

音圈馬達於主動振動隔振器之應用

范光照¹ 劉一正¹ 朱志良²

¹ 台灣大學機械工程研究所

² 南台科技大學機械系

E-mail: d92522006@ntu.edu.tw

摘要

有鑑於微奈米技術的蓬勃發展，無論是加工或是量測過程都需要一個穩定的環境，來提高精度與良率。本文章中提出主被動隔振系統之研製，在主動隔振系統設計方面，將利用音圈馬達作為驅動器，並與被動隔振系統並聯使用，利用最佳化獨立模態控制法則求出最佳反饋值，藉此降低外界的振動對於系統的影響。藉由數值模擬與實驗結果可得到相同的結果。此外，本實驗設備中也以市售的喇叭當作驅動器，不僅可以降低成本，也能得到良好的隔振效果。

關鍵字：主動振動隔振器，音圈馬達，最佳化獨立模態控制法

1. 前言

有鑑於微奈米技術的蓬勃發展，無論是加工或是量測過程都需要一個穩定的環境，來提高精度與良率。由於振動干擾幾乎存在於任何地方，其來源包含[1]：廠房外之交通影響、廠房內之人員走動、搬運車之運動、各種機械設備之運轉等。由大地所產生的振動頻率一般約在 0.1~10Hz，實驗室中人員的走動所產生的振動頻率約在 1~3Hz，一般建築物的振動頻域約在 10~100Hz 之間。在無法完全除去各項環境振源時，振動控制技術便成為最佳解決之道，振動控制技術可分為主動式與被動式兩種，被動隔振技術對隔離高頻振動之效果較好，而主動隔振技術則為隔離低頻振動之主要方法。然而，被動隔振系統在系統自然頻率附近有振動放大現象因此需要搭配主動隔振來抑制這個振動量。因此，主-被動隔振技術為精密機械設備微振動控制之未來主要趨勢。

主動隔振系統依驅動器類型可分為幾種形式：壓電致動器(piezoelectric actuator)[2-4]；電流變液(ER)或磁流變液(MR)[5-6]；氣體彈簧(pneumatic spring) [7-8]；線性致動器(linear actuator) [9-11]。目前在主動隔振平台控制方面，很多都是使用壓電材料來進行主動式隔振，選擇壓電致動器為主動隔振系統之元件的主要原因之一在於壓電之高出力（一般而言，積層式壓電致動器之 Block force 可達數千牛頓），適合作為高負載之致動器；另一優點是可得到極佳的位移解析度。ER或MR是新一代的智能材料，藉由外加電流或磁場，可以改變流體的阻尼值，以達到隔振的效果。

但是壓電材料、ER或MR具有磁滯現象，控制上無法很精準，需給予回受補償系統加以克服，因此在控制上也增加了許多困難度。相對來說，線性致動器具有一些優點，例如：低磁滯現象、低振動、快速的反應時

間以及高精度。且因為結構簡單、直接驅動，因此維修也容易。音圈馬達(voice coil motor, VCM)是線性馬達的一種，原本是用於揚聲器。目前也音圈馬達也被廣泛用於很多場合，例如DVD的伺服控制[12]與硬碟機。因此，在本實驗中，將選用VCM作為驅動器。

除了致動器的選擇外，在振動控制法則也有許多相關的理論和研究。如 PID 控制、獨立模態控制法[4,13]、強健控制[8]、模糊控制[14]、類神經網路控制[7,15]等。由於主動振動控制為即時控制，因此系統處理的反應時間需要非常快。由於最佳化獨立模態控制法則主要是將耦合的系統動態方程式轉換到解耦的模態空間(modal space)，再對解耦後個別模態採用回饋控制，此方法能針對欲控制的模態解耦後單獨控制，不僅能做到傳統方法不易控制之模態，而且能節省大量電腦運算的時間。但利用此法時，會有控制出溢(control spillover)的問題產生，Lin and Chu[16]提出一個新的方法，利用相等控制力權重矩陣，解決此一問題。

因此在本研究中，將利用音圈馬達作為主動隔振系統之驅動器，搭配最佳化獨立模態控制法則 (Optimal independent modal space control method, Optimal IMSC method) 求出最佳反饋值，藉此降低外界的振動對於系統的影響。

