

## 風扇振動噪音量測實驗方法之探討

◎王柏村 熊京民 黃崇杰

國立屏東科技大學機械工程學系

### 摘要

本文探討冷卻風扇噪音與振動之訊號處理方法取任意選擇某廠牌風扇，外殼長為 5cm，寬為 5cm，厚為 1cm，重為 18.8 公克，風扇有 7 葉片，外殼有 3 個肋支撐結構。首先設計懸臂樑式測試基座固定風扇於自由端，以加速度計置於自由端量測振動響應，並以麥克風懸吊至於風扇附近量測噪音壓力準。噪音及振動訊號分別以頻譜分析儀處理，探討不同的訊號處理方式以作為風扇品質檢驗之可行性評估，頻譜分析中考慮了四種不同的視窗加權函數以及不同頻寬之影響。結果顯示 flat-top 加權函數配合傅立葉頻譜分析較適合，振動量測時設定 800Hz 頻寬，而噪音量測應設定 3.2KHz。本文所發展之量測方法可進一步應用到冷卻風扇品質評估。

## Investigation of Vibration and Noise Measurement Methods for Cooling Fans

◎ Bor-Tsuen Wang, Chin-Ming Hsiung, Chung-Chei Huang  
Department of Mechanical Engineering  
National Pingtung University of Science and Technology

This paper discusses the signal processing methods for noise and vibration measurement of PC cooling fans. A fan with dimension  $5 \times 5 \times 1$  cm, weight 18.8 g, contains seven leaves and three ribs in the case. A cantilever beam is designed to support the fan at the free end. The accelerometer is fixed right at the bottom of the fan to determine the vibration response. The microphone is suspended near the fan to measure the sound pressure level of the fan. The noise and vibration signals are processed in various methods for the evaluation of the feasibility of fan quality inspection. Spectrum analysis considers four types of window functions and different frequency spans. Results show that Fourier response function with the flat-top window is the most suitable. 800 Hz frequency range is sufficient for vibration response, while 3.2 KHz is required for noise measurement. The developed measurement method can be further applied to quality control of cooling fans.

## 一、前言

冷卻風扇是旋轉機器，發生噪音的原因要比電機靜止裝置要複雜，其產生噪音的原因約分為三種分別為：電磁性噪音；機械性噪音及通風性噪音[1]。一般機械產生的噪音均與振動相關，藉由振動量的量測是檢驗產品瑕疵的可行性方法。Dvorak[2]使用加速度計量測由軸承座所產生的振動參數，由振動位移的改變可知結構缺陷的產生，加速度值可視為衝擊力的指標，而衝擊力往往是由軸承缺陷所產生，故加速度值可用以代表軸承缺陷，當然速度值亦可當監測標準，頻譜分析數據更可提供更多檢驗訊息。Heckman[3]提到利用振動來監測轉動設備。Robinson et al.[4]提出一種偵測軸承缺陷的新方法-最大值分析法，即在固定時間內利用軸承上加速度計連續讀取最大振動訊號，再透過頻譜分析方法作缺陷診斷，此法優點是可避免分析結果受到取樣時間的影響。Bolton[5]提出可能影響風扇性能因素有風道和流量控制裝置、空氣脹縮及摩擦所引起的噪音、旋轉質量不平衡引起的振動問題。Cory[6]提出監視工業用風扇運轉的方法，其中以量測振動量為最可行且應用最廣的方法。

本文的目的即是建立基於振動量的冷卻風扇品質檢驗方法。首先藉由懸臂樑的彎曲效應建立振動分析之數學模式，並據此設計測試基座以提供與適應不同型號冷卻風扇來檢驗振動品質。將風扇置於測試器上方，由懸臂樑特性求出等效彈簧係數，再將冷卻風扇和測試器所形成的振動系統視為單自由度旋轉不平衡系統，經理論推導求出風扇的振動模式，然後以頻譜分析儀系統量測得冷卻風扇振動量。

