

熱 交 換 器 의 設 計

(GAS-TO-LIQUID TYPE COOLER)

金 道 深*

엄밀한 意味에서의 熱交換器란 機能上으로 볼때 工程上 兩流體間에 顯熱(sensible heat)의 移動으로 相反된 加熱工程과 冷却工程을 遂行함으로써 廢熱의 give and take로서 附加的인 冷媒 및 熱媒에 의한 冷却 및 加熱費用을 節減하는 것이 合理的인 것이지만 이러한 熱交換工程에 뒤이어 最後冷却 또는 加熱工程이 不可避하거나 特殊한 事情 때문에 처음부터 冷却水(또는 其他冷媒)가 process 流體에서 熱을 吸收하여 工程熱을 放棄하는 冷却器의 設置는 대개의 化學工場에 있어서 不可避한 事情으로 되어 있다.

특히 process 流體가 gas 인 경우는 傳熱抵抗이 매우 크기 때문에 冷却負荷에 比하여 廣大한 傳熱面積을 要求하므로 冷却器設備 投資의 規模도 커진다.

本稿에서는 편집자측의 要請에 따라 冷却器中에서도 流體의 相(phase) 變化를 同伴하지 않는 單純한 顯熱 傳熱의 冷却水에 의한 gas cooler에 관하여 그 型式의 選定과 設計方法을 述하고자 한다. 傳熱機構에 關한 理論的인 解析은 專門書에 맡기고 可及의 實際 設計資料를 引用活用 하고자 한다.

基本工程設計에 依한

冷却器設計條件의 決定

工程의 基本設計에서 工程의 要求條件 및 經濟性檢討에 依한 最適設計條件을 考慮하여 物質收支 및 熱收支 關係가 確定되고 process flow diagram 이 만들어진 所要冷却器에 흐를 工程流體의 流量, 壓力, 出入口의 溫度 및 流體의 組成으로부터 大略的인 冷却裝置의 要求條件(process specification)을 알게되며 이로부터 適切한 冷却器의 型式을 選定하는 단계로 들어갈 수 있게된다.

冷却器型式의 選定

冷却器로서 選定될 수 있는 型式의 熱交換器를 列舉

하면 아래와 같다.

1. 多管束型(shell & tube type exchanger)

가. 固定管板型(fixed tube sheet)

나. 遊動管束型(floating-head type)

다. U-tube type

2. 二重管型(double pipe exchanger)

3. Fin tube type cooler(extended surface)

4. 其他型式

가. Coil type(submerged pipe coil)

나. Drip type(trombone or cascade cooler)

다. Plate coil type exchanger

(1) Shell & tube type 熱交換器는 化學工場에서 實用的으로 가장 많이 쓰이는 型式이며 un-fired heat transfer equipment로서 이에 關하여는 美國機械工學協會의 ASME Code 및 熱交換器製作協會의 TEMA에서 여러가지 型式의 標準化된 熱交換器 製作規格을 규정하고 있다.

固定管板型(fixed tube sheet)은 通常 150 psig 및 300°F 이하의 비교적 저온 저압 條件下에서 製作이 容易하고 값이 싸므로 가장 廣範圍하게 사용되는데 可及의 tube와 shell의 熱膨脹係數가 비슷한 材質을 사용하며, shell의 中間에 expansion joint를 利用함으로써 比較의 大型까지 製作하여 많이 活用되고 있는 傾向이다.

Floating head type는 가장 標準的인 熱交換裝置이며 高溫 高壓까지 應用範圍가 가장 넓으나 製作加工費가 高價하다. 構造上 ① Packed-lantern-ring type ② Out-side-packed floating-head type, ③ Internal floating head type ④ Pull-through floating head type ⑤ Bayonet-tube type 등이 있다.

(2) 二重管型 double pipe exchanger는 冷却될 gas의 流量이 비교적 적고 冷却溫度範圍가 크고 특히 高溫高壓일때 構造가 簡單하여, 製作費가 廉가임으로 매우 有利하다. 完全한 向流傳熱이 可能하므로 gas의 出口溫度를 冷却水溫에 近接시킬수 있으며 gas 冷却器

*忠州肥料株式會社

인 경우 通常 fin(longitudinal) tube 設計를 한다. 製作範圍는 大體로 2~4" pipe shell 에 3/4"~2-1/2" 內管(inside pipe) 程度이므로 아무래도 冷却될 gas 의 流量이 많아지면 多管式冷却器에 比하여 非經濟的이다.

(3) Fin tube type cooler 는 gas 冷却器에 있어서 gas 側(fin side)의 傳熱係數가 冷却水側에 比하여 훨씬 적으므로 여러가지 型式으로된 extended surface 의 效果로 달미암아 一定한 冷却負荷에 對하여 冷却器設備의 構造가 compact 하여지며 設備投資가 적어지는 경우가 많다. 前述한 double pipe exchanger 에 應用되는 從型 fin 管은 美國의 Brown Fin Tube 會社 및 Griscom-Russel 會社 등 여러會社에서 規格화한 二重管型熱交換器를 製作하고 있으며, Wolverin Tube 會社의 Trufin (integral fin) tube 를 사용한 多管型 shell & tube 冷却器, 또는 Foster Wheeler 會社의 cross flow 에 依한 transverse-fin gas cooler 등 많이 實用되고 있다.

특히 低壓乃至 負壓下의 gas 冷却을 할 때 fin 管을 活用하는 경우가 많다.

(4) 其他 型式으로서 submerged pipe coil, cascade cooler 및 plate coil type cooler 등은 대개 부식성이 심한 gas 나, 小규모의 化學工場에서 흔히 쓰는 방식인바 gas 가 管內側을 通過하는 것이 特徵이며 따라서 傳熱效率도 좋은 便은 못되나 用途에 따라 꼭 採用될 特長이 各各 있다.

設計의 大略의인 順序

1. 設計計算前에 주어져야 할 資料

가. 基本工程仕樣(Process specification)

- 工程 gas 의種類 및 狀態, 流量, 出入口의 溫度
- 使用冷却水의 溫度
- Gas 및 冷却水側의 各許容壓力損失(ΔP)
- 冷却水의 流速 範圍 및 兩側의 汚染抵抗係數(fouling factor)

나. 基本構造設計仕樣(Mechanical specification)

- 冷却器의 型式
- 兩流體가 通過하는 side 의 決定
- 使用管規格 및 管配列의 方法
- 主要部分(shell, 管, 管板等)의 材質
- 其他 工場의 特殊事情

2. 冷却負荷의 計算 및 適切한 冷却水의 出口溫度를 決定하고 heat balance 에 依한 冷却水量을 計算한다

3. 對數平均溫度差(LMTD) 및 基本構造設計仕樣條件에 依한 溫度補正係數(Ft)를 求하여 有效平均溫度差 Δtm(EMTD)를 計算한다.

4. 流體의 平均溫度(一般 gas cooler 의 경우 算術平均

溫度로서 充分함) 및 操作壓力 條件下에서 各流體의 物性定數를 調査하여 求한다. 즉, 比熱, 比重, 熱傳導度 및 粘度등인바 gas 가 특히 高壓인 경우는 이들의 補正數值를 細密히 調査하여야 할 것이다.

5. 設計者의 經驗 또는 適當한 文獻資料로부터 總括傳熱係數 U'd(design overall heat transfer coefficient)를 가정推定하여 Foulner 의 基本傳熱式에 依한 所要傳熱面積을 推定計算한다.

$$A = \frac{Q}{U'd \cdot \Delta t_m}$$

6. 基本構造設計仕樣에 依한 使用管規格으로부터 所要管本數를 計算하여 管配列의 方法에 따라 所要 shell 의 크기를 定하고(tube count table, catalog 또는 直接 縮尺圖法에 依한) 流量, 許容壓力差 등을 經驗의 으로 考慮하여 大略의인 冷却器의 假設計를 한다.

7. 假設計한 冷却器에 對한 計算評價(rating for exchanger)를 한다.

가. 管外側(shell side) 및 管內側(tube side)의 境膜 傳熱係數(individual film coefficient of heat transfer) h_o 및 h_i 를 求한다.

나. 設計仕樣條件에서 주어진 fouling factor 로 부터 設計總括傳熱係數 Ud 를 계산한다.

다. 兩側의 壓力損失을 各各 계산한다.

8. (7)項의 rating 계산에서 可及的 要求되는 壓力損失以內로 近接한 條件下에서 假定한 U'd 와 계산된 Ud 의 差가 大略 5~10% 程度이내의 범위이던 多少의 經驗에 立脚한 假設計內容의 補正으로 設計計算을 끝낼 수 있으나 差가 클때는 計算內容에 影響을 줄 修正因子를 考慮하여 (5)項 以下の 試行錯誤(trial & error) 計算을 되풀이 하여 滿足할 結果를 얻는다

9. 設計條件이 確立되던 豫備熱交換器仕樣書가 作成되고 機械의設計段階로 移管되어 ASME Code(Unfired Pressure Vessel Code), TEMA(Tubular Exchanger Manufacturing Association), 또는 使用者 및 設計會社側의 適切한 基準에 依한 最終設計가 完成되어 作圖된 다음 製作過程으로 들어가고 표 1 에 例示하는 바와 같은 最終熱交換器의 仕樣書가 作成된다.

