

噴擊式冷卻法應用於低鰭片殼管式蒸發器之熱增強研究

張炯堡* 邱政勳**

*南台科技大學機械工程系

**國立成功大學機械工程系

摘 要

本文係探討噴擊式冷卻法應用於簡捷型殼管式蒸發器的熱傳性能研究。本研究加熱管群為水平三角形排列，熱管外表為低鰭片管，內部埋設電阻。為了比較熱傳效果，在本研究中也作了浸液式沸騰實驗的量測。實驗結果發現，當熱傳率較大時，位於管群中較下方的加熱管底面會有乾枯現象產生，因而造成噴擊法的熱傳性能大幅降低，本研究使用集液器安裝於每一根加熱管的下方來防止乾枯現象的發生。實驗結果顯示，加入冷媒集液器後，噴擊式冷卻法的熱傳係數在所有測試的熱傳率範圍內都比浸液式的要大得多，最高熱傳率也比浸液式的要高得多。集液器的製作可由鋁片或鋁合金片沖壓成型，所以製造容易，價格低廉，因此在工程上非常具有實用性。

關鍵字：噴擊冷卻,蒸發器,熱增強

Spray Cooling Heat Transfer for A Low-Finned Shell-and-Tube Evaporator

Tong-Bou Chang* and Jenq-Shing Chiou**

**Department of Mechanical Engineering, Southern Taiwan University of Technology*

***Department of Mechanical Engineering, National Cheng Kung University*

ABSTRACT

The present study investigates the effectiveness of spray cooling for a compact shell-and-tube evaporator. The heater tubes used in the present test were arranged in a triangular-pitch shape, with electrical resistor buried underneath the low-finned surface. For comparison purposes, the pool boiling tests were also conducted in this study. The results indicated the heat transfer coefficients of spray cooling, in general, is better than that of pool boiling. However, the heat transfer coefficients of spray cooling begin to fall below that of pool boiling data once the dry-out phenomena was observed. To prevent the dry-out phenomena, a special liquid collector is designed in this study and installed under each heater tube. The heat transfer performance of spray cooling with liquid collector was found much better than that of pool boiling in the whole range of our test conditions. Besides, the maximum heat flux of spray cooling was also higher than that of pool boiling. The liquid collector is easy to manufacture by pressing the aluminum/aluminum alloy sheet, the process is simple and the cost is relatively low. It is thus quite suitable for practical application.

Keywords: spray cooling, evaporator, thermal enhancement

文稿收件日期 93.5.24; 文稿修正後接受日期 93.12.2.
Manuscript received May 24, 2004; revised Dec. 2, 2004.

一、前言

在研究熱傳工程時，吾人常希望能找出一種熱傳方式可以達到最大的熱傳量及最佳熱傳性能。而提高熱傳量不外乎從增大熱傳面積及提高熱傳表面與環境間的溫度差或是提高熱傳係數等方面著手。其中增加熱傳面積往往會加大熱交換器的體積也就是增加了設備費用。但現今熱交換器的設計需求乃趨向於在較短的時間、有限的熱傳空間及最小的溫度差下達到用使用者所要求的熱傳效果。因此，如何提高熱傳係數一直是熱傳研究的重點之一，而相變化熱傳因可以在小溫差下吸收或釋放大量潛能所以利用相變化的熱傳也因此而受到重視。若將相變化大量吸、放能量的特性應用於熱對流的問題上，可使系統獲得極大的對流熱傳係數，其值約為無相變化自然對流熱傳係數的數百倍甚至千倍。

因為具有相變化的對流熱傳是一種非常有效的熱傳機制，因此，經常廣泛地被應用於熱交換器，如蒸發器的設計上，但在輕、薄、短、小的設計需求下，如何提高蒸發器的熱傳性能一直是相關學者的研究重點。本文將探討高效率的噴擊式冷卻法應用於簡捷型低鰭片殼管式蒸發器的熱傳性能，因此就噴擊式冷卻法作文獻回顧如下。

隨著科技的發展，對熱傳量與熱傳密度的要求也大大地提高，例如開發高速電腦技術裡的次微米電子電路所面臨的排熱空間十分微小，而放熱密度則不斷提高[1]，又如在核融合的技術開發裡，中子束的熱量儀（Neutral beam calorimeter）與電漿限制器（Plasma limiters）所須排除的熱傳量約 80MW/m^2 [2]。而以往的強制對

流熱傳與輻射散熱方法中，高密度熱傳量往往藉由熱表面與流體間極大的溫度差來達成，但是此類的熱傳模式必須仰賴相當高的表面溫度並且可能破壞熱傳表面和損及整個系統。因此近年來對於由固體熱表面移走高密度的熱傳量一直是而且未來也必然是依賴高速冷卻流體流動再加上相變化吸收大量潛熱（latent heat），如 flow boiling heat transfer 及 impinging liquid jets 等方式[3]來獲得解決。而本文所探討的噴擊式蒸發器（impacting spray evaporator）即是將冷媒液珠噴出並直接打在熱表面上使其蒸發而帶走熱量的新式蒸發器。

冷卻液經高壓噴出而離開噴嘴後，液體會因為液體與其周圍氣體間的不穩定性（instability）而霧化。此噴霧在高速運動時常會造成流場的不穩定[4]。在噴霧（Spray）時，因為液珠（droplet）與液珠之間以及液珠在汽態中飛行的動力交互作用會產生液珠的碰撞及碎化並增加液汽間之熱／質傳面積。例如來自某一液珠的尾流會影響其後的液珠，因此，後方的液珠也可以跑的比前方的液珠快，使得液珠間所受阻力的不同，就可能會有碰撞產生。尾流也會增強液珠間的熱／質傳係數。此外，液珠受熱而蒸發後，其體積會迅速地增加，因此，液珠蒸發後變成的蒸氣的流動也會影響尚未蒸發的液珠的飛行軌跡。

因為液珠很小而容易蒸發並且液珠流動速度很高所以其周圍的氣體會被引入並撞擊熱表面。而撞擊後，液珠會碎化而變成更多更小更容易蒸發的液珠。而高速飛行的液珠不僅會干擾周圍氣體的流動，並且可增加氣體的紊流強度，而液珠

