

半導體設備之渦輪分子真空泵浦 模態測試與振動分析

Vibration Characteristics Analysis and Modal Testing of a Semiconductor Equipment Turbo- molecular Vacuum Pump

^{1*} 許智能、² 黃裕盟、² 傅英嘉、² 蔣小偉、³ 徐國勛、³ 黎兆桓
^{1*}Chih-Neng Hsu, ²Yu-Meng Huang, ²Ying-Chia Fu, ²Hsiao-Wei D. Chiang,
³Kuo-Hsun Hsu, and ³Chao-Huan Li

^{1*} 國立勤益科技大學冷凍空調與能源系

Department of Refrigeration, Air Conditioning and Energy Engineering,
National Chin-Yi University of Technology

² 國立清華大學動力機械工程學系

Department of Power Mechanical Engineering, National Tsing Hua University

³ 致揚科技股份有限公司

Prosol Corporation

經濟部 SBIR 計畫編號：1Z980782

國科會計畫編號：NSC 99-2622-E-007-008-CC3

*Email: sheucn@yahoo.com.tw ; cnhsu@ncut.edu.tw

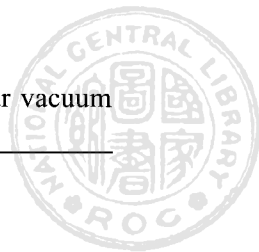
摘要

本研究以數值分析及實驗研究方法，針對垂直立式之渦輪分子真空泵浦轉子軸承系統進行模態測試與振動特性分析研究探討。數值分析以有限元素法分析軟體 ANSYS 和轉子動力學分析軟體 DyRoBeS 建立轉子系統二維及三維模型，利用不同邊界條件下之靜態模態測試結果來修正及驗證轉子軸承系統之有限元素模型，再進一步計算轉子系統之坎貝圖 (Campbell Diagram)，以了解轉子軸承系統之動態特性。實驗分為靜態和動態量測兩部分，靜態量測得轉子軸承系統之自然頻率，動態量測得系統之瀑布圖 (Waterfall)，由瀑布圖可發現泵浦系統從 0rpm 升至工作轉速 51,600rpm 過程中會遇見工作之臨界轉速，可確保泵浦系統工作轉速可避開臨界轉速之 10% 以外的安全範圍。最終將分析與實驗結果做比對驗證，以確認分析之正確性，而完成建立一套渦輪分子真空泵浦轉子軸承系統的分析模型和轉子臨界轉速相對於軸承剛性的關係，以提供廠商在泵浦轉子開發及軸承匹配上之參考及設計依據。

關鍵詞：渦輪分子真空泵浦、轉子軸承、模態、臨界轉速

Abstract

This research is focused on the dynamic characteristics of a vertical turbomolecular vacuum



pump rotor-bearing system. The research methods can be divided into two parts, which are numerical analysis and experimental measurements. In numerical analysis, we have been used the finite element analysis software ANSYS and DyRoBeS to construct a two-dimensional and three-dimensional model of the rotor-bearing system. In the analysis process, by constantly changing the pump system assembly methods we can correct and verify the rotor-bearing system finite element model under different boundary conditions. Next, we can be calculated the Campbell diagram to understand the dynamic characteristics of the rotor-bearing system, and to compare with the experimental results to verify the model. Finally, we can be found the relationship between the rotor critical speed and the bearing stiffness in order to provide the design of the molecular pump rotor and the bearing system. Experimental measurements were divided into two parts: static percussion tests and dynamic measurements. Static test can provide the natural frequencies of the rotor-bearing system. Waterfall diagram of the dynamic test can be measured the pump system's critical speed from zero speed up to the working speed crossing, and to insure that the pump working speed is far from the critical speed of 10% in the safe range. In summary, the results of the experimental measurements and numerical analysis can be applied the basis for the design of the turbomolecular vacuum pump rotor-bearing system analysis techniques in order to identify and prevent pump vibrations.

