

入風口直徑對離心式風扇噪音之影響

王栢村¹、蘇彥民²、歐福榮³

¹屏東科技大學機械工程學系 教授

²屏東科技大學機械工程學系 研究生

³協禧電機股份有限公司研發處 經理

摘要

本文主要是藉由改變上、下吸風口直徑，以實際實驗量測研究探討離心式風扇之噪音變化。先經由CNC加工製成風扇樣品，再於風洞與半無響室環境，量測得到風扇樣品之風量、靜壓的性能曲線及聲音品質指標。結果顯示，在一些特定的上、下吸風口直徑的組合下，其風量和靜壓可分別提升了10.54%和15.27%，SPL、Loudness及Prominence Ratio等聲音品質指標也分別降低了4.21%、11.84%及54.89%。總而言之，藉由不同入風口直徑搭配應用，可使得風扇之整體性能獲得提昇，且對於聲音品質也會有所改善，本研究成果可作為筆記型電腦離心式散熱風扇設計之參考。

關鍵字：離心式風扇、性能曲線、聲音品質

1. 前言

在筆記型電腦系統中使用風扇搭配散熱片是將熱量帶出至機殼外部是最經濟的一種方法，然而為了提高散熱量及整體系統輕薄短小的要求，風扇的尺寸與性能設計便成為重要的課題，且發現以往的聲音量測規範不能完全達到使用者的要求，需要進一步導入基於心理聲學之聲音品質(Sound Quality)的概念，且因為筆記型電腦和使用者的距離相當靠近所以導入此一基於心理聲學之聲音品質(Sound Quality)的概念，已是目前風扇製造廠共同的趨勢。因為使人產生煩躁的噪音並非只是單純的大聲而已，單一音頻的純音一樣會使人感到不舒服，比方說同時播放相同聲壓值的樂曲與工地施工聲，前者就人們的聽覺來說就是比較悅耳。

依據Sandra *et al.*[1]變更風扇外框舌部的幾何形狀可以用來降低整體風扇產生的噪音，Sandra *et al.*[2]實驗發現風扇內部流場噪音最大的來源在於葉片上流體脫離和吸入時，會有一混亂的流場產生進而形成一噪音源，歐陽[3]針對新式筆記型電腦冷卻風扇之性能提升及噪音控制研究，其實驗結果顯示進風口面積對風扇性能和噪音有顯著影響，李[4]的實驗結果顯示渦道舌部的間隙對於窄頻帶噪音有明顯的變化，同時可知大部分的噪音是由風扇的開口部位(進、出風口)所發散而出。邱等人[5]應用田口法研究風扇的噪音，

發現以上下吸風口的尺寸變化對於噪音的影響最大。

本實驗將參考ISO 3745[6]、ISO 7779[7]、ISO 10302[8]的測試規範和環境來量測噪音，並導入ISO532 [9]的響度(Loudness)、ECMA-74[10]的突起比(prominence ratio)等相關聲學規範來探討筆記型電腦散熱風扇的聲音品質，藉由不同上下入風口的尺寸搭配，來分析得到風扇性能和聲音品質的變化趨勢，可提供一個主要解決風扇性能和聲音品質的參考依據。

2. 噪音和聲音品質指標定義

2.1 聲壓位準(Sound Pressure Level)

一般來說噪音之量測結果通常會以聲壓位準來表示，而聲壓則是人耳感受到的噪音強弱，所以量測聲音壓力位準來代表聲音的大小，是一種簡單又容易辨識的一個參數。聲壓會隨周圍環境如溫度、介質以及量測距離和方向而改變，而量測出來的數值被表示為聲壓位準，此為聲壓與參考聲壓比值的對數值，單位無因次表示為分貝(dB)，參考位準為 $20\mu\text{Pa}$ ，其中聲壓位準之定義可表示為：

$$L_p = 10 \log_{10} \left[\frac{p}{p_0} \right]^2 \equiv 20 \log_{10} \left[\frac{p}{p_0} \right] \quad (1)$$

