

# 懸臂式基座應用於冷卻風扇振動品質之測試

王 村 洪振毓

國立屏東科技大學機械工程系

## 摘要

本文主要目的在建立冷卻風扇振動品質檢驗之預測模式，假設引起冷卻風扇振動的原因主要來自不平衡質量效應的影響，在實際上無法由理論分析直接得到不平衡質量，需藉助實驗的方法才能間接量測得到，因此設計懸臂樑式測試基座來量測風扇的振動訊息。為了確定此方法是可行的，透過有限元素分析來模擬懸臂樑其自由端含風扇之數學模型，經實驗模態分析驗證理論模型，來間接量測風扇偏心質量矩作比較，進而求出冷卻風扇不平衡質量效應。結果顯示利用懸臂樑式測試基座來檢測風扇的振動品質是可行的，故未來可以就不平衡質量矩值訂定風扇良品之範圍，以作為線上品質檢驗之基準。

## 一、前言

根據工業技術研究院光電所對於目前散熱風扇產業專題研究報告中指出[1]，1996 年全世界市場上對於散熱風扇需求量大約 2 億 3000 萬個，而我國產量就佔了全世界市場的 41 %，所以冷卻風扇的性能以及品質是競爭力的所在。然而目前對於小型冷卻風扇之品質檢驗，大多以人工的方式，利用觸覺、聽覺以及感覺來判斷其振動或噪音量，其缺點是準確度低，又易造成誤判，難免有失客觀，有鑑於此建立一套可量化之量測方法與設備，以檢測風扇之振動量有其必要性以及實用上之需求。而冷卻風扇亦屬於旋轉機器，其振動行為可視為轉子系統來進行研究。Bolton[2] 文中提出可能影響風扇性能的因素大致可分為三大類，空氣動力的因素，噪音所產生的問題以及振動的問題。Rahman and Lieq[3] 文中指出風扇驅動馬達中的永久磁鐵轉子會因為磁條大小不同或是與定子間週期性磁力作用而一邊運轉一邊產生週期性振動。對於旋轉機械而言，振動量是影響機械壽命及其品質的重要因素，而對大部分的振動源而言都和機件本身的運轉速度（頻率）有關。王智中等人[4] 在文中也提到由於機器在運轉過程中，大部份的振動源都與機件的運轉速度（頻率）有關，然而旋轉機械發生故障原因的特徵與其轉速更有密切的關係。

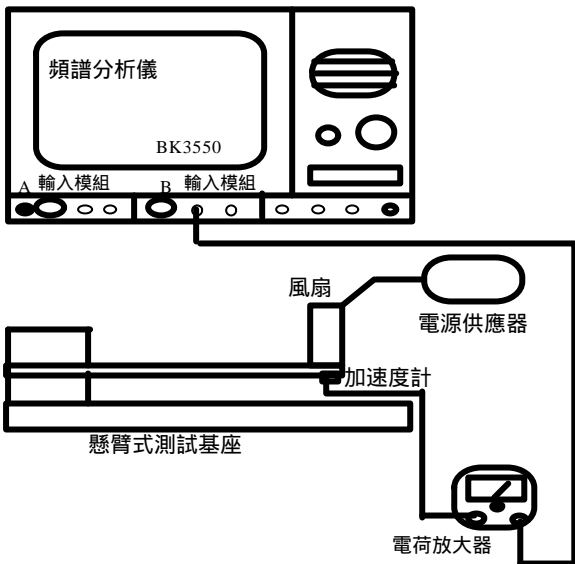
風扇是目前一種相當普遍的機器或組件，要評定生產中風扇的性能良劣，除了了解目前的性能等級外，亦有助於改善設計。風扇的種類很廣泛，大如工業用大風機，小至電腦用散熱風扇，因此從事風扇噪音、振動測試之前，先要了解待測風扇的種類、特性、選擇合適的測試標準，才能得到有意義的數據。要評定生產之風扇的性能良劣，除了風量外，其噪音、振動測試是不可或缺的，Copy[5] 文中提及要監視工業用冷卻風扇運轉的方法，概括下列幾種，有振動量測、流量/壓力量測、功率量測、熱溫偵測等等方法，其中就

