

轉子系統具轉盤質塊之模型驗證與臨界轉速驗證

學生：陳永龍、廖韓攸

指導教授：王栢村

國立屏東科技大學機械工程系

摘要

本文將藉由自製的一具轉子系統研究系統加入負荷後其振動自然頻率及振型的影響，並利用有限元素分析軟體軟體從事轉子系統轉軸之側向振動模態分析，並針對模型之臨界轉速進行驗證，進而討論對轉子系統所產生的影響。本文中的轉子模型是由單相交流電刷馬達、交流變壓器、馬達座、連軸器、轉速測量計、主軸、軸承總成、主基座、安全罩所組成。本文運用實驗模態分析以求取轉子系統教學模型無負荷、有負荷及無聯結器之模態參數及自然頻率、振型、阻尼比，並再與有限元素分析所得之自然頻率與振型比對；進而修正模型所假設之線性彈簧與旋轉彈簧，以使實驗與有限元素的分析結果能夠吻合；並且進行臨界轉速的測定，以驗證實驗模態分析所得之自然頻率是否正確。本文經由最佳化設計修正線性彈簧與旋轉彈簧，最後發現其結果與實驗結果相近。在加入質量之側向振動模態分析方面，觀察結果發現模態振型圖相似，且再由臨界轉速的驗證結果來看，便可確定本文的研究方法正確。最後與無加入質量的結果相比發現其自然頻率降低阻尼比增大，且加入質量後會影響軸承之線性彈簧與旋轉彈簧值。此研究主要可得知單純的轉子系統受到其附加重量之影響時所產生的改變，將來並可研究其不同狀況如軸承鬆動與損壞、不同材質軸心、不對心等詳加研究，最後以期能夠針對真正的轉子系統進行監控，達到預測性維修及保養。

一、前言

轉子系統之振動，經常在實際的設備中可見，小自伺服馬達、交直流電動馬達等，大至泵浦、生產工具機的主軸、渦輪裝置、汽渦輪機、工具機傳動裝置等。此振動問題輕則引起機械運轉不順，維護困難，減少產能，重則引起設備毀損造成重大損失。所以也就突顯它的重要性，讓轉子系統振動問題成爲主事者眼中最不能發生問題的那一部分。一般而言，振動係在某個頻率下產生，此類頻率爲機械系統之自然頻率。一系統由低頻率至高頻率存在許多個自然頻率，當這些自然頻率中的一個頻率接近外力之頻率時，會引起激烈之共振。轉子側向振動模態分析的目的，不僅期望該機器的運轉振動表現須符合規範的要求，同時更希望機器能長期安全運轉，不因過度的振動而縮短使用年限、或突然的停機造成嚴重損失。所以在設計階段，最重要的課題爲如何準備預估轉子系統的穩定性、臨界轉速及振動反應，以確認轉子系統從靜止至操作轉速的過程中，其振動量皆在可接受的範圍內。而轉子系統經長期使用後，由於機械特性的衰退，所引起轉子系統的振動漸趨惡化的問題，亦須在設計階段即加以預估分析，並根據分析結果決定轉子系統安全的運轉操作範圍。

對於有關轉子振動的相關問題國內也有文獻的探討，周永樂[3]主要分成兩個部分，在測試方面，對於適用於量測靜止狀態（Stationary，即RPM=0）轉子系統的動態特性，此方法即爲習知的結構模態測試方法。模態測試不僅可得知轉子系統的自然頻率，亦可獲得其振型，對於適用

於量測運轉中 (Rotating, 即 $RPM \neq 0$) 轉子系統的動態特性, 由於旋轉機械的轉子動態特性與運轉狀況有極密切的關係, 所以實驗模態分析 (Experimental Modal Analysis, EMA) 應用在運轉狀況下進行才能更具意義。但與靜止時不同的是, 殘留的不平衡量、不對心及水流等皆是模態分析時的激發力來源, 會造成所測得的頻率響應 (Frequency Response Function, FRF) 有很大的誤差。在分析方面則選用專用型轉子分析軟體, 這類軟體有轉移矩陣法與有限元素法兩種, 皆可獲得模態參數。白志亮[1]以振動頻率、振動現象、振動大小來判斷一般機械異常原因及劣化程度, 然而一般旋轉機器強迫振動的原因有下列幾種種類: 不平衡力量、迴轉件的平衡不良、機件鬆動、油滑不良、軸承損壞、電磁作用、葉片磨損、軸不對心及軸彎曲等因素, 為正確地判定, 乃使用有 FFT 功能的振動分析儀, 分析旋轉機械所發生的振動頻率。劉運鴻[16]在移動一機械系統之自然頻率時, 最常見的方法就是加質量, 此舉可使自然頻率降低, 通常是在振動最劇烈部位的附近, 效果最大。梁晶煒[7]採用頻率掃描法, 輸入樑系統不同頻率之弦波位移, 以激發出系統共振行為, 再以加速度計量取共振下系統之加速度響應訊號。

