

應用轉移函數分離法於管道噪音主動控制之聲場回授消除研究

Application of the transfer function method to acoustic feedback reduction for active noise control in a duct

劉雲輝¹

吳威進²

摘 要

聲場回授是主動式噪音控制實務應用中常發生的問題，容易造成控制系統的不穩定。本文根據管道聲場的平面波傳遞理論，進行第二聲源與兩個感測麥克風之間位置配置，發展出修正後的 DSM 系統，並配合數位訊號處理的技術，提出轉移函數分離法，以消除聲場回授的影響。而本研究中採用 PC-Based 作為控制處理器，運用 LabVIEW 圖控程式實現此消除聲場回授理論的訊號處理演算法，再與 Filtered-X LMS 演算法則合併進行主動式噪音控制實驗測試。經由單頻噪音的實驗結果顯示，在 DSM 管道配置系統中，未使用轉移函數分離法，其消音的控制效果約只有 3~4dB 的衰減量，而當使用轉移函數分離法，約可降低 15~20dB 之音壓位準衰減量。因此證實本文所提出之轉移函數分離法，可以有效的改善聲場回授的影響，且配合應用 Filtered-X LMS 演算法則於管道噪音的消除，能衰減管道下游的噪音量。

關鍵字：聲場回授、轉移函數分離法、Filtered-X LMS 演算法則

A b s t r a c t

In most practical applications of active noise control, the acoustic feedback is a major problem that often interferes with the operation of the control system and even renders it unstable. The optimal collocated positions of secondary source with two microphones are studied based on plane wave transmission theory of sound in a duct, and a transfer function method are proposed that reduce the influence of acoustic feedback. In this study, LabVIEW programming language is applied to carry out the active noise controller which incorporates the transfer function method with Filtered-X LMS algorithm. The experiment results of active noise control for pure tone show that it's only reduced 3~4 dB if acoustic feedback is present. On the contrary, it can be reduced about 15~20 dB by using the transfer function method. Therefore, it was to verify that the proposed method of acoustic feedback cancellation incorporated with the Filtered-X LMS algorithm can effectively reduce the influence of acoustic feedback and obtain a better performance of active noise control in a duct.

Keywords : Acoustic Feedback、The Transfer Function method、Filtered-X LMS algorithm

¹ 作者一，南台科技大學機械工程系助理教授

² 作者二，南台科技大學機械工程系研究生

一、前言

在管道主動噪音控制 (Active Noise Control, ANC) 應用中, 最常遭遇到聲場回授 (Acoustic Feedback) 的問題, 使主動式噪音控制系統中產生極點, 而影響系統的穩定性與控制的效果。此種架構方法最早由 Paul Lueg [1] 提出, 主要是利用麥克風接收主要噪音源訊號, 再經控制器處理後輸出與主要噪音源大小相同、方向相反的聲波訊號, 產生破壞性干涉, 達到降低噪音的效果。但事與願違, 所利用抵消噪音的第二聲源所產生的聲波亦會傳回至參考麥克風, 使得控制器的輸入訊號同時包含主要噪音源與第二聲源的疊加訊號, 此即聲場回授的影響, 導致控制效果不穩定。隨著控制理論演變與數位訊號處理技術的蓬勃快速發展, 其中以適應性主動控制系統發展的最為完善, 且成為多數管道噪音主動控制研究的主流, 因此如果參考輸入訊號和欲衰減的主要噪音訊號有相當的差異, 將導致不符合適應性控制理論的要求—參考輸入訊號與要求輸出訊號需有良好的相關性 (Correlation) 的要求, 使得控制效果降低。所以, 之後便有人針對這方面的問題提出解決的方法, Ross 利用適應性濾波器來做主動噪音控制 [2-3]。Ericksson [4-6] 等人更利用 IIR 適應性主動控制系統來克服聲場回授的影響, 由於選用 IIR 的控制系統, 所以造成主動控制器的不穩定, 因此在實務應用上較少採用。Nelson 與 Elliott [7-9] 等學者, 針對不同的控制模式與適應性演算法, 探討控制的效能與穩定性, 其中以 Filtered-X LMS 最為廣泛使用在主動噪音控制 [10]。Hamada 等學者 [11] 使用兩個感測麥克風 (dual sensing microphone, DSM) 的系統, 其參考麥克風和誤差麥克風, 分別安裝在第二聲源之上游與下游距離 d 處, 再量測參考麥克風、誤差麥克風與第二聲源揚聲器之間的轉移函數, 因為參考麥克風與誤差麥克風分別對稱於第二聲源揚聲器, 所以參考麥克風與第二聲源揚聲器之間的轉移函數等於誤差麥克風與第二聲源揚聲器之間的轉移函數, 因此, 參考麥克風減去誤差麥克風所得到的訊號, 則不會受到第二聲源的影響, 再利用此訊號當作控制器的參考輸入訊號, 以解決聲場回授之問題。事實上, 由於管道下游往往會有反射波折回, 使得處理後的參考輸入訊號和原始的主要噪音訊號仍有差異。

