

〈 논 문 〉

# 실내소음 저감을 위한 능동패널의 체속도 제어

## Volume Velocity Control of Active Panel to Reduce Interior Noise

김 인 수\*

In-Soo Kim

(1998년 7월 15일 접수 ; 1998년 12월 24일 심사완료)

**Key Words** : Hybrid Controller(혼합형 제어기), Active Panel(능동 패널), Volume Velocity(체속도), Active Structural Acoustic Control(능동 구조 음향제어)

### ABSTRACT

This paper presents a method of actively controlling the interior noise by a trim panel with hybrid feedforward-feedback control loop. The control technique is designed to minimize the vibration of panel whose motion is limited to that of a piston (out-of-plane motion). The hybrid controller consists of an adaptive feedforward controller in conjunction with a linear quadratic Gaussian (LQG) feedback controller. In order to maintain control performance of both persistent and transient disturbances, the feedback loop speeds up the adaptation rate of feedforward controller by improving damping capacity of secondary plant related with the adaptation rule. Numerical simulation and experimental result indicate that the hybrid controller is a more effective method for reducing the vibration of the panel (and therefore the interior noise) compared to using feedforward controller.

### 1. 서 론

저주파수 대역의 실내 소음저감을 위한 실용적 방안으로 능동 구조 음향제어 (Active Structural Acoustic Control) 에 관한 연구가 최근 활발히 진행되고 있다<sup>(1)</sup>. 능동 구조 음향제어는 실내벽면을 형성하는 패널에 진동제어기를 부착시켜 패널에 의한 음향방사를 감소시킴으로써 실내소음을 줄이는 방법이다. 음향방사면에서 가장 효율적인 패널진동은 단극 (monopole) 음원을 구성하는 피스톤 강제 모드로서 이것의 제어에는 1개의 구동기만이 필요하며 록킹 모드 (rocking mode) 를 포함하는 강제모

드 진동제어에는 3개의 구동기가 요구된다. 이에 따라 패널의 주요 진동성분이 소수의 강제모드로 이루어진 경우에는 능동 구조 음향제어 기법이 실내 소음저감에 효과적으로 적용될 수 있다<sup>(2)</sup>. Pierre<sup>(3)</sup> 에 의하면 외부로부터 패널을 통하는 구조소음의 전달손실을 최대화하기 위해서는 패널의 총 음향 체속도를 최소화 하여야 한다. Thomas<sup>(4)</sup>는 복잡한 모드 성분으로 구성된 패널진동계의 경우에는 모드성분들을 보다 저효율의 음향방사가 이루어지도록 재구성함으로써 소음저감이 이루어 질 수 있음을 보였다. 다양한 제어기 구조 및 설계기법이 능동 구조 음향제어에 적용되어 왔으며, 일반적으로 되먹임 제어기는 외란과 상관도가 높은 기준신호의 취득이 어려운 경우에 사용될 수 있고 LQG (linear quadratic Gaussian) 제어 또는  $H_{\infty}$  제어 등의 최적 제어기

\* 정회원, 금오공과대학교 기계공학과

법은 단속적 또는 과도적 외란진동 제어에 효과적인 것으로 알려져 있다<sup>(5~7)</sup>. Filtered-x LMS<sup>(8)</sup> 또는 filtered-u LMS<sup>(9)</sup> 알고리즘 등을 이용하는 적응 앞먹임 제어기는 지속적인 외란에 효과적으로 적용될 수 있다. Snyder 등<sup>(10,11)</sup>에 의하면 상기의 적응 앞먹임 제어기 알고리즘의 수렴특성은 구동계의 동특성 및 모델오차에 의존한다.

본 연구에서는 항공기 동체내의 실내소음 저감에 초점을 두고, 외부로부터의 공력 음향적 또는 구조적 가진에 의해 유발되는 패널 진동을 능동제어함으로써 실내에 발생하는 소음을 감소시키는 방법을 다루고자 한다. 외부로부터 실내공간 내로의 모든 음향전달 경로가 패널에 의해 간섭될 수 있는 경우에는 이같은 패널의 국부적 진동제어를 통하여 전체적인 실내소음 저감을 이룰 수 있다. 패널의 진동제어를 위해 본 연구에서 채택한 제어기 구조는 앞먹임 제어기와 되먹임 제어기가 결합된 혼합형 제어기 구조이다. 이에 따라 되먹임회환이 앞먹임제어기의 수렴특성에 미치는 영향에 관한 이론적 분석을 기초로 지속적인거나 과도적인 외란소음 제어에 효과적인 혼합형 제어기의 적용기법을 제안한다. 아울러 능동 패널을 구현하고 실험을 수행함으로써 능동 구조 음향제어에 관한 실용성을 검토한다.

## 2. 능동 구조 음향제어의 개념

한면이 차단된 (baffled) 정사각형 패널 진동에 의해 방사되는 원 음장 (far field)  $p(R, \theta, \phi)$ 은 다음과 같은 Rayleigh 방정식<sup>(3,12)</sup>에 의해 기술된다.

$$p(R, \theta, \phi) = \frac{\rho e^{ikR}}{2\pi R} \iint_{-L}^L \ddot{w}(x_0, y_0) e^{-ik \sin \theta (x_0 \cos \phi + y_0 \sin \phi)} dx_0 dy_0 \quad (1)$$

여기서  $\rho$ 는 매질 밀도이고  $k$ 는 음파수 (acoustic wave number)이다.  $2L$ 는 패널의 길이,  $\ddot{w}(x_0, y_0)$ 는 패널상의 특정 위치  $(x_0, y_0)$ 에서의 패널 가속도,  $(R, \theta, \phi)$ 는 패널의 중심으로부터 거리가  $R$ 인 관점의 극좌표이다. 패널이 피스톤식 운동을 하는 경우에는 패널상의 가속도가 균일하므로 식 (1)은 다음과 같이 간략화 된다.

