

〈논 문〉

음향 인텐시티를 이용한 관 외부 방사 소음의 능동 제어

Active Control of External Noise Radiated from Duct Using Sound Intensity

강 성 우* · 김 양 한**

Seong-Woo Kang and Yang-Hann Kim

(1997년 2월 3일 접수 ; 1997년 3월 24일 심사완료)

ABSTRACT

Mean active intensity based active control for the cancellation of radiated noise out of the duct exit is studied. The active intensity control strategy is derived based on the relation of the exterior sound field out of the duct termination and interior sound field of the duct. One of the characteristics of this control strategy is that the control performance can be maintained regardless of the sensor location, compared with the conventional local pressure control methods at either interior downstream or exterior field positions. It is also suggested that the digital filtering for the active intensity control can be achieved by time-domain filtered-x LMP (Least-Mean-Product) adaptive algorithm. Experiments for an open-ended duct are performed to compare the active intensity control performance with conventional pressure control one. Active control experiment of local sound pressure is conducted by widely used filtered-x LMS adaptive algorithm, and active intensity control implementation uses the derived filtered-x LMP algorithm. It is shown that the exterior sound fields was much better observable by sensing of the active intensity than by just sound pressure. It is also demonstrated that the global control performance of external field by acoustic intensity is superior to the conventional sound pressure control performance.

1. 서 론

관 소음의 능동 제어는 능동 소음 제어의 전통적인 주제로서 이론적으로 뿐만 아니라 실험적으로 다양한 연구가 이루어져 왔다^[1~7]. 관 내 능동 소음을 구현하기 위한 신호 처리 방법 역시 꾸준히 연구 되어졌으며, 최소 평균 자승(LMS ; Least-Mean-Square) 알고리즘의 수정된 형태인 filtered-x LMS 알고리즘^[8] 또는 recursive LMS 알고리즘^[9]이 그 근간을 이루고 있다. 그러나, 이러한 연구들은 대부분 관 내부의 한 지점에서의 음압을 제어하기 때문에

외부로 방사되는 소음에 대해 그 가관측성면에서 한계가 있다.

음향학적 입장에서 관의 출구로부터 방사되는 소음은 일반적으로 출구에서 방출되는 음향 파워에 의해 결정되어진다고 할 수 있다. 이로부터 외부로의 방사 소음을 능동적으로 제어하기 위하여는 관 출구에서의 방사 음향 파워를 제어하는 것이 타당하다는 사실을 정성적으로 유추할 수 있다.

본 연구에서는 임의의 외부 공간으로 전파되어 나가는 관 소음을 능동적으로 제어하기 위한 목적하에, 능동 제어 입장에서 관 내 음향 인텐시티가 외부 음장을 지배함을 고찰하고, 음향 인텐시티를 능동 제어하기 위한 적절한 신호 처리 방법과 실험 결과를 보이고자 한다.

*정회원, 삼성전자(주) 기술 총괄 기반 기술 센터

**정회원, 한국과학기술원 기계공학과, 소음 및 진동
제어 연구센터

2. 음향 인텐시티에 의한 관 외부 방사 소음의 제어 가능성

2.1 유한 관 내부 음장과 외부 음장

Fig. 1은 두 개의 소음원으로 구성되는 유한 길이의 관 내부 음장과 관 외부 음장의 관계를 보여주고 있다. 주 음원은 x_p 위치에서 체적 속도 q_p 를 가지며, 제어 음원은 x_s 위치에서 체적 속도 q_s 로 구동되고 있는 상황을 생각하여 보자. 관 양단의 경계 조건은 음향 임피던스 Z_o, Z_t , 또는 복소 반사 계수 R_o, R_t 로 각각 표현할 수 있다. 또한, 관의 단면 길이에 비하여 충분히 긴 파장의 저주파수 소음을 가정하여 평면파 소음을 다루기로 한다.

