

組合型板式熱交換器之結構 與使用分析

黃錦文

前言

由於吾國之能源幾乎全賴進口，因此如何提高能源使用效率，一直是能源相關研究機構之研究重點，而如何提高熱交換器設備或系統之使用效率更是能源有效利用的主要方法之一；舉凡在冷凍空調、工業製程、廢熱回收、航太工業等方面的加熱、冷卻或能源轉換均扮演重要的角色。在經濟而有效利用能源的要求下，所謂開發密集化、高效率、體積小及重量輕的新型熱交換器，便受到高度重視與發展，而板式熱交換器即為新型熱交換器中最具代表者。

(一) 認識板式熱交換器及選用基礎

板式熱交換器之發展與應用已有相當長的時間，約從百年之前即開始，惟在 1930 年才有現代已普遍使用之所謂組合型板式熱交換器，另 1980 年因製造技術的突破（即真空硬焊技術）始再發展出焊製型板式熱交換器，其能耐更高溫度與承受較大壓力，且體積也更密集，及易於量產與規格化，因此使用範圍更廣泛，此二種型式之大致外觀圖式有如圖 1 所示

者，圖 2 即為組合型板式熱交換器之主要構件圖示。

由以上之敘述可知板式熱交換器的應用有逐漸廣泛與取代部分較傳統之熱交換器（如殼管式者）之趨勢，因此板式熱交換器之相關研究與開發便為一些工廠或研究單位相當重視的工作。

以目前的應用狀況而言，焊製型板式熱交換器均以一定之板片數焊製成不同熱交換能量而被規格化的商用品，如冷凍空調機械設備中一定冷卻能力（如 3、5 或 8 冷凍噸等）之蒸發或冷凝用熱交換器（即所謂之蒸發器或冷凝器），使用時依製造廠提供之數據資料（須注意原廠商提供之數據資料之使用條件，通常均依某條件如工作介質進出溫度設定在某狀況下，進行一串測試，最後製成熱交換量—工作介質通過流速之線圖關係，以供使用者的選用，不同於測試條件之使用情形，須做若干修正）來選擇各型號之熱交換器即可（接近或在其使用範圍之規格品者），較無變化性。組合型板式熱交換器雖各型板片單件已標準規格化，但其整組的應用視負荷之大小而可以板片多寡組合以因應之，因此經常會觸及如何選用

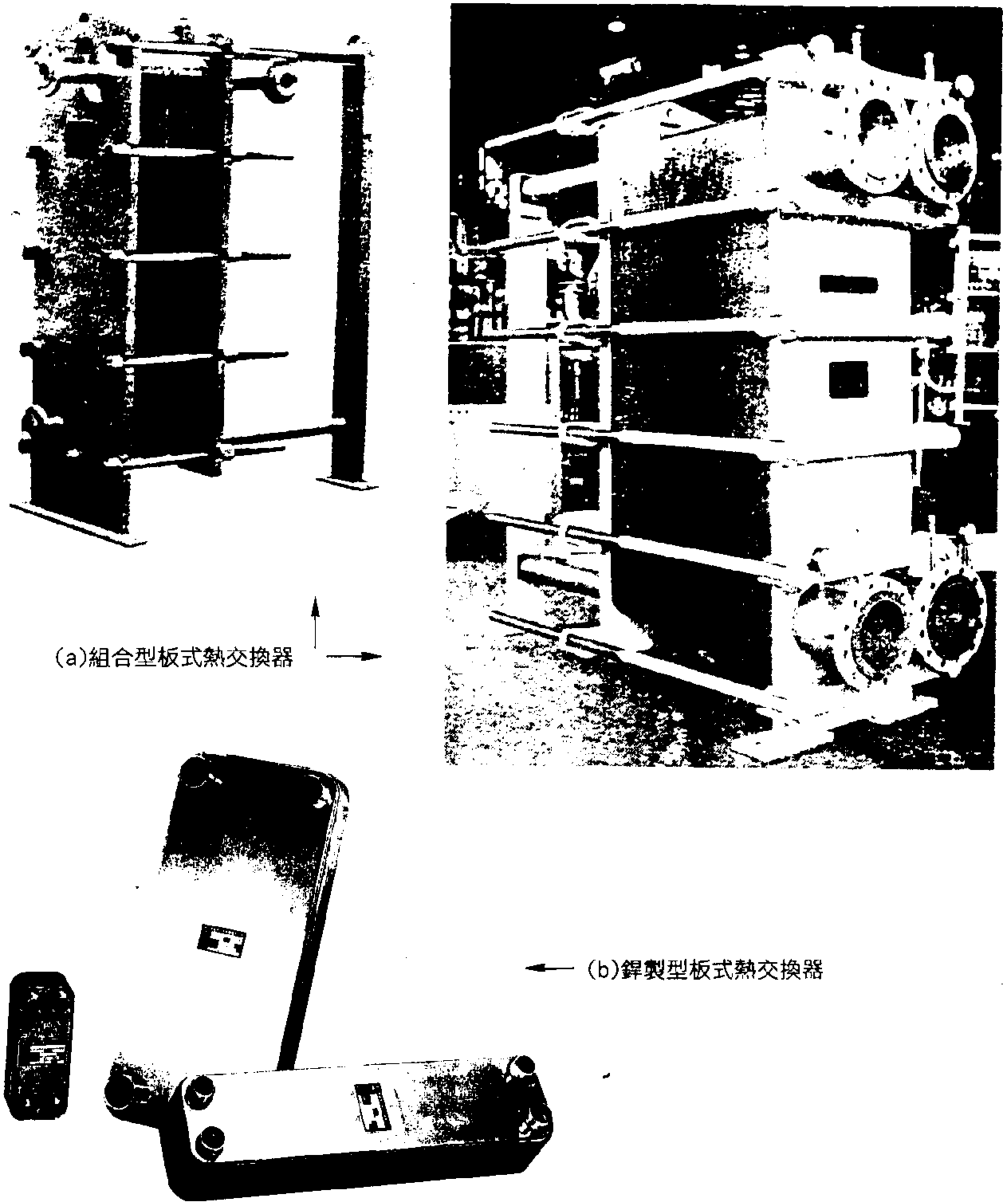


圖 1 板式熱交換器之外觀圖示

或組片多寡（即其熱交換能力大小的問題）的設計計算問題，然而無論任何型式之板式熱交換器在設計計算上並無完整之理論基礎，基本上還是要依據各製造廠的數據資料來做設計或選用程序，而此些數據資料依然是由實驗而得，經由各項實驗與分析歸納之線圖資料或所謂之半理論半經驗式以設計計算之；但在整個設計計算程序上還是依照一般熱交換器的設計方式來進行之，在進一步討論之前，吾等先對

