Chung Yuan Journal
Vol. 28, No. 3, 2000, pp.59-68

空氣含濕率與鰭片式熱交換器性能關係之研究

陳冠宇　蔡瑞益　張永鵬　黃錦文

中原大學機械工程學系
台灣省中壢市普仁 22 號

(Received: October 3, 1998 ; Accepted: February 29, 2000)

摘　要

本文係針對空氣含濕率與鰭片式熱交換器性能關係的測試分析，分析結果通過盤管之表面風速介於 2.3~2.8m/s 較爲適合，太高易造成帶離現象（尤其排數較少時），影響出風含濕率及其熱焓，導致熱交換性能相對地降低；入水溫度及出入水溫差不可太高或太大，否則亦會有此現象，通常取 6.5~7.5℃左右，太低則會影響冷凍設備之循環效率，出入水溫差以介於 4.5~5.5℃較爲理想。相同之入風乾球溫度不同之入風濕球溫度其熱交換減量比較小，不同之入風乾球溫度相同之入風濕球溫度其熱交換減量比較大，入風含濕率愈高而入水溫度或出入水溫差又太高或太大時其熱交換減量比愈大，也就是說冷凝水液所帶走的熱量不可忽略。至於具除濕作用之盤管，並非多管排或鰭片數即具有較好的除濕效果，宜取 6~8 排及每吋鰭片數 8~10 片，同時表面風速亦降至 2.1~2.3m/s 爲宜。

關鍵詞：含濕率，表面風速，帶離現象，熱交換減量比。

符號說明

A：熱傳表面積，空氣與水液接觸之濕表面積
c_p、c_{pm}：二側之介質之定壓比熱，濕空氣之比熱
F：熱交換器之迴路修正因子
h_C：熱對流係數
h_D：質傳係數($= h_C / c_{pm}$)
h_i：內側之熱傳係數，入風熱焓
h_o：外側之熱傳係數，出風熱焓
$\dot{m}$：通過二側之介質質量流率
Pr：普朗得數(Prandtl number)
q：各狀態之熱交換量
Re：雷諾數(Reynolds number)
R_i：各熱阻抗
ΔT、ΔT_{lm}：介質入出口溫差，對數平均溫差
U：總熱傳係數
V_f：表面風速
V_w：水液通過盤管之水流速度

下標字

a、i：自由流狀態、濕表面狀態
i、o：內外側或入出口
L：潛
t：總或溫度
S：顯
W：含濕率

壹、概　說

鰭片式熱交換器主要是用於加熱或降溫（冷卻）等所須之裝置，由多排管束外套鰭片而組成，或可稱爲盤管(Coil)。外側一般稱之爲鰭片側而內側則稱爲管側，由於鰭片側之通過介質大多爲空氣是又稱爲空氣側(Air side)。依使用目的來說，用於如高壓高溫之冷媒蒸氣或水蒸汽冷凝(對管側而言)時稱之冷凝器(Condenser)，對鰭片側可稱之爲加熱器(Heater)；用於如冷媒液之蒸發（亦在管側）時稱之蒸發器(Evaporator)，此時鰭片側則稱之爲冷卻器(Cooler)。此外，在鰭片式熱交換器之應用中視其作用之不同，如做爲冷凝器或蒸發器者，在鰭片表面會形成不同之乾濕狀態，因此在熱流分析中又有所謂乾或濕盤管分析(Dry or wet coil analysis)，此時有些情形還有質傳 (Mass transfer) 現象產生。

近年來有關鰭片式熱交換器之熱傳性能研究大都著重於鰭片側者，同時也大都依循 *Kays* 氏等人所著一書 "Compact heat exchangers" [1]中之分析方式—以無因次參數化之科本因子（Colburn factor，簡稱爲 j-因子）及摩擦因子（Friction factor，簡稱爲 f-因子）來分析熱傳性能及介質在鰭片間流動所造成之壓降特性，如 1995 年、1997 年 *Chang* 氏等人[2,3]及 1996 年 *Wang* 氏等人[4]等之研究報告。他們

提出影響熱傳性能的因素主要有：(1)熱交換器之幾何尺寸，包括鰭片節距(Fin pitch)、管徑及管節距(Tube pitch)等；(2)管排列方式，此部分包括管排數、並列(In-lined)或交錯(Staggered)排列及迴路(Pass)；(3)鰭片型式等。另 1981 年 *Webb* 氏[5]之研究報告中曾將 1931~1981 年間之研究內容做整理與回顧。近年來有關熱傳增強管之學理研究也已相當完整(*Webb* 氏於 1994 年亦曾將有關熱傳增強管之研究彙集成一書籍[6])；至於各類型鰭片式熱交換器之測試分析可參考參考文獻[1,7~9]等書籍之說明。

另由 1979 年 Leidenfrost 氏等人[10]利用冷凝水液再蒸發於冷凝器之表面時對盤管熱交換性能之影響，而提出蒸發式冷凝器效率之改善，1982 年 Mori 氏等人[11]發現含水霧冷卻之冷凝器具有提高熱交換效率，1988 年 Nakayama 氏等人[12]之實驗顯示含水霧之空氣通過盤管具有熱傳增強之效果（約有 3~5 倍之熱傳增強效果），及 1998 年 Besednjak 氏等人[13]曾以三維分析模式模擬含一定濕度之空氣與固體（鰭片）冷表面間之熱質傳現象，利用數值分析方法同時解求不同乾濕狀態下流動流體與固體的統御方程式，分析結果亦顯示含濕率對鰭片效率係一重要之影響因子，當入風含濕率提高時鰭片效率會隨之降低。得知通過盤管之空氣中含有一定之濕度時其在鰭片表面或其間對熱傳之影響是多方面地，當做蒸發器或冷卻器使用時，含有一定濕度之空氣通過盤管會在鰭片表面形成冷凝水液，而附著於垂直之壁面上時（如圖 1 所示）。由熱交換器之總熱傳係數(U)關係式

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \sum_{i=n} R_i \quad ; \qquad (1)$$

