

熱管熱交換器之製造

洪緯杰¹，王承緯¹，康尚文¹

淡江大學機械與機電工程學系，台灣 25137

Tel: 886-02-2621-5656#3281,

(E-mail : 605370088@s05.tku.edu.tw, j2317395@gmail.com, swkang3114@gmail.com)

摘要: 在現今能源短缺的世紀中，如何節省能源與再利用是當前必須正視的課題，其中的廢熱排放是一大污染源之一。然而在工業上使用的傳統熱交換器中，經常可發現遭受廢氣排放的腐蝕與沉積物，造成熱回收效率降低和設備受損。熱管能有效率得將熱量從一端傳輸至另一端，並且無須外力驅動傳熱，而熱管熱交換器是熱管實際應用的方法之一，透過蒸發潛熱發揮長距離傳熱與小溫差的特性。

本研究提出氣對液熱管熱交換器之量測與實驗，探討熱管熱交換器的熱回收能力與熱性能表現，共裝設 19 支不鏽鋼-水熱管，規格為外徑 6.2 mm、壁厚 0.5 mm、長 300 mm，於蒸發端流經 150 - 250 °C 與質量流率 0.114 - 0.270 kg/min 之熱空氣，冷凝端則流經恆定 30 °C 與質量流率 0.940 kg/min 之冷卻水，實驗結果顯示最大傳熱量為 445.5 W，最大有效度為 0.609，並且利用文獻中的理論相關性，進行實驗分析與理論研究。

關鍵字:熱管熱交換器；熱管熱回收；熱性能

1 前言

由於工業發展與科技進步，導致環境汙染與能源危機，如何更有效節約能源是目前世界多數國的共識與研究方向，並且提升能源使用效率與增加再生能源利用。工業製造或加工過程中，需大量能源將原料進行加熱，在使用後有近半數的能量以廢熱的形式排放在大氣中，工業界廢熱一般可分為高溫(高於 650 °C)、中溫(250 °C ~ 650 °C)及低溫(低於 250 °C)，其中低溫廢熱占了較大部分的廢熱排放量，若能有效回收並利用其熱能，可幫助節能減碳成效。

熱管熱交換器主體結構由熱管、中央隔板與殼體組成，而熱管是裝置內最主要之傳熱元件。熱管熱交換器因透過熱管作為間接傳熱之媒介，使其具有分離冷熱流體之特點，可長距離傳熱及避免流體交叉洩漏，並且由於熱管的均溫性與高導熱性，使熱管熱交換器擁有高效的工作效率，同時具有可靠度高、工作範圍廣、多功能性等特性，運用上包含空調系統、廢

熱回收、蒸氣冷凝器、CPU 冷卻等。近年來許多文章研究熱管熱交換器的性能、模擬與理論探討，Aliabadi 等[1]，根據 ε - NTU 方法進行實驗及理論研究空氣對水熱虹吸管熱交換器之熱性能，實驗發現當冷、熱流體熱含量相等時，有效度為最小值，應避免冷熱兩端熱含量相等。Ramos 等[2]，使用文獻中的相關性，研究氣對液熱虹吸管熱交換器的性能，並實驗驗證一用於預測測試元件性能的設計方法，實驗結果顯示熱交換器的傳熱量隨熱空氣流量的增加而上升，有效度則呈現下降。Ramos 等[3]，同時應用 CFD 模擬與數值計算進行預測交互式氣對液熱虹吸管熱交換器之熱性能研究，實驗結果顯示傳熱量皆隨著質量流率與入口溫度的提高而增加，有效度則隨質量流率增加而下降，並且發現理論數值計算與實驗值誤差於 10 % 以內。

上述研究中，許多不同的熱管尺寸、排列方式、流體流率等，測試於不同的裝置，並進行熱性能評估，目前相關文獻尚無小型化千級熱管熱交換器的性能規範，因此本研究提出氣對液熱管熱交換器之實驗與測試，針對工業廢熱排放的低溫廢氣(250 °C 以下)進行小型化千級熱管熱交換器之熱回收能力與性能分析，並利用文獻的相關理論分析進行理論探討。