而本文主要是探討轉子系統附加質塊對其系統之影響, 所以分別利用 BK3550 訊號分析系統量測此教學模組無質量和附加質量動態及靜態的模態參數 ($\hat{\omega}_n$ 、 $\hat{\phi}_n$ 、 $\hat{\xi}_n$), 並與有限元素分析結果加以比對, 且利用雷射反射式轉速測量計、BK3550 訊號分析系統以及 CADA-PC 驗證比對其臨界轉速是否與實驗模態參數相吻合, 最後將無附加質量與附加質量之 ($\hat{\omega}_n$ 、 $\hat{\phi}_n$ 、 $\hat{\xi}_n$) 加以比對探討其差異性及對轉子系統的影響。

本文所分析之轉子系統轉軸, 其材質為 304 不銹鋼材, 全長 800 公分, 直徑 10 公分, 所加

之質量為直徑 12 公分, 寬 10 公分, 重 0.5 公斤的鋁製質塊。本文是以線性彈簧與旋轉彈簧模擬轉軸與聯軸器間的剛性特性, 所得之結果再與實驗結果比對, 進而利用最佳化設計修改模型所假設之 k_y 與 k_{θ_z} 值以使實驗與有限元素的分析結果能夠吻合, 為了減少系統的複雜性而將連軸器移除先求取兩軸承之 k_y 與 k_{θ_z} 值, 確定後再求取連軸器之 k_y 與 k_{θ_z} 值, 最後發現其結果與實驗結果相近。在進行模擬轉子系統中加入質量之側向振動模態分析方面, 觀察結果發現模態振型圖雖然有幾個點因為受到聯結器的影響有點差異但大致上相似, 且再由臨界轉速的驗證結果來看, 便可確定本文的研究方法正確。最後與無加入質量的結果相比發現其自然頻率降低阻尼比增大, 且加入質量後會影響軸承之 k_y 與 k_{θ_z} 值。此研究主要可得知單純的轉子系統受到其附加重量之影響時所產生的改變, 且對轉子系統的影響。將來並可研究其不同狀況如軸承鬆動與損壞、不同材質軸心、不對心等詳加研究, 最後以期能夠針對真正的轉子系統進行監控, 達到預測性維修及保養。

二、問題定義與分析目標

2-1 轉子系統模型介紹

本實驗中所建立之模型進行無聯結器、無附加質量、附加質量等三種實驗, 模型中各部位的功能、尺寸、材料等特性如下所敘述:

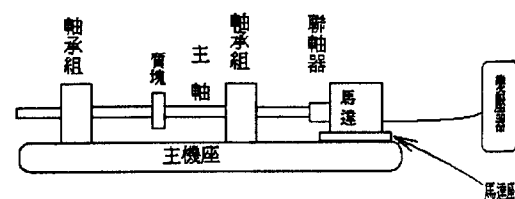


圖 2-1、轉子系統圖示意圖

項
馬
變
馬
聯
轉速
主
質
軸承
主基
安全

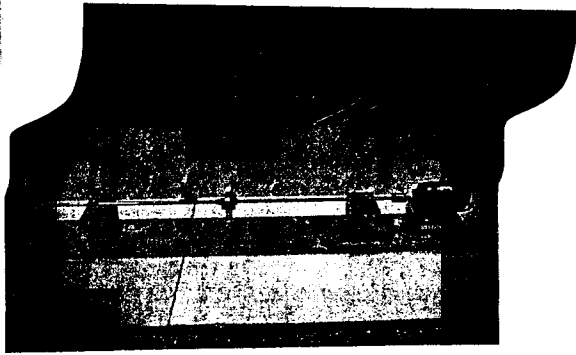


圖 2-2、實體照片圖

表 2-1：各主要部位之功能尺寸設計

項目	型號	功能尺寸說明
馬達	交流式碳刷 單相高速馬達	轉速可達 16000rpm
變壓器	input=110V、50/60 Hz output =0~130V、5A	
馬達座	自行加工	提供馬達穩定輸出
聯軸器	鋁合金吸振型	$\phi_{in} = 10\text{mm}$ $\phi_{out} = 25\text{mm}$
轉速量測計	雷射反射式	須於轉軸貼反射貼紙
主軸	鋼質桿	外徑 10mm 長度 800mm
質塊	鋁質塊	外徑 120mm 寬 100mm 重量 0.5kg
軸承總成	「0 號」之山型軸承兩 只，自行加工軸承座	軸承內徑要求為 10mm，必以螺絲固定 於軸承座
主基座	自行加工	1000mm×115
安全罩	購買	以防高速旋轉造成破 壞