관 내부 제어 음원 하류에서의 음압 p_d 는 우측으로의 진행파 p_d^+ 와 좌측으로의 진행파 p_d^- 들의 선형 중첩에 의해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$p_d(x) = p_d^+(q_p, q_s) e^{-j k x} + p_d^-(q_p, q_s) e^{+j k x} \quad (1)$$

여기에서

$$\begin{aligned} p_d^+(q_p, q_s) &= \frac{\rho c}{2S} \left\{ \frac{R_0 e^{jk(L-x_p)} + e^{jk(L+x_p)}}{e^{j k L} - R_0 R_t e^{-j k L}} q_p \right. \\ &\quad \left. + \frac{R_0 e^{jk(L-x_s)} + e^{jk(L+x_s)}}{e^{j k L} - R_0 R_t e^{-j k L}} q_s \right\} \end{aligned} \quad (2a)$$

$$p_d^-(q_p, q_s) = R_t e^{-j k L} p_d^+(q_p, q_s) \quad (2b)$$

S 는 관의 단면적을 나타내며, ρ 와 c 는 각각 매질의 밀도와 음속을 나타낸다.

관 내부 $\vec{\xi}$ 위치에서의 음압 $p_e(\vec{\xi})$ 는 헬름홀츠 적분 방정식(Helmholtz integral equation)⁽¹⁰⁾으로부터 다음과 같이 표현할 수 있다.

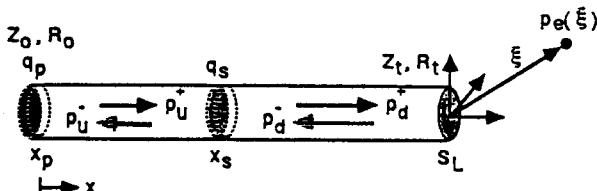


Fig. 1 Internal and external sound field of duct in which a primary source located at x_p with strength q_p and a secondary source at x_s with q_s . Z_o, R_o and Z_t, R_t are acoustic impedances at both ends and S_L is crosssectional area at $x=L$. p_u^+, p_d^+ and p_d^-, p_d^- mean the propagating and reflected sound pressures in up(stream and downstream fields, and $p_e(\vec{\xi})$ is sound pressure in the exterior field.

$$p_e(\vec{\xi}) = jk\rho c \int_{S_L} u(\vec{\xi}_L) G_e(\vec{\xi} | \vec{\xi}_L) dS_L \quad (3)$$

여기에서 $u(\vec{\xi}_L)$ 와 S_L 은 각각 관 끝단 $x=L$ 에서의 입자 속도와 단면적을 나타낸다. 또한 $G_e(\vec{\xi} | \vec{\xi}_L)$ 는 $\vec{\xi}_L$ 에서의 단위 음원 강도에 의한 $\vec{\xi}$ 에서의 음압 응답을 나타내는 외부 음장에서의 그린 함수(external Green's function)를 나타내며, 이는 관 외부 전체 표면과 임의의 외부 환경의 모든 동차 경계 조건(homogeneous boundary condition)을 만족시킨다.

식 (3)에서의 입자 속도 $u(\vec{\xi}_L)$ 은 현재 평면파 소음을 다루고 있으므로 단면적에 대하여 균일한 값 u_L 을 가지며, 음압과 반사 계수와의 관계를 이용하여 식 (3)을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$p_e(\vec{\xi}) = jk p_L \frac{1-R_t}{1+R_t} \int_{S_L} G_e(\vec{\xi} | \vec{\xi}_L) dS_L \quad (4)$$

여기에서 p_L 은 관 출구에서의 음압을 나타낸다.

2.2 음향 인텐시티 제어와 음향 에너지 제어의 관계

관 외부 임의 위치 $\vec{\xi}$ 에서의 음향 위치 에너지 밀도(acoustic potential energy density) $e_{pe}(\vec{\xi})$ 는 식 (4)로부터 다음과 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned} e_{pe}(\vec{\xi}) &= \frac{1}{4\rho c^2} |p_e(\vec{\xi})|^2 \\ &= \frac{k^2}{4\rho c^2} |P_L|^2 \left| \int_{S_L} G_e(\vec{\xi} | \vec{\xi}_L) dS_L \right|^2 \end{aligned} \quad (5)$$

윗 식에서 관 끝단에서의 음압 (p_L)은 식 (1), (2b)로부터 다음과 같이 표현된다.

$$p_L = p_d^+ (1 + R_t) e^{-j k L} \quad (6)$$

식 (6)을 식 (5)에 대입하면 다음과 같은 결과를 얻는다.