設計要領 및 參考資料

1. Gas 의 性質 Gas-to-liquid type 의 熱交換器設計에 있어서 우선 gas 의 特性으로 인한 liquid-liquid system 과의 差異點을 알아둘 必要가 있다.

가. gas 의 粘度는 大略 0.015~0.025 cp 範圍로서 液體에 比하여 훨씬 적을 뿐 아니라 액체와 反對로 溫도와 더불어 增加한다.

表 1 EXCHANGER SPECIFICATION SHEET

Customer : American District Team Co. Inc.	Dwg. No. B-228-811
Address : North Tonawanda. N. Y.	Reference No.
Plant Location	Inquiry No.
Service of Unit Nitrogen Compressor After Cooler	Date 5-24-56
Size 17-192-650	Item No. M-501
Type * Floating head Sp. Rg.	Connected in
Surface Per Unit : 650 Sq. Ft.	Surface Per Shell 650.
Shells Per Unit : 1	

PERFORMANCE OF ONE UNIT

	Shell Side	Tube Side
Fluid Circulated	Nitrogen	Cooling Water
Total Fluid Entering	15,100 lb./hr.	378 GPM
Vapor	15,100 lb./hr.	
Liquid		189,000 lb./hr.
Steam		
Non-Condensables	15,100 lb./hr.	
Fluid Vaporized or Condensed	None	
Steam Condensed		
Gravity-Liquid		1.0
Viscosity-Liquid		0.85CP @ 87.5°F.
Molecular Weight-Vapor	28.0	18.0
Specific Heat	0.256 avg. B. T. U. / (lb)(°F)	1.0 B. T. U. (lb)(°F)
Latent Heat-Vapors	B. T. U. / #	B. T. U. / #
Temperature in	335 °F	85 °F
Temperature out	90 °F	90 °F
Operating Pressure (Ga.)	400 #/Sq. In.	50 #/sq. In.
Number of Passes	1 Shell-16 Crosses	2
Velocity	ft. /sec.	3.8 ft. /sec.
Pressure Drop	1.3(Cal.) 2 #/sq. in.	3.0(Cal.) 10 #/sq. in.
Fouling Resistance	.001	.003

Heat Exchanged-B. T. U. /Hr. 946,000

M. T. D. (Corrected) 49.3

Transfer Rate-Service : Btu/(hr)(ft²) (°F) Ud; 31 Clean Uc; 36

CONSTRUCTION

Design Pressure	440 #/Sq. In.	150 #/Sq. In.
Test Pressure	660 #/Sq. In.	225 #/Sq. In.
Design Temperature	385 °F	150 °F

Tubes Admiralty (Inh.) B-11 No. 211 O.D. 3/4" BWG. 16 Min. Length 192" Pitch 15/16" Trian

Shell: C. Steel A-53 Gr. B O.D. 18" I.D. 17" Thickness 1/2"

Shell Cover: (S.R) C. Steel A-285 Gr. C FBQ 3/4" thk. Floating Head Cover: C. Steel (S.R.)

Channel: (S.R) C. Steel A-53 Gr. B Channel Cover: C. Steel

Tube Sheets-Stationary: 2-1/4 thk. NRB ASTM SB-171 Floating: NRB 2-1/4" thk.

Baffles-Cross C. Steel 15 Spaces @ 12" Type Segmental 35% cut Thickness 1/4"

Baffle-longitudinal None Type Thickness

Tube Supports: C. Steel Thickness 1/2"

Gaskets Soft Steel Armored Asbestos (Jacketed)

Connections-Shell-In 6' Out 4" Series 400# ASA RF

Channel-In 6' Out 6" Series 150# ASA RF

Corrosion Allowance-Shell Side 1/8" Tube Side

Code Requirements ASME-attach Spec. M-2-107

Weights-Each Shell 6400 lb Bundle 2230 lb

Full of Water 8,100 lb

NOTE: Indicate after each part whether stress relieved (S. R.) & whether radio raphed(A-R)

REMARKS: * MAX. Metal Temp. of tube sheet is 250 F.
NRB: Navab Rolled Brass

나. 粘度가 작으므로 같은 質量速度라면 gas의 Reynold No. 는 液體보다 크다.

다. 熱傳導度(Thermal conductivity)는 水素를 除外한 일반 gas는 물의 k 보다 約 1/15 程度로 적다.

라. 水素를 除外한 일반 gas의 比熱은 大略 0.2~0.5 Btu/(lb)(°F)의 범위에 있다.

마. 일반 gas에 있어서 비열(C) 粘度(μ), 熱傳導度(k)는 溫度上昇과 더불어 增加하는 傾向이지만 多幸히 Prandtl No.(Pr) C_p/k 는 溫度에 對하여 別로 變動이 없으므로 상당한 高壓(적어도 1000 psig 이상)이 아니면 다음 表 2의 數値를 그대로 適用하여도 設計計算에 別로 誤差를 가져오지 않는다.

表 2 PRANDTL NO (Pr) C_p/k FOR
GASES AND VAPOR @ 1 atm & 212 °F.

	C_p/k	(Pr) ^{0.3}	(Pr) ^{1/3}	(Pr) ^{0.4}	(Pr) ^{2/3}
Air, H ₂	0.69	0.894	0.884	0.866	0.781
NH ₃	0.86	0.956	0.951	0.941	0.904
CO ₂ , CH ₄	0.75	0.617	0.909	0.891	0.826
Argon	0.66	0.883	0.871	0.847	0.759
CO, NO ₂ , N ₂ O ₃	0.72	0.906	0.896	0.877	0.803
N ₂ , O ₂	0.70	0.899	0.888	0.867	0.789
Steam(low pressure)	1.06	1.018	1.020	1.024	1.040

Data Source :

McAdams "Heat Transmission" 3rd ed. Appendix

Origin :

F.G. Keyes, Tech. Rept. 37, Project Squip(1952)

바. 大體로 1000 psig 이상의 高壓 gas의 物性數値는 補正을 要한다. 補正에 관한 資料로서 Perry H. Book 4th Ed(1963)에 자세히 紹介되어 있다.

사. Gas 側의 壓力損失은 同一한 質量速度에 대하여 gas의 操業壓力에 대한 影響이 甚大함을 알아둘 필요가 있다. 高壓일 수록 有利하나 exhaust blower에 의한 常壓 내지 負壓下의 gas 冷却器에 있어서는 特別許容壓力損失이 가장 問題視되며 같은 質量速度로 인한 設費投資의 增大가 考慮된다.

2. 冷却水에 關하여

가. 冷媒로서의 冷却水는 값싸게 大量으로 利用할수 있을 뿐 아니라 傳熱特性이 良好한 利點이 있는 反面一般炭素鋼에 對하여는 상당한 腐蝕性을 가지는 缺點이 있다. 特別 高溫下에서 溶存하는 酸素의 存在는 腐

蝕을 促進시키며 scale 微生物繁殖에 依한 algae의 形成 등 汚染의 憂慮가 많다.

나. 그러므로 多管式 shell & tube type 冷却器의 경우 거의 例外 없이 冷却水를 管内로 흐르게 하고 tube의 材質을 非鐵金屬의 合金(admiralty, red brass, cupper, muntz metal, aluminum 合金 등)을 사용하고자 管板(tube sheet)은 炭素鋼을 사용할 때는 1/8" 이상의 Corrosion Allowance를 주든가 表 1의 仕様書에서 처럼 NRB (Navy rolled brass) 같은 非鐵金屬을 사용하되 Corrosion Allowance를 주지 않는 것이 상례이다.

다. 管内 冷却水의 流速은 적어도 3 FPS 이상(通常 3~8 FPS)으로 하여야하고 冷却水 出口溫度는 scale 形成 및 부식을 방지하기 위하여 120°F(49°C)를 초과시키지 않도록 設計하여야 한다.

流速은 設計上 許容할 Fouling Factor와 直接 關聯 있으며 TEMA Standard에서 推薦하는 冷却水의 Fouling Factor를 紹介하면 表 3과 같다.

表 3 FOULING FACTOR FOR WATER

고 온 측 유 체 온 도	240°F. 까지		240-400°F.	
	125°F. 이하		125°F. 이상	
물 의 온 도	물 의 유 속 (Water)		물 의 유 속 (Water)	
WATER	3FPS 이 하	3FPS 이 상	3FPS 이 하	3FPS 이 상
해수(Sea Water)	0.0005	0.0005	0.001	0.001
냉각탑 및 Spray Pond				
처리 수 보 층	0.001	0.001	0.002	0.002
불 처리 수 보 층	0.003	0.003	0.005	0.004
상수도수(City Water)	0.001	0.001	0.002	0.002
*하천수(River Water)	0.003	0.002	0.004	0.003
Muddy Water	0.003	0.002	0.004	0.003
경수(15grains/gal 이상)	0.003	0.003	0.005	0.005
증 류 수	0.001	0.0005	0.001	0.001

* Mississippi, Delaware, Schuykill,

East River 및 New York Bay의 평균임.

DATA: TEMA Standard, 2nd ed, (1949) Section 8, T-2.4.

