

熱交換器設計에 關한 不潔係數의 效果

K. E. Starner

(Ashrae Journal, May 1976)

宋 熙 烈* · 譯

本 論文은 튜브側과 물側의 不潔係數가 特異한 콘덴서와 蒸發器 設計에 어떤 影響을 미치는가를 設計例를 들어 說明하고, 在來式方法으로 不潔係數의 許容值를 適用시켜, 熱傳達을 增加시키는 技術을 利用하는 設計上의 革新의 制限性에 對해 記述하고 있다.

熱交換器設計에 있어, 물側의 汚染은 오래전부터 重要하다고 認識되어 왔다. 이를 空氣調和에 適用함에 있어, 이러한 汚染沈積物은, 沈澱物, 結晶, 生物學的 成長이나 腐蝕生成物을 形成할 수 있다. 熱交換器設計에서 汚染을 감안하면, 結果的으로 깨끗이 使用했을 時 보다도 더욱 많은 熱交換器의 表面積을 要하게 된다.

變 數

熱交換器의 總容量을 셸側 總表面積 A_o , 總抵抗 $R_{i,o}$, 및 對數平均溫度差의 項으로 다음과 같이 表示한다.

$$Q = (mC_p) \Delta T = \frac{A_o}{R_{i,o}} \text{LMTD} \quad (1)$$

셸側 面積(本 論文에서는 冷媒側으로 假定)에 根據를 둔 總抵抗은 셸側 冷媒係數 $h_{r,o}$, 물側 係數 h_i , 金屬의 벽抵抗 $r_{m,o}$, 및 물側 不潔抵抗 $r_{f,i}$ 의 項으로 表示된다.

$$R_{i,o} = \frac{1}{U_{i,o}} = \frac{1}{\phi_o h_{r,o}} + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + r_{m,o} + r_{f,i} (A_o/A_i) \quad (2)$$

外部에 핀이 부착된 튜빙을 使用하기 爲해서는

무거운 핀효율을 利用하는데, 이는 式(2)의 冷媒係數의 數倍이다. 셸側의 面積에 對한 물側 抵抗을 補正하여, 물側에 對한 셸側의 面積比 A_o/A_i 를 求하였다. 벽의 不潔層의 實際溫度降下는, 熱流來으로 表示되는데, 이는 不潔抵抗 $q_i(r_{f,i})$ 의 數倍이다. 셸側의 壓力降下와 冷媒係數는 表面熱流來, 流體의 流速, 冷媒特性 및 管束이나 表面의 幾何學的 형태를 포함하는 많은 變數의 函數이다. 물側 熱傳達係數는, 일반적으로 實際의 튜브內側의 幾何學的 형태뿐 아니라 레이놀즈數, 프란틀數 및 流體의 熱傳導率의 函數이다.

$$h_i = C_{h,i} (R_e)^n (P_r)^m (k/D_i) \quad (3)$$

물側 壓力降下는 摩擦係數, 튜브의 幾何學的 형태 및 速度헤드의 函數로, 다음과 같이 表示된다

$$\Delta P_i = f_i \left(\frac{\rho v^2}{2g} \right) (LD_i) \quad (4)$$

$$\text{여기서, } f_i = C_i (R_e)^n \quad (5)$$

따라서 물側의 流速은 레이놀즈數를 통해, h_i 과 壓力降下에 影響을 미치고, h_i 는 熱流束이나 冷媒流動의 變化를 통해 $h_{r,o}$ 에 影響을 미친다. 그러므로 設計變數는 相互 密接한 關聯性이 있고, 媒介變數 하나가 變化하면, 結果的으로, 다른 設計가 變更되어, 總括性能이나 經濟性이 制限을 받게 된다.

콘덴서

튜브側 不潔係數 $r_{f,i}$ 의 크기가, 짧은 핀이 부착된 튜빙을 使用하는 水冷콘덴서에 어떤 影響을 미치는가의 一例를 Fig 1에 나타내었다. 設計 不

* 正會員, 韓國原子力研究所

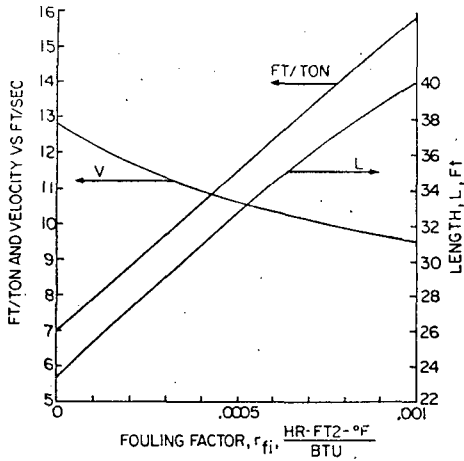


Fig. 1. Water cooled condenser. 3/40. D. x 26FPI tubing $h_s=500$, shellside; range 10F; 8° S. D., 12.33 LMTD., $T_{H_2O}=90F$; $4P_{H_2O}=25Ft-H_2O$

