

國立交通大學

機械工程所

碩士論文

旁通概念應用在鰭管式熱交換器結露時之性能
探討

The study of fin-and-tube heat exchangers with
the concept of “partial bypass” under wet
conditions

研究生：鄭宥澄

指導教授：王啟川 教授

中華民國一百零二年七月

旁通概念應用在鰭管式熱交換器結露時之性能探討

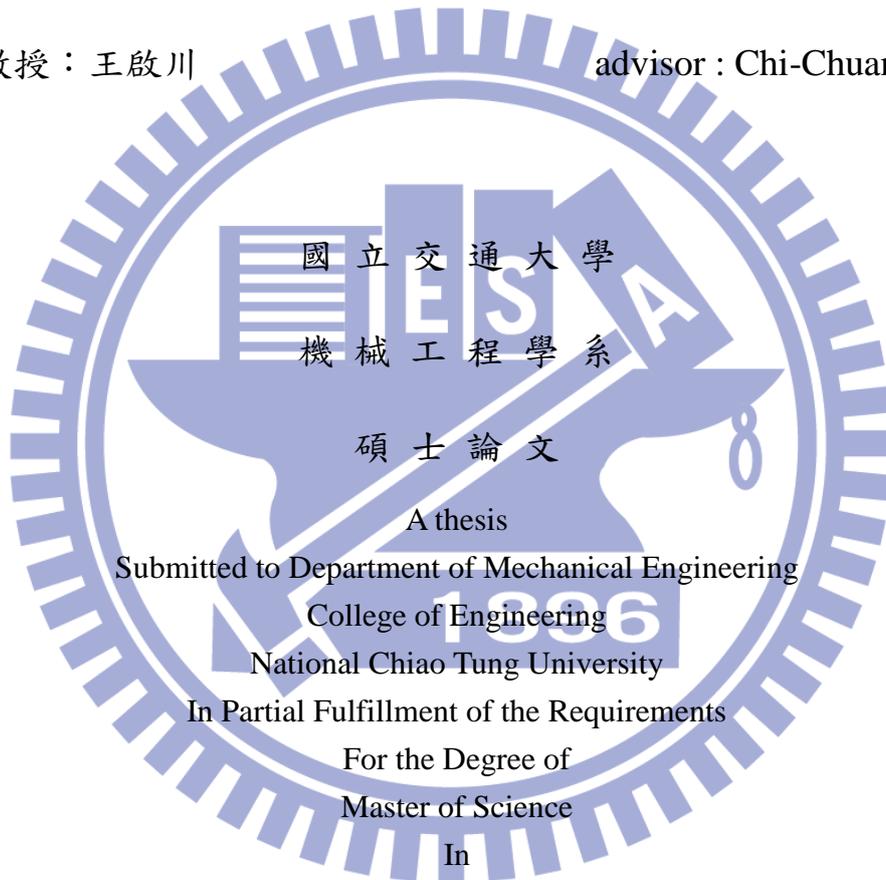
**The study of fin-and-tube heat exchangers with the concept
of “partial bypass” under wet conditions**

研 究 生：鄭宥澄

student : Yu-Cheng Cheng

指 導 教 授：王啟川

advisor : Chi-Chuan Wang



Submitted to Department of Mechanical Engineering
College of Engineering
National Chiao Tung University

In Partial Fulfillment of the Requirements
For the Degree of
Master of Science

In
Mechanical Engineering

November 2012

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國一百零二年七月

旁通概念應用在鰭管式熱交換器結露時之性能探討

研究生：鄭宥澄

指導教授：王啟川

國立交通大學機械工程學系碩士班

摘要

為改善熱交換器的性能，本研究將旁通(partial bypass)概念導入傳統氣冷式鰭管熱交換器之設計，使得部分氣流流經熱交換器時不會流經前排熱交換器而直接流往後排熱交換器。儘管減少通過前排熱交換器的氣流量將降低前排熱交換器的熱傳性能，然而後排熱交換器的熱傳性能也將獲得提升。在此一消一長之情況下，其總熱傳性能可能不變或小幅降低，然其總壓降將明顯降低。為評估此性能，本研究藉由實驗的設計，分析傳統氣冷鰭管式熱交換器與含旁通設計之熱交換器之間性能的差異。比較在不同幾何參數與熱負載下之熱傳現象與壓降，做為新一代兩排/多排含旁通之熱交換器設計之參考。

關鍵字：鰭管式熱交換器、旁通設計概念

ABSTRACT

This research is for improving the performance of fin-and-tube heat exchangers with the concept of “Partial bypass”. The basic idea of “Partial bypass” is to introduce bypass stream which bypasses the front part to the rear part of the heat exchanger via reducing the contact area of the front part of the heat exchanger. Reducing the contact area of the front part of the heat exchanger will lower the heat transfer performance; however, the heat transfer performance of the rear part is substantially increased. The concept can be implemented with maintaining the heat transfer rate but accompanies with a much lower pressure drop, or it can be applied with the same pumping power but accompanies with a much higher heat transfer rate. By changing the contact area and the type of the heat exchanger to change partial bypass condition, we can observe the impact on the performance of heat transfer and pressure drop under different partial bypass circumstances.

Keywords: fin-and-tube heat exchanger, partial bypass

致謝

很高興能夠在交通大學完成大學學業和碩士學位。首先最要感謝的就是我的指導教授，王啟川博士。很慶幸自己可以在啟川老師剛來交大的第二年就進到老師實驗室門下。在這裡不但有完善的實驗環境，老師也提供了許多機會讓我們可以學習獨立解決問題。也因為啟川老師這兩年的指導與教誨，讓我在工程以及實務經驗上有非常多的收穫。另外也要感謝工研院楊愷祥博士以及廖建順資深研究員，在口試時提出了許多寶貴的意見，讓我的論文更加完善，在此致上最誠摯的感謝。

感謝在碩一時期給我許多意見和幫助的學長姐們，保哥、土壕、磊哥、冠宇、坤穎、彥慶、楷祥、靖瑞、瑋亭、伯公、士哲、仁傑、立竹、洋嘉、善豪、泳鈺、宇棋、美佐、佩如、臣洺等，謝謝你們的鼓勵與指導。還有重要的同是碩二的戰友們，建宏、宜群、慧敏、小翼、茂銓、建任、建宇、敦仁、資翰等，無論是在實驗上遇到的挫折，或是生活上遇到的瓶頸，總是能夠互相打氣與支持，謝謝你們在我碩士生涯裡帶給我的加油與幫助。

同時，也要感謝在大學時社團的所有夥伴、隊友和大學同學們。有你們一同在新竹打拼，讓我得以時常感受到你們的關愛。謝謝你們也祝福你們。

此外，我要感謝在碩二下半年裡出現在我生命中的女孩，胤羽。
謝謝你在我心情低落或是不順遂時帶給我力量。每次只要是有不愉快的事情發生時，只要想到有你的陪伴我就能再度打起精神。謝謝妳。

最後，更要感謝一路支持我的家人對於我的養育之恩和辛苦的栽培，有你們當我最強力的後盾，使我可以無後顧之憂地學習，順利完成碩士學位。要感謝的人太多了，僅以此論文獻給所有關心我的人，謝謝你們。



鄭宥澄

2013.08 交大工程五館 550

目錄

摘要.....	I
ABSTRACT.....	II
致謝.....	III
目錄.....	V
表目錄.....	VI
圖目錄.....	VI
符號說明.....	XI
第一章 緒論.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 研究背景.....	3
1.3 研究動機.....	4
1.4 本文架構.....	5
第二章 文獻回顧.....	10
第三章 實驗部分.....	17
3.1 實驗設備.....	17
3.2 實驗步驟.....	20
3.3 理論分析.....	21
第四章 結果與討論.....	41
4.1 鰭片間距為 1.2mm，兩排管熱交換器旁通性能比較.....	41

4.2 鰭片間距為 1.2mm，四排管熱交換器旁通性能比較.....	48
第五章 結論	66
參考文獻	68

表目錄

表 3-1 熱交換器尺寸表	40
---------------------	----

圖目錄

圖 1-1 複式熱交換器的工作原理 [1]	6
圖 1-2 轉輪式熱交換器示意圖 [1]	6
圖 1-3 各種常見的基材 [1]	7
圖 1-4 常見的氣冷式熱交換器 [1]	7
圖 1-5 各種常見的連續型鰭片 [1]	8
圖 1-6 (a)四排管熱交換器(b)八排管熱交換器(c)旁通概念概要 [2]	9
圖 3-1 設備架構圖	28
圖 3-2 實際風洞設備照片	28
圖 3-3 實際離心扇照片	29
圖 3-4 實際控制面板與變頻器照片	29

圖 3-5 壓差計	30
圖 3-6 大氣壓力計(絕對壓力).....	30
圖 3-7 出口端實際量測位置圖 (圈圈為測量位置).....	31
圖 3-8 旁通裝置壓克力板件.....	31
圖 3-9 旁通風扇	32
圖 3-10 旁通裝置示意圖，(a)側視圖；(b)上視圖.....	32
圖 3-11 流量計	33
圖 3-12 紀錄器 DS 400.....	33
圖 3-13 資料擷取器 DA100.....	34
圖 3-14 差壓計校正曲線圖.....	34
圖 3-15 流量計校正曲線圖.....	35
圖 3-16 熱電偶校正曲線圖.....	35
圖 3-17 熱電偶校正曲線圖.....	36
圖 3-18 熱電偶校正曲線圖.....	36
圖 3-19 熱電偶校正曲線圖.....	37
圖 3-20 熱電偶校正曲線圖.....	37

圖 3-21 熱電偶校正曲線圖	38
圖 3-22 熱電偶校正曲線圖	38
圖 3-23 RTD 校正曲線圖	39
圖 3-24 RTD 校正曲線圖	39
圖 3-25 壓降理論圖	40
圖 4-1 兩排管熱交換器，面速對於熱傳量和壓降的關係圖	56
圖 4-2 旁通概念應用在兩排管熱交換器，熱傳量比值對於 BR 的關係圖，RH=50%	56
圖 4-3 旁通概念應用在兩排管熱交換器，壓降比值對於 BR 的關係圖，RH=50%	57
圖 4-4 旁通概念應用在兩排管熱交換器，前排熱交換器熱傳量和後排熱交換器熱傳量占總熱傳量的比值對於 BR 的關係圖，RH=50%，(a) $V_{fr}=0.5$ m/s；(b) $V_{fr}=1$ m/s；(c) $V_{fr}=2$ m/s；(d) $V_{fr}=4$ m/s	58
圖 4-5 旁通概念應用在兩排管熱交換器，熱傳量比值對於 BR 的關係圖，RH=80%	59
圖 4-6 旁通概念應用在兩排管熱交換器，壓降比值對於 BR 的關係圖，RH=80%	59

圖 4-7 旁通概念應用在兩排管熱交換器，前排熱交換器熱傳量和後排熱交換器熱傳量占總熱傳量的比值對於 BR 的關係圖，RH=80%，(a) $V_{fr}=0.5$ m/s；(b) $V_{fr}=1$ m/s；(c) $V_{fr}=2$ m/s；(d) $V_{fr}=4$ m/s.....	60
圖 4-8 四排管熱交換器， $F_p=1.2$ ，面速對於熱傳量和壓降的關係圖.....	61
圖 4-9 旁通概念應用在四排管熱交換器，熱傳量比值對於 BR 的關係圖，RH=50%	61
圖 4-10 旁通概念應用在四排管熱交換器，壓降比值對於 BR 的關係圖，RH=50%	62
圖 4-11 旁通概念應用在四排管熱交換器，前排熱交換器熱傳量和後排熱交換器熱傳量占總熱傳量的比值對於 BR 的關係圖，RH=50%，(a) $V_{fr}=0.5$ m/s；(b) $V_{fr}=1$ m/s；(c) $V_{fr}=2$ m/s；(d) $V_{fr}=4$ m/s.....	63
圖 4-12 旁通概念應用在四排管熱交換器，熱傳量比值對於 BR 的關係圖，RH=80%	64
圖 4-13 旁通概念應用在四排管熱交換器，壓降比值對於 BR 的關係圖，RH=80%	64
圖 4-14 旁通概念應用在四排管熱交換器，前排熱交換器熱傳量和	

後排熱交換器熱傳量占總熱傳量的比值對於 BR 的關係圖，
RH=80%，(a) $V_{fr}=0.5$ m/s；(b) $V_{fr}=1$ m/s；(c) $V_{fr}=2$ m/s；(d) $V_{fr}=4$
m/s.....65



符號說明

A_o = 管外總面積， m^2

$A_{p,i}$ = 管內面積， m^2

$A_{p,m}$ = 管側平均熱傳面積， m^2

$A_{p,o}$ = 管外面積， m^2

BR = 旁通比率 (Bypass Ratio)

b'_p = 以管內壁溫度估算飽和空氣焓曲線的斜率值， $J/kg \cdot K$

b'_r = 以冷媒溫度估算飽和空氣焓曲線的斜率值， $J/kg \cdot K$

$b'_{w,m}$ = 以冷凝水平均溫度估算飽和空氣焓曲線的斜率值， $J/kg \cdot K$

$b'_{w,p}$ = 以管外壁溫度估算飽和空氣焓曲線的斜率值， $J/kg \cdot K$

$C_{p,a}$ = 常壓下空氣比熱

$C_{p,w}$ = 常壓下水的比熱

D_c = 管外徑，m

D_i = 管內徑，m

f = 摩擦係數

f_i = 管內水側摩擦係數

F = 修正係數

F_p = 鰭片截距，m

$h_{c,o}$ = 顯熱傳係數， $W/m^2 \cdot K$

h_i = 管內熱傳係數， $W/m^2 \cdot K$

$h_{o,w}$ = 濕熱傳係數， $W/m^2 \cdot K$

I_0 = 零階的第一種修正 Bessel 函數

I_1 = 一階的第一種修正 Bessel 函數

i = 空氣焓值， kJ/kg

$i_{a,in}$ = 空氣入口焓值， kJ/kg

$i_{a,out}$ = 空氣出口焓值， kJ/kg

i_{fg} = 氣液相變化潛熱， kJ/kg

$i_{r,m}$ = 以平均冷媒側溫度估算相對飽和空氣的焓值， kJ/kg

$i_{r,in}$ = 以進口冷媒側溫度估算相對飽和空氣的焓值， kJ/kg

$i_{r,out}$ = 以出口冷媒側溫度估算相對飽和空氣的焓值， kJ/kg

$i_{s,fm}$ = 以平均鰭片溫度估算相對飽和空氣的焓值， kJ/kg

$i_{s,fb}$ = 以鰭片根部溫度估算相對飽和空氣的焓值， kJ/kg

$i_{s,p,i,m}$ = 以管壁內壁溫度估算相對飽和空氣的焓值， kJ/kg

$i_{s,p,o,m}$ = 以管壁外壁溫度估算相對飽和空氣的焓值， kJ/kg

$i_{s,w,m}$ = 以管外冷凝液膜平均溫度估算相對飽和空氣的焓值，kJ/kg

Δi = 平均焓差，kJ/kg

j = Colburn factor

j_N = N 排管的 Colburn factor

K_0 = 零階的第二種修正 Bessel 函數

K_1 = 一階的第二種修正 Bessel 函數

K_c = 驟縮(壓力損失)係數

K_e = 驟升(壓力損失)係數

k_f = 鰭片熱傳導係數，W/m · K

k_p = 管壁熱傳導係數，W/m · K

k_w = 水熱傳導係數，W/m · K

l = 鰭片長度，m

\dot{m}_a = 空氣質量流率，kg/s

\dot{m}_w = 水質量流率，kg/s

N = 管排數

ΔP = 壓降，Pa

Pl = 熱交換器縱向管間距，m

Pr = Prandtl number

P_t = 鰭片橫向節距，m

\dot{Q}_{avg} = 空氣側和水側之平均熱傳量，W

\dot{Q}_a = 空氣側熱傳量，W

\dot{Q}_w = 水側熱傳量，W

r_i = 熱傳管管外半徑，m

r_o = 包含鰭片高度的管半徑，m

Re_{Di} = 雷諾數的特徵長度使用 D_i

Re_{Dc} = 雷諾數的特徵長度使用 D_c

V_{fr} = 正向面速，m/s

$T_{w,m}$ = 冷凝液膜之平均溫度， $^{\circ}C$

$T_{w,in}$ = 入口水溫， $^{\circ}C$

$T_{w,out}$ = 出口水溫， $^{\circ}C$

$T_{p,i,m}$ = 管壁內壁之平均溫度， $^{\circ}C$

$T_{p,o,m}$ = 管壁外壁之平均溫度， $^{\circ}C$

$T_{r,m}$ = 冷媒側之平均溫度， $^{\circ}C$

$U_{o,w}$ = 濕盤管之總熱傳係數， $W/m^2 \cdot K$

W = 空氣比濕

x_p = 管壁厚度，m

y_w = 冷凝水膜厚度，m

δ = 鰭片厚度，m

η_f = 鰭片效率

$\eta_{f,wet}$ = 濕鰭片效率

μ = 水黏滯係數，Pa·s

ϕ = 相對濕度



第一章 緒論

1.1 前言

熱交換器應用的範圍相當地廣泛，舉凡：石化工業、食品工業、冷凍空調，甚至於火力發電廠等，都可以見到其蹤跡。為因應各種不同場合的需求，故在設計結構上，有著各式各樣的變化。依照其目的的不同，則可以分為：冷凝器(Condenser)、蒸發器(Evaporator)、加熱器(Heater)等等。若是依照熱傳特徵分類，則有：回復式(Recuperator)、再生式(Regenerator)與直接接觸式(Direct contact heat exchanger)等三種類型。

第一種類型，即所謂的回復式熱交換器，其原理為：熱量由某一工作流體 A，藉由熱交換器本體，傳至另一工作流體 B 上，如圖 1-1 所示。常見的回復式熱交換器種類包含了：氣冷式 (Air-cooled)、殼管式 (Shell and Tube)、板式 (Plate) 等。由於是直接利用熱交換器本體，作為導熱的介質，故往往會選用熱傳導係數 (k) 較大的材質，如：銅 (Cu, $k=386\text{W/m}\cdot\text{K}$)、鋁 (Al, $k=204\text{W/m}\cdot\text{K}$) 等。但若有特殊的需求，如：較特殊的流體，或是較為惡劣的環境，則在安全、穩定的考慮下，往往會選擇 k 值較小但較穩定的材質，如：銅鎳合金

($k=10\sim 90\text{W/m}\cdot\text{K}$)、鈦 ($k=21.9\text{W/m}\cdot\text{K}$) 等。

第二種類型為再生式熱交換器，與回復式相當雷同，皆是利用熱交換器本體做流體的熱交換。但與回復式不同的是：熱交換並不是發生在同一個時間點。也就是說：當某一工作流體 A 流經熱交換器時，熱量一樣由流體 A 傳至熱交換器上，但並不會直接傳過去另一工作流體，反而是先儲存在熱交換器本身上。等到另一時間，再將熱量傳至工作流體 B。因此，再生式熱交換器通常會選擇比熱(C_p)較大的材質，為的就是一次能夠儲存較多的熱量。較為常見的再生式熱交換器，為轉輪式熱交換器(如圖 1-2 所示)，通常應用在回收廢熱或除濕方面。

第三種類型為直接接觸式熱交換器。顧名思義，就是兩個工作流體直接接觸作熱交換，如：冷卻水塔。雖然在理論上是以兩個流體作直接接觸，但在實際運用上，仍然需要填充一些基材與導板(如圖 1-3 所示)，來增加工作流體混合程度與混合時間，以提高傳熱效率。

以上三種型式的熱交換器中，由於造價便宜、操作可靠度高、以及安裝維修上的簡易，故屬於回復式熱交換器中的，鰭管式熱交換器(Fin-and-Tube Heat Exchanger)，被廣泛地應用在各個領域，尤其是在冷凍空調的部分。因此，本篇研究將針對鰭管式熱交換器予以討論。

1.2 研究背景

若由基本熱傳的角度分析氣冷式熱交換器，已知：

$$Q = UA\Delta T_M \quad (1.2-1)$$

其中 Q 為熱傳量(W)， A 為總面積(m^2)， ΔT_M 為平均溫差(K)， U 為總熱傳係數($W/m^2 \cdot K$)；以常用的銅管而言，其傳導熱阻值會遠遠小於另外兩項流體側熱阻值，也就是說，熱交換器的阻抗，幾乎完全取決於兩個工作流體的性質。但對於氣冷式熱交換器而言，工作流體分別為液體與氣體，這兩者的 h 值差異甚大，液體的 h 可以高達數千，相較之下，氣體卻只有數十。這現象會使得阻抗幾乎存在於空氣側。為了解決這個問題，最直觀的方法就是增加 A_o ，以提高 $h_o A_o$ ，也就是增加管外面積，以增加整體的熱傳係數。

而以上的推論也與現實生活中的現象相當符合，可以在一些氣冷式熱交換器中發現一些端倪。除了會將管子表面做成不平坦，以增加主要表面(primary-surface)的面積外，往往還會使用各式各樣的鰭片，用以增加次要面積(secondary-surface)，圖 1-4 所示為各式常見的氣冷式熱交換器。

一般而言，鰭片大致上可分為：分離型、連續型兩種。隨著應用的不同而有不同的選擇，如：分離型大多用在廢熱回收、燃燒方面；

而連續型則是應用在冷凍空調方面。對於連續型鰭片而言，又有許多不同幾何表面的種類，如圖 1-5。原則上可以分為：第一代的連續鰭片，如：平板型(Plain fin)、波浪型(Wavy fin)，到目前最常見的第二代斷續型鰭片，如：裂口型(Slit fin)、百葉窗型(Louver fin)；雖然裂口以及百葉窗的設計，可以有效地提升熱傳性能，但所增加的摩擦阻抗也是相當驚人，以致所搭配流體機械負擔增加以及噪音等問題。