2 實驗備製

2.1 熱管規格

本實驗針對 250 °C 以下低溫工業廢熱進行熱管熱交換器性能研究，因此選用水為熱管之工作流體，以符合作動溫度範圍，水的優點因子佳且易取得，是最被廣泛使用之流體。由於工業廢熱中含有如硫化氫、硫酸、粉塵等各種污染物氣體及顆粒，易使設備遇酸腐蝕與磨損，導致設備效率與壽命縮短，故採用具有抗蝕性高、強度佳的不鏽鋼 316L 平滑管作金屬容器，容器尺寸如下：外徑 6.2 mm、壁厚 0.5 mm、總長 300 mm。毛細結構採用一層 200 目銅網安裝於容器內壁，工作流體的充填量則注入相當於毛細結構之孔隙總容積，其值約在 1.4 - 1.5 g 範圍內。金屬容器填充工作流體後進行抽真空至 1×10^{-1} torr，接著做二次除氣，以逼除非凝結性氣體，完成之熱管於圖 2.1 所示。

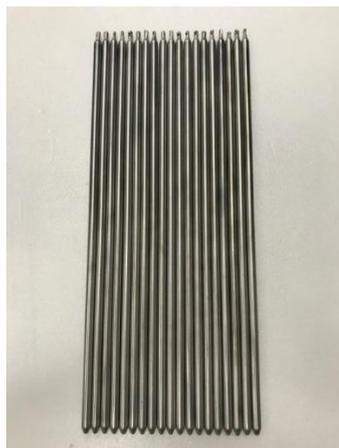


圖 2.1 不鏽鋼-水熱管

2.2 熱管熱交換器

本研究採用氣對液熱管熱交換器進行實驗，底部蒸發端輸入加熱後之空氣，頂部冷凝端則輸入冷卻水。裝置蒸發端為長 200 mm、寬 150 mm、高 260 mm 之不鏽鋼長方體，冷凝端為外徑 115 mm、高 140 mm 之不鏽鋼圓柱體，如圖 2.2 所示。內部之熱管最多可裝設 19 支，並以等邊三角形交錯排列成六角形狀，總排數為 5 排，其排列分布及間距如圖 2.3 所示。

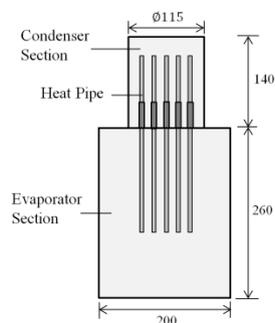


圖 2.2 熱管熱交換器示意圖(單位: mm)

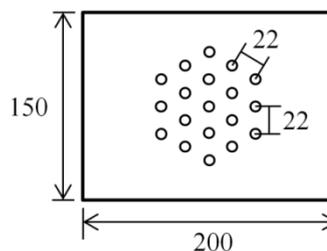


圖 2.3 熱管排列分布示意圖(單位: mm)

圖 2.4 為本研究熱管熱交換器測試平台示意圖，測試平台包含鼓風機、熱風機、風速計、熱管熱交換器、溫度擷取系統、流量計及恆溫水槽等。環境空氣經由鼓風機吹入內徑為 83.5 mm 的不鏽鋼導管再流進熱風機，並藉由熱風機加熱成熱空氣，接著進入熱管熱交換器蒸發端右側($T_{h,in}$)，與熱管熱交換後，由左側排出($T_{h,out}$)；而冷凝端由左側($T_{c,in}$)流進冷卻水循環降溫排熱，接著右側流出($T_{c,out}$)，並以流量計控制水流量；風速計則利用於量測導管內之空氣流速。實驗過程中透過熱電偶線連接溫度量測模組讀取流體溫度變化，並記錄於溫度擷

取系統，主要溫度量測點分別位於熱氣體與冷卻水進出熱交換器之位置，同時在熱管熱交換器外圍包覆隔熱棉，以避免熱損失與空氣對流干擾。

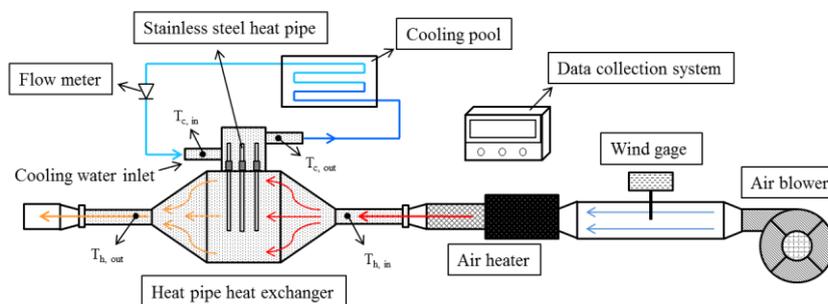


圖 2.4 測試平台示意圖

2.3 實驗方法與參數

於操控面板開始輸入所設定測試之參數，並觀察與紀錄實驗過程溫度之變化，其實驗參數如表 1 所示。首先設定其一鼓風機轉速，以固定熱空氣質量流率，接著設定熱風機出口溫度 150 °C，待流體溫度皆達穩態後再進行 175 - 250 °C，以此類推。本研究溫度穩態定義為整體溫度變化已不再爬升或下降，並且變動幅度於 ±1 °C 內。