其中 U_o 是以外側表面積爲基底 $h_{i,o}$ 爲分別爲內、外側之熱傳係數，$A_{i,o}$ 爲分別爲內、外側之熱傳表面積，R_i 爲各熱阻抗；得知此不但會提高熱傳壁之熱阻（增加一層水液的阻隔）且會減少可供熱傳之表面積，對熱交換器之熱傳效率產生一定程度的影響，含濕率愈高或管排數愈多時情形更爲嚴重；隨著液滴往下流動與堆積，有可能將盤管較下層及後置之管排堵住，減少可供熱傳之表面積，相對地也會提高空氣通過盤管之表面風速(Face velocity)，和通過鰭片間之壓降，此時會將冷凝液帶離(Carryover)盤管，使不具除濕作用（一般盤管當做蒸發器或冷卻器使用時大多兼具除濕作用）及增加出風含濕率，另一可能是造成結冰現象（尤低溫場合時），同時此亦會形成濕表面焓位勢(Enthalpy potential)[14]的問題。此外，液滴亦會將爲改善盤管效率而使具有裂口等結構之孔口堵塞，失去改善鰭片效率之目的。由這些研究文獻得知鰭片式熱交換器之熱傳性能研究除了考慮上述諸因素外，於應用時尚須考慮兩側入口介質之條件，如入風含濕率(Moisture content)、入水溫度或出入水溫差等對熱交換性能之影響，本文之研究目的即針對兩側入口介質之不同條件進行一系列之測試，並分析其對熱交換性能之影響。

貳、分析與測試方法

一、熱傳計算

鰭片式熱交換器之熱傳分析主要是針對二側熱交換介質間之熱傳量及熱傳係數等之計算與分析，常見之分析方法有對數平均溫差法（Log-mean temperature difference method，以下以 LMTD 法簡稱之）及有效性 NTU 法(Effectiveness-NTU method，簡稱爲 ε -NTU 法，NTU 爲 Number of Transfer Units 之縮寫)等二種方法。本文各項測試有關之熱傳量計算以對數平均溫差法爲之。此方式之熱傳量($\dot{Q}$)計算表示式爲：

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{lm} \qquad (2)$$

其中 U 爲總熱傳係數，A 爲熱傳表面積，F 爲熱交換器之迴路修正因子，ΔT_{lm} 爲對數平均溫差。式(2)左側之熱傳量通常可取二側（即鰭片側與管側者）之算術平均值爲參考基底，以二側介質分別爲空氣及水時其熱傳量可表之爲：

$$\dot{Q}_{water,tube-side} = \dot{m}_{water} c_{p,water} \Delta T_{water} \qquad (3)$$

$$\dot{Q}_{air,fin-side} = \dot{m}_{air} c_{p,air} \Delta T_{air} = \dot{m}_{air} (h_{air,o} - h_{air,i}) \qquad (4)$$

$$\dot{Q}_{ave.} = (\dot{Q}_{water} + \dot{Q}_{air})/2 \qquad (5)$$

其中 $\dot{m}$ 爲通過二側之介質質量流率，c_p 爲二側之介質之定壓比熱，ΔT 爲介質入出口溫差，$h_{air,i,o}$ 爲出入風熱焓。

一般而言在一熱交換器設計中式(3)或式(4)是一已知或可經由給與條件計算而得（在實測中即爲可計算者），再據此計算值做爲式(2)右側之計算基底；式(2)右側之熱交換器迴路修正因子(F)可利用所謂之 P-R 線圖來讀取（一般用於冷凍空調之鰭片式熱交換器其值非常接近於 1.0，可略去不計）[6]。實驗測試時即是依據方程式(2~5)諸關係式以計算其二側之熱傳量。此外，空氣流量的量測在鰭片式熱交換器測試中是一相當重要過程，本文之空氣流量的量測裝置均依據 ASHRAE 37-1988 標準而建立，以 ASME 低 β 值之噴嘴型量測系統爲主。

二、測試方法

熱交換性能的改善主要在於提高其熱交換效率，以便縮小熱交換器的尺寸，降低製造成本，及增加能源使用效率。鰭片式熱交換器之測試方式通常有壓縮機系統法（尤爲冷凝器及蒸發器者）及熱（冷）水法等兩種方式，由於熱（冷）水法者穩定性高且操控與量測較爲容易，因此本文之測試方式均以熱（冷）水法爲之。

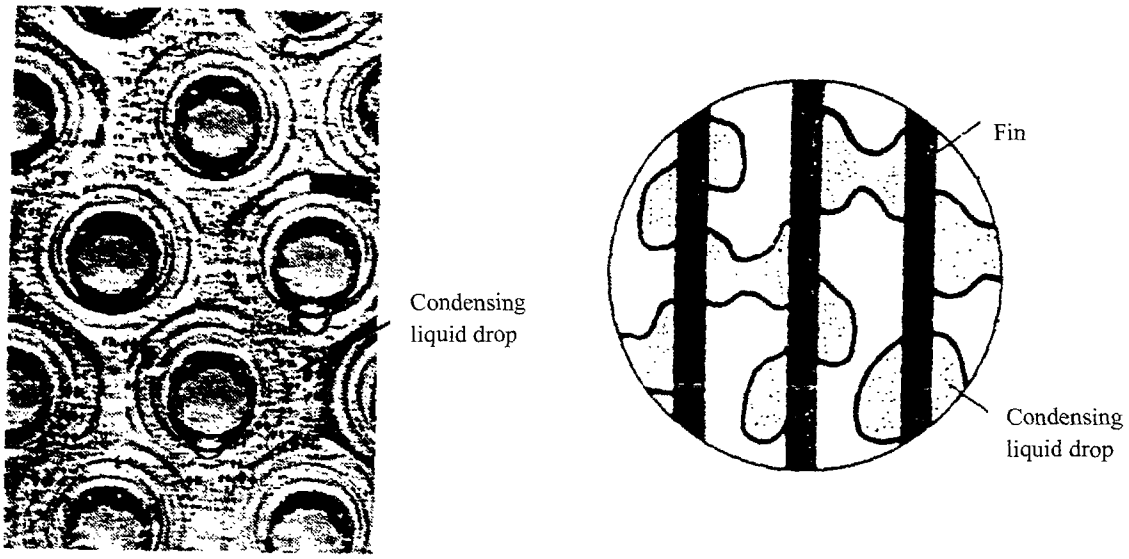


圖 1　具一定濕度之空氣通過盤管時在平滑平板型鰭片表面形成之液滴現象

(註：上右圖係鰭片間冷凝液滴之形成示意)