2-2 分析目標

本文運用實驗模態分析之架構圖如圖 2-3 以求取轉子系統教學模型之模態參數及自然頻率、振型、阻尼比，並再與有限元素分析進行模型驗證與臨界轉速驗證，模型驗證分面進行無負荷、有負荷及無連軸器之驗證三大項並且對有無加負荷作臨界轉速驗證：

(一) 無負荷狀態分析

在實驗中以內徑 10mm 的鋼質桿在無負荷

狀態下，進行臨界轉速的測定，固定 n 值求 O.D.S. (操作變形曲線)，從而求得其他如：臨界轉速、振動頻率、振型等，如此便可推算出正常工作轉速的範圍，並且與理論分析進行最佳化設計修正其所假設之 k_y 與 k_{θ_z} 值，使得理論模型與實際問題能夠符合。

(二) 有負荷狀態分析

本實驗中荷重狀態分析為，選定一鋼質桿，在轉軸中間位置加入一圓盤質塊，進行和無負荷狀態分析相同的實驗分析；然後將所得之結果進而和無負荷狀態分析知結果相比對差異及對軸承的影響。

(三) 無聯結器狀態分析

本文對轉子系統將連軸器移除作探討，其目的在於使模型的複雜性減低，先求出兩軸承所假設之 k_y 與 k_{θ_z} 值，最後再加上連軸器求出其 k_y 與 k_{θ_z} 值，然後可帶入加負荷模型中加以探討。這對模型驗證的正確性和其方便性有相當的幫助。

(四) 臨界轉速之測定與驗證

將主軸黏上一雷射反射貼紙，利用雷射反射式轉速測定計量測實際的臨界轉速，將所得之參數與理論模態分析所得之模態參數相互驗證。

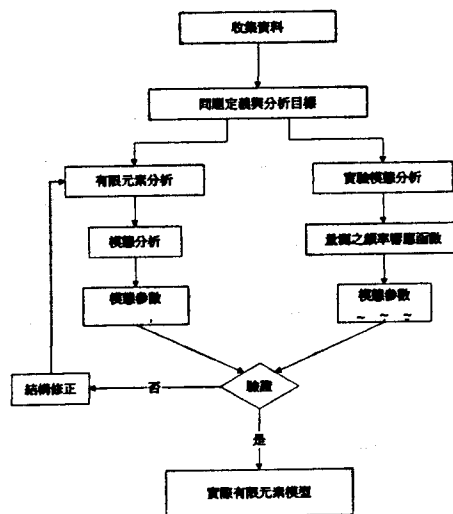


圖 2-3、轉子系統轉軸分析流程圖

三、有質塊之模型驗證

3-1 有限元素分析

在有限元素分析是對轉子系統轉軸進行有質塊之側向振動模態分析，以獲得其自然頻率 ω_n 與振型 ϕ_n 。本文考慮之轉軸與軸承座間的剛性特性，是應用線性彈簧 (k_y) 與旋轉彈簧 (k_{θ_z}) 來模擬其之間與轉軸配合的剛性特性

本文是應用 ANSYS5.5 軟體從事轉子系統轉軸之側向振動模態分析。分析元素選用二維樑元素 (beam 3)，選用彈簧元素 (combination 14) 模擬線性彈簧 (k_y) 與旋轉彈簧 (k_{θ_z}) 且在點 12 加入一元素 Mass21 模擬質塊，以直接架構法 (direct generation) 來架構轉子系統轉軸之有限元素模型，且運用 Reduced 求取法計算特徵值，以獲得轉軸之自然頻率 ω_n 與振型 ϕ_n ，其有限元素模型如圖 3-1 所示在對連軸器轉軸進行分割，本文將附加質量之轉軸分為 21 等分，因本文為了得到軸承座及質塊對轉子系統響應的影響，故在靠近軸承座時將元素分割得較細所以這 21 並不等距。

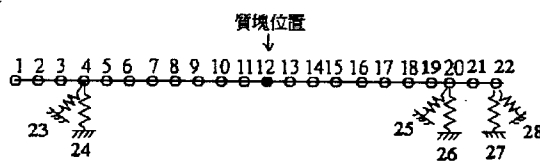


圖 3-1、轉子系統轉軸附加質量之有限元素模型

3-2 實驗模態分析

本實驗的主要目的是要得到其系統無聯結器之模態參數，其實驗的動作原理為，利用衝擊錘對轉軸激振，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訊號分析儀，由訊號分析儀對輸入之訊號作快速傅立葉轉換，求得轉軸的頻率響應函數和關聯性函數，最後再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，則可得到轉軸之模態參數，即自然頻率、阻尼比

和振型等。敲擊時採用固定衝擊錘的敲擊位置，移動加速度計量測位置以量取各點之響應。其實驗步驟如下所示：

- 1、將轉軸分割為 21 等分，每等分以 4 cm 為主，在靠近軸承及質塊的左右兩端各加一點，以量測到軸承座對轉子系統的影響。分割的方式如圖 3-2 所示，各量測點距離如表 3-1。

