

風扇性能曲線之整合性研究

許政行*、張清泉*、孔光源**、陳柏壯***

*中原大學機械工程學系

**南亞技術學院機械工程學系

***核能研究所核子燃料與材料組

摘 要

本文係探討利用逆向工程，將風扇的性能曲線經由無因次化分析，簡化風扇性能曲線與系統阻抗曲線匹配之用；其得到之對應圖，可預測經無因次化後的風扇性能曲線及系統阻抗曲線之操作點。本研究方法之操作點與傳統作法比較之誤差值在4%以下，此方法可節省實驗或模擬時花費的成本、增快操作點搜尋速度及降低風扇資料庫大小。文中並利用參考資料所提供的性能曲線圖及數據，對影響風扇靜壓、流量之重要參數，找出它們間交互影響的情形。

關鍵字：逆向工程，性能曲線，無因次化，阻抗曲線

Integrated Research of Fan Performance Curves

Cheng Hsing Hsu*, Ching-Chuan Chang*, Kuang Yuan Kung** and Po-Chuang Chen ***

**Department of Mechanical Engineering, Chung-Yuan Christian University, 320, Taiwan, R.O.C.*

***Department of Mechanical Engineering, Nanya Institute of Technology, 320, Taiwan, R.O.C.*

**** Nuclear Fuels and Materials Division, Institute of Nuclear Energy Research, 325, Taiwan, R.O.C.*

Abstract

By reverse engineering and the dimensionless analysis, the fan performance curve is shown. It simplifies the fan performance curve and system impedance curve; the corresponding chart could forecast the operating point. The error is under 4% between dimensionless analysis and traditional method. The dimensionless analysis may reduce experimented or simulation cost and data base, and them increase operating point search speed. The interaction of parameters, which influence fan static pressure and flow rate, can be found form reference data base.

Keywords: reverses engineering, performance curve, dimensionless, impedance curve

一、前言

根據莫爾定律，認為電腦晶片每隔18個月至24個月，就會有新的晶片誕生[1]；新晶片電晶體的容量要比先前的增加一倍，性能也會提升一倍。然而晶片性能不斷的攀升，因震盪頻率提高，其發熱量也隨之大幅增加；為了保持晶片性能的穩定度與耐久度，未來電子產品所引發的散熱需求必然大幅增加。資訊電子產品加速小型化，功能不斷提升，加上晶片運算時脈持續提升，使得耗電量及發熱量增加，於是衍生出對散熱的需求。

在現今3C（資訊、通訊、消費性電子）產品迅速發展的過程中，輕薄短小的設計已成為未來發展趨勢，各式電子零組件逐漸朝向小型精緻化發展，而電子零件在微小的空間且高速運作的過程中不免產生大量熱能[1]；目前軟體發展最密集的當推影像分析處理軟體，而影像處理軟體分析速度的快慢則決定在中央處理器（Central Processing Unit, CPU）的運算速度。目前各大晶片廠商莫不大力投入以研發，以求發展出運算結果更精準，運算速度更快的中央處理器；然而，運算速度越快的中央處理器，所衍生出的問題是伴隨而來的高熱。當系統運算執行速度越快時，中央處理器的溫度就會越高[2,3]。CPU溫度升高會逐漸影響運算執行的速度，甚至可能導致運算出來的結果產生誤差；因此，如何解決改善中央處理器在高速運算所伴隨的高溫問題，已成為目前電腦業的重要課題。

要解決散熱的問題，最常見的方法就是利用熱傳導與熱對流兩種方式，而對流方式又分為強制對流與自然對流兩種；目前解決中央處理器的散熱問題，主要是運用熱傳導與熱對流兩種方法。在熱傳導方面，便是在中央處理器上安裝散熱鰭片；在強制對流方面，則是運用冷卻風扇，或是使用具有熱傳導與熱對流功能的熱管[4]；然而，居於價格加工製造上的考量，通常都是採用在中央處理器上方安裝散熱鰭片並搭配冷卻風扇的方式居多。當中央處理器的熱量傳遞到散熱鰭片後，冷卻風扇就可以強制對流的方式將熱量排放掉。目前的冷卻風扇種類可分為兩種，分別為軸流式風扇與離心式風扇。軸流式風扇將氣流引導進入葉片，經由葉片旋轉之後，使氣流沿葉輪中心軸平行吹出，其特點是靜壓小、風量大；離心式風扇則是利

用被驅動的圓盤式葉輪將流體吸入，經旋轉的動力把氣流順葉片向外輻射沿流道吹出，特點是靜壓比軸流式高。一般來說桌上型電腦的散熱系統風阻較小，所需風量較小，故中央處理器的散熱大部分採用小型軸流式風扇。市面上的小型軸流式風扇又可分為滾珠軸承與磁浮軸承兩種。滾珠軸承風扇的優點是轉速快，但是噪音大；磁浮軸承風扇的優點是噪音小，但是轉速較慢。

性能優異的散熱產品散熱風扇也是不可忽視的，風量與風壓作為測試風扇的重要性能指標。一般風量與風壓的測試方法有兩種，一是用風洞儀測試，另一種是用雙箱法測。這對於一般用戶而言，很難有這樣的設備，最終只能看廠家提供的資料。因此用戶可將此資料作為參考，最終還要看降溫效果，不過我們還是應該對它們有一些瞭解。所謂風量是指風扇通風面積與該面積平面速度之積，通風面積是出口面積減去渦舌處的投影面積，平面速度是氣流通過整個平面的氣體運動速度，單位是米/秒。平面速度一定時，扇葉葉輪外徑越大，通風面積越大，風量則越大；風量越大，冷空氣吸熱量則越大，空氣流動轉移時能帶走更多的熱量，散熱效果越明顯。為進行正常通風，需要克服風扇通風行程內的阻力，風扇必須產生克服送風阻力的壓力。測量到的壓力變化值稱為靜壓，即最大靜壓與大氣壓的差值。它是氣體對於物體表面作用的壓力，通過其表面的法線方向而測量出來的。氣體流動所需動能轉化為壓力的形式稱為動壓，為實現送風的目的，需要有靜壓與動壓。全壓為靜壓與動壓的代數和，風壓越大，風扇送風能力越強。在實際應用中，標稱的最大風量值，並不是實際散熱片得到的送風量，風量大，也並不代表通風能力強。依伯努力定律氣體流速增加其壓力降低，氣流在其流動路徑會遇上散熱鰭片的阻撓，其幾何圖形會限制空氣自由流通。即風量增大時，風壓會減小。因此必須有一個最佳操作工作點，即風扇性能曲線與風阻曲線的交點。在最佳操作工作點，風扇特性曲線之斜率為最小，而系統特性曲線之變化率為最低，而此時的风扇靜態效率（風量 $\times$ 風壓/耗電）為最佳。有時為了能減小系統阻抗，甚至選用尺寸較小的風扇，也可以獲得相同的風壓。

至於影響風扇性能曲線參數，如葉片曲率、葉片傾角、葉片間距、葉片數目、葉端間

隙、葉片弧度、主軸直徑、葉片光滑度等等，且各參數間互相制約，關係複雜。不斷的調整各項參數，才能最適合目標工作要求的組合[5]。以下就這些參數做介紹。

1.葉片曲率：在一定範圍內，葉片曲率越大，相同轉速下，氣體動能也就越大，即風量與風壓越大；同時，葉片所受的阻力也越大，要求電機的扭力更大。

2.葉片傾角：傾角越大，葉片上下表面間壓力差越大，相同轉速下風壓越大；但上表面壓力過大，可能產生回流現象，反而降低風扇性能。因此，葉片傾角也應在一定限度內提升。

3.葉片間距：葉片間的距離過小，會導致氣流擾動，增加葉片表面的摩擦，降低風扇效率；葉片間的距離過大，則會導致壓力損失增大，風壓不足。

4.葉片數目：各種規格風扇葉片的截面曲線、傾角等，每片葉片寬度往往取決於扇葉的高度。為了保證葉片間距不致過大，影響風壓，相對較薄的風扇多採用增加葉片數目的方法彌補。不論葉片數目是多或少，軸流風扇的葉片數目卻往往是3、7、11等奇數，這是由於若採用偶數片形狀對稱的扇葉，又沒有調整好平衡，很容易使系統發生共振，倘葉片材質又無法抵抗振動產生的疲勞，將會使葉片或心軸發生斷裂；因此，多設計為關於軸心不對稱的奇數片扇葉設計。這一原則普遍應用於包括部分直升機螺旋槳在內的各種扇葉設計中。

5.葉端間隙：如何調整扇葉與外框之間所存在的間隙是風扇設計中的一大難題。間隙過小會令此間氣流與葉片、外框發生摩擦，增大噪音；增大間隙則會由於反激氣流等影響而降低風扇效率。