其中 L_p = 聲壓位準， p = 聲壓， p_0 = 參考聲壓值 = $20\mu\text{Pa}$ ，相當於人耳在1000Hz之純音所能聽到之最小音壓；以分貝表示之聲壓位準是一種物理量。

2.2 響度(Loudness)

上述聲音壓力位準為一物理量，對於人耳來說感受僅代表音量大小，但人耳對聲音響度(Loudness)的感覺，會隨著聲音頻率不同而異，而此響度即為人類感覺聲音的大小。首先就1,000Hz之各種大小音量之聲音求出其聲壓位準(dB)，再以1,000Hz以外的各種聲音求出以人耳感覺與1,000Hz聲音大小相同時之音壓位準，依據結果顯示人的耳朵對低頻音反應較不敏感，有隨頻率之減少而愈失真之情況，對高頻音之反應則較複雜，一般而言對4,000Hz頻率之聲音最敏感且有增強之情形。而響度一般又分為響度位準(Loudness Level)和響度兩種，以下就這兩種差異分別說明。

2.2.1 響度位準(Loudness Level; Phon) :

以1kHz之純音 比較感覺聲音大小相同時,其聲壓位準之數值。例如 $f = 1\text{kHz}$ 純音之 $L_p = 70\text{dB}$ 具有 70 Phon。而當 $f = 100\text{ Hz}$, $L_p = 75\text{ dB}$ 之純音和 $f = 1\text{kHz}$ 純音之感覺聲音大小相同,故也是具有70Phon。

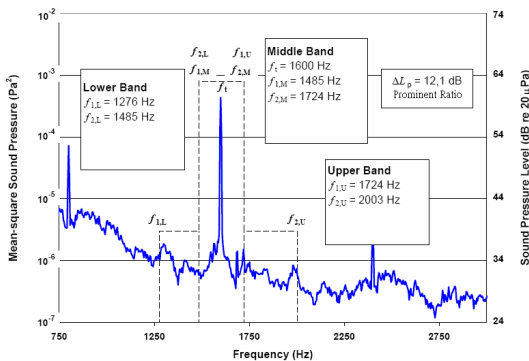
2.2.2 響度(Loudness; Sone) :

如果已經知道一個純音或窄頻帶噪音的頻率和聲壓位準,就可以利用等響度位準曲線查出其響度級或位準(Loudness Level)是多少 Phon。如果引入一個響度的量,通過響度和響度位準之間的密切關係,再利用響度直接評價噪音就會更加方便了。響度的單位為Sone,規定響度級的40 Phon聲音的響度為 1 Sone,響度級每增加10 Phon,響度增加2倍。有了響度這個評價量,對噪音的評價可以量化了。例如一個噪音的響度是10 Sone,另一個噪音的響度是20 Sone,人在主觀上感覺到兩個噪音的響度相差一倍。響度和人的感覺成正比,而且可以直接進行算術疊加。響度(S)和響度位準(P)的關係為:

$$S = 2^{(P-40)/10} \quad (2)$$

2.3 突起比(Prominence ratio; P_R) :

伴隨著寬頻帶噪音產生的離散純音,有部分會被窄頻帶中的噪音給遮蔽。這種以離散純音為中心頻率的相對窄頻帶稱為臨界頻帶。一般情況下當離散純音的聲壓位準比以該純音頻率為中心頻率的臨界頻帶,遮蔽噪音的聲壓值大約低於4dB時仍可以聽的到,突起比(Prominence ratio)即根據一離散純音(Discrete Tones)出現的明顯性,來判斷此離散純音的聲壓值是否有超過臨界頻帶遮蔽噪音的聲壓值。圖一為一突起比的計算圖示,各因子說明如下公式[10]:



圖一 突起比 [10]