## 二、風扇振動噪音量測實驗方法

懸臂樑式測試基座振動系統輔以頻譜分析儀及加速度計可作基於振動量之冷卻風扇品質檢驗，整個實驗包括懸臂樑式基座之製作、實驗儀器之架構、頻譜分析儀性號處理模式之設定等。

### 2.1 懸臂樑式測試基座之製作

由於小型冷卻風扇質量輕，對於大型轉動機器而言振動量相對較小。當小型冷卻風扇完全固定時，振動量測會因振動小而不易取得，宜設計適當之夾具基座或懸吊系統來固定風扇以取得明確的振動訊號。

為了獲得明確振動訊息，設計懸臂樑式測試基座來間接量測風扇振動量。使用懸臂樑形式的優點有容易模擬邊界條件、振動理論分析較易推導、製作較易、成本較低、振動振幅較風扇完全固定方式大等。

使用固定用基座及矩形薄鋼樑來製作懸臂樑式測試基座，並使用蜂臘來取代簡易夾具用以固定風扇。懸臂樑式測試基座，包括矩形基礎、固定端夾具、長方形細長薄鋼樑乙支。固定端夾具係由兩鐵塊以螺拴固定在基礎製成。由夾具固定長方形薄鋼樑和理想懸臂樑固定端邊界效應很接近，即沒有位移和旋轉，故懸臂式測試基座之樑外伸部份可視為理想懸臂樑。

## 2.2 實驗儀器之架構

使用懸臂樑式測試基座量測風扇振動噪音需使用的實驗儀器設備包括頻譜分析儀、加速度計、電荷放大器、麥克風等。實驗儀器之架構情形如圖 1 所示，將風扇以蜂臘固定在懸臂樑之自由端上方，風扇通風方向與懸臂樑長度方向一致，出風口方向向外。加速度計用導線經過電荷放大器接於訊號分析儀之 A 輸入模組，並以蜂臘固定在懸臂樑之自由端正下方中央。調整頻譜分析儀螢幕設定即可由頻譜分析儀得到各種振動頻譜。

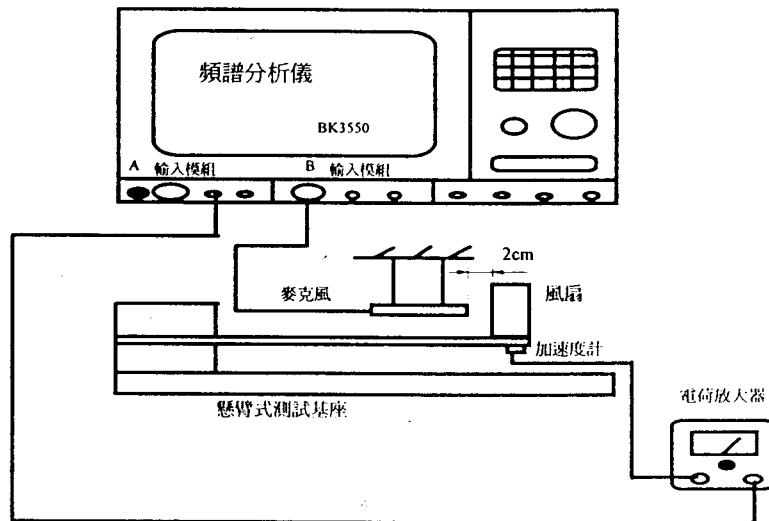


圖 1、懸臂樑式測試基座實驗儀器架構圖

## 2.3 頻譜分析儀螢幕設定之選擇

頻譜分析儀螢幕設定關係著其所顯示之振動與噪音量測結果是否合乎品質檢驗的目的，所以針對含風扇之懸臂樑式測試基座在不同設定下作振動噪音量測，比較分析何種設定合乎作基於振動量之風扇品質檢驗。主要的設定為函數、加權函數、頻寬、平均次數等，而振動檢驗需要的訊息有頻率和振幅，噪音檢驗需要的訊息也有頻率和噪音值。以下將分別觀察在不同函數、加權函數、頻寬、平均次數等設定下的頻譜顯示，最後並選擇最適合作振動量及噪音檢測的螢幕設定作分析。