$$\begin{aligned} e_{pe}(\vec{\xi}) &= \frac{k^2}{4\rho c^2} |1 - R_t|^2 \left| \int_{S_L} G_e(\vec{\xi} | \vec{\xi}_L) dS_L \right|^2 |p_d^+|^2 \\ &= D(\vec{\xi}) |p_d^+|^2 \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)로부터, 관 외부에서의 음향 위치 에너지 밀도($e_{pe}(\vec{\xi})$)는 근본적으로 관하류에서 외부 음장 방향으로의 진행파 에너지($|p_d^+|^2$)와 관련되어 있으며, 관 끝의 반사 조건(R_t)과 외부 음장 조건(G_e)에 의해 결정되는 공간의 합수($D(\vec{\xi})$), 즉 지향 패턴(directivity pattern)에 의해 형성됨을 알 수 있다.

관 하류에서의 액티브 인텐시티(active intensity, I)는 다음과 같이 표현된다.

$$I(x) = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[p_d(x) u_d^*(x)] \quad (8)$$

여기에서 하류에서의 입자 속도(u_d)는 오일러 방정식(Euler equation)⁽¹¹⁾으로부터 다음과 같이 음압의 공간 변화율과 관계된다.

$$u_d(x) = -\frac{1}{jk\rho c} \frac{dp_d(x)}{dx} \quad (9)$$

식 (1), (2), (9)들을 식 (8)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 결과를 얻는다.

$$\begin{aligned} I(x) &= \left(\frac{1}{2\rho c} |p_d^+|^2 - |p_d^-|^2 \right) \\ &= \frac{1}{2\rho c} (1 - |R_t|^2) |p_d^+|^2 \equiv C |p_d^+|^2 \end{aligned} \quad (10)$$

식 (10)으로부터, 관 하류에서의 액티브 음향 인텐시티는 공간과 무관한 상수(C)와 진행파 에너지의 곱($|p_d^+|^2$)으로 형성되며, 관 끝의 반사 계수의 크기가 물리적으로 1보다 클 수 없으므로 액티브 음향 인텐시티는 항상 양의 값을 가지게 된다.

관 출구로부터 방사되는 음향 파워(W_r)는 출구에서의 액티브 음향 인텐시티의 면적 적분으로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$W_r = \int_{S_L} I(L) dS_L = S_L C |p_d^+|^2 \quad (11)$$

위와 같은 고찰로부터 관 내부 하류와 관 외부에서의 에너지 차원의 음향 물리량들이 제어 음원에서 관 하류로의 진행파 에너지와 근본적으로 관련됨을 알 수 있다. 특히 식 (10)에서 액티브 음향 인텐시티가 공간에는 영향받지 않고 균일하게 분포한다는 사실은, 액티브 음향 인텐시티 제어를 통하여 보편적으로 널리 사용되고 있는 음압 제어에서 흔히 발생하는 공간적인 가관측성의 저하에 의한 제어 성능 저하를 효과적으로 극복할 수 있음을 시사하고 있다.

2.3 최적 제어 음원의 음향학적 특성과 인과성

관 하류 음향 인텐시티의 최적 제어 음원(q_{so})은 식 (10)과 식 (2a)로부터 다음과 같이 얻어진다.

$$q_{so}(\omega) = -\frac{e^{j\omega x_p/c} + R_o(\omega) e^{-j\omega x_p/c}}{e^{j\omega x_s/c} + R_o(\omega) e^{-j\omega x_s/c}} q_p(\omega) \quad (12)$$

또한 이항 전개 정리(binomial expansion theorem : $(1+x)^{-1} = 1 - x + x^2 - x^3 + \dots$)를 이용하여 식 (12)를 역 푸리에 변환(inverse Fourier transform)하면 다음과 같은 형태의 시간 영역에서의 최적 제어 음원

강도를 얻는다.

$$q_{so}(t) = \sum_{i=1}^{\infty} a_i q_p(t - \tau_i) \quad \tau_i > 0 \quad (13)$$

여기에서 a_i 는 각 음원의 위치와 관 상단에서의 반사 조건에 의하여 결정되어지는 계수이다. 식 (13)으로부터 최적 제어 음원 강도는 주 음원 강도의 순차적인 지연과 그것의 선형 조합으로 구성됨을 알 수 있다. 즉, 최적 제어기는 인과적 횡필터(causal transversal filter)로 설계될 수 있음을 의미한다.

