ln \left(\frac{T_0 - t_i}{T_i - t_0} \right) \right\}} \\ \dots\dots\dots (2-18)$$

となり、また汚れ係数を R_a とすれば

$$\frac{(\Delta t)_{lm}}{q} = \frac{1}{A} \left(\frac{D_0}{D_i h_i} + \frac{1}{h_0} + R_a \right) \dots\dots\dots (2-19)$$

となる。結局熱交換器系の目的関数 $f(h_i, h_0)$ は操作条件 (p , $(\Delta t)_{lm}$, その他物性値) を決めれば (2-19) 式において h_i , h_0 を適当な組合せのもととり、 A を求め、これを (2-16) 式に代入して決定できる。

3.3 噴霧法の最適設計

噴霧法の年間経費は噴霧塔関係を除いては空気混入法と同様であるのでこれをフィルタ系とし、ここでは噴霧塔および冷却水の費用のみを対象とする。なお冷却水用配管ならびに計装費は無視する。噴霧塔設計の場合に設計変数として考えられるのは噴霧塔内でのガス流速である。すなわち噴霧塔内ガス流速は液滴の滞留・蒸発時間すなわち必要塔高、および塔径に関係し、噴霧塔の固定費に影響する。フィルタ系以外の年間経費は表 1 より次のように表わされる。

$$f(u_c) = X_4 H_4 \left(\frac{D_T L_T}{D_{Tb} L_{Tb}} \right)^{n_4} + X_7 H_7 \left(\frac{\Delta P_w Q_w}{\Delta P_{wb} Q_{wb}} \right)^{n_7} \\ \text{噴霧塔固定費} \qquad \qquad \qquad \text{ポンプ固定費} \\ \times \frac{1}{\eta^{n_7}} + 60 H_y B Q_w + 1.63 \times 10^{-4} E H_y \Delta P_w Q_w \frac{1}{\eta^n} \\ \text{冷却水の費用} \qquad \qquad \qquad \text{ポンプ運転費} \\ \dots\dots\dots (3-1)$$

なお噴霧方式は水滴間の衝突増長および水滴の塔壁への付着を防ぐために塔の下部にスプレーノズルを設置する垂直上昇式とする。水滴の蒸発はその加熱ガスの湿球温度で行なわれるとみてよく、物質移動と熱移動が同時におこり、水滴の蒸発速度はその表面積の伝熱速度に比例する。すなわち

$$h_c \pi D^2 (\Delta t)_{lm} / \lambda = -\rho_l \frac{d}{d\theta} \left(\frac{\pi D^3}{6} \right) \quad \dots\dots\dots (3-2)$$

ただし h_c ; 熱伝達係数, D ; 水滴径, λ ; 湿球温度における水の蒸発潜熱, $(\Delta t)_{lm}$; 水滴とガスとの対数平均温度差とする。上式を整理すると

$$-\frac{dD}{h_c} = \frac{2(\Delta t)_{lm}}{\lambda \rho_l} d\theta \quad \dots\dots\dots (3-3)$$

となり, $2(\Delta t)_{lm} / \lambda \rho_l = \text{const.}$ のときには、

$$\theta = \frac{\rho_l \lambda}{2(\Delta t)_{lm}} \int_0^D \frac{dD}{h_c} \quad \dots\dots\dots (3-4)$$

となる。ここで水滴とガスとの間に速度差のある場合には, h_c は次のようにあらわされる⁶⁾。

$$\frac{h_c D}{k_a} = Nu = 2.0 + 0.6 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad \dots\dots\dots (3-5)$$

$$Re = \frac{Du \rho_a}{\mu_a}$$

$$Pr = \frac{C_{pa} \mu_a}{k_a}$$

ただし k_a ; ガス側熱伝導度, ρ_a ; ガス側密度, μ_a ; ガス側粘度, u ; 水滴とガスとの相対速度とする。

上式を (3-4) 式に代入すると

$$\theta = \frac{\rho_l \lambda}{4k_a (\Delta t)_{lm}} \int_0^D \frac{D dD}{1 + 0.3 Re^{1/2} Pr^{1/3}} \quad \dots\dots\dots (3-6)$$