6.葉片弧度：扇葉除了在截面上具有一定曲率外，在俯視平面內也並非沿著徑向筆直延伸，而是向著旋轉方向略有彎曲，呈一定弧度。如果葉片沿徑向筆直延伸，風扇旋轉所帶動的氣流在出風口一側將呈散射狀，送風距離短，且「力量」不集中；如現行產品版略帶弧度，則可保證吹出氣流集中在出風口正前方的柱狀空間內，增加送風距離與風壓。

7.主軸直徑：由於電機與軸承的存在，軸流風扇主軸所在的中心部分難免一定無氣流通過的盲區，主軸直徑便決定著此盲區的大小。主軸直徑的大小則主要取決於風扇電機的功率，大功

率的電機需要更大的定子繞組線圈，必然佔用更多的空間，在無法縱向擴展（增加高度）的情況下，便只好橫向擴展（增大面積）。

8.葉片光滑度：這是一項非設計因素影響的指標，基本上取決於生產者的模具成形與後期處理精確度。

在風扇效率探討方面，葉片上的不平整會

在旋轉中風扇的輸入功率可劃分為有用功率與無用功率兩部分。有用功率即最終驅動扇葉轉動的功率，稱作輸入軸功；無用功率則包括元件電阻損耗、機械摩擦損耗及振動損耗等等。有用功率與消耗總功率的比值即風扇的能量轉換效率，自然是越高越好[6,7]。除風扇能量轉換效率外，還有一類重要的風扇效率，即輸入軸功轉換為流體（空氣）動能的效率。常用的有三種考察方式：

1.全壓效率=輸出全壓流功/輸入軸功 x 100%

2.靜壓效率=輸出靜壓流功/輸入軸功 x 100%

3.水力效率=實際全揚程/理想全揚程 x 100%

上述三種風扇效率分別與最大風量、最大靜壓及實際工作點密切相關，是檢驗風扇設計改進成果的重要指標。

風扇的工作原理主要為利用旋轉帶動周圍空氣的快速流動，而將發熱體的熱量帶走進而產生降溫的效果。針對一般設計而言，當散熱元件設計成型後，元件的阻抗曲線即被固定；因此，改變風扇的設計來搭配散熱元件，以提升整體的散熱效能為一般散熱元件設計過程中所常使用的；因此，如何得知不同風扇的性能曲線，為設計散熱元件中一項相當重要的課題。風扇性能曲線的獲得主要為使用實驗以及模擬的方式，但實驗方式需要花費較大的成本，且風扇在製程方面也有所限制；模擬其雖可降低成本但是所花費時間較長，且所得與真實結果仍有誤差的問題。目前獲得風扇性能曲線的兩主要方法，其皆有優缺點，因此我們希望能找尋一個兼具兩種的優點，且較無兩者缺點的方法。所以這一個方法則必須具備下列特性：

1. 快速獲得風扇性能曲線

2. 所得到的性能曲線與真實相近

3. 成本方面能大量節省

本研究採用逆向工程，利用無因次化分析方法搭配曲線擬合分析，來將目前市面上的散熱風扇的性能曲線作簡化分析[8,9]，討論其他轉速性能線之預估與對應系統匹配的方法等相關應用；並推導出無因次靜壓-流量方程式，根

據此公式可將測試風扇時各項參數，包括電流、電壓、轉速、葉片外部直徑、輪轂直徑、噪音、轉速等，將其代入此公式可預測經無因次化後的風扇性能曲線及系統阻抗曲線之操作點，節省實驗或模擬時所花費的金錢及成本；文中並對參考資料所提供的工作圖及各項測試數據，對於風扇性能曲線的參數，包括風扇長度、寬度、厚度、輪轂比(輪轂直徑/外殼直徑)、葉片數、轉速、間隙比(葉端間隙/葉片轉子外圍直徑)、葉片曲率(弧高/弦長)等對靜壓、流量及靜壓效率之影響做探討。

二、研究方法

2.1 數據取得

本研究之風扇相關數據，取自於台達電子工業股份有限公司之2007年風扇產品AFB Series系列之風扇性能曲線圖[10]，單一性能曲線至少擷取40點來做為擬合分析的依據。

2.2 無因次化分析

圖二為取自台達電子工業股份有限公司型號AFB606020 Series之風扇的性能曲線關係圖，CFM及mmH₂O分別表空氣流量及靜壓力，其中606020表風扇長度及寬度各為60mm，厚度為20mm。由圖二可知每一轉速皆有所對應之性能曲線，五個轉速共對應五條性能曲線圖，本研究嘗試以無因次參數作為分析的基礎，將其簡化為單一性能曲線故嘗試組合為：

$$P^* = \frac{P}{\rho \times D^2 \times n^2} \quad (1)$$

$$Q^* = \sqrt[3]{Re} \times \ln \sqrt{\frac{V \times I \times g}{\mu \times n^4 \times D^4 \times (dB - A)}} \quad (2)$$

D 風扇之等效圓(外徑-輪轂直徑)，單位為mm

dB-A 噪音(分貝)

g 重力加速度(m/sec²)

I 電流(安培)

n 轉速(rpm)

P 壓力(N/m²)

P^*	壓力之無因次化參數
Q^*	流量之無因次化參數
Re	雷諾數
V	電壓(伏特)
ρ	空氣密度($\rho=1.23 \text{ kg/m}^3$)
μ	空氣動力黏度($1\mu=1.8 \times 10^{-5} \text{ N-sec/m}^2$)

經擬合後發現五條不同轉速的風扇性能曲線集中，可用一條經無因次化曲線代替。本研究作法之優點：

1. 儲存風扇資料時，僅需儲存一條風扇的特性曲線以及(最少)一組最大風量與最大靜壓以及對應轉速。
2. 風扇資料數增大時可降低資料庫的大小。
3. 操作點的搜尋速度因數據降低而增快。

2.3 曲線擬合

本研究所採用之擬合方法 The Math Works Inc.[®] 所出品之 Matlab 軟體來完成擬合的程序，擬合後之多項式方程式 F(x) 用傅立葉型態表示。

$$F(X) = \sum_{n=1}^{5000} b_n \sin \frac{n\pi x}{l} \quad (3)$$

其中

$$b_n = \frac{\frac{2}{l} \times \frac{(ax + bx^2 + cx^3 + dx^4 + ex^5 + fx^6 + gx^7 + hx^8 + ix^9 + jx^{10} + k) \times [1 - \cos(n\pi x)]}{n\pi}}{\quad} \quad (4)$$

F(x) 為擬合後之多項式方程式

a, b, c, d, e, f, g, h, i, j 為 x 之係數

l 表示為曲線之週期

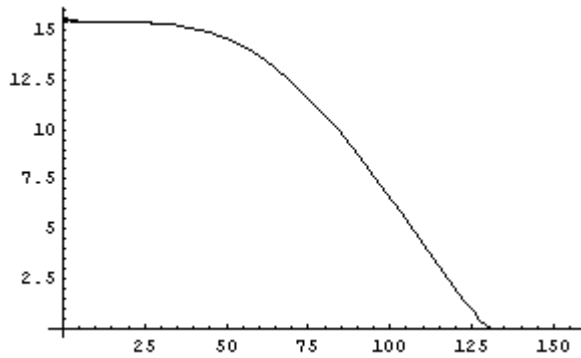
k 表示為不同之常數

上述 a, b, c, d, e, f, g, h, i, j, k 是利用 Matlab 軟體經擬合後之 x 係數，l 為經 Mathematica 軟體計算後從坐標原點到多項式圖形和 x 軸之交點距離值。

以型號 AFB606020 為例，其經 Matlab 軟體經擬合後之多項式為 $1.561 \times 10^{-23}x^5 + 1.6767 \times 10^{-7}x^4 - 4.1623 \times 10^{-5}x^3 + 0.0019041x^2 - 0.03174x + 15.534 = 0$ ，其曲線擬合圖形如圖四所示。

將上述多項式轉換為傅立葉型態，並將轉換後之方程式利用 Mathematica 軟體繪出其圖形，其中 n 至 5000 時已近似原始多項圖形如圖一所示。因此；n 之值取 5000 為基準。

$$\text{Plot} \left[\sum_{n=1}^{5000} \frac{1}{65.0855} \left\{ \frac{1}{n} \left((1.561 \times 10^{-23} x^5 + 1.6767 \times 10^{-7} x^4 - 4.1623 \times 10^{-5} x^3 + 0.0019041 x^2 - 0.03174 x + 15.534) (41.43 - 41.43 \cos(n\pi)) \right) \sin \frac{n\pi x}{130.171} \right\}, (x, 0, 130.171) \right]$$