首先依據主頻率 f_t 計算出 Δf_c

$$\Delta f_c = 25 + 75 \times [1 + 1.4 \times (f_t / 1000)^2]^{0.69} \quad (3)$$

得到 Δf_c 後再依據下列公式定義出 $f_{1,M}$ 和 $f_{2,M}$ 的值,以決定 Δf_c 的頻寬當主頻率 $f_t \leq 500\text{ Hz}$;則

$$f_{1,M} = f_t - \Delta f_c / 2 \quad (4)$$

$$f_{2,M} = f_t + \Delta f_c / 2 \quad (5)$$

當主頻率 $f_t > 500\text{ Hz}$;則

$$f_{1,M} = -\frac{\Delta f_c}{2} + \frac{\sqrt{(\Delta f_c)^2 + 4f_t^2}}{2} \quad (6)$$

$$f_{2,M} = f_{1,M} + \Delta f_c \quad (7)$$

參照表一和表二,可分別得到 C_0, C_1, C_2 和 D_0, D_1, D_2 的值,將其帶入下式

$$f_{1,L} = C_0 + C_1 \times f_t + C_2 \times f_t^2 \quad (8)$$

$$f_{2,U} = D_0 + D_1 \times f_t + D_2 \times f_t^2 \quad (9)$$

其中, $f_{1,L}$ 為低頻帶的下限頻率, $f_{2,U}$ 則為高頻帶的上限頻率,在得到所有的參數後,代入以下二式即可得到突起比的值。

當 $f_t > 171.4\text{ Hz}$,則:

$$\Delta L_p = 10 \lg(10^{0.1L_M}) - 10 \lg[(10^{0.1L_L} + 10^{0.1L_U}) \times 0.5] \text{ dB} \quad (10)$$

當 $f_t \leq 171.4\text{ Hz}$,則:

$$\Delta L_p = 10 \lg(10^{0.1L_M}) - 10 \lg\{[100 \Delta f_L] \times 10^{0.1L_L} + 10^{0.1L_U}\} \times 0.5 \text{ dB} \quad (11)$$

表一 C_0, C_1, C_2 參數表 [10]

表二 D_0, D_1, D_2 參數表 [10]

Frequency Range (Hz)	C_0	C_1	C_2
$f_t \leq 171.4$	20.0	0.0	0.0
$171.4 < f_t \leq 1600$	-149.5	1.001	-6.90×10^{-5}
$f_t > 1600$	6.8	0.806	-8.20×10^{-6}

Frequency Range (Hz)	D_0	D_1	D_2
$f_t \leq 1600$	149.5	1.035	7.70×10^{-5}
$f_t > 1600$	3.3	1.215	2.16×10^{-5}

3. 實驗方法及量測設備

3.1 實驗方法

本實驗先設計出 $70 \times 70 \times 13\text{ mm}$ 的離心式風扇,圖二為離心式散熱風扇示意圖,表三為風扇相關幾何參數定義。接著以上下吸風口直徑為 $\varnothing 40\text{ mm}$ 的風扇組合作為中間值,並且為各實驗組合的比較基準,再依據中間值取出下限各3mm的範圍,以每間隔1mm 作等間距增加,表四為其全因子試驗計畫表。整個實驗分為上入風口直徑 $\varnothing 37 \sim \varnothing 43\text{ mm}$,下入風口直徑 $\varnothing 37 \sim \varnothing 43\text{ mm}$ 來進行互相搭配作全因子試驗,接著再依照實驗編號去做風扇性能和噪音品質的實際量測。得到全部的實驗數據後即可探討上下入風口直徑的變化對於風扇性能及聲音品質的影響,以利提供進行風扇產品性能改善及噪音頻譜分析判斷的依據,主要有兩大方向來探討:

3.1.1 風扇性能分析:

風扇的解熱性能主要分為風量及靜壓這兩個數據,此兩個數據是呈現相反的特性,主要在於系統端的應用方式為何,來設計出高風量或是高靜壓的風扇。

3.1.1 風扇聲音品質分析：

目前風扇的噪音除了整體噪音值外，須再顧及聲音品質的要求，故會探討目前業界常用的三個風扇聲音品質指標，包括聲壓位準、響度及突起比。

表三 風扇相關幾何參數定義

參數	符號	數值
風扇轉速	N	4000 rpm
葉片數目	Z	13 葉
扇葉直徑	$\varnothing b$	$\varnothing 50$ mm
輪轂直徑	D_m	$\varnothing 20.0$ mm
上吸風口直徑	D_u	$\varnothing 40.0$ mm
下吸風口直徑	D_b	$\varnothing 40.0$ mm
葉片上間隙	G_u	1.5 mm
葉片下間隙	G_b	1.0 mm
風扇整體高度	H	13.0 mm
蝸殼入口處間隙	δ_1	2.0mm