2. 理論分析

2.1 音圈馬達之推力

圖 1 所示是本次實驗所使用之音圈馬達的結構示意圖。根據勞倫茲方程式(Lorentz force equation)，可以計算出當載有電流的線圈置於磁場中所產生的作用力，可以表示成如下：

$$f = kINIB \dots\dots\dots(1)$$

式中 f 是音圈馬達的出力大小； k 是一個常數； l 是通過磁場的線圈長度； N 線圈的匝數； I 是線圈內的電流；而 B 則是磁場之磁通密度(magnetic flux density)。

一般來說，音圈馬達所產生的推力大小與線圈所載的電流大小成正比，因此推力對電流的比值稱為音圈致動器的推力常數 K_f ，所以可以將(1)式改寫成

$$f = kINIB = K_f I \dots\dots\dots(2)$$

然而音圈馬達的出力可藉由調整輸入之電流來控制。電流則可藉由控制訊號 $u(t)$ 來調整，且 $u(t)$ 可由電壓的指令來表示，因此，控制力 $f(t)$ 與控制訊號 $u(t)$ 之間的關係可以表示成：

$$f = K_f K_u u(t) = K_u u(t) \dots\dots\dots(3)$$

其中 K_r 是電流與電壓間的一個常數，是 K_u 常數。

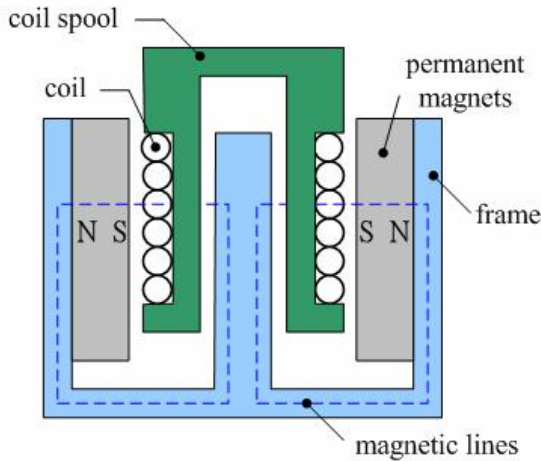


圖 1 VCM 結構示意圖。

2.2 運動方程式

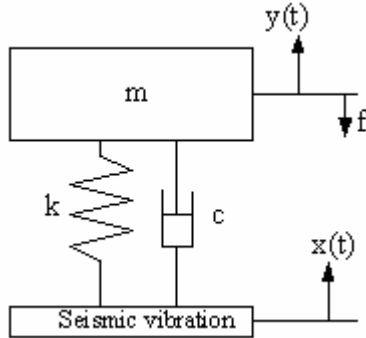


圖 2 主動隔振系統之運動示意圖

主動隔振系統之架構示意圖如圖 2 所示，其中 m 、 c 、 k 分別為等效質量、等效阻尼與等效剛性係數， x 、 y 、 z 、 f 分別為基板的位移、平台的位移、平台與地板的相對位移與控制力。因此，整體系統之運動方程式可以表示為

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = F \quad \dots\dots\dots (4)$$

其中 $z = y - x$ ， $F = f - m\ddot{x}$ 。

2.2 動態方程式

欲將系統轉為動態方程式，再以獨立模態控制的方法解耦，故令

$$e = \begin{Bmatrix} \dot{z} \\ z \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (5)$$

則(4)式可改寫為

$$M\dot{e} + Ke = Q \quad \dots\dots\dots (6)$$

其中

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix}, K = \begin{bmatrix} c & k \\ -k & 0 \end{bmatrix}, Q = \begin{bmatrix} F \\ 0 \end{bmatrix}$$

將(6)式寫成動態方程式的形式，如(7)式所示

$$\dot{e} = Ae + BQ \quad \dots\dots\dots (7)$$

其中 $A = -M^{-1}K$ ， $B = M^{-1}$ 。

2.3 獨立模態控制

獨立模態控制理論乃係利用左右模態轉換矩陣 R 與 L 之特性，將一耦合之系統解耦，轉換至模態空間，而模態控制力由每個獨立模態求得，經由一特定轉換關係後，可獲得實際之控制力，其模態轉換矩陣之特性如下

$$L^T R = I, L^T A R = \Lambda \quad \dots\dots\dots (8)$$

其中 Λ 為方塊對角矩陣(block-diagonal matrix)，可表示如下

$$\Lambda = \text{block-diagonal} \begin{bmatrix} \sigma_s & \omega_s \\ -\omega_s & \sigma_s \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$s = 1, 2, \dots, k$$