圖一 型號AFB606020擬合曲線圖

三、結果與討論

本研究結果將分為以下部分做討論，分別為數據擬合結果、風扇與系統匹配、擬合曲線誤差分析及風扇參數對流量、靜壓之影響作探討。

3.1 數據擬合結果

針對兩種不同尺寸風扇及轉速測試數據，圖二、圖三為兩種不同風扇性能曲線圖，其數據來源都是參考[10]，參考風扇型號AFB606020及AFB353510，利用軟體程式擷取參考資料之風扇性能曲線圖，經轉換成數據後重新繪製。經方程式(1)、(2)做無因次擬合後分別為圖四與圖五，擬合方程式中之參數等效圓尺寸，其是透過參考資料所提供之風扇外框尺寸圖以等比例量測出之值，致於電壓、電流、噪音等數值也是透過參考資料所公佈的數據值去做分析，經擬合後發現具有高度相似性；故本研究方法可成功擬合出的單一的性能曲線。圖六至圖十為不同型號風扇，配合不同轉速之擬合曲線圖。由圖四至圖十發現其 $Q^* < 30$ 時幾乎無數據， $Q^* > 30$ 時擬合線明顯跳動，主要因素是擷取圖形流量數據時起始點抓的數據過大及

$\ln \sqrt{\frac{V \times I \times g}{\mu \times n^4 \times D^4 \times (dB - A)}}$ 所得到值為定值，其經

相乘造成 Q^* 在起始點數據 >30 。以風扇型號AFB606020為例，當轉速4800rpm時，方程式(2)

之 $\ln \sqrt{\frac{V \times I \times g}{\mu \times n^4 \times D^4 \times (dB - A)}}$ 項經計算為定值

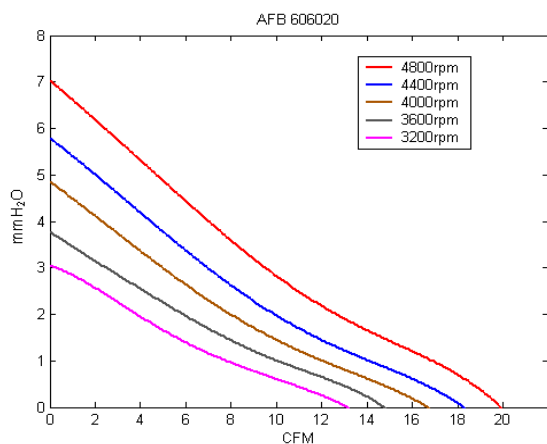
$=3.98$ ，當擷取第一點流量 $Q=0.15$ 時，計算 $\sqrt[3]{Re}$

之數據，其中 $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$ 因 $Q=AV$ 所以

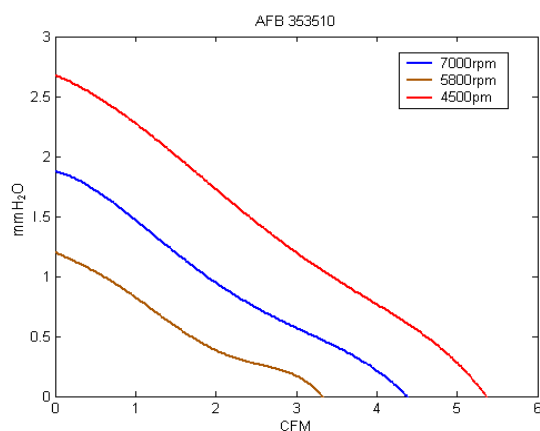
$Re = \frac{4Q}{\nu \pi D}$ ，將數據代入方程式(2)計算得到

$Q^*=25.42$ ；若擷取第一點流量 $Q=0.5$ 時，經方程式(2)計算得到 $Q^*=37.97$ ，因此可明顯發現其差異性。另說明的是由圖四至圖十所得的擬合曲線圖，在 Q^* 較低時發現不只擬合數據值少，且擬合圖形部份抖動越劇烈如圖十所示，但這不影響結果，因為風扇配合散熱鰭片時，其最佳之操作點是在風扇性能曲線斜率水平(失速區)時與系統阻抗曲線之交點，圖四至圖十不同型號風扇轉速經擬合後，發現在接近風扇失速區附近之點都集中，搭配任何系統曲線時可盡速找到理想之操作點。由參考資料[10]可發現當原始風扇性能曲線圖失速區越明顯時，其經擬合之 x 項次越多，如圖十流量由100→120時，其靜壓值無大變動。所謂失速區是一種邊界層分離現象，當風扇轉速達到一定程度時，空氣也會在葉片表面形成此現象，當此現象越來越嚴重時，就會產生失速的現象。致於造成擬合階數高低的原因有二個因素，一為當原始風扇性能曲線圖在不同轉速所得之圖形相近，且失速區不明顯時，其經擬合後圖形階數較少，圖形較平滑。若原始性能曲線圖不同轉速顯現之失速區明顯，經擬合後圖形階數較高，且圖形抖動較大。二若原始性能曲線圖不同轉速下其圖形間相距較遠，或是其中幾條曲線變動較劇烈時，經擬合後階數也會較高。就擬合曲線階數之物理性意義而言，以圖四、六、八、九為例，其風扇葉片數固定為7片，經擬合後發現轉速高之性能曲線圖其失速區較明顯，也就是需擬合之階數較高，相反的轉速低之擬合曲線圖，圖形較平滑擬合的階數便較低。同樣的以圖五、七、十為例，風扇葉片數固定為5片，結果如上述。由此可知風扇轉速對擬合階數之物理意義影響較大，風扇葉片數及外框尺寸則影響不明顯。致於擬合曲線之係數值之物理意義而言，由表一、二可看出不同風扇型號經擬合後 x 項次之係數值，從中發現當 x 階數越高時，係數值越

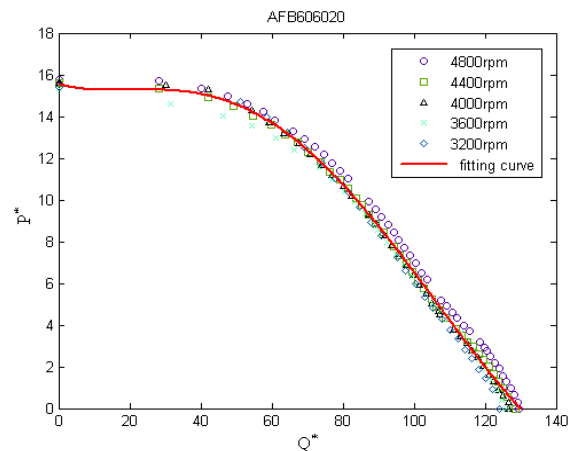
低，其越高階之係數是可忽略的，因其影響只在圖形端點跳動情形，重點是我們需要在擬合曲線失速區部分越接近不同轉速之擬合點，以便找到系統阻抗搭配時之最佳之操作點。就擬合曲線實際上的應用上而言，假使今天自己要主裝電腦，要如何選擇所需的風扇才能真正達到散熱的效果？如果選擇尺寸大的風扇，散熱風量雖大，但其佔空間且增加成本；相反的，如果選擇尺寸小的風扇，雖然可節省成本、增加電腦主機空間，但需增大轉速才能增加空氣流量來散熱，但結果是增加噪音。因此，有擬合性能曲線圖後，如自己主裝電腦時，電腦主機系統之阻抗曲線如果知道，買家便能快速找到操作點位置，選擇較小風扇尺寸及較低轉速時便能達到散熱效果，達到省成本、省空間、低噪音等目的。