表 1 實驗參數

固定參數	
熱管規格	不鏽鋼 316L(材質)、外徑 6.2 mm、壁厚 0.5 mm、 總長 300 mm
熱管數量	共有 19 支
熱管工作流體	水
冷卻水質量流率	0.94 kg/min
冷卻水入口溫度	30 °C
熱管蒸發端與冷凝端長度	蒸發端 196 mm、冷凝端 100 mm
變動參數	
熱空氣入口溫度	150 °C、175 °C、200 °C、225 °C、250 °C
熱氣體質量流率 (鼓風機轉速設定)	0.114 kg/min (20%)、0.192 kg/min (30%)、 0.270 kg/min (40%)

2.4 實驗誤差分析

在進行實驗測試時，因量測儀器的精準度或人為因素，而導致實驗結果有誤差，因此必

須進行不確定性分析 (Uncertainty analysis)。本研究造成實驗誤差之因素包含流體質量流率與溫度，這些實驗誤差皆會造成傳熱量與有效度在計算上產生誤差，而有效度不確定性由(2.1)式給出[4]:

$$w_{\varepsilon} = \left[\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \dot{m}_h} w_{\dot{m}_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \dot{m}_c} w_{\dot{m}_c} \right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \Delta T_{in}} w_{\Delta T_{in}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \Delta T_c} w_{\Delta T_c} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.1)$$

本研究假設有效度為一個函數 ε ，而函數 ε 值含有數個變數(\dot{m}_h 、 \dot{m}_c 、 ΔT_{in} 、 ΔT_c)，同時這些變數皆具有一個不確定值($w_{\dot{m}_h}$ 、 $w_{\dot{m}_c}$ 、 $w_{\Delta T_{in}}$ 、 $w_{\Delta T_c}$)，而該不確定值即為實驗誤差。經實驗之不確定性分析，本實驗的量測誤差分別為熱氣體質量流率 $\pm 2\%$ 、冷卻水質量流率 $\pm 1\%$ 、進出口溫度 $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

3 理論分析

1. 各式熱交換器

要計算熱交換器之性能，通常會使用有效度(Effectiveness, ε)及 NTU 方法進行分析。有效度 ε 定義為熱交換器的實際傳熱量 q (W) 與最大可能的理想傳熱量 q_{\max} (W) 之比，其定義如下:

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (3.1)$$

實際傳熱量 q 表示為熱流體放熱量 q_h 或冷流體吸熱量 q_c ，計算式為:

$$q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (3.2)$$

$$q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3.3)$$

而最大可能的理想傳熱量之計算式如下:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (3.4)$$

式中 C_{\min} 為熱流體的熱含量 C_h 及冷流體熱含量 C_c 之間的較小值，熱含量 C 定義為流體質量流率 \dot{m} 與比熱 c_p 之乘積。因此從 (3.2)、(3.3) 與 (3.4) 式中，有效度可再整理如下：

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (\text{若 } C_h > C_c) \quad (3.5)$$

或

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (\text{若 } C_c > C_h) \quad (3.6)$$

2. 熱管熱交換器

本文藉由現有文獻之理論計算式搭配有效度分析、延伸定義適用熱管熱交換器的性能公式，Faghri[5]分析熱管熱交換器時，認為此類熱交換器可視為液體耦合間接傳導式熱交換器 (Liquid-coupled indirect-transfer-type heat exchanger)，其透過一耦合液體 (Coupling liquid) 連接兩個直接傳導式熱交換器 (Direct-transfer-type heat exchanger)，該耦合液體即為熱管工作流體，而直接傳導式熱交換器為熱側及冷側之流體分別與工作流體進行熱交換，如圖 3.1 所示。

評估熱管熱交換器的性能在文獻中已有相關研究，並且得到良好結果[1, 2, 3]。參考文獻紀載本研究將熱管熱交換器之蒸發端與冷凝端分為兩個直接傳導式熱交換器，並分別與熱管進行熱交換，然而熱交換時熱管內工作流體處於蒸發流狀態，當流體相變化時，工作流體溫度幾乎為恆溫，且比熱變為相當大的值，導致工作流體熱含量 C_L 亦會形成巨大值，因此可假設冷熱流體分別與工作流體熱交換時，其熱含量比 C_r 值趨近於零 (即 $C_h/C_L = C_c/C_L \approx 0$)，當 $C_r = 0$ 時熱交換器有效度關係式可表示為下式(3.7) [6]:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (3.7)$$