以量測振動量最為可行且應用也最為廣泛。Ching et al.[6] 利用類神經網路之機器學習模式，建立機械故障訊號分類的系統化方法，並用此方法診斷出散熱風扇的良痞及損壞的種類。黃崇杰[7] 論文中提及利用懸臂樑式測試基座及線懸式兩種方式來量測小型風扇之振動量，實驗結果顯示利用懸臂樑式測試基座比線懸式來得好，其主要是線懸式風扇安裝不易，一般電腦用的小型冷卻風扇由於質量輕，而且運轉速度快易造成轉動不平衡力所引起之振動，一般會使用螺絲固定在散熱片上，直接使用加速度計對固定在散熱片上之冷卻風扇進行振動量量測，但是這樣的架構方式，會使冷卻風扇的振動訊號不易量測得到。

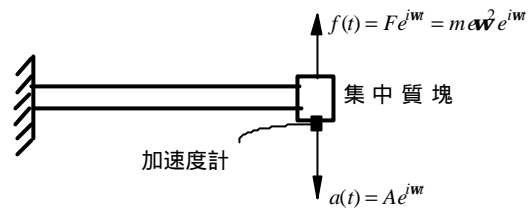
本文的目的即是延用黃崇杰[7] 的實驗方法，將其系統由單自由度系統改為連續系統，再進一步分析基於振動量冷卻風扇品質檢驗之方法。首先先要確認理論有限元素模型是否能模擬實際的模型，如果理論值與實驗值不能吻合的話，就必須要修改有限元素模型。本文假設引起冷卻風扇的振動原因最主要是風扇本身存在一個不平衡質量，以風扇偏心質量矩做為振動量品質檢驗目標，由於小型冷卻風扇質量輕，對於大型轉動機械而言其振動量相對較小，為了要獲得明確的振動訊息，設計懸臂樑式測試基座來間接量測風扇偏心質量矩，進而預測冷卻風扇之振動品質指標。

## 二、懸臂式量測系統之設計

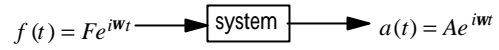
使用懸臂樑式測試基座來間接量測風扇偏心質量矩，其主要有容易模擬邊界條件、製作容易及振動量較易測得等等優點。懸臂樑式測試基座及儀器架構如圖一所示，其固定端夾具係由兩鐵塊以螺絲固定，由夾具固定長方型薄鋼樑，其和理想懸臂樑邊界效應很接近，既沒有位移也沒有旋轉效應，故懸臂式測試基座之樑延伸部份可視為理想的懸臂樑，而懸臂樑的物理性質如表一所示。



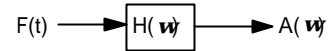
圖一 實驗儀器架構圖



(a)模型示意圖



(b)時間域系統方塊圖



(c)頻率域系統方塊圖

圖二 懸臂式測試基座數學模型示意圖

表一 懸臂樑之性質

材料	鋼
長度(L)	0.1m
寬度(b)	0.026m
厚度(t)	0.0005m
密度( )	7870N/m <sup>2</sup>
楊氏係數(E)	1.33 × 10 <sup>11</sup> N/m <sup>2</sup>
截面積慣性距(I)	2.708 × 10 <sup>-13</sup> N/m <sup>4</sup>

使用懸臂樑式測試基座量測風扇振動量所需要的實驗儀器設備包括頻譜分析儀、加速度計以及電荷放大計，將風扇以蜂蠟固定在懸臂樑之自由端上方，加速度計用導線經過電荷放大計接於訊號分析儀。若假設風扇具有一不平衡質量矩效應，而風扇以集中質塊代表置於樑之自由端，測試基座之數學模型可架構如圖二(a)，作用於系統之外力可表示為：

$$f(t) = Fe^{i\omega t} = me\omega^2 e^{i\omega t} \quad (1)$$

其中  $F = me\omega^2$ ， $F$  代表不平衡外力之振幅(N)， $m$  及  $e$  分別代表不平衡質量(Kg)及其距軸中心  $e$ (m)， $\omega = 2\pi f$  (rad/sec) 為風扇轉速 (rpm) 對應之頻率。

$$\omega = \frac{rpm}{60(2\pi)} \quad (2)$$

此系統輸入為簡諧，故系統之輸出也應為簡諧，如圖二(b)所示，在自由端之加速度可由加速度計量得之，表示為： $a(t) = Ae^{i\omega t}$  其中， $A$ (m/sec<sup>2</sup>) 為加速度之振幅，在圖二(c)中  $H(\omega)$  為加速度輸出與不平衡質量外力輸入之頻率響應函數，其關係如下：