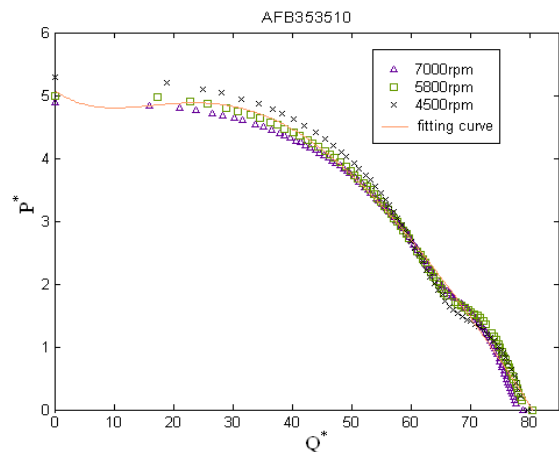
圖二 風扇型號AFB606020 Series性能曲線圖



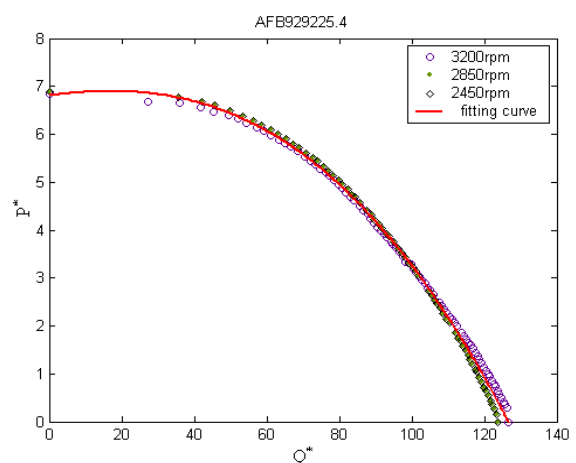
圖三 風扇型號AFB353510 Series性能曲線圖



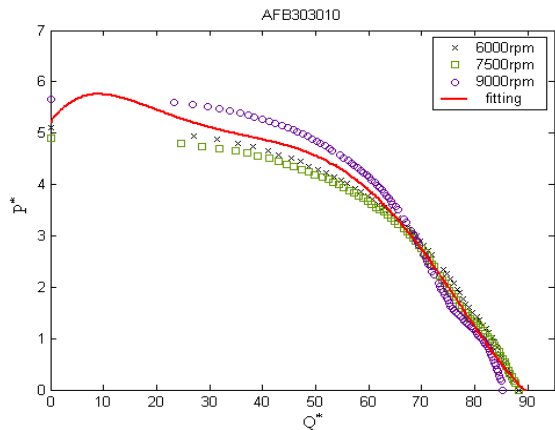
圖四 為圖二之流量與靜壓其原始數據經擬合曲線的關係圖



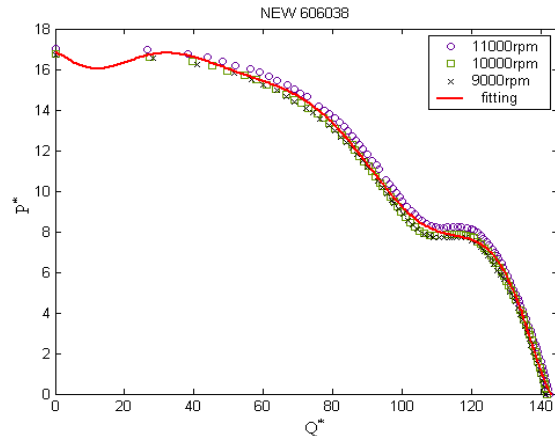
圖五 為圖三之流量與靜壓其原始數據經擬合曲線的關係圖



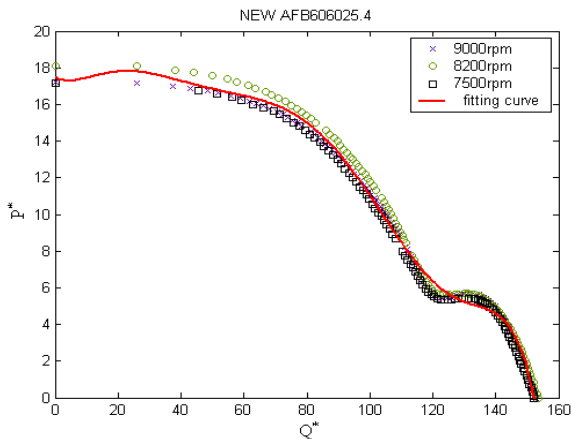
圖六 為型號AFB929225.4之流量與靜壓其原始數據經擬合曲線的關係圖



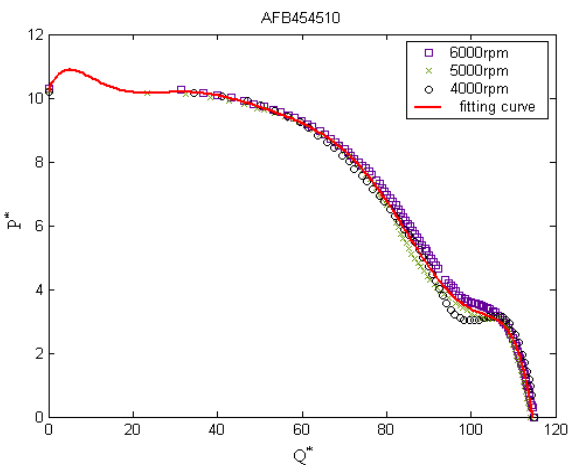
圖七 為型號AFB303010之流量與靜壓原始數據經擬合曲線的關係圖



圖十 為型號NEW AFB606038之流量與靜壓其原始數據經擬合曲線的關係圖



圖八 為型號NEW AFB606025.4之流量與靜壓其原始數據經擬合曲線的關係圖



圖九 為型號AFB454510之流量與靜壓其原始數據經擬合曲線的關係圖

表一 不同風扇型號對應之擬合曲線x多項式係數

	AFB929225.4	AFB606020	AFB303010
a	6.8092	15.541	5.2189
b	9.564×10^{-3}	-4.843×10^{-2}	0.14359
c	-2.089×10^{-4}	2.814×10^{-2}	-1.239×10^{-2}
d	-2.872×10^{-6}	-5.910×10^{-5}	3.898×10^{-4}
e	4.5645×10^{-9}	3.091×10^{-7}	-5.639×10^{-6}
f	0	-4.106×10^{-10}	3.394×10^{-8}
g	0	0	-6.121×10^{-11}
h	0	0	0
i	0	0	0
j	0	0	0
k	126.707	129.938	89.378

表二 不同風扇型號對應之擬合曲線x多項式係數

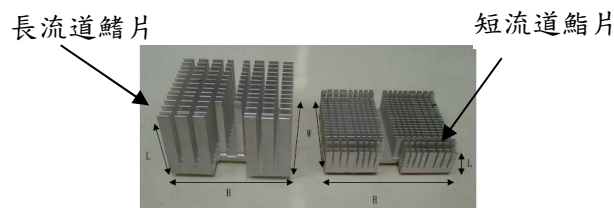
	NEW AFB606025.4	AFB454510	NEW AFB606038
a	17.476	10.24	16.843
b	-9.538×10^{-2}	0.3139	-5.651×10^{-2}
c	1.526×10^{-2}	-5.103×10^{-2}	-1.487×10^{-2}
d	-7.500×10^{-4}	3.278×10^{-3}	2.026×10^{-3}
e	1.649×10^{-5}	-1.089×10^{-4}	-9.481×10^{-5}
f	-1.828×10^{-7}	2.038×10^{-6}	2.240×10^{-6}
g	9.820×10^{-10}	-2.162×10^{-8}	-2.974×10^{-8}
h	-2.029×10^{-12}	1.210×10^{-10}	2.243×10^{-10}
i	0	-2.769×10^{-1}	-8.962×10^{-13}
j	0	0	1.470×10^{-15}
k	152.58	115.692	145.796

3.2 風扇與系統匹配

為驗證阻抗曲線與性能曲線操作點匹配情況，假設有長、短散熱鰭片如圖十一，其相關尺寸如表三，系統阻抗曲線如圖十二。以圖十三型號AFB606020風扇不同轉速之性能曲線搭配短散熱鰭片之傳統匹配方式模式，可發現到系統阻抗曲線與風扇在各轉速性能曲線的交點即為系統的操作點（即風扇與該散熱鰭片組合時，風扇在每個轉速下運轉時會有多少流量流經散熱鰭片）。

傳統上風扇與系統阻抗匹配的方式是以系統阻抗為主體，由風扇依據各轉速的性能曲線來與系統阻抗作搭配。如此雖然可以找到各轉速下的操作點，但由於各轉速間在操作點下的壓力與流量的差值較大，導致在以系統程式搜尋時需要花費較多的時間；且在搜尋時，必須要分段或是整批載入風扇在各轉速時的性能曲線，這相對也需耗費系統資源。

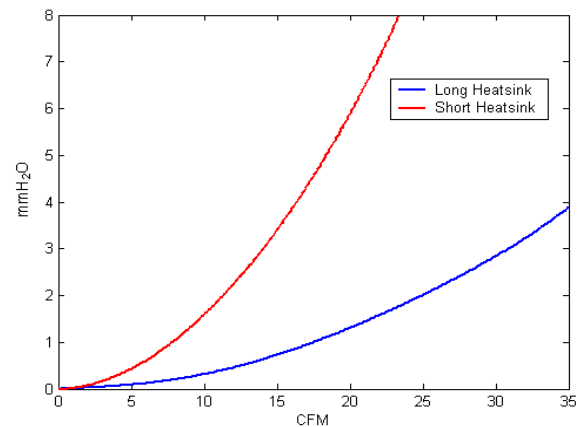
本研究採用風扇為主體，由系統阻抗曲線對應風扇各轉速性能曲線作無因次化分析；因此，可以得到經無因次化後之風扇操作點，如圖十四(以風扇與短散熱鰭片為例)所示，其操作點放大圖如圖十五所示。



