



常用製程熱交換器設計技術 I (單相流體系統與應用)

王啟川, PhD, 國立交通大學機械工程系特聘教授

Fellow ASME, Fellow ASHRAE

e-Mail : ccwang@mail.nctu.edu.tw

Tel: 03-571212 ext. 55105

Sep. 10, 2013



課前說明

- 感謝工研院廖建順提供部分教材
- 計算軟體可與工研院廖建順(jsliaw@itri.org.tw)與劉敏生(lms@itri.org.tw)提供；對完整設計版有興趣者可直接與他們聯絡。
- 主要教材來源：『熱交換設計』，王啟川，五南出版社，2007。
- 隨時提問
 - “There are no foolish questions and no man becomes a fool until he has stopped asking questions”
 - Charles P. Steinmetz quotes (Prussian Engineer and Inventor, 1865-1923)



課程大綱：

- 熱傳增強技術、套管式熱交換器
- 氣冷式熱交換器
- 殼管式熱交換器(Bell-Dellaware 設計法)
- 結垢影響與除垢技術
- 板式熱交換器



熱傳增強技術

Recap & Quick overview

● $Q = UA\Delta T_m$

- Q : 熱傳量
- A : 面積
- ΔT_m : 有效溫差

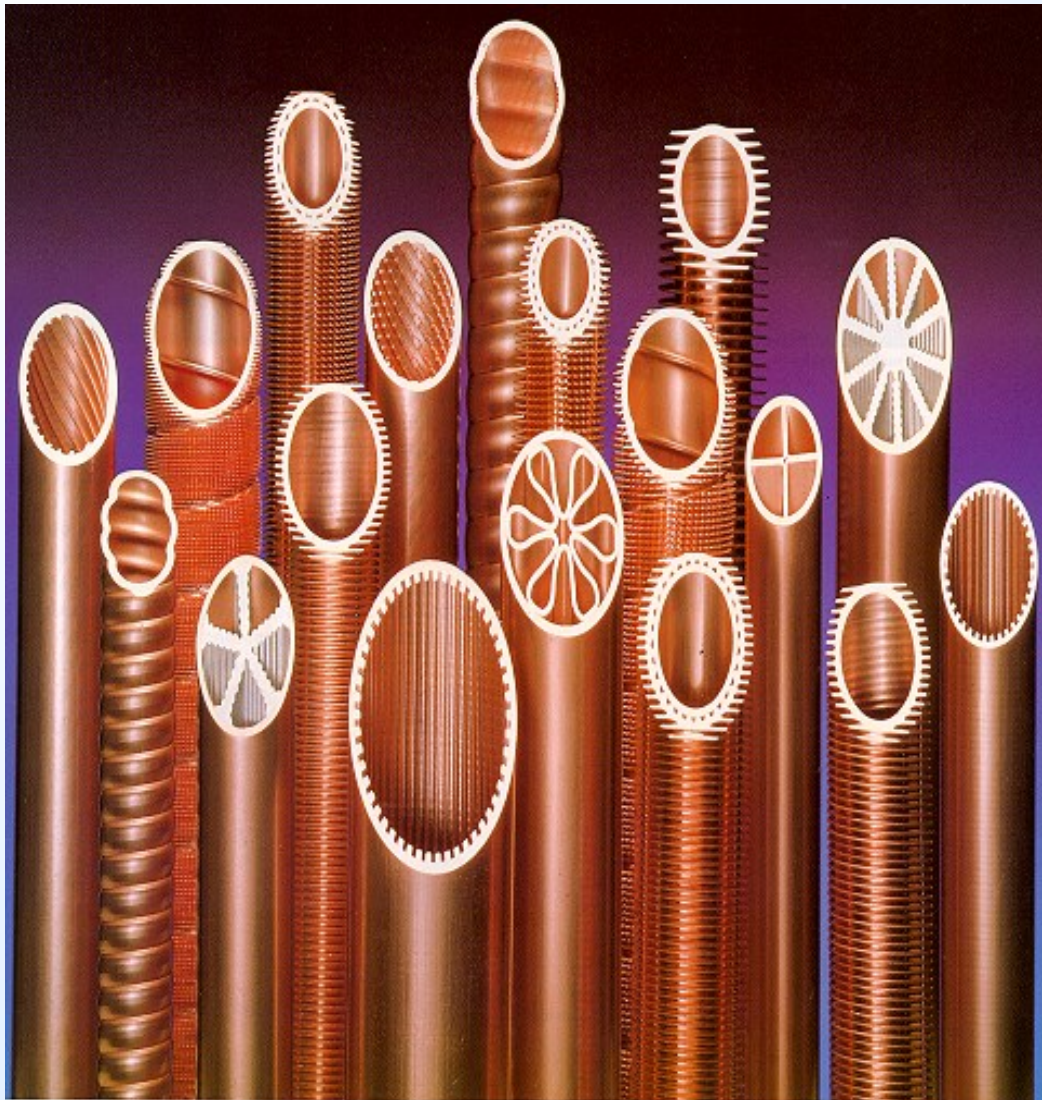


使用熱傳增強管與熱傳增強鰭片來取代原有熱交換器的目的有四：

1. 在維持相同的熱傳量且不增加壓降的條件下，如何減少熱交換器的面積。
2. 在維持相同的熱傳量與原有熱交換器的面積下，如何降低流體間的有效溫差(或LMTD)。
3. 在維持原有熱交換器的面積下，如何增加熱傳量。
4. 在維持相同的熱傳量與原有熱交換器的面積下，如何減少流體通過熱交換器的壓降(即減少 Pumping power)。



熱傳增強管 – 如何使用？

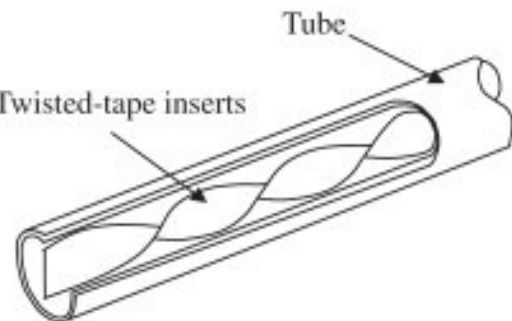
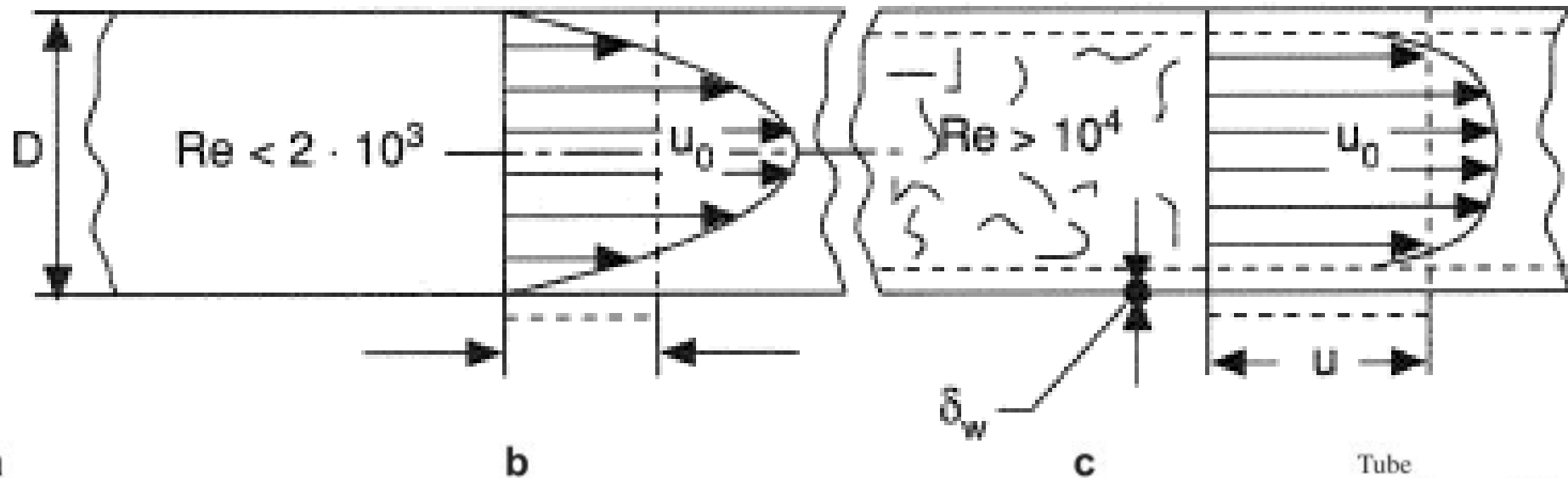




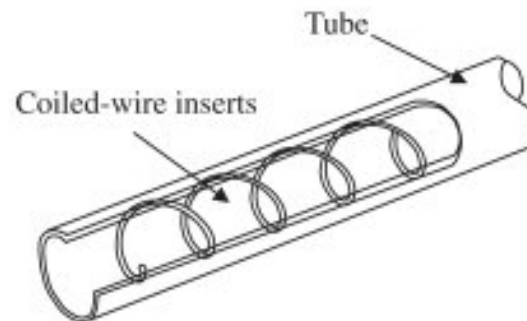
層流與紊流之熱傳增強概念

層流

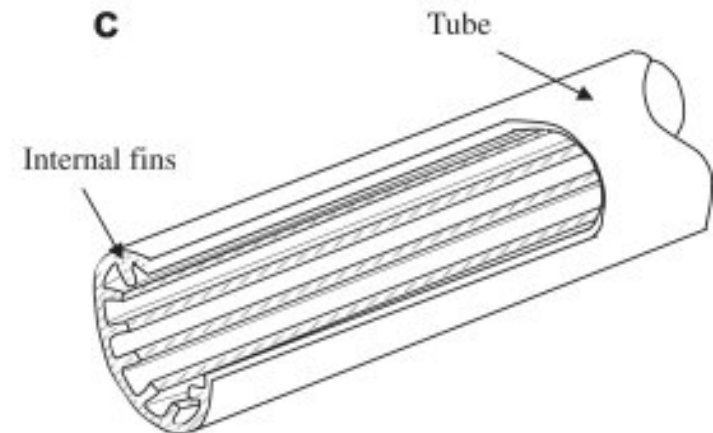
紊流



Twisted-tape inserts

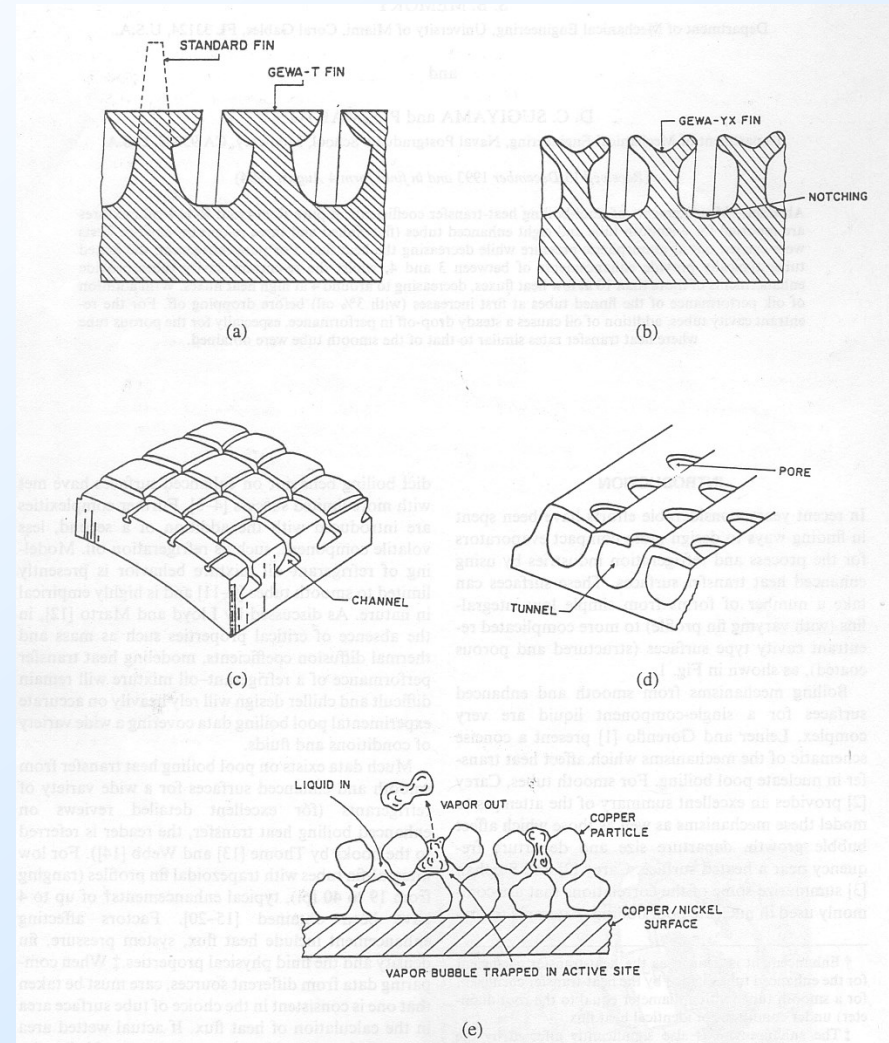
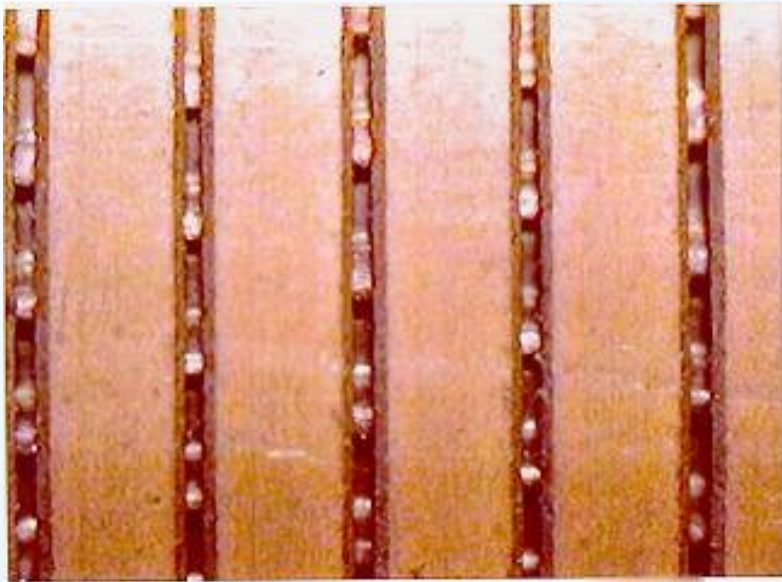
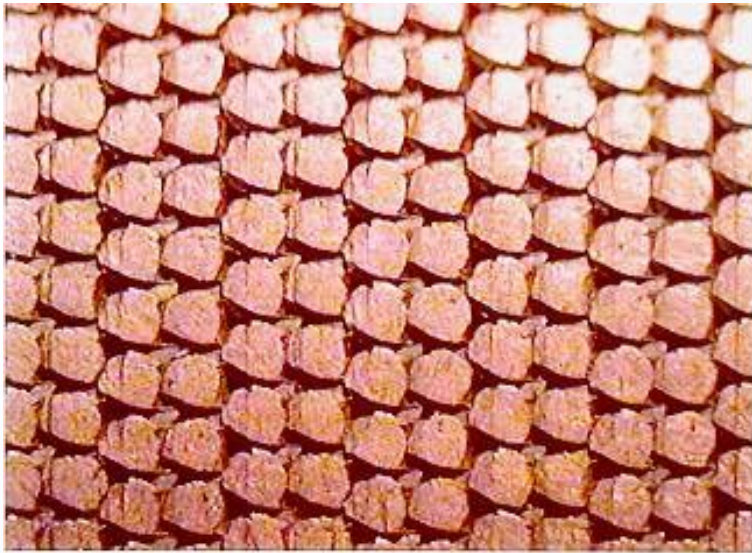


Coiled-wire inserts



Internal fins

典型沸騰(蒸發)管





典型蒸發與冷凝管

Shell side boiling



Shell side condensation



微鰭管 Microfin tube



Benefits: increase 100% more heat transfer coefficients with only 10~50% increase of pressure drops

熱傳管幾何尺寸

空調機用熱傳管演進圖

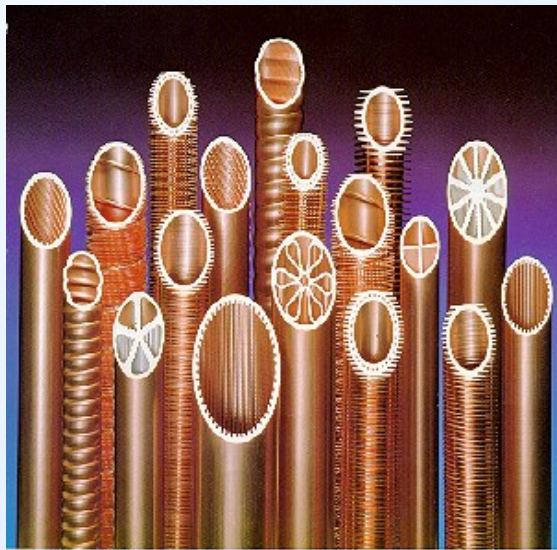
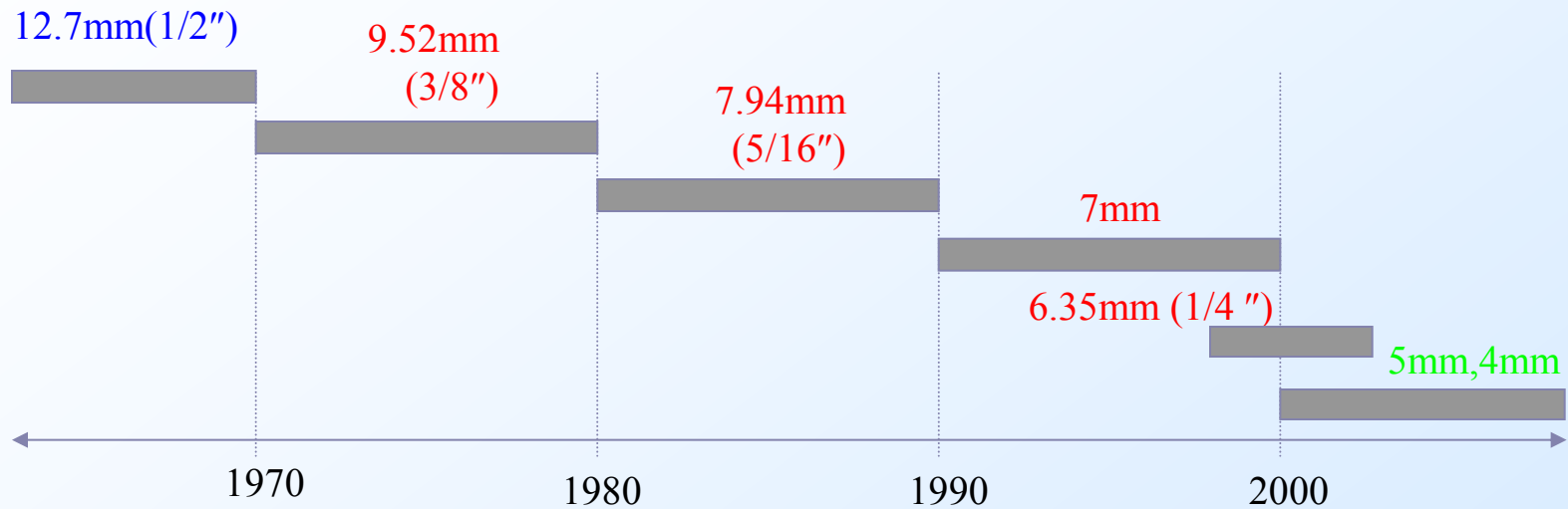
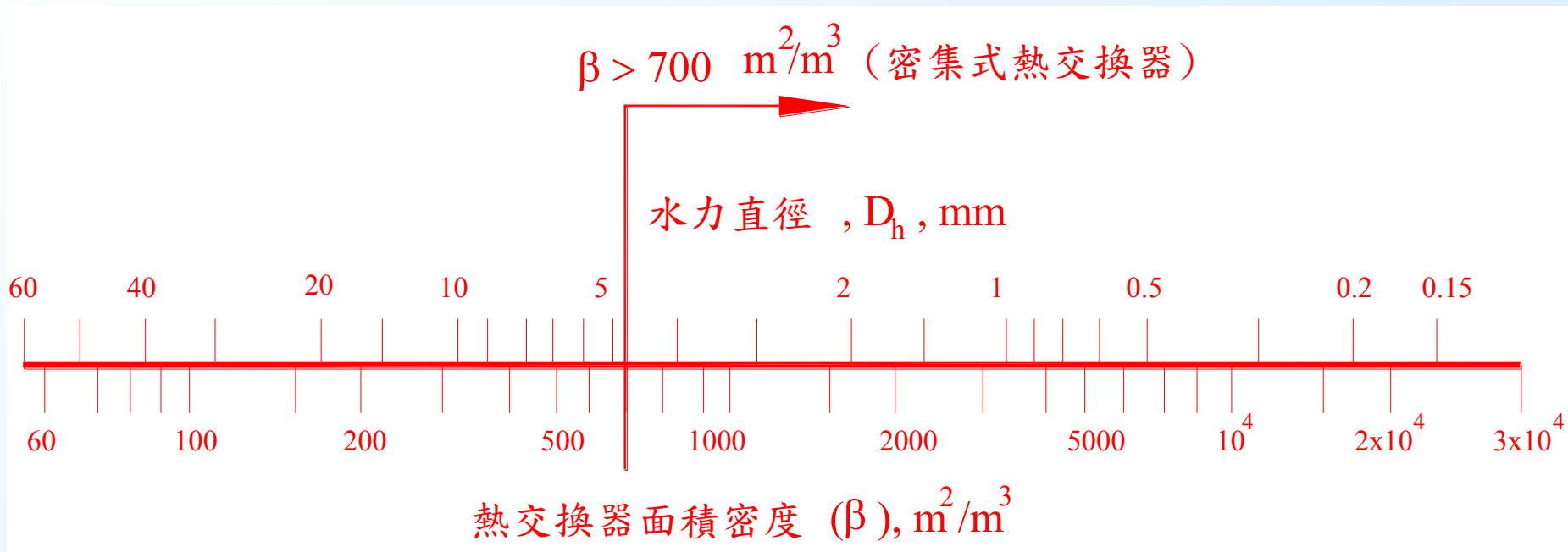


Fig. 各種型式的熱傳增強管

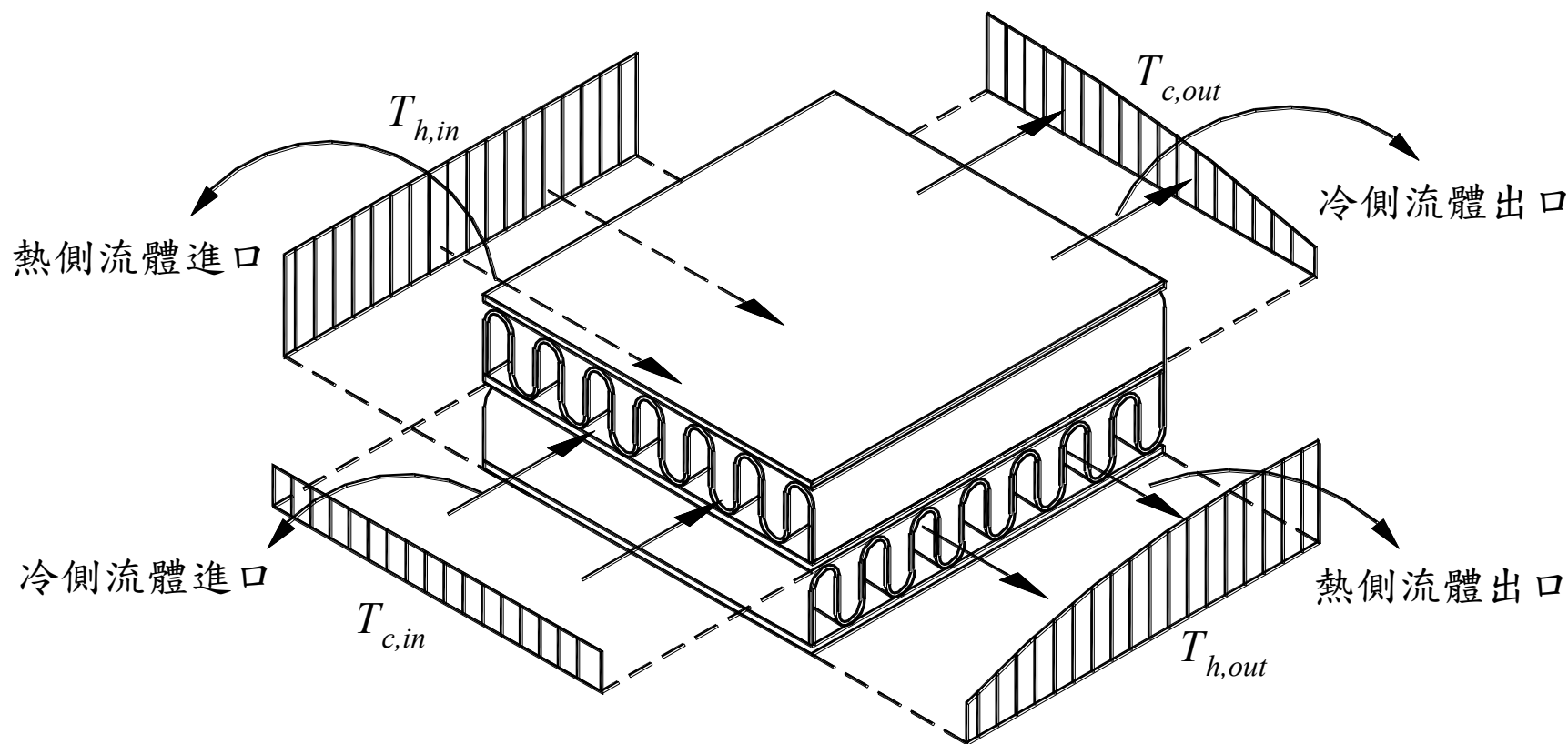


密集式熱交換器 & 氣冷式熱交換器

熱交換器的熱傳面積與體積的比值超過 $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ，我們稱之為密集式熱交換器



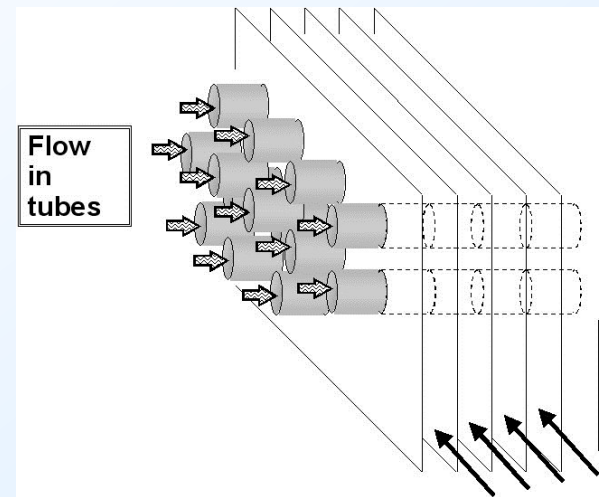
氣對氣的熱交換器進出口溫度的變化示意圖



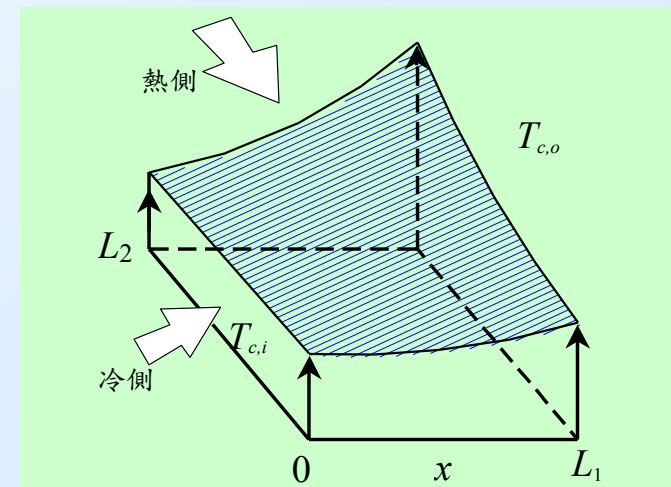


交錯流動型態

交錯流 (crossflow)，係熱側的進口與冷側的進口處剛好垂直，典型的溫度變化如所示，由右圖可知交錯流動下出口溫度呈現一較為複雜的變化。交錯流動時，有時候為了適度提升另一側的溫度差，管路的安排經常會由幾個回數 (pass) 所組成，它的另一個優點就是可將熱交換器較為緊密地安排，一些常見的熱交換器回數安排如後圖說明。



交錯流之流體流動方向示意圖



交錯流之溫度變化示意圖



F relationship

F與P、R 間的關係圖

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= (\dot{m}_c C_{pc})(T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= (\dot{m}_h C_{ph})(T_{h,i} - T_{h,o})\end{aligned}$$

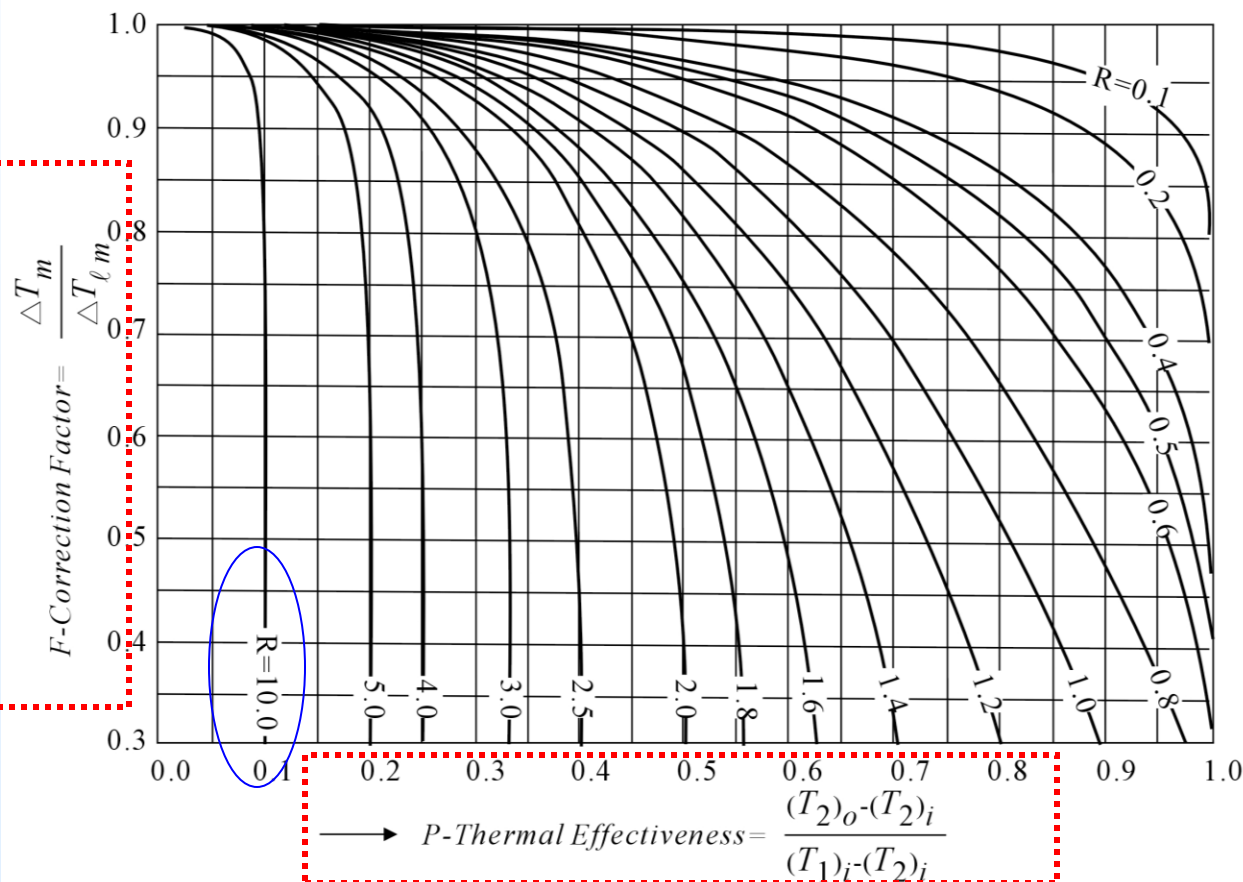
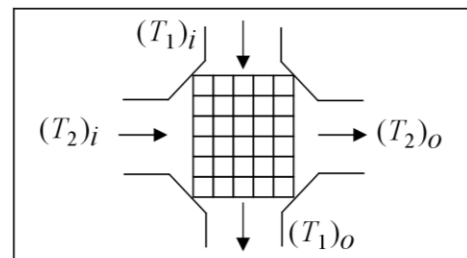
$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{\max}}$$

$$R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$$

F for Pure Cross Flow

$$R = \frac{C_2}{C_1} = \frac{(T_1)_i - (T_1)_o}{(T_2)_o - (T_2)_i}$$

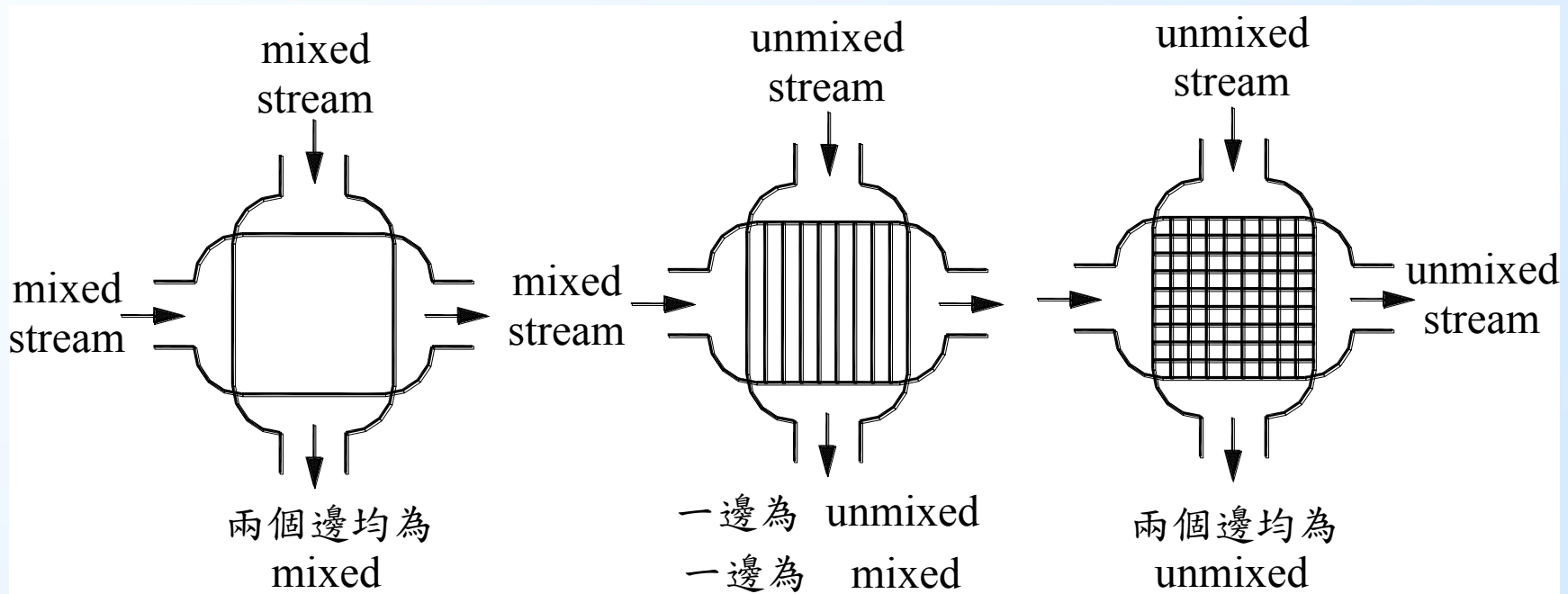
T_1 and T_2 are interchangeable

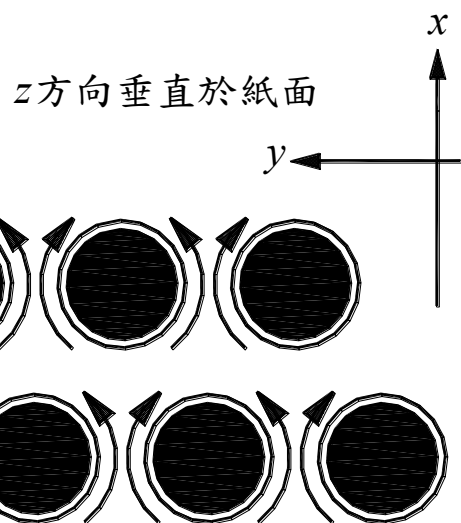




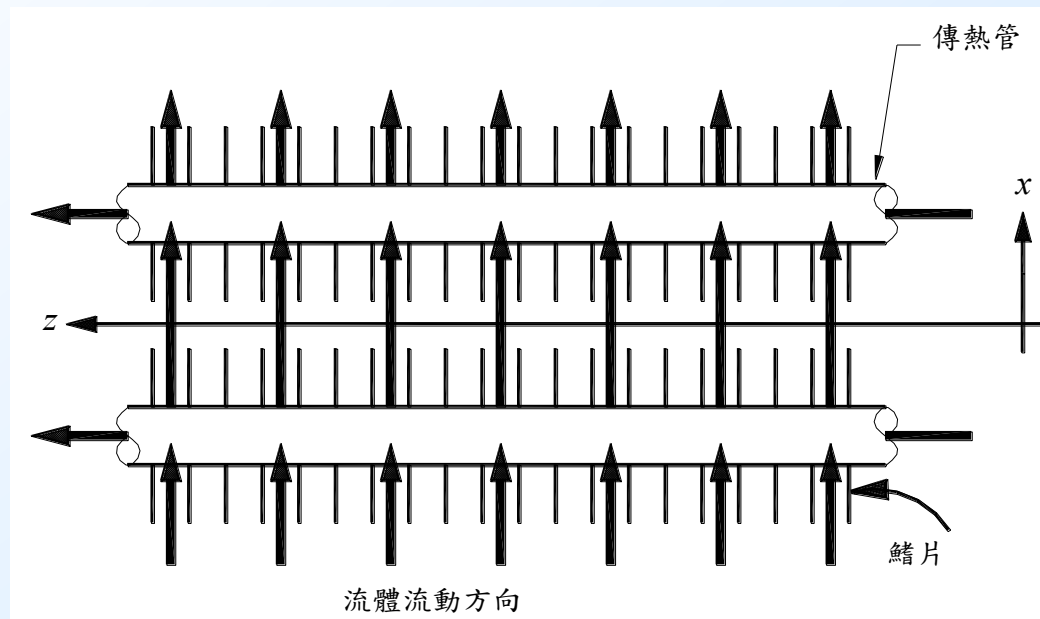
Mixed? Unmixed?

Mixed & Unmixed 只針對 Cross flow (Why?)

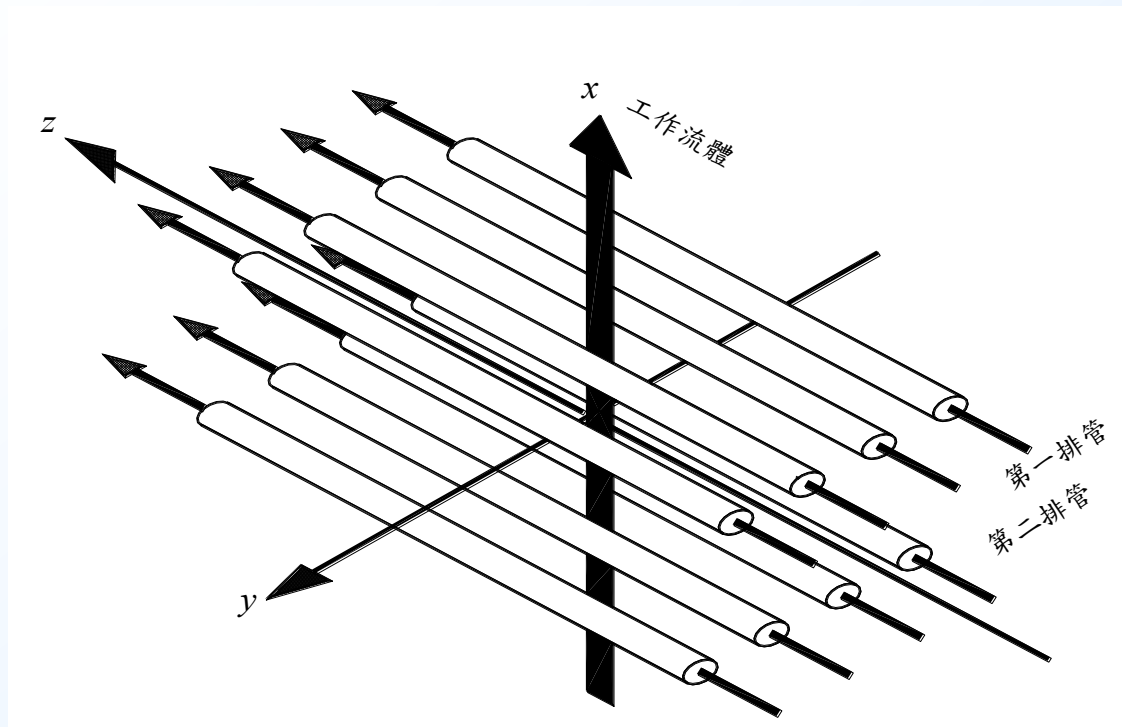




x-方向，mixed流動示意圖



x-方向，unmixed流動示意圖



以管側而言，若管排僅有一排，則管側應該假設為mixed。但若排數增加時，其unmixed的程度則會變大(針對多排管而言，這是因為氣側的溫度會隨著管排數增加而改變，因此後面管排內的流體溫度變化將不若前排劇烈，後排管的溫度變化相繼減小，而形成管側溫度分布的不均勻)。



密集式熱交換器的一些定義

A : 熱交換器兩側的其中之一側的總面積

A_c : 最小流道面積 (free flow area, minimum flow area)

A_{fr} : 正向截面積

L : 熱交換器之深度或厚度

V : 熱交換器之體積

σ : 流道收縮比 (contraction ratio $\equiv A_c/A_{fr}$)

β : 熱交換器的熱傳面積與體積比

D_h : 水力直徑 $\equiv \frac{4A_c}{\text{潤濕之周長}}$

V_c : 熱交換器內之最大流速；即通過最小流道面積時的流速

V_{fr} : 進入熱交換器前的風速，或稱正面風速 (face velocity or frontal velocity)

$G_c \equiv \rho V_c$

$Re_{Dh} \equiv G_c D_h / \mu$ (注意： G_c 是以 A_c 面積計算)

有關 σ , β 與 D_h 間的關係式可推導如下：

$D_h = (4A_c/P) \times (L/L) = 4L \times A_c/A$ (即 $A = P \times L$)

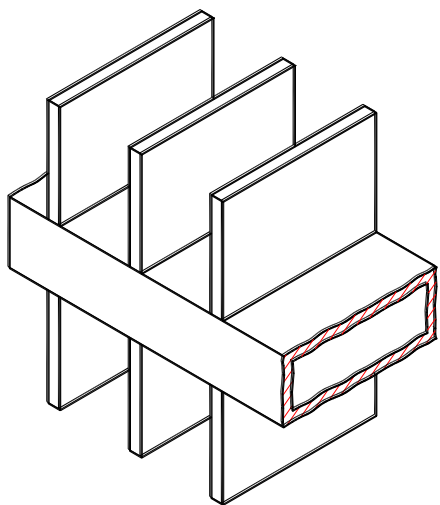
其中 P 為潤濕周長，上式的 D_h 可改寫如下：

$$\begin{aligned} D_h &= 4(A_c/A) \times (L/L) \\ &= 4(A_c/A_{fr}) \times (A_{fr}/A) \times (L/L) \\ &= 4\sigma \times (A_{fr}/A) \times (L/L) \\ &= 4((A_{fr} \times L)/(A \times L)) \times \sigma \\ &= 4\sigma V / AL \\ &= 4\sigma / \beta L \end{aligned}$$

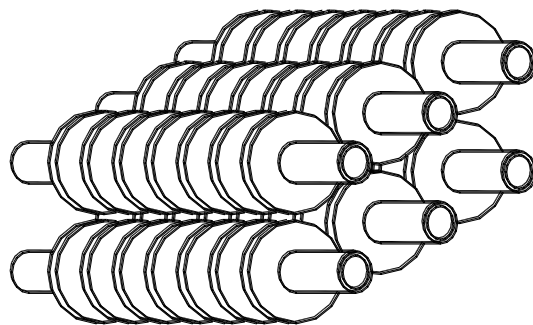
$$\Rightarrow D_h = 4L \times (\sigma / \beta L) \Rightarrow D_h = 4\sigma / \beta$$

在密集式熱交換器的設計上，多使用大量的次要面積(secondary area)，這些次要面積稱為鰭片

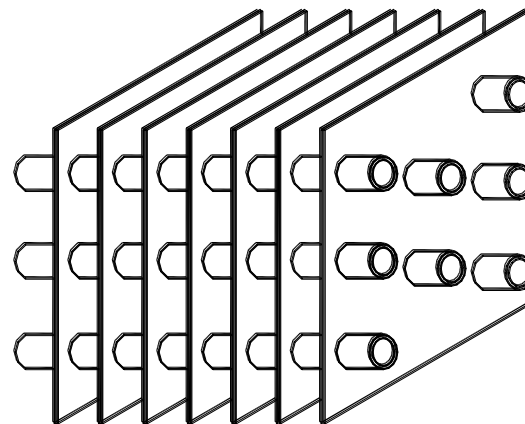
- 因為空氣側較差的熱傳導係數(thermal conductivity)
- 增加熱傳面積
- 增加密集度(compactness)



(a) plain



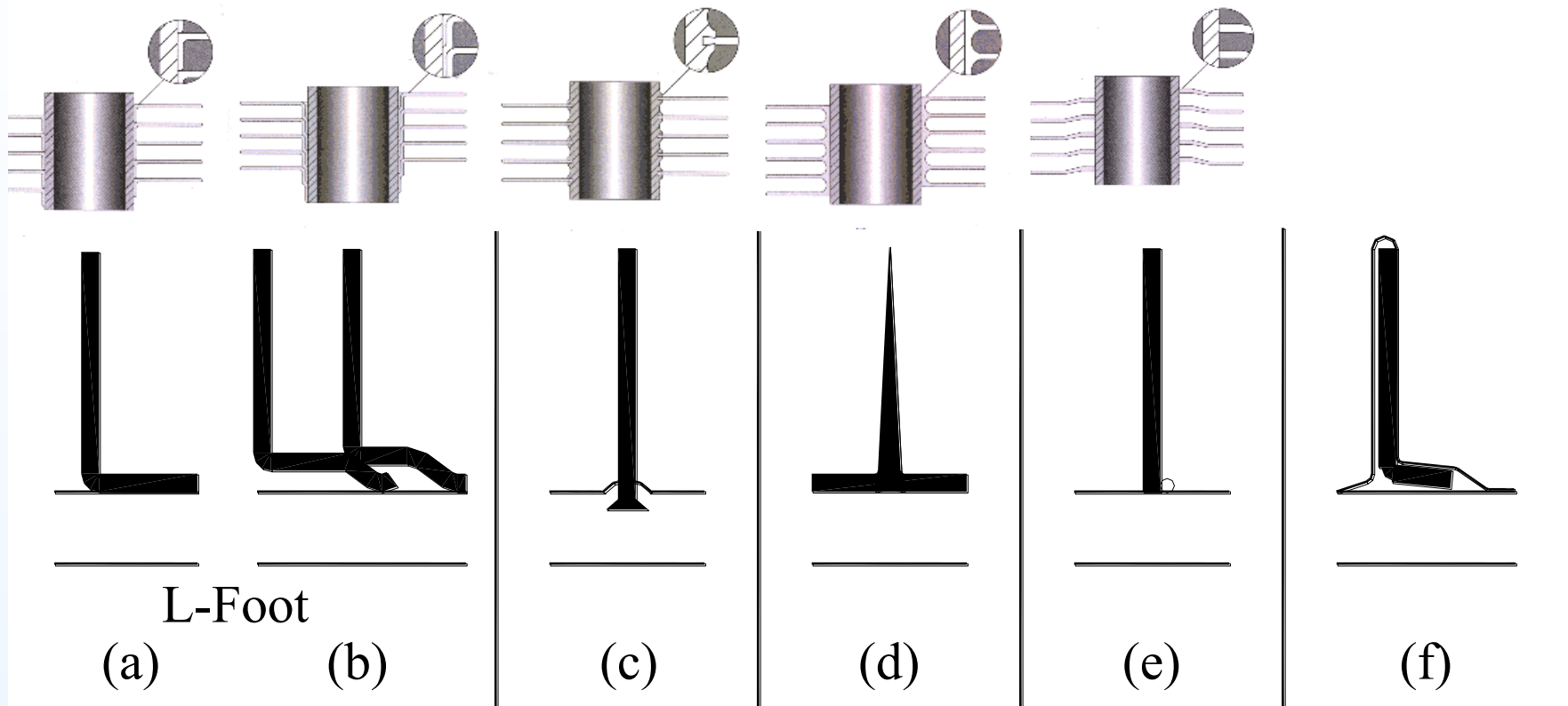
(b) circular



(c) continuous fin

鰭管式熱交換器示意圖

各種鰭片接合方式(a) 單一L型；(b)重疊L型；(c)嵌入型；(d)擠製型；(e)焊接型；(f)熱浸熔接型



鰭片效率(fin efficiency)

● 鰭片效率(fin efficiency) η_f

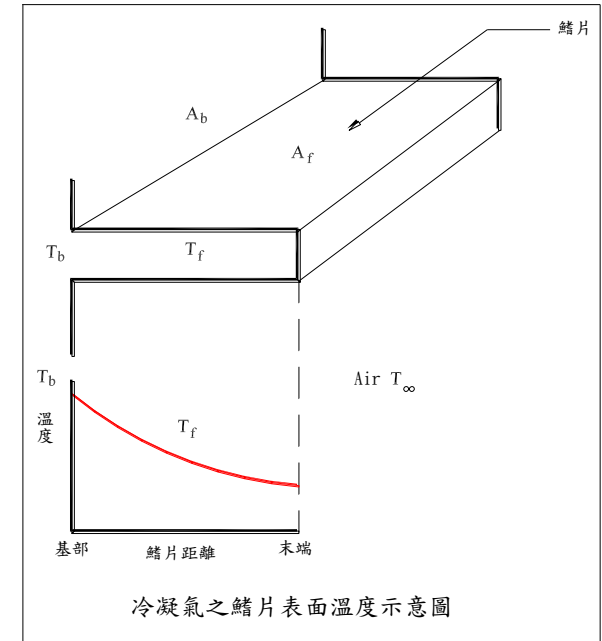
$$\eta_f = \frac{\text{鰭片真正熱傳量}}{\text{鰭片最大熱傳量(發生於鰭片溫度等於鰭片根部溫度 } T_b \text{)}}$$

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}}{hA_f(T_b - T_\infty)} \Rightarrow \dot{Q} = hA_f\eta_f(T_b - T_\infty)$$

● 鰭片表面有效性(fin surface effectiveness) η_s

$$\eta_s = \frac{\text{熱交換器真正熱傳量}}{\text{熱交換器表面最大熱傳量(發生於鰭片溫度等於鰭片根部溫度 } T_b \text{)}}$$

$(hA_b(T_b - T_\infty) + hA_f\eta_f(T_b - T_\infty))$
 $\nwarrow$
 $hA_o(T_b - T_\infty)$



$$hA_o\eta_s(T_b - T_\infty) = hA_b(T_b - T_\infty) + hA_f\eta_f(T_b - T_\infty)$$

$$\& A_o = A_b + A_f$$

$$\Rightarrow \eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta_f)$$

※說明：

(a) 若熱交換器表面上無鰭片，則 $\eta_f = \eta_s = 1$

(b) 如果熱交換器上有鰭片，則 $\eta_s > \eta_f$

(c) 鰭片效率永遠小於或等於1

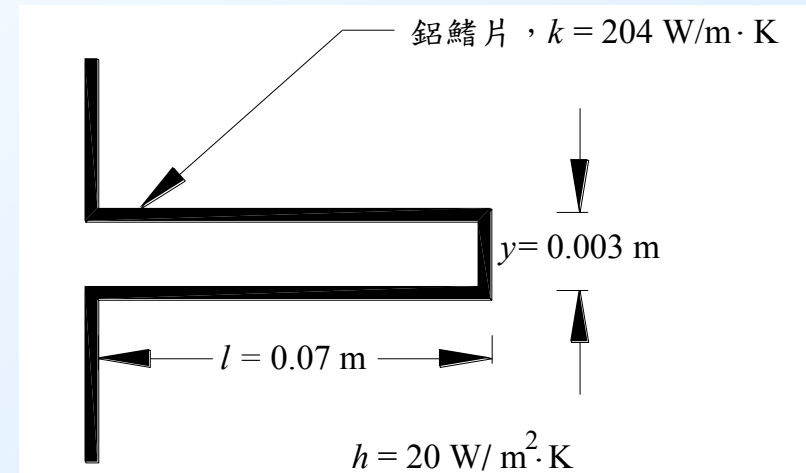
一平板鋁鰭片如下圖，其熱導係數 $k = 204 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ，試計算鰭片效率 η_f 。

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}$$

$$m = \left[\frac{2h_o}{ky} \right]^{0.5}$$

$$\therefore m = (2 \times 20 / 204 / 0.003)^{0.5} = 8.085 \text{ m}^{-1}$$

$$\eta_f = \tanh(8.085 \times 0.07) / (8.085 \times 0.07) = 0.905$$



同上例，但鰭片為不鏽鋼 $k = 20 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ，試計算該平板鰭片的鰭片效率 η_f 。

$$\therefore m = (2 \times 20 / 20 / 0.003)^{0.5} = 25.82 \text{ m}^{-1}$$

$$\eta_f = \tanh(25.82 \times 0.07) / (25.82 \times 0.07) = 0.524$$

換句話說，在這個特定條件下，若使用不鏽鋼鰭片，且根部溫度 T_b 固定，則熱傳量約較鋁鰭片低42%！



Stop & Think

Questions

- 兩熱交換器，型式完全一樣，幾何尺寸相同，一使用銅，一使用鈦，如果工作流體相同，流量相同，則
 - 兩熱交換器的熱傳量，何者較大？
 - 兩熱交換器的熱傳性能 (以熱傳係數而言)，何者較佳？
 - 兩熱交換器的壓損，何者較大？



總熱傳係數

所以若原熱交換器無鰭片的話，熱傳的阻抗方程式如下：

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_1 A_{w1}} + \frac{\Delta X}{kA} + \frac{1}{h_2 A_{w2}}$$

總阻抗 熱側阻抗 管壁阻抗 冷側阻抗

若有鰭片時，則阻抗方程式改寫如下：

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{n \cdot h \cdot A_f} + \frac{\Delta X}{kA} + \frac{1}{n \cdot h \cdot A_f}$$

總阻抗 熱側阻抗 管壁阻抗 冷側阻抗

例：鰭管式熱交換器阻抗分布

- 以空調常用的氣冷式冷凝器的相關應用而言， $h_i \approx 2000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ， $h_o \approx 50 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ， $\eta_s \approx 0.7$ (請注意上述值只是在一種操作條件下的近似值，不可隨意將此值拿來運用於各種不同的應用場合上)。

假設 A_i 為一單位面積 ($= 1 \text{ m}^2$)，而設 $A_o/A_i = 10$ ，故 $A_o = 10 \text{ m}^2$ ，總熱傳係數 U 的參考面積為 A_o ，則

$$\therefore \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{2000 A_i} + \frac{1}{0.7 \times 50 A_o} = \frac{1}{2000 A_i} + \frac{1}{35 A_o} = \frac{0.0005}{A_i} + \frac{0.0286}{A_o}$$

$$\Rightarrow \frac{1}{U_o} = 0.005 (\text{管內阻抗}) + 0.0286 (\text{管外阻抗}) = 0.0336 \text{ K} \cdot \text{m}^2 / \text{W}$$

$$\Rightarrow U_o = 29.77 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

⇒管內的阻抗約佔 15% ($0.005/0.0336$)，

⇒而管外阻抗約佔85%。氣冷式熱交換器的熱傳阻抗幾乎都是落在空氣側

- 殼管式熱交換器的殼側與管側流體之熱傳係數均為幾千大小，其熱傳阻抗約佔有同等重要地位。

例：鰭管式熱交換器阻抗分布 (Conti.)