撞擊壁表面的液體時其連帶帶入之氣體將可增加熱表面產生沸騰空穴，使得沸騰提早產生。

早期對直接噴擊式冷卻法的研究往往著重於熱表面溫度高於 Leidenfrost temperature 的問題。此類研究以 Hodgson 和 Sutherland [5] 為代表。近來 Choi 和 Yao [6] 及 Pais 等人 [7] 曾從事噴霧冷卻的測試並且說明了高速的液珠能穿透固體表面上的液膜，並使得汽泡更容易釋放出來。

由噴擊式冷卻法的眾多基礎描述中可得知有許多的參數在噴擊力學以及噴擊式冷卻法中扮演了相當重要的角色。這些參數大部份都與噴出液珠的物理性質有關，諸如：液珠大小，液珠速度與噴霧型式（spray pattern，例如圓錐型或方型等），而液珠的物理性質會因使用情況不同而有所改變。Deb 和 Yao [8] 發現上述液珠參數在稀薄噴擊（dilute spray）時，對整體熱傳結果會有很大的影響，但在濃稠噴擊（dense spray）時，並沒有顯著的影響。在稀薄噴擊時，他們試著經由三種熱傳過程來描述熱傳機構，此三種過程為：液珠接觸熱傳（drop contact heat transfer），氣體對流熱傳（bulk air convective heat transfer），輻射熱傳（radiative heat transfer）。

而 Ghodbane 和 Holman [9] 也同樣地研究液珠的物理特性對噴擊式冷卻法的熱傳影響。他們以垂直加熱板為熱源，發展出一組無因次熱傳係數的經驗式，式中指出熱傳係數與 Weber 數

$(We = \frac{\rho V^2 d_p^2}{\sigma} = \frac{\text{慣性力}}{\text{表面張力}})$ 成正比，也就

是說，較大的液珠直徑及較高的液珠速度有助於噴擊熱傳性能的提升。

熱表面粗糙度也是影響噴擊式熱傳的參數之一，Pais et.al. [7] 提出一個一維傳立葉分析來解析表面特性和表面粗糙度對噴擊式蒸發／沸騰熱傳的影響。他們的結論是表面粗糙度大於 $1\mu\text{m}$ 時才會對噴擊熱傳造成影響。

因本研究屬於管外蒸發所以當一熱管獲得由上方的噴嘴噴出之液珠後，管子上方表面的熱傳方式就是屬於噴擊式冷卻法的熱傳方式，但不論如何，加熱管下方表面並未直接受到液珠撞擊，而事實上，此表面被落下的液膜所覆蓋。而此類水平管下方表面的熱傳方式屬於膜狀蒸發（film evaporation）。

而過去對於下落薄膜蒸發（falling film evaporation）的實驗大部分以水為工作流體，例如 Chun 和 Seban [10] 及 Chyu 等人 [11]，他們以水為冷卻液而發展出下落薄膜蒸發模式及經驗式，但此類經驗式僅適用於水，並不適用於其它流體。Chyu 和 Bergles [12,13,14] 證實薄膜蒸發方式的熱傳係數在低熱流率時，比池沸騰方式的熱傳係數高。而在高熱流率區域時，薄膜會蒸發殆盡，在加熱管下方表面就會有乾枯現象（dry-out phenomena）的產生，而一旦乾枯現象發生後，會造成熱傳係數迅速且大大地下降。Moeykens 和 Pate [15] 發現提高冷媒噴擊的質量流率可以稍微延後乾枯現象的發生，但程度有限。他們更進一步指出噴擊式冷卻法的熱傳效果會因為乾枯現象的發生而低於池沸騰熱傳法的熱傳性能。

對於密集排列的管群而言，由上方噴下的液珠幾乎很難直接撞擊管群中較下

方的管子。Moeyken 和 Pate [16]使用四個噴嘴將於冷媒噴擊到以三角形排列的管群上，且管群具有四列。他們發現第二列及第四列（由上而下計算）的熱傳性能遠低於第一列（最上方之列）及第三列的熱傳性能。其主要原因在於第一列直接受冷媒噴灑，而第三列因位於第一列的正下方，所以可受到由第一列流下的冷媒液體來冷卻，如圖 1 所示，而第二列及第四列就只有獲得稍許的冷媒液體可以用來冷卻，所以第二、四列的熱傳性能會比較低。

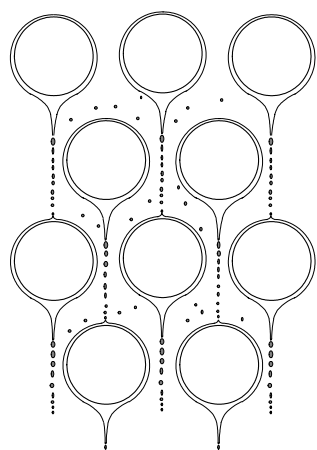


圖 1. 一般管群噴擊時之液膜流動示意圖。

因此，為了保留噴擊式冷卻法的優點而去除諸如會在管群下方表面引起乾枯現象的缺點，本研究使用集液器裝置於每一根管子的下方，如圖 2 所示。此集液器能收集沿著加熱管圓周順流而下的液膜及撞擊表面彈回的液珠，使得加熱管下方表面也可獲得充足的冷媒來冷卻，因此可以延遲甚至避免乾枯現象的發生。圖 2 中並顯示當集液器所收集的冷媒過多時，溢出的冷媒則會沿滿溢導片落於下一列管子的正上方而不是落於再下一列管子的上方。因此，加入集液器不僅可以提高熱傳性能也可以提高最大熱流率。此外，因

為集液器的形狀構造簡單，所以製造容易且其大小僅略大於加熱管，所以它能安裝於密集式熱交換器（compact heat exchanger）中。

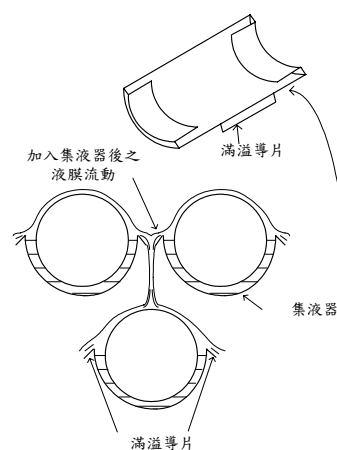


圖 2. 集液器及加入集液器後液膜流動示意圖。

二、實驗設備與實驗方法

2.1 實驗設備

本實驗的主要目地在於研究噴擊式蒸發器的殼側熱傳性能，但基於結果的比較與印證須建立在相同的測試條件下，在殼側池沸騰的熱傳也必須利用本設備來進行。因此，實驗設備的設計必須同時考慮噴擊法與池沸騰法的熱傳特性。圖 3 為實驗迴路圖，其中包含：冷媒流動迴路、乙二醇／水流動迴路、測試段、噴嘴、管群、量測元件及資料收集系統，以上各元件及系統內容逐一描述如下：