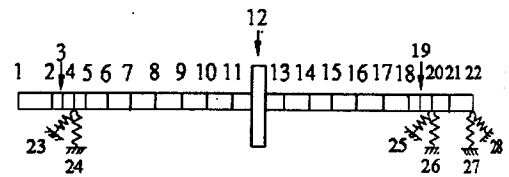


圖 3-2、附加質量之轉軸分割圖

表 3-1：附加質量各點間距表

編號	間距
1~2、2~3、5~6、6~7、7~8、8~9、9~10、10~11、13~14、14~15、15~16、16~17、17~18、18~19、21~22	4 cm
3~4、4~5、11~12、12~13、19~20、20~21、	3 cm

- 2、將衝擊錘以導線銜於訊號分析頻道 A 之 "Acc Input" 上。
- 3、加速度計以導線經過電荷放大器一頻道 B 之 "Direct Input" 上。
- 4、實驗的架構如下圖 3-3 所示。
- 5、衝擊錘敲擊轉軸 (敲擊編號 6 號的點)。
- 6、觀察頻道 A 之時間域及頻率響應函數 (Frequency Response Function)
- 7、將所得的結果輸入 CADA-PC 作曲線嵌合。
- 8、本實驗所使用之實驗儀器及其型號如表 3-2

的敲擊位置，
之響應。其實

4 cm 為主，
叩一點，以量
割的方式如

1。

19
20 21 22
26 27 28

圖

表

間距

4 cm

3 cm

之"Acc

頻道 B

5)。

應函數

嵌合。

表 3-2

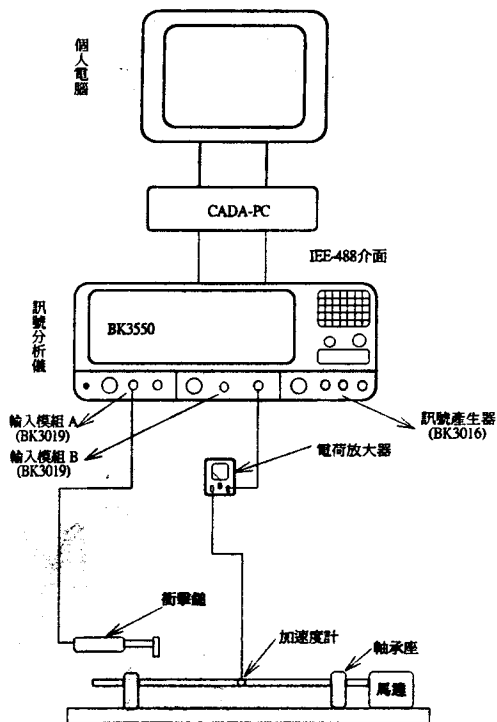


圖 3-3、模態分析儀器架構圖

表 3-2：實驗儀器一覽表

儀器名稱	型號
雙頻道訊號分析儀	BK 3550
衝擊錘	BK 8202
加速度計	PCB 309A
電荷放大器	PCB 480E09
曲線嵌合軟體	LMS CADA-PC
轉速量測器	HT4100

3-3 最佳化設計

本次報告主要利用有限元素分析軟體，針對軸承與聯結器及馬達配合間剛性特性的真正 k_y 值與 $k_{\theta z}$ 做最佳化設計，使其能真正符合實際問題的 k 值。本文是應用線性彈簧 (k_y) 與旋轉彈簧 ($k_{\theta z}$) 來模擬其之間與轉軸配合的剛性。首先架構轉子系統幾何外型，接著建立有限元素模型且將有限元素分析值與實驗分析值比較，驗證有限元素模型使用的正確性，而定義一個最佳化問題必須包含目標函數，設計參數。本報告採用最

佳化目的為獲得真正線性彈簧與旋轉彈簧真正的 k_y 值與 $k_{\theta z}$ 值來與實際模型的 k 值做比對，本文以無質塊無聯結器、無質塊加聯結器、有質塊加聯結器個別來討論。

將質塊加置於轉軸上，進階探討質塊對系統的影響並從中研判是否影響初始 k 值，以及對自然頻率的改變進階利用最佳化分析找出吻合模擬轉軸的 k 值。

3-4 結果與討論

在轉軸中心位置放置一質塊，並且利用 ANSYS5.5 軟體裡的最佳化功能，進而分析彈簧參數 k_y 值與 $k_{\theta z}$ 值並進行轉子系統轉軸之側向振動模態分析，進而獲得轉軸之自然頻率 (ω_n) 與振型 (ϕ_n) 其結果如表 3-3 及圖 3-4 所示。