- ◆ Case 1：上述例題如將空氣側熱傳係數提高一倍，即 $h_i \approx 2000$ $W/m^2 \cdot K$ ， $h_o \approx 100$ $W/m^2 \cdot K$ ， $\eta_s \approx 0.65$ (請注意空氣側熱傳係數增加，則鰭片效率會跟著降低，為什麼(想一想原因)?)。

假設 A_i 為一單位面積 ($= 1$ m^2)，而設 $A_o/A_i = 10$ ，故 $A_o = 10$ m^2 ，總熱傳係數 U 的參考面積為 A_o ，則

$$\therefore R_t = \frac{1}{U_o A_o} = \underbrace{\frac{1}{2000 A_i}}_{\text{冷媒側阻抗}} + \underbrace{\frac{1}{0.65 \times 100 A_i}}_{\text{空氣側阻抗}} = \frac{1}{2000 A_i} + \frac{1}{65 A_o} = \frac{0.0005}{A_i} + \frac{0.0154}{A_o}$$

總阻抗 冷媒側阻抗 空氣側阻抗

$$\Rightarrow R_t = \frac{1}{U_o A_o} = 0.0005(\text{管內阻抗}) + 0.00154(\text{空氣側阻抗}) = 0.00204 K \cdot m^2 / W$$

$$\Rightarrow \frac{1}{U_o} = 0.0204 K \cdot m^2 / W \Rightarrow U_o = 49.02 W / m^2 \cdot K$$

➔ 管內的阻抗約佔25% (0.0005/0.00204)，

➔ 而空氣側阻抗約佔75%。

- ◆ 總熱傳係數比值 $49.02/29.77=1.65$ ，意味著如果兩側流體的溫差不變，則空氣側熱傳係數增加一倍，可提升熱傳量約65%。

例：鰭管式熱交換器阻抗分布 (Conti.)

- ◆ Case 2：上述例題如將冷媒側熱傳係數提高一倍，即 $h_i \approx 4000$ $W/m^2 \cdot K$ ， $h_o \approx 50$ $W/m^2 \cdot K$ ， $\eta_s \approx 0.70$ (請注意冷媒側熱傳係數增加，原來的鰭片效率並不會跟著改變，為什麼(想一想原因))。

假設 A_i 為一單位面積 ($= 1$ m^2)，而設 $A_o/A_i = 10$ ，故 $A_o = 10$ m^2 ，總熱傳係數 U 的參考面積為 A_o ，則

$$\therefore R_t = \frac{1}{U_o A_o} = \underbrace{\frac{1}{4000 A_i}}_{\text{冷媒側阻抗}} + \underbrace{\frac{1}{0.70 \times 50 A_o}}_{\text{空氣側阻抗}} = \frac{1}{4000 A_i} + \frac{1}{35 A_o} = \frac{0.00025}{A_i} + \frac{0.0286}{A_o}$$

總阻抗
冷媒側阻抗
空氣側阻抗

$$\Rightarrow R_t = \frac{1}{U_o A_o} = 0.00025 (\text{管內阻抗}) + 0.00286 (\text{空氣側阻抗}) = 0.00311 K \cdot m^2 / W$$

$$\Rightarrow \frac{1}{U_o} = 0.0311 K \cdot m^2 / W \Rightarrow U_o = 32.15 W / m^2 \cdot K$$

➔ 管內的阻抗約佔8.0% ($0.00025/0.00311$)，

➔ 而空氣側阻抗約佔92%。

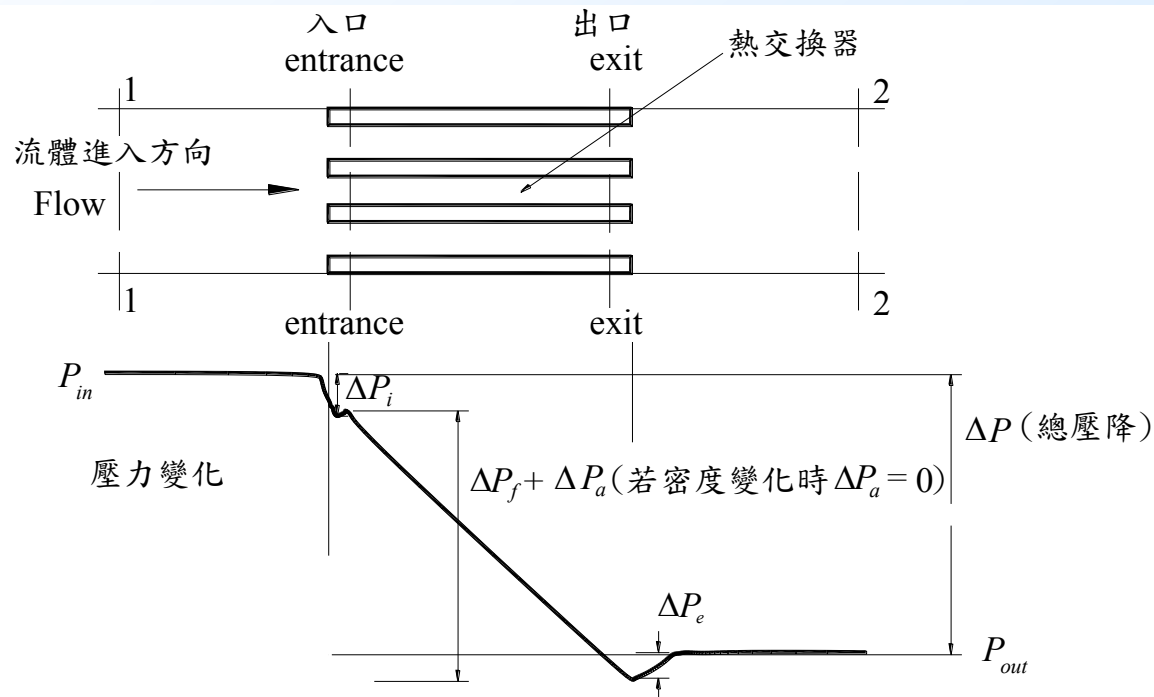
- ◆ 總熱傳係數比值 $32.15/29.77=1.08$ ，意味著如果兩側流體的溫差不變，則冷媒側熱傳係數增加一倍，可提升熱傳量約8%。

(a) ΔP_i 為流入熱交換器時因流道變小所造成的壓降。

(b) ΔP_f 為流體經過熱交換器的摩擦壓降。

(c) ΔP_a 為流體因密度變化引起速度改變所造成的壓降。

(d) ΔP_e 為流出熱交換器時因流道變大所造成的壓降。



流體流經熱交換器時的壓力變化圖

流入熱交換器時因流道變小所造成的壓降 ΔP_i 。

由於流道面積變化正比於 $(1 - \sigma^2)$ ，而這部份不考慮摩擦壓降，若假設流體為不可壓縮且流道驟縮的壓力損失係數為 K_c ，則：

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho_1 V_{fr}^2 = P_{entrance} + \frac{1}{2} \rho_{entrance} V_c^2 + K_c \cdot \frac{1}{2} \rho_{entrance} V_c^2 \quad (3-22)$$

而因流體為不可壓縮，所以 $\rho_1 = \rho_{entrance}$ ，式3-22可改寫成：

$$\therefore \frac{\Delta P_i}{\rho_i} = \frac{-(P_{entrance} - P_1)}{\rho_1} = \frac{1}{2} (V_c^2 - V_{fr}^2) + K_c \cdot \frac{1}{2} V_c^2 \quad (3-23)$$

但是 $V_{fr}^2 = \sigma^2 V_c^2$

$$\therefore \frac{\Delta P_i}{\rho_1} = \frac{V_c^2}{2} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (3-24)$$

流體經過熱交換器的摩擦壓降 ΔP_f (假設密度 ρ 為常數)。

$$\frac{\Delta P_f}{\rho_m} = 4f \frac{L}{D_h} \cdot \frac{V_c^2}{2}$$

其中 f 為Fanning摩擦係數，如果讀者使用的摩擦係數為Darcy摩擦係數，

其定義為： $\frac{\Delta P_f}{\rho_m} = f \frac{L}{D_h} \cdot \frac{V_c^2}{2}$ ；注意：Darcy $f_D \equiv 4f$ ，其中會有4倍的差異，完全是因為定義不同所造成的，一般在密集式熱交換器的使用上，比較傾向使用Fanning摩擦係數，讀者在使用時要特別注意該摩擦係數的定義。

流體因密度變化造成速度改變，所產生的壓降 ΔP_a 。

由於是不可壓縮，所以 $\rho_{entrance} \approx \rho_1$ ， $\rho_{exit} \approx \rho_2$ ，另外由於 ΔP_a =單位面積下進出口的動量變化，所以：

$$\begin{aligned}\Delta P_a &= \frac{\dot{m}}{A} V_{exit} - \frac{\dot{m}}{A} V_{entrance} = \rho_{exit} V_{exit} \cdot V_{exit} - \rho_{entrance} V_{entrance} \cdot V_{entrance} \\ &= \rho_2 V_{exit}^2 - \rho_1 V_{entrance}^2 = \frac{(\rho_2 V_{exit})^2}{\rho_2} - \frac{(\rho_1 V_{entrance})^2}{\rho_1} = \frac{G_c^2}{\rho_2} - \frac{G_c^2}{\rho_1} \\ &= \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) G_c^2 \\ \therefore \Delta P_a &= \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) G_c^2\end{aligned}\tag{3-25}$$

流出熱交換器時因流道變大，所造成的壓降 ΔP_e 。

其實因為流道變大，故速度變小，(d)項部份的壓降為一壓升；計算方法與入口相似，假設流道突然變大的壓力損失係數為 K_e ，則：

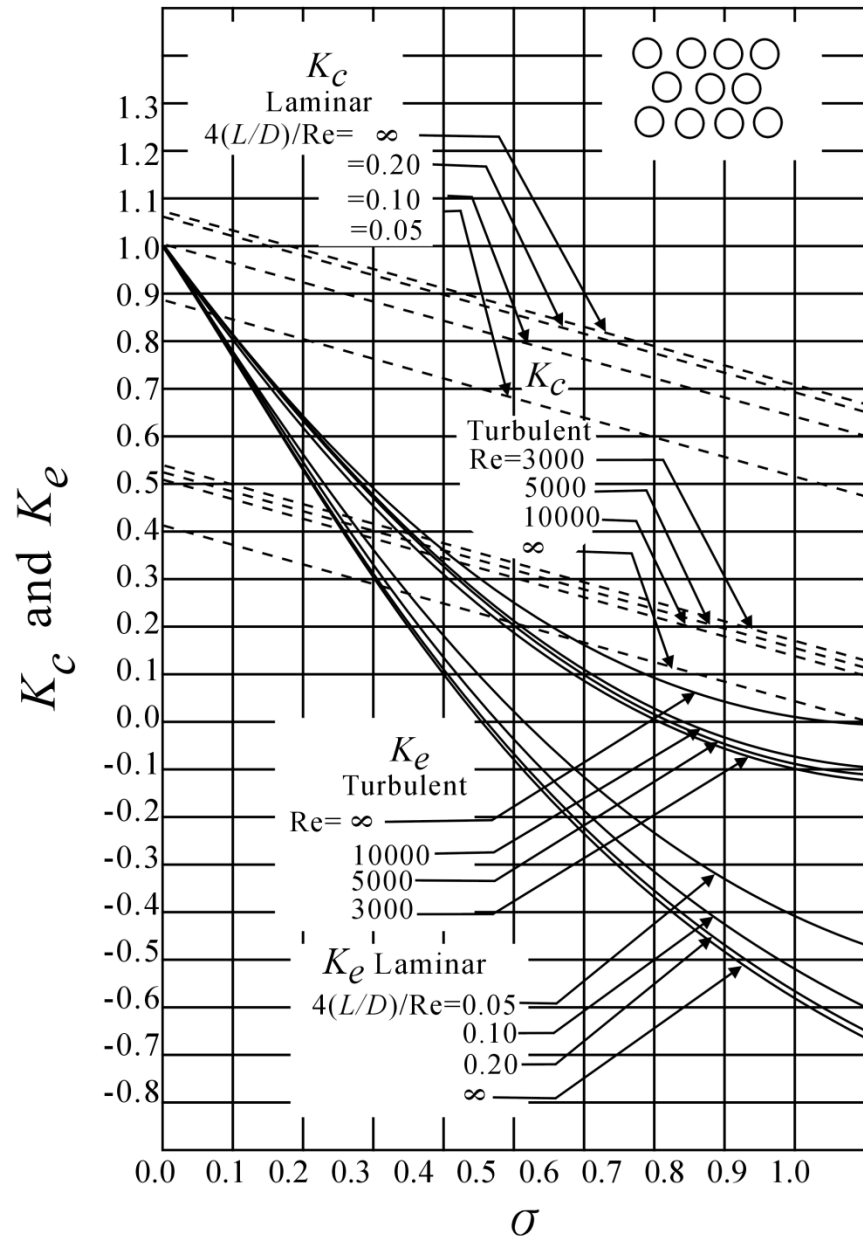
$$\frac{\Delta P_e}{\rho_2} = \frac{-1}{2} (V_c^2 - V_{fr}^2) + K_e \frac{V_c^2}{2} = \frac{-V_c^2}{2} (1 - \sigma^2 - K_e)\tag{3-26}$$

所以總壓降如下：

$$\begin{aligned}\Delta P &= \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_e \\ &= \frac{G_c^2}{2} \left[\frac{(1 - \sigma^2 + K_c)}{\rho_1} + \frac{f}{\rho_m} \frac{A}{A_c} + 2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) - \frac{(1 - \sigma^2 - K_e)}{\rho_2} \right]\end{aligned}$$

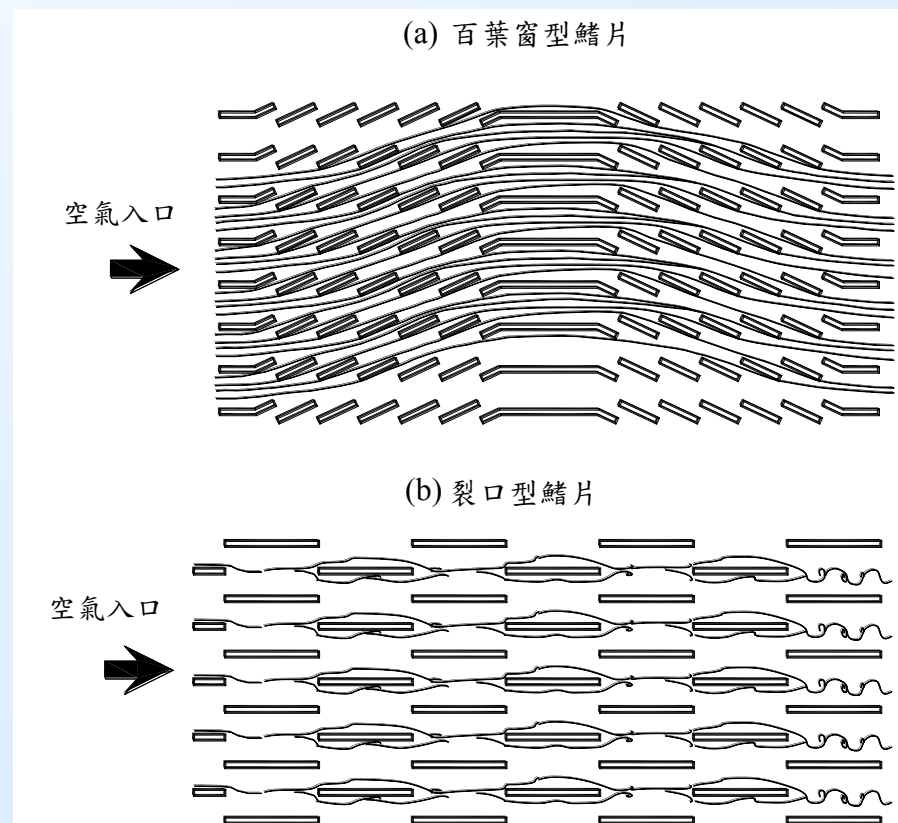
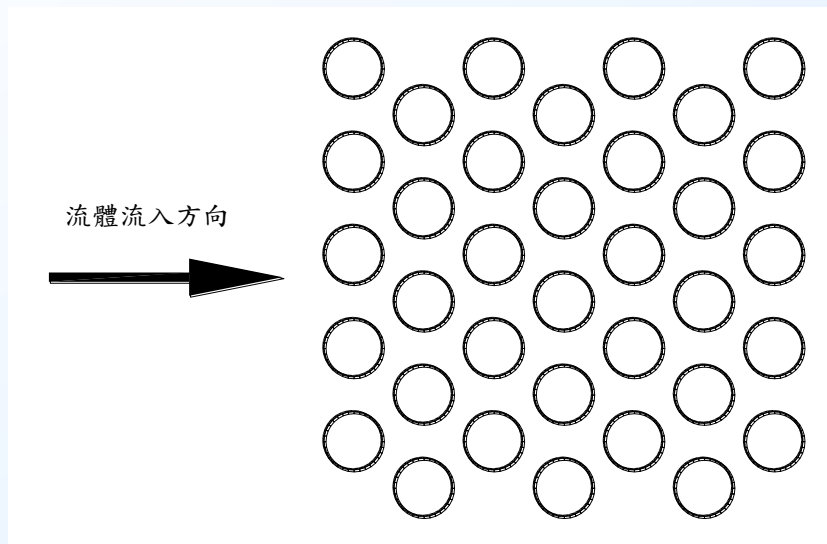
$$\rho_m = (\rho_1 + \rho_2)/2$$

● 多管型之 K_e 與 K_c 值(資料來源：
Kays and London, 1984)



Kays and London 並指出，如果工作流體流經熱交換器時呈現週期性的驟縮與驟升現象(如圖3-18)，則很難將 K_c 與 K_e 部份的壓降從全部的壓降中分離出來，Kays and London 建議這個時候不妨將驟縮與驟升所造成的壓降與摩擦部份的壓降合併，即 $K_c = K_e = 0$ ，所以式3-27可改寫成：

$$\Delta P = \frac{G_c^2}{2\rho_1} \left[\frac{A}{A_c} \frac{\rho_1}{\rho_m} f + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right]$$



例3-3-1：一密集式strip鰭片的測試資料如圖3-19所示(圖形資料來源：Kays and London, Fig. 10-56, strip fin)，熱交換器的重要參數如下：

$$\text{Fin pitch} = 782 \text{ fins/m}$$

$$\text{Plate spacing, } b = 2.49 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Fin length} = 3.175 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Hydraulic diameter, } 4r_h = 1.54 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Fin thickness} = 0.102 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\beta = 2254 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

$$\text{Fin area/total area} = 0.785$$

$$L = 0.4 \text{ m}$$

$$A_{fr} = 0.4 \text{ m}^2$$

若進入熱交換器的面速 $V_{fr} = 10 \text{ m/s}$ ，試估算這個操作條件下，通過熱交換器的總壓降，假設工作流體為空氣，進出口密度為 $\rho_1 = 1.145 \text{ kg/m}^3$ 與 $\rho_2 = 1.1 \text{ kg/m}^3$ ；平均的viscosity $\mu = 188.7 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$



3-3-1 解：

該圖表已幫讀者算出一些必要的尺寸，如 D_h ， β ；因此在此不再對相關尺寸進行計算，不過讀者最好能親自演一次以瞭解整個計算的過程，在隨後的例3-5當中，也提供如何去計算這些幾何參數的過程。由式3-2， $D_h = 4\sigma/\beta$

$$\therefore \sigma = D_h \beta / 4 = 0.00154 \times 2254 / 4 = 0.868$$

$$G_c = \rho_1 V_{fr} / \sigma = 1.145 \times 10 / 0.868 = 13.19 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Re}_{Dh} = G_c D_h / \mu = 13.19 \times 0.00154 / (188.7 \times 10^{-7}) = 1076.4$$

由圖估 $f \approx 0.044$

$$\Delta P = \frac{G_c^2}{2} \left[\frac{(1 - \sigma^2 + K_e)}{\rho_1} + \frac{f}{\rho_m} \frac{A}{A_c} + 2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) - \frac{(1 - \sigma^2 - K_e)}{\rho_2} \right]$$

下面我們將以前文所介紹的各部份壓降來計算：

(a) 流道驟縮部份的壓降

由於鰭片型式為strip fin，所以估 K_e 及 K_c 時應用 $\text{Re}_{Dh} \approx \infty$ ，由圖3-15，

$$K_c \approx 0.1, K_e \approx 0.02; \text{又 } \rho_m = (1.145 + 1.1) / 2 \approx 1.123 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P_i = \frac{G_c^2}{2} \left[\frac{(1 - \sigma^2 + K_c)}{\rho_1} \right] = \left(\frac{13.19^2}{2} \right) \left(\frac{1 - 0.868^2 + 0.1}{1.145} \right) = 26.3 \text{ Pa}$$

(b) 摩擦部份的壓降

$$\text{由 } D_h = 4A_c L / A, L = 0.4 \text{ m} \therefore A / A_c = 4L / D_h = 4 \times 0.4 / 0.00154 \approx 1039$$

$$\Delta P_f = \frac{G_c^2}{2} \left[\frac{f}{\rho_m} \frac{A}{A_c} \right] = \left(\frac{13.19^2}{2} \right) \left(\frac{0.044}{1.123} \times 1039 \right) \approx 3541 \text{ Pa}$$

(c) 密度變化的壓降

$$\Delta P_a = \frac{G_c^2}{2} \left[2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) \right] = \left(\frac{13.19^2}{2} \right) \left(2 \left(\frac{1}{1.1} - \frac{1}{1.145} \right) \right) = 6.22 \text{ Pa}$$

(d) 出口流道變大部份的壓降

$$\Delta P_e = \frac{G_c^2}{2} \left[- \frac{(1 - \sigma^2 - K_e)}{\rho_1} \right] = \left(\frac{13.19^2}{2} \right) \left(\frac{-1 + 0.868^2 + 0.02}{1.1} \right) = -17.92 \text{ Pa}$$

$$\therefore \text{總壓降 } \Delta P = 26.3 + 3541 + 6.22 - 17.92 = 3555.6 \text{ Pa}$$

注意：本例中的 ΔP_f 超過 99% ！



熱交換器之熱流特性的表示型式

由雷諾類比(Reynolds analogy)而來；首先假設流體流經一段距離後的動量的變化(ΔM)比上當時的動量值(M)，等於熱傳量的變化(ΔQ)比上流體最大熱傳量 Q_{max} ：

$$\therefore \Delta M/M = \Delta Q/Q_{max} \quad (3-30)$$

$$\therefore \frac{\tau_w dA}{\dot{m}} = \frac{h \Delta T dA}{\dot{Q}} \quad (3-31)$$

其中 τ_w 為壁面上的摩擦剪應力，若將上式兩邊除以 ρV ，可得：

$$\frac{h}{\rho V c_p} = \frac{\tau_w}{\rho V^2} \quad (3-32)$$



由於

$$\tau_w = f \times \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (3-33)$$

$$\therefore \frac{h}{\rho V c_p} = \frac{f \cdot 1/2 \rho V^2}{\rho V^2} \quad (3-34)$$

$$\therefore \frac{h}{\rho V c_p} = \frac{f}{2} \quad (3-35)$$

又由Stanton number的定義， $St \equiv \frac{h}{\rho V c_p}$ ，因此

$$\Rightarrow St = f/2 \quad (3-36)$$

請注意式3-36的推導並不是很嚴謹；1930年代，Colburn 比較平板上不同流體(Pr 由 0.6 ~ 60)流動下的實驗值與式3-36的差異；他發現上式只要略做修正為

$$St Pr^{2/3} = f/2 \quad (3-37)$$

對單一平板就可適用，所以Colburn j factor 就定義如下：

$$j \equiv St Pr^{2/3} \quad (3-38)$$

即：

$$j = f/2 \quad (3-39)$$

並不是所有的熱交換器都會有 $j = f/2$ 的關係式(通常關係不會這樣單純!)；另外許多入門的讀者可能會覺得奇怪為何熱傳性能 j 會隨著雷諾數增加而下降(典型例如圖3-19所示)，不是速度越快熱傳性能越好嗎？答案其實很簡單，
$$j \equiv \frac{h}{\rho V c_p} \text{Pr}^{\frac{2}{3}}$$
，其中分母為速度，一般熱傳性能會隨著速度增加而變好，但增加的幅度會小於速度本身的增幅。

一連續型平板鰭片型式的鰭管式熱交換器之熱流特性(j & f)如圖
該熱交換器的幾何尺寸如下：

寬度 $W = 595 \text{ mm}$

高度 $H = 355 \text{ mm}$

管排數 $N = 1$

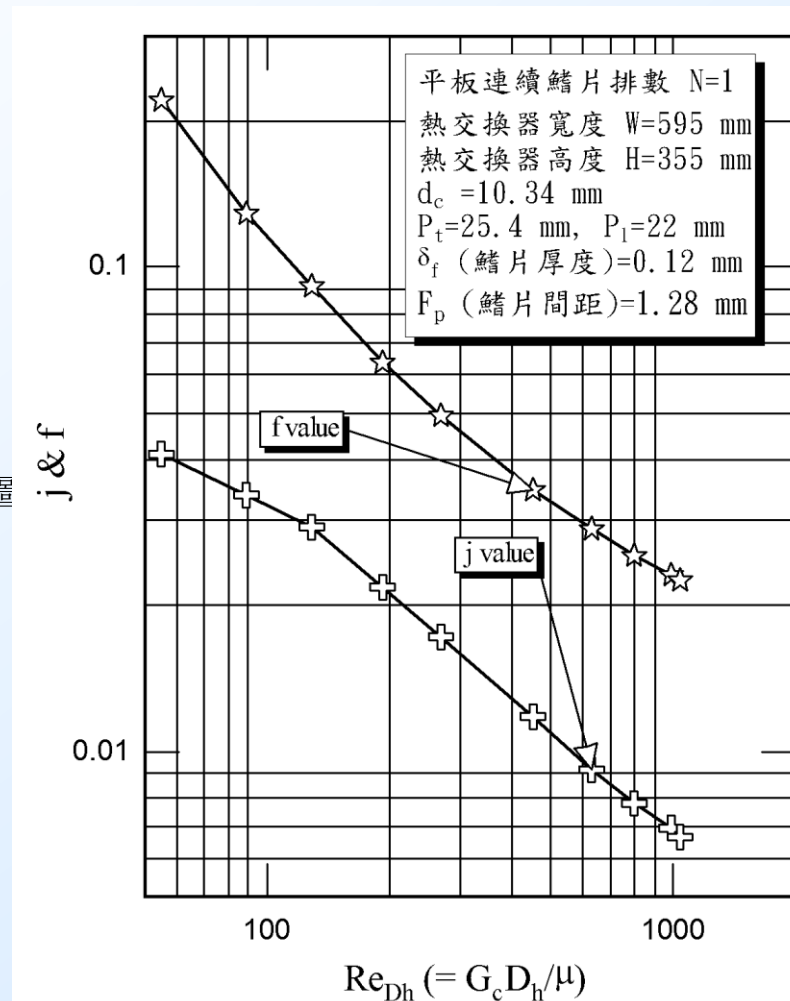
含頸領的外徑 $d_c = 10.34 \text{ mm}$

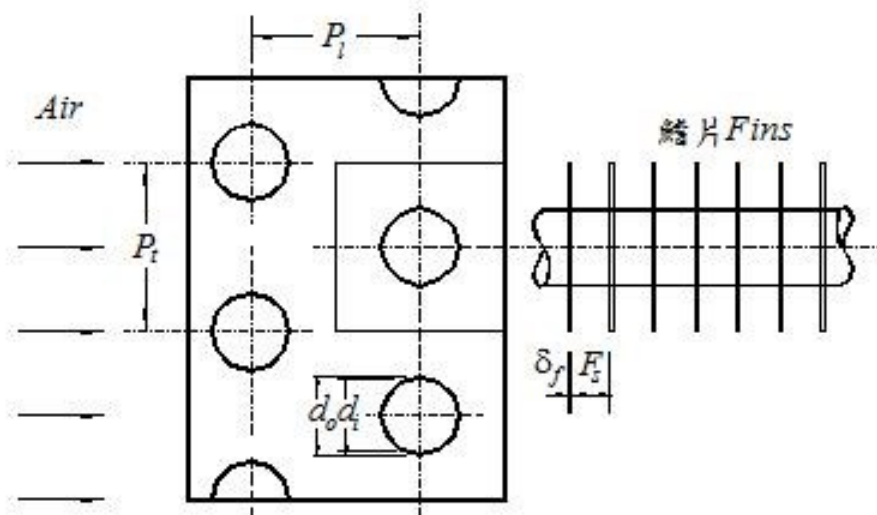
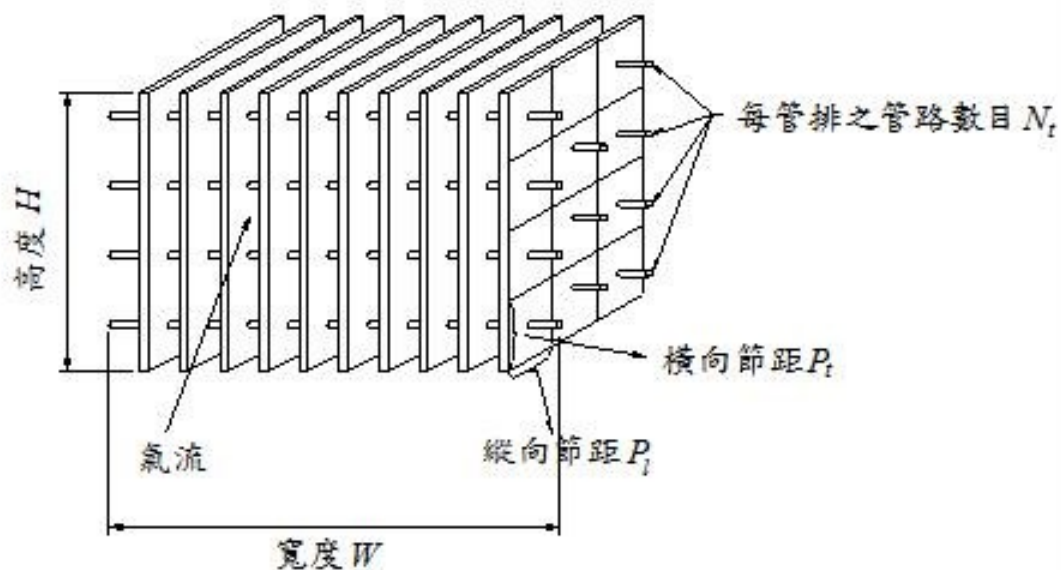
鰭片厚度 $\delta_f = 0.12 \text{ mm}$

鰭片的橫向節距 $P_t = 25.4 \text{ mm}$

鰭片的縱向節距 $P_l = 22 \text{ mm}$

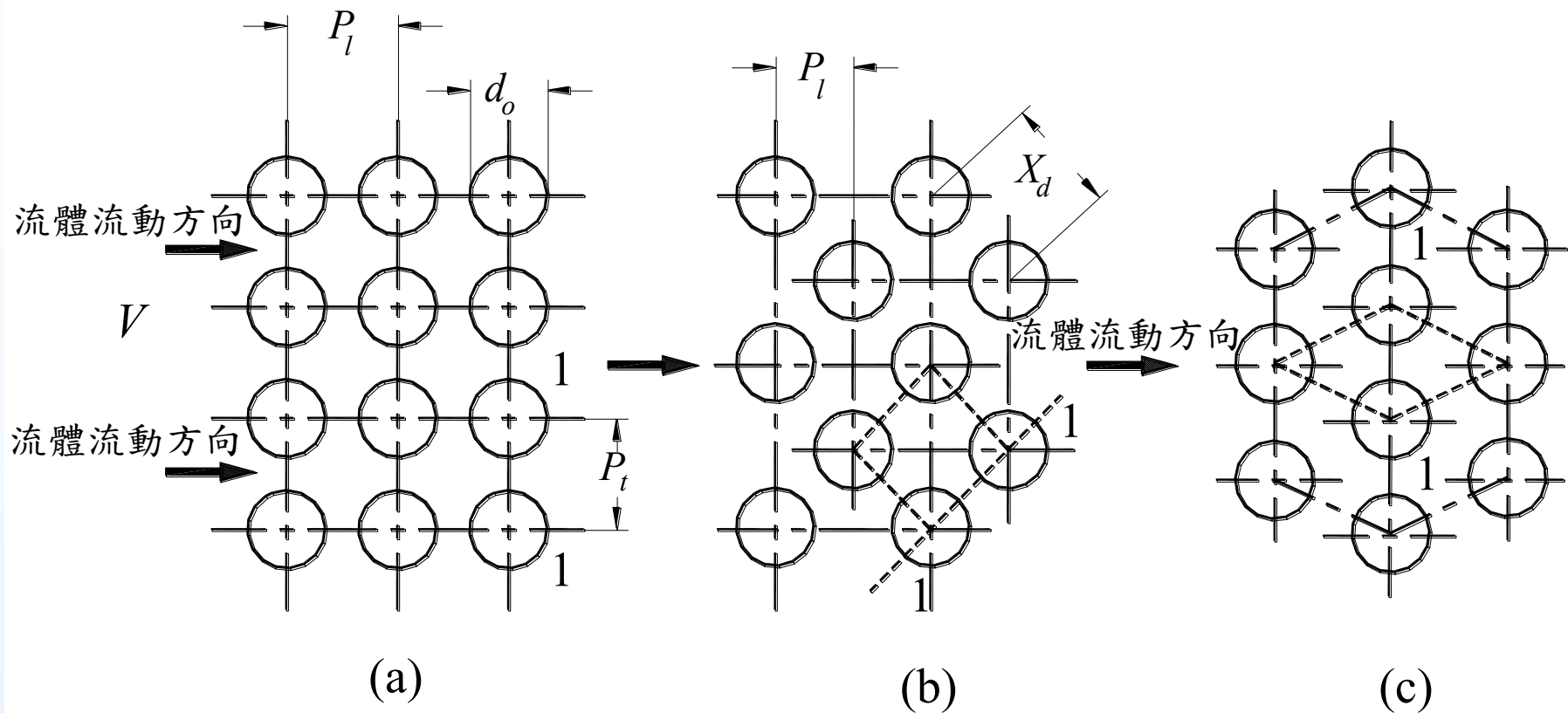
熱交換器的正向風速為 4 m/s ，試問(1) 它的正向面積 (A_{fr})；(2) 它的收縮比 (σ)；(3)熱交換器之總面積；(4) 它是否為密集式熱交換器？(5)它的熱傳係數 ($V_{fr} = 4 \text{ m/s}$)；(6) 它的壓降(熱交換器的入口空氣的溫度為 35°C ， $\rho_a = 1.145 \text{ kg/m}^3$ ， $\mu_a = 188.7 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$ ， $c_{p,a} = 1007 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ ， $\text{Pr}_a = 0.71$)。

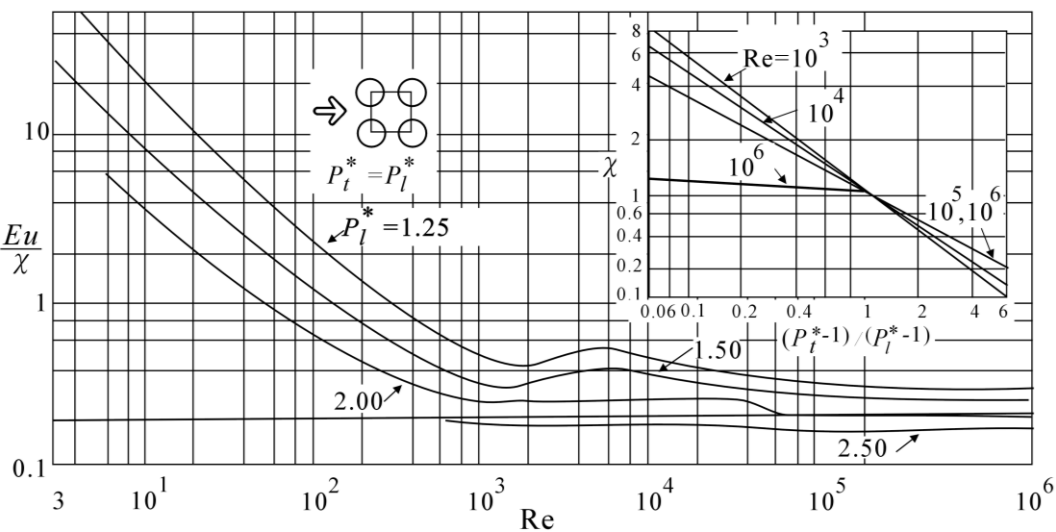




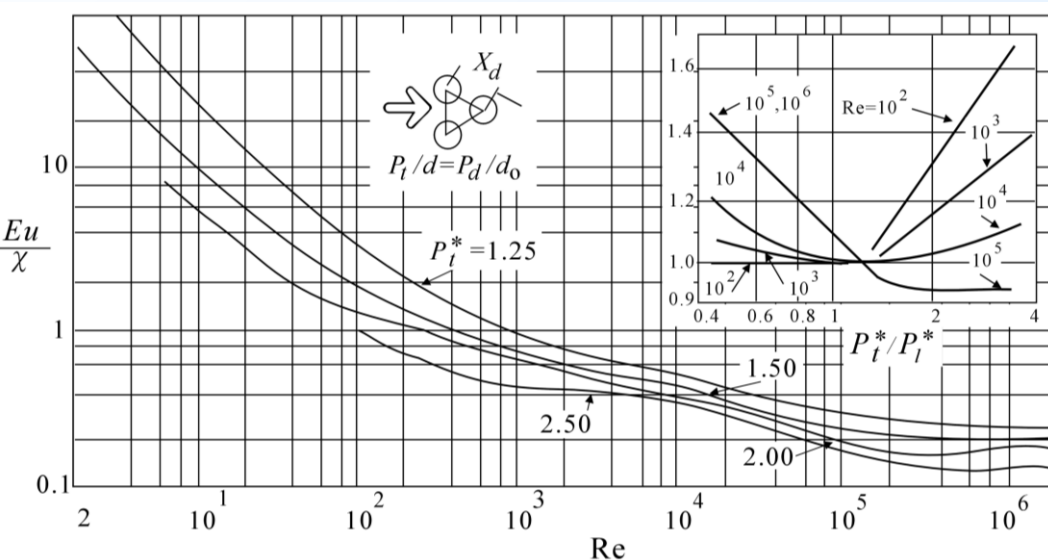
裸管管陣

- 裸管管陣安排型式 (a) 排列型式 (inline) ; (b) 交錯型式 (staggered) ; (c) 最小管間距型式





排列型式管陣下之 Eu/χ ， χ 與雷諾數間之關係



交錯型式管陣下之 Eu/χ ， χ 與雷諾數間之關係

$$Eu = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u_c^2 \cdot N}$$

$$P_t^* = \frac{P_t}{d_o}$$

$$P_l^* = \frac{P_l}{d_o}$$



- (1) 由操作條件算出 Re_b 、 P_t^* 、 P_l^* 與 $(P_t^* - 1)/(P_l^* - 1)$
- (2) 若為排列型式則使用圖 5-4，若為交錯型式則使用圖 5-5
- (3) 由圖表查出 Eu/χ 與 χ 值
- (4) 如果要考慮因為溫度變化所造成流體物性變化的影響的話，則可使用下式：

$$Eu_b = Eu \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{P1} \quad (5-12)$$

其中下標 w 代表以管壁溫度來計算，而 b 係以流體中心溫度來計算，另外

$$P1 = \begin{cases} 0 & \text{若雷諾數大於 } 1000 \\ -0.0018 Re + 0.28 & \text{若流體通過管陣時被加熱} \\ -0.0026 Re + 0.43 & \text{若流體通過管陣時被冷卻} \end{cases} \quad (5-13)$$

- (5) 由 $\Delta P = \left(\frac{Eu}{\chi} \right) (\chi) \frac{1}{2} \rho u_c^2 \cdot N$ 算出壓降

分離型圓形鰭片熱交換器

$$j = 0.134 \text{Re}_{d_o}^{-0.319} \left(\frac{F_s}{F_L} \right)^{0.2} \left(\frac{F_s}{\delta_f} \right)^{0.11} \quad (5-20)$$

$$f = 9.47 \text{Re}_{d_o}^{-0.316} \left(\frac{P_t}{d_o} \right)^{-0.927} \left(\frac{P_t}{X_d} \right)^{0.11} \quad (5-21)$$

其中

$$X_d = \frac{\sqrt{P_t^2 + P_l^2}}{2} \quad (5-22)$$

Rabas et al. (1981)則提出較準確的方程式如下：

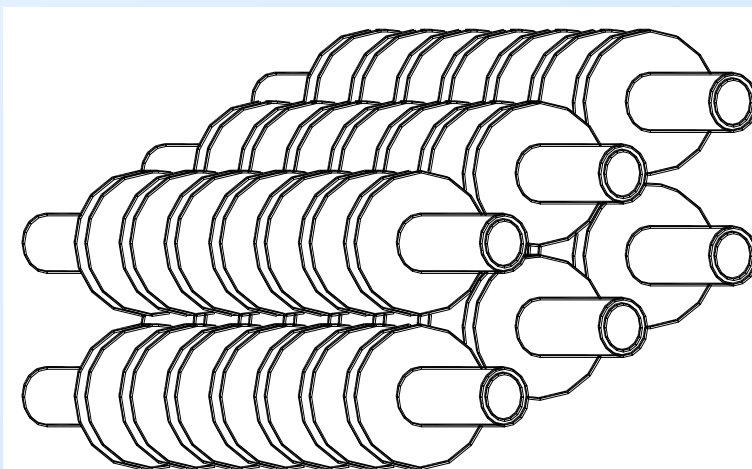
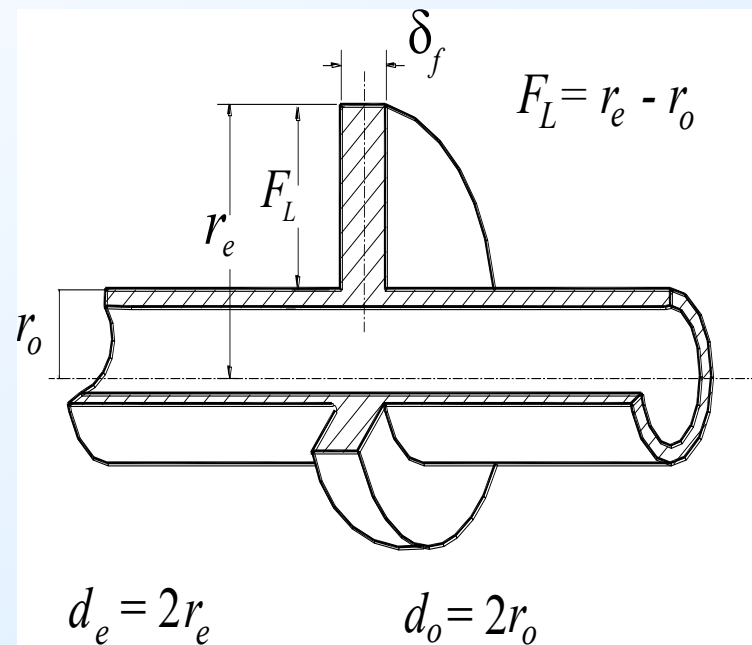
$$j = 0.292 \text{Re}_{d_o}^n \left(\frac{F_s}{d_o} \right)^{1.12} \left(\frac{F_s}{F_L} \right)^{0.26} \left(\frac{\delta_f}{F_s} \right)^{0.67} \left(\frac{d_e}{d_o} \right)^{0.47} \left(\frac{d_e}{\delta_f} \right)^{0.77} \quad (5-23)$$

$$f = 3.805 \text{Re}_{d_o}^{-0.234} \left(\frac{F_s}{d_o} \right)^{0.25} \left(\frac{F_L}{F_s} \right)^{0.76} \left(\frac{d_o}{d_e} \right)^{0.73} \left(\frac{d_o}{P_t} \right)^{0.71} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{0.38} \quad (5-24)$$

其中

$$n = -0.415 + 0.0346 \left(\frac{d_e}{F_s} \right) \quad (5-25)$$

請注意式5-20及式5-21僅適用於4排以上的熱交換器，而式5-23及式5-24僅適用於6排以上。另外這些方程式均使用管外徑 d_o 當作特徵長度。





條件：已知HX能力及部份幾何尺寸，流體進口條件及風量，求Nr=?

