

行政院國家科學委員會專題研究計畫 期中進度報告

高速磁浮渦輪分子真空幫浦之開發(2/3)

計畫類別：個別型計畫

計畫編號：NSC92-2212-E-009-020-

執行期間：92年08月01日至93年07月31日

執行單位：國立交通大學機械工程學系

計畫主持人：李安謙

報告類型：精簡報告

處理方式：本計畫可公開查詢

中 華 民 國 93 年 5 月 31 日

中文摘要 (關鍵詞：撓性轉子、系統鑑別、自然振動頻率、衝擊測試法、LQR)

本計畫為三年期之計畫，計畫第二年的研究目標包含三部份：

1. 完成撓性系統的數學模型。
2. 建立控制器理論部份。
3. 電腦模擬。

在使用磁浮軸承系統的渦輪分子真空幫浦轉子中，幫浦轉子在低速旋轉下可視為剛性。實際上渦輪分子真空幫浦之工作轉速高達上萬轉，此時幫浦轉子轉速已經接近第一自然振動頻率，甚至達到第二自然振動頻率。幫浦轉子因共振而產生的撓性變形，以及轉子質心不在幾何中心上，偏心力也會激發主軸撓性振動，對於外界干擾的影響下，甚至會激發幫浦轉子高頻振動。

本文旨在用兩種控制理論 (Observer-Based Control , Integral control) , 將其應用在主動型磁浮軸承支撐之撓性轉子系統上，使磁浮撓性轉子系統動態穩定，利用控制器加以回授補償，使主軸在旋轉時能更穩定以及避免轉子在突破臨界轉速時因產生撓性共振而與磁浮軸承相互碰撞。且以 Matlab 之函式庫 Simulink 模擬磁浮軸承系統遭遇偏心力、重力影響及硬體設備限制，使受控之撓性轉子磁浮軸承系統能抵抗上述之影響而穩定達到原先所預期的響應之內。

英文摘要 (Keyword : flexible rotor, system identification, natural frequency, impact test, LQR)

This is the three-year project. In the second year, the object is to complete the control of magnetic bearing system for a flexible rotating shaft. In low rotating speed, the rotor of magnetic bearing system is assumed to be a rigid body. In fact, the turbomolecular pump is rotating in very high speed. If we assumed the rotor is rigid, the system will be unstable when the rotating speed increases over the resonant frequency of the bending mode. Additionally, the unbalance force and environmental disturbance will cause the high frequency resonant.

The main purpose of this article is to design an inner loop controller by using "Observer-Based Control" and an outer loop using "Integral Control" theory. Then, these two controllers are applied to make our magnetic bearing system with flexible rotor stable and reach expectant response under unbalance force, gravitation, when rotating

speed increases over the first flexible mode. Finally, we simulate response of the magnetic bearing with toolbox, “Simulink” of the Matlab considering the limitation of real hardware.

一. 前言與研究目的

隨著科技日漸的發展，高轉速旋轉機械漸成高精度、高產能之機械設計主流。現今轉子的運轉速度已大為的提升，摩擦損耗則更加嚴重。「磁浮軸承」圖(1)即是為了解決傳統軸承易摩擦及高能損耗所發展出來可高速運轉且無接觸式之軸承。

西元一八四三年首先由英國科學家 Earnshaw 提出利用磁力特性製成磁浮軸承懸吊系統，以供利用之想法後，磁浮軸承就被認為是一種理想軸承，普遍受到學術界與工業界的重視。但是直到最近十餘年，因應電子技術的精進與材料科學的發達，才使得磁浮軸承可以被實用化在工業界中。

以往有關磁浮軸承的研究，大多將轉子系統視為理想的剛性體。因此在建立磁浮軸承的數學模型時，若轉子被視為剛性則共有六個自由度： x 、 y 、 z 、 θ_x 、 θ_y 、 θ_z 。藉由【1】所建立的主動直式（渦輪分子真空幫浦）圖(2)磁浮軸承數學模型可知，在磁浮軸承與內藏式馬達結合的系統中， θ_z （主軸轉速）為馬達所控制，自成一個獨立系統，而剩下五個自由度則分別為磁浮軸承所控制，其中 z 為軸向止推軸承所控制， x 、 y 、 θ_x 、 θ_y 則由徑向磁浮軸承所控制。但是真實的磁浮轉子是具撓性的，其撓性與製造轉軸的材料、尺寸及形狀有密切的關聯。若轉子被視為撓性，則會隨著運轉之振動而產生各種彎曲變形，理論上有無限多個自由度【6】。且由於一

