

3. 探討電腦中央處理器的散熱問題

杜鳳棋 副教授
大華技術學院 自動化工程系

摘要

「散熱問題」一直是電腦技術發展的瓶頸與挑戰，其攸關電腦的運作穩定度與效能評比。本論文係以實驗方法探討桌上型電腦CPU的散熱問題，研究重點聚焦於散熱器夾靜預負荷、散熱器與CPU的接觸面間有無塗覆散熱膏、以及風扇轉速等三種影響性的分析。這三部分都是CPU散熱系統相當關鍵的技術，但相關的基礎研究卻付之闕如。從本論文的實驗結果可得知，施力越大促使CPU與散熱器間的接觸介面壓力增大，金屬受擠壓的程度也相對的明顯，造成接觸面間的氣隙面積會減少，因此CPU的表面幾何中心點溫度會降低。由於強制對流的驅動源—風扇的轉速若保持固定，實驗結果呈現對流係數 h 會隨著散逸功率 \dot{Q} 的增加而遞減，散逸的熱將比產生的熱要慢，此意味散逸功率 \dot{Q} 增加時，表面幾何中心點溫度與風扇入口溫度之差值增加更多，因此熱對流係數呈現遞減的狀態，連帶的增進散熱性能而使熱對流係數提高。最後我們將風扇轉速調高後，CPU表面幾何中心點溫度 T_c 明顯的降低，實驗結果顯示風扇在額定轉速的範圍內，風扇轉速越快則熱量散逸越大，這將完全符合理論的狀況。

關鍵詞：CPU、散熱問題、壓靜負載、散熱膏、風扇轉速。

一、前言

電子資訊產品熱管理目的，旨在於確保系統中所有元件的溫度，均能維持在其功能性溫度範圍，以便在運作時符合元件的特定性能。在溫度範圍外操作，將會降低系統性能，甚至會導致邏輯錯誤或系統損壞。溫度若超過元件的最大操作極限，元件可能會造成操作性能的不可逆變化。電子元件的故障有55%肇因於高溫，因為溫度每提高 10°C ，可靠度將會降低一半，這意味要使電子資訊產品能在最佳的狀況下運作，確實需要做適當的熱管理來達到溫度控制的目的。

中央處理器(Central Processing Unit, CPU)為電腦的核心，有些電子產品CPU所消耗的功率非常微小，譬如行動電話的CPU僅需數百毫瓦(mW)的電力，反觀具有複雜電路與高速運算能力的電腦，其消耗功率就相當的驚人。在早期使用真空管的時代，CPU的消耗功率甚至於高達數千瓦(kW)。通常CPU的時脈越高，在一個時間週期內完成的指令數就越多，CPU的運算速率也就越快，具有較高時脈的CPU將會消耗更大的功率，所以減低時脈將是減小消耗功率的最佳途徑。此外，新電子產品通常需要較多的電晶體，每一個電晶體都是消耗功率的單元，電晶體的功率從非常低的0.05W到2W，甚至於更高的消耗功率，因此將未使用區域關閉也是節能的重要方法，譬如使用時脈閘控的功能將能自動關閉未使用的週邊設備。另一方面，成熟的CPU已朝向使用更小的

電晶體、較低電壓結構等方向發展，所以功率消耗將會自然的減少。

在桌上型電腦中，除了特殊用途的視頻卡之外，CPU的功率消耗比其他元件更高，是典型的高耗能電子元件。在過去的近十年間，CPU的電源供應器已穩定形成低電壓、高電流的發展趨勢，當電腦製造商在響應節能減碳的環保潮流中，CPU的能量消耗問題更凸顯其須要解決的迫切性。以Intel XScale為核心的CPU，主要運用於掌上型電腦及攜帶型電子產品，當運作時脈達到600MHz時，其功率消耗僅為0.5W，相對於桌上型電腦CPU的功率消耗日趨增大，恰好形成強烈的對比。廣泛運用於工業系統的x86 CPU，在很早就有SoC化產品推出，但x86 CPU採用CISC架構，這意味電腦系統具有許多功能強大的指令，故需要大量的電晶體支援各種指令，並需要高時脈才能擁有較佳的效能，但是大量電晶體與高時脈卻會帶來高耗能，粗估x86 CPU的消耗功率約為Intel XScale的80倍。

處理器製造商對同一個CPU通常會公佈二種功率消耗的數據，一種是在正常負載情況下，測量的典型熱功率或稱典型功耗；另一種則是在最差狀況下，測量得到的最大熱功率或稱最大功耗。例如P4/2.8GHz的典型熱功率為68.4W、最大熱功率則是85W，當CPU處於待機狀態時，其消耗功率又會低於典型的熱功率值。

面對CPU的散熱問題，許多創新的構想已造就相當多具有學術價值的論文，雖然有少部分的研究已轉化成實用的研發成果，但面對CPU功率消耗持續增加的趨勢，CPU散熱技術的研究工作勢必永無止境。雖然一提到CPU的散熱問題，大多數學者專家都會想到先從散熱器著手，或提出一些理論可行但技術卻不可為的解決方式。其實再多天馬行空的創意構思，不如從最基本的冷卻原理加以改進，應該才是解決CPU散熱問題的正本清源之道。

二、研究目的

針對CPU發熱瓦數增加所衍生的熱，目前習知散熱器的散熱技術有：全鋁製散熱器、銅底鋁製散熱片散熱器、全銅製散熱器、方向性石墨散熱板、水冷式散熱器、熱管、熱管+散熱片散熱器、真空熱板蒸發器等階段性的產品開發都是用來解決散熱問題，主要工作原理為基本的熱傳導與熱對流方式。在Wang et al. [2009]所提出的創新CPU冷卻系統之作動式隧道型散熱座技術中，主要的概念及設計基礎，是將作動式液體散熱座技術應用於內置型CPU液體冷卻系統，由於採用磁耦合無軸傳動技術，冷卻液體被限制在完全封閉的空間，因此解決了流體洩漏問題，同時安裝於散熱座內的幫浦葉輪產生攪拌效應，大大增強對流傳熱。近年來散熱技術