$$p(R, \theta, \phi) = \frac{2\rho e^{ikR} \ddot{w} \sin \gamma_x L \sin \gamma_y L}{\pi R \gamma_x \gamma_y} \quad (2)$$

여기서  $\gamma_x = k \sin \theta \cos \phi$ 이고,  $\gamma_y = k \sin \theta \sin \phi$ 이

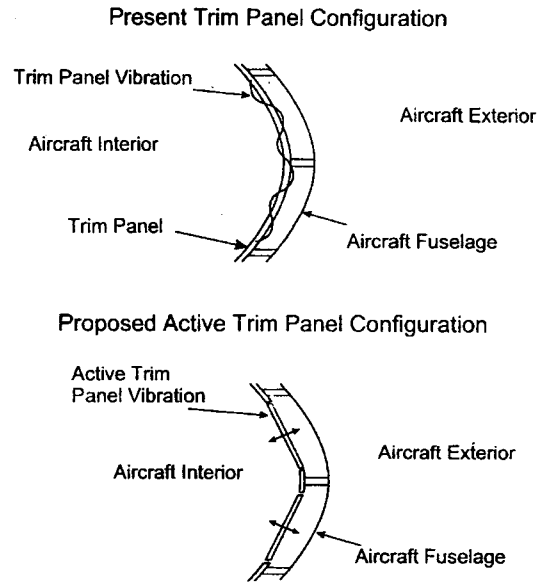


Fig. 1 Diagram of current and proposed trim panel configuration

다.  $\gamma_x L, \gamma_y L \ll 1$ 이 성립되는 저주파 진동의 경우에는 식 (2)는 다음과 같이 정리된다.

$$p(R, \theta, \phi) = \frac{2\rho e^{ikR} \ddot{w} L^2}{\pi R} \quad (3)$$

식 (3)은 저주파 피스톤식 패널진동에 의해 방사되는 음압이 패널진동 감소에 비례적으로 감소됨을 보이고 있다. Fig. 1은 항공기 실내소음제어를 위해 적용된 능동 패널 진동 제어계의 개념도를 보인 것이다. 엔진부에 근접된 패널과 같이 높은 진동수준 하에 놓여 있고 복잡한 진동모드를 이루는 대형 패널부를 주요 진동성분이 강체모드만으로 이루어지도록 소형의 패널들로 분할함으로써 각각의 분할된 패널진동이 인접된 패널들과 독립적이 되도록 할 수 있다. 이들 패널 각각에 구동기를 부착시켜 진동제어를 수행하면 외부로부터의 공력 가진 또는 구조적 가진에 기인하는 항공기 실내소음을 전체적으로 감소시킬 수 있게 된다.

## 3. 능동 패널 제어기의 설계

### 3.1 적응 앞먹임 제어기

Fig. 2는 filtered-x LMS 알고리즘에 의해 적용되는 앞먹임 제어기의 블록선도를 보인 것이다. 오차 가속도계에 의해 측정된 잔류진동  $e(k)$ 는 외란

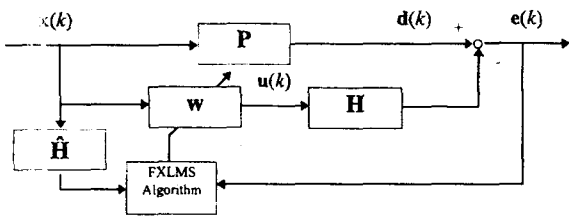


Fig. 2 Block diagram of the FXLMS algorithm

진동과 구동기에 의해 발생된 진동사이의 간섭결과이다. 구동계  $H$ 와 앞먹임 제어기  $W_k$ 를 각각 차수  $p$ 와  $q$ 의 FIR 필터 (finite impulse response filter)로 표현하면 (즉,  $H=[h(0), h(1), \dots, h(p)]^T$ ,  $W=[w_k(0), w_k(1), \dots, w_k(q)]^T$ ) 잔류진동  $e(k)$ 는 식 (4)와 같다. 구동계에는 구동기, 가속도계 및 이들 사이의 패널진동 전달특성 등이 포함된다.

$$e(k) = d(k) - \sum_{j=0}^p \sum_{i=0}^q h(j)w_{k-j}(i)x(k-j-i) \quad (4)$$

여기서  $d(k)$ 는 오차 가속도계에서의 외란진동,  $x(k)$ 는 외란과 상관관계가 높고 구동기에 의해 발생된 진동과는 비상관 관계의 기준 입력신호,  $k$ 는 적응제어기가 갱신되는 이산시간을 의미한다.