般磁浮軸承的阻尼很小，而開迴路的狀態下會呈現不穩定的狀態，須以迴授控制來加以穩定，此外，磁浮軸承本身的動態行為是非線性的，亦受外力干擾的影響。另一方面，磁浮軸承本身存在許多不確定性的因素，例如轉子系統的質量偏心、撓性振動、陀螺效應、系統因為時間老化所產生的系統參數漂移等，均增加了磁浮轉子系統參數的不確定性，而讓控制器無法使系統達到原先所預期的響應，甚至產生不穩定的輸出結果。本文藉由設計控制器之後，模擬加入不同的外界干擾來觀察輸出響應是否符合磁浮軸承的硬體限制，期許設計之控制器能夠使磁浮軸承達到所需的響應之內。

二. 研究方法與成果

結構自然頻率的分析：可用有限元素法、ANSYS【3】、衝擊測試法【4】等。在此則採衝擊測試法來分析磁浮軸承轉子之自然振動頻率。且將磁浮力與電流、軸承位移視為線性【1】，且因實驗設備限制，無法得到轉子高頻振動之準確數據，高頻振動模態將視為未模化（Unmodel）。除此之外，假設轉子將只有彎曲振動模態（Bending vibration mode），並無扭曲振動（Torsion vibration mode）縱向振動（Longitudinal vibration mode）等其餘模態。而在系統鑑別部份：本文則採用 Matlab 函式庫之曲線調合（curve fitting）為頻域下系統鑑別法。由圖(4)可看出系統的相關性（Coherence）在頻率 8KHz 之前除了反共振點（Anti-Resonance）外都大於 0.9，這表示此次之衝擊測試實驗所得之結果在頻率為 8KHz 之前是可採信的，所以在頻域下的系統鑑別將只到 8KHz 為止。8KHz 以

上因為相關性 (Coherence) 已經偏低, 表示量測所得訊號中噪音成分比真實振動訊號成分大, 以致於所量測的結果已不可採用。系統在頻率 8KHz 之後將視為未模化 (Unmodel)。

而圖(5), 實驗為交互作用 (Cross Coupling) 即敲擊小軸承 X 軸方向, 量測小軸承 Y 軸方向之頻率響應圖, 輸入的衝擊訊號所激起的 Y 軸方向振動已經很小, 所以系統所測得之相關性還未至 8KHz 時已經小於 0.9, 理應無法採用。

圖(6) 為敲擊小軸承 X 軸方向, 量測大軸承 X 軸方向 (非配置, Non-collocate), 因為敲擊的位置在小軸承, 而量測的位置為大軸承, 由小軸承輸入衝擊訊號並不容易激發大軸承的振動, 量測訊號易被雜訊影響, 所以其相關性也還未至 8KHz 時就已經小於 0.9。

圖(7) 為敲擊小軸承 X 軸方向, 量測大軸承 Y 軸方向之頻率響應圖, 由圖(7) 可知, 當實驗為非配置 (Non-collocate) 時, 要激起大軸承的振動已不容易, 然而再加上交互作用時, 大軸承 Y 軸方向更難以激起振動, 所以量測的訊號從低頻到高頻之相關性都不高 (Coherence < 0.9), 未來在系統控制上將之視為非確定性參數 (Uncertainty)。

經由使用 Matlab 所提供之曲線調合 (Curve Fitting) 函式庫, 得到各轉移函數、波德圖和各極零點位置。又因複合式渦輪分子幫浦為對稱型式, 所以只需求得轉移函數矩陣中一半元素即可得到完整轉移函數矩陣。而經由衝擊測試法與系統鑑別所得到的轉移函數乃為圖(8) 中 (撓性轉子

轉移函數) 之方塊, 而經由加入位移、電流參數之後整體磁浮軸承可由圖(8) 之方塊圖表示。從圖(9) 可以看出經由加入電流參數 (Ki) 與位移參數 (Kd) 後, 整個系統的 dB 值下降許多, 而原先量測不到的模態再加入電流、位移參數後因整體系統能量交互影響下所以明顯的顯現出來 (圖9)。在未加入電流、位移參數之撓性轉子除了有靠近虛軸的極零點外, 尚有極點位於原點之剛體模態, 但比較加入電流、位移參數後的整體系統, 發現在 Collocated 的轉移函數在實軸上有交錯出現 (Interlace) 的極零點 (圖(10)), Non-Collocated 的則缺少些許個零點, 或是零點並不位於實軸上 (圖(11)), 由文獻【9】得知, 在實軸上的極點乃是先前提到的剛體模態 (Rigid-body mode), 不過文獻【9】所提及的極點只有兩對, 而吾人經計算後卻有四對, 經探討之後得到以下的結論:

文獻【9】中所測試的撓性轉子是不旋轉 (Non-rotating), 磁浮力亦為線性化 $F = K_i \cdot i + K_s \cdot x$, 條件與本文所使用的條件一致, 惟一不同的是理論上非共平面不交互影響 (Two planes are not coupled), 而本文對於非共平面交互影響也一併考慮計算, 如果將非共平面交互影響的轉移函數去除, 所得到的轉移函數矩陣也只有兩對剛體模態的極點位於實軸上, Collocated 轉移函數於實軸上亦會出現極零點交錯出現的情況, 正符合文獻【15】所記載的理論, 而除了實軸上的極零點不同外, 虛軸上撓性模態之極零點與先前未去除非共平面交互影響轉移函數下所計算的一致。尋找許多有關撓性結構控制或結構分析的文獻, 對於撓性結構控制大多採取數學推導來求得系統的轉移函數矩陣, 除了陀

螺儀效應會有非共平面的交互影響外，對於不旋轉的轉子而言，從理論的數學推導並沒有非共平面交互影響。而關於結構分析的文獻上，以衝擊測試法所求的頻率響應大多注重自然共振頻率，而對於極零點位置的分佈也無比較詳細的說明，而對於非共平面交互影響下，極零點的位置分佈是否如上述所言？這於未來是個可以繼續深入研究探討的問題。

陀螺儀效應：在於旋轉的物體上，陀螺儀效應的存在是一個非常重要的影響，任何有關旋轉動力學，轉子結構分析的書籍均有詳細的介紹，再此則不再贅言詳述，繼續探討陀螺儀效應對本文中的磁浮軸承系統扮演多大的影響角色，對於陀螺儀效應又如何處理。從已知的轉移函數中採用 P_{22} （只取一個撓性模態）舉例說明陀螺儀效應的影響，從文獻【17】得知如果加入陀螺儀效應則轉移函數則寫為：

$$P_{22}' = \frac{(s^2 + 2\xi_0\omega_0s + \omega_0^2)(s^2 + 2\xi_1\omega_1s + \omega_1^2)}{(s^2 + 2\xi_1\omega_1s + \omega_1^2)^2 + \left(\frac{J}{M}ws\right)^2}$$

其中 J 為慣性矩， w 為轉速 (rad/s)， M 為質量，從上式可知，當轉速為 0 rad/s 時 P_{22}' 只有一個極點，一個零點（即一個共振點與一個反共振點），當轉速不為 0 rad/s 時則上式變為：

$$P_{22}' = \frac{(s^2 + 2\xi_0\omega_0s + \omega_0^2)(s^2 + 2\xi_1\omega_1s + \omega_1^2)}{s^4 + 4\xi_1\omega_1s^3 + \left(2\omega_1^2 + 4\xi_1^2\omega_1^2 + \frac{J^2}{M^2}w^2\right)s^2 + 4\xi_1\omega_1^3s + \omega_1^4}$$

從文獻【9】得知，當旋轉速度不為 0 時，共振頻率會從一個分裂成兩個且分裂的程度與轉速成一定比例，從文獻【9】得知，兩個分裂的共振頻率中央區間會出現一零點

（Non-Colllocated 問題則不一定會出現），帶入本文所得之轉移函數，觀察陀螺儀效應對系統的影響。

$$P_{22}' = \frac{(s^2 + 107.9s + 3.848 \times 10^6)(s^2 + 194s + 1.051 \times 10^7)}{(s^2 + 194s + 1.051 \times 10^7)^2 + \left(\frac{J}{M}ws\right)^2}$$

而對於慣性矩 J 由衝擊測試法並無法得知，所以使用文獻【2】所提供的慣性矩 $J_x = J_y = 0.13$ (kgm²)， $M = 6.645$ Kg，轉速則設定為 36000rpm = 600Hz = 3770rad/s，則（3.36）運算結果則為如下：

$$P_{22}' = \frac{s^4 + 301.9s^3 + 1.438 \times 10^7 s^2 + 1.881 \times 10^9 s + 4.044 \times 10^{13}}{s^4 + 388s^3 + 2.106 \times 10^7 s^2 + 4.078 \times 10^9 s + 1.105 \times 10^{14} + (5440s^2)}$$