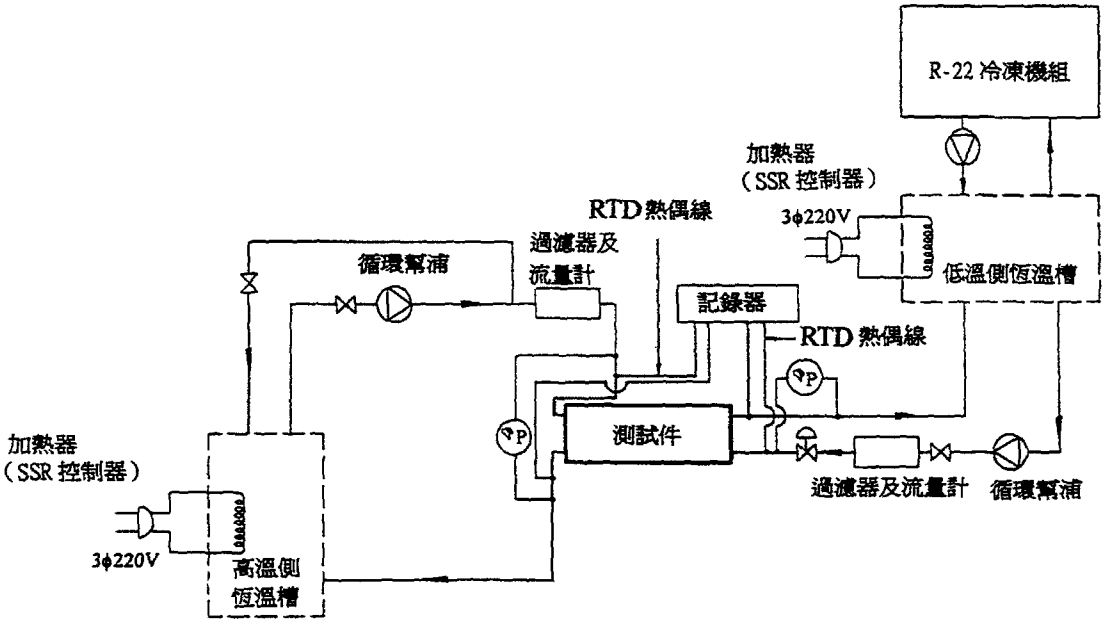


圖 2 冷或熱源系統之主要設備

(一) 測試設備、步驟及方法

1. 冷或熱源設備—系統之主要設備如圖 2 所示。

水側具有一加熱能力 10kW 之恆溫槽（或稱爲高溫側恆溫槽），內設有 SSR 控制器等裝置：入出水溫度量測元件爲電阻式測溫計(RTD)，準確度在 0.05℃以內，水量量測元件則以電磁式流量計（此流量計之解析度約在 0.002 l/s 以內）爲之。水液之冷卻以 10RT 之冷凍機組爲之。在裝置容量設計上水液流動之雷諾數使維持在 35,000 左右即可。

2. 測試設備(即測試件裝置設備)

依 ASHRAE 37-1988 標準中之風洞式空氣熱焓法測試系統(Tunnel Air-Enthalpy Test Method)而建立者，依其標準通過噴嘴喉部之風速爲 15~35m/s。

3. 量測元件(Measuring elements)

環控室型之量測點主要有各工作介質入出測試件及環境控制室等之溫度、濕度及壓力值，各量測元件之準確度爲：

(1) 乾濕球溫度計者，準確度在 0.05℃以內（本實驗是以 HP280A 之石英溫度計來校正）；
(2) 壓差計者，共計有受風室內與室內側氣壓之壓差、噴嘴前後之壓差及位於噴嘴後方之皮氏管動壓等三處，量測範圍分別爲：-65~+65、0~127 及 0~125mmAq，校正後準確度爲±0.5%；
(3) 壓力計者，校正後準確度通常須在±0.25%以內。

4. 資料收集系統(Data acquisition system)

全部之量測訊號均接到一資料收集混合器(Hybird recorder，本實驗採 Yokogawa HR-2500E，讀取速度約 30 點/2 秒，再經由 GPIB 介面卡傳輸至個人電腦，以進行各項計算或模擬處理。

5. 測試步驟及方法

(1) 啓動冷或熱側恆溫冷水及熱水槽之冷凍機組及加熱器、水液循環幫浦，並使之達到預設之溫度。
(2) 啓動控制環控室之抽風機及循環氣流溫度之冷凍機組及加熱器，並使之達到預設之測試條件。
(3) 使整個系統運轉一段時間以達穩定狀態，此時
①觀察鰭片側與管側之能量平衡誤差是否在 3 %以內（本文之實驗數據均在此條件下取得）；
②當環控室或循環氣流溫度及濕度達到測試條件後，依 ASHRAE Standard 116 空氣焓法之規定至少須再運轉一小時以上，再進行量取數據（取四組數據，每隔十分鐘取一次）。
(4) 所須量取之熱流數據，主要有：
①空氣側之入出風溫度；
②水側之入出水溫度(熱水者其入水溫度保持在 65±0.2℃，冷水者其入水溫度保持在 7±0.2℃）；
③水側通過之水液流量。
(5) 測試時先固定管側之水量，而變動鰭片側之風量，再依次變動水量重複之。
(6) 視需求再改變兩側介質之入口狀態。