不潔係數의 範圍를 0~0.001로 할때, 표면소요량 ft/ton은 2배 以上이다. 壓力降下를 制限하는 最適移動距離가 23.6ft에서 40ft로 증가하는 反面, 速度降下는 12.8ft/sec에서 9.6ft/sec로 減少된다 從來의 不潔係數를 使用하면, 設計速度가 적어져서, 高速度에서 不潔可能性이 있게 된다. 여러가지의 튜브의 幾何學的 형태를 使用하면, 같은 不潔係數가 設計結果에 어떤 影響을 미치는가를 決定한다는 事實은 興味있는 일이다.

Table 1은 Fig. 1에서와 같이 同一한 26fpi 콘덴서 設計에 대한 結果를 나타내나, 보통의 I. D

튜브를, 理論的으로 물側이 增加하는 2가지 型과 比較하고 있다. Table에서 使用된 터베레이터에는 물側의 面積이 添加되지 않았음을 意味하나, 매끈한 튜브의 열전달식에서의 그 係數중 하나는 常數 C_{hi} 를 나타내고, 마찰係數式에서 3係數중 하나는 常數 C_f 를 나타낸다.

添加面積의 概念이란 內面積을 2배로 하여, 同一한 깨끗한 튜브狀態를 얻을수 있음을 말한다. 터베레이터를 삽입하거나 튜브面積의 外形을 그려, 터베레이터의 結果를 얻고, 內부에 핀을 달거나 熱을 加하고 부차시켜, 添加面積의 性能을 假定할 수 있다. Bergles는 물側의 面積을 增加시키는 많은 方法을 列擧하였다. 비록 터베레이터와 添加面積의 概念으로, 同一한 깨끗한 튜브의 性能을 얻을수 있다 하더라도, Table 1에서 보는 바와 같이 添加面積을 設計할때는, 다른 概念에 依한 것 보다도 적은 數值, ft/ton를 使用하고 있다. 또한 Table에 나타낸 不潔係數가 0.0005에서 0.01까지 增加해서는 안된다. 勿論, 添加面積은 理論的으로 물側의 熱流束을 減少시켜, 不潔係數를 減少시킨다. 內部面積없이, 터베레이터를 삽입할때는, 熱流束이 크므로, 0.0005의 增加분에 對해 41.48%의 表面積이 所要된다. 이는 實際設計時의 所要許容值를 나타내거나(萬一 不潔狀態가 일어나면) 不潔係數許容值를 正確히 表示할 수 있다. 添加面積의 選擇이나 터베레이터의 設計는, 使用時 各各 實際不潔에 대한 知識 없이도, 假定된 不潔係數에 依하여 큰 影響을 받

Table 1. Water Cooled Condenser F/Ton at r_{fi}

Waterside	r_{fi}			4% To. 0.001 Ft/Ton	$r_{fi} R_{fo} (A_o/A_{fi}) \%$ $r_{fi}=0.0005$	$r_{fi}=0.001$
	0.0	0.0005	0.001			
Plain I. D.	7.00	11.52	15.92	38.19	35.95	51.30
($A_i C_{hi} C_f$)	(12.8)	(10.8)	(9.6)			
Turbulator	5.99	10.39	14.70	41.48	39.32	55.57
($A_i 2S_{hi} 3C_f$)	(9.2)	(7.5)	(6.7)			
Add 1 Area	5.99	8.20	10.39	26.71	24.89	39.32
($2A_i C_{hi} 3C_f$)	(9.2)	(8.2)	(7.5)			

() 단위 수치는 설계상의 물의유속, ft/sec

Table 2. water Chiller Evaporator

Waterside	$r_{fi}=0$		$r_{fi}=0.00025$	
	Ft/Ton	Ft/Ton	$\Delta\%$, Ft/Ton	r_{fi}/R_{i0} (A_o/A_i) %
Piain I. D. (A_i, C_{hi}, C)	6.12	8.63	41.01	18.93
Turbulator ($A_i, 2C_{hi}, 3C_i$)	4.41	6.93	33.27	23.58
Added Area ($2A_i, C_{hi}, 3C_i$)	4.41	5.71	29.48	14.30

$h_{r,o}=C_{h,o}(9)^h$ (R-12, Ret-3)
 10°F Range, 8°F S. D., 12.33°FLMTD
 $T_{H20}=49°F$, $\Delta P_{H20}=25\text{Ft-H}_2\text{O}$
 $3/4\text{O. D.} \times 26\text{FP}^t$

Table 3. Water Chiller Evaporator ($C_{h,o} \times 3$)

