

第一章 緒論

1-1 前言

隨著電子技術的持續發展，半導體製程的線寬愈做愈小，造成晶片內的導線數增加，再加上電子晶片的運算速度不斷的上升，使得單位面積的發熱量愈來愈大。以新型的Pentium 4 CPU晶片為例，其發熱功率已超過100W，而傳統的均熱片、鰭片和風扇的散熱模組受限於電腦主機內的空間大小和風扇的噪音問題，已接近其散熱能力的極限，因此新一代的冷卻技術便朝體積小和效率高的方向發展。Webb [1] 提出未來電子元件冷卻技術的趨勢，其中間接熱移除(Indirect Heat Removal)氣冷方式被視為下一代散熱模組的方向，其主要的精神為使用工作流體將熱源的熱量輸送一定距離外的鰭片，再使用風扇強制對流把鰭片的熱量帶走，而熱管(Heat Pipe)可在於不需要施加外力，就可以在極短的時間內，利用工作流體兩相之間的潛熱變化將大量的熱量傳送到極長的距離外，在下一代的散熱技術應用上具有很大的發展潛力。

熱管的結構如圖1.1所示，其管內壁覆蓋一層毛細結構(最常見的有燒結金屬粉末或金屬網)，加熱源將毛細蒸發器(evaporator)區域的工作流體蒸發，蒸汽充滿熱管的內部空間，使得整個熱管接近均溫。

位在另一端的毛細冷凝器(condenser)區域的蒸氣被冷卻凝結成液體，並釋放出潛熱，經散熱鰭片被散出。冷凝液體經熱管內壁上的毛細結構帶動回流毛細蒸發器中完成循環。以上的熱管包括圓管狀的傳統式熱管或是平板式熱管(又稱蒸汽室vapor chamber)。然而，燒結金屬粉末的毛細結構具有一個彼此矛盾的特性，即毛細力隨其孔隙直徑(pore diameter)減小而增加，但流體流動時的摩擦阻力則伴隨著增加，後者特性不利於工作流體的循環，使得毛細蒸發器在高熱功率的熱源的情況下，冷凝液體來不及回流而發生乾化(dry out)，限制其最大散熱能力。因此，不論是圓管狀的傳統式熱管或是平板式熱管，均有將燒結金屬粉末或金屬網用許多不同截面形狀(三角形、矩形、梯形)的溝槽流道來取代[3, 4]，以減少液體的流阻。

另一方面，傳統型熱管因為蒸汽與冷凝回流液體的流動方向相反，高速的氣流多少會阻礙液體藉毛細力的回流，為避免這種情況的發生，便有毛細泵迴路(capillary pumped loop, CPL)與迴路式熱管(loop heat pipe, LHP)的開發，如圖 1.2 所示。其工作原理亦是藉由工作流體液、汽兩相間相變化的潛熱來傳遞熱量，工作流體的作動全靠蒸汽室內部毛細結構提供的毛細力。而在一般迴路式熱管的迴路流道多採內壁為平滑的管道，借由這個迴路流道很容易將熱量傳輸至他處散出，並可達到液汽相分流的目的。然而在迴路式熱管作動的時候，在迴路流道一端的冷凝器到蒸發器之間必須充滿液體，才能將冷凝產生的液體

藉由蒸汽室中毛細結構提供的毛細拉力回流至蒸發器，完成循環。因此在此迴路式熱管中，液體補償室是用來補償作動時部分流體分散於迴路管道中的液體量，避免蒸發器乾化，但這也使得作動程序較複雜且緩慢。美國專利字號 6,381,135 則提出一種迴路式熱管[5]，其迴路管道在凝結區和凝結液體回流的管道中加入了毛細結構來驅動液體回流，如此配置使其設計中不需液體補償室。然而其凝結液體回流至蒸發器的過程中必須經過凝結器，回流液體管與蒸發器中漫長的毛細結構，受到的摩擦阻力甚大，不利於工作流體的循環，使得蒸發器在高散熱率時可能容易發生乾化，限制其最大散熱能力。