となる。次に水滴の終末速度は, 上昇水滴が Stokes 則を満足すれば

$$u_l = \frac{g_c D^2 \rho_l}{18 \mu_a} \quad (Re \geq 2) \quad \dots\dots\dots (3-7)$$

となり, Allen 則が成立すれば

図4 空気混入法におけるダクト内ガス流速と年間経費との関係

$$u_l = \left(\frac{4}{225} \frac{\rho_l^2 g_c^2}{\mu_a \rho_a} \right)^{1/3} D \quad (Re \leq 500) \quad \dots\dots\dots (3-8)$$

となる。また塔径 D_T は塔底におけるガス流速 u_t より

$$Q = \frac{\pi}{4} D_T^2 u_t \quad \dots\dots\dots (3-9)$$

の関係があり, 塔全長にわたり塔径は一定とすれば, 塔内のガス流速は

$$u_g = \frac{273 + t'}{273 + t} u_t \quad \dots\dots\dots (3-10)$$

となる。ただし t は塔底におけるガス温度, t' は塔内の任意の点におけるガス温度とする。必要塔高 L_T は

$$L_T = \text{水滴滞留時間} \times (\text{ガス上昇速度} - \text{水滴終末速度}) \\ = \theta (u_g - u_l) \quad \dots\dots\dots (3-11)$$

より決定できるが, 実際の噴霧塔設計計算では最大水滴 (本文では 1 mm とした) が完全に蒸発するように (3-6) 式で D に関し熱移動量が等しくなるように区分し, 各区間において θ_{iav} , u_{giav} , u_{liav} を求め (3-11) 式に代入すればよい。ここで (3-6) 式であられる相対速度 u に関係する u_t は (3-10) 式の u_t に比べると L_T におよぼす影響は少なく近似的に (3-11) 式は次式であらわされる。

$$L_T i = \theta_{iav} (u_{giav} - u_{liav}) = k_1 u_t - k_2 \quad \dots\dots\dots (3-12)$$

図5 空気混入法におけるバッグフィルタでのガス見掛け通過速度と年間経費との関係(綿布)

図6 空気混入法におけるバッグフィルタでのガス見掛け通過速度と年間経費との関係(ガラス繊維布)

図7 管内、管外伝熱係数と熱交換器系の年間経費との関係

結局 (3-1)式の DT^2LT は (3-9)式および(3-12)式より

$$DT^2LT = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} u_t} (k_1' u_t - k_2') = k_3 - k_4 / u_t \quad \dots (3-13)$$

となる。上式で DT^2LT を最小にする $u_t \min$ は水滴間の衝突増長および塔底に水滴が付着しないための条件すなわち水滴終末速度によって決定される。

4. 計算結果および考察

3-1, 2, 3 節でのべた各冷却方式の経済最適設計をガス温度および流量をかえておこなった結果を次に示す。なお物性値は高温ガスを乾燥空気とみなして次に示すごとく温度の関数としてあらわした。

$$C_{pa} = 0.239 \left(\frac{T}{373} \right)^{0.11} \quad [\text{kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}]$$

$$\mu = 2.2 \times 10^{-5} \left(\frac{T}{373} \right)^{0.66} \quad [\text{kg/m} \cdot \text{sec}]$$

$$\rho = \frac{29}{22.4} \left(\frac{273}{T} \right) = \frac{353.5}{T} \quad [\text{kg/m}^3]$$

4.1 各設計変数と年間経費との関係

図8 フィルタにおけるガス見掛け通過速度と各固定費、運転費との関係(空気混入法)