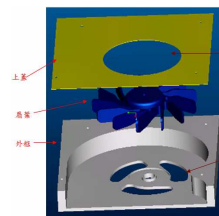
表四 全因子試驗計劃表

實驗編號	實驗因子		實驗編號	實驗因子	
	上吸風口	下吸風口		上吸風口	下吸風口
1	Ø37	Ø37	26	Ø40	Ø41
2	Ø37	Ø38	27	Ø40	Ø42
3	Ø37	Ø39	28	Ø40	Ø43
4	Ø37	Ø40	29	Ø41	Ø37
5	Ø37	Ø41	30	Ø41	Ø38
6	Ø37	Ø42	31	Ø41	Ø39
7	Ø37	Ø43	32	Ø41	Ø40
8	Ø38	Ø37	33	Ø41	Ø41
9	Ø38	Ø38	34	Ø41	Ø42
10	Ø38	Ø39	35	Ø41	Ø43
11	Ø38	Ø40	36	Ø42	Ø37
12	Ø38	Ø41	37	Ø42	Ø38
13	Ø38	Ø42	38	Ø42	Ø39
14	Ø38	Ø43	39	Ø42	Ø40
15	Ø39	Ø37	40	Ø42	Ø41
16	Ø39	Ø38	41	Ø42	Ø42
17	Ø39	Ø39	42	Ø42	Ø43
18	Ø39	Ø40	43	Ø43	Ø37
19	Ø39	Ø41	44	Ø43	Ø38
20	Ø39	Ø42	45	Ø43	Ø39
21	Ø39	Ø43	46	Ø43	Ø40
22	Ø40	Ø37	47	Ø43	Ø41
23	Ø40	Ø38	48	Ø43	Ø42
24	Ø40	Ø39	49	Ø43	Ø43
25	Ø40	Ø40			

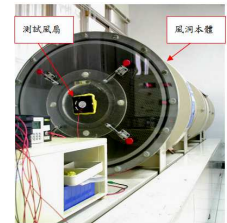
3.2 風扇性能量測

本研究之性能測試部份，係採用符合美國 AMCA210-85 規範之風洞，本風扇性能測試系統為電

腦自動化量測系統，可提供正確、快速的風扇性能量測。在流量量測方面使用噴嘴流量計與層流量計，以減少系統操作的困難，並且提高可靠性。當數據擷取系統和主機連線後能快速擷取測試資料，並完成性能曲線測試，使整個測試作業能在最短時間內完成相關作業，圖三為本實驗性能量測所使用風洞測試系統之實際照片。



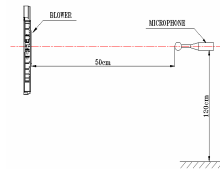
圖二 離心式散熱風扇示意圖



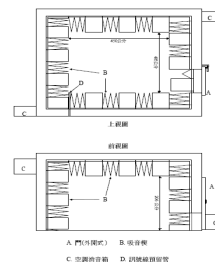
圖三 風洞測試系統

3.3 風扇聲音品質量測

使用 Head SQLab II 分析儀來作為噪音量測和分析的系統，其功能為應用快速傅立葉轉換之運算，配合 A/D (類比/數位) 線路之儲存及轉換，分析各種時域及頻域範圍下之信號變化量。在聲音分析應用範圍上，具有倍頻分析 (Octave)、噪音位準、信號雜音比 (SNR)、頻率響應分析 (FRA) 等功能，可針對各噪音源進行聲壓測試。本實驗之所有噪音試驗皆在半無響室中進行，圖四為風扇噪音測試方式示意圖，圖五則為半無響室之平面示意圖。



