

行政院國家科學委員會專題研究計畫成果報告

計畫名稱：板式熱交換器內波浪型通道之熱傳研究

計畫編號：NSC 90-2212-E-002-201

執行期限：90年8月1日至91年7月31日

主持人：蘇金佳 台灣大學機械工程學系

共同主持人：

計畫參與人員：林俊宏，葉建昌，鄭欽銘

台灣大學機械工程學系

一、中文摘要

本文係針對板式熱交換器內之波浪型流道，進行熱傳遞性能實驗測試與分析。流道的幾何參數包括波狀角度、波狀部分曲率半徑、直線部分長度、與流道寬度等。流道共計有兩個波長，而每個波係由兩個波狀部分與兩個直線部分所構成。以空氣為工質，流體在流經流道中被加熱，並以T型熱電偶線量測流場內大約250~500點的局部溫度。實驗所探討流道的熱傳遞性能則包括流體局部溫度與各截面平均溫度、熱傳遞係數、與紐塞數。

研究結果顯示，平均紐塞數隨著波狀角度與流道波直比的增加而上升。本研究提出在不同的雷諾數範圍下，平均紐塞數、雷諾數、波狀角度、與波直比的經驗方程式，而這些經驗式與實驗數據的誤差均在可接受的範圍內。

關鍵詞：波浪型流道、熱傳遞、紐塞數

Abstract

This experimental study investigated the heat transfer characteristics of the corrugated channel appeared within PHEs. The channel geometry includes the corrugated angle, the width, the curvature radius of the corrugation part, and the length of straight section of the channel. Starting from the entrance, the air temperatures at about 250-500 locations within two wavelengths were monitored with T-type thermocouples.

Results indicate that the average Nusselt numbers increase with both the corrugated angle and the ratio of the curvature radius of corrugation to the length of the straight part of the channel. Empirical relations for the characteristics of these two regimes were obtained with computational approaches.

Keywords: Nusselt number, heat transfer, PHEs

二、緣由與目的

前言及研究背景

板式熱交換器由於具有高熱傳遞性能，體積小

(與殼管式熱交換器具有相同熱傳量時，體積約僅佔其1/2~1/10)，且熱傳遞效率高，已成為冷凍空調業界組裝系統時常使用之熱交換器。

在以往的文獻中，已有許多人針對市售之板式熱交換器，研究其整體性能表現，包括平均熱傳遞與摩擦因子等[1-5]。可以發現對於板式熱交換器，仍然處於整體平均性能分析與測試的階段。前人之研究大多以市售的板式熱交換器，控制工作流體的狀態和流量，以直接測量入口的溫度差和壓力降的方式，測出平均熱傳遞紐塞數與摩擦因子。前人的研究中提供許多關於紐塞數、雷諾數、普朗多數、摩擦因子間關係之經驗公式。但是，一旦更換不同廠牌的板式熱交換器，或是熱交換器內流道的幾何形狀、各板片間的排列方式、與尺寸有所改變時，所提供的經驗方程式便無法廣泛的通用。此外，前人關於波浪型流道內之局部的熱傳遞性能，未有詳細的實驗與理論探討，似乎無法滿足在研發與設計板式熱交換器之需求。

有鑑於此，本研究以板式熱交換器內波浪型流道之局部熱傳遞特性為出發點，和前人不同的是，本研究不使用市售之各種板式熱交換器，而是以不鏽鋼板(SS304)製造出和板式熱交換器內之波浪板形狀類似的通道進行實驗測試，以藉此將複雜的板式熱交換器內流動情形單純化，期望與真實狀況能夠大致吻合。

三、實驗設備與實驗方法

實驗系統簡介

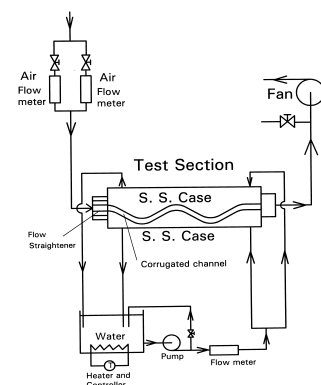


圖1 波浪型流道實驗系統配置圖

實驗設備之配置如圖 1 所示，可分為主流道系統、水系統、空氣系統、壓力量測系統、溫度量測系統及電控系統。本實驗之波浪型流道之幾何參數示意如圖 2 所示，而其幾何尺寸如表 1 所示。