因此，為了改善鰭管式熱交換器的整體氣側壓降並且不影響其熱交換能力之條件下，即發展出一種創新的想法：將旁通(partial bypass)概念導入傳統氣冷式鰭管熱交換器之設計。此概念的基本原理為將單一熱交換器拆成兩個前後放置之熱交換器，例如將八排管的熱交換器拆成前後兩個四排管之熱交換器，如圖 1-6。不同以往將入口氣流全部通過熱交換器之作法，旁通概念主要重點即將入口氣流分成兩部分，一部分通過前排熱交換器，而另一部分則直接導向後排之熱交換器。儘管減少通過前排熱交換器的氣流量將降低前排熱交換器的熱傳性能，然而後排熱交換器的熱傳性能卻也將獲得提升。在此一消一長之情況下，其總熱傳性能與單一熱交換器比較之下可能不變或僅僅小幅度的降低，好一點的情況之下甚或有可能小幅度地提升。但其總壓降則會比單一熱交換器明顯地降低。

1.3 研究動機

雖然說理論上此想法的確可以同時維持住熱交換器的能力且還能有效地減少空氣壓降，但目前為止還沒有實驗上的依據可以確切證

明此理論。受制於(1)鰭片幾何尺寸的大小，如：鰭片間距、管外徑等；(2)管陣排列方式，如：並列式(in line)、交錯式(staggered)；(3)旁通的空氣流量；或是(4)前後排的熱交換器距離等條件的不同，這些差異皆會影響熱交換器的熱傳性能以及壓降的分佈等。因此，為評估此概念之實用價值，本研究藉由實驗的設計，分析傳統氣冷鰭管式熱交換器與含旁通設計之熱交換器之間性能的差異，並且觀察在熱交換器結露時，對旁通設計所造成的影響。

1.4 本文架構

本文主要分為五個章節。第一章先介紹有關鰭管式熱交換器，與氣流旁通概念等相關背景知識；接著第二章則是文獻回顧，分析先前相關研究團隊曾做過的研究；第三章為實驗部分；第四章則為結果與討論，最後第五章為結論。

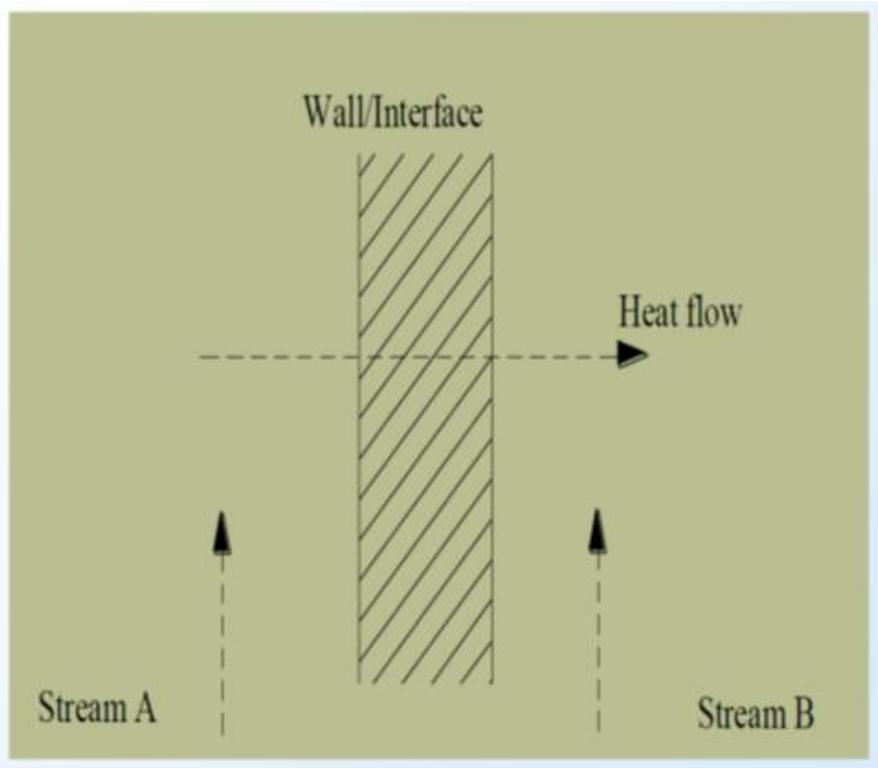


圖 1-1 複式熱交換器的工作原理 [1]

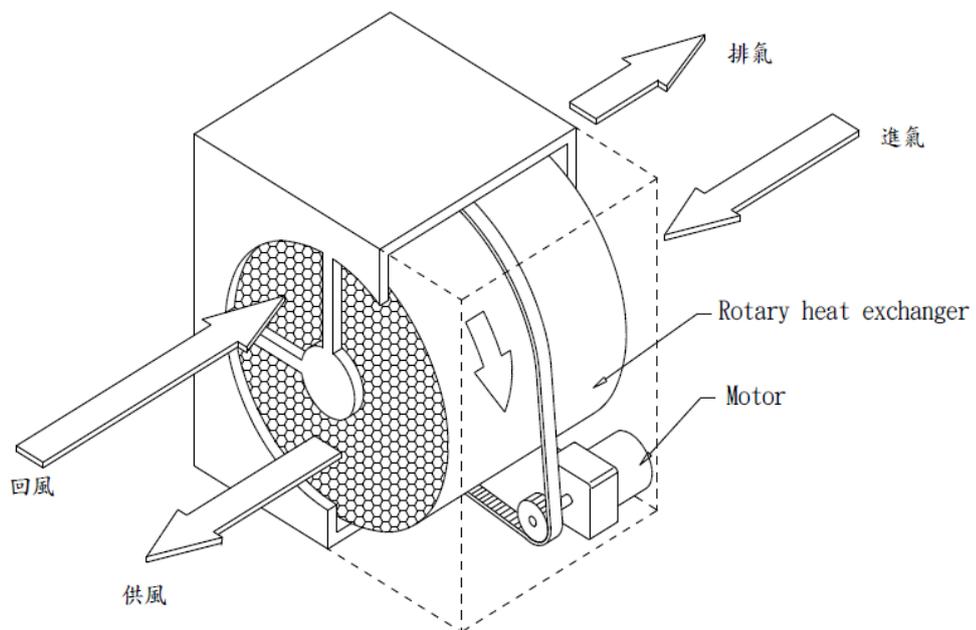


圖 1-2 轉輪式熱交換器示意圖 [1]

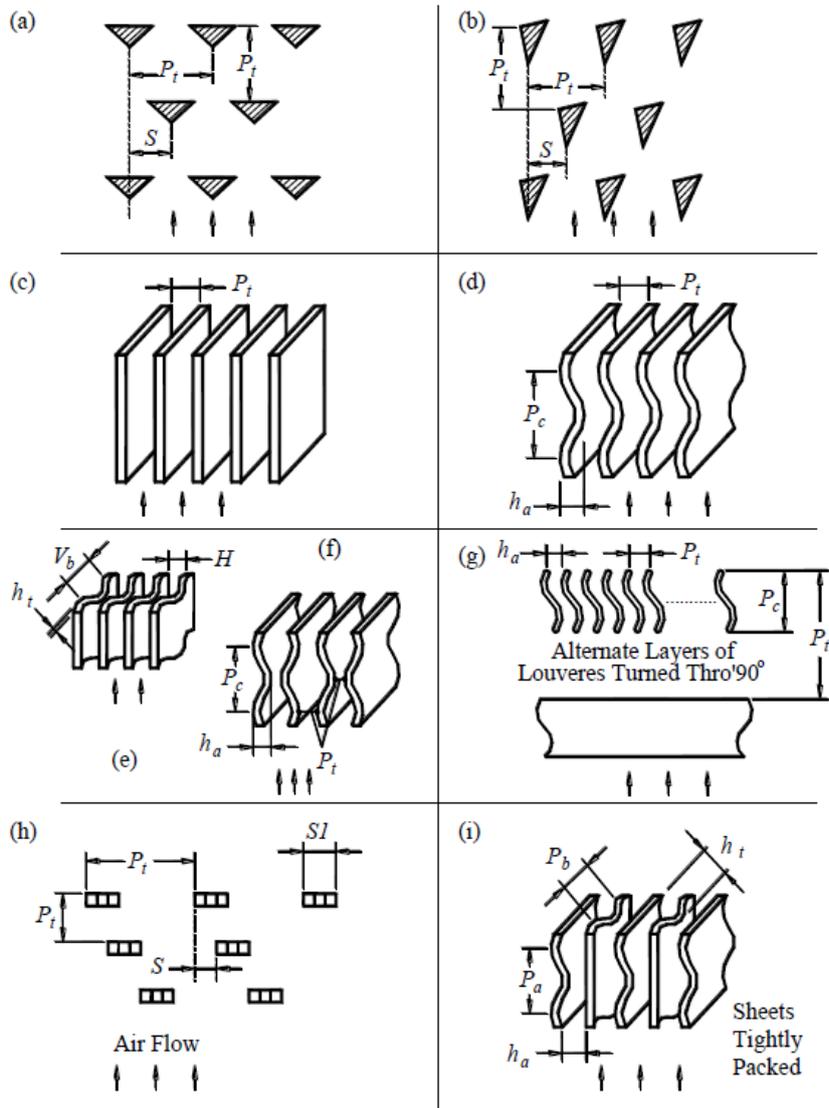


圖 1-3 各種常見的基材 [1]

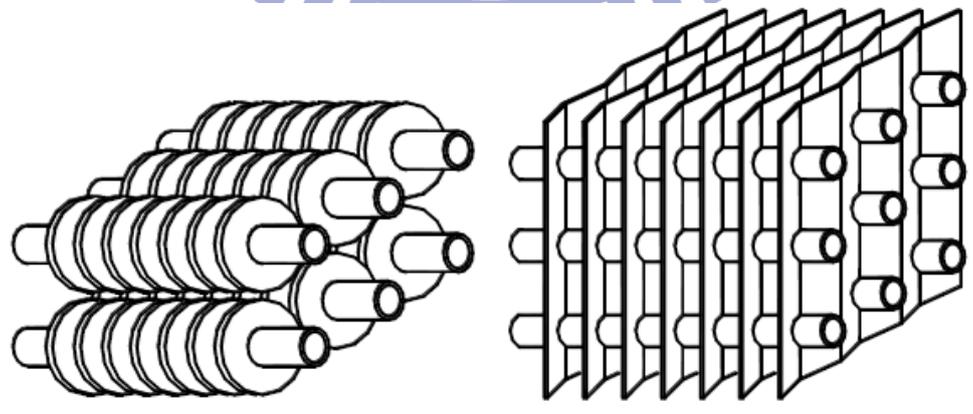


圖 1-4 常見的氣冷式熱交換器 [1]

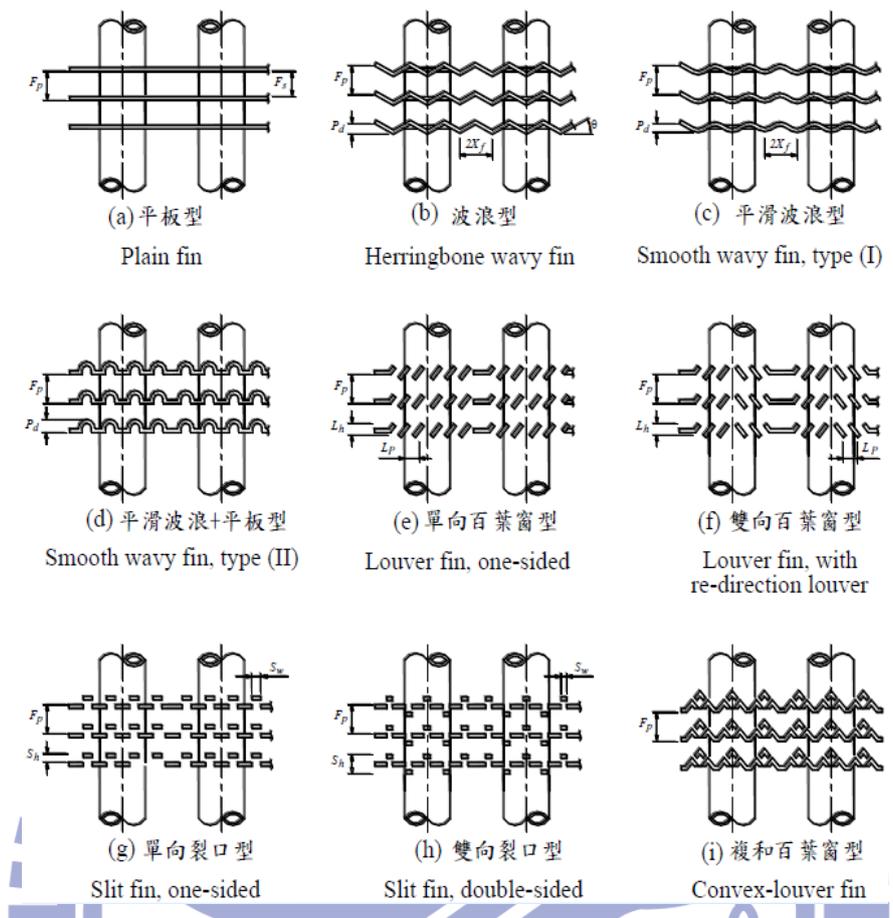
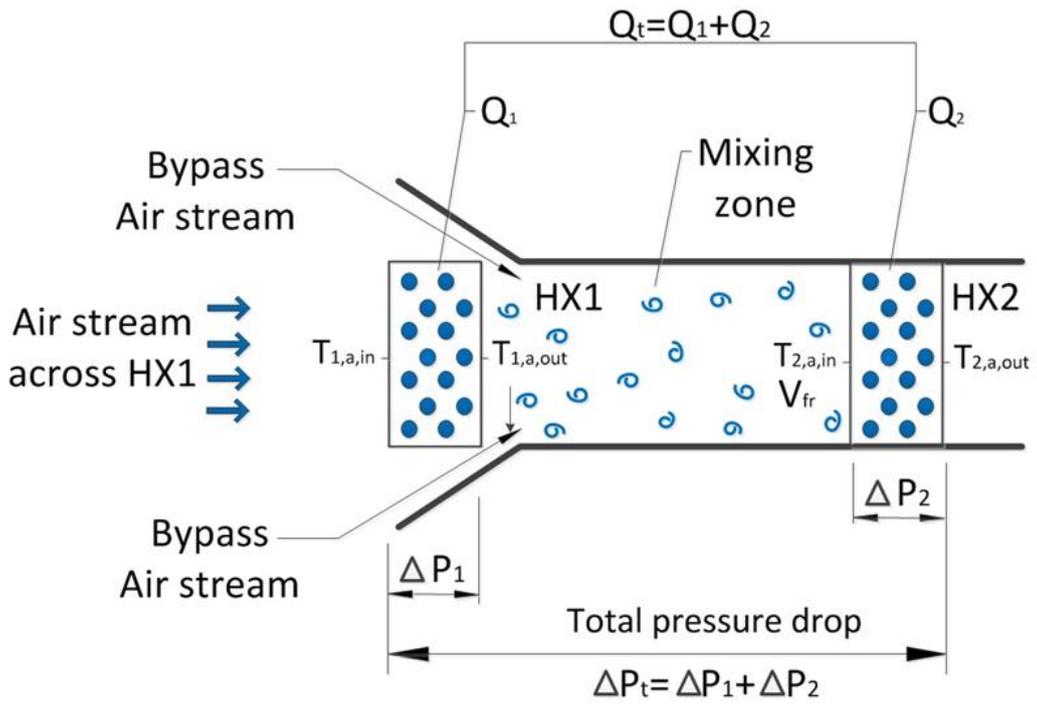
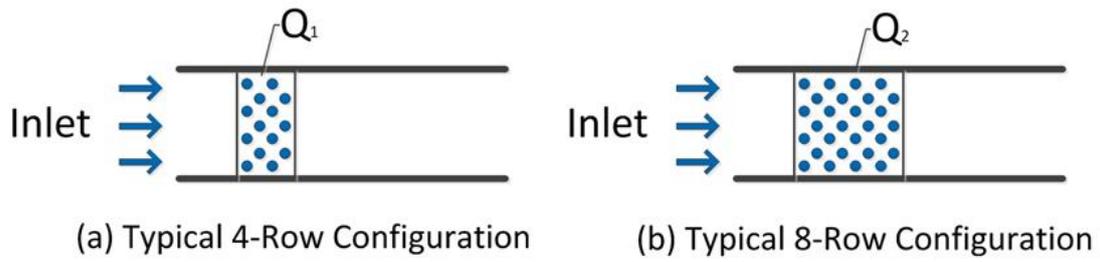


圖 1-5 各種常見的連續型鰭片 [1]

1896



(c) Proposed "partial bypass" concept
 圖 1-6 (a)四排管熱交換器(b)八排管熱交換器(c)旁通概念概要 [2]

第二章 文獻回顧

鰭管式熱交換器在工業上被廣泛使用，主要用途是進行能量的傳遞，其應用包括冷凍空調、石油化學、汽車工業、食品工業、火力發電廠、航空工業及機械工業上，與生活息息相關。

1. 乾盤管-鰭管熱交換器

早期鰭管式熱交換器主要研究方向在於性能的探討與不同型式的鰭片效能改良。如 Webb [3-4] 就曾針對分離型圓形鰭管熱交換器的熱傳性能與壓降做一連串的探討，並提出相關的設計方程式。對於連續型鰭片熱交換器而言，通常其結構是由數個熱傳管插入鰭片上的各個孔，利用漲管或其他方法緊密的安裝並固定。熱傳管內會通有熱傳的的媒介流體，如：水或冷媒等。管外部對氣冷式設計而言主要以空氣為主。而此類傳統型的鰭管式熱交換器其熱阻抗主要分佈於空氣側，且通常超過 90% 的總熱阻。所以為了提升氣側熱交換器的性能，最常見且最有效率增加熱傳的方法不外乎利用各種不同型式的增強鰭片來達到整體效能的提升。因此，Wang et al. [5-10]、Mirth and Ramadhyani [11]、Chang and Wang [12] 和 Chang et al. [13-14] 針對鰭管式熱交換器不同鰭片之型式，如平板式鰭片、波浪型鰭片、裂口型鰭片、百葉窗型鰭片及渦流產生器等不同型式之鰭片做一系列的性能探討，並且根據不同的熱交換器尺寸和不同的流體特性提出了相關對

應的經驗方程組。

2. 濕盤管-鰭管熱交換器

相對濕度(Relative humidity)之定義為實際空氣的濕度與在同一溫度下達到飽和狀況時之濕度的比值。台灣的濕度相當高，根據中央氣象局統計結果[15]，從 1981-2010 年間台灣平均相對濕度約為 80% 左右，因此，在台灣使用應用在空調與冷凍循環系統之鰭管式熱交換器很容易使得鰭片表面有結露的現象發生，進而影響熱交換器整體系統上之性能。故結露的問題於熱交換器上是一不容忽視的問題。Wang et al. [16-19]針對鰭管式熱交換器在鰭片表面發生結露時，探討不同鰭片之型式，包括：平板式鰭片、波浪型鰭片、裂口型鰭片和百葉窗型鰭片。並且分析在結露發生時對熱交換器熱傳能力與壓降的影響，同時也提出了各式鰭片的經驗方程式。而後 Wang et al. [20]又利用全乾條件下之熱傳與壓降方程式更進一步地提出各式鰭片在全濕條件下的熱傳係數與壓降等經驗方程式。

3. 親水性鰭片塗層

除此之外，在冷凍空調應用上，親水性鰭片(hydrophilic coating)的使用非常普遍。由於空氣中的水分在鰭片表面凝結後，冷凝液會使空氣通過熱交換器的通風阻抗變大，因而降低熱交換器的性能。親水

性的鰭片主要目的即為快速地排除附著於鰭片表面之冷凝液，以降低通風阻抗。Wang and Chang [21]等人歸納出親水性塗層對熱交換器性能的影響特性：(1)親水性塗層不會影響乾盤管的熱傳與壓降的性能(2)在除濕狀態下，親水性塗層幾乎不會影響濕盤管的顯熱熱傳性能(3)在除濕狀態下，親水性塗層會大幅降低空氣通過熱交換器的通風阻抗，與沒有親水塗層的熱交換器比較約降低 15~40%，而其差異會隨著入口相對濕度的變大而更為顯著。Min et al. [22]研究在長期除濕狀態下鰭管熱交換器的特性。在不同的表面塗層與多次反覆的實驗之後，發現(a)在多次的反覆實驗之後，鰭片表面的接觸角會改變(b)在前 100 次的反覆循環實驗當中，使用 CHA oil 比使用 OAK oil 要有較低的濕壓降。而在 500 次循環之後，其間的差異性便逐漸消失(c)對於不同材質的塗層，如：NIL、ZN、AQ、PG 等，歸納出其接觸角與壓降的變化。Shin and Ha [23]則是研究不同外型的鰭管熱交換器和不同的親水性表面塗層在冷凝狀態時的特性。該篇論文指出特別是在空調應用或是冷凍循環系統之下，鰭片上若有積水會降低氣流流經面積、增加壓降、增加噪音且還會降低熱交換能力。而在此篇研究當中藉由三種不同的熱交換器外型與兩種不同的表面塗層可以歸納出：改進熱交換器表面的親水性塗層、減少鰭片數量或是將鰭片末端製作成傾斜邊緣等，都可以降低水滴附著在熱交換器表面的阻礙。Ma et al. [24-26]針對塗

有親水性塗層的增強鰭片型式熱交換器進行一系列研究，並在除濕狀態下討論其氣側熱傳性能以及壓降的表現。(a)對於波浪型鰭片來講，有親水性表面塗層和無親水性表面塗層的鰭片熱傳性能的表現和冷凝水的狀態有關。當冷凝水滴無法在無親水性塗層的鰭片形成大量的水流時，此時有親水性塗層的鰭片會增加其熱傳性能的表現。相反的，若沒有以上情形發生，則有親水性塗層的鰭片會降低熱傳性能的表現。另一發現為有親水性塗層的鰭片其氣側壓降最大可以降低 44%。(b)對於部分潮濕部分乾燥的鰭片而言，當進口的空氣相對濕度增加時，鰭片效率會快速的下降；而在全濕的鰭片條件之下，空氣進口的相對濕度對於其片效率的影響是微小的。(c) Colburn j factor 隨著管排數的增加而減少，尤其是在低雷諾數的區域更是顯著。對於波浪型鰭片而言，管排數的增加對摩擦係數的影響不大。而對於斷續型鰭片而言，管排數的增加會造成摩擦係數些微的下降。(d) Colburn j factor 隨著鰭片間距的增加而減少，尤其是在部分潮濕部分乾燥的鰭片上更是顯著。而改變鰭片的間距對於壓降的改變影響很大。(e)對波浪型鰭片而言，Colburn j factor 會隨著入口相對濕度增加而提升。但對於斷續型鰭片而言，入口相對濕度並不會對 Colburn j factor 造成很大的影響。摩擦係數方面則和入口相對濕度沒有什麼關聯。(f) 而本研究也建立了親水性波浪鰭片的熱傳和壓降方程式，其平均誤差皆落在 10% 以內。斷