3. 음향 인텐시티 제어를 위한 신호 처리 방법

음향 인텐시티는 두 개의 다른 물리량, 즉 음압과 입자 속도의 곱으로 구성되어 있으며, 본 연구에서 관심 있는 액티브 음향 인텐시티는 실시간 음향 인텐시티를 시간 평균하여 얻어지는 물리량이다. 그러므로 센서 출력 물리량의 자승을 제어 대상으로 하는 보편적인 최소 평균 자승(Least-Mean-Square) 개념에서의 신호 처리 방법을 적용할 수 있게 된다. 이와 같은 이유로 음향 인텐시티의 능동 제어를 위하여는 새로운 형태의 신호 처리 방법이 요구된다. 이와 관련되어 최근 Reichard 등⁽¹²⁾은 실내 공간 내부 소음의 능동 제어를 위하여 음향 인텐시티를 이용하고자 하는 목적으로 주파수 영역에서의 음향 인텐시티 제어 알고리즘을 유도, 일차원 관 내부 폐공간에 대하여 실험 결과를 제시한 바 있다. 그러나 이러한 주파수 영역에서의 신호 처리 방법은 유한한 데이터 레코드에 대한 이산 푸리에 변환(discrete Fourier transform)과 각 주파수 성분에 대한 가중 계산을 필요로 하므로 계산상의 복잡성을 갖게 된다. 본 연구에서는 주파수 영역이 아닌 시간 영역에서의 적응 인텐시티 제어 알고리즘을 유도한다.

3.1 Filtered-x LMP 알고리즘

Fig. 2는 음향 인텐시티를 능동 제어하기 위한 적응 신호 처리 알고리즘의 블럭 선도를 보여주고 있다. 우선, 이산 시간 n 에서의 기준 입력 신호 $x(n)$ 의 최근 L 개의 데이터로 구성되는 입력 벡터 $x(n)$ 을 다음과 같이 정의한다.

$$x(n) = [x(n) \ x(n-1) \ \dots \ x(n-L+1)]^T \quad (14)$$

또한 L 개의 계수를 갖는 적응 필터 $w(n)$ 은 다음과 같이 구성한다.

$$w(n) = [w_0(n) \ w_1(n) \ \dots \ w_{L-1}(n)]^T \quad (15)$$

식 (14), (15)들로부터 $x(n)$ 을 입력으로 하는 적응 필터의 출력 신호는 다음과 같다.

$$y(n) = w^T(n)x(n) \quad (16)$$

오차 센서 위치에서의 음압 $p_e(n)$ 과 입자 속도 $u_e(n)$ 은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$p_e(n) = p_o(n) + h_p^T(n)y(n) \quad (17a)$$

$$u_e(n) = u_o(n) + h_u^T(n)y(n) \quad (17b)$$

여기에서 $h_p(n)$ 과 $h_u(n)$ 은 각각 적응 필터 출력 $y(n)$ 과 음압 $p_e(n)$, 입자 속도 $u_e(n)$ 사이의 충격 응답 함수들로서 N 개의 초기 샘플들로 구성되는 벡터들을 의미한다. 또한 출력 벡터 $y(n)$ 은 최근 N 개의 데이터로 다음과 같이 구성한다.

$$y(n) = [y(n) \ y(n-1) \cdots y(n-N+1)]^T \quad (18)$$

제어 대상계의 응답에 비하여 적응 필터의 계수들의 변화가 상대적으로 작다고 하면, 식 (17)의 음압과 입자 속도를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$p_e(n) = p_o(n) + h_p^T(n)X(n)w(n) \quad (19a)$$