Filtered-x LMS 알고리즘은 제어기계수를 다음과 같이 순간 잔류진동 신호의 구배 (gradient)에 기초하여 매 샘플 시마다 갱신한다.

$$\begin{aligned} w_{k+1}(i) &= w_k(i) + 2\eta e(k) \sum_{j=0}^q h(j)x(k-j-i) \\ &= w_k(i) + 2\eta e(k) f(k-i) \end{aligned} \quad (5)$$

여기서  $\eta$ 는 수렴계수로서 제어기의 적응속도를 결정한다.  $f$ 는 구동계에 기준신호를 입력하여 얻어진 filtered-x 신호이다.

$$f(k-i) = \sum_{j=0}^p h(j)x(k-j-i) \quad (6)$$

앞먹임 제어기의 적응이 구동계의 응답속도에 비해 저속으로 이루어진다는 가정하에, filtered-x LMS 알고리즘의 안정 수렴계수의 범위는 다음과 같이 결정된다<sup>(10~13)</sup>.

$$0 < \eta < 1 / \sum_{i=0}^q f^2(k-i) \quad (7)$$

적응제어기가 수렴된 후에는 진동제어 과정은 정상

상태의 불규칙과정으로 간주될 수 있으므로 식 (7)의  $\sum_{i=0}^q f^2(k-i)$ 항은  $(q+1)\sigma_f^2$ 와 같게 되어 식 (7)에 의해 결정되는 수렴계수 범위는 최급구배 (steepest descent) 알고리즘에 대한 수렴계수의 안정범위와 같게 된다. 여기서  $\sigma_f^2$ 는 filtered-x 신호에 대한 분산이다. 식 (7)에서 보여진 바와 같이 filtered-x LMS 알고리즘의 수렴속도는 filtered-x 신호의 제곱 또는 구동계 충격응답함수의 크기 제곱에 반비례함을 알 수 있다. 따라서 외란진동의 주파수 성분이 구동계의 공진주파수에 근접되어 있는 경우에는 적응 앞먹임 제어기의 수렴속도는 매우 저속으로 설정되어야 하며, 과도적 또는 단속적 외란과 같이 외란성분이 빈번하게 변동되면 이같은 적응 앞먹임 제어기는 충분한 제어성능을 유지할 수 없게 된다.

### 3.2 혼합형 제어기

앞 절에서 지적된 filtered-x LMS 알고리즘에 의한 적응 앞먹임 제어기의 부적절함을 보완하기 위하여, 뒤먹임 제어기를 구동계의 감쇠능을 증가시키도록 설계하고 이를 앞먹임제어기와 결합함으로써 구동계의 공진주파수 대역에 존재하는 외란진동의 경우에도 제어기의 수렴속도를 고속으로 유지할 수 있는 혼합형 제어기가 사용될 수 있다. 이것이 본 연구에서 혼합형 제어기를 사용하는 기본 개념이다.

#### (1) 뒤먹임제어와 결합된 적응 앞먹임 제어기

Fig. 3은 혼합형 제어기의 블록선도를 보인 것으로서 이것의 응답해석은 주파수영역에서 편리하게 이루어 질 수 있다.  $G(j, \omega)$ 는 뒤먹임 제어기,  $W(j, \omega)$ 는 앞먹임 제어기의 주파수에서의 특성을 표현한다. Fig. 3으로 부터 오차 가속도계에서의 잔류진동신호  $E(j, \omega)$ 는 다음과 같다(식의 간략화를 위해 항  $(j\omega)$ 를 아래식들에서는 생략됨).

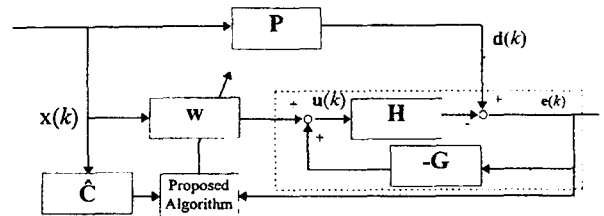


Fig. 3 Block diagram of the hybrid feedback and adaptive feedforward control system

$$E = \frac{D}{1-HG} - \frac{HWX}{1-HG} \quad (8)$$

여기서  $D$ 는 오차 가속도계에서의 외란진동이다. 앞먹임 제어기를  $W$ 에 관한  $J = E^* E$ 의 복소구배 (complex gradient)를 이용하여 적응시키면 다음과 같은 주파수영역의 제어기 적응법칙이 유도된다.

$$W(k+1) = W(k) + 2\gamma \left[ \frac{HX}{1-HG} \right]^* E(k) \quad (9)$$

여기서 첨자 (\*)는 복소공액전치 (complex conjugate transpose),  $\gamma$ 는 수렴계수를 표시한다. 식 (9)는 앞먹임 제어기와 되먹임 제어기가 결합되어 있는 경우에는 구동계  $H$  대신에 페루프 전달함수  $C = H / (1-HG)$ 에 의해 필터링된 기준신호를 이용하여 앞먹임 제어기를 적응시켜야 함을 보이고 있다. 식 (9)는 다음과 같이 시간영역의 제어기 적응법칙으로 치환될 수 있다<sup>(13)</sup>.

$$w_{k+1}(i) = w_{k+1}(i) + 2\gamma e(k) \sum_{j=0}^p c(j)x(k-j-i) \quad (10)$$

여기서  $p'$  차수의 FIR 필터계수  $[c(0), c(1), \dots, c(p')]$ <sup>T</sup>는 페루프 전달함수의 충격응답함수이다. 되먹임 제어기가 구동계의 감쇠능을 증가시키도록 설계된다면 페루프 전달함수에 대한 FIR필터  $[c(0), c(1), \dots, c(p')]$ <sup>T</sup>는 구동계에 대한 FIR필터 계수  $[h(0), h(1), \dots, h(p')]$ <sup>T</sup>에 비해 모델차수 및 응답크기 면에서 획기적으로 작아질 수 있음을 유의하여야 한다. 이에 따라 식 (5), (7), (10)으로 부터 유추될 수 있는 바와 같이 혼합형 제어기 구조하의 앞먹임 제어기의 수렴계수  $\gamma$ 를 앞먹임 제어기가 단독으로 구동되는 경우의 수렴계수  $\eta$ 보다 크게 설정할 수 있고, 그 결과 혼합형제어기를 이용하면 제어기의 적응속도가 획기적으로 증가되어 지속적 진동제어뿐만 아니라 주파수 특성이 빈번히 변동되는 과도적 진동의 제어에도 적용 가능하게 된다. 이밖에  $p' < p$ 이므로 제어기 적응에 소요되는 이산신호처리장치 연산량도 감소되어 샘플링 속도를 증가시킬 수 있다.