續型親水性鰭片的熱傳和壓降方程式其平均誤差則落在 9.7%和 7.3% 以內。

4. 鰭片增強型式

近年來，全球工業致力於環保與節能的發展，先進國家更積極地研發更高效率、更低成本且更小體積的熱交換器，以求達到減少能源浪費並提高整體效能。因此，如何增強熱交換器的熱傳能力及效率一直是相關行業與學術界努力追求的目標。而為了改善鰭管式熱交換器的熱傳性能和壓降表現，許多人致力於鰭片的改良。Wang [27-29]整理了 1981~2009 年相關的鰭管式熱交換器專利共 74 篇。在這些專利中，可以得知改變鰭片表面以增強熱傳效果的最新方法，像是複合式百葉窗型(convex-louver)、加強波浪型(enhanced wavy)、加強裂口型(enhanced slit)、加強百葉窗型(enhanced louver)、渦流產生器(vortex generators)以及其他特殊種類的鰭片類型。複合式百葉窗之幾何形狀是波浪型與百葉窗型之結合，複合式百葉窗鰭片具有雙重優勢。其一，由於週期性的熱邊界層，使得他的熱傳特性明顯地優於波浪型鰭片。第二的優勢在於複合百葉窗型細片狀的存在，與傳統百葉窗鰭片相比更有助於改善平板鰭片的單跳與脆弱。增強波浪型鰭片通常利用波浪與裂口形狀的結合或是增強皺紋型式的波浪型鰭片改良上，使得熱傳特性得以顯著地增加。加強裂口型鰭片則是透過變化裂口高度、改變

裂口鰭片形狀或是在中間部分設計成交替方向的裂口方向來提供額外的增強效果。加強百葉窗型鰭片則是改變百葉窗開口間距、改變百葉窗之開口角度、設計傾斜式的百葉窗鰭片或是特殊的設計型式像：結合突起百葉窗與反向挽拉百葉窗鰭片等來提高熱傳效果或是降低壓降。而渦流產生器則是利用裝設矩形翼(wing)、三角翼(delta winglet)、凹洞技術(Dimple)、凸型表面或是仿生排列等等設計來提升整體的熱傳性能。綜合以上結論，目前斷續型鰭片仍是市場主流，但其增加的壓損相當的大，而且當鰭片間距較小的時候熱傳效果並不好；其次是在較低的操作流速之下，發展區中鰭片透過各種熱傳增強模式是非常有效的，如斷續型鰭片或渦流產生器鰭片。而在完全發展區之後，傳統的熱傳增強型鰭片則失去了其優勢。而為了解決這個問題，可以採用不對稱的設計來產生不穩定的流場；雖說渦流產生器比斷續型鰭片有較低的壓降且同樣能提升熱傳能力，並且同時也已經具有相當多的設計或概念等，不過現今市場上仍然還是以斷續型鰭片為主流。

除了利用各式鰭片或是使用親水性鰭片來改善熱傳性能與壓降之外，Wang et al. [2]提出了一種創新的概念，將旁通(partial bypass)概念應用在熱交換器中。氣流旁通之概念顧名思義為將部分氣流在流經熱交換器時將部分的氣流直接導向後半部熱交換器，而不會經過前半部的熱交換器。儘管減少前半部熱交換器之氣流流量將降低前半部熱交換器的熱傳性能，然而後半部熱交換器的熱傳性能也將獲得提升。在此一消一長之情況下，其總熱傳性能可能不變或小幅度降低，然其

總壓降將明顯降低。而在 Wang 這篇文章中就指出，在使用此新穎的概念時，在相同的 pumping power 之下可以提升熱交換器的熱交換能力；抑或者是在維持相同熱交換能力之下，能夠降低 pumping power 的輸出。因此，本研究將以應用旁通(partial bypass)概念為主軸，針對平板式鰭管熱交換器在結露狀態下，觀察旁通概念在熱交換器的應用上可以達到怎樣的成效。



第三章 實驗部分

一般而言緒管式熱交換器的工作流體為空氣和冷媒。由於空氣側的熱傳與壓降特性不受管內工作流體的影響，因此為了取得較佳的管內控制條件，本實驗進行時，管內採用水為工作流體。本研究的實驗設備可分為四大部份：風洞、氣流旁通系統、冷媒循環系統、和資料蒐集系統。風洞用來測試熱交換器空氣側的性質；氣流旁通系統用來提供進入熱交換器的旁通氣流流量。實驗時，由冷媒循環系統提供管內側所需的低溫冷媒，資料蒐集系統則用來記錄實驗中量測到的物理量。

3.1 實驗設備

3.1.1 風洞系統

本實驗是利用離心式吹入型開放式風洞，其風量量測是依據美國空氣運輸協會(Air Movement and Control Association; AMCA)規範[30]。圖 3-1 為整體系統架構圖；圖 3-2 為實際的風洞設備照片。此風洞系統又可被分為：風量供應系統、溫度量測系統、壓力量測系統等三大部份。整個風洞被放置於一大型環控室中，可藉由環控室控制風洞進口條件；共分為上下兩層，下層主要為噴嘴段、上層主要為測試段，其截面積為 300mm×300mm。整個風洞的材質為不銹鋼。實驗時為了避免外界環境影響，故在風洞外圍以絕熱棉(k 值約為 0.03W/m·k)包覆住，並在各截面加裝數個蜂巢網，以降低空氣的不均勻性。空氣的流速是由一 3.7kW(約 5 馬力) 的離心扇和變頻器來控制(圖 3-3 和圖 3-

4)。為了避免離心扇因運轉所造成的震動現象傳入設備影響實驗，故以一風管連結。噴嘴段有四個噴嘴(Nozzle)，其直徑大小分別為：一個 42.0mm、三個 66.5mm。可藉由不同尺寸噴嘴的搭配、噴嘴前後端的差壓，以及乾濕球空氣等條件，再遵照 AMCA210 風量量測規範，即可準確計算出入口風量。

壓力量測部分：分別取測試段前後 300mm 處作為量測位置，使用日本 YOKOGAWA 公司製造的 EJA120A 差壓計，其量測範圍為 0~500Pa 如圖 3-5。實驗前須配合 BT200 控制其輸出壓差範圍，並利用 SDBS 訊號轉換器，將電流訊號轉換為電壓訊號，由資料擷取系統儲存於電腦上，此數值代表空氣通過測試段的壓損。除此之外，在風洞的出口端，另有一台大氣壓力計，由海基公司所製造，其型號為 CHY-281，如圖 3-6。量測範圍為 4。此數值再加上測試段的壓降，為進入測試段前空氣的絕對壓力，再搭配進口溫度，可得知進口端的相關物理量。

溫度量測部分：本實驗於空氣側，所需量測的點為熱交換器入口兩個位置。故取測試段前後各約 430mm 處，分別擺放 T 型熱電偶線(T-type Thermocouple)。入口處由於溫度分布較為均勻，故為 3×3 陣列，共 9 點即可；而出口處由於空氣通過熱交換器，不均勻度會相當高，故需取較多的點，以確保在計算出口平均溫度時，能夠不過於偏高或偏低。在本實驗中，則是取 6×6 陣列，共 36 點(如圖 3-7，圈圈部份為實際測量點)。而這些熱電偶線在安裝之前，都會利用一直徑 80mm 高度 60mm 的均溫銅塊，以及經過國家度量衡中心校正過的電阻式溫度計(RTD)，作為校正的標準元件。日後於實驗時，所測量的值會先帶入校正曲線中，以得到真正的溫度。

3.1.2 氣流旁通系統

氣流旁通系統由壓克力板件和離心式風扇所組成。壓克力板件用來連接前排熱交換器和後排熱交換器，如圖 3-8 所示。此外，利用交流變頻器調控離心風扇，藉此來控制旁通風量的大小。風扇使用東元公司產品，型號為 AEAHQU，如圖 3-9。風扇馬達能力 1hp 轉速 3410rpm。交流變頻器則是 TOPTEK 的產品，型號為 E1-230P4B，變頻範圍為 0.1~600Hz。圖 3-10 為旁通裝置示意圖。

3.1.3 冷媒循環系統

冰水循環系統提供管內側的冰水，作為測試段冷源的來源。進口水溫之量測元件為兩支電阻式溫度計 (Pt-100Ω)。而水量的量測，使用電磁式流量計，型號為日本 YOKOGAWA 公司的 ADMAG AE-110MG，量測範圍為 0~1000L/H，實際設備如圖 3-11。本實驗的進口水溫約控制在 0-5°C 附近。

3.1.4 資料蒐集系統

全部感測元件的訊號都集中到一混合式記錄器 (DS400，如圖 3-12)，經 A/D 電路轉換成數位訊號。記錄器接收的訊號為電壓，故可直接讀取電阻式溫度計及熱電偶線的訊號，但是壓差計及電磁式流量計的輸出訊號為電流，必需再經過訊號轉接器的轉換才能讀取訊號。記錄器的訊號再透過 DA100(如圖 3-13)並利用網路線，把數位訊號送到主電腦，做進一步的運算處理。

3.1.5 待測物

待測物共 5 個。因為一般而言，會影響空調設備用熱交換器設計的主要考量因素有(1)幾何尺寸大小、(2)管陣排列方式、(3)鰭片形式等三種。為了探討真正影響熱傳以及壓降的原因，故將各種可能影響的原因皆考慮在內：管排數分別為 1、2、4 排；鰭片截距為 1.2mm；鰭片型式為親水性平板型。測試物的管材為銅，管徑為 7mm，採交錯式排列；鰭片為鋁製作而成，鰭片厚度為 0.115mm。詳細尺寸如表 3-1。

3.2 實驗步驟

開始實驗前，務必確認所有量測工具皆被校正過，包含：壓差計、熱電偶、RTD，以及流量計等。以確認量測到數值是正確的。校正曲線圖如圖 3-14~3-24 所示。詳細的實驗步驟如下：

- (1) 量測風洞系統空壓降：在測試各種熱交換器之前，需先測量系統空壓降，因為當空氣通過空無一物的風道，由於摩擦亦有一定的壓降值，後續其餘熱交換器所量測到的壓降，須先扣除對應的空壓降，才能得到真正的壓降。
- (2) 待測物的安裝：將所要量測的熱交換器鎖在風洞上，並利用耐熱膠帶將所有接縫處確實密封，並包覆上絕熱泡棉以避免有多餘的熱量散失。最後再將水管確實鎖上。
- (3) 量測工具的準備：將風洞內的噴嘴悉數打開，並將測試段的壓差計，以及風洞內的壓差計歸零。因為此時理論上並沒有風通

過，壓差理論應為零。

(4) 相關參數設定：將環控室溫度設定於 25°C 、相對濕度 50% 和 80% 的條件下；並將恆溫水槽溫度保持在 $2 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ；水的體積流率則視待測物管排數而定，當管排數由 1 增至 4，水量分別控制保持在 1.0–5.0 L/min，藉以保持管內雷諾數皆大於 10000，日後在計算氣側 h 值時，會有較小的誤差。並選擇適合之噴嘴，以控制待測物的正面風速。同時也必須調控第二顆風扇的旁通風量。

(5) 紀錄相關數據：實驗開始時，先使系統運作一段時間，讓系統達到穩定狀態。系統穩定與否的依據，可從兩個地方觀察：1. 所測量的溫度是否穩定？2. 空氣側與水側的能量是否平衡？若是量測到的溫度隨時間跳動幅度不大(約 0.1°C)，則視為穩態，即可以開始擷取數值。一般而言，在風速最低時，所需等待的時間最久，且務必保持出入口水溫在 2°C 以上，會較為準確。

3.3 理論分析

3.3.1 熱傳部分

熱對流是當液體流動，最主要的熱傳導機制之一。而本實驗中，氣側部分以空氣作為工作流體，以離心扇推動氣流進入熱交換器中，是屬於強制對流。已知在強制對流中，輻射熱傳所佔的比例相當低，故僅需討論對流熱傳。

而當溫濕的空氣通過較冷的表面時，若表面溫度低於露點溫度時，

空氣中的水蒸氣會凝結成水附著於傳熱表面上。此一熱傳現象同時包括顯熱(sensible heat)和潛熱(latent heat)兩種變化，以熱傳的觀點而言，顯熱變化是由溫度差所造成，而潛熱變化則是起因於相變化。因此，熱傳分析的方法較為複雜。以下將以 Threlkeld 在 1970 年[31]提出的方法作為熱傳分析主軸。

空氣側的熱傳量和水側的熱傳量分別為：

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (i_{a,in} - i_{a,out}) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (3.2)$$

其中， $T_{w,in}$ 、 $T_{w,out}$ 為水側進出熱交換器時，RTD 所測量到的溫度； $i_{a,in}$ 、 $i_{a,out}$ 為測試段前後，利用空氣取樣器(psychrometric box)量測乾濕球溫度後，對應出的入出口空氣焓值； \dot{m}_w 則可藉由流量計得到體積流率，再搭配入出口水溫的平均溫度取其密度後計算而得； \dot{m}_a 可由噴嘴前後差壓以及噴嘴截面積等條件，並按照 AMCA210 規範計算得之。理論上，若依照能量平衡公式，空氣側的 Q 值必須考慮到冷凝水的焓值，但由於冷凝水的焓值比空氣側入出口焓值差小很多，所以我們在計算的時候將冷凝水焓值省略。

濕盤管總熱傳的驅動勢為焓差，又濕盤管的總熱傳係數為 $U_{o,w}$ ，因此熱傳量可以表示如下：

$$\dot{Q}_{avg} = U_{o,w} A_o F \Delta i_m = U_{o,w} A_o FLMHD \quad (3.3)$$

其中，F 為修正因子，其算法與乾盤管算法相同，可以利用四個端點的空氣焓值計算而得； Δi_m 為逆向流平均焓差[32][33]如下：

$$\Delta i_m = i_{a,in} + \frac{(i_{a,in} - i_{a,out})}{\ln\left(\frac{i_{a,in} - i_{r,out}}{i_{a,out} - i_{r,in}}\right)} - \frac{(i_{a,in} - i_{a,out})(i_{a,in} - i_{r,out})}{(i_{a,in} - i_{r,out}) - (i_{a,out} - i_{r,in})} \quad (3.4)$$

LMHD 為對數平均焓差(log mean enthalpy difference)，表示如下：

$$LMHD = \frac{(i_{a,in} - i_{r,out}) - (i_{a,out} - i_{r,in})}{\ln\left(\frac{i_{a,in} - i_{r,out}}{i_{a,out} - i_{r,in}}\right)} \quad (3.5)$$

其中， $i_{a,in}$ 、 $i_{a,out}$ 為空氣的進口和出口焓值； $i_{r,in}$ 為相對於冷媒進口溫度下的飽和空氣焓值， $i_{r,out}$ 為相對於冷媒出口溫度下的飽和空氣焓值。

總熱傳係數 $U_{o,w}$ 可由以下式子[33]求得：

$$\frac{1}{U_{o,w}} = \frac{b'_r A_o}{h_i A_{p,i}} + \frac{b'_p x_p A_o}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{h_{o,w} \left(\frac{A_{p,o}}{b'_{w,p} A_o} + \frac{A_f \eta_{f,wet}}{b'_{w,m} A_o} \right)} \quad (3.6)$$

其中：

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{C_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (3.7)$$

y_w 為水膜厚度，在 Myers[33] 提出的研究中， $\frac{y_w}{k_w}$ 比 $\frac{C_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}}$ 小很多，

所以一般而言通常會省略 $\frac{y_w}{k_w}$ 這一項；管內側熱傳係數 h_i ，可由

Gnielinski correlation[34] 計算而得，公式如下：

$$h_i = \frac{(f_i/2)(Re_{Di} - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{f_i/2}(Pr^{2/3} - 1)} \cdot \frac{k_i}{D_i} \quad (3.8)$$

上式中的 f_i 是摩擦係數，可由下式計算而得：

$$f_i = \frac{1}{(1.58 \ln \text{Re}_{Di} - 3.28)^2} \quad (3.9)$$

其中上兩式中的雷諾數皆是以管內徑作為特徵長度，其公式為 $\text{Re}_i = \rho V D_i / \mu$ 。

方程式(3.6)中有四個比較特別的參數分別為 $b'_{w,m}$ 、 $b'_{w,p}$ 、 b'_p 和 b'_r 。其中， b'_r 和 b'_p 的定義如下：

$$b'_r = \frac{i_{s,p,i,m} - i_{r,m}}{T_{p,i,m} - T_{r,m}} \quad (3.10)$$

$$b'_p = \frac{i_{s,p,o,m} - i_{s,p,i,m}}{T_{p,o,m} - T_{p,i,m}} \quad (3.11)$$

$i_{s,p,i,m}$ 為以管壁內壁溫度估算相對飽和空氣的焓值； $i_{r,m}$ 為以平均冷媒側溫度估算相對飽和空氣的焓值； $T_{p,i,m}$ 為管壁內壁的平均溫度； $T_{r,m}$ 為冷媒側的平均溫度； $i_{s,p,o,m}$ 為以管壁外壁溫度估算相對飽和空氣的焓值； $T_{p,o,m}$ 為管壁外壁的平均溫度。

而 $b'_{w,p}$ 和 $b'_{w,m}$ 則分別為以管外壁溫度估算飽和空氣焓曲線斜率的值和以凝結水平均溫度估算飽和空氣焓曲線斜率的值。

接下來將計算濕鰭片的鰭片效率。

濕鰭片效率可藉由圓形鰭片的鰭片效率方程式再推演到平板型鰭片的鰭片效率，如下列方程式表示：

$$\eta_{f,w e \bar{r}} = \frac{2r_c}{M(r_e^2 - r_c^2)} \left[\frac{K_1(Mr_c)I_1(Mr_e) - K_1(Mr_e)I_1(Mr_c)}{K_1(Mr_e)I_0(Mr_c) + K_0(Mr_c)I_1(Mr_e)} \right] \quad (3.12)$$

其中， I_0 为零階的第一種修正 Bessel 函數， I_1 为一階的第一種修正

Bessel 函數， K_0 =零階的第二種修正 Bessel 函數， K_1 =一階的第二種修正 Bessel 函數， r_c ：圓管的管外半徑， r_e ：包含鰭片高度的管半徑。而 M 則為：

$$M = \sqrt{\frac{2h_{o,w}}{k_f \delta_f}} \quad (3.13)$$

若鰭片是屬於連續型鰭片，則可採用等效面積法(the equivalent circular method)來近似，即以 r_{eq} 來取代(3.12)中的 r_e ：

$$r_{eq} = \sqrt{\frac{P_t \times P_l}{\pi}} \quad (3.14)$$

而濕鰭片效率也可以以下定義來表示：

$$\eta_{f,wet} = \frac{i - i_{s,fm}}{i - i_{s,fb}} \quad (3.15)$$

最後，利用能量平衡方程式與上述式子計算後，即可推算出空氣側的熱對流係數 $h_{o,w}$ 。同時也可利用 Threlkeld 提出的空氣側的熱對流係數公式(3.7)與實驗結果做比較。後面文章會化作無因次參數，卡本因子(Colburn factor) j 來表示，其運算式如下：

$$j = \frac{h_{c,o}}{G_{\max} C_{p,a}} \text{Pr}^{2/3} \quad (3.16)$$

3.3.2 壓降部分

工作流體通過散熱鰭片時所產生壓降的影響，在設計與應用上也是很重要的，壓降的資料將直接影響到流體機械的選擇，如風扇、壓縮機等，其購買成本與長期運作的成本對業者來說是非常重要的資訊。

不僅如此，還會有產生過大噪音等問題。因此工作流體在散熱鰭片中對壓降的計算評估之重要性不亞於熱傳量的計算。

當空氣經過熱交換器後，可以藉著差壓計量測，而得到壓損值。一般而言，這部分的資料大多參照 Kay and London (1984)[36]。如圖 3-25 所示，流經熱交換器的總壓降可分為下列這幾部分：

$$\Delta P = \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_e \quad (3.17)$$

- 其中：
- (a) ΔP_i 為流體流入鰭片時因流道變小所造成的壓降。
 - (b) ΔP_f 為流體經過鰭片時的摩擦壓降。
 - (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 為流體流出鰭片時因流道變大所造成的壓降。

下面則針對這四個部份分別做說明：

(a) ΔP_i 為流體流入鰭片時因流道變小所造成的壓降：

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，且因流道驟縮的壓力損失係數為 K_c ，則：

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho_1 V_{fr}^2 = P_{entrance} + \frac{1}{2}\rho_{entrance} V_c^2 + \frac{1}{2}\rho_{entrance} V_c^2 K_c \quad (3.18)$$

已知流體為不可壓縮，故 $\rho_1 = \rho_{entrance}$ ；且 $V_{fr}^2 = \sigma^2 V_c^2$ ，故可改寫為：

$$\frac{\Delta P_i}{\rho_1} = \frac{V_c^2}{2} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (3.19)$$

(b) ΔP_f 為流體經過鰭片時的摩擦壓降：(假設密度為常數)

$$\frac{\Delta P_f}{\rho_m} = 4f \frac{L}{D_h} \frac{V_c^2}{2} \quad (3.20)$$

其中 f 為 Fanning 摩擦係數。

(c) ΔP_a 為流體因密度變化引起速度改變所造成的壓降：

由於 ΔP_a 即為單位面積下進出口的動量變化，所以可得知：

$$\Delta P_a = \frac{\dot{m}}{A} V_{exit} - \frac{\dot{m}}{A} V_{entrance} = \rho_2 V_{exit}^2 - \rho_1 V_{entrance}^2 = \frac{G_c^2}{\rho_2} - \frac{G_c^2}{\rho_1} = \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) G_c^2 \quad (3.21)$$