本文是參照文獻 [11] 利用經過管道配置後的 DSM 系統, 透過兩組麥克風感測器與揚聲器彼此對稱關係, 找出各別的轉移函數, 並運用頻率域數位處理的技術, 分離出單純不受聲場回授影響的參考輸入訊號, 以降低聲場回授之問題, 文中將消除聲場回授影響之方程式稱之為轉移函數分離法, 最後再將分離後之訊號輸入至適應性 Filtered-X LMS 演算法與 FIR 數位濾波器組成衰減噪音的控制器, 以進行管道主動噪音的實驗控制, 驗證是否能達到降低管道下游的音壓量。

二、系統模型與理論推導

一般噪音系統時常由於噪音源的改變或系統的內部或外在環境的變化影響而具有相當的不確定性, 就系統內部而言, 描述受控體數學模式的結構與參數不能事先得到; 就系統外部而言, 描述外部環境對系統的影響, 可以等效於許多的擾動, 而這些擾動通常是不可預期的。面對這些不確定性的因素, 需要選擇適當的控制法則, 以配合環境做最佳的控制, 亦即適應性控制。在適應性演算法類型中最常使用 LMS 演算法, 因其穩定性佳以及容易建置與實現, 故被許多研究所採用。

(一) 控制理論分析

在考慮控制器穩定性的因素下，本文採用 FIR 數位濾波器架構做為控制器，其數學模式如：

$$y[n] = \sum_{k=0}^M W_k x[n-k]$$

或寫成向量形式

$$y[n] = W^T X[n] \quad (1)$$

式中， $W = [w_0 \ w_1 \ \dots \ w_M]^T$ 為控制系統的單位脈衝響應函數，又稱為加權係數向量，上標 T 是矩轉置運算； $X[n] = [x[n] \ x[n-1] \ \dots \ x[n-M]]$ 為輸入參考訊號的行向量，而 $y[n]$ 為數學模式之輸出控制訊號，係用來調整第二聲源的強度與相位。此控制器的階數為 $M+1$ 。適應性控制的目標是輸出適當的控制訊號 $y[n]$ ，以調整第二聲源的強度與相位達到最佳狀況，使得殘留音壓訊號 $e[n]$ 平方的期望值趨近於零，採用之目標函數為

$$J = E(e[n]^2) \quad (2)$$

上式中的 $E()$ 為期望值的運算子， $e[n]$ 是管道下游處之殘留音壓訊號，由欲衰減噪音 $d[n]$ 與第二聲源產生的聲波之疊加訊號，即

$$e[n] = d[n] + Y[n]^T \quad (3)$$

式中， $Y[n] = [y[n] \ y[n-1] \ \dots \ y[n-L]]^T$ 為 $L+1$ 階的行向量，是 $X[n]^T$ 與 $W[n]$ 的乘積，因此調整加權係數向量 $W[n]$ ，使得誤差訊號 $e[n]$ 為最小，將是主動控制的重點。目標函數 J 為誤差訊號 $e[n]$ 的函數，主要由輸入訊號序列 $X[n]$ 與加權係數向量 $W[n]$ 所決定，因此，當輸入訊號 $x[n]$ 與欲衰減之噪音訊號 $d[n]$ 皆為穩定訊號時，加權係數向量會有一個最佳值 W_{optional} ，使(2)式之目標函數達到最小值，取其梯度向量

$$\nabla J = \left[\frac{\partial J}{\partial w_0} \ \frac{\partial J}{\partial w_1} \ \dots \ \frac{\partial J}{\partial w_M} \right]^T \quad (4)$$