上式 NTU 為分析熱交換器時，一個重要的無因次參數，其定義如下：

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.8)$$

若為單行排熱管的熱交換器，兩端有效度可表示為：

$$\varepsilon_{e,1} = 1 - \exp(-NTU_e) \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_{c,1} = 1 - \exp(-NTU_c) \quad (3.10)$$

上式 NTU_e 與 NTU_c 表示式如下：

$$NTU_e = \frac{U_e A_e}{C_e} ; NTU_c = \frac{U_c A_c}{C_c} \quad (3.11)$$

再進一步計算，若為多排熱管的熱交換器，其有效度可由以下 ε - NTU 關係式表示[5]：

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{1-\varepsilon_1 C_r}{1-\varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1-\varepsilon_1 C_r}{1-\varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1} \quad (3.12)$$

式中 n 為熱管的排數，接著將 $C_r = 0$ 帶入(3.12)式可得以下關係式：

$$\varepsilon_{e,n} = 1 - (1 - \varepsilon_{e,1})^n \quad (3.13)$$

$$\varepsilon_{c,n} = 1 - (1 - \varepsilon_{c,1})^n \quad (3.14)$$

接著熱管熱交換器之整體有效度根據 Kays & London[7]可從(3.9)、(3.10)、(3.13)、(3.14)式整理如下關係式：

$$\text{若 } C_e > C_c \quad \varepsilon_0 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{c,n}} + \frac{C_c/C_e}{\varepsilon_{e,n}}} \quad (3.15)$$

$$\text{若 } C_e < C_c \quad \varepsilon_0 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{e,n}} + \frac{C_e/C_c}{\varepsilon_{c,n}}} \quad (3.16)$$

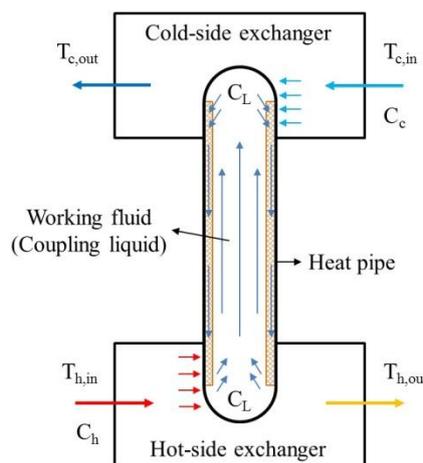


圖 3.1 液體耦合間接傳導式熱交換器示意圖

4 實驗結果與討論

本研究之氣對液熱管熱交換器使用 19 支不鏽鋼-水熱管進行實驗探討，在蒸發端分別輸入不同入口溫度與質量流率之熱空氣，冷凝端則固定入口溫度與質量流率之冷卻水，並量測紀錄熱空氣與冷卻水分別進出熱管熱交換器之溫度變化，將其實驗結果進一步整理與計算，分析熱管熱交換器在不同操作參數下之熱性能表現，同時將實際實驗值與理論值進行結果比較。

4.1 冷熱流體之溫度變化

實驗進行時，熱管熱交換器蒸發端之熱空氣在不同的質量流率 0.114、0.192、0.270 kg/min 下，分別輸入 150、175、200、225、250 °C 之入口溫度進行實驗，冷凝端則維持輸入 30 °C 入口溫度與 0.940 kg/min 質量流率之冷卻水，並利用 4 個熱電偶線量測其流體溫度變化，以及擷取穩態後之溫度數據，以分析流體之溫度變化。

圖 4.1~4.3 分別為熱空氣於固定其一質量流率及冷卻水恆定入口溫度與質量流率下，流體溫度隨時間的變化，實驗結果顯示熱空氣與冷卻水的出口溫度皆隨著熱空氣入口溫度的上升而逐漸增加。圖 4.4 顯示熱空氣入口溫度為 150 - 250 °C 時，流體溫度分佈與質量流率的關係圖，結果發現當熱空氣質量流率增加時，熱空氣入口溫度($T_{h,in}$)與出口溫度($T_{h,out}$)之溫差(ΔT_h)皆縮小；而冷卻水在皆恆定的 30 °C 入口溫度($T_{c,in}$)下，出口溫度($T_{c,out}$)則越高。