라. 一般的으로 冷却水의 境膜傳熱係數는 管, 內外 側을 막론하고 500~1500 Btu/(hr)(ft²)(°F) 範圍로서 상당히 높으므로 water-to-water exchanger에서는 적절한 fouling factor의 設定이 設計結果에 큰 影響을

주지만 gas-to-water 인 경우 gas 측의 境界傳熱係수가 너무나 적기 때문에 fouling factor 設定의 착오로 인한 設計結果의 영향은 그렇게 重要視 되지 않는다.

3. 熱交換器에 있어서의 基本對流傳熱式

$$Q = WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1) = U_d \cdot A \cdot \Delta t_m$$

總括전열계수 U_d 는 管의 外徑을 基準한 有效 傳熱 面積에 基盤한 것이며 $\frac{1}{U_d}$ 즉 총괄전열저항은 아래 列舉하는 다섯가지 전열저항을 直列로 連結한 電氣抵抗을 求하여 逆數로서 conductance 로서 求하는 경우의 原理와 同一하다.

가. 管内流體(冷却水)의 境界抵抗 :

$$\frac{1}{h_{io}} = \frac{1}{h_i \times \left(\frac{D_i}{D_o} \right)}$$

나. 管内汚染 저항(Scale 및 汚物) :

$$R_{dio} = R_{di} \times (D_o/D_i)$$

다. 管壁自體의 전열 저항 : R_w

라. 管外(shell side)의 境界전열저항 : $\frac{1}{h_o}$

$$U_d = \frac{1}{1/h_{io} + R_{dio} + 1/h_o + R_{do}} \text{ 로서 表示된다.}$$

4. 有效平均溫度差 Δt_m

二重管이나 1-shell 1-tube pass 의 冷却器인 엄밀한 向流이므로 對數平均溫度差(LMTD)로서 充分하나 大概의 경우, 向流, 並流, 十字流의 復雜한 흐름狀態이므로 이에 대한 補正이 要求된다. 이에 대한 補正係數를 求하는 圖表는 많은 文獻에 紹介되어 있다. 그中 圖表 4 를 다음 例題제산에 필요한 1-2 exchanger 에 관한 補正圖表로서 이를 紹介한다.

設計上 補正係數 F_t 가 0.75이하로 떨어질 때에 이를 그대로 採擇設計함은 非經濟의이므로 各流體의 出入口 溫度에 관한 工程計劃을 變更하든가, shell 의 配列을 再考하든가하여 적어도 F_t 가 0.8 이상이 되도록 하는 것이 合理的이다.

특히 gas cooler 에 있어서는 전열계수가 적기 때문에 有效溫度差(EMTD)를 높이는 方向으로 企圖함이 有利하다. 끝으로 兩流體의 出口溫度가 同一溫度 일때

는 항상 F_t 는 0.8 이 됨을 알고 있으면 設計計算에 參考될 것이다.

5. 境界傳熱係數의 計算

制限된 紙面관계로 여기서는 多管式 shell and tube type 의 gas 冷却器로서 通常 冷却水가 管内를 흐르는 경우에 관하여 設計計算에 實用할 수 있는 資料와 關係式을 간단히 紹介하고 例題로서 說明을 補充코자 한다.

가. 管内側의 境界傳熱係數

(a) 圖表 5 의 사용(* 1)

Tube 管内의 流速(FPS)을 求하여 圖表 5 에서 h_i 를 구하고 使用管의 規格에 依한 補正을 한다.

(b) Sider & Tate

Equation(* 2)

亂流에서의 管内傳熱式

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.027 \left(\frac{D_i G_t}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

* Shell side 에 baffle 板이 없이 群管에 平行流할 때 는 D_i 대신 D_e , G_t 대신 G_u 로 代置함으로서 그대로 shell side 의 境界계수 h_o 를 求할 수도 있다.

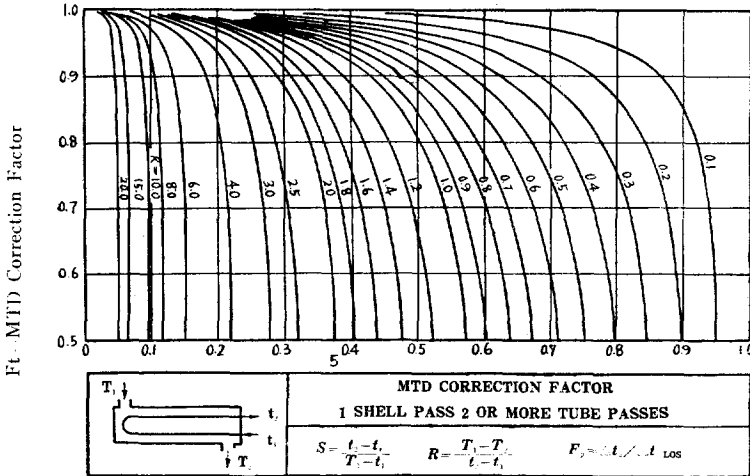


도표 4. LMTD Correction Factor, F_t , 1-2 Exchangers

다. 管外(shell side)의 汚染저항 : R_{do}

이중에서 實用設計上 管壁自體의 전열저항 R_w 는 너무나 적기 때문에 무시하고 따라서 總括 전열계수 U_d 는

(* 1) Kern; Process Heat Transfer, Appendix fig. 25, p 835 McGrawhill (1950)

(* 2) Sider & Tate ; Ind-Eng-Chem, 28, 1429~35 (1936)

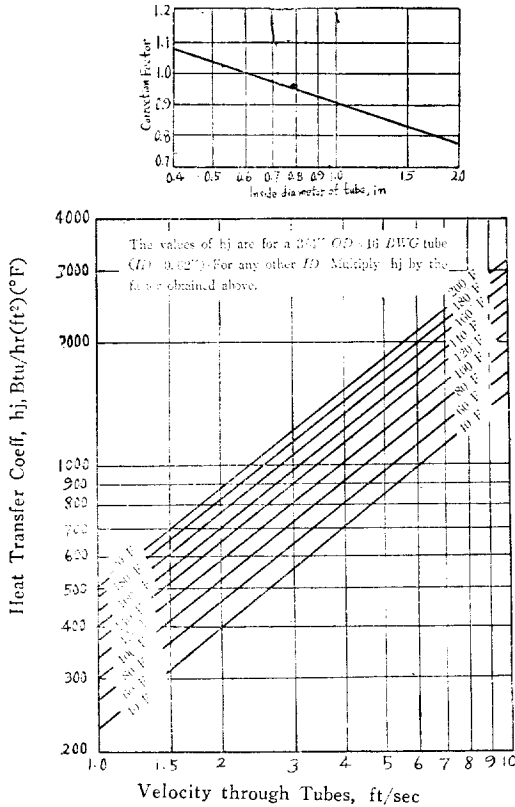


도표 5. Film Coefficient for Water in Tubes

(c) Dimensional Equation(* 3) (略算法)

$$hi = 150(1 + 0.0011ta) \frac{(V)^{0.8}}{(Di')^{0.2}}$$

適用範圍: Turbulent water flow inside tubes

Re > 10,000, 온도범위 40~220°F

어느 경우나 內徑에 대한 傳熱面積을 기준한 境膜傳熱係數이므로 이를 外徑에 대한 즉 shell side 基準의 傳熱面積에 相當한 境膜係數 hio 로 換算하여 設計計算에 使用하여야 한다.

(* 3) Equation 10-40, Perry's Hand book, 4th Ed. p10-14(1963)

(* 4) Kern; Process Heat Transfer, Appendix fig 28, McGrawhill(1950)에서 25% cut baffle 에 限한 (Re) vs JH 圖表를 Wolverine Tube Co에서 應用範圍를 넓혀 修正補充한 圖表임.

(* 5) Equation 10-41, Perry's Chem. Eng. H. Book, 4th Ed. p10-14(1963)

(* 6) Equation(10-4), Perry's Chem. Eng. H. book, 4th Ed. p.10-14(1963)

(* 7) Equation 10-61, Perry's Chem. Eng. H. book original ref.ind. Eng. Chem. 41, 2499(1949)

(* 8) Equation 10-61, Perry's Chem. Eng. H. book 4th Ed. p. 10-19(1963)

$$hio = hi \times \frac{Ai}{Ao} = hi \times \frac{Di'}{Do}$$

나. 管外側(Shell side)의 境膜傳熱係數

(a) 圖表 6(* 4)의 使用

本圖表의 活用計算方法은 다음에 紹介하는 例題의 계산내용을 참고하기 바란다.

(b) Colburn type equation(* 5)

$$\frac{h_0}{CG_{max}} \left(\frac{c''}{k} \right)^{2/3} = \frac{a}{(D_0 G_{max}/\mu)^{0.4}}$$

(c) Nusselt type equation(* 6)

$$\frac{h_0 D_0}{k} = a \left(\frac{D_0 G_{max}}{\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{c''}{k} \right)^{1/3}$$

(b) 및 (c)에서 a 는 無次元常數로서 Re > 3000 의 조건에서 shell leakage 를 考慮하지 않고 群管이 錯列配列(◇ 또는 △ pitch) 일 때 0.330 in-line 配列(□ square pitch) 일 때 0.260 인바 通常의 baffle 板熱交換器에 있어서 TEMA 規格의 baffle hole 間隔 및 shell 과 baffle 周圍와의 製作上 不可避한 clearance 로 因한 leakage (short circuit & orifice flow)를 考慮하여 實用設計值로서 各各 60%에 해당하는 0.198, (for staggered) 및 0.156(for in-line)을 採擇하도록 규정하고 있다.