本項主要是因流體溫度變化，導致速度變化所造成的壓降。

(d) ΔP_e 為流體流出鰭片時因流道變大所造成的壓降：

由於流道變大，使得速度變小，計算方法與(a)非常接近。

$$\frac{\Delta P_e}{\rho_2} = \frac{-V_c^2 (1 - \sigma^2 - K_e)}{2} \quad (3.22)$$

所以總壓降為：

$$\begin{aligned} \Delta P &= \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_e \\ &= \frac{G_c^2}{2} \left[\frac{(1 - \sigma^2 + K_c)}{\rho_1} + \frac{f}{\rho_m} \frac{A}{A_c} + 2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) - \frac{(1 - \sigma^2 - K_e)}{\rho_2} \right] \end{aligned} \quad (3.23)$$

實驗中，工作流體流經熱交換器，流道為週期性的驟縮、驟擴現象，Kays and London 表示：此時很難把 K_c 、 K_e 分離出來，不如將這兩個值與 f 合併，也就是 $K_c = K_e = 0$ ，所以上式可改寫為：

$$\Delta P = \frac{G_c^2}{2\rho_1} \left[\frac{\rho_1}{\rho_m} \frac{A}{A_c} f + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right] \quad (3.24)$$

因此，在後續實驗結果與討論中，所使用的 f 皆包含 K_c 、 K_e 。

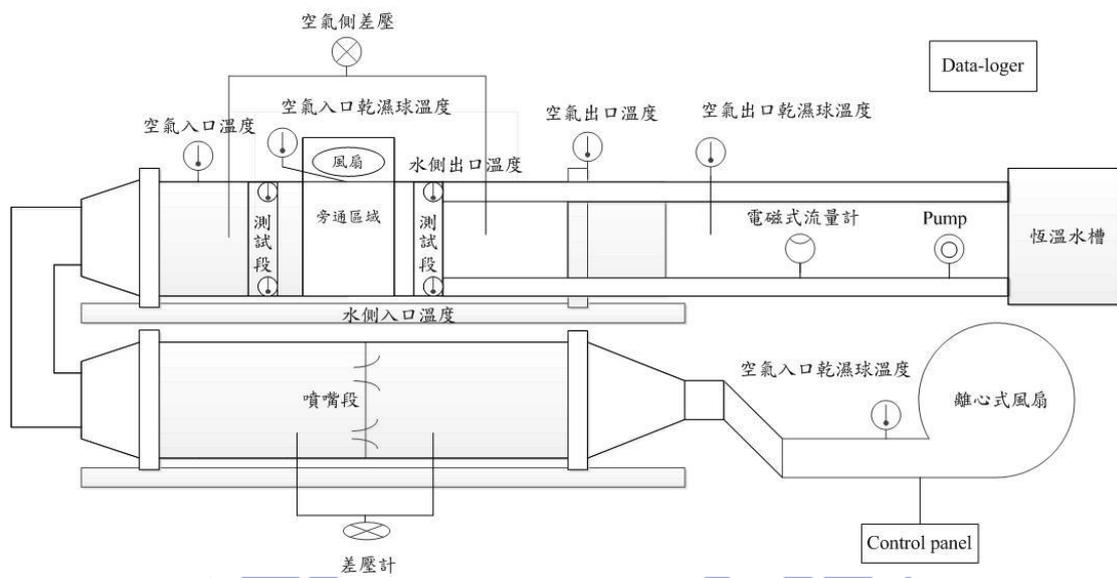


圖 3-1 設備架構圖



圖 3-2 實際風洞設備照片



圖 3-3 實際離心扇照片



圖 3-4 實際控制面板與變頻器照片



圖 3-5 壓差計



圖 3-6 大氣壓力計(絕對壓力)

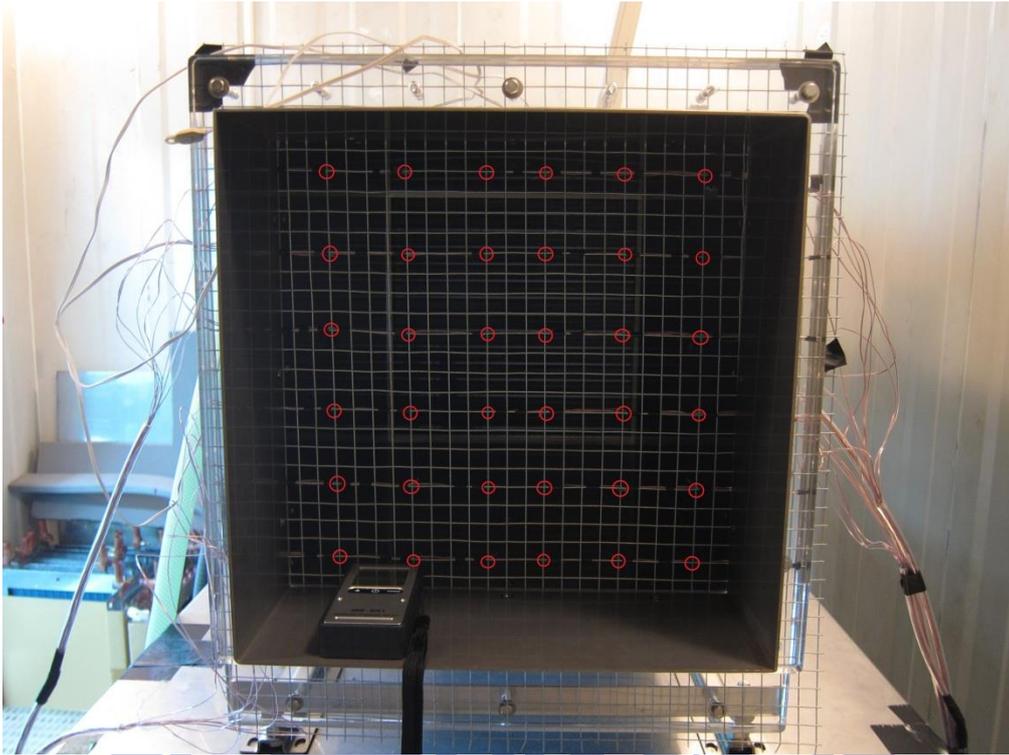


圖 3-7 出口端實際量測位置圖 (圈圈為測量位置)



圖 3-8 旁通裝置壓克力板件



圖 3-9 旁通風扇

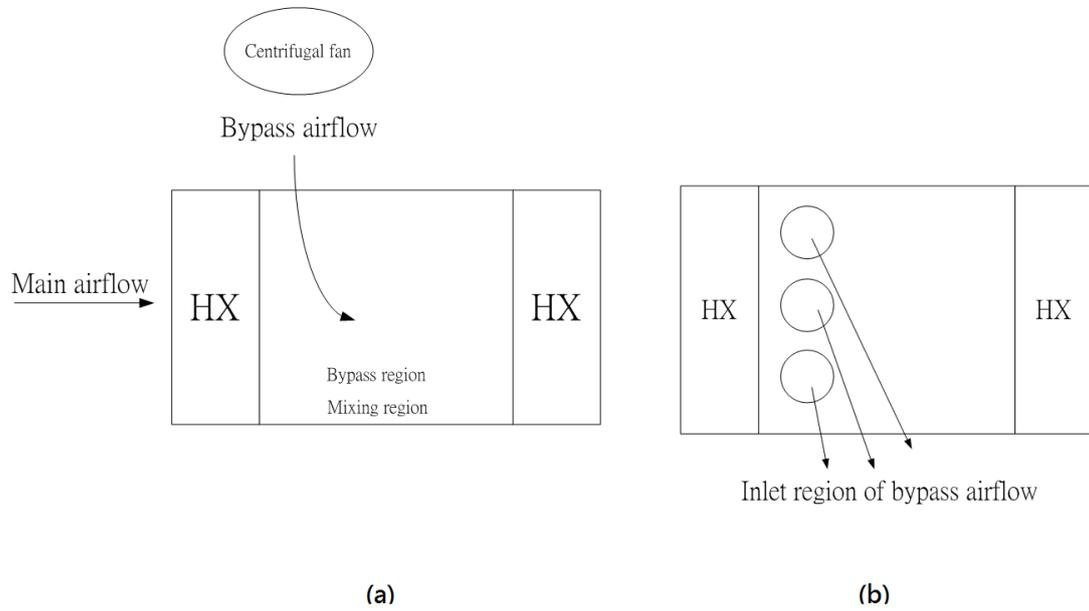


圖 3-10 旁通裝置示意圖，(a)側視圖；(b)上視圖



圖 3-11 流量計



圖 3-12 紀錄器 DS 400



圖 3-13 資料擷取器 DA100



A02-01-145-01

Page 2 of

一、校正結果：

標準值(mmH2O)	對應值(mA)	器示值(mA)	誤差(mA)
0.000	4.00	3.32	-0.68
20.000	7.20	6.42	-0.78
40.000	10.40	9.60	-0.80
60.000	13.60	12.82	-0.78
80.000	16.80	16.07	-0.73
90.000	18.40	17.70	-0.70

二、說明：

(一) 本校正報告書僅對此校正件有效，且未獲得實驗室同意，此校正報告書不得摘錄複製，但全文複製除外。

(二) 誤差 = 器示值 - 對應值

(三) 擴充不確定度：0 mmH2O ~ 90 mmH2O：0.46 mmH2O

直流電流：0.35 mA/A

信賴水準為 95%，涵蓋因子等於 2

(以下空白)