$$u_e(n) = u_o(n) + h_u^T(n)X(n)w(n) \quad (19b)$$

여기에서 $X(n)$ 은 입력 신호로 구성되는 $L \times N$ 매트릭

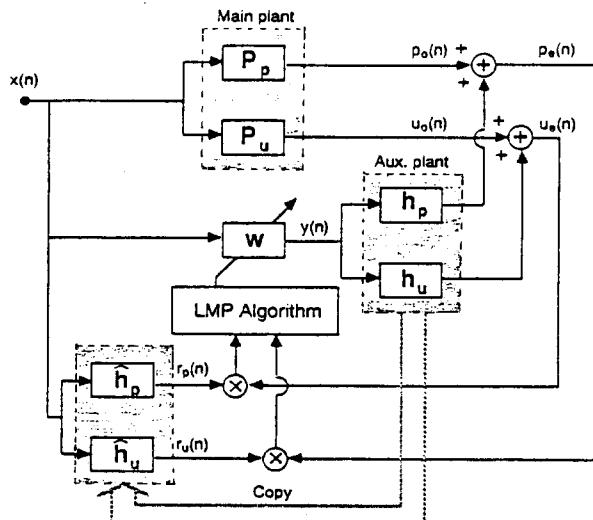


Fig. 2 Block diagram of filtered-x LMP (Least-Mean-Product) algorithm for controlling active sound intensity field in duct. w denotes the adaptive control filter, while h_p and h_u represent auxiliary plants relating the control output $y(n)$ to the acoustic pressure $p_e(n)$ and particle velocity $u_e(n)$ at the error sensor position. \hat{h}_p and \hat{h}_u denote the estimated copies of auxiliary plants h_p and h_u respectively.

스이다.

$$X(n) = [x(n) \ x(n-1) \cdots x(n-N+1)]^T \quad (20)$$

이제 부계 (auxiliary plant) $h_p(n)$ 과 $h_u(n)$ 을 적절한 추정계 $\hat{h}_p(n)$ 과 $\hat{h}_u(n)$ 으로 대체하면, 식 (19a), (19b)들은 다음과 같이 표현된다.

$$p_e(n) = p_o(n) + w^T(n)r_p(n) \quad (21a)$$

$$u_e(n) = u_o(n) + w^T(n)r_u(n) \quad (21b)$$

여기에서 $r_p(n)$ 과 $r_u(n)$ 은 입력 신호 $x(n)$ 을 추정계 $\hat{h}_p(n)$ 과 $\hat{h}_u(n)$ 으로 필터링 시킨 'filtered-x' 신호들이다.

적응 필터링을 통하여 최소화시켜야 할 가격 함수, 즉 오차 센서 위치에서의 액티브 음향 인텐시티는 다음과 같이 주어진다.

$$J = I_a = E[p_e(n)u_e(n)] = R_{p_e u_e}(\tau=0) \quad (22)$$

여기에서 $R_{p_e u_e}(\tau)$ 는 음압과 입자 속도 사이의 상호 상관 함수 (cross-correlation function)를 나타내며, 주파수 영역에서의 상호 스펙트럼 밀도 함수 (cross-spectral density function ; $S_{p_e u_e}(\omega)$)와의 관계를 이용하면 액티브 음향 인텐시티를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} R_{p_e u_e}(\tau=0) &= \int_{-\infty}^{\infty} S_{p_e u_e}(\omega) d\omega \\ &= \int_0^{\infty} 2Re[S_{p_e u_e}(\omega)] d\omega \end{aligned} \quad (23)$$

식 (10), (23)들로부터, 물리적인 관 출구의 반사 조건하에서 액티브 음향 인텐시티의 모든 주파수 성분들이 양의 값을 가지므로, 관 하류에서의 시간 평균 음향 인텐시티 역시 항상 양의 값을 가짐을 알 수 있다.

이제 적절한 적응 필터링 알고리즘을 유도해 나가기 위하여는, 적응 필터 벡터 w 의 변화에 따른 가격 함수의 변화를 우선적으로 살펴볼 필요가 있다. 식 (21a)과 식 (21b)를 이용하면 현재의 가격 함수를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} J &= E[p_o(n)u_o(n)] + w^T E[r_u(n)p_o(n)] \\ &\quad + w^T[r_p(n)u_o(n)] + \frac{1}{2} w^T E(r_p(n)r_u^T(n))w \\ &\quad + \frac{1}{2} w^T E[r_u(n)r_p^T(n)]w \\ &= C_{p_e u_e} + w^T p_{r_u p_o} + w^T p_{r_p u_o} \\ &\quad + \frac{1}{2} w^T (R_{r_p r_u} + R_{r_u r_p})w \end{aligned} \quad (24)$$