(1)HX幾何尺寸計算

(2)管內熱傳係數 h_i 計算

$$h_i = \frac{Nu \times k_i}{D_i}$$

$$\text{其中 } Nu = \text{Nusselt Number} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re_c - 1000)Pr_f}{1 + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{1/2}\left(P_r^{2/3} - 1\right)}$$

(3) 空氣側熱傳係數 h_o $\therefore h_o = j_s \times G_c \times C_{pa} \times Pr_a^{-2/3}$

(4) 鰭片效率算 $\eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi}$

(5) 總熱傳係數 U

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i}\right)\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o\eta_s}}$$

(6)對數平均溫差 $LMTD$

$$LMTD = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

(7)由 $Q = U_o \times A_o \times F \times LMTD$ 可算出 $A_o \Rightarrow$ 求得管排數Nr

(8)計算空氣側和管側壓損

蒸發器熱傳計算

- ❑ 蒸發器主要的作用是使低溫的冷媒氣體，吸收外界空間的熱量，達到造冷的效果，管內流體的流動狀態如圖所示。
- 冷媒經過膨脹裝置的降溫降壓過程後，成為氣液兩相狀態，蒸發器入口處乾度通常是介於 $0.15 \sim 0.25$ 之間。當管內冷媒吸收周圍環境的熱量，使得冷媒逐漸汽化，最後達到飽和氣體狀態。設計上，通常是以過熱的狀態離開蒸發器，然後吸入壓縮機，完成一個冷凍循環。
- 冷媒的吸熱過程中，除了室內溫度下降外，若是盤管的表面溫度低於空氣的露點濕度（dew point temperature），當空氣流過盤管表面時，會有水份凝結下來，達到冷卻和除濕的目的。
- 此一熱傳現象包括顯熱 (sensible heat) 和潛熱 (latent heat) 兩種變化，因此一旦凝結開始，總熱傳為顯熱和潛熱兩者的結合，而代表溫差和相變化的驅動能力，是以焓勢 (enthalpy potential) 來表示。

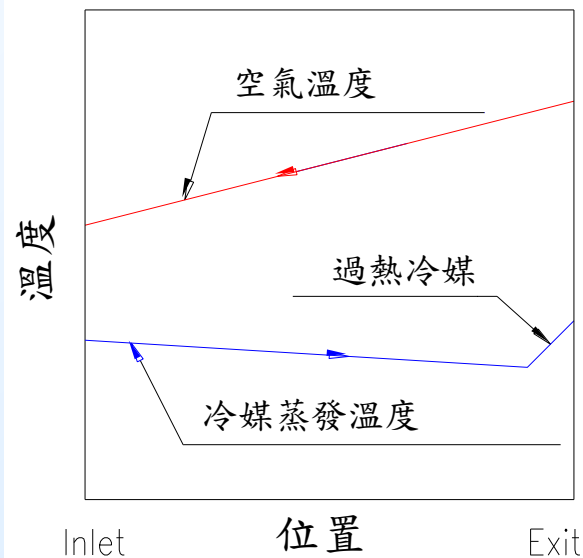
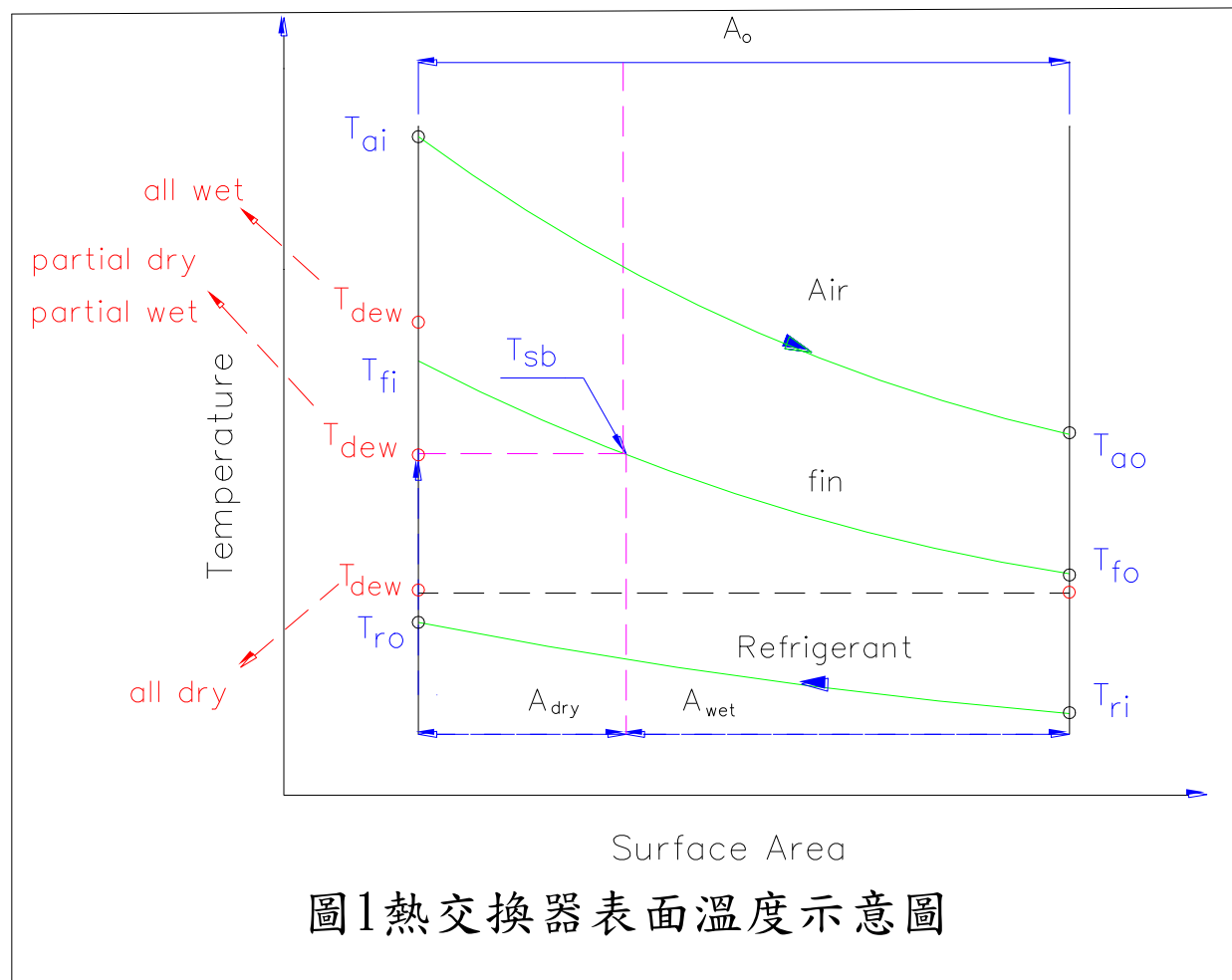


圖2. 蒸發器內冷媒與空氣的溫度變化



- ❑ 露點溫度 T_{dew} 的定義為空氣在同一壓力及比濕條件下時，相對飽和濕空氣的乾球溫度。

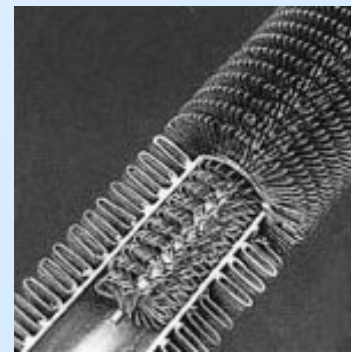
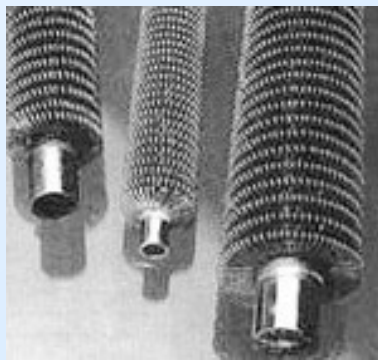
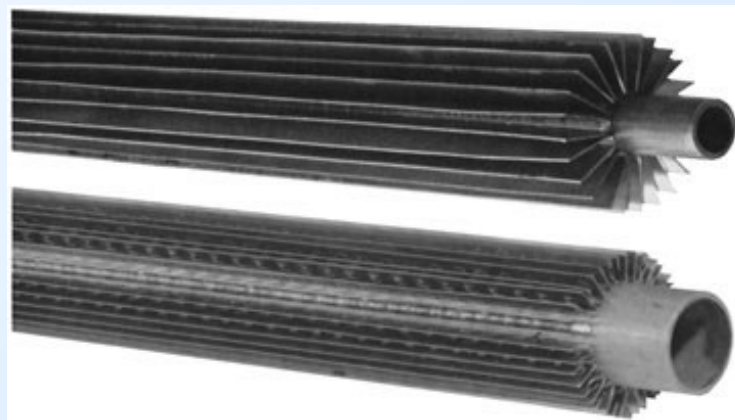
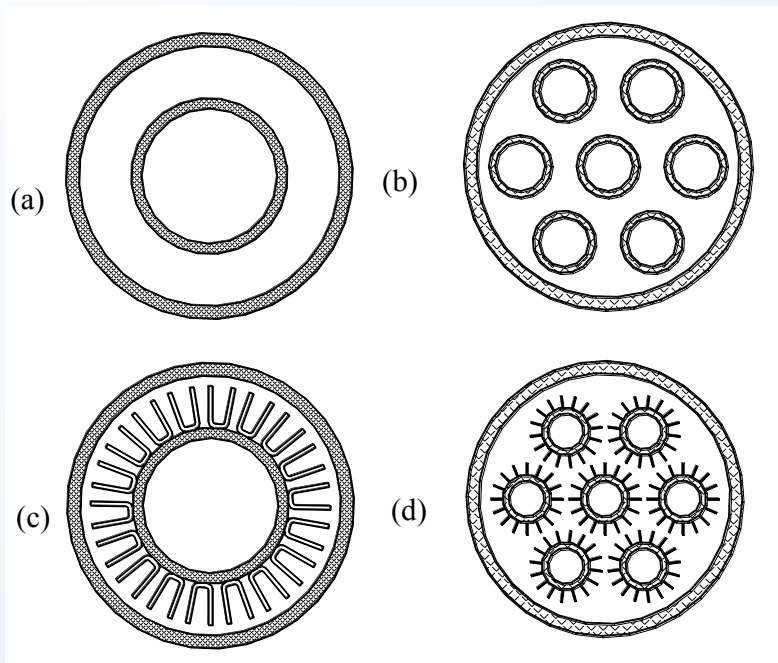
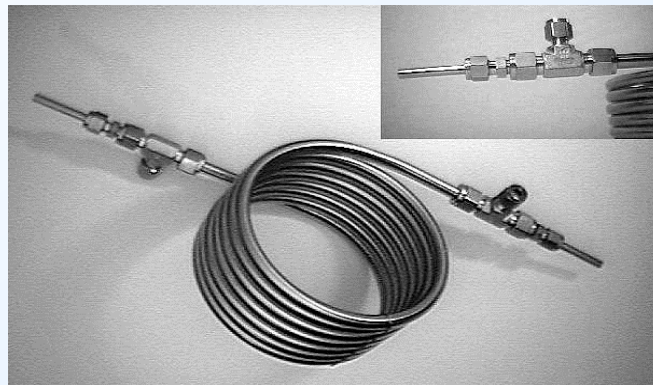


基本介紹

- 蒸發器的熱傳分析，可以由熱交換器表面溫度判斷來區分為三種情況(見圖1)：
 - 熱交換器空氣入口鰭片表面溫度低於空氣露點溫度，則盤管全濕。
 - 熱交換器空氣出口鰭片表面溫度高於空氣露點溫度，則盤管全乾。
 - 熱交換器入口鰭片溫度高於露點溫度，而出口低於露點溫度，顯示空氣通過盤管當中，溫度降至某點而發生凝結現象，則盤管為部份乾、部份濕。
- 目前所建立的熱交換器熱傳分析模式，以全乾的理論模式最為完整，而全濕次之；至於半乾濕，尚無完整的系統理論基礎，但仍有一些研究將全乾與全濕的分析方法合成後來模擬。

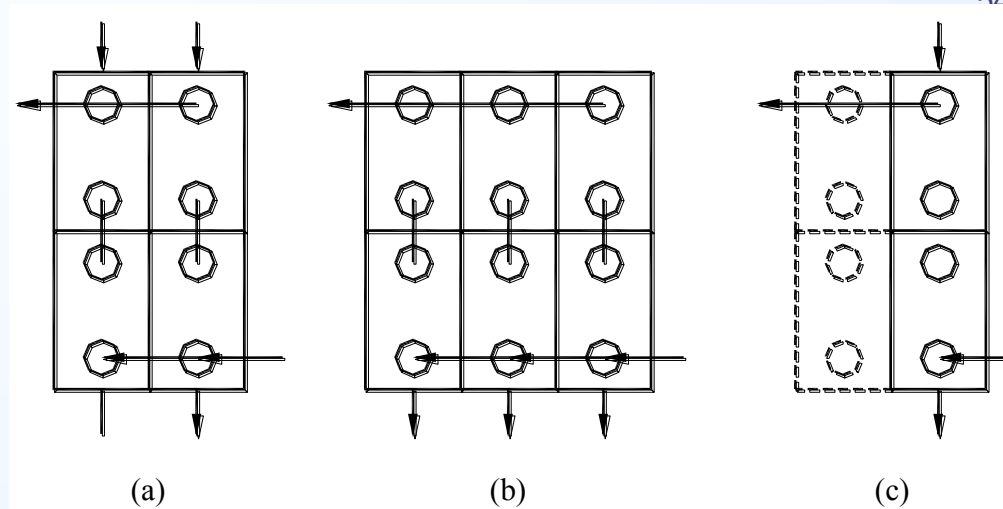


套管式熱交換器



套管式熱交換器的優缺點

- 製造容易。
- 易於保養維護與結垢的清理。
- 可容易安排成逆向流動型式。
- 可使用如圖型式的鰭管。
- 可運用於高壓系統的相關應用。
- 可以模組化；如圖示，原系統(a)為四個並、串接的熱交換器所組成，如果要擴充50%的能力，可將系統並、串六個如圖(b)所示的熱交換器系統模組；同樣的，如果要降低50%的負載，可將系統並、串接成兩個如圖(c)所示的熱交換器系統模組。





套管式熱交換器熱流性能計算分析

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re-1000)Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{\frac{f}{2}}(Pr^{2/3}-1)} \phi, f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$$
$$\phi_{\text{液體}} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}, \phi_{\text{氣體}} = \left(\frac{T_b}{T_w}\right)^n, \begin{cases} n=0, \text{冷卻} \\ n=0.45, \text{加熱} \end{cases}$$

有關水力直徑應用於套管式熱交換器的熱流設計，仍然有一些爭議，如果以 $D_h = 4 \times \text{截面面積} / \text{濕潤周界}$ 的定義，則可得到 $D_h = (D_i - d_o)$ 的結果(請參考第一章)，不過有些研究者認為外管周界上並無實質上的熱傳貢獻，因此熱傳的 $D_{h,e} = 4 \times A_c / (\pi d_o) = (D_i^2 - d_o^2) / d_o$ 。這兩種算法何者較適合並無定論，例如Taborek (1998)與 Hewitt et al. (1994)都是使用標準的水力直徑於熱傳與壓降的計算，不過 Kakaç 與 Liu (1998) 與 Kern (1950)則將 $D_{h,e}$ 當作 Nu 的特徵長度(請特別留意： Re 的特徵長度仍使用 D_h)，筆者對這點沒有特別的看法，不過在使用上，仍以 $D_h = (D_i - d_o)$ 較多；這裡要特別提醒讀者，環側部份若使用Dittus-Boelter方程式或是Gnielinski半經驗式時，其雷諾數要大於8000(HEDH, 2002)

Taborek (1998)建議當 $Re < 2000$ 時，可使用如下的方程式

$$Nu = 3.66 + 1.2 \left(\frac{D_i}{d_o} \right)^{-0.8} + \left(1 + 0.14 \left(\frac{D_i}{d_o} \right)^{-0.5} \right) \frac{0.19 \left(Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{0.8}}{1.07 + 0.117 \left(Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{0.467}} \phi$$

如果是在過渡區($8000 > Re > 2000$)，Taborek (1998)建議使用如下的方程式：

$$Nu_{tr} = Nu_{laminar, Re=2000} + \left(1.33 - \left(\frac{Re}{6000} \right) \right) Nu_{turbulent, Re=8000}$$

$T_{h,i}$ 熱側流體進口溫度

$T_{h,o}$ 熱側流體出口溫度

$T_{c,i}$ 冷側流體進口溫度

$T_{c,o}$ 冷側流體出口溫度

D_i 環側的管內徑

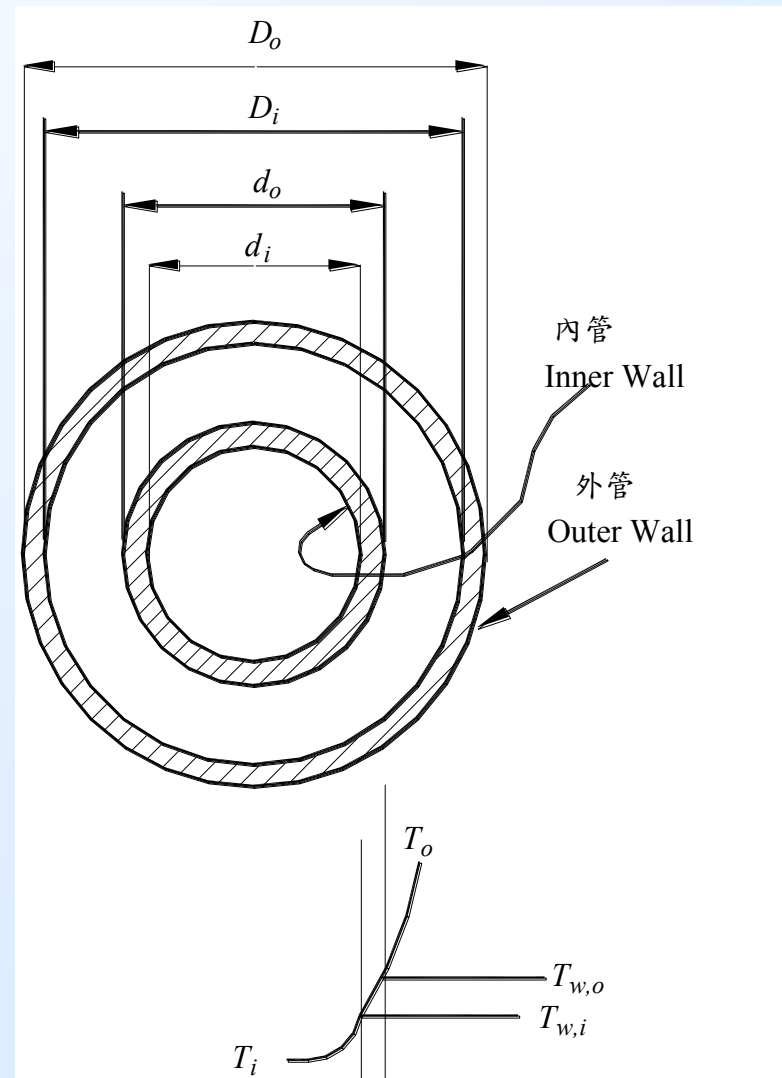
d_i 管側的管內徑

d_o 管側的管外徑

L 熱傳管的長度

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_i h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2k_w}$$





圓柱座標熱傳導

首先，我們假設管內側與環側及總熱傳係數均為定值，再導出其間的關係式，考慮如圖8-9所示的雙套管，在穩定狀態下，管內的熱傳量要等於管壁與環側的熱傳量，所以：

$$Q = Q_i = Q_o = Q|_r \quad (8-4)$$

管壁阻抗 R_w 可由圓柱座標計算，考慮一維的熱傳導方程式：

$$\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = 0 \quad (8-5)$$

邊界條件如下：

$$T = T_{w,i} \quad \text{當} \quad r = d_i/2$$

$$T = T_{w,o} \quad \text{當} \quad r = d_o/2$$



$$T = \frac{T_{w,i} - T_{w,o}}{\ln \frac{d_o}{d_i}} \ln r + \left[T_{w,i} - \frac{T_{w,i} - T_{w,o}}{\ln \frac{d_o}{d_i}} \ln \frac{d_i}{2} \right] \quad (8-6)$$

而

$$Q|_r = -k_w A_r \frac{dT}{dr} \Big|_r = -2\pi k_w r L \frac{T_{w,i} - T_{w,o}}{\ln \frac{d_o}{d_i}} \frac{1}{r} = 2\pi k_w L \frac{T_{w,o} - T_{w,i}}{\ln \frac{d_o}{d_i}} \quad (8-7)$$

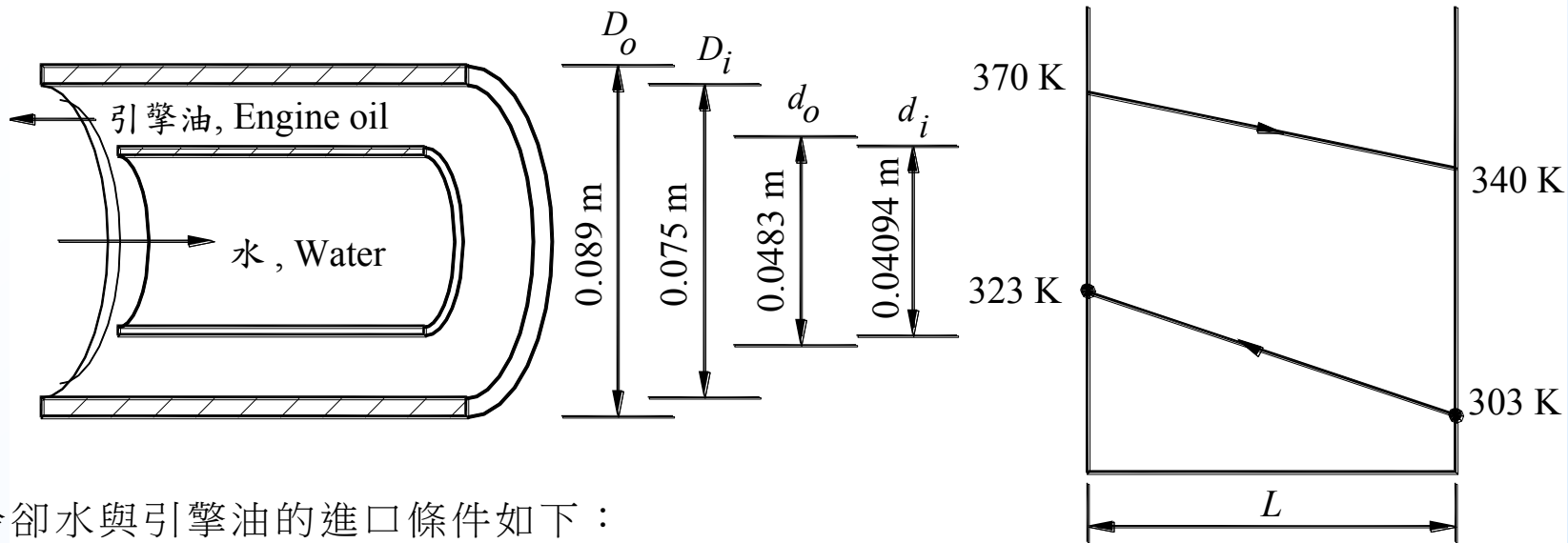
又 $Q = Q_i = Q_o = Q|_r$

$$\therefore Q = UA_o (T_i - T_o) = h_i A_i (T_i - T_{w,i}) = h_o A_o (T_{w,o} - T_o) = \frac{2\pi k_w L (T_{w,o} - T_{w,i})}{\ln \frac{d_o}{d_i}} \quad (8-8)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \frac{Q}{UA} = (T_i - T_o) \\ \frac{Q}{h_i A_i} = (T_i - T_{w,i}) \\ \frac{Q}{h_o A_o} = (T_{w,o} - T_o) \\ \frac{Q \ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L} = (T_{w,i} - T_{w,o}) \end{cases} \quad (8-9)$$

$$\Rightarrow \frac{Q}{UA} = (T_i - T_o) = \frac{Q}{h_i A_i} + \frac{Q}{h_o A_o} + \frac{Q \ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L}$$

$$\Rightarrow \frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L} \quad (8-10)$$



冷卻水與引擎油的進口條件如下：

$$\dot{m}_{oil} = 1 \text{ kg/s}, T_{oil, in} = 370 \text{ K}, T_{oil, out} = 340 \text{ K}$$

$$\dot{m}_{water} = 0.767 \text{ kg/s}, T_{water, in} = 303 \text{ K}$$

雙套管材質為Carbon Steel ($C \approx 0.5\%$, $k_w \approx 53 \text{ W/m}\cdot\text{K}$)

試問本雙套管熱交換器的總長度要多少才夠？

T (K)	ρ_{oil} (kg/m ³)	c_{oil} (kJ/kg·K)	μ_{oil} (Pa·s)	k_{oil} (W/m·K)	Pr_{oil}
370	841.8	2.20	0.019	0.136	305
360	848.2	2.16	0.025	0.137	395
350	854.0	2.12	0.036	0.138	550
340	859.8	2.08	0.053	0.139	795

T (K)	ρ_{water} (kg/m ³)	$c_{p, water}$ (kJ/kg·K)	μ_{water} (Pa·s)	k_{water} (W/m·K)	Pr_{water}
303	995.6	4.182	0.000798	0.603	5.4
313	992.2	4.179	0.000654	0.618	4.33
323	988.0	4.181	0.000548	0.631	3.56
333	983.3	4.185	0.000467	0.643	2.99



油的平均比熱 $= (c_{p,oil,in} + c_{p,oil,out})/2 = (2200 + 2080)/2 = 2140 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

總熱傳量

$$Q = \dot{m}_{oil} c_{p,oil} (T_{h,in} - T_{h,out}) = 1 \times 2140 \times (370 - 340) = 64200 \text{ W}$$

$\therefore$ 水側的出口溫度為

$$T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{Q}{\dot{m}_{water} c_{p,water}} = 303 + \frac{64200}{0.767 \times 4180} = 323.03 \text{ K}$$

$$\text{管內的截面積 } A_{c,i} = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} (0.04094)^2 = 0.001316 \text{ m}^2$$

$$\therefore G_{water} = \dot{m}_{water} / A_{c,i} = 0.767 / 0.001316 = 582.7 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$\therefore$ 雷諾數為

$$\text{Re}_i = \frac{G_{water} \times d_i}{\mu_{water}} = \frac{582.7 \times 0.04094}{0.000654} = 36474 > 2300 \Rightarrow \text{紊流流動!}$$

由 Gnielinski 方程式 (表 1-8)

$$f_i = (1.58 \ln \text{Re}_b - 3.28)^{-2} = 0.00564$$

$$Nu_i = \frac{\left(\frac{f_i}{2}\right)(\text{Re}_i - 1000) \text{Pr}_i}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f_i}{2}} (\text{Pr}_i^{2/3} - 1)} = \frac{\left(\frac{0.00564}{2}\right)(36474 - 1000) \times 4.33}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{0.00564}{2}} (4.33^{2/3} - 1)} = 198$$

$$h_i = \frac{k_i \times Nu_i}{d_i} = \frac{0.618 \times 198}{0.04094} = 2988.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$



環側的截面積

$$A_{c,a} = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2) = \frac{\pi}{4} (0.075^2 - 0.0483)^2 = 0.002586 \text{ m}^2$$

環側的水力直徑

$$D_{h,o} = D_i - d_o = 0.075 - 0.0483 = 0.0267 \text{ m}$$

$$\therefore G_{oil} = \dot{m}_{oil} / A_{c,a} = 1 / 0.002586 = 386.8 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$\therefore$ 雷諾數為

$$\text{Re}_o = \frac{G_{oil} \times D_{h,o}}{\mu_{oil}} = \frac{386.8 \times 0.0267}{0.030233} = 341.6 < 2000 \Rightarrow \text{層流流動!}$$

由式 8-3

$$Nu_{oil} = 3.66 + 1.2 \left(\frac{D_i}{d_o} \right)^{-0.8} + \left(1 + 0.14 \left(\frac{D_i}{d_o} \right)^{-0.5} \right) \frac{0.19 \left(\text{Re Pr} \frac{D_h}{L} \right)^{0.8}}{1.07 + 0.117 \left(\text{Re Pr} \frac{D_h}{L} \right)^{0.467}}$$

由於上式的使用牽涉到熱交換器的總長度 L ，因此我們必須要假設一個長度，這裡先假設熱交換器的總長度為350 m，則

$$Nu_{oil} = 5.59$$

$$h_{oil} = \frac{k_{oil} \times Nu_{oil}}{D_{h,o}} = \frac{0.138 \times 5.59}{0.0267} = 28.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$LMTD = \frac{((T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o}))}{\ln \left(\frac{T_{h,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,o}} \right)} = 41.8^\circ \text{C}$$

$$\text{由式8-12, } \frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_i h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2k_w}$$

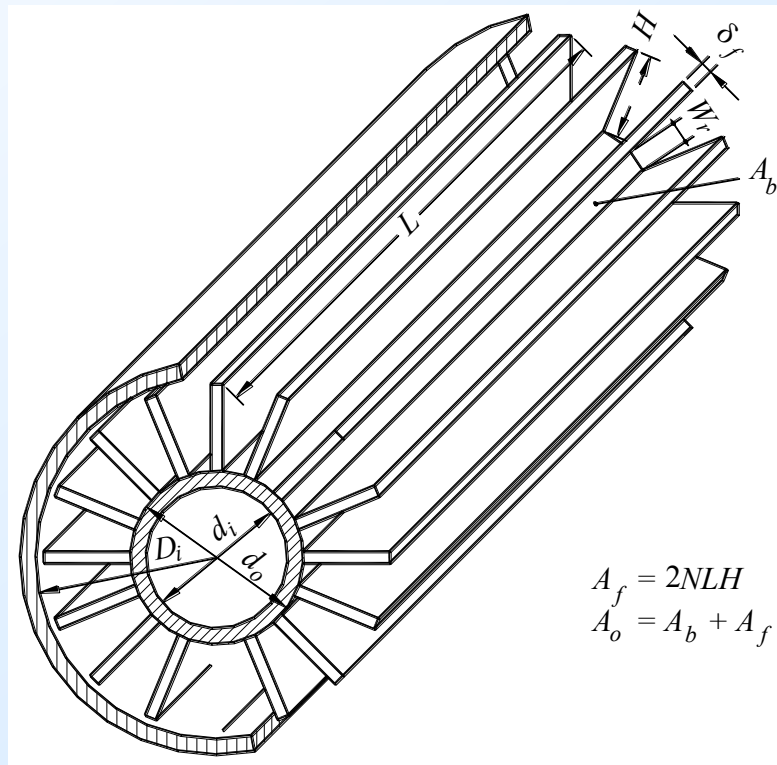
其中 $\eta_i = \eta_o = 1$ ，將相關幾何參數資料代入計算後，可得 $U = 28.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

$$\therefore A = \pi \times d_o \times L = Q / U / \Delta T_{lm}$$

即 $L = 355 \text{ m}$ ，這個結果與假設差不多，正確的結果為355.7 m

Example: 設計改善

為了有效縮短熱交換器的長度，使用如下圖的鰭管，操作條件與上例均相同，試問滿足同樣熱傳量的熱交換器長度為何？鰭管的材質也是 Carbon Steel ($C \approx 0.5\%$ ， $k_w \approx 53 \text{ W/m}\cdot\text{K}$)，鰭管的高度 $H = 0.013 \text{ m}$ 。鰭片的數量為 $N = 60$ ，鰭片的厚度 $\delta_f = 0.0009 \text{ m}$ 。





總熱傳量與管內側的熱傳係數均與上例相同，即：

$$Q = 64200 \text{ W}$$

$$h_i = 2988.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

環側的截面積

$$\begin{aligned} A_{c,a} &= \text{環側面積} - \text{鰭片截面積} = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2) - N \times \delta_f \times H \\ &= \frac{\pi}{4} (0.075^2 - 0.0483)^2 - 60 \times 0.0009 \times 0.013 = 0.001884 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

環側的水力直徑

$$D_{h,o} = 4A_{c,a}/P_w$$

$$P_w = \text{潤濕周長} = 2 \times N \times H + \pi d_o + \pi D_i = 1.947 \text{ m}$$

$$D_{h,o} = 4A_{c,a}/P_w = 0.00387 \text{ m}$$

$$\therefore G_{oil} = \dot{m}_{oil} / A_{c,a} = 1 / 0.001884 = 530.8 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$\therefore$ 雷諾數為

$$\text{Re}_o = \frac{G_{oil} \times D_{h,o}}{\mu_{oil}} = \frac{530.8 \times 0.00387}{0.030233} = 67.9 < 2000 \Rightarrow \text{層流流動!}$$

同樣的，假設一個熱交換器長度 $L = 20 \text{ m}$ ，則由式8-3

$$\text{Nu}_{oil} = 5.18$$

$$h_{oil} = \frac{k_{oil} \times \text{Nu}_{oil}}{D_{h,o}} = \frac{0.138 \times 5.26}{0.00387} = 184.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\text{LMTD} = \frac{((T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o}))}{\ln \left(\frac{T_{h,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,o}} \right)} = 41.8^\circ \text{C}$$



$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{1}{2\pi k_w L \ln \frac{d_o}{d_i}}$$

採用鰭管外側面積當參考面積 $A = A_o = P_f \times L$ ，其中 P_f 為單位長度的鰭管周長 $(= 2 \times N \times H + \pi d_o)$ ；請注意與潤濕周長不同（無外管的內徑周長）。

以本例而言， $P_f = 2 \times N \times H + \pi d_o = 1.7117 \text{ m}$

所以上式可改寫成

$$\frac{1}{U} = \frac{P_f}{h_i d_i} + \frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{P_f}{2\pi k_w \ln \frac{d_o}{d_i}} \quad (8-14)$$

其中 $\eta_o = 1 - A_f/A_o(1 - \eta_f)$

在本例中， $A_f/A_o = (P_f - \pi \times d_o)/P_f$

鰭片效率 $\eta_f = \tanh(mH)/mH$ (請參考第三章)

$$m = \sqrt{\frac{2h_{oil}}{k_f \delta_f}} = \sqrt{\frac{2 \times 184.7}{53 \times 0.0009}} = 88 \text{ m}^{-1}$$

$$\therefore \eta_f = \tanh(mH)/mH = 0.713$$

而表面效率 $\eta_o = 1 - A_f/A_o(1 - \eta_f) = 0.738$

再將相關幾何資料代入式8-14後，可得 $U = 41.68 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

$$\therefore A = \pi \times P_f \times L = Q/U/\Delta T_{lm} = 36.85 \text{ m}^2$$

即 $L = 21.53 \text{ m}$ ，這個結果與假設差不多，正確的結果為 21.56 m

串、並多聯式套管式熱交換器分析方法

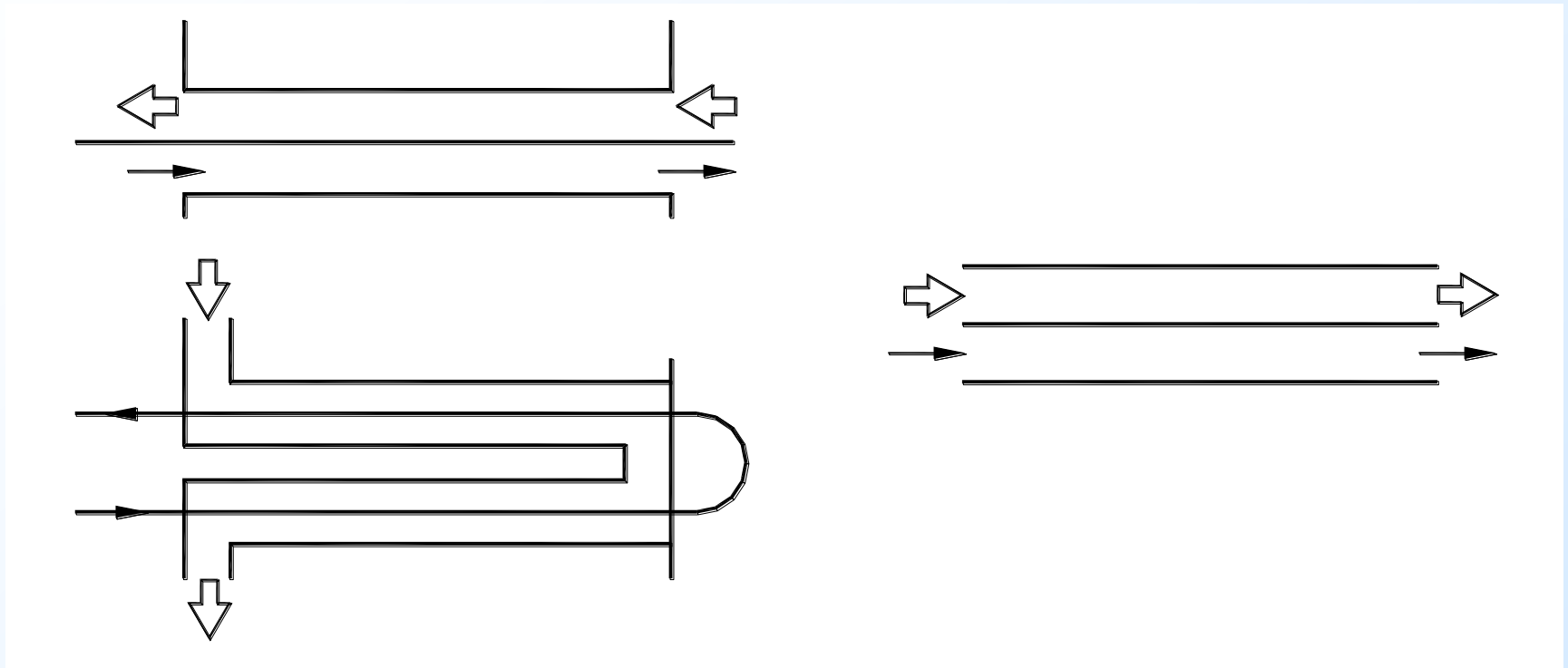


圖8-12 簡易套管式熱交換器流動示意圖

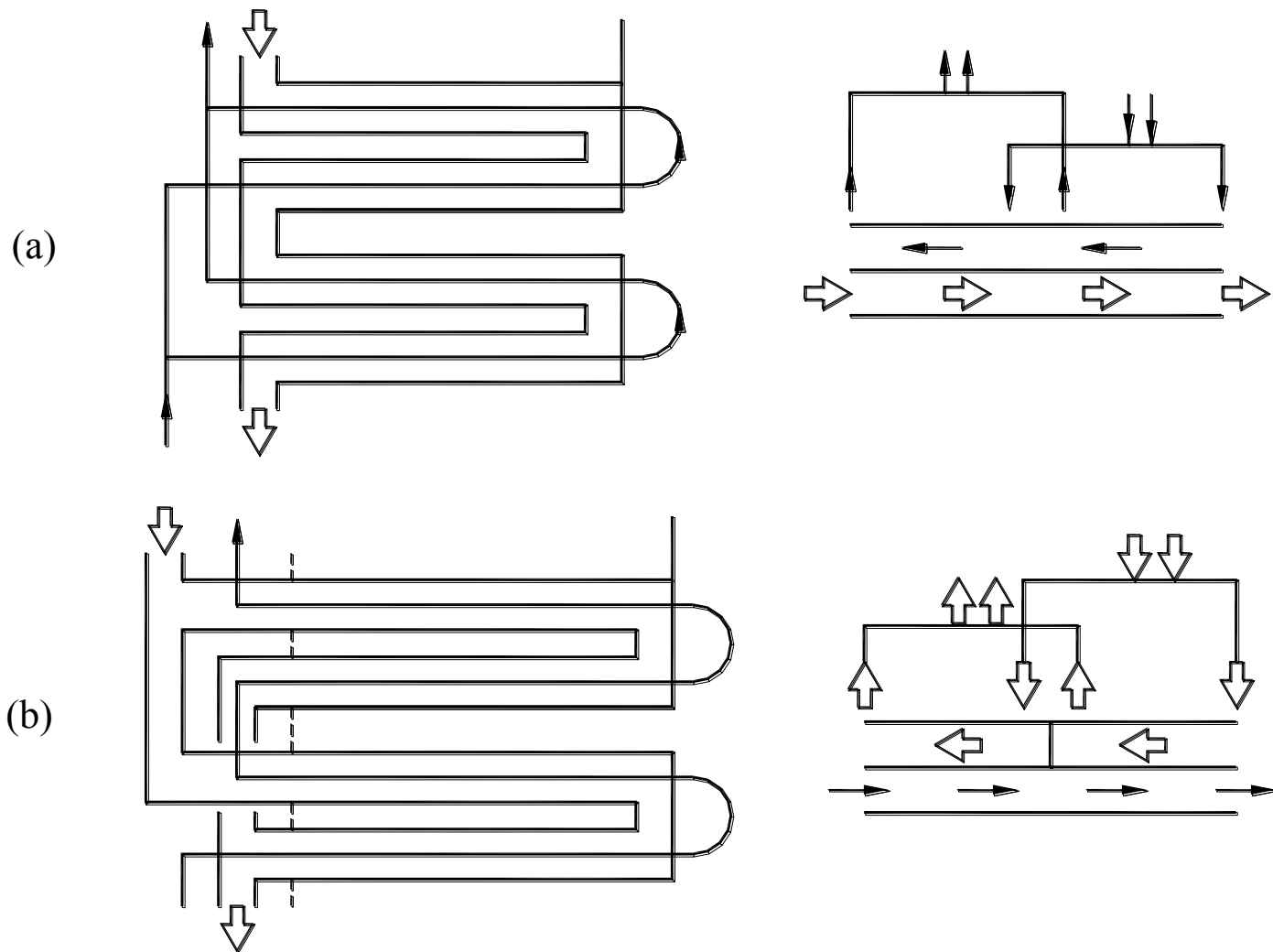
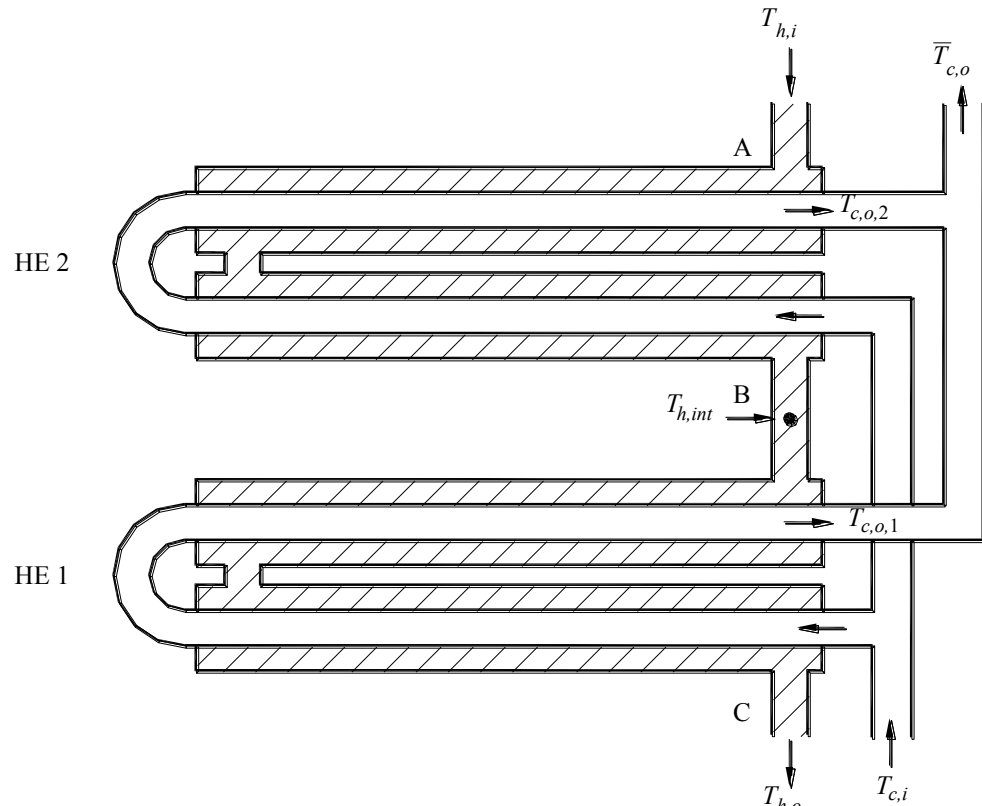


圖8-13 多聯式套管式熱交換器 (a) 環側串接，管側並接；(b) 管側串接，環側並接之示意圖

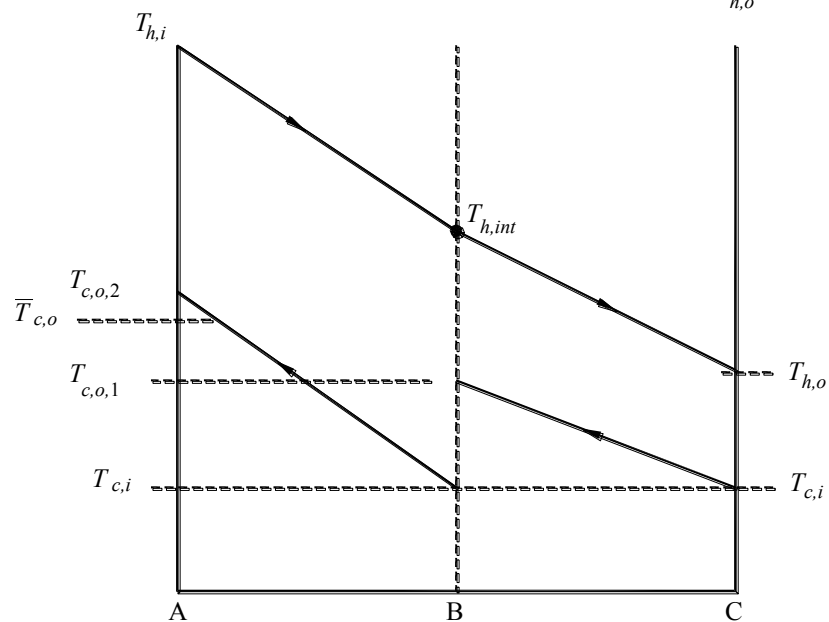


圖8-14 環側串接，管側並接
參數示意圖

(a)



(b)



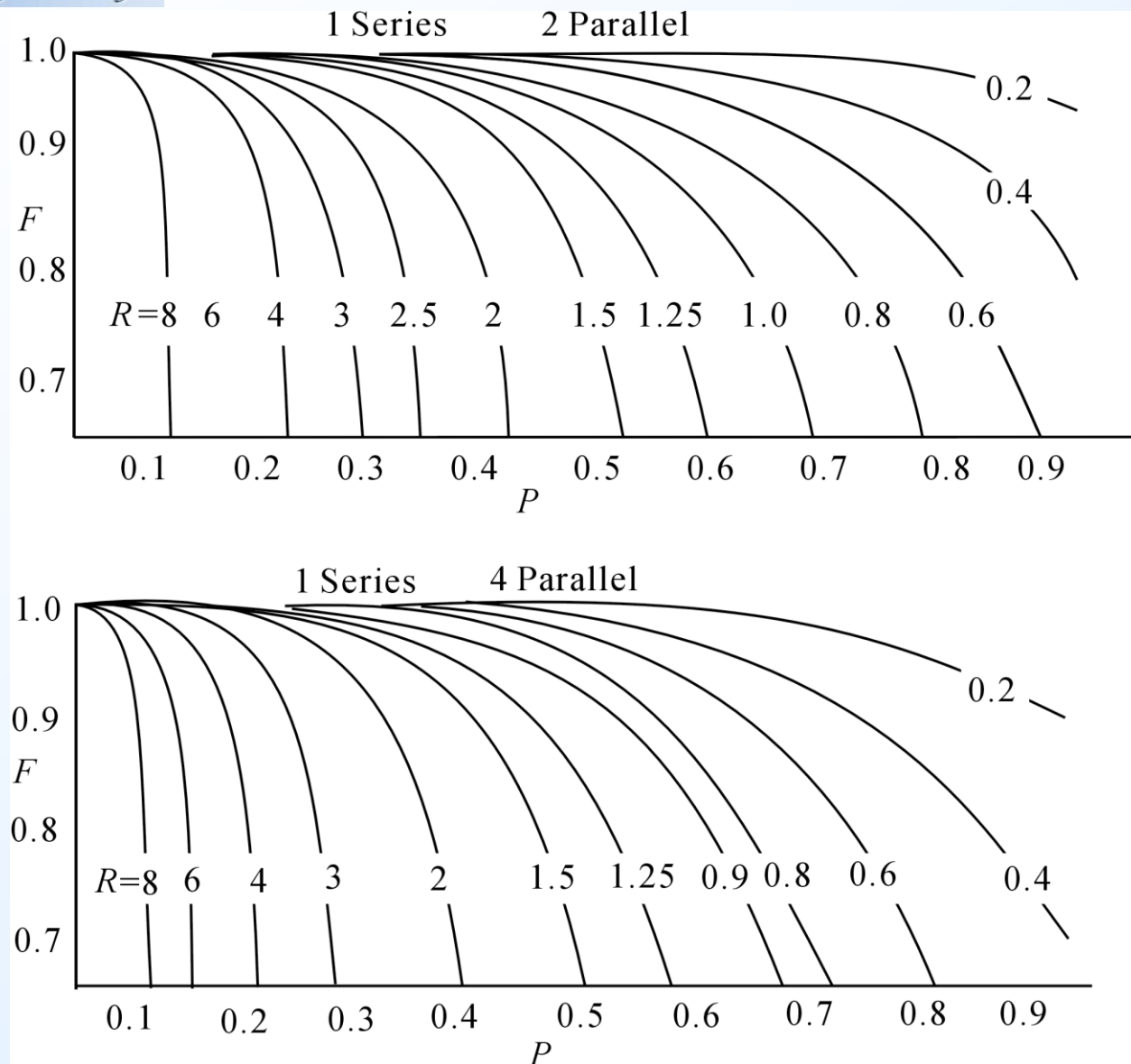


圖8-15 多聯式系統 F 與 P 、 R 的關係 (資料來源：Hewitt et al., Process Heat Transfer 1994)

例 8-3-1：如圖8-16，一多聯式系統環側與管側以水來熱交換，冷水與熱水的入口條件如下：

$$\dot{m}_c = 1 \text{ kg/s}, T_{c,i} = 35^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_h = 2 \text{ kg/s}, T_{h,i} = 90^\circ\text{C}$$

$$c_{p,h} \approx c_{p,c} = 4180 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

每一熱交換器的 UA 值為 5000 W/K ，試問冷熱水的出口溫度為何？

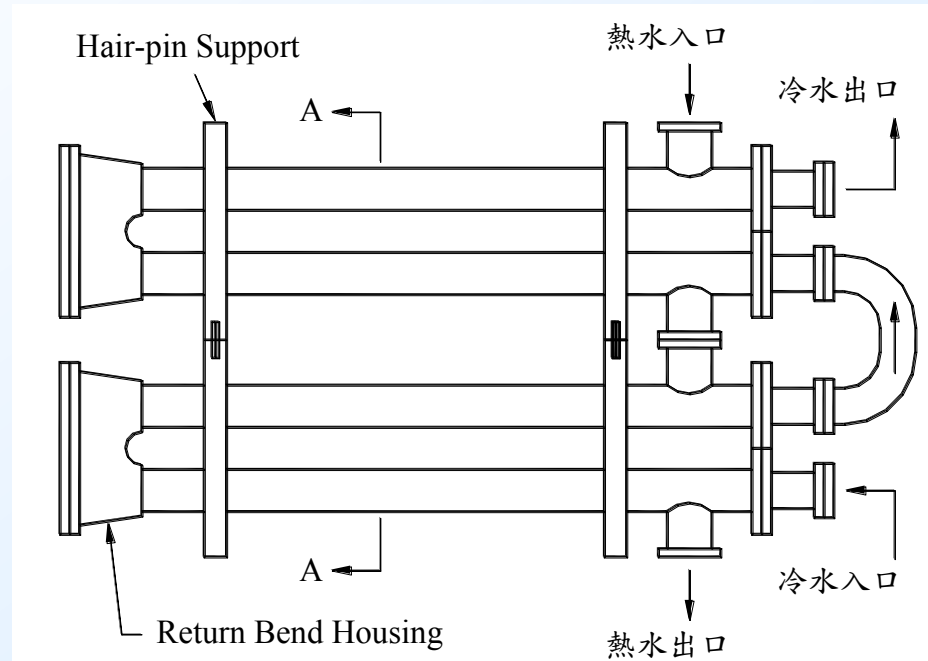


圖 8-16 例 8-3-1 說明圖



本例簡化了 UA 的算法，讀者必須依據熱交換器的實際尺寸與進口狀態來計算真正的 UA 值。本題為一 Rating 的問題。

本多聯式系統由兩個熱交換器所組成，故 $UA = 2 \times 5000 = 10000 \text{ W/K}$

$$\text{由式 8-49, } Q = UA\gamma(T_{h,i} - T_{c,i}),$$

所以

$$T_{h,i} - T_{c,i} = 90 - 35 = 55^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{\dot{m}_h c_{p,h}} = 0.5$$

假設 $P = 0.7$ ，則

$$\begin{aligned}\gamma &= \frac{P(R/2 - 1)}{\ln \{((R/2 - 1)/(R/2))(1/(1 - PR))^{1/2} + 1/(R/2)\}} \\ &= \frac{0.7 \times (0.5/2 - 1)}{\ln \{((0.5/2 - 1)/(0.5/2))(1/(1 - 0.7 \times 0.5))^{1/2} + 1/(0.5/2)\}} = 0.4112\end{aligned}$$

$$Q = UA\gamma(T_{h,i} - T_{c,i}) = 10000 \times 0.4112 \times 55 = 226170 \text{ W}$$

所以冷側與熱側出口的溫度可分別計算如下：

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{Q}{\dot{m}_h c_{p,h}} = 90 - \frac{226170}{2 \times 4180} = 62.9^\circ\text{C}$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{Q}{\dot{m}_c c_{p,c}} = 35 + \frac{226170}{1 \times 4180} = 89.1^\circ\text{C}$$

故

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{89.1 - 35}{90 - 35} = 0.983$$