図9 フィルタにおけるガス見掛け通過速度と各固定費、運転費との関係(強制空冷法)

図10 フィルタにおけるガス見掛け通過速度と各固定費、運転費との関係(噴霧法)

(a) ダクト内ガス流速

空気混入法におけるダクト内ガス流速と年間総費との関係をあらわす一例として図4を示す。図4によれば最適ダクト内流速は大体8 m/secであるが、3-1節で記したごとくダストがダクト内に付着堆積しないための最低流速の制約があるため最適値はこの最低流速 $u_{min} = 15 \text{ m/sec}$ となる。図4の関係は他の冷却法についてもいえるのでダクト内ガス流速は常に制約条件の最低流速に決めるのが経済最適設計であるといえる。

(b) バッグフィルタにおけるガス見掛け通過速度

空気混入法におけるガス見掛け速度と年間総費との関係を、フィルタとして綿布を使用する場合を図5に、ガラス繊維布を使用する場合を図6にそれぞれ示した。図5、図6からわかるようにフィルタにおけるガス見掛け速度の最適値は綿布の場合は約3 m/min程度であり、ガラス繊維布の場合は強度面から制約される最高許容流速(約1 m/min)が最適値といえる。

(c) 熱交換器における管内および管外伝熱係数

強制空冷法の熱交換器系における年間総費と管内、管外伝熱係数との関係を示す一例は図7の通りである。図7の関係はガス温度および流量によって変化するが大体

伝熱係数の最適値は $35 \sim 50 \text{ kcal/m} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$ の範囲に存在する。伝熱係数がこの値になる管内、管外ガス流速は設計する熱交換器の型式で異なるが大体8~10 m/sec程度である。

(d) 噴霧塔におけるガス流速

3-3節で記した通り噴霧塔塔底における最適ガス流速は水滴の終末速度によって支配される。最大水滴を1 mmとした場合、ガス流速は4 m/sec程度となる。

4.2 各冷却方式の年間総費においてそれぞれの固定費、運転費の占める割合

空気混入法、強制空冷法、噴霧法の各冷却方式に対する一例を図8、9、10に示した。これらを図を参照すれば3章で記した経済最適設計を逐次計算によらずとも解析的におこなうことができるのでこの方法を次に示す。

(a) 空気混入法あるいはフィルタ系の近似最適設計

図8によれば空気混入法の年間総費はほぼバッグフィルタ固定費とブロワー運転費とによって占められている。このことは図9、10の強制空冷法、噴霧法のフィルタ系についてもいえる。したがってこれらの系の経済最適設計は設計変数としてバッグフィルタでのガス見掛け速度をとると、目的関数である年間総費は(1-1)式より

図11 バッグフィルタにおけるガス見掛け通過速度の経済最適値算出図

注) X_2 はフィルタ面積 300m^2 の価格

例) $Q=300$, $n_2=0.9$, $E=5$, $H_y=7000$, $\xi=10^9$, $\mu=0.022$, $X_2=3.5$,

$H_2=0.31$, $\eta=0.6$ のとき

$u'_{f,opt}=3.3\text{m/min}$, $F=(1) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (1.14) \cdot (0.97) \cdot (1)=1.1$

$K=0.95$, $u_{f,opt}=u'_{f,opt} \times K=(3.3) \cdot (0.95)=3.1(\text{m/min})$

$$f(u_f) = X_2 H_2 \left(\frac{S}{S_b} \right)^{n_2} + 1.63 \times 10^{-4} E H_y (\Delta P Q) \frac{1}{\eta} \quad \dots\dots\dots (4-1)$$

となり、ブロワーにかかる圧損失は大部分フィルタにおける圧損失であるので (1-3) 式より

$$\Delta P = \frac{\xi \mu u_f}{g_c} \quad \dots\dots\dots (4-2)$$

となるから (4-2) 式および (1-5) 式を (4-1) 式に代入すれば

$$f(u_f) = X_2 H_2 \left(\frac{Q}{S_b} \right)^{n_2} u_f^{-n_2} + 1.63 \times 10^{-4} E H_y \frac{\xi \mu Q}{g_c \eta} u_f \quad \dots\dots\dots (4-3)$$