而由結果表 3-3、3-4 及表 3-5 圖 3-4 至 3-6 所示，從表 3-3 可知，在未進行最佳化分析時理論的自然頻率與實驗的自然頻率還算吻合，唯獨第五個理論自然頻率高於實驗值，且實驗值與理論值的誤差百分比為 0.9816，而對理論的自然頻率做最佳化分析後，其第五個理論自然頻率降低為 609.91 與實驗的頻率極為相近，整體誤差還算可以接受，且所獲得的 k 值還算吻合系統的彈簧係數，從振型圖來看，在靠近聯軸器的位置較難激振，且實驗值的自然頻率也受較高的阻尼影響，故整體看來振型還算類似，唯在聯軸器附近的值較不固定變化大。

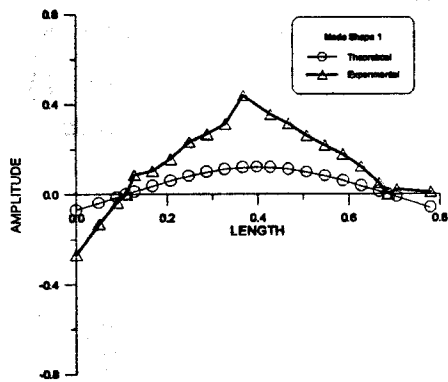
表 3-3、有質塊前五個自然頻率之比較

模態數	實驗值 (Hz)	理論值 (Hz)	誤差百分比 (%)	理論值 (opt) (Hz)	誤差百分比 (%)
1	30.19	30.994	2.5940	31.004	2.6254
2	185.50	188.42	1.5497	188.42	1.5497
3	296.37	298.94	0.8597	298.62	0.7534
4	446.34	419.79	-6.3245	418.51	-6.6497
5	609.23	615.27	0.9816	609.91	0.1114

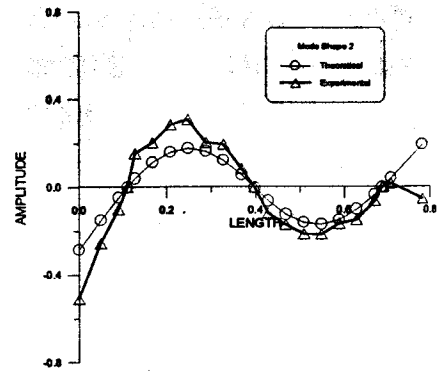
應用有限元素從事轉子系統轉軸之側向振動模態分析，其分析所得之自然頻率 ω_n 與實驗模態分析所得之自然頻率 $\hat{\omega}_n$ 如表 3-3 所示比對後其結果還算吻合，然而實驗阻尼的有升高的現象，且 MAC 如表 3-5 之值呈現遞減現象，使得實驗自然頻率振型與理論的自然頻率振型有很大的差異。從頻率響應函數可發現 Experimental 的 Pick 平緩，乃是因為阻尼大所導致的，而在第一 Pick 之前多了許多 Pick，但並不影響系統本身頻率。

表 3-4、實驗阻尼之結果

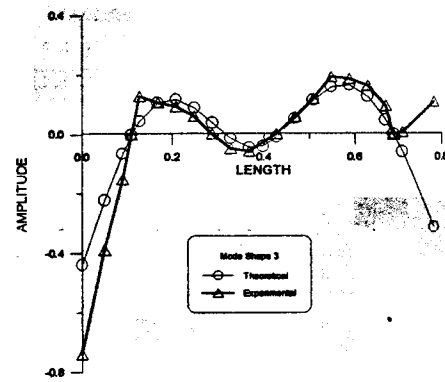
MODE	實驗阻尼%	修正阻尼比(%)
1	9.13	7.5324905
2	0.69	0.4300064
3	1.85	1.6872682
4	0.44	0.331946
5	2.75	2.6708364