組合型板式熱交換器之幾何結構與熱流計算上一些相關的定義做一如下之說明，以便有較清楚的認知。

(二) 板片結構與熱流計算上的相關定義

無論是銲製型或組合型等任何型式之板式熱交換器，其最基礎的知識即在對板片結構的了解為始，事實上同一種板片均可製成銲製型

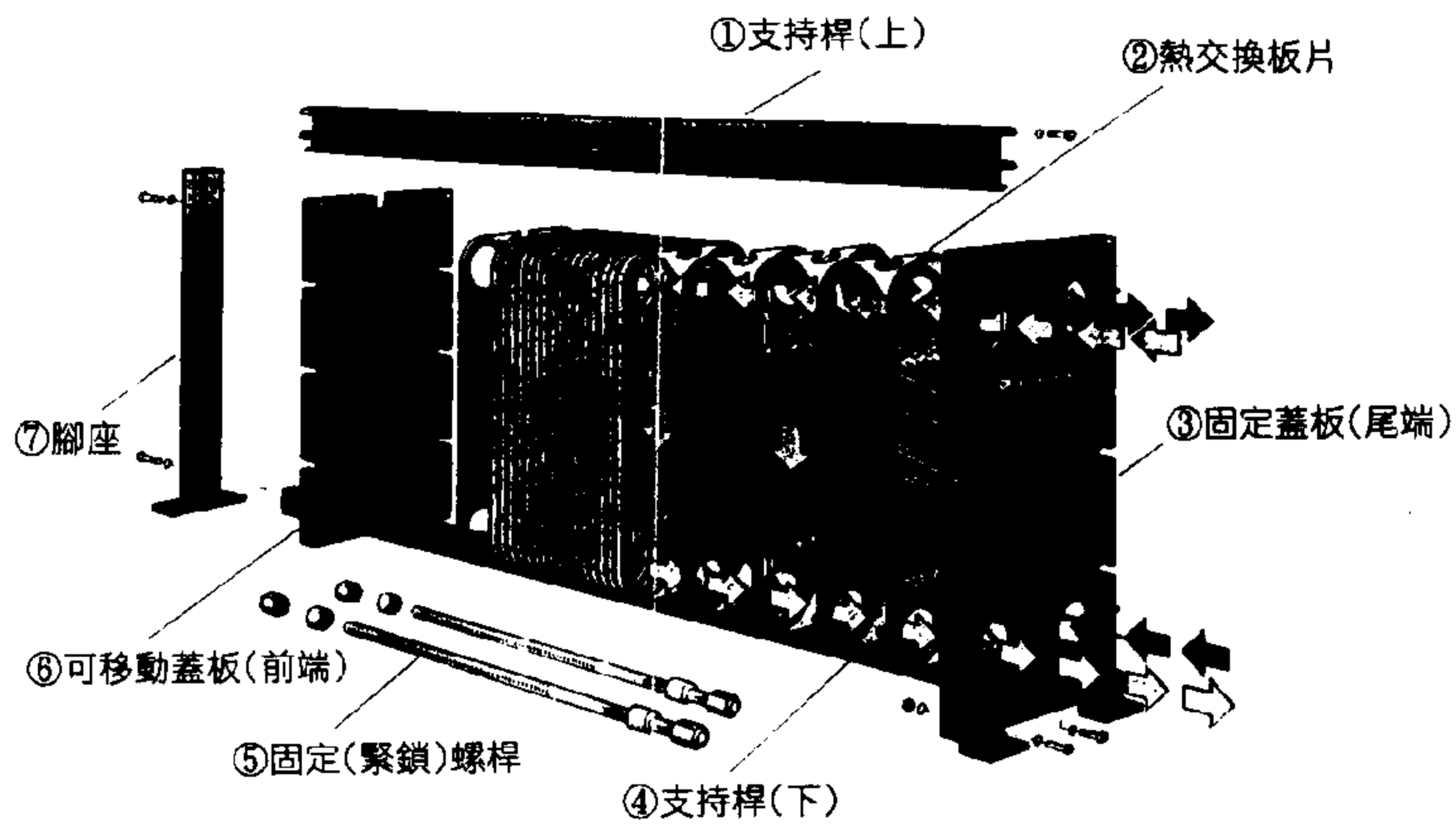
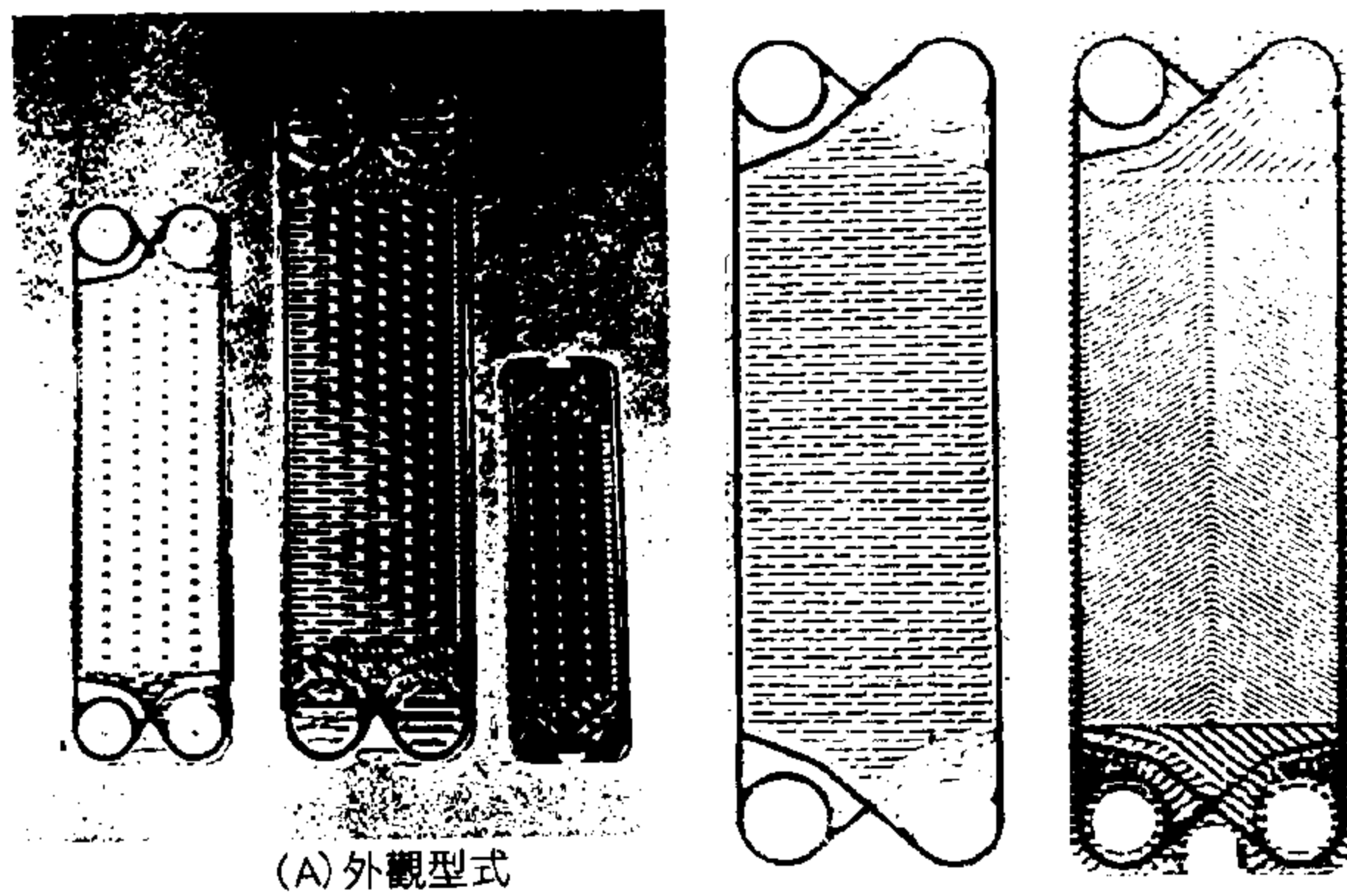
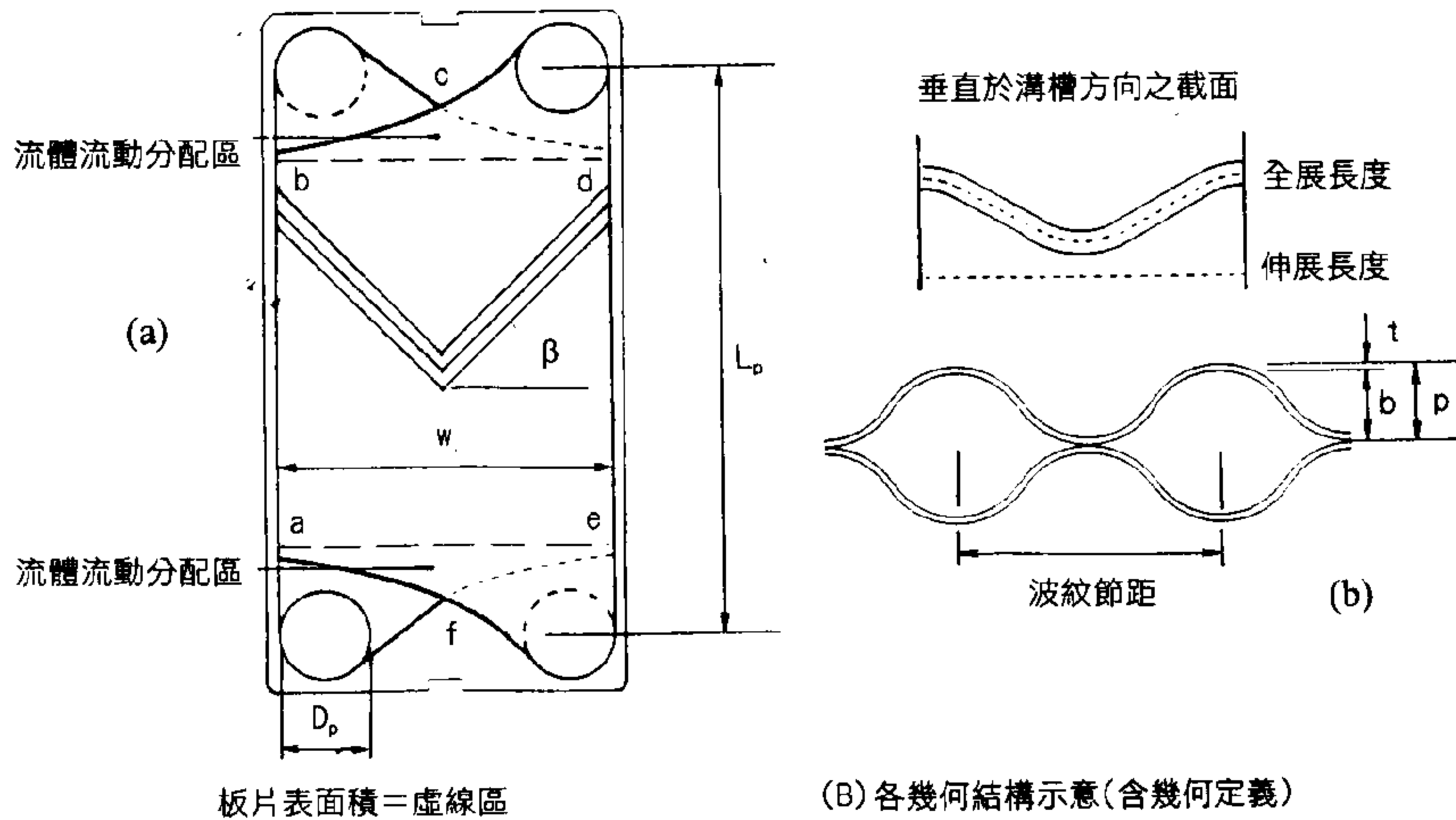


圖 2 組合型板式熱交換器之主要構件



(A) 外觀型式



板片表面積=虛線區

(B) 各幾何結構示意(含幾何定義)

圖 3 板片型式與結構圖示

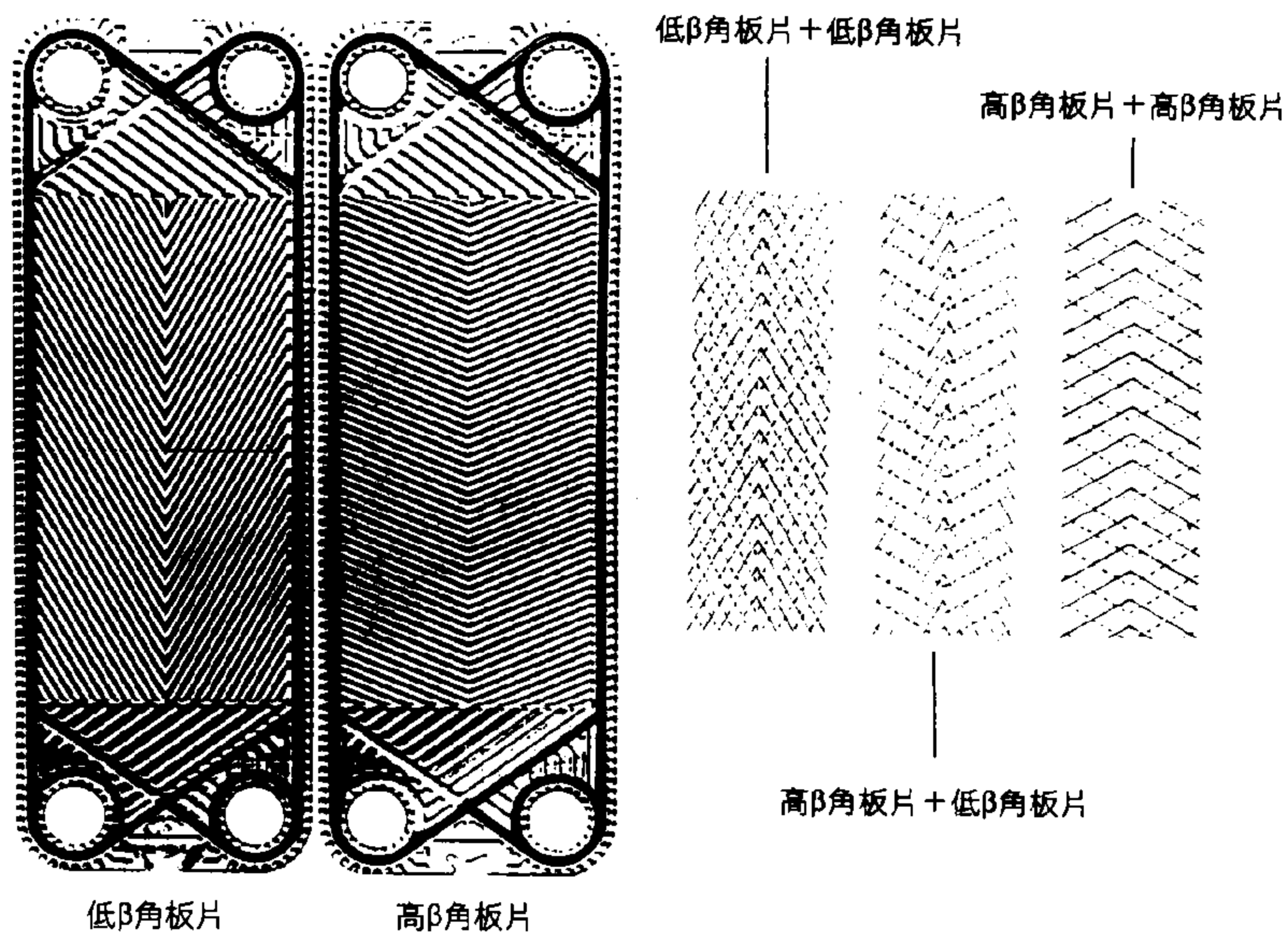


圖 4 不同山型波紋傾斜角之組裝示例

或組合型等大小規格不一之板式熱交換器，祇在於如何最佳化（熱交換效率、通過分佈與壓降等）與熱交換能力大小不同的組裝而已。常見之板片型式與結構有如圖 3 所示，在板片的認識上須先清楚下列幾個名詞字辭。

1. 山型波紋傾斜角(Chevron corrugation inclination angle, β)

圖 3 中所示之山型波紋張揚的角度 β ，即謂之山型波紋傾斜角，此角度之大小對熱交換性能的影響是一相當重要的因子，通常在 $25^\circ \sim 65^\circ$ 間，同時二不同角度之板片可組裝成多樣不同型式（熱交換能力亦有所不同）之熱交換器，圖 4 所示者即為二不同板片之山型波紋傾斜角之組裝示例。

2. 有效板長度(Effective plate length)