(2) 되먹임 제어기의 설계

앞먹임 제어기가 식 (10)에 의해 적응되는 경우, 되먹임회환의 결합효과는 자동적으로 보정되므로 되먹임 제어기의 설계는 앞먹임 제어기와는 독립적

으로 이루어질 수 있다. 되먹임 제어기 설계를 위해 다양한 상태공간모델 기법이 이용될 수 있으나<sup>(5)</sup> 본 연구에서는 LQG 최적기법을 적용하기로 한다. 일반적으로 되먹임 제어기의 설계를 위해서는 구동계 및 외란계의 응답특성을 표현하는 모델이 요구된다. 외란계의 모델규명이 가능하지 않은 경우에는 외란의 주요 주파수성분을 표현하기 위한 형상필터 (shaping filter)<sup>(7)</sup>가 외란계로 이용될 수도 있다. 되먹임 제어기의 진동제어 성능은 식 (8)에 보인 바와 같이 감도전달함수 (sensitivity transfer function)  $1 / (1-HG)$ 에 의해 결정된다. 이에 따라 되먹임 제어기만으로 이루어진 진동제어기 설계 시에는 감도전달함수를 주요 외란 주파수대역에 대해 최소화하도록 되먹임 제어기를 구성하면 된다. 그러나 혼합형 제어기구조하의 되먹임 제어기의 목적은 감도 전달함수의 최소화과 더불어 페루프 전달함수의 과도응답특성을 향상시켜 앞먹임 제어기의 수렴속도를 증가시키는 것이다. 통상의 진동제어계의 응답특성에는 시간지연특성이 포함되어 있어서 되먹임 제어계의 안정도 유지를 위하여 되먹임루프의 이득을 상당부분 한정시켜야 한다. 이로 인하여 혼합형 제어기구조하의 되먹임 제어기는 서로 상충될 수도 있는 상기의 2가지 목적이 적절히 조정된 설계사양을 기초로 설계되어야 한다. 외란계를 포함한 능동진동계는 다음과 같은 상태공간모델로 표현 가능하다.

$$x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) + Lw(k) \quad (11)$$

$$y(k) = Cx(k) + Du(k) + n(k) \quad (12)$$

여기서  $A, B, C, D$  및  $L$ 은 구동계 및 외란계의 시스템 행렬,  $x(k)$ 는 상태변수,  $u(k)$ 는 제어신호,  $y(k)$ 는 출력이다. 외란  $w(k)$ 와 센서잡음  $n(k)$ 를 강도(intensity)  $Q_0$ 와  $R_0$ 의 정상상태 가우스 불규칙과정 (Gaussian random process)으로 가정하면, LQG 제어신호는 다음과 같이 상태변수의 되먹임 이득  $K$ 에 의해 구성된다.

$$u(k) = -Kx(k) \quad (13)$$

이득  $K$ 는 성능지수  $\sum_{k=0}^{\infty} [x^T(k)Qx(k) + u^T(k)Ru(k)]$ 를 최소화 하도록 다음과 같이 결정된다.

$$K = (R + B^T P_r B)^{-1} B^T P_r A \quad (14)$$

여기서  $P_r$ 는 다음과 같은 제어 Riccati 방정식의 해

이고  $Q, R$ 는 제어기 성능 및 제어기 출력의 가중치와 관련된 양 한정 행렬이다.

$$A^T P_k A - P_k - A^T P_k B (R + B^T P_k B)^{-1} B^T P_k A + Q = 0 \quad (15)$$

측정된 출력에 기초하여 다음과 같은 현재형 Kalman 필터가 상태변수의 관측에 이용될 수 있으므로 관측된 상태변수는 식 (13)에 의한 제어출력 연산에 사용된다.

$$\hat{x}(k+1) = A\hat{x}(k) + Bu(k) + K_e[y(k) - C\hat{x}(k) - Du(k)] \quad (16)$$

여기서  $\hat{x}(k)$ 는 관측된 상태변수이고  $K_e$ 는 Kalman 필터의 이득으로서 다음식으로 부터 연산된다.

$$K_e = AP_k C^T (CP_k C^T + R_0)^{-1} \quad (17)$$

$$AP_k A^T - P_k - AP_k C^T (CP_k C^T + R_0)^{-1} CP_k A^T + LQ_0 L^T = 0 \quad (18)$$

되먹임 제어기의 성능 즉, 구동계의 감쇠능 향상과 외란진동의 저감이 만족되도록 LQG 제어기 설계를 위해서는 다양한 가중치 행렬  $Q, R, Q_0$  및  $R_0$ 를 이용하여 반복적인 시행오차법을 적용하는 과정이 요구된다.