Waterside	$r_{fi}=0$		$r_{fi}=0.00025$	
	Ft/Ton	Ft/Ton	$\Delta\%$ Ft/Ton	r_{fi}/R_{i0} (A_o/A_i) %
Piain I. D. (A_i, C_{hi}, C_i)	3.85	6.10	58.44	26.79
Turbulator ($A_i, 2C_{hi}, 3C_i$)	2.51	4.73	88.45	34.56
Added Area ($2A_i, C_{hi}, 3C_i$)	2.51	3.66	45.82	22.34
Inactive Area ($2A_i, 1/2C_{hi}, C_i$)	3.85	5.00	29.87	16.32

을 수 있다. Watkinson과 Brent는 콘덴서의 불
 潔條件下에서 일반적으로 發展된 設計를 實驗의
 으로 比較하였으며, 不潔係數의 絕對值가 發展된
 設計에 對해, 使用된 特殊形態 및 使用條件에 따
 라 크거나 작다는 事實을 밝히고 있다.

또한 Table 1은 不潔係數가 0.0005~0.001의
 範圍에서 不潔抵抗 r_{fi}/R_{i0} (A_o/A_i)을 總不潔抵
 抗의 百分率로서 比較說明하고 있다. 이 係數가
 0.01에서는 熱抵抗의 55% 이상은 터버레이터의
 不潔에 基因한다.

일반적인 I.D핀이 부착된 튜브 設計에 있어서
 도, 그 許容值가 0.001에서, 不潔로 인한 抵抗은
 總抵抗의 51% 이상이다.

蒸 發 器

一般的인 I.D와 發展된 蒸發器의 設計에 關한
 不潔係數의 效果를 Table 2와 3에 나타내었다.

Table 2에서, 外部에 핀을 부착한 表面의 冷媒側
 係數는 熱流束에 따라 增加한다고 假定한다. 이
 增遇, 處理水의 閉鎖回路를 看做하므로, 不潔係數
 0.00025는 適當한 數值이다.

Table에서 보는 바와 같이, 주어진 設計點에서
 不潔抵抗의 百分率과 不潔이 없을때 나타나는 ft/
 ton의 百分率사이에는 差異가 있음을 알 수 있
 다. 보통의 I.D튜빙에 對한 抵抗比가 不潔係數
 0.00025에 對해 約 19%이지만, 이는 所要年分의
 表面이 不潔하지 않은 境遇에 比해 41% 이상이
 많다. 이러한 差異는 前述한 設計變數의 相互作
 用으로 因하여 생기는 것이다. 不潔係數가 클수
 록, 結果적으로 주어진 範圍內에서 設計上의 물
 의 流速은 작아져서, 물側 熱傳達體系가 減少되
 고 熱流束이 작아지는데, 이로 因하여 冷媒介數
 가 작아진다. 또한 Table 1은 이런 呼稱不潔係數
 에서도 添加內面積의 概念上의 利點을 나타내고
 있다. 이 添加表面에 在來式方法으로 不潔係數를
 適用하므로써, 全表面이 作用하여 그 不潔狀分布
 가 均一하다고 假定한다. 普通 作用하는 I.D와
 比較해 볼때, 터버레이터는 不潔許容值없이 相當
 한 不潔에도 견딘다는 事實을 알 수 있다. 管과

管束의 幾何學의 形態 및 表面構造등을 포함한
 發展된 蒸發技術에 對한 많은 參考文獻이 技術特
 許文獻에 明示되어 있다. Table 2와 3을 比較하
 면, 보통의 I.D 在來式設計에 비해, 不潔이 없는
 二重의 增加表面에서의 ft/ton當이 현저히 감소
 (6.12ft/ton에 대해 2.51ft/ton) 되었음을 알 수
 있다. Table 3에서 보면, 터버레이터된 表面이,
 0.0025의 設計點에서, 不潔抵抗이 全體의 34.56이
 나, 呼稱不潔係數의 許容值가 0.0025에서는 88.45
 %의 ft/ton이다. 在來式方法으로 適用된 不潔係數
 에 따른 添加面積概念은 터버레이터에 비해 물側
 의 熱流束이 작기 때문에 단지 45.82%의 ft/ton
 을 許容할 뿐이다. Table 3에 明示되 非作用面
 績은, 設計上의 不潔係數의 效果에 따른 또 하나
 의 다른 次元을 添加하였다. 여기에서 內面積은
 二重으로 되어 있으나, 管의 길이당 熱傳達이나
 摩擦係數의 正味增加는 없다고 假定한다. 이것은
 일반적으로 주위가 젖은 狀態에서 添加面積이 증

