

第一章 緒論

1-1 前言

近十年來電子散熱技術逐漸地受到矚目，這與個人電腦（PC）及筆記型電腦（NB）的急速發展有相當大的關聯。早期 PC 內部晶片的效能較差，所消耗的電功率亦較低，那時的散熱問題不外乎一顆風扇加一個簡單的鰭片即可解決。科技的發展一日千里，今日的 PC，NB 及其它的電子產品都具備著優異的效能，在外觀體積上亦是愈加地輕薄簡巧，然而高效能的晶片需要消耗較高的電功率，所發散熱量也因此增加，小巧的體積則使得晶片的單位面積熱通量（heat flux）增加了許多，這些因素使得電子晶片需要更高效能的散熱裝置，才不至於因為過高的溫度而造成晶片的性能崩壞。以 PC 而言，Advanced Micro Device, Inc. (AMD) 其公司產品 Athlon™64 位元桌上型電腦 CPU 理論最高散熱量為 89W，而晶片外層溫度要求在 70°C 之下，才能維持正常運作[1]。

現今的散熱技術仍是以鰭片搭配風扇的熱沉為主流，Saini and Webb[2]則指出在個人電腦的空間限制下，現今風扇和鰭片的散熱模組理論最高極限為 89.4W，應付現今的散熱問題已是勉強，遑論次一代電子元件的散熱需求。Webb[3]將上述傳統的氣冷散熱方式定義為直接移熱方式(Direct Heat Removal, DirHR)，並直言次一代主流散熱方式為間接移熱方式(Indirect Heat Removal, IndHR)，亦即利用工作流體作為中間熱量傳輸的媒介，將熱量由熱區傳導至遠處再進行冷凝。間接移熱方式主要可以分為單相流和雙相流兩個範疇，應用雙相流的散熱裝置有衝擊冷卻裝置(jet impingement)，噴霧冷卻裝

置(spray cooling)，以及雖不具冷卻能力卻具有相當高移熱能力的熱管(heat pipe，HP)。

傳統氣冷式散熱模組雖然散熱能力有限，但其優點為簡易的構造，低廉的成本，並使用安全易得的空氣作為工作流體，在市場上仍有相當程度的佔有率。儘管熱管本身不具冷卻功能，卻有強大的熱傳導能力，可以增益傳統氣冷式散熱裝置散熱效能，與之搭配而成的散熱模組具有良好的散熱效能，目前市面上已有大量此類的產品。而受限於 PC 和 NB 機殼空間的限制，可彎曲變形的熱管較其它的散熱裝置有更大的發展性。

熱管為應用相變化的潛熱和毛細力來進行熱量傳遞的工作，結構設計上並不需要可動元件，為被動式的啟動方式，雖然本身不具冷卻的能力，卻有相當好的熱傳效能，和均熱板，風扇，鰭片搭配的散熱模組具有很優異的遠端散熱效果，現在已經大量的商品應用在 PC 和 NB 散熱。熱管起源最早可以追溯至 19 世紀中期 A. M. Perkins 和 J. Perkins 的專利，利用單相或雙相的過程從一燃燒室帶走熱量，此項專利的裝置亦被稱為 Perkins tube，F. W. Gay 在 1929 亦獲得一個類似 Perkins tube 的裝置的專利。而利用毛細結構和雙相熱傳的裝置——亦即現今熱管的雛型——則是在 1944 年由 Gaugler 提出。1962 年被應用至太空工程上，並在隔年由 Wyatt 獲得此項應用的專利。然而熱管始終不是一個受人注目的議題，一直到了 1964 年，Grover 等人發表了研究成果，宣稱“熱管”為“一種被增強作用的工程結構，相當於比現今任一種已知金屬具更高熱傳性質的材料。”此後熱管才廣泛地為人們所探討和應用，包括在太空工程，低溫冷卻等方面上 [4]。

經過幾十年的發展，熱管亦發展出不同的型式，如平板式熱管(heat pipe panel)，毛細幫浦迴路(capillary pumped loop)，熱虹吸管(thermosyphon)，迴路式熱管(loop heat pipe, LHP)，脈衝式熱管(pulsating heat pipe)和吸收式熱管(sorption heat pipes)。圖 1.1 表示出傳統熱管和迴路式熱管的運作機制，以及其最大熱傳和結構尺寸的關係。欲求較高的最大熱傳量，熱管需要較大的毛細孔徑， r_p ，以增大毛細結構之滲透率(permeability)與工質流體的循環率。佈滿管壁的毛細結構使得流阻增加，造成了熱管長度上的限制，因而侷限了應用性。反之，迴路式熱管採用平滑管路，較具撓性，也不致於造成太大的系統流阻，小孔徑的毛細結構可增加其抗重力的影響，亦有助於提升其最大熱傳量。雖然 LHP 的設計原本是應用在太空計劃中的電子冷卻問題上，但近來多篇文獻亦推薦將其微小化，應用在地面電子冷卻問題上。本文將就迴路式熱管的特色進行探討。