由於板片有波紋狀致有不同之板表面積（或投影面積 Projected plate area）及其溝槽長度（泛指工作介質所通過之路徑，工作介質流經板片間之溝槽一般而言並非直線通過），此值之大小與波紋節距及波紋深度有關，而此工作介質所通過之路徑長度即謂之有

效板長度，為表示此遞增之全展長度，通常均表示成與投影長度相互關係之擴增因子(Enlargement factor, γ)來表示，即

$$\gamma = \frac{\text{全展長度(Developed length)}}{\text{投影長度(Projected length)}} \dots\dots(1)$$

此值通常介於 1.1 與 1.25 間，而 1.17 是較典型被使用之擴增因子值。

3. 平均通過溝槽間隙(Mean flow channel gap, b)

工作介質流經板片間之截面積變化相當複雜，其最大通過截面積與最小截面積恰成一倍在變化，換句話說其比值介於 1.0~0.5 間，為便於討論在慣例上定義一所謂平均通過溝槽間隙來做為分析處理的依據，即

$$b = p - t; m \dots\dots\dots(2)$$

式中 p：板片節距(非波紋節距)，m

t：板片厚度，m

4. 通過溝槽截面積(Channel flow area, A_x)

工作介質通過溝槽之截面積(A_x)可以次式來表之。

$$A_x = bw \dots\dots\dots(3)$$

式中 b : 平均通過溝槽間隙, m
 w : 有效板寬度, m

5. 溝槽等值直徑(Channel equivalent diameter, d_e)

在板式熱交換器中有關板片之溝槽等值直徑(d_e)的定義與一般者相同, 即

$$d_e = \frac{4(\text{通過溝槽截面積Channel flow area})}{\text{濕表面(Wetted surface)}} \\ = \frac{4A_x}{P_w} \dots\dots\dots(4)$$

式中 $P_w = 2(b + \gamma w)$, 將之代入上式則可另寫成

$$d_e = \frac{4(bw)}{2(b + \gamma w)} \dots\dots\dots(5)$$

由於 $b \ll w$, 因此

$$d_e = \frac{2b}{\gamma} \dots\dots\dots(6)$$

(三) 組合型板式熱交換器的特性與應用

1. 組合型板式熱交換器的特性

組合型板式熱交換器除了前提依不同之山型波紋傾斜角而組裝成不同型式之熱交換器外(參圖 4 所示之例示), 尚可依不同迴路設計而組裝成多種如圖 5 所示不同迴路之熱交換器裝置, 在表示上可以 $m-n$ 流路 $M-N$ 迴路($m-n$ path, and $M-n$ pass)來分別稱呼之, 此不同之組裝在計算上將有所不同(即熱交換能力亦有所不同)。

至於板片波紋型式依目前已泛用者大致有:

- (1) 突起狀板片;
- (2) 三角形波紋平行(指溝槽與溝槽間)板片;
- (3) 台形平行(指溝槽與溝槽間)波紋板片;
- (4) 波紋三角平行板片;
- (5) 山型波紋板片

等型式, 每片之尺寸大約為 $100 \sim 1,100 \text{ mm}$ (寬) $\times 500 \sim 3,000 \text{ mm}$ (高), 適用溫度在 -30

$^{\circ}\text{C} \sim 260^{\circ}\text{C}$ (或更高)間, 最高使用壓力為 25kgf/cm^2 , 板片材質則依使用場所之不同而不同, 通常有 sus 系、銅、合金及鋁質等, 表 1 為世界各大廠牌之常見規格。

組合型板式熱交換器的主要特性有:

- (1) 熱交換效率高—即熱傳係數(U)高: 液—液熱交換器的場合其 U 值可介於 $2,000 \sim 4,000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$, 冷凝器的場合其 U 值可介於 $4,000 \sim 8,000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$ (水), 而蒸發器的場合其 U 值亦可介於 $2,000 \sim 6000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$ 間。
 - (2) 容積小: 組合型板式熱交換器所須使用空間小, 而單位容積之熱傳面積又大, 相較於殼管式者約有 $1/2 \sim 1/3$ 之差值, 相對地一些現場安裝工事的費用亦可擲節不少。
 - (3) 熱傳面積具彈性變化(即熱交換能力可依板片多寡而異): 熱傳面積視板片多寡而異, 換句話說可依應用場合熱交換能力須求而變化其熱傳面積, 此為其最大特色, 不若殼管式熱交換器或焊製型者固定不可變, 但其增減亦有其最大限(對最佳化而言), 然就一般應用而言其可彈性的適用範圍甚廣。
 - (4) 使用安全較無滲漏之虞: 板片間均以橡膠墊圈止封隔離, 因此板片間較無滲漏或混和之虞(除了邊側之旁漏, 但此易於被發現), 同時易於拆清, 不至於卡垢而受污染, 可用於食品級熱交換設備。
 - (5) 熱損小: 除了周邊有與外界接觸而有局部熱損外, 幾無任何熱損, 可節省不少之隔熱材料或處理費用。
 - (6) 價格低廉: 由於板片可單件標準規格化, 易於大量生產製造, 造價成本可相對降低; 視使用之需求而定, 而加以不同片數之組裝即可, 可節省大量之人工製造費用。
- 其他如洩漏易於發現, 單位容積之熱交換

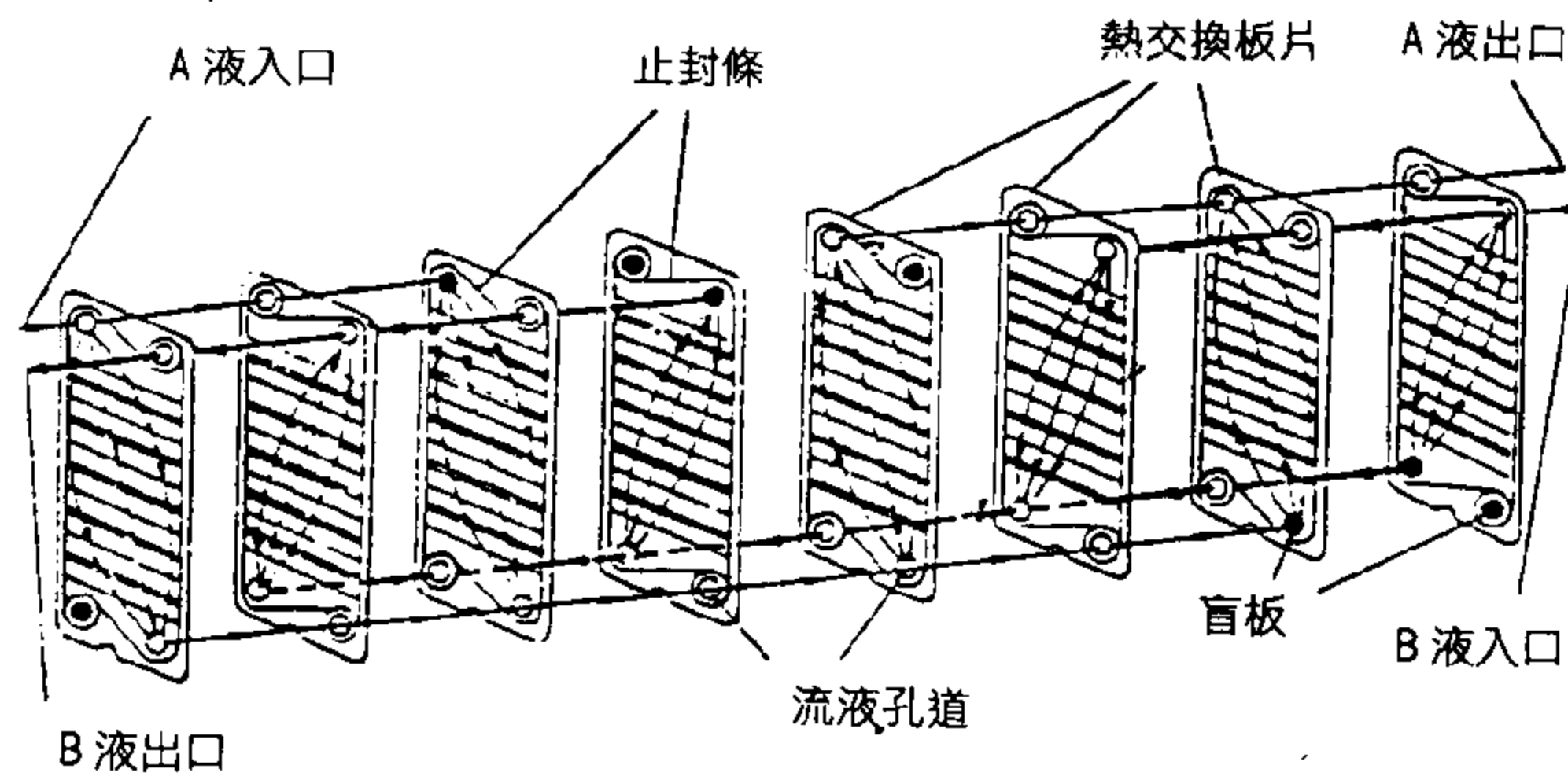
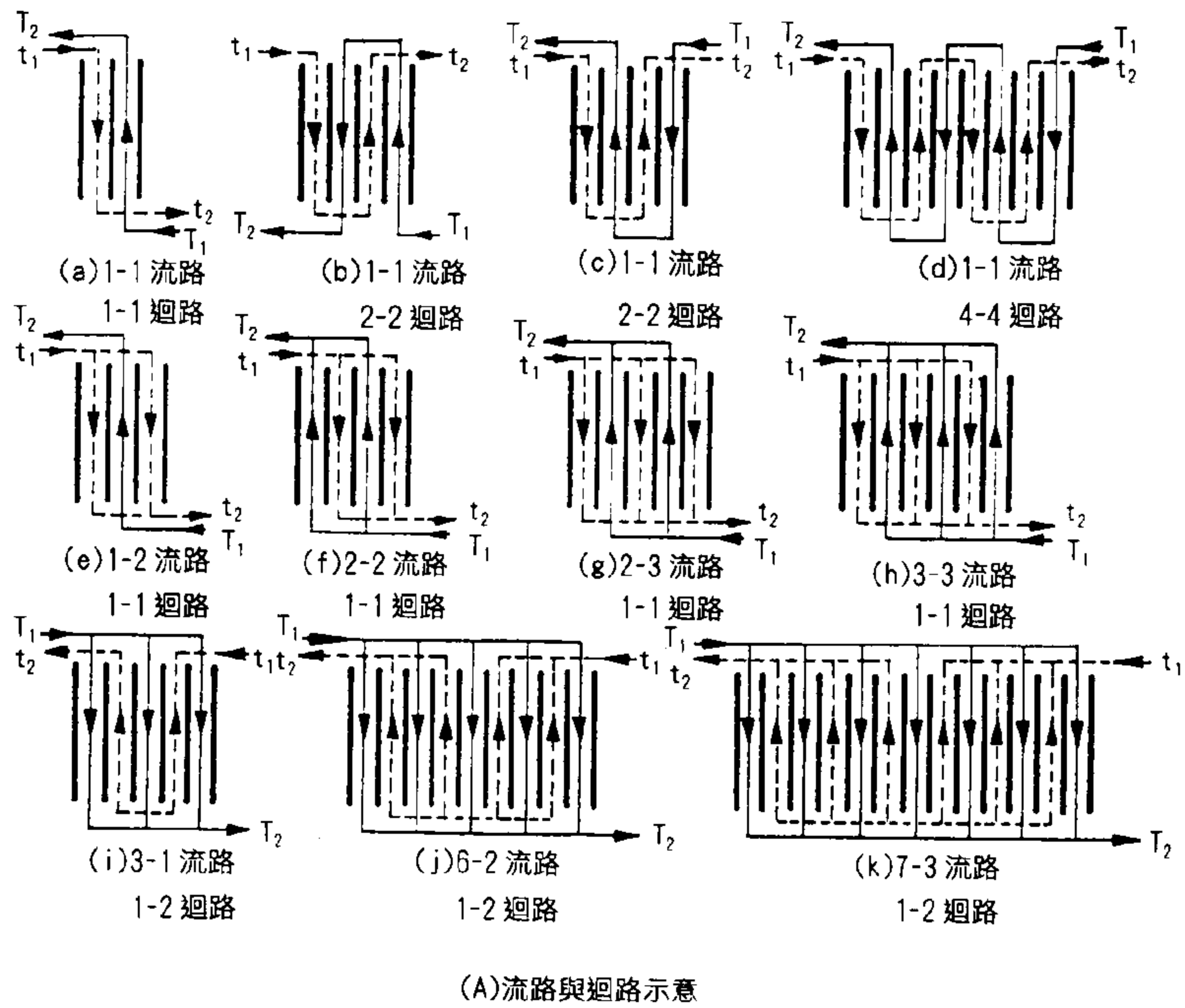