由上式看出，陀螺儀效應所計算的值为 5440s²，但和前項（2.106×10⁷s²）比較只佔 0.0258%，如果不忽略其影響將之計算，則使用 Matlab 時卻無法顯示其差異值，所計算出的結果與忽略其影響下計算一樣，當轉速 $w = 230000$ rpm 時，陀螺儀效應的影響也只佔 1%，但是依照工程實務考量（實務上轉速高 230000rpm 實在是非常難實現）與未來硬體實現，和上述的計算誤差下，爾後的模擬將不考慮陀螺儀效應影響，與非共平面交互影響，且只設計 X 平面之控制器（ $X_{Plant} = Y_{Plant}$ ）。於使用 Matlab Simulink 時兩平面再一併共同模擬，觀察其輸出響應。

控制器設計與響應：由上述得知系統本身為不穩定且有非極小相的零點，此時發現雖然系統是穩定系統，但是其響應並不符合硬體限制，在磁浮軸承系統中，軸與磁浮軸承之間的氣隙為 0.2mm，但為了避免軸與磁浮軸承發生碰撞所以設有保護軸承，而軸與保護軸承之間的距離 0.1mm，故此 0.1mm 為

最大可容許之軸承位移。而只靠內迴路穩定的話其響應已經超過最大可容許之軸承位移，高達 0.4 mm ，為了能符合硬體限制，再加上外迴路來調整輸出響應以達到不超過最大可容許的軸承位移。外迴路利用 LQR 與積分控制來改善輸出響應將軸承位移量降到最低且不超過硬體飽和限制（電壓輸出： $\pm 2.5\text{ V}$ ，電流輸出： $\pm 1.2\text{ A}$ ）。在沒有比較適當的方法下，用試誤法調整半正定之 Q 矩陣與正定之 R 矩陣得到 K 值後首先觀察整體閉迴路系統是否穩定而後代入 Matlab Simulink 觀察其輸出響應與輸入電壓，輸入電流是否超出硬體飽和限制，如果系統穩定但不符合硬體限制則再調整 Q、R 矩陣直到系統穩定且軸承位移不超過 $100\mu\text{ m}$ ，輸入電壓不超出 $\pm 2.5\text{ V}$ ，輸入電流不超過 $\pm 1.2\text{ A}$ 。除此之外另加模擬遭遇偏心、重力、量測雜訊、量化誤差 等等外界干擾。

三. 結論與討論

在進行本文研究之初，曾想利用有限元素法分析撓性轉子而鑑於轉子形狀過於複雜且不易建立模型而朝使用 ANSYS 軟體模擬發展，不過 ANSYS 軟體對於共振變形與共振頻率是很好的分析軟體不過對於尋找轉移函數則不易，而最後採用了衝擊測試法，而衝擊測試法時對於衝擊錘的選擇與激起共振頻率範圍有很大的關聯，為了求得高頻的撓性模態則使用了硬度高的鋼材槌頭。再經由 Curve Fitting 求得各轉移函數。

然而對於非共平面交互影響再加入電流與位置參數後所產生的實軸有

八個極點，雖然有文獻【15】佐證實軸上之極點並非運算誤差結果所產生，但是卻未找到文獻有記載如果有非共平面交互影響下剛體模態是否真有八個極點則還需深入研究，再加上運算誤差的問題，控制理論方面所用之系統則不考慮非共平面影響。旋轉體另一個影響因素則為陀螺儀效應，使用衝擊測試法雖然可以求得轉子之轉移函數，但是卻無法求得旋轉時轉子之轉移函數，對於轉子各元素質量與慣性矩也未知，如此一來對於不同轉速下轉移函數極零點位置的變化卻無從討論，而本文所使用的轉子因本身剛性極大，所以在工作轉速時陀螺儀效應的影響卻非常的小，而計算誤差則大於陀螺儀效應的影響，再考慮兩項因素後忽略了陀螺儀效應，倘若所使用的轉子剛性不大則陀螺儀效應的影響將是非常重要的一項，不能如本文將之忽略不計。而未來則可研究如何以使用衝擊測試法所求得非旋轉之轉子來估測旋轉之轉子轉移函數。而對於設計外迴路，採取了 LQR 與積分控制，不過對於 LQR 函式只能給定 Q 矩陣與 R 矩陣，再經由模擬觀察輸出響應是否符合規格。而對於使用 Matlab Simulink 觀察在不同的硬體設定下軸承位移（圖 13），當僅考慮偏心力時，軸承位移輸出良好，但是考慮量測雜訊因素之後軸承位移有明顯增大的趨勢（圖 14），而當考慮偏心、雜訊、量化誤差與重力干擾時（圖 17），軸承輸出雖未超越氣隙限制，但另外模擬轉子加速過程後發現，當超越第一撓性共振時小軸承位移量增大許多（圖 19~20），雖然也未超過氣隙限制但就如同文中所言，倘若有未知的干擾因素影響系統，系統恐有碰撞的可能性發生，對於此種情況選擇好的量測儀器與高位元的 A/D 卡或許能夠解決此項問題的發生，從本文一系列