其中 σ_s 及 ω_s 為欲控制複變模態特徵值 λ_s 之實部與虛部，因此式(7)可經由上述關係簡化為

$$\dot{q} = \Lambda q + Q_u \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$Q_u = L^T M^{-1} Q \quad \dots\dots\dots (11)$$

並定義(11)式為模態控制力(modal control force)。

2.4 最佳化控制

本研究使用最佳化控制技巧來作設計，首先取出欲控制模態方程式

$$\dot{q}_s = \Lambda_s q_s + Q_{u,s}; s=1, 2, \dots, k \quad \dots\dots\dots (12)$$

而在最佳化控制的技巧，是將(13)式之價值函數作最小化處理

$$J = \sum_{s=1}^k J_s \quad \dots\dots\dots (13)$$

其中 J_s 為系統之獨立模態價值函數(independent modal cost function)， k 為欲控制之模態數目，定義如(14)式所示，

$$J_s = \int_0^{\infty} (q_s^T q_s + Q_{us}^T E_s Q_{u,s}) dt \quad \dots\dots\dots (14)$$

其中 E_s 為權重(weighting)矩陣，其值依實際所需而加以設計之。(14)式中的最佳模態控制力可表示如下[17]

$$Q_{u,s} = -E_s^{-1} S_s q_s; s=1, 2, \dots, k \quad \dots\dots\dots (15)$$

其中 S_s 為李卡特矩陣(Riccati Matrix)，可由(16)式得到，如下所示

$$S_s \Lambda_s + \Lambda_s^T S_s - S_s E_s^{-1} S_s + I = 0; s=1, 2, \dots, k \quad \dots\dots\dots (16)$$

因為使用最佳化獨立模態控制時，可能會有控制出溢(control spillover)的問題產生，而導致系統不穩定。Lin and Chu[17]提出一個新的方法，利用相等控制力權重矩陣，解決此一問題。故我們將權重函數定義如下

$$E_s^{-1} = \begin{bmatrix} E_{s11}^{-1} & 0 \\ 0 & E_{s22}^{-1} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (17)$$

其中

$$E_{s11}^{-1} = E_{s22}^{-1} = \bar{E}_s \dots\dots\dots (18)$$

因式(16)是取欲控制之模態，單獨的控制，以避免大型矩陣之運算，而造成數值計算時間過長的問題，此即為最佳化之獨立模態控制的重大優點。

3. 實驗設備

本系統主要結構包含加速規、平板、彈簧、音圈馬達與花崗石平台，如圖 3 所示，以四組彈簧並聯方式支撐一高剛性的平板，在平板上的中間位置放置一加速規，且在平板下中間位置放置一音圈致動器。其中平板的重量約 6.9Kg，等效彈簧係數為 17053.26N/m。

音圈馬達屬於線性直流馬達的一種，它是利用永久磁鐵與場磁鐵繞線所構成，且所產生的推力與流經場磁鐵繞線的電流成正比。其實音圈馬達原本被應用在收音機的喇叭中，但是專業的音圈馬達價格昂貴，因此我們使用一般市售的喇叭單體來改裝成所需的音圈馬達。

加速規置於平台上量測其振動量並將量測到之訊號經由 A/D 卡轉換至個人電腦。經由最佳化獨立模態控制法則計算所需的電壓訊號，再由電腦送出並經過 D/A 轉換卡將訊號傳給音圈馬達以產生所需要的控制力。

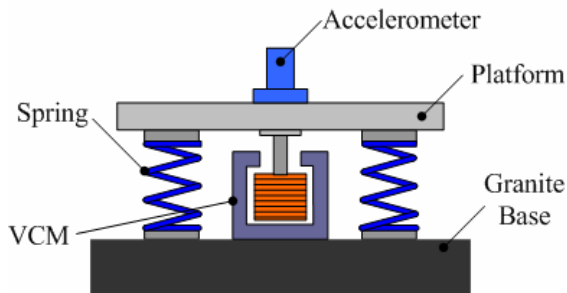


圖 3 隔振系統示意圖

4. 實驗結果與討論

由於改裝市售的喇叭單體作為音圈馬達，僅知道喇叭的輸出功率與電阻值，許多相關參數皆為未知，因此利用實驗來找出此音圈馬達的出力常數 (force constant, k_f)。經過測試後，可以得到出力與供應電流的關係， $k_f=3.33 \text{ N/A}$ ，如圖 4 所示。