Keywords: Turbomolecular Vacuum Pump, Rotor-bearing, Mode Shape, Critical Speed

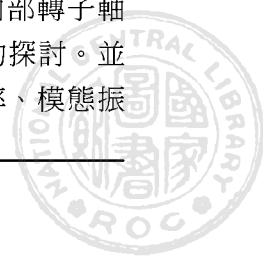
一、前言

隨著半導體奈米先進製程技術的提升，以及光電和半導體廠商在製程上，對於高潔淨環境及高真空度的要求日益提高。因此渦輪分子真空泵浦已快速取代傳統的油式真空泵浦、擴散式真空泵浦及魯式真空泵浦，成為真空設備中的主力心臟。國內生產製造真空泵浦雖然已有近 40 年的經驗，主要還是以較低技術之粗真空及中度真空泵浦為主（終極壓力 $>10^{-4}$ mbar），對於應用在半導體、光電產業製程的高真空度渦輪分子真空泵浦（終極壓力 $<10^{-8}$ mbar）。

而轉動設備的振動現象在工業界一直是非常惱人的問題，若有不正常的振動現象長期存在於設備中，若不立即改善，長期則會造成設備的損害，嚴重將影響量產。Ruhl 與 Booker^[1]是目前所找到最早使用有限元素法來分析轉子動態行為的文獻，

他們是採用只考慮彎曲勁度與平移慣性的 Euler's Beam 理論。Thomas et al.^[2]以有限元素法理論分析樑中之自然頻率，並將樑切割成不同節點數目的元素，比較在不同節點數或不同自由度之下自然頻率的差異。Nelson 與 McVaugh^[3]利用有限元素法分析考慮轉動慣性、陀螺力矩和軸向負載的包含剛性圓盤、均佈參數的有限轉子元素、和離散性線性彈簧和線性的黏滯阻尼軸承的轉子軸承系統。Chiang 與 Hsu^[4]利用有限元素法分析小渦輪引擎內部轉子 - 軸承系統。Chiang et al.^[5]針對小型泵浦進行有限元素分析。

因此本研究目的是以建立分子泵浦振動量測及提出轉子軸承系統抑制振動方案，以防止不平衡振源損壞軸承及轉子。其針對垂直單轉子式渦輪分子泵浦內部轉子軸承系統之動態特性來進行深入的探討。並透過有限元素方法求解自然頻率、模態振



型與臨界轉速，並與實驗量測結果相互驗證，以了解轉子軸承系統之特性，並提供廠商開發之參考與設計依據。

二、實驗方法與結果

靜態敲擊實驗是以求頻率響應，所採用的邊界條件是自由端懸吊 (Free-Free)，係指待測物在空間中無任何限制條件。為了模擬自由邊界條件，使用橡皮筋將待測物懸掛，利用力傳感器的衝擊槌多點敲擊待測物，給以一脈衝力，並以貼在待測物之加速規量測其響應、脈衝信號及響應信號，經過放大器輸入到頻譜分析儀，求出響應函數 $H(f)$ 以找出模態參數。敲擊測試將進行不同敲擊點及多次敲擊，並取平均值。實驗架構如圖 1 所示。

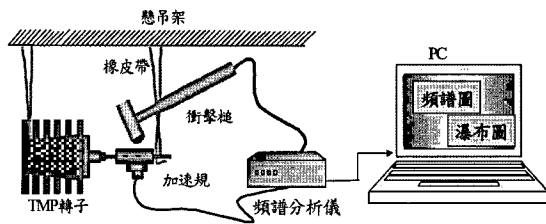


圖 1. 靜態測試實驗架構圖

轉子動態量測方法是將轉子軸承組裝放置於測試平台上，接著啟動泵浦控制器，並接著啟動渦輪分子真空泵浦，使泵浦轉子於靜止逐漸加速至工作轉速之設計點，最後於工作轉速下持續穩定運轉，在運轉過程中於泵浦外部靠近軸承處，黏貼加速規，以擷取泵浦轉子於零轉速至工作轉速之設計點的振動訊號，並進一步分析其動態特性。其目的是透過轉子運轉過程中之主轉速振動量、倍轉速振動量、諧頻振動量與定轉速下之瀑布圖，以便進一步推算轉子之臨界轉速，如圖 2 所示。