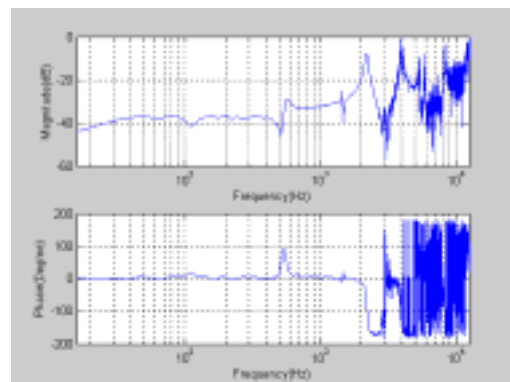
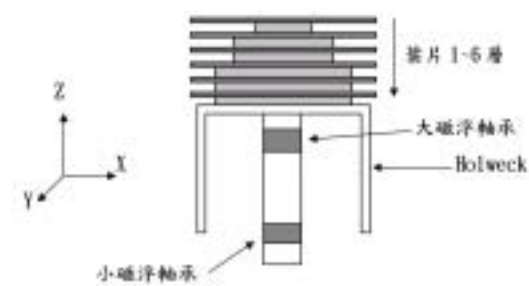
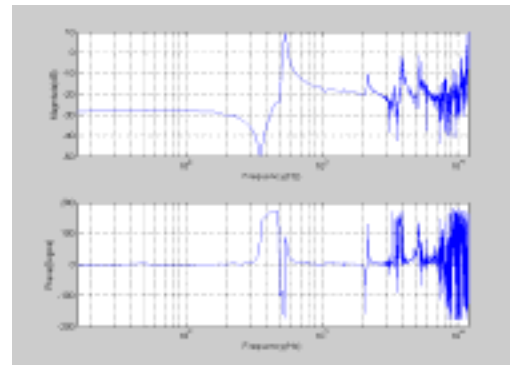
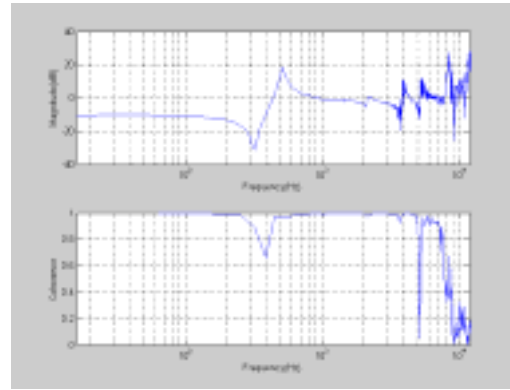
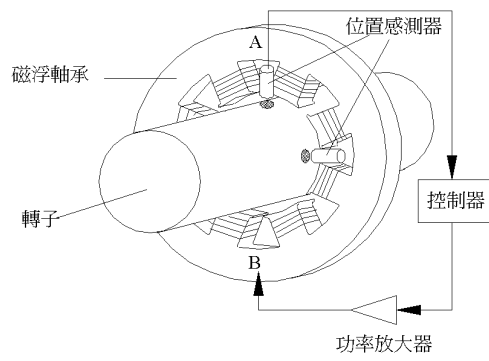
的研究來看，對於撓性轉子經過撓性共振頻率時所產生的撓性變形與轉子的形狀有密切的關係，而本文中所使用的系統因為機械結構設計的關係，轉子於小軸承處於第一撓性模態時變形量大於大軸承處，且小軸承磁浮力小於大軸承磁浮力，導致撓性變形時小軸承處之轉子位移輸出量增大，對於撓性磁浮軸承的控制，轉子材質、轉子結構、形狀、控制器的設計、量測等，期望有良好的輸出響應上述因素則有很大的影響關係存在。