圖 3-14 差壓計校正曲線圖

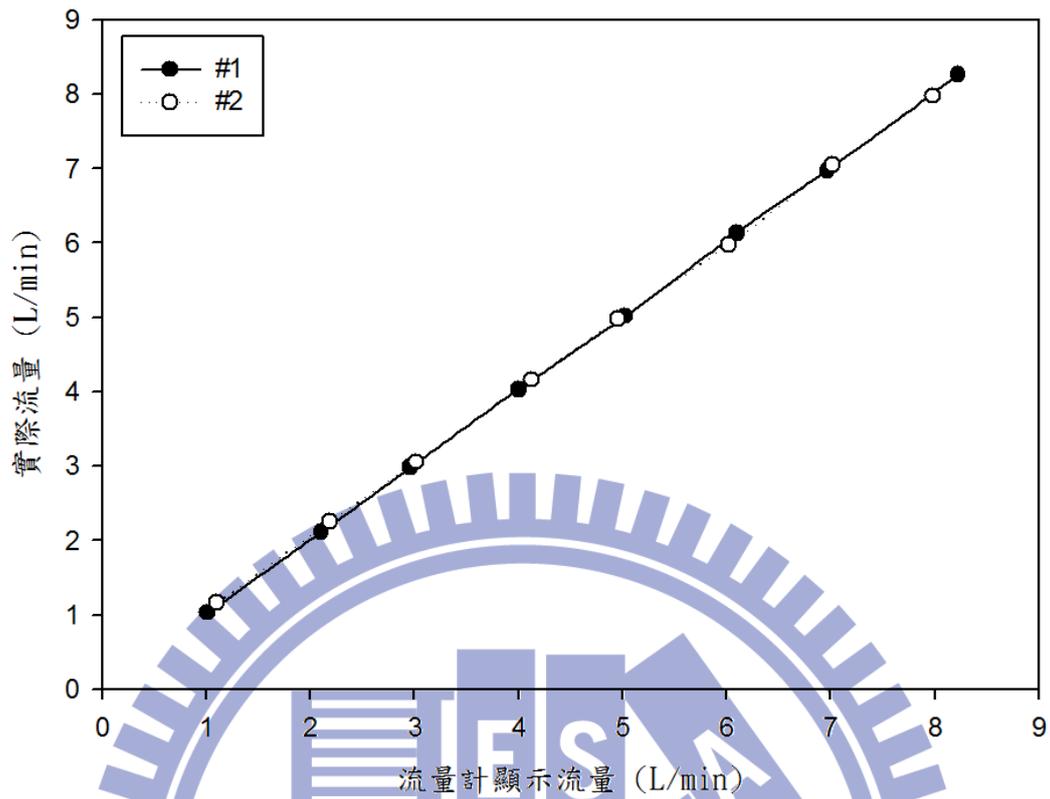


圖 3-15 流量計校正曲線圖

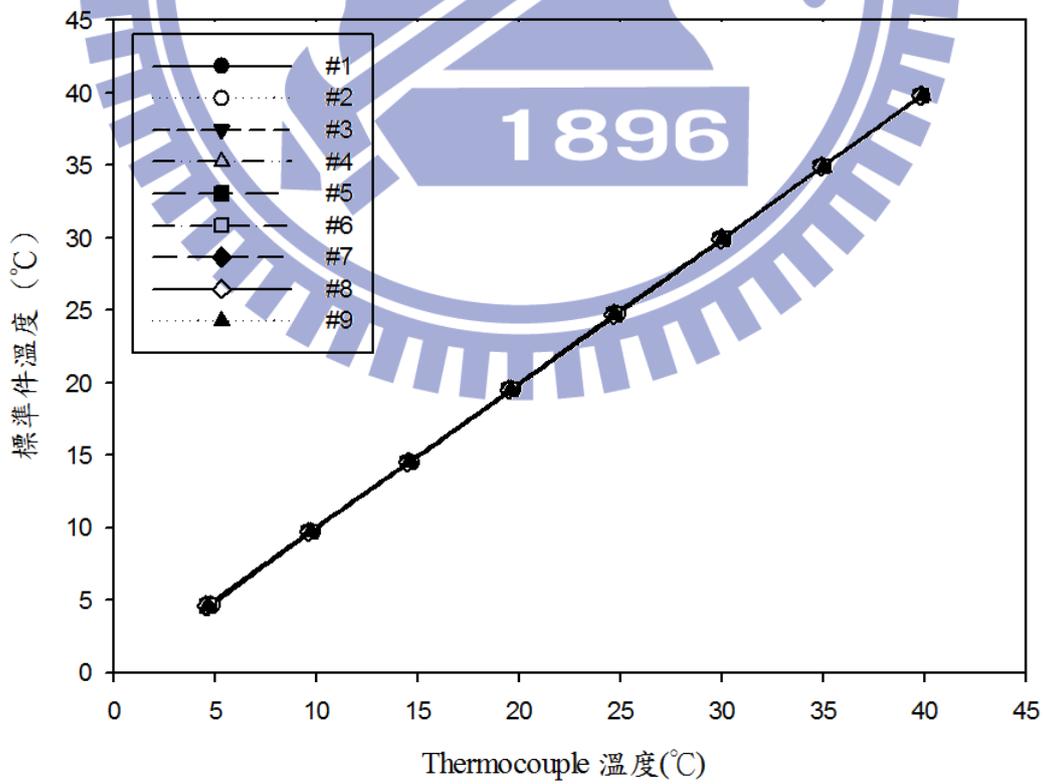


圖 3-16 熱電偶校正曲線圖

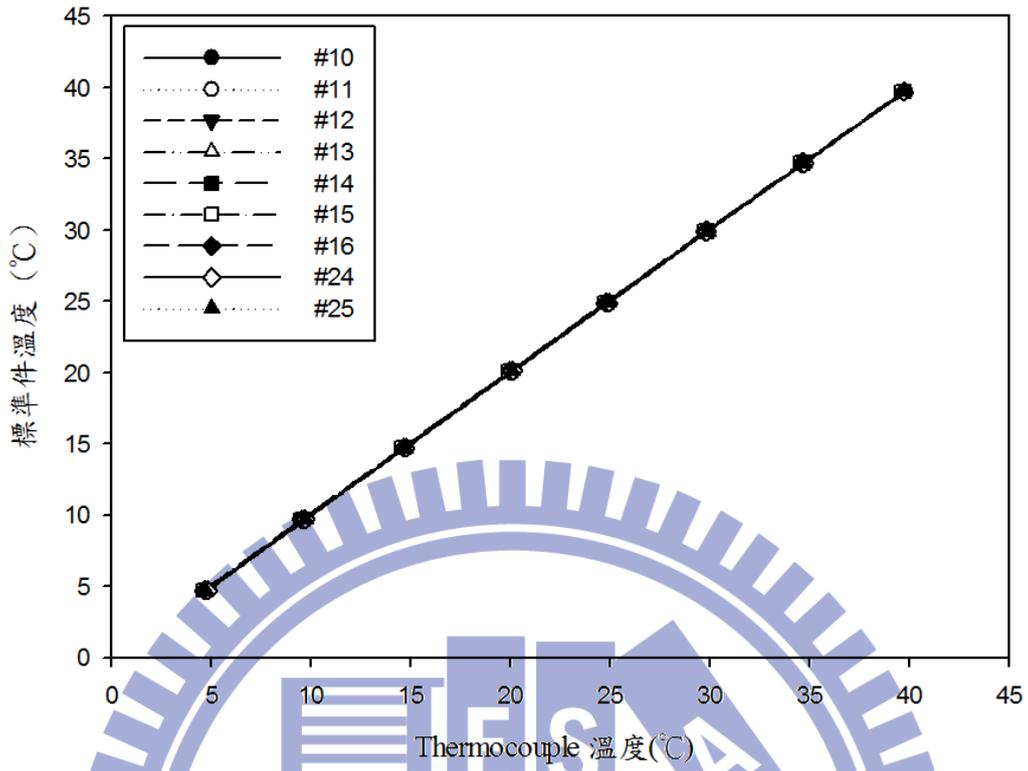


圖 3-17 熱電偶校正曲線圖

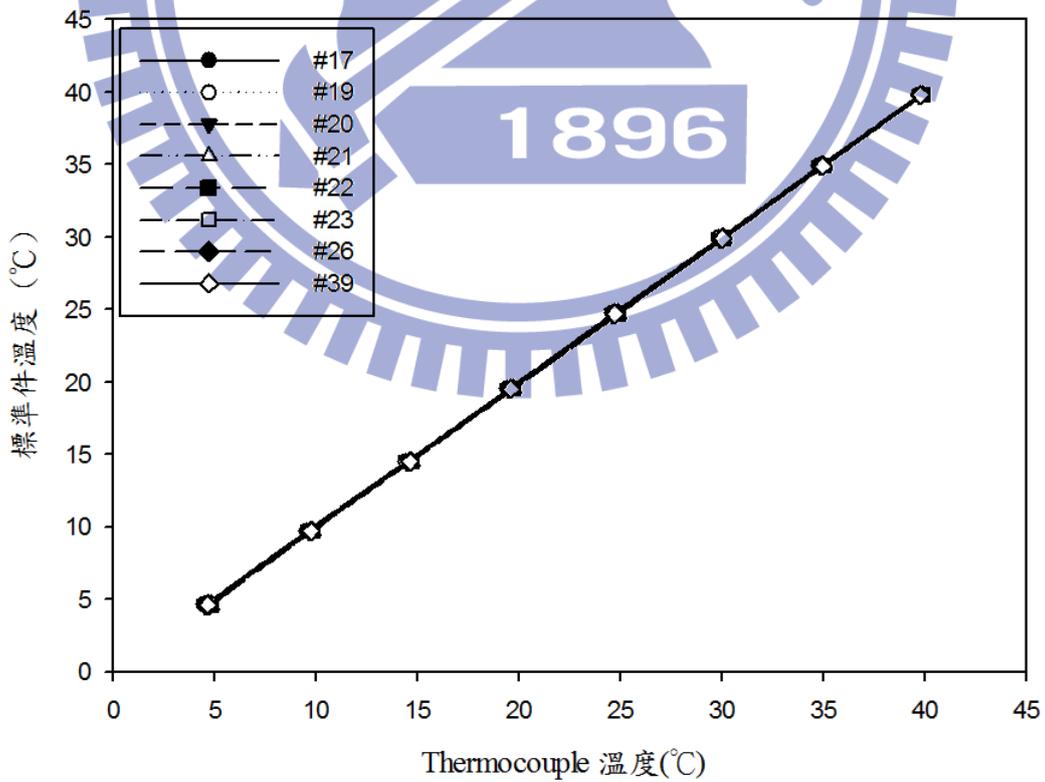


圖 3-18 熱電偶校正曲線圖

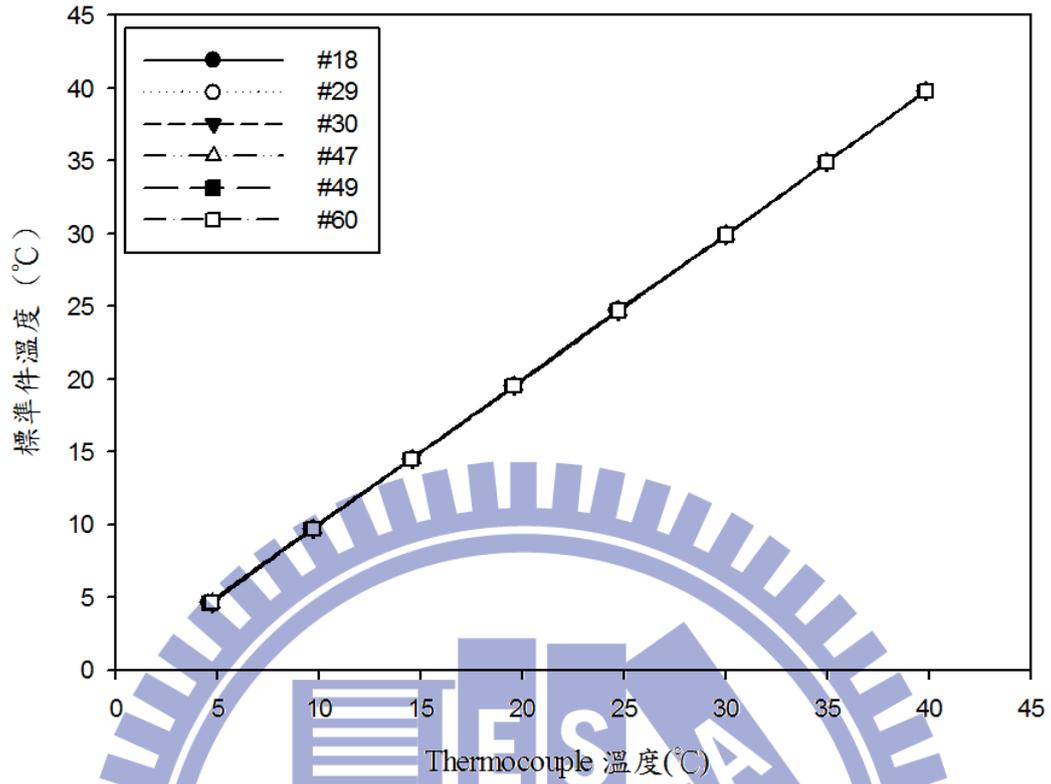


圖 3-19 熱電偶校正曲線圖

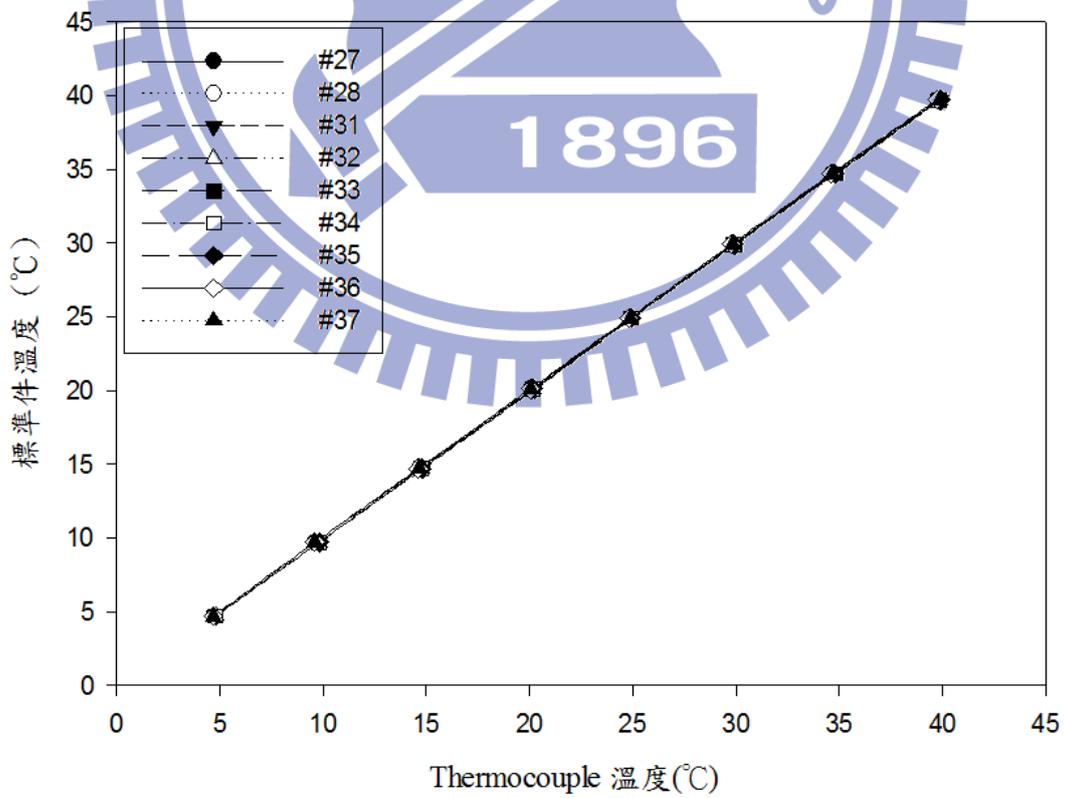


圖 3-20 熱電偶校正曲線圖

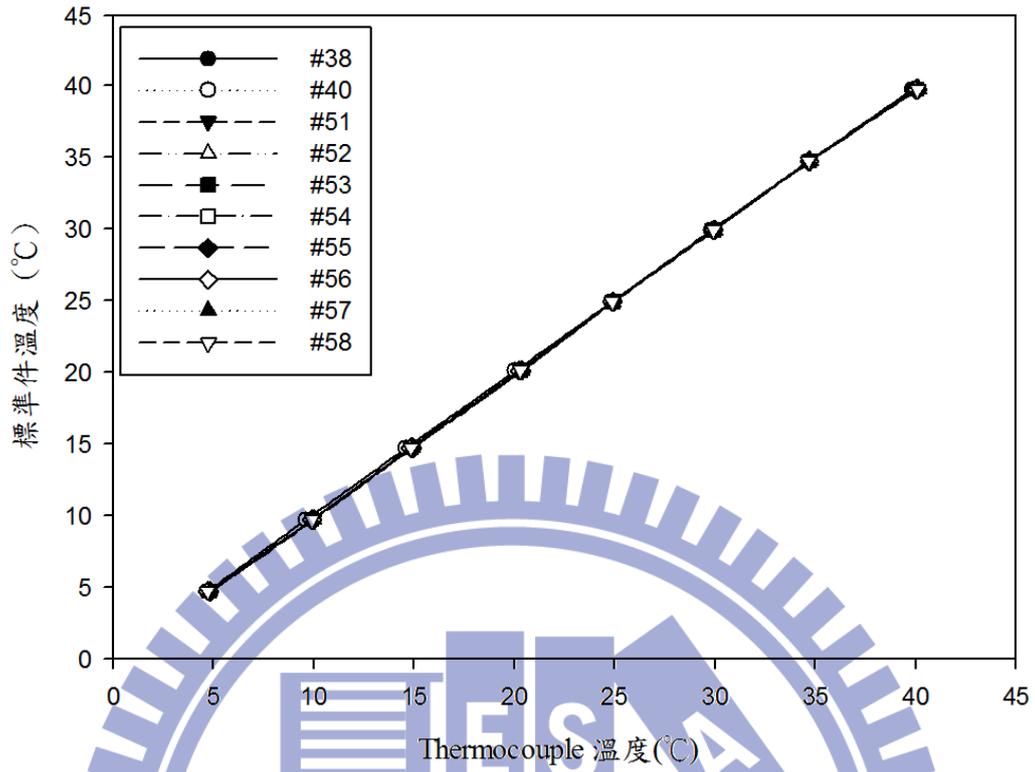


圖 3-21 熱電偶校正曲線圖

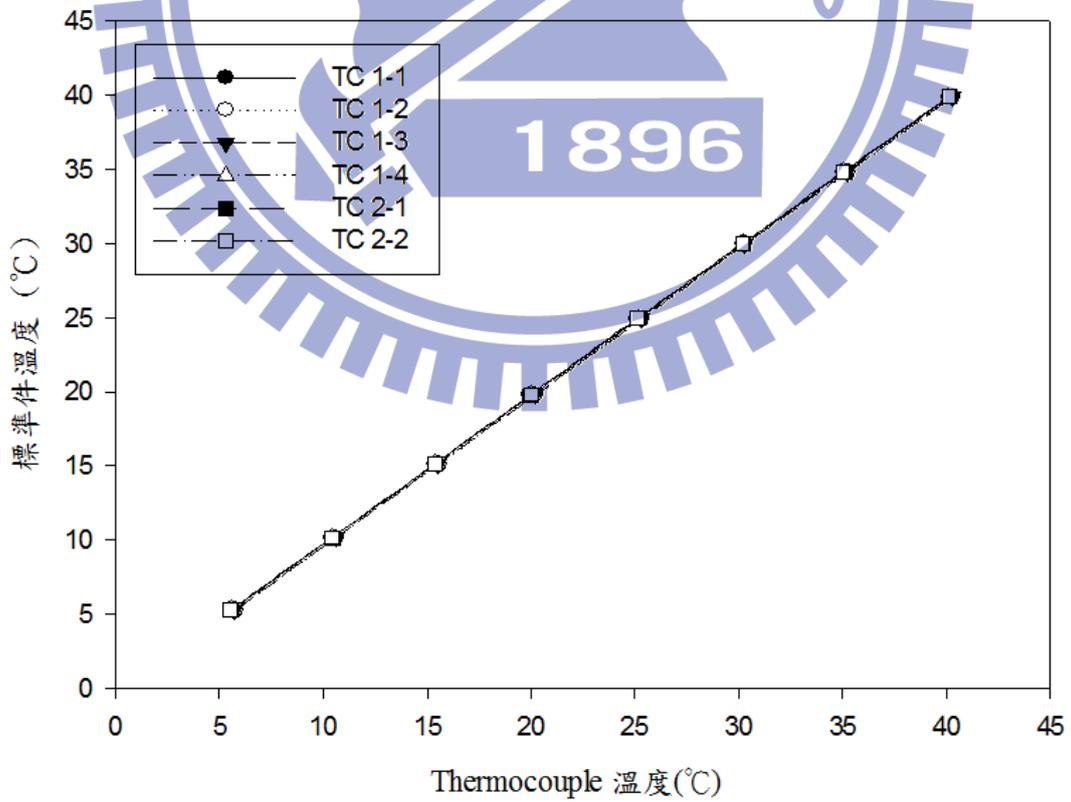


圖 3-22 熱電偶校正曲線圖

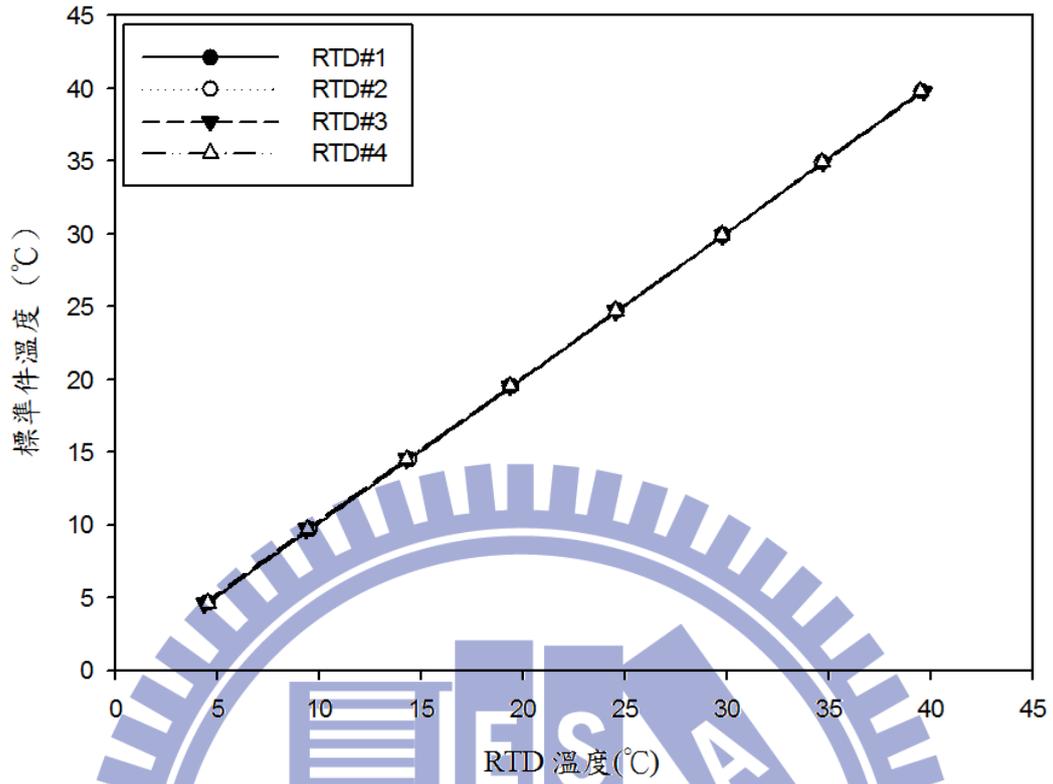


圖 3-23 RTD 校正曲線圖

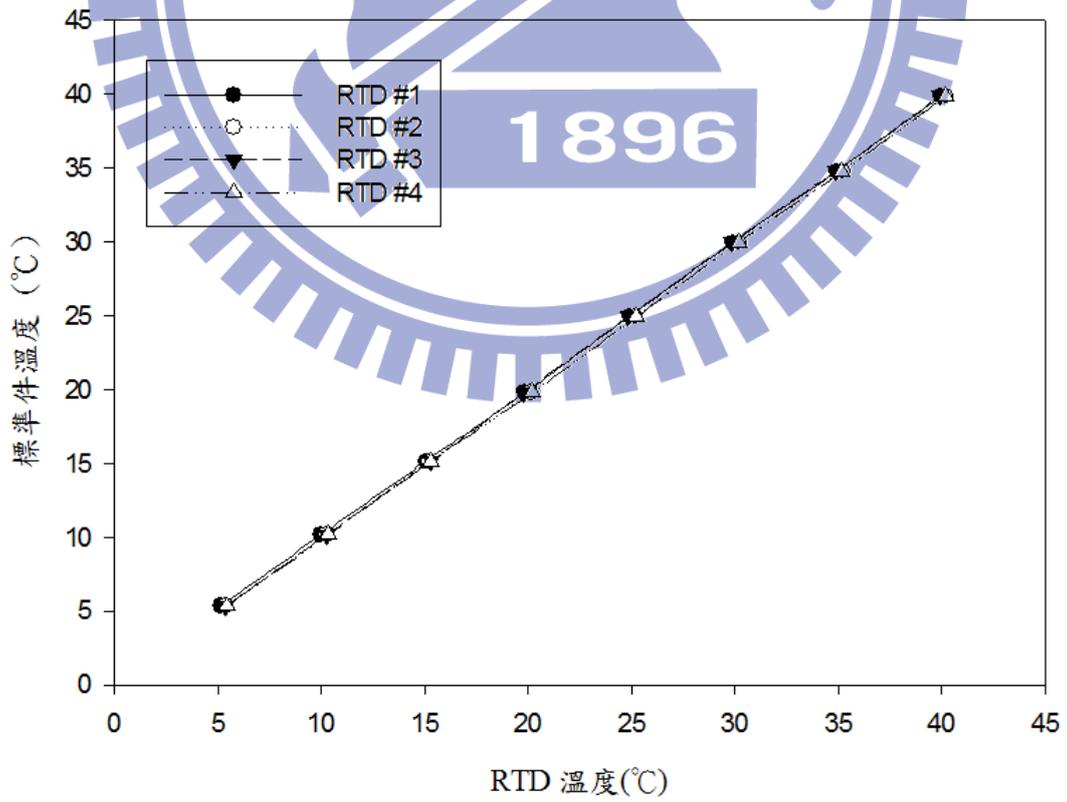


圖 3-24 RTD 校正曲線圖

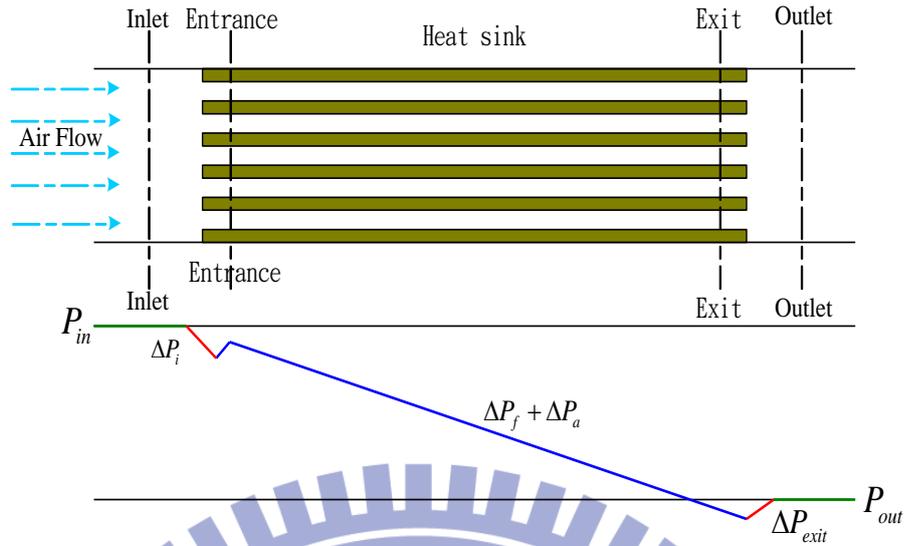


圖 3-25 壓降理論圖

管徑 (mm)	管排數 (row no.)	管路數 (tube no.)	管壁厚度 (mm)	鰭片厚度 (mm)	鰭片間距 Fp (mm)	段距(Pt) (mm)	列距(P1) (mm)	HX 寬度 (mm)	HX 高度 (mm)	
7.0	1 2 4	14	0.29	親水性平板 (plain)	0.115	1.2	21	18.2	300	300

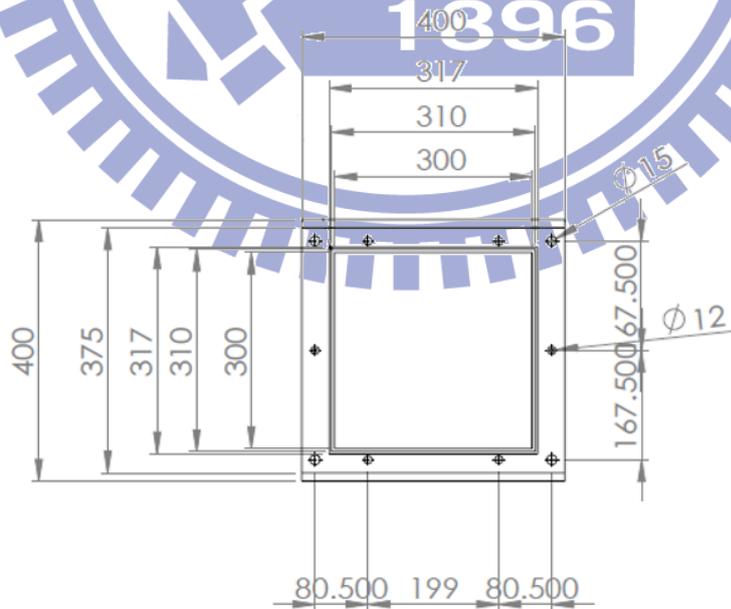


表 3-1 熱交換器尺寸表

第四章 結果與討論

本實驗共有 5 個待測物，在鰭片截距為 1.2mm 之下，控制的變因有不同的管排數(1、2、4 排)、不同的正向面速($V_{fr}=0.5、1.0、2.0、4.0$ m/s)、不同的旁通風量比例($BR=0.0、0.2、0.4、0.6、0.8$)、以及不同的環境濕度(50%、80%)。以下將分別從熱傳以及壓降兩方面來分析。

4.1 鰭片間距為 1.2mm，兩排管熱交換器旁通性能比較

在開始討論之前，首先定義旁通比率(Bypass Ratio, BR)的概念。

旁通比率即為旁通風量除以總風量，寫為數學式如下所示：

$$BR = \frac{\text{旁通風量}}{\text{總風量}}$$

以旁通比率為 0.2 時為例，即代表僅有 80% 的風量通過第一排的熱交換器，而 20% 的風量經由旁通風扇供風，並和通過第一排熱交換器的 80% 風量混和後，再一起通過第二排的熱交換器。

首先，先討論在無旁通風量下，單一兩排管熱交換器的熱傳量和壓降情形，如圖 4-1 所示。圖中圓圈部份為熱傳量，單位是(W)；三角形部分為壓降，單位是(Pa)。從圖 4-1 可以發現，在低風速時，熱

交換器熱傳量增加的趨勢會比較快，尤其是在高濕度時(RH=80%)。原因是因為在低風速時空氣結露的水量會比較多，潛熱熱傳大幅增加，所以會造成總熱傳量快速的上升。但是當風速逐漸增加後，冷凝水量減少，以至於在高風速時熱傳量的提升比較趨於平緩。整體來講，高濕度時的熱傳量會比低濕度時的熱傳量要來的高，且在風速等於 1 m/s 時增加幅度最大，增加了將近 31%。而隨著風速的提升，熱傳量的增幅則會降低到 11% 左右。壓降方面，提升的幅度基本上會隨著速度的增加而提升，且風速愈大提升的幅度愈大。在低風速時，不同環境濕度對於壓降的增幅比較不明顯，而要到高風速時，在高濕度的環境下，壓降的增幅量才會大幅提升至 17% 左右。

接下來將旁通概念導入兩排管熱交換器中，即把兩排管熱交換器拆成兩個一排管的熱交換器，並將這兩個一排管的熱交換器隔開，再藉由離心式風機通入旁通風量，詳細配置如圖 3-10 所示。以下將討論把旁通概念導入熱交換器後的實驗結果與現象。

4.1.1 環境溫度 25°C，相對濕度 50%

在環境相對濕度 50% 的情況下，比較不同的 BR(0.0、0.2、0.4、0.6、0.8) 和不同正向面速($V_{fr}=0.5、1.0、2.0、4.0$ m/s)，對於鰭管熱交換器熱傳量和壓降的變化情形。圖 4-2 和圖 4-3 即為在相對濕度 50% 的情況下，兩個單一排管熱交換器對於一個兩排管熱交換器之熱傳量

和壓降的比值。其中，x 軸為旁通比率(Bypass Ratio, BR)，y 軸分別為熱傳量的比值和壓降的比值。熱傳量的比值(Q_1/Q_2)為兩個一排管熱交換器熱傳量的總和除以單一兩排管熱交換器的熱傳量；壓降的比值(P_1/P_2)為兩個一排管熱交換器產生的壓降總和除以單一兩排管熱交換器產生的壓降。其物理意義為，將一個兩排管熱交換器拆成兩個一排管熱交換器後，通過旁通風量的概念，比較其物理特性與原本單一兩排管熱交換器之熱傳量和壓降的差異。

由圖 4-2 和圖 4-3 可知，在風速為 0.5 m/s 時，低 BR(0.2)的情形之下兩個一排管熱交換器的熱傳量會比單一個兩排管熱交換器的熱傳量還要高或是維持水平，但是壓降部分可以減少大約 6% 左右。熱傳部分得以上升或維持不變的原因是因為將單一兩排管熱交換器拆成兩個一排管熱交換器後，氣流型態改變，破壞了原先邊界層的發展，所以可以使得熱傳量得以些微上升或維持不變。而壓降減少的原因是因為少了一部份的氣流通過前排熱交換器，所以得以使壓降有減少的機會。而當 BR 逐漸提高時，可以發現壓降下降的趨勢比熱傳量減少的趨勢還要高，代表即使在較高 BR 時熱傳量會降低，但是壓降減少的幅度卻是更大的。而在 BR=0.8 的時候，會發現熱傳量雖然減少了大約 22%，但是壓降部分卻可以減少將近 37%。