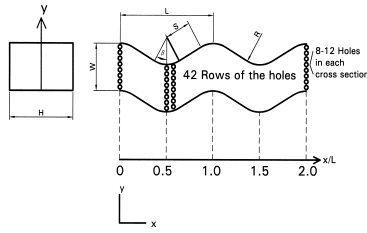


圖 2 波浪型流道幾何形狀示意圖

主流道系統各元件的功能分述如下：

整流器：其用途為使空氣在進入彎曲流道主體前能得到均勻流，內部裝滿直徑為 5mm、長為 100mm 之吸管。

波浪型流道水箱：主流道之設計以二空心之金屬箱，其中一面做成波浪狀，將空心之金屬箱注入循環流動等溫的熱水，以控制金屬波浪板的恆溫狀態。金屬箱各有六個進水口與五個出水口，以保持水的混合均勻，除了波浪板區之外，各面均加以絕熱。金屬箱放置完成之後，上下各夾一片銅板構成封閉型通道。

格點測量板：為了測定主流道的溫度，特將上夾板鑽成 43 排，每排 58 孔之格點，按前密後疏之安排以對整個流道作精密的溫度測量。

流道	1	2	3	4	5
平板材料	Stainless Steel 304				
流道波數	2				
波長 (L, mm)	475	448	492	459	488
平板厚度(mm)	2				
波狀角度 (β)	$\frac{f}{12}$	$\frac{f}{6}$	$\frac{f}{6}$	$\frac{f}{6}$	$\frac{f}{4}$
波狀曲率半徑 (R, mm)	120	120	90	160	115
直線部分長度 (S, mm)	120	120	180	80	115
流道寬度 (W, mm)	42.3	40	43.8	40.8	43.4
流道水力直徑 (Dh, mm)	71.9	68.6	74.0	69.8	73.5
流道高度 (H, mm)	240				
波直比例 (R/S)	1	1	0.5	2	1
寬長比例 (W/L)	0.089	0.089	0.089	0.089	0.089
寬高比例 (W/H)	0.176	0.167	0.183	0.17	0.181
每截面測量點數目 (n)	8	8	8	8	8

表 1 流道詳細尺寸

水系統之示意如圖 1 所示，是由加熱控制恆溫槽(包括加熱器與恆溫控制器)、水泵、管路與閥、和流量計(8~480 L/min)所構成。恆溫水系統是採用循環水的方式，由水泵浦將熱水送至測試區之水箱，將波浪板加熱。水箱排出的熱水流回至恆溫水

槽，再由加熱器進行加熱，以維持熱水的溫度。熱水流率可利用旁通閥以及流量控制閥來加以控制，並以流量計量測之。

空氣系統係由抽風機、管路與閥、流量計所構成，其配置如圖 1 所示。其目的在於提供室內空氣流經由波浪型流道構成之測試區，以測量流經波浪型通道的熱傳遞現象。

本實驗測量數百點波浪流道中的局部溫度，將熱電偶線插入銅棒中並固定於流道之中，對外接溫度顯示器以讀取溫度值，並製作擴充開關以便同時量測所有溫度。

本流道所定之參數共計有：波浪板之曲率半徑 (R)，波浪板直線長度(S)，波狀角度(β)，波浪通道之二維座標(x 與 y 方向)，波長(L)、波道寬度(W)等，如圖 2 所示。將上述 7 個參數無因次化後，再加上流體之雷諾數，即為本實驗所設計之流道幾何操縱變因。本實驗各參數之定義如下：

雷諾數定義為

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} = \frac{\rho D_h}{\mu} \left(\frac{\dot{V}}{WH} \right) \quad (1)$$

此處 ρ 為空氣密度，u 為流體平均速度， μ 為空氣黏度， \dot{V} 為流體體積流率，W 為流道寬度，H 為流道高度， D_h 是流道的水力直徑。

流道內之微分控制體積，如圖 3 所示。

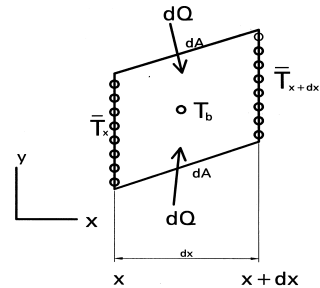


圖 3 流道微分控制體積

定沿著流道方向為 x 座標，垂直 x 方向為 y 方向。由壁面傳向流體的熱傳遞， dQ ，可由能量守恆定律表示為

$$dQ = \dot{m} c_p ((T_m)_{x+dx} - (T_m)_x) \quad (2)$$

上式 \dot{m} 為流體質量流率， c_p 為空氣定壓比熱， $(T_m)_x$ 和 $(T_m)_{x+dx}$ 分別為在 x 與 x+dx 兩截面的平均溫度，以下式來計算：