(1) 主迴路

主迴路為一封閉式循環迴路，此迴路的功能在於保持進入測試段的液體冷媒可以設定在固定的質量流率及溫度。實驗開始之前，冷媒因重力作用而使得大部份的液體冷媒聚集於測試設備下方儲液槽

(或次冷槽)之內，少部份儲存於管路及測試設備上方的冷凝器之內。液體冷媒由儲液槽被抽出後，經過冷媒泵加壓(冷媒泵最大加壓能力為 300PSI)。一旁通閥裝置於冷媒泵出口處用來調整噴擊時噴出液體冷媒的質量流率，也就是說，當噴擊冷媒的質量流率須調低時，將旁通閥開大，此時因為此旁通管路的壓降遠低於主迴路，所以大部份由冷媒泵所泵出之液體冷媒會經由旁通管路直接回流至儲液槽，而主迴路的冷媒質量流率就會降低。反之，當噴擊冷媒的質量流率須調高時，則將旁通閥開口縮緊，以使得更多的液體冷媒流動於主迴路之中，而後冷媒會通過一浮子式流量計，用以量測冷媒噴擊的質量流率。當冷媒通過浮子式流量計之後但在進入測試段之前，量測其溫度與壓力。

在測試段內，液體冷媒由噴嘴噴出，液珠撞擊加熱管之後開始蒸發/沸騰。蒸發的冷媒汽體會經由測試段上方的出口被引入凝結器中凝結，而未蒸發的液體冷媒則經由測試段下方的出口流出，先量測此時的溫度與壓力，再量測未蒸發液體冷媒的質量流率之後再與凝結器出口的液體冷媒會合，然後流回儲液槽重新循環。

在主迴路中設置多個開關閥，分別位於儲液器出口與冷媒泵之間(編號 1)，測試段入口之前(編號 2)，測試段汽體冷媒出口與凝結器之間(編號 3)，測試段液體冷媒出口(編號 4)，利用這四個開關閥的開關組合，可以進行池沸騰熱傳實驗及進行測試迴路局部的抽真空。進行池沸騰熱傳實驗時，4 號閥須關閉。而局部抽真空時則視抽真空的區段為何而定，一般而言，因加熱管群的裝卸而須關閉 2,3,4 號閥，以免外氣進入凝結器之儲液槽且方便

於抽真空。

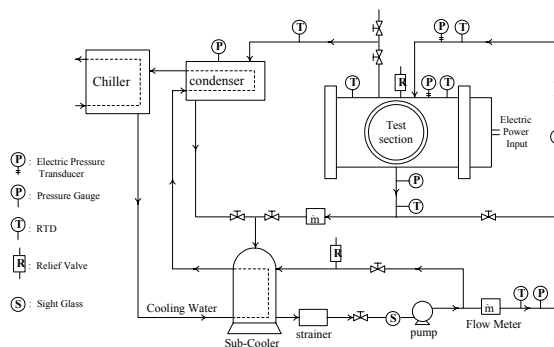


圖 3. 實驗迴路圖。

(2) 測試段

測試段是一不鏽鋼的中空圓柱體。其內半徑為 20.2cm，厚度為 1cm，長為 33.5cm。測試段兩側均以不鏽鋼圓盤面板覆蓋，並在圓盤上車出一圓形溝槽用以裝置密封用 O 形環(材質為 VITON，規格為 G220)，並以螺絲夾緊作緊迫密封，以防止外氣進入。其中一圓盤做為加熱管裝置面板，亦即將加熱管裝置於其上並可在密封的條件下於測試段內加熱。為了便於觀察測試段內的噴擊現象，在測試段前後設計兩個大小不同的玻璃視窗，小的視窗為燈光投射之用，大的視窗則做為觀察或攝影之用。視窗本身為耐壓之強化玻璃，耐壓力至 20atm。而視窗的密封方法如同圓盤面板，均以 O 形環利用螺絲來夾緊密封。

在測試段上方有二個進出管，一為液態冷媒輸入管，液體冷媒進入測試段後，連接噴嘴由噴嘴噴擊而出，另一個則為汽態冷媒輸出管，此管連接凝結器，因管內所傳送的乃是受熱而蒸發的汽體冷媒，所以此段管路的直徑為一般液體冷媒迴路

管件的 4 倍，以利汽體冷媒快速傳輸到冷凝器。測試段內埋設有熱電偶用以量測冷媒之汽態溫度。測試段內並有裝置電子式壓力計用以量測測試段內穩態時之汽體壓力，並以此推測飽和條件。而測試段的下方為液態冷媒出口，其作用在於將未蒸發之冷媒引出流回儲存槽。

(3) 噴 嘴

本研究所使用的噴嘴屬於 full cone hydraulic nozzles，其孔徑 (orifice diameter) 為 2.0mm，並修出 90° 的圓錐角 (cone angle) 以利在噴擊時，液珠的碎化及擴散，因此液態冷媒由噴嘴噴出後立刻碎化成液珠。

在冷媒液體進入測試段前利用電子式壓力計量測進口壓力，而於測試段內量測其出口壓力，利用此二個壓力的差值當作橫跨噴嘴內外端液體冷媒的壓力差。此壓力差值可用來粗略估計噴擊時的質量流率以及液珠的直徑及數量[9]。一般而言，在相同噴擊質量流率時，噴嘴孔徑愈小，則所需之壓力差值愈大，此時噴擊而出的液珠也較為細小數量也較多。

(4) 管 群

測試段內的熱源來自電阻式加熱管，其表面以銅製成並須經拋光處理，使加熱表面粗糙度降至最低而易於估計其粗糙值。此外，利用電阻式加熱器比起一般利用管內流熱水的加熱方式，如[16]而言，主要優點有三個，第一個優點為輸入之電功率即為發熱功率也是熱傳量，僅須使用功率量測器 (power meter) 量測輸入之電壓及電流即可得知輸入之電能。第二個優點則是電阻式加熱管可以提供很高