此值與假設值 0.7 不符，因此必須重新假設，再經過多次疊代，最後的答案如下：

$$P = 0.7753$$

$$Q = 178253 \text{ W}$$

$$T_{c,o} = 77.6^\circ\text{C} \text{ 而 } T_{h,o} = 66.7^\circ\text{C}$$

壓降的計算方法

套管式熱交換器壓降的算法與第一章的算法相同，管側部份的壓降，包括彎頭與直管，可參考第一章的介紹；環側部份的算法基本上也是與管內側相同，所不同的地方在於要使用水力直徑， $D_h = D_i - d_o$ 。

例 8-4-1：一彎管雙套管式熱交換器如圖8-17所示，冷水與熱水的入口條件與平均水溫如下：

$$\dot{m}_c = 1 \text{ kg/s}, T_{c,ave} = 303^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_h = 2 \text{ kg/s}, T_{h,ave} = 333^\circ\text{C}$$

$$D_i = 0.075 \text{ m}, d_o = 0.05 \text{ m}, d_i = 0.044 \text{ m}, L = 20 \text{ m}$$

請評估使用該熱交換器時，熱側與冷側的壓降為何？

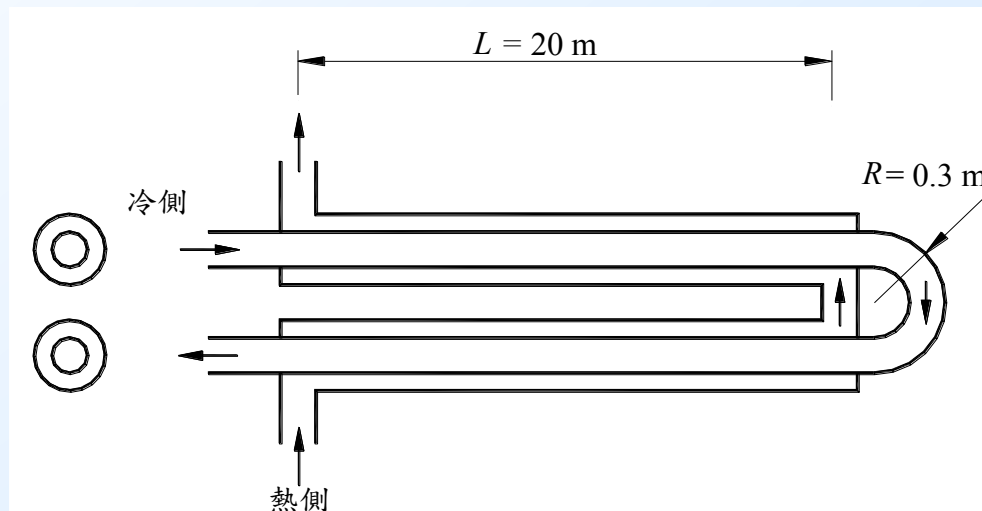


圖 8-17 例8-4-1說明圖



管側部份：

$$\text{直管的壓降估算為 } \Delta P = \frac{4L}{d_i} \cdot f \cdot \frac{G_c^2}{2\rho_c}$$

$$\text{而 } f = 0.0791 \text{Re}_{d_i}^{-0.25}$$

$$\text{管內的截面積 } A_{c,i} = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} (0.044)^2 = 0.00159 \text{m}^2$$

$$\therefore G_c = \dot{m}_c / A_{c,i} = 1 / 0.00159 = 628.8 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$\therefore$ 雷諾數為

$$\text{Re}_c = \frac{G_c \times d_i}{\mu_c} = \frac{628.8 \times 0.044}{0.000798} = 35456$$

$$f = 0.0791 \text{Re}_{d_i}^{-0.25} = 0.005764$$

$$\Delta P_c = \frac{4L}{d_i} \cdot f \cdot \frac{G_c^2}{2\rho_c} = \frac{4 \times 20}{0.0044} \times 0.005764 \times \frac{628.8^2}{995.6} = 2034.6 \text{ Pa}$$

由於hairpin (彎管)的設計，有兩個回數，所以兩個回數的總壓降為

$$2 \times \Delta P_c = 4069.3 \text{ Pa}$$



彎管的壓降，可藉由Ito (1959)所提出的彎管壓降估算方程式(適用範圍 $2 \times 10^4 < \text{Re}_d < 2 \times 10^6$)：

$$\Delta P = K \frac{G_c^2}{2\rho_c}$$

其中

$$K = \begin{cases} 0.00873B\phi_c \left(\frac{R}{r}\right) & \text{當 } \text{Re}\left(\frac{R}{r}\right)^{-2} < 91 \\ 0.00241B\phi \text{Re}^{-0.17} \left(\frac{R}{r}\right)^{0.84} & \text{當 } \text{Re}\left(\frac{R}{r}\right)^{-2} \geq 91 \end{cases}$$

而

$$f_c \left(\frac{R}{r}\right)^{0.5} = 0.00725 + 0.076 \left(\text{Re} \left(\frac{r}{R}\right)^2 \right)^{-0.25}$$

$$B = \begin{cases} 1 + 14.2 \left(\frac{R}{r}\right)^{-1.47} & \text{當 } \phi = 45^\circ \\ \begin{cases} 0.95 + 17.2 \left(\frac{R}{r}\right) & \text{當 } \left(\frac{R}{r}\right) < 19.7 \\ 1 & \text{當 } \left(\frac{R}{r}\right) \geq 19.7 \end{cases} & \text{當 } \phi = 90^\circ \\ 1 + 116 \left(\frac{R}{r}\right)^{-4.52} & \text{當 } \phi = 180^\circ \end{cases}$$

由於

$$r = d_i/2 = 0.0375 \text{ m}$$

$$R/r = 0.3/0.0375 = 8$$

以本例而言， $\phi = 180^\circ$

$$\therefore B = 1 + 116 \times (8)^{-4.52} = 1.0096$$

$$\text{Re}(R/r)^{-2} = 35456 \times 8^{-2} = 554 \geq 91$$

$$\begin{aligned} \therefore K &= 0.00241B\phi \text{Re}^{-0.17} \left(\frac{R}{r}\right)^{0.84} \\ &= 0.00241 \times 1.0096 \times 180 \times 35456^{-0.17} \times 8^{0.84} = 0.423 \end{aligned}$$



環側部份：

$$\text{直管的壓降估算為 } \Delta P = \frac{4L}{D_h} \cdot f \cdot \frac{G_h^2}{2\rho_h}$$

環側的截面積

$$A_c = \text{環側面積} = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2) = \frac{\pi}{4} (0.075^2 - 0.05)^2 = 0.002454 \text{ m}^2$$

環側的水力直徑

$$D_{h,o} = D_i - d_o = 0.075 - 0.05 = 0.025 \text{ m}$$

$$\therefore G_h = \dot{m}_h / A_{c,a} = 2 / 0.002454 = 814.9 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$\therefore$ 雷諾數為

$$\text{Re}_o = \frac{G_h \times D_{h,o}}{\mu_h} = \frac{814.8 \times 0.002454}{0.000467} = 43623$$

$$f = 0.0791 \text{Re}_o^{-0.25} = 0.005473$$

$$\Delta P_h = \frac{4L}{D_{h,o}} \cdot f \cdot \frac{G_h^2}{2\rho_h} = \frac{4 \times 20}{0.002454} \times 0.005473 \times \frac{814.9^2}{983.3} = 5913.7 \text{ Pa}$$

同樣的，由於有兩個回數，所以兩個回數的總壓降為

$$2 \times \Delta P_h = 11827.5 \text{ Pa}$$



殼管式熱交換器性能計算

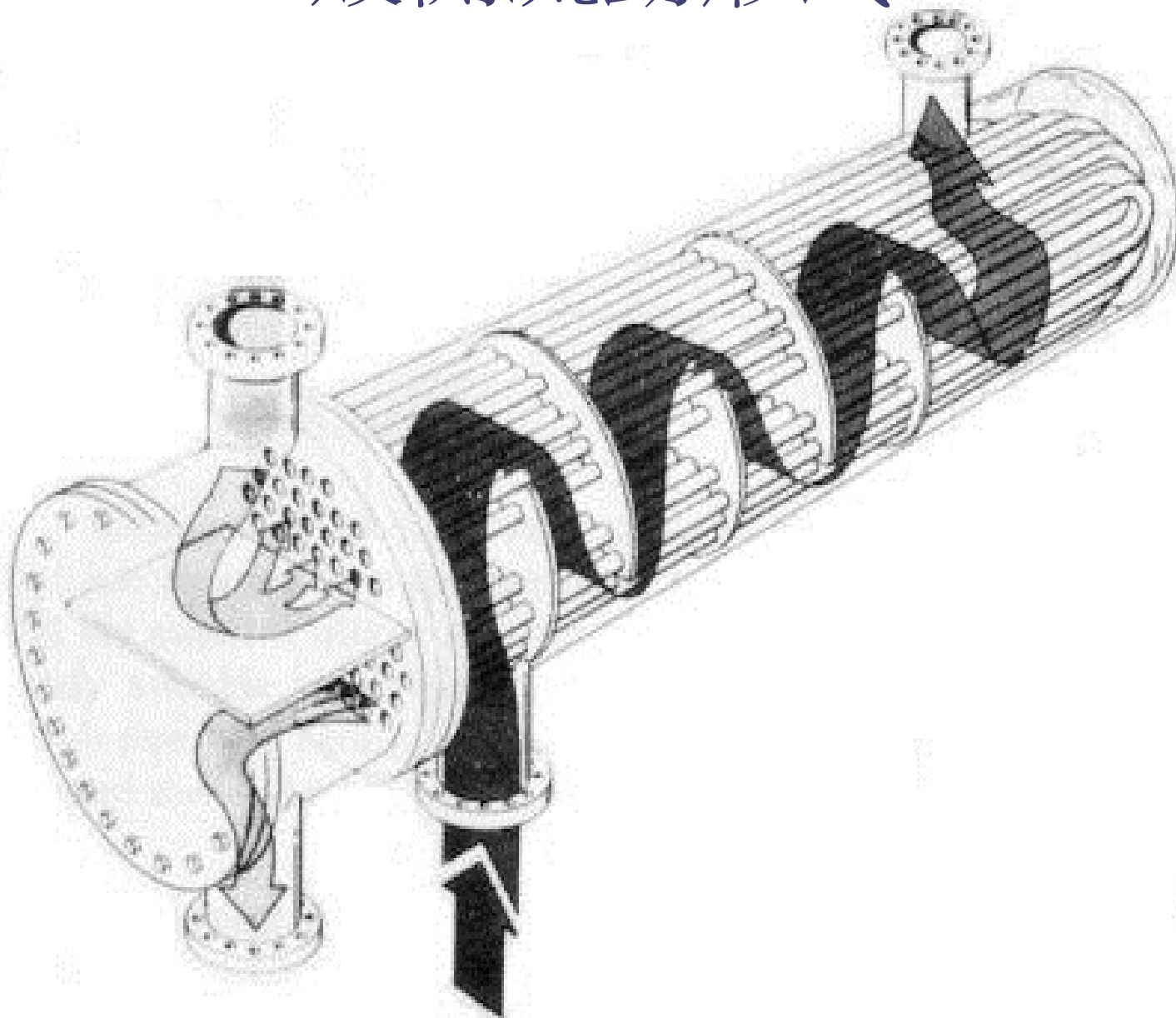
殼管式熱交換器 (Shell-and-tube HX)

- 殼管式熱交換器不是非常的密集 (non-compact)。
- 在外型上，殼管式熱交換器的設計非常的「強壯」，因此非常適用於高壓的應用上。
- 可廣泛地適用於不同的應用場合，例如惡劣的工作環境與特殊的工作流體。
- 可適用高溫與高壓的應用場合。

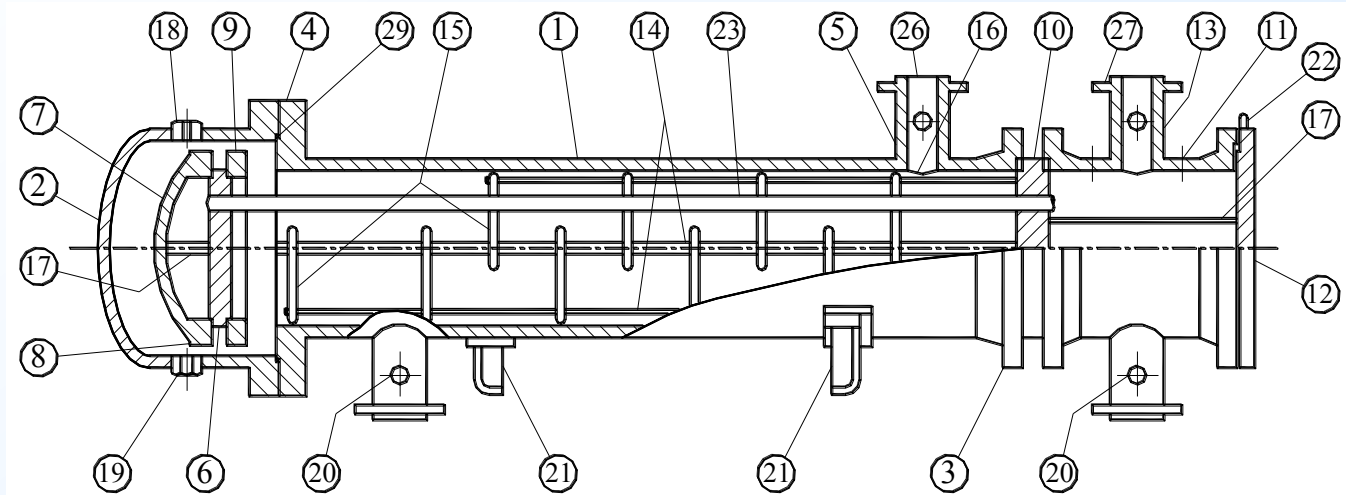




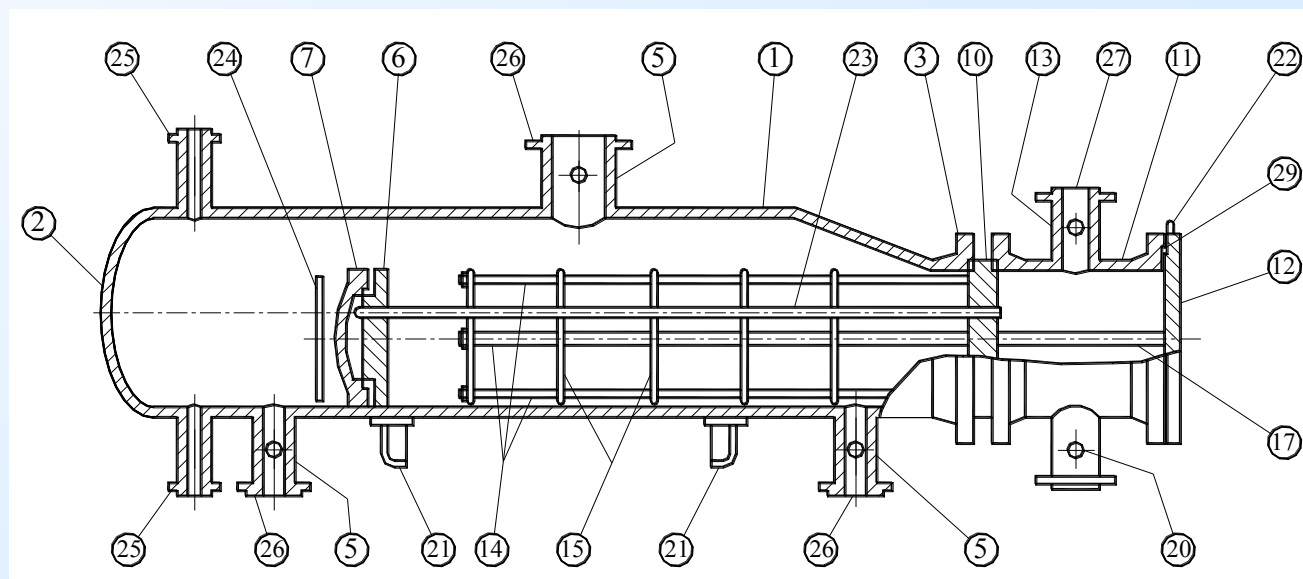
殼側流動形式



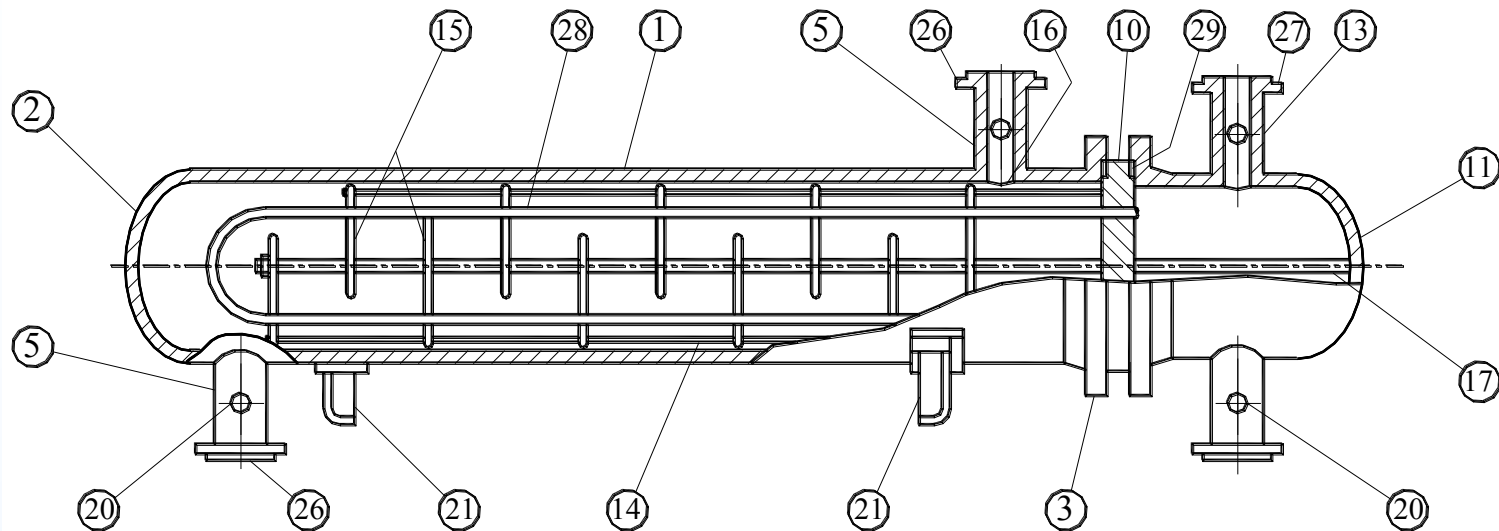
浮動頭型殼管式熱交換器



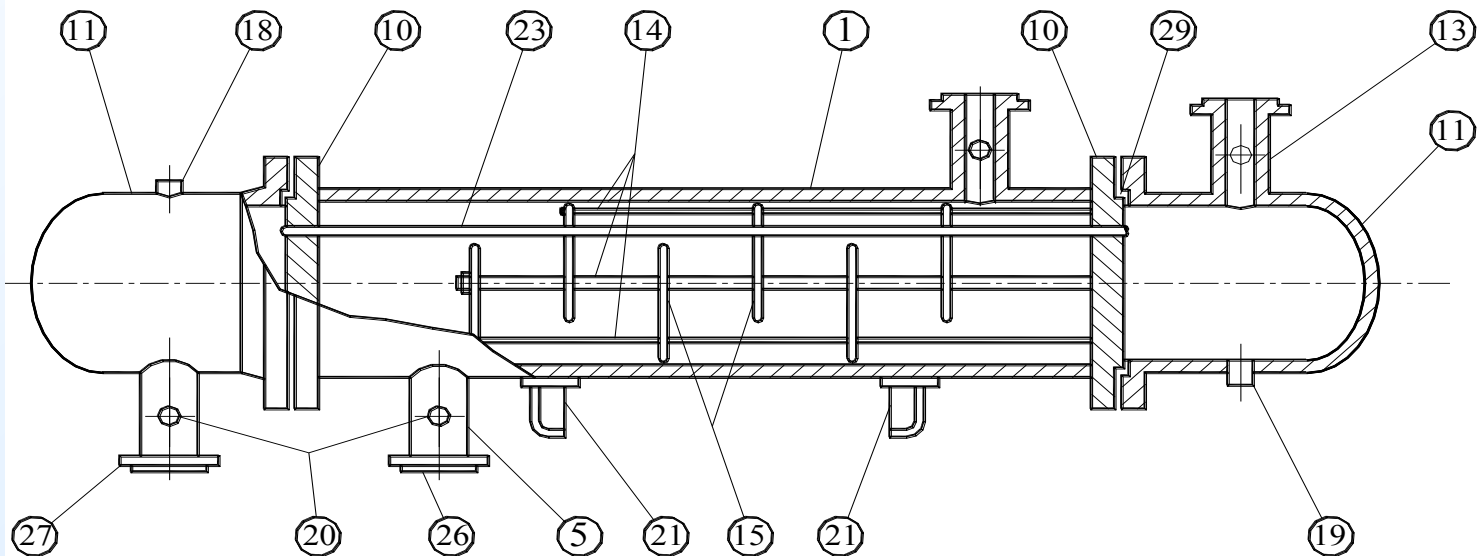
釜頭式
(Kettle) 殼管式熱交換器



U字管型
殼管式熱
交換器

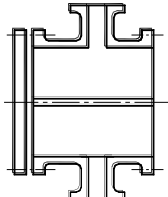
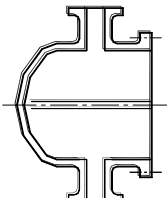
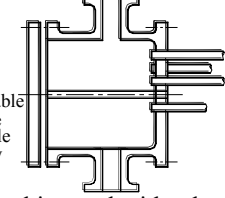
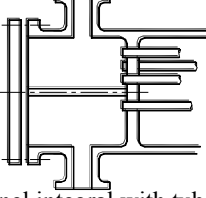
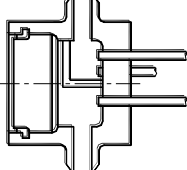


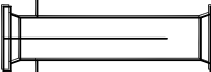
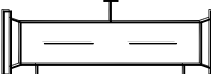
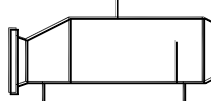
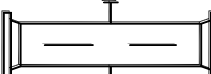
固定管板型
殼管式熱交
換器

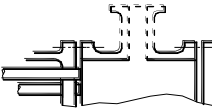
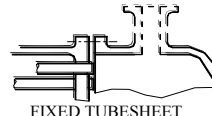
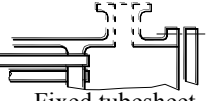
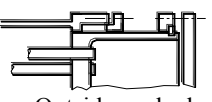
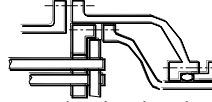
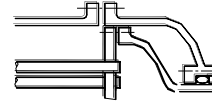
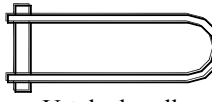




殼管式熱交換器各部份的代稱

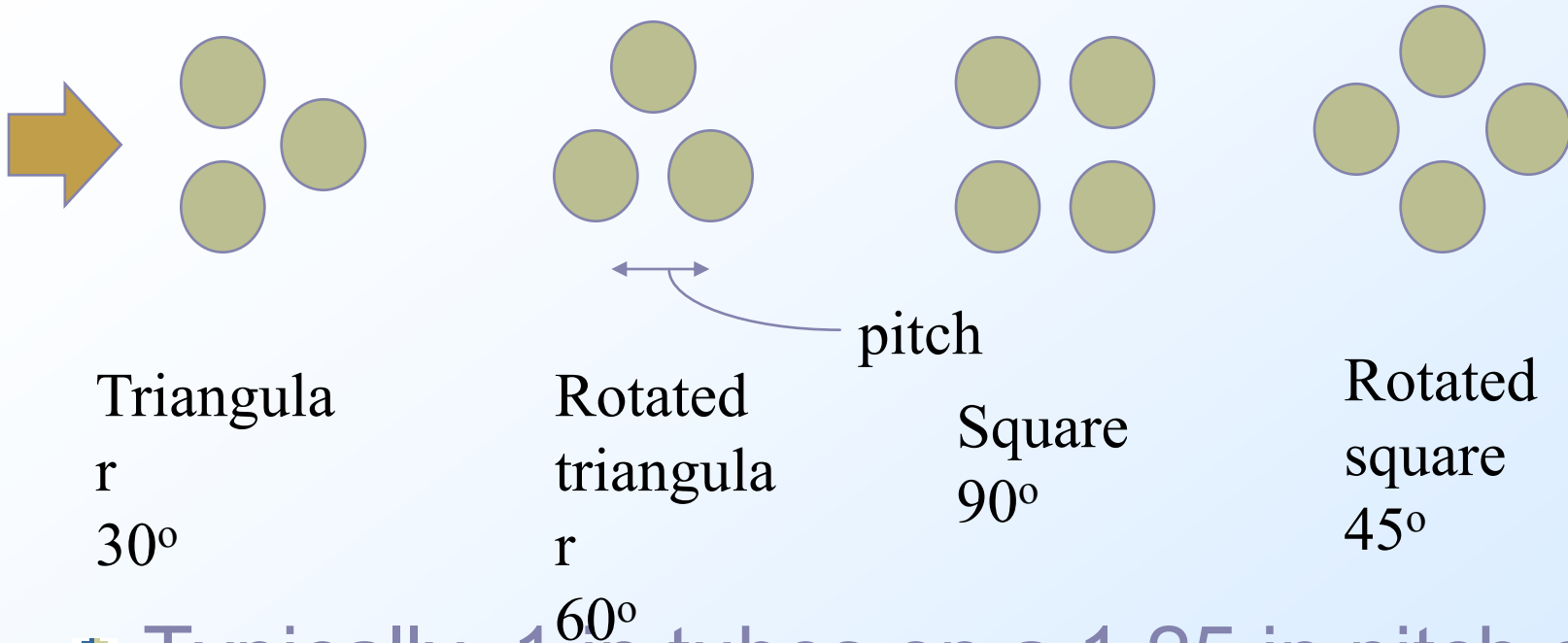
	頭部型式 Stationary head types
A	 Channel and removable cover
B	 BONNET (integral cover)
C	 Removable Tube Bundle Only Channel integral with tube-sheet and removable cover
N	 Channel integral with tube-sheet and removable cover
D	 Special high pressure closure

	外殼型式
E	 One pass shell
F	 Two pass shell with longitudinal baffle
G	 Split flow
H	 Double split flow
J	 Divided flow
K	 Kettle type reboiler
X	 Cross flow

	尾部型式 Head types
L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
N	 Fixed tubesheet like "N" stationary head
P	 Outside packed floating head
S	 Floating head with backing device
T	 Pull through floating head
U	 U-tube bundle
W	 Externally sealed floating tubesheet



Tube layouts

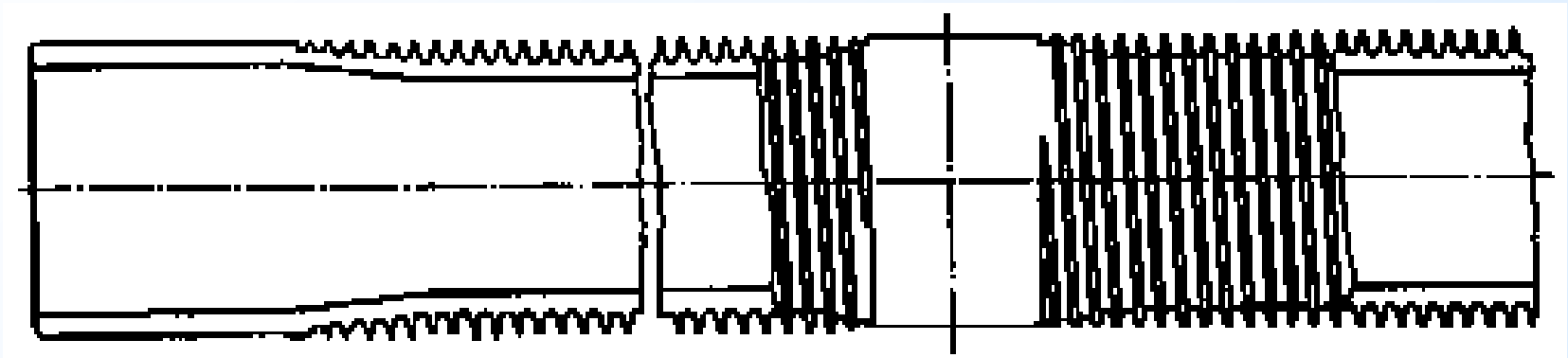


- Typically, 1 in tubes on a 1.25 in pitch or 0.75 in tubes on a 1 in pitch
- Triangular layouts give more tubes in a given shell
- Square layouts give cleaning lanes with



Low-finned Tubes

- Flat end to go into tube sheet and intermediate flat portions for baffle



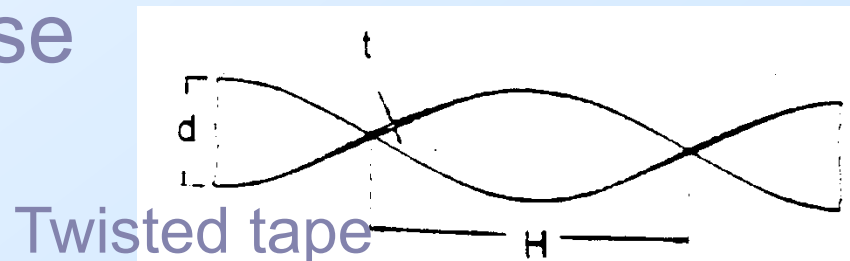
- Available in variety of metals including stainless steel, titanium and inconels



Tube-side enhancement using inserts

Spiral wound wire and twisted tape

- Increase tube side heat transfer coefficient but at the cost of larger pressure drop (although exchanger can be reconfigured to allow for higher pressure drop)
- In some circumstances, they can significantly reduce fouling. In others they may make things worse
- Can be retrofitted





Wire-wound inserts (HiTRAN)

- Both mixes the core (radial mixing) and breaks up the boundary layer
- Available in range of wire densities for different duties

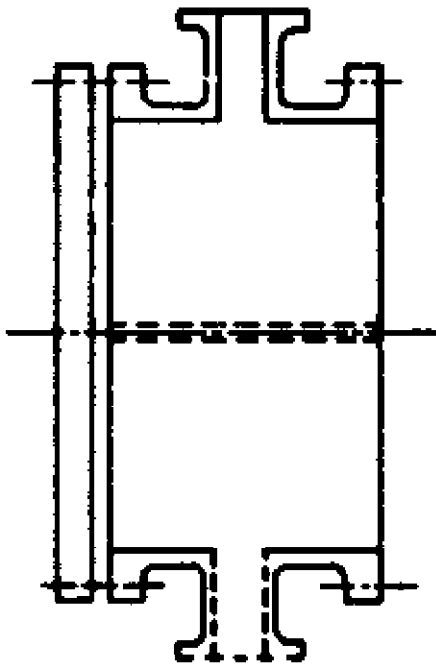




Front head type

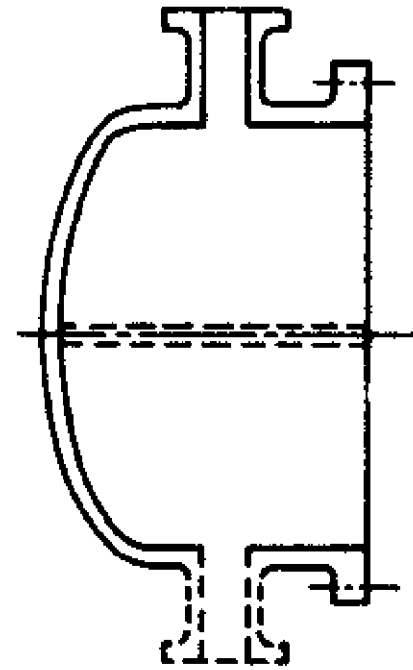
- A-type is standard for dirty tube side
- B-type for clean tube side duties. Use if possible since cheap and simple.

A



Channel and removable cover

B



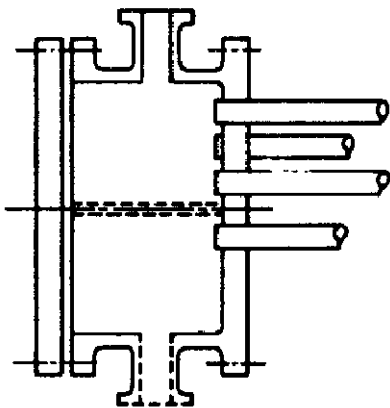
Bonnet (integral cover)



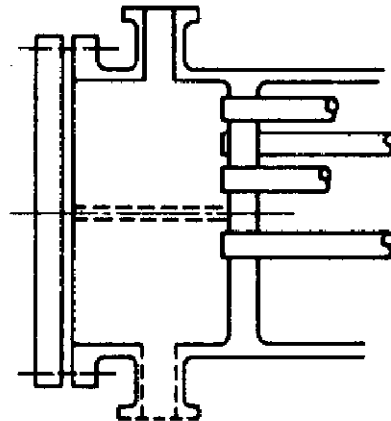
More front-end head types

- C-type with removable shell for hazardous tube-side fluids, heavy bundles or services that need frequent shell-side cleaning
- N-type for fixed for hazardous fluids on shell side
- D-type or welded to tube sheet bonnet for high pressure (over 150 bar)

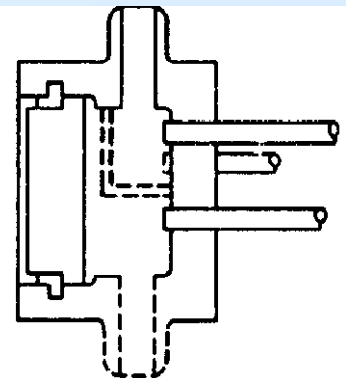
B



N



D

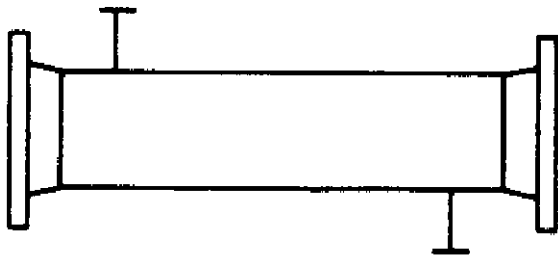




殼側型式

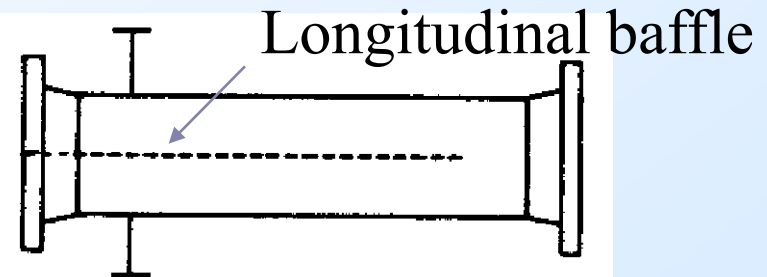
- E-type shell should be used if possible but
- F shell gives pure counter-current flow with two tube passes (avoids very long exchangers)

E



One-pass shell

F



Two-pass shell

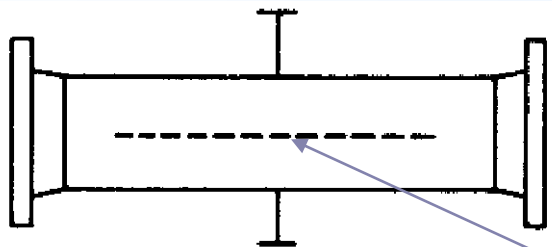
Note, longitudinal baffles are difficult to seal with the shell especially when reinserting the shell after maintenance



更多殼側型式

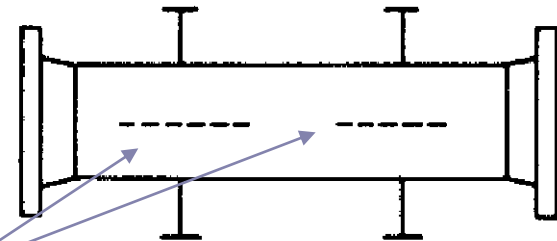
- G and H shells normally only used for horizontal thermosyphon reboilers
- J and X shells if allowable pressure drop can not be achieved in an E shell

G



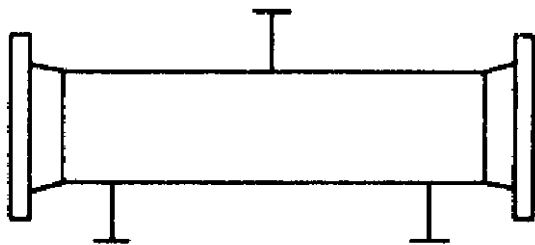
Split flow

H



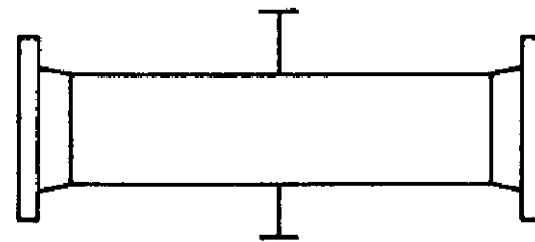
Double split flow

J



Divided flow

X



Cross flow



Rear head type

These fall into three general types

- fixed tube sheet (L, M, N)
- U-tube
- floating head (P, S, T, W)

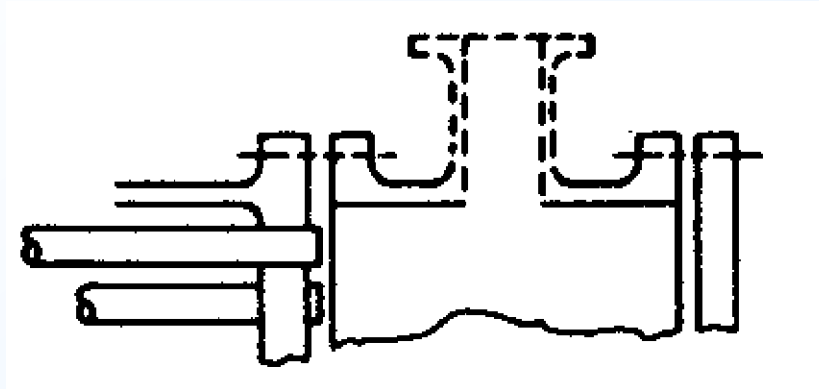
Use fixed tube sheet if ΔT below 50°C ,
otherwise use other types to allow for
differential thermal expansion

You can use bellows in shell to allow for
expansion but these are special items
which have pressure limitations (max.
35 bar)



Fixed rear head types

L



Fixed tube sheet

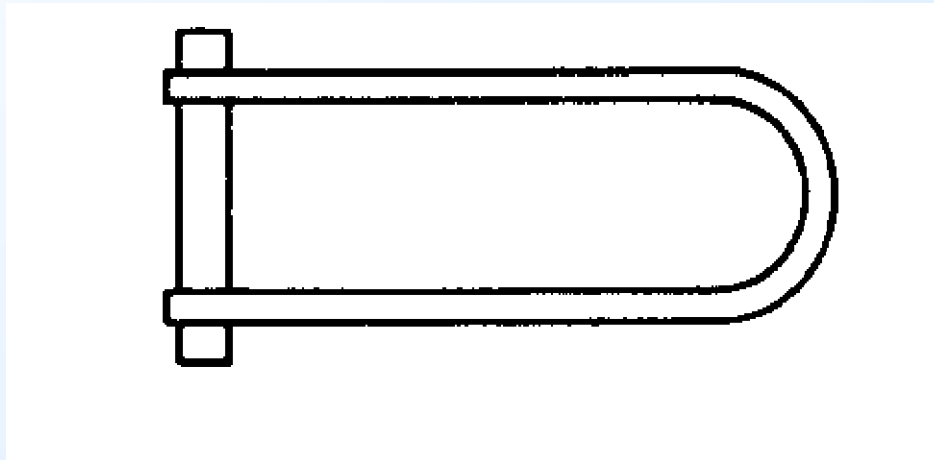
- L is a mirror of the A front end head
- M is a mirror of the bonnet (B) front end
- N is the mirror of the N front end



Floating heads and U tube

Allow bundle removal and mechanical cleaning on the shell side

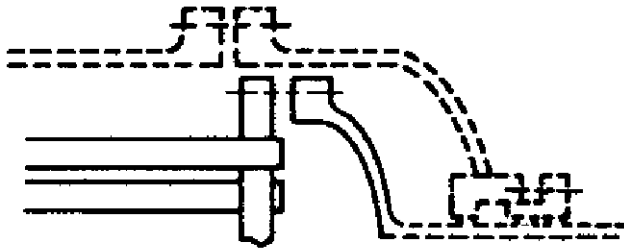
- U tube is simple design but it is difficult to clean the tube side round the bend





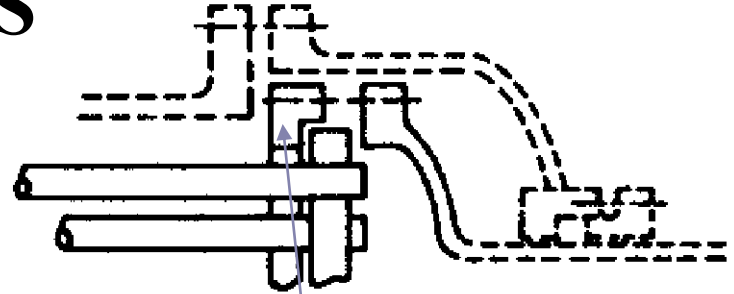
Floating heads

T

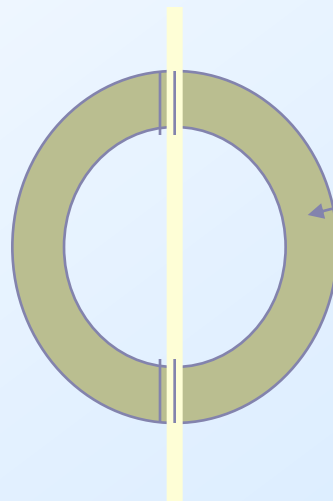


Pull through floating head
Note large shell/bundle gap

S



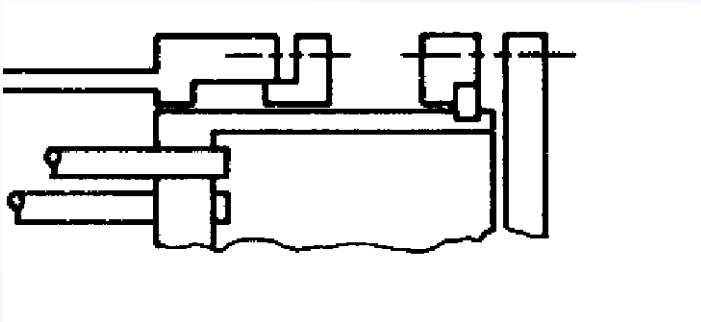
Similar to T but with smaller shell/
bundle gap



Split backing ring

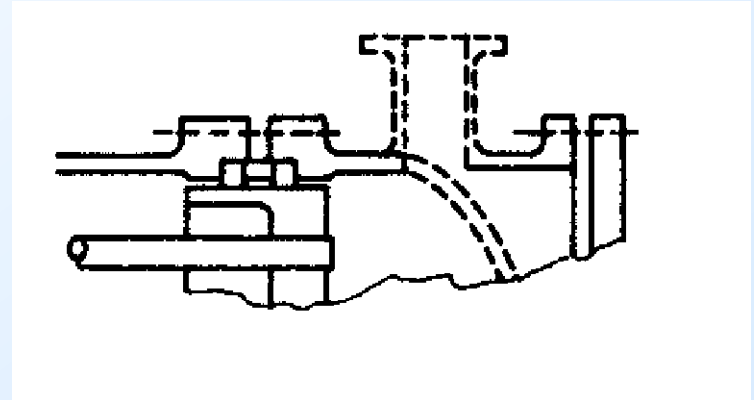
Other floating heads

Not used often and then with small
P exchangers



Outside packing to give
smaller shell/bundle gap

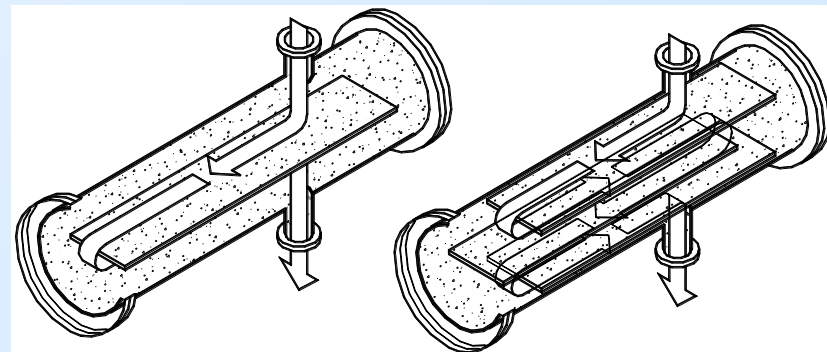
W



Externally sealed floating tube sheet
maximum of 2 tube passes

外殼選取的基本方法

- 單回數的E shell 為最經濟且熱傳效率最佳的安排，因此應儘可能使用E shell。
- 如果殼側的有效溫差太小，可考慮使用F shell (見下圖)；但必須特別注意隔板的洩漏問題。F shell 並不適合經常性的抽換管群。
- 如果殼側的壓降有限制，則可以考慮使用 J shell；不過，熱傳效率會比較差。
- 如果使用F shell仍無法滿足殼側壓降的限制，則可以考慮使用G 或 H shell。
- 如果殼側的流量非常大，可考慮使用X shell，但是必須注意擋板的搭配設計使用，以避免振動的問題。



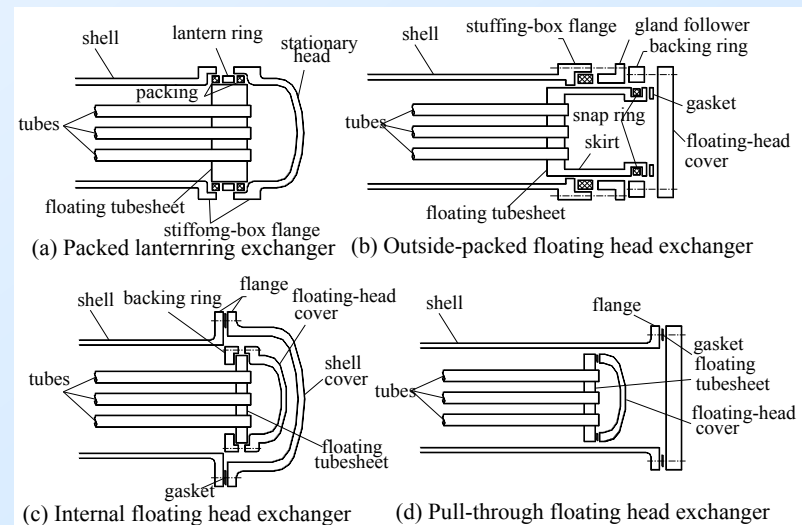


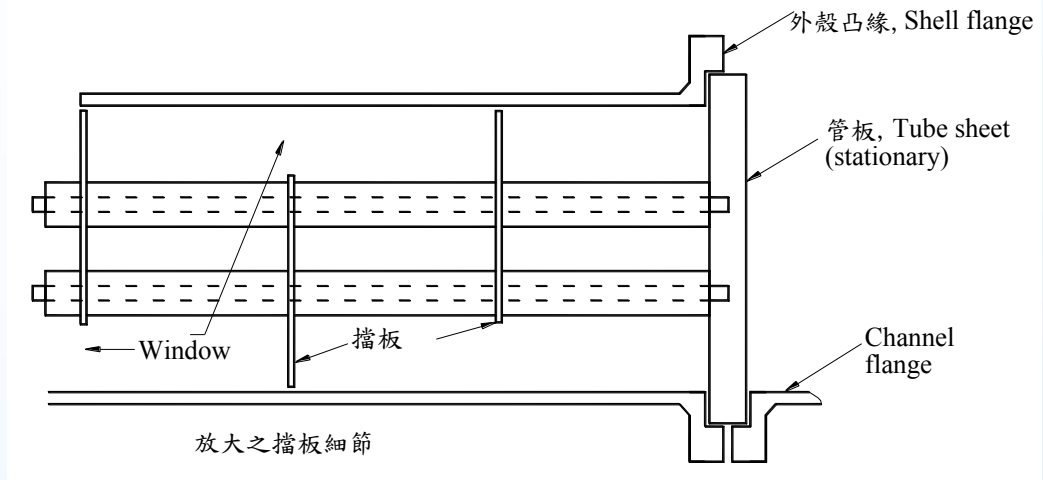
頭部外殼蓋的使用

- (a) Bonnet：通常適用於管內較清潔的流體 (B 型)。
- (b) 可移動式管殼蓋 Channel head removable (A型)。
- (c) Channel head integral with tube sheet (C型)。

尾部設計

- 固定式管板設計(如L, M, N)較為堅固，而且製作成本也較低，但是熱脹冷縮的影響也比較明顯，一般建議在溫差差異較小的工作流體上使用，即溫差在 $100^{\circ}\text{F}(56\text{K})$ 內。
- U 字管型殼管式熱交換器的製作成本最低，且熱脹冷縮的裕度也相當大，但是在彎管處很難清理。
- 外側浮動頭型式設計，其熱脹冷縮的裕度最大，可適用於大溫差的工作流體應用上。





- 殼管式熱交換器通常甚大，因此從前頭蓋到尾部頭蓋間的熱傳管就顯得「又細又長」了。一般而言，設計上都希望傳熱管越長越好，這是因為可適度縮小外殼的尺寸以降低成本；可是也要同時考慮到相對增加的壓降與運送上的問題，所以常見的管長/外殼直徑的比值多在**5~10**間。為了固定熱傳管，避免振動，通常需要使用擋板來固定；擋板除了固定的功能外，還兼具導流的功用。擋板到擋板間的距離稱之為擋板間距 (**baffle spacing L_b**)，擋板最大間距的決定可參考下表，此一距離的決定與管徑及材質有關。