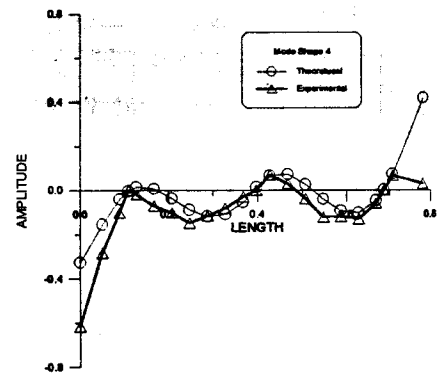
(a)mode1



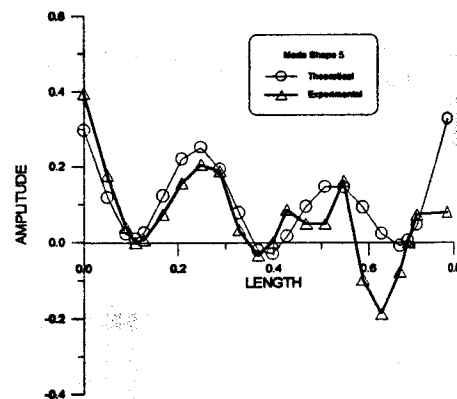
(b)mode2



(c)mode3

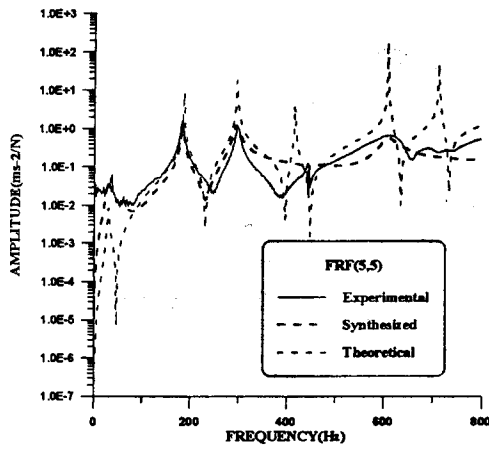


(d)mode4

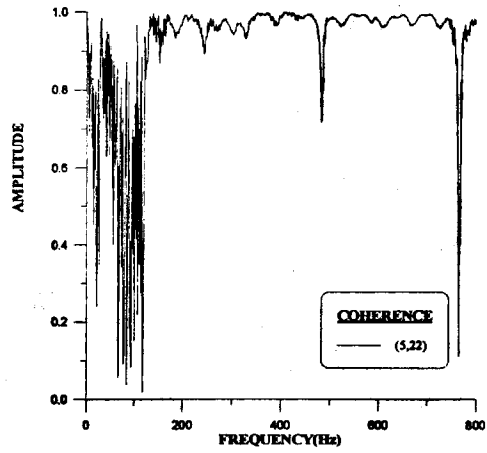


(e)mode5

圖 3-4、加質塊之理論與實驗振型比較圖

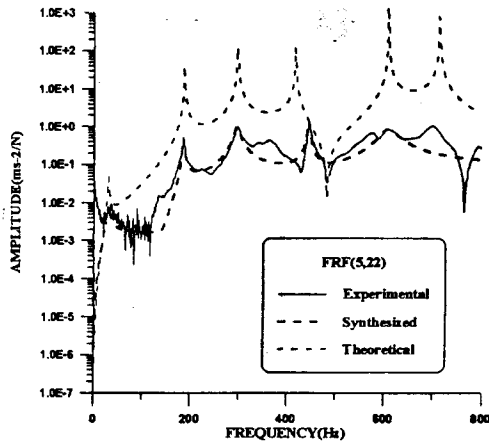


(a) $i=5, j=5$



(b) $i=5, j=22$

圖 3-6、加質塊之關聯性函數



(b) $i=5, j=22$

圖 3-5、加質塊之實驗與理論頻率響應函數之比較圖

表 3-5、加質塊之實驗振型與理論振型之模態保證指標

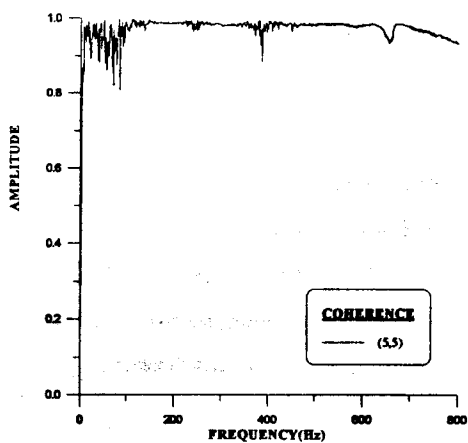
實驗 理論	Mode1	Mode2	Mode3	Mode4	Mode5
Mode1	0.88033	0.060691	0.20858	0.0014165	0.029395
Mode2	0.095519	0.78119	0.23377	0.072743	0.024512
Mode3	0.052394	0.14675	0.62069	0.26389	0.35583
Mode4	0.026083	0.17426	0.11274	0.62003	0.14194
Mode5	0.14441	0.038792	0.021745	0.038054	0.44943

四、臨界轉速驗證之結果

4-1 實驗方法

轉子系統之「臨界轉速」，恰為該轉軸之側向振動「自然頻率」所對應之轉速，若轉軸在接近「臨界轉速」運轉時，會產生異常之振動，此也是結構「共振」之一種現象，當轉子系統達到共振時，其原本自身的振動量將會加倍，這也是造成機器損壞的主要原因。

本實驗便是利用此原理來量測本轉子系統的臨界轉速，本文以量測不同轉速所產生的振動量，以得到轉速與振動量的關係，當振動量有異常增大時其所對應的轉速便是本轉子系統的臨界轉速。其實驗步驟如下所示：