圖 5 不同組配之 m-n 流路 M-N 迴路示意

表 1 世界各大廠牌之常見規格

產製公司名稱	板片之大致尺寸			材質
	寬度, mm	長度, mm	厚度, mm	
日阪製作所	238-792	950-1512	0.5-1.2	SUS 系, 銅, 合金, 其他
	不明	不明	不明	SUS 系
APV 公司	115-1376	640-3960		SUS 316
森永	153, 343	860-1392	0.9, 1.2	SUS 316, 304, SS
日本染色機械	343	1198	1.0	SUS 304, 316 SUS 304L, 316L

表 2 組合型板式熱交換器之用途一覽

化學工業	蘇打，肥料，石油化學，石油精製，油脂，藥品，其他一般無機、有機化學工業之加熱，冷卻，冷凝
纖維工業	(合纖，紡織，染色整理工業) 重合液加熱，冷卻溶劑回收，二浴、三浴排熱回收，精練排液之廢熱回收，其他染色整理工場之排熱，排蒸氣回收
紙漿，製紙工業	黑液之冷卻，白水之加熱，木釜之排氣冷縮，其他排熱回收
食品工業	醱酵培地滅菌裝置，乳酸菌飲料製造裝置，牛乳之殺菌機，酒、醬油及啤酒工業之冷卻及加熱，其他食品工業
金屬，機械工業	電解液，電著塗料，燒入油，引擎油，潤滑油之冷卻
其他	船舶關係，空氣調節設備，電力，公害處理關係之加熱、冷卻及冷凝等用途

量(能力)大，單位長度(工作介質通過路徑)之壓降小，可使用於高壓系統等亦為其特性及優點。

2. 組合型板式熱交換器的主要用途

組合型板式熱交換器的應用相當廣泛，幾乎所有須使用熱交換設備或傳統熱交換器可使用的場合，均可由組合型板式熱交換器來取代，如化學工業、纖維工業、紙漿、製紙工業、食品工業、船舶及各項能源使用或產生的相關設備等，其在各工業使用設備中之詳細內容可參表 2 所摘述的內容。

(四)熱傳與壓降分析

熱交換器的設計計算不外乎熱傳與壓降的分析，亦是最佳化的二大步驟，茲將組合型板式熱交換器之一些熱流計算與分析的相關基礎做如下說明。

1. 熱傳計算

任何熱交換器之熱傳計算主要是計算其熱傳係數(U)值，而組合型板式熱交換器者亦同；U 值之計算亦是計算其各熱傳側之熱傳薄膜係數 (h，若分為所謂之內外側時則另以 h_i

或 h_o 來表示之，i、o 分別為一熱傳面之內、外側)。關於組合型板式熱交換器者其工作介質在溝槽流動中雖甚為複雜(受制於其幾何結構)，但其各側之熱傳薄膜係數 h 值亦可經由一般基本熱傳理論來解說之，此不外乎表成無因次參數群如雷諾數(Reynolds number, Re)、普郎得數(Prandtl number, Pr)及納塞數(Nusselt number, Nu)之關係，即

$$N_u = \frac{hD_e}{k} = \alpha Re^m Pr^n \phi \Leftrightarrow \frac{hD_e}{k} = \alpha \left(\frac{D_e u \rho}{\mu} \right)^m \left(\frac{C_p u}{k} \right)^n \phi = J_h P_r^n \phi \dots\dots\dots(7)$$

- h：熱傳薄膜係數，kcal/m²·h·°C
- D_e：溝槽等值直徑，m
- k：板壁材之導熱係數，kcal/m·h·°C
- φ：粘度修正因子
- φ = (μ / μ_w)^a；
- μ：工作介質之粘度 (通常為平均體粘度 Average bulk viscosity)，kg/m·s (c. p.)
- w：表壁表之粘度值
- 指數 a 於 Re ≥ 2,100 時取 0.14，Re < 2,100 時取 0.25
- J_h = α Re^m，參數
- ρ：密度，kg/m³(g/cm³)
- C_p：比熱，kcal/kg·°C
- u：流速，m/s

α、m 及 n：常係數或為指數，均為常數值

這些計算式是一半理論半經驗式(即經由實驗分析而得)，其中之常係數或指數 α、m 及 n 須經由實驗而得，通常：

$$\alpha = 0.27 \sim 0.3; \quad m = 0.6 \sim 0.7; \quad n = 0.33$$

(冷卻而言)

實際上依其幾何結構而異，甚為複雜，表 3 所示者即為不同山型波紋傾斜角時各不同 Re 數之 α 與 m 值(依單相流熱交換 Single-phase heat transfer 者，即不具相變化如液-液

表 3 組合型板式熱交換器於單相流熱交換時之 α 與 m 值

山形波紋 傾斜角, 度	Reynolds number	α	m
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349
	> 10	0.348	0.663
45	< 10	0.718	0.349
	10-100	0.400	0.598
	> 100	0.300	0.663
50	< 20	0.630	0.333
	20-300	0.291	0.591
	> 300	0.130	0.732
60	< 20	0.562	0.326
	20-400	0.306	0.529
	> 400	0.108	0.703
≥ 65	< 20	0.562	0.326
	20-500	0.331	0.503
	> 500	0.087	0.718

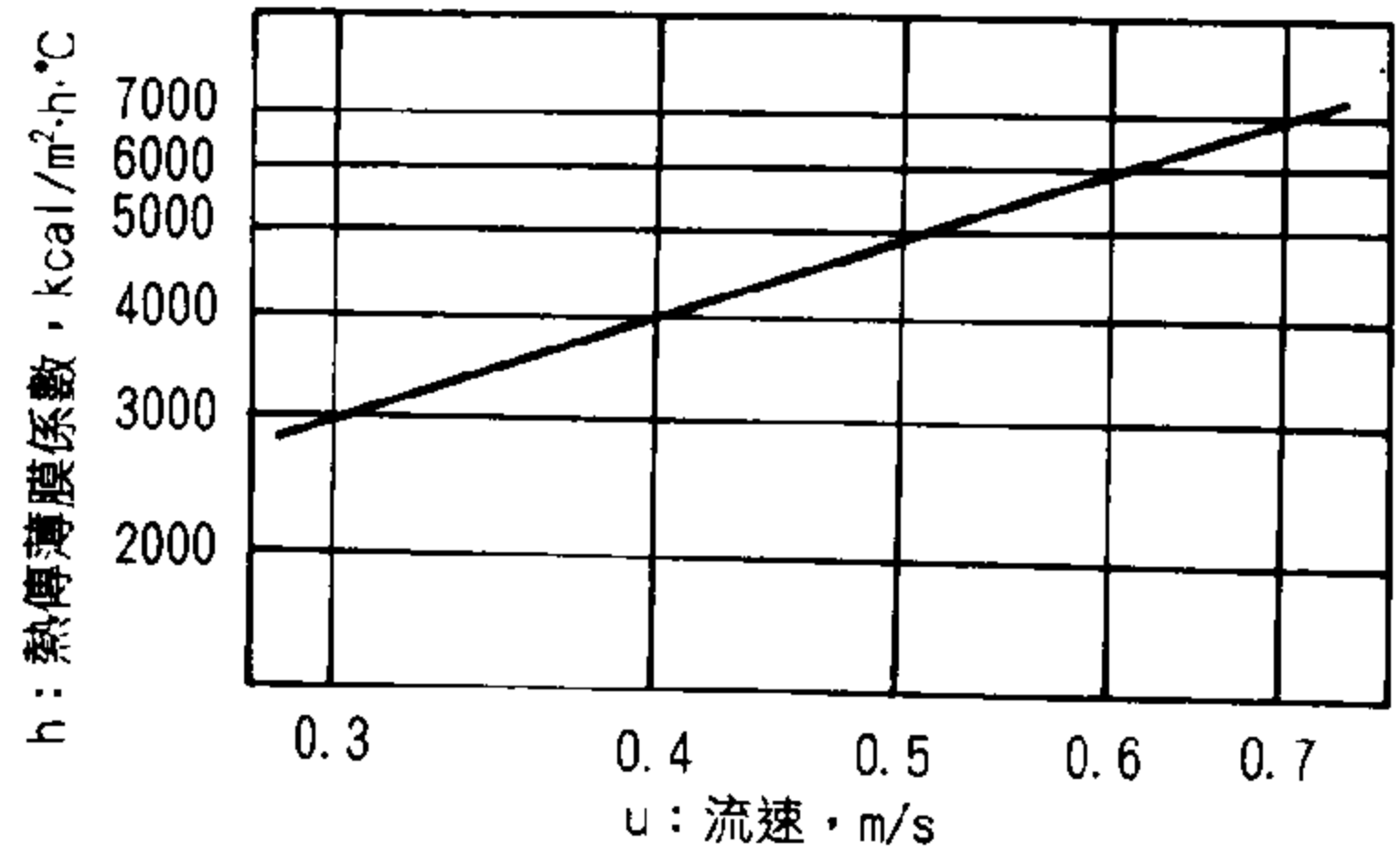


圖 6 流速(u)與熱傳薄膜係數(h)之線圖關係 (以水為基礎)

由於其板片有多種不同結構，欲經由上述方式計算而得，委實不易且誤差也相當大，因此在應用上大部分的廠商均將不同板片所組裝之各類型熱交換器製成如圖 6 所示流速(u)－熱傳薄膜係數(h)之線圖關係，以供計算參考用，通常均以水－水為測試基礎（即液－液熱交換者），不同工作介質時亦當有所不同，如圖 6 者即是以水－水為測試基礎，若改用其他工作介質時可以如下之方式來修正之，即

$$h' = Fh \dots \dots \dots (9)$$

h' ：係經由水－水測試而得者，如圖 6 者

F ：修正因子，即

$$F = \left(\frac{C}{C_{aq}} \right)^{0.33} \left(\frac{k}{k_{aq}} \right)^{0.67} \left(\frac{\rho}{\rho_{aq}} \right)^{0.7} \left(\frac{\mu}{\mu_{aq}} \right)^{-0.37} \dots \dots \dots (10)$$

若取值

$$C_{aq} = 1 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}, k_{aq} = 0.5 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{aq} = 1 \text{ g/cm}^3 \text{ 及 } \mu_{aq} = 1 \text{ c. p. 時，則}$$

$$F = C^{0.33} (2k)^{0.67} \cdot \rho^{0.7} \cdot \mu^{-0.67} \dots \dots \dots (11)$$

等過程來換算之（稍後將舉一二例示以說明之）。

事實上不同之板片幾何型狀亦有不同之計算表示式，此曾由 Buonopane 氏提出不同之概約計算式，其基本關係式為：

$$\frac{hD_e}{k} = M \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{0.4} \dots \dots \dots (12)$$

各不同板片型式之 M 值表示式有如表 4 所示。

表 4 不同板片型式之 M 型值表示式 (Buonopane 氏)