(二) 測試數據之誤差分析方法

通常一套測試系統均是由許多量測元件所構成，這些量測元件必然會有其某種程度的偏差誤度(Bias error)，加之量測元件本身量測值與眞實值之間的準確誤差（Precision error，此值係一非固定量），是構成測試誤差的主要原因，因此在進行各項測試之前，必須先對各量測元件之誤差做實際之量測，以計算各量測元件之誤差值，之後再利用誤差分析方法以求取該測試值之誤差範圍[15]。

(三) 測試元件與基本條件

1. 本文所研究之鰭片式熱交換器主要是以應用在一般冷卻或冷凍空調系統者，其鰭片型式大都爲波浪型鰭片（如圖 3 所示者），其基本規格爲：

(1) 鰭片材質爲 A1200P-O×0.13~0.15mm^t（表面須經氧極處理），波型與平面夾角約 15°；

(2) 管排之管徑爲 15.9mmϕ，材質爲 C1220T-OL×25#；

(3) 鰭片數（吋）分別爲 8、10、12 及 14FIN/IN(FPI，8 FPI 之鰭片厚度爲 0.13mmt)，管排數分別爲 4、5、6、8 及 10 排，管排列及節距爲等（正）Δ×38.1mm，盤管之正向面積爲 0.093 主要之幾何尺寸如圖 3 所示。

2. 入風條件及其熱力性質則列之如表 1。至於測試時兩側介質之入口狀態變化分別爲：

(1)通過盤管之表面風速之變化範圍 2.0~3.5m/s；
(2)水流速度之變化範圍 0.31~2.45m/s；
(3)入水溫度分別爲 5.56、7.22 及 8.89℃，每一入水溫度之出入水溫差則分別爲 4.45、5.56、6.67 及 8.89℃。

參、討論與分析

大部分之熱交換器的熱交換性能均與 Re、Pr 等有關[9]，一般可以下式表示：

$$Nu = {hD}/{k} = C(\mathrm{Re})^m(\mathrm{Pr})^n \tag{6}$$

表 1　入風條件及其熱力性質

項次	入風溫濕度 ℃	相對濕度 %	入風焓值 kJ / kg	露點溫度 ℃	含濕率 g / kg
1	21.11DB&15.56WB	56.14	43.45	12.04	8.78
2	22.22DB&16.67WB	57.30	46.68	11.39	9.61
3	23.89DB&15.56WB	41.31	43.38	9.97	7.64
4	23.89DB&17.78WB	55.22	50.03	14.37	10.25
5	25.00DB&16.67WB	42.75	46.60	11.48	8.46
6	25.00DB&18.89WB	56.31	53.56	15.71	11.19
7	26.67DB&17.78WB	41.63	49.95	12.58	9.11
8	26.67DB&19.44WB	51.10	55.32	15.74	11.21
9	26.67DB&20.00WB	54.42	57.22	16.73	11.96
10	26.67DB&20.56WB	57.82	59.16	17.68	12.72
11	26.67DB&21.11WB	61.23	61.12	18.59	13.48
12	27.78DB&18.89WB	42.94	53.46	14.05	10.04
13	29.44DB&19.44WB	39.10	55.23	14.09	10.06
14	29.44DB&20.00WB	41.93	57.12	15.17	10.81
15	30.56DB&20.56WB	40.37	59.02	15.58	11.10
16	32.22DB&21.11WB	36.97	60.91	15.68	11.17
17	32.22DB&22.22WB	42.12	64.98	17.74	12.76
18	35.00DB&23.89WB	39.85	71.37	19.33	14.14
19	35.00DB&25.56WB	47.32	78.35	22.12	16.86
20	35.00DB&26.67WB	52.55	83.28	23.85	18.78
21	35.00DB&27.78WB	58.02	88.46	25.51	20.80
22	35.00DB&28.89WB	63.73	93.9	27.70	22.92
23	35.00DB&29.45WB	66.70	96.76	27.88	24.03
24	35.00DB&32.22WB	82.42	111.9	31.55	29.96

其中 C，m 及 n 是常數可由實驗數據計算而得之，換句話說其總熱傳係數可表成

$$U(h_i, h_o) = F(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}) \tag{7}$$

因此鰭片式熱交換器之熱交換性能受通過管側或鰭片側之工作介質流速有關（即 Re 數）及工作介質之物性（即 Pr 數）等因素所影響，另尚與幾何結構（如前提及之每吋鰭片數或排數等）有關。此等影響因素大部分須透過測試與分析，始可建立較實質之參考依據。依式(3)或式(4)亦得知此等因素對熱交換量必然有所變化。至於工作介質之物性影響，因鰭片側之空氣熱力性質影響較大，入風含濕率即是最爲顯著。因此本文即針對上述諸影響因素，分別進行各項測試並分析其影響情形。

一、表面風速與含濕率之關係

如圖 4 所示風通過盤管之表面風速與熱交換增量比（以 Q/Q_b 表之，測試條件爲入風溫濕度 21.11℃DB&15.56℃WB 及入水溫度 5.56℃、出入水溫差 4.45℃、通過盤管之水流速度 0.92m/sec）呈漸次地遞增，唯片數或排數愈多時則相對地降低，由圖示之變化趨勢看來其最適範圍約在 2.3~2.8m/s 左右。每吋鰭片數及排數之不同亦意味者熱交換表面積之不同，自當對熱交換量有不同程度之影響，圖 5 所示者即爲其間之變化關係。由於風通過冷卻盤管時會有冷凝現象，因此表面風速太大時容易形成冷凝水液被帶離(Carry over)，增加出風含濕率及其熱焓值，由濕表面之焓位勢[14,16]原理

$$dq_t = dq_S + dq_L = h_C dA(t_i - t_a) + h_D dA(W_i - W_a)h_{fg}$$

$$= \frac{h_C dA}{c_{pm}}(h_i - h_a) \tag{8}$$

其中 q 爲各狀態之熱交換量（下標字 t 表總，S 表顯，L 表潛），h_C 爲熱對流係數，h_D 可視作質傳係數($= h_C / c_{pm}$)，c_{pm} 爲濕空氣之比熱，A 爲空氣與水液接觸之濕表面積，t、W、h 爲溫度、含濕率、熱焓（下標字 i、a 表濕表面狀態、自由流狀態)。當 $W_a<W_i$ 或 $h_a<h_i$ 時熱會由冷凝之水液傳