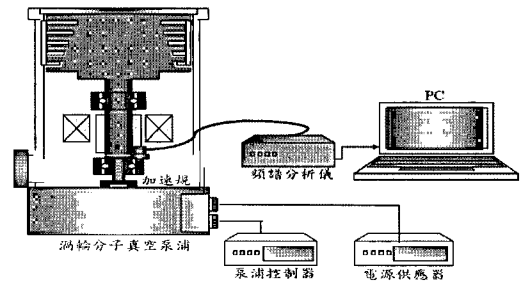


圖 2. 動態測試系統示意圖

2.1 靜態敲擊測試結果

2.1.1 泵浦轉軸之敲擊

靜態敲擊測試得知渦輪轉軸之頻率響應，由圖 3 可看出在接近自然頻率時，會有脈衝訊號產生。經由敲擊不同點發現振動峰值總在固定的二個頻率上且由 Coherence Function 之值可確認輸出響應完全由輸入脈衝所激發，故此二個頻率即是轉軸第一模態與第二模態頻率，分別為 $F1: 2,191\text{Hz}$ 及 $F2: 9,000\text{ Hz}$ 。

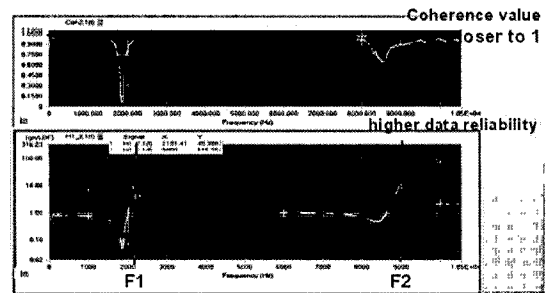


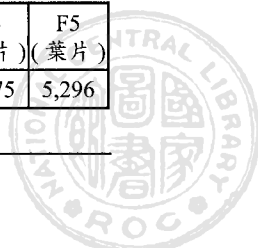
圖 3. 轉軸頻率響應頻譜圖

2.1.2 泵浦轉子之敲擊

將轉軸、轉子、軸環、螺栓組裝完成，經由多點敲擊本研究開發之轉子和各級葉片可得轉子第一階自然頻率及五級葉片的自然頻率，如表 1 所示。

表 1. 轉子靜態自由端敲擊測

頻率	F1 (轉子)	F1 (葉片)	F2 (葉片)	F3 (葉片)	F4 (葉片)	F5 (葉片)
Hz	1,125	1,599	2,115	2,630	3,375	5,296



2.1.3 泵浦組裝後轉子敲擊

為進一步了解泵浦在實際運作的狀態，將轉子裝入泵浦內，然後僅將泵浦的外殼和定子葉片拆除進行敲擊，發現有一較低頻 100Hz 之自然頻率。因之前敲擊測試是了解泵浦轉子在自由邊界下的頻率響應，即轉子在空間中沒有受到任何條件限制，但是泵浦在實際運轉時會受到軸承的影響限制了轉子的自由度，所以結果顯示出，組裝上轉子比組裝完成自由邊界的轉子多了低頻的自然頻率，但轉子各級葉片之自然頻率不受影響與表 1 相同。組裝後轉子前兩階自然頻率數據，如表 2 所示。

表 2. 組裝後轉子敲擊測試結果

頻率	F1	F2
Hz	100	1,200

2.2 分子泵浦動態量測

由泵浦動態瀑布圖 (圖 4) 的主轉速頻率和倍轉速頻率，可看出泵浦系統的第一階及第二階臨界工作轉速分別為 117Hz 及 492Hz，在接近臨界工作轉速時，其振動量會有突高且不穩定之現象，而過了臨界工作轉速，則振動量即開始降低，而遠離此轉速後，主轉速振動量隨轉速升高而增加，且已無振動峰值出現，故第三階臨界轉速必高於設計點工作轉速。