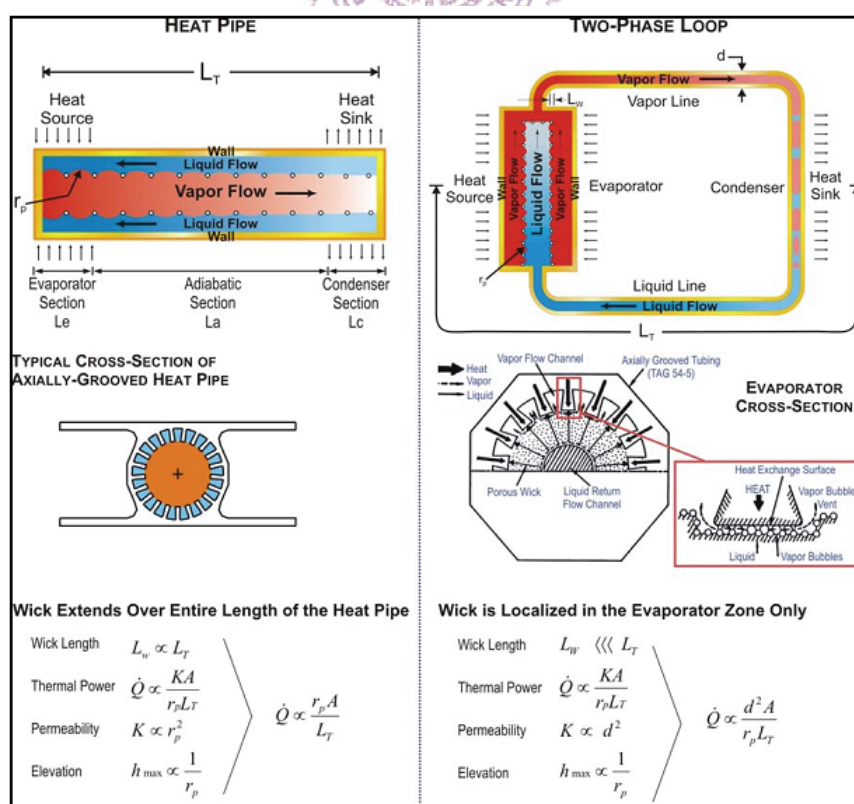


圖 1.1 HP 及 LHP 的比較[5]

1-2 文獻回顧

迴路式熱管是在 1972 年，為蘇聯科學家 Gerasimov 和 Yu. F. Maydanik 所發明，利用水為工作流體，總長 1.2m，最高移熱互數可達 1kW。2005 年，Yu. F. Maydanik[6]發表專文彙整歷年來 LHP 發展的歷程及其基本理論概述。文中論述圓筒狀蒸發器結構的 LHP 需要一鞍狀結構（亦即一邊為平面另一邊為圓弧面）作為中間層的介面，此一結構將明顯增加整體的熱阻和重量，若蒸發器採平板式的設計將可以改善這方面的問題。而以微小化而言，LHP 的蒸發器設計需要一定的厚度，因為蒸發器連結至補償室，內部亦需要配置毛細結構，若毛細結構過薄，則無法在蒸發器內產生足夠的溫差和壓差。再者，蒸發器內部有相當高的蒸汽壓，需要足夠厚度的壁來保護機構不因此而被破壞。

Zhang et al. [7]敘述了 LHP 的四種不同的啟動狀況，這四種狀況以蒸發器內工質流體不同的位置分布作為區隔。結果指出，若蒸汽溝槽充滿著水，則蒸發器需要較高的溫度才能驅動系統啟動，需要的啟動時間較長，而理想的啟動狀況應避免蒸汽溝槽含有液態工作流體，文中的數據顯示兩者在啟動時的蒸發器溫度差可達 37°C。然而蒸發器內工質流體的位置分佈僅影響啟動時的現象，最終的穩態操作溫度並沒有明顯的差別。為了改善啟動時的狀況，施以高熱負載和適當的傾斜角度都是被建議的方法。考量到重力的作用，在設計上應避免補償室高於蒸發器，如此的相對位置會大幅增加熱阻並減少最大熱負載。而另一個會嚴重影響 LHP 系統啟動的原因在於毛細結構亦發生了蒸發現象，導致大量的蒸汽因此逸向補償室，造成毛細結構兩側壓差不足，系統有可能因此而無法順利啟動，或啟動後的蒸發器操作溫

