

內藏式高速磁浮主軸及其監控系統之研究
(3/3)

The research of high spindle-magnetic bearing
with monitoring and self-tuning system (3/3)

計畫編號：NSC 90-2212-E-009-045

執行期限：90年8月 - 91年7月

主持人：李安謙

E-mail: aclee@cc.nctu.edu.tw

執行單位：交通大學機械系

內藏式高速磁浮主軸及其監控系統之研究(3/3)

The research of high spindle-magnetic bearing with monitoring and self-tuning system (3/3)

計畫編號：NSC 90-2212-E-009-045

執行期限：90年8月 - 91年7月

主持人：李安謙 E-mail: aclee@cc.nctu.edu.tw

執行單位：交通大學機械系

一、中文摘要(關鍵詞：監控系統、調適法則、外力估測器)

本計畫為三年期之計劃，計畫第三年的研究目標包含三部份：

1. 發展線上監控系統。
2. 建立適應控制調適法則。
3. 建立外力估測器。

在本計畫中，我們將以前兩年之發展為基礎，發展一線上監控系統與適應控制調適法則以及外力估測器，此系統將透過電腦通訊介面與DSP進行溝通與監控，當系統發生異常狀態時，可以即時處理，增加系統的安全性，而外力估測器還可偵測主軸受力狀況，以方便日後切削力之分析。

對於原型機的性能分析，除了以理論基礎及研發經驗進行電腦模擬外，並期望於硬體架構建立後，以實驗測試純電磁鐵式磁浮主軸的性能，其測試項目包含軸承特性測試、軸承剛性測試、軸承損失能量測試以及運轉測試。

英文摘要(Keyword: monitoring system, self-tuning law, estimator of external force)

This is a two-year project. The purpose of the second year including three parts: (1) developing the inline monitoring system, (2) constructing the self-tuning law of adaptive control, and (3) the estimator of external

force.

In this paper, we want to develop monitoring and self-tuning system equipped with screens to display displacement orbits, and snapshots of displacement vs. time or frequency. The system will be enhanced to enable the display of bearing forces on these two screens and adaptive control function. Force display provides an additional dimension into the understanding of process and machine operation and interaction. This can be particularly useful to machine designers, developers, and end users.

The implementation of upright type 5-DOFs high spindle with magnetic bearings will be investigated in the project. We hope that this project can be the base of industrial application about high speed spindle of machine tool.

二、計劃緣由與目的

1997年EMO展出由漢諾威、阿亨、達姆斯等大學 PTW東大研究所 LBBZ-NRW公司共同研發之60,000RPM超高速工具機，而1998年日本發展出70,000RPM之主軸工具機(磁浮式高速主軸)，再加上工作台壓送速度大幅提昇，其成果令人刮目相看。由這些工具機可明顯看出工具機未來的發展趨勢，包括低價化、高速化、線性馬達應

用於工具機的商品化、PC-Based控制器普及化與單機複合自動化等，此趨勢從1996年的IMT、JIMTOF開始，1997年的EMO展，到1998年大阪工具機展已經越來越明顯；而在高速化的腳步下，縮短切削時間及提高加工效率、表面精度已為產業發展趨勢，而高速主軸正是高速切削技術的核心之一。

本計畫為三年期之計畫，第一年的計畫中，著重於系統分析、設計以及製造(圖一)，同時利用現有的設備來進行多輸入多輸出之系統鑑別，以提供控制器設計所需要之參數(表一)；而第二年計畫主要在發展DSP數位控制器(圖二)與PWM驅動器(圖三)的整合工作，測試工作著重在磁浮軸承能量消耗之量測與改善；第三年計畫則根據第一年累積的經驗，重點放在線上監控與調適系統的建立，而為了測試此監控系統能否達到預期之效果，也做了整體系統的測試。

三、研究方法及成果

本計畫之成果包含通訊介面程式、感測器之自我調適與校正、資料分析與顯示以及適應控制法則。其中軸承受外力估計為利用量測到的位移與控制命令、線圈電流來估計軸承所承受的外力，此工作亦可在DSP模組中完成，監控端只需接收DSP訊號即可。外力估測之好處在於讓使用者可以清楚知道目前主軸受力狀況，在實際運轉加工時，可以提供寶貴切削資料，而不需再購置動力計等昂貴設備。適應控制之必要性在於當主軸旋轉時，因為陀螺儀效應與磁滯阻泥等影響，使得系統參數會有所變異，尤其在高轉速下，陀螺儀效應甚至會導致系統不穩定，或是使系統反應變差，這些影響已不是固定參數控制所能完全解決之問題，因此適應性控制有其必要性。