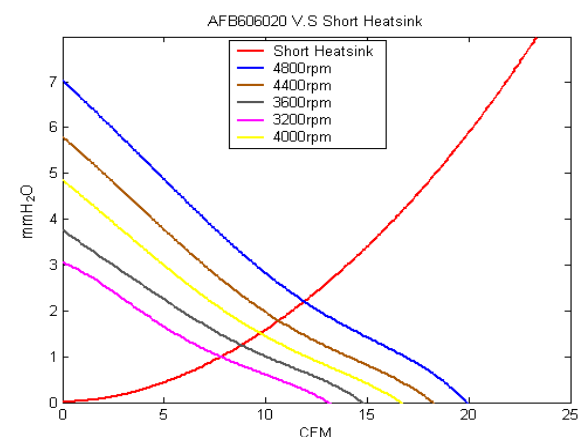
圖十一 長、短流道鰭片實體圖[5]

表三 長、短流道鰭片幾何尺寸[5]

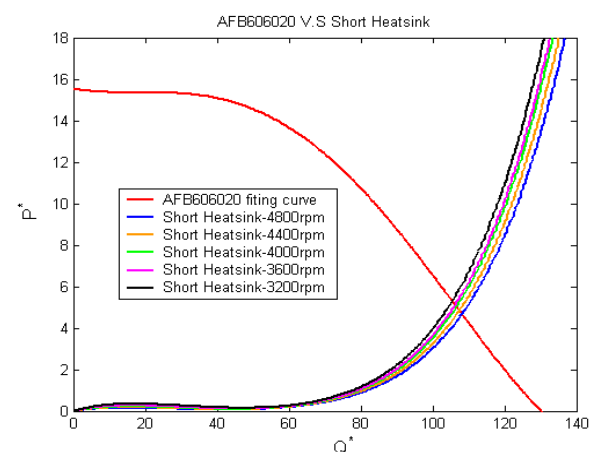
	L	W	H
長流道鰭片	75 mm	67 mm	45 mm
短流道鰭片	83 mm	60 mm	25 mm



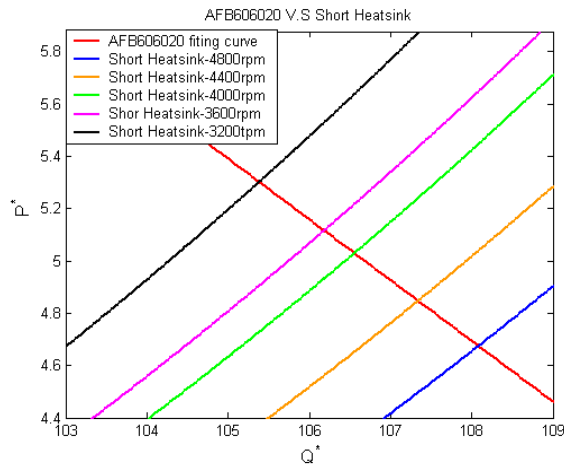
圖十二 長、短流道鰭片之系統阻抗曲線



圖十三 短流道鰭片阻抗曲線搭配風扇不同轉速之匹配圖



圖十四 短流道鰭片之系統阻抗曲線對應風扇不同轉速之無因次化數據圖



圖十五 為圖十四經無因次化後之操作點放大圖

3.3 擬合曲線誤差分析

由圖十四與圖十五可以發現到，系統阻抗曲線在經無因次化後於各個轉速下的差異有限，如此在尋得某一操作點後，相對於傳統作法可在少許的猜值步驟下求得在其他的轉速下的操作點；其兩者之間比較之結果，如此一來將可有效節省系統程式的整體資源。短流道鰭片與風扇結合在各轉速下操作點的壓力與流量及無因次化後得到之壓力與流量，作成表四、五可知，採用本研究的方法與傳統作法的誤差值在4%以下，相對於風扇本身轉速誤差而言已在可接受的範圍。

至於 P^* 、 Q^* 如何轉換為 $P(\text{mm-H}_2\text{O})$ 及 $Q(\text{CFM})$ 以轉速 4800rpm 為例：由參考資料量測得知型號 AFB60602 之等效圓 $(D)=0.0235\text{m}$ ，轉速 $n=4800\text{rpm}=80\text{rps}$ ，壓力 $P=\text{mm-H}_2\text{O}=9.8\text{Pa}=9.8\text{ N/m}^2$ ， ρ 空氣密度 $=1.23\text{kg/m}^3$ ，電壓 $=12\text{V}$ ，電流 $=0.18\text{A}$ ，噪音 $=33(\text{dB-A})$ ， μ 空氣動力黏度 ($1\mu=1.8\times 10^{-5}\text{ N-sec/m}^2$)， ν 空氣運動黏度 $=1.47\times 10^{-5}(\text{m}^2/\text{sec})$ ，利用無因次轉換公式將 P^* 轉成 P_2 如下所示：

$$P^* = \frac{P}{\rho \times D^2 \times n^2}$$

$$4.674 = \frac{P_2 \times 9.8}{1.23 \times 0.0235^2 \times 80^2}$$

$$\text{得 } P_2 = 2.073 \text{ mm-H}_2\text{O}$$

$$\text{則 } P(\%) = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = \frac{2.15 - 2.073}{2.15} = 3.58\%$$

利用無因次轉換公式將 Q^* 轉成 Q_2 如下所示：

$$\text{至於 } Q^* = \sqrt[3]{\text{Re} \times \ln \sqrt{\frac{V \times I \times g}{\mu \times n^4 \times D^4 \times (\text{dB} - A)}}}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad \text{因 } Q = AV \text{ 所以 } \text{Re} = \frac{4Q}{\nu \pi D}$$

$$180.08 = \sqrt[3]{\frac{4 \times 0.02831 \times Q_2}{1.47 \times 10^{-5} \times 3.1416 \times 0.0235 \times 60}} \times \ln \sqrt{\frac{12 \times 0.18 \times 9.8}{1.8 \times 10^{-5} \times 80^4 \times 0.0235^4 \times 33}}$$

$$Q_2 = 11.53 \text{ CFM}$$

$$\text{則 } Q(\%) = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{11.897 - 11.53}{11.897} = 3.09\%$$

表四 傳統作法與無因次化後所得操作點

	傳統作法之操作點(1)		經無因次化後之操作點	
	$P_1(\text{mm-H}_2\text{O})$	$Q_1(\text{CFM})$	P^*	Q^*
4800rpm	2.15	11.897	4.674	108.08
4400rpm	1.788	10.638	4.848	107.34
4000rpm	1.511	9.736	5.030	106.55
3600rpm	1.250	8.796	5.116	106.17
3200rpm	0.995	7.784	5.302	105.38

表五 傳統作法及無因次化後所得之操作點誤差值

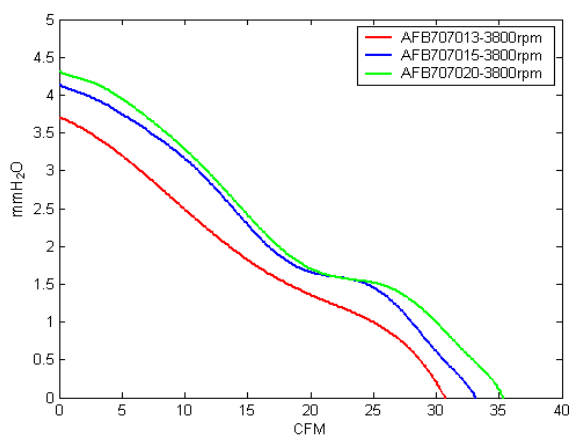
	經無因次化後之操作點 (P^*, Q^*) 轉成單位 (P_2, Q_2) ----- (2)		(1) 和 (2) 之誤差比例	
	$P_2(\text{mm-H}_2\text{O})$	$Q_2(\text{CFM})$	$P(\text{mm-H}_2\text{O})$	$Q(\text{CFM})$
4800rpm	2.073	11.53	3.58%	3.09%
4400rpm	1.80714	10.7156	1.03%	0.72%
4000rpm	1.54987	9.8693	2.47%	1.34%
3600rpm	1.27665	8.8919	2.01%	1.07%
3200rpm	1.03537	7.9818	3.86%	2.46%

3.4 風扇參數對流量、靜壓之影響

風扇各項設計參數對整體靜壓、流量有明顯的影響，各參數間互相制約，關係複雜。不斷的調整各項參數，尋找最適合目標工作要求之組合，便是進行扇葉設計的研究人員所從事的工作。以下由圖十六到圖二十九分別是找出不同風扇參數對靜壓、流量、靜壓效率、揚程

高度及揚程係數之影響，其數據來源都是參考[10]，比較不同型號尺寸風扇，利用軟體程式擷取參考資料之風扇性能曲線圖，經轉換成數據後重新繪製，比較轉速固定情況下，由參考資料所提供的風扇外型結構圖，找出風扇長度、寬度、輪轂比、風扇葉片、葉片間距、隙間比、葉片曲率等變數，找出它們間互相牽制之處，提供風扇設計者有一參考依據。