的發熱密度，供本研究進行高密度熱傳研究時使用。第三個是實驗設備可以簡化，不須要額外再使用另一個熱水迴路或高溫型恆溫槽提供熱水來作為測試時的熱源。

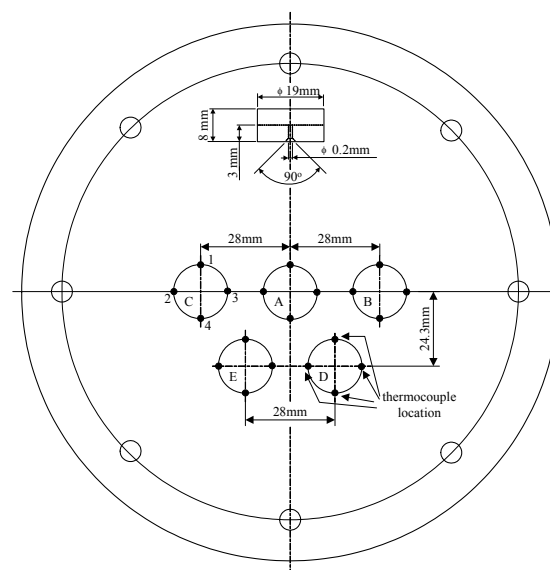


圖 4. 管群排列尺寸示意圖。

加熱管外型為低鰭片管，低鰭片管的基底直徑 (based diameter) 為 19.05mm。能提供超過 700kW/m^2 (222040BTU/hr-ft^2) 的熱流率 (加熱面積以其基底直徑計算之)。而熱電偶的埋設方式是先在加熱管的銅表面上鑽出小孔，且鑽孔要儘可能的小，(本研究的鑽孔孔徑值為 0.5mm)，待熱電偶埋入後再以點焊法接合，此外焊點必須再次磨平，而使焊點的溫度接近真正的壁面溫度。熱電偶線則由銅表面與內部電熱器間的空隙牽出，此空隙寬約為 0.8mm。為了讓內部電熱器所發出之熱量迅速傳導至加熱管外表面，須置放二氧化鎂於空隙之中，並予以壓實。在本研究中管群排列方式為正三角形排列。圖 4 為管群排列的幾何尺寸。而熱電

偶的埋設位置也在圖 4 中表示，對每一根加熱管而言一個熱電偶埋於管子的上死點，一個埋於下死點，另外兩個則埋於 90°（由上方算起）的兩旁表面上。

本研究使用加熱管尺寸如表 1 所示。

表 1. 加熱管幾何尺寸。

$D_{f,0}$ (鰭管基底直徑)	19.05mm (3/4in)
鰭片計數	1000 fins/m
鰭片高度	0.8 mm

(5) 集液器 (Liquid Collector)

集液器以薄鋁片製成，其形狀如圖 2 所示。它能收集彈離加熱管表面的液珠及順管面流下的液膜。使用此集液器可將加熱管下方表面的乾枯現象延遲甚至避免。此外，圖 2 中並顯示集液器內多餘的液體也可以沿滿溢導片流至下一列管子的正上方表面。

集液器的形狀構造簡單，所以其製造容易且也易於裝置於加熱管上。此外，其大小尺寸僅略大於管子，所以它也能安裝於簡捷型熱交換器 (compact heat exchanger) 中的每一根管子。

(6) 乙二醇／水 流動迴路

乙二醇／水流動迴路係用來帶走凝結器及儲液器所散發的熱量。低溫的乙二醇／水混合液由恆溫槽（具有 3 冷凍噸的容量）泵出後，先流經儲液器將冷媒液體次冷 (subcooling)，再流經凝結器吸收冷媒汽體的凝結潛熱。本迴路為封閉迴路，在冷卻槽 (chilling tank) 內有一自動溫度感應器用以控制乙二醇／水混合液的出口溫度處於指定的溫度，且其精確度為±

0.1°C。恆溫槽製冷所需排放的熱量則由另一水迴路帶走至室外的冷卻水塔排至大氣之中。

(7) 冷 媒

本研究使用冷媒 R141b 為工作流體。R-141b 是一種 HCFC 冷媒，它的特質上的優點為無毒性，低 ODP (ozone depletion potential) 和低 GWP (global warming potential)，在重視環保的今日，它對環境的破壞相對的較小。此外，它在 1 大氣壓時的沸點為 32°C，此溫度僅略大於室溫。對於從事蒸發／沸騰熱傳研究時所須輸入之功率較小，可節省成本，而且在實驗時，因為實驗的飽和溫度控制在 20°C 低於 32°C，所以實驗設備呈現小幅的負壓，比較不會有電熱失控或冷卻系統失控時會產生高壓爆炸的危險。此外，國內已有台塑公司從事生產，來源取得容易，且物美價廉。

(8) 量測元件

量測元件方面主要為電子式壓力計、RTD 溫度計、熱電偶式 (TC) 溫度計、浮子式流量計及錶壓計。電子式壓力計在於量測噴嘴進出口冷媒的壓力，而 RTD 溫度計則用於量測實驗冷媒迴路中各點的溫度值而熱電偶式溫度計則埋設於加熱管上，做為加熱管的壁面溫度。浮子式流量計則是用來量測迴路中液體冷媒的質量流率，其訊號須再經過流量轉換器轉換後方可利用記錄器來讀取。而錶壓計則是實驗者於實驗前及實驗進行中便於目視設備內的壓力變化，避免可能的意外發生。

(9) 資料收集系統

資料收集系統包含了個人電腦，40 頻道的記錄器（40-channel recorder）及功率量測器（Power meter）。記錄器的功用在於將量測元件所傳來的各種訊號轉換成數位式可讀的訊號，而功率量測器則是用來量測通過加熱管的電流與電壓，並可將電功率積分後再取平均值，去除偶爾發生之電壓不穩定現象。

個人電腦內以 QUICKBASIC 語言來撰寫控制及讀取程式，用以操作記錄器及功率量測器各項功能之啟動與關閉，並讀取量測的數據予以計算成各項熱傳參數後，顯示於電腦螢幕上，並儲存於軟硬碟之中，方便日後分析研究之用。