(d) Donohue Equation(* 7)

$$\frac{h_0 D_0}{k} = 0.20 \left(\frac{D_0 Ge}{\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{c''}{k} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Ge = weighted mass velocity = $W/Se = \sqrt{Gc \cdot Gb}$

Se = weighted flow area

$$= \sqrt{(\text{cross flow area})(\text{window flow area})}$$

Gc = mass velocity thru cross flow = $G_s = G_{max}$

Gb = mass velocity thru baffle opening

(c)의 Nusselt type equation에서 G_{max} 대신 群管의 cross flow(結局 G_{max})와 baffle window(切斷部分)을 群管과 平行으로 흘러넘어 갈때의 質量速度와의 幾何平均値인 Ge 로 代置된 式이므로 baffle cut 가 正常이 아닌 경우에 應用할 價値가 많다.

(e) Dimensional Equation(* 8)(略算法)

$$h_0 = 0.11 C \frac{(G_{max})^{0.6}}{(D_0)^{0.4}}$$

Baffle 板의 熱交換器인 경우 通常의 leakage 를 考慮하여 위式에서 얻은 h_0 의 60%로 補正하여 設計值로한다
適用範圍: 通常壓力 및 溫度下의 Prandtl No. $\left(= \frac{c''}{k} \right) = 0.78$, 粘度 $\mu = 0.0426 \text{ lb/(hr)(ft)}$ 범위의 일반기체로서 錯列配列管의 cross flow 인 경우 略算法으로서 計算이 簡單하므로 精算이 要求되지 않을때 使用할 수 있다.

이상 境膜傳熱係數에 關하여 筆者의 所見으로 實用的이라고 생각되는 것을 몇가지 골라 紹介하였으나.

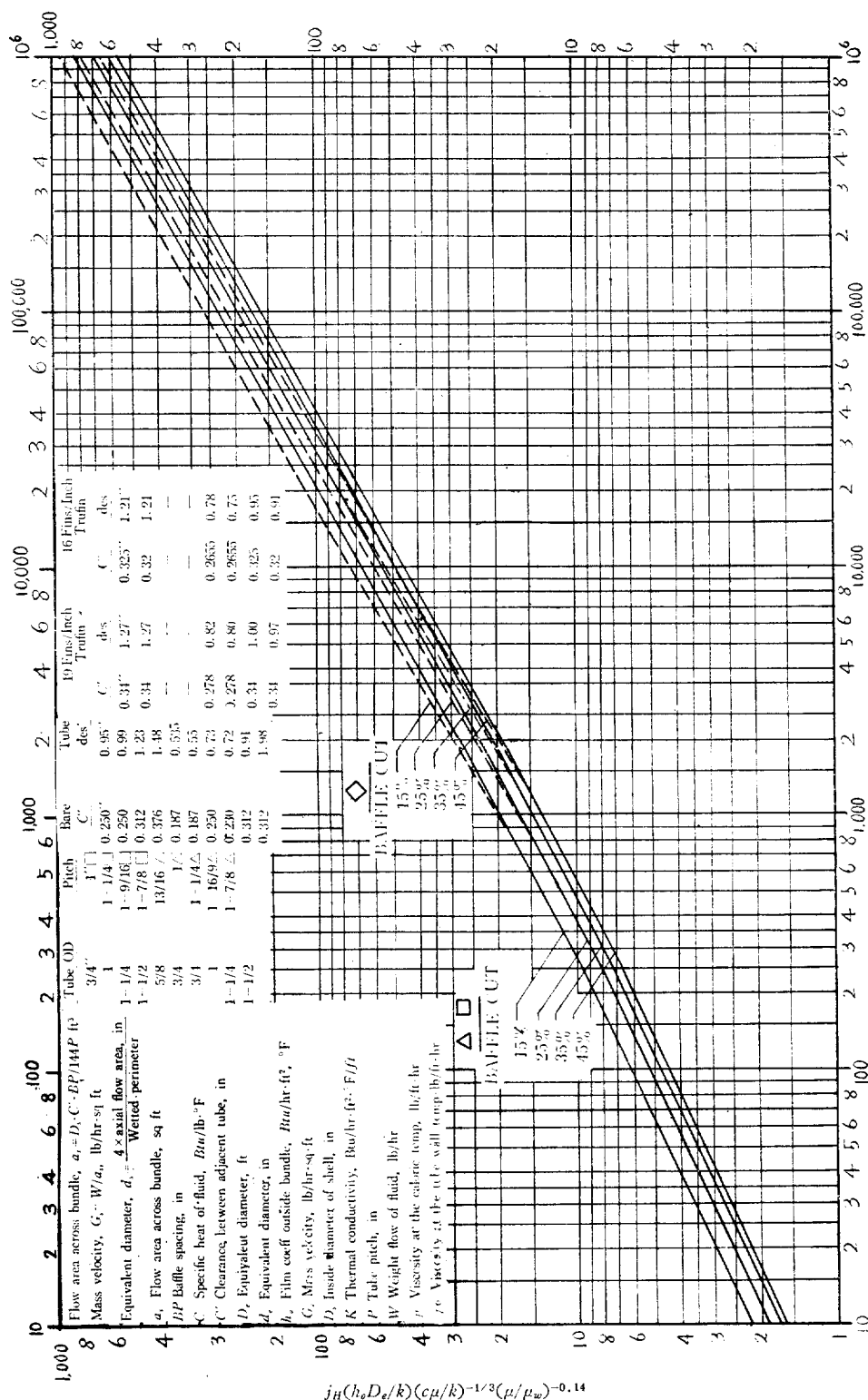


도표 6. Shell Side Heat Transfer Curve

이외에도 여러가지 簡便計算에 관한 公式, 圖解法등 많은 資料가 各種 文獻에 실려있다.

大體로 管内側 冷却水의 h_i 는 通상 500~1500 이며 h_{io} 로 換算하여 대략 400~1300 Btu/(hr)(ft²)(°F) 임에 비하여 shell side側 gas의 h_o 는 대개 10~83 程度로 冷却水에 비하여 大端히 적으며 兩側의 total dirt factor R_d 는 大體로 0.003~0.006 범위로 設計 함으로 이들을 모두 전열저항으로 表示하여 비교하던

冷却側 저항 $1/h_{io}=0.0025\sim0.00077$

gas側 저항 $1/h_o=0.1000\sim0.01205$

total dirt factor $R_d=0.0030\sim0.00600(+)$

總括傳熱抵抗 $1/Ud = 0.1055\sim0.01882$
(hr)(ft²)(°F)/BTU

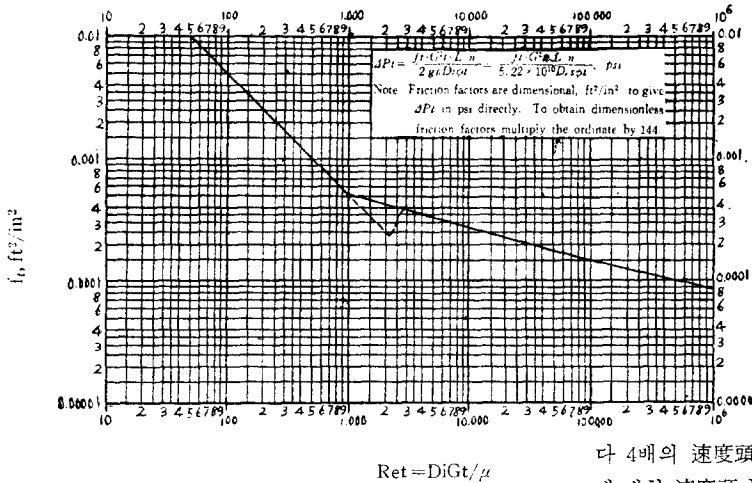


도표 7. Tube Side Friction Factors

總括傳熱係數 $Ud=9.5\sim53$ BTU/(hr)(ft²)(°F)
結局 總括傳熱係數는 gas側 境界係數 h_o 에 近接한 數値로서 h_o 가 Ud 에 支配的인 影響을 주고 있음을 알 수 있다.

더욱이 tube측은 正確한 質量速度가 算出되므로 h_{io} 의 計算은 比較的 正確하고 精算이 要求되지 않으나 shell side에 있어서는 斷面積이 變動하는 群管을 垂直方向으로 흐르기도 하고 baffle window에서 다시 群管과 平行으로 흐를뿐 아니라 群管과 baffle板間격 및 胴體와 baffle圓周間격 사이의 short circuit 및 leakage 現象등 質量速度 또는 Reynold No. 推定이 애매한바 많기 때문에 特히 gas에 있어서 shell side h_o 에 관한 設計計算은 慎重한 考慮가 要求된다.

6. 壓力損失의 計算

(가) Tube side의 壓力損失

直管自體를 흐를때의 壓力損失 ΔP_t 와 pass change로 인한 流動 方向 轉換에 基因한 return pressure drop ΔP_r 를 考慮할 수 있는바, TEMA에서 採用 하고 있는 方法 으로서 Kern씨의 "Process Heat Transfer"에 紹介된 것을 熱交換器設計 計算에 있어서 實用的이라 고 생각되므로 이를 引用活用하는 것을 권하고저 한다.