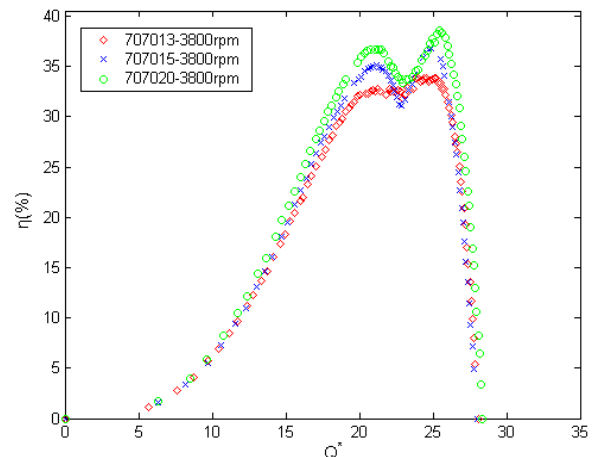
a.由圖十六當三種不同型號風扇，當風扇之長度、寬度、輪轂比(0.47)、風扇葉片(9片)及轉速相同，厚度不同時，在相同流量情況下，從中發現當風扇隨厚度增加時，靜壓值也跟著增加；當靜壓值固定時，發現隨風扇厚度之增加，流量值也跟著增加，由上述說明可知風扇厚度為影響性能曲線之關鍵因素之一。另外由圖中觀察到厚度 15mm 及 20mm 之風扇在失速區附近，其靜壓和流量曲線幾乎是一致的。這說明一點，如果搭配阻抗曲線找操作點時，同樣條件下我們可選擇厚度較小之 15mm 風扇便可達到相同冷卻效果，減少風扇佔據的空間及材料成本。



圖十六 風扇厚度不同時對流量、靜壓之影響

b.已知風扇條件與上述 a 相同條件狀況下，圖十七橫軸 Q^* 表無因次流量參數，垂直軸表靜壓效率(η)，整體而言，隨風扇厚度越大時 η 越大。風扇厚度差異造成三者間 η 之最大值約有 6% 之差異。另外由圖中發現厚度 15mm 及 20mm 曲線在第一波峰和第二波峰間明顯形成一個波谷，而 13mm 則不明顯，造成 η 下降原因應是由圖十六失速區所造成的。由圖十六中發現風扇厚度 15mm 及 20mm 失速區幾乎一

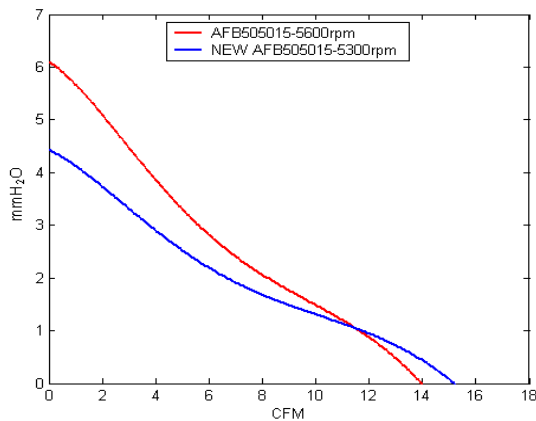
致，但厚度 13mm 失速區不明顯，間接造成圖十七中圖形顯示差異，厚度 15mm 及 20mm 所顯示圖形明顯和厚度 13mm 有所差異。



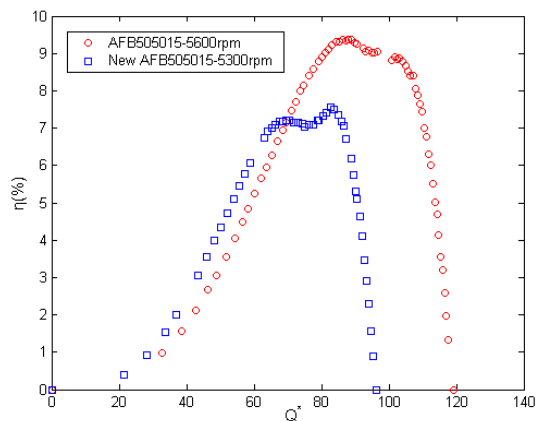
圖十七 風扇厚度不同時對無因次流量、靜壓效率之影響

c.由圖十八當風扇長度、寬度、厚度及葉片數(7片)固定時，依據空氣流量公式風扇轉速越高，流量應越大；但其結果卻不必然，其差異性在輪轂比。圖中轉速較高之輪轂值(0.55)，轉速較低之輪轂值(0.46)。當壓力大於 1.1mmH₂O，壓力固定時大輪轂比之風扇空氣流量大於小輪轂比之風扇空氣流量，但壓力小於 1.1mmH₂O 時其結果則相反，且流量之最大值比較為小輪轂比值大於大輪轂比值。當流量大於 11.8CFM 時，流量固定時大輪轂比之風扇靜壓值小於小輪轂比之空氣流量，但流量小於 11.8CFM 時其結果則相反，且靜壓之最大值比較為大輪轂比值大於小輪轂比值。輪轂比越大(展幅越小)時相對阻力越大，進而會增加其靜壓值。輪轂直徑的大小則主要取決於風扇電機的功率，大功率的電機需要更大的定子繞組線圈，必然佔用更多的空間，在無法縱向擴展(增加高度)的情況下，便只好橫向擴展(增大面積)。因此在設計風扇不單只是考慮電機功率，還需考慮對靜壓、流量之影響，此一重要因素需特別留意。

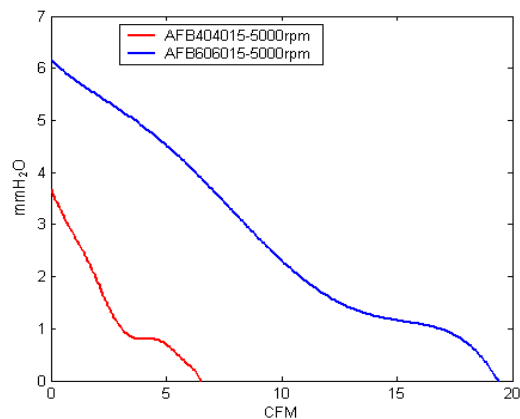
d.已知風扇條件和上述 c 條件相同，由圖十九比較其 η 發現，當 Q^* 小於 66 時，比較相同 Q^* 下轉速低之 η 大於轉速高之 η ；當 Q^* 大於 66，其結果卻相反。由圖十八得知輪轂比增加會降低最大流量值，但卻增加靜壓值，因而使得圖十九整體靜壓效率提升，其輪轂比差異造成兩



圖十八 風扇不同輪轂比對流量、靜壓之影響



圖十九 風扇不同輪轂比對無因次流量、靜壓效率之影響



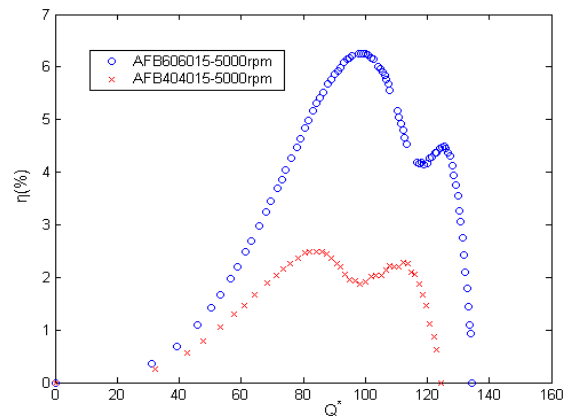
圖二十 風扇長度、寬度對流量、靜壓之影響

者間 η 最大值約有 2% 之差異；因此，設計風扇時不是單純降低輪轂直徑來增加流量，還需考量整體之靜壓效率是否有提升。

e. 由圖二十看出，當風扇固定厚度、轉速、葉片數(7 片)及輪轂比(0.62)時，從圖得知原因

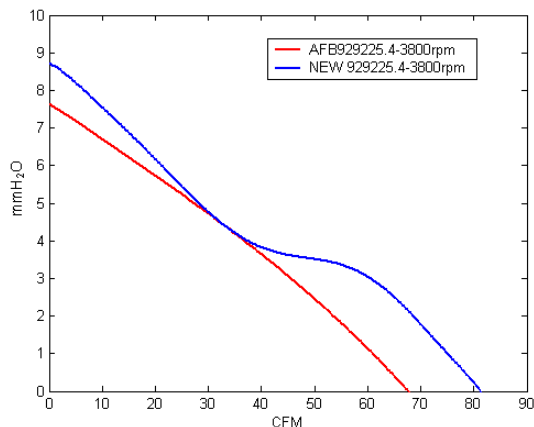
是其性能曲線圖之流量-壓力圖之測試數值較低，因而造成 η 下降。風扇長度×寬度的比例越大時，不論固定流量或靜壓值去比較，發現隨風扇尺寸之增大，靜壓值及流量值均較大。對於電腦散熱風扇而言，體積空間有限，需考量整體系統之阻抗曲線，進而決定風扇之尺寸大小，而不單是以風扇外框尺寸大小為考量，選擇能達到冷卻效果之小尺寸風扇及轉速，才能達到省空間省成本的要求。

f. 已知風扇條件和上述 e 條件相同，由圖二十一比較其 η 發現，當 Q^* 固定時，風扇長×寬之比例越大時 η 越大，其長寬之比例之差異造成兩者間 η 最大值約有 4% 之差異。而型號 AFB404015 之 η 最高值為何只有 2.4%，主要主要原因是其性能曲線圖之流量-壓力圖之測試數值較低，因而造成 η 下降。