可以獲得使目標函數增大的方向，而對於任一個加權係數向量 W_i ，只須求得其所對應的梯度 ∇_i ，然後朝著梯度 ∇_i 的反方向改變 W_i 之值即可，即

$$W_{i+1} = W_i + \mu(-\nabla_i) \quad (5)$$

(5)式即為不斷修正加權係數向量 W 的最陡下降演算式，下標 i 代表第 i 次修正值， μ 為收斂係數，和系統的收斂速度與穩定性有關，亦可稱為步階參數。

然而，在 ANC 實際應用於管道中噪音消除時，不能直接使用適應濾波器的輸出訊號與誤差訊號，因為揚聲器與麥克風之間存在著第二路徑效應，此第二路徑效應可等效為一受控體，此受控體包含數位/類比轉換器，高通濾波器，訊號放大器，揚聲器至誤差麥克風之間的空間，反假象濾波器及類比/數位轉換器等。由於 LMS 演算法並未考慮到 ANC 系統實際應用時有第二路徑效應存在，所以為了使運算處理時不忽略此第二路徑效應，所以必需在 ANC 控制器的輸出信號 $y[n]$ 加入受控體的等效轉移函數，稱作第二路徑函數 H_E ，但是轉移函數為未知函數，所以控制器必需以 \hat{H}_E 加以估測 H_E ，所以此種演算法稱為 Filtered-X LMS，簡稱為 FXLMS。

因此最小平均平方演算法可以修改成：

$$e[n] = d[n] + Y[n]^T H_E \quad (6)$$

且其梯度估測值為

$$\nabla e[n] = X[n] H_E = X'[n] \quad (7)$$

(7)式中 $X'[n]$ 為加入第二路徑轉移函數濾波後之訊號，梯度估測值的平方為：

$$\hat{\nabla}e[n]^2 = 2e[n]X'[n] \quad (8)$$

經過數次循環後，再平均這段時間的梯度估測值 $\hat{\nabla}e[n]^2$ ，此平均值 $\overline{\hat{\nabla}e[n]^2}$ 將可趨近於 $J = E(e[n]^2)$ 的梯度，此時再將此平均值 $\overline{\hat{\nabla}e[n]^2}$ 代入(8)式修正加權係數向量 W ，即

$$W_{i+1} = W_i - 2\mu(e[n]\overline{X'}[n]) \quad (9)$$

(9)式即為 Filtered-X LMS 演算法，然而，實際上第二路徑之轉移函數 H_E 是不可預知的，因此必需先透過離線的系統鑑別技術估測 H_E ，此估測值以 \hat{H}_E 表示，如圖 2 所示為 Filtered-X LMS 演算法方塊圖，噪音源訊號經由估測值 \hat{H}_E 濾波後當作演算法的輸入訊號；控制器的輸出訊號 $y[n]$ 推動第二聲源揚聲器，以下游麥克風量測到之誤差訊號 $e[n]$ 修正控制器的參數。

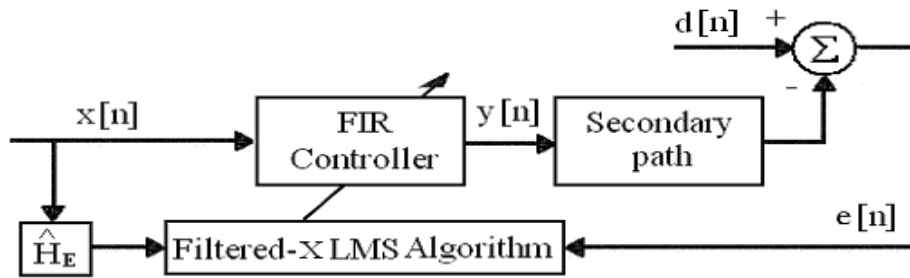


圖 1 Filtered-X LMS 演算法的方塊圖

(二) 管道聲場理論分析

應用適應性主動噪音控制器於管道聲場中，本文根據管道聲場的平面波傳遞理論，在管道之上游端置放一個主噪音源 ($Z=0$)，且再參照文獻[11]，進行第二聲源與兩個麥克風感測器之間的位置配置，將參考麥克風和誤差麥克風，分別安裝在第二聲源之上游與下游距離 d 處，形成對稱的配置，管道配置架構如圖 2 所示。管道內聲音干涉的基礎，是將其主噪音源的聲波傳遞視為平面波。當揚聲器所發出之主噪音源聲波波長小於該管道結構體的最大截面尺寸，亦即此聲波的頻率大於截止頻率 (Cut-Off Frequency) 時，將使管道激發出其他的高階模態；為了使實驗更具可行性，必需嚴守該項平面波設條件，即：