已發展到利用工作流體之相變潛熱(Grubb, 1999; Mehl, Dussinger, & Grubb, 2007), 技術突破之關鍵在於大量且快速的將熱量帶走, 俾能解決高速電腦的散熱問題。

熱管是新近廣泛運用於傳遞熱量的產物(Joudi & Witwit, 2000; Lin, Broadbent, & McGlen, 2005; Suman, De, & DasGupta, 2005; Vasiliev, 2008; Wang, & Vafai, 2000; Zhang, & Zhuang, 2003), 由於應用到CPU散熱器時需要折彎與打扁, 因此使得其傳熱效率大打折扣。同時因為一根熱管所能解的瓦數有限, 而CPU的均熱片(Heat spreader)尺寸也有其限制, 故能夠真正運用於有效的傳導CPU之熱量時, 熱管數量亦相對的受到限制, 連帶使得散熱器的效率也受到限制。除了上述問題之外, 熱管與散熱器間的接觸熱阻(Wang, Huang, & Chen, 2007), 也是嚴重影響散熱器效率與成本的重要因素。

除了使用熱管解決散熱問題外, 許多研究均致力於散熱片的改良(Lin, Chuang, & Chou, 2005), 藉以增加散熱表面積或促進流動效能, 以利於將CPU或電子元件產生的高瓦數熱量散逸掉。近來電子元件日趨微縮化, 但產生的熱量卻持續的增加, 因此單位體積的發熱量形成倍增的趨勢。由於微縮化與密集化的設計潮流方興未艾, 許多微型電子處理晶片的熱量只能藉由強制與自由對流方式, 將晶片產生的高瓦數熱量散逸掉, 此種微縮化的散熱模式與傳統的散熱模式不盡相同, 因此也成為近來探討熱傳遞領域的熱門新題裁(Harirchian & Garimella, 2008; Kulkarni & Das, 2005)。

解決電子元件熱散逸問題的典型方法, 通常採用冷卻系統搭配風扇, 熱經由散熱器的底座傳遞至散熱片表面, 然後經由強制對流、自然對流及輻射方式排放到外界。目前, 增加散熱器散熱片的表面積與提高風扇速率, 是解決高熱功率問題的關鍵方法, 而熱阻(Thermal resistance)則是用以計算散熱器熱效能的重要參數。Duan and Muzychka (2004)曾探討四種不同尺寸的散熱器, 結果發現增加散熱器散熱片的表面積, 可將熱阻由 $0.55^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 減低至 $0.35^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。在Lin and Chou (2004)與Lin et al. (2005)對於熱阻與風扇速率的關連性研究發現, 散熱器搭配4000rpm最高風扇速率的情況下, 將會產生 $0.33^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 的最佳化熱阻。然而增加散熱器散熱片的表面積, 卻須要使用更大的風扇, 如此會增加硬體成本, 而且會有較大的噪音問題, 其他還會衍生出更大的振動、消耗更多的能量, 所以增加散熱器散熱片的表面積, 並不是電子元件熱問題的妥善解決方式。

通常在任何二物體的接觸面, 將會產生溫度降的自然現象, 此種造成熱流阻滯的現象稱為接觸熱阻(Huang, Han, & Wang, 2001; Incropera & DeWitt, 2002; Teertstra, 2007; Wang, Huang, & Chen, 2007; Xu, Xu, & Zhao, 2004)。接觸熱阻的形成主要是表面粗糙度、表面缺陷、以及介面未對準等效應而形成間隙, 而接觸面的間隙充塞空氣產生氣隙(Qpedia, 2008)。因此在接觸介面之熱傳遞, 部分是經由傳導通過實際接觸面積的熱, 部分則是經由傳導(或自然對流)及輻射通過氣隙的熱。由於空氣的熱傳導係數僅約 $0.022\text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$ (Incropera & DeWitt, 2002), 此數值與金屬物質(純鋁為 $237\text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$ 、純銅為 $401\text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$)相較極為懸殊, 所以接觸熱阻是阻滯熱傳遞的一大障礙, 通常要儘量避開或減少。

在Wang, Huang, and Chen (2007)利用實驗方法探討熱阻的文獻中, 主要是比較有無埋設熱管, 對於加強散熱器的熱散逸性能的研究, 結果發現埋設二根熱管之後, CPU的總散逸熱量有36%係由埋置熱管之散熱器的底板散逸掉, 另外64%則是經由底板傳遞至散熱器的散熱片而散逸掉。由此可見, 一般散熱器的熱量, 絕大部分是經由底板傳遞至散熱器的散熱片而散逸掉, 因此接觸熱阻的影響絕對是不容忽視的問題。

減低接觸熱阻最方便的方法就是使用熱介面物質, 這些接合物一般具有較佳的熱傳導性, 所以塗覆在接觸面間, 除可填補氣隙外, 有時亦能強化接觸物體基材的相對較差的熱傳導性。在Teertstra (2007)的研究文獻, 曾針對幾種熱介面物質的熱傳導係數及接觸熱阻以實驗方法進行量測, 實驗結果發現, 其中四種熱傳導係數低於 $1\text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$ 的熱介面物質, 均存在相當小卻很明顯的接觸熱阻。

CPU的散逸功率為內部消耗的電能, 這是在CPU內部的電子元件所消耗的能量; 或電路的電阻係數產生熱形式之能量損失。如何設計CPU能有效的達成既定目標, 但卻不會有過熱的問題, 已是當前CPU製造商所關注的課題。中央處理器是電腦的大腦, 因為擁有「邏輯思考與運算能力」及「儲存記憶能力」, 所以要避免“高燒秀逗”。處理器也是電腦的心臟, 因為具有「算術邏輯單元」及「控制單元」, 所以要避免“怒火攻心”。據此, 如何克服電腦CPU散熱系統的散熱問題, 以便確保系統的穩定運作, 這是本論文所要追求的研究目的。