圖四 風扇噪音測試方式示意圖



圖五 半無響室平面示意圖

4. 結果與討論

本實驗主要目的，是針對離心式風扇的上吸風口直徑 (D_u) 和下風口直徑 (D_b) 來做改變，以實際量測所得數據來討論風扇性能的變化和趨勢，並設定基本樣品為 No.25，以分析比較其他風扇組合的改善效益。風扇的性能可分為兩部份來做為優劣的判斷基準，分別為解熱性能：風量 (Q : Cubic Feet per Minute, CFM)、靜壓 (P : mmAq) 及聲音品質指標：聲壓位準 (SPL: dB(A))、響度 (Loudness: sone)、突起

比 (Prominence Ratio : dB) , 故以下會針對風扇的各個性能指標的分佈圖分別做說明。

4.1 風扇解熱性能分析

一般風扇的解熱性能可分為風量和靜壓來分別做評估, 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。它是氣體對平行於物體表面作用的壓力, 通過垂直於其表面的孔測量出來的。在實際應用中, 風量大, 也並不代表通風能力強, 因空氣流動時, 氣流在其流動路徑會遇上散熱鰭片的阻撓, 其阻抗會限制空氣自由流通, 以下即針對所量測到的風量及靜壓數據分別做探討。

4.1.1 風量分析

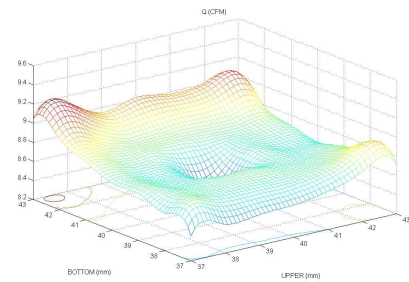
圖六為全部實驗樣品的風量3D分佈圖, 綜合討論如下:

1. 當固定 D_u 的尺寸時, 其風量並不會隨著 D_u 的大小而有明顯的變化, 而是隨著 D_b 的尺寸而有明顯的增減。
2. D_u 在最大時搭配到 D_b 最小時其風量也有次高的表現, 有可能是在上下入風的壓力差達到一平衡的狀態。
3. 風量最大值出現出現在 D_u 最小+ D_b 最大的組合, 所以以風量來看, D_b 要越大越好, D_u 則要越小越好, 這樣上下入風端的流場才會達到一穩定的狀態。
4. 此風扇在設計時需注意避開圖中中間區域的組合, 因為有可能會因上下入風端的流場壓力不平均, 導致吸入的空氣又被擠壓出去。

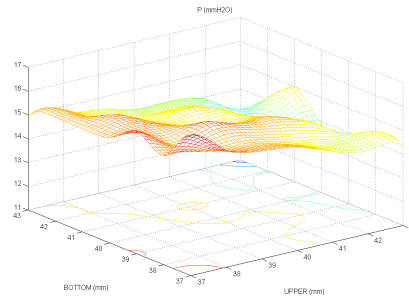
4.1.2 靜壓分析

圖七為全部實驗樣品的靜壓3D分佈圖, 綜合討論如下:

1. 以靜壓分佈圖可以明顯發現到, 靜壓最大值出現在接近 D_b 最小+ D_u 最小的組合範圍, D_b 和 D_u 都要越小越好, 基本上是呈現線性變化。
2. 當 D_b 和 D_u 的尺寸越小, 內部流場就會比較封閉, 此時就不容易產生洩壓的情形, 相對其流場內部的壓力場也就會比較容易建立起來。