本研究一部分的工作將包括以實驗探討關於迴路式熱管之液體回流管道新設計的效果。在傳輸流道的金屬管液體回流段之管中，在內壁上製作一環微流道溝槽或在管壁上加上一層銅網。並可在回流段的管核心區用一栓塞塞住，或將回流段作縮管處理，以使液體回流流道實際截面積遠小於蒸汽流道或冷凝流道的截面積，得以增加毛細力，且因此段毛細結構為微流道，其摩擦阻力不大，且具有強化輸送管內凝結水的能力，而減少水蒸氣凝結時的熱阻，進而提高迴路式熱管的效率。

另一個電子散熱的研究方向為微熱管 (micro heat pipe), Cotter[6] 在 1984 年提出了微熱管的概念，定義微熱管中的液氣介面的曲率半

徑和管壁上構槽的水力半徑為同一個等級，並指出其適用於電子產品的冷卻。微熱管作動原理和一般熱管相同，但將熱管的製造與半導體製程整合在一起，利用蝕刻和表面細微加工等半導體製程技術，在晶圓上製作微流道，之後在流道的上方用另一片晶圓彼此接合密封，形成微熱管。而微熱管並沒有傳統熱管的毛細結構，其利用微流道中角落(corner)的毛細力將冷凝器端的凝結液體拉回到蒸發器端來完成循環。而在微熱管中主要的阻力為流體和管壁的摩擦力和液氣介面摩擦產生的剪應力，毛細力需要克服這些阻力來推動工作流體，因此流道截面形狀的尖角和接觸角便扮演很重要的角色。

由以上討論可知，微流道中的蒸汽冷凝與液體輸送過程，在微流道平板式熱管、迴路式熱管和微熱管中均扮演重要角色，值得深入研究。然而現有文獻中與此一主題直接相關的研究極為缺乏，以下僅針對微熱管中的二相流輸送和管路中二相流與冷凝過程作回顧。

1-2 文獻回顧

微熱管由於尺寸小，主要的應用在幫助電子晶片散熱，利用半導體製程技術在矽晶片的表面製作出許多的微流道，可以形成微熱管的陣列，讓晶片上的溫度分布更均勻，且因其材質與熱源晶片材質相

同，具相近的熱膨脹係數，沒有因熱膨脹係數不同而衍生的問題。

Peterson et al. [7] 在實驗中指出微熱管陣列能使晶片上最大的溫度梯度下降且整個晶片溫度分佈較均勻。另外，實驗顯示出三角形截面的微流道熱傳效果比矩形微流道來的好。之後，Khrustalev 和 Faghri [8] 發表有關多角型流道微熱管的數學模式，發現微熱管中最主要的熱阻為蒸汽流和液膜，而由液氣介面摩擦的應力會影響熱傳量，液體填充量和接觸角會響微熱管的特徵。Longtong, Badran,和 Gerner [9]提出三角形流道微熱管的一維穩態數學模式，其發現微熱管中的對流和慣性效應是可以忽略的，且由計算結果觀察出微熱管的最大熱傳量與長度成反比，與水力半徑的三次方成正比。

一般微熱管的截面形狀大都是矩形和三角形，其角落輸送液體的毛細力大小限制的微熱管的熱傳能力，Kang[10] 利用體形加工技術和共熔接合技術，製造出星形和菱形的載面形狀的微熱管，其提供更多尖銳角度的溝槽，增加毛細力大小，使冷凝液體能更快速的回流至蒸發區，來提高微熱管的熱傳性能。

有別於一般傳統式溝槽熱管，Ponnappan[11] 利用金屬細網，折出許多深寬比 4.5 的波浪式矩形流道如圖 1.3 所示，插入銅管中，製作出截面 $6.35 \times 12.75(\text{mm})$ 的微小式熱管。其金屬網微小網目的毛細力可將工作流體吸附在管壁周圍避免蒸發區的乾化，而矩形溝槽流道流

阻小且凝結液體可在矩形流道的頂面和底面的角落聚集，其可將冷凝後過多的液體經由毛細拉力回流至蒸發區完成循環。此種溝槽設計擁有如燒結式熱管的大毛細力，卻又避免了流體流動時的摩擦阻力，使得散熱能力大大的提升。