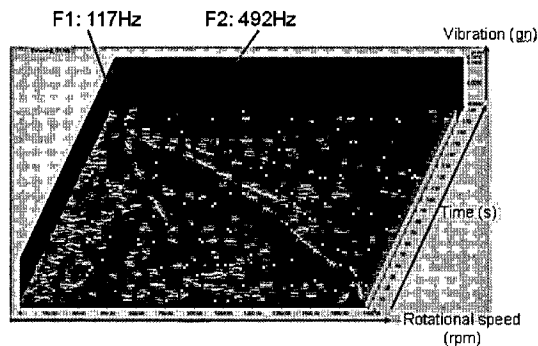


圖 4. 泵浦系統瀑布圖

三、數值模擬分析結果

3.1 靜態模型於自由邊界下驗證

本研究將靜態敲擊測試所得知轉軸和轉子於邊界條件為 Free-Free 端的實驗結果來修正有限元素模型以驗證模型正確性。

3.1.1 轉軸模態振型與模態頻率驗證

以 DyRoBeS 與 ANSYS 有限元素軟體建構轉軸於自由邊界條件下二維及三維有限元素模型，計算轉軸之模態振型及其模態頻率，而在數學模型中皆忽略永久磁鐵厚度，圖 5 及圖 6 為轉軸前兩階模態振型 (Mode Shape) 結果，可看出轉軸第一模態與第二模態之最大位移皆在細軸部分，且最大應力發生在細軸撓曲的部分，皆與敲擊測試所得到的模態振型結果有一致性。其轉軸第一階模態頻率與靜態敲擊值誤差分別為 1.0% 及 1.5%，而轉軸第二階模態頻率結果誤差為 1.6% 及 0.1%，如表 3 所示。

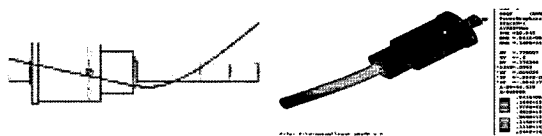


圖 5. 轉軸第一階模態振型

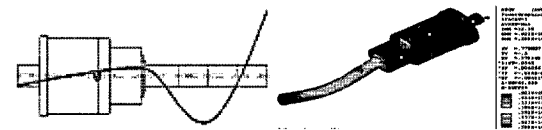
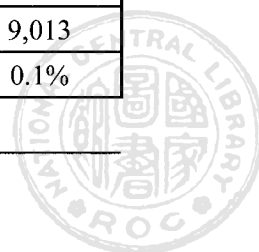


圖 6. 轉軸第二階模態振型

表 3. 轉軸頻率計算結果與實驗

實驗與模擬	F1(Hz)	F2(Hz)
靜態敲擊	2,191	9,000
DyRoBeS	2,210	9,149
誤差	1.0%	1.6%
ANSYS	2,160	9,013
誤差	1.5%	0.1%



3.1.2 轉子及葉片模態振型與頻率驗證

將轉軸、轉子、軸環組裝，依據實際幾何簡化模型並建立二維與三維之有限元素模型，在模型中考慮軸承內環增強轉軸之剛性，其邊界條件為 Free-Free 端，以 DyRoBeS 及 ANSYS 計算轉子之第一階模態頻率與敲擊值如表 4 所示。圖 7 可發現轉子的第一階 Bending Mode，其撓曲變形及最大應力皆發生在轉軸細軸部分。轉子葉片屬於漸縮型葉片，各級葉片幾何皆有些差異，故每級葉片所對應之模態頻率也不相同，為了了解葉片所對應模態頻率值，則利用 ANSYS 模擬各級葉片之第一階模態頻率，其各級葉片之實驗值與模擬值之比較如表 5 所示，最大誤差為 5.0%。