$$A(\omega) = H(\omega)F(\omega) \quad (3)$$

因此若系統之  $H(\omega)$  已知，而自由端之加速度  $A(\omega)$  可量測得知，則不平衡外力  $F$  可經由下式求得：

$$F = me\omega^2 = \frac{A}{H(\omega)} \quad (4)$$

進而可得知風扇之不平衡質量矩  $me$ ，可以以  $me$  作為判斷風扇振動品質之指標。

$$me = \frac{A}{H(\omega)\omega^2} \quad (5)$$

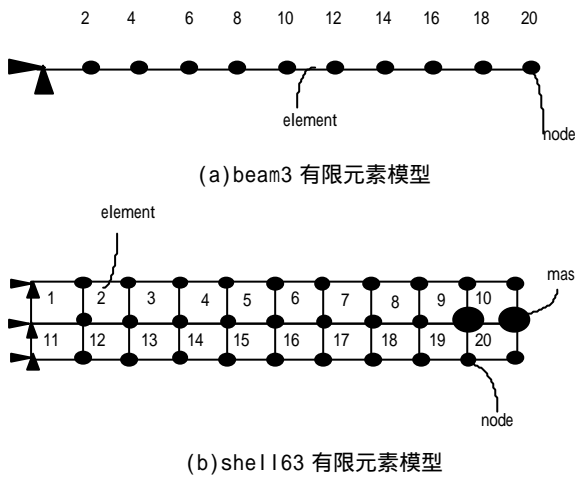
### 三、懸臂樑之模型驗證

本節目的在求得有限元素模型來代表懸臂樑測試基座之理論數學模型，即得到系統之  $H(\omega)$ ，此即系統之模型驗證。報告中採用某公司所提供之小型散熱風扇，進行有限元素分析及實驗模態分析。其風扇外型長為 25 mm，寬為 25 mm，厚為 10 mm，重量為 7.856 公克，風扇有七個葉片，外設有三根肋支撐結構。為了量測此型風扇之振動量，採用如圖一所示之懸臂樑式測試基座來固定風扇。

將分別進行懸臂樑及懸臂樑其自由端含風扇之有限元素分析及實驗模態分析。利用二維樑元素 (beam3) 及三維殼元素 (shell63) 架構有限元素模型進行有限元素分析，分別進行實驗模態分析量測求得系統之模態參數，以及進行簡諧分析求取頻率響應函數。再進行實驗模態分析求取懸臂樑其自由端含風扇之頻率響應函數，及曲線嵌合得到之自然頻率。比較兩種分析所得之頻率響應函數及模態參數，再進行有限元素模型結構修正，以確定有限元素分析模型之正確性，並且對於懸臂樑其自由端含風扇之適用性。

## A. 有限元素分析：

本實驗採用 ANSYS 軟體進行有限元素分析。首先須架構懸臂樑及懸臂樑其自由端含風扇之有限元素模型，包括元素形態之選擇、材料性質之設定，再進一步設定適當的邊界條件，如位移限制及負荷條件。由於結構為一均勻厚度之懸臂樑，所以分別選用 beam3 以及 shell163 來模擬懸臂樑。而風扇以三維質量元素 (mass21) 來架構模型。圖三分別為 beam3 及 shell163 元素模型分割情形，分割時在 beam3 元素模型共分割成 20 等份，在 shell163 元素模型寬度方向分割成 2 等份，長度方向分割成 10 等份。邊界條件在做簡諧分析時須在固定端設定位移限制，在自由端位置給予 1 單位的力，因懸臂樑其一端須固定，而另一端為自由端，故須拘束固定端的節點之所有方向的自由度。先進行模態分析 (modal analysis) 求取模態參數，再進行簡諧分析 (harmonic analysis) 求得頻率響應函數。