不論是由於蒸汽凝結或是液體因受熱而沸騰而導致氣液雙相流的產生，其中氣體相和液體相可能有不同的幾何形狀，一種雙向流動的型態代表氣體和液體以某種幾何形狀存在，不同的型態代表兩相之間不同的相互作用機制。Taitel [12] 提出一個統一的模型(unified model)去決定雙相流動型態的流程，此一流程可應用在任何傾斜角的雙相流通道，並將雙相流動型態分為氣泡流(bubbly flow)、分層流、過渡流(intermittent flow)及環形流(annular flow),而過渡流包括了加長型的氣泡流、彈狀流(slug flow)和攪拌流(churn flow)。

之後有許多學者進行毛細管兩相流特徵實驗研究，但毛細管的水力直徑大都在 1mm 的範圍附近。Triplett et al,1999a [13] 分別使用面積速率 0.02-8 和 0.02-80 m/s 的水和空氣通入直徑 1.1、1.45mm 的水平圓管和水力直徑 1.09、1.19 的半三角型(底部的角較圓滑)的流道中，隨著增加空氣的面積速率或減少水的面積速率(空泡分率增加)，觀察出五種型態的流況，如圖 1.4 所示。

隨著流道水力直徑的縮小，由於重力的影響性逐漸消失，而流道

壁面的剪力和表面張力的影響性大增，因此流道的方向性不再是雙相流動型態中顯著的參數。Stanley et al. [14] 提出 $D_H=10-100\ \mu\text{m}$ 的 micro channels 和 $D_H\sim 1\text{mm}$ 的 mini channels 在三方面的不同，分別為：雙相流動的形態、壓降和平均空泡分率(time-averaged void fraction)。

Kawahara et al. [15] 使用熔合石英玻璃製做出直徑 $100\ \mu\text{m}$ 的圓管流道，並在前端混合槽中注入面積速率 $J_G=0.1-60\ \text{m/s}$ 的氮氣和 $J_L=0.02-4\ \text{m/s}$ 的去離子水，混合後通入流道，發現主要的流動形態為過渡流和半環形流而並沒有氣泡流的產生，並觀察到 $D_H\sim 1\text{mm}$ mini-channels 所沒有的流動形態：liquid-ring flow and serpentine-like gas core flow。

A. Serizawa, Z. Feng, Z. Kawara [16] 觀察水和空氣混合的雙相流，在 25 和 $100\ \mu\text{m}$ 的圓管流道中，觀察出五種流動的形式：dispersed bubbly flow、gas slug flow、liquid lump flow、liquid-ring flow 和 liquid droplet flow 如圖 1.5、圖 1.6 所示。

為了加強管中的冷凝熱傳係數而不會使管內壓降等量的增加，在管壁內部表面延著管內流動方向製作螺旋形狀的溝槽管，可以比平滑管增加大約二倍的熱傳係數[17]。而 Graham, Chato 和 Newell [18]在直徑 8.91mm 的管壁內製造梯形的軸向溝槽，通入冷媒 R134a 進行冷凝，發現在質量通率 $75\ \text{Kg/m}^2\text{s}^1$ 時，螺旋形的溝槽管有較好的性能，

然而隨著質量通率的增加，在質量通率 $150 \text{ Kg/m}^2\text{s}^1$ 時，梯形溝槽管的性能明顯優於螺旋形溝槽管。

而有關雙相流在 mini-channels 的冷凝現象，Shin 和 Kim [19] 使用不同質量通率的 R134a(100, 200, 400, $600 \text{ Kg/m}^2\text{s}$)通入圓管($D_h = 0.493, 0.691$ 和 1.067 mm)和矩形管($D_h = 0.494, 0.658$ 和 0.972 mm)進行預熱決定乾度後，再進行氣冷和水冷去比較之間冷凝的熱傳係數的差異，發現(a)冷凝的熱傳係數隨著質量通率增加而增加，而隨著流道水力半徑減少而增加。(b)冷凝的熱傳係數隨著冷煤蒸氣乾度增加而增加，特別是在高質量通率的時候。(c)在相似的水力半直徑，低質量通率時，矩形管比圓形管有更佳的冷凝熱傳係數，而在高質量通率時則相反。(d)將實驗數據和現在一般文獻所刊登所預測的冷凝熱傳係數經驗式做比較，發現在低質量速率和小的水力直徑流道的狀況下誤差較大。