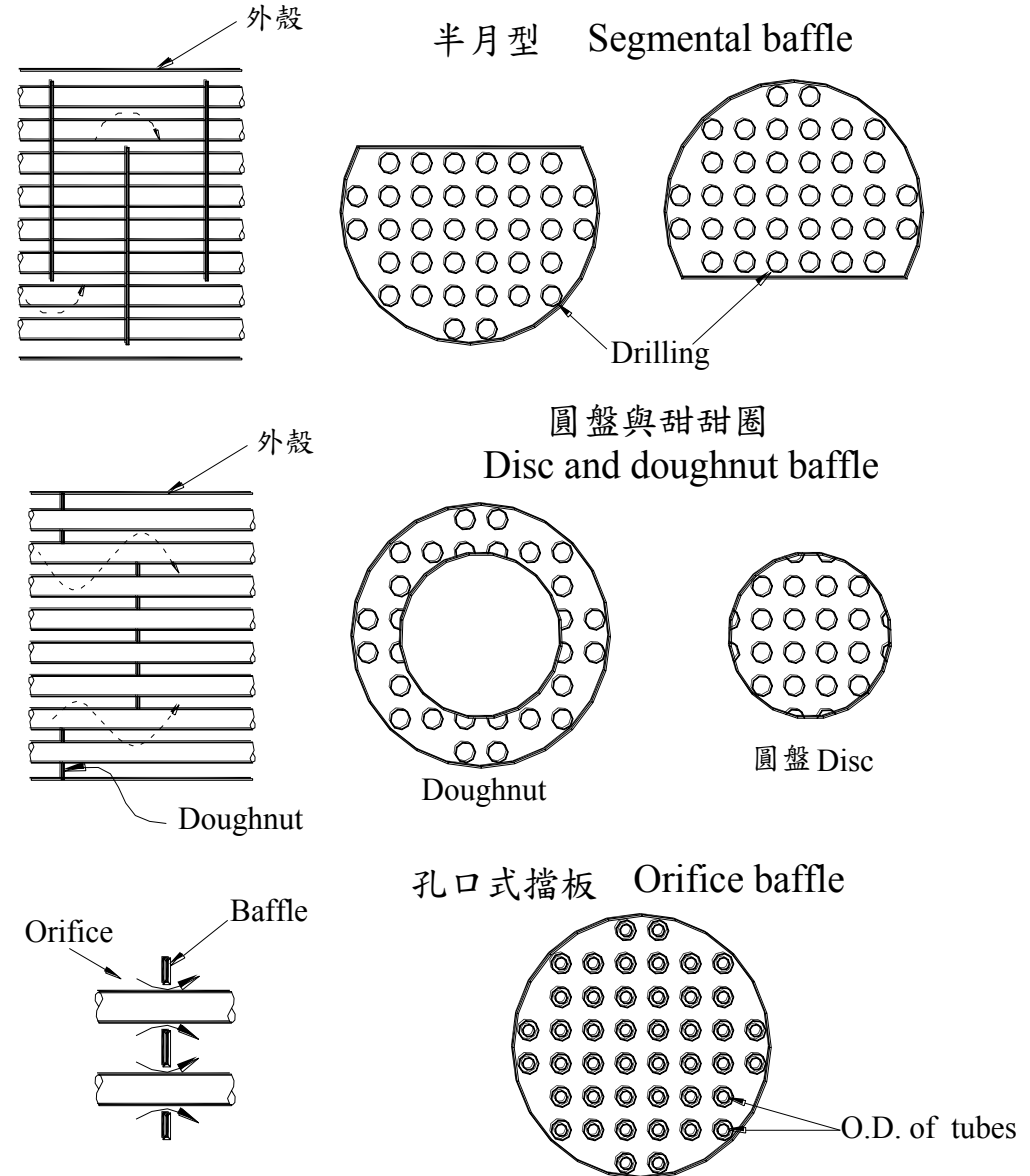
表 9-1 無擋板支撐之最大擋板間距 ($L_{b,max}$)

管 外 徑 d_o	管 材 與 長 度 (mm)	
	Carbon & high alloy steel	Aluminum & aluminum alloys
	Low alloy steel	Copper & copper alloys
	Nickel-Copper	Titanium & zirconium at code
	Nickel	max.
	Nickel-Chromium-Iron	Allowable temperature
19	1520	1321
25	1880	1626
32	2240	2210
38	2540	2930
50	3175	2794

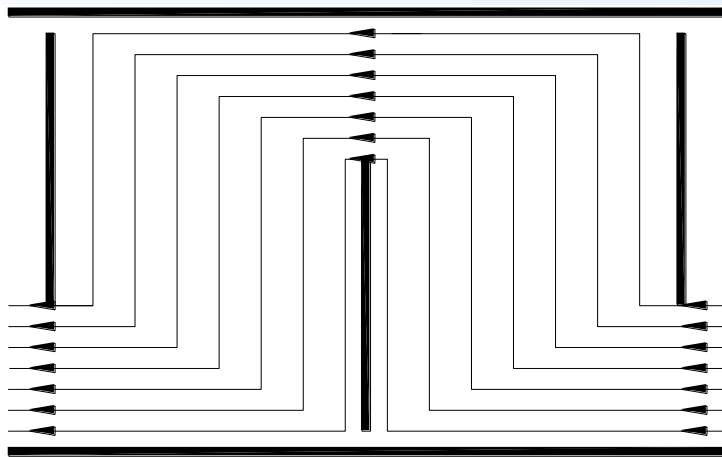
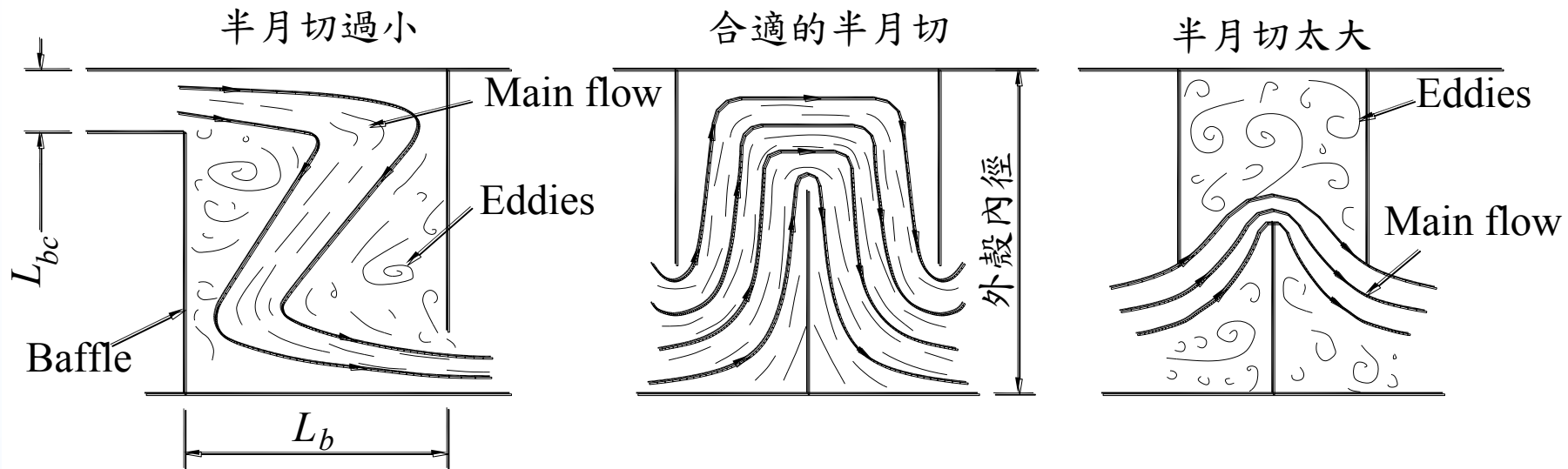
擋板的選擇 –

半月型擋板因為製作容易，因此也最常使用；但是如果振動問題甚為嚴重，可考慮其他的方式；一般建議擋板的間距至少要2英吋(50.8 mm)以上或是大於0.5Ds，最大的擋板間距應在1個Ds以內，擋板的半月切(baffle cut)與擋板間距的關係可用下面的方程式來估算：

$$\frac{L_{bc}}{D_s} = \frac{13}{80} \frac{L_b}{D_s} + \frac{67}{400}$$



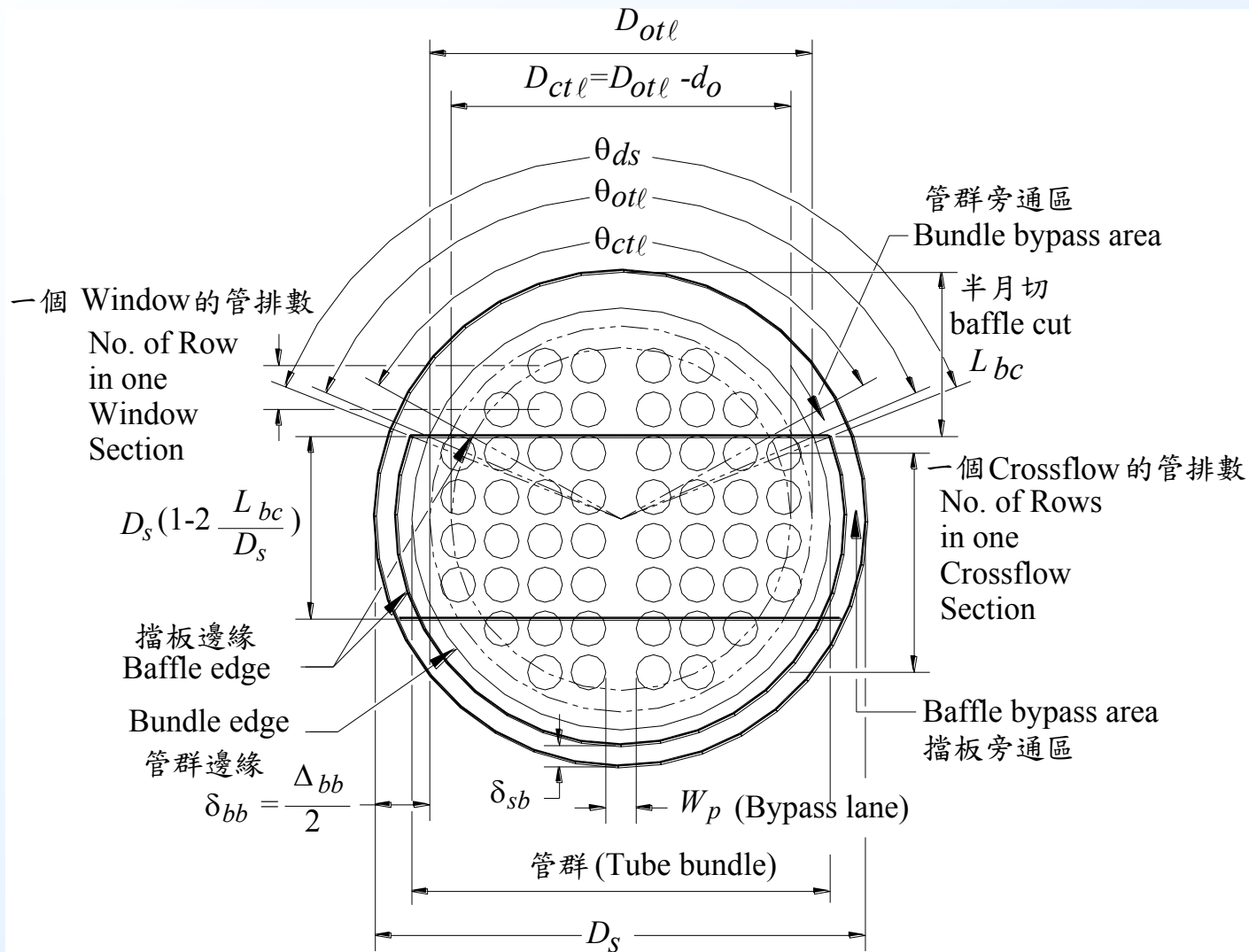
baffle cut (半月切)對流體流動的影響示意圖



理想狀態下流體於殼管式熱交換器內的流動情形



符號定義

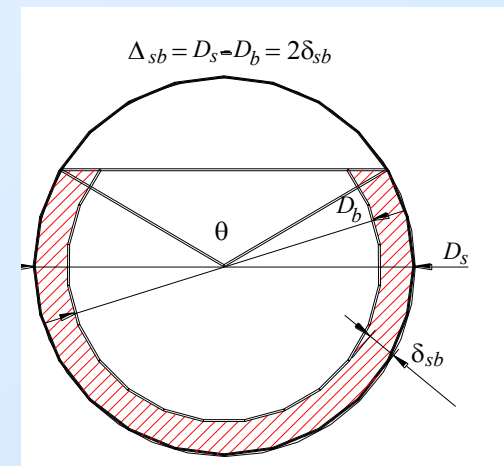
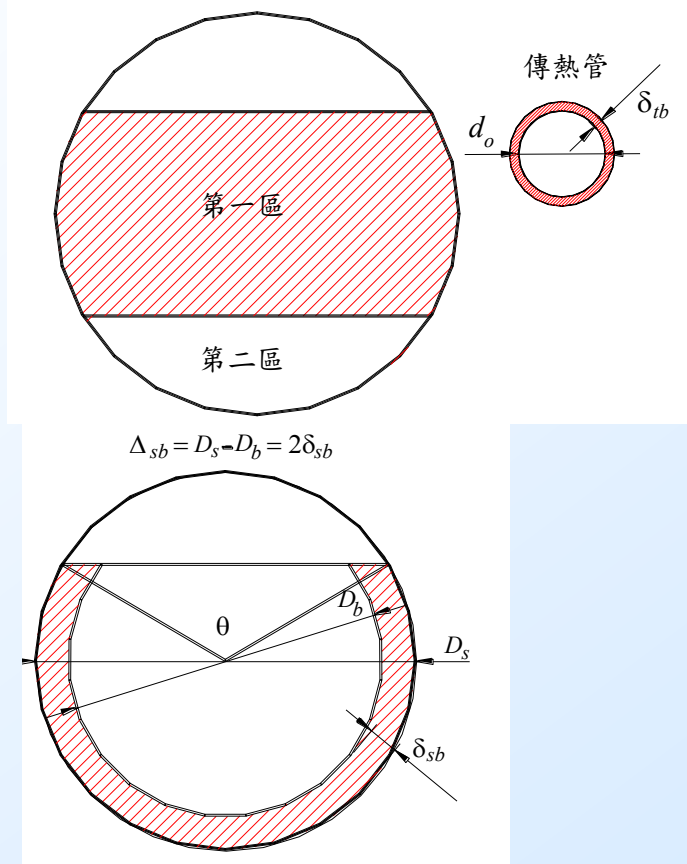




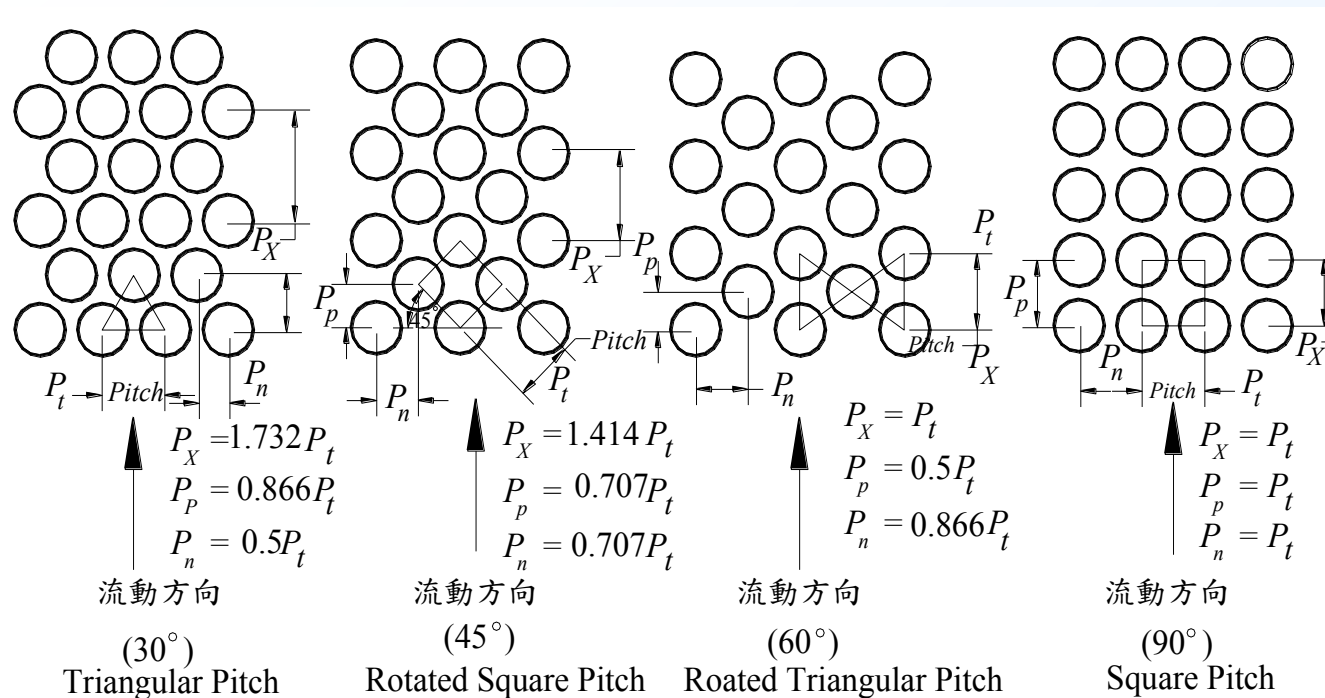
常用定義

- N_c (一個隔板間的傳熱管的管排數，number of tube rows crossed in one crossflow section, between baffle tips)：
- F_c (交錯流動管支數所佔的比例，fraction of total tubes in crossflow)
- 一個 window 中屬於交錯流動型態的傳熱管管排數(the number of effective crossflow rows in each window N_{cw})，Bell 根據數據提出如下的經驗式

- 殼管式熱交換器的隔板， N_b
- 接近殼側中心的流道面積 (crossflow area at or near the centerline for one crossflow section) A_m
- 傳熱管與擋板的間隙面積 A_{tb}
- 外殼與管陣間的間隙面積 A_{sb}
- 外殼與管群的直徑間隙 (shell to tube bundle diametrical clearance) $\Delta_{sb} (=2\delta_{sb})$
- F_{sbp} 為 fraction of crossflow area for bypass flow，代表旁通部份面積所佔的比例



傳熱管的安排型式



殼管式熱交換器的傳熱管支數，可由下

$$N_t = (CTP) \frac{\pi D_{ct}^2 \ell}{4 A_1}$$

$$CTP = \begin{cases} 0.93 & \text{管側安排為單回數 (1-Pass)} \\ 0.9 & \text{管側安排為雙回數 (2-Pass)} \\ 0.85 & \text{管側安排為三回數 (3-Pass)} \end{cases}$$

$$A_1 = (CL) P_t^2$$

$$CL = \begin{cases} 1.0 & 45^\circ \text{ 與 } 90^\circ \text{ 適用} \\ 0.87 & 30^\circ \text{ 與 } 60^\circ \text{ 適用} \end{cases} \quad (9-4)$$

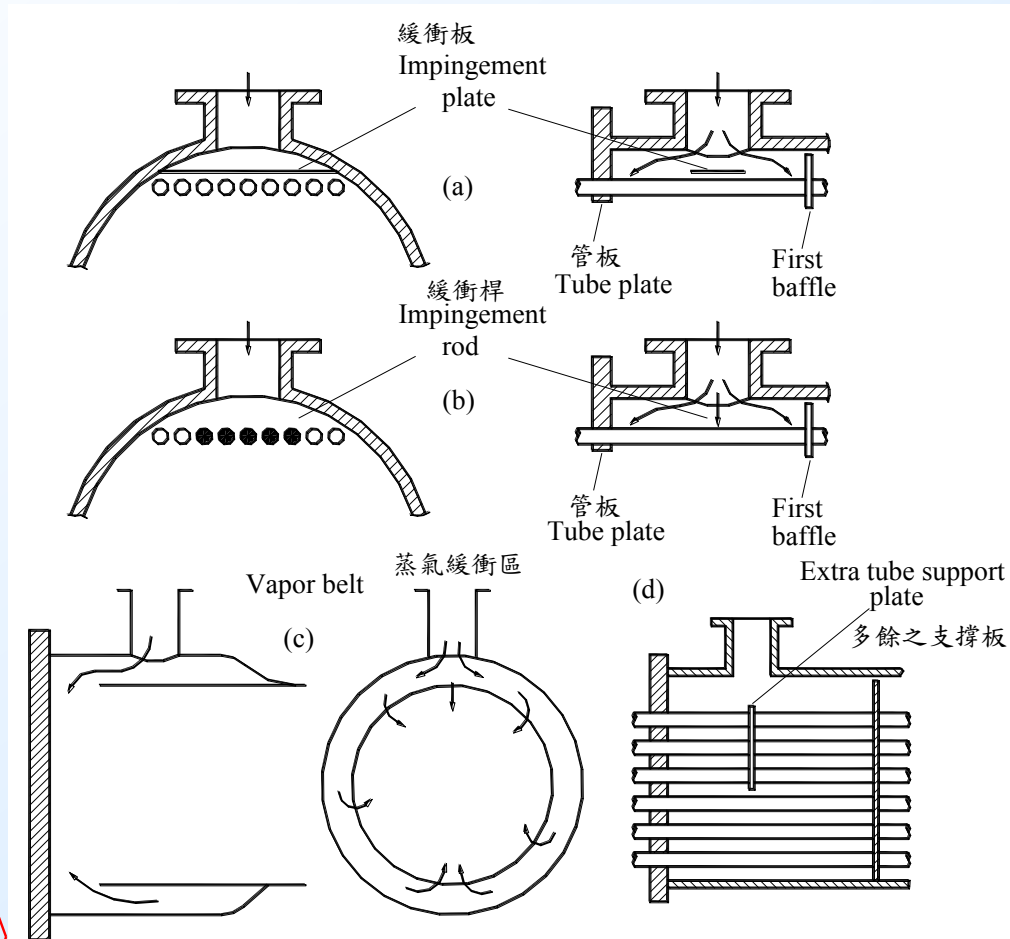


管側及殼側流體選取原則

- 較骯髒難清理的流體應儘量置於管側，這是因為殼側更難清理。
- 腐蝕性較強的流體應儘量置於管側，以節省使用合金外殼的材料花費。
- 壓力較高的流體應儘量置於管側。高壓外殼甚為昂貴；同樣的厚度下，較小的管徑的耐壓性遠比大管徑來得好。
- 溫度較高的流體應儘量置於管側。
- 流體性質較奇特或價錢甚為昂貴的流體應儘量置於管側，以節省充填量。
- 流量較小的流體可考慮置於殼側以避免多回數設計。
- 殼側層流、紊流的分界可由 $Re_{crit} = G_s d_o / \mu_s = 100$ 來區分；當 $Re_{crit} < 100$ 時，可視為層流；而當 $Re_{crit} > 100$ 時，可視為紊流。如果殼側為層流流動，則可考慮將該流體換到管側以適度的提升熱傳性能。
- 如果兩種工作流體其中一方的壓降要準確的估算與評估，最好是考慮置於管側。

噴嘴設計與相關問題

通常，通過噴嘴的速度甚快，因此可能造成傳熱管的振動與侵蝕；因此在設計上通常會考慮採用一些緩衝保護措施(如圖所示之緩衝板 impinging plate、緩衝管 impinging rod 等等)。



$$V_{n,max} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2250}{\rho}} & \langle \text{m/s, 適用單相流體} \rangle \\ \sqrt{\frac{750}{\rho_m}} & \left\langle \text{m/s, 適用兩相流體, 其中 } \frac{1}{\rho_m} = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right\rangle \end{cases}$$



如果有使用緩衝保護措施，則最大容許流速可適度提高，即：

$$V_{n,\max} = \begin{cases} \sqrt{\frac{4500}{\rho}} & \langle \text{m/s, 適用單相液體} \rangle \\ 0.8c & \langle \text{m/s, 適用單相氣體, 其中 } c \text{ 為該氣體條件下} \\ & \langle \text{(壓力與密度)的音速} \rangle \\ \sqrt{\frac{1500}{\rho_m}} & \langle \text{m/s, 適用兩相流體, 其中 } \frac{1}{\rho_m} = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \rangle \end{cases}$$

殼管式熱交換器熱傳計算

熱傳量 $\dot{Q} = UA\Delta T_m \Rightarrow \dot{Q} = U_o A_o \Delta T_m$

$$\frac{1}{U} = \frac{A}{\eta_i h_i A_i} + \frac{A}{\eta_o h_o A_o} + \frac{A \ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L}$$

其中 U 稱為總熱傳係數(單位: $\text{W/m}^2.\text{K}$)， A_o 和 A_i 為管外和管內側熱傳面積。 η_o 和 η_i 稱為鰭片表面有效度(fin surface effectiveness)，若管內外均為平滑則 $\eta_o = \eta_i = 1$ ，

h_o 為殼側(或空氣側)之熱傳係數， h_i 為管內流體熱傳係數。

總阻抗 $R_t = 1/U_o$

殼側(或空氣側)流體阻抗 $R_o = 1/(\eta_o * h_o)$

殼側流體之污垢阻抗 $R_{f,o} = R_{fo} / \eta_o$

管側流體阻抗 $R_i = (A_o / A_i) * 1 / \eta_i$

管側流體之污垢阻抗 $R_{fi} = (A_o / A_i) * R_{fi}$

管壁阻抗 $R_{wall} = A_o * R_w$

殼管式熱交換器熱流設計方法 (Kern method)

$$Nu_{shell} = \frac{h_o D_e}{k} = 0.36 Re_{shell}^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

(9-36)

$$\Delta P_{shell} = \frac{4 f_{shell} G_s^2 D_s (N_b + 1)}{2 \rho D_e \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}}$$

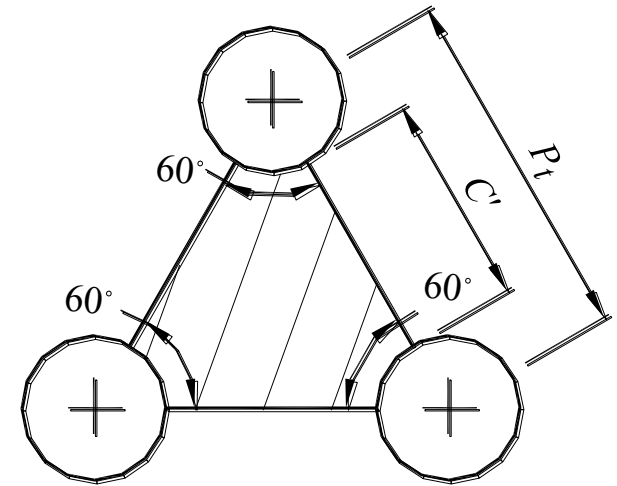
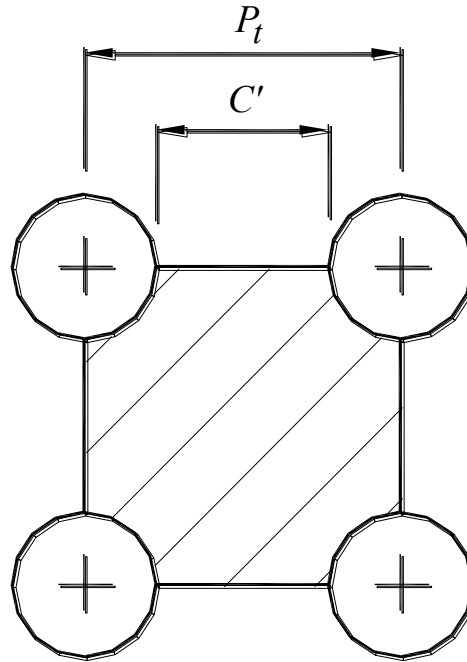
$$4 f_{shell} = e^{0.576 - 0.19 \ln Re_{shell}}$$

$$Re_{shell} = \frac{G_s D_e}{\mu}$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s}$$

$$A_s = C' L_b D_s / P_t$$

$$C' = P_t - d_o$$



Kern Method P_t 、 C' 數定義示意圖

$$D_e = \frac{4 \times \text{流道面積}}{\text{潤濕周界}} = \begin{cases} \frac{4 \left(P_t^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} & \text{for square pitch} \\ \frac{4 \left(\frac{P_t}{2} \times 0.86 P_t - \frac{1}{2} \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} & \text{for triangular pitch} \end{cases}$$

(9-43)



例 9-4-1：一殼管式熱交換器之幾何尺寸如下

外殼內徑 $D_s = 0.508 \text{ m}$

管外徑 $d_o = 0.01905 \text{ m}$

管內徑 $d_i = 0.016 \text{ m}$

隔板間距 $L_b = 0.5 \text{ m}$

熱交換器外殼總長度 $= 5 \text{ m}$

$P_t = 0.0254 \text{ m}$ ， $P_t^* = 0.0254/0.01905 = 1.33$

30° 排列，殼側為 E shell，殼側之工作流體為水，入口溫度為 363 K (90°C)，水量為 25 kg/s，試以 Kern 法估算殼側的壓降與殼側的熱傳係數。水的性質如下：

$T \text{ (K)}$	ρ_{water} (kg/m ³)	$c_{p,\text{water}}$ (kJ/kg·K)	μ_{water} (Pa·s)	k_{water} (W/m·K)	Pr_{water}
283	999.6	4.194	0.00130 4	0.587	9.32
323	988.0	4.181	0.00054 8	0.631	3.56
363	965.3	4.207	0.00031 6	0.676	1.96

傳熱管材質為 Carbon Steel ($C \approx 0.5\%$ ， $k_w \approx 53 \text{ W/m·K}$)，管側水的進口條件如下，管側為兩個回數；進口條件為 $\dot{m}_{\text{water},i} = 50 \text{ kg/s}$, $T_{\text{water},in} = 283 \text{ K}$



管間隔為 $C' = P_t - d_o = 0.0254 - 0.01905 = 0.00635 \text{ m}$

在直徑處的流道面積為 A_s 可由式 9-41 算出，即：

$$A_s = C' L_b D_s / P_t = 0.00635 \times 0.5 \times 0.508 / 0.0254 = 0.0635 \text{ m}^2$$

$$\therefore G_s = \dot{m}_s / A_s = 25 / 0.0635 = 393.7 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_t}{2} \times 0.86 P_t - \frac{1}{2} \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} = \frac{4 \left(\frac{0.0254}{2} \times 0.86 \times 0.0254 - \frac{1}{2} \frac{\pi \times 0.01905^2}{4} \right)}{\frac{\pi \times 0.01905}{2}}$$

$\therefore$ 雷诺數為

$$\text{Re}_{shell} = \frac{G_s \times D_e}{\mu_{water}} = \frac{393.7 \times 0.018}{0.000316} = 22468 \Rightarrow \text{紊流流動!}$$

假設 property index 的效應很小， $(\mu/\mu_w)^{0.14} \approx 1$ ，所以

$$Nu_{shell} = \frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \text{Re}_{shell}^{0.55} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 0.36 \times 22468^{0.55} \times 1.96^{0.333} = 111.4$$

$$\therefore h_o = 0.676 \times 111.4 / 0.018 = 4185 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$4f_{shell} = e^{0.576 - 0.19 \ln \text{Re}_{shell}} = e^{0.576 - 0.19 \ln 22468} = 0.2651$$

$$\Rightarrow f_{shell} = 0.0663$$

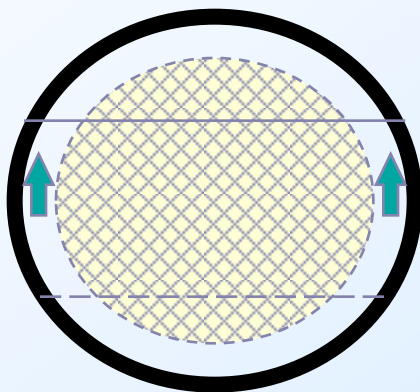
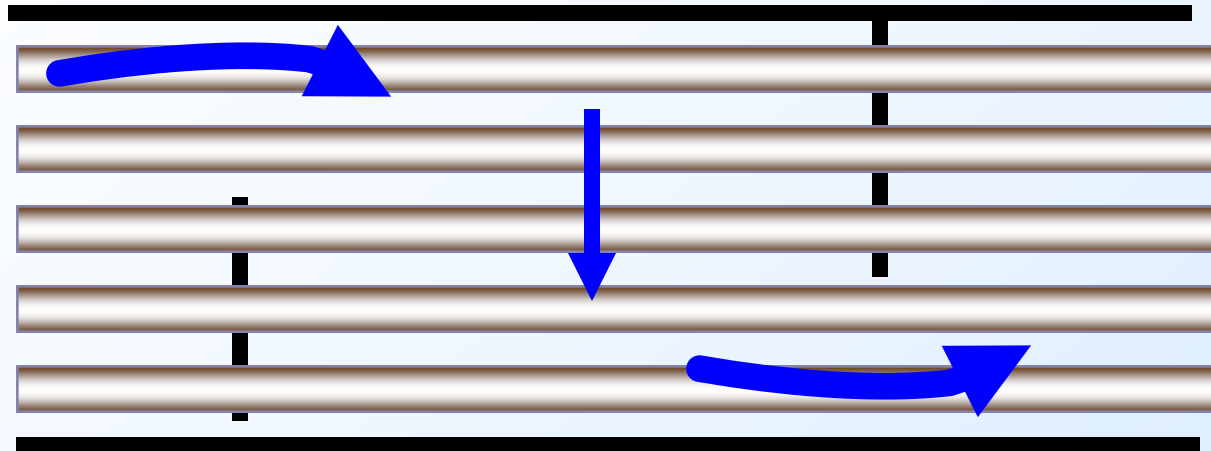
由於外殼的長度為 5 m，擋板間距為 0.5 m，因此擋板總數目為：

$$N_b = 5 / 0.5 - 1 = 9$$

$$\therefore \Delta P_{shell} = \frac{4f_{shell} G_s^2 D_s (N_b + 1)}{2 \rho D_e \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} = \frac{0.2651 \times 393.7^2 \times 0.508 \times (9 + 1)}{2 \times 965.3 \times 0.018} = 6006.7 \text{ Pa}$$

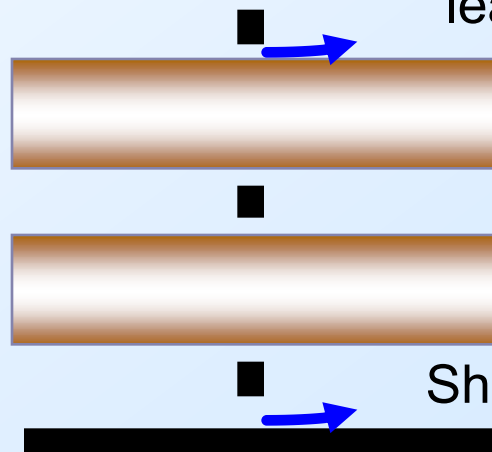


Window effects

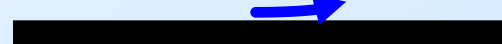


Bypass

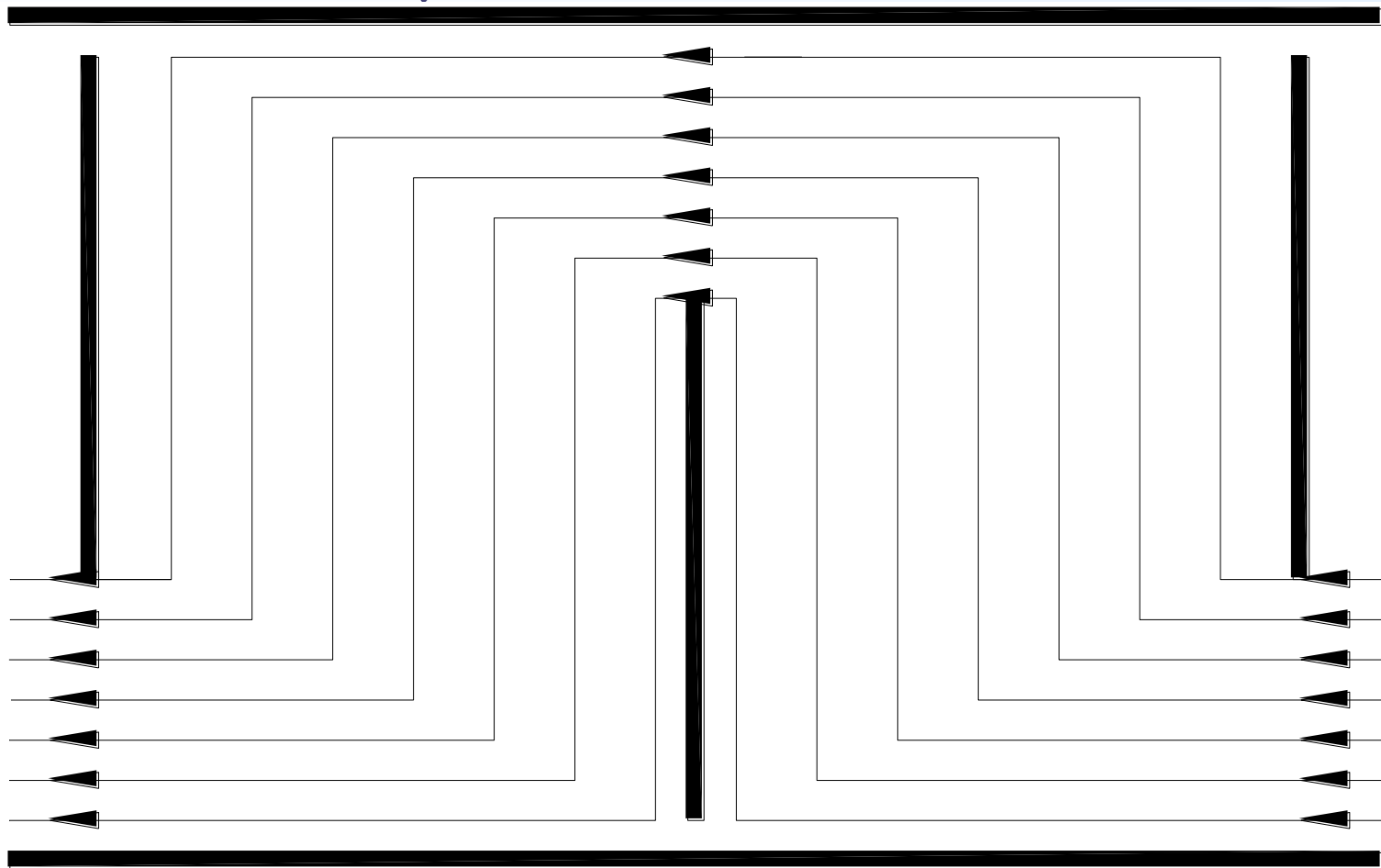
Tube-to-baffle leakage



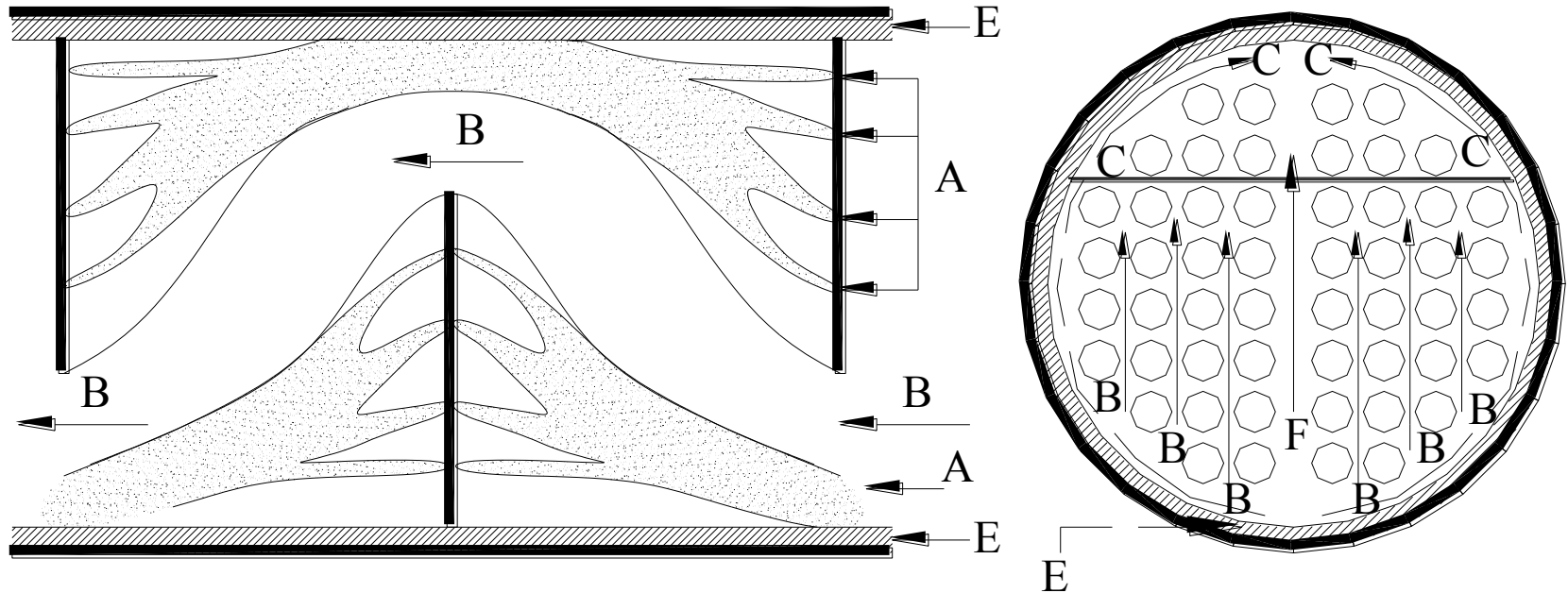
Shell-to-baffle leakage



理想狀態下流體於殼管式熱交換器內的流動情形



實際狀態下流體於殼管式熱交換器內的流動情形



真實殼側流體流動型態

- A stream** : 管板與傳熱管間的洩漏。
- B stream** : 傳熱管與流體熱交換的主要部分。
- C stream** : 外殼與管群間的旁通流體。
- E stream** : 擋板與外殼間隙的洩漏。
- F stream** : 多回數外殼設計時的旁通量。

□ 殼側熱傳係數計算：

由於實際殼管式熱交換器內有洩漏與旁通的問題，因此Bell-Delaware 方法主要在修正理想與實際狀況間的差異，在熱傳係數上提出如下的修正：

$$h_s = h_o \times J_c \times J_l \times J_b \times J_s \times J_r \quad (J_c \times J_l \times J_b \times J_s \times J_r \doteq 0.4 \sim 0.6)$$

h_o ：為理想狀態下殼管式熱交換器殼側的熱傳係數

J_c 、 J_l 、 J_b 、 J_s 、 J_r 為針對洩漏與旁通的五個校正係數

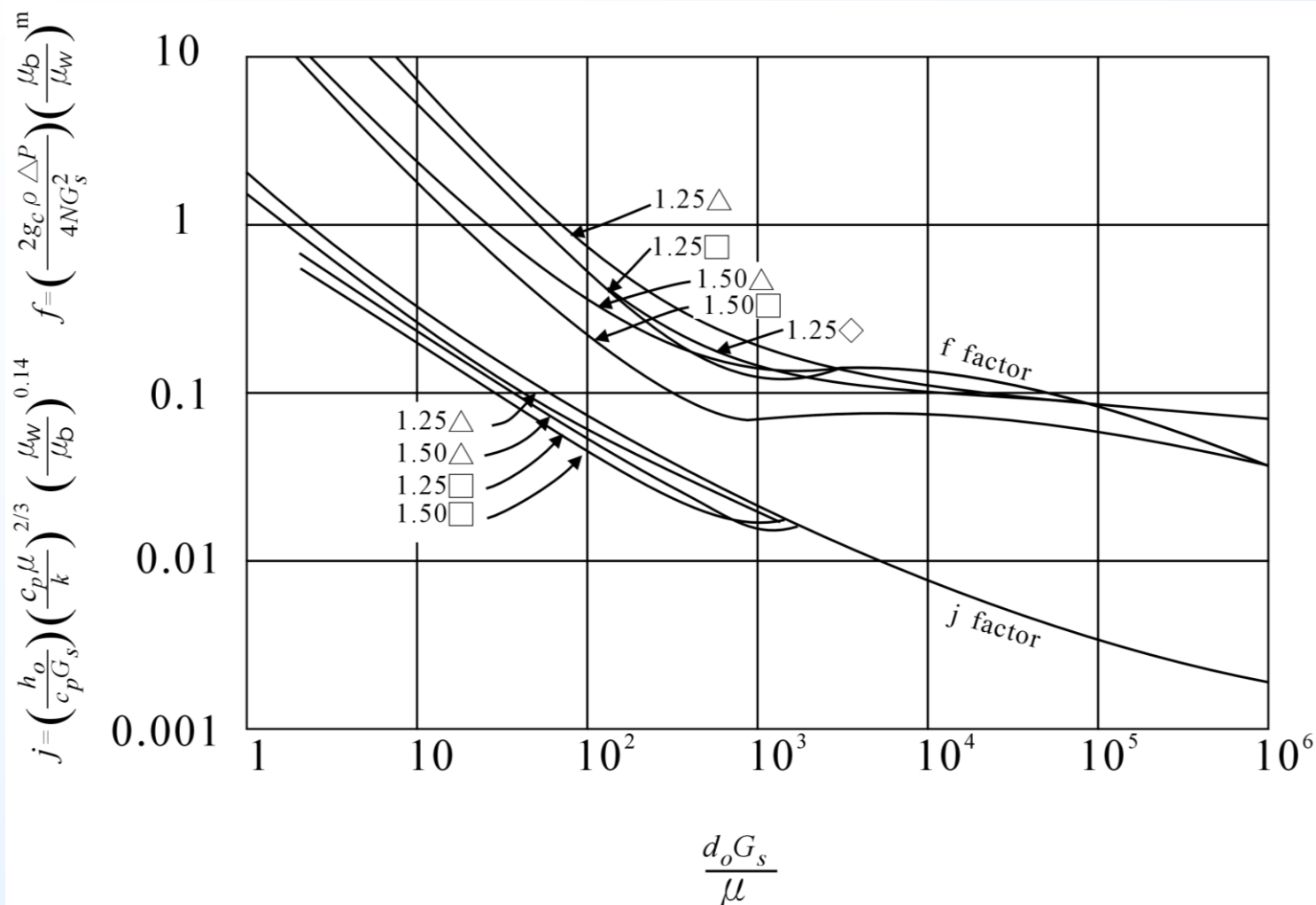
➤ h_o ：為理想狀態下殼管式熱交換器殼側的熱傳係數；Bell (1963)以交錯流動下管陣的熱傳係數為理想熱傳係數。熱傳係數通常以無因次的 Coburn j 係數來表示：

$$j = \frac{h_o}{G_s c_p} \text{Pr}^{2/3} \phi_s, \quad \phi_s \text{ 為性質校正係數，可表示如下：}$$

$$\phi_s = \begin{cases} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{-0.14} & \text{如果工作流體為液體} \\ 1 & \text{如果工作流體為氣體, 且氣體被冷卻} \\ \left(\frac{T_{s,av} + 273.15}{273.15} \right)^{-0.25} & \text{如果工作流體為氣體, 且氣體被加熱} \end{cases}$$

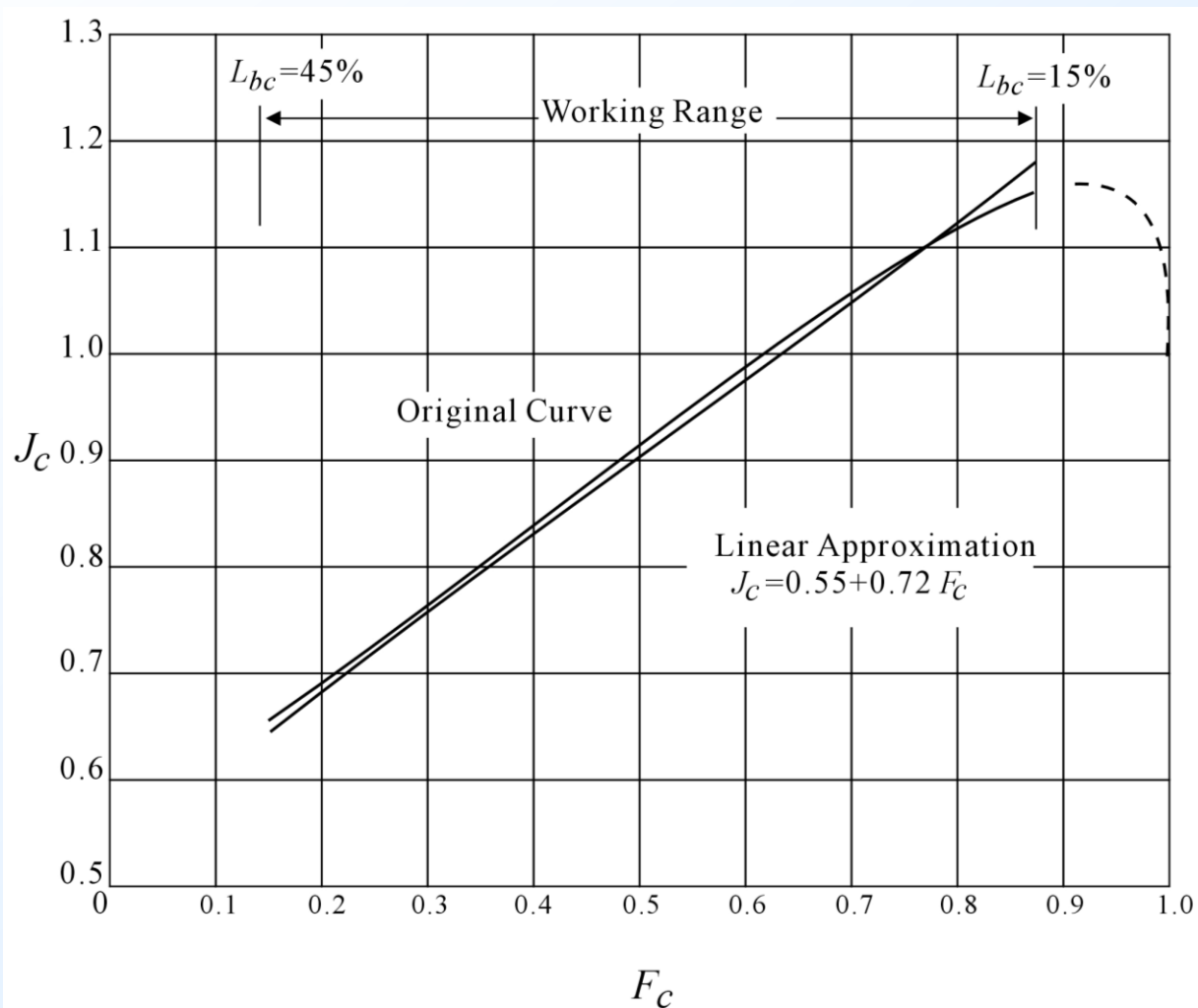
其中 $T_{s,av}$ 代表進出口溫度的平均值， ϕ_s 的影響通常只在溫差變化甚大，才需要特別的考慮計算；一般可將之視為1。