(a) Tube pressure drop

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_e \cdot S \cdot \phi_t}$$

冷却水의 溫度 範圍에서 比重 S 는 1.0, 粘度에 傳

한 補正係數 $\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$
도 1.0으로 보아 冷却水의 경우

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_e}$$

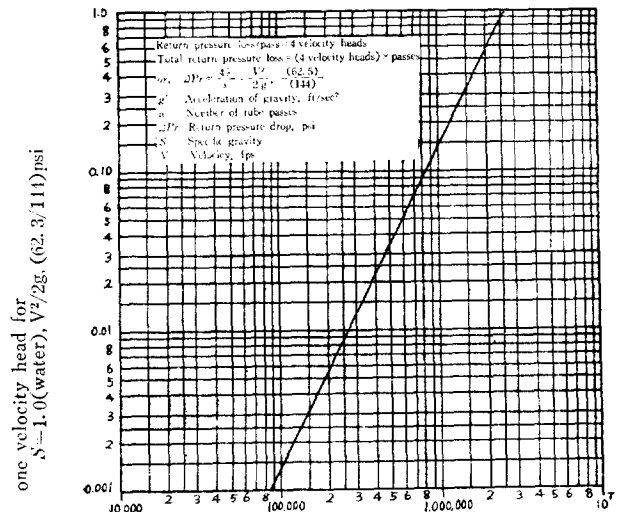
로서 滿足하다.

Friction factor vs Ret에 관한 圖表 7을 참조하기 바란다.

(b) Return press drop ΔP_r

$$\Delta P_r = \frac{4n}{S} \cdot \frac{V^2}{2g'}$$

即, 方向轉換 및 其他 壓力損失을 每通過回數(pass)마다 4배의 速度頭損失임을 가정하고 있다. 質量速度 Gt 에 대한 速度頭 $V^2/2g'$ 는 圖表 8에서 간단히 求하여 冷



Mass velocity, lb/hr.ft²

도표 8. Tube Side Return Pressure Loss

$$f_s = \frac{G_s^2 \times D_s (n_b + 1)}{2 \times g \times \rho \times D_s \times \phi_s} \quad \frac{f_s \times G_s^2 \times D_s (n_b + 1)}{5.22 \times 10^{10} \times D_s \times s \times \phi_s}$$

- f_s Baffle spacing, in
- C Clearance between adjacent tubes, in
- D_e Equivalent diameter, ft
- d_e Equivalent diameter, in. See JH Curve for Numerical Values
- D_s Inside diameter of shell, ft
- G_s Mass velocity, lb/hr x sq ft
- g Acceleration of gravity, 4.12×10^8 ft/hr²
- L Tube length, ft
- n_b Number of baffles
- $n_b + 1$ Number of times fluid crosses bundles from inlet to outlet 12 L/B
- P Tube pitch, in
- ΔP_s Shell side pressure drop, psi
- ρ Density, lb/ft³
- μ Viscosity at the calor: temperature, lb/ft x hr
- μ_w Viscosity at the tube wall temperature, lb/ft x hr
- ϕ_s $(\mu/\mu_w)^{0.14}$

Note: Friction Factors are dimensional, sq ft/sq in, to give ΔP_s in psi directly.

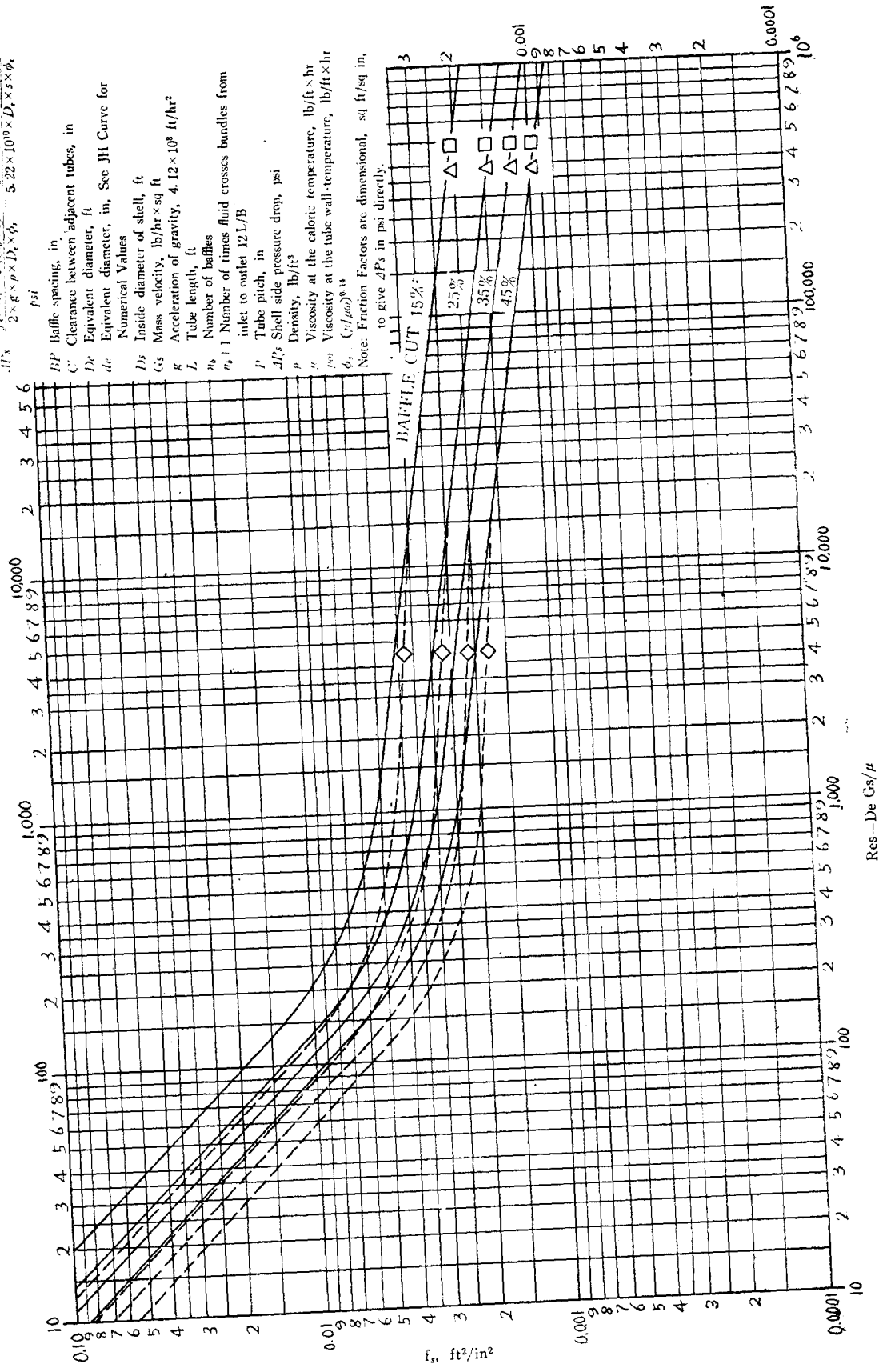


도표 9. Shell Side Friction Factors

却水의 比重 S 는 1.0 이므로 ΔP_s 를 곧 算出할 수 있다.

(c) 管内總壓力損失

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_s \text{ psi}$$

나. 胴側(shell side)의 壓力損失

Shell side의 ΔP 는 h_o 계산에서 述한바와 같이 群管에서의 흐름狀態가 複雜함으로 計算方式에, 따라 상당한 差異가 있다고 생각되는데 筆者는 Kern' Process Heat Transfer 에 紹介된 方法(*9)을 補充修正한 計算圖表 9(*10)를 實用的인 資料로서 使用하고 있다.

$$\Delta P_s = \frac{f_s \times G_s^2 \times D_s (n_b + 1)}{2 \times g \times \rho \times D_e \times \phi_s} \\ = \frac{f_s \times G_s^2 \times D_s (n_b + 1)}{5.22 \times 10^{10} \times D_e \times S \times \phi_s} \text{ psi}$$

이 式의 Nomenclature 는 圖表 9를 참조하기 바라며 계산應用에 關하여 例題를 참조하기 바란다.

GAS 冷却器의 設計例題

例題로서 表 1 에 紹介한 忠肥질소 壓縮機의 最後冷却器에 關한 設計內容을 이제까지 筆者가 紹介한 設計方法에 準하여 計算評價 하여보기로 한다.

1. 基本工程設計條件

가. 空氣分離塔에서 나온 질소 (Nitrogen) 15,100 lb/hr. 가 3 段으로 壓縮되어 400 psig, 335°F 로 吐出되어 이를 다음 工程을 위하여 90°F 까지 冷却코져 한다.

나. 冷却水의 設計入口 溫度는 85°F 로 한다.

다. 許容壓力損失은 各各 gas 側이 2psi, 冷却水側이 10psi 이내로 한다.

라. 汚染抵抗(Fouling Resistance)은 gas 側이 0.001 冷却水側이 0.003(hr)(ft²)(°F)/BTU 을 要求한다.