三、研究方法

本論文所進行散熱器性能的實驗測試, 旨在獲得希望解決CPU發熱量與溫度狀況下, 壓靜負載、散熱膏、風扇轉速以及風扇轉速的影響性, 實驗架構如圖1所示。目前有關此種散熱器的研究資料相當罕見, 因此實驗結果將與廣泛使用的CPU散熱器做比較分析。CPU封裝包含一片積體均熱片, 由於從處理器模組傳遞到積體均熱片頂部的熱呈現非均勻分佈, 故藉由積體均熱片可使熱量具有較大的傳遞面積, 並能使熱傳遞呈現較為均勻的狀態。積體均熱片是能使熱傳遞至封裝外部更具效率的導熱元件, 而在積體均熱片的頂面上安裝散熱器。在散熱器的上方裝置風扇, 用以產生空氣強制對流的效應。

本論文所完成的實驗架構, 可透過圖2的照片可瞭解整個全貌。實驗架構包括三個模組: 壓力模組(數字壓力計、壓力計機台)、擬CPU模組(擬CPU銅塊、加熱薄片、溫度控制器)及冷卻模組(風扇、散熱器、整合控制器)。

3.1 壓力模組

本模組係模擬電腦CPU的扣具, 用以產生適當的壓靜負荷並顯示出數值, 主要的機構包括數字壓力計及壓力計機台。通常扣具負載極限值須要考量CPU的安全性, 又須使散熱器底部與積體均熱片能完全的密合接觸, 同時要避免金屬在受熱後產生變形, 故散熱器上需施加靜預負載(Static preload), 本論文實驗的靜預負載

設定介於8至20kgf之間。壓力模組除了具有扣具的功能外，為了要讓整個實驗架構的所有模組均能對齊放置，因此本實驗架構的設計兼具有各模組的校準對齊功能。

3.2 擬CPU模組

本模組係參照真實電腦CPU的尺寸、發熱量、溫度等條件製成的一組模型，發熱元件係為加熱薄片，利用溫度控制器達到恆溫加熱的狀態。在本論文將導入熱圖形(Thermal profile)參數來設定熱極限，熱圖形的定義為：將最大處理器殼溫度 T_C 表示成處理器的散逸功率 P_p 的函數；處理器殼溫度為積體均熱片表面之幾何中心的溫度值。熱圖形須針對處理器運作取得最佳化的熱設計，通常處理器殼溫度與處理器散逸功率呈現線性關係，而最大熱圖形值即為熱設計功率與最大處理器殼溫度 T_C 的交會點。

3.3 冷卻模組

本模組係用以驅散CPU產生的熱量，並測量風扇轉速及風扇上方空氣溫度值 T_A 的模組。由於熱傳遞是三維現象，本論文的實驗運用處理器殼溫度 T_C 、風扇上方空氣溫度值 T_A 及散逸功率 P_p 定義熱特性參數(Thermal characterization parameter) Ψ_{CA} ，用以呈現整個冷卻模組的熱性能，即

$$\Psi_{CA} = \frac{T_C - T_A}{P_p} \quad (1)$$

式中 T_C 及 T_A 的單位均為 $^{\circ}\text{C}$ ，的單位則是瓦(W)，由此可知熱特性參數的單位為 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。在擬CPU模組中，散逸功率將會以加熱薄片的電壓V與電流I乘積取代，即 $P_p = V \cdot I$ 。為了要配合基本熱傳遞原理的定義，我們亦將散逸功率視為傳導熱量 \dot{Q} 。

為移除CPU所產生的熱量，通常須要強調三個重點：熱傳遞發生的表面積、從處理器到散熱片間的傳導路徑、以及各接觸表面上熱傳遞的狀態。在論文所建置的實驗架構中，由於各項條件均存在許多不確定因素，故環境條件及待測項目均須維持一定的條件，其中散熱膏、壓靜負載、及風扇轉速都是不可忽視的重要因素。

散熱膏含矽或銀且具有高熱傳導性的膏狀物質，其功用是將CPU與散熱器之間間隙填充，因為其間的密合度若不佳，將會形成間隙而存有空氣，造成嚴重的熱阻而大幅降低熱傳遞效應，導致冷卻模組的功用無法發揮到極限。此外，為確保散熱器底部與積體均熱片能完全的密合接觸，故施予的靜預負荷使熱介面材料（即散熱膏）能確保熱性能，而且壓靜負載不能超過處理器的安全性。

至於風扇轉速攸關冷卻系統散熱效果的良窳，不過風扇轉速越高，未必在同一時間內從CPU上驅散的熱量就越多，因為風扇轉速若超過其標準值，則風扇在長時間超負荷情況下運行時，從CPU帶走的熱量就比高速轉動過程中產生的熱量小，如此運轉的時間得越長，熱量差也就越大，反而使CPU溫度大幅升高。況且風扇轉速越高，在運轉過程所產生的噪音勢必越大。另外風扇在高速運轉必須提供較大的功率，而動力源又是從主機板和電源中獲得，因此在超負荷功率下就會引起系統的不穩定，所以風扇轉速越高冷卻效果越好的說法是不成立的。