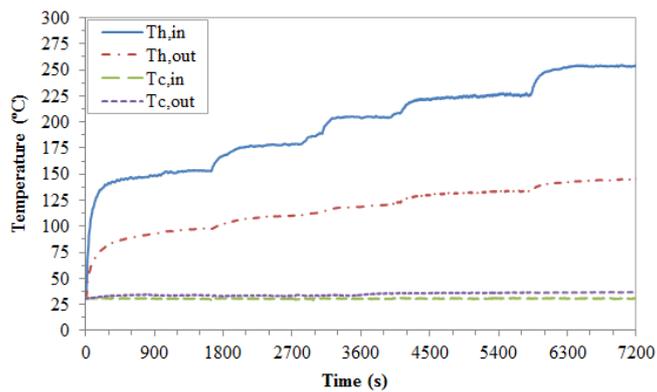


圖 4.1 熱空氣質量流率為 0.270 kg/min 時，流體溫度隨時間的變化

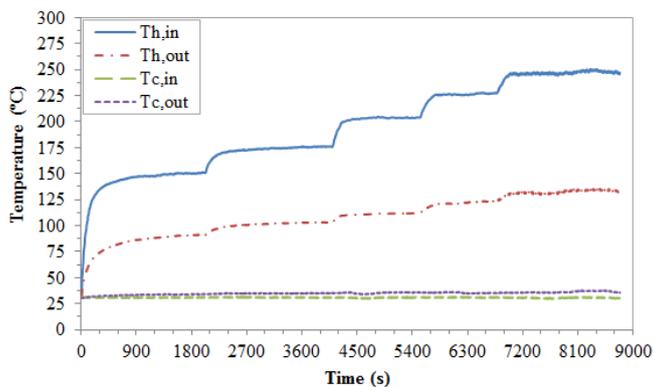


圖 4.2 熱空氣質量流率為 0.192 kg/min 時，流體溫度隨時間的變化

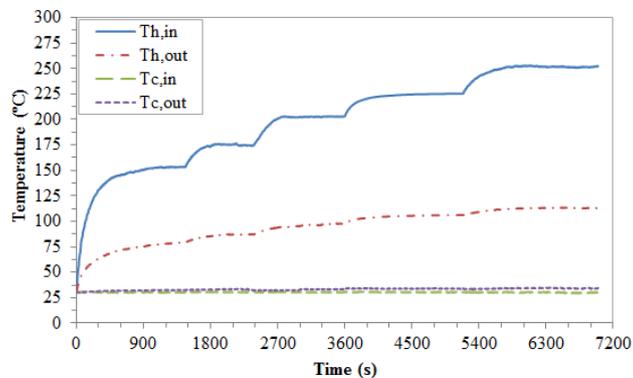


圖 4.3 熱空氣質量流率為 0.114 kg/min 時，流體溫度隨時間的變化

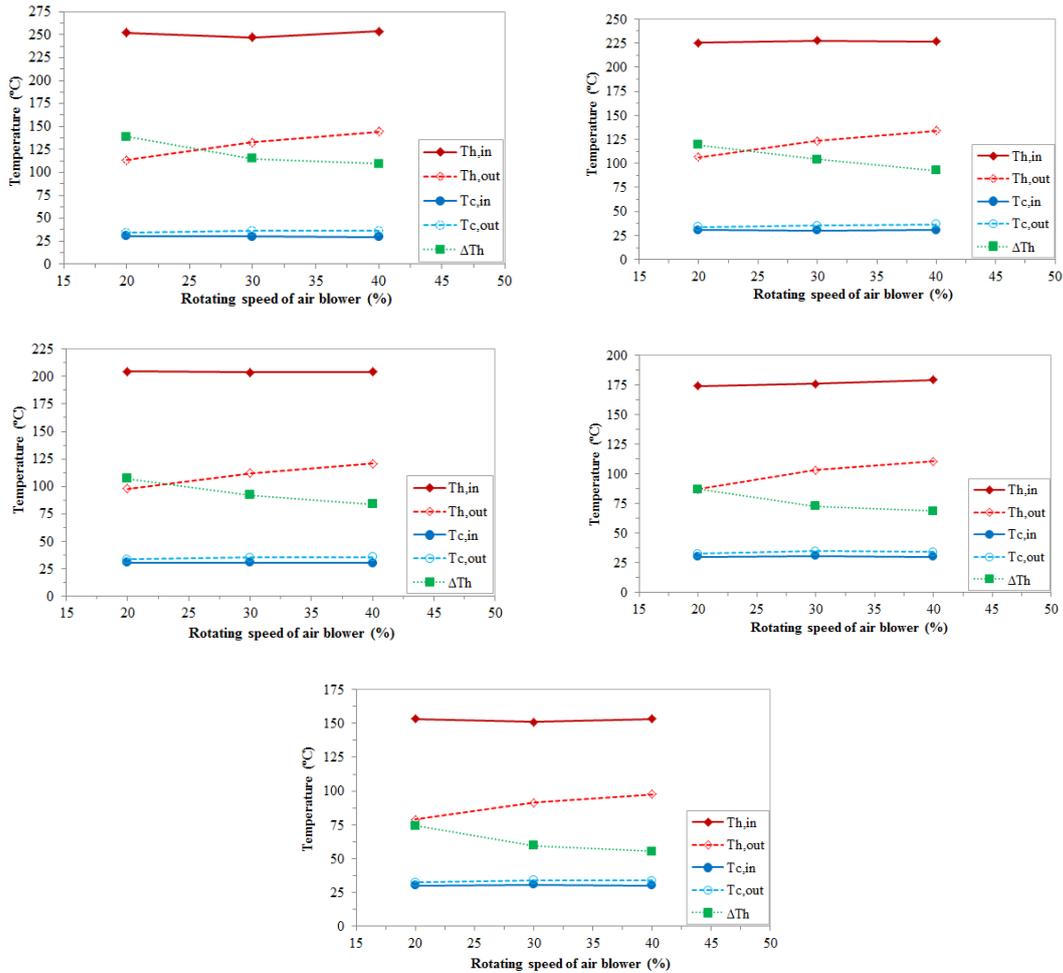


圖 4.4 熱空氣入口溫度分別在 150 - 250 °C 時，流體溫度分佈隨質量流率的變化 (固定 $T_{c,in} = 30\text{ °C}$ 及 $m_c = 0.940\text{ kg/min}$)

從流體溫度變化結果得知，當熱空氣質量流率增加時，熱對流係數(U_o)隨之提升，使熱管傳熱量增加，進而導致冷卻水出口溫度上升；然而熱空氣溫差下降原因為質量流率上升比率大於傳熱量增加的比率，而致使雖傳熱量上升，但溫差仍縮小。

4.2 傳熱量

將冷凝端進出口溫度數據帶入(3.3)式計算，求得各個實驗參數下的實際傳熱量。圖 4.5 為熱空氣質量流率變化對實際傳熱量的影響，結果顯示，實際傳熱量皆隨著熱空氣入口溫度或質量流率的提升而增加，在質量流率 0.270 kg/min 與入口溫度 250 °C 時，可得最大傳熱量 445.5 W ，最小傳熱量 145 W 則發生在質量流率 0.114 kg/min 與入口溫度 150 °C 時。