## 三、結果與討論

本實驗主要從事懸臂樑式測試基座的設計與實驗。在懸臂樑尺寸設計上，避開含風扇之懸臂樑式測試基座系統之自然頻率。然後利用懸臂樑式測試基座、麥克風及加速度計經頻譜分析儀量測冷卻風扇之振動及噪音。對頻譜分析儀螢幕設定進行函數、視窗函數、頻寬、平均次數等設定實驗，以獲得適當的振動及噪音量測訊號，以了解風扇之振動與噪音特性。以下為實驗結果之討論。

### 3.1 函數及視窗設定

頻譜分析儀分別在函數 TIME、FOURIER SP、AUTOSPEC、CEPSTRUM、COHERENCE 等設定下分別觀察 RECTANGULAR、HANNING、FLAT-TOP、KAISER-BESSEL 等加權函數視窗顯示，以下為實驗結果：

### A、函數實驗結果

實驗結果整理如表 1，具有振幅信號的函數有 TIME、FOURIER SP、AUTOSPEC，具有頻率信號的函數有 FOURIER SP、AUTOSPEC。由於振動需要量測到振幅訊號和頻率訊號才能經由單自由度旋轉系統運動方程式得到偏心質量矩，故就量測而言以 FOURIER SP 函數和 AUTOSPEC 函數可行。函數實驗結果應用於基於振動量之品質檢驗可行性整理如表 2。

表 1、函數實驗結果

	轉動頻率及其倍頻處之振幅訊號	轉動頻率及其倍頻處之頻率訊號	雜訊	數學運算
COHERENCE	無	無	小	長
TIME	有	無	大	最短
FOURIER SP	有	有	大	短
AUTOSPEC	有	有	小	長
CEPTRUM	無	無	小	最長

表 2、函數實驗結果應用

	功能	單作振幅品檢之可行性	高轉動頻率處及其振幅之品檢可行性
COHERENCE	振源關聯驗證	無	否
TIME	時域波形顯示	有	否
FOURIER SP	頻域顯示	有	是
AUTOSPEC	頻域顯示	有	是
CEPTRUM	峰值頻率驗證	無	否

### B、加權函數實驗結果

加權函數的功用是降低因擷取訊號非週期倍數所引起的洩漏，所以檢測過程需選擇能有效降低洩漏以得到正確振幅的加權函數，以下則是就常見的 RECTANGULAR、HANNING、KAISER-BESSEL、FLAT-TOP 等加權函數實驗結果作說明：

1. 就加權函數而言，由實驗中觀察 RECTANGULAR 加權函數之振動訊號洩漏最嚴重，其次是 HANNING 加權函數，再其次是 KAISER-BESSEL 加權函數，FLAT-TOP 加權函數降低洩漏成效最好。
2. 當兩訊號頻率很接近，例如振動頻率和結構頻率很接近時，FLAT-TOP 加權函數解析條數較多，訊號相互影響而導致不易區分尖峰來判斷兩頻率，此時較適合使用解析條數較少的 HANNING 加權函數，可較清楚區分兩頻率。
3. 現將加權函數實驗結論整理如表 3，其應用如表 4。FLAT TOP 加權函數能有效降低洩漏，提高振幅準確度。

表 3、加權函數實驗歸納結果

	洩漏降低	頻率解析	數學運算	解析條數	振幅誤差
RECTANCULAR	最差	差	最短	$2\Delta f$	最多
HANNING	差	最佳	短	$4\Delta f$	多
FLAT-TOP	最佳	最差	長	$9.8\Delta f$	最少
KAISER-BESSEL	佳	佳	長	$6.2\Delta f$	少