理想管陣之 j 、 f 與雷諾數之關係圖



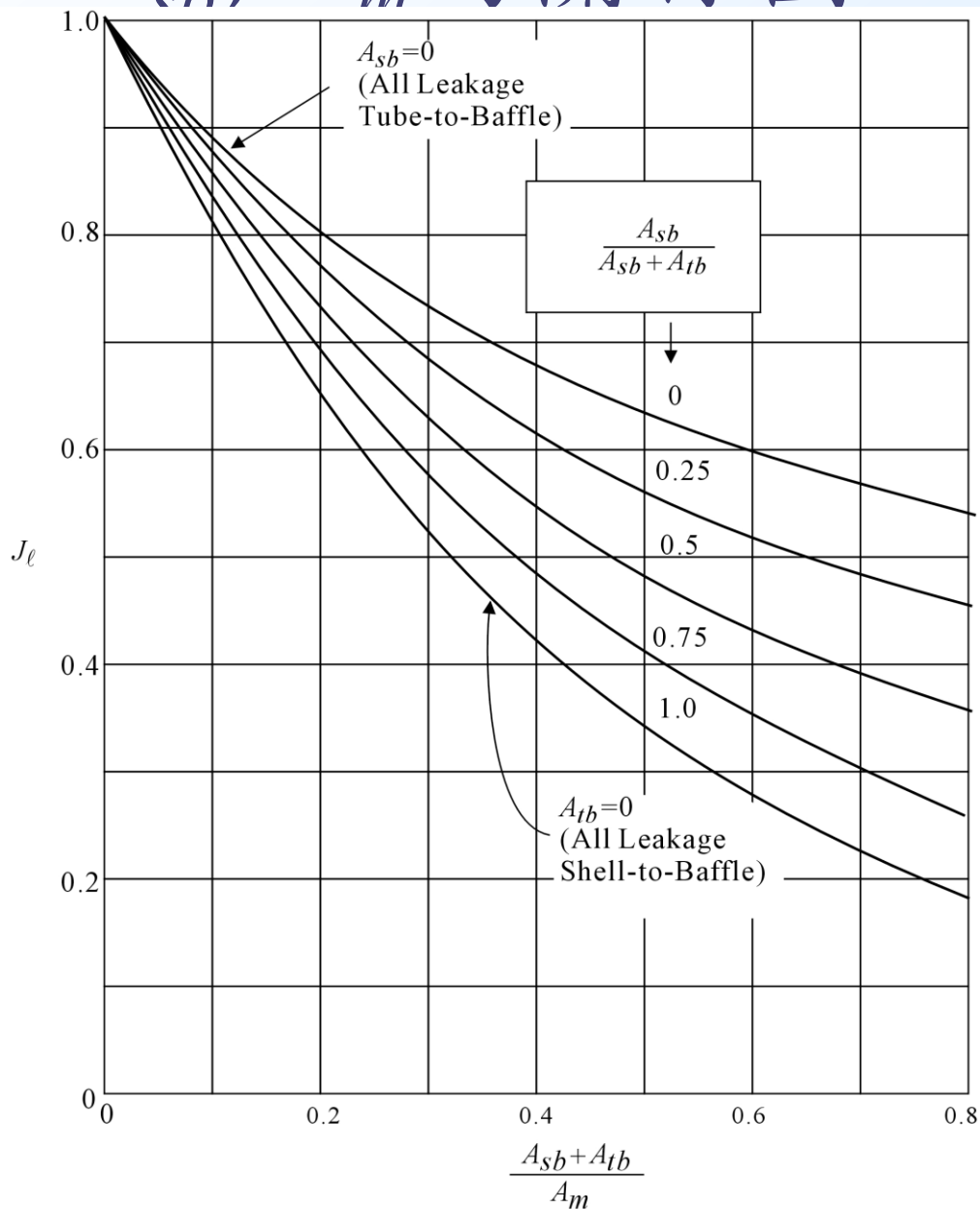


J_c 與 F_c 的關係圖



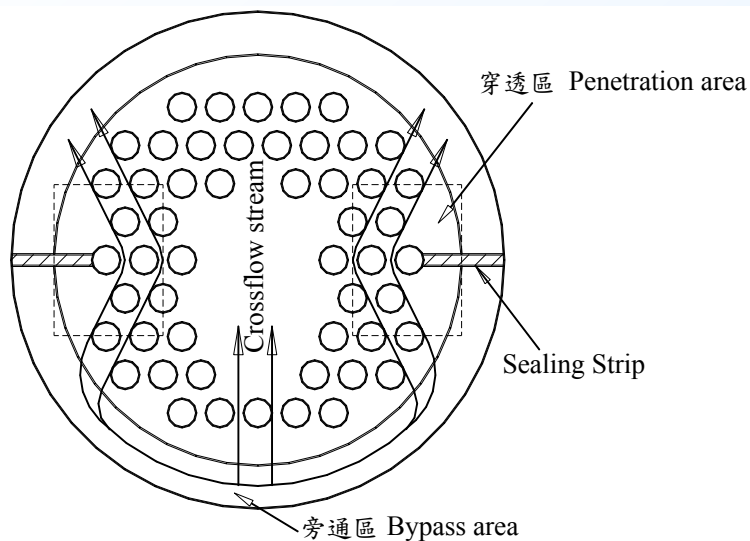


J_ℓ 與 $(A_{tb} + A_{sb})/A_m$ 的關係圖

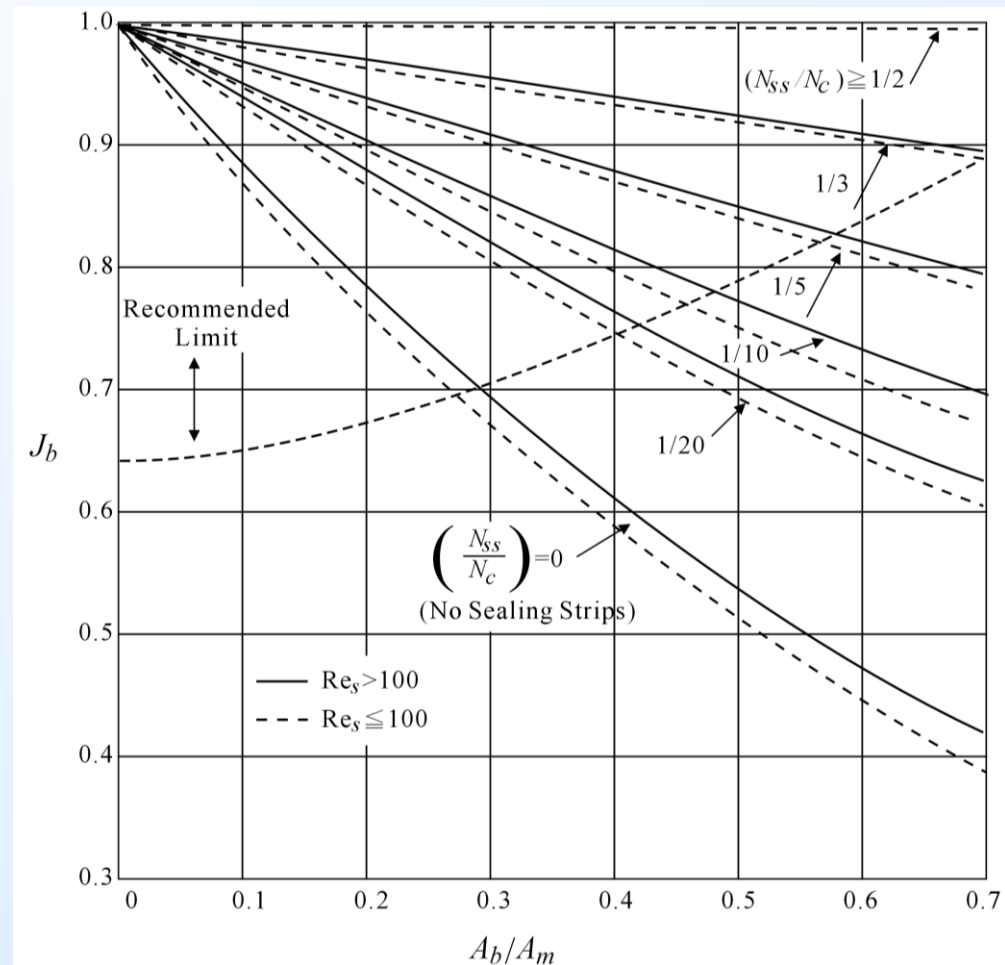




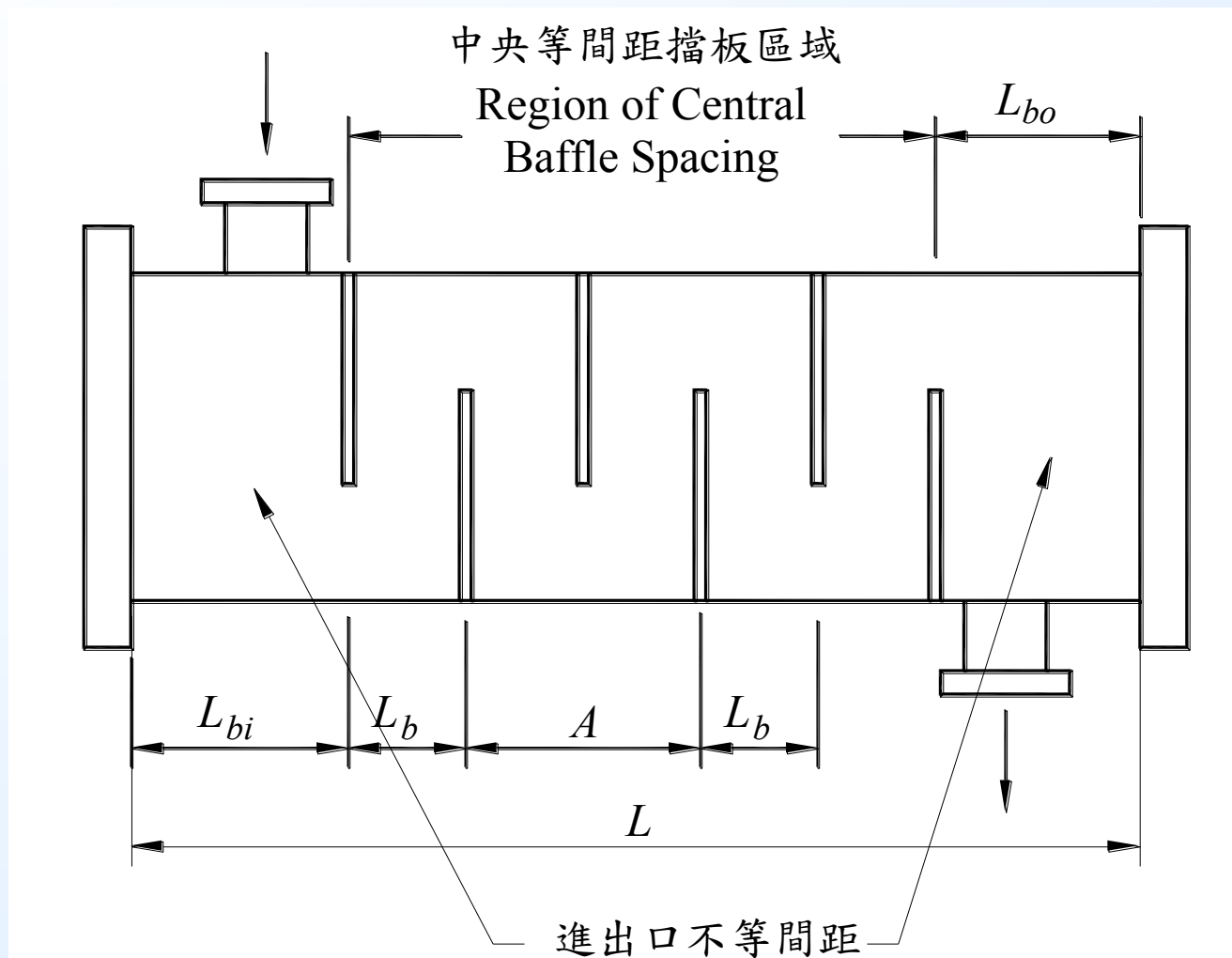
J_b 與 A_b/A_m 關係圖



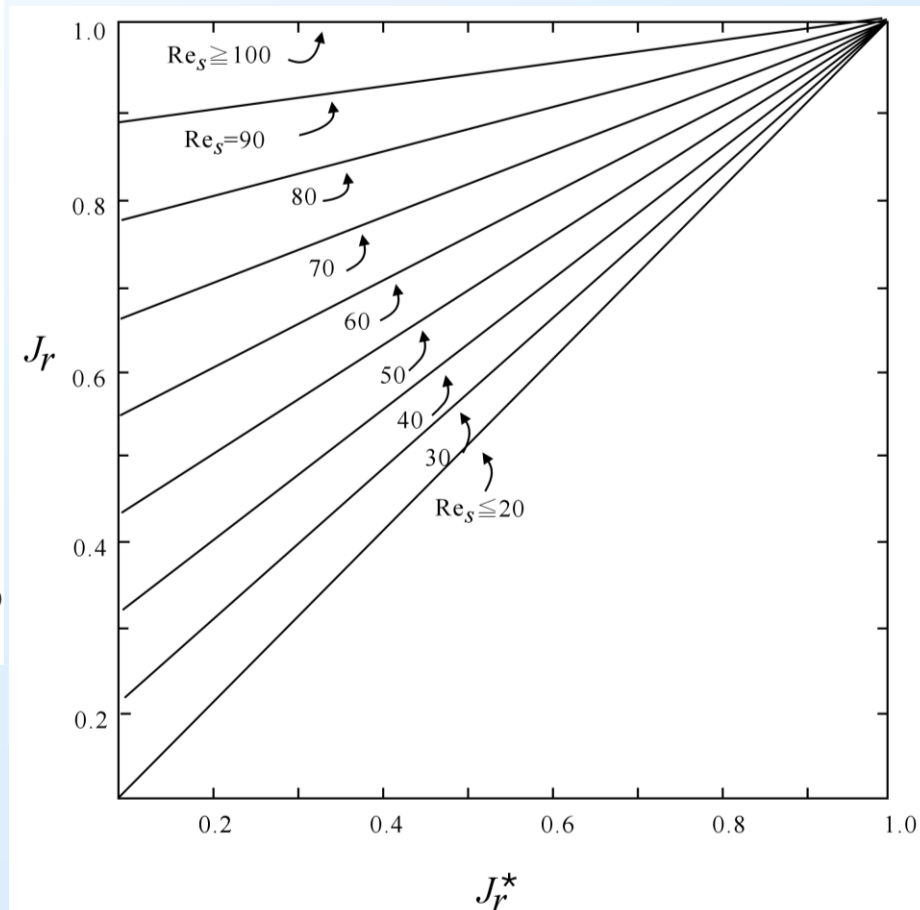
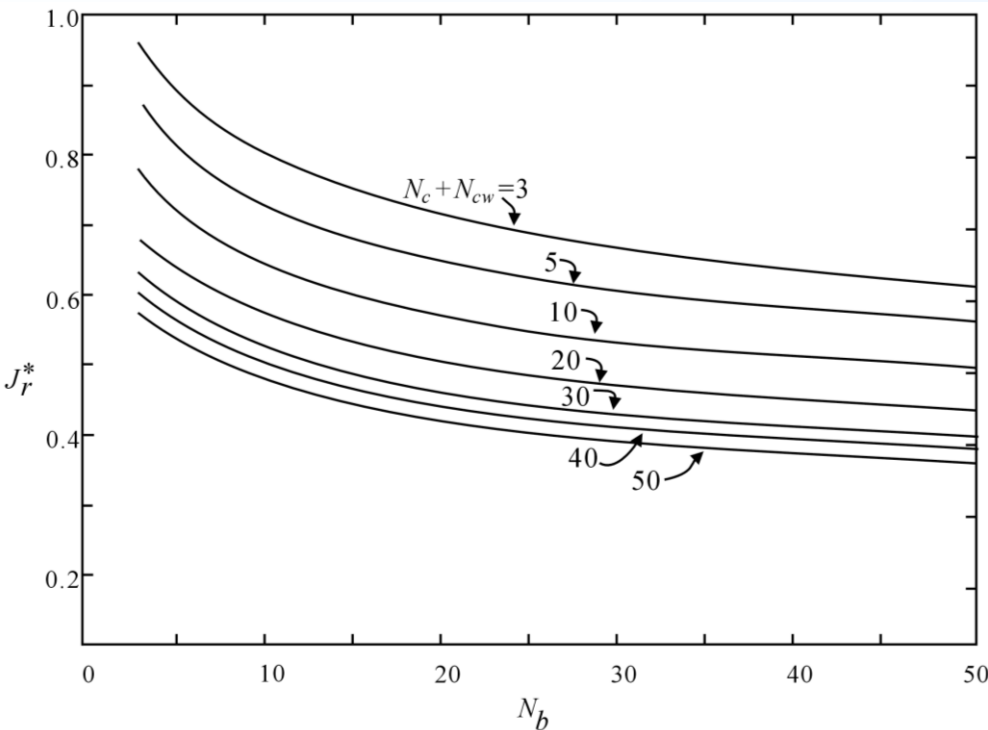
Sealing Strip示意圖



嘴進出口的不等隔板間距示意圖



J_r ：在層流流動下，不均勻溫度分布影響 (adverse temperature gradient)



Bell-Delaware Method(Cont.)

□殼側壓降計算：

殼側部份的總壓降可由三個區域的壓降計算所得，即：

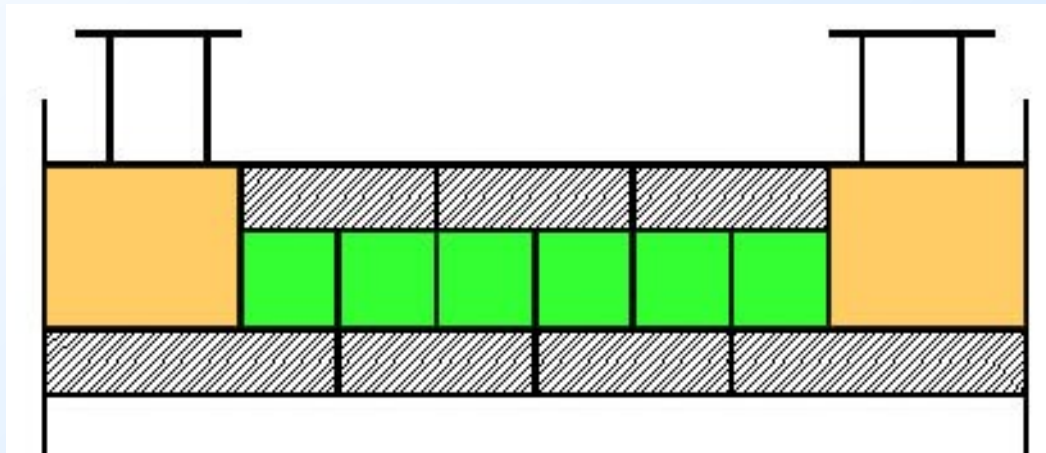
(a)進出口段(因為進出口的隔板間距不同)。

(b)內部區域

(c) Window區域的壓降

所以殼側的總壓降如下：

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e$$



- 同樣的，我們先要計算出理想狀態下，交錯流動的壓降為 $\Delta P_{b,i}$ ，理想壓降的算法可由前圖先算出摩擦係數，再算出該雷諾數下的壓降

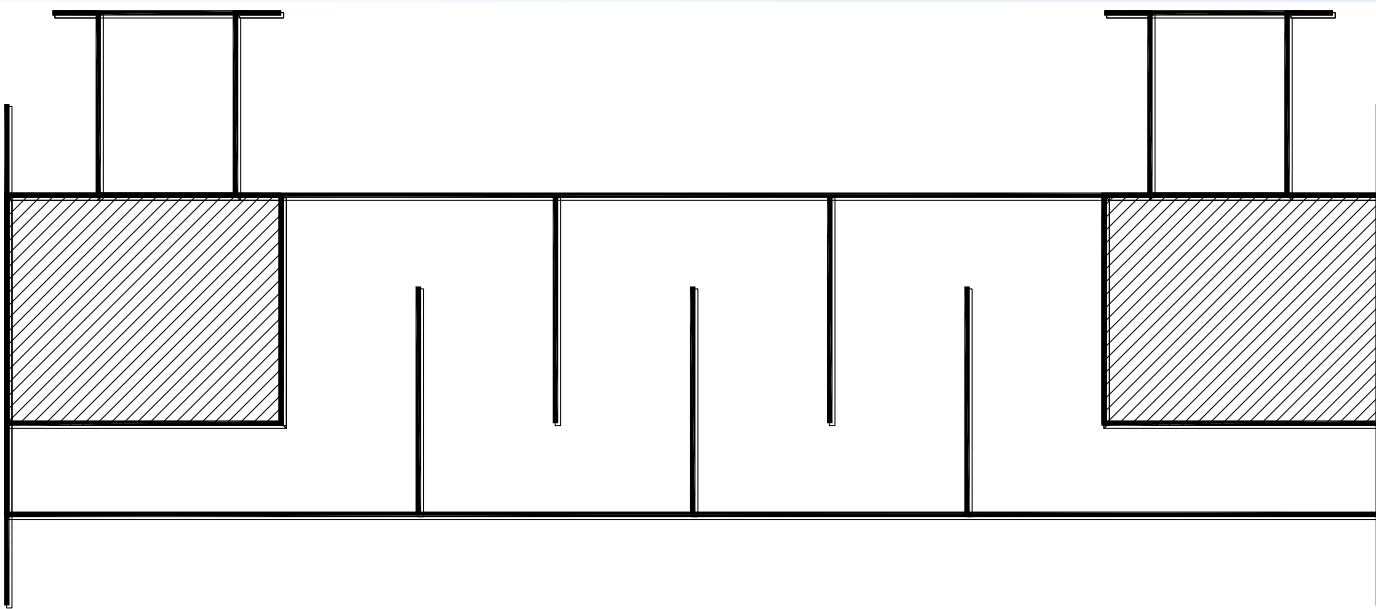
$$\Delta P_{b,i} = \frac{4 f_i G_s^2 N_c}{2 \rho_i} \phi_s$$

其中 $G_s = \dot{M}_T / A_m$ 而 ϕ_s 為性質校正係數

進出口壓降示意圖（以E-shell 為例）

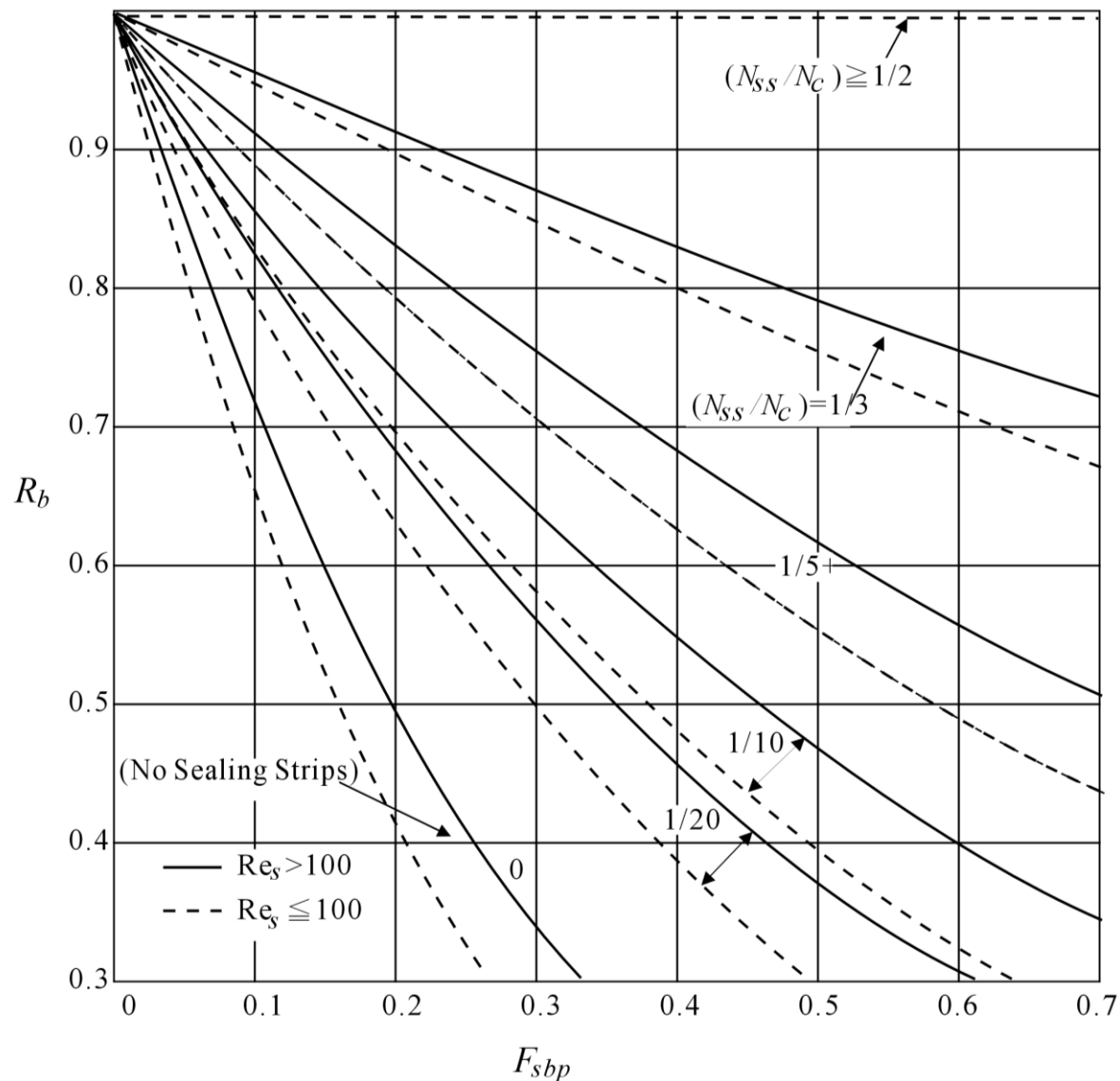
$$\Delta P_e = \Delta P_{b,i}(1 + N_{cw}/N_c)R_sR_b$$

- R_s ：為進出口與內部的不等隔板間距的校正係數
- R_b ：代表流體旁通的影響(C & F stream)





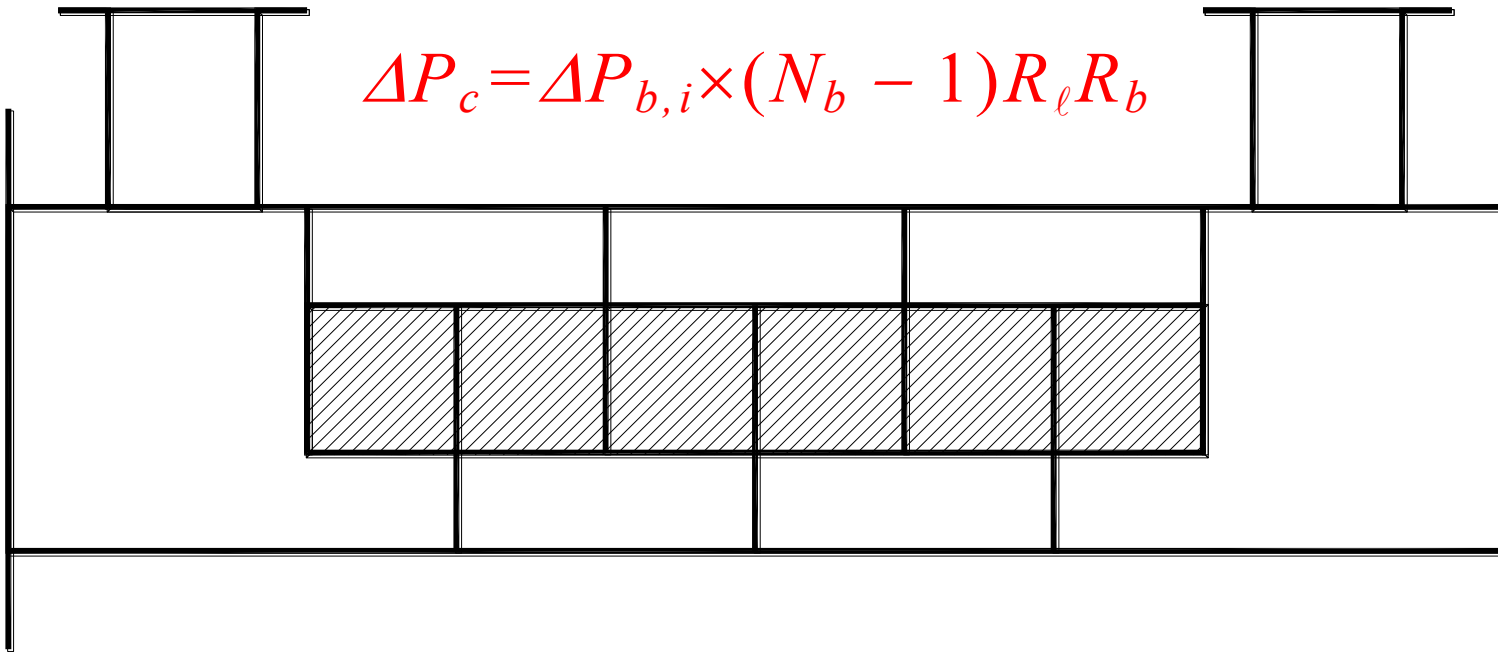
R_b 與 F_{sbp} 的關係圖





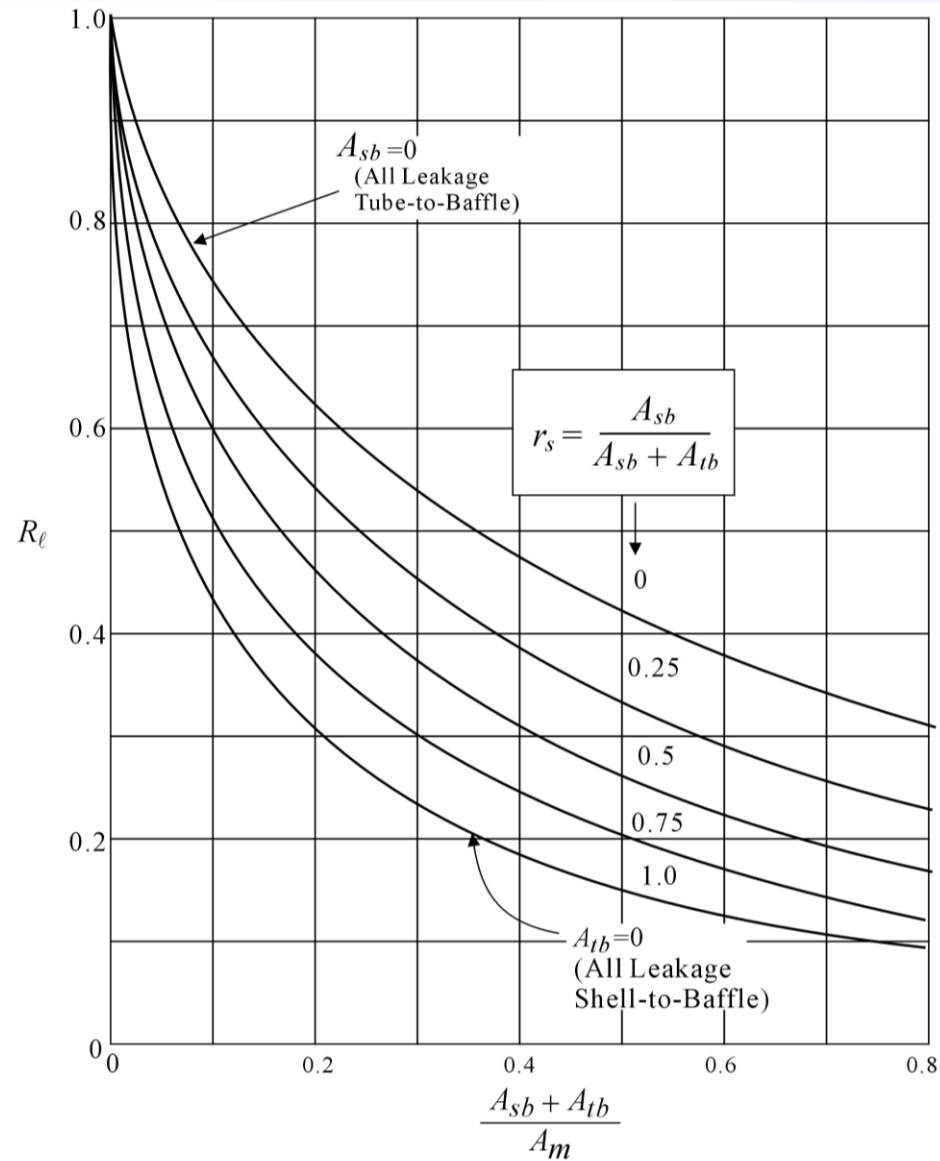
ΔP_c ，中心區內部壓降

$$\Delta P_c = \Delta P_{b,i} \times (N_b - 1) R_\ell R_b$$



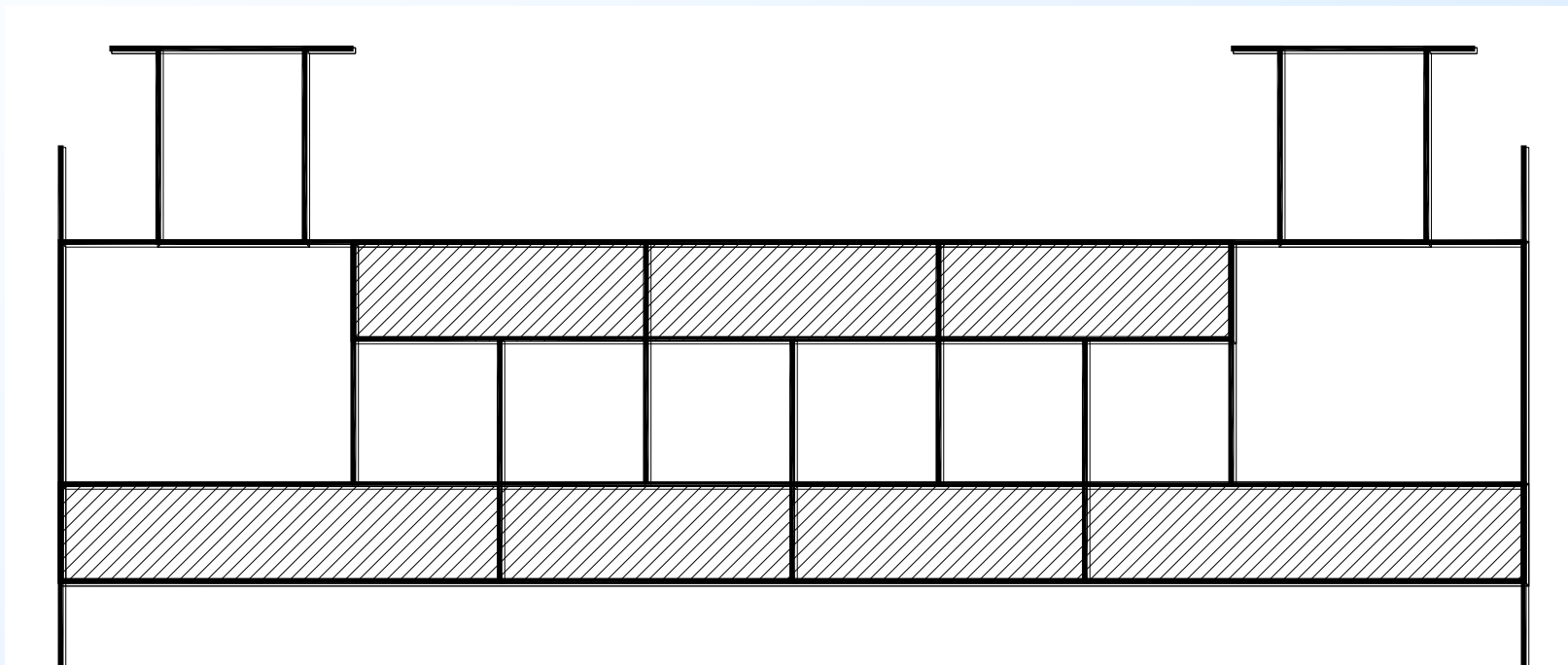


R_ℓ 與洩漏面積關係圖



ΔP_w ，window區壓降；這部份的壓降與洩漏有關但與旁通無關

$$\Delta P_w = \Delta P_{w,i} N_b R_\ell$$





同例9-4-1，試以Bell-Delaware方法來估算，假設熱交換器為split ring and floating head 型式，一些特定的幾何參數如下：baffle cut = 25%，本例沒有使用sealing strip，另外並假設進出口擋板為不等間距， $L_{bi} = L_{bo} = 0.75$ m，中間段的擋板間距與例9-4-1同，即 $L_b = 0.5$ m。

(1)參考上述的計算步驟，首先要估算理想的熱傳係數：

因為熱交換器為split ring and floating head型式，則由圖9-29可估出

$\Delta_{bb} \approx 0.035 \text{ m}$ ，所以由式9-56

$$D_{ot\ell} = D_s - \Delta_{bb} = 0.508 - 0.035 = 0.473 \text{ m}$$

$$D_{ctl} = D_{ot\ell} - d_o = 0.473 - 0.01905 = 0.45395 \text{ m}$$

由於是30°排列，所以 $P_p = 0.022 \text{ m}$ ， $P_n = 0.0127 \text{ m}$ (參考圖9-15)

由式9-48

$$\begin{aligned} A_m &= L_b \times \left[(D_s - D_{otl}) + \left(\frac{D_{otl} - d_o}{P_t} \right) \times (P_t - d_o) \right] \\ &= 0.5 \times \left[(0.508 - 0.473) + \left(\frac{0.473 - 0.01905}{0.0254} \right) \times (0.0254 - 0.01905) \right] \\ &= 0.0742 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

首先以殼側進口流體性質來計算

$$\therefore V_{max} = \frac{\dot{M}_T}{\rho A_m} = \frac{25}{965.3 \times 0.0742} = 0.349 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho V_{max} d_o}{\mu_s} = \frac{965.3 \times 0.349 \times 0.01905}{0.000316} = 20300$$

※請特別注意Bell-Delaware法是以 d_o 做為Re的特徵長度，而Kern法是以 D_s 為特徵長度。

由表9-3可知

$$a_1 = 0.321, a_2 = -0.388, a_3 = 1.45, a_4 = 0.519$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 \text{Re}^{a_4}} = \frac{1.45}{1 + 0.14 \times 20300^{0.519}} = 0.0578$$

$$j = a_1 \left(\frac{1.33}{P_t^*} \right)^a \text{Re}^{a_2} = 0.321 \times \left(\frac{1.33}{1.33} \right)^{0.0578} 20300^{-0.388} = 0.00684$$

$$\text{Pr}_s = 1.96, \text{ 假設 property index } \approx 1 \left(\phi_s = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} \approx 1 \right), \text{ 由式9-59:}$$

$$h_o = j G_s c_p \text{Pr}_s^{-2/3} = 0.00684 \times 336.7 \times 4207 \times 1.96^{-0.667} = 6186 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

(2) 算 J_c

$$\text{由於 baffle cut} = 25\%, \therefore L_{bc} = 0.25 \times D_s = 0.127 \text{ m}$$

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left(\pi + 2 \left[\frac{D_s - 2L_{bc}}{D_{otl}} \right] \sin \left(\cos^{-1} \left[\frac{D_s - 2L_{bc}}{D_{otl}} \right] \right) - 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s - 2L_{bc}}{D_{otl}} \right] \right)$$

$$\frac{D_s - 2L_{bc}}{D_{otl}} = \frac{0.0508 - 2 \times 0.128}{0.473} = 0.537$$

$$\therefore F_c = \frac{1}{\pi} \left(\pi + 2 \times 0.537 \sin \left(\cos^{-1} [0.537] \right) - 2 \cos^{-1} [0.537] \right) = 0.649$$

由式9-65

$$J_c = 0.55 + 0.72 F_c = 0.55 + 0.72 \times 0.649 = 1.017$$



首先我們必須估算總傳熱管數，由式9-5

$$N_t = 0.785 \left(\frac{CTP}{CL} \right) \frac{D_{ct\ell}^2}{(P_t^*)^2 d_o^2} = 0.785 \times \left(\frac{0.9}{0.87} \right) \frac{0.45395^2}{1.33^2 \times 0.01905^2} \approx 260$$

由於要算 J_ℓ 前，需要算出 A_{tb} 與 A_{sb} ，由於本例並未提供 Δ_{tb} 與 Δ_{sb} 的實際資料，因此必須以常用的經驗值來估算：

參考圖9-27，由於 $L_{b,max} \leq 900 \text{ mm}$ 且 $d_o = 0.01905 \text{ m} < 0.032 \text{ m}$

故 $\Delta_{tb} = 0.8 \text{ mm} = 0.0008 \text{ m}$ ，而 $\delta_{tb} = \Delta_{tb}/2 = 0.0004 \text{ m}$

由式9-51

$$\begin{aligned} A_{tb} &= \pi d_o \delta_{tb} \cdot \frac{1}{2} (1 + F_c) N_t = \pi \times 0.01905 \times 0.0004 \times \frac{1}{2} (1 + 0.649) \times 260 \\ &= 0.005133 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

由式9-55

$$\begin{aligned} \Delta_{sb} &= 3.1 + 0.004 D_s \text{ (其中單位均為 mm)} = 3.1 + 0.004 \times 508 \\ &= 5.132 \text{ mm} = 0.005132 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\delta_{sb} = \Delta_{sb}/2 = 0.00257 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} A_{sb} &= \pi D_s \delta_{sb} \left(1 - \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \left(1 - \frac{2L_{bc}}{D_s} \right) \right) \\ &= \pi \times 0.508 \times 0.00257 \left(1 - \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \times 0.127}{0.508} \right) \right) = 0.00273 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$(A_{tb} + A_{sb})/A_m = (0.005132 + 0.00273)/0.0742 = 0.1059$$

$$A_{sb}/(A_{tb} + A_{sb}) = 0.00273/(0.005132 + 0.00273) = 0.3472$$

由式9-66

$$\begin{aligned} J_\ell &= 0.44 \left(1 - \frac{A_{sb}}{A_{sb} + A_{tb}} \right) + 0.44 \left(1 - \frac{A_{sb}}{A_{sb} + A_{tb}} \right) e^{-2.2 \frac{A_{sb} + A_{tb}}{A_m}} \\ &= 0.44 \times (1 - 0.3472) + 0.44 \times (1 - 0.3472) e^{-2.2 \times 0.1059} = 0.515 \end{aligned}$$



(4) 算 J_b

由於沒有使用 sealing strip , $N_{ss} = 0$

由式 9-44

$$N_c = \frac{D_s \times \left(1 - 2 \frac{L_{bc}}{D_s}\right)}{P_p} = \frac{0.508 \times \left(1 - 2 \frac{0.127}{0.508}\right)}{0.0212} = 11.55$$

$$N_s^+ = 0/11.55 = 0$$

另外由於本例為 E-shell , 所以 $N_p = 0$

$$\therefore F_{sbp} = \frac{(D_s - D_{o\ell} + 0.5 \times N_p \times W_p) \times L_b}{A_m} = \frac{(0.508 - 0.473) \times 0.5}{0.0742} = 0.236$$

由於殼側的雷諾數大於 100 , 因此式 9-68 的 $C_{bph} = 1.25$, 由式 9-67 :

$$J_b = \begin{cases} 1 & \text{當 } N_s^+ \geq \frac{1}{2} \\ e^{-C_{bph} F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2N_s^+})} & \text{當 } N_s^+ < \frac{1}{2} \end{cases} = e^{-C_{bph} F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2N_s^+})} = e^{-1.25 \times 0.236 \times (1 - \sqrt[3]{2 \times 0})} = 0.745$$



(5) 算 J_s

由式9-47

$$N_b = \left[\frac{L - L_{bi} - L_{bo}}{L_b} \right] + 1 = \left[\frac{5 - 0.75 - 0.75}{0.5} \right] + 1 = 8$$

$$L_i^+ = L_{bi}/L_b = 0.75/0.5 = 1.5$$

$$L_o^+ = L_{bo}/L_b = 0.75/0.5 = 1.5$$

由於 $Re > 100$, $n = 0.6$ (式9-71)

再由式9-70

$$J_s = \frac{N_b - 1 + (L_i^+)^{1-n} + (L_o^+)^{1-n}}{N_b - 1 + L_i^+ + L_o^+} = \frac{8 - 1 + 1.5^{0.4} + 1.5^{0.4}}{8 - 1 + 1.5 + 1.5} = 0.935$$

(5)算 J_r

由於 $Re_s > 100$, 由式9-72可知 $J_r = 1$

(6)算真正的 h_s

$$\begin{aligned} h_s &= h_o \times J_c \times J_\ell \times J_b \times J_s \times J_r = 6186 \times 1.017 \times 0.515 \times 0.745 \times 0.935 \times 1.0 \\ &= 2363.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

※ 這個計算值與上例Kern 法的計算結果有段差距 (4185 W/m²·K)

※ $J_c \times J_\ell \times J_b \times J_s \times J_r$ 的值為0.382 較合理的設計值0.6 為低



(1)同樣的，首先算理想的crossflow 壓降 Δp_{bi}

由表9-3可知

$$b_1 = 0.372, b_2 = -0.123, b_3 = 7.0, b_4 = 0.5$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14 \text{Re}^{b_4}} = \frac{7.0}{1 + 0.14 \times 20300^{0.5}} = 0.334$$

$$f = b_1 \left(\frac{1.33}{P_t^*} \right)^{b_2} \text{Re}^{b_2} = 0.372 \times \left(\frac{1.33}{1.33} \right)^{0.334} 20300^{-0.123} = 0.1098$$

由式9-74

$$\Delta P_{b,i} = \frac{4f_i G_s^2 N_c}{2\rho_i} = \frac{4 \times 0.1098 \times 336.7^2 \times 11.55}{2 \times 965.3} = 297.7 \text{ Pa}$$

(2) 算 ΔP_e

由於 $\text{Re}_s > 100$ ，由式9-77， $n' = 1.8$ ，再由式9-76可知

$$R_s = \left[\left(\frac{L_{bi}}{L_b} \right)^{-n'} + \left(\frac{L_{bo}}{L_b} \right)^{-n'} \right] = [1.5^{-1.8} + 1.5^{-1.8}] = 0.964$$

同樣的，由式9-79， $C_{bp} = 3.7$ ，再由式9-78

$$R_b = \begin{cases} 1 & \text{當 } N_s^+ \geq \frac{1}{2} \\ e^{-C_{bp} F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2N_s^+})} & \text{當 } N_s^+ < \frac{1}{2} \end{cases} = e^{-3.7 \times 0.236 (1 - \sqrt[3]{2 \times 0})} = 0.418$$

由式9-46， $N_{cw} = 0.8(L_{bc}/P_P) = 0.8 \times (0.127/0.022) = 4.62$

再由式9-75

$$\begin{aligned} \Delta P_e &= \Delta P_{bi} (1 + N_{cw}/N_c) R_s R_b = 297.7 \times (1 + 4.62/11.55) \times 0.964 \times 0.418 \times 2 \\ &= 168 \text{ Pa} \end{aligned}$$



(3) 算 ΔP_c

由式 9-83 , $r_s = A_{sb}/(A_{sb} + A_{tb}) = 0.3472$

由式 9-84 , $r_{lm} = (A_{sb} + A_{tb})/A_m = 0.1059$

由式 9-82 , $z = -0.15r_s + 0.65 = 0.597$

由式 9-81

$$R_\ell = e^{-1.33(1+r_s)r_{lm}^z} = e^{-1.33 \times (1+0.3472) \times 0.1059^{0.605}} = 0.626$$

再由式 9-80

$$\Delta P_c = \Delta P_{b,i} \times (N_b - 1) R_\ell R_b = 297.7 \times (8 - 1) \times 0.626 \times 0.418 = 545.6 \text{ Pa}$$



(4) 算 ΔP_w

$$\text{由於 } 1 - 2L_{bc}/D_s = 1 - 2 \times 0.127/0.508 = 0.5$$

由式 9-89

$$\begin{aligned} A_w &= \frac{D_s^2}{4} \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{2L_{bc}}{D_s} \right) - \left(1 - \frac{2L_{bc}}{D_s} \right) \left(\sqrt{1 - \left(1 - \frac{2L_{bc}}{D_s} \right)^2} \right) \right] - \frac{N_t}{8} (1 - F_c) \pi d_o^2 \\ &= \frac{0.508^2}{4} \left[\cos^{-1} (0.5) - (0.5) \times \left(\sqrt{1 - (0.5)^2} \right) \right] - \frac{260}{8} \times (1 - 0.649) \times \pi \times 0.01905^2 \\ &= 0.02663 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

由式 9-86

$$G_w = \frac{\dot{m}_s}{(A_m A_w)^{1/2}} = \frac{25}{(0.0742 \times 0.02663)^{1/2}} = 562.3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

由式 9-88

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2L_{bc}}{D_s} \right) = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \times 0.127}{0.508} \right) = 2.094 \text{ rad. } (120^\circ)$$

由式 9-90

$$\begin{aligned} D_w &= \frac{4A_w}{\pi d_o N_t \frac{(1-F_c)}{2} + \frac{\pi D_s \theta_{ds}}{2\pi}} \\ &= \frac{4 \times 0.0234}{\pi \times 0.01905 \times 260 \times \frac{(1-0.649)}{2} + \frac{\pi \times 0.508 \times 2.094}{2 \times \pi}} = 0.0327 \text{ m} \end{aligned}$$

由式 9-85

$$\begin{aligned} \Delta P_{w,i} &= \begin{cases} (2 + 0.6N_{cw}) \frac{G_w^2}{2\rho} & \text{當 } \text{Re}_s \geq 100 \\ 26 \frac{G_w \mu}{\rho} \left(\frac{N_{cw}}{P_t - d_o} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right) + 0.002 \frac{G_w^2}{2\rho} & \text{當 } \text{Re}_s < 100 \end{cases} \\ &= (2 + 0.6N_{cw}) \frac{G_w^2}{2\rho} = (2 + 0.6 \times 4.62) \frac{562.3^2}{2 \times 965.3} = 781.3 \text{ Pa} \end{aligned}$$

因此，window 的總壓降可由式 9-91 計算如下：

$$\Delta P_w = N_b \Delta P_{w,i} R_\ell = 8 \times 781.3 \times 0.626 = 3914.2 \text{ Pa}$$

(5) 總壓降 $\Delta P_{tot} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e = 545.6 + 3914.2 + 168 = 4627.7 \text{ Pa}$

Stop & Think

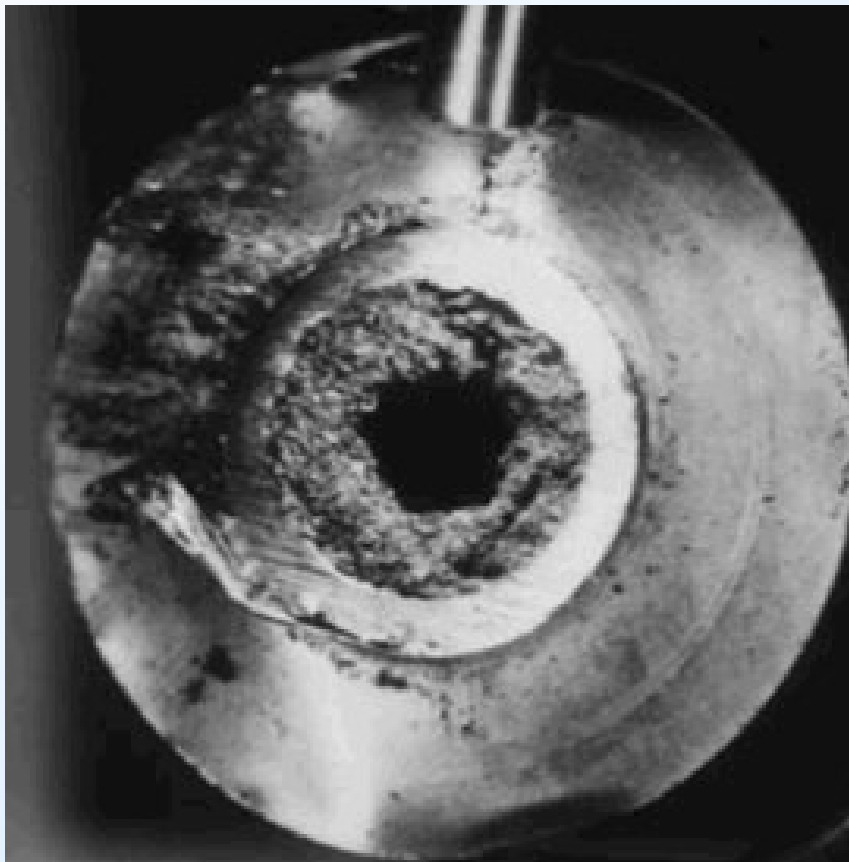
- 殼管式熱交換器熱流設計最困難的地方在於殼側性能的估算
- 清楚瞭解 Leakage & Bypass
- 一旦殼側性能可算出，則可算出總熱傳係數 U

$$\frac{1}{U} = \frac{A}{\eta_i h_i A_i} + \frac{A}{\eta_o h_o A_o} + \frac{A \ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L}$$

- 接下來，不論是 Sizing 或 Rating，均可由先前介紹的熱交換器設計方法 (UA-LMTD-F 或 ϵ -NTU) 進行熱交換器的設計。



結垢與除垢



結垢的原因

表11-1 一些常見的應用下不同結垢效應影響程度的比較

工業應用	熱交換器的污垢型態	影響程度
食物類相關產品 (food & kindred products)	化學反應結垢	主要
	析出結垢(milk processing)	主要
	生物結垢	中等
	微粒結垢(gas side) (spray drying)	次要/主要
	腐蝕結垢	次要
紡織業用(textile mill products)	微粒結垢(cooling water)	主要
	生物結垢(cooling water)	主要
Lumber & wood products including paper & allied products	析出結垢(liquid, cooling water)	主要
	微粒結垢(process side, cooling water)	次要
	生物結垢(cooling water)	次要
	化學反應結垢(process side)	次要
	腐蝕結垢	中等
化工與相關應用 chemical & allied	析出結垢(process side, cooling)	中等