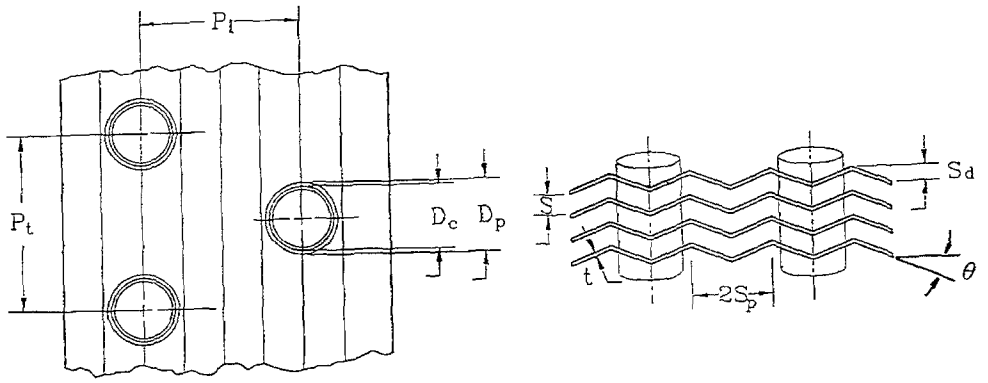
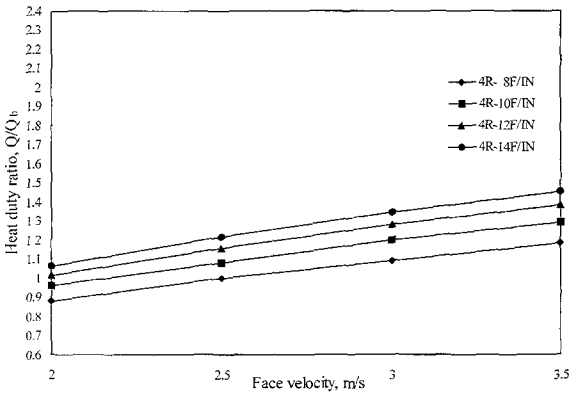
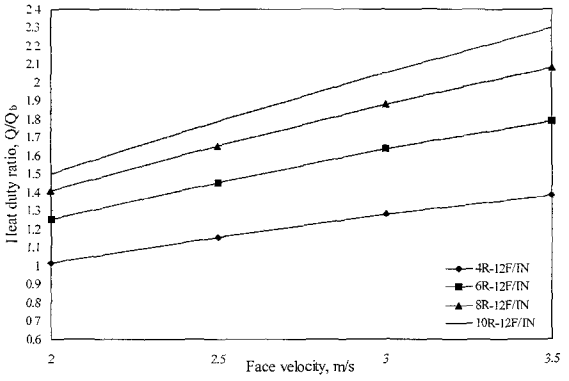
波浪型鰭片式熱交換器(Wavy fin type heat exchanger)					
基本圖示	外框實內尺寸：304.8×304.8 mm 				
幾何尺寸	P_l=33 mm ; P_t=38.1 mm ; S_p=16.5 mm ; D_c=19.05 mm ; θ =15° ; t = 0.13 mm D_p=19.29 mm ; S_d=5.1 mm				
熱傳表面積增量比	每吋鰭片數	8FIN/IN	10 FIN/IN	12 FIN/IN	14 FIN/IN
	表面積增量比	1.000	1.227	1.455	1.682
熱傳表面積增量比是以管排數 4 排爲基底，表面積之投影面積爲 0.0731 mm^2；實際表面積約大 3.5%。					

圖 3 測試件之波浪型鰭片結構示意及幾何尺寸規格

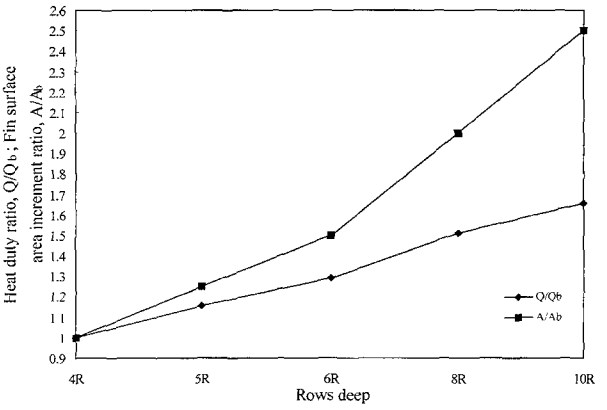


(A)不同片數者

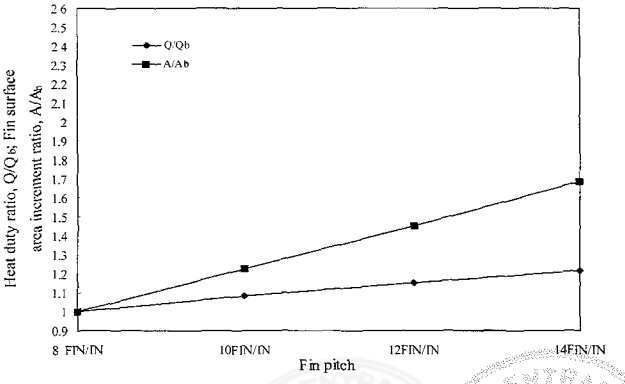


(B)不同排數者

圖 4 不同排片數時表面風速對熱交換增量比之變化關係圖(Q_b：16.87MkJh)