四. 參考文獻

- 【1】 施政宇，「主動式磁浮軸承與內藏式馬達結合之控制理論模型建立與系統鑑別」，國立交通大學機械工程研究所，碩士論文，1999。
- 【2】 姜青岳，「QFT 方法應用於含非確定參數之磁浮軸承控制」，國立交通大學機械工程研究所，碩士論文，2002。
- 【3】 曾建中，「渦輪方子真空幫浦轉子動態分析與輕量化設計」，國立交通大學機械工程研究所，碩士論文，2002。
- 【4】 潘怡仁，「撓性轉子磁浮軸承系統之研究與控制」，國立交通大學機械工程研究所，碩士論文，2003。
- 【5】 Ewins, D. J., Modal Testing : Theory and Practice, Research Studies Press LTD, England, 1984.
- 【6】 趙清風，使用 MATLAB 控制之系統鑑別，初版，台北，全華科技圖書股份有限公司，2001。
- 【7】 黃忠良，磁懸浮與磁力軸承，初版，台南市，復漢出版社印行，科技用書，1994。
- 【8】 Houpis, H., Ramussen, J., Quantitative Feedback Theory, New York Basel, 1999.
- 【9】 Okada, Y., Saitoh, T., Shinoda, Y., “ Vibration Control of Flexible Rotor Supported by Inclination Control Magnetic Bearings ”, Proceeding of the 1999 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, pp. 788-793, Atlanta, USA, September 19-23, 1999.
- 【10】 Askari, M. R., “ System Identification Using Vibration Monitoring for Fault Diagnostics in Manufacturing Machinery ”, 5th International Conference on Factory 2000, Conference Publication No. 435, pp. 295-302, April 2-4, 1997.
- 【11】 Ram, Y. M., “ Pole-Zero Assignment of Vibration Systems by State Feedback Control ”, Journal of Vibration and Control, v4, n2, p145-165, March, 1998.
- 【12】 Piedmonte, M. D., Meckl, P. H., Nwokah, O. D. I., Franchek, M. A., “ Multivariable Vibration Control of Coupled Flexible Structure Using QFT ”, International Journal of Control, v69, n4, p475-498, March 10, 1998.
- 【13】 Zhou, K., Doyle, J. C., Essentials of Robust Control, Prentice-Hall, Inc, New Jersey, 1998.
- 【14】 Weng, M. C., Lu, X. D., Trumper, D. L., “ Vibration Control of Flexible

- beams Using Sensor Averaging and Actuator Averaging Methods ” , IEEE Transactions on Control systems Technology, v10, n4, pp. 568-577, July, 2002.
- 【15】 Jayanth, V., Choi, H., Buckner, G., “ Identification and Control of a Flexible Rotor Supported on Active Magnetic Bearings ” , Conference Proceeding – IEEE SOUTHEASTCON, pp. 273-278, 2002.
- 【16】 Gahler, C., Mohler, M., Herzog, R., “ Multivariable Identification of Active Magnetic Bearing Systems ” , Proceedings of the Fifth International Symposium on Magnetic Bearings, pp. 7-12, Kanazawa, Japan, August 28-30, 1996.
- 【17】 Franklin, G. F., et al., Feedback Control of Dynamic System, 3rd, Addison – Wesley Publishing Company, USA, 1994.
- 【18】 Lee, C. W., Vibration Analysis of Rotor, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Netherlands, 1993.