此外，從傳熱量曲線可發現，當質量流率越趨增加，傳熱量的增加則有趨緩的趨勢，因此可推斷傳熱量有其最大值。圖 4.6 則為傳熱量的誤差分析，可發現熱空氣放熱量(Q_{in})與冷卻水吸熱量(Q_{out})之間的誤差介於 10% 內，此範圍在工程運用是可接受的誤差。

4.3 有效度

有效度為判斷熱交換器傳熱效率的重要依據，透過上述所得出之實際傳熱量，帶入(3.1)式計算，求出各個實驗參數下的有效度。圖 4.7 為熱空氣質量流率變化對有效度的影響，實驗結果發現，隨著熱空氣質量流率的增加，有效度皆呈現下降趨勢，在質量流率為 0.114 kg/min 與入口溫度 150 °C 時，可得最大有效度 0.609，最小有效度則發生在質量流率 0.270 kg/min 與入口溫度 225 °C 時，其值為 0.410。而有效度的不確定性分析如圖 4.8 所示，結果顯示有效度的誤差百分比隨熱空氣質量流率上升而下降，其中在較低的溫度下，產生的不確定性較高，當溫度越高，不確定性會逐漸下降。

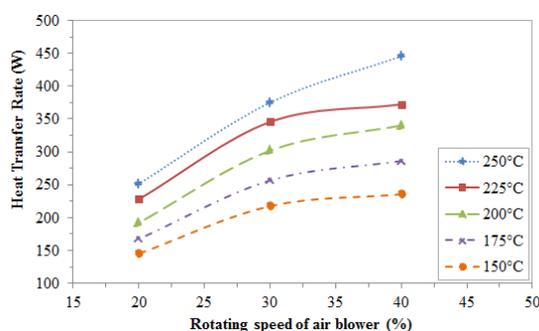


圖 4.5 熱空氣質量流率對傳熱量的影響 (固定 $T_{c,in} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 及 $\dot{m}_c = 0.940\text{ kg/min}$)