結垢的生成一般可分為三個階段。首先，結垢物質(foulant)由流體的中心通過熱邊界層接近熱交換器表面；然後，由熱交換器表面材質與流體界面應力的特性，及結垢物質的特性，結垢生成於熱交換器的表面上；一旦生成物附著於熱交換器上，則結垢物質同時受到繼續附著與減弱移除兩方面的作用力，隨後的結垢現象是否能夠繼續成長，端賴這兩種作用力間的關聯



結垢的型態

- 析出結垢(precipitation fouling)
- 微粒結垢(particulate fouling)
- 化學反應結垢(chemical reaction fouling)

在工作流體中，由於化學反應結果所形成的固體。化學反應結垢與腐蝕結垢不同，熱交換器表面並不參與反應，但是可能於反應中扮演觸媒的角色；例如聚合反應(polymerization)、裂解反應(cracking)；這種結垢在石油化學和食品加工工業上相當普遍。

- 腐蝕結垢(corrosion fouling)
- 凝固結垢(solidification fouling)
- 生物結垢(biological fouling)

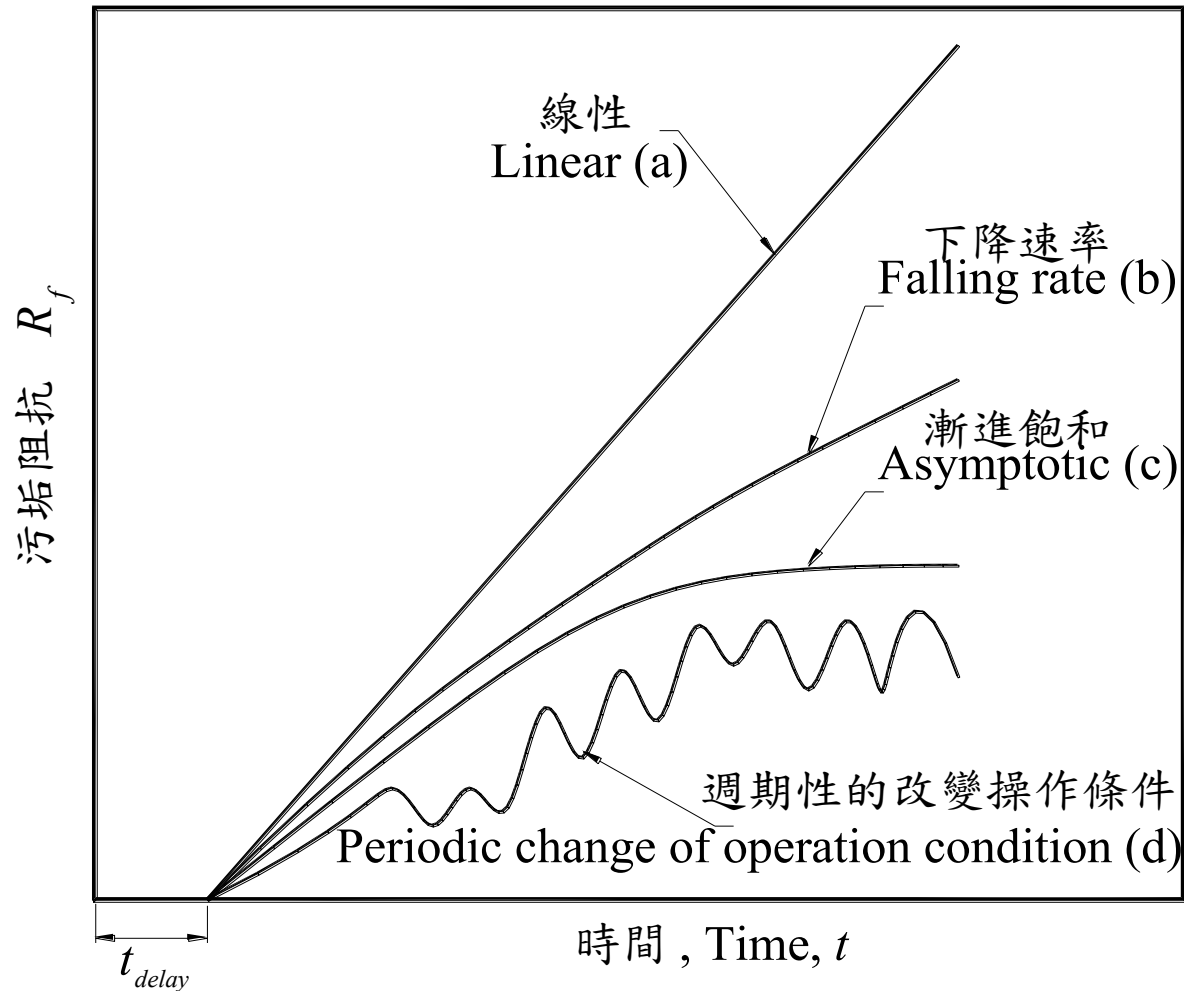


影響結垢的幾個重要參數

- 溫度的影響
- 速度的影響
- 促成結垢的介質的濃度影響

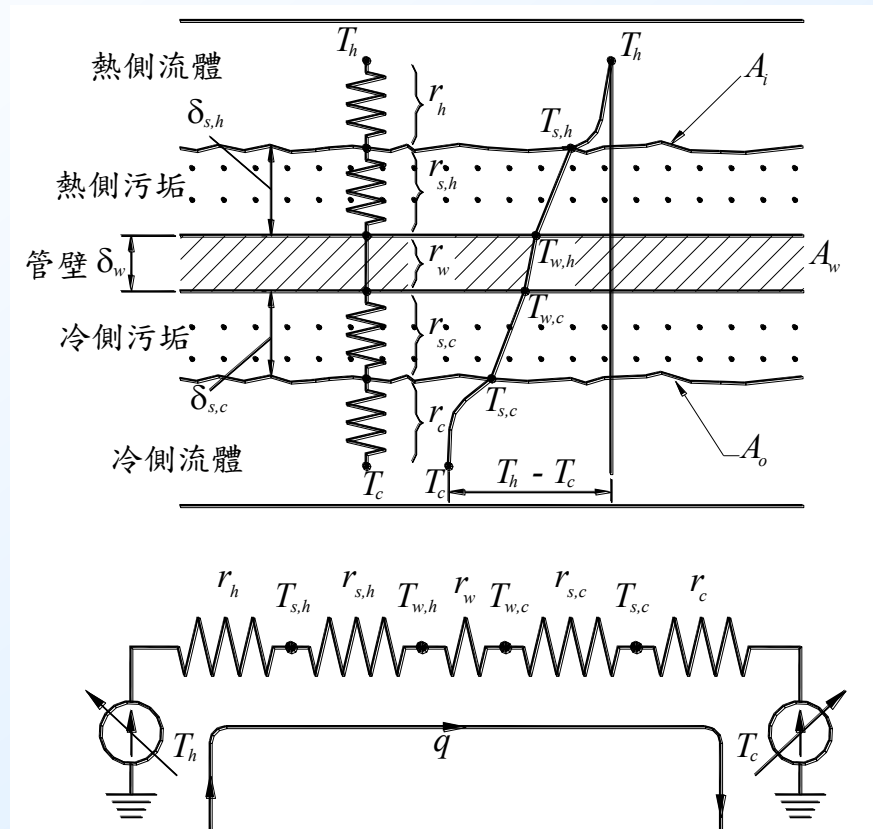


結垢對熱流特性的影響



$$R_f = \frac{A_o R_{fi}}{A_i} + R_{fo}$$

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{U_c} + R_f$$



$$U_f = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{A_i} r_{fi} + \frac{A_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L} + r_{fo}} = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i} r_{fi} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{k_w} + r_{fo}}$$



由 $Q_c = Q_f = U_c A_c \Delta T_m = U_f A_f \Delta T_m$ ，由式 11-12 可得：

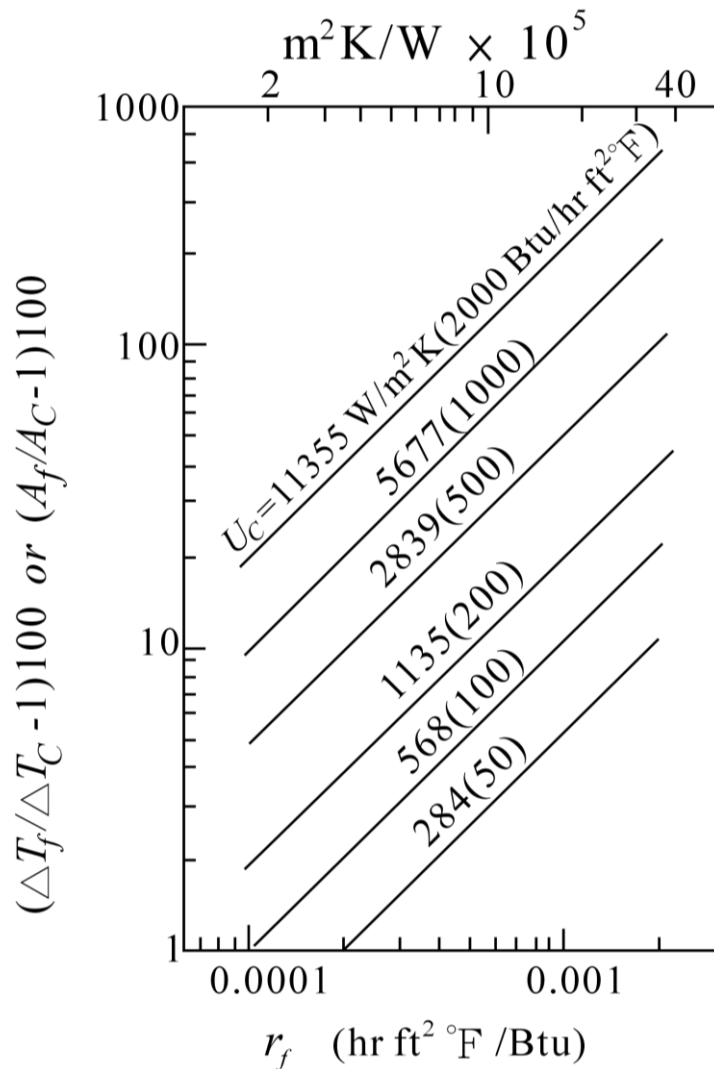
$$\frac{U_c}{U_f} = 1 + U_c R_f \quad (11-13)$$

再由

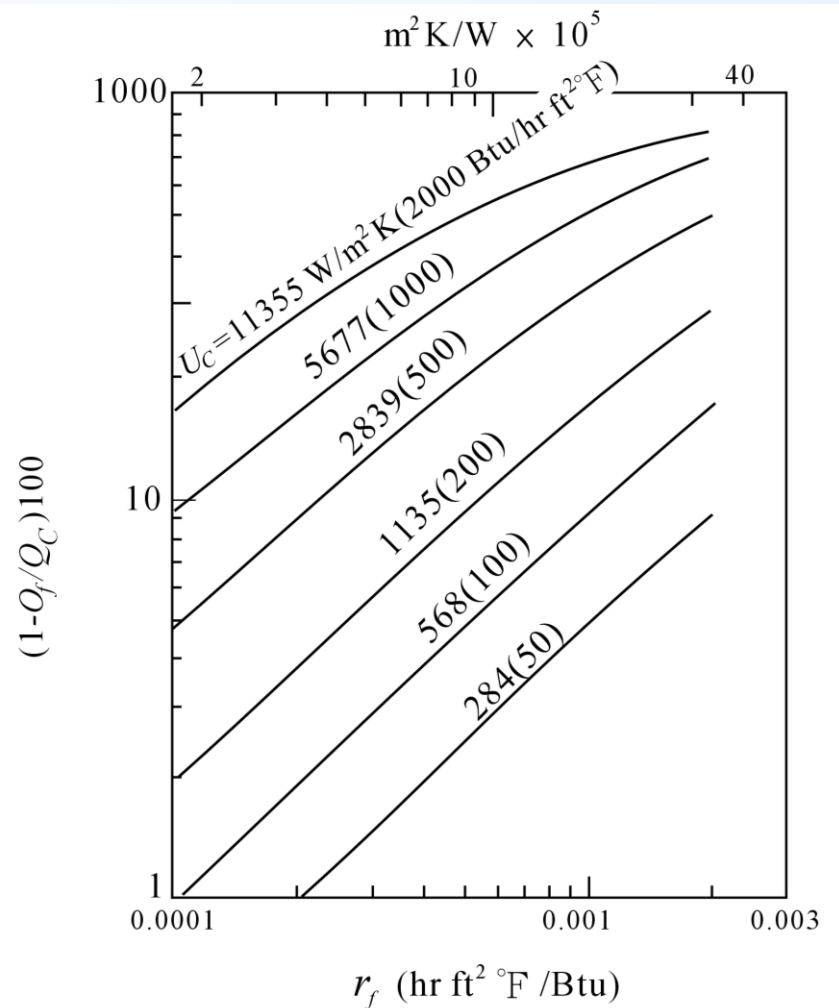
$$\frac{Q_c}{Q_f} = \frac{U_c A_c \Delta T_m}{U_f A_f \Delta T_m} = \frac{U_c A_c}{U_f A_f} = (1 + U_c R_f) \frac{A_c}{A_f} = 1 \quad (11-14)$$

可得到如下的結果：

$$\frac{A_f}{A_c} = 1 + U_c R_f \quad (11-15)$$



因污垢影響而增加的熱交換器面積的百分比 (%) (資料來源：HEDH, 2002)



因污垢影響而降低的熱傳性能的百分比 (%) (資料來源：HEDH, 2002)



污垢係數的估算

● TEMA

● 經驗

● 確認

● 驗證



結垢對壓降的影響

$$\Delta P_C = \frac{4L}{d_i} \cdot f_C \cdot \frac{1}{2} \rho u_C^2$$

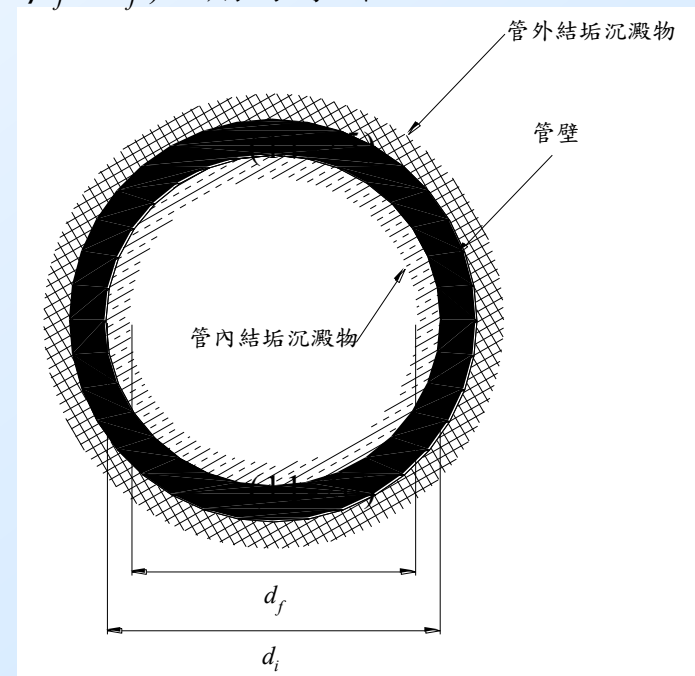
$$\Delta P_f = \frac{4L}{d_f} \cdot f_f \cdot \frac{1}{2} \rho u_f^2$$

其中下標 C 與 f 分別代表乾淨與污垢的狀態，如果考慮乾淨與污垢條件下的質量流率為一樣(由 $\dot{m}_C = \dot{m}_f \Rightarrow \frac{\pi}{4} d_i^2 \times \rho_i \times u_i = \frac{\pi}{4} d_f^2 \times \rho_f \times u_f$)，則可導出

$$\frac{\Delta P_f}{\Delta P_C} = \frac{f_f}{f_C} \left(\frac{d_i}{d_f} \right)^5$$

此時的污垢阻抗為

$$r_f = \begin{cases} \frac{\delta_s}{k_f} & \text{若為平板型式} \\ \frac{d_f \ln(d_i/d_f)}{2\pi k_f} & \text{若為圓管型式} \end{cases}$$

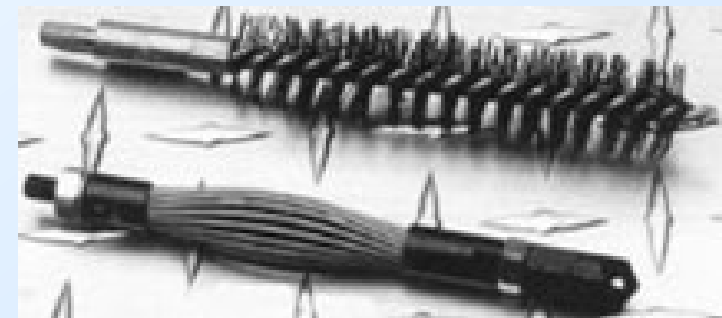


除垢方法簡介

● 增加過濾裝置

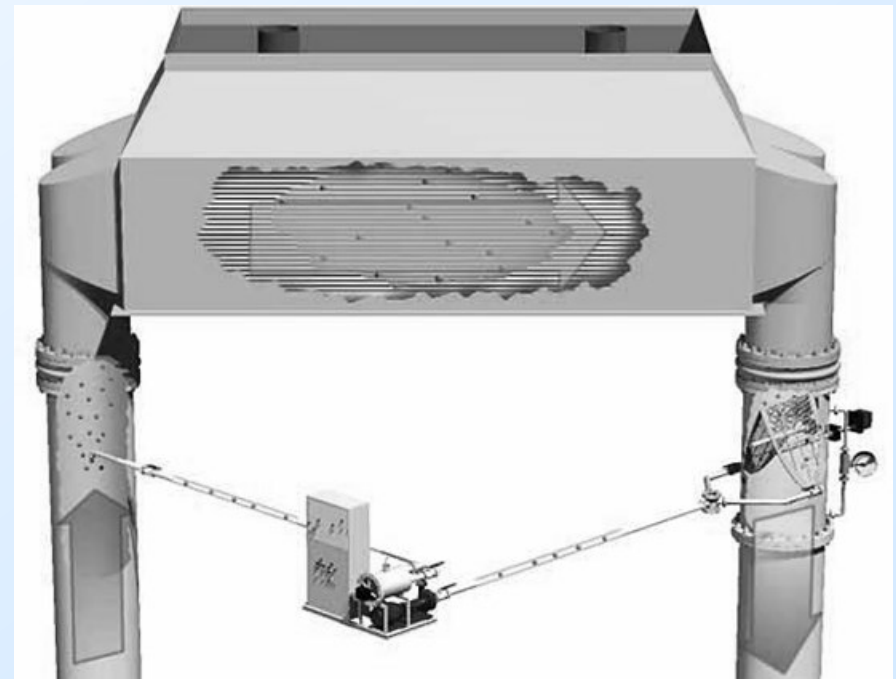
● 停機後的機械清理方式

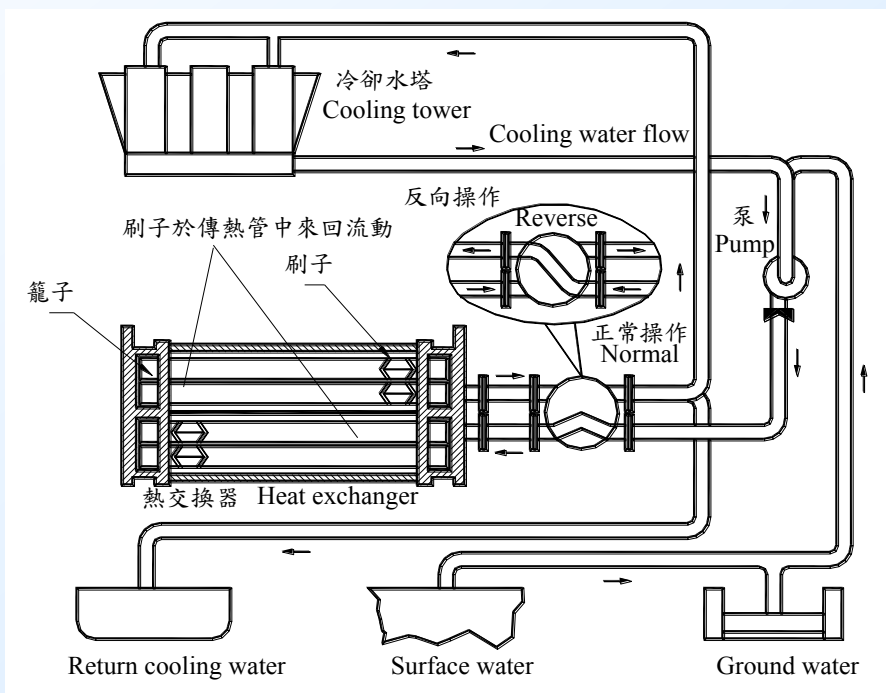
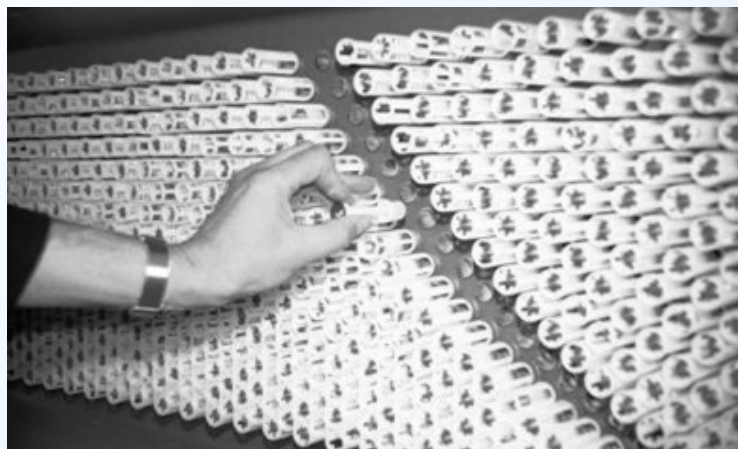
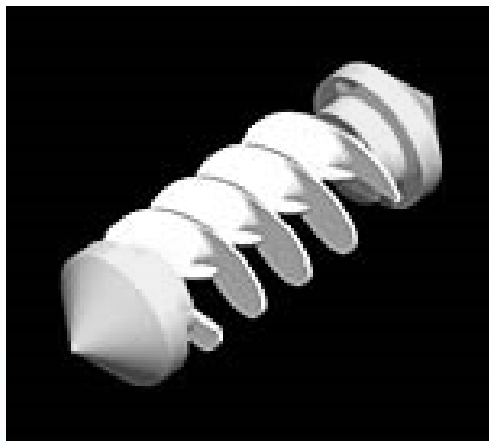
- 毛刷與鋼刷(見圖11-10)。
- 吹灰及水柱沖洗
- 磨蝕粒子(速度需高於 3m/s)
- 超音波振動法
- 空氣噴射



典型非線上之清理方法-毛刷、鋼刷
(Courtesy of Consolidated Restoration Systems Inc.)

- 化學防垢處理
- 線上之機械清洗方式(可應用於無法使用化學處理方式之製程中)
 - 橡膠棉球
 - 刷子及籠子
 - 增加水流速度
 - 內部增加插入物
 - 改變溫度分布
 - 利用磁場
 - 電磁式除垢器
 - 電子式電脈動感應式：
 - 改變熱交換器材質
 - 改變加熱模式

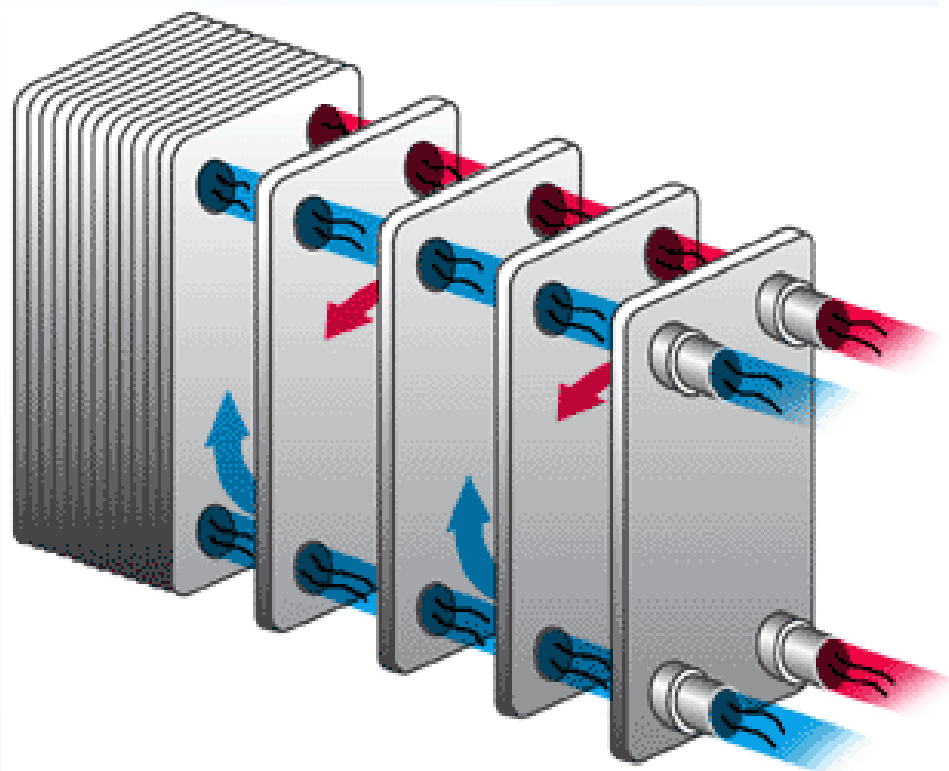




- 生物結垢之消除方法
 - 氧化控制技術(oxidization techniques)
 - 熱處理控制技術(thermal treatments)
 - 照射技術(irradiation techniques)
 - 離子沉澱技術(ion deposition techniques)



板式熱交換器





板式熱交換器板式熱交換器的優點

- 易清潔、檢查及保養。
- 可隨負載而增減熱傳面積→藉由板片數、板片大小、板片型式、流場安排等因素之變化(針對組合式而言，硬焊式無此優點)。
- 低污垢阻抗→因內部流場通常是在高度紊流情況下，故其污垢阻抗只有殼管式之**10~25%**。
- 熱傳面積大→具高熱傳係數、低污垢阻抗、純逆向流動，故在同熱傳量下，熱傳面積約為殼管式之**1/2~1/3**。
- 低成本。
- 體積小→同熱傳量下，體積約為殼管式之**1/4~1/5**。
- 重量輕→在相同熱傳量下，重量約為殼管式之**1/2**。
- 流體滯留時間短且混合佳→可達到均勻之熱交換。
- 容積小→含液量少、快速反應、製程易控制。
- 熱力性能高→溫度回復率可達**1°C**，有效度可達**93%**。
- 無殼管式中流體所引起之振動、噪音、熱應力及入口沖擊等問題。
- 適合液對液之熱交換、需要均勻加熱、快速加熱或冷卻之場合。

板片之構造及板式熱交換器工作原理

- (a)洗衣板式(washboard)
- (b)Z字型(zig-zag)
- (c)山型紋(chevron or herringbone)
- (d)突出及凹入式(protrusions and depressions)
- (e) 二次起伏之洗衣板式(washboard with second corrugation) ,
- (f) 傾斜式洗衣板式(oblique washboard)。

不過在公開的測試資料中，以(c) 山型紋的資料較多。

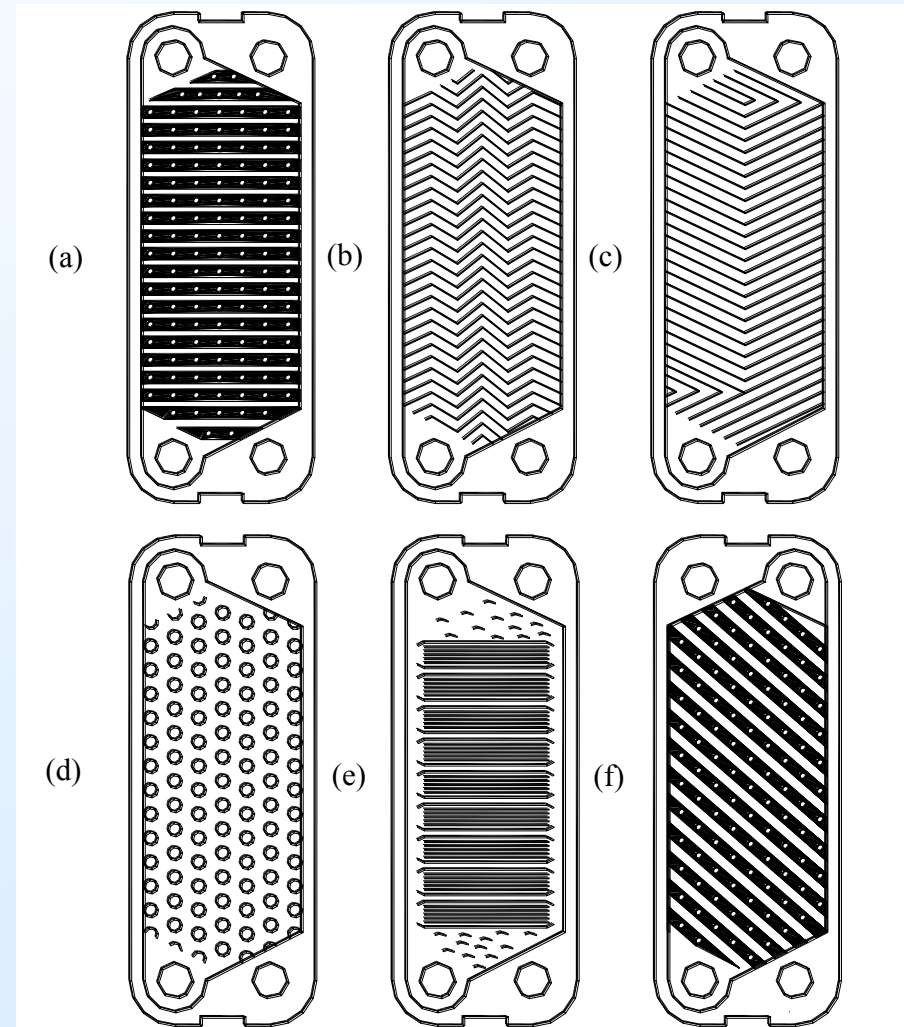
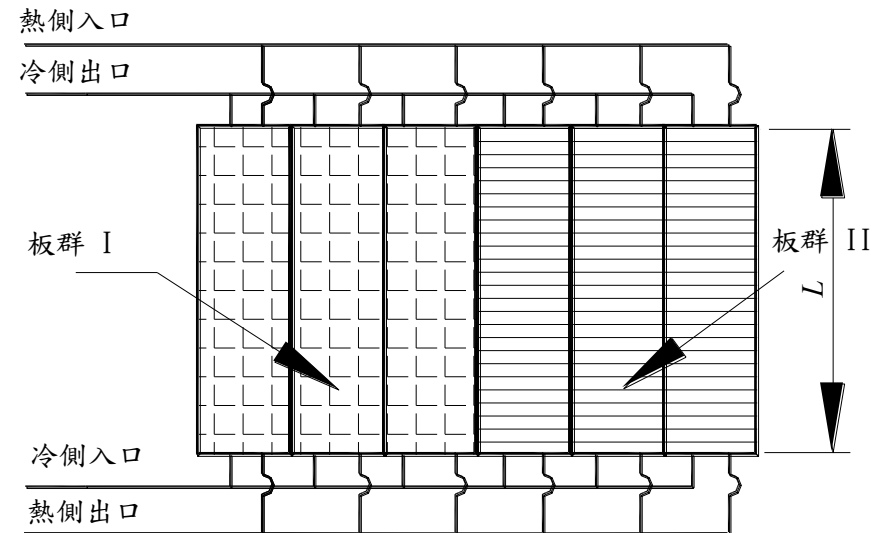
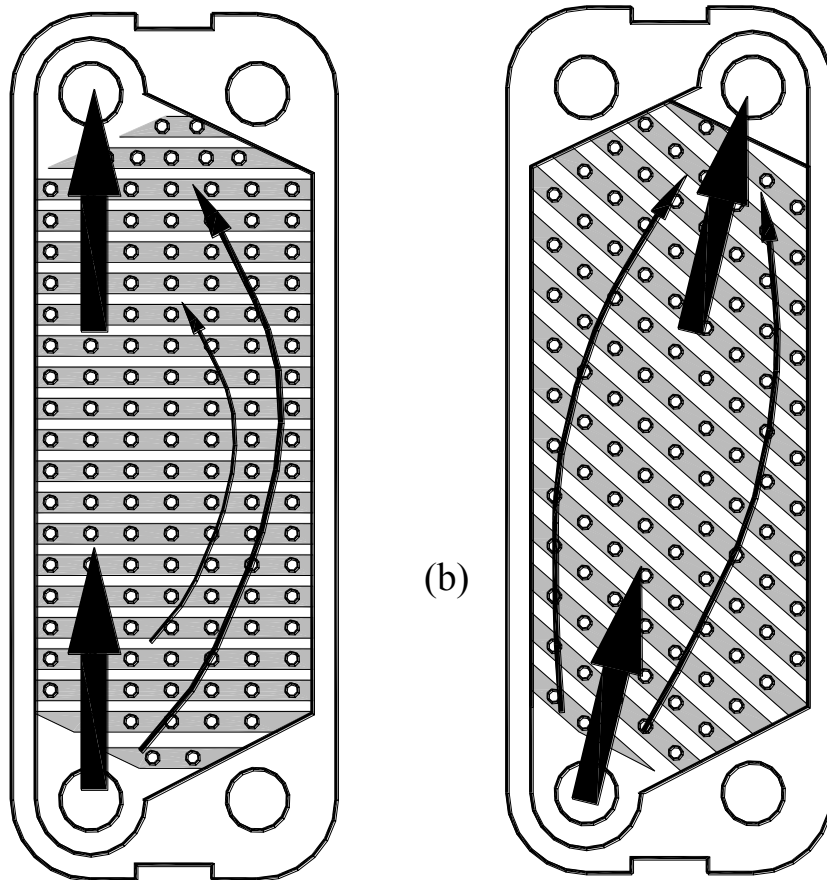


表 10-1 板式熱交換器之一般性能表

項 目	規 格
最大表面積	2500 m ²
板片數	3 ~ 700
出入口尺寸	400 mm (max)
板片厚度	0.3 ~ 1.2 mm
板片大小	0.03 ~ 3.6 m ²
板片間距	1.5 ~ 5 mm
板片寬度	0.05 ~ 5 m
工作壓力	0.1 ~ 2.5 MPa
工作溫度	-40 ~ 260°C
最大流速	6 m/s
通道流量	0.05 ~ 12.5 m ³ /h
溫度回復	1°C
效率	93 % (最大)
熱傳係數	3000 – 7000 W/m ² ·K

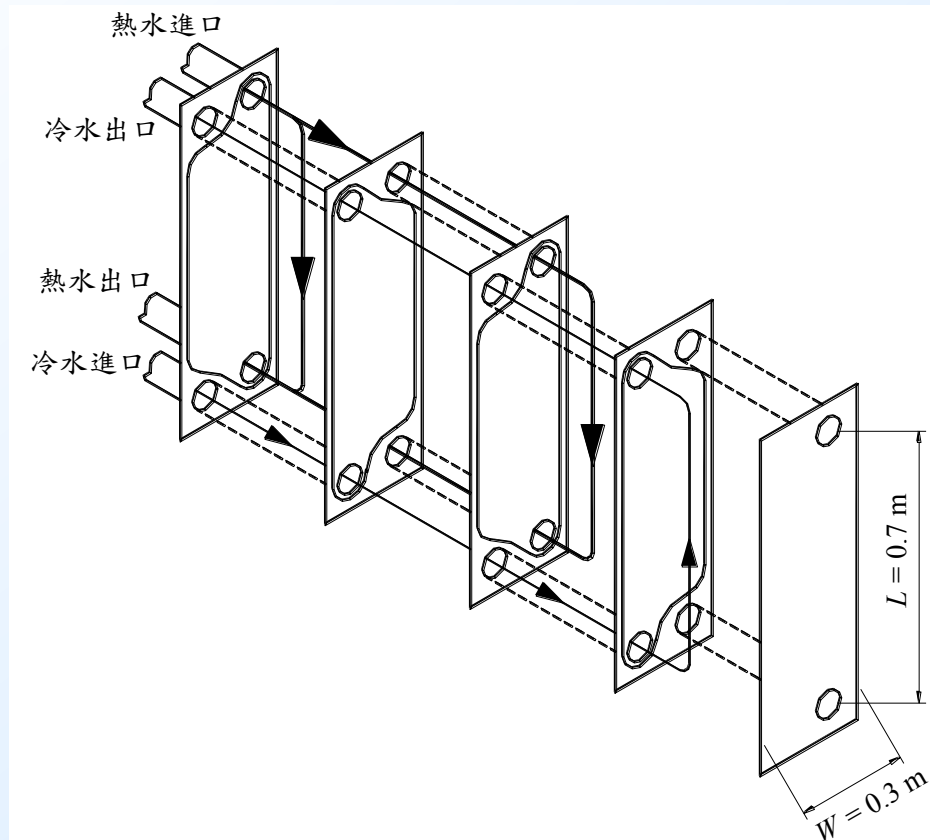
不均勻流動對板式熱交換器的的影響

- 流道內的不均勻效應(within channel flow mal-distribution)。
- 進出口引起的不均勻效應(manifold-induced flow mal-distribution)。
- 不同板片型式的不均勻效應(channel-to-channel mal-distribution)



● 板式熱交換器，一般習慣使用 P-NTU 法分析，文獻資料亦多提供相關圖表。

一板式熱交換器，熱側入水溫度為 70°C ，冷側入水溫度為 20°C ，比熱分別為 $4191 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ 與 $4181 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ ，板片的長寬度分別為 0.4 m 與 0.6 m ，熱水與冷水的流量分別為 25 kg/s 與 25 kg/s ，總熱傳係數為 $4000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ 。板片安排型式為1-1逆向流動安排，板片數目為101片，估算總熱傳量為何？





基本解法可使用 ε -NTU法或是 UA -LMTD- F ，但是不管是使用那一個方法，都需先使用表10-2的方程式，由 P -NTU算出 P 後再去算 ε 或 F 。

在此假設冷側為 (1) 而熱側為 (2)

每一片的熱交換器面積 $A_p = W \times L = 0.3 \times 0.7 = 0.21 \text{ m}^2$

請特別注意，一般習慣上，板式熱交換器板片的面積都不考慮真正的總面積(亦即凹凸部份的面積不予考慮)，而是將板片視為一平板的投影面積(projected area)。因此總熱傳面積為 $A = (N_p - 1) \times A_p$ 。請特別注意 $N_p - 1$ 的原因，是因為板式熱交換器的第一片與最後一片板片中，另外一側並不是有效的熱傳面積。

因此 $A = (N_p - 1) \times A_p = (101 - 1) \times 0.21 = 21 \text{ m}^2$

$$\therefore UA = 4000 \times 21 = 84000 \text{ W/K}$$

$$C_1 = \dot{m}_c c_{p,c} = 25 \times 4181 = 104525 \text{ W/K}$$

$$NTU_1 = UA/C_1 = 84000/104525 = 0.8036$$

由於板片數大於40，且為逆向流動型式，可使用表10-2的方程式；請注意本例的 $R_1 = C_1/C_2 \approx 1$ ；故要選取式10-17的例外方程式；即

$$P_1 = \frac{NTU_1}{1 + NTU_1} = \frac{0.8036}{1 + 0.8036} = 0.4456$$

再由式10-3可知本例的 $\varepsilon = P_1 = 0.4456$

$$\text{又 } Q_{\max} = C_{\min} \Delta_o = C_1 \Delta_o = 104525 \times (70 - 20) = 522625 \text{ W} \approx 5226 \text{ kW}$$

$$\text{因此 } Q = \varepsilon Q_{\max} = 0.4456 \times 5226 = 2329 \text{ kW}$$



End of 2nd Talk,
Questions?



附錄 鰭管式熱交換器性能計算

鰭管式熱交換器介紹

□熱交換器(heat exchanger)是一種熱能傳遞的裝置，藉由熱傳導(heat conduction)，熱對流(heat convection)和熱輻射(heat radiation)等三種熱傳現象，使兩種(或多種)不同溫度的流體得以彼此交換能量，達到熱量傳遞的目的。一般空調設備有兩個重要的熱交換器：冷凝器(condenser)和蒸發器(evaporator)，做為管內冷媒和盤管外面空氣的熱量傳遞工具。空調設備為了增加熱傳面積，在熱交換的設計上，往往有鰭片(fin)附著於銅管上，稱為鰭片(管)式熱交換器(fin-and-tube heat exchanger)。

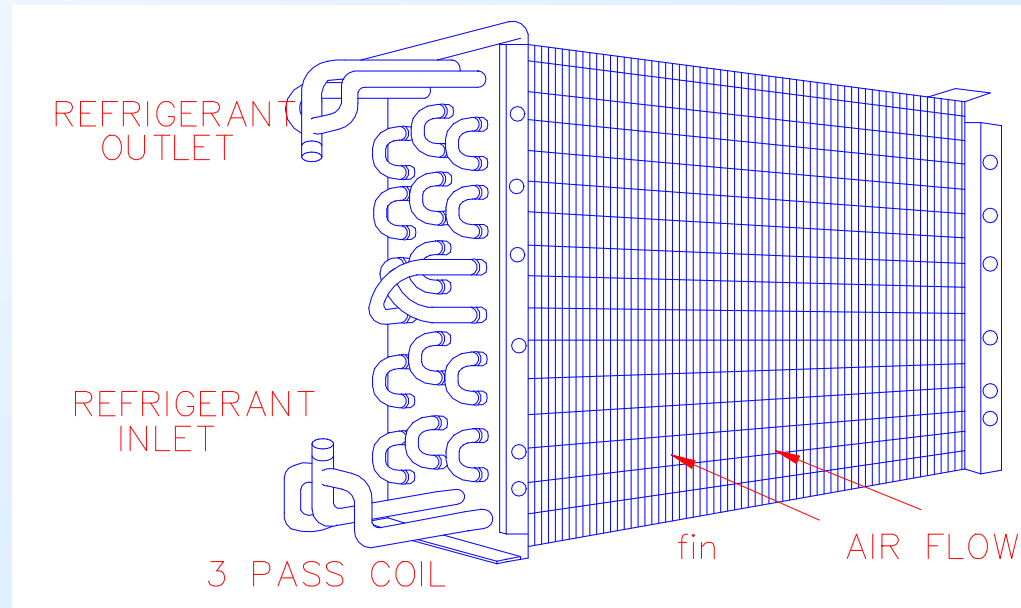
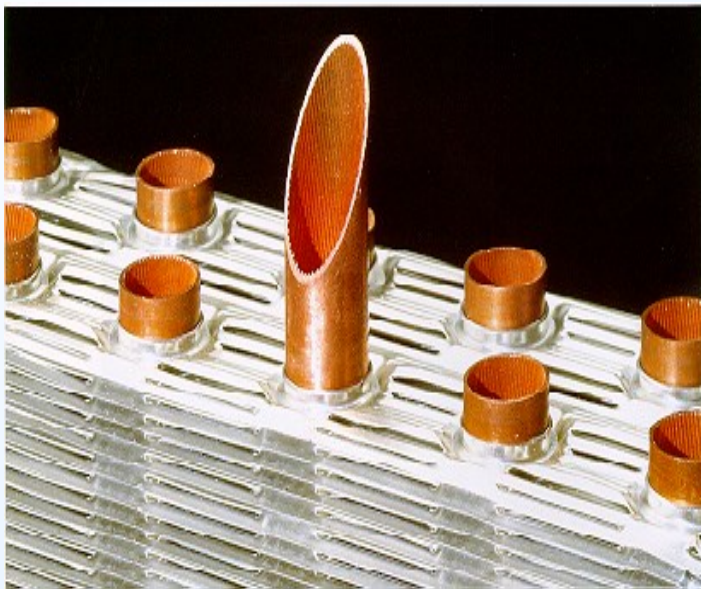


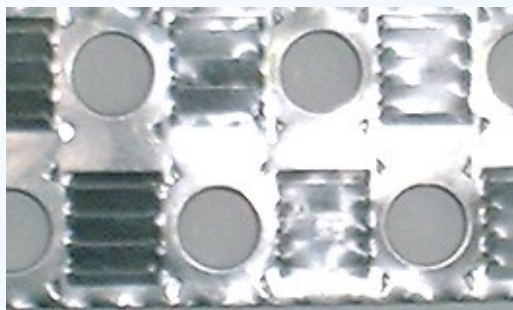
Fig.鰭管式熱交換器示意圖

鰭片幾何形狀

波浪鰭片
(wavy)



百葉窗鰭片
—單向開口
(louver)



裂口式鰭片
—單向開口
(slit)



複合百葉窗
鰭片—
convex
louver

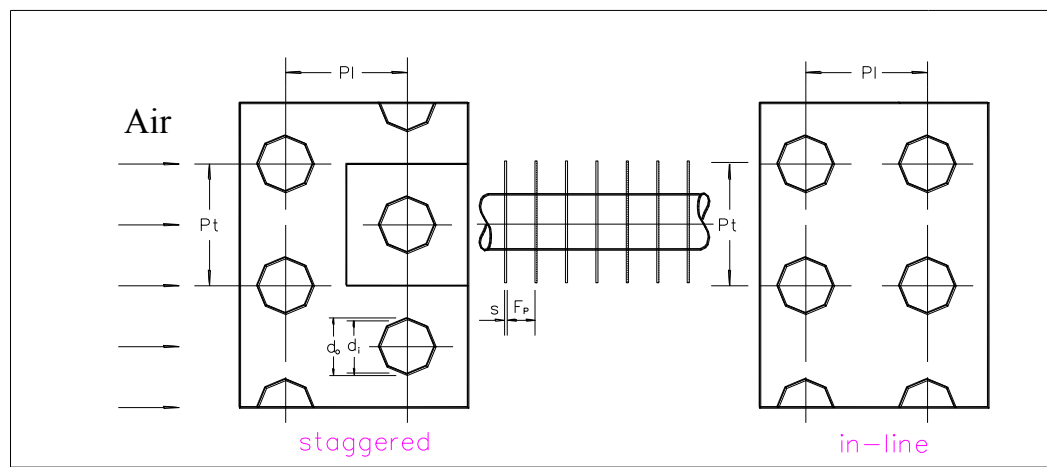
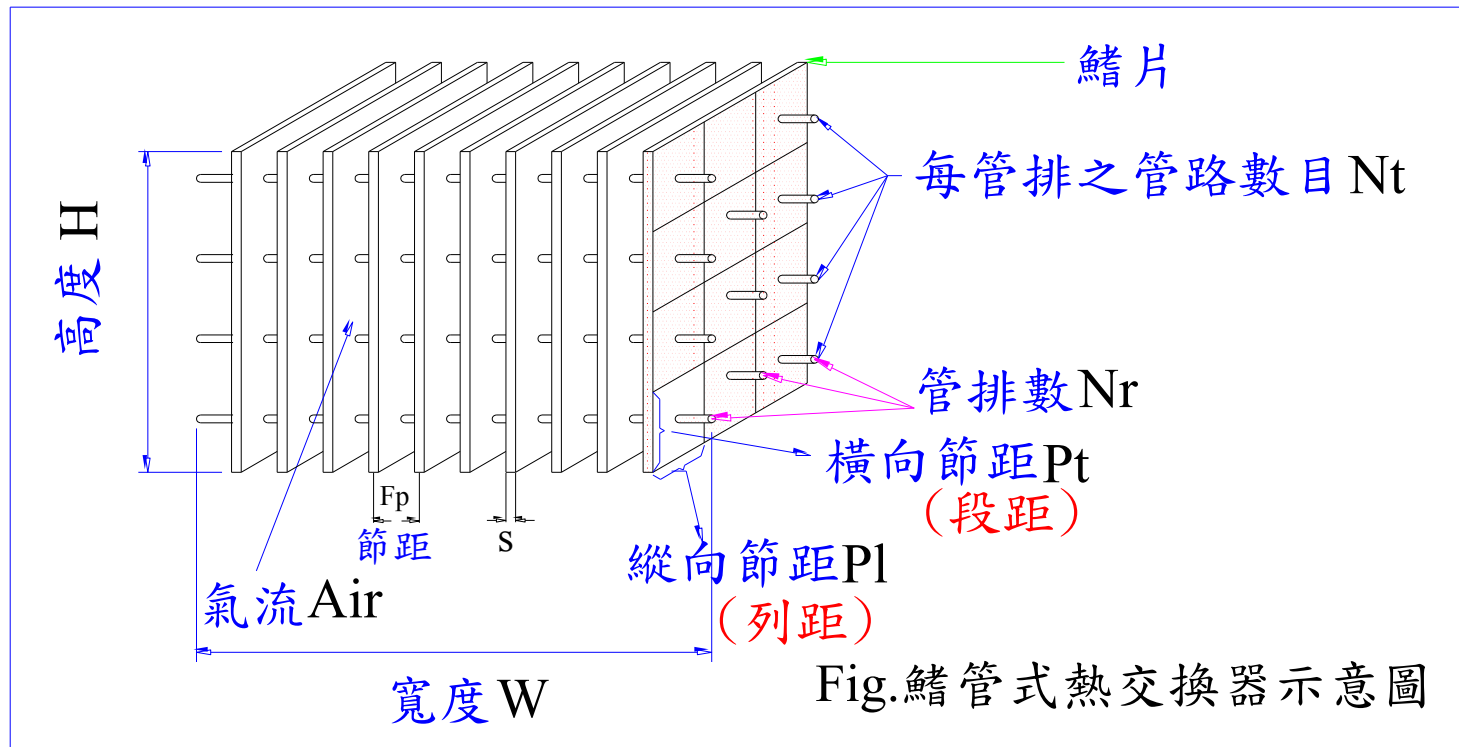


百葉窗鰭片
—雙向開口
(louver)



裂口式鰭片
—雙向開口
(slit)

鰭管式熱交換器幾何尺寸



鰭管式熱交換器幾何尺寸(Cont.)

A_p = 管壁面積(m^2)

A_t = 裸管面積 (m^2)(primary surface)

A_f = 鰭片面積(m^2)(secondary surface)

A_o = 空氣側熱傳面積 (m^2)

$$= A_t + A_f$$

A_i = 內管壁面積(m^2)

W = 熱交換器有效寬度(m)

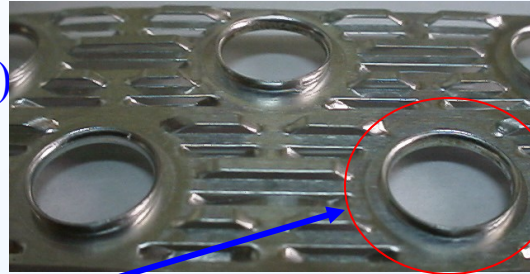
H = 熱交換器高度(m)

F_p = 鰭片節距(mm)

δ_f = 鰭片厚度(mm)

P_t = 段距

P_l = 列距



d_c = 包含頸領(collar)之管徑(m)

$$(d_c = d_o + 2 * \delta_f)$$

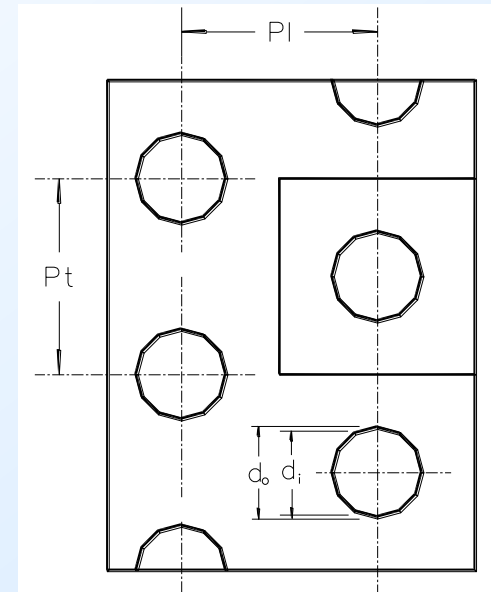
N_F = 鰭片數目(= W/F_p)

N_T = 每排管之段數(tube number)

N_R = 管排數(row number)

A_c = 最小空氣流道面積 (m^2)(minimum free flow area)

A_{fr} = 熱交換器正向截面積(m^2)(= $W * H$)



鰭管式熱交換器幾何尺寸(Cont.)