となる。 $f(u_f)$ を最小にする u_f の値は $f(u_f)$ を u_f について微分して 0 とおけばよい。すなわち

$$u_{f,opt} = \left[\left(\frac{1.63 \times 10^{-4} E H_y \xi \mu S_b n_2}{X_2 H_2 g_c \eta} \right) \frac{Q^{1-n_2}}{n_2} \right]^{-\frac{1}{n_2+1}} \quad \dots\dots\dots (4-4)$$

となる。図上で $u_{f,opt}$ を求める方法を示したのが図11である。

(b) 熱交換器系の近似最適設計

図9からわかるように熱交換器系では熱交換器固定費とブロワーおよびファンの運転費が年間経費の大部分を占めている。この事実を用いると最適伝熱係数 h_i , h_0 はかなり簡単に求めることができる。すなわち (2-16) 式より熱交換器系の年間経費は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} f(h_i, h_0) &= \left(\frac{X_3 H_3}{A n_3} \right) A n_3 \\ &+ \left(\frac{1.63 \times 10^{-4} E H_y \psi_i}{\eta} \right) A h_i^{3.5} \\ &+ \left(\frac{1.63 \times 10^{-4} E H_y \psi_0}{\eta'} \right) A h_0^{4.75} \\ &= K_1 A n_3 + K_2 A h_i^{3.5} \\ &+ K_3 A h_0^{4.75} \quad \dots\dots\dots (4-5) \end{aligned}$$

ここで A と h_i , h_0 との関係

は (2-19) 式で表わされるから Lagrange の未定係数法を用いて次のように $h_{i,opt}$, $h_{0,opt}$ が決定できる。

$$Y = K_1 A n_3 + K_2 A h_i^{3.5} + K_3 A h_0^{4.75} + \lambda \left[\frac{(\Delta T)_{lm}}{q} - \frac{1}{A} \left(\frac{D_0}{D_i h_i} + \frac{1}{h_0} + R_a \right) \right] \quad \dots\dots\dots (4-6)$$

$$\frac{\partial Y}{\partial h_i} = 3.5 K_2 A h_i^{2.5} + \frac{\lambda D_0}{A D_i h_i^2} = 0 \quad \dots\dots\dots (4-7)$$

$$\frac{\partial Y}{\partial h_0} = 4.75 K_3 A h_0^{3.75} + \frac{\lambda}{A h_0^2} = 0 \quad \dots\dots\dots (4-8)$$

(4-7), (4-8) 式より λ を消去すると

$$h_{0,opt} = \left(\frac{0.737 K_2 D_i}{K_3 D_0} \right)^{0.174} h_{i,opt}^{0.783} \quad \dots\dots\dots (4-9)$$

となり、また

$$\begin{aligned} \frac{\partial Y}{\partial A} &= n_3 K_1 A^{n_3-1} + K_2 h_i^{3.5} + K_3 h_0^{4.75} \\ &+ \frac{\lambda}{A^2} \left(\frac{D_0}{D_i h_i} + \frac{1}{h_0} + R_a \right) = 0 \quad \dots\dots\dots (4-10) \end{aligned}$$