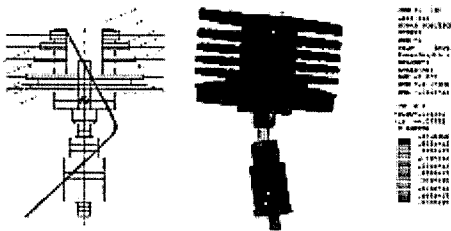


圖 7. 轉子第一階模態振型

表 4. 轉子頻率計算結果與實驗值

實驗與模擬	第一模態頻率 (Hz)
靜態敲擊	1,125
DyRoBeS	1,165
誤差	3.4%
ANSYS	1,087
誤差	3.4%

表 5. 葉片頻率計算結果與實驗值

結果	L1	L2	L3	L4	L5
實驗	1,599	2,115	2,630	3,375	5,296
ANSYS	1,532	2,068	2,670	3,354	5,035
誤差	4.2%	2.2%	1.5%	0.6%	5.0%

3.2 轉子組裝後之模態振型與頻率驗證

泵浦系統在實際運作時，會受到軸承邊

界條件的影響而不再是 Free-Free 端。在模擬方面，軸承用彈簧元素取代，輸入彈簧剛性及阻尼參數近似軸承的物理特性。在彈簧剛性設定則依據靜態量測所得到第一階自然頻率約 100 Hz，可到軸承剛性約為 5×10^5 N/m。以 DyRoBeS 及 ANSYS 計算轉子之第一階模態頻率與敲擊之比較如表 6，由結果發現無論是 DyRoBeS 或是 ANSYS 都會有 400Hz 左右的第二模態頻率值，但是實驗卻沒有接近此頻率的模態，但是動態量測可得到第一階臨界轉速為 492Hz，所以可以確定有 400Hz 模態，只是敲擊實驗沒激發出此頻率的模態。圖 8 為轉子前三階之模態振型，由結果可了解轉子第一模

表 6. 轉子組裝後之模態頻率分析與實驗

結果	F1	F2	F3
實驗	100	N/A	1,200
DyRoBeS	96	381	1,222
誤差	4.0%	N/A	1.8%
ANSYS	102	435	1,160
誤差	2.0%	N/A	3.3%

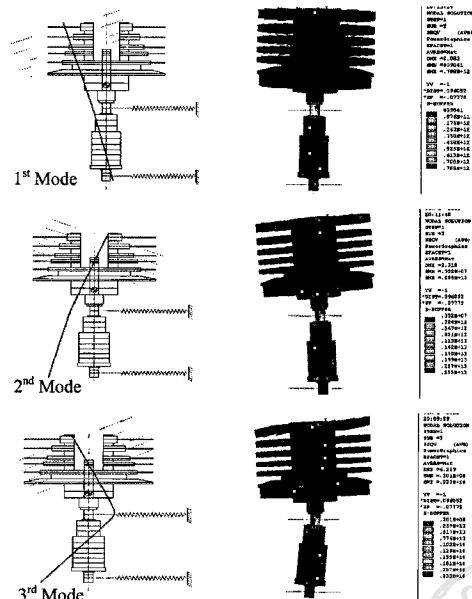
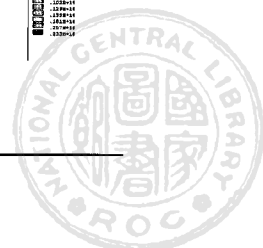


圖 8. 轉子前三階模態振型



態，其變形量最大發生處在上軸承處，第二模態其變形量最大發生處在下軸承處，第三模態其變形量最大處發生在上軸承處。

3.3 動態模型數值結果分析與驗證

經過靜態模型驗證後，將進行泵浦系統動態特性之分析與實驗驗證。由於二維模型未考慮離心力造成轉子結構剛性增強之效應，所以在動態分析需以三維 ANSYS 分析結果做討論。