圖二十一 風扇長度、寬度不同時對無因次流量、靜壓效率之影響

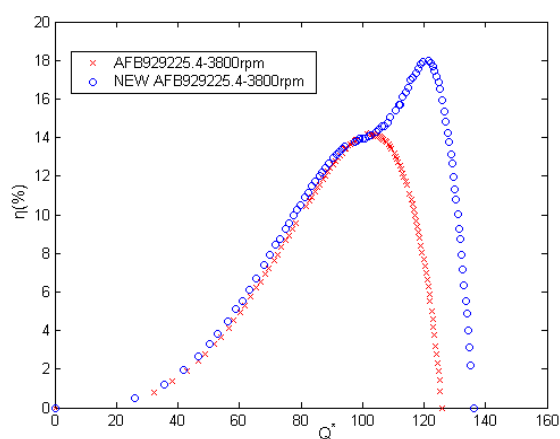
g. 由圖二十二看出，當風扇長度、寬度、厚度、葉片數(7 片)、轉速及輪轂比(0.45)固定時，型號 AFB 929225.4 及 NEW AFB929225.4 之葉片間距分別為 11.5mm 及 20mm，隙間比分別為 0.06 及 0.033，葉片曲率分別為 0.089 及 0.079。由圖發現不管是固定壓力或流量去比較時，葉片間距較大、間隙比及葉片曲率較小者，其靜壓及流量相對較大。理論上葉端間隙過小時，會讓氣流與葉片及外框發生摩擦，增大葉端間隙則會由於反激流等影響影響風扇效率。另外葉片曲率的比值超過 0.1 時，升力係數便不再呈線性增加，故「一定範圍」即 $0.05 < \text{葉片曲率} < 0.1$ [5]。在一定範圍內，葉片曲率越大，相同轉速下，氣體動能也就越大，即風量與風壓越大，相對靜壓值就大；同時，葉片所受的阻力



圖二十二 風扇葉片間距、間隙比及葉片曲率不同時對流量、靜壓之影響

也越大，要求電機的扭力更大。由圖可發現弧高與弦長之比值越小，即葉片曲率越大時，靜壓及流量值也較大。

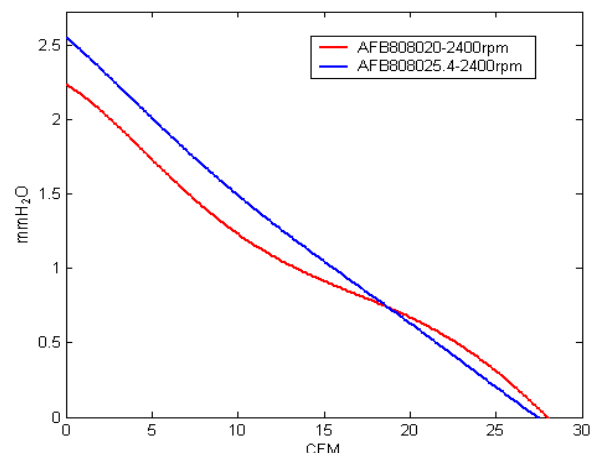
h. 已知風扇條件和上述g條件相同，由圖二十三比較其 η 發現，當 Q^* 固定時風扇葉片間距較大，間隙比及葉片曲率較小時 η 越大；然而，對於等 η 而言當 Q^* 小於100時，型號AFB929225.4之 Q^* 大於型號NEW AFB929225.4之 Q^* ，但 Q^* 大於100則相反。致於葉片間距之差異造成兩者間 η 最大值約有4%之差異。而型號NEW AFB929225.4之 Q^* 在100-130間 η 突然陡升，主要因素是圖二十二之流量在30-60(CFM)間有明顯失速區，造成靜壓效率陡升的原因。



圖二十三 風扇葉片間距、間隙比及葉片曲率不同時對無因次流量、靜壓效率之影響

i. 圖二十四當風扇固定其長度、寬度、輪轂比(0.43)及轉速時，風扇厚度較高之葉片數為7，另一個為5片。由圖十六得知風扇厚度增加時，流量也跟著增加，但圖二十四結果卻有所

差異。當CFM小於19時比較流量或靜壓固定時，發現隨風扇厚度增加時，其靜壓值及流量也較高；當CFM大於19時，其結果則相反。其差異性在葉片數目，證實了同樣參數條件下，比較兩種不同型號風扇，葉片數較少(風扇節距較大)時，最大流量值也較大；靜壓值方面，葉片數較多時因增加阻力，所以其靜壓值較大。

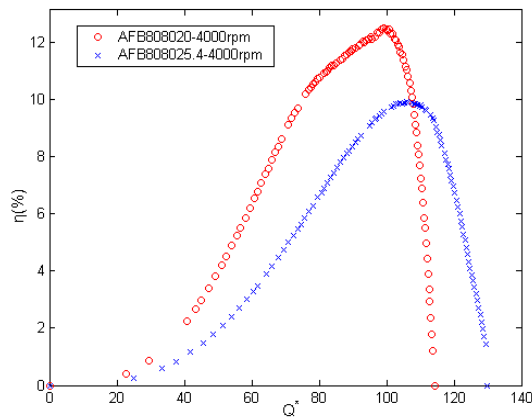


圖二十四 風扇葉片數、厚度不同時對流量、靜壓之影響

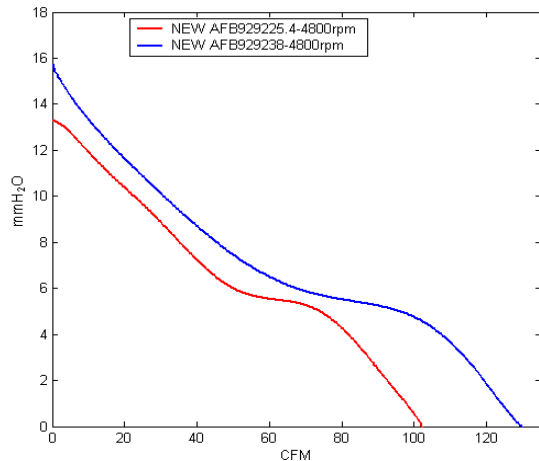
j. 已知風扇條件和上述i條件相同，由圖二十五看出，當 Q^* 小於110時，且 Q^* 固定某值比較時，發現AFB808020之 η 大於AFB808025.4之 η ，也就是風扇葉數較少、厚度較低之風扇，其靜壓效率較高；當 η 固定則是AFB808020之 Q^* 小於AFB808025.4之 Q^* 。葉片過多時，葉片間距太近會增加氣流擾動與葉片摩擦，進而降低風扇效率，增大工作噪音，其葉片數之差異造成兩者間 η 最大值約有4%之差異。從圖中發現 η 並沒有明顯波谷區域，主要原因是圖二十四之性能曲線圖失速區不明顯所致。

k. 圖二十六中，風扇厚度較低者其葉片數為7、輪轂比(0.45)；厚度較高風扇葉片數為9、輪轂比(0.54)。由圖十八、二十四得知，輪轂比及葉片數較少時，最大流量值均較大；但圖二十六結果卻相反，差異性在厚度。比較圖十八、二十四及二十六，發現對流量影響程度，依序為葉片數小於輪轂比小於厚度。

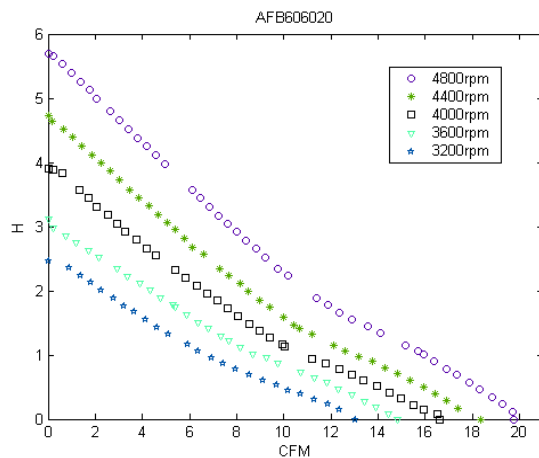
l. 圖二十七以風扇AFB 606020為例測試不同風扇轉速，由圖可看出相同流量下，轉速越高，其H(揚程高度)越高；相同H下，轉速越高流量也越高。