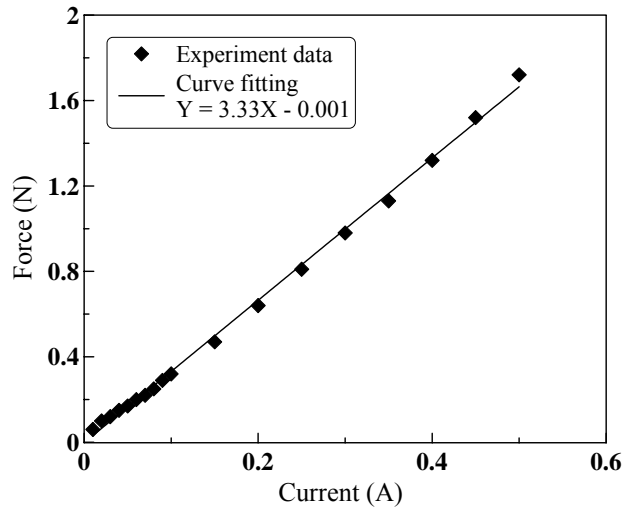


圖 4 VCM 之推力與電流的關係

由有限元素法以及實驗驗證，此系統沿經度方向的第一個自然頻率為 7.8Hz。利用 MATLAB 對於隔振系統來進行數值模擬，當有一個靠近共振頻率之 8Hz 的外加震源時，經過控制後其結果如圖 5 所示。

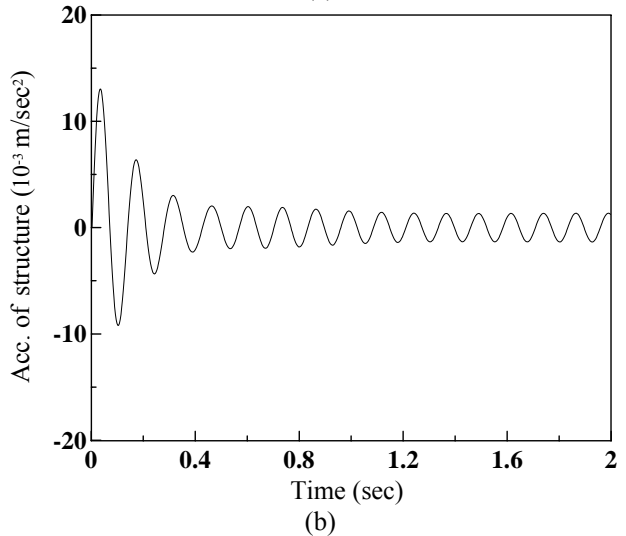
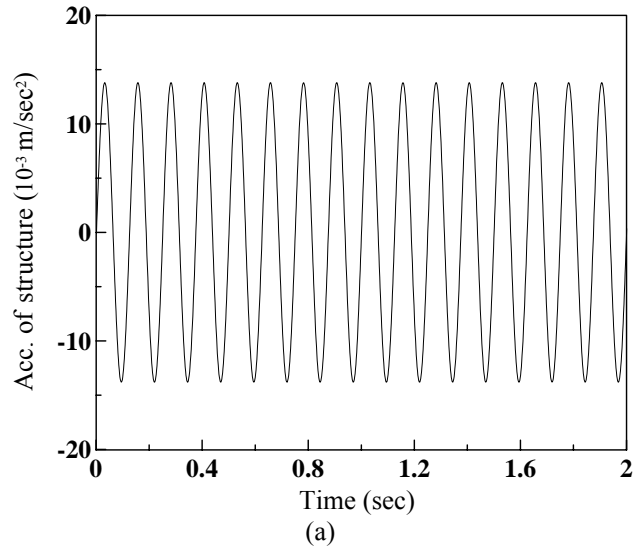