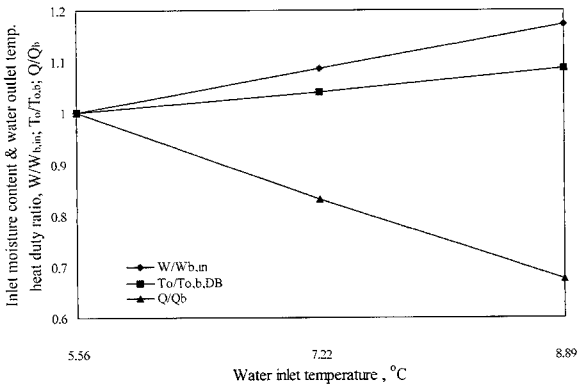


(A)不同排數者(Basis：8 FIN/IN)

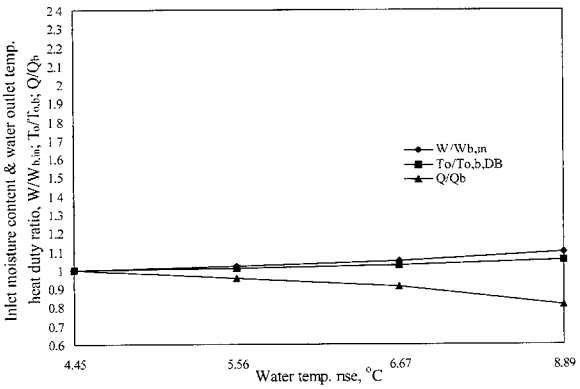


(B)不同鰭片數者(Basis：4 rows))

圖 5 熱交換增量比與熱傳表面積增量比之變化關係(Q_b：11.61MkJh, A_b=0.0731m^2)



(A)不同之入水溫度者(Basis：6R-12 FIN / IN)



(B)不同之出入水溫差者(Basis：4.45℃ rise)

圖 6 不同之入水溫度及出入水溫差對出風含濕率及溫度(乾球)、熱交換減量比之影響($W_{b,in}$：7.14g/kg; $T_{o,b}$：9.17℃DB&9.06℃WB; Q_b：16.87MkJh)

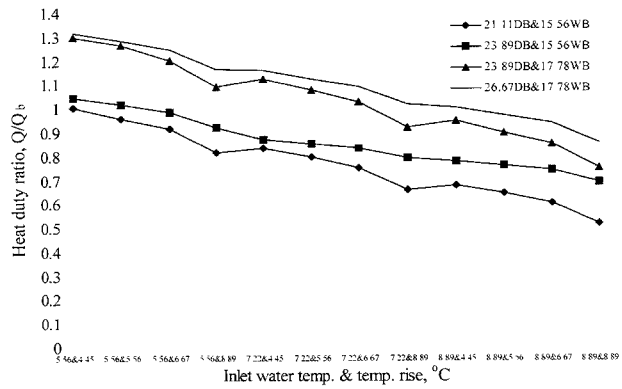
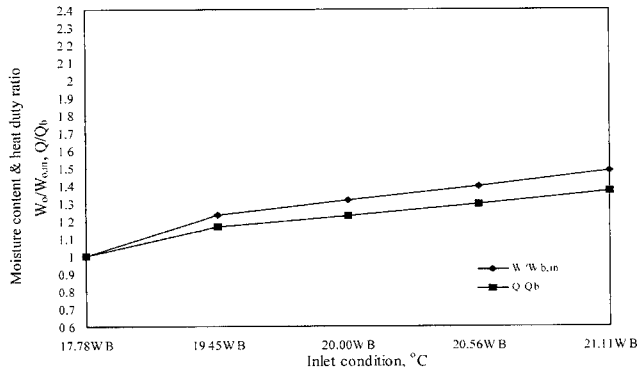
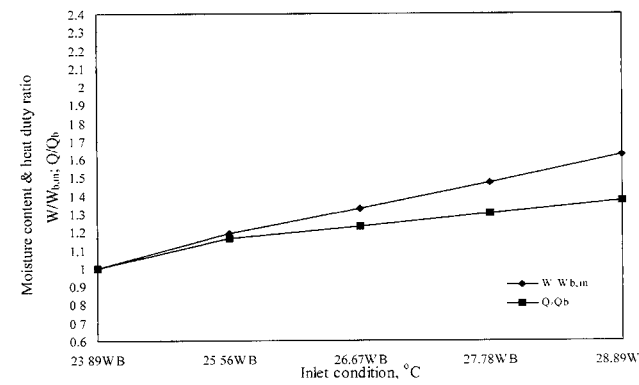


圖 7 不同之入風含濕率於不同入水溫度及出入水溫差對熱交換減量比之變化關係(Qb：16.87MkJh)

給空氣，因此雖然熱傳表面積比值(A/Ab)及通過空氣容積比值(V/V_b)相對地增加，但熱交換增量比並沒有相對地增加，相反地有較緩和的趨勢；當然此尚與鰭片無效熱傳表



(A)入風乾球溫度 26.67℃DB&17.78℃WB 者(Basis：$W_{o,in}$：7.37g/kg; Q_b：22.27MkJh)



(B)入風乾球溫度 35.00℃DB&23.98℃WB 者(Basis：$W_{b,in}$：8.76g/kg; Q_b：38.18MkJh)

圖 8 不同入風濕球溫度對出入風含濕率差與熱交換增量比之變化關係

面積的問題有關，就鰭片式熱交換器之結構而言可以調整管排節距(Pitch)來改善之，然實際應用中製造者不可能備有大量不同管排節距之沖片模具以因應或於製作中經常更換沖片模具，解決此最佳化問題必須建立更多之測試數據始較爲可信。

二、不同之入水溫度與出入水溫差對出風狀態之影響

本研究分別以5.56、7.22及8.89℃等不同之入水溫度，進行對出風狀態及熱交換量等之影響，其測試結果有如圖6之(A)所示。對同一或幾何結構相似之熱交換器，改變操作條件時熱交換量多少會有所不同，但其改變亦有一定之限制或範圍；以水液而言在溫度變化不大的情形下可假設其熱交換過程具有等熱交換量，因此提高入水溫度則出水溫度必然會隨之增加（即具有等溫差現象），如此一則導致管壁表面溫度與空氣露點之溫差愈小，空氣被冷凝的情形較少，二則使出風溫濕度亦會相對地提高，造成出入風溫差（焓差）會減小，換句話說隨入水溫度之增加熱交換減量比(（亦以 Q/Q_b 表之）會漸次地降低。就空調或冷卻系統而言，入水溫度愈低時致冷側之工作介質溫度亦須更