在本計畫中，我們建立一模型：

$$\begin{aligned}\hat{x}(k+1, p) &= \\ A(p)\hat{x}(k, p) + B(p)u(k) + K(p)[y - \hat{y}(k, p)] \\ \hat{y}(k, p) &= C(p)x(k, p)\end{aligned}\quad (1)$$

其中 A 、 B 、 C 為磁浮主軸動態系統以狀態方程式表示之狀態矩陣， $K(p)$ Kalman matrix。利用這個模型以及適應性回歸法則，系統之參數以及狀態直均可估計出來。由於此狀態方程式為 MIMO 系統，因此在計算上較耗費時間，而這部分之計算量移至電腦端計算，爾後再透過通訊系統傳回 DSP，修改控制參數。

而由外力估測器所估測到的外力也可以加入適應控制法則，來加強其效果。在本計畫中，由於 DSP 計算時間不夠應付，故外力估測器是以電腦之 CPU 來計算。外力估測器是藉由系統之位移量和控制器輸出來估測外力，和大多數文獻所提之偏心力估測器/補償器不同，本估測器所估計出來之外力限定為弦波型之外力。其基本架構如下(圖四)：

$$\begin{aligned}\dot{\hat{x}} &= A\hat{x} + Bu + L(y - \hat{y}) + D_0\hat{d} \\ \hat{y} &= C\hat{x} \\ \hat{d} &= g_s L_d \int (x - \hat{x}) dt\end{aligned}\quad (2)$$

其中 L 、 L_d 為估測器之增益矩陣、 \hat{d} 估測力。 g_s 為感測器增益矩陣。這個架構為積分型態之外力估測器。藉由增益值的調整，可以找出適合的參數來估計外力。

計畫執行的成果如下：

- (1) 考慮感測器系統、驅動系統參數漂移等因素，由系統參數(電流參數 k_i ，位移參數 k_d 等線性模型參數)及系統判別的結果，建立磁浮主軸轉子系統之動態方程式(圖五、六)。
- (2) 建立適應性控制法則以及外力估測器。
- (3) 完成轉子磁浮適應控制與外力估測器

電腦模擬軟體。

- (4) 完成人機介面、通訊介面以及控制軟體之程式撰寫。
- (5) 測試不同外力下之性能表現，如圖七、圖八、圖九所示，以判斷設計是否滿足工作所需之剛性與容許振幅大小，同時也比較估測力與實際外力之差異。

四、結論與討論

由實驗結果比較，我們可以有以下結論與討論：

(1) 磁浮軸承材料選取：

部分適合磁浮軸承之鋼材在國內取得不易，如國外運用於高頻馬達及磁浮軸承之鈷鐵合金不易取得。因此我們只能取得特性接近的鋼材來替代。

(2) 系統鑑別部分：

1. 系統易受雜訊干擾，且部分參數對雜訊之敏感度高，因此需要設計適當的波器來降低雜訊的干擾。
2. 由於氣隙很小，若輸入之隨機訊號不當，可能會撞機，因此需要選擇適當的訊號大小。

(3) 機電整合實驗設備的配合：

1. 量測系統：

位置感測器決定了整個轉子系統的控制精度，本研究採感測距離 2mm 之渦電流位置感測器五支。為了解決磁場干擾的問題，在此採用差動架構之位移感測器，以有效抑制磁場干擾。

2. 轉軸之旋轉動力：

我們使用可設定運轉狀態，40000rpm 之高頻主軸馬達，作為主軸之旋轉動力以符合實驗需求。

3. 磁浮電流驅動器：

機電整合實驗中，必須考慮到機械本體的動態，負載、振動的現象，及電器部分之性質，如驅動器、數位訊號控制卡等設備特性，做一適當匹配。

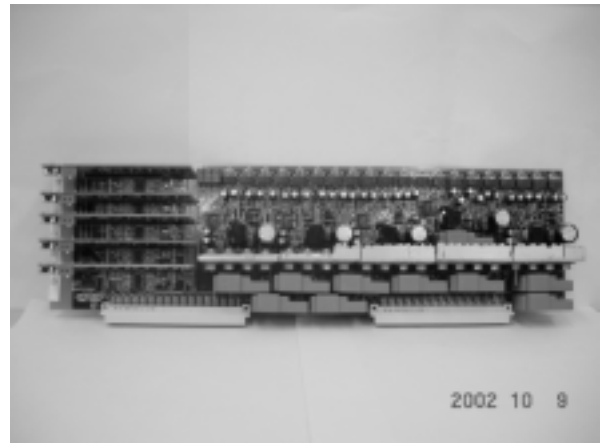
在驅動器部分，PWM 式之驅動器常常有連波產生，然而磁浮軸承之 k_f 往往高達 1000N/A，因此連波大小最好小於 1mA(1mA 產生 1N 的力量)。