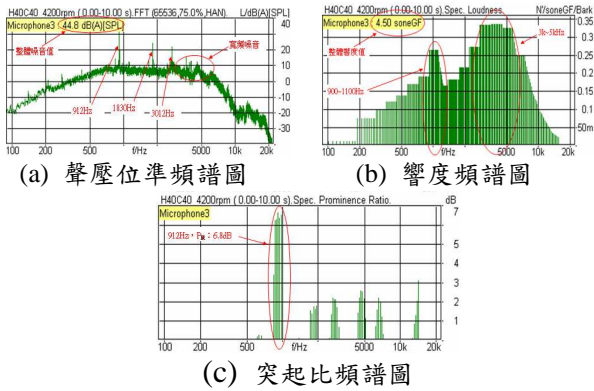
圖六 風量3D分佈圖



圖七 靜壓3D分佈圖

4.2 風扇聲音品質指標分析

圖八為No.25風扇聲音品質指標頻譜圖, 此為將時間域的量測信號轉換為頻率域信號, 經由此轉換頻譜後, 可與風扇實際運轉時的物理意義相互呼應, 主要可以依據各聲音頻譜來分析判斷風扇的噪音問題。圖八(a)是聲壓位準頻譜圖, 首先可得到風扇整體噪音值, 而此風扇的轉速為4200rpm所以基頻是為70Hz, 再來觀察其第一個窄頻的頻率為912Hz, 此為基頻的13倍和扇葉的葉片數目相符合, 即可判斷這是扇葉的旋轉頻率所造成的, 第二個窄頻的頻率為1830Hz, 此為基頻的26倍判斷也是由扇葉旋轉所引發的頻率, 第三個窄頻的頻率為3012Hz, 此為基頻的43倍判斷應是由馬達旋轉和外框所激盪出來的頻率, 而在3000~5000Hz之間的寬頻帶噪音應是流場氣動音和軸承結構的磨擦音所造成。圖八(b)是響度頻譜圖, 首先一樣可得到風扇的響度值, 其主要的貢獻點分別在900~1100Hz風扇扇葉旋轉音及3000Hz~5000Hz的流場氣動音。圖八(c)是突起比頻譜圖, 主要重點在於確認任一頻率的峰值強度是否會過高, 以圖八(c)來說在912Hz的突起比最強已達到6.94dB, 所以在聲壓位準頻譜中較突出的頻率也會直接對應到響度及突起比中的頻率, 此時就必須注意此頻率所貢獻的聲音可能會使人感到不舒服。本節主要針對所擷取之聲音頻譜: 聲壓位準 (SPL : dB(A))、響度 (Loudness : sone)、突起比 (Prominence Ratio : dB) 作探討與分析其趨勢, 以下即針對所量測到的三個聲音品質指標做分別探討。



圖八 No.25風扇樣品聲音品質指標頻譜圖

4.2.1 聲壓位準分析

圖九為其對應的聲壓位準3D分佈圖，綜合討論如下：

1. 當固定 D_u 的尺寸時，其風扇整體噪音值並不會隨著 D_u 的大小而有明顯的變化，而是隨著 D_b 的尺寸而有明顯的增減，可以發現 D_b 的尺寸是決定噪音值大小的關鍵。
2. 在 D_b 的尺寸達到此次實驗設定的最大水準時，發現噪音值又開始有下降的趨勢，可能是因為入口尺寸過大，導致內部流場開始有洩壓和氣體回流的情形出現，使得流場內部的聲壓也跟著下降，因此次實驗 D_b 的尺寸只有做到 $\varnothing 43$ 無法繼續觀察其變化，但預期噪音值應該是會再下降。

4.2.2 響度分析

圖十為其對應的響度3D分佈圖，綜合討論如下：

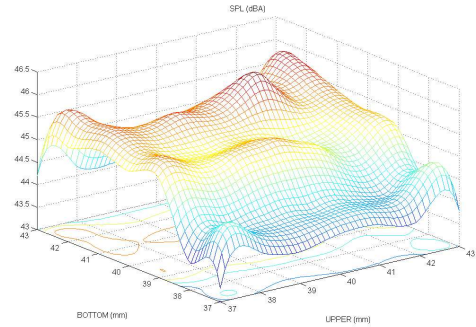
1. 由圖中可以發現響度和聲壓位準的趨勢大略相同， D_b 的尺寸是主要決定響度大小的關鍵。
2. D_b 尺寸越小時其響度的值會越小，待尺寸慢慢增大到 $\varnothing 38$ 後其響度的值就會呈現快速上升的趨勢，而尺寸在 $\varnothing 39 \sim \varnothing 40$ 之間時其響度會呈現趨緩的現象，在增大至 $\varnothing 41$ 後響度又繼續增大，接著隨著 D_b 到 $\varnothing 43$ 時其響度的值又慢慢下降。
3. 在 D_u 和 D_b 的尺寸達到最大時其響度的值也來到最大，比對風扇性能數據發現，此時風扇的性能也相對來到了高點，整個風扇響度值也就跟著上升。