1-3 研究目的

本研究擬以實驗方法探討微流道中蒸氣的冷凝與凝結水輸送水的效應，實驗項目可以分為兩部分，第一部分是觀察玻璃管中的凝結和雙相流流動的現象，第二部分為探討內壁具微溝槽和銅網毛細結構之銅管中的蒸氣冷凝及凝結水的輸送，研究結果將有助於微流道平板式熱管與迴路式熱管的改良。



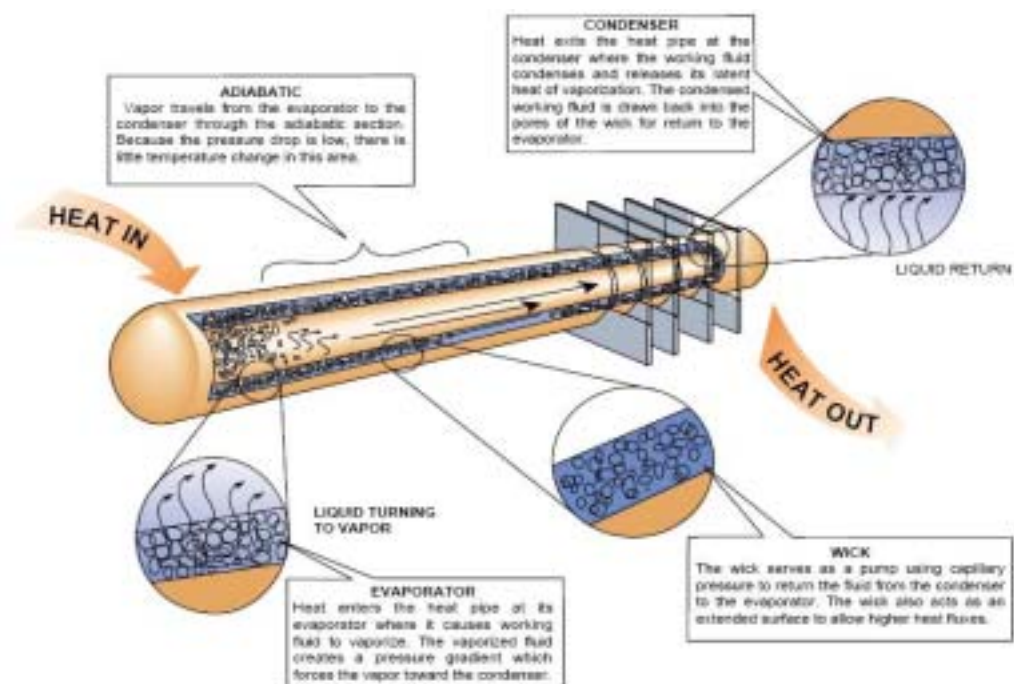


圖 1.1 熱管示意圖[2]

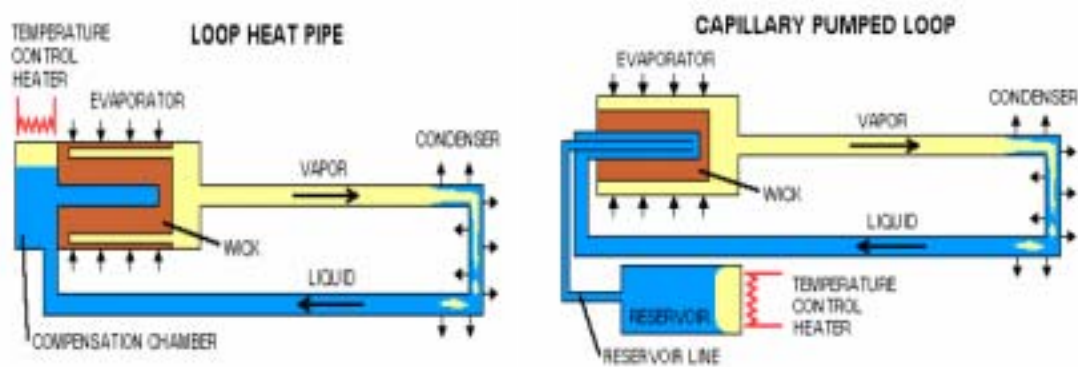


圖 1.2 毛細泵迴路與迴路式熱管示意圖[20]