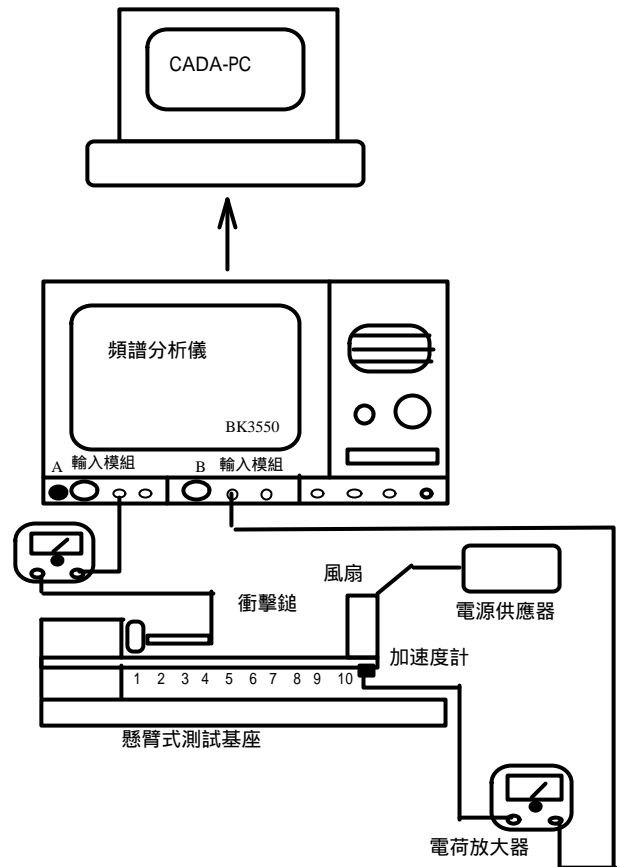


圖三 懸臂樑及其自由端具質量之不同元素幾何模型與分割情形

## B. 實驗模態分析：

實驗架構如圖四所示，首先將衝擊錘用導線經過電荷放大計接於訊號分析儀之 A 輸入模組，其次再將加速度計用導線經過電荷放大計接於訊號分析儀之 B 輸入模組，再透過介面將訊號分析儀與個人電腦連接。其實驗的動作原理為，利用衝擊錘對懸臂樑及懸臂樑其自由端含風扇系統激振，利用加速度計作感測器，量取結構之響應訊號，經過電荷放大器將訊號傳入雙頻道分析儀，由訊號分析儀對輸入之訊號作快速傅立葉轉換，求得懸臂樑的頻率響應函數和關聯性函數，最後將所得到的頻率響應函數傳入 CADA-PC 軟體作曲線嵌合 (curve fitting) 工作，就可得到系統之模態參數。本實驗所使用之實驗儀器及其型號如表二所示。

實驗過程中，須完成訊號分析儀設定，頻寬設定為 800Hz，解析條數為 800 條，實驗驅動器因使用衝擊錘，所以加 Transient 加權函數，在感測器之加速度響應加 Exponential 加權函數。而實驗模態分析方式是固定加速度計移動衝擊錘敲擊的位置。



圖四 實驗儀器架構圖

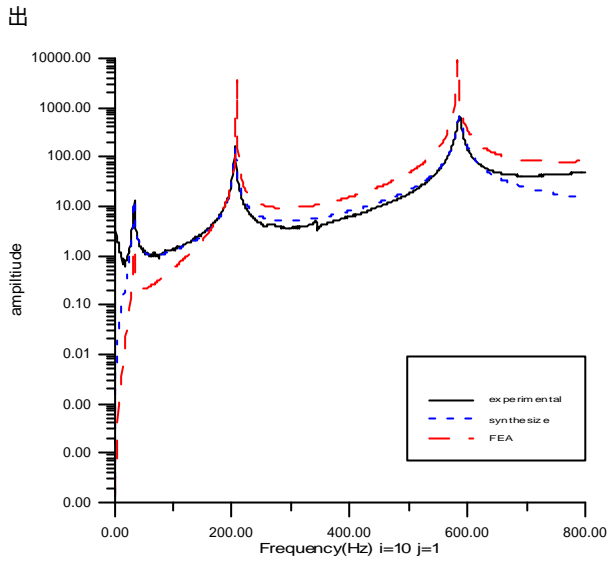
表二 使用儀器型號覽表

儀器名稱	型號
頻譜分析儀	BK-3550
加速度計	PCB 352A10
電荷放大器	PCB 480E09
衝擊錘	PCB 084A17
曲線嵌合軟體	LMS CADA-PC