가하여 壓力이 降下될 때, 實際狀況을 考慮하지 않았을지도 모른다. 그러나 非作用面積의 概念은, 內部面積(熱流束의 減少)이 熱性能 向上에 아무런 도움이 되지 않는다 하더라도, 不潔의 減少效果를 說明하는데 利用된다. 보통의 非作用面積을 設計時, 不潔이 없다면, 그 性能은 同一하나, 不潔許容值에서 다루어진 添加面積의 ft/ton 所要量은 0.00025의 不潔係數에서, 그 값이 6.10에서 5.00까지 減少된다. 그러므로 正味性能이 증가하지 않으면서, 內部熱流束이 減少한다고 假定하면 所要面積의 ft/ton이 18%까지 減少함을 알 수 있다. 本例에서는, 不潔係數에 對한 資料를 實際로 使用하지 않고, 不潔係數를 在來式方法으로 適用하여 他概念에 對한 設計概念上的 有利한 結果를 얻을 수 있는 方法에 對해 記述하고 있다.

結 論

콘덴서와 蒸發器의 設計例를 最大壓力降下에 根據를 두어 說明하였고, 不潔係數를 在來式方法으로 適用함에 있어, 다음의 結論을 얻었다.

주어진 係數의 許容值에서의 ft/ton은, 設計變數의 相互作用으로 因하여, 주어진 條件에서 不潔抵抗의 百分率에 비해 매우 크다. (大略 2倍以上)

비록 물側의 튜브의 ft/ton 소요량이 작다 할지라도, ft/ton의 不潔係數百分率은 주어진 不潔係數에 따라 增加한다.

使用할 수 있는 不潔係數의 資料가 없을 때, 任意로 定한 不潔係數에 根據를 두고, 內面熱流束이 가장 큰 물側의 傳達를 向上시킬 수 있는 概念으로 因해 設計上的 가장 큰 不潔狀態를 招來하므로, 熱傳達가 잘 되도록 內部面積을 증가시키는 것이 有利하다.

물側과 冷媒側 熱傳達를 向上시키는 設計例에서 볼 때, 不潔係數의 許容值가 呼稱 0.00025에서 88% ft/ton 以上임을 알 수 있다. 上記 結論에서 使用하고 있는 不潔係數의 面積에 對한 研究 必要性을 指摘하므로써, 熱傳達增加表面을 利用

하는 熱交換器設計革新은, 이 分野에 대한 詳細한 知識없이, 相當한 影響을 받고 또한 制限을 받는다.

記 號

- A = 表面積, ft^2/ft
- C_i = 摩擦係數—(5)式
- C_{hi} = 물側이 熱傳達常數—(3)式
- C_{ho} = 冷媒側 熱傳達常數—Table II
- C_p = 물의 比熱, $Btu/16-^{\circ}F$
- D = 直徑, ft
- t = 물側 摩擦係數
- h = 熱傳達係數, $Btu/hr-ft^2-^{\circ}F$
- k = 물의 熱傳導率, $Btu/hr-ft-^{\circ}F$
- L = 튜브의 길이, ft
- m = 물의 質量流置, lbs/hr
- P_r = 프란틀數, $C_p \mu / fk$
- Q = 튜브길이 당 열부하, $Btu/hr-ft$
- q = 熱流束, $Btu/hr-ft^2$
- R_e = 레이놀즈數, $\rho v D i / \mu$
- R_t = 總括熱抵抗, $hr-ft^2-^{\circ}F/Btu$
- r = 熱抵抗
- ΔT = 물의 冷却온도범위, $^{\circ}F$
- U_t = 總括熱傳達係數
- V = 물의 流速, ft/sec
- ϕ_w = 무거운 핀 효율
- ρ = 물의 밀도, lb/ft^3
- μ = 물의 粘度, $lb/ft-sec$
- 添要
- f = 不潔
- h = 熱傳達
- i = 內面積
- m = 金屬性 튜브
- o = 外面積
- r = 冷媒側
- = 總(全體)

參 考 文 獻

1. Taborek, J., T. Aoki, R. B. Ritter, J. W. Palen, and J. G. Knudse, "Fouling-The Major Unresolved Problem in heat Transfer, Parts I and II" (EP, 68. No. 2, 59(1972); 68. No. 7, 69(1972),
2. Bergles, A. E., "Recent Developments in Convective Heat transfer Augmentation", Applied Mechanics Review, 26 No. 6, pp 675-B82, June (1973)
3. Katz, D. L. Mgers, J. E., Young, E. H., and Balekjian, "Boiling-Outside Finned Tubes". Petroleum Refiner, 34, No. 2, pp 113-116, Feb (1955)
4. Watkinson, A. P., Louis, L and Brent, R., "Sealing of Enhanced Heat Exchanger Tubes," The Canadian Journal of Chemical Engineering, 52, pp 558-562, Oct (1974).