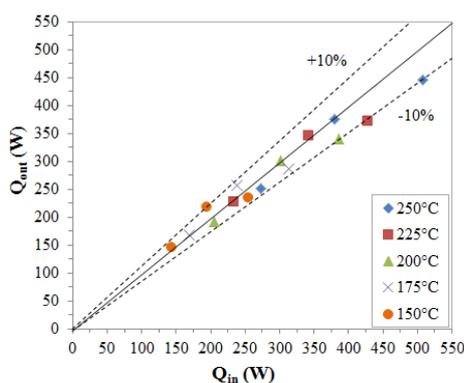


圖 4.6 熱空氣放熱量與冷卻水吸熱量之間的關係

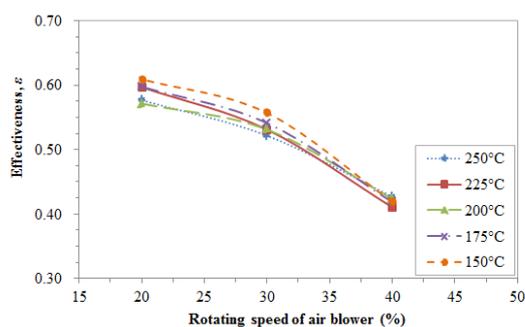


圖 4.7 熱空氣質量流率對有效度的影響 (固定 $T_{c,in} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 及 $\dot{m}_c = 0.940\text{ kg/min}$)

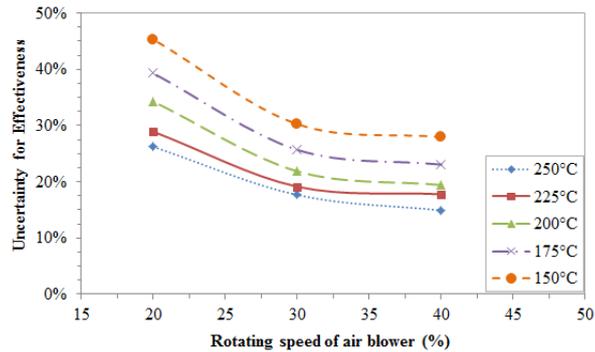


圖 4.8 有效度的不確定性分析

從上述傳熱量與有效度的結果得知，當質量流率增加，導致熱對流係數提升，而使得傳熱量隨之增加，並且越高的入口溫度所產生的傳熱量越高；而有效度的變化則是由於熱空氣於熱交換器裡的時間長短所導致，當質量流率較低時，流體速度相對較慢，熱空氣可與熱管進行熱交換的時間較多於高質量流率，因而可得較高的有效度。

4.4 理論值與實驗值之比較與探討

本小節理論值與實驗值之比較利用(3.16)式繪製 ϵ -NTU 關係圖，並加入實驗結果之有效度與 NTU 進行比較。圖 4.9 為(3.16)式所繪製的 ϵ -NTU 關係圖與實驗結果有效度的比較，縱軸為整體有效度，橫軸為熱側之 NTU_e ，由於(3.16)式中包含熱側與冷側之有效度，而本研究冷側冷卻水為恆定質量流率，其 NTU_c 亦為恆定值，因此假設冷側有效度為一固定值，並且使用本實驗所計算之 NTU_c 帶入計算式，而圖中 C_r 值為本實驗之熱空氣與冷卻水熱含量比 (C_h/C_c)。

圖 4.9 顯示實驗有效度隨著 NTU_e 增加而上升，並沿著略低於理論曲線位置分布，實驗誤差則介於 14.9 - 45.3 %，但該理論分析與實驗結果仍具有良好關係性，且較高的 NTU_e 與理論曲線越接近。

此外，值得注意的是由於本研究熱管熱交換器的熱傳係數與傳熱面積較小，以至於無法傳送超過 0.25 傳熱單位，但若將理論趨勢線完全展開可發現當 $C_r = 0$ 、 $NTU_e = 1.5$ 時，整體有效度可增加至接近 100 %，如圖 4.10 所示，因此若利用(3.15)與(3.16)式可繪製更多 ϵ -NTU 關係圖，作為未來探討不同參數間對熱管熱交換器的熱性能影響的研究發展方向，如 NTU_e 、 NTU_c 、熱管排數等，並且加以驗證文獻中的理論式，對於熱管熱交換器的設計與性能預測會是一大幫助。