散熱問題一直是電腦發展的技術瓶頸與挑戰，散熱問題攸關電腦整體的穩定度與執行效能。談到電腦的散熱問題，首先應對熱傳遞的原理要有所瞭解。熱的傳遞方式有「傳導」(Conduction)、「對流」(Convection)及「輻射」(Radiation)[Incropera & DeWitt, 2002]，而在不同的環境中會有不同的傳熱模式。熱傳導的形式是以漸進的熱分子震動將能量由高溫處傳往低溫處，用以描述熱傳導的方程式為傅立葉熱傳導定律

$$\dot{Q}_d = q''A = -kA\nabla T \quad (2)$$

其中 q'' 為熱傳通量，代表單位面積的熱傳量； \dot{Q}_d 表示熱傳導率；A表示垂直熱傳方向的面積；k為熱傳導係數； ∇T 表溫度梯度。

熱對流除了藉混亂運動擴散之外，還有流體之整體或巨觀的運動造成在任意瞬間大量分子同時移動，在溫度梯度存在的情況下會造成能量的傳遞。用以描述熱對流的方程式為牛頓冷卻定律

$$\dot{Q}_c = hA(T_s - T_A) \quad (3)$$

其中 \dot{Q}_c 表示熱對流率； T_s 和 T_A 分別表示加熱表面及外界的溫度、 h ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$) 為外界空氣的對流係數。

熱輻射係有限溫度的物體所釋放出來的能量，熱輻射是仰賴電磁波或光子傳遞能量，所以能量傳遞可不經由任何介質傳送。引用史蒂芬-波茲曼定律並採用下列方程式，可用以描述熱輻射率

$$\dot{Q}_r = \varepsilon\sigma AF_{12}(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (4)$$

式中 σ 為史蒂芬-波茲曼常數 ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$)； ε 為放射率； F_{12} 為視因子； T_s 和 T_∞ 分別表示加熱表面及外界的溫度，二者均須採用絕對溫度。

熱散逸是每個電子元件與電路無法避免的困擾，通常電子元件的溫度端視從元件到外界環境的熱阻，以及元件的熱散逸狀態而定。為了確保電子元件的溫度不會超過最大操作溫度，我們有必要在元件與外界環境之間尋找有效的熱傳遞路徑。就像在本論文的研究範疇中，我們將在擬CPU模組與外界環境間，如何順利的將熱經由熱介面物質導引到散熱器，再透過風扇的驅動效應將熱吹散到外界環境。

四、結果與討論

4.1 在散熱器底面未採用熱介面物質

由於接觸熱阻嚴重的妨礙CPU的散熱效果，為了弱化接觸熱阻的影響，積極的做法是將CPU封裝金屬面及散熱器底面均拋光加工，用以減少表面粗糙度而降低氣隙的形成；另外亦可採用消極的做法，就是增加壓力使接觸表面受到擠壓而減小氣隙，或是在兩金屬接觸表面塗覆一層熱介面物質。本論文首先進行的實驗是在未塗覆熱介面物質的情況下，僅利用壓力模組讓擬CPU模組與冷卻模組較為緊密的結合，實驗採用12、15及18kgf等三種施力狀態，風扇的速率均維持在1200rpm。當我們利用熱電偶測量擬CPU的最大處理器殼溫度 T_C ，所得的測量結果繪示於圖3。圖中縱座標為測量擬CPU表面幾何中心點的溫度；橫座標則是利用電源供應器輸入擬CPU模組的散逸功率，數值大小為加熱薄片的電壓V乘電流I。

在沒塗覆熱介面物質的情況下，我們將實驗測量的數據與Intel提供的數據做一比較發現，在低散逸功率的

情況下 ($\dot{Q} < 18W$)，由於接觸熱阻的效應並不顯著，而擬CPU產生的熱量尚可藉由冷卻模組排除，所以圖形中的數據群與Intel數據重合，甚至於更低。但隨著散逸功率越來越大，接觸熱阻已明顯的造成熱量散逸的阻礙，實驗測量的數據與Intel數據差距逐漸擴大，當擬CPU模組的散逸功率只達到39.2W時，在三種施力狀態下的表面幾何中心點溫度均已超過80°C（分別為85.3、85.3及83.8°C），但Intel在對應狀況下的溫度值僅為53.3°C而已。

從實驗結果可發現，三種施力狀態下擬CPU的幾何中心點溫度相當接近，但仍可從三條數據群的分佈看出，施力越大時的幾何中心點溫度會降低，這是相當符合物理現象的結果。會形成上述現象的主要，是因施力增加促使擬CPU與散熱器間的接觸介面壓力增大，金屬受擠壓的程度也相對的明顯，造成接觸介面間的氣隙會減少，但改善接觸熱阻的效果仍會從圖形中的三條數據群微幅顯示出來。若仔細的從圖3可察覺，表面幾何中心點溫度 T_c 數據群隨施力增加而減低，但三種施力狀態下的 T_c 值仍存在些微消長的情況，此種現象反映出實驗環境不一致的結果，主要是外界溫度 T_∞ 及風扇入口溫度 T_A 未考慮的關係。為了要排除環境條件的影響，接著我們採用無因次化的相對溫差表示法來呈現實驗結果。圖3的右縱座標表示無因次化的相對溫差，定義為表面幾何中心點溫度 T_c 與風扇入口溫度 T_A 差值除外界溫度 T_∞ 值，即 $\Delta T / T_\infty$ 或 $(T_c - T_A) / T_\infty$ ；橫座標仍是擬CPU模組的散逸功率 \dot{Q} 。從圖中的三條數據群分佈，已明顯的呈現表面幾何中心點溫度與施力形成反比的趨勢。

傳統的桌上型電腦，主要是仰賴一組冷卻系統（散熱器+風扇+均熱片），利用強制對流(Forced convection)方式將CPU的熱量散逸，而冷卻系統的效能都會反映在對流係數 $h [W/m^2K]$ ，其中散熱器的表面積 $A=0.1675 m^2$ ，溫差為表面幾何中心點溫度 T_c 與風扇入口溫度 T_A 之差值 $T_c - T_A$ ，散逸功率 \dot{Q} 為加熱薄片的電壓 V 乘電流 I ，三種施力狀態經由計算的結果共同呈現在圖4。從圖4的數據群分佈趨勢，可明顯的歸納出三種施力狀態的結果均相當一致，我們發現對流係數 h 均隨著散逸功率 \dot{Q} 的增加而遞減，此種情況的出現，主要是強制對流的驅動源—風扇的轉速始終保持固定（1200 rpm），散逸的熱將比產生的熱要慢，此意味散逸功率 \dot{Q} 增加時， T_c 與 T_A 之差值增加更多，因此熱對流係數呈現遞減的狀態。另外，從同一圖形的數據群分佈亦可發現，施力增加導致擬CPU與散熱器間的接觸介面壓力增大，相對的使接觸介面間的氣隙減少，因而減低接觸熱阻，連帶的增進散熱性能而使熱對流係數提高。