$$f_{cutoff} \leq \frac{1.84c}{2\pi r} \quad (10)$$

其中 f 為主噪音源之聲音頻率 (Hz)， c 為聲波在介質中傳遞的速度 (m/s)， r 為管道半徑 (m)。因此藉由此假設高維模態波將產生自我抵消，管道內之聲波將只剩下一維平面模態波，而使得低頻噪音將會沿著管路的方向而傳播出來。當主動噪音控制啟動後，第二聲源產生之聲波，將會同時往上游與下游傳播，我們期望往下游之聲波必須和主噪音源大小相同且相位差 180 度，以達到破壞性干涉疊加，讓下游區域形成一靜音區 (Silence Zone)，但是往上游傳播之聲波卻會對上游區域造成所謂的聲場回授現象，導致控制上的不穩定，因此，本文根據管道聲場的特性，利用參考麥克風與誤差麥克風之間的轉移函數，來分離出原始的主要噪音源訊號，以降低聲場回授之問題，此方法稱之為轉移函數分離法。

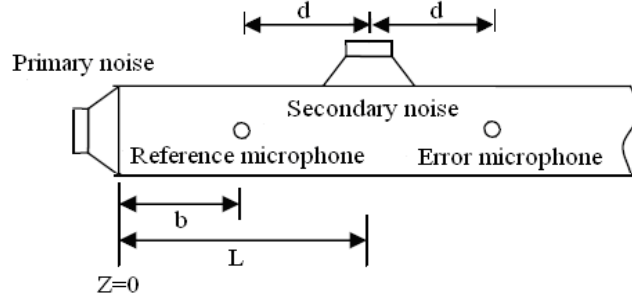


圖 2 管道配置架構圖

轉移函數分離法分成兩個步驟求取參考麥克風與誤差麥克風之間的轉移函數：
當只有主噪音源訊號，則參考麥克風量測到主噪音源訊號為

$$P_r = P_{r,p} = Q_p Z_p e^{-jkb} \quad (11)$$

(11)式中， $Q_p = |Q_p| e^{j(\omega t + \phi)}$ ，為音源強度，其中 $|Q_p|$ 為主噪音源強度大小， ϕ 為起始時間
($t=0$)之相位，音源強度又稱為體積速度，為音源表面粒子速度與音源面積之乘積； Z_p 為無外界音壓影響時的主噪音源之音響阻抗；波數 $k = 2\pi f / c$ 、 f 為噪音訊號頻率、 c 為聲音在空氣中的傳播速度。而誤差麥克風量測到主噪音源之訊號為

$$P_e = P_{e,p} = Q_p Z_p e^{-jk(b+2d)} \quad (12)$$

則參考麥克風至誤差麥克風之間的轉移函數，為

$$H_1 = \frac{P_{e,p}}{P_{r,p}} \quad (13)$$

當只有第二聲源訊號，參考輸入麥克風量測到第二聲源訊號為

$$P_r = P_{r,s} = Q_s Z_s e^{-jkd} \quad (14)$$

(14)式中， Q_s 為第二聲源強度； Z_s 為無外界音壓影響時的主噪音源之音響阻抗。而誤差麥克風量測到第二聲源之訊號為

$$P_e = P_{e,s} = Q_s Z_s e^{-jkd} \quad (15)$$

則參考麥克風至誤差麥克風之間的轉移函數，可以表示為

$$H_2 = \frac{P_{e,s}}{P_{r,s}} \quad (16)$$

在主動噪音控制中，參考麥克風實際量測到的訊號為主噪音源的訊號與第二聲源往上游傳播訊號之疊加，可以寫成

$$P_r = P_{r,p} + P_{r,s} \quad (17)$$

而誤差麥克風實際量測到之訊號為主噪音源之訊號與第二聲源往下游傳播訊號之疊加，可以表示成

主要噪音源為 100 Hz 之單頻噪音，實驗結果如圖 5、圖 6、圖 7 所示。圖 5 是原始主噪音源訊號；圖 6 是主動控制中採用轉移函數分離法所得到的噪音訊號；圖 7 為主動控制啟動中參考麥克風所量測到之訊號。實驗的取樣頻率為 640 Sample/s，取樣點數為 128 點，在單頻測試結果中，當兩個揚聲器同時啟動時，參考麥克風所量取的訊號，為主噪音源與第二音源往上游傳播聲音之疊加訊號，因此聲場回授使上游的音壓有增大的現象，而使用轉移函數分離法後，將可分離出與主要噪音源相似的訊號。