2.2 實驗程序及資料簡化

在測試開始之前，冷媒泵要先作相對高速的運轉，讓存在於管路系統中的氣體排出。而真空泵此時亦可用來抽除殘存在測試段或管路間的氣體。而噴灑的質量流率則利用旁通閥及節流閥來進行。也就是說，當旁通閥已全開時，調整噴灑質量流率的工作仍然可以藉由位於噴嘴之前的節流閥來進行。增加噴嘴入口的壓力將可以增加流量，而冷媒的流量乃利用常用的浮子式流量計來測量。該流量計係經過 Micro-Motion 公司出品的質量流量計校正，此質量流量計精確度為±0.5%。

為了保護實驗設備，實驗進行之前須先開啟乙二醇／水迴路，經一段時間後（約數分鐘）待乙二醇／水迴路溫度穩定後再開啟液體冷媒主迴路，最後才是開啟加熱管熱源。待穩態後以資料收集系統量取各點的訊號值。

每個資料點的獲得係利用至少 20 次以上的量測量值取平均。為了確定實驗的

準確度，僅在穩態時讀取量測值，而穩態的定義為系統飽和溫度的變化率小於 0.1 °C/min。

為了研究熱流率對熱傳性能的影響，測試時熱流率（heat flux）的測試範圍從低於 10⁴W/m² 到高於 2×10⁵W/m²。在測試進行中，若加熱管上有任何一點的溫度突然大增，此時必須立刻將輸入於加熱管的電源關閉，但冷卻迴路如冷媒主迴路及乙二醇／水迴路仍須繼續運作，以保護實驗設備。

實驗結束時，也是先關閉加熱管的電源，待加熱管壁面溫度降低到接近系統的溫度時，再關閉冷媒主迴路 pump，最後才是關閉乙二醇／水迴路。

2.2.1 實驗資料的簡化與歸納

實驗資料的簡化歸納工作係利用電腦程式將量測到的訊號值諸如：噴嘴入口壓力，測試段內壓力，各加熱管壁溫度，噴灑質量流率，和熱流率等等，轉換並計算成重要的熱傳參數。

壁面的熱流率方程式為

$$q'' = \frac{Q_h}{A} \quad (1)$$

其中

q'' = 壁面熱流率（W/m²）

Q_h = 電熱管總功率（W）

A = 以基底直徑計算之熱傳面積（m²）

以 Nowton's cooling law 為基礎的平均殼側熱傳係數表示如下：

$$\bar{h} = \frac{q''}{\bar{T}_w - T_s} \quad (2)$$

其中

\bar{h} = 平均殼側熱傳係數（W/m²-K）

\bar{T}_w = 平均壁面溫度（°C）

T_s = 測試段內冷媒氣體飽和溫度 (°C)

而平均壁面溫度 \bar{T}_w 則是所有加熱管壁上的熱電偶讀值的算術平均值，即

$$\bar{T}_w = \left(T_{A,1} + T_{A,2} + T_{A,3} + T_{A,4} + T_{B,1} + T_{B,2} + T_{B,3} + T_{B,4} + T_{C,1} + T_{C,2} + T_{C,3} + T_{C,4} + T_{D,1} + T_{D,2} + T_{D,3} + T_{D,4} + T_{E,1} + T_{E,2} + T_{E,3} + T_{E,4} \right) / 20 \quad (3)$$

其中下標 A,D,C,D,E 代表圖 4 中不同位置的加熱管，而下標 1,2,3,4 則代表位於加熱管上表面，兩邊表面及下表面上的熱電偶位置。

2.2.2 設備精度

為了確定量測資料的精確度，每一個量測設備均必須經過校正工作。溫度感應器 (RTD 及熱電偶)，以石英溫度計校正，該石英溫度計具有 0.01°C 的精確度。而流量計以質量流量計校正之，該質量流量計具有 0.5% 之精確度。其餘的量測設備均有其出廠報告。本實驗建立時各設備的精確度總列於表 2 中

表 2. 設備精確度。

量測元件	精確度
RTD, TC(Temperature)	±0.2°C
功率計	±0.8%
流量計	±0.1 l/min
電子式壓力計	±0.25%

2.2.3 實驗之不確定性

利用 propagation-of-error 方法[17]來計算平均殼側熱傳係數的實驗之不確定

性 (Experimental uncertainty)。由方程式 (2)，平均殼側熱傳係數的不確定性可以表示如下

$$\delta \bar{h} = \left\{ \left[\frac{\partial \bar{h}}{\partial q''} \delta q'' \right]^2 + \left[\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{T}_w} \delta \bar{T}_w \right]^2 + \left[\frac{\partial \bar{h}}{\partial T_s} \delta T_s \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (4)$$

方程式 (4) 中的變數項為

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial q''} = \frac{1}{\bar{T}_w - T_s} \quad (4a)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{T}_w} = \frac{-q''}{(\bar{T}_w - T_s)^2} \quad (4b)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial T_s} = \frac{q''}{(\bar{T}_w - T_s)^2} \quad (4c)$$

而且

$\delta q''$ = 加熱管電功率的不確定性。

$\delta \bar{T}_w$ = 加熱管耳面平均溫度的不確定性。

δT_s = 冷媒飽和溫度的不確定性。

由表 2 可以知道，功率計讀數的不確定性 $\delta q''$ 為 0.8%。而參數 $\delta \bar{T}_w$ 及 δT_s 也可以根據表 2 來計算如下

$$\delta \bar{T}_w = \left\{ 20 \times \left(\frac{0.2^\circ C}{20} \right)^2 \right\}^{0.5} \approx 0.1^\circ C$$

$$\delta T_s = 0.4^\circ C$$

因此，平均殼側熱傳係數的實驗之不準確性可計算得到，約為 ±6% ~ ±8%。

三、結果與討論

本研究主要以實驗的方法來探討密集管群排列 (如殼管式熱交換器的殼側)