板片型式	板片間隙, δ (mm)	M 值表示式
三角山型波紋	3.16	$M = 0.4322 R_e^{0.62}$
半圓筒山型波紋	5.9	$M = 0.1431 R_e^{0.79}$
台形平行波紋	4.4	$M = 0.2536 R_e^{0.65}$
半圓筒傾斜波紋	4.25	$M = 0.3116 R_e^{0.59}$
波紋三角平行波紋	4.05	$M = 0.1333 R_e^{0.73}$
半球突起狀板片	5.75	$M = 0.1446 R_e^{0.67}$
三角形波紋平行	3.42	$M = 0.2213 R_e^{0.65}$

者) 變化情形。

在不很嚴謹時，對水者可取

$$m = 0.7; \quad n = 0.33$$

式(7)中之雷諾數 R_e 值亦可經由下式來計算之。

$$R_e = \frac{\dot{m}_{ch} D_e}{\mu} = \frac{\dot{M}_{ch} D_e}{A_x \mu} \dots \dots \dots (8)$$

式中 \dot{m}_{ch} 、 \dot{M}_{ch} 表溝槽中之質量流率(kg/s)

表 5 組合型板式熱交換器單相流時之 K_p 與 z 值

山型波紋 傾斜角, 度	Reynolds number	K_p	z
≤ 30	≤ 10	50	1
	10-100	19.40	0.589
	> 100	2.990	0.183
45	< 15	47	1
	15-300	18.9	0.652
	> 300	1.441	0.206
50	< 20	34	1
	20-300	11.25	0.631
	> 300	0.772	0.161
60	< 40	24	1
	40-400	3.24	0.457
	> 400	0.760	0.215
≥ 65	< 50	24	1
	50-500	2.80	0.451
	> 500	0.639	0.213

2. 壓降計算

關於組合型板式熱交換器的壓降計算亦如同熱傳計算者，不同板片型式或組裝亦會有不同的結果，但就其基本理論而言，亦可利用一般之理論來描述，其通過板片間之壓降計算式可表之為（單相流動情形者）

$$\Delta P_{ch} = \frac{4f_{ch}L_{ch}\dot{m}_{ch}^2}{2\rho D_e\phi} \quad \Leftrightarrow \quad \Delta P = 4f \cdot \frac{L}{D_e} \cdot \frac{U^2}{2g} \rho$$

$$f_{ch} = \frac{k_p}{Re^z} \quad g = 9.8m/s^2 \text{ (重力加速度)}$$

$$L_{ch} = N_p L_p$$

N_p : 迴路數

式中之 K_p 及指數 z 值與山型波紋傾斜角及 Re 數有關，詳參表 5 所示之內容。

如同前述熱傳計算者，大部分之製造廠商亦將不同板片所組裝之各類型熱交換器製成如圖 7 所示流速(u)—流路壓降(Δp)之線圖關係，以供設計計算時之參考，此通常亦以水為測試基礎，不同工作介質時亦須加以修正，今以圖 7 為例來說明其使用方法：

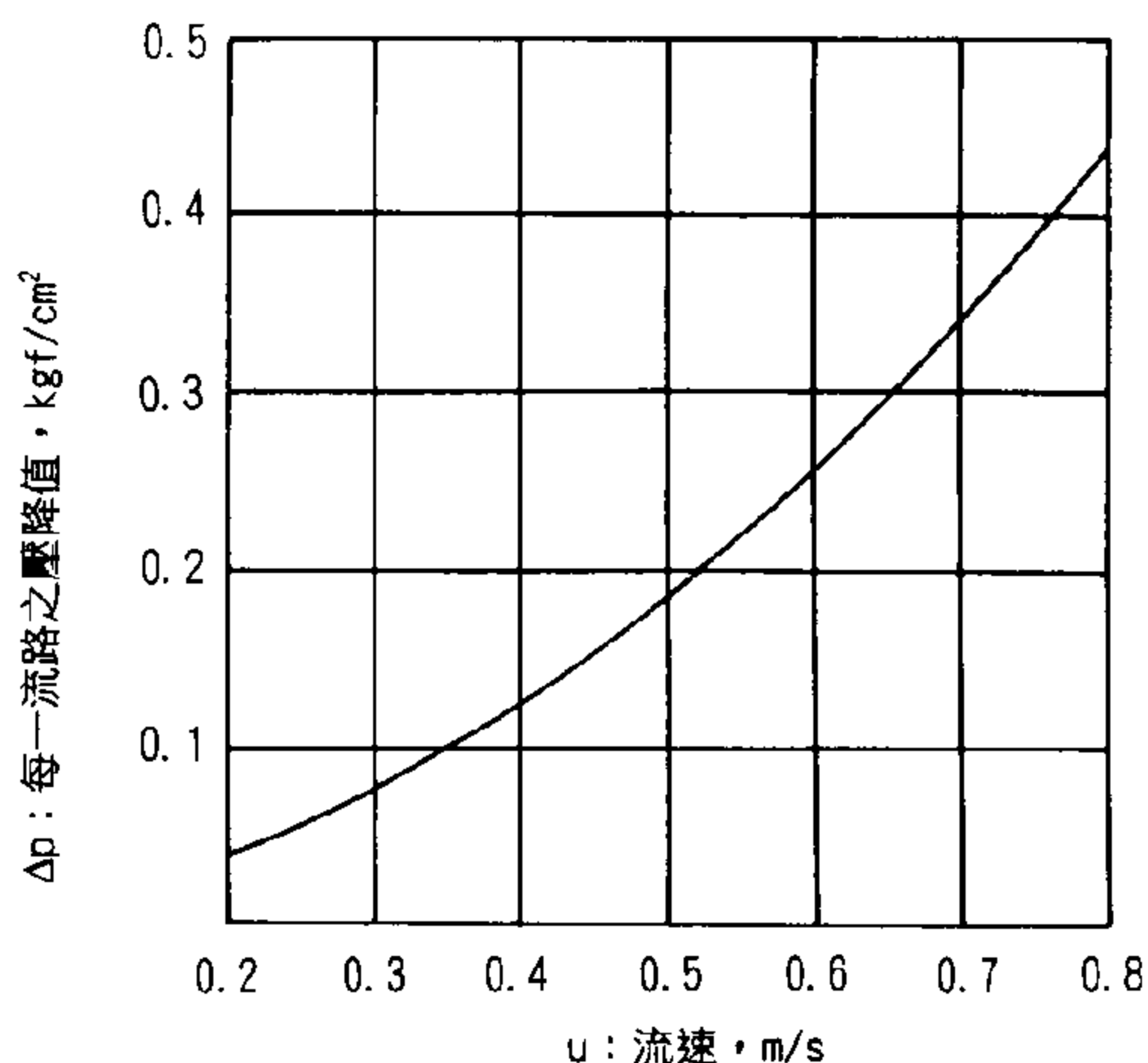


圖 7 流速(u)—流路壓降(Δp)之線圖關係

全流路之壓降，

$$\Delta P = F' \cdot \Delta p \cdot n \cdot \rho, \text{ kgf/cm}^2 \dots\dots\dots(14)$$

n : 流路數

Δp : 每一流路之壓降值 (由圖 7 讀取)

修正因子，

$$F' = \mu^{0.2}, \text{ 水之場合取值 } F' = 1.0$$

至於板片入口處之總壓降(ΔP_p)值，可以以下之計算式概約求得之。

$$\Delta P_p = N_p \left[\frac{1.3\dot{m}_p^2}{2\rho} \right]; \quad \dot{m}_p = \frac{\dot{M}_t}{(\pi/4)D_p^2} \dots\dots\dots(15)$$

式中 \dot{M}_t : 通過入口處之總質量流率, kg/s

D_p : 入口直徑, m

另，有關熱傳薄膜係數(h)與壓降(ΔP)之相互關係，亦有文獻曾提出下之相互關係式，

$$h = \left(\frac{\Delta P}{10^4 \cdot A_p} \right)^{0.3544};$$

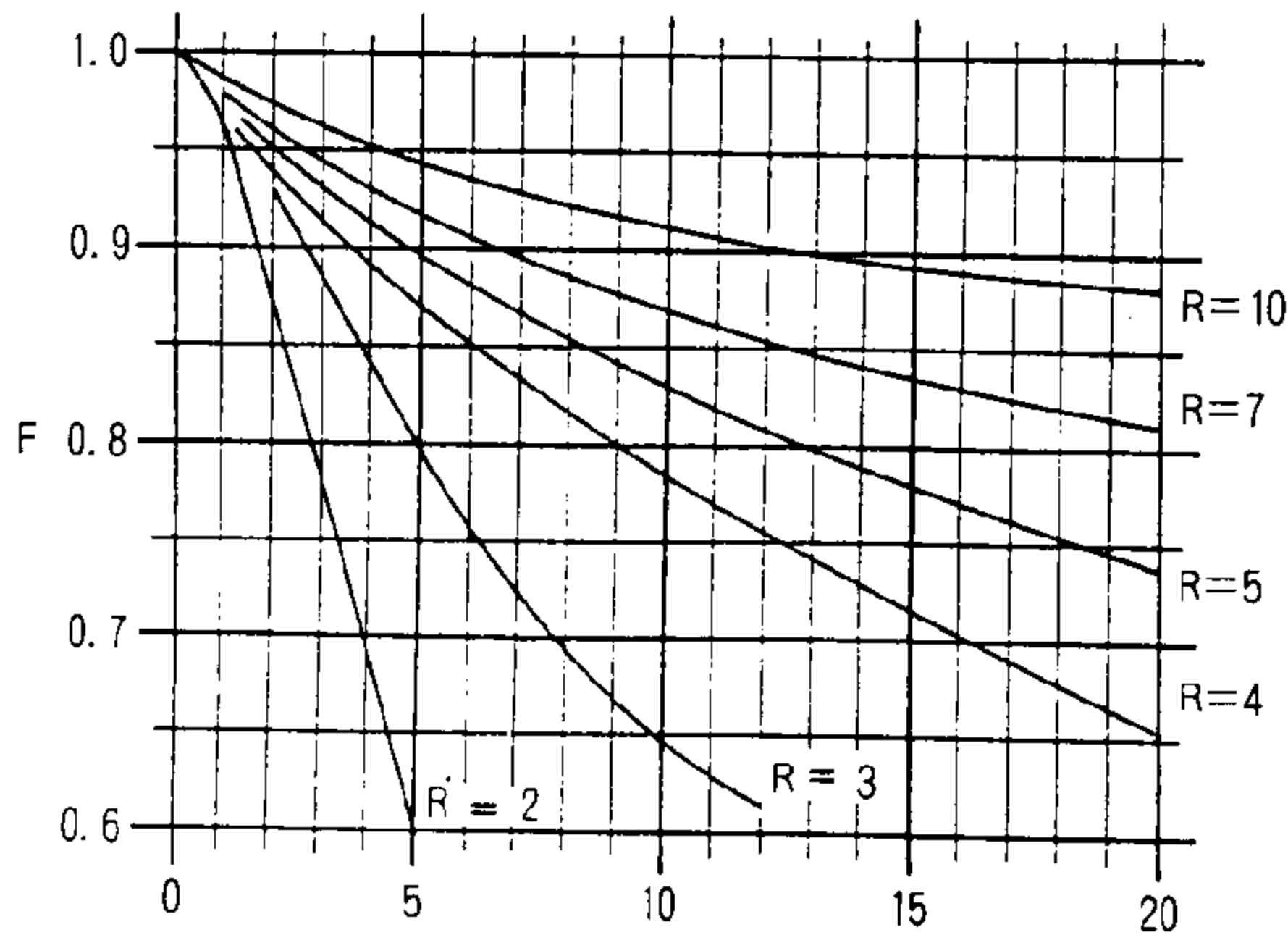
A_p : 每一板片之熱傳面積, m^2(16)