2. 基本構造設計仕様(Mechanical Specifications)

本例題 冷却器의 原設計者인 HRI 會社에서 ASME Code(*11) 및 TEMA(*12) Standards를 참고로 하여 작성한 熱交換器관계 機械設計仕様書(HRI-Spec M-2-102)를 근거로 上述한 工程設計條件을 적용하면 아래와 같은 基本仕様이 주어진다. 本基本仕様の 範圍에서 熱交換器設計計算이 確定 된다음 表 1의 construction欄에 明示된 詳細한 部品の 設計明細도 本 HRI-Spec M-2-

102에 符合되도록 設計되어 있음을 미리 말하여 둔다.

가. 型式: Shell & Tube Floating Head Type Split Ring, Removable Tube Bundle

나. 질소를 shell side, 冷却水を 管内로 하되 冷却水의 流速는 2FPS 이상으로 하여야 한다.

다. 胴(shell)은 24" OD 이내이면 seamless carbon steel pipe 들 사용하고 1/8" 의 corrosion allowance 를 준다.

라. 使用管規格: 3/4" OD, 16BWG, Inhibited Admiralty, 16' 길이

마. 管配列은 15/16" 正三角形 Δ pitch 로 한다.

바. Tube sheet의 材質은 NRB(Naval Rolled Brass)로 하고 其他部品の 材質은 炭素鋼으로 한다.

設 計 計 算

(1) 熱收支計算

胴體(shell)의 放熱을 無視함.

N₂ gas의 平均比熱 $C = 0.256 \text{ BTU}/(\text{lb})(^\circ\text{F}) @ 21.2.5^\circ\text{F}$

冷却負荷

$$Q = 15,100 \times 0.256 \times (335 - 90) = 946,000 \text{ BTU/hr}$$

Gas의 出口溫度가 90°F 이므로 冷却水의 出口溫度 t_2 를 이보다 높게하던 冷却水量은 적어질수 있으나 LMTD 補正係數 F_T 가 實用值 0.75 이하로 떨어질 것 이므로 t_2 를 90°F 로 設定한다.

所要冷却水量 w :

$$w = \frac{946,000}{(90 - 85) \times 1.0} = 189,000 \text{ lb/hr.} = 378 \text{ GPM}$$

Heat Balance:

$$Q = WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1) \\ = (15,100)(0.256)(335 - 90) \\ = (189,000)(1.0)(90 - 85) = 946,000 \text{ Btu/hr.}$$

(2) 有効平均溫度(EMTD)

$$335^\circ\text{F}(T_1) \xrightarrow{\text{고온 } N_2 \text{ gas}} 90^\circ\text{F}(T_2) \\ \xleftarrow{\text{저온 냉각수}} \frac{90^\circ\text{F}(t_2)}{245^\circ\text{F}(\Delta t_2)} \leftarrow \frac{85^\circ\text{F}(t_1)}{5^\circ\text{F}(\Delta t_1)}$$

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2.3 \log \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{245 - 5}{2.3 \log 245/5} = 61.7^\circ\text{F}$$

1-2 Exchanger 로 豫想하여 補正係數 F_T 를 求하기 위하여 (圖表 4 参照)

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{335 - 90}{90 - 85} = 49, \\ S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{90 - 85}{335 - 85} = 0.02$$

(*9) Equation 3.44, 7.43, 7.44, and Appendix fig 29, McGraw Hill(1950)

(*10) Kern 은 25% cut baffle 에 限하여 圖表를 紹介하였으나 Wolverine Tube Co에서 提示한 本圖表는 應用範圍가 넓다.

(*11) Section VIII of ASME Boilman Construction Code for Unfired Pressure Vessels, 1952 Ed.

(*12) TEMA Standards, 3rd Ed(1952) for Class "R" Heat Exchangers

$$F_t = 0.8 (\text{圖表 4})^*$$

$$\text{EMTD} (= \Delta t_m) = F_t \times \text{LMTD} = 0.8 \times 61.7 = 49.3^\circ \text{F}$$

(3) 流體의 平均溫度 및 平均物性數值

算術平均溫度로서 充分하다.

$$\text{nitrogen: } T_a = (335 + 90)/2 = 212.5^\circ \text{F}$$

$$\text{cooling water: } t_a = (90 + 80)/2 = 87.5^\circ \text{F}$$

物 性 數 值	nitrogen	냉각수
分子量(M. W.)	28.0	18.0
平均溫度 (°F)	212.5	87.5
平均操作壓力 (psia)	414.7	59.7
比 熱 Btu/(lb)(°F)	0.256(C)	1.0(C)
密 度 ρ lb/ft ³	1.610	62.5
比 重 S	0.0258	1.0
粘 度 μ lb/(ft)(hr)	0.0503	2.06
熱傳導度 k Btu/(hr)(ft ²)(°F/ft)	0.0182	0.353
Prandtl No. ($c\mu/k$)	0.710	5.83

(5) 所要傳熱面積의 推定計算

大體로 經驗上 gas-to-liquid(냉각수) type 의 commercial exchanger 에서 Ud 의 범위가 10~50 일을 알고 設計者가 課題의 內容을 참조하여 Ud 를 가정하여 試行錯誤法에 의한 本設計 計算에 들어 갔을 것이나, 여기서는 紙面관계로 數次的 trial 계산은 紹介하지 않기로 하고 本設計者가 最終的인 trial 을 하였다고 생각되는 Ud 를 30 Btu/(hr)(ft²)(°F)로 假定하고 計算을 진행하기로 한다(表 1 참조)

trial ○ ○

$$\text{Assume } Ud' = 30 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

$$\text{所要傳熱面積 } A = \frac{Q}{Ud'A \Delta t_m} = \frac{946,000}{30 \times 49.3} = 640 \text{ ft}^2$$

管板(tube sheet)에 의한 有効傳熱面積의 損失을考慮하여 0.2%를 追加한다.

$$A = 1.02 \times 640 = 653 \text{ ft}^2$$

(6) 基本構造設計仕様에서 3/4" OD tube × 16' 길이로 규격을 정하였으므로

$$\text{所要管數 } Nt = \frac{653}{(16)(0.1963)} = 208 \text{ tubes}$$

(* Condenser tube data 에서 3/4" OD tube 의 表面積 = 0.1963 ft²/ft 임)

冷却水の 流速을 2 FPS 의 상(通常 3~8 FPS 로함)으로 규정하였으므로 처음에상대모(F_t 계산時) 2 pass tube 가 適切함을 計算할 수 있다.

* 圖表에서 0.8 을 正確하게 읽기 어려우나 前述한 바와 같이 兩側出口溫度가 同一할때는 F_t 는 항상 0.8 이다.
(*13) Kern: Process Heat Transfer; p 841(1950 McGraw Hill)
(*14) Unfired Pressure Vessel Code (Section VIII), UG27(1962)

Tube layout(配列)을 15/16" Δ pitch 로 定하였으므로 tube count table(* 13)을 참조하여 17.1/4" ID shell 에 2 pass 로 224 본의 3/4" OD tube 를 15/16" Δ pitch 로 配列할 수 있음을 알 수 있다.

ASME code(* 14)에 의한 設計 壓力 및 溫度에서의 wall thickness 가 주어진 corrosion allowance 1/8" 를 합하여 0.5" 의 管厚가 要求되므로 實際製作上 標準炭素鋼管 18" sch. No. XS 를 선택하여 17" ID shell 에 대한 實際縮尺圖面에 의하여 tube 配列을 試圖하여 220 tubes 를 配列 할 수 있음을 안다.

$$\text{實際表面積 } A = 220 \times 16 \times 0.1963 = 690 \text{ ft}^2$$

$$\text{有効表面積} = 690 \times 0.98 = 676 \text{ ft}^2$$

$$Ud'(\text{corrected}) = \frac{946000}{(676)(49.3)} = 28.4 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

Baffle 板 配列은 通常 15~45%를 짜른 半月形(Segmental baffle)으로서 baffle space(또는 baffle pitch) B_p 를 보통 shell ID = $B_p > 0.2$ shell ID 범위로 하는 것이 practice 로 되어 있는데 本例題에서는 15 baffles @ 12" space 35% cut window 로 try 함.

(7) 假設計한 冷却器에 대한 計算評價

前項에서 假設計한 條件 :

shell side	tube side
shell ID, $D_s' = 17''$, $D_s = 1.42 \text{ ft}$	tubes, 3/4" OD × 16 BWG × 16' LONG
baffle space, $B_p = 12''$	No. of tubes; $N_t = 220$
baffle cut, 35% seg.	pass No; $n = 2$
No. of baffles, $n_b = 15$	pitch: $P_t = 15/16'' \Delta$

위 條件에 關하여, 各境膜傳熱係數, 總括傳熱係數, 壓力損失 등을 계산(rating)하여 要求條件과 比較檢討한다.