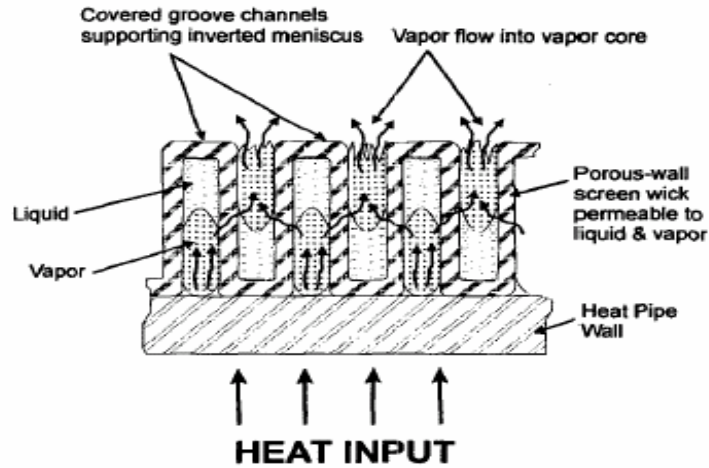


圖 1.3 Inverted Meniscus Formation in the New Wick Design.[11]

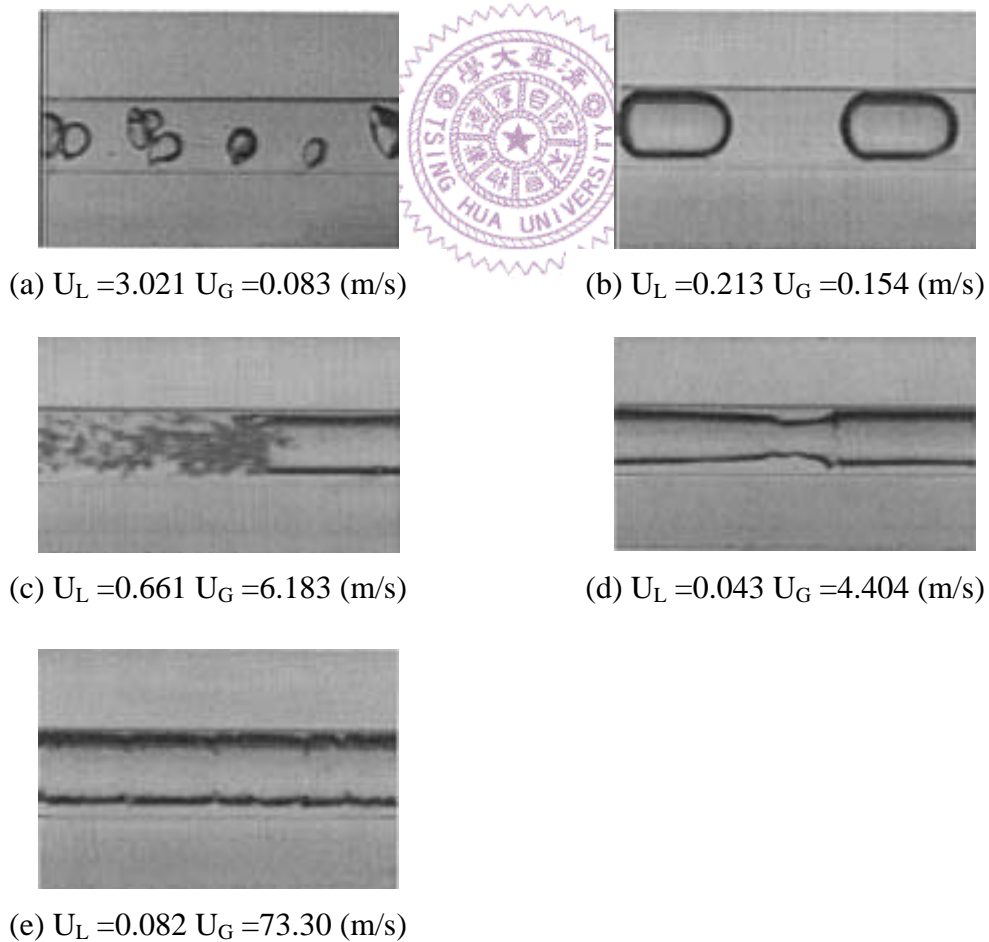


圖 1.4 空氣和水在直徑 1.097mm 圓管中的五種流動型態：(a)氣泡流 (b)彈狀流 (c)攪拌流 (d)彈狀環型流 (e)環型流 [13]