度亦較一般啟動模式要來的高。文中提及熱洩漏的主因來自於蒸汽的逸洩，蒸汽進而凝結放出熱量，並造成補償室壓力的增加。結論中作者建議毛細結構應使用具雙向熱傳能力的材料，外側具高熱傳率以助工質蒸發，內側具較低的熱傳導能力，方能使得補償室及蒸發器具一定程度的溫差。

Riehl et al. [8, 9]製作了容積相同，而幾何尺寸不同的補償室，兩種的蒸發器和補償室都是圓筒狀的設計，最大的差別在於補償室的直徑相差兩倍，見圖 1.2。迥異的補償室幾何結構造成蒸發器操作溫度有一明顯差距，數據顯示截面積較大的補償室設計會有較低的蒸發器操作溫度。此溫度差推測是由於補償室的幾何尺寸差異所造成，因此對於補償室的幾何設計應進行詳細的分析。

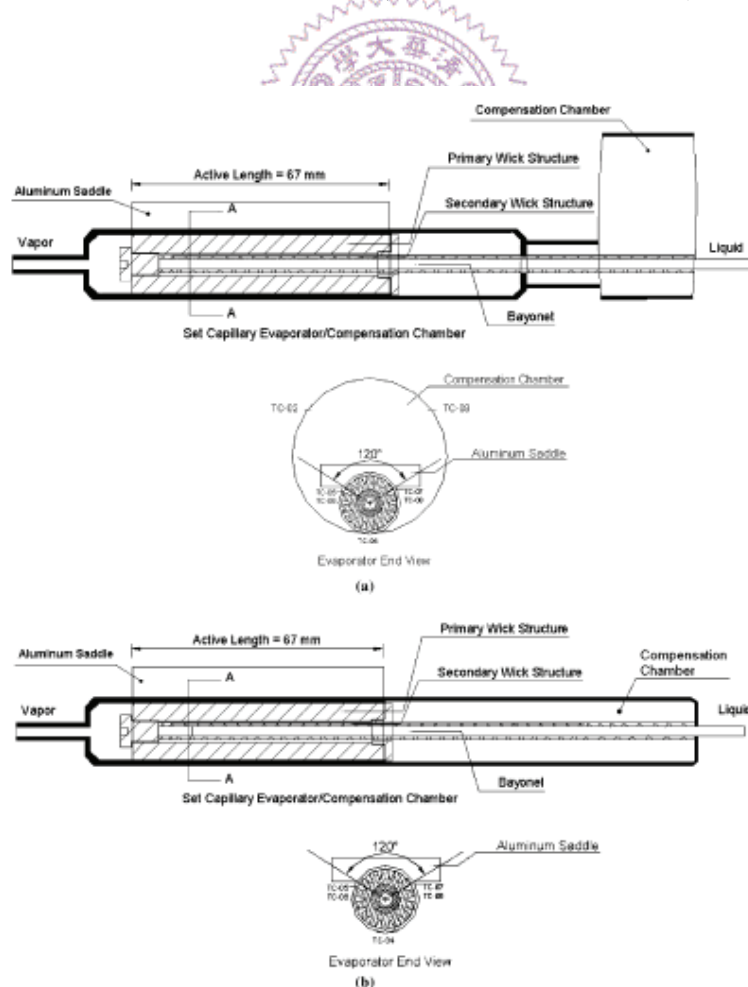


圖 1.2 不同的補償室幾何結構將影響蒸發器操作溫度[8]

Pastukhov et al. [10]和 Maydanik et al.[11]在其研究文獻裡剖析了微型迴路式熱管在電子冷卻上的應用性，目前的技術已可作到散熱長度達 250mm，圓筒狀蒸發器直徑在 6mm 以下的微型迴路熱管。在文獻[11]的研究中有兩種不同尺寸的微型迴路式熱管(mLHP)，圓筒狀蒸發器的直徑分別為 5mm 和 6mm。所應用的毛細材質及工作流體則是鈦粉末燒結搭配氨水，以及銅粉燒結搭配水。在蒸發器溫度上限為 100°C 的情況下，其最大熱負載能力個別可達到 95W 以及 140W，熱阻表現則是 0.68K/W 和 0.58K/W。文獻[10]研究裡製作了六種不同的設計，其中矩形蒸發器能和加熱表面平整貼合，其性能表現略優於其它類同尺寸的圓筒狀蒸發器設計。