低，如此則致冷系統之循環效率(COP)也會相對地降低。入水溫度愈低即表示與空氣露點之溫差愈大，理論上較易形成冷凝現象，除非是須具有除濕作用，一般場合宜將入水溫度提高些。此外，出入水溫差愈大即表示出水溫度愈高，其對出風溫濕度及熱交換量等之影響亦類似提高入水溫度者，圖 6 之(B)所示者即出入水溫差分別以 4.45、5.56、6.67 及 8.89℃之變化情形，由圖示的變化情形可看出熱交換減量比亦漸次降低，溫差愈大時熱交換減量比更大，並非高溫差即可具有較高之熱交換量，因此出入水溫差亦不宜過高。

上述兩種差異情形主要在於影響出風含濕率而產生的現象，此可由圖 7 之不同入風條件（可喻爲不同之入風含濕率）對熱交換減量比之變化關係而再次得到充分證明，以入風乾濕球溫度 21.11DB&15.56WB℃爲例，於入水溫度由 5.56℃分別提高至 7.22℃、8.89℃，而出入水溫差保持 4.45℃時，其熱交換減量分別降低約 17%、33%，出風含濕率則分別提升約 9%、17%，也就是說盤管之除濕率分別減少約 38%、75%。前述之情形亦可由不同之入風乾濕球溫度而造成之差異來解釋，由此等之分析結果吾等得知。

(一) 入風乾球溫度相同而濕球溫度不同時熱交換減量比較小；

(二) 入風乾球溫度不同而濕球溫度相同時熱交換減量比較大；

(三) 入風含濕率愈高而入水溫度及出入水溫差愈大時熱交換減量比愈大，概除濕效果較差，導致出風熱焓較大所致，此亦可利用焓位勢的理論來解釋。

三、不同入風含濕率對熱交換量之變化關係

在相同入水溫度及出入水溫差下，以入風乾球溫度 26.67 及 35.00℃而於不同之濕球溫度時進行對熱交換性能之影響測試，其結果如圖 8 所示。入風乾球溫度 26.67℃而濕球溫度 17.78、19.45、20.00、20.56 及 21.11℃時，熱交換增量比分別爲 16.6、22.7、29.4 及 36.5%，含濕率比值分別爲 5.8、7.7、9.3 及 10.3%，其熱交換增量比雖有漸增之趨勢（唯幅度漸減）但含濕率比值卻有漸減的現象，概出風乾濕球溫度及熱焓漸次地增加之故，換句話說出入風焓差漸小致熱交換量也隨之減少（此時通過盤管之空氣密度亦會改變，唯變量不大）及盤管之除濕效果隨入風濕球溫度之增加而降低。

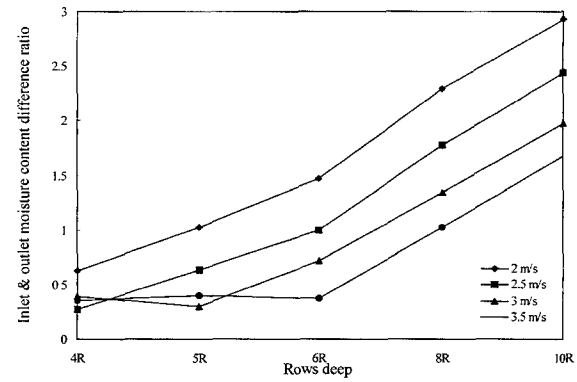
四、入風含濕率與盤管表面風速、排片數之關係

關於盤管表面風速及排片數與入風含濕率之關係，吾等可由圖 9 看出其間之變化情形：

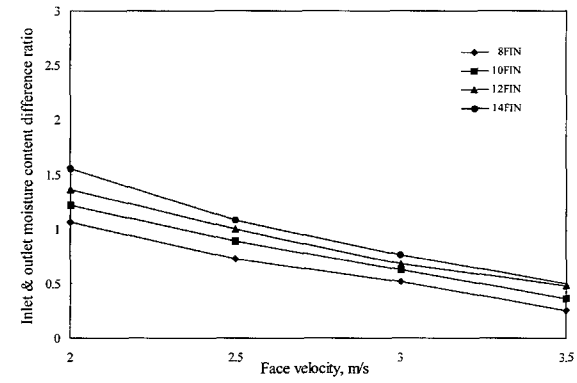
(一) 盤管表面風速之影響：由於表面風速太高時容易產生帶離現象（尤具冷凝水液者），使出風含濕率相對地增加，從圖 9 之(A)之變化趨勢知表面風速愈高其出入風含濕率差愈小，也就是說須具除濕作用者其通過盤管之表面風速不宜太高。

(二) 排片數之影響：圖 9 之(A)所示之變化情形可看出排數愈多其變化愈趨緩和，概空氣中所冷凝之水液停滯時間較長且因帶離之故自然會殘在後幾排中（參圖 1 所示之現象），使風通過截面積變小，入風含濕率愈高者情形愈嚴重，無形之間提高盤管出口之風速，增加被帶離之可能，降低除濕效果致使出入風含濕率差漸趨緩和；但排數太少而表面風速又太高時亦會增加其被帶離的現象，如圖中 4~6 排者，因此若須兼具除濕作用者排數宜在 6~8 排間。片數的增減對出入風含濕率差之影響亦如同排數者，由於鰭片數愈密其間隙愈容易被冷凝水液所充滿，使風通過截面積變小，造成與前提相似的情形，此即使圖 9 之(B)之變化漸趨緩和之緣故。

理論上排片數愈多具有較好之除濕效果，但由上述之分析看來排片數實不宜過多，此除了含濕率之減降效益不大外，熱交換增量亦不大，同時通過盤管兩側介質之壓降也會相對地增加。