$$(T_m)_x = \frac{\sum_{n=1}^8 T_x}{8} \quad \text{與} \quad (T_m)_{x+dx} = \frac{\sum_{n=1}^8 T_{x+dx}}{8} \quad (3)$$

dQ 由牛頓冷卻定律可表示為

$$dQ = h_x (T_w - T_b) dA \quad (4)$$

式中 h_x 為局部熱傳遞係數， T_w 為壁溫， dA 是壁面的表面積， T_b 是流體的薄膜溫度(bulk temperature)，定義為

$$T_b = \frac{(T_m)_x + (T_m)_{x+dx}}{2} \quad (5)$$

由方程式(2)和(4)，局部熱傳遞係數可表示為

$$h_x = \frac{mc_p((T_m)_{x+dx} - (T_m)_x)}{(T_w - T_b)dA} \quad (6)$$

局部紐塞數定義為

$$Nu_x \equiv \frac{h_x D_h}{k} = \frac{mc_p((T_m)_{x+dx} - (T_m)_x)WH}{k(W+H)(T_w - T_b)dA} \quad (7)$$

而平均紐塞數以下式計算

$$Nu_{a-b} = \frac{\int_a^b Nu_x dA}{\int_a^b dA} \quad (8)$$

下標 a 和 b 代表 x/L 的截面位置。

四、結果與討論

1. 波狀角度對熱傳遞之影響

在討論波狀角度對熱傳遞特性影響時，流道的無因次寬度與波直比例均保持固定，其中 $W^* = 0.089$ 與 $R/S = 1$ 。在本研究中共測試波狀角度分別為 $f/12$ 、 $f/6$ 、與 $f/4$ 時對平均熱傳遞性能之影響，詳細的討論如下所述：

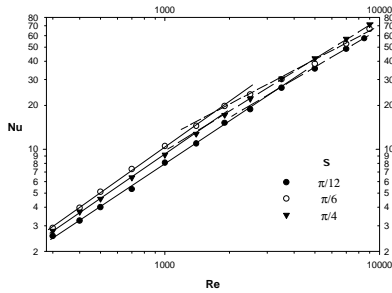


圖 4 平均紐塞數、波狀角度、與雷諾數的關係
($S = f/6$ 、 $R/S = 1$)

圖 4 顯示在三組具有不同波狀角度之流道中，平均紐塞數、波狀角度、與雷諾數的關係。從圖中可看出，在雷諾數小於 2500 時，波狀角度為 $f/6$ 時具有最大的平均紐塞數，其次是波狀角度為 $f/4$ 時，而波狀角度為 $f/12$ 時其平均紐塞數最小。但當雷諾數大於 2500 時，平均紐塞數則隨著波狀角度的增加而上升。造成在雷諾數大於 2500 時，平均紐塞數隨波狀角度的增加而上升之原因可能在於，當波狀角度大時，代表流道邊界改變的幅度較大，流體流經流道時方向改變的幅度也較大。當流體改變方向的幅度越大時，會造成流體粒子間的混合較為劇烈，因此使得熱傳遞率與平均紐塞數同時增加。然而在雷諾數小於 2500 時，平均紐塞數似乎就不是那麼規則地隨著波狀角度的增加而上升，而是成先升後降的趨勢。造成這種結果的原因可能有二，當波狀角度變大時，在流道內流場可能會產生分離的現象而造成環流(circulation)，使得熱傳遞率劣化，因此在雷諾數小於 2500 時且波狀角度為 $f/4$ 時，流場或許產生分離，使得平均紐塞數下降，如此便可解釋在雷諾數小於 2500 時平均紐塞數隨著波狀角度先升而後降的現象。但

當雷諾數大於 2500 時，由於流場的流動型式由層流轉變成紊流，流體間的擾動與混合更加劇烈，或許如此可以降低流場分離對平均紐塞數造成的劣化效應，也使得平均紐塞數隨著波狀角度的增加而上升。另一則為實驗誤差，由於實驗的誤差大約為 10~14%，因此造成這種結果的原因有可能為實驗所造成的誤差，而事實上平均雷諾數仍然是隨著波狀角度的增加而上升，如同於雷諾數大於 2500 一樣。