(a) $i=5, j=5$

- 1、將加速度計以導線經過電荷放大器一頻道 B 之 Direct Input 上。
- 2、將加速度計以蜂膠黏於左端的的軸承正上方。
- 3、利用變頻器控制轉軸轉速。
- 4、逐漸增加轉速，並量測其各個轉速的頻率響應函數 (Frequency Response Function)。
- 5、將所得的結果紀錄下來，並繪成頻率、轉速關係圖。
- 6、本實驗架構如圖 4-1 所示，所用之實驗儀器及型號如表 4-1。

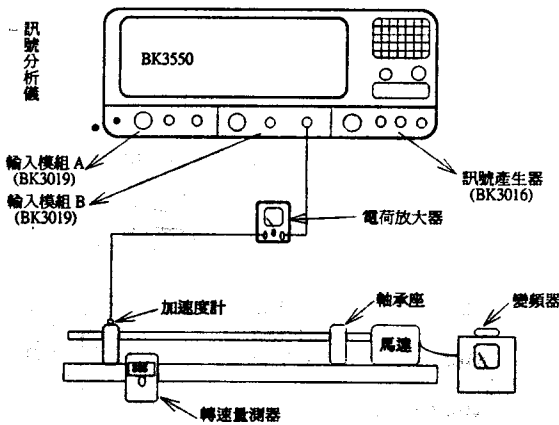


圖 4-1、臨界轉速測定架構圖

表 4-1、臨界轉速驗證使用之儀器一覽表

儀器名稱	型號
雙頻道訊號分析儀	BK 3550
加速度計	PCB 309A
電荷放大器	PCB 480E09
轉速量測器	HT4100

4-2 結果與討論

經過實驗模態分析之後，可由 BK3550 得到實驗模態振型圖，當無質塊作臨界轉速驗證時，其理論模態振型圖相互比對可得知各自然頻率所對應的模態振型圖是十分相似的，由圖 4-2 之關係圖可知轉速在 3850.8 與 12094.4 時有最大的振動量與靜態分析比對還算符合，而在

加質塊時由圖 4-3 第二個模態數的振動量已超過轉子系統所能承受的範圍，但從第一個模態數來看最大振動量為 2160.2 與本實驗的靜態分析所得有些微差距其中的原因還必須加以探討。

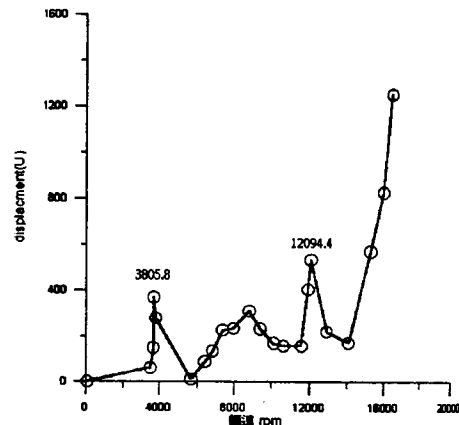


圖 4-2、無質塊之軸承座不同轉速下之加速度

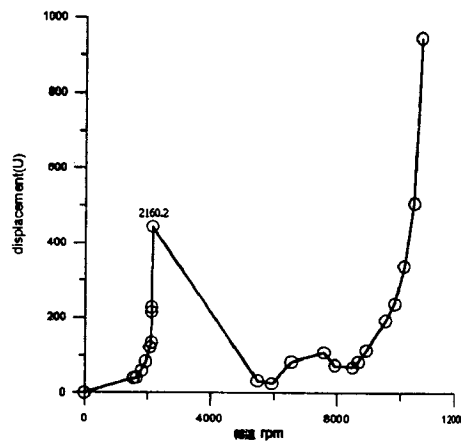


圖 4-3、附加質塊之軸承座不同轉速下之加速度

五、結論與未來建議

本文所製作之轉子系統教學模型是由單相交流電刷馬達、交流變壓器、馬達座、連軸器、轉速測量計、主軸、軸承總成、主基座、安全罩所組成。

本文是應用 ANSYS5.5 軟體從事轉子系統轉軸之側向振動模態分析，以獲得其自然頻率 ω_n 與振型 ϕ_n ，並再與雙頻道頻譜分析儀進行實驗模態分析所得之自然頻率 $\hat{\omega}_n$ 與振型 $\hat{\phi}_n$ 比對，並且做臨界轉速的測試以驗證在自然頻