的噴擊冷卻之熱傳性能。而工業上常見之池沸騰熱傳方法也在本實驗設備中進行，其結果與噴擊式蒸發／沸騰的結果做比較。

實驗以 R-141b 為工作流體，測試段冷媒飽和溫度控制在 20°C。以下為本研究之噴擊式蒸發／沸騰及池沸騰熱傳實驗結果。

3.1 實驗結果之比較與印證

為了確信利用本實驗設備所量測而得之熱傳結果具有可信度，因此將本實驗所得之數據與他人的實驗結果做比較是必須的。

因為噴擊式蒸發／冷卻法應用於低鰭片殼管式蒸發器的文獻報告較少 [9, 15, 16]，並且測試條件也不同，如 [9] 為平板加熱，因此無法直接做熱傳係數的比較。

在池沸騰方面已有綜合各類冷媒所分析而得之池沸騰熱傳經驗式。因此本研究以單一平滑管（裸管）的池沸騰熱傳結果與 Cooper [18] 所發表的池沸騰熱傳經驗式作比較。Cooper 的經驗式表示如方程式 (5) 所示，其中包含有熱表面粗糙度 R_p ，而 R_p 的單位為 μm 。

$$h_{nB} = 90(q'')^{0.67} M^{-0.5} P_{cr}^m (-\log_{10} P_{cr})^{-0.55} \quad (5)$$

其中

$$m = 0.12 - 0.2 \log_{10} R_p$$

M ：分子量

P_{cr} ：實驗時的飽和壓力／臨界壓力
(critical pressure)

q'' ：熱流率 (W/m^2)

h_{nB} ：核沸騰 (nucleate boiling) 熱傳

係數

在本研究中，本實驗所使用的加熱銅管的表面粗糙度，並沒有真正地經過量測。但根據 Stepham 和 Abdelsalam [19] 的整理，商業上經過拋光處理的銅管的表面粗糙度約在 $0.1\mu\text{m}$ 到 $0.4\mu\text{m}$ 之間。

在 Cooper 的經驗式中所使用到的參數值，其相對應於本實驗的狀態列於表 3 中。根據方程式 (5) 及表 3，我們以 $R_p = 0.1\mu\text{m}$ 及 $R_p = 0.4\mu\text{m}$ 兩個粗糙度來計算 Cooper 的經驗式，並與本研究之單一平滑管的池沸騰熱傳結果作比較，並一起繪於圖 5 中。

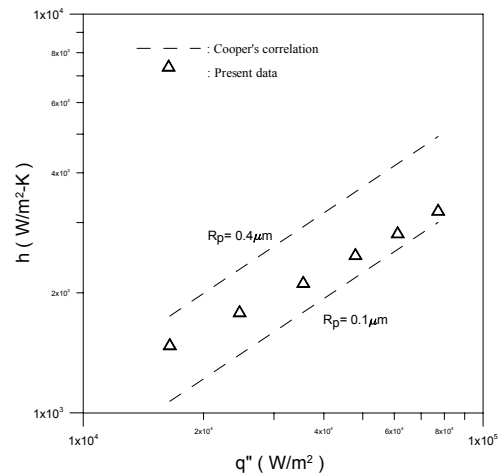


圖 5. 單一平滑管之池沸騰結果與 Cooper 的經驗式比較。

由圖 5 中，我們可以看出本研究之實驗值與 $R_p = 0.1\mu\text{m}$ 之 Cooper 經驗式值相近。在高熱傳量時本研究之值高出約 4%，而在低熱傳量時本研究之值高出約 10~15%。

本研究的池沸騰熱傳係數 (h) 與熱流率 (q'') 的斜率由圖 5 中看來似乎稍微低於 Cooper 的經驗式。此原因可能是 R-141b 有較高的“可溼性”(Wetability)。Tong et al.

[20]指出當液體具有較高的可溼性時，熱表面的活化孔洞極易被高濕潤性液體侵入而失去活性的功能，因此在沸騰啟始時常有熱遲滯或熱偏離 (thermal hysteresis or excursion) 的現象發生與較低的 CHF 值。

表 3. R-141b 於測試操作條件下之物理性質。

Refrigerant R141b		
M	molecular weight	117
P _c	critical pressure	4.12MPa
P	saturation pressure (at 20°C)	0.065MPa
P _{cr}	P/P _c	0.01578

3.2 管群不加集液器時之噴擊蒸發熱傳結果

一般而言，在管外加入鰭片有助於殼側熱傳係數的增強。基於簡捷型殼管式熱交換器內管群排列密集，因此本研究選用低鰭片管群為測試對象，研究鰭片對噴擊式蒸發／沸騰冷卻法的熱傳貢獻程度。

由圖 6 我們可以清楚地看出 A 管的熱傳性能高於 B、C 管的熱傳性能，而 D、E 管的熱傳性能最低。此主因在於管 A 位於噴嘴的正下方，所以冷媒液珠經噴嘴噴出後，大部份的液珠會直接撞擊管 A，而這些撞擊管 A 的冷媒液珠某部分會彈離管 A 而碎化成更細小的冷媒液珠。而由於對稱的因素管 B 與管 C 的熱傳性能幾乎相同，同樣地管 D 與管 E 的熱傳性能也幾乎相同。

如同預期般，沸騰熱傳的性能會因為熱流率的增加而提高。不論如何，當熱流率超過 $6 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 時，僅位於管群上方的加熱管 (管 A、B、C) 的熱傳性能仍持續隨熱流率的增加而提高，但位於管群下方的加熱管 (管 D、E) 的熱傳性能會開始下降。此現象指出了位於管群下方的加熱管無法獲得足夠的冷媒液來冷卻，因此時加熱管的部分表面已有開始乾枯的現象，所以造成傳熱不良。

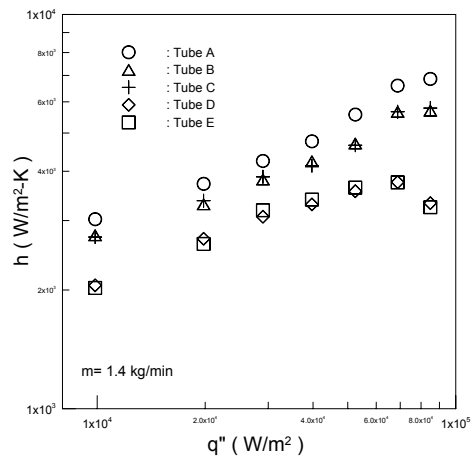


圖 6. 管群不加集液器時個別管之熱傳性能圖。

管群的平均熱傳係數在圖 7 中顯示。圖中顯示兩種噴擊質量流率的結果，並且也顯示在相同的測試條件下，池沸騰熱傳的實驗結果。由圖中我們可以清楚地看出較大的噴擊質量流率可以產生較高的熱傳性能並且也可以達到較高的最大熱流率 (maximum heat flux)。