歸納在 $R/S = 1$ 的流道中，雷諾數介於 300 與 2500 間之平均紐塞數、雷諾數、與波狀角度的關係，其經驗方程式為

$$Nu = 0.0136Re^{0.957} S^{0.146} \quad (9)$$

for $300 \leq Re \leq 2500$ and $\frac{f}{12} \leq S \leq \frac{f}{4}$

在 9 式中，實驗數值與經驗公式值之誤差約在 $\pm 15\%$ 以內。雖然誤差稍微大了一點，但仍在可以接受的範圍之內。在雷諾數較小時會有比較大的誤差，然而在較大的雷諾數時，誤差均在 $\pm 7.5\%$ 之內，這是從圖 4 中就可預期到的結果。由另一型式來歸納在 $R/S = 1$ 的流道中，雷諾數介於 300 與 2500 之間之平均紐塞數、雷諾數、與波狀角度的關係之經驗方程式為

$$Nu = 0.393Re^{0.956}(-0.0830S^2 + 0.0952S + 0.00803) \quad (10)$$

for $300 \leq Re \leq 2500$ and $\frac{f}{12} \leq S \leq \frac{f}{4}$

在 10 式中，大部分的實驗數值與經驗公式值之誤差約在 $\pm 6\%$ 以內，僅有少數誤差約在 $\pm 12\%$ 左右。因此，以二次函數來描述波狀角度對平均紐塞數的影響，似乎有較精確且貼切的結果。由於平均紐塞數隨著波狀角度的增加而先升後降，因此波狀角度二次項的係數小於 0，如 13 式所示。在 $R/S = 1$ 的流道中，雷諾數介於 2500 與 9000 之間時，平均紐塞數、雷諾數、與波狀角度的關係之經驗方程式為

$$Nu = 0.0238Re^{0.882} S^{0.149} \quad (11)$$

for $2500 < Re \leq 9000$ and $\frac{f}{12} \leq S \leq \frac{f}{4}$

在 11 式中，實驗數值與經驗公式值之誤差約在 $\pm 4\%$ 以內。若僅以一個具有 9 式型式之單一的方程式來描述在 $R/S = 1$ 的流道中，平均紐塞數與所有的雷諾數、波狀角度之關係，則此經驗方程式為

$$Nu = 0.0223Re^{0.890} S^{0.148} \quad (12)$$

for $300 \leq Re \leq 9000$ and $\frac{f}{12} \leq S \leq \frac{f}{4}$

在 12 式中，當雷諾數較大時，實驗數值與經驗公式值之誤差約在 $\pm 5\%$ 以內，然而當雷諾數較小時，實驗數值與經驗公式值之誤差則在 $\pm 10 \sim 20\%$ 之間。

2. 波直比例(R/S)對熱傳遞之影響

討論波直比例對熱傳遞特性影響時，流道的無因次寬度與波狀角度均保持固定，其中 $W^* = 0.089$ 與 $S = f/6$ 。在本研究中共測試之波直比例分別為 0.5、1、與 2 時對平均熱傳遞性能之影響，詳細的討論如下所述：

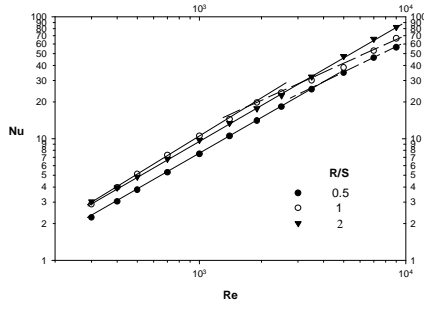


圖 5 平均紐塞數、波直比、與雷諾數之關係
($S=f/6$ 、 $W^*=0.089$)

圖 5 顯示在三組具有不同波直比之流道中，平均紐塞數與雷諾數的關係。從圖中可看出，在雷諾數小於 2500 時，平均紐塞數隨著波直比的增加產生了先升後降的趨勢，但當雷諾數大於 2500 時，平均紐塞數則隨著波直比的增加而上升。造成在雷諾數大於 2500 時，平均紐塞數隨波直比的增加而上升之原因可能在於，當波直比較大時，代表流體處於流道轉彎的區域佔總流道比率較大，也使得在轉彎處流體粒子間劇烈混合的區域較大，使熱傳遞率與平均紐塞數同時增加。然而在雷諾數小於 2500 時，平均紐塞數似乎就不是那麼規則地隨著波直比增加而上升，而是成先升後降的趨勢。造成這種結果的原因可能有二，當波直比變大時，在流道內流場可能較容易會產生分離的現象而造成環流，使得熱傳遞率劣化，因此在雷諾數小於 2500 時，由於當波直比為 2 時，流場或許產生分離，使得平均紐塞數下降，如此便可解釋在雷諾數小於 2500 時平均紐塞數隨著波直比先升而後降的現象。但當雷諾數大於 2500 時，由於流體間的擾動與混合更加劇烈，或許如此可以降低流場分離對平均紐塞數造成的劣化效應，也使得平均紐塞數隨著波直比的增加而上升。另一原因則為實驗誤差。