例題：一連續型平板鰭片型式之鰭管式熱交換器，熱交換器的幾何尺寸如下：

寬度 $W = 595 \text{ mm}$ ；高度 $H = 355 \text{ mm}$

管排數 $N_R = 1$

含頸領的外徑 $d_c = 10.34 \text{ mm}$ ；($d_i = 9.29 \text{ mm}$)

鰭片厚度 $\delta_f = 0.12 \text{ mm}$

鰭片節距 $F_p = 1.28 \text{ mm}$

鰭片的橫向節距 $P_t = 25.4 \text{ mm}$

鰭片的縱向節距 $P_l = 22 \text{ mm}$

解答：

(1) 熱交換器正向面積： $A_{fr} = W * H = 0.595 \times 0.355 = 0.2112 \text{ m}^2$

(2) 收縮比(contraction area) (σ)： $\sigma = A_c / A_{fr}$

所以必須先算 A_c ：最小空氣流道面積 (minimum free flow area)

所以熱交換器每列的管數 N_T 為 $(0.355 / 0.0254) = 14$ 支

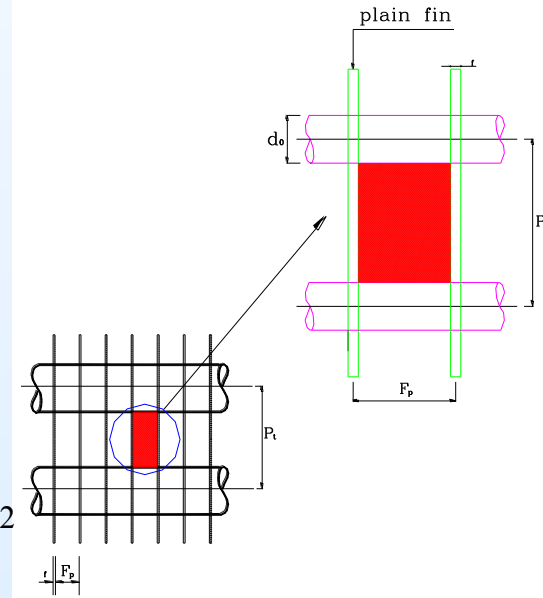
由於熱交換器鰭片間距為 0.00128 m

所以熱交換器鰭片片數 $N_F = (0.595 / 0.00128) \approx 465$ 片

$A_c = A_{fr} - N_T \times (d_c \times W + N_F \times \delta_f \times (P_t - d_c))$ {請參考上圖}

$= 0.2112 - 14 \times (0.01034 \times 0.595 + 465 \times 0.00012 \times (0.0254 - 0.01034)) = 0.1143 \text{ m}^2$

$\therefore \sigma = A_c / A_{fr} = 0.1143 / 0.2112 = 0.541$





鰭管式熱交換器幾何尺寸(Cont.)

(3) 鰭片面積 A_f

$$\begin{aligned} A_f &= 2 \times N_F \times (P_l \times H - \pi/4 \times d_c^2 \times N_T) \times N_R + 2 \times \delta_f \times N_F \times (H + P_l \times N_R) \\ &= 2 \times 465 \times (0.022 \times 0.355 - \pi/4 \times 0.01034^2 \times 14) \times 1 \\ &\quad + 2 \times 0.00012 \times 465 \times (0.355 + 0.022 \times 1) = 6.21 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

(4) 裸管面積 A_t

$$\begin{aligned} A_t &= \pi \times d_c \times (W - N_F \times \delta_f) \times N_T \times N_R \\ &= \pi \times 0.01034 \times (0.595 - 0.465 \times 0.00012) \times 14 \times 1 = 0.245 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

(5) 空氣側熱傳面積： $A_o = A_f + A_t$

$$A_o = A_f + A_t = 6.21 + 0.245 = 6.455 \text{ m}^2$$

注意本例中，鰭片的面積佔總面積的 96.2% !

(6) 內管壁(管側)面積 A_i

$$\begin{aligned} A_i &= \pi \times d_i \times W \times N_T \times N_R \\ &= \pi \times 0.00929 \times 0.595 \times 14 \times 1 = 0.243 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

(7) 面積比 $A_o / A_i = 6.455 / 0.243 = 26.56$

本例中，空氣側面積是冷媒側面積的 26.56 倍 !

(8) 管壁平均面積 A_p

$$\begin{aligned} A_p &= \pi \times W \times N_T \times N_R \times (d_c - d_i) / \ln(d_c / d_i) \\ &= \pi \times 0.595 \times 14 \times 1 \times (0.01034 - 0.00929) / \ln(0.01034 / 0.00929) = 0.256 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

鰭片效率(fin efficiency)經驗式

□ 鰭片效率方法是以Schmidt (1949)法為主，說明如下：

1. 鰭片表面有效性 η_s 定義為
$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f)$$

2. 鰭片效率 η_f 為
$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi}$$

其中 $m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f \delta_f}}$, k_f = 鰭片熱傳導係數 , δ_f = 鰭片厚度

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln(R_{eq}/r) \right]$$
 , R_{eq} = 矩形鰭片等效半徑 , r = 圓管半徑

不同的排列方與 R_{eq}/r 的關係如下：

(i) 對齊排列(in-line)
$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.28 \frac{X_M}{r} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.2 \right)^{1/2}, X_M = \frac{P_t}{2}, X_L = \frac{P_\ell}{2}$$

(ii) 交錯排列(staggered)
$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{1/2}, X_M = \frac{P_t}{2}, X_L = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{P_t}{2} \right)^2 + P_\ell^2}$$

空氣側壓降之計算與分析(Cont.)

□ 流經熱交換器的壓降可分為如下4個部分：

$$\Delta P = \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_e$$

其中：(a) ΔP_i 為流入熱交換器時因流道變小所造成的壓降。

(b) ΔP_f 為流體經過熱交換器的摩擦壓降。

(c) ΔP_a 為流體因密度變化引起速度改變所造成的壓降。

(d) ΔP_e 為流出熱交換器時因流道變大所造成的壓降。

(此段因流道變大，速度變小，故(d)項部分的壓降為一壓升)

Kays and London (1984)提出的壓降關係式如下：

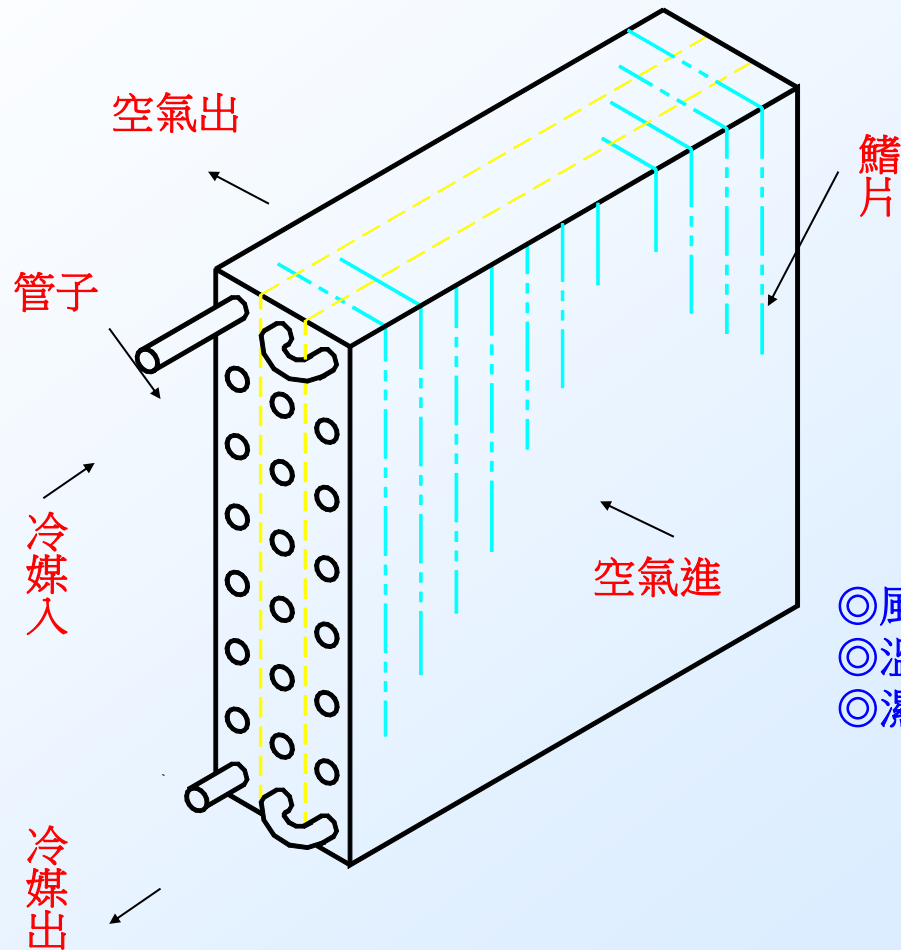
$$\Delta P = \frac{G_c^2}{2} \left[\frac{(1 - \sigma^2 + K_c)}{\rho_1} + \frac{f}{\rho_m} \frac{A_o}{A_c} + 2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) - \frac{(1 - \sigma^2 - K_e)}{\rho_2} \right]$$

其中 σ 為截縮比率 (contraction ratio)，為最小空氣流量面積 (minimum free flow area)， ρ_1 、 ρ_2 分別為空氣進口和出口的密度， ρ_m 為空氣平均密度， K_c 為進口壓降係數 (entrance pressure loss coefficient)， K_e 為出口壓降係數 (exit pressure loss coefficient)， f 為空氣的摩擦因子 (friction factor)。

熱交換器性能參數

- ◎管子種類
- ◎管徑大小
- ◎管子材質
- ◎管排多寡
- ◎排列方式

- ◎冷媒種類
- ◎質量流率
- ◎壓力
- ◎溫度



- ◎鰭片型式
- ◎鰭片厚度
- ◎鰭片密度
- ◎鰭片材料
- ◎鰭片表面處理
- ◎鰭片和管子結合方式

- ◎風速大小
- ◎溫度
- ◎濕度

冷凝器熱傳計算

- 氣冷式冷凝器的散熱過程是由空氣通過鰭片表面，與管內的高溫高壓冷媒進行熱交換。
- 管內冷媒流體狀態的變化如圖所示，冷媒由壓縮機出口後，以高溫高壓氣態進入冷凝器與空氣進行熱交換，稱為**過熱段 (superheated section)**。然後開始凝結過程，冷媒蒸汽逐漸冷凝成液態，此時流體溫度維持飽和溫度，稱為**飽和段 (saturated section)**。飽和段的流體狀態為氣液混合的兩相狀態 (two phase flow)，其熱傳現象為潛熱 (latent heat) 的變化，是為冷凝器主要的散熱區段。當冷媒完全液化後，即進入**過冷段 (subcooled section)**，為了確保冷媒液體能夠完全液化及加強冷凝效果，通常會有過冷的設計，而過冷段之熱傳量是整體冷凝器中最小的，此段對冷凝器散熱能力的影響不太大。

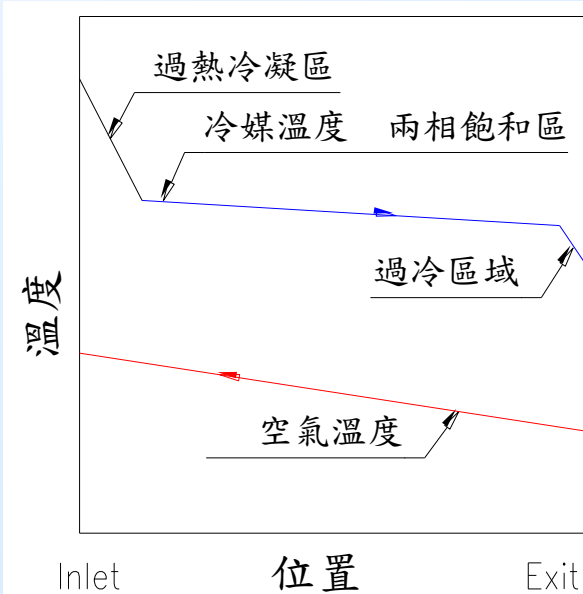
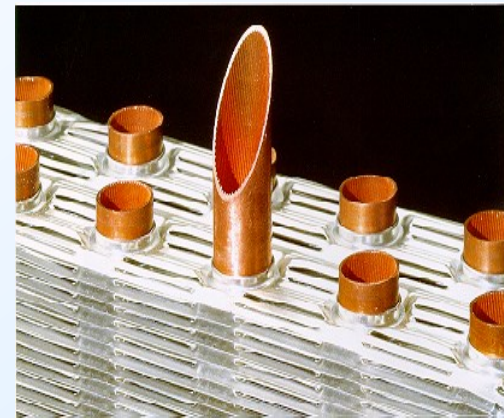
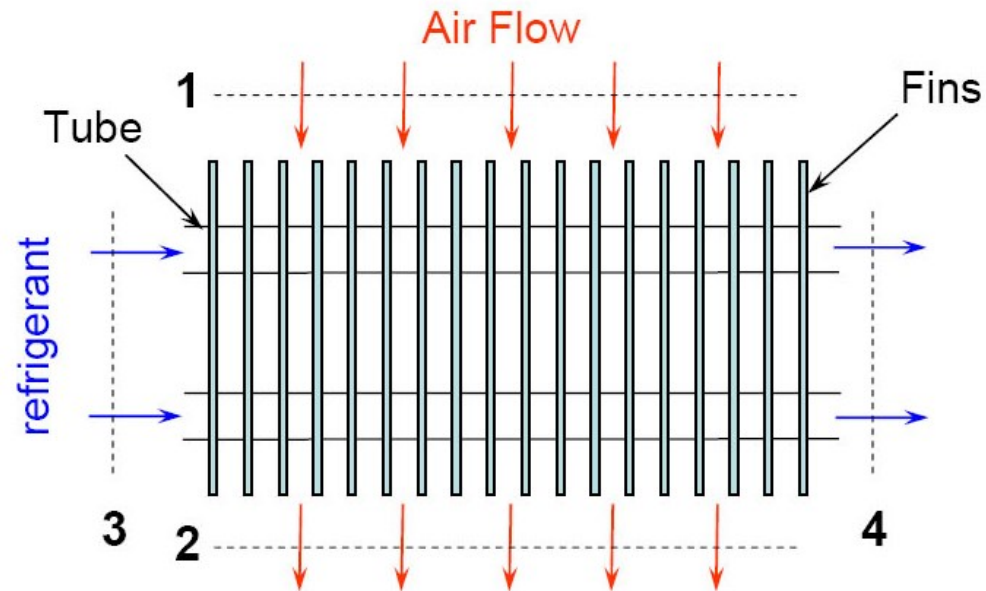
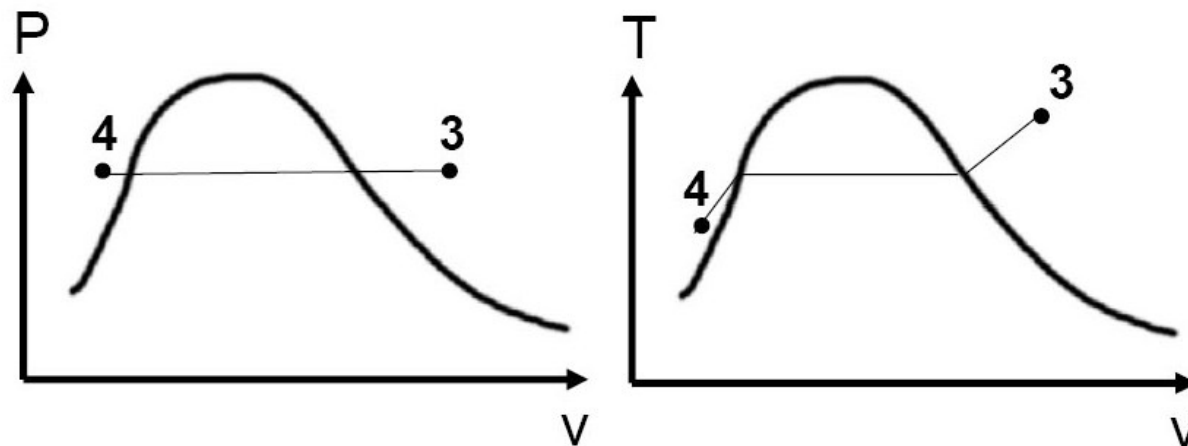


圖1. 冷凝器內冷媒與空氣的溫度變化

冷凝器熱傳計算



Refrigerant Changes



冷凝器熱傳熱傳路徑示意圖

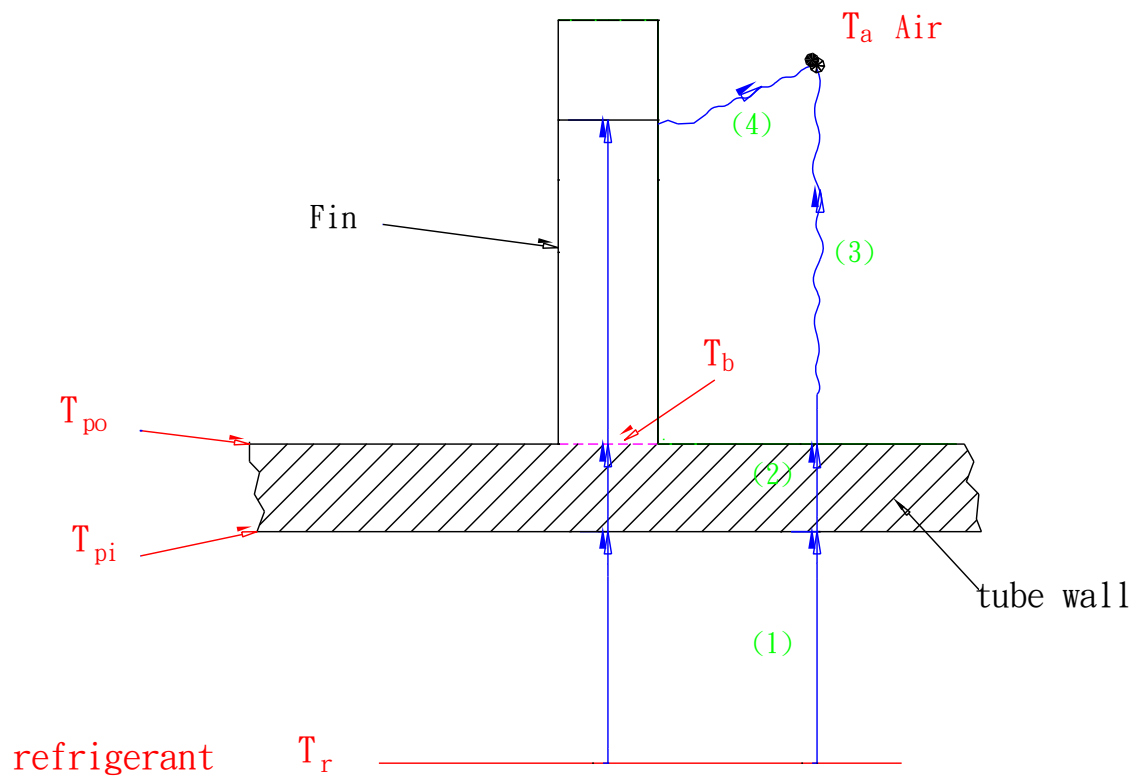


圖2. 冷凝器熱傳路徑示意圖(冷媒側至空氣)

冷凝器熱傳計算(Cont.)

► 冷凝器的熱傳量可用 ε - NTU 方法進行合理估算，熱傳量可表示：

$$\dot{Q}_{cond} = \varepsilon C_{min}(T_{h1} - T_{c1})$$

其中 C_{min} 為空氣與冷媒兩者之間熱容量(heat capacity)較小者， T_{h1} 和 T_{c1} 分別為冷媒和空氣的進口溫度。 ε 稱為有效性(effectiveness)，可表示為 NTU (傳遞單位，number of transfer units)、和流體流動型態的函數。

$$NTU \equiv UA / C_{min}$$

► 上式中 UA 為總熱傳係數與熱傳面積的乘積，可表示成：

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_o \eta_s A_o} + \frac{X_p}{k_p A_p} + \frac{1}{h_i A_i}$$

其中 $X_p / k_p A_p$ 表示管壁阻抗，其值僅佔總阻抗的1%左右，通常可忽略不計。 h_o 、 h_i 和 η_s 分別為空氣側熱傳係數、管側熱傳係數和鰭片表面有效性。Wang(2000)針對不同鰭片型式、熱交換器幾何形狀及空氣雷諾數(Reynolds number)等參數關係，提出完整的 h_o 經驗公式。

冷凝器熱傳計算(Cont.)

➤單相流體的熱傳係數計算採Gnielinski Correlation (1976) 經驗式：

$$Nu = \frac{(\text{Re}_{D_i} - 1000) \text{Pr}_f (f / 2)}{1 + 12.7 \sqrt{f / 2} (\text{Pr}_f^{2/3} - 1)} \quad \text{其中} \quad f = \left(1.58 \ln(\text{Re}_{D_i}) - 3.28 \right)^{-2}$$

$$h_i = \frac{Nu \times k_i}{D_i} \quad \text{其中 } k_i = \text{冷媒熱傳導係數}, D_i = \text{熱傳管內直徑}$$

➤上兩相流體的熱傳係數採Shah (1979) 經驗式：

$$h_i = h_l \left[(1 - x)^{0.8} + \frac{3.8 x^{0.76} (1 - x)^{0.04}}{P_r^{0.38}} \right]$$

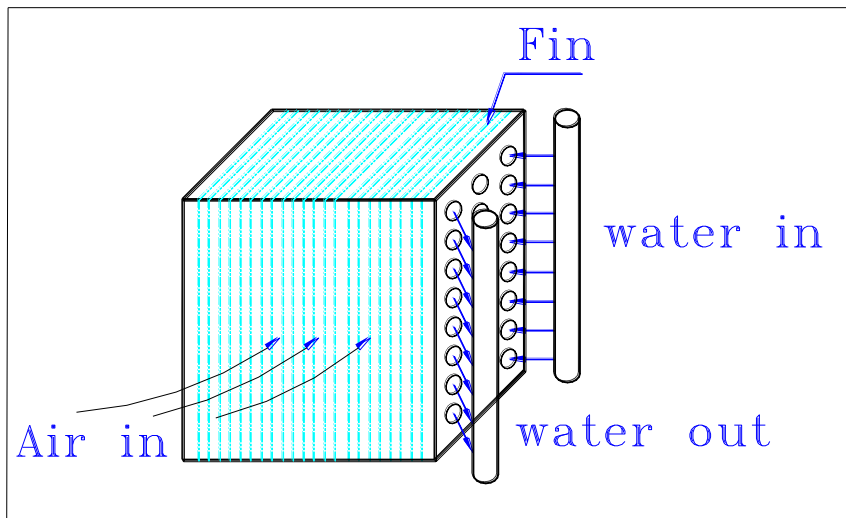
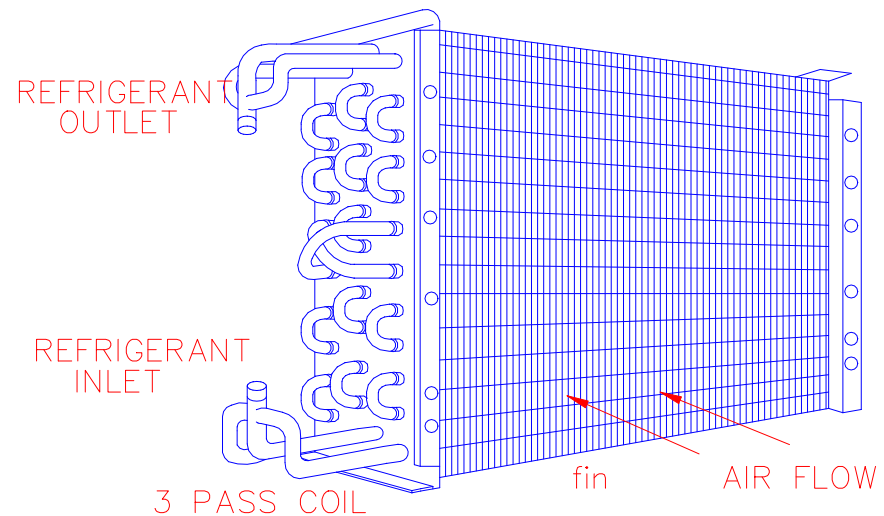
其中其中 P_r 稱為減低壓力(reduced pressure)，為飽和壓力與臨界壓力之比值。 x 為氣體乾度(vapor quality)，而 h_l 為單相流體的熱傳係數，可由前述的Gnielinski correlation (1976)求得。

➤鰭片效率方法是以Schmidt (1949)方法來估算。

氣冷式熱交換器熱傳計算案例一

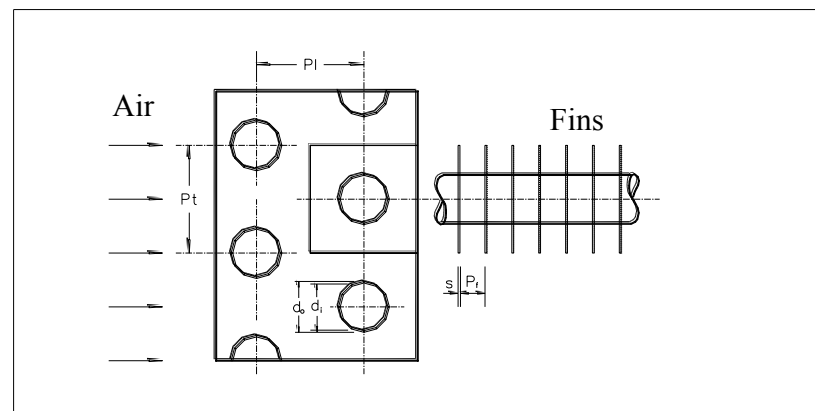
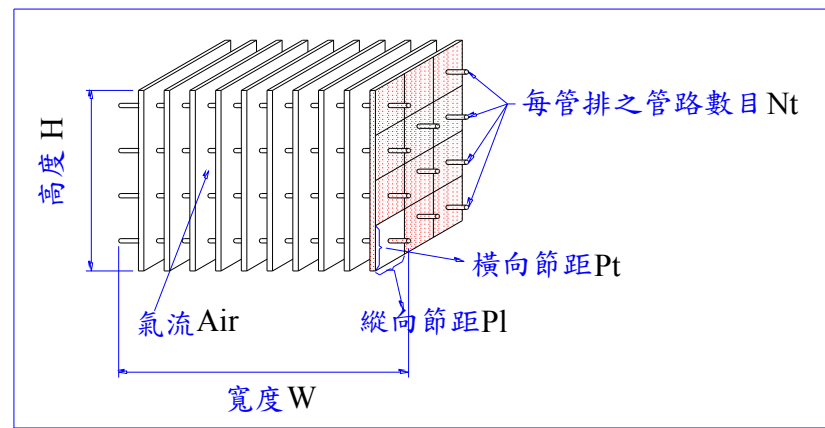
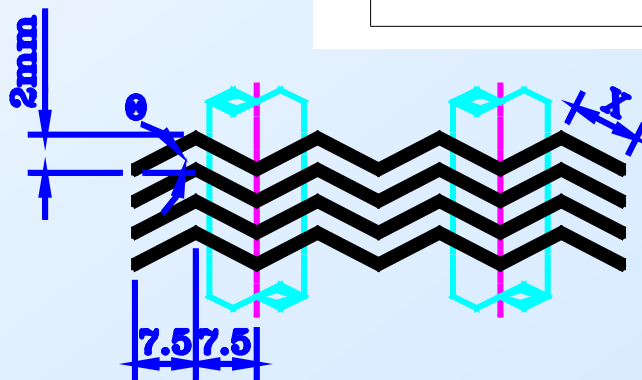
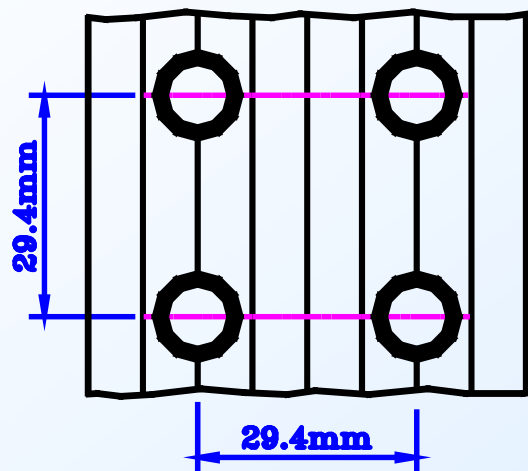
1. 設計條件(sizing 問題)：

- (1) 鰭管式熱交換器如圖所示。
- (2) 進口水流量：43 l/min。
- (3) 管內側熱水進口溫度分別為 160°C 。
- (4) 空氣進口溫度 35°C 。
- (5) 散熱能力：120 kW。
- (6) 送風機風量 (加管排120 CMM)



2. 鰭片幾何形狀如圖2所示

HX尺寸(mm)	W600*H941
管徑(mm)	9.52 ($d_o=10.04$; $d_i=9.34$)
鰭片型式	Wavy fin
$F_p*P_t*P_l$ (mm)	3.53*29.4*29.4
段數*列數	$N_t=32$ ($941/29.4=32$) $N_r=?$





流體熱力性質

1. 管內側熱水流量

(1) $\dot{Q} = 43 \text{ l/min}$

$$\begin{aligned}\text{熱水總流量 } \dot{m}_w &= \dot{Q} \cdot \rho_f \\ &= 43 \times \frac{10^{-3}}{60} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \times 907.5 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \\ &= 0.6504 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

(2) Number of tubes per row $N_T = 32$

所以每根熱交換器銅管的流量：

$$\dot{m}_f = 0.6504 / 32 = 0.0203 \text{ kg/s}$$

(3) 銅管內熱水流速 V_f

$$\begin{aligned}\dot{m}_f &= \rho_f \cdot A \cdot V_f \Rightarrow 0.0203 = (907.5) \cdot \frac{\pi(0.00934)^2}{4} \cdot V_f \\ &\Rightarrow V_f = 0.327 \text{ m/s}\end{aligned}$$

管內 160°C 熱水	35°C 空氣的熱力性質
$\rho_f = 907.5 \text{ kg/m}^3$	$\rho_a = 1.145 \text{ kg/m}^3$
$C_{p_f} = 4.34 \text{ kJ/kg-K}$	$C_{p_a} = 1.007 \text{ kJ/kg-K}$
$\mu_f = 167 \times 10^{-6} \text{ N-s/m}^2$	$\mu_a = 188.7 \times 10^{-7} \text{ N-s/m}^2$
$k_f = 684 \times 10^{-3} \text{ W/m-K}$	$k_a = 26.7 \times 10^{-3} \text{ W/m-K}$
$Pr_f = 1.06$	$Pr_a = 0.71$



2. 管內熱傳係數， h_i

(1) Reynolds number

$$\text{Re}_c = \frac{\rho_f \cdot V_f \cdot d_i}{\mu} = \frac{(907.5)(0.327)(0.00934)}{(167 \times 10^{-6})} = 16591$$

(2) 對平滑管內的熱傳係數(single phase)可以Gnielinski Correlation來計算如下：

$$h_i = \frac{Nu \times k_i}{D_i}$$

$$\text{其中 } Nu = \text{Nusselt Number} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(\text{Re}_c - 1000)\text{Pr}_f}{1 + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{1/2}\left(P_r^{2/3} - 1\right)}$$

其中 f =Fanning friction factor

$$f = (1.58 \ln(\text{Re}_c) - 3.28)^{-2} = (1.58 \ln(16591) - 3.28)^{-2} = 6.68 \times 10^{-3}$$

$$\therefore Nu = \frac{\left(6.86 \times 10^{-3} / 2\right)(16591 - 1000)(1.06)}{1 + 12.7\left(6.86 \times 10^{-3} / 2\right)^{1/2}\left(1.06^{2/3} - 1\right)} = 55.1$$

$$\therefore h_i = \frac{k_f}{d_i} \times Nu = \frac{(684 \times 10^{-3})}{(0.00934)}(55.1) = 4035 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

3. 鰭片幾何形狀計算

(1) 空氣流動正向面積如圖3所示

$$\begin{aligned} \text{最小空氣流動面積(菱形部份)} &= (P_t - d_o) \times (P_f - s) \\ &= (0.0294 - 0.01004)(0.00353 - 0.00012) = 6.602 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

定義流道截縮比率(contraction ratio) σ :

σ = 最小空氣流動面積 / 正向面積

$$\therefore \sigma = \frac{6.602 \times 10^{-5}}{P_t \times P_f} = \frac{6.602 \times 10^{-5}}{(0.0294)(0.00353)} = 0.6361$$

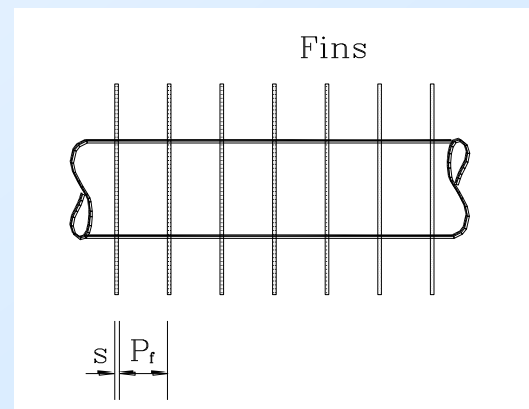
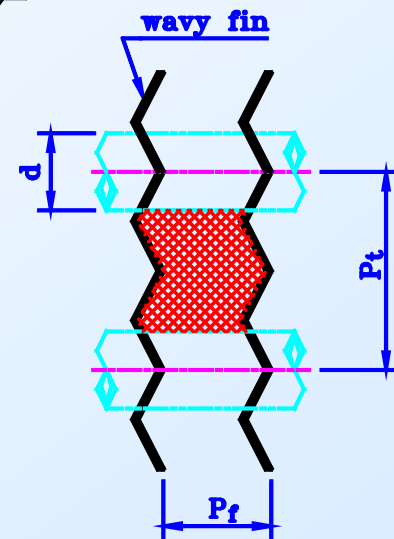
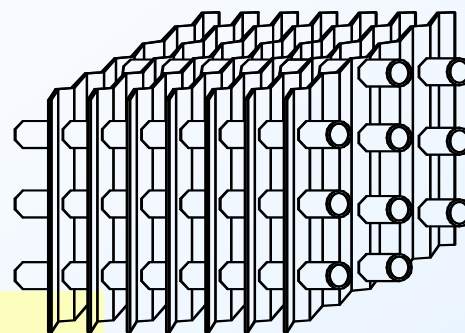
則最小空氣流動面積 $A_c = B \times C \times \sigma$

$$= (0.941)(0.6)(0.6361) = 0.3591 \text{ m}^2$$

(2) 裸管面積(tube area per row) , A_t

$$\begin{aligned} A_t &= N_T \times \pi \times d_o \times C \times (1 - s/P_f) \\ &= (32)(\pi)(0.01004)(0.6)(1 - 0.12/3.53) = 0.5850 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

(3) 鰭片熱傳面積(fin area per row) , A_f

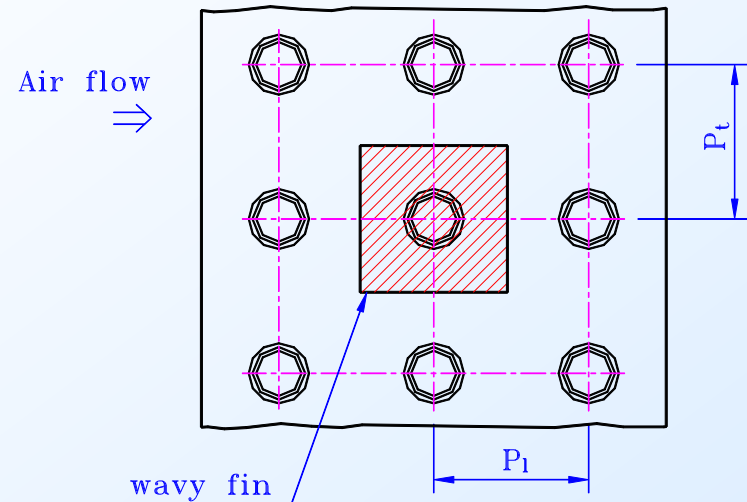


鰭管式熱交換器側視圖，如圖4所示，

所以 fin area per row 可表示如下：

$$A_f = \frac{2 \times C}{P_f} \left(\frac{P_t \times P_l - \frac{\pi d_o^2}{4}}{\cos \theta} \right) \times N_T$$

$$= \frac{2 \times (0.6)}{0.00353} \left(\frac{(0.0294)(0.0294) - \frac{\pi(0.01004)^2}{4}}{0.9662} \right) \times (32) = 8.840 \text{ m}^2$$



(4) 空氣側總熱傳面積 (Air side heat transfer area per row), A_o

$$A_o = A_t + A_f = 0.5850 + 8.840 = 9.425 \text{ m}^2$$

(5) 熱傳面積比值, A_o/A_t

$$A_o/A_t = 9.425/0.5850 = 16.13$$

(6) 管內外熱傳面積比值, A_o/A_i

$$\frac{A_o}{A_i} = \left(\frac{A_o}{A_t} \right) \times \left(\frac{A_t}{A_i} \right) = \left(\frac{A_o}{A_t} \right) \times \left(\frac{d_o}{d_i} \right) = (16.13)(10.04/9.34) = 17.34$$

4. 空氣側熱傳計算

(1) 空氣流量， $\dot{m}_a$

送風機風量 $\dot{Q}_a = 120 \text{ CMM} = 120 \text{ m}^3 / \text{min}$

所以空氣流量 $\dot{m}_a = \rho_a \cdot \dot{Q}_a = 1.145 (\text{kg} / \text{m}^3) \cdot (120 / 60) (\text{kg} / \text{s}) = 2.29 / \text{kg} / \text{s}$

(2) 正向風速， V_{fr}

$\dot{m}_a = \rho_a \cdot V_{fr} \cdot A_{fr}$ ，其中下標 fr 表示正向方向

$\Rightarrow 2.29 = (1.145) V_{fr} (0.941 \times 0.6)$

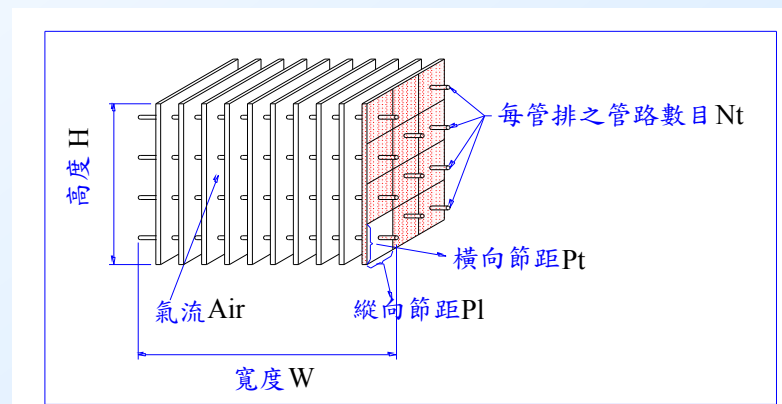
$\therefore V_{fr} = 3.54 \text{ m/s}$

(3) 空氣Reynolds number， Re_a

質量面積流通率(mass flux) G_c ，以最小流道面積 A_c 計算

$$G_c = \dot{m}_a / A_c = 2.29 / 0.3591 = 6.38 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\therefore Re_a = \frac{G_c \cdot d_o}{\mu_a} = \frac{(6.38)(0.01004)}{188.7 \times 10^{-7}} = 3393$$



(4). 空氣側熱傳計算， h_o

根據能資所熱交換器測試資料： Colburn j-factor， $j_s=0.00867$

$$\therefore h_o = j_s \times G_c \times C_{pa} \times \text{Pr}_a^{-2/3} = (0.00867)(6.38)(1007)(0.71)^{-2/3} = 69.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4. 鰭片效率 (fin efficiency)

平行排列的鰭片效率如圖5所示，

$$\text{fin efficiency } \eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi}, \text{ 其中 } m = \left(\frac{2 \times h_o}{k \times s} \right)^{1/2}$$

k ：鰭片熱傳導係數，對鋁質鰭片，在 30°C 時， $k=237 \text{ W/K}$

$$s : \text{fin thickness, } s=0.00012\text{m} \quad \therefore m = \left(\frac{2 \times 69.9}{237 \times 0.00012} \right)^{1/2} = 70.11 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\text{而 } \phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right) \right], \text{ 其中 } \frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \psi (\beta - 0.3)^{1/2}$$

R_{eq} , r 分別為等效半徑和外管半徑，不同的排列方與 R_{eq}/r 的關係如下：

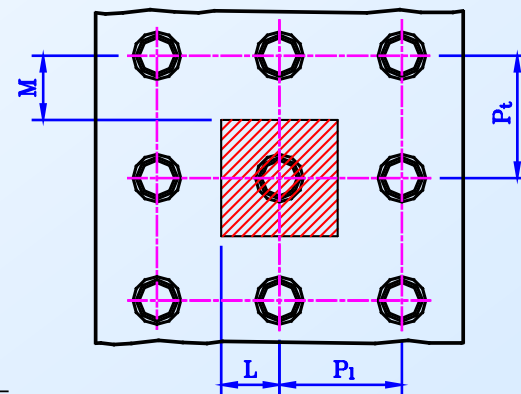
(i) 對齊排列(in-line layout)

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.28 \frac{X_M}{r} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.2 \right)^{1/2}, X_M = \frac{P_t}{2}, X_L = \frac{P_\ell}{2}$$

(ii) 交錯排列(staggered layout)

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{1/2},$$

$$X_M = \frac{P_t}{2}, X_L = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{P_t}{2} \right)^2 + P_\ell^2}$$





$$\psi = X_M/r, \beta = X_L/X_M$$

$$r = 0.01004/2 = 0.00502\text{m}$$

$$X_L = P_l/2 = 0.0294/2 = 0.0147\text{m} ; X_M = P_t/2 = 0.0294/2 = 0.0147\text{m}$$

$$\text{所以 } \psi = X_M/r = 0.0147/0.00502 = 2.9283$$

$$\beta = X_L/X_M = 0.0147/0.0147 = 1$$

$$\text{所以 } R_{eq}/r = 1.27\psi(\beta - 0.3)^{1/2} = 1.27(2.9283)(1 - 0.3)^{1/2} = 3.11$$

$$\text{而 } \phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right) \right] = (3.11 - 1) [1 + 0.35 \ln(3.11)] = 2.95$$

$$\text{所以 fin efficiency } \eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} = \frac{\tanh(70.11 \times 0.00502 \times 2.95)}{70.11 \times 0.00502 \times 2.95} = 0.75$$

$$\text{而 surface effectiveness } \eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) = 1 - (8.84/9.425)(1 - 0.75) = 0.765$$

5. Overall heat transfer coefficient , U_o (neglect wall resistance)

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i} \right) \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o \eta_s}} = \frac{1}{(17.34) \frac{1}{4035} + \frac{1}{(69.9)(0.765)}} = 43.48 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6. 出口溫度如圖6所示

(1) 管內熱水出口溫度

$$\begin{aligned}\text{Cooling capacity } \dot{Q}_c &= 120 \text{ kW} \Rightarrow \dot{Q}_c = \dot{m}_w C_{p_f} \Delta T_w \\ \Rightarrow 120 &= (0.6504)(4.34) \Delta T_w \Rightarrow \Delta T_w = 42.58^\circ\text{C}\end{aligned}$$

熱水進口溫度 $T_{fi} = 160^\circ\text{C}$

所以熱水出口溫度 $T_{fo} = 160^\circ\text{C} - 42.58^\circ\text{C} = 117.42^\circ\text{C}$

(2) 空氣出口溫度

$$\therefore \dot{Q}_c = \dot{m}_a C_{p_a} \Delta T_a \Rightarrow 120 = (2.29)(1.007) \Delta T_a \Rightarrow \Delta T_a = 52^\circ\text{C}$$

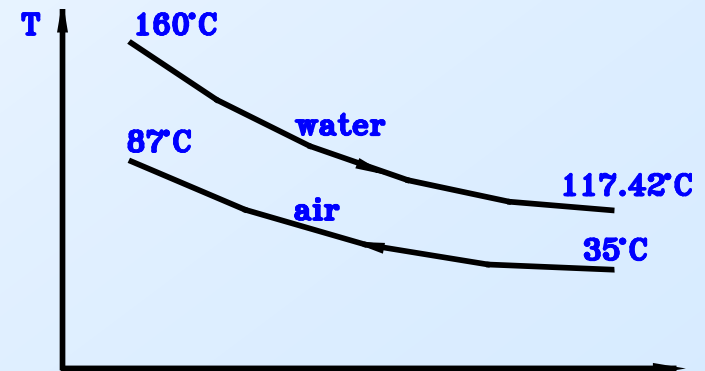
所以空氣進溫度 $T_{ai} = 35^\circ\text{C}$

所以空氣出口溫度 $T_{ao} = 35 + 52 = 87^\circ\text{C}$

7. Number of rows $N_r = ?$

(1) LMTD

$$\Delta T_{\ell m} = \frac{(160 - 87) - (117.42 - 35)}{\ln\left(\frac{160 - 87}{117.42 - 35}\right)} = 77.6^\circ\text{C}$$





For cross flow (both fluid unmixed)

$$P=(t_o-t_i)/(T_i-t_i)=(87-35)/(160-35)=0.416$$

$$R=(T_i-T_o)/(t_o-t_i)=(160-117.42)/(87-35)=0.819$$

for $P=0.416$, $R=0.819 \Rightarrow F \cong 0.98$

$$\dot{Q} = U_o A_o F \Delta T_{lm}$$

$$\Rightarrow 120 = (43.48/1000) \cdot A_o \cdot (77.6)(0.98) \Rightarrow A_o = 36.29 \text{ m}^2$$

$$(2) \text{ 因為 } A_o/A_i = 17.34 \Rightarrow A_i = A_o/17.34 = 36.29/17.34 = 2.09 \text{ m}^2$$

$$\because A_i = \pi d_i \times C \times N_T \times N_r \Rightarrow 2.09 = \pi(0.00934)(0.6)(32)N_r \Rightarrow N_r = 3.71$$

所以取 $N_r = 4$ 排

$$\text{熱交換器深度 } D = N_r \times P_l = 4 \times 29.4 = 117.6 \text{ mm}$$

8. 空氣側壓降 (pressure drop)

依據 Kay & London 之關係式：

$$\Delta P_a = \frac{G_c^2}{2} \left[\frac{(1 - \sigma^2 + K_c)}{\rho_1} + \frac{f}{\rho_m} \frac{A_o}{A_c} + 2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) - \frac{(1 - \sigma^2 - K_e)}{\rho_2} \right]$$



其中 σ 為截縮比率 (contraction ratio) , ρ_1 、 ρ_2 分別為空氣進口和出口的密度, ρ_m 為空氣平均密度, f 為空氣的摩擦因子 (friction factor) , K_c =entrance pressure loss coefficient , K_e =exit pressure loss coefficient

根據能資所測試資料 $f=0.018$

$$\text{平均密度 } \rho_m = (P/2R)[(1/T_{ai}) + (1/T_{ao})]$$

其中, $P=101300$ Pa, $R=287$ J/kg-K (gas constant)

$$\rho_m = [101300/(2 \times 287)] \{ [1/(35+273)] + [1/(87+273)] \} = 1.063 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{For } 35^\circ\text{C air} \Rightarrow \rho_1 = 1.145 \text{ kg/m}^3$$

$$87^\circ\text{C air} \Rightarrow \rho_2 = 0.98 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{空氣側總熱傳面積 } A_a = A_o \times N_r = 9.425 \times 4 = 37.7 \text{ m}^2$$

查表From McQuiston PP.594 Fig 14-26 $\Rightarrow K_c=0.2648$, $K_e=0.1362$

$$\begin{aligned} \therefore \Delta P_a &= \frac{(6.38)^2}{2} \left[\frac{(1 - (0.6361)^2 + 0.2648)}{1.145} + \frac{0.018}{1.063} \frac{37.7}{0.3591} + 2 \left(\frac{1}{0.98} - \frac{1}{1.145} \right) - \frac{(1 - (0.6361)^2 - 0.1362)}{0.98} \right] \\ &= 20.35 [0.751 + 1.78 + 0.294 - 0.468] \\ &= 47.96 \text{ Pa} \end{aligned}$$

9. 水側壓降

(1) 管內單相流體壓降， $\Delta P_1 \Rightarrow \Delta P_1 = f \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho V^2}{2}$

ΔP_1 =pressure drop, f =darcy friction factor of water, L =total tube length,

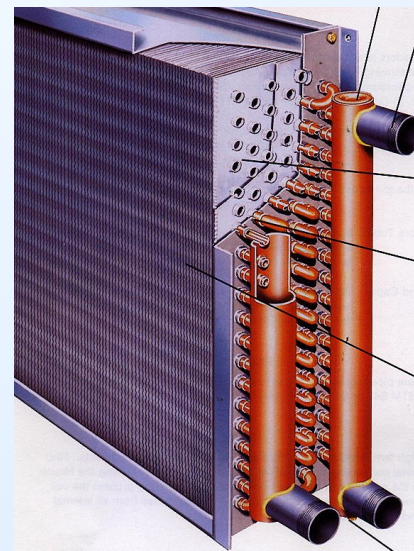
D =tube inside diameter, V =velocity of water, ρ =density of water

$N_r=4$, $C=0.6\text{m} \Rightarrow L=4 \times 0.6=2.4\text{m}$

From Blasius equation, for smooth pipe

$f=0.316 Re^{-0.25}=0.316(16591)^{-0.25}=0.0278$

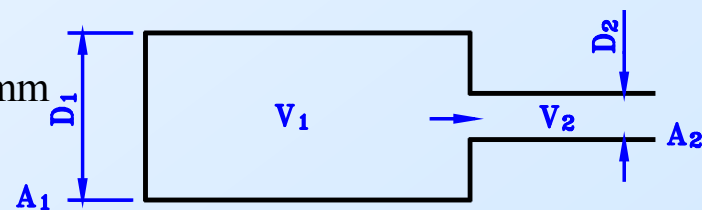
$\therefore \Delta P_1 = (0.0278) \frac{2.4}{0.00934} \times \frac{0.327^2}{2} \times (907.5) = 446.6 \text{ Pa}$



(2) 流進和流出header之壓降

取header diameter $2\text{in}=50.8\text{mm}$, tube diameter $d_i=9.34\text{mm}$

(a) 熱水由header流進銅管(abrupt contraction)



$P_{\text{loss}} = \frac{V_2^2}{2} \rho \left(\frac{1}{C} - 1 \right)^2$

因為 $A_2/A_1 = (d_2/d_1)^2 = (9.34/50.8)^2 = 0.034$

For $A_2/A_1 = 0.034 \Rightarrow C = 0.608$

$\therefore P_{\text{loss}} = \Delta P_2 = [(0.327^2/2) \times 907.5 \times (1/0.608 - 1)^2] = 20.2 \text{ Pa}$