とおいて、 $n_3=1$ すなわち熱交換器設備費が伝熱面積に

表2 空気混入法、強制空冷法および噴霧法の年間経費の比較
バッグフィルタ（綿布）使用温度 100°C の場合

高温ガス温 度 (°C)	冷却方式	高温ガス流量(Nm³/min)			
		100	300	500	1000
250	空気混入法	1.47	1.57	1.62	1.67
	強制空冷法	1.05	1.09	1.10	1.11
	噴霧法	1.0 (0.947)	1.0 (2.30)	1.0 (3.55)	1.0 (6.51)
300	空気混入法	1.68	1.81	1.86	1.92
	強制空冷法	1.08	1.12	1.12	1.12
	噴霧法	1.0 (0.976)	1.0 (2.39)	1.0 (3.71)	1.0 (6.83)
500	空気混入法	2.04	2.24	2.27	2.34
	強制空冷法	1.16	1.21	1.18	1.18
	噴霧法	1.0 (1.33)	1.0 (3.25)	1.0 (5.15)	1.0 (9.48)
700	空気混入法	2.56	2.72	2.76	2.84
	強制空冷法	1.18	1.16	1.14	1.12
	噴霧法	1.0 (1.46)	1.0 (3.75)	1.0 (5.90)	1.0 (11.0)

バッグフィルタ（ガラス繊維布）使用温度250°C の場合

高温ガス温 度 (°C)	冷却方式	高温ガス流量(Nm³/min)			
		100	300	500	1000
250	空気混入法				
	強制空冷法	(1.70)	(4.56)	(7.27)	(13.0)
	噴霧法				
300	空気混入法	1.12	1.13	1.13	1.13
	強制空冷法	1.0 (1.81)	1.0 (4.85)	1.0 (7.72)	1.0 (14.6)
	噴霧法	1.07	1.05	1.04	1.04
500	空気混入法	1.52	1.56	1.58	1.60
	強制空冷法	1.0 (2.23)	1.0 (5.91)	1.0 (9.35)	1.0 (17.5)
	噴霧法	1.09	1.07	1.08	1.08
700	空気混入法	1.94	2.02	2.04	2.08
	強制空冷法	1.0 (2.42)	1.0 (6.39)	1.0 (10.1)	1.0 (18.9)
	噴霧法	1.14	1.12	1.12	1.13

注；（ ）は年間経費(単位百万円)を示す。なお、バッグフィルタにおけるガス見掛け通過速度は綿布の場合には 3.0m/min、ガラス繊維布の場合には 1.0m/min とした。

線形比例するとすれば(4-7)，(4-9)，(4-10)式を用いて次式が得られる。

$$h_i^{3.5} \left[\frac{2.5K_2}{K_1} + \frac{3.5K_2D_iR_a}{D_0K_1} h_i \right. \\ \left. + \frac{2.9}{K_1} K_2^{0.83} K_3^{0.17} \left(\frac{D_i}{D_0} \right)^{0.83} h_i^{0.22} \right] = 1 \dots (4-11)$$

したがって(4-11)式により h_{iopt} が求まれば(4-9)式から h_{0opt} が得られる。

4.3 各冷却方式の年間経費

空気混入法、強制空冷法および噴霧法のそれぞれに対しガス温度、流量をかえて設計変数の最適値を見出し、経済最適設計をおこなった結果を表2に示す。表2においてはそれぞれのガス温度、流量に対し各冷却方式の内で年間経費が最小となるものを1.0とし、他の冷却方式の年間経費はその倍率で表わしている。また各冷却方式においてそれぞれの固定費、運転費の占める割合を示したのが図12である。表2と図12からわかるようにバッグフィルタとして綿布を使用し、その使用温度を100°C、ガス見掛け通過速度を 3 m/min とした場合には高温ガスの温度、流量にかかわらず噴霧法を採用するのが有利である。これはバッグフィルタのガス処理量からすれば噴霧法は強制空冷法に比べ冷却水の蒸発量だけ多くなり、フィルタ系の年間経費はそれだけ多くかかるが、一方フィルタ系以外の年間経費すなわち噴霧塔および冷却水関係の年間経費と熱交換器系の年間経費とを比べると図12からもわかるように噴霧法の方が小さくなっている。この差が前記のフィルタ系の差を上回っているため噴霧法が有利となる。また計算例では冷却水として上水道を使用するものとしたが、これを工業用水あるいは地下水を利用するものとすればますます噴霧法が有利となる。次にバッグフィルタとしてガラス繊維布を使用して、その使用温度を250°C、ガス見掛け通過速度を 1.0 m/min とした場合には強制空冷法が有利となる。ガラス繊維布を使用した場合にはバッグフィルタでのガス見掛け通過速度をフィルタの強度面から許容最大速度の 1.0m/min におさえたために各冷却方式とも年間経費の中でバッグフィルタ固定費の占める割合が大きくなり、そのためガス処理量の少ない強制空冷法が年間経費最小となるのである。またフィルタとして綿布を使用するとガラス繊維布を使用するのとはやはりバッグフィルタ固定費の関係から高温ガスの温度にかかわらず綿布を使用するのが有利である。これはたとえ高温ガス温度が250°Cでガラス繊維布を使用する時には冷却関係の費用を必要としない場合にでも、ガスを冷却して綿布を使用の方が有利であるといえる。