(가) 境膜傳熱係數의 計算

(a) Tube side(冷却水) Heat transfer coefficient, h_{ic}
3/4" OD × 16 BWG Tube 의 흐름 斷面積

$$a'_t = 0.302 \text{ in}^2/\text{tube}$$

$$\text{管内全 흐름面積 } a_t = \frac{220 \times 0.302}{2 \times 144} = 0.23 \text{ ft}^2/\text{pass}$$

$$\text{質量速度, } G_t = w/a_t = (189,000)/(0.23) = 822,500 \text{ lb/(hr)(ft}^2\text{)}$$

$$\text{流速 } V = G_t/(3600)(\rho) = (822,500)/(3600)(62.5) = 3.66 \text{ FPS}$$

表 5 에서 $t_a = 87.5^\circ \text{F}$, $V = 3.96 \text{ FPS}$ 일 때

$$h_i = 895 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

3/4" OD × 16 BWG 의 標準管이므로 h_i 의 補正數値는 1.0 이다. 이를 管外表面積을 基準한 경락계수 h_{io} 로 환산하여

$$h_{io} = h_i \times A_i / A_o = h_i \times D_i' / D_o' = 895 \times (0.62) / 0.75$$

$$h_{io} = 739 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

其他方法에 의한 계산

가. Sieder & Tate equation(* 2)

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.027 \left(\frac{D_i G_i}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{c \mu}{k} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$h_i = (0.027) \left(\frac{0.353}{0.0517} \right) \left(\frac{0.0517 \times 822500}{2.06} \right)^{0.8}$$

$$(5.83)^{0.33} \times (1.0)$$

$$= 940 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

나. 略算法(dimensional equation)(* 3)

$$h_i = 150(1 + 0.011 t_a) \left(\frac{V_i}{D_i'} \right)^{0.8}$$

$$= 150(1 + 0.011 \times 87.5) \frac{(3.66)^{0.8}}{(0.62)^{0.2}}$$

$$= 908 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

圖表 5의 使用이 安全率을 考慮하여 무난하다.

(b) 胴側(shell side)의 heat transfer coefficient, h_o

(가) Kern's method—表 6 *4의 사용

$$\text{shell side flow area } a_s = \frac{D_s' \times c' \times B_p}{144 P_T}$$

$$= \frac{17 \times 3/16 \times 12}{144 \times 15/16} = 0.283 \text{ ft}^2$$

* 本例題의 경우(3/4" OD tubes on 15/16" Δpitch)

와 같이 $P=1.25 D_o'$ 인 경우 $a_s = \frac{D_s' \times B_p}{720}$ 를 쓰면
便利하다. 卽

$$a_s = \frac{D_s' \times B_p}{720} = \frac{17 \times 12}{70} = 0.283 \text{ ft}^2$$

質量速度 $G_s = W/a_s = (15100)/(0.283) = 53,400$
lb/(hr)(ft²)

Reynolds No., Res:

圖表 6에서 3/4" OD tube, 15/16" Δpitch에 대하여 群管의 相當外徑(Equivalent Diameter)

$$d_e = 0.55'' \therefore D_e = (0.55)/(12) = 0.0458 \text{ ft}$$

$$\text{Res} = D_e G_s / \mu = (0.0458)(53400)/(0.0503) = 48600$$

圖表 6에서 Res=48600에 對한 無次元常數 $j_H = 110$

$$j_H = (h_o D_e / k)(c \mu / k)^{-1/3} (\mu / \mu_w)^{-0.14} \text{ 이므로}$$

$$h_o = (j_H)(k/D_e)(c \mu / k)^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14}$$

$$= (110)(0.0182)/(0.0458)(0.71)^{1/3}(1.0)$$

$$= 38.6 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

其他方法에 의한 計算

가. Colburn type equation(* 5)

$$h_o = \frac{(a)(C)(G_{max})}{(D_o G_{max} / \mu)^{0.4}} \left(\frac{c \mu}{k} \right)^{-2/3}$$

$$D_o = \text{tube O. D., ft} = 0.75/12 = 0.0625 \text{ ft}$$

$$G_{max} = G_s = 53,400 \text{ lb/(hr)(ft}^2\text{)}$$

a =無次元常數=0.198로 함.

$$h_o = \frac{(0.198)(0.256)(53,400)}{(0.0625 \times 53,400/0.0503)^{0.4}} (0.71)^{-2/3}$$

$$= 39.0 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

나. Nusselt type equation(* 6)

$$h_o = a \left(\frac{k}{D_o} \right) \left(\frac{D_o G_{max}}{\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{c \mu}{k} \right)^{1/3}$$

$$= (0.198) \left(\frac{0.0182}{0.0625} \right) \left(\frac{0.0625 \times 53400}{0.0503} \right)^{0.6}$$

$$(0.71)^{1/3}$$

$$= 40.2 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

無次元常數 a 는 staggered(錯列) pitch로서
baffle leakage를 考慮하여 0.198를 擇하였다.

다. Donohuo equation(* 7)

$$h_o = 0.20 \left(\frac{k}{D_o} \right) \left(\frac{D_o G_e}{\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{c \mu}{k} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$S_e = a_s = \frac{17 \times 12}{720} = 0.283 \text{ ft}^2$$

$S_b = 0.300 \text{ ft}^2$ (baffle 切斷部分의 面積에서 切斷
部分에 찾아한 群管의 斷面積을 乘 數值임)

$$S_e = \sqrt{S_e \cdot S_b} = \sqrt{(0.283)(0.30)} = 0.292 \text{ ft}^2$$

$$\therefore G_e = W/S_e = 15100/0.292 = 51700 \text{ lb/(hr)(ft}^2\text{)}$$

$$h_o = 0.20 \left(\frac{0.0182}{0.0625} \right) \left(\frac{0.0625 \times 51700}{0.0503} \right)^{0.6}$$

$$(0.71)^{0.33}(1.0)$$

$$= 40.0 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

라. 略算法(dimensionale quation)(* 8)

$$h_o = (0.11)(C) \frac{(G_{max})^{0.6}}{(D_o)^{0.4}}$$

$$= (0.11)(0.256) \frac{(53,400)^{0.6}}{(0.0625)^{0.4}}$$

$$= 38.4 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

Leakage를 考慮하지 않았으므로 이를 考慮하여

$$h_o(\text{corrected}) = 38.4 \times 0.6 = 35.0 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

(나) 總括傳熱係數 U_d 의 計算

clean overall heat transfer U_c

$$U_c = \frac{1}{1/h_{io} + R_w - 1/h_o} = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o}$$

(단 tube wall resistance R_w 를 무시함)

$$U_c = \frac{739 \times 38.6}{739 + 38.6} = 36.6 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

주어진 汚染抵抗 R_d

$$\text{shell side } R_{do} = 0.001$$

$$\text{tube side } R_{di} = 0.003, R_{dio} = 0.003 \times \frac{0.75}{0.62} = 0.00363$$

total fouling resistance R_d

$$= 0.00463 \text{ (hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)/Btu}$$

계산상의 設計總括係數 U_d 는

$$U_d = \frac{1}{1/U_c + R_d} = \frac{1}{(1/36.6) + 0.00463} \\ = 31.3 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

처음 본 계산에서假定한 $U_d' = 28.4 \text{ Btu/(hr)(ft}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$

$$\text{誤差} = (31.3 - 28.4) / 28.4 = 11.9\%$$

(다) 壓力損失의 計算檢討

(a) 冷却水側(tube side)

$$R_{et} = D_t G_t / \mu = (0.0517) \times (822,500) / (2.06) = 20,700$$

圖表 7에서 $f = 0.00022 \text{ ft}^2/\text{in}^2$ @ $R_{et} = 20,700$

tube flow drop,

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} \times D_t} \text{ psi} \\ (L = \text{length of tube, ft, } n = \text{number of pass}) \\ = \frac{(0.00022)(822500)^2(16)(2)}{(5.22)(10^{10})(0.0517)} = 1.77 \text{ psi}$$

圖表 8에서 $\frac{V^2}{2g} = 0.088$ @ $G_t = 822500$

$$\text{return pressure drop } \Delta P_r = \left(\frac{4n}{S} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) \\ = \left(\frac{4 \times 2}{1.0} \right) (0.088) = 0.71 \text{ psi}$$

total tube side pressure drop

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 1.77 \text{ psi} + 0.71 \text{ psi} = 2.48 \text{ psi}$$

許容限界 10 psi 이하이다.

(b) gas side(shell)

$$\Delta P_s = \frac{f_s \times G_s^2 \times D_s (n_b + 1)}{5.22 \times 10^{10} \times D_e \times S \times \phi_s} \text{ psi}$$

圖表 9에서 $f_s = 0.0016 \text{ ft}^2/\text{in}^2$ @ $R_{es} = 48600$

$G_s = \text{胴側質量速度} = 53,400 \text{ lb/(hr)(ft}^2\text{)}$

$D_s = \text{shell(胴)의 內徑, } 17/12 \text{ ft}$

$D_e = \text{群管外側相當直徑} = 0.0458 \text{ ft}$

$n_b = \text{baffle 板의 數} = 15$

$S = \text{gas의 비중} = 0.0258$

$$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = \text{粘度에 依한 補正} = 1.0$$

$$\Delta P_s = \frac{(0.0016)(53,400)^2(17/12)(15+1)}{(5.22 \times 10^{10} \times 0.0458)(0.0258)(1.0)} \\ = 1.68 \text{ psi}$$

設計許容値 2 psi 미만이다.

(8) 이상 例題에 對하여 便宜上 原設計者가 最終의 으로 잠은 設計條件을 assumption으로 計算說明하였다.