表 4、加權函數實驗歸納結果應用

	振幅量測可行性	頻率量測可行性
RECTANCULAR	最差	最差
HANNING	差	最佳
FLAT-TOP	最佳	可
KAISER-BESSEL	佳	佳

本實驗需要得到正確振幅，故雖 FLAT TOP 加權函數頻率解析不是最好但還可接受，故 FLAT TOP 加權函數為最適當的加權函數。

由以上不同視窗及函數實驗結果比較知 AUTOSPEC 或 FOURIER 函數和 FLAT-TOP 加權函數對擷取振動訊號是最可行的組合，若量測對象不包括振幅，振動量測的目的只是區分各峰值頻率和避免遺漏鄰近頻率峰值需要時，就使用 FOURIER SP 視窗函數和 HANNING 加權函數是最可行的組合，但也可以降低頻寬以增加頻率解析度的方法解決。

### 3.2 頻寬設定

由表 3 頻譜分析儀在頻寬範圍內解析條數儀器已內定 800 條，當頻寬愈大則每單位取樣頻率愈大，每單位取樣時間愈短，取樣時間愈短，亦即頻寬愈大頻率解度愈差但取樣速度愈快，所花費取樣時間愈短。在沒有時間限制的頻譜分析可以作各種頻寬的量測，但若是運用於有時間限制的振動或噪音品檢就必須在量測時間和頻率解析度及所需訊號條件上觀察作取捨。

在已選出之較適合作振動量檢測的 FLAT-TOP 加權函數、頻域 AUTOSPEC 函數下，分別在 100Hz、200Hz、400Hz、800Hz、1.6kHz、3.2kHz、6.4kHz、12.8kHz、25.6kHz 等不同頻寬觀察振動及噪音頻譜。不同頻寬設定之振動量測所能顯示的結構自然頻率和轉動頻率及其倍頻的實驗結果整理如表 5。不同頻寬設定之噪音量測所能顯示的主要尖峰振幅整理如表 6。表 7 則是對表 5 之不同頻寬下振動量測所能顯示的轉動頻率及其倍頻數目和表 6 之不同頻寬下噪音量測所能顯示的噪音峰值數目及頻寬規範作整理。以上結果對不同頻寬應用於振動噪音量測可行性整理如表 8。

表 5、頻寬之振動實驗結果

頻寬 (Hz)	振動實驗結果 (可看見峰值頻率 (Hz))											
	結構自然頻率 (Hz)					轉動頻率及其倍頻 (Hz)						
	12	77	234	458	502	84	168	252	336	420	504	最高
100	◎	◎				◎						
200	◎	◎				◎	◎					
400	◎	◎	◎			◎	◎	◎	◎			
800	◎		○	○		◎	◎	◎	◎	◎	◎	672
1.6k	◎		○	○		◎	◎	◎	◎	◎	◎	1512
3.2k	◎		○			◎	◎	◎	◎	◎	◎	2k
6.4k	頻率解析度不佳											
12.8k												
25.6k												

表 6、頻寬之噪音實驗結果

頻寬 (Hz)	噪音實驗結果			
	轉動頻率 (Hz)	葉片風切率 (Hz)	葉片與肋風切頻率 (Hz)	
	84	84 × 7 = 588	588 × 2 = 1.176k	588 × 3 = 1.764k
100	◎			
200	◎			
400	◎			
800	◎	◎		
1.6k	◎	◎	◎	
3.2k	◎	◎	◎	◎
6.4k	○	○	○	○
12.8k				
25.6k				

表 7、頻寬規範及實驗結果

頻寬 (Hz)	$\Delta f$ (Hz)	T (sec)	$\Delta t$ (sec)	振動頻譜所顯示轉速倍頻個數	噪音頻譜所顯示轉速倍頻個數
100	125m	8	3.91m	1 個轉速倍頻	1 個噪音峰值
200	250m	4	1.95m	2 個轉速倍頻	1 個噪音峰值
400	500m	2	977 $\mu$	4 個轉速倍頻	1 個噪音峰值
800	1	1	488 $\mu$	7 個轉速倍頻	2 個噪音峰值
1.6k	2	500m	244 $\mu$	多個轉速倍頻	3 個噪音峰值
3.2k	4	250m	122 $\mu$	多個轉速倍頻	4 個噪音峰值
6.4k	8	125m	61.0 $\mu$	轉速倍頻遺漏	4 個噪音峰值
12.8k	16	62.5m	30.5 $\mu$	轉速倍頻遺漏	4 個噪音峰值
25.6k	32	31.3m	15.3 $\mu$	轉速倍頻遺漏	4 個噪音峰值