4.2.3 突起比分析

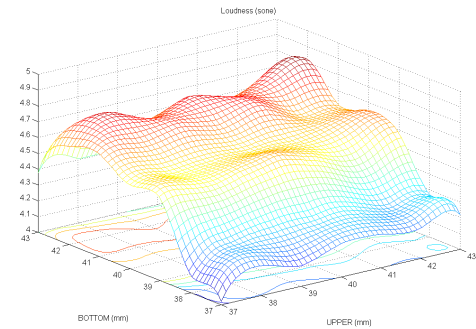
圖十一為其對應的突起比3D分佈圖，綜合討論如下：

1. 由圖中可以發現3種聲音品質指標的趨勢大略相同， D_b 的尺寸都是主要決定的關鍵，而突起比主要發生的頻率為912Hz，應是扇葉的旋轉頻率所造成的，但在No.1和No.8這兩組數據上發現主要發生的頻率是在289Hz，此為此為基頻的四倍頻，應是組立馬達時沒有確實所造成的差異。
2. D_b 尺寸越小時其突起比會越小，待尺寸慢慢增大

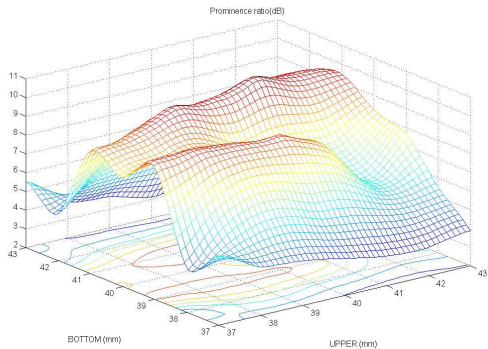
- 到 $\varnothing 39$ 後其突起比就會呈現快速上升的趨勢，而接著隨著 D_b 到 $\varnothing 42$ 時其突起比又慢慢下降。
3. D_b 尺寸在 $\varnothing 39 \sim \varnothing 41$ 為突起比的高風險區域，在設計風扇時應避免此區段的尺寸，由此可以看出風扇內部流場設計的開放或是密閉一點，都有助於降低突起比的強度。



圖九 聲壓位準3D分佈圖



圖十 響度3D分佈圖



圖十一 突起比3D分佈圖

5. 結論

本實驗主要重點在於變更離心式風扇的上下吸風口尺寸，來探討對於風扇噪音的影響為何，並輔以風扇的解熱能力作為參考。由於本實驗並未將其他會影響風扇性能的參數一併作探討，所以可以更清楚的觀察到吸風口尺寸對於離心式風扇噪音的影響。離心式散熱風扇(雙吸風口)在一般的設計觀念上其上下吸風口尺寸都會採用對稱式的設計，也就是說上下吸風口的尺寸大小都會是一致的。在本實驗即針對不同尺寸大小的吸風口做全因子組合搭配，來探討風扇性

能是否會隨著上下吸風口尺寸的改變作常態的變化，以尋得一規律性的趨勢。對於風扇聲音品質指標來說，以下吸風口的尺寸為主要的控制點，相較於上吸風口無阻礙的吸風環境來說，下吸風口都會有結構補強，這部份會阻礙入風的壓力和順暢性，所以下吸風口的尺寸一有改變就會對於聲音的壓力有明顯變化，這就會直接反應在聲音頻譜上，依據實驗數據可以明顯發現，當 D_b 尺寸越大時，風扇聲音品質指標的值也跟著一直增加，但在 D_b 尺寸過了41mm後，突起比的值開始有明顯下降，在設計風扇時可以特別避開此一區域，以避免產生有聲音品質上的問題。