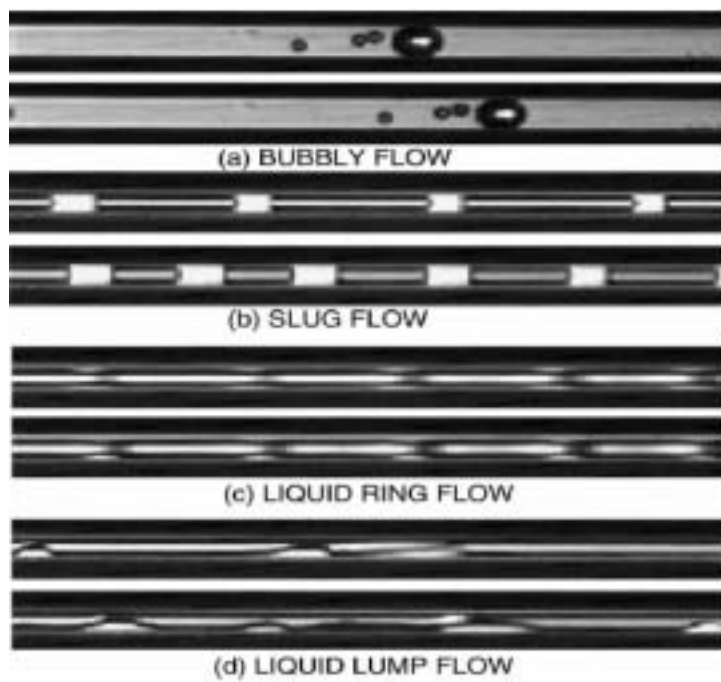


圖 1.5 空氣和水在直徑 25 μm 的 silica 管的流動型態[16]

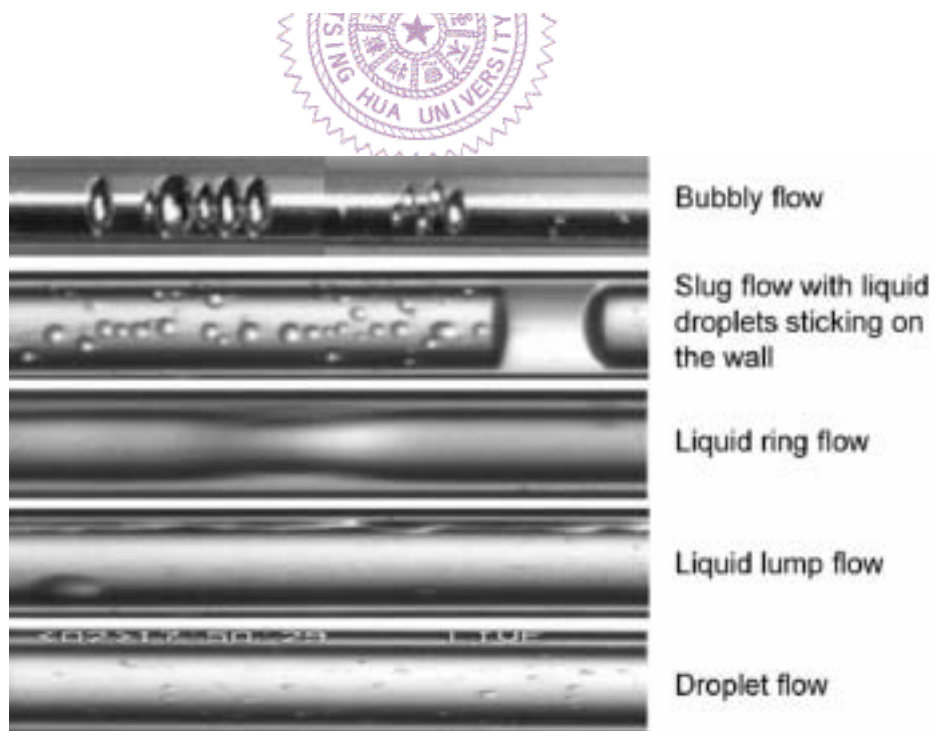


圖 1.6 水和空氣在直徑 100 μm 的石英管的流動型態[16]