時產生的共振

結果顯示，分析所得之自

之自然頻率 ω

的話也發現

使的自然頻

率，然而有負

設之 k_y 值與

間剛性特性

了高阻尼現

吻合，唯有

軸器及馬達

因此才會使

析結果有些

由於

驗模態分析

此研究的

項研究，

1. 在

探

2. 將

帶

以

維

六、參

1. 白志

統計

第 8

2. 吳朝

討

3. 周永

機

4. 馬志

轉

工

5. 康

時產生的共振所對應之轉速是否吻合。

結果顯示，在無質塊與無聯軸器時有限元素分析所得之自然頻率 ω_n 與實驗模態分析所得

之自然頻率 $\hat{\omega}_n$ 相當吻合，且以振型圖來做比對的話也發現蠻吻合的，但加上聯軸器及馬達時卻使的自然頻率改變了，而加上質塊卻降低自然頻率，然而有負荷加在轉軸上時卻影響了當初所假設之 k_y 值與 k_α 值來模擬軸承與聯軸器及馬達間剛性特性真正的 k 值，在質塊的影響下也造就了高阻尼現象，對整體的振型圖比較其振型還算吻合，唯有在加入質塊時，並無法獲得軸承與聯軸器及馬達間剛性特性的真正 k_y 值與 k_α 值，因此才會使得有限元素分析結果與實驗模態分析結果有些差異。

由於在加入質塊時有限元素分析結果與實驗模態分析結果並不吻合，故本文認為並未達到此研究的目標，因此建議未來能循序進行以下幾項研究，如下：

1. 在轉軸上不同位置加上質塊來加以研究探討對轉軸有何影響。
2. 將變壓器換成變頻器以方便轉速的控制，並且接上可程式系統以及在電腦上以視窗化介面來控制方程式達到此教學模型的目的。

六、參考文獻

1. 白志亮，1995，「旋轉機械之振動診斷技術與統計分析」，*技術與訓練*，第20卷，第2期，第89-98頁。
2. 吳朝旺，1996年，「發電機轉子監測系統研討」，*臺電核能月刊*，第166期，第70-75頁。
3. 周永樂，1996年，「轉子動態測試分析技術」，*機械工業*，第164期，第161-179頁。
4. 馬志高，劉瑞榮，龔一中，林東成，2000，「旋轉機件激振力估測及驗證」，*中國造船暨輪機工程學刊*，第19卷，第3期，第165-178頁。
5. 康淵 張義鋒 劉君傑，1997，「轉子-軸承-基座

系統之動態分析」，*中原學報*，第25卷，第1期，第1-13頁。

6. 陳俊彥，2001，「從振動看軸承診斷」，*機械月刊*，第27卷，第1期，第230-233頁。
7. 梁晶煒，2000，「附加質量對懸臂樑橫向振動自然頻率影響研究」，*明志技術學院學報*，第32期，第1-10頁。
8. 陳光漢，1996，「應用振動診斷法對軸承破壞之偵測」，*勞工安全衛生研究季刊*，第3卷，第1期，第113-126頁。
9. 黃德言，1999，「迴轉機械轉軸之漩渦及拍擊振動現象研究」，*機械工業*，第190卷，第181-196頁。
10. 彭燦政，沈夏，傅忠申，陳錫楊，曾紫銘，1997年，「轉子動態分析模型建立研究」，*臺電工程月刊*，第582期，第98-108頁。
11. 黃少琦，1994，「用個人電腦作機械振動頻譜量測與監測」，*機械月刊*，第20卷，第8期第233-237頁。
12. 葉豐輝，199，「非均勻樑承受軸向負荷且邊界為彈性支撐之振動分析」，*技術學刊*，第6卷，第1期，第13-21頁。
13. 潘犀明，1995，「有關建立轉動軸振動診斷系統的經驗」，*臺電工程月刊*，第588期，第44-51頁。
14. 儀測企業，1996，「軸承振動量測技術」，*機械技術雜誌*，第136期，第119-127頁。
15. 劉運鴻，1996，「低頻振盪與扭轉振動」，*臺電工程月刊*，第572期，第17-34頁。
16. 劉運鴻，1995，「機械系統自然頻率之移動」，*臺電工程月刊*，第568期，第55-64頁。
17. 蕭亦隆，1999，「以信號基礎及模糊類神經推論進行轉子振動之線上故障診斷」，*中國機械工程學刊*，第20卷，第4期，第345-352頁。
18. 蘇振塏，黃世欽，1997，「轉子系統臨界轉速與支撐位置之敏感性分析」，*中國機械工程學刊*，第18卷，第3期，第545-553頁。

七、誌謝

感謝：

屏東科技大學機械系王栢村教授對本組盡心的指導。

屏東科技大學機械研究所胡華良學長對本組指導、幫助與督促。

屏東科技大學機械系振動噪音實驗室所有學長的指導。

本文
與聲音特
一利用有
與以衝擊
態分析之
輸入，麥克
量測。進
性。

本文
分析，再
頻率、模態
驗模態分析
第二階
聲音特性，
振動與聲音

振動
造成了能量
之一，所以
工程師的目的
有著存在的
樂器的
好壞有相當
至鋼琴、吉
器，下至球
範圍者無不