當壁面的熱流率低時 (指低於 $4 \times 10^4 \text{ W/m}^2$) 全部的加熱管均得到足夠的液來冷卻，此時噴擊法的熱傳性能優於池沸騰法，而且僅稍微與噴擊的質量流率有關。Parken 等人[21]及 Moeykens 和 Pate [15]也利用平滑管群得到類似的結果，也

就是說，本研究之鱗片並不能有效地消除管群下方表面所發生的乾枯現象，但對於熱傳性能有其貢獻。

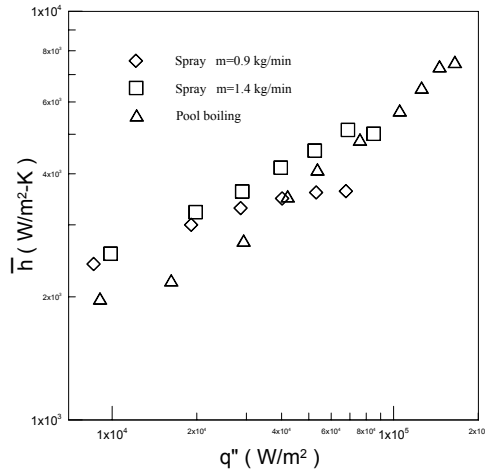


圖 7. 管群不加集液器時噴擊質量流率之影響。

當熱流率變得較高時，管群下方表面的溫度開始迅速增加。顯示乾枯現象 (dry-out phenomena) 已經在加熱管下方表面發生了，接著管群的噴擊式熱傳法平均熱傳係數及最大熱流率開始低於池沸騰式熱傳法的平均熱傳係數。這也是為何噴擊式蒸發冷卻法沒有被普遍使用於簡捷型殼管式熱交換器 (compact heat exchanger) 的主要原因。

3.3 管群套上集液器後的噴擊蒸發熱傳結果

由於乾枯現象會發生在管群下方的表面，所以噴擊式蒸發器並未被工業界使用。Moeykens and Pate [16]在作管群的散熱實驗時，也曾嘗試利用從管群的上方向下噴灑冷媒液的方式來增進熱傳效果。他們發現最上列的管子得到最好的熱傳效果。其液膜流動方式如圖 1 所示，第三列的管子因接受第一列管子流下來較多的

冷卻液，其熱傳效果比第二列管子的熱傳效果要高，第四列管子的熱傳效果最差。他們也發現當熱傳率增大時，會有乾枯現象的發生，而使熱表面溫度急驟上升。而乾枯現象依序從第四列管子先發生再來是第二，三，最後才是第一列的管子。此種熱傳現象與本研究所發現的現象類似。

為了解決上述問題，我們遂設計了液體收集器 (如圖 2) 套在每一根加熱管子的下方，此收集器可匯集由上表面流下的液體，以及由其它管子彈回的液滴，以避免加熱管下表面提早發生乾枯現象。圖 2 並顯示當收集器內有過多的液體時，可由兩旁的滿溢導片 (overflow guidvane) 流到下一列，而不會如圖 1 所示流到再下一列，所以流體的分佈會比較均勻且可被有效地利用。

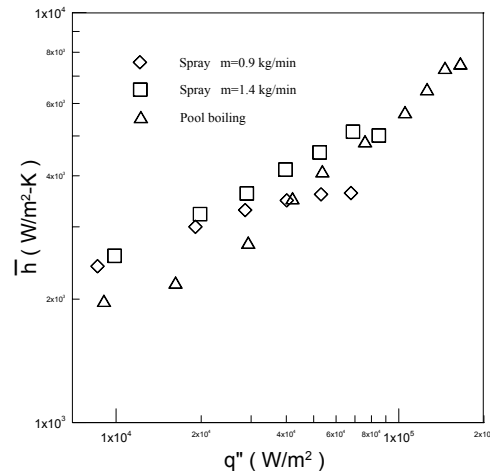


圖 8. 加入集液器後個別管之熱傳性能圖。

圖 8 為平滑管群加入集液器後個別加熱管的熱傳性能。由圖中吾人可清楚看出管 A 仍然具有最高的熱傳係數，此現象與前述的實驗相類似，均是因為噴嘴位於管 A 的正上方所以冷媒液珠直接噴灑在它的表面上。此時，不論如何，其餘的四根加

熱管的熱傳性能均獲得極大的改善，且彼此的熱傳性能更為接近，在不加集液器時，熱傳性能最佳的管 A 與最差的管 E 熱傳性能差幅約在 50%~100% 之間，而加入集液器後，此差幅降至約僅 20%~50% 之間。此現象說明了集液器的使用不僅可以阻上乾枯現象的發生，也可以引導多餘的冷媒液體直接流到下一列加熱管的正上方，使得加熱管彼此間的熱傳性能差距縮小。

圖 9 顯示低鰭片管群加入及不加入集液器時的總體平均熱傳性能比較圖，與池沸騰熱傳法的結果也一起比較。加入集液器後的 CHF 比不加集液器時的 CHF 高出了約 250%，而最大熱傳係數則提高了約 200%。此外，由結果可以顯示加了集液器後的熱傳性能在全部的測試範圍內均比池沸騰熱傳方式高，差幅可達 25% 以上，而於高熱傳率時差幅降低到約為 15% 左右。此外，最大熱傳率也可以因為加入集液器而比池沸騰高出約 30% 左右。

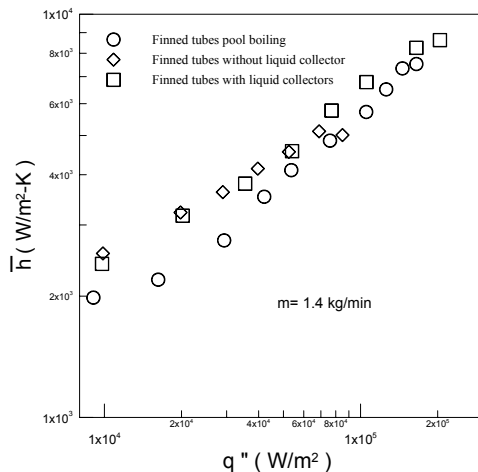


圖 9. 總熱傳係數比較圖。

四、結論與建議

本文旨在於研究簡捷型殼管式蒸發器熱傳性能的促進問題，在有限的熱傳空間及傳熱時間下，找出一種最佳的熱傳機制供工程師在設計高效率熱交換器時的參考。在眾多熱傳機制中，“噴擊式冷卻法”已經被証實是一種效率很高的熱傳機制，但在實際簡捷型殼管式蒸發器的應用上卻尚未可見，其主要的原因在於使用噴擊式冷卻法時，位於密集管群下方的加熱管會因為無法獲得充足的液體冷媒來冷卻，而導致“乾枯現象”的發生，致使加熱管散熱不良而溫度提高。