여기에서 $C_{p_{uo}} = E[p_o(n)u_o(n)]$ 은 $p_o(n)$ 과 $u_o(n)$ 사이의 공분산(covariance), $p_{ru_{po}} = E[r_u(n)p_o(n)]$ 은 filtered-x 벡터 $r_u(n)$ 과 $p_o(n)$ 사이의 상호 상관 벡터(cross-correlation vector), $p_{rp_{uo}} = E[r_p(n)u_o(n)]$ 은 filtered-x 벡터 $r_p(n)$ 과 $u_o(n)$ 사이의 상호 상관 벡터, $R_{r_p r_u} = E[r_p(n)r_u^T(n)]$ 과 $R_{r_u r_p} = E[r_u(n)r_p^T(n)]$ 은 filtered-x 벡터들 $r_p(n)$ 과 $r_u(n)$ 사이의 상호 상관 매트릭스(cross-correlation matrices)를 나타낸다. 전술한 바와 같이 임의의 가중 벡터 w 에 대하여 현재의 가격 함수는 항상 양의 값을 가지므로 식 (24)의 최고차 항은 양의 값을 가지며 ($w^T(R_{r_p r_u} + R_{r_u r_p})w \geq 0$), 따라서 상호 상관 매트릭스들의 합($R_{r_p r_u} + R_{r_u r_p}$) 역시 양의 매트릭스라 할 수 있다. 이로부터 식 (24)로 표현되는 가격 함수는 양의 이차 함수 형태를 취하게 되어 유일한 최적 최소해를 갖는다고 볼 수 있다. 이제 가격 함수의 구배(∇)를 구하여 보면 다음과 같다.

$$\nabla = \frac{\partial J}{\partial w} = p_{ru_{po}} + p_{rp_{uo}} + (R_{r_p r_u} + R_{r_u r_p})w \quad (25)$$

식 (25)를 영으로 만드는 최적 가중 벡터는 다음과 같다.

$$w^* = -(R_{r_p r_u} + R_{r_u r_p})^{-1}(p_{ru_{po}} + p_{rp_{uo}}) \quad (26)$$

최고 강하법(method of steepest descent)을 사용하면, 가중 벡터의 개선은 다음과 같이 이루어진다.

$$w(n+1) = w(n) - \mu \nabla(n) \quad (27)$$

여기에서 μ 는 양의 상수이고, $\nabla(n)$ 은 매 시간마다의 구배 벡터이다.

여기서 구배 벡터 $\nabla(n)$ 을 매 시간 얻을 수 있고, 상수 μ 값이 적절히 선정되어 있다면 식 (27)에서와 같은 최급 강하법에 의해 구배 벡터는 식 (26)의 최적해로 수렴할 것이다. 그러나 실제적으로 실시간 계측을 통하여 구배 벡터를 구할 수 없으므로 추정할 수밖에 없다.

그 한가지 추정 방법으로 유한한 시간 평균을 통해 가격 함수를 극소화시키는 방법을 생각할 수 있다. 즉,

$$\bar{J}(n) = \frac{1}{M} \sum_{i=n}^{n+M-1} p_e(i) u_e(i) \quad (28)$$

여기에서 M 은 평균 시킬 데이터 갯수를 의미한다. 이 경우 $n \leq i \leq n+M+1$ 구간 동안에는 가중 벡터를 고정시키고 구배 벡터를 다음과 같이 추정한다.

$$\hat{\nabla}(n) = \frac{\partial}{\partial w(n)} \left\{ \frac{1}{M} \sum_{i=n}^{n+M-1} p_e(i) u_e(i) \right\}$$

$$= \frac{1}{M} \sum_{i=n}^{n+M-1} \left\{ p_e(i) \frac{\partial u_e(i)}{\partial w(i)} + u_e(i) \frac{\partial p_e(i)}{\partial w(i)} \right\} \quad (29)$$

식 (21a)와 식 (21b)를 식 (29)에 대입하면 다음과 같다.

$$\hat{\nabla}(n) = \frac{1}{M} \sum_{i=n}^{n+M-1} \{p_e(i) r_u(i) + u_e(i) r_p(i)\} \quad (30)$$

이로부터 적응화 과정은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$w(n) = w(n+1) = \dots = w(n+M-1) \quad (31a)$$

$$w(n+M) = w(n) - \mu \hat{\nabla}(n)$$

$$w(n) - \mu' \sum_{i=n}^{n+M-1} \{p_e(i) r_u(i) + u_e(i) r_p(i)\} \quad (31b)$$

여기에서 μ' 은 μ/M 을 나타낸다. 식 (31)로 표현되는 적응 신호 처리 알고리즘을 'filtered-x LMP (Least-Mean-Product)' 알고리즘으로 부르기로 한다.