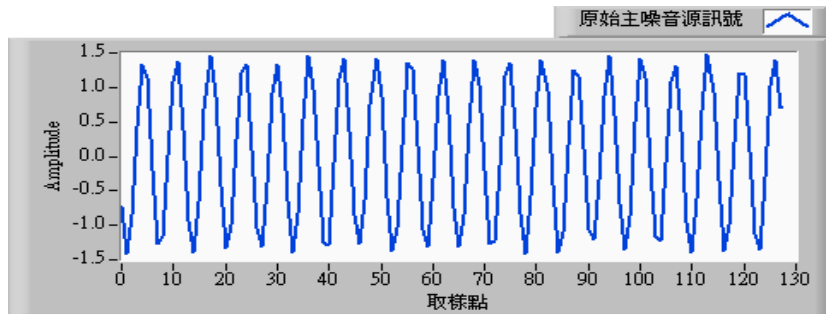


圖 5 單頻 100Hz 原始主噪音訊號

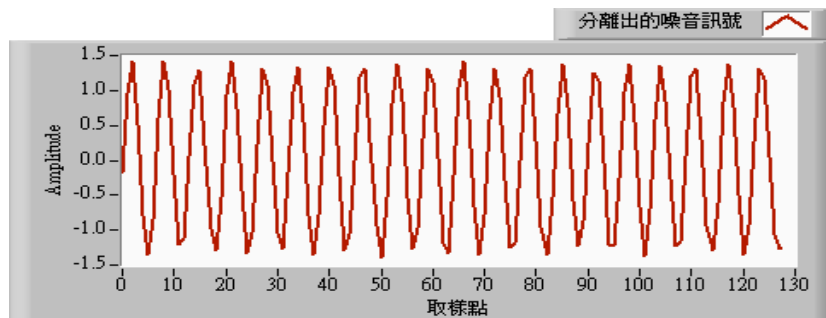


圖 6 單頻 100Hz 使用轉移函數分離法分離出的噪音訊號

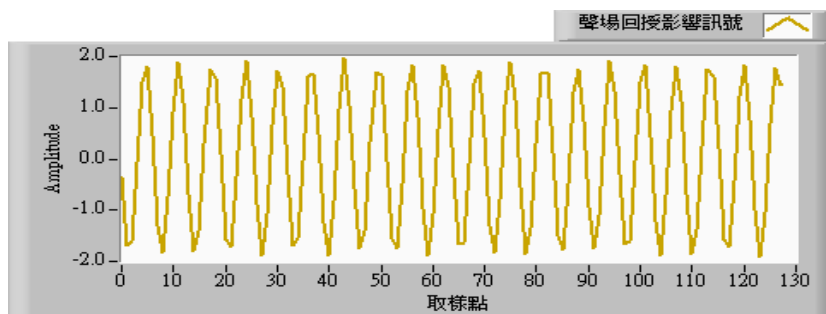


圖 7 單頻 100Hz 受聲場回授影響的噪音訊號

(二) 管道噪音主動控制之實驗

此實驗採用 Filtered-X LMS 演算法結合 FIR 數位濾波器於 DSM 系統進行噪音主動控制，並且加入文中所提出的轉移函數分離法，解決聲場回授的影響，再透過 LabVIEW 圖控式程式控制介面實現單頻率減噪的效果，最後再比較使用（未受聲場回授影響）與未使用（受聲場回授影響）轉移函數分離法於主動控制時減噪效果的差異。管道噪音主動控制實驗架構流程如圖 8 所示。實驗中 FIR 數位濾波器的階數設定為 8 階，收斂係數設定為 0.001，梯度的估測，採用每估測 10 次才以其平均值作為 FIR 濾波器加權係數的修正，但在進行使用轉移函數分離法之主動控制時，由於估測次數太少，導致參考訊號