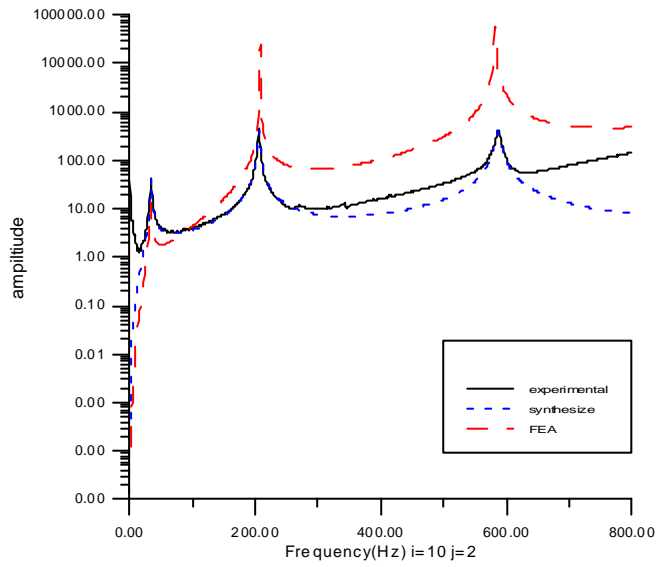
## C. 模型驗證之結果與討論：

### (1) 頻率響應函數驗證

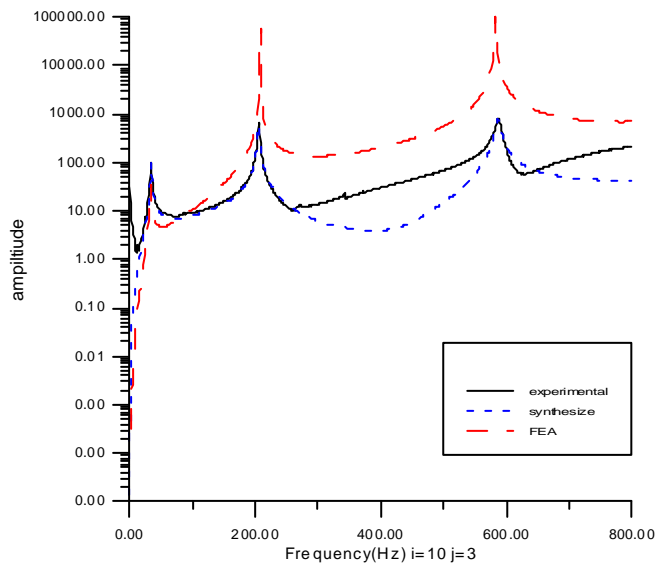
由表三有限元素模型分析所得之前三個自然頻率。將實驗所得之頻率響應函數及自然頻率作分析討論，並驗證有限元素分析的正確性。從圖五及圖六分別為實驗所得之頻率響應函數圖，圖中  $i=10$ 、 $j=1$  即輸入點為第一點，輸出點為第十點，圖中三條曲線分別為有限元素 (FEA) 的頻率響應函數曲線、實驗的頻率響應函數曲線 (EMA) 及 Synthesized 頻率響應函數曲線，其中 Synthesized 曲線為曲線嵌合得到之模擬曲線，可以看出在前三個自然頻率範圍與實驗曲線相當程度吻合，顯示出曲線嵌合的正確性。再將實驗的頻率響應函數曲線與有限元素分析的頻率響應函數曲線作比較可以看