當風速為 1 m/s 時，基本上趨勢跟風速為 0.5 m/s 時差不多，但是

在低 BR 時效應比較沒有那麼明顯，在高 BR 時也是壓降下降的趨勢比熱傳量減少的趨勢還要高。而在 BR=0.8 的時候，則是發現熱傳量雖然減少了大約 21%，但是壓降部分卻可以減少將近 41%。這部分的效應稍微比風速為 0.5 m/s 時要來的好一點。

而當風速為 2 m/s 時，趨勢也是和前兩個風速差不多。不過相較來講的話風速為 2 m/s 時，旁通概念的效應會比前兩個較低風速的情況要來的更好，而在 BR=0.8 的時候，則會發現熱傳量減少了大約 17%，但是壓降部分卻可以減少 40%。

當風速為 4 m/s 時，現象比較特別。從圖 4-3 可以發現在 BR 比較低的時候，整體壓降的減少量不會很明顯。原因是因為流體流動型態所造成的影響。由於本實驗旁通風量是經由外接離心式風扇強力把氣流打進兩個熱交換器之間，見圖 3-10，所以當垂直往下吹的旁通風量太大時會影響主流風量，因此會造成類似風屏幕的效應，造成壓力不降反升的情形。而這也說明本實驗旁通風量供風的設計不適用在大風量的情況之下。但是若 BR 逐漸提高的話，壓降下降的趨勢還是會比熱傳量減少的趨勢還要高。在 BR=0.63 時，熱傳量減少了大約 16%，而壓降部分可以減少約 27%。

整體而言，旁通概念的效應有兩個不同的趨勢。在低 BR 時，旁通效應會在風速為 0.5 m/s 時有較佳的表現。而在高 BR 時，旁通效

應則會隨著速度的增加而提升，在風速為 2 m/s 時有較好的效應產生。

接下來分別將不同面速下，前後排熱交換器熱傳量和總熱傳量比值與不同 BR 做分析比較，如圖 4-4 所示。其中，x 軸為旁通比率 (Bypass Ratio, BR)，y 軸為單一排熱交換器熱傳量除以兩個單一排熱交換器熱傳量和。物理意義為個別熱交換器熱傳量佔總熱傳量的比值大小。其中，淺色系條圖為前排熱交換器，深色系條圖為後排熱交換器。

圖 4-4(a)~(d)分別為面速 $V_{fr} = 0.5$ 、1.0、2.0、4.0 m/s 下的分佈情形。從圖中可以發現，當面速為 0.5 m/s 時，前排熱交換器的熱傳量佔總熱傳量六成左右，而隨著 BR 的提升，前排熱交換器的熱傳量會逐漸降低至三成。接著觀察面速增加後的結果，發現前排熱交換器熱傳量所佔的比例會隨著面速的增加而逐漸降低，從原本的六成降到五成左右。而後排熱交換器上升的趨勢也會趨於平緩。這顯示出當面速增大時，前後排熱交換器的熱傳量比例受到不同 BR 的影響會逐漸減少。

4.1.2 環境溫度 25°C，相對濕度 80%

圖 4-5 和圖 4-6 為在相對濕度 80% 的情況下，兩個一排管熱交換器對於一個兩排管熱交換器之熱傳量和壓降的比值。其中，x 軸為旁

通比率(Bypass Ratio, BR), y 軸分別為熱傳量的比值和壓降的比值。熱傳量的比值(Q_1/Q_2)為兩個一排管熱交換器熱傳量的總和除以單一兩排管熱交換器的熱傳量;壓降的比值(P_1/P_2)為兩個一排管熱交換器產生的壓降總和除以單一兩排管熱交換器產生的壓降。

由圖 4-5 和圖 4-6 可知,在風速為 0.5 m/s 時,低 BR(0.0、0.2)的情形之下兩個一排管熱交換器的熱傳量會比單一個兩排管熱交換器的熱傳量還要高,直到 BR=0.4 時熱傳量還是可以維持水平。而壓降部分的話到 BR=0.4 時可以減少約 15%之多。其中,熱傳部分得以上升或維持不變的原因也是因為氣流型態的改變破壞了原先邊界層的發展,所以可以使得熱傳量得以此微上升或維持不變。而壓降減少的原因是因為少了部份氣流通過前排熱交換器,所以得以使壓降有減少的機會。而當 BR 逐漸提高時,壓降下降的趨勢比熱傳量減少的趨勢還要高出很多,旁通效應比在環境濕度為 50%更為明顯。而在 BR=0.8 的時候,熱傳量減少了大約 12%,但是壓降部分卻可以減少將近 35%。

而當風速為 1 m/s 時,趨勢跟風速為 0.5 m/s 時差不多,基本上也是在低 BR 時效應比環境濕度為 50%更為明顯,在高 BR 時雖然壓降下降的趨勢比熱傳量減少的趨勢要來的高,但是旁通效應卻要比環境濕度為 50%來的差一點。在 BR=0.8 的時候,熱傳量減少了大約 20%,而壓降部分則減少了將近 37%。

當風速為 2 m/s 時，趨勢也是和前兩個風速差不多。同樣地，旁通效應也比在環境濕度為 50% 時更為明顯。相較來講的話風速為 2 m/s 時，尤其是在高 BR 的時候，旁通概念的效應會比前兩個較低風速的情況要來的更好。而在 BR=0.8 的時候，熱傳量減少了大約 11%，但是壓降部分卻可以減少 37%。

當風速為 4 m/s 時，現象比較特別。從圖 4-6 可以發現在 BR 比較低的時候(大約在 BR=0.1~0.3 之間)，整體壓降的減少量不會很明顯，反而還有回升的跡象。原因在 4.1.1 章節講過了，是因為流體流動型態所造成的影響。但是若 BR 逐漸提高的話，壓降下降的趨勢還是會比熱傳量減少的趨勢還要高，且旁通現象也是比在環境濕度為 50% 時來的更加明顯。在 BR=0.63 時，熱傳量減少了大約 11%，而壓降部分可以減少約 29%。

整體而言，旁通概念的效應在環境濕度為 80% 時，表現要比環境濕度為 50% 時好。而在低 BR 時，旁通效應會在風速為 0.5 m/s 時有較佳的表現。在高 BR 時，旁通效應則會在風速為 2 m/s 時有較好的效應產生。

接下來分別將不同面速下，前後排熱交換器熱傳量和總熱傳量比值與不同 BR 做分析比較，如圖 4-7 所示。其中，x 軸為旁通比率 (Bypass Ratio, BR)，y 軸為單一排熱交換器熱傳量除以兩個單一排熱

交換器熱傳量和。其中，淺色系條圖為前排熱交換器，深色系條圖為後排熱交換器。

圖 4-7(a)~(d)分別為面速 $V_{fr}=0.5、1.0、2.0、4.0$ m/s 下的分布情形。從圖中可以發現，基本上分佈和環境濕度為 50% 差不多。當面速為 0.5 m/s 時，前排熱交換器的熱傳量占總熱傳量六成左右，而隨著 BR 的提升，前排熱交換器的熱傳量會逐漸降低至三成。接著觀察面速增加後的結果，發現前排熱交換器熱傳量所佔的比例也是會隨著面速的增加而逐漸降低，從原本的六成降到五成左右。而後排熱交換器上升的趨勢也會趨於平緩。這顯示出當面速增大時，前後排熱交換器的熱傳量比例受到不同 BR 的影響會逐漸減少。比較在不同環境濕度下操作的影響，會發現在高濕度時(RH=80%)，前後排熱交換器所占熱傳量的比例，與 RH=50% 相比時，兩者的值會較接近，但是差異在 1% 以內。其原因可能是因為濕度提高後，潛熱熱傳量的提升比例比顯熱熱傳量的提升比例還多，所以造成此現象的發生。

4.2 鰭片間距為 1.2mm，四排管熱交換器旁通性能比較

接下來，一樣先討論在無旁通風量下，單一四排管熱交換器的熱傳量和壓降情形，如圖 4-8 所示。圖中圓圈部份為熱傳量，單位是(W)；

三角形部分為壓降，單位是(Pa)。從圖 4-8 可以發現，和兩排管熱交換器的結果類似，在低風速時，熱交換器熱傳量增加的趨勢會比較快，尤其是在高濕度時(RH=80%)。整體來講，高濕度時的熱傳量會比低濕度時的熱傳量要來的高，且在風速等於 0.5 m/s 時增加幅度最大，增加了將近 36%。而隨著風速的提升，熱傳量的增幅則會降低到 7% 左右。壓降方面，在低風速時，不同環境濕度對於壓降的增幅比較不明顯，而要到高風速時，在高濕度的環境下，壓降的增幅量才會大幅提升至 15% 左右。與兩排管熱交換器相比起來，四排管熱交換器不管是熱傳量或是壓降增幅的量都會相對地小一點。

接下來將旁通概念導入四排管熱交換器中，即把四排管熱交換器分開成兩個兩排管的熱交換器，並將這兩個兩排管的熱交換器隔開，再藉由離心式風機通入旁通風量。以下將討論把旁通概念導入熱交換器後的實驗結果與現象。

4.2.1 環境溫度 25°C，相對濕度 50%

在環境相對濕度 50% 的情況下，比較不同的 BR(0.0、0.2、0.4、0.6、0.8) 和不同正向面速($V_{fr}=0.5、1.0、2.0、4.0$ m/s)，對於鰭管熱交換器熱傳量和壓降的變化情形。圖 4-9 和圖 4-10 即為在相對濕度 50% 的情況下，兩個兩排管熱交換器對於一個四排管熱交換器之熱傳量和

壓降的比值。其中，x 軸為旁通比率(Bypass Ratio, BR)，y 軸分別為熱傳量的比值和壓降的比值。熱傳量的比值(Q_t/Q_4)為兩個兩排管熱交換器熱傳量的總和除以單一四排管熱交換器的熱傳量；壓降的比值(P_t/P_4)為兩個兩排管熱交換器產生的壓降總和除以單一四排管熱交換器產生的壓降。

由圖 4-9 和圖 4-10 可知，在風速為 0.5 m/s、BR=0.0 的時候，熱傳量會有稍微的降低，且壓降會因為旁通裝置的關係而有稍微的提升。會發生這種情形的原因是因為管排數增加，所以結露的量也會增加，而這些增加的冷凝水附著在鰭片和銅管的表面會造成整體壓降有稍微的提升。但是當 BR 持續增加後，即可以發現壓降下降的趨勢會比熱傳量減少的趨勢還要高，代表即使在較高 BR 時熱傳量會降低，但是壓降減少的幅度卻是更大的。而在 BR=0.8 的時候，會發現熱傳量雖然減少了大約 22%，但是壓降部分卻可以減少將近 44%。這一部分顯示四排管熱交換器的旁通效應比兩排管熱交換器的旁通效應還要稍微好一點。

當風速為 1 m/s 時，基本上趨勢跟風速為 0.5 m/s 時差不多，且和兩排管熱交換器的旁通效應一樣，在低 BR 時效應比較沒有那麼明顯，而在高 BR 時雖然壓降下降的趨勢一樣比熱傳量減少的趨勢還要高。但卻可以發現雖然熱傳量減少了大約 25%，但是壓降部分只減少將近

37%。這部分的效應不僅比風速為 0.5 m/s 時要來的差，且和兩排管熱交換器的旁通效應相比的話，也是相對差一點。

而當風速為 2 m/s 時，趨勢也是和前兩個風速差不多。不過相較來講的話風速為 2 m/s 時，旁通概念的效應在高 BR 時會比前兩個低風速的情況要來的更好，而在 BR=0.8 的時候，可以發現熱傳量減少了大約 16%，但是壓降部分卻可以減少 42%。這部分的話也是比兩排管熱交換器的旁通效應好。

當風速為 4 m/s 時，發生的現象和兩排管熱交換器一樣。從圖 4-10 可以發現在 BR 比較低的時候，整體壓降的減少量不會很明顯。原因同樣是因為流體流動型態所造成的影響。而這個現象也再次說明本實驗旁通風量的供風設計不適用在大風量的情況之下。但是若 BR 逐漸提高的話，壓降下降的趨勢還是會比熱傳量減少的趨勢還要高。在 BR=0.63 時，熱傳量減少了大約 12%，而壓降部分可以減少約 30%。這部分的效應也是比兩排管熱交換器的表現要來的好。

整體而言，四排管的旁通效應會比兩排管的表現要來的更好。旁通概念的效應同樣有兩種不同的趨勢。在低 BR 時，旁通效應會在風速為 0.5 m/s 時有較佳的表現。而在高 BR 時，旁通效應在風速為 2 m/s 時會有較佳的表現。

接下來分別將不同面速下，前後排熱交換器熱傳量和總熱傳量比值與不同 BR 做比較，如圖 4-11 所示。其中，x 軸為旁通比率(Bypass Ratio, BR)，y 軸為單一排熱交換器熱傳量除以兩個單一排熱交換器熱傳量總和。其中，淺色系條圖為前排熱交換器，深色系條圖為後排熱交換器。

圖 4-11(a)~(d)分別為面速 $V_{fr}=0.5、1.0、2.0、4.0$ m/s 下的分佈情形。從圖中可以發現，當面速為 0.5 m/s 時，前排熱交換器的熱傳量占總熱傳量六成五左右，這部分與兩排管熱交換器相比的話，會發現前後排熱交換器熱傳量值的差異會比較大。而隨著 BR 的提升，前排熱交換器的熱傳量會逐漸降低至三成五左右。接著觀察面速增加後的結果，發現前排熱交換器熱傳量所佔的比例會隨著面速的增加而逐漸降低，從原本的六成五降到五成五左右。而後排熱交換器上升的趨勢也會趨於平緩。這顯示出當面速增大時，前後排熱交換器的熱傳量比例受到不同 BR 的影響會逐漸減少。

4.2.2 環境溫度 25°C，相對濕度 80%

圖 4-12 和圖 4-13 為在相對濕度 80% 的情況下，兩個兩排管熱交換器對於一個四排管熱交換器之熱傳量和壓降的比值。其中，x 軸為旁通比率(Bypass Ratio, BR)，y 軸分別為熱傳量的比值和壓降的比值。

熱傳量的比值(Q_t/Q_4)為兩個兩排管熱交換器熱傳量的總和除以單一四排管熱交換器的熱傳量；壓降的比值(P_t/P_4)為兩個兩排管熱交換器產生的壓降總和除以單一四排管熱交換器產生的壓降。

由圖 4-12 和圖 4-13 可知，在風速為 0.5 m/s、BR=0.0 的時候，熱傳量增加的趨勢會比壓降下降的趨勢還要低。且和環境濕度 50% 相比的話，會發現壓降提高的量會變多。原因是因為濕度提高造成冷凝量的提升，進而增加了熱交換器的壓降。但隨著 BR 的提升，壓降下降的趨勢就會比熱傳量減少的趨勢還要高，代表即使在較高 BR 時熱傳量會降低，但是壓降減少的幅度卻是更大的。而在 BR=0.8 的時候，會發現熱傳量減少了大約 26%，而壓降部分減少將近 39%。在此會發現旁通效應的表現比在環境濕度為 50% 時稍微差一點點。

而當風速為 1 m/s 時，趨勢跟風速為 0.5 m/s 時差不多，同樣在 BR=0.0 時，熱傳量增加的趨勢會比壓降下降的趨勢還要低。而當 BR 逐漸上升後，壓降下降的趨勢就會比熱傳量減少的趨勢來的高了。在高 BR 時，其旁通效應會比風速為 0.5 m/s 時來的佳。在 BR=0.8 的時候，熱傳量大約減少了 12%，而壓降部分則可以減少將近 40%。這部分的話不僅比在環境濕度 50% 時的效應要來的好，同時和兩排管熱交換器的旁通效應相比的話，也是呈現比較好的情形。

而當風速為 2 m/s 時，趨勢也是和前兩個風速差不多。不過相較

來講的話風速為 2 m/s 時，旁通概念的效應在高 BR 時大致上會比低風速的情況要來的更好，而在 BR=0.8 的時候，可以發現熱傳量減少了大約 14%，而壓降部分可以減少約 40%。這部分的話不管是跟環境濕度 50% 還是跟兩排管熱交換器的旁通效應比較，他們之間的差異並不會太大。

當風速為 4 m/s 時，發生的現象和兩排管熱交換器一樣。從圖 4-13 可以發現在 BR 比較低的時候，整體壓降的減少量不會很明顯。原因同樣是因為流體流動型態所造成的影響。但是若 BR 逐漸提高的話，壓降下降的趨勢還是會比熱傳量減少的趨勢還要高。在 BR=0.63 時，熱傳量減少了大約 13%，而壓降部分可以減少約 30%。這部分的效應不管是跟環境濕度 50% 還是跟兩排管熱交換器的旁通效應比較，差異也不是很大。

整體而言，四排管熱交換器旁通概念的效應在環境濕度為 50% 或 80% 時，表現是差不多的。而且會發現，在環境濕度為 80% 時，四排管的旁通效應和兩排管的旁通效應其實差異也不大。而整體的旁通效應會在風速為 2 m/s 時有較佳的表現。

接下來分別將不同面速下，前後排熱交換器熱傳量和總熱傳量比值與不同 BR 做比較，如圖 4-14 所示。其中，x 軸為旁通比率(Bypass Ratio, BR)，y 軸為單一排熱交換器熱傳量除以兩個單一排熱交換器

熱傳量總和。其中，淺色系條圖為前排熱交換器，深色系條圖為後排熱交換器。

圖 4-14(a)~(d)分別為面速 $V_{fr}=0.5、1.0、2.0、4.0$ m/s 下的分佈情形。從圖中可以發現，基本上分佈和環境濕度為 50% 差不多，但是前排熱交換器所占熱傳量的比例會稍微下降一點點。當面速為 0.5 m/s 時，前排熱交換器的熱傳量占總熱傳量六成四左右，而隨著 BR 的提升，前排熱交換器的熱傳量會逐漸降低至三成四左右。接著觀察面速增加後的結果，發現前排熱交換器熱傳量所佔的比例也是會隨著面速的增加而逐漸降低，從原本的六四成降到五成三左右。而後排熱交換器上升的趨勢也會趨於平緩。同樣顯示當面速增大時，前後排熱交換器的熱傳量比例受到 BR 的影響會逐漸減少。比較在不同環境濕度下操作的影響，同樣也是會發現在高濕度時(RH=80%)，前後排熱交換器所占熱傳量的比例，與 RH=50% 相比時，兩者的值會較接近，差異也是在 1% 以內。