本研究對磁浮軸主軸的設計提出一套系統化之方法，包括對磁浮主軸系統特性的瞭解，軸向、徑向磁浮軸承的設計考量及五軸磁浮主軸解耦合控制器、力量估測器的建立、監控與調適系統之研究、機電實驗之配合等。

五、參考文獻

- [1] C. Gahler, R. Herzog, "Identification of Magnetic Bearing Systems," Proc. Of the 4rd Int. Symp. On Magnetic Bearing, pp.293-298, 1994.
- [2] C. W. Lee, Y.H. Ha, and C. S. Kim, "Identification of Active Magnetic Bearing System using Magnetic Force Measurement," Proc. Of the 4rd Int. Symp. On Magnetic Bearing, pp. 305-310, 1994.
- [3] H. Bleuler, J. U. Jeon, T. Higuchi, "Self-Tuning Control for Magnetic Bearings," Proc. Of the Int. Symp. On Magnetic Bearing, pp. 85-88,1994.
- [4] C. Gahler, M. Mohler, and R. Herzog, "Multivariable Identification of Active Magnetic Bearing Systems," Proc. Of the 5rd Int. Symp. On Magnetic Bearing, pp. 7-12, 1996.
- [5] M. Taniguchi, H. Ueyama, M. Nakamori, "Cutting Performance of Digital Controlled Milling A.M.B. Spindle," Proc. Of the 5rd Int. Symp. On Magnetic Bearing, pp. 375-380, 1996.
- [6] P. Wurmsdobler, H. P. Jorgl and H. Springer, "State Space Adaptive Control for a Rigid Rotor Suspended in Active Magnetic Bearings," Proc. Of the 5rd Int. Symp. On Magnetic Bearing, pp. 185-190, 1996.

- [7] C. R. Knope, and R. R. Humphris, "Control of Unbalance Response with Magnetic Bearings," ACC/WA27, pp. 211-215, 1992.
- [8] 范仲宙, 「考慮實際性能限制之磁浮軸承最佳化設計」, 國立交通大學, 碩士論文, 1993.
- [9] R. Larsonneur, Design and Control of Active Magnetic Bearing Systems for High Speed Rotation, Thesis ETH, Swiss Federal Institute of Technology, Zurich, 1990.