3.3.1 轉子軸承系統坎貝圖

泵浦系統運轉時，當轉速為轉子結構之自然頻率，將導致泵浦系統局部或整體共振。因此，當轉速遇到共振頻率之值時稱之為泵浦系統之臨界轉速。若轉子的工作轉速落在臨界轉速附近，則會激發系統共振造成轉子撓曲變形，使系統振動量幅度上升，所以設計上轉子之工作轉速必須遠離臨界轉速 10 % 以外的安全範圍。圖 9 轉子軸承系統於旋轉情況下，在軸承剛性為 5×10^5 N/m 情況下，由 ANSYS 計算泵浦系統之坎貝圖，計算結果顯示轉子在升速的過程皆會遇到兩階臨界轉速，工作轉速 (51,600rpm) 介於第二階與第三階臨界轉速之間，且皆遠離第二階與第三階臨界轉速。分析結果與動態量測之臨界轉速比較，如表 7 所示，結果發現轉子遇到為第一階 Forward 和第二階 Forward 自然頻率，由系統之模態振型圖可看出第一階臨界轉速於上軸承處會發生撓曲變形，故系統於 6,600rpm 附近運轉時將，容易造成上軸承損毀。第二階臨界轉速於下軸承處會發生撓曲變形，故系統於 31,000rpm 附近運轉時，將容易造成下軸承損毀。第三階臨界轉速因超出設計點工作轉速，因此轉子軸承均不會碰觸共振頻率，所以不會引發共振。

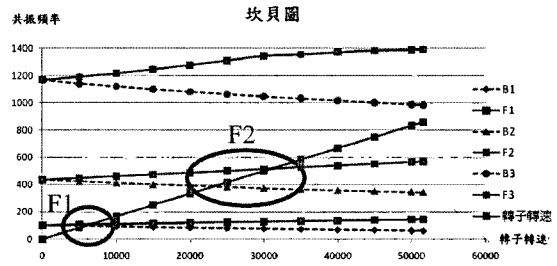


圖 9. 轉子系統坎貝圖

表 7. 轉子臨界轉速計算與實驗之比對

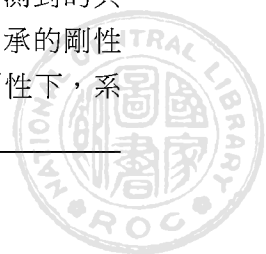
結果	第一階臨界轉速	第二階臨界轉速
實驗	117	492
ANSYS	111 (Forward)	520 (Forward)
誤差	5.1%	5.7%

3.3.2 轉子軸承系統臨界轉速分析

實務上，轉子系統的軸承剛性並非是定值，軸承剛性會隨著系統裝配方式、支撐材料結構以及軸承預壓力的不同而有所不同。因此，為了確保轉子系統於工作轉速時不會遇見共振頻率，將建立轉子系統之臨界轉速圖，了解不同軸承剛性下對系統臨界轉速的影響，以確定系統於工作轉速時的安全性。

圖 10 為使用 ANSYS 模擬出系統於工作轉速下，轉子臨界轉速與軸承剛性之關係圖。圖 10 中共有三階臨界轉速，可了解當軸承剛性提高，則各階臨界轉速皆會上升。第一階和第二階臨界轉速在剛性大於 1×10^8 N/m 後，其臨界轉速幾乎維持定值。而剛性在 $1 \times 10^4 \sim 1 \times 10^7$ N/m 時臨界轉速會隨著剛性變大而有明顯的上升。第三階臨界轉速當軸承剛性小於 1×10^6 N/m 和大於 1×10^9 N/m 後趨於穩定。而剛性 $1 \times 10^6 \sim 1 \times 10^9$ N/m 時，臨界轉速隨著剛性增加而上升。

將轉子臨界轉速圖與實驗量測到的共振轉速點進行比對，便可找出軸承的剛性值，並可預測轉子軸承在不同剛性下，系



統之工作轉速時是否會落在臨界轉速上而造成系統之不穩定，便可判斷軸承剛性最適合用於工作轉速的範圍。

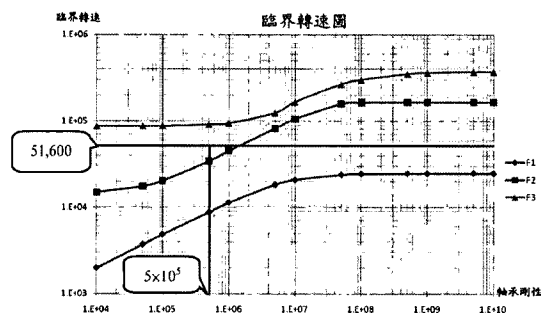


圖 10. 轉子系統臨界轉速圖

四、結論

本研究將模態測試與振動分析及實驗測試結果做總結：

1. 轉子於 Free-Free 邊界條件下，做敲擊測試實驗結果可驗證分析模型的正確性，再經由組裝完成之泵浦做敲擊實驗，可了解泵浦系統運轉時之邊界條件，而推算出軸承之剛性。