#### 4. 모의실험 및 토의

혼합형 제어기의 특성을 보이기 위하여 65 Hz 와 125.5 Hz에서 공진주파수를 갖는 구동계 (Table 1 참조)에 대해 모의실험을 수행하였다. 모의실험의 간략화를 위해 외란계는 3샘플시간 지연 즉,  $z^{-3}$ 을 제외하고는 구동계와 동일하게 설정하였다. Fig. 4는  $Q_0 = 400, R_0 = 1, Q_0 = 400 C^T C, R = 1$  가중치를 이용하여 설계된 LQG 되먹임 제어기에 대한 페르프 전달함수를 보인 것으로서, 구동계에 비하여 공진주파수에서의 감쇠능이 향상되어 있음을 알 수 있다. 이같은 되먹임 제어기를 앞먹임제어기에 결합

Table 1 The computer simulation model of the secondary plant

Zero (z)	Poles (z)
$0.9822 \pm 0.1456 i$	$0.9742 \pm 0.1889 i$
0.9608	$0.9902 \pm 0.0808 i$

시킨 혼합형 제어기의 수렴특성을 파악하기 위하여 외란신호로서 과도적 정현 (transient harmonic) 신호를 이용하였다. 외란신호는 0.8초에서 65 Hz 정현파에서 125.5 Hz의 정현파로 순간적으로 바뀌도록 하였고 제어기는 0.2초 이후에 구동되도록 하였다 (샘플주파수는 5 kHz로 설정됨). Fig. 5(a), (b), (c)는 각각 되먹임 제어기, 앞먹임 제어기 및 혼합형 제어기의 외란에 대한 시간영역에서의 응답들을 보인 것이다. 혼합형 제어기의 성능이 LQG 되먹임 제어기 또는 적응 앞먹임 제어기가 단독으로 동작되는 경우에 비하여 잔류진동의 크기 및 수렴속도 면에서 우수함을 알 수 있다. 앞절에서 언급된 바와

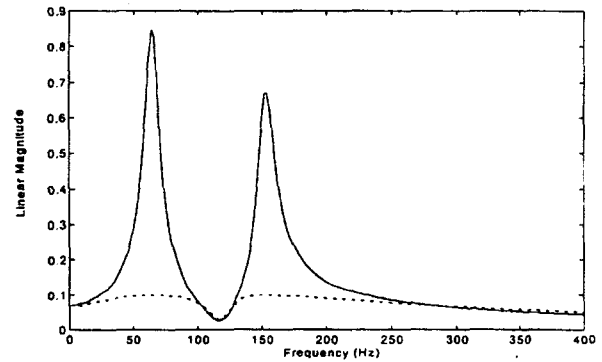


Fig. 4 Comparison between the transfer function for the secondary plant and the transfer function for the closed-loop system: —, transfer function of the secondary plant; ----, closed-loop transfer for the LQG feedback control system

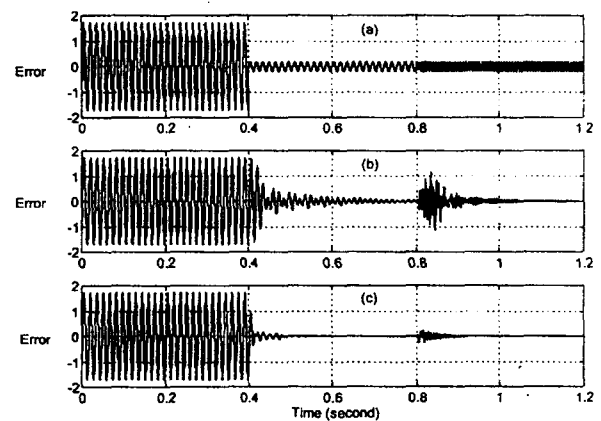


Fig. 5 Simulation for the time histories of disturbance rejection. (a) LQG feedback control; (b) FXLMS algorithm; (c) Hybrid control

같이 filtered-x LMS 및 제안된 알고리즘의 수렴속도는 filtered-x 신호의 분산값에 의해 결정되며 filtered-x LMS와 제안된 알고리즘에 대한 분산치가 각각 438과 6임이 이같은 결과를 설명한다. 모의 실험결과로부터 혼합형 제어기는 과도적 외란 및 지속적 외란 모두에 효율적인 성능을 유지할 수 있음을 알 수 있으며, 이는 되먹임 제어기의 감쇠기능이 과도적 외란에 대한 제어기의 신속한 정상상태로의 복귀를 가능하게 하며 앞먹임 제어기는 지속적인 외란에 대한 잔류응답을 최소화하도록 작동되기 때문이다.

## 5. 실험

### 5.1 실험장치

Fig. 6은 패널의 능동 제어계를 보인 것이다. 저주파대역(0~500 Hz)의 굽힘진동을 최소화 하기 위해 8.9 cm(경계부 제외)의 정사각형 패널을 벌집형상의 경량 고강도 복합재료로 제작하였고 패널운동을 제어하기 위해 전자기형 구동기를 패널의 내부 콘에 부착시켰다. 패널 지지부는 스파이더(spider),

유연 경계부 및 내부 콘으로 구성되어 공력 가진 시에 패널에 피스톤식 진동이 발생되도록 설계하였다. 패널의 공력 가진을 위해 원통형의 실내공간 밀면에 대형 스피커를 설치하였고, 대형 스피커에 의해 발생된 소음은 단지 상층부에 설치된 패널의 진동에 의해 외부로 전달되도록 원통형실내를 모래를 이용하여 외부와 차폐시켰다. 패널의 이산제어기는 12-비트 A/D변환기, D/A변환기 및 마이크로프로세서(TMS320C40)가 부착된 이산신호처리기(Spectrum, QPC40)를 이용하여 구현하였다. 패널 진동 측정은 패널 중앙부에 설치된 가속도계를 이용하였고 음압 저감수준 측정을 위해 패널로부터 1.3 cm 상단에 마이크로폰을 설치하였다. 신호분석기(HP35660)가 제어성능평가 및 외란신호 발생을 위해 사용되었고, D/A변환기로 부터의 고주파성분을 제거하기 위해 1.6 kHz 차단주파수를 갖는 저주파통과 필터를 이용하였다