由於此等關係均是由實驗分析而得，況亦有其適用基準，或可為相互核驗參考用，但不足為計算或選用之參考。

3. 其他相關說明

在熱流分析上除了前述熱傳薄膜係數與壓降計算最為主要外，在整個設計計算程序上尚

$$R = \left\{ \begin{array}{l} T_1 - T_2 \\ t_2 - t_1 \end{array} \right\}$$



$$Z = \left\{ \begin{array}{l} t_2 - t_1 \\ T_1 - T_2 \end{array} \right\}$$

圖 8 有效溫差

包括

(1)有效溫差(Effective temperature difference)：二工作介質在板式熱交換器之流動可說亦是屬於逆向流的方式在進行熱交換作用，因此其有效溫差亦可延用一般之對數平均溫差(ΔT_{lm})的方式來計算；若有異於此逆向流方式進行者，則須將所謂之修正因子 F 考慮在內，以 2-迴路/1-迴路之系統而言其修正因子可由如圖 8 者來讀取之；其餘情形可參一般之熱力書籍中獲取之^[註]。

(2)總熱傳係數(U)：板片二側之熱傳薄膜係數(h_i 及 h_o ，或 h_c 及 h_h ，C 表冷側，h 表熱側)已分別求取時，則可代入下式以求總熱傳係數 U 值，即

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \text{ or } h_c} + \frac{1}{h_o \text{ or } h_h} + r_{f_i \text{ or } f_c} + r_{f_o \text{ or } f_h} + \sum r_w \dots \dots \dots (17)$$

式中

$r_{f_i \text{ or } f_c}$ ：內側或冷側之污垢因子，
[kcal/m²·°C]⁻¹

$r_{f_o \text{ or } f_h}$ ：外側或熱側之污垢因子，
[kcal/m²·°C]⁻¹

$\sum r_w$ ：板壁之熱阻，[kcal/m²·°C]⁻¹

若不計其污垢因子時，式(16)可簡化為

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \text{ or } h_c} + \frac{1}{h_o \text{ or } h_h} + \sum r_w \dots \dots \dots (18)$$

(3)熱傳總面積(A)：一般而言，熱交換器之所須熱傳總面積，可經由下之關係式來計算之。

$$A = \frac{Q}{U \Delta t_{lm}}$$

Q：總熱交換量，kcal/h………(19)

總面積求得後可依各單片之表面積多寡而換算成所須之板片數，由於各廠所產製之板片表面積不盡相同，此時須參照所欲選用之板片之詳細資料以換算求取。

(五)設計計算程序

關於組合型板式熱交換器之設計計算程序與一般熱交換器之設計計算步驟相似，唯板式者係要以某型式之板片所提供之資料為基礎，因此沒有所謂之試誤步驟，較為直接計算而得，事實上也是因為在計算之前已做了許多假設而免去此步驟而已。

1. 相關符號說明

\dot{M}, \dot{m} ：二側工作介質之質量流率，kg/h
 C_p, c_p ：二側工作介質之比熱，kcal/kg·°C
 T_1, t_1, T_2, t_2 ：二側工作介質之入出口溫度，°C

$\Delta t_1 = T_1 - t_1, \Delta t_2 = T_2 - t_2$ ；當 $T_1 > t_1, T_2 > t_2$

V：積體流率，m³/h

m：並流板片數；

n：流路數

N：實際總板片數；

N_{req} ：須要板片數(計算)

A：須要熱傳面積，m²

2. 計算步驟

所須計算之步驟分別如下：

(1)總熱負荷(平衡)

$$Q = MC_p(T_1 - T_2) = mc_p(t_1 - t_2)$$

(2)對數平均溫差

$$\Delta t_{lm} (\Delta T_{lm}) = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln[\Delta t_2 / \Delta t_1]} \left(= \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2.3 \log[\Delta t_1 / \Delta t_2]} \right) \dots\dots(21)$$

有些尚須考慮修正因子 F(參前述)。

(3)並流板片間之流速

$$u = \frac{V}{3600mS}$$

(4)熱傳薄膜係數

以圖 6 為例，則可由 u→讀取 h

(5) h 之修正：

由式(11)計算 F 值，再代入式(9)以計算 h' (=Fh)值。

上述步驟(3)至(5)者須分別計算板片之二側各值，並以 1, 2 分別表之。

(6)計算總熱傳係數(U)

參式(17)或(18)及其說明。

(7)所須之熱傳面積(A)及板片數

A 值可由式(19)來計算，而所須之板片數則為

$$N_{req} = \frac{A}{a};$$

a：板片之熱傳面積，m².....(21)

(8)實際總板片數

$$N = 2Mx + 1 > N_{req} + 2 \dots\dots\dots(22)$$

M = m₁ 及 m₂ 之公約數

x：整數

(9)流路數

$$n = \frac{M_x}{m} \dots\dots\dots(23)$$

(10)壓降

如圖 7 之 u→讀取 Δp

$$F' = \mu^{0.2} \dots\dots\dots(24)$$

再分別代入式(14)即可求得。

上述步驟(9)及(10)者須分別計算板片之二側各值，並以 1, 2 分別表之。

表 6 某板片之諸規格資料

項次說明	記號	單位	A 型	B 型
處理流量	V	m ³ /hr	3-40	1-15
單位有效熱傳面積	a	m ²	0.26	0.08
單位流路截面積	S	m ²	0.00224	0.00102
耐壓	P	kgf/cm ²	4	
單位流路截面尺寸			參圖 9	
組裝尺寸			參圖 10	

以上為組合型板式熱交換器之大致設計計算步驟，此些步驟雖與一般者相若，唯須注意必須以某廠商之板片規格資料為計算依據，以下將列舉二例以補充說明之。

(六)應用例範分析

前述中吾等得知有關組合型板式熱交換器的設計計算理論基礎雖與一般者並無二致，亦可經由前述之設計計算步驟而得，但基本上還得參照各廠商之規格資料始可進行各項計算，與獲得大致之熱交換器規格，今以下例之規格來說明之。

1. 某廠商之規格資料

今有某廠商之板片規格如下表 6 所示，而其 u→h 及 u→Δp 之線圖關係則如圖 6 及 7 所示者之關係。

2. 例說 1—油冷卻器

某加工製程之潤滑油須由 80°C 冷卻至 60°C，其流量為每 3 小時須處理 8Ton 之油料，而冷卻水之入水溫度為 32°C 及流量為 12Ton/h，關於潤滑油之其他物性如下：

$$\rho = 0.8 \text{g/cm}^3$$

$$k = 0.125 \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$c_p = 0.5 \text{kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 13. \text{c. p.}$$

今採用前表 6 之 B 型板片所組合之熱交換器來設計，其設計計算步驟則為：

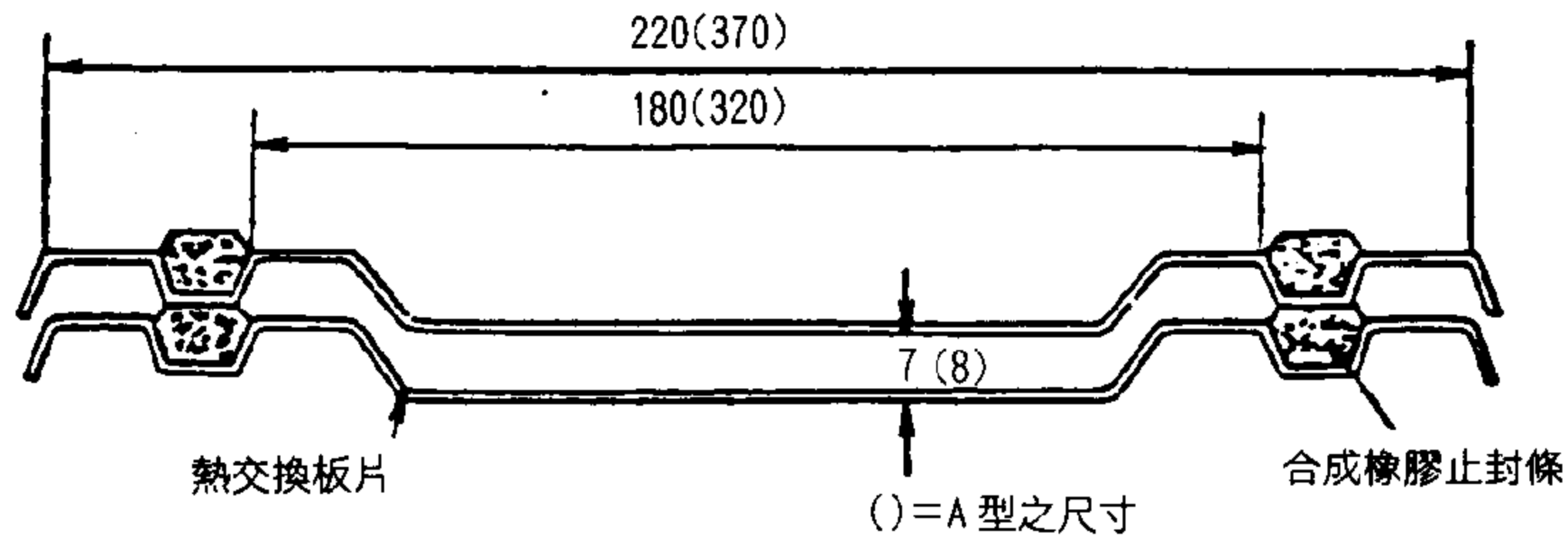


圖 9 表 6 之 A 型及 B 型之流路截面尺寸示意

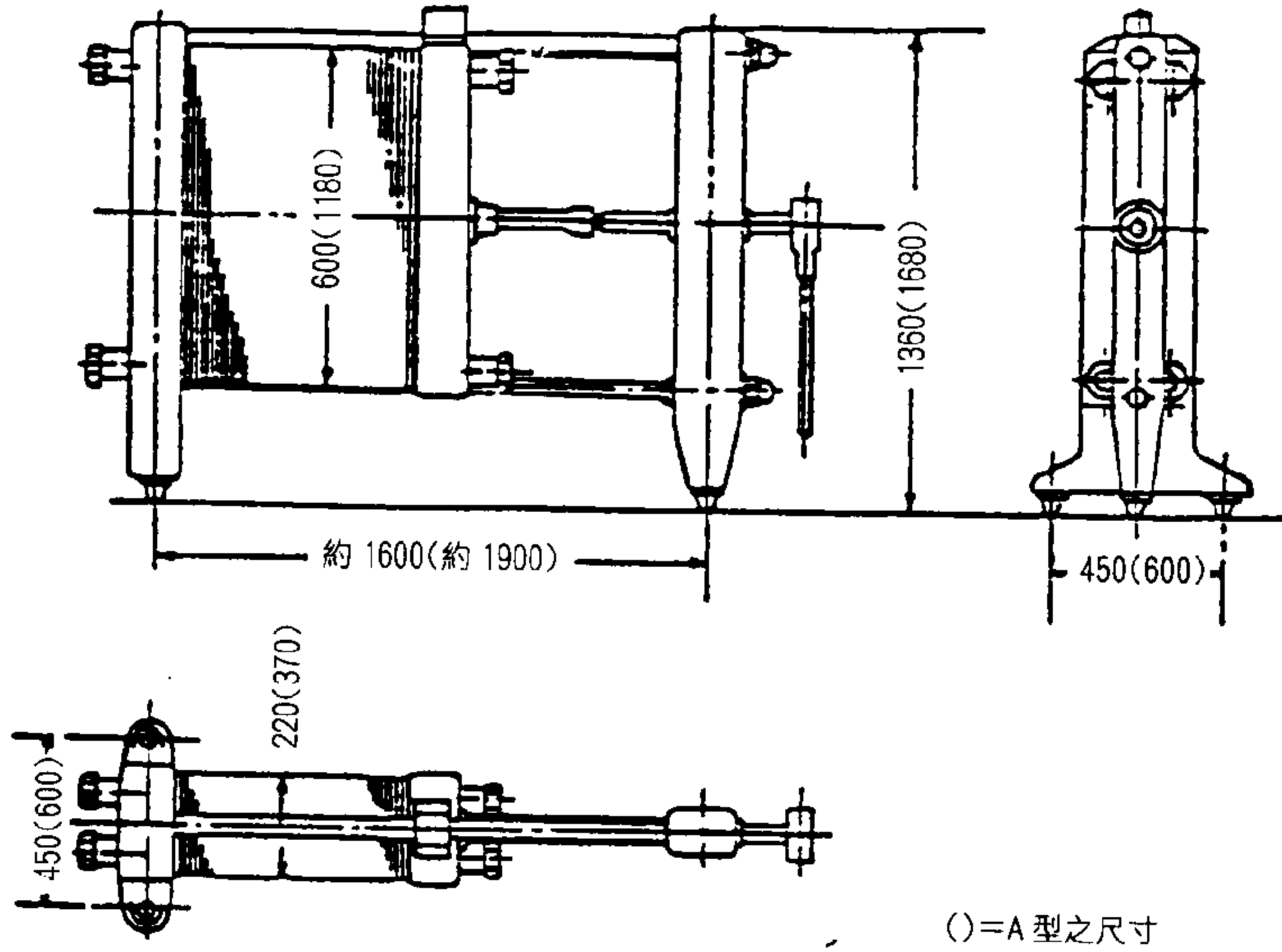


圖 10 表 6 之 A 型及 B 型之組裝外型尺寸圖

(1) 總熱負荷(平衡)