而有關於平板蒸發器結構的 LHP 的研究部份，韓國的 Boo et al. [12]對板式迴路熱管進行各種參數的實驗，毛細結構為聚丙烯(polypropylene)材質，在蒸發器的設計中，補償室位於毛細結構上方。文中數據指出越小的毛細顆粒會有越佳的散熱效能表現，自 25 μm 減小至 0.5 μm 的毛細顆粒，其最大熱負載可以提升 40%，而系統熱阻可減低 33% 的幅度。正向的傾斜角對效能也會有明顯的提升，較低的冷凝溫度亦可以降低蒸汽的操作溫度。實驗中效能最好的工作流體為氨水，有最小的熱阻表現，然而最大熱負載量卻較以甲醇作為工作流體的 LHP 低了 16%。整體效能表現最好的是以氨水為工作流體，冷凝水溫為 0°C，正向傾斜 12° 角，以 90°C 為加熱面上限溫度時，其最大熱傳量可達 120W。

Suh et al.[13]等人利用同向孔洞矽晶片(coherent porous silicon, CPS, 見圖 1.3)作為毛細結構材質，以矽膠軟管為輸送管製作平板式迴路熱管，在非真空條件下對迴路系統進行實驗觀察。文中提及，輸入熱量一方面由蒸發器吸收以汽化工作流體啟動循環迴路

進行散熱，另一面則藉著迴路結構本身對外界的熱傳進行散熱。如下式所示：

$$Q_{input} = Q_{evaporator} + Q_{loop}$$

當輸入熱量不足結構本身所能散去的程度，蒸發器吸收不到熱量，將無法汽化工作流體進而啟動系統迴路進行循環，結構本身所能散的熱量即為系統啟動所需求的最低瓦數。由於是在非真空的條件下進行實驗，因此可以在管路中觀測到大量的非凝結汽體柱。而如圖[1.4]所示，在毛細結構的後方附著大量的汽泡，這些汽泡應該是行為有如進行呼吸般地一縮一放，被稱為“呼吸中的毛細”(breathing wick phenomenon)，而汽泡的縮放行為會直接影響到液體管內工作流體的振動現象。

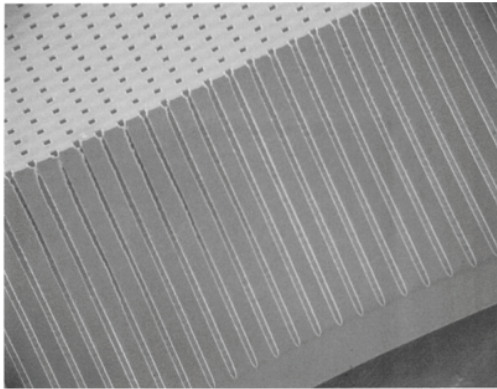


圖 1.3 CPS 結構[13]

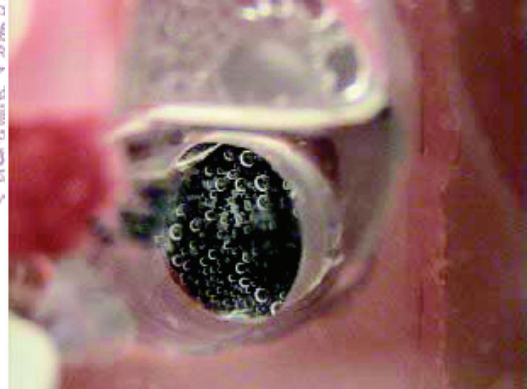


圖 1.4 毛細結構後方的汽泡[13]

LHP 內部的操作狀態多以量測到的溫度變化來進行推斷，Cimbala et al. [14]則在他們的研究裡，以中子放射光觀察方式(neutron radiography)實際觀察 LHP 內部的流動現象，針對迴路內流況進行分析。大部份文獻認為蒸汽管內為單純汽態工作流體，而液體管內則全為液體流動的單相流況，而本篇結果顯示當系統處於穩態而冷凝溫度在 20°C 以下時，蒸汽管和液體管各為汽相和液相的單相流況，但是在