3.2 단순화된 Filtered-x LMP 알고리즘

전술한 filtered-x LMP 알고리즘을 구현하기 위하여는 식 (31b)에서와 같이 유한한 시간에 대한 평균화 과정이 필요하다. 그러나 기존의 LMS 알고리즘과 같이 실시간으로 처리할 수 있는 단순화된 filtered-x LMP 알고리즘을 유도할 수 있다.

시간 평균 과정 없이 실시간 인텐시티를 고려할 때 구배 벡터는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \hat{\nabla}(n) &= \frac{\partial \{p_e(n) u_e(n)\}}{\partial w(n)} \\ &= p_e(n) \frac{\partial u_e(n)}{\partial w(n)} + u_e(n) \frac{\partial p_e(n)}{\partial w(n)} \\ &= p_e(n) r_u(n) + u_e(n) r_p(n) \end{aligned} \quad (32)$$

그러므로 적응 퀼터링 과정은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$w(n+1) = w(n) - \mu \{p_e(n) r_u(n) + u_e(n) r_p(n)\} \quad (33)$$

식 (33)으로 표현되는 filtered-x LMP 알고리즘은, 음향 위치 에너지 밀도(acoustic potential energy density)와 음향 동적 에너지 밀도(acoustic kinetic energy density)를 함께 고려하여 제어하고자 하는, 최근 Sommerfeldt 등⁽¹³⁾에 의해 제안된 음향 에너지 밀도 제어를 위한 적응 퀼터링 알고리즘과 유사한 형태를 취하고 있다. 그러나 본 연구에서

의 가격 함수는 음압과 입자 속도가 곱하여진 음향 인텐시티이기 때문에 적응 필터의 개선형에서 오차 신호들과 filtered-x 신호들이 음향 에너지 밀도 제어 알고리즘과는 근본적으로 그 순서를 달리 하고 있다.

여기서 $w(n)$ 은 일련의 유도 과정을 통하여 다음의 조건을 만족시킬 때 평균의 관점에서 최적해로 수렴함을 알 수 있다⁽¹⁴⁾.

$$0 < \mu < \frac{2}{\lambda_{\max}} \quad (34)$$

여기에서 λ_{\max} 는 상호 상관 매트릭스 ($R_{rr_{ru}}$ + $R_{ru_{rp}}$)의 최대 고유치를 나타낸다.

4. 실험

4.1 실험 장치

Fig. 3은 관 방사 소음의 능동 인텐시티 제어를 위한 실험 장치를 보여주고 있다. 관은 직경 $D=0.13$ m, 길이 $L=2.77$ m의 5 mm 두께의 아크릴 재질로 구성되어 있으며, 관 내 첫번째 고차 모우드는 1.545 kHz에서 발생한다. 주 소음원과 제어 음원은 각각 $x_p=0$ m, $x_s=1$ m 위치에서 4인치 스피커로 구동하였다. 주 소음은 선형성을 유지시키기 위하여 100 dB가 넘지 않는 65~95 dB의 음압으로 유지시켰