圖二十五 風扇厚度、葉片數不同時對無因次流量及靜壓效率之影響



圖二十六 風扇厚度、葉片數、輪轂比不同，對流量、靜壓之影響

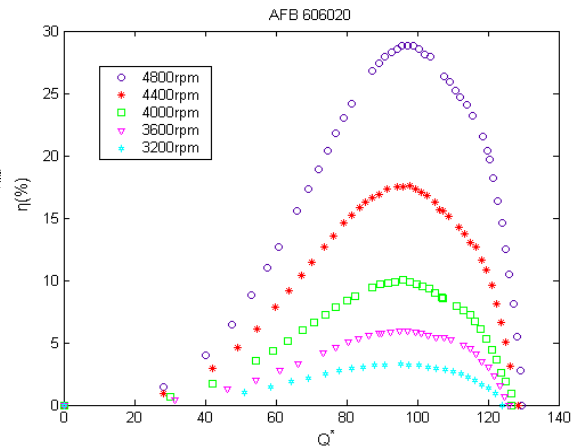


圖二十七 風扇不同轉速下對揚程高度、流量的影響

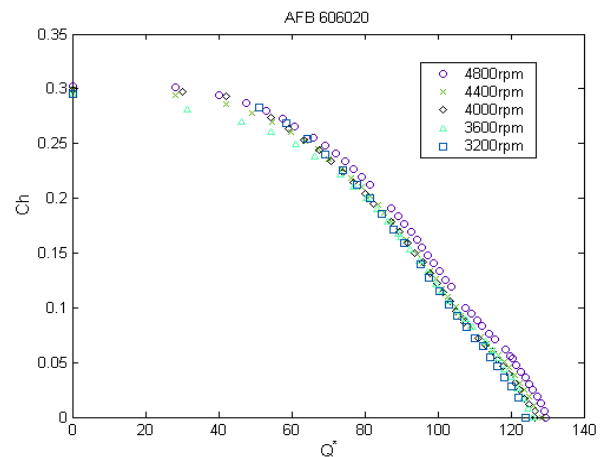
m. 已知風扇條件和上述l條件相同，圖二十八可看出相同 Q^* 下，轉速越高其 η 越大。較低轉

速時 η 差距較小，但隨轉速增高時發現 η 差距變大。

n. 圖二十九以風扇 AFB 606020 為例測試不同風扇轉速，比較揚程係數(Ch)、 Q^* 時可發現，不同轉速之 Ch 值趨近0.3，比較相同 Ch 值時發現，轉速高之 Q^* 大於轉速低之 Q^* 。



圖二十八 風扇不同轉速下對靜壓效率、無因次流量的影響



圖二十九 風扇不同轉速下對揚程係數、無因次流量的影響

四、結果與討論

本研究採用逆向工程方式，利用無因次化分析成功將單一風扇在不同轉速下數條的性能曲線整合為一條，此簡化後的單一性能曲線可用來作為與系統阻抗搭配之用。本研究發現將阻抗曲線經由適宜的無因次化後，再與此風扇

單一性能曲線做匹配可有效降低系統程式在搜尋所有操作點所需的時間。採用本研究的作法與傳統作法相較之下雖然有著最大3.86%的誤差值；但在加入風扇本身的轉速誤差值做整體考量後可發現到，本研究所提供的搜尋方法尚在可接受的誤差範圍。至於風扇各項參數對靜壓、流量值之影響，其各參數間皆有關聯，並非改變單一參數就能得到理想值；藉由參考資料提供之有限風扇測試數據、性能曲線圖及風扇外型結構圖尺寸，找出參數間交互影響情形，可提供日後從事風扇設計者一個參考依據。致於風扇設計參數對性能曲線圖影響如下：

- 風扇長度、寬度、輪轂比、葉片數及轉速相同，厚度不同時；經比較發現當風扇隨厚度增加時，流量、靜壓值均跟著增加，且對應之 η 也較大。
- 風扇長度、寬度、厚度固定時，不同輪轂比時，發現輪轂比越大，流量越小；靜壓值方面，因輪轂比越大時相對阻力越大，進而增加其靜壓值，且對應之 η 也越大。
- 風扇長度、寬度不同，而厚度、轉速、葉片數及輪轂比相同，風扇長寬之比例越大時，發現其靜壓、流量值也越大，且對應 η 之也較大。
- 風扇長度、寬度，厚度、轉速、葉片數及輪轂比相同，葉片間距、間隙比及葉片曲率不同，發現當葉片間距、葉片曲率較大，間隙比較小者，其靜壓及流量也越大，對應 η 也較大。
- 風扇長度、寬度、轉速、及輪轂比相同，葉片數、厚度不同，發現當葉片數較少時，流量較大且對應之 η 較高；靜壓值方面，葉片數較多時因增加阻力，所以其靜壓值較大。
- 風扇厚度、葉片數、輪轂比不同，風扇長度、寬度及轉速相同，發現對流量影響程度以風扇厚度為最大，輪轂比次之，葉片數目則影響最小。
- 測試風扇不同轉速比較相同流量下，轉速越高，其揚程高度越高；相同壓力下，轉速越高，流量也越大。
- 測試不同風扇轉速，發現揚程係數值趨近定值；相同揚程係數值時，轉速高之 Q^* 大於轉速低之 Q^* 。

致謝

感謝國科會提供本研究相關經費支援(計畫編號：NSC-95-2622-E-033-005-CC3)，使本文得以順利完成。

符號說明

a, b, c, d, e, f, g, h, i, j	為x之係數
Ch	揚程係數
CFM	表空氣流量(1CFM=0.02831 m ³ /min)
D	風扇之等效圓(外徑-輪轂直徑)，單位=mm
dB-A	噪音(分貝)
F(x)	擬合後之多項式方程式
g	重力加速度(m/sec ²)
H	揚程高度(單位=m)
I	電流(安培)
k	表不同之常數
l	曲線之週期
mmH ₂ O	壓力(1mmH ₂ O=9.8 N/m ²)
n	轉速(rpm)
P	壓力(N/m ²)
P [*]	壓力之無因次化參數
Q	流量(m ³ /min)
Q [*]	流量之無因次化參數
Re	雷諾數
V	電壓(伏特)
X	擬何曲線之階數
ρ	空氣密度(1 ρ =1.23 kg/m ³)
μ	空氣動力黏度(1 μ =1.8 $\times$ 10 ⁻⁵ N-sec/m ²)
η	靜壓效率
v	空氣運動黏度(m ² /sec)

參考文獻

- [1] Lin, S.C., and Chou, C.A., "Blockage effect of axial-flow fans applied on heat sink assembly," Appl. Therm. Eng., Vol. 24, pp. 2375-2389, 2004.
- [2] Chiang, K.T., "Optimization of the design parameters of Parallel-Plain Fin heat sink module cooling phenomenon based on the Taguchi method," Int. Commun. Heat Mass Transf., Vol.32, pp.1193-1201, 2005.
- [3] Lin, S.C., Chuang, F.S., and Chou, C.A., "Experimental study of the heat sink assembly with oblique straight fins," Exp. Therm. Fluid Sci., Vol. 29, pp. 591-600, 2004.

- [4] Chiang, K.T., "Modeling and optimization of designing parameters for a parallel-plain fin heat sink with confined impinging jet using the response surface methodology," *Appl. Therm. Eng.*, Vol., 27, pp. 2473-2482, 2007.
- [5] 藍重凱，"軸流風扇翼型與角度對性能曲線之影響"，國立清華大學工程與系統科學所碩士論文，2004 年 7 月。
- [6] Elgowainy, A., Feinstein, D., and Rodriguez, I., "Performance analysis of axial fans in unitary air-conditioning systems., 37th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, IECEC, pp. 531-536, 2002.
- [7] Hunt, E., Benson, D. E., and Hopkins, L. G., "Fan efficiency vs. unit efficiency for cleanroom application," *ASHRAE Transactions*, pp. 616-619, 1990.
- [8] 蔡嘉豪，"風扇性能曲線預測方法之研究"，國立清華大學工程與系統科學所碩士論文，2004 年 7 月。
- [9] 郭祥之，"散熱風扇之性能曲線擬合分析"，中原大學機械工程所碩士論文，2005 年 7 月。
- [10] <http://www.delta.com.tw>

許政行, 等.
風扇性能曲線之整合性研究