圖 5 模擬隔振系統受到 8Hz 之震源時的反應，(a)為未控制；(b)為控制後之結果

測試主動隔振系統的性能是藉由正弦波來完成，且正弦波可更改頻率由 3Hz 到 13Hz，間隔為 0.5Hz 或 1Hz。主動隔振系統的加速度值對照輸入頻率之測試的結果如圖 6 所示，圖中也包含了系統在控制與未控制的狀態。

圖 7 是當主動隔振系統受到一個 8Hz 的外加正弦波振動之作用的結果，其中圖 7(a)與(b)分別為加速度之時域圖與頻域圖。由結果可知，系統受到控制後，約能降低 85%的振動量，而模擬與實驗結果也是非常近似且合理的。

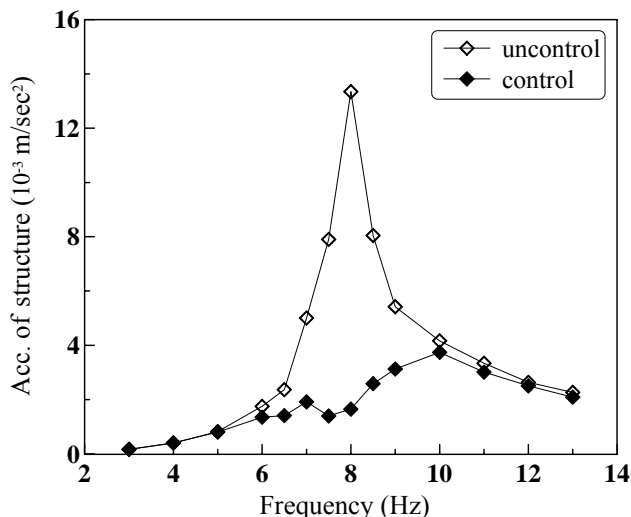
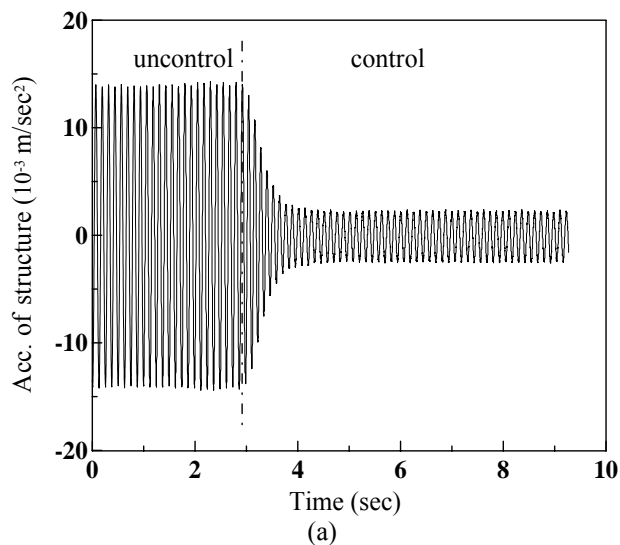
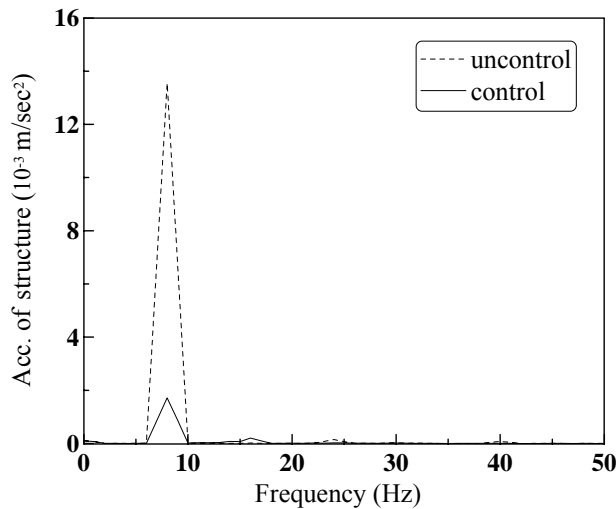


圖 6 系統受到正弦震源時之性能測試



(a)



(b)