五.圖表



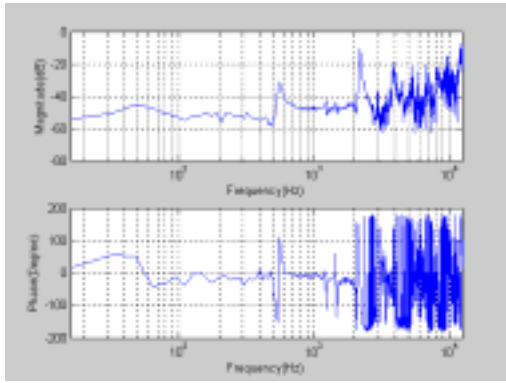


圖 7. 交互作用與非配置頻率響應

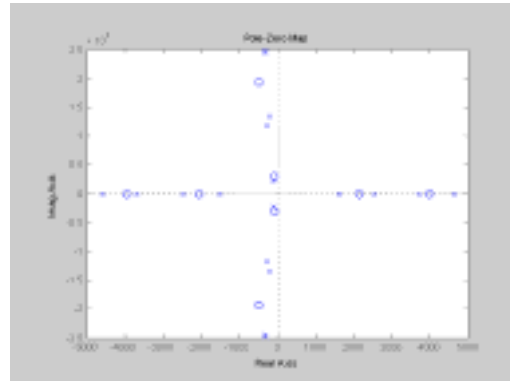


圖 11. Non-Collocated 極零點圖



圖 8. 整體磁浮軸承之方塊圖

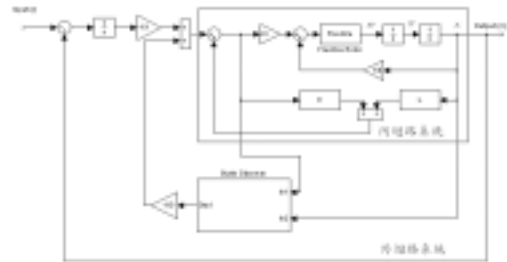


圖 12. 整體控制架構方塊圖

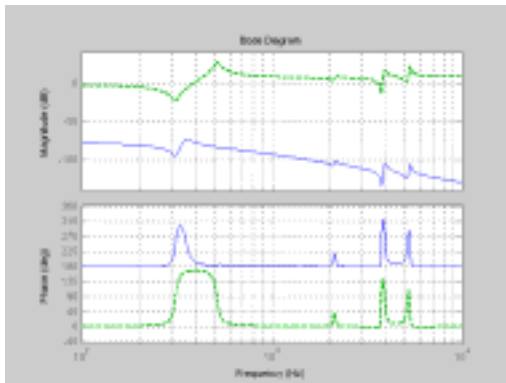


圖 9. 加入位移 電流參數後與未加入參數之頻率響應比較 (已加入：實線，未加入：虛線)