5. 結 言

高温含塵ガスを冷却、除塵するプロセスとして空気混入法、強制空冷法および噴霧法を考え、各プロセスに対して経済最適設計をおこない、その年間経費（固定費＋運転費）を比較すると、フィルタとして綿布を使用する

図12 空気混入法, 強制空冷法および噴霧法において各固定費, 運転費の占める割合

場合には噴霧法が最も経済的となり, ガラス繊維布を使用する場合には強制空冷法が最も経済的となる。空気混入法はフィルタの種類にかかわらず他の2方式に比べるとかなりコスト高となる。また経済最適設計の目的関数(年間経費)に大きく作用する設計変数としてはバッグフィルタにおけるガス見掛け通過速度(u_f), 熱交換器における管内, 管外伝熱係数(h_i, h_o)および噴霧塔におけるガス流速(u_t)を考えたが, それぞれの最適値は $h_i, h_o=35\sim50$ (kcal/m²hr°C), $u_t=4$ (m/sec), u_f はフィルタとして綿布を使用する場合には 3 m/min 程度で, ガラス繊維布を使用する場合には許容最大速度 1 m/sec とした。またフィルタとして綿布, ガラス繊維布以外のナイロン, テトロンなどを使用する場合には, それらの価格と許容最大速度がわかれば本文の結果を参照して大体の見当はつくであろう。なお現状ではガラス繊維布を使用する場合にガス見掛け通過速度を 0.5 m/min 程度で使用しているが, これだと冷却して綿布を使用する方がずっと経済的になるであろう。

おわりに当り御協力頂いた恩田教授(名大工学部)およびバッグフィルタに関する種々の資料を提供下さった

米田佐氏(新東工業K. K.)に厚く謝意を表します。

記号 (()) は本文の計算で用いた数値)

- A : 管外径基準伝熱面積 [m²]
- B : 冷却水のコスト [円/m³] (30)
- C_p : 比熱 [kcal/kg°C]
- D, D' : ダクト径 [m]
- D_o, D_i : 熱交換器の管外径, 内径 [m]
($D_o=0.0254, D_i=0.0229$)
- D_T : 噴霧塔塔径 [m]
- E : 電力単価 [円/kwhr] (5)
- F : ダクト設備費に対する付属品および据付費の割合 (0.2)
- J : ダクトの曲り, 拡大, 縮小などの圧損の直管部圧損に対する割合 (1.3)
- H_i : 金利, 減価償却, 補修費などの合計とする年率。設備投資費にこの年率を乗ずれば固定費となる。
- H_y : 年間運転時間 [hr/year] (7,000)
- h_i, h_o : 熱交換器の管内, 管外伝熱係数 [kcal/m²·min