改變輸入熱量或冷凝溫度時，或是處於高冷凝溫度的情況下，汽體管和液體管內會形成汽液並存的雙相流況，如圖 1.5 所示。實驗結果裡也觀察到在關掉加熱器的瞬間，蒸發器即不再有蒸發的現象，因此關閉加熱器時會造成工作流體暫態的逆向流動。

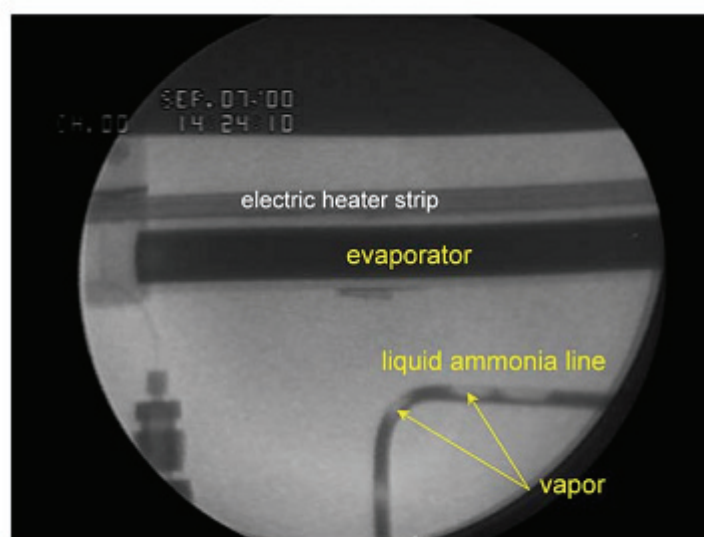


圖 1.5 液體管的雙相流況[14]

上述眾文獻的蒸發器結構，補償室和蒸汽溝槽分別位於毛細結構兩側，亦即回流的工作流體和生成的蒸汽分處於毛細結構的異側。魏愷進[15]在其研究論文裡也設計了異側的蒸發器結構，在垂直擺放時，60W 的熱負載可以有最低熱阻 $0.391^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ，然而在垂直擺放的情況下卻無法啟動，其歸納原因為蒸發器入口高於蒸發器出口，導致蒸汽穿透過毛細結構，在蒸發器入口造成工作流體的逆流，文中提及在低瓦數時操作溫度有振盪現象，在高傾斜角時此現象將更明顯。

蔡孟昌[16]和 Hsu et al. [17]這兩篇文獻的蒸發器構造為同側結構，亦即回流工作流體和生成蒸汽位於毛細結構同側。蔡孟昌的研究結論提及，填注甲醇為工作流體可以散溢 68W 的熱量，在空冷條件

下，整體熱阻則可以達到 $1.35^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。上述兩篇國內的研究文獻都沒有明顯的補償室設計，而兩者最大的差別在於生成的蒸汽和回流工作流是否位於毛細結構的同一側。

Hsu et al. [17]研究的蒸發器結構裡，生成蒸汽和回流工作流體也是位於毛細結構同側，其利用了微機電技術，製作一體成型的微型平板迴路式熱管，總面積僅為 $60\text{mm} \times 33\text{mm}$ ，其蒸發器毛細結構為一 V 型溝槽陣列，當 V 型溝槽 D_h 為 $47\mu\text{m}$ 有最佳熱阻值 $0.106^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ，此時的散熱瓦數為 10.03W 。

1-3 研究方向

迴路式熱管在電子冷卻系統上的應用是相當有潛力的。過往的文獻內容多以不可透視的金屬材質作為結構，利用多點溫度的量測結果推斷系統內部工作流體作動情況，Suh et al. [13]以矽膠材質作為部份結構，然而系統為不完全的真空情況，非凝結氣體對真實流況造成的影響不得而知。Cimbala et al. [14]利用中子放射性觀察方法對不可透視的金屬結構進行直接攝影與觀察，然而攝影圖象解析度仍然太低，無法清楚觀察到細微的流況變化。本實驗設計除了加熱面及蒸發器主體結構外都以玻璃材質製作，期望可以直接觀察到迴路系統內部動態的狀況。

電子冷卻的加熱面多為平面，因而圓筒狀蒸發器的設計會有增加界面接觸熱阻的問題，因此本實驗主要採用平面蒸發器的設計，亦將嘗試不同的系統結構效果的差異，如平滑壁面或俱毛細壁面的迴路管，不同的蒸發器結構設計以及補償室幾何結構的討論。