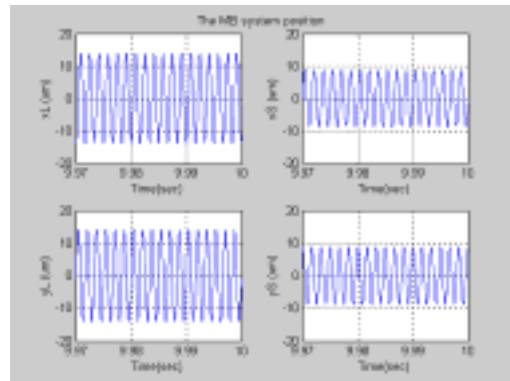


圖 13. 僅考慮偏心力影響之軸承位移輸出

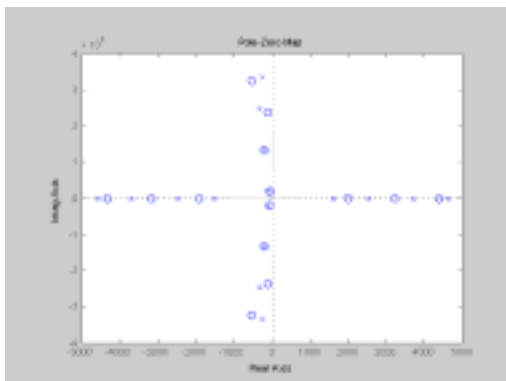


圖 10. Collocated 極零點圖

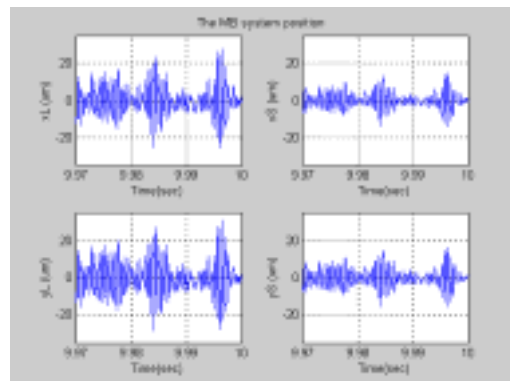


圖 14. 僅考慮雜訊影響之軸承輸出

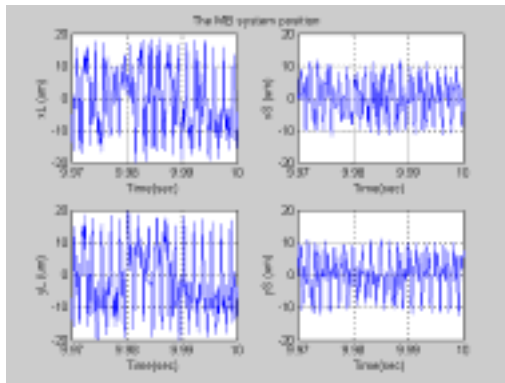


圖 15. 考慮偏心力與量化誤差之軸承輸出

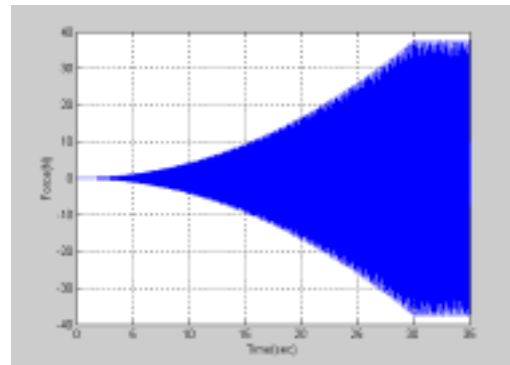


圖 18. 模擬加速過程之偏心力

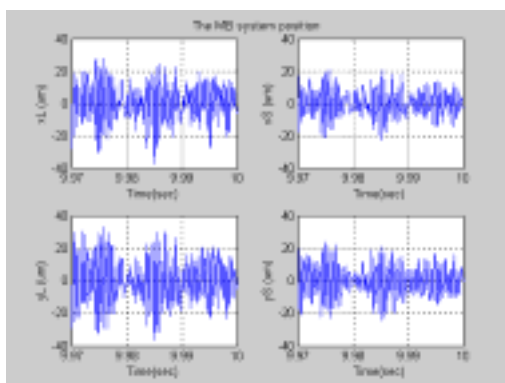


圖 16. 考慮偏心力、量化誤差、雜訊影響之軸承位移輸出

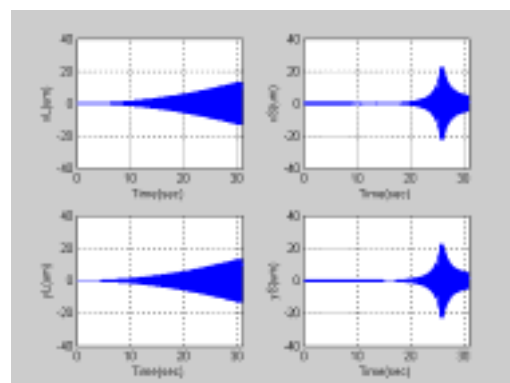


圖 19. 僅考慮偏心力模擬加速過程軸承位移輸出

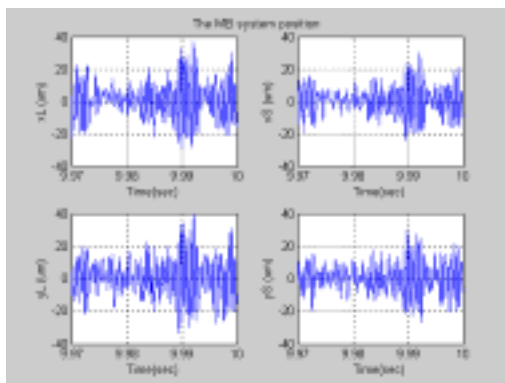


圖 17. 考慮偏心力、量化誤差、重力、雜訊影響之軸承位移輸出

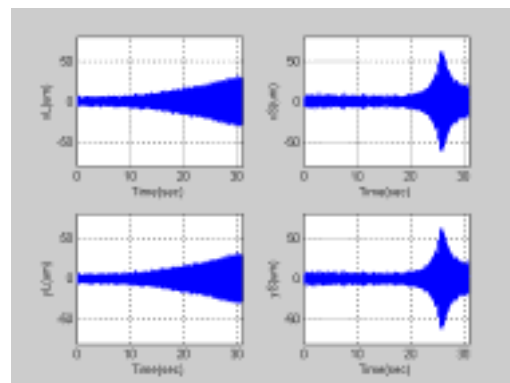


圖 20. 考慮偏心力、量化誤差、雜訊、重力影響加速過程軸承位移輸出