表 8、頻寬規範及實驗結果應用

頻寬 (Hz)	振動量可行性	噪音值可行性
100	可	否
200	可	否
400	可	否
800	佳	否
1.6k	可	否
3.2k	可	佳
6.4k	可	可
12.8k	不佳	不佳
25.6k	不佳	不佳

### 3.3 平均次數設定

在已選出之較適合作振動量檢測的加權函數 FLAT-TOP、頻域函數 AUTOSPEC，振動頻寬 800Hz，噪音頻譜頻寬為 3.2kHz 較適合，所以噪音和振動量測應分開作。但為了同時作噪音和振動量測比較，故採用同樣頻寬 800Hz，分別進行 5 次及 100 次量測時間來觀察振動和噪音最大峰值，並重複實驗 10 次以作比較。

1. 對振幅最大值而言，量測 5 次比量測 100 次平均值較小，標準差要大。對噪音最大值而言，量測 5 次比量測 100 次平均值較大，標準差要小。一般而言兩者標準差均相差並不是很大，但平均值有明顯差異，故定品質檢驗標準需考慮次數，尤其作轉動不平衡理論驗證及應用於品質檢驗時須深入研究。
2. 在不同時間作相同實驗，卻發生振動最大值及噪音最大值有發生變動的現象，此現象相當明顯，推斷可能原因是電壓或電扇本身馬達不穩定。
3. 就純轉動不平衡而言，時域應是正弦波，頻域應是單一峰值及固定大小振幅。事實上時域極不規則，頻域出現許多峰值，最大振幅大小在一定範圍變動，這表示事實上風扇是有其他品質不良的原因（如不對心、製造誤差、配合空隙、...）或樑結構振動影響之故。

### 3.4 頻譜分析

在選出之較適合作振動量檢測的 FLAT-TOP 加權函數、頻域 AUTOSPEC 視窗、振動量測頻寬 800Hz、噪音量測頻寬 3.2kHz 下進行 100 次量測時間來觀察振動頻譜及噪音頻譜，結果如圖 2、圖 3、圖 4。