(a)  $i=10, j=1$  之頻率響應函數圖

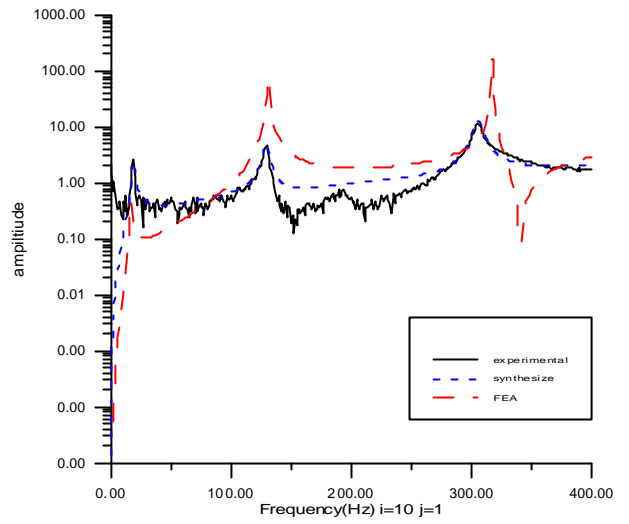


(b)  $i=10, j=2$  之頻率響應函數圖

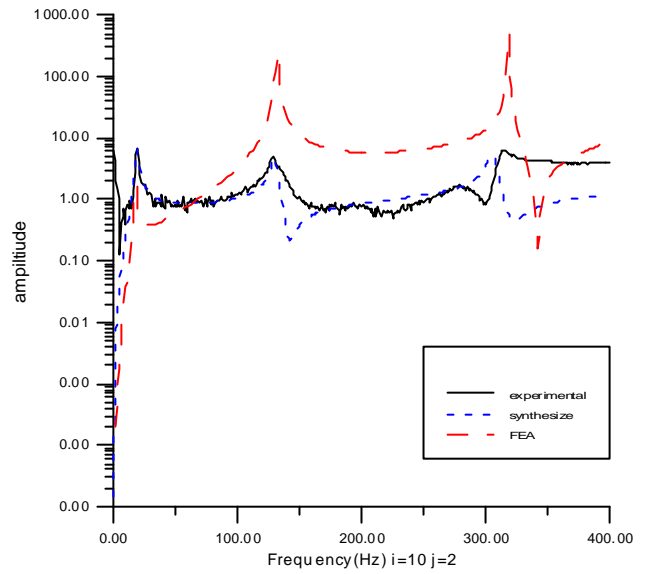


(c)  $i=10, j=3$  之頻率響應函數圖

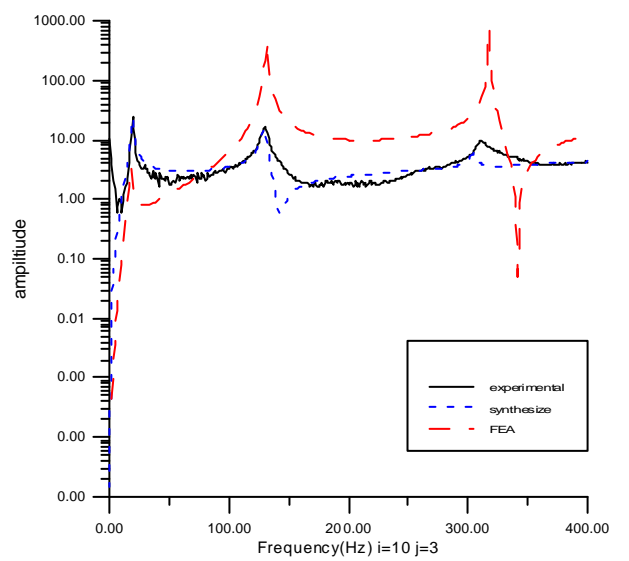
圖五 懸臂樑之頻率響應函數



(a)  $i=10, j=1$  之頻率響應函數圖



(b)  $i=10, j=2$  之頻率響應函數圖



(c)  $i=10, j=3$  之頻率響應函數圖

圖六 懸臂樑含風扇之頻率響應函數

表三 懸臂樑有限元素分析所得自然頻率

Mode	無風扇		具風扇
	BEAM	SHELL	SHELL 和 MASS
1	33.204	33.772	17.271
2	208.08	211.99	132.62
3	582.75	599.88	320.88

表四 實驗模態分析所得自然頻率與有限元素分析所得之比較

(a) 懸臂樑不含風扇

Mode	FEA(Hz)	EMA(Hz)	誤差(%)
1	33.204	34	2.34
2	208.08	205.41	-1.29
3	582.75	586.61	0.65

(b) 懸臂樑其自由端含風扇

Mode	FEA(Hz)	EMA(Hz)	誤差(%)
1	17.252	18.91	8.76
2	129.6	129.6	0.77
3	311.9	305.5	-2.09

前三個自然頻率範圍相當吻合。

(2) 自然頻率驗證

表四(a)為懸臂樑有限元素模型與實驗模態分析所得之自然頻率結果比較，其結果以第一個頻率誤差 2.34% 為最大，表四(b)為懸臂樑自由端含風扇有限元素型經修正後與實驗模態分析所得之自然頻率結果比較，其結果以第一個頻率誤差 8.76% 稍大，其可能原因為風扇為非均質的影響，不過所建構之有限元素模型仍可視為代表懸臂樑測試基座之理論模型。

#### 四、風扇振動品質預測

本文假設冷卻風扇振動的原因主要是不平衡質量高速旋轉所造成的轉動不平衡，其原因可能是風扇在製造或是加工過程中發生材質不均勻、組裝上幾何誤差等等。一般工業設計過程中會用轉動不平衡校正來降低轉動不平衡，但是製造過程中無法做到完全轉動平衡，故由於轉動不平衡所造成的風扇振動是存在的，因此基於振動量作風扇品質檢驗是直接而有效的方法。