無法穩定使控制發散，因此則將估測次數增加至 1280 次以平均作為修正的加權係數，分離出的參考輸入訊號才得以保持穩定。

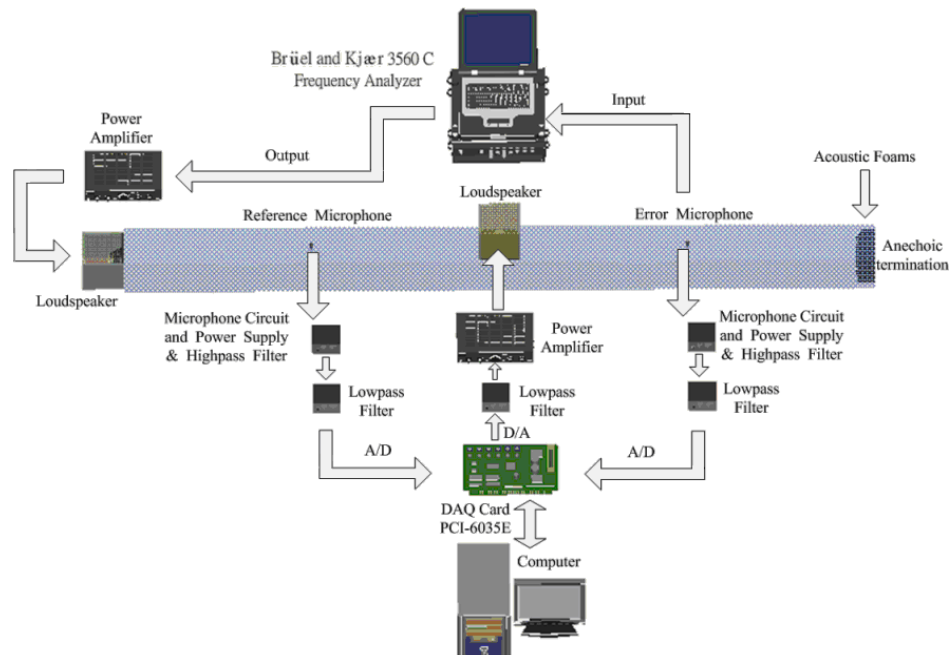


圖 8 管道噪音主動控制實驗架構流程圖

在未使用轉移函數分離法的狀況下，實驗結果圖，如圖 9、圖 10、圖 11 所示，分別為單頻 100Hz、250Hz 與 400Hz 噪音源於主動控制前、後之頻譜比較圖，由於受到聲場回授影響，導致參考輸入訊號受到聲波疊加，因此控制器接收訊號透過演算法運算處理後，輸出控制的效果並不彰顯，而在加入轉移函數分離法後，採用每估測 10 次而取其平均值作加權係數更新修正，經過實驗測試卻發現控制時，無法有效的將訊號收斂，反而會有不穩定而發散的問題產生，因此增加估測次數至 1280 次，則改善了訊號發散的問題，使其控制的效果提升，但控制衰減卻要花更長的時間才能達到減噪的效果，如圖 12、圖 13、圖 14 所示。實驗數據經整理後，如表 1 所示，為使用與未使用轉移函數分離法之單頻率控制前後訊號比較表。

表 1 使用與未使用轉移函數分離法之單頻率控制前後訊號比較

單頻率 使用與未使用 轉移函數法兩 種狀況的比較		控制前音壓量 (dB)	控制後音壓量 (dB)	控制前後衰減的音壓量
		誤差麥克風	誤差麥克風	誤差麥克風
100Hz	未使用	85.8	81.4	4.4
	使用	94.3	73.2	21.1
250Hz	未使用	90.3	86.3	4
	使用	89.4	70.7	18.7
400Hz	未使用	79.7	75.7	4
	使用	90.9	73.3	17.6