油側 $Q = \left(\frac{8000}{3}\right)(0.5)(80-60)$
 $= 26,700 \text{ kcal/h}$

水側 $Q = 12,000(1)(t_1-32)$
 $= 26,700 \text{ kcal/h} \Rightarrow$
 冷卻水出口溫度, $t_1 = 34.2^\circ\text{C}$

(2) 對數平均溫差

油側 $80 \rightarrow 60 \Rightarrow \Delta t_{lm} = \frac{(45.8-28)}{\ln(45.8/28)} = 36^\circ\text{C}$

水側 $34.2 \leftarrow 32$

Δt 45.8 28

油側

水側

(3) 並流板片數及流速

假設 $m_1 = 2$ $m_2 = 6$

$V_1 = \frac{8}{3 \times 0.8} = 3.3 \text{ m}^3/\text{h}$

$V_2 = 12 \text{ m}^3/\text{hr}$

$u_1 = \frac{3.3}{3.65(2)} = 0.46 \text{ m/s}$

$u_2 = \frac{12}{3.65(6)} = 0.55 \text{ m/s}$

$(u = \frac{V}{3600 \text{ mS}} = \frac{V}{3600 \text{ m}(0.00102)} = \frac{V}{3.65 \text{ m}})$

(4) 熱傳薄膜係數

由圖 6 讀得 $h' = 4,500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

表 7

果 汁	滷水溶液
$\rho = 1.04 \text{ g/cm}^3$	$\rho = 1.102 \text{ g/cm}^3$
$c_p = 0.95 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	$c_p = 0.855 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
$k = 0.47 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$	$k = 0.476 \text{ kcal/kg} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$
$\mu = 1 \text{ c. p.}$	$\mu = 2.21 \text{ c. p.}$
	凍結點: -10°C

3. 例說 2—果汁殺菌冷卻器

某食品工廠之果汁殺菌冷卻器，其殺菌冷卻過程是這樣地：

果汁之流量為 1,100 l/h，由 30°C 加熱至 80°C 以便殺菌，最後冷卻至 5°C 送至下一製程；加熱之熱水入口溫度為 100°C ，流量為 5 Ton/h；中間冷卻階段之冷卻水入口溫度為 15°C ，流量亦為 5 Ton/h；後段冷卻以滷水為冷卻劑，其入口溫度為 -7°C ，流量為 2 Ton/h。各過程之壓降最大限為 2.5 kgf/cm^2 ，其相關物性如表 7 所示。

今採用前表 6 之 B 型板片所組合之熱交換器來設計，其各加熱或冷卻段之設計計算步驟分別為：

【加熱段】

(1) 總熱負荷(平衡)

$$\begin{aligned} \text{果汁側, } Q &= 1,100(0.95)(80-30) \\ &= 52,000 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{熱水側, } Q &= 5,000(1.0)(100-t_2) \\ &= 52,000 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \text{熱水出口溫度, } t_2 = 89.6^\circ\text{C}$$

(2) 對數平均溫差

$$\begin{array}{r} \text{熱水側 } 89.6 \leftarrow 100 \Rightarrow \\ \text{果汁側 } 30 \leftarrow 80 \\ \hline \Delta t \quad 59.6 \quad 20 \end{array}$$

$$\Delta t_{lm} = \frac{(59.6-20)}{\ln(59.6/20)} = 36^\circ\text{C}$$

果汁側 熱水側

(3) 並流板片數及流速

$$\text{假設 } m_1 = 1$$

$$m_2 = 2$$

$$u_1 = 0.29 \text{ m/s}$$

$$u_2 = 0.69 \text{ m/s}$$

(4) 熱傳薄膜係數

$$h_1 = 2,900 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 6,900 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

(5) h 之修正

$$\text{由式(11)得, } F_1 = 0.9$$

$$\Rightarrow h'_1 = 2,900(0.9) = 2,610 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

(6) 總熱傳係數—同前之說明

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{2,610} + \frac{1}{6,900} = \frac{1}{1,900} \Rightarrow$$

$$U = 1,900 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \text{ (忽略板壁之熱阻)}$$

(7) 所須之熱傳面積及板片數

$$\text{由式(19), } A = \frac{52,000}{1,900(36)} = 0.76 \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow N_{req} = 9.5 \text{ 片}$$

(8) 實際總板片數

$$\text{由式(22), } N = 2(2)(3) + 1 = 13 \text{ 片}$$

果汁側 熱水側

(9) 流路數

$$n_1 = 6$$

$$n_2 = 3$$

(10) 壓降值

$$\Delta p_1 = 0.07 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta p_2 = 0.35 \text{ kgf/cm}^2$$

$$F'_1 = 1.0$$

$$\Rightarrow \Delta P_1 = 0.07(6)(1.04)$$

$$= 0.44 \text{ kgf/cm}^2, \text{ 合於要求}$$

$$\Delta P_2 = 0.35(3)(1)$$

$$= 1.05 \text{ kgf/cm}^2, \text{ 合於要求}$$

【中間冷卻段】

(1) 總熱負荷(平衡)

$$\begin{aligned} \text{果汁側, } Q &= 1,100(0.95)(80-20) \\ &= 66,000 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{熱水側, } Q &= 5,000(1.0)(t_1-15) \\ &= 66,000 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \text{冷卻水出口溫度, } t_1 = 28.2^\circ\text{C}$$

(2) 對數平均溫差

$$\text{果汁側 } 80 \leftarrow 20 \Rightarrow$$

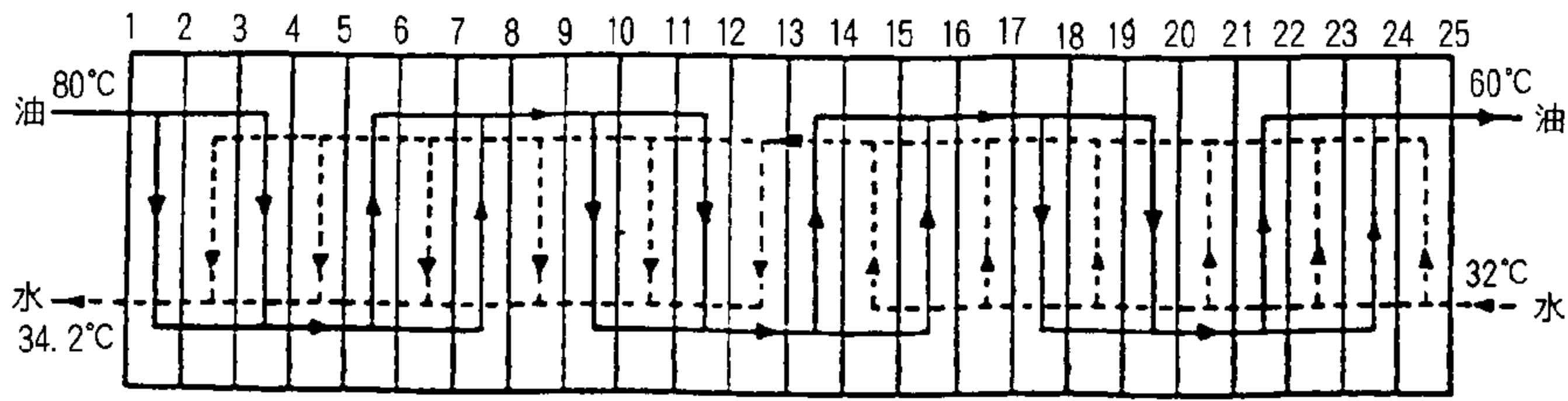


圖 11 本案油冷卻器之流路構成圖

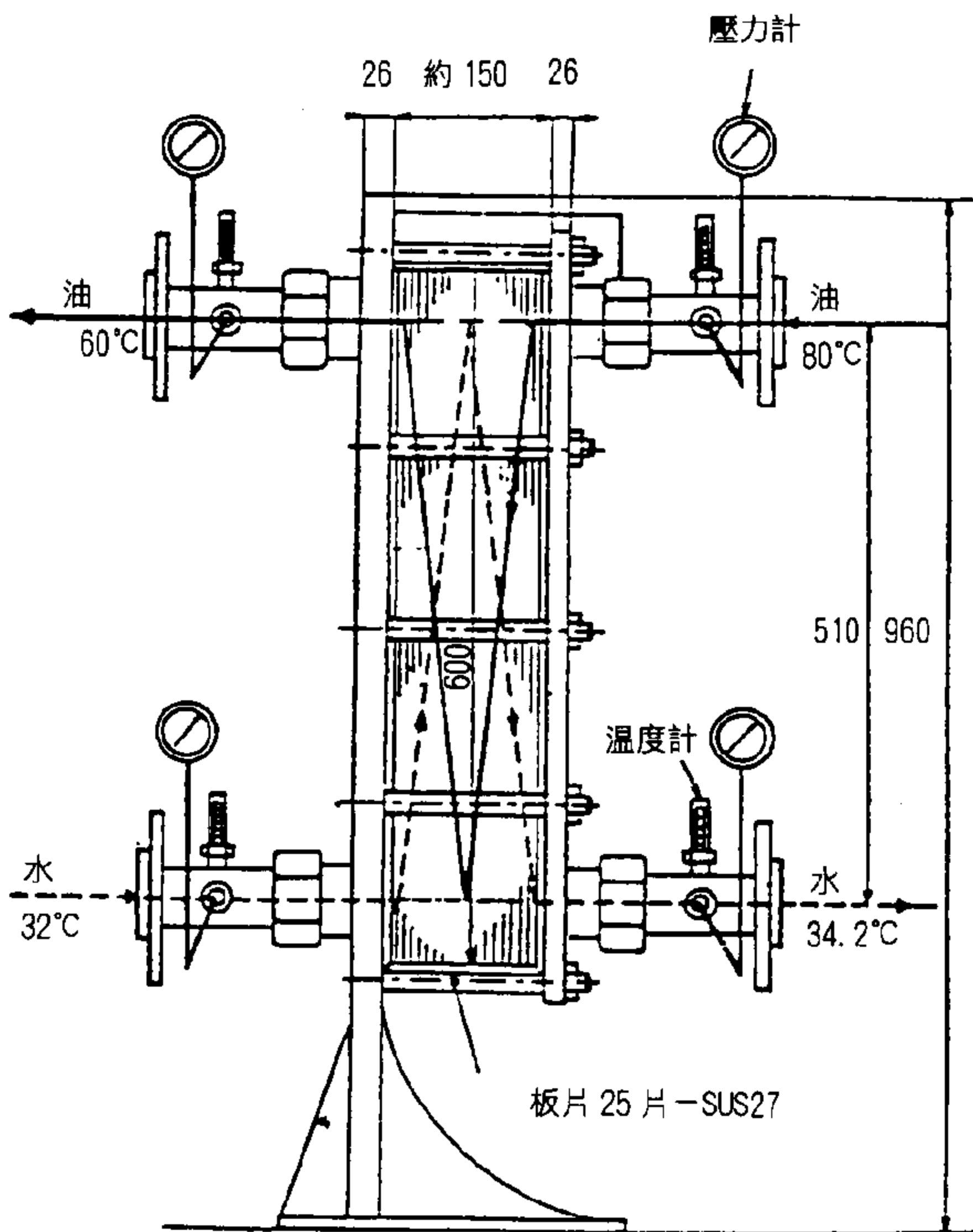


圖 12 本案油冷卻器之總組裝及外型尺寸圖

$$h_2 = 5,600 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

(5) h 之修正

由式(11)得 $F_1 = 0.12$

$$\Rightarrow h'_1 = 4,500(0.12) = 538 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