而在一些特定的上、下吸風口直徑的組合下，其風量和靜壓可分別提升了10.54%和15.27%，SPL、Loudness 及 Prominence Ratio等聲音品質指標也分別降低了4.21%、11.84% 及 54.89%。本研究將離心式風扇吸風口尺寸大小對風扇性能的影響做了完整的實驗量測分析，依據實驗結果所得到的趨勢變化，已有實際應用在改善風扇性能和噪音上，並得到和此實驗結果相符之改善趨勢。此舉將有助於減少在風扇設計初期所花費的人力和物力，並可在進行設計變更、問題分析及性能改善之參考依據，因為本研究尚在實驗階段，主要先以實驗結果去觀察對風扇影響的趨勢，目前並無完整的文獻進行討論，後續會朝向建立其相關聯的公式，以利進行更完善的設計改善。

6. 誌謝

本論文由於協禧電機的支持，使本實驗得以順利進行，特此致上感謝之意。

7. 參考文獻

1. Sandra, V.S., Rafael, B.T., Carlos, S.M., and Bruno, P.G., 2006, "Reduction of the Aerodynamic Tonal Noise of a forward-Curved Centrifugal Fan by Modification of the Volute Tongue Geometry" Applied Acoustics, Vol.69, pp.225-232.
2. Sandra, V.S., Rafael, B.T., Juan Pablo, H.C. and, Carlos, S.M., 2006, "Experimental Determination of the Tonal Noise Sources in a Centrifugal" Journal of Sound and Vibration Vol. 295, pp.781-796
3. 歐陽百峻，新式筆記型電腦冷卻風扇之實驗研究，碩士論文，國立台灣科技大學機械工程研究所，台北、台灣，2000。
4. 李炫秉，聲強法在離心扇噪音診斷與控制之研究，碩士論文，國立台灣工業技術學院機械工程技術研究所，台北、台灣，1995。
5. 邱武耀，楊淳守，賴姿吟，譚世偉，陳彥伊，吳伯毅，應用田口方法之渦流風扇噪音研究，中華民國振動與噪音工程第十六屆學術研討會論文集，台南，台灣，2008。
6. ISO3745, "Acoustics-Determination of sound power levels of noise sources-Precision methods for

- anechoic and semi-anechoic room", 1977(E)。
7. ISO7779, "Acoustics-Measurement of airborne noise emitted by information technology and telecommunications equipment", Second edition, 1 August 1999.
8. ISO10302, "Acoustics-Method for the measurement of airborne noise emitted by small air-moving devices", 1996(E)。
9. ISO532, "Acoustics -Method for calculating loudness level", First edition, 15 July 1975.
10. ECMA-74, "Measurement of Airborne Noise Emitted by Information Technology and Telecommunications Equipment", 8th Edition, December 2003.
11. 王栢村，工業噪音控制課程講義，國立屏東科技大學機械工程系，屏東，台灣，2002。
12. 白明憲，工程聲學，全華科技圖書股份有限公司，台北，台灣，2004。

Effect of Inlet Diameters on Centrifugal Fan Noise

Bor-Tsuen Wang¹
Yen-Min Su²
Fu-Rong Ou³

¹ Professor, Department of Mechanical Engineering, National Pingtung University of Science and Technology.

² Graduate student, Department of Mechanical Engineering National Pingtung University of Science and Technology.

³ Manager, Department of R&D ADDA Corporation.

Abstract

This work presents the experimental study on the centrifugal noise by the change of the upper and bottom air flow inlet diameters. The prototype fan is made by CNC and the prototype fan's air flow, static pressure performance curve and sound quality are measured in the wind-tunnel and semi-anechoic chamber. The measured results reveal that for some particular upper and lower air flow inlet diameter combination, the air flow and static pressure can be increased 10.54% and 15.27%, respectively. SPL, Loudness and Prominence Ratio are decreased 4.21%, 11.84% and 54.89%, respectively. In summary, the upper and lower air flow inlet diameter combination can increase the fan performance and improve its sound quality. This study can be useful for the design of centrifugal fans used in the notebook computer.

Keywords: Centrifugal fan, Performance curve, Sound quality