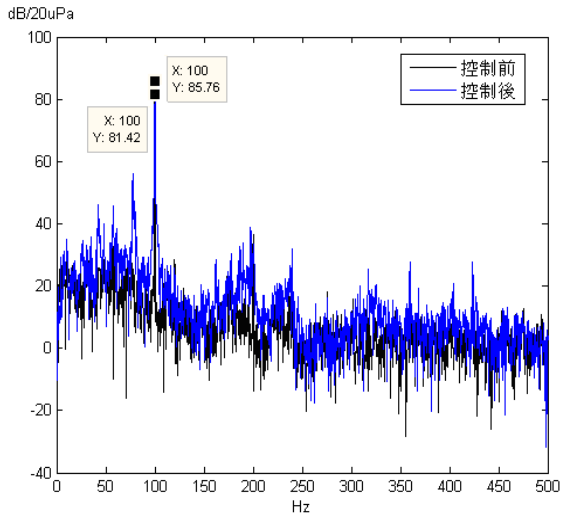


圖 9 未使用轉移函數法之 100Hz 比較圖

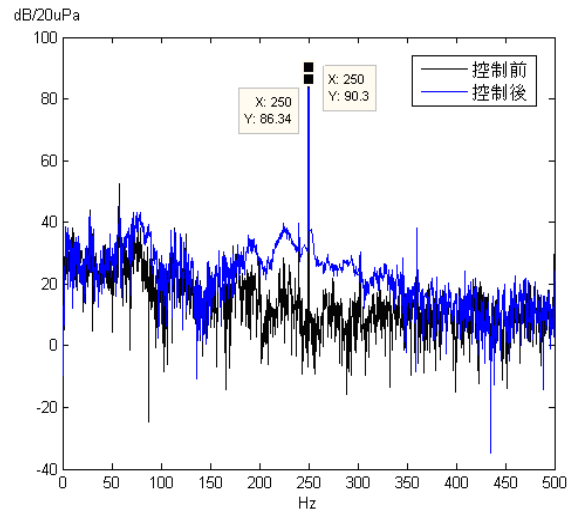


圖 10 未使用轉移函數法之 250Hz 比較圖

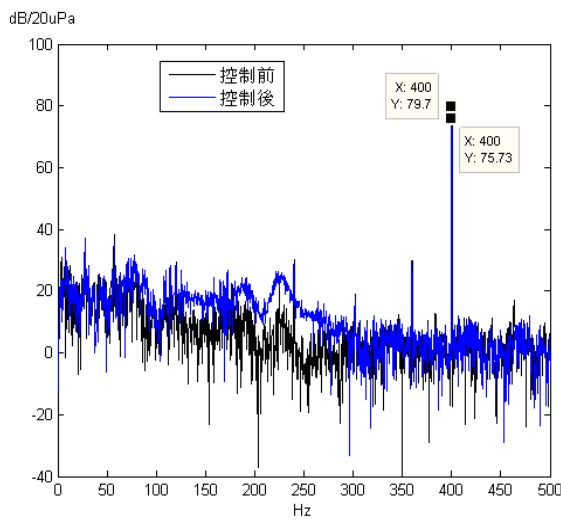


圖 11 未使用轉移函數法之 400Hz 比較圖

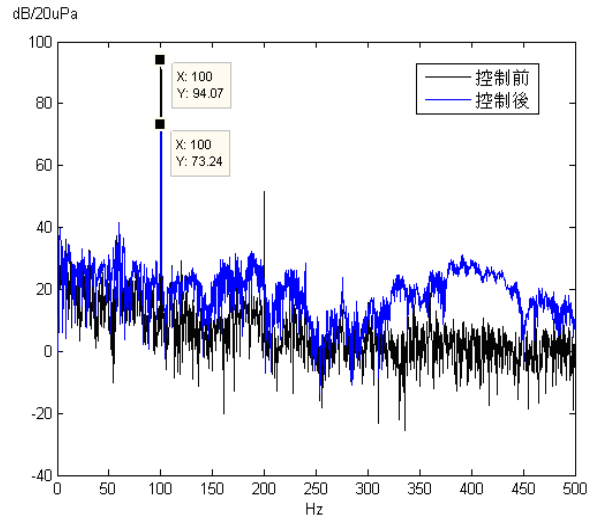


圖 12 使用轉移函數法之 100Hz 比較圖

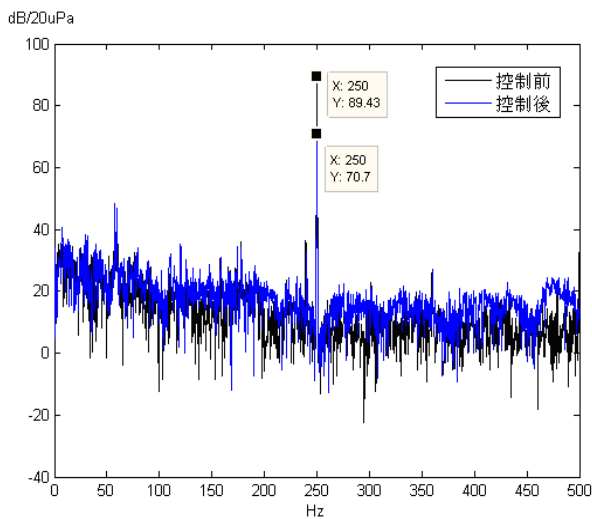


圖 13 使用轉移函數法之 250Hz 比較圖

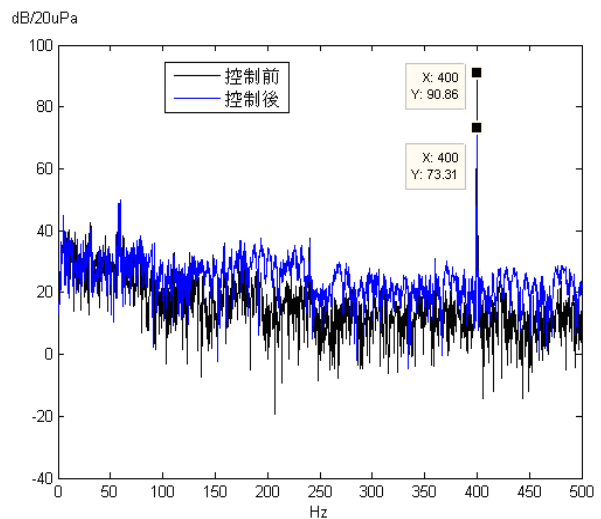


圖 14 使用轉移函數法之 400Hz 比較圖

四、結論

本文針對一維的管道聲場系統進行噪音控制，使用適應性演算法並透過 LabVIEW 圖控式程式設計主動噪音控制器，並且加入文中所推導之轉移函數分離法，有效的分離出單純不受影響的主要噪音源，解決了聲場回授的影響。而在使用 DSM 管道配置系統中，未使用轉移函數分離法（即受聲場回授影響）其消音的控制效果約為 3~4dB 的衰減量，反觀，當使用轉移函數分離法（即未受聲場回授影響）後約可降低 15~20dB 之音壓位準衰減量，透過實驗的驗證，確實能衰減管道下游的噪音。

五、參考文獻

1. P. Lueg, "Process of silencing sound oscillations", U.S. Patent 2043416, 1936.
2. C. F. Ross, "An algorithm for designing a broadband active sound control system" *J. Sound and Vibration*, Vol.80, No.3, pp.373-380, 1982.
3. C. F. Ross, "An adaptive digital filter for broadband active sound control", *J. Sound and Vibration*, Vol.80, No.3, pp.381-388, 1982.
4. L.J. Ericksson, M.C. Allie, R.A. Greiner, "The selection and application of an IIR adaptive filter for use in active sound attenuation", *IEEE ASSP*, Vol.35, No.4, pp.433-436, 1987.