為了克服使用噴擊式冷卻法時會產生的乾枯現象，本文使用集液器套在每一根加熱管子的下方，此集液器可以匯集由上表面流下的液體，以及液珠在碰撞其它管子之後所彈回碎化的小液滴，當集液器收集足夠的液體冷媒後更可由集液器兩旁的滿溢導片將過多的液體引導到下一列的加熱管上，而不是流到再下一列的加熱管上，使冷媒分佈比較均勻且可被有效地利用，也因而避免熱管下方所發生的乾枯現象。

由實驗數據顯示，當沒有使用集液器時，噴擊式的總熱傳係數在低傳熱率時會比浸液式的熱傳係數高，但在高傳熱率時會比浸液式的傳熱效果差。當加熱管套上集液器後，噴擊式的熱傳係數在所有測試的熱傳率範圍內都比浸液式的要大得多，最高熱傳率也比浸液式的要高得多。集液器製作容易簡單，價格低廉，所以具有極高的實用性。

五、參考文獻

[1] Pais, M. R., Chow, L. C., and Mahefkey, E. T., "Surface Roughness and Its Effects on The

- Heat Transfer Mechanism in spray Cooling," J. of H. T., Vol.144, No.1, pp.211-219, 1992.
- [2]Celata, G. P., "A Review of Recent Experiments and Predictions Aspects of Burnout at Very High Heat fluxes," Proceeding of The International Conference on Multiphase Flows, tsukuba, Japan, sep 24-27, 1991.
- [3]Lin, X. and Linhard, J. H. V., "Extremely High Heat Fluxes Beneath Impinging Liquid Jets," J. of H. T., Vol.115, No.2, pp.472-476, 1993.
- [4]Mao, C. P., Wang, G., and Chigier, N., "The Structure and Characterization of Air Assisted Swirl Atomizer Sprays," Atomization and Spray Technology, Vol.2, No.2, pp.151-160, 1986.
- [5]Hodgson, J. W. and Sutherland, J. E., "Heat Transfer From a Spray Cooled Isothermal Cylinder," Ind. Engng. Chem. Fundam., Vol.7, No.3, pp.567-571, 1968.
- [6]Choi, K. J. and Yao, S. C., "Mechanisms of Film Boiling Heat Transfer of Normally Impacting Spray," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.30, No.2, pp.311-318, 1987.
- [7]Pais, M. R., Chow, L. C., and Ahefkey, E. T., "Surface Roughness and Its Effects on Heat Transfer Mechanism in Spray Cooling," ASME J. of Heat Transfer, Vol.114, No.1, pp.211-219, 1992.
- [8]Deb, S. and Yao, S. C., "Analysis on Film Boiling Heat Transfer of Impacting Sprays," Int. J. of H. M. T., Vol.32, No.11, pp.2099-2112, 1989.
- [9]Ghodbome, M. and Holman, J. P., "Experimental Study of Spray Cooling with Freon-113," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.34, No.4, pp.1153-1174, 1991.
- [10]Chun, K. R. and Seban, R. A., "Performance Prediction of Falling Film Evaporators," ASME J. of H. T., Vol.94, No.3, pp.432-436, 1972.
- [11]Chyu, M. C. and Bergles, A. E., "Enhancement of Horizontal Tube Spray Film Evaporators," Heat Transfer, Proceedings of the 7th International Heat Transfer Conference, Munich, Vol.6, No.2, pp.575-580, 1982.
- [12]Chyu, M. C. and Bergles, A. E., "Enhancement of Horizontal Tube Spray Film Evaporators by Structured Surfaces," Presented at 23rd National Heat Transfer conference, Denver, 1985.
- [13]Chyu, M. C. and Bergles, A. E., "Falling film Evaporation on a Horizontal Tube," Presented at 23rd National Heat Transfer Conference, Denver, 1985.
- [14]Chyu, M. C. and Bergles, A. E., "Horizontal-tube Falling-film Evaporation with Structured surfaces", ASME J. of Heat Transfer, Vol.111, No.2, pp.518-524, 1989.
- [15]Moeykens, S. A. and Pate, M. B., "Spray Evaporation Heat Transfer of R-134a on Plain Tubes," ASHRAE Transactions, Vol.100, No.2, pp.173-184, 1995.
- [16]Moeykens, S. A. and Pate, M. B., "The Effects of Nozzle Height and Orifice Size on Spray Evaporation Heat Transfer Performance for A Low-Finned, Triangular-Pitch Tube Bundle with R-134a," ASHRAE Transactions, Vol.101, No.2, pp.420-433, 1996.
- [17]Holman, J. P., Experimental Methods for Engineers, McGraw-Hill, New York, pp.49-62,

1994.

- [18]Cooper, M. G, "Saturation Nucleate, Pool Boiling- a Simple Correlation," Int. Chem. Engng. Symp. Ser., Vol.86, No.4, pp.785-792, 1984.
- [19]Stephan, K. and Abdelsalam, M., "Heat-Transfer Correlations for Natural Convection Boiling," Int. J. of H. M. T., Vol.23, No.1, pp.73-87, 1980.
- [20]Tong, W., Bar-Cohen, A., Simon, T. W., and You, S. M., "Contact Angle Effect on Boiling Incipience of Highly-Wetting Liquids," Int. J. of H.M. T., Vol.33, No.1, pp.91-103, 1990.
- [21]Parken, W. H., Fletcher, L. S., Sernas, V. and Han, J. C., "Heat Transfer Through Falling Film Evaporation and Boiling on Horizontal Tube," ASME J. of Heat Transfer, Vol.112, No.4, pp.744-750, 1990.