在(1)式已定義熱特性參數 Ψ_{CA} ，用以反映整個冷卻模組的熱性能，因此我們將實驗結果轉化成此參數，並與相對的散逸功率 \dot{Q} 繪示在圖中（圖4）。從(1)式的定義可看出，熱特性參數 Ψ_{CA} 與對流係數 h 互為倒數，故數據群所呈現的狀態恰好相反，基本上都是隨著散逸功率增加而呈遞增的趨勢。從物理現象來看，三種施力狀態下的熱特性參數變化幅度並不大。就量化數據而言，當散逸功率 \dot{Q} 從15.5W增加到39.2W時，增加幅度高達2.529倍之多，但三種施力狀態的熱特性參數僅分別增加1.072、1.069及1.070倍而已。

4.2 在散熱器底面有採用熱介面物質

接續的實驗除了採用相同的施力狀態（12、15及

18kgf），風扇轉速仍然均維持1200rpm。唯一不同的是將於兩金屬介面間塗覆熱傳導性較佳之熱複合物質—散熱膏，用以填補接觸介面之間的氣隙，以便弱化接觸熱阻所造成的熱傳遞阻滯。本實驗的結果，首先呈現出擬CPU的表面幾何中心點溫度 T_c 與散逸功率 \dot{Q} 的關係（圖5）。從實驗整體的結果明顯的看出，擬CPU的表面幾何中心點溫度與未塗覆散熱膏的情況（圖3）互相比較，對應相同散逸功率的溫度均呈下降的現象，這意味使用散熱膏可弱化接觸熱阻，使擬CPU的熱更順暢的經由介面傳遞至散熱器，故表面幾何中心點溫度可降低較多，所以散逸功率 \dot{Q} 亦可增加至較高的範圍。

再檢視圖5的數據分佈，我們看出三種施力狀態下擬CPU的幾何中心點溫度相當接近且互有高低，所以單從中心點溫度已難以判定施力大小對於幾何中心點溫度的影響，這也正足以詮釋在金屬接觸間採用熱介面物質的重要性。在12、15及18kgf三種施力狀態下，由於擬CPU的幾何中心點溫度互有高低的現象並不符合邏輯，也無法歸納出施力大小對於幾何中心點溫度的具體影響性，會出現此種狀況應歸咎於實驗環境條件未併入考量的關係，其中主要是指外界溫度 T_∞ ，連帶影響風扇入口溫度 T_A 。因此，為了要排除環境條件的影響，接著我們採用無因次化的相對溫差表示法再呈現實驗結果。

圖5的右縱座標表示無因次化的相對溫差，定義為表面幾何中心點溫度 T_c 與風扇入口溫度 T_A 之差 $T_c - T_A$ 除以外界溫度 T_∞ 值，即 $\Delta T / T_\infty = (T_c - T_A) / T_\infty$ 。橫座標為擬CPU模組的散逸功率 \dot{Q} 。圖中的三組數據分別代表不同的施力狀態，在考量風扇入口溫度 T_A 與外界溫度 T_∞ 後，三種施力狀態的數據分佈已呈現顯著的差異，這與未塗覆散熱膏的狀況（圖3）也有明顯的差別。在此圖中施力18kgf的數據群位在最上方，其次為施力15kgf的數據群，而施力12kgf的數據群則位在最下方，由此可知施力越大則相對溫差越大，顯見施力越大則沿著擬CPU、經過介面再通過散熱器而散逸的熱量較大。至於三組數據群都具有相同的趨勢，就是隨著散逸功率 \dot{Q} 增加，相對溫差也都呈現增加的狀態。根據牛頓冷卻定律，我們可將對流熱流 \dot{Q}_c 表示成對流係數 h 、散熱面積 A 、以及加熱表面與外界溫度的差值 ΔT ，典型的對流係數值隨著對流型態而有所差別。在本實驗例中，施力愈大反而對流係數愈低，此意味施力越小反而熱對流效應越大，其實如此反應將會造成我們很大的錯覺，因此有必要針對這點加以釐清。

先前已提及熱傳遞是由溫度差所造成的能量傳輸現象，換言之只要是物體中或物體間存在溫度差，必然就會發生熱傳遞。熱傳遞基本上有「傳導」、「對流」、及「輻射」等三種方式，只要物體間具有溫度差，三種基本的熱傳遞方式都有可能單獨或同時形成，基本的計算方程式如(2)~(4)所列，在圖6所顯示的結果只是呈現熱對流部分的效應。由於在本實驗例中，擬CPU與散熱器均為銅製品，在同樣的溫度差狀況下，傳導的熱傳遞量絕對會比對流大許多，尤其在施力越大的情況下，傳導的熱量必定會較大。

為了進一步分析幾種熱傳遞的量化值，我們先將相關的物理量彙集如下：自然對流係數 $h=5 W/m^2 \cdot K$ 、放射率 $\varepsilon=0.9$ 、史蒂芬-波茲曼常數 $\sigma=5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$ 、視因子 $F_{12}=1$ 。由於散熱器表面 T_s 並未埋設

熱電偶線測量，故採用表面中心點溫度 T_c 與外界溫度 T_∞ 的平均值估算，即 $T_s = (T_c + T_\infty)/2$ ，計算結果採用與散逸功率 \dot{Q} 的比例方式呈現，如圖7所示。再從圖7的概略計算自由對流熱量與輻射熱量的百分比，結果可看出在三種施力狀態下，輻射比自由對流散逸的熱量更為顯著，但是輻射熱量最大僅佔總熱量27.5~28.99%，可見這兩種形式散逸的熱量並非主要的熱傳遞機構。