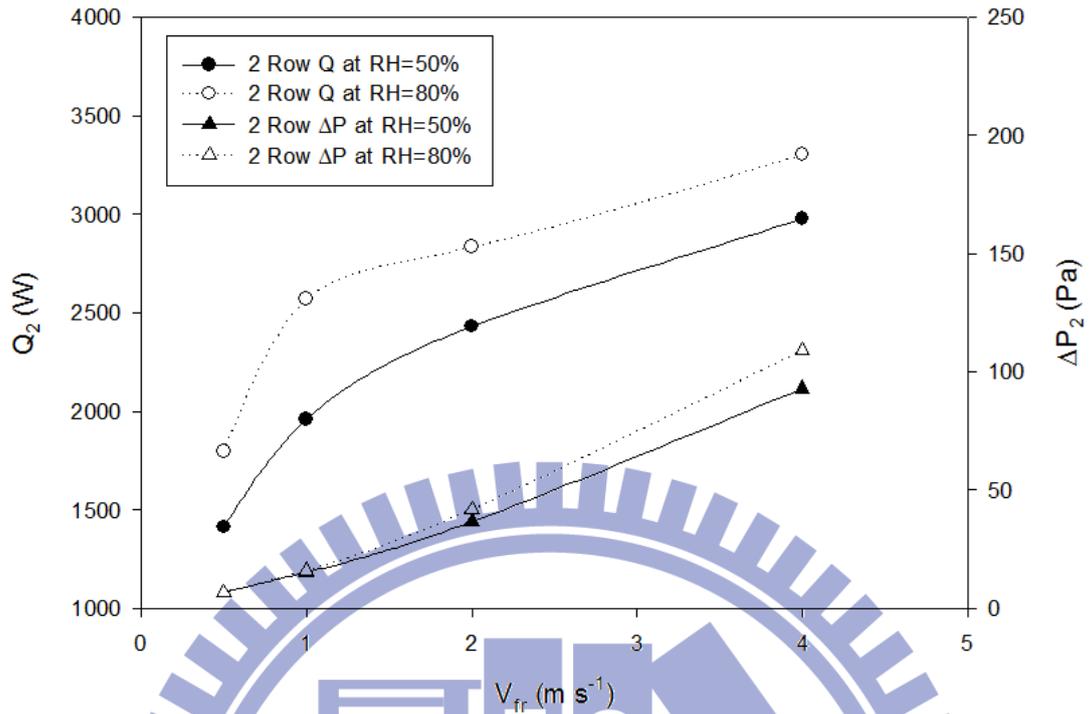


圖 4-1 兩排管熱交換器，面速對於熱傳量和壓降的關係圖

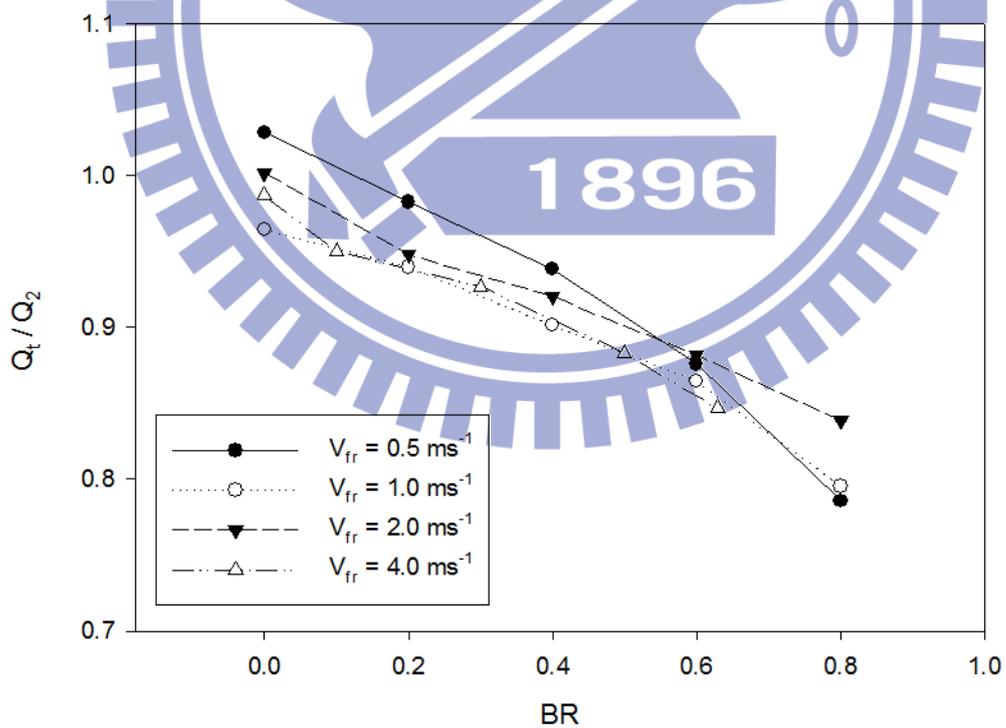


圖 4-2 旁通概念應用在兩排管熱交換器，熱傳量比值對於 BR 的關

係圖，RH=50%

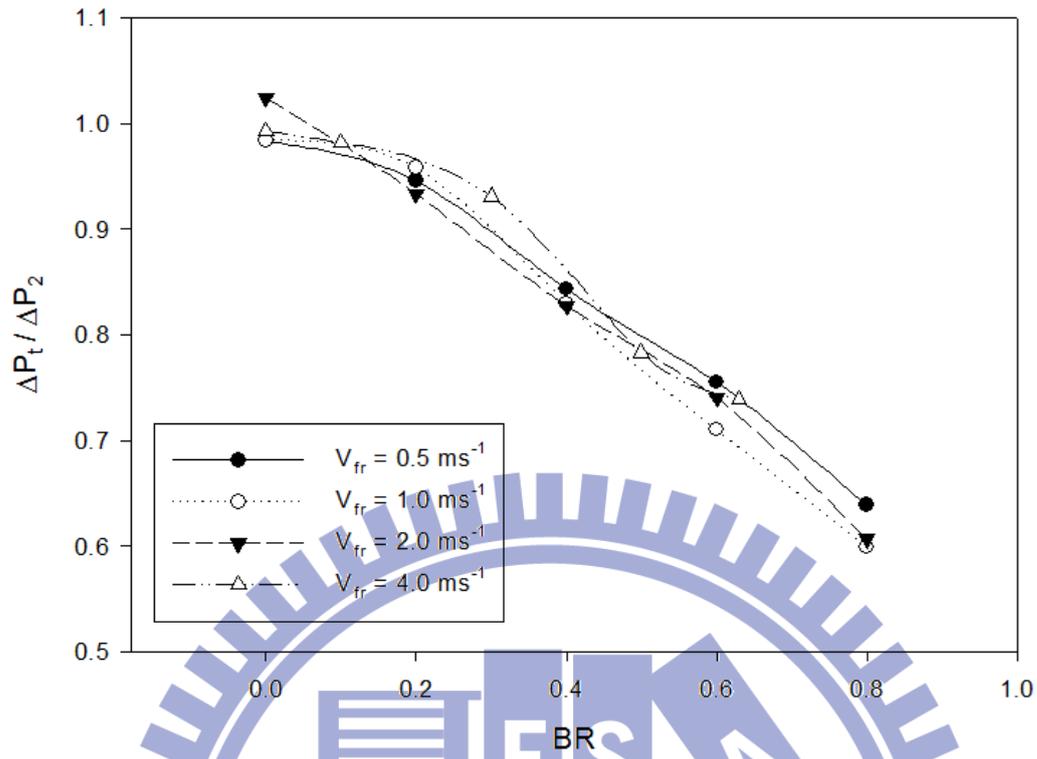


圖 4-3 旁通概念應用在兩排管熱交換器，壓降比值對於 BR 的關係

圖，RH=50%

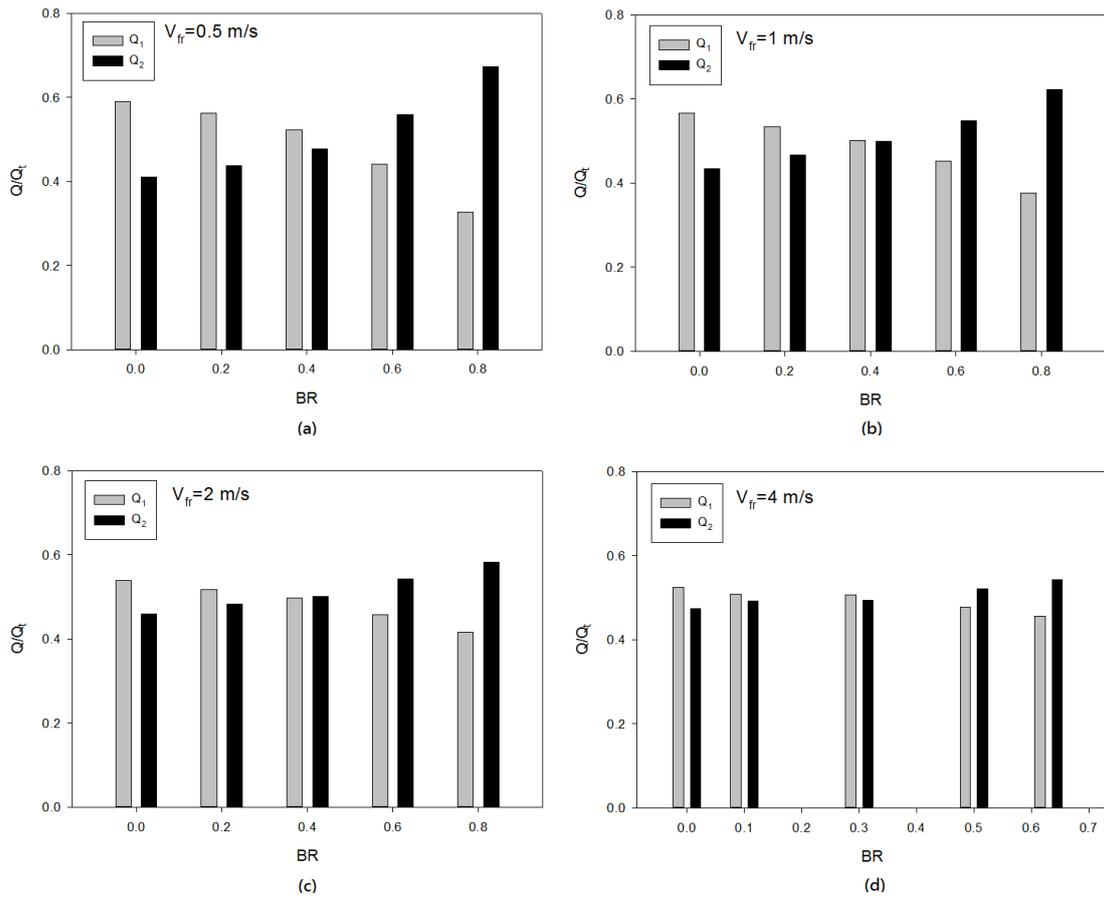


圖 4-4 旁通概念應用在兩排管熱交換器，前排熱交換器熱傳量和後排熱交換器熱傳量占總熱傳量的比值對於 BR 的關係圖， $RH=50\%$ ，

(a) $V_{fr}=0.5$ m/s；(b) $V_{fr}=1$ m/s；(c) $V_{fr}=2$ m/s；(d) $V_{fr}=4$ m/s

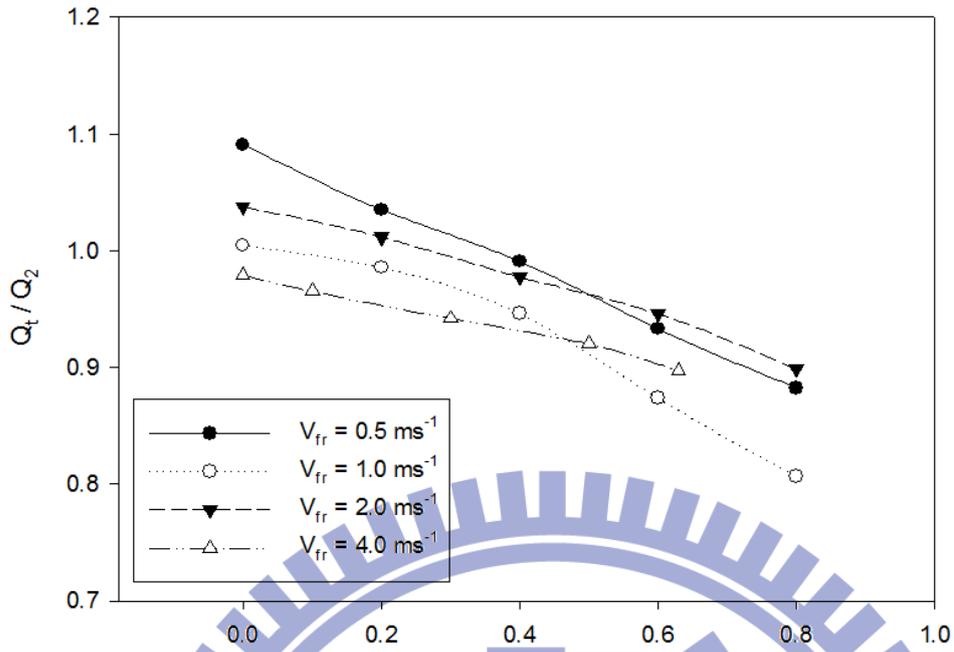


圖 4-5 旁通概念應用在兩排管熱交換器，熱傳量比值對於 BR 的關係圖，RH=80%

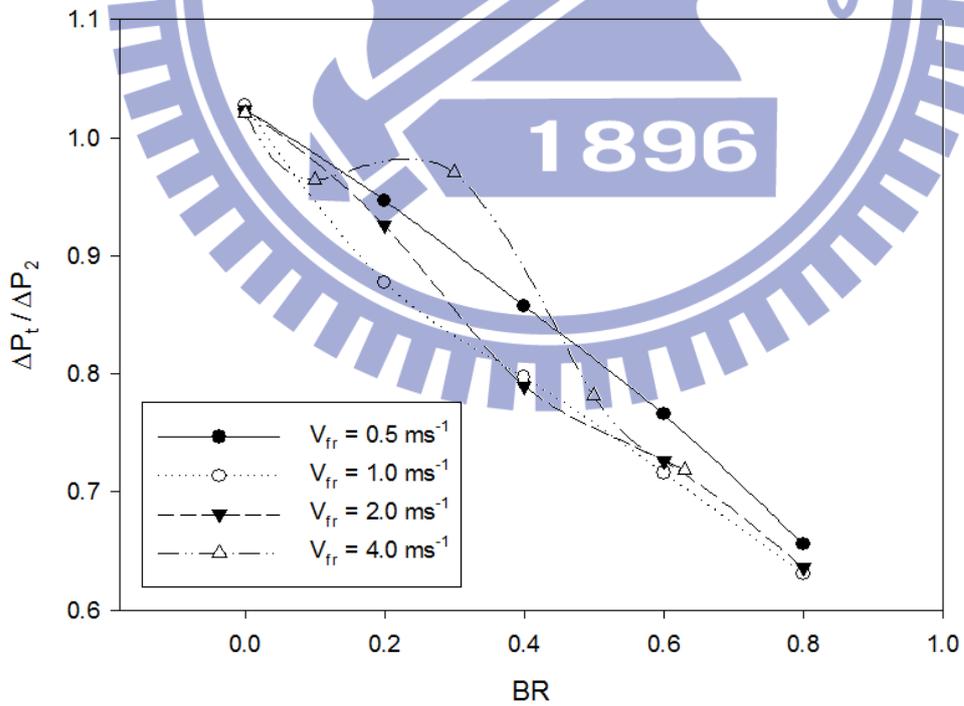


圖 4-6 旁通概念應用在兩排管熱交換器，壓降比值對於 BR 的關係圖，RH=80%

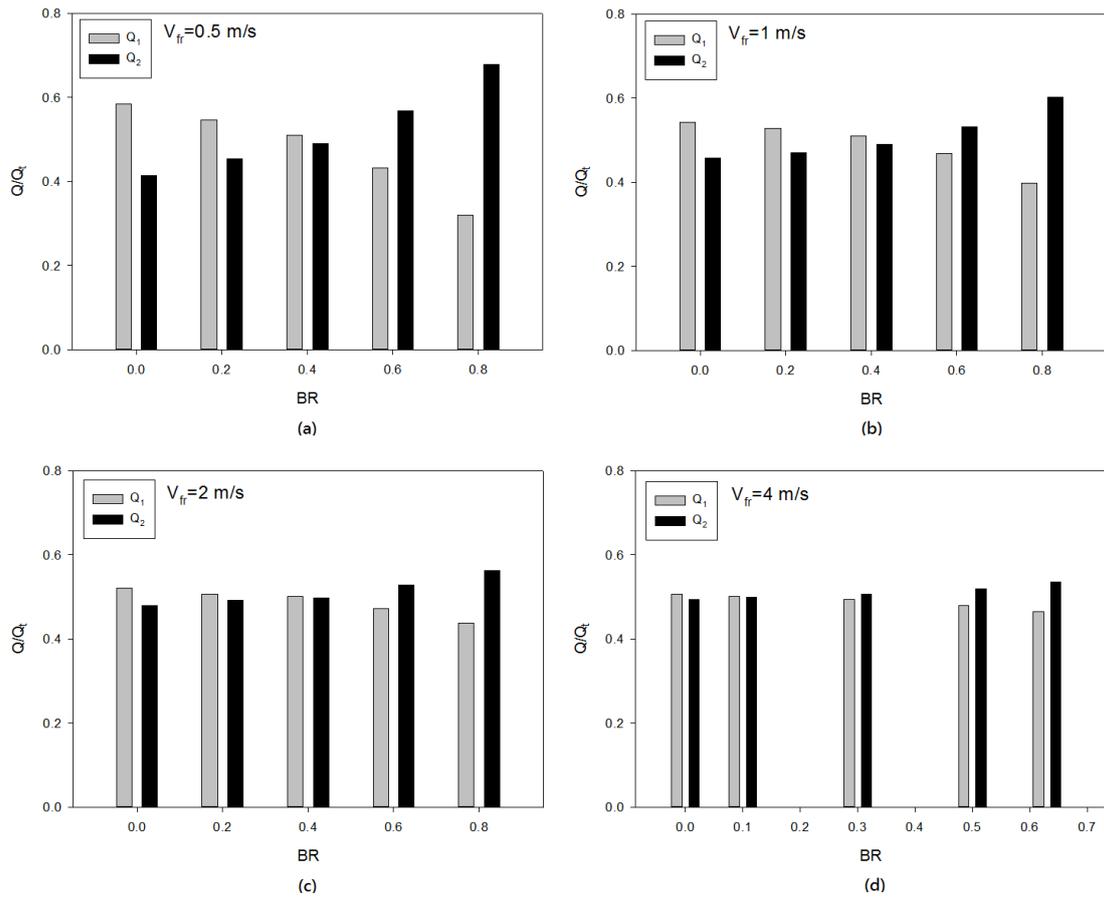


圖 4-7 旁通概念應用在兩排管熱交換器，前排熱交換器熱傳量和後排熱交換器熱傳量占總熱傳量的比值對於 BR 的關係圖， $RH=80\%$ ，

(a) $V_{fr}=0.5$ m/s；(b) $V_{fr}=1$ m/s；(c) $V_{fr}=2$ m/s；(d) $V_{fr}=4$ m/s

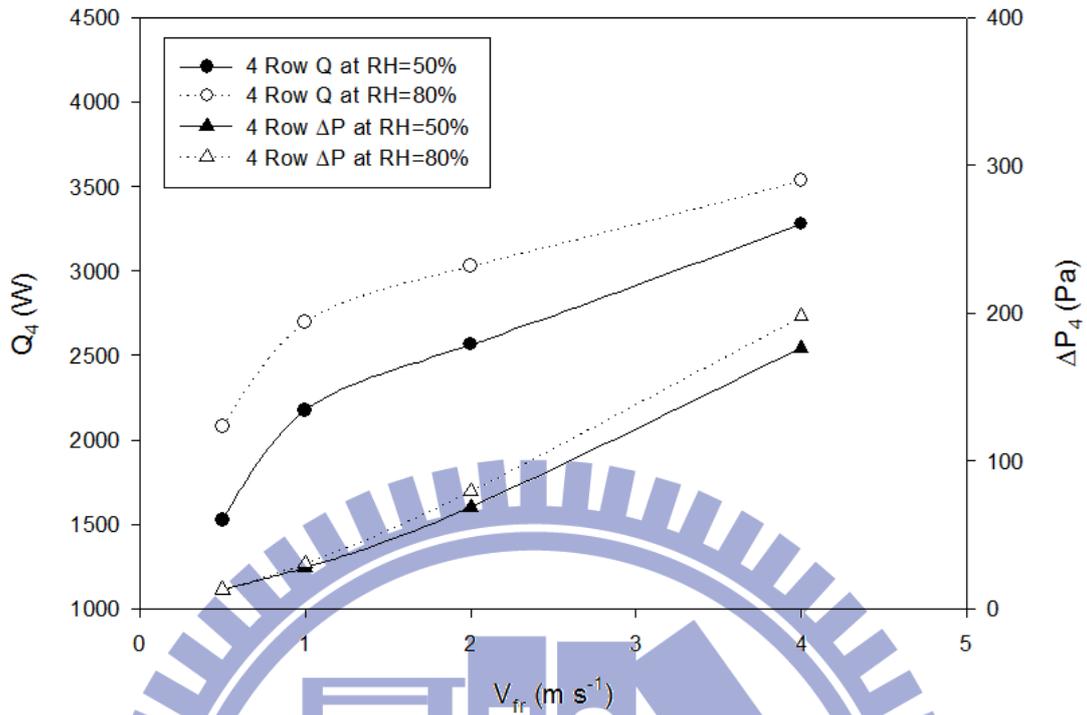


圖 4-8 四排管熱交換器， $F_p=1.2$ ，面速對於熱傳量和壓降的關係圖

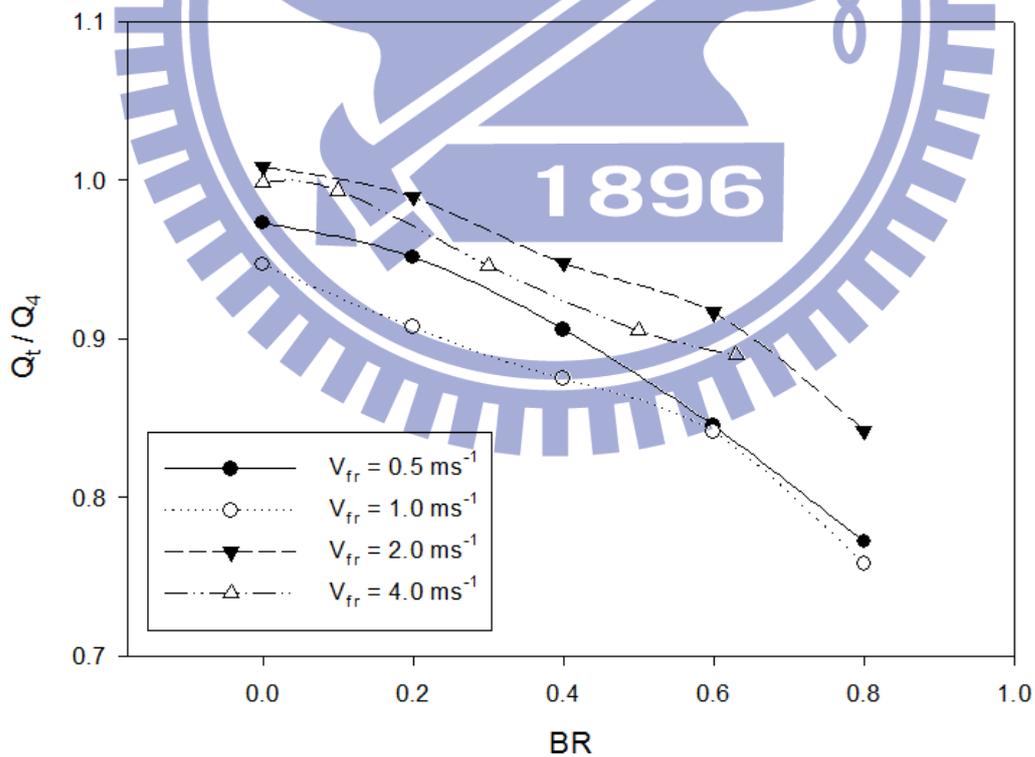


圖 4-9 旁通概念應用在四排管熱交換器，熱傳量比值對於 BR 的關

係圖，RH=50%

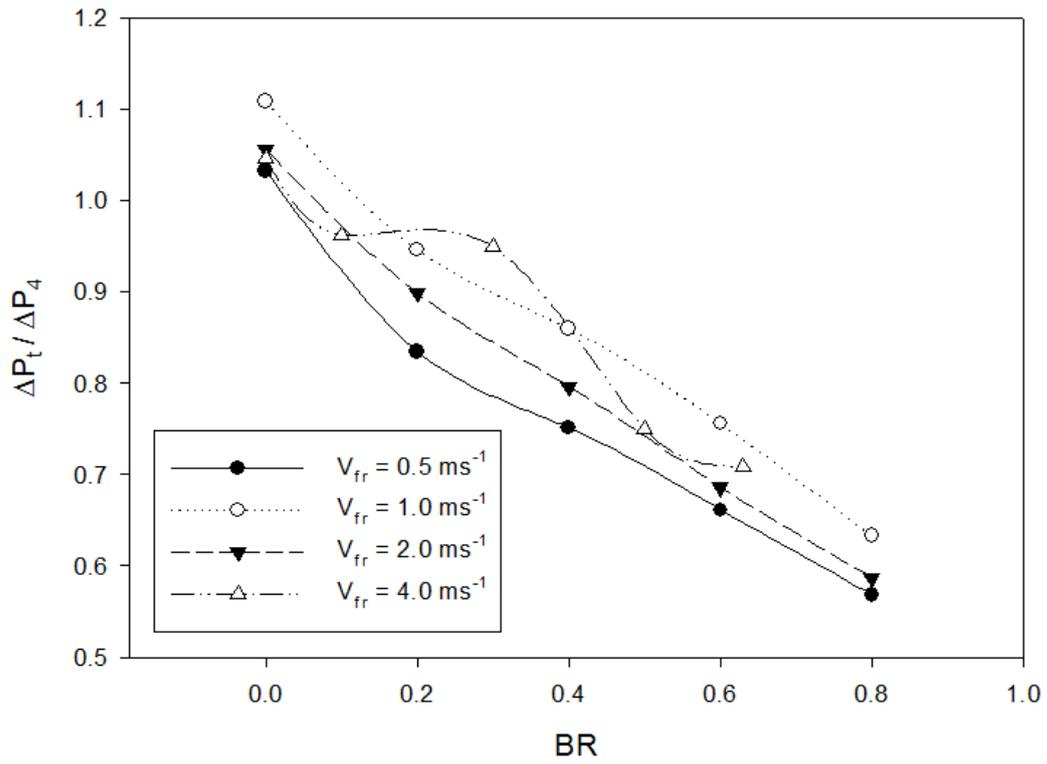


圖 4-10 旁通概念應用在四排管熱交換器，壓降比值對於 BR 的關係

圖，RH=50%



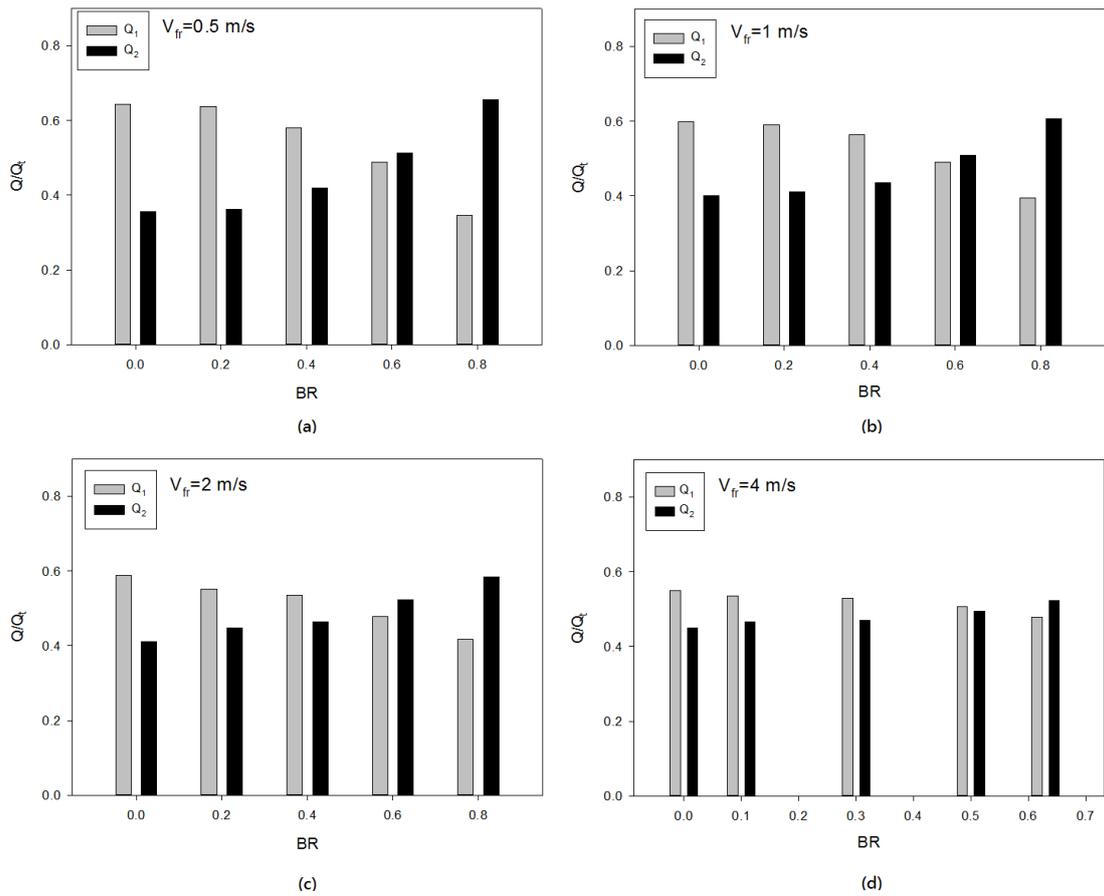


圖 4-11 旁通概念應用在四排管熱交換器，前排熱交換器熱傳量和後排熱交換器熱傳量占總熱傳量的比值對於 BR 的關係圖， $RH=50\%$ ，

(a) $V_{fr}=0.5$ m/s；(b) $V_{fr}=1$ m/s；(c) $V_{fr}=2$ m/s；(d) $V_{fr}=4$ m/s

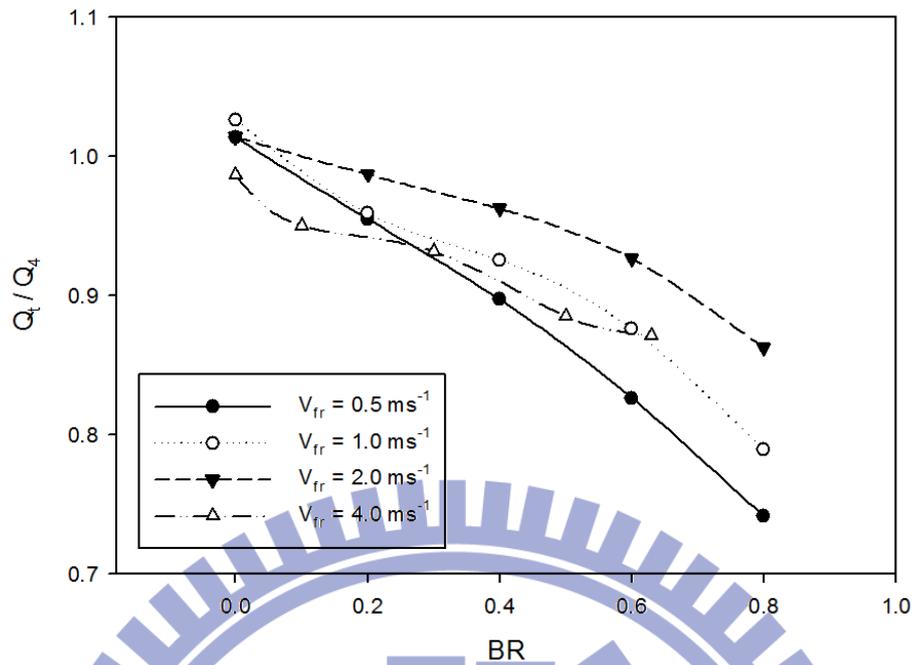


圖 4-12 旁通概念應用在四排管熱交換器，熱傳量比值對於 BR 的關係圖，RH=80%

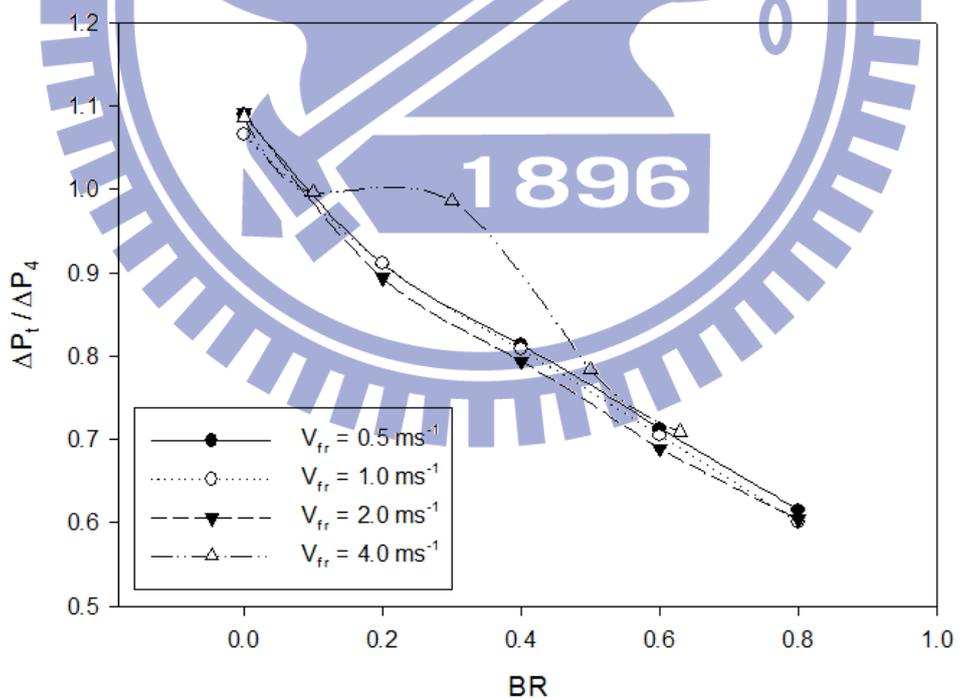


圖 4-13 旁通概念應用在四排管熱交換器，壓降比值對於 BR 的關係圖，RH=80%

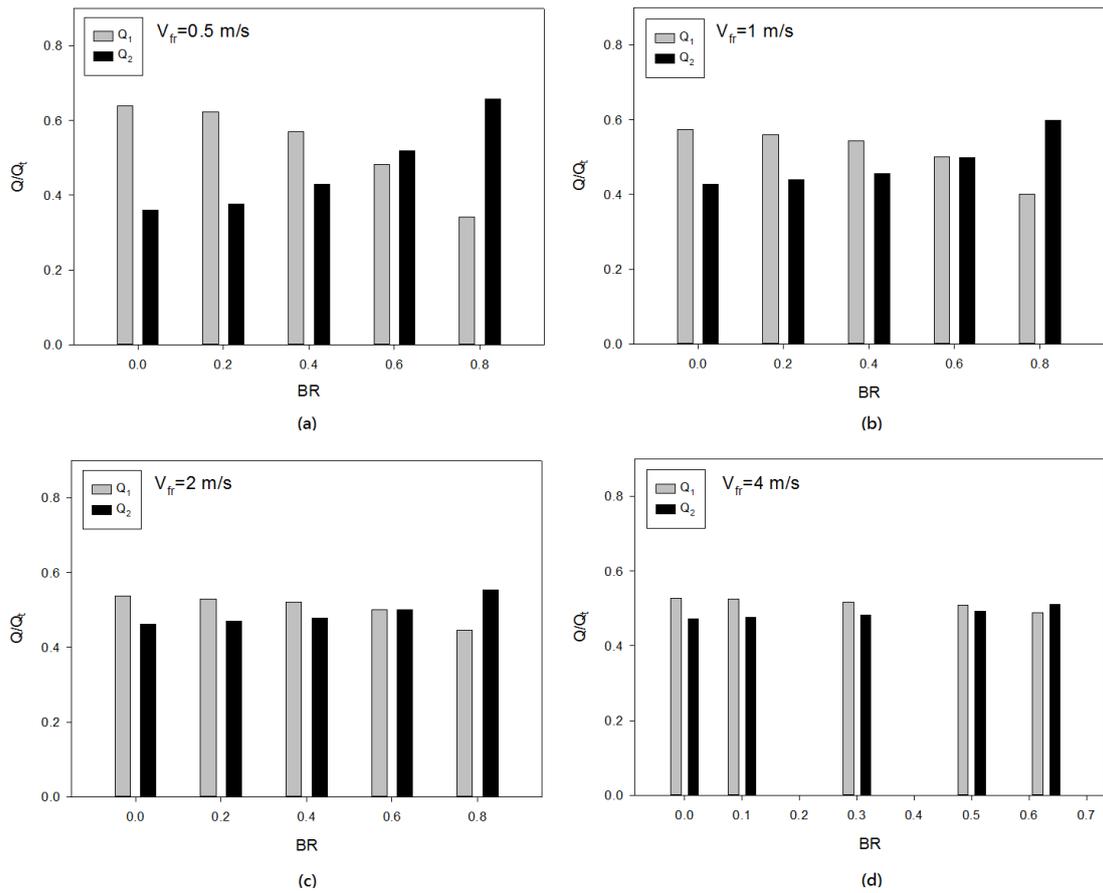


圖 4-14 旁通概念應用在四排管熱交換器，前排熱交換器熱傳量和後排熱交換器熱傳量占總熱傳量的比值對於 BR 的關係圖， $RH=80\%$ ，

(a) $V_{fr}=0.5 \text{ m/s}$; (b) $V_{fr}=1 \text{ m/s}$; (c) $V_{fr}=2 \text{ m/s}$; (d) $V_{fr}=4 \text{ m/s}$

第五章 結論

本實驗主要目的為：藉由氣流旁通(partial bypass)的概念來改善鰭管式熱交換器的性能。且特別在結露情形發生的條件之下探討氣流旁通的概念是否能增加鰭管式熱交換器的性能。以下將整理氣流旁通概念所帶來的效能分析。

- (1) 對於兩排管熱交換器而言，在相對濕度為 50% 時，旁通概念的效應可以分成兩個部分：在低 BR 時，旁通效應會在低風速有較佳的表現，以正向風速 0.5 m/s 為例，應用旁通概念的熱交換器其熱傳量可能會比沒有應用旁通概念的熱交換器還要高或是維持水平，但是壓降部分可以減少大約 6%。而在高 BR 時，旁通效應則會隨著速度的增加而提升，但正向面速高於 2 m/s 後趨勢則會再往下降。在風速為 2 m/s 時有較好的效應產生，以 BR=0.8 時為例，會發現熱傳量減少了大約 17%，但是壓降部分卻可以減少 40%。
- (2) 對於兩排管熱交換器而言，在相對濕度為 80% 時，旁通概念的效應比在環境濕度為 50% 時好。而在低 BR 時，旁通效應會在低風速時有較佳的表現。以風速為 0.5 m/s 為例，低 BR(0.0、0.2) 的情形之下應用旁通概念的熱交換器其熱傳量會比沒有應用旁通概念的熱交換器還要高，直到 BR=0.4 時熱傳量還是可以維持水平。而壓降部分的話到 BR=0.4 時可以減少約 15% 之多。；在高 BR 時，旁通效應則會在風速為 2 m/s 時有較好的效應產生。在 BR=0.8 的時候，熱傳量減少了大約 11%，但是壓降部分卻可以減少 37%。

(3) 對於四排管熱交換器而言，在相對濕度為 50% 時，整體來講四排管的旁通效應會比兩排管的表現要來的更好。旁通概念的效應同樣有兩種不同的趨勢。在低 BR 時，旁通效應會在風速為 0.5 m/s 時有較佳的表現；而在高 BR 時，旁通效應在風速為 2 m/s 時會有較佳的表現。在 BR=0.8 的時候，可以發現熱傳量減少了大約 16%，但是壓降部分卻可以減少 42%。

(4) 對於四排管熱交換器而言，在相對濕度為 80% 時和環境濕度為 50% 時，表現是差不多的。而且會發現，在環境濕度為 80% 時，四排管的旁通效應和兩排管的旁通效應其實差異也不大。而整體的旁通效應會在風速為 2 m/s 時有較佳的表現，尤其是在高 BR 的時候。在 $V_{fr}=2\text{ m/s}$ ，BR=0.8 時，可以發現熱傳量減少了大約 14%，而壓降部分可以減少約 40%。



參考文獻

- [1] 王啟川，熱交換設計，台北：五南圖書出版股份有限公司，2007。
- [2] C.C. Wang, K.Y. Chen, J.S. Liaw, C.Y. Tseng, 2012, A novel “partial bypass” concept to augment the performance of air-cooled heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55:5367–5372.
- [3] R.L. Webb, 1987, Enhancement of single-phase heat transfer. Chapter 17 in *Handbook of Single-phase Heat transfer*, Kakac S., Shah, R.K., and Aung, W. eds., John Wiley and Sons, New York, 17.1-17.62
- [4] R.L. Webb, 1994, *Principles of enhanced heat transfer*. John Wiley and Sons, Inc., 131-132. Zukauskas, A., Ulinskas, R., 1998. Banks of plain and finned tubes. In *Heat Exchanger Design Handbook*, ed. By Hewitt G.F., Chap. 2.2.4 Begell house, inc.
- [5] C.C. Wang, K.U. Chi, 2000c, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers: part2: correlation. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 43:2692-2700.
- [6] C.C. Wang, Y.M. Hwang, Y.T. Lin, 2002a, Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Herringbone Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers. *Int. J. of Refrigeration*, 25:653-660.
- [7] Y.J. Du, C.C. Wang, 2000, An experimental study of the airside performance of the superslit fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. of*

Heat and Mass Transfer, 43:4475-4482.

- [8] C.C. Wang, C.J. Lee, C.T. Chang, S.P. Lin, 1999e, Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 42(11):1945-1956.
- [9] C.C. Wang, J. Lo, Y.T. Lin, M.S. Liu, 2002b, Flow visualization of wave-type vortex generators having inline fin-tube arrangement. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 45:1933-1944