圖 7 隔振系統受到 8Hz 之震源時的控制結果，(a)為加速度之時域圖；(b)為加速度之頻域圖

5. 結論

本文章中提出主被動隔振系統之研製，以四組彈簧並聯支撐一高剛性平板作為被動隔振系統，在主動隔振系統設計方面，將利用音圈馬達作為驅動器，並與被動隔振系統並聯使用，利用最佳化獨立模態控制法則求出最佳反饋值，藉此降低外界的振動對於系統的影響。藉由模擬來計算控制系統的性能，由數值模擬與實驗結果可得到相同的結果，實驗結果也顯示能降低 85%的振動量。此外，本實驗設備中也以市售的喇叭當作驅動器，不僅可以降低成本，也能得到良好的隔振效果。

6. 致謝

感謝國科會提供本研究計畫的研究經費，NSC-94-2212-E-002-028。

7. 文獻回顧

- [1] Ungar, E. E., Sturz, D. H. and Amick, C. H., "Vibration Control Design of HighTechnology Facilities," *Sound and Vibration*, July 1990, pp. 20-27.
- [2] S.P. Singh, H.S. Pruthi, and V.P. Agarwal, "Efficient modal control strategies for active control of vibrations", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 262, pp.563-575. 2003.
- [3] J. L. Jang, Y. S. Tarn, "A study of the active vibration control of a cutting tool", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 95, pp. 78-82, 1999.
- [4] S. P. Singh, H. S. Pruthi, V. P. Agarwal, "Efficient modal control strategies for active control of vibrations", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 262 pp. 563-575, 2003.
- [5] S.B. Choi, H.K. Lee, E.G. Chang, "Field test results of a semi-active ER suspension system associated with skyhook controller", *Mechatronics*, Vol. 11, pp. 345-353, 2001.

- [6] G.Z. Yao, F.F. Yap, G. Chen, W.H. Li, S.H. Yeo, "MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system", *Mechatronics*, Vol.12, pp. 963-973, 2002.
- [7] K. G. Ahn, H. J. Pahk, M. Y. Jung, D. W. Cho, "A Hybrid-Type Active Vibration Isolation System Using Neural Networks", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 192, No. 4, pp. 793-805, 1996.
- [8] P. C. Chen, M. C. Shih, "Active Control Of A Pneumatic Vibration Isolator Using H_{∞} Controller", The Eighth International Conference on Automation Technology Conference, 2005. (in Taipei)
- [9] Bai, Mingsian R., Ou, Kwuen-Yieng, "Design and implementation of electromagnetic active control actuators", *Journal of Vibration and Control*, Vol. 9, pp. 997-1017, 2003.
- [10] T.Y. Chung, S.J. Moon, S.M. Jang, "Active control on the structural vibration under base excitations using a linear oscillatory actuator", *Int. J. of Applied Electromagnetics and Mechanics*, Vol. 10, pp. 203-214, 1999..
- [11] Yi-De Chen, Chyun-Chau Fuh, and Pi-Cheng Tung, "Application of Voice Coil Motors in Active Dynamic Vibration Absorbers", *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 41, No. 3, pp. 1149 - 1154, March 2005.
- [12] C.-L. Chu, K.-C. Fan, and Y.-J. Chen, "A compensation method for the hysteresis error of DVD VCM," *Meas. Sci. Technol.*, Vol. 15, No. 4, pp. 734 - 740, Apr. 2004.
- [13] L. Meirovitch, H. Baruh, "Optimal Control of Damped Flexible Gyroscopic Systems", *Journal of Guidance and Control*, Vol. 4, No. 2 pp. 157-163, 1981
- [14] Swaroop K. Yalla, Ahsan Kareem, Jeffrey C. Kantor, "Semi-active tuned liquid column dampers for vibration control of structures", *Engineering Structures*, Vol. 23, pp. 1469 - 1479, 2001.
- [15] C.L. Zhang, D.Q. Mei, Z.C. Chen, "Active vibration isolation of a micro-manufacturing platform based on a neural network", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 129, pp. 634-639, 2002.
- [16] Y. H. Lin, C. L. Chu, "A New Design for Independent Modal Space Control of General Dynamic Systems," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 180, pp. 351 - 361, 1995.
- [17] P. Gardonio, S. J. Elliot, R. J. Pinnington, "Active Isolation of Structure Vibration on a Multiple-Degree-of-Freedom System, Part II : Effectiveness of the Active Control Strategies", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 207, No. 1, pp. 95-121, 1997.