### 5.2 실험 및 토의

패널의 4구석에서의 진동 응답들 사이의 전달함수 크기 및 위상을 측정, 비교함으로써 패널의 운동이

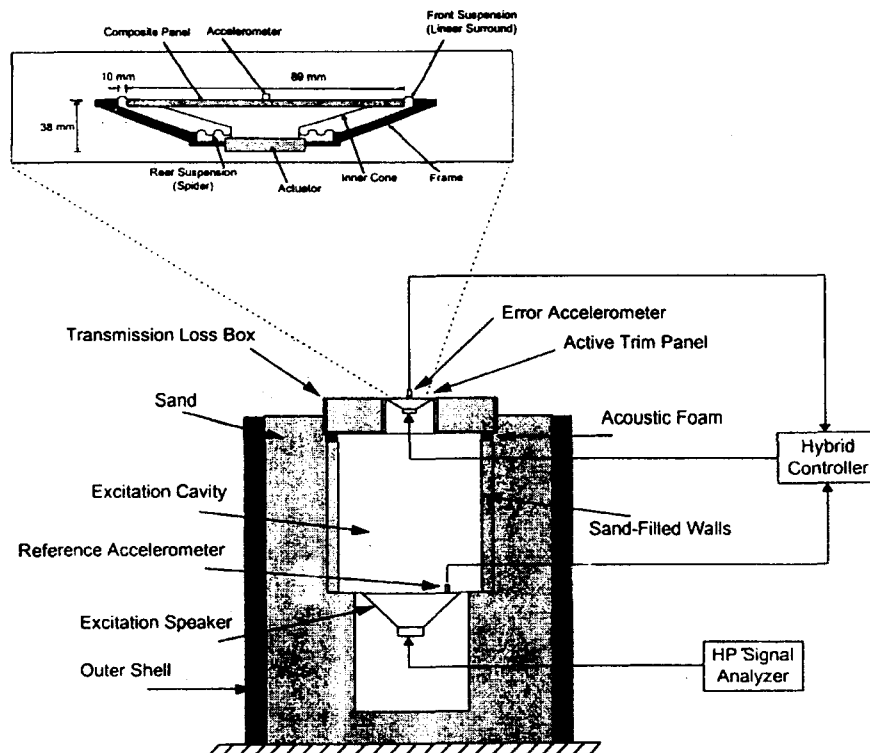


Fig. 6 Schematic diagram of the active trim panel, and the experimental set-up which simulates acoustic excitation

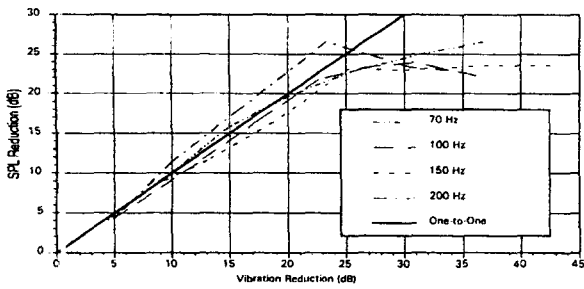


Fig. 7 Velocity amplitude vs. sound pressure level reductions 70, 100, 150, 200 Hz acoustic excitation and theoretical one-to-one correspondence

Table 2 Identified model for the secondary plant

Zero (z)	Poles (z)
2.8750	0.7679
1.0410	$-0.0903 \pm 0.9656 i$
0.9407	$0.0767 \pm 0.8772 i$
$0.3192 \pm 2.4247 i$	$0.6565 \pm 0.7374 i$
$-0.2870 \pm 0.8911 i$	$0.9776 \pm 0.0844 i$
$0.0853 \pm 0.8810 i$	$0.0422 \pm 0.5838 i$
$0.6610 \pm 0.7277 i$	

관심 주파수대역(500 Hz 이하)에서는 근사적으로 피스톤 모드만으로 이루어져있음을 확인하였다. Fahy<sup>(4)</sup>에 의하면  $ka \approx 1$ (k:음파수, a:패널의 최대 변위 길이)까지의 주파수대역에서는 패널의 피스톤식 진동과 방사 음압 변화량 사이에는 1:1 관계가 있게 된다. 참고로 제작된 패널에 대한  $ka=1$ 는 614 Hz 에서 발생된다. 제작된 패널에 대하여 진동과 음압 사이의 관계를 70, 100, 150 및 200 Hz에서 실험적으로 확인하기 위하여, 40 dB의 음압을 기준점으로 하여 패널진동을 외란 스피커를 이용하여 1 dB 간격씩 낮추면서 발생시켰고 각각의 진동수준에 대하여 패널상부에 설치된 마이크로폰을 이용하여 음압을 측정하였다(Fig. 6참조). Fig. 7은 이같은 실험 결과를 보인 것으로서 대략 23 dB 진동수준이 저감될 때까지는 진동감소와 음압감소비는 근사적으로 1 이 유지됨을 알 수 있다. 23 dB이상의 진동감소의 경우에는 주변의 암소음으로 인하여 진동감소에 대한 음압 감소비가 현저히 줄어들게 되었다.