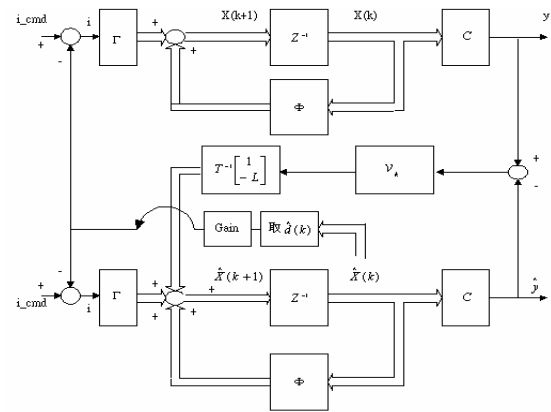


圖三 五軸電流驅動器

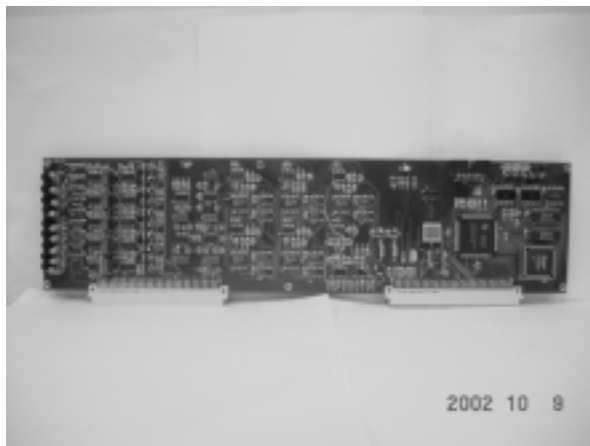
六、圖表



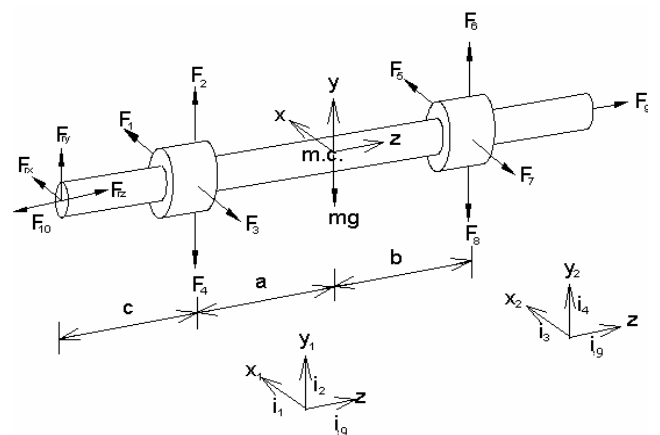
圖一 磁浮主軸



圖四 估測器與系統架構圖



圖二 五軸DSP控制器



圖五 動態系統模型

$$m\ddot{x} = F_1 - F_3 + F_5 - F_7 + F_{rx}$$

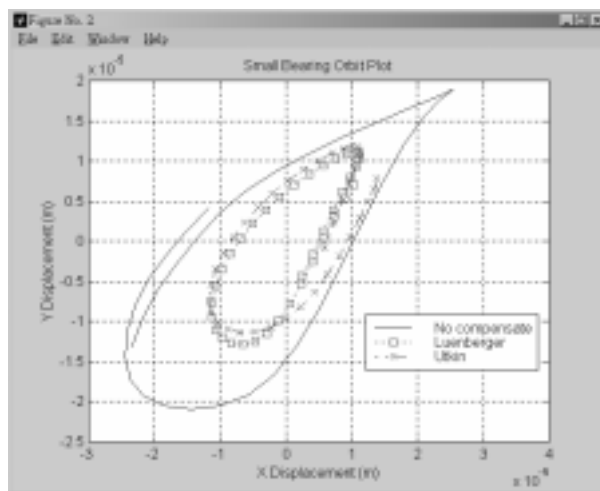
$$m\ddot{y} = F_2 - F_4 + F_6 - F_8 + F_{ry} - mg$$

$$m\ddot{z} = F_9 - F_{10} + F_{rz}$$

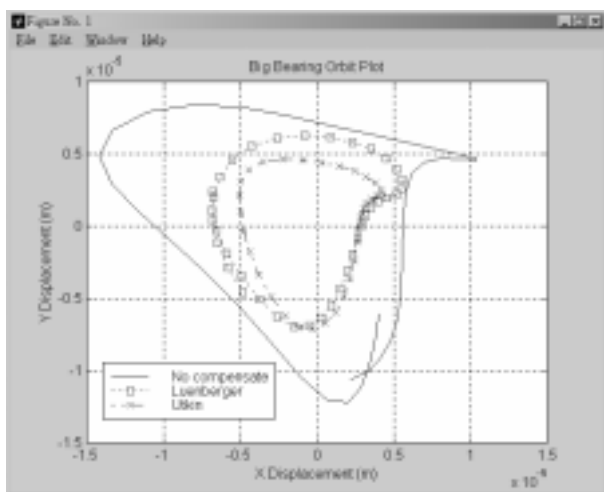
$$I\ddot{\theta}_y - \Omega I_w \dot{\theta}_x = b(F_5 - F_7) - a(F_1 - F_3) - F_{rx}(a + c)$$

$$I\ddot{\theta}_x - \Omega I_w \dot{\theta}_y = a(F_2 - F_4) - b(F_6 - F_8) - F_{ry}(a + c)$$

圖六 系統動態方程式



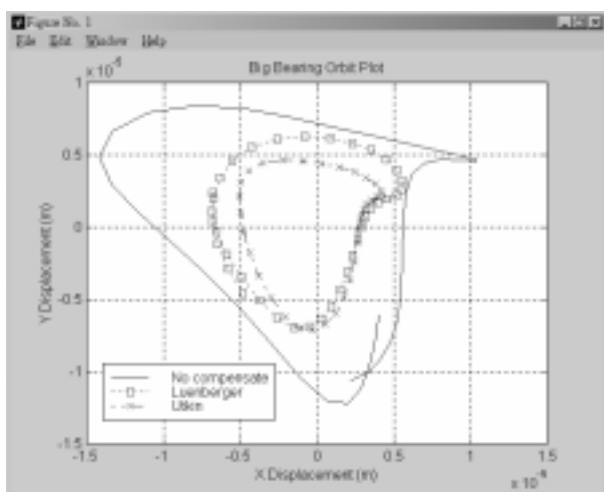
圖九 6300RPM下，不同估測器的抑制比較



圖七 1200RPM下，不同估測器的抑制比較

表一 系統鑑別的參數

	電流參數 k_i	位移參數 k_d
XL	1573	11198485
YL	1337	9392742
Xs	529	3994283
Ys	440	3314708



圖八 3900RPM下，不同估測器的抑制比較