歸納在 $S=f/6$ 的流道中，雷諾數介於 300 與 2500 之間之平均紐塞數、雷諾數、與波直比之關係，則經驗方程式為

$$Nu = 0.0128 Re^{0.951} \left(\frac{R}{S}\right)^{0.146} \quad (13)$$

for $300 \leq Re \leq 2500$ and $0.5 \leq \frac{R}{S} \leq 2$

在 13 式中，實驗數值與經驗公式值之誤差約在 $\pm 17\%$ 以內，而此誤差略嫌稍大。以另一型式來歸納在 $S=f/6$ 的流道中，雷諾數介於 300 與 2500 之間之平均紐塞數、雷諾數、與波直比的關係，則經驗方程式為

$$Nu = 0.333 Re^{0.950} \left[-0.017 \left(\frac{R}{S}\right)^2 + 0.0481 \left(\frac{R}{S}\right) + 0.0123 \right] \quad (14)$$

for $300 \leq Re \leq 2500$ and $0.5 \leq \frac{R}{S} \leq 2$

在 14 式中，大部分的實驗數值與經驗公式值之誤差均在 $\pm 5\%$ 以內，僅在雷諾數較小時有少數實驗值與經驗公式之誤差約在 $\pm 15\%$ 左右。因此，以二次函數來描述波直比對平均紐塞數的影響，似乎如同波狀角度一樣也有較精確且貼切的結果。在

雷諾數介於 2500 與 9000 之間時，平均紐塞數、雷諾數、與波狀角度的關係之經驗方程式為

$$Nu = 0.0175 Re^{0.907} \left(\frac{R}{S}\right)^{0.258} \quad (15)$$

for $2500 < Re \leq 9000$ and $0.5 \leq \frac{R}{S} \leq 2$

在 21 式中，實驗數值與經驗公式值之誤差約在 $\pm 6\%$ 以內。若僅以一個具有 13 式型式之單一的方程式來描述在 $S=f/6$ 的流道中，平均紐塞數與所有的雷諾數、波直比的關係，則此經驗方程式為

$$Nu = 0.0166 Re^{0.914} \left(\frac{R}{S}\right)^{0.247} \quad (16)$$

for $300 \leq Re \leq 9000$ and $0.5 \leq \frac{R}{S} \leq 2$

在 22 式中，當雷諾數較大時，實驗數值與經驗公式值之誤差約在 $\pm 5\%$ 以內，然而當雷諾數較小時，實驗數值與經驗公式值之誤差則在 $\pm 10 \sim 20\%$ 之間。

四、結論與建議

本研究係針對板式熱交換器內之波浪型流道進行熱傳遞性能實驗測試與分析。由研究之結論可知，波浪型流道具有良好的熱傳增強性能，但針對波浪型流道之相關研究，由於本研究屬於先行者，因此在未來之研究仍有許多值得發展與推廣的空間，可以計算流體力學(CFD)或有限元素法針對波浪型流道中之熱傳遞特性，做數值模擬及計算，並與實驗數據詳加比較。

五、參考文獻

1. Z.Z. Wang and Z.N. Zhao, Analysis of performances of steam condensation heat transfer and pressure drop in plate condensers, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 14, No. 4, pp. 32-41, 1993.
2. R. Bogaert and A. Bölcs, Global Performance of a Prototype Brazed Plate Exchanger in a Large Reynolds Number Range, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 293-311, 1995.
3. A. Muley and R.M. Manglik, Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates, *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME*, Vol. 121, pp. 110-117, 1999.
4. A. Muley, R.M. Manglik, and H.M. Metwally, Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger, *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME*, Vol. 121, pp. 1011-1017, 1999.
5. Y.Y. Yan and T.F. Lin, Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger, *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME*, Vol. 121, pp. 118-121, 1999.
6. Y.S. Lee, Y.M. Sun, and C.C. Su, Experimental study of heat transfer of corrugated channels, *Proceedings of the 1st International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, Vol. 1, Part 1, pp. 505-510, 2002.