- [10] C.C. Wang, J. Lo, Y.T. Lin, C.S. Wei, 2002c, Flow visualization of annular and delta winglet vortex generations in fin-and-tube heat exchanger application. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 45:3803-3815
- [11] D.R. Mirth, S. Ramadhyani, 1994, Correlations for predicting the air-side Nusselt numbers and friction factors in chilled-water cooling coils. *Experimental Heat Transfer*, 7:143-162
- [12] Y.J. Chang, C.C. Wang, 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 40(3):533-544
- [13] Y.J. Chang, Y.T. Lin, K.C. Hsu, C.C. Wang, 2000, A generalized friction correlation for louver fin geometry. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 43:2237-2243
- [14] http://www.cwb.gov.tw/V7/climate/monthlyMean/Taiwan_rh.htm
- [15] Y.J. Chang, W.J. Chang, M.C. Li, C.C. Wang, 2006, An amendment of

- the generalized friction correlation for louver fin geometry. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 49:4250-4253
- [16]C.C. Wang, Y.T. Lin, C.J. Lee, 2000a, An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 43:1867-1870.
- [17]C.C. Wang, Y.J. Du, W.H. Tao, 2000b, Effect of waffle height on the heat transfer and friction characteristics of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidification. *Heat Transfer Engineering*, 21(5):17-26.
- [18]C.C. Wang, Y.T. Lin, C.J. Lee, 2000c, Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 43:3443-3452.
- [19]C.C. Wang, Y.J. Du, C.J. Chang, 2000d, Airside performance of slit fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. *Proceedings of 34th National Heat Transfer Conference, paper no. 12092, Baltimore, USA.*
- [20]C.C. Wang, W.S. Lee, W.J. Sheu, J.S. Liaw, 2000c, Empirical airside correlations of fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions. *Int. J. of Heat Exchangers*, 2:54-80.
- [21]C.C. Wang, C.T. Chang, 1998, Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers with and without hydrophilic coating. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 41(20):3109-3120.
- [22]J.C. Min, Ralph L. Webb, Charles H. Bemisderfer, 2000, Long-term

hydraulic performance of dehumidifying heat-exchangers with and without hydrophilic coatings, *HVAC&R Research*, 6(3): 257-272.

[23]J.M. Shin, S.C. Ha, 2002, The effect of hydrophilicity on condensation over various types of fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 25:688–694.

[24]X.K. Ma, G.L. Ding, Y.M. Zhang, K.J. Wang, 2007, Effects of hydrophilic coating on air side heat transfer and friction characteristics of wavy fin and tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *Energy Conversion and Management*, 48:2525–2532.

[25]X.K. Ma, G.L. Ding, Y.M. Zhang, K.J. Wang, 2007, Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions, *International Journal of Refrigeration*, 30:1153-1167.

[26]X.K. Ma, G.L. Ding, Y.M. Zhang, Y.M. Wang, 2009, Airside characteristics of heat, mass transfer and pressure drop for heat exchangers of tube-in hydrophilic coating wavy fin under dehumidifying conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52:4358-4370.

[27]C.C. Wang, 2000, Technology review-a survey of recent patents of fin-and-tube heat exchangers, *J. Enhanced Heat Transfer*, 7:333-345.

[28]C.C. Wang, 2010, A survey of recent patents of fin-and-tube heat exchangers from 2001~2009, *Int. J. Air-Cond.Ref.* 18:1-13.

- [29]C.C. Wang, 2011, Recent advances in fin-and-tube heat exchanger, *Int. J. of Air-Conditioning and Refrigeration*, 19(4):291-301.
- [30]ANSI / AMCA 210-85”Laboratory Method of Testing Fans for Rating,” American National Standard.
- [31]J. L. Threlkeld, 1970, *Thermal Environmental Engineering*, New-York: Prentice-Hall, Inc.
- [32]T.R. Bump, 1963, Average Temperatures in Simple Heat Exchangers, *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 85, No. 2, pp. 182-183.
- [33]R. J. Myers, 1967, The Effect of Dehumidification on the Air-Side Heat Transfer Coefficient for a Finned-Tube Coil, M. S. Thesis, University of Minnesota, Minneapolis.
- [34]V. Gnielinski, 1976, New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359-368.
- [35]Th. E. Schmidt, 1949, Heat transfer calculation for extended surfaces, *Refrigerating Engineering*, April, pp.351-357.
- [36]W.M. Kays, A.L. London, 1984, *Compact Heat Exchanger*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York.