5. L.J. Ericksson, M.C. Allie, "Use of random noise for on-line transducer modeling in an adaptive active attenuation system", *J. Acoust. Soc. Amer.*, Vol.85, No.2, pp.797-802, 1989.
6. L.J. Ericksson, "Development of the filtered-U algorithm for active noise control", *J. Acoust. Soc. Amer.*, pp.257-265, 1991.
7. P.A. Nelson, A.R.D. Curtis, S.J. Elliott, A.J. Bullmore, "The active minimization of harmonic enclosed sound fields, part 1: theory", *J. Sound and Vibration.*, Vol.117, No.1, pp.1-13, 1987.
8. P.A. Nelson, A.R.D. Curtis, S.J. Elliott, A.J. Bullmore, "The active minimization of harmonic enclosed sound fields, part 2: a computer simulation", *J. Sound and Vibration*, Vol.117, No.1, pp.15-33, 1987.
9. P.A. Nelson, A.R.D. Curtis, S.J. Elliott, A.J. Bullmore, "The active minimization of harmonic enclosed sound fields, part 3: experimental verification", *J. Sound and Vibration*, Vol.117, No.1, pp.35-58, 1987.
10. P.A. Nelson, S.J. Elliott, *Active Control of Sound*, Academic Press, London, 1992.
11. Hamada, H., Miura, T., Takahash, M. & Oguri, Y. "Adaptive noise control system in air-conditioning ducts." *Inter-Noise 88*, Proceedings. Avignon, France pp.1017-1020, 1988.