再深入的比較有否塗覆散熱膏對於對流係數的影響，從圖4與圖6的比較可看出，在三種施力狀態下，塗覆散熱膏的對流係數平均分別為未塗覆散的4.7、4.2及3.7倍，由此顯見塗覆散熱膏對於強化熱對流效應具有明顯的助益。

在本實驗例最後所要說明的是熱特性參數 Ψ_{CA} ，先前即已提及，此參數是用以顯示整個冷卻模組的熱性能。在圖6中，右縱座標表示熱特性參數 $\Psi_{CA} (^\circ\text{C}/\text{W})$ ；縱座標表示散逸功率 \dot{Q} 。由三種施力狀態的數據群分佈可得知，當散逸功率 $\dot{Q} > 30.1\text{W}$ 時，三種施力狀態的熱特性參數幾乎已呈線性遞增的趨勢，相對遞增量均在3.32%的範圍內，遞增的狀態持續到實驗最大的散逸功率 $\dot{Q} = 88.2\text{W}$ 時，三種施力狀態的熱特性參數分別為0.349、0.369及0.378，據此顯見施力越大則冷卻模組的熱性能較佳。

4.3 改變風扇速率

理論上，風扇功率越大轉速越快，相對地熱量散逸也就越大。換言之，風扇的運行功率在額定功率的範圍內，功率越大則風力也越強勁，散熱效果也越好。但若片面地強調高功率，卻忽略風扇功率與電腦相匹配，則風扇功率過大反而會加重電腦的工作負荷，從而會產生惡性循環，最終縮短了CPU風扇的壽命。

本論文最後將探討風扇轉速在散熱問題所佔有的重要性，因此我們將風扇轉速從原本的1200rpm調高至2600rpm。從圖8可發現風扇轉速調高後，CPU表面幾何中心點溫度 T_c 明顯的降低，甚至於在整個測量的散逸功率區間， T_c 溫度都比Intel的數據更低。由於2600rpm是在風扇的額定轉速範圍內，風扇轉速越快則熱量散逸越大，這將完全符合理論的狀況，但 T_c 溫度會比Intel的數據低，這將是耐人尋味的現象。

由於本實驗架構完全模擬P4電腦，不管是外界環境及內在條件設定也都近似於P4電腦，因此 T_c 溫度較低的現象，主要是實驗僅針對CPU進行模擬，並沒有其他電子組件的熱源產生，從風扇入口溫度 T_A 即可肯定此立論的適當性 (Intel假設 T_A 為 38°C ；本實驗測量的平均值為 $24.3\sim 32.5^\circ\text{C}$)。除此之外，最重要的因素應該是我們每次進行實驗時，在散熱器與擬CPU的接觸面均會重新塗覆散熱膏，這將有效的將擬CPU產生的熱量，大部分藉由傳導傳遞至散熱器散逸至外界，相對地能將 T_c 溫度降低。

在圖8的右縱座標為熱特性參數 Ψ_{CA} ，從實驗結果明顯的看出，隨著散逸功率 \dot{Q} 的增加，熱特性參數 Ψ_{CA} 呈現線性遞增的趨勢。根據(1)式的定義可知，熱特性參數的物理意義近似於熱阻，此意含散逸功率 \dot{Q} 越大則熱量散逸越不容易。若再將圖6與圖8的熱特性參數 Ψ_{CA} 做一比較，同樣在施力為18kgf的情況下，風扇轉速越快顯然熱特性參數 Ψ_{CA} 越小，而且在低散逸功率 \dot{Q} 的情況下

尤其顯著。此外，風扇轉速越快線性數據群的斜率呈現較為陡峭的趨勢，此正足以詮釋風扇轉速其實應該配合散逸功率做調整，散逸功率越大則風扇轉速要越高，反之亦然。

五、結論

隨著電腦效能不斷的提升，電子組件所產生的熱也越來越大，尤其是整部電腦最重要的核心—中央處理器，在高時脈運作時產生的熱是相當驚人。在正常的情況下，電腦CPU都會安裝原廠設計的基本型「風扇+散熱器+散熱膏」的冷卻系統，一般來說要讓CPU燒毀是相當的不容易，但若能將CPU溫度降低，至少能避免燒毀之虞並能確保運作效能。

接著，我們在兩金屬介面間塗覆熱傳導性較佳之熱複合物質—散熱膏，用以填補接觸介面之間的氣隙，以便弱化接觸熱阻所造成的熱傳遞阻滯。從實驗結果明顯的看出，擬CPU的表面幾何中心點溫度與未塗覆散熱膏的情況互相比較，對應相同散逸功率的溫度均呈下降的現象，這意味使用散熱膏可弱化接觸熱阻，使擬CPU的熱更順暢的經由介面傳遞至散熱器，故表面幾何中心點溫度可降低較多，所以散逸功率亦可增加至較高的範圍。另外，我們看出三種施力狀態下，擬CPU的幾何中心點溫度相當接近且互有高低，所以單從中心點溫度，已難以判定施力大小對於幾何中心點溫度的影響，這也正足以詮釋，在金屬接觸間採用熱介面物質的重要性。在散熱器底面未採用熱介面物質的狀況下，當散逸功率 \dot{Q} 介於15.5W到39.2W的實驗測量範圍，表面幾何中心點溫度 T_c 、相對溫差 $\Delta T/T_\infty$ 、對流係數 h 以及熱特性參數 Ψ_{CA} 等，相對於散逸功率 \dot{Q} 均呈線性變化。我們將實驗測量的數據與Intel提供的數據做一比較發現，在低散逸功率的情況下，由於接觸熱阻的效應並不顯著，所以測量的CPU溫度值與Intel數據尚能吻合。但隨著散逸功率越來越大，接觸熱阻已明顯的造成熱量散逸的阻礙，實驗測量的數據與Intel數據差距逐漸擴大。此外，施力越大時的幾何中心點溫度 T_c 會降低，主要是因施力增加，促使擬CPU與散熱器間的接觸介面壓力增大，金屬受擠壓的程度也相對的明顯，造成接觸介面間的氣隙會減少。