(A)　不同排數者(Basis：8FIN / IN)



(B)不同片數者(Basis：6 rows)

圖 9　通過盤管表面風速不同時出入風含濕率差與排片數之變化關係

肆、結　論

經由各項測試之討論與分析，得知入風含濕率變化對鰭片式熱交換器的性能會有不同程度之影響，茲將本研究之討論與分析做如下幾點之結論。

一、 通過盤管之表面風速太大時容易造成液滴被帶離的現象（尤其高濕度場合），使出風含濕率相對地增加，同時也會提高出風熱焓，因此表面風速宜介於 2.3~2.8m/s 間。

二、 由傳熱表面積比值、熱交換增量比及出入風含濕率差等之比較，鰭片式熱交換器之設計或選用其排片數宜以 4~8 排及 8~12 片間作一比較分析，若須兼具除濕作用者宜取 6~8 排及 8~10 片間，表面風速應降至 2.1~2.3m/s 爲宜。

三、 入水溫度愈低則管壁表面與空氣露點溫度差值愈大，愈容易形成冷凝現象，因此若非大量除濕之場合，宜將入水溫度提高些，以空調系統而言一般均將蒸發溫度設定在 3.3~4.5℃間（COP 值較合理），故可將入水溫度提至 6.5~7.5℃左右。此外，由於出入水之高溫差並不具有較高熱交換量，同時此亦將增加鰭片側之出風溫度，並無任何助益，除非有特殊要求一般出入水溫差均以 4.5~5.5℃爲考量值。

四、 相同之入風乾球溫度不同之入風濕球溫度其熱交換減量比較大，不同之入風乾球溫度相同之入風濕球溫度其熱交換減量比較小，入風含濕率愈高而入水溫度或出入水溫差又太高或太大時其熱交換減量比愈大，也就是說冷凝水液所帶走的熱量不可忽略。

參考文獻

1. Kays, W. M. and London, A. L., "Compact heat exchangers," 3rd, McGraw-Hill Book Co., New York (1984).
2. Chang, Y. J. and Wang, C. C., "A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry," International J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 40(3), pp.533-544 (1997).
3. Chang, W. R., Wang, C. C., Tsi, W. C., and Shyu, R. J., "Air side performance of louver fin heat exchanger," in Proceeding of the 4th ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, 4, pp.367-372 (1995).
4. Wang, C. C., Chen, P. Y., and Jang, J. Y., "Heat transfer and friction characteristics of convex-louver fin-and-tube heat exchangers," Experimental Heat Transfer, Vol. 9, pp.61-78 (1996).
5. Webb, R. L., "The evaluation of enhanced surface geometries for nucleate boiling," Heat Transfer Eng. Vol. 2, pp.46-69 (1981).
6. Webb, R. L., "Principles of enhanced heat transfer," John & Wiley Book Co., Inc., New York (1994).
7. Kakac, S., Shah, R.K., and Aung, W., "Handbook of single-phase convective heat transfer," John Wiley & Sons, New-York (1987).
8. Shah, R. K., Kraus, A. D., and Metzger, D., "Compact heat exchangers," Hemisphere Publishing Co., New York (1990).
9. Holman, J. P., "Heat transfer," 7th, McGraw-Hill International (UK) Ltd., New York (1992).
10. Leidenfrost, W. and Korenic, B., "Analysis of evaporative condenser cooling and enhancement of condenser efficiency and of coefficient of performance," Warme- und Stoffubertr, 12, pp.5-23 (1979).
11. Mori, Y. and Nakayama, W., "High performance mist cooled condensers for geothermal binery cycle plants," In Heat Transfer in Energy Problems (Edited by Mizushina, T. and Yang, W. J.), Hemisphere, Washington, D.C., pp.189-196 (1982).
12. Nakayama, W., Kuwahara, H., and Hirasawa, S., "Heat transfer from tube banks to air/water mist flow," Int. J. Heat Transfer, Vol. 31. No. 2, pp.449-460(1988).
13. Besednjak, D. and Poredos, A., "Efficiency of cooled extended surface," Int. J. of Refrigeration, Vol. 21. No. 5, pp.372-380(Aug., 1998).
14. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., "Refrigeration and air conditioning," Chap. 3, 2nd, McGraw-Hill Book Company, New York (1982).
15. Moffat, R, J., "Describing the uncertainties in experimental results," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 1, pp.3-17 (1988).
16. Stoecker, W. F., "Principles for air conditioning practice," Industrial Press, Inc., New York (1968).

The relation between air moisture content and performance of fin type heat exchangers

G.Y. CHEN, R. TSAI, Y. P. CHANG AND J. W. HWANG

Department of Mechanical Engineering,
Chung Yuan Christian University
Chung-Li, 32023, Taiwan, R.O.C.

ABSTRACT

A study of the relation between the air moisture content and the performance of fin type heat exchangers is proposed. The suitable face velocity of coil is between 2.3~2.8m/s. The high face velocity will cause carry over phenomena (especially for lower number of tube rows), and affect outlet air moisture content and enthalpy, which will be caused heat transfer performance decrease. The inlet water temperature is usually taken at about 6.5~7.5℃. If the temperature is taken

too low, the coefficient of performance (COP) of cooling equipment will be affected. The ideal temperature difference between the inlet and outlet water temperature is 4.5~5.5℃. The heat duty depression ratio of different inlet air dry-bulb temperature, same inlet air wet-bulb temperature is lager, while heat duty depression ratio of same inlet air dry-bulb temperature, different inlet air wet-bulb temperature is smaller. The higher inlet air moisture content, while inlet water temperature or temperature difference is also too high, the larger heat duty depression ratio will be. These mean that the heat taken away by condensing water can not be neglected. To have better dehumidify efficiency, 6~8 tube rows and 8~10fins per inch is the best choice and face velocity is also decreased to 2.1~2.3m/s at the same time.

Key words : *air moisture content, face velocity, carry over phenomena, heat duty depression ratio.*

NATIONAL CENTRAL LIBRARY ROC