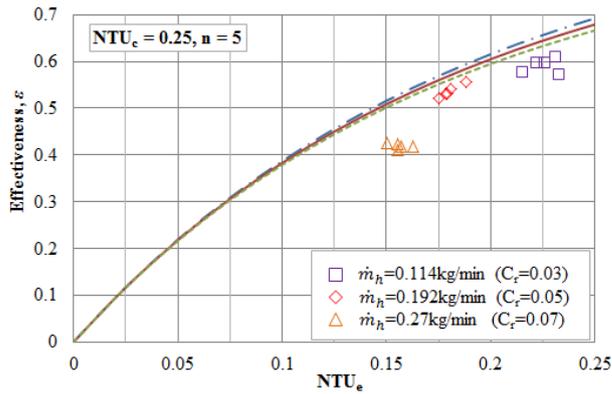
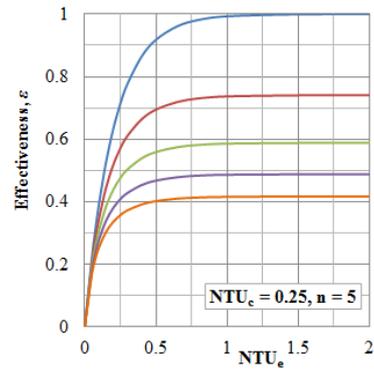


圖 4.9 實驗有效度與理論有效度的比較

圖 4.10 熱管熱交換器的 ε -NTU 關係圖
($NTU_c = 0.25, n = 5$)

5 結論

本研究採用外徑 6.2 mm、長 300 mm 之不鏽鋼-水熱管裝設於氣對液熱管熱交換器，蒸發端分別設定熱氣體入口溫度 150 - 250 °C 與質量流率 0.114 - 0.270 kg/min，冷凝端設定恆定入口溫度 30 °C 與質量流率 0.940 kg/min，在熱管交叉排列的配置下，將每組參數進行實驗量測，分析其熱回收能力與熱性能表現，並利用文獻的理論分析在實驗與理論間進行探討，研究結論如下：

1. 在冷卻水恆定入口溫度與質量流率下，當熱空氣質量流率增加，熱氣體與冷卻水之出口溫度同時皆會隨之增加。
2. 隨著熱空氣質量流率的增加，導致熱對流係數提升，而使得傳熱量隨之增加，並且越高的熱空氣入口溫度所產生的傳熱量越高，實驗結果最大傳熱量為 445.5 W，最小傳熱量為 145 W。
3. 當熱空氣質量流率增加時，流體速度隨之提高，導致流體與熱管熱交換時間較短，致使有效度隨著質量流率的增加而下降，實驗結果最大有效度為 0.609，最小有效度為 0.410。因此在較低的熱空氣入口溫度與質量流率下，易產生較高的有效度不確定性。
4. 利用文獻的理論分析與計算式所繪製的 ε - NTU 關係圖與實驗結果之間誤差介於 14.9 - 45.3 %。

符號說明

符號	名稱	單位	符號	名稱	單位
A	傳熱面積	(m ²)	\dot{m}	質量流率	(kg/s)
Q/q	傳熱量	(W)	c_p	比熱	(J/kg·K)
ΔT	溫差	(°C)	C	熱含量	(W/K)
ε	有效度	-	C_r	熱含量比	-
T	溫度	(°C)	U	總熱傳係數	(W/m ² ·K)
NTU	利用熱傳單位數	-			

下標

h	熱流體
c	冷流體/冷凝端
e	蒸發端
in	進口
out	出口
min	較小值
max	較大值

參考文獻

- [1] H.Z. Aliabadi, H. Ateshi, S. H. Noei, M. Khoram, An experimental and theoretical investigation on thermal performance of a gas-liquid thermosyphon heat pipe heat exchanger in a semi-industrial plant, *Iranian Journal of Chemical Engineering* Vol. 6, No. 3 (Summer), 2009.
- [2] J.B. Ramos, A. Chong, C. Tan, J. Matthews, M.A. Boocock, H. Jouhara, *Experimental analysis of gas to water two phase closed thermosyphon based heat exchanger*, Int. Conf. on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Jul 2014.
- [3] J. Ramos, A. Chong, H. Jouhara, *Experimental and numerical investigation of a cross flow air-to-water heat pipe-based heat exchanger used in waste heat recovery*, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 102 (2016) 1267–1281.
- [4] J.P. Holman, *Experimental Methods for Engineers*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1989.
- [5] A. Faghri, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor & Francis, 1995.
- [6] F. Incropera, D. Dewitt, T. Bergman, A. Lavine, *Principles of Heat And Mass Transfer*, 7th Ed, John Wiley & Sons, Inc., 2012.
- [7] W.M. Kays, A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1984.

作者简介：

洪緯杰，男，淡江大學機械與機電工程學系，碩士研究生，1993 出生

王承緯，男，淡江大學機械與機電工程學系，碩士研究生，1993 出生

康尚文，男，淡江大學機械與機電工程學系，教授，1958 出生