在散熱器底面有塗覆熱介面物質的狀況下，散逸功率 \dot{Q} 介於15.5~88.2W測量範圍間，表面幾何中心點溫度 T_c 及相對溫差 $\Delta T/T_\infty$ ，相對於散逸功率 \dot{Q} 幾乎呈現線性變化。表面幾何中心點溫度 T_c 的三組實驗數據可擬合成一條直線；相對溫差 $\Delta T/T_\infty$ 的三組實驗數據須分別以不同的直線擬合。至於對流係數 h 及熱特性參數 Ψ_{CA} ，必須透過三次仿樣方法，分別擬合各種不同狀態的實驗數據。結果發現，無論是對流係數 h 及熱特性參數 Ψ_{CA} 擬合都存在一個共通點，也就是施力越大則三次仿樣的擬合效果越佳。

從本論文的實驗結果可得知，施力越大促使CPU與散熱器間的接觸介面壓力增大，金屬受擠壓的程度也相對的明顯，造成接觸接觸面間的氣隙會減少，因此CPU的表面幾何中心點溫度會降低。由於強制對流的驅動源—風扇的轉速始終保持固定，實驗結果形成對流係數 h 會隨著散逸功率 \dot{Q} 的增加而遞減，散逸的熱將比產生的熱要慢，此意味散逸功率 \dot{Q} 增加時，表面幾何中心點

溫度與風扇入口溫度之差值增加更多，因此熱對流係數呈現遞減的狀態。此外，施力增加導致擬CPU與散熱器間的接觸介面壓力增大，相對的使接觸介面間的氣隙減少，因而減低接觸熱阻，連帶的增進散熱性能而使熱對流係數提高。

最後，本論文從改變風扇轉速的實驗中發現，當風扇轉速調高後，CPU表面幾何中心點溫度 T_c 明顯的降低，甚至於在整個測量的散逸功率區間， T_c 溫度都比 Intel 的數據更低。由於實驗時的風扇轉速是在額定轉速範圍內，風扇轉速越快則熱量散逸越大，所以測量數據完全符合理論的狀況。

六、參考文獻

- [1] Duan, Z., & Muzychka, Y.S. (2004). Impingement Air Cooled Plate Fin Heat Sinks Part II – Thermal Resistance Model, Int. Society Conference on Thermal Phenomena, 436-443.
- [2] Grubb, K. (1999, May 13-14). CFD Modeling of a Thermo-Base(TM) Heat Sink, Thermacore, Inc., 8th International FloTHERM User Conference, Las Vegas, USA.
- [3] Harirchian, T., & Garimella, S.V. (2008). Micro-channel Size Effects on Local Flow Boiling Heat Transfer to a Dielectric Fluid, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 51, 3724-3735.
- [4] Huang, Z.H., Han, Y.G., & Wang, R.Z. (2001). Approach to Thermal Contact Resistance Using the Concept of Detached Thermal Contact Resistance, Journal of Shanghai Jiaotong University, 35(8), 1212-1215.
- [5] Incropera, F.P., & DeWitt, D.P. (2002). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th Ed., John Wiley & Sons, New York, USA.
- [6] Joudi, K.A., & Witwit, A.M. (2000). Improvements of Gravity Assisted Wickless Heat Pipes, Energy Conversion and Management, 41(18), 2041-2061.
- [7] Kulkarni, D.P., & Das, D.K. (2005). Analytical and Numerical Studies on Microscale Heat Sinks for Electronic Applications, Applied Thermal Engineering, 25, 2432-2449.
- [8] Lin, S., Broadbent, J., & McGlen, R. (2005). Numerical Study of Heat Pipe Application in Heat Recovery Systems, Applied Thermal Engineering, 25(1), 127-133.
- [9] Lin, S.C., & Chou, C.A. (2004). Blockage Effect of Axial-flow Fans Applied on Heat Sink Assembly, Applied Thermal Engineering, 24, 2375-2389.
- [10] Lin, S.C., Chuang, F.S., & Chou, C.A. (2005). Experimental Study of the Heat Sink Assembly with Oblique Straight Fins, Experimental Thermal and Fluid Science, 29, 591-600.
- [11] Mehl, D., Dussinger P., & Grubb, K. (2007). Thermo-Base(TM) Heat Sink for Microprocessor Cooling, Thermacore, Inc.
- [12] Qpedia Document (2008, August), Decreasing Thermal Contact-Resistance by Using Interface Materials, Advanced Thermal Solution, Inc., 2(6), 16-21.
- [13] Suman, B., De, S., & DasGupta, S. (2005). A Model of the Capillary Limit of a Micro Heat Pipe and Prediction of the Dry-out Length, Int. Journal of Heat and Fluid Flow, 26(3), 495-505.
- [14] Teertstra, P. (2007, July 8-12). Thermal Conductivity and Contact Resistance Measurements for Adhesives, Proceedings of ASME InterPACK '07, Vancouver, CANADA, 1-8.
- [15] Vasiliev, L.L. (2008). Micro and Miniature Heat Pipes – Electronic Component Coolers, Applied Thermal Engineering, 28(4), 266-273.
- [16] Wang, J.C., Huang, H.S., & Chen, S.L. (2007). Experimental Investigations of Thermal Resistance of a Heat Sink with Horizontal Embedded Heat Pipes, Int. Communications in Heat and Mass Transfer, 34, 958-970.
- [17] Wang, S.H., Lee, G.Y., Wang, W.Z., Wang, Z.Y., and Tsai, C.S. (2009). An Innovative Active Liquid Heat Sink Technology for CPU Cooling System, Journal of Advanced Engineering, 4(1), 83-88.
- [18] Wang, Y., & Vafai, K. (2000). An Experimental Investigation of the Thermal Performance of an Asymmetrical Flat Plate Heat Pipe, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 43(15), 2657-2668.
- [19] Xu, R.P., Xu, L., & Zhao, L.P. (2004). Fractal Description of Thermal Contact Resistance between Rough Surfaces, Journal of Shanghai Jiaotong University, 38(10), 1609-1612.
- [20] Zhang, H., & Zhuang, J. (2003). Research, Development and Industrial Application of Heat Pipe Technology in China, Applied Thermal Engineering, 23(9), 1067-1083.