・℃]	q : 熱交換器における伝熱量 [kcal/min]
L, L' : ダクトの長さ(m), L' は空気混入法における外 気混入口からフィルタまでの長さとする。 ($L=50, L'=50$)	S : フィルタ表面積 [m ²]
L_T : 噴霧塔塔高 [m]	u_a : ダクト内ガス流速 [m/min]
n_i : 設備投資を指数式で表わした場合の指数。 〔表 1〕	u_f : バッグフィルタにおけるガス見掛け通過 速度 [m/min]
ΔP : ブローアあるいはファンにかかる圧力差 [kg/m ²]	u_t : 噴霧塔塔底におけるガス流速 [m/min]
Q : 処理ガス流量 [m ³ /min]	X_i : 機器の基準価格 [円] 〔表 1〕
Q_w : 冷却水の流量 [m ³ /min]	η, η', η'' : ブローアファン, ポンプとモーターとの総合 効率 ($\eta=\eta'=\eta''=0.6$)
	ξ : バッグフィルタの全抵抗係数[1/m] (10^9)
	μ : 粘度 [kg/m·sec]

引用文献

- Williams, R., Jr : *Chem. Eng.*, **54**, 6, 102 (1947)
- 井伊谷鋼一 : 集塵装置 (日刊工業新聞社), p. 181 (1963)
- Peters, M.S. : *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*, (McGraw-Hill), p. 344 (1958)
- Cichell, M. T. & Brinn, M. S. : *Chem. Eng.*, **63**, May, 5, 196 (1956)
- Siedel, E.N. & Tate, G.E. : *Ind. Eng. Chem.*, **28**, 1429 (1936)
- Marshall, W.R. : *Chem. Eng. Progr. Monograph Series*, **50**, No. 2 (1954)

《海外粉体工学研究者略歴》

Sheldon K. Friedlander

1927年11月27日 New York 市に生まれる	1959~63年 準教授 (")
1958年 結婚	1964年~ 教授
1949年 学士 (Columbia 大学)	(California 工科大学環境衛生工学科)
1951年 修士 (Massachusetts 工科大学)	1959年 化学工学協会 Colbarn 賞
1954年 博士 (Illinois 大学)	専門は粒子流体系の力学ならびに物理化学, 流動系の 化学反応, 流体中の拡散, 物理化学的流体力学
1954~57年 助教授 (Columbia 大学化学工学科)	
1957~59年 " (John Hopkins 大学化学工学科)	

Leslie Silverman

1914年4月27日 Illinois 州 Chicago 市に生まれる	1950年~ Argonne 国立研究所
1941年 結婚 子供4人	1952年~ アメリカ合衆国公衆衛生局
学歴	1952年~ アメリカ合衆国陸軍化学部隊生物研究所
1936年 Illinois 大学学士	1959年 アメリカ合衆国防省
1938年 工学修士 (Rutgers)	1960年 ウィーン国際原子力局
1943年 博士 (工業衛生)	1951年 国立研究会議における環境並びに衛生工学 委員会委員
職歴	1951年~ 大気並びに工業衛生小委員会の委員長
1936~37年 機械工学科助手 (Rutgers)	1958年~ アメリカ原子力委員会の原子炉安全装置諮 問委員会委員
1939~41年 工業衛生科講師 (Harvard 大学, 公衆衛 生学部及工学研究科)	1959~60年 その委員長
1941~45年 研究員 (")	1955年 国立科学財団の教科内容改善計画の諮問委 員ジュネーヴの原子力平和会議のアメリカ 代表委員
1945~48年 助教授 (")	1960年 アメリカ原子力委員会の委員ヨーロッパ原 子力委員会の原子力平和利用における防衛 の法的並びに管理上の問題についての会議 の代議員
1948~58年 準教授 (")	
1958年~ 環境衛生工学科教授 (")	
1961年~ 工業衛生科主任 (")	
この間, massachusetts 工科大学, michigan 大学 Cincinnati 大学, michigan 州立大学で講義を受け持つ 顧問	
1948年~ Los Alamos 科学研究所	