在冷卻風扇振動品質預測模式過程中可分兩大部份來進行，其架構如圖二所示，實驗過程中取 5 組風扇來作比較，由實驗過程中

表五 風扇規格與振動量測結果(12V)

轉速 (rpm)	頻率(Hz)	振幅(m/s <sup>2</sup> )	偏心質量矩(Kg-m)
11400	190	2.07	$2.74 \times 10^{-5}$
11640	194	5.21	$6.56 \times 10^{-5}$
11280	188	6.59	$8.98 \times 10^{-5}$
11220	187	2.72	$3.76 \times 10^{-5}$
10140	169	1.45	$2.54 \times 10^{-5}$

表六 為風扇實驗結果與單自由度比較結果

風扇	偏心質量矩(me)	SDOF 偏心質量矩(me) [7]
1	$2.74 \times 10^{-5}$	$4.54 \times 10^{-6}$
2	$6.56 \times 10^{-5}$	$3.11 \times 10^{-5}$
3	$8.98 \times 10^{-5}$	$3.79 \times 10^{-5}$
4	$3.76 \times 10^{-5}$	$2.03 \times 10^{-5}$
5	$2.54 \times 10^{-5}$	$1.23 \times 10^{-5}$

利用懸臂樑式測試基座透過加速度計量取風扇振動量，經理論過程利用有限元素分析，求出系統頻率響應函數  $H(\omega)$ ，並代入計算式(5)中就可求得風扇不平衡質量矩(me)，經量測結果如表五所示，為風扇規格與實驗振動量測結果，將求出結果與單自由度方法求出結果比較如表六所示。本文係以連續系統模擬，修正了黃[7]中以單自由度系統之簡化模擬較可實際代表風扇之動態特性，所得之不平衡質量矩(me)值大小有相同之趨勢如表六。表七為廠商提供之風扇原始振動特性數據及本文實驗量測結果之比較，可看出風扇振動量之大小有一定之趨勢，而其中粗體即 2 號和 3 號風扇為不良品，且可看出不平衡質量矩相對偏高。

為了進一步探討以不平衡質量矩(me)值作為風扇振動品質指標之檢驗標準是否適當，並驗證本文假設風扇振動來自本體之不平衡質量矩效應，因此對相同風扇除在工作電壓 12V 外，分別各取 8、10、14 及 16V 進行相同之振動響應量測，並依本文建立之不平衡質量矩計算方式，求得各風扇之不平衡質量矩如表八，並繪製各風扇之不平衡質量矩分佈圖如圖七。

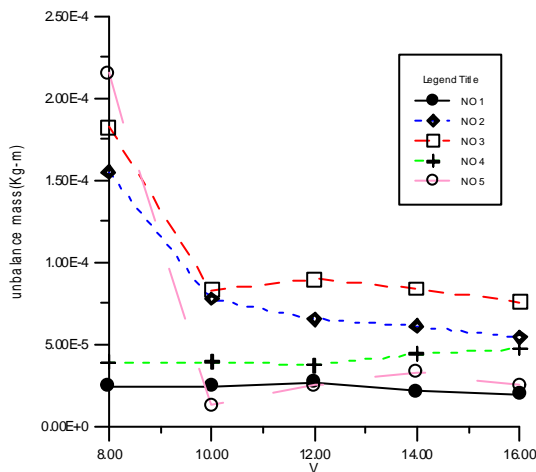
由圖七可看出除了在 8V 之 2、3 及 5 號風扇有較高之不平衡質量矩預測外，在其他不同電壓之輸入時亦即會得風扇有不同之轉速下，所推估之不平衡質量矩值有相當程度之穩定性，故可驗證本文所假設，風扇振動係來自不平衡質量效應之合理性。同時由 2 及 3 號風扇，所推算出不平衡質量矩值明顯高於其它風扇，故未來可以就不平衡質量矩值訂定風扇良品之範圍，以作為線上品質檢驗之基準。

表七 風扇規格與實驗方法之比較

風扇	轉速 (rpm)	轉動頻率 (Hz)	公司提供振動值(m/s <sup>2</sup> )	量測值 (m/s <sup>2</sup> )	實驗量測值 (me)
1	11400	190	1.43	2.07	$2.74 \times 10^{-5}$
2	11640	194	2.40	5.21	$6.56 \times 10^{-5}$
3	11280	188	3.03	6.59	$8.98 \times 10^{-5}$
4	11220	187	1.80	2.72	$3.76 \times 10^{-5}$
5	10140	169	1.64	1.45	$2.54 \times 10^{-5}$