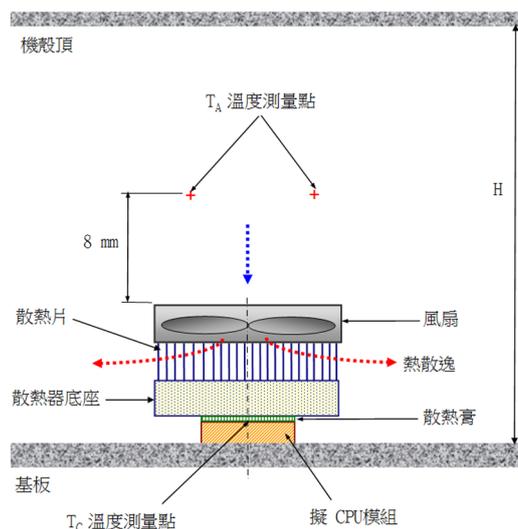


圖1 實驗架構



圖2 實驗架構實照

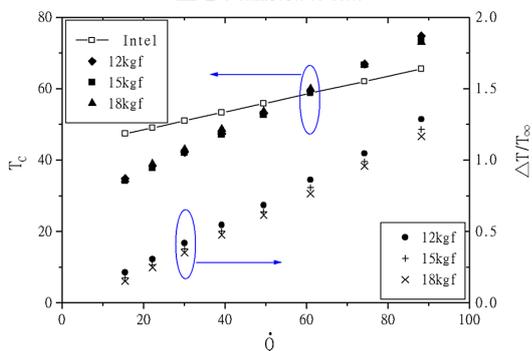


圖3 CPU的中心點溫度與相對溫差(1200rpm)

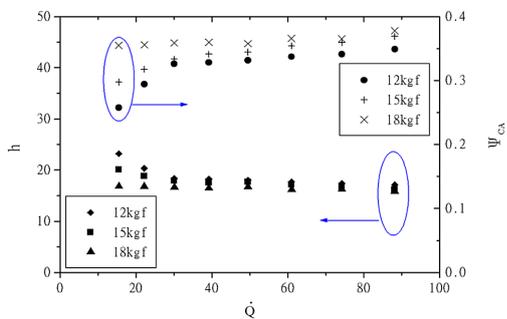


圖4 CPU的對流係數與熱特性參數(1200rpm)

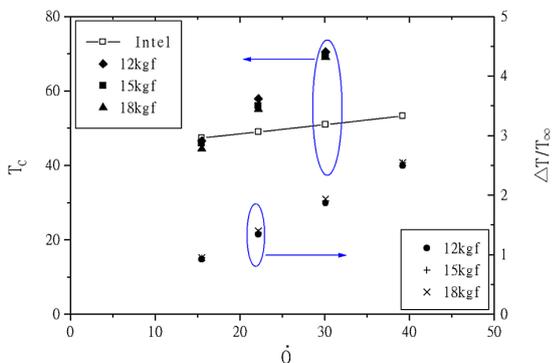


圖5 CPU的中心點溫度與相對溫差(1200rpm)

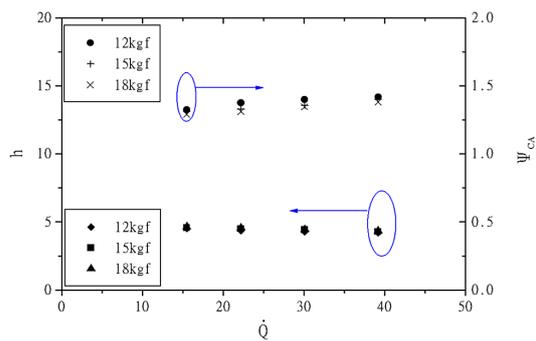


圖6 CPU的對流係數與熱特性參數(1200rpm)

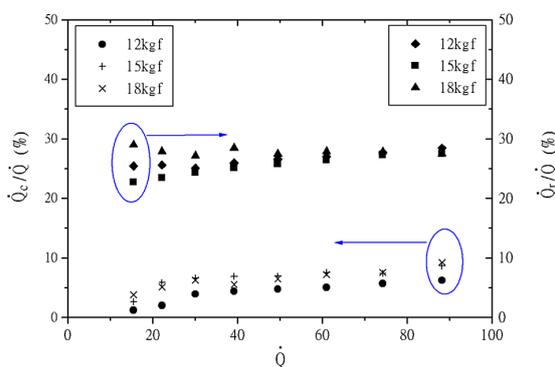


圖7 自由對流熱量與輻射熱量比較圖(1200rpm)

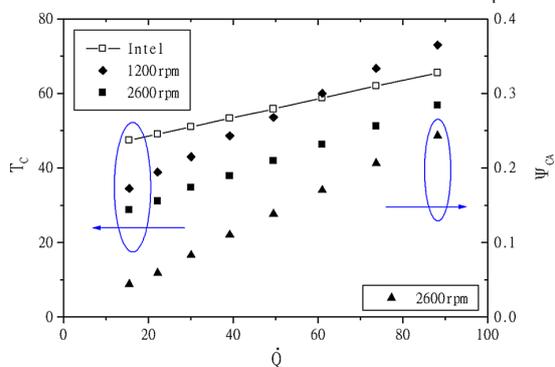


圖8 CPU的中心點溫度與熱特性參數(18kgf)