(6) 總熱傳係數—今以潔淨狀態為計算依據，

即依式(18)來計算

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{538} + \frac{1}{5600} = \frac{1}{490} \quad \Rightarrow$$

$$U = 490 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \text{ (忽略板壁之熱阻)}$$

(7) 所須之熱傳面積及板片數

$$\text{由式(19), } A = \frac{26,700}{490(36)} = 1.52 \text{ m}^2$$

$$\text{由式(21), } N_{\text{req}} = \frac{1.52}{0.08} = 19.1 \text{ 片}$$

(8) 實際總板片數

$$\text{由式(22), } N = 2(6)(2) + 1 = 25 \text{ 片}$$

(9) 流路數

$$\text{由式(23), } n_1 = \frac{6(2)}{2} = 6$$

$$n_2 = \frac{6(2)}{6} = 2$$

(10) 壓降值

由圖 7 讀得, $\Delta p_1 = 0.16$

$$\Delta p_2 = 0.22$$

修正因子, $F'_1 = 1.3$

$$\text{由式(14), } \Delta P_1 = 1.3(0.16)(6)(0.8) = 1 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta P_2 = 1.0(0.22)(2)(1)$$

$$= 0.44 \text{ kgf/cm}^2$$

經由以上之計算結果，吾等可求得其所須之規格大小為：

實際總板片數, $N = 25$ 片

	油側	水側
並流片數	$m_1 = 2$	$m_2 = 6$
流路數	$n_1 = 6$	$n_2 = 2$
壓降	$\Delta P_1 = 1 \text{ kgf/cm}^2$	$\Delta P_2 = 0.44 \text{ kgf/cm}^2$
型式	B 型, 材質為 SUS 製	

流路構成及組裝圖如圖 11 及 12 所示。

熱水側 28.2 ← 15

$$\Delta t \quad 51.8 \quad 5$$

$$\Delta t_{lm} = \frac{(51.8-5)}{\ln(51.8/5)} = 20^\circ\text{C}$$

(3)、(4)、(5)及(6)之步驟與結果同上

(7)所須之熱傳面積及板片數

$$\begin{aligned} \text{由式(19), } A &= \frac{66,000}{1,900(20)} \\ &= 1.74\text{m}^2 \Rightarrow N_{req} = 21.8 \text{ 片} \end{aligned}$$

(8)實際總板片數

$$\text{由式(22), } N = 2(2)(6) + 1 = 25 \text{ 片}$$

果汁側 冷卻水側

(9)流路數

$$n_1 = 12 \quad n_2 = 6$$

(10)壓降值

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= 0.07(12)(1.04) \\ &= 0.88 \text{ kgf/cm}^2, \text{ 合於要求} \\ \Delta P_2 &= 0.35(6) \\ &= 2.10 \text{ kgf/cm}^2, \text{ 合於要求,} \\ &\quad \text{但已太高(水量太大所致)} \end{aligned}$$

【後段冷卻(驟冷)】

(1)總熱負荷(平衡)

$$\begin{aligned} \text{果汁側, } Q &= 1,100(0.95)(20-5) \\ &= 15,350 \text{ kcal/h} \\ \text{滷水側, } Q &= 2,000(0.855)[(t_1 - (-7))] \\ &= 15,350 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \text{滷水出口溫度, } t_1 = 2^\circ\text{C}$$

(2)對數平均溫差

$$\text{果汁側 } 20 \leftarrow 5 \quad \Rightarrow$$

$$\text{滷水側 } 2 \leftarrow -7$$

$$\Delta t \quad 18 \quad 12$$

$$\Delta t_{lm} = \frac{(18-12)}{\ln(18/12)} = 14.6^\circ\text{C}$$

果汁側 滷水側

(3)並流板片數及流速

$$\begin{aligned} \text{假設 } m_1 &= 1 & m_2 &= 1 \\ u_1 &= 0.29 \text{ m/s} & u_2 &= 0.52 \text{ m/s} \end{aligned}$$

(4)熱傳薄膜係數

$$h_1 = 2,900 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 5,400 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

(5)h之修正

由式(11)得,

$$F_1 = 0.9 \quad F_2 = 0.7$$

$$h' = 2,900(0.9) = 2,610 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow h_2' = 3,800 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

(6)總熱傳係數—同前之說明

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{2,610} + \frac{1}{3,800} = \frac{1}{1,500} \Rightarrow$$

$$U = 1,500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

(7)所須之熱傳面積及板片數

$$\begin{aligned} \text{由式(19), } A &= \frac{15,350}{1,500(14.6)} \\ &= 0.7 \text{ m}^2 \Rightarrow N_{req} = 8.7 \text{ 片} \end{aligned}$$

(8)實際總板片數

$$\text{由式(22), } N = 2(1)(5) + 1 = 11 \text{ 片}$$

果汁側 滷水側

(9)流路數

$$n_1 = 5 \quad n_2 = 5$$

(10)壓降值

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= 0.07(5)(1.04) \\ &= 0.37 \text{ kgf/cm}^2 \text{ 合於要求} \\ \Delta P_2 &= 0.2 \\ F_2' &= 1.0 \\ \Delta P_2 &= 1.0(0.2)(5) \\ &= 1.10 \text{ kgf/cm}^2, \text{ 合於要求} \end{aligned}$$

【總成】

經由上諸過程之計算結果，吾等所須之規格大小如表 8：

流路構成圖則如圖 13 所示之大致示意。

結 語

關於各類型板式熱交換器之熱流基礎，雖與一般熱交換器並無二致，但其設計計算依然要藉助一些廠商所提供之規格資料，以輔佐設計計算上的方便與可靠，不若殼管式熱交換器

表 8

果汁側之溫度變化過程， °C	板片數 N	果汁側			熱及冷媒側			熱及冷媒側之溫度變化過程， °C
		m ₁	n ₁	ΔP ₁	m ₂	n ₂	ΔP ₂	
I 加熱段 (30→80)	13	1	6	0.44	2	3	1.05	熱 水 (100→89.6)
II 中間冷卻段 (80→20)	25	1	12	0.88	2	6	2.10	冷卻水 (15→28.2)
III 後段冷卻 (20→5)	11	1	5	0.37	1	5	1.10	滷 水 (-7→2)
合 計	49			1.69				

註：果汁側之總壓降亦小於 2.5 kgf/cm²

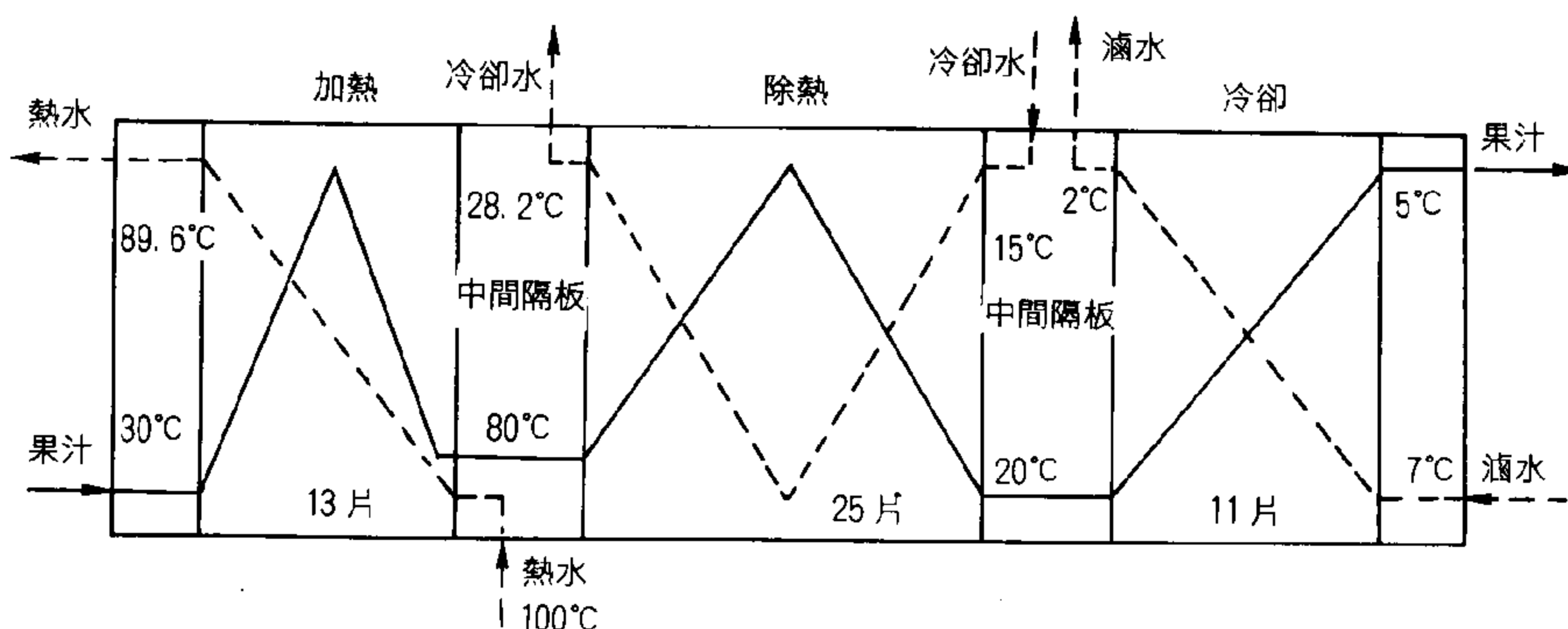


圖 13 殺菌冷卻器之流路構成示意

因其結構較單純且型式也僅限定幾種目前已泛用的型式，再者在應用上亦較為廣泛，因此已發展出一些可供設計計算的基本模式，且有相當的準確性。雖然如此，但這些年來各類型板式熱交換器的應用也遂漸廣泛，經由各製造廠商不斷地經驗與技術累積，所提供之設計計算方法只要在應用上不要太過偏離其適用範圍，也漸次有其準確與可靠性，唯至今有關工作介質在板片間的熱流分析模式尚無法確切建立，致使其理論分析的結果有時難免會與實際情況有所偏差。■

註：Foote, M.R. (1967) "Effective mean temperature differences in multi-pass heat exchangers," National Engineering Laboratory (East Kilbride, Scotland), Report No. 303.

(黃先生現任職於中衛發展中心)