패널진동 제어기의 설계를 위하여, FFT 분석기를

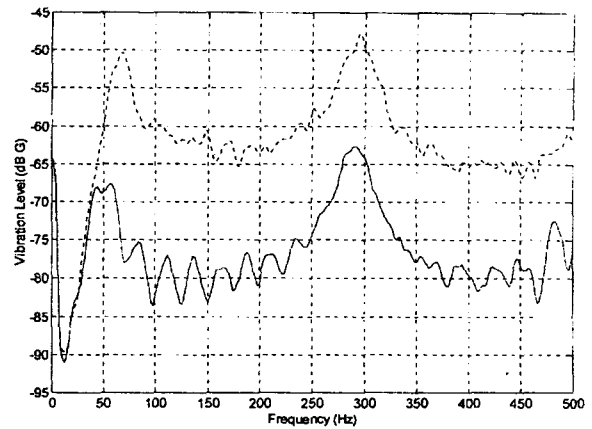


Fig. 8 Comparison between the experimental frequency response for the actuator, identified z-domain transfer function, and the closed-loop transfer function for the LQG feedback control system: —, experimental frequency response, ·····, identified z-domain mathematical model, - - - -, experimental closed-loop transfer function for the LQG feedback control system

이용하여 구동계의 전달함수를 측정하여 Table 2에 보인 바와 같은 11차의 ARMA (auto-regressive moving average) 구동계 모델을 규명하였다. 모델 규명에 이용된 방법은 Markov 변수의 행렬분해를 이용하는 주파수영역의 피팅방법으로서 이 방법은 장애곡을 방지할 수 있으며 모델차수를 최소화 할 수 있다<sup>(15)</sup>. 구동계 전달함수는 패널진동계, 저주파통과 필터, 이산신호처리기 시간지연 등이 포함된 구동 코일 입력신호와 가속도계 출력신호사이의 전달함수이다. Fig. 8은 측정 및 규명된 구동계의 전달함수를 보인 것으로서 고주파대역의 모델오차로 인한 제어기의 스피로버(spill-over) 현상을 방지하기 위하여 규명된 모델에는 1.6 kHz까지의 응답특성이 포함되도록 하였다. 70 Hz 및 1400 Hz 공진은 패널진동계 자체특성에 기인한 것이고 670 Hz의 공진은 원통형 공진내의 음향모드이다.

LQG 되먹임제어기는 다음의 성능지수함수와 관련된 가중치를 사용하여 공진주파수에서의 감쇠능 향상에 주안점을 두고 설계되었다.

$$Q = 50 \times C^T C, Q_0 = 50 \text{ and } R = R_0 = 1$$

Fig. 8로부터 되먹임제어기가 구동계의 공진진폭을 10 dB정도 감쇠시키고 있음을 알 수 있다. 능동패널에 의한 진동저감과 마이크로폰 위치에서의 음압

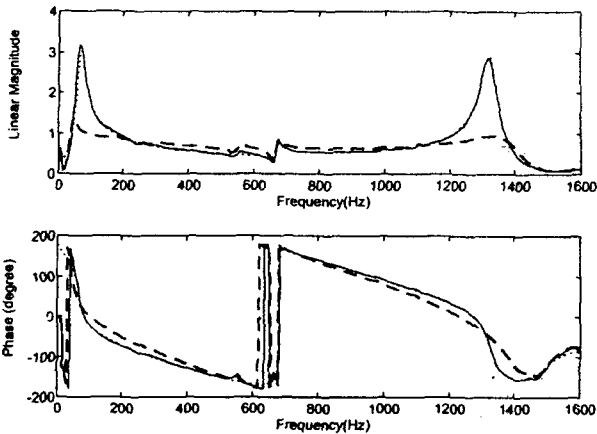


Fig. 9 Vibration magnitudes of the control trim panel: -----, experimental measurement without control; ———, experimental measurement with control

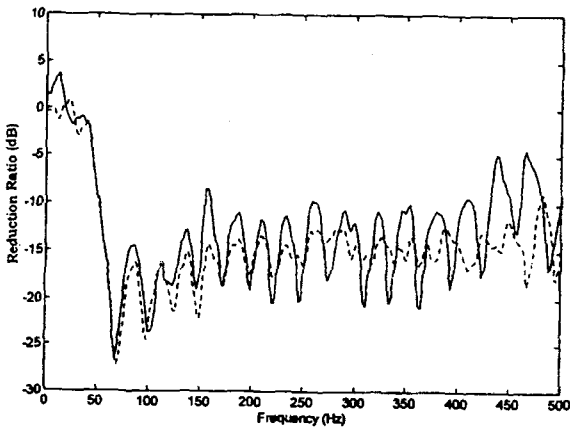


Fig. 10 Reduction of the vibration and the sound pressure level: ———, reduction ratio of sound pressure level; -----, reduction ratio of vibration level

저감을 평가하기 위하여 외란 스피커 구동을 통하여 패널진동을 유발시키고 이를 혼합형제어기를 이용하여 능동제어하는 실험을 수행하였다. 앞먹임 제어기로는 180차의 FIR필터를 이용하였고 3.2절에서 제안된 알고리즘을 이용하여 매 샘플 시마다 제어기를 적응시켰다. 샘플주파수는 외란 주파수대역 및 이산 신호처리장치의 연산능력을 고려하여 5 kHz로 설정하였다. filtered-x 신호를 발생시키기 위하여 페루프 전달함수(되먹임개환이 포함된 구동계 모델)로는 120차의 FIR필터를 이용하였다. Fig. 9는 패널의 능동제어 실험결과를 보인 것으로서 패널진동이 50~500 Hz 대역에 대하여 5~20 dB의 저감이 이루어졌음을 알 수 있다. 50 Hz 이하에서는 구동코일