原設計者는 여기까지 2~3회의 trial을 했을지 모르며 본 계산에서도 計算된 U_d 는 처음 가정한 U_d 에 비하여 約 12% excess하고 各 壓力損失도 許容値에 좀더 近接시켜 設計를 再考할 餘地가 있을것 같으나 實際問題로서 shell을 18" OD 標準管 보다 적은 16" OD 標準管 shell을 使用코저 設計內容의 變更을 試圖할지라도 經驗上 無理한 設計內容이 될 것이 明白한 事實이므로 原設計者는 18" OD 鋼管 shell size로 確定하고 計算上 220 tube는 餘裕가 있으므로 shell 上部의

gas 出入口의 space를 考慮하여 管束의 上端部에서 9本の tube 配列을 取消해서 實際 tube 本數를 211개로 設計를 確定시키고 實際의 有效 傳熱面積에 對하여 U_d 를 修正評價하고 tube 數 變動으로 因한 兩側 壓力損失을 補正計算하여 表 1에 提示된바와 같은 內容의 最終熱交換器仕様書를 作成하였을 것이다.

例題計算은 slide rule(HEMI #257)을 사용하였으므로 若干의 계산오차가 있을 것이므로 독자는 이를 諒解하여 주기 바란다.

筆者의 見解로서 tube 단을 外國製로 使用하고 其他材料를 國產材料로서 Shell & Tube Type 熱交換器 設計製作을 하는 경우 特別 shell側의 境膜係數 計算에 있어서는 製作條件上 TEMA 규격 이상의 leakage를 예상할 수 있으므로 상당한 安全率을 考慮하여 위에서 계산한 h_o 의 約 60~80% 程度로 補正함이 安全할 것으로 생각된다.

結 言

一般的으로 熱交換器의 設計計算은 數次에 걸친 trial & error에 依한 複雜한 試算을 되풀이하여야 함으로 여러가지 設計에 관련된 因子가 各各 設計內容에 어떻게 影響을 주는가 하는 것을 알고 있으면 試算의 回數를 1~3회로 줄일수 있고 時間의 浪費를 節約할 수 있을뿐 아니라 좀더 經濟的인 最適設計를 함에 큰 도움이 될 것이다. 例를들면 質量速度와 壓力損失의 관계에 있어서 實用的인 熱交換器範圍로서의 亂流狀態에서 대개 tube side에 있어서는 h_i 는 $G_t^{0.8}$, $\Delta P_t(G_t^2 n L)$ 에 各各 比例하고 shell side 計算에서는 h_o 는 $G_s^{0.5-0.6}$ 에 ΔP_s 는 $G_s^2(n_b+1)$ 에 各各 比例한다는 事實을 알고 있으면 trial 計算에 많은 도움이 될것이며 上述한 관계로부터 壓力損失로 因한 流體輸送設備의 規模 및 運轉費用과 熱交換器設備投資의 經濟的關係를 大略 把握할수 있는 資料의 근거로서 活用되여 最適設計를 함에 도움이 될것이다. 이에 關한 專門的인 解析評價에 關하여는 많은 文獻에 紹介 되어있다.

끝으로 fouling factor 設定에 關해서 筆者가 忠肥에 設備된 여러가지 熱交換器에 關해서 運轉實績에 依한 data를 참고로 rating 한 경험에 依하던 대개 gas-to-liquid type 熱交換器에 있어서는 fouling factor 보다도 shell side의 h_o 計算推定의 誤差가 設計上 過不足에 더 많이 影響을 주는 것같고 liquid-to-liquid type, 또는 condenser, evaporator, reboiler 등에 있어서는 傳熱係數算定 보다도 fouling factor의 現實的인 設定 착오로 因한 設計容量에 미치는 影響이 더 크지 않는가 하는점을 참고로 말하고 싶다.

사용기호(Nomenclatures)

A, A_i, A_o ; Heat transfer surface area, effective, referred to tube ID and tube OD , respectively, ft^2
 a_s, a_t ; Flow area, shell side across tube bundle and tube side, respectively, ft^2
 a_t' = Flow area of single tube, $in^2/tube$
 B_p = Baffle pitch or baffle spacing, in
 C = Specific heat, $BTU/(lb)(^{\circ}F)$
 C' = Tube-to tube clearance, in
 Do, Do' ; Outside diameter of tube, ft , in
 Di, Di' ; Inside diameter of tube, ft , in
 Ds, Ds' ; Inside diameter of shell, ft , in
 D_e, d_e ; Shell-side equivalent diameter
 $= (4 \times \text{flow area} / \text{wetted perimeter})$, ft , in
 Ft ; Temperature difference factor, dimensionless
 f_t, f_s ; Dimensional friction factor, tube-side and shell-side, respectively, ft^2/in^2
 G_t, G_s ; Mass velocity, tube-side and shell-side, respectively, $lb/(hr)(ft^2)$
 G_{max} = Shell-side maximum mass velocity, $lb/(hr)(ft^2)$
 Ge = Weighted mass velocity $= W/Se$
 $= \sqrt{G_c' G_b'}$, $lb/(hr)(ft^2)$
 G_c = Cross flow mass velocity, $lb/(hr)(ft^2)$
 G_b = Mass velocity through baffle opening based upon the area of the opening less the area of the tubes passing thru it, $lb/(hr)(ft^2)$
 h, h_i, h_o ; Heat transfer coefficient in general, for inside tube fluid, and for outside tube fluid, respectively, $BTU/(hr)(ft^2)(^{\circ}F)$
 h_{io} = Corrected h_i when referred to the tube outside diameter $= h_i \times (Di'/Do)$, $BTU/(hr)(ft^2)(^{\circ}F)$
 j_H = Heat transfer factor (see Table 6), Dimensionless
 k = Thermal conductivity, $\frac{Btu}{(hr)(ft^2)(^{\circ}F/ft)}$
 L = Tube length, ft
 $LMTD$ = Log mean temperature difference, $^{\circ}F$
 n = Number of tube pass
 n_b = Number of baffle plate
 N_t = Total number of tubes
 P = Tube pitch, in
 ΔPt = Pressure drop in tubes, psi
 ΔPr = Return pressure drop in tube side, psi
 ΔP_T = Total Pressure drop in tube side $= \Delta Pt + \Delta Pr$, psi
 ΔPs = Shell side pressure drop, psi
 Pr = Prandtl number $= c\mu/k$, dimensionless
 Q = Total heat transferred, $BTU/(hr)(ft^2)(^{\circ}F)$
 Re_t, Re_s = Reynold number, for tube side and shell side,

respectively, dimensionless

R_d, R_{di}, R_{do} ; Fouling resistance, in total, for inside and for outside tube, respectively, $(hr)(ft^2)(^{\circ}F)/Btu$
 R_{dio} = Inside fluid fouling resistance referred to outside diameter of the tube $= R_{di} \times (Do'/Di')$, $(hr)(ft^2)(^{\circ}F)/Btu$
 R_w = Tube metal wall resistance, $(hr)(ft^2)(^{\circ}F)/Btu$
 S = Specific gravity referred to water
 T_1, T_2 ; Hot fluid (gas) inlet and outlet temperature, respectively, $^{\circ}F$
 t_1, t_2 ; Cold fluid (cooling water) inlet and outlet temperature, respectively, $^{\circ}F$
 T_a = Hot fluid (gas) average temperature, $^{\circ}F$
 t_a = Cold fluid (cooling water) average temperature, $^{\circ}F$
 Δt_m = True temperature difference in $Q = U_d A \Delta t_m$, $^{\circ}F$
 $U_d, U'd, U_c$; Overall coefficient of heat transfer, design coefficient, assumed design coefficient and clean coefficient respectively, $Btu/(hr)(ft^2)(^{\circ}F)$
 V = Fluid linear velocity, $FPS(ft/sec)$
 W = Weight flow of hot fluid (gas), lb/hr
 w = Weight flow of cold fluid (cooling water), lb/hr
 ρ = Density of fluid lb/ft^3
 μ = Viscosity at average fluid temperature = centipoises $\times 2.42 = lb/(ft)(hr)$
 μ_w = Viscosity at tube wall temperature = centipoises $\times 2.42 = lb/(ft)(hr)$
 ϕ_s, ϕ_t ; The viscosity gradient factor, shell side and tube side, respectively, $(\mu/\mu_w)^{0.14}$

참 고 문 헌

- 1) Kern: Process Heat Transfer, McGraw Hill (1950)
- 2) Perry's Chemical Engineers' Hand Book, 4th ed. (1963).
- 3) 化學工學便覽 日本化學工學協會編, 新版, 丸善 (1958)
- 4) Calumet & Hecla, Inc. Catalog Data (1960)
- 5) Brown Fin tube Co., Bulletin No. 110
- 6) Daniel A. Donohue; Ind. Eng. Chem. 41. p2499 (1949)
- 7) Sieder, E.N., and Tate, G.E., Ind. Eng. Chem. 38, 1429 (1936)
- 8) Frank L. Rubin., Petr. Refiner, Vol. 40, No. 6, p157 (1961)
- 9) Abc Devore., Petr. Refiner, Vol. 40, No. 5, p221 (1961)
- 10) Arthur J. Makris, Petr. Refiner Vol. 41, No. 3, p165 (1962)
- 11) William McAdams, Heat Transmission, 3rd ed. Chapter 9&10 (1962)
- 12) Scovil Co., "Heat Exchange Tube Manual".
- 13) Hri Mechanical Specification Spec. No-M-2-107.