2. 由系統瀑布圖可得泵浦轉子軸承系統從零轉速上升至工作轉速過程中將遇到第一階 (6,600rpm) 及第二階臨界轉速 (31,000rpm)。而系統之工作轉速 (51,600rpm) 介於第二階與第三階臨界轉速之間。

3. 本研究建立泵浦之轉軸、轉子葉片有限元素模型，以利於求解轉子結構自然頻率，其模擬結果與實驗測試所得之自然頻率及臨界轉速誤差皆在 5% 以內，可證明有限元素方法對轉子軸承系統之靜態與動態特性計算有極高的準確性。

4. 將靜態模擬結果與完全組裝泵浦實驗敲擊測試結果比對與參數修改，可推估泵浦使用軸承之剛性。然後再經由動態分析模擬完成的泵浦轉子系統之坎貝圖，便

可找出泵浦系統之臨界轉速。

5. 建立轉子系統之模態測試、振動分析、實驗測試、臨界轉速圖，以了解不同軸承剛性下對系統臨界轉速的影響，以確保轉子系統於工作轉速時不會遇見共振頻率，確保系統遠離工作轉速 10 % 以外的安全範圍。

五、誌謝

感謝經濟部中小企業處業界科專 SBIR 及致揚科技股份有限公司之專案計畫經費補助 (1Z980782)，以及國科會計畫經費補助 (NSC 99-2622-E-007-008- CC3)，方得使本研究順利進行與完成。

六、參考文獻

- [1] R. L. Ruhl and J. F. Booker, "A Finite Element Model for Distributed Parameter Turbo Rotor Systems," *ASME Journal of Engineering for Industry*, 94, 126 (1972).
- [2] D. L. Thomas, J. M. Wilson, and R. R. Wilson, "Timoshenko Beam Finite Elements," *Journal of Sound and Vibration*, 31, 315 (1973).
- [3] H. D. Nelson and J. M. McVaugh, "The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 98, 593 (1976).
- [4] Hsiao-Wei D. Chiang, Chih-Neng Hsu, Wes Jeng, Shun-Hsu Tu, and Wei-Chen Li, "A Microturbine Rotor-Bearing System Analysis," *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002: Land, Sea, and Air*, ASME International Gas Turbine Institute, Amsterdam, The Netherlands, GT-2002-30316, 3-6 June, 2002.
- [5] Hsiao-Wei D. Chiang, Chih-Pin Kuan, and

- Hsin-Lung Li, "Turbomolecular Pump Rotor-Bearing System Analysis and Testing," American Institute of Physics: Journal of Vacuum Science and Technology – A: Vacuum, Surfaces, and Films, 27, 1196 (2009).
- [6] Yu-Meng Huang, Vibration Characteristics Analysis and Modal Testing of a Turbo Molecular Pump Rotor-Bearing System, Master Thesis, National Tsing Hua University, 2010.
- [7] Chih-Pin Kua, Dynamic Characteristics Analysis and Testing of a Turbo Molecular Pump Rotor-Bearing System, Master Thesis, National Tsing Hua University, 2006.
- [8] Wu-Jen Lo, Dynamic Characteristics Analysis and Testing of a Microturbine Rotor-Bearing System, Master Thesis, National Tsing Hua University, 2003.
- [9] Erik Swanson, Chris D. Powell, and Sorn Weissman, "A Practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes," Journal of Sound and Vibration, 39, 10 (2005).
- [10] M. Lalanne and G. Ferraris, Rotordynamics Prediction in Engineering (John Wiley & Sons, New York, 1990) 1st ed., pp. 1-120.
- [11] J. S. Rao, Rotor Dynamics (New Age International Publishers, India, 1996) 3rd ed., pp. 1-420.