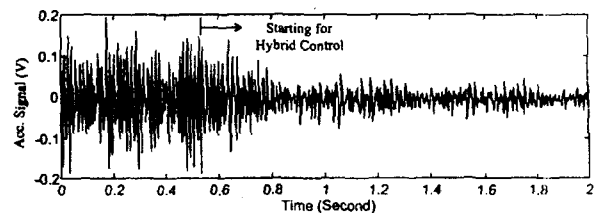


Fig. 11 Time history of the active panel system with hybrid controller

부의 비효율성으로 인하여 진동저감이 불가하였다. Fig. 10은 능동 제어전과 제어후 사이의 패널진동 저감비 및 마이크로폰에서 측정된 음압 저감비를 보인 것으로서 음압 측정은 반 무향실에서 이루어졌으며, 마이크로폰을 패널 상층부와 근접(1.3 cm 격리)시켰다. 앞에서 언급된 바와 같이 패널진동과 음압의 저감비가 거의 동일하게 유지됨을 알 수 있다. 마이크로폰을 패널 상층부로부터 1 m 이상 떨어뜨려 측정할 경우에는 진동 저감비와 음압 저감비 사이에는 더 이상 1:1관계가 유지되지 못하고 마이크로폰 위치변동에 따라 편차가 발생되었으나 음압의 절대적 감소는 유지되었고 이같은 현상은 실내음장 특성 및 주변장치의 암소음 등으로 인한 것으로 사료된다. Fig. 11은 시간영역에서의 잔류진동신호를 보인 것으로서 제어기의 수렴이 2초 내에 이루어짐을 알 수 있다. 이같은 제어기의 수렴특성은 혼합형 구조의 제어기를 이용하여 제어기의 수렴계수를 높게 설정함으로써 얻어진 결과로서(설정치: 0.012). 이에 따라 특성이 빈번히 변동되는 과도적인 외란진동에도 제어기성능을 안정적으로 유지할 수 있었다.

## 6. 결 론

국부적이 아닌 전체적인 실내소음 저감을 기할 수 있는 패널 체속도 능동제어 기법을 기술하였다. 항공기 동체 모형으로서 설계된 능동 패널을 구현하여 실험을 수행한 결과 다음의 결론을 얻었다.

(1) 외부의 구조적 또는 공력적 패널 가진에 의한 소음은 능동 패널을 이용하면 50~500 Hz의 저주파 대역에 대해 음압 수준으로 5~20 dB 저감시킬 수 있다.

(2) 피스톤식 패널 진동제어 경우에 음압과 진동 저감도 사이에는 1:1의 관계가 유지된다.

(3) 구동계에 공진 응답특성이 포함되어 있는 경우에도 혼합형 제어기를 이용하면 적응제어기의 수렴속도를 향상시킬 수 있으며 그 결과 단속적이거나



과도적인 외란에도 제어기의 성능이 효율적으로 유지될 수 있다.

## 후 기

본 연구는 1996년도 후반기 한국과학재단 해외 Pcs:-Doc. 프로그램에 의해 지원되었으며 이에 관계자께 감사 드립니다.

## 참 고 문 헌.

- (1) S. J. Sharp, G. H. Koopmann and W. Chen, 1997, Transmission Loss Characteristics of an Active Trim Panel, Proceedings of Noise-Con Book 2, pp. 149~160.
- (2) C. R. Fuller, 1990, Active Control of Sound Transmission/Radiation from Elastic Plates by Vibration Inputs: I. Analytical Study, Journal of Sound and Vibration Vol. 136, pp. 1~15.
- (3) R. L. St. Pierre, Jr., W. Chen and G. H. Koopmann, 1996, Design of Adaptive Panels with High Transmission Loss Characteristics, 2nd AIAA/CEAS Aeronautics Conference AIAA 96-1700.
- (4) D. R. Thomas, P. A. Nelson, R. J. Pennington and S. J. Elliott, 1995, An Analytical Investigation of the Active Control of the Transmission of Sound Through Plates, Journal of Sound and Vibration, Vol. 181, pp. 525~539.
- (5) R. Shoureshi, L. Brackney, N. Kubota and G. Batta, 1993, A Modern Control Approach to Active Noise Control, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.115, pp. 673~678.
- (6) B. A. Francis, 1986, A course in H Control Theory, New York, Springer-Verlag.
- (7) W. R. Saunders, H. H. Robertshaw and R. A. Burdisso, 1996, A Hybrid Structural Control Approach for Narrow-Band and Impulsive Disturbance Rejection, Noise Control Engineering, Vol. 44, pp. 11~21.
- (8) J. C. Burgess, 1981, Active Adaptive Sound Control in a Duct: A Computer Simulation, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 70, pp. 715~725.
- (9) L. J. Eriksson, M. C. Allie and R. A. Greigner, 1987, The Selection and Application of an IIR Adaptive Filter for Use in Active Sound Attenuation, IEEE Transaction on Acoustics, Speech and Signal Processing Vol. 35, pp. 433~37.
- (10) S. D. Snyder and C. H. Hansen, 1990, The Influence of Transducer Transfer Functions and Acoustic Time Delays on the Implementation of the LMS Algorithm in Active Noise Control System, Journal of Sound and Vibration, Vol. 141, pp. 409~424.
- (11) I. S. Kim, H. S. Na, K. J. Kim and Y. Park, 1994, Constraint Filtered-x and Filtered-u Least-Mean-Square Algorithms for the Active Control of Noise in Ducts, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 95, pp. 3379~3389.
- (12) P. A. Nelson and S. J. Elliott, 1992, Active Control of Sound, California, Academic Press.
- (13) Y. R. Ho, I. S. Kim, W. Chen and G. H. Koopmann, 1997, Active Control of Broadband Sound Transmission Using Feedback and Feedforward Techniques, Proceedings of Noise-Con Book 2, pp. 161~172.
- (14) F. Fahy, 1985, Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response, California, Academic Press.
- (15) J. N. Juang, 1994, Applied System Identification, Englewood Cliffs, New Jersey, Prentice Hall.