表八 不同電壓量測到不平衡質量矩大小(Kg-m)

風扇	8V	10V	12V	14V	16V
1	$2.46 \times 10^{-5}$	$2.45 \times 10^{-5}$	$2.74 \times 10^{-5}$	$2.17 \times 10^{-5}$	$1.97 \times 10^{-5}$
2	$1.55 \times 10^{-4}$	$7.78 \times 10^{-5}$	$6.56 \times 10^{-5}$	$6.12 \times 10^{-5}$	$5.42 \times 10^{-5}$
3	$1.82 \times 10^{-4}$	$8.3 \times 10^{-5}$	$8.98 \times 10^{-5}$	$8.4 \times 10^{-5}$	$7.59 \times 10^{-5}$
4	$3.92 \times 10^{-5}$	$3.95 \times 10^{-5}$	$3.76 \times 10^{-5}$	$4.42 \times 10^{-5}$	$4.74 \times 10^{-5}$
5	$2.15 \times 10^{-4}$	$1.3 \times 10^{-5}$	$2.54 \times 10^{-5}$	$3.31 \times 10^{-5}$	$2.5 \times 10^{-5}$



圖七 不同電壓下不平衡質量矩大小曲線圖

## 五、結論與建議

本報告主要在建立懸臂樑式基座冷卻風扇振動品質之測試模型之模型驗證即可就本文對應之不平衡質量矩的預測模式，可求得風扇不平衡質量矩之振動品質指標。結果顯示在不同工作電壓下，即式，經適當懸臂樑之設計選擇，透過有限元素分析及實驗模態分析不同風扇轉速下，預測之不平衡質量矩有相當程度之穩定性，故驗證了本文對風扇之振動主要來自不平衡質量效應之假設，未來可將此不平衡質量預測模式應用於小型風扇之振動品質線上檢測。

## 六、參考文獻

1. 陳有斌、應台發，1997，*散熱風散產業專題研究*，工業技術研究院光電所。
2. Bolton, A. N., 1990, "Installation Effects in Fan Systems," *Journal of Power and Energy*, Vol. 204, pp. 201-215.
3. Rahman, B. S., and Lieu, D. K., 1991, "The Origin of Permanent Magnet Induced Vibration in Electric Machines," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 113, pp. 476-481.
4. 王智中、涂季平、陳德煒、劉思遠，2000，「時頻分析法應用於旋轉機械故障診斷之研究」，*中華民國振動與噪音工程學會第八屆學術研討會*，第 1-5 頁。
5. Copy, W. T. W., 1991, "Overview of Condition Monitoring Methods with Emphasis on Industrial Fans," *Journal of Power Energy*, Vol. 205, pp. 225-240
6. Ching, H. T., Kin, T. L., and Hornh, L. S., 1995, "Application of Neural Network for the Classification of the Failure Signal of Mechanical Systems," *Technological and Vocational Education Conference of Republic of China*, Vol. 1, pp. 77-86.
7. 黃崇杰，1988，*基於振動量之冷卻風扇品質檢驗*，碩士論文，國立屏東科技大學機械研究所。

## Application of Cantilever Beam Model to the Prediction of Vibration Quality of Colling Fan

Bor-Tsuen Wang, Cheng -Yu Hong  
Department of Mechanical Engineering

National Pingtung University of Science and Technology  
Pingtung, Taiwan 91207

### Abstract

This work is to establish a prediction model to inspect the vibration quality of cooling fans. Under the assumption that the cooling fan vibration is mainly induced by the unbalance mass effect, this work proposes a cantilever beam model to indirectly measure the acceleration response. By the adoption of finite element analysis, the analytical model for the cantilever beam with fan at the free end can be constructed and verified through experimental modal testing. The product of the unbalance mass and its radius can be obtained with the knowledge of system frequency response function and the measured acceleration. This unbalance mass effect is independent of excitation

frequency, i.e., rotation speed, and can be used as a quality index to evaluate the cooling fan. Results show the proposed method is feasible in predicting the vibration quality of the cooling fan. Future study will aim to establish the specific criterion based on the unbalance mass effect for cooling fan quality inspection.