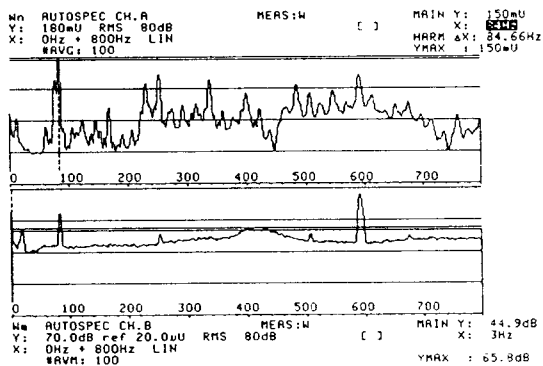


圖 2、振動與噪音頻譜

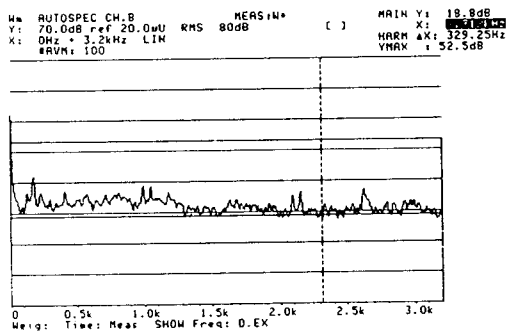


圖 3、背景噪音

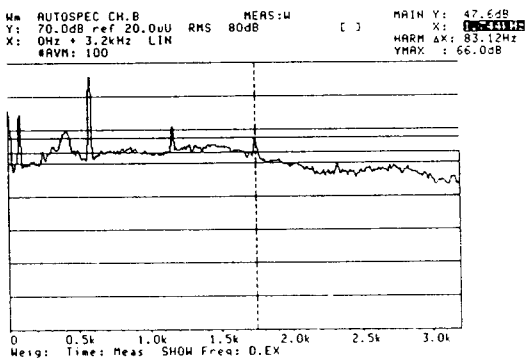


圖 4、運轉中風扇噪音頻譜

#### A、振動頻譜

1. 振動頻譜用於找各種頻率宜用 dB 為振動量單位，如此才能看出小振動量之峰值頻率（如圖 2）
2. 圖 2 顯示頻寬 800Hz 之振動及噪音頻譜，在振動頻譜可以清楚看見 12Hz、77Hz、234Hz 的結構自然頻率，轉動頻率 84Hz 以及其他倍頻 168Hz、252 Hz、336 Hz、420 Hz、504 Hz、595 Hz、672 Hz。

#### B、噪音頻譜

1. 量測背景噪音比風扇運轉噪音作低 10dB 以上，則所量測的風扇運轉噪音有效。實驗結果發現實驗室背景噪音（如圖 3）比風扇運轉噪音（如圖 4）低 10dB 以上。
2. 圖 4 為運轉風扇噪音在 84Hz、588Hz、1176Hz、1764 Hz 出現噪音尖峰值。在轉動頻率（84Hz）出噪音尖峰值，此尖峰值代表振動噪音值。

### 四、結論

本文對冷卻風扇的振動噪音量測提出了懸臂樑式測試基座。其主要結論如下：

1. 本文對電腦用冷卻風扇振動訊息量測方法作探討，從懸臂樑式測試基座的設計、實驗儀器的架構、測試系統結構自然頻率的量測、背景噪音量測、視窗及加權函數設定、頻寬的設定、平均次數的設定、振動與噪音頻譜分析等進行一系列的原理推導及實驗進行，目的是建立基於振動量之風扇品質檢驗的實驗方法。
2. 將風扇架於懸臂樑式測試基座上作振動及噪音測試確實可行，實驗過程發現懸臂樑尺寸設計得當關係振動訊號是否可擷取、是否清楚，訊號是否因共振產生錯誤解讀及判斷，本實驗藉由頻譜尋找結構自然頻率的嘗試錯誤法找出在截面積尺寸以固定情況下最佳懸臂樑長度尺寸設計。
3. 當振動頻譜直軸單位設為 dB 時可較清楚看見振動量小的峰值頻率，以方便在頻譜圖上判斷轉速倍頻及結構自然頻率及其他原因引起的峰值頻率。
4. 本次實驗結果顯示使用 AUTOSPEC 或 FOURIER SP 視窗、FLAT TOP 加權函數、振動頻寬 800Hz（轉動頻率的數倍）、噪音頻寬 3.2kHz（轉動頻率乘葉片數再乘肋結構數）是頻譜分析儀量測冷卻風扇較為可行的螢幕設定。

### 參考文獻

1. 游金湖，1995，*電動機的維修（保養）入門*，建宏出版社，台北。
2. Dvorak, P., 1989, "Keeping Book on Bearing Health," *Machine Design*, Vol. 61, No. 8, pp. 99-104.
3. Heckman, A. T., 1993, "Vibration Monitoring Yields Big Benefits."

*Chemical Engineering*, pp. 126-129.

4. Robinson, J. C., Canada, R. G., and Piety, K. R., 1996, "Peak Value Analysis: New Methodology for Bearing Fault Detection," *Sound and Vibration*, Vol. 30, pp. 22-25.
5. Bolton, A. N., 1990, "Installation Effects in Fan Systems," *Journal of Power and Energy*, Vol. 204, pp. 201-215.
6. Cory, W. T. W., 1991, "Overview of Condition Monitoring Methods with Emphasis on Industrial Fans," *Journal of Power and Energy*, Vol. 205, pp. 225-240.