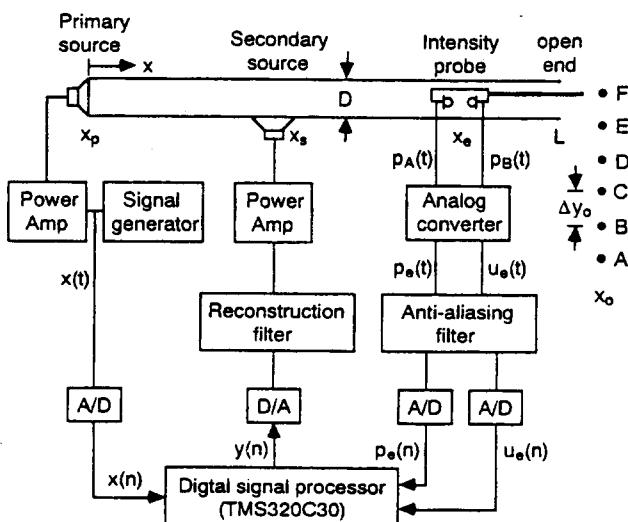


Fig. 3 Schematic diagram of experimental set-up. Duct lenght $L=2.77$ m, diameter $D=0.13$ m, primary source location $x_p=0$ m, control source location $x_s=1.0$ m, error sensor location $x_e=2.17$ m, and outer field monitoring positions(A-F); $x_o=(L+1)$ m=3.77 m, $\Delta y_o=0.2$ m.

으며, 평면과 영역 내 100~500 Hz의 주파수 성분들을 발생시켰다.

음향 인텐시티 제어에 필요한 음압과 입자 속도 신호들은 5 cm 간격의 두 개의 마이크로폰(B & K 4181, 1/2")으로 구성된 상용 음향 인텐시티 프로우브(B & K 3520)를 사용하여 얻었다. 첫번째 마이크로폰에 대한 두 번째 마이크로폰의 위상은 100~500 Hz의 관심 주파수 영역 내에서 0.02° 이하의 양의 부정합을 갖고 있었으며 이에 따른 음향 인텐시티 계측에 있어서의 크기와 방향 오차는 무시할만 하였다. 오차 센서 위치에서의 두 음압 신호들 ($p_A(t)$, $p_B(t)$)로부터 음압 ($p_e(t)$)과 입자 속도 ($u_e(t)$)로의 아날로그 변환은 오일러 방정식(Euler equation)에 기초한 유한 차분 근사 방법⁽¹⁵⁾을 사용하여, 음향 인텐시티 분석기(B & K 4433)에 의해 수행되었다.

인텐시티 오차 센서는 고차 모우드의 영향을 충분히 피하기 위해 관 중심축상에, 균접장에 의한 영향을 피하기 위해 제어 음원으로부터 충분히 떨어진 $x_e=2.17$ m에 위치시켰다^(16,17).

오차 센서 위치에서의 능동 음압 제어와 능동 음향 인텐시티 제어는 3 kHz의 샘플링 주파수로 이산 신호 처리기(DSP ; Digital Signal Processor) TMS 320 C 30을 사용하여 수행하였다. 관 외부에서의 소음 저감이 궁극적인 목적이므로, 그 평가를 위하여 관 출구으로부터 1 m 떨어진 위치에서 마이크로폰(B & K 4165, 1/2")으로 수직 방향 여섯 지점(A-F)에서 제어 전, 후의 음압 변화를 측정하였다.

4.2 인텐시티와 내부 음압의 공간 영역 분포

능동 제어 실험에 앞서 주 소음원을 백색 잡음으로 구동시켜 놓고 관 내부 각 위치에서의 음압 및 액티브 음향 인텐시티를 측정, 비교하였다.

Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)는 각각 관 내 $x=0.17$ m로부터 관 출구 $x=2.77$ m까지 10 cm 간격으로 28 지점에서 측정된 음압과 음향 인텐시티의 공간별, 주파수별 분포를 보여주고 있다. Fig. 4(a)로부터 관 내 음압은 공간적으로 큰 변화를 보이지만, Fig. 4(b)의 음향 인텐시티는 음압에 비해 공간적으로 균일한 스펙트럼 분포를 보임을 알 수 있다. 또한, 측정된 음향 인텐시티들은 모든 주파수 성분들에 있어서 양의 값을 가짐을 확인할 수 있었다. 이와 같은 사실은 2절에서의 이론적 고찰과 일치하고 있다.

4.3 인텐시티와 외부 음압의 주파수 영역 분포

Fig. 5에서는 관 내부 오차 센서 위치에서의 음압,

액티브 음향 인тен시티의 주파수별 분포와 관 외부 $A(x_o=3.77 \text{ m}, y_o=0 \text{ m})$ 지점에서의 음압 분포를 측정, 비교하고 있다. 전술한 바와 같이 오차 센서는 제어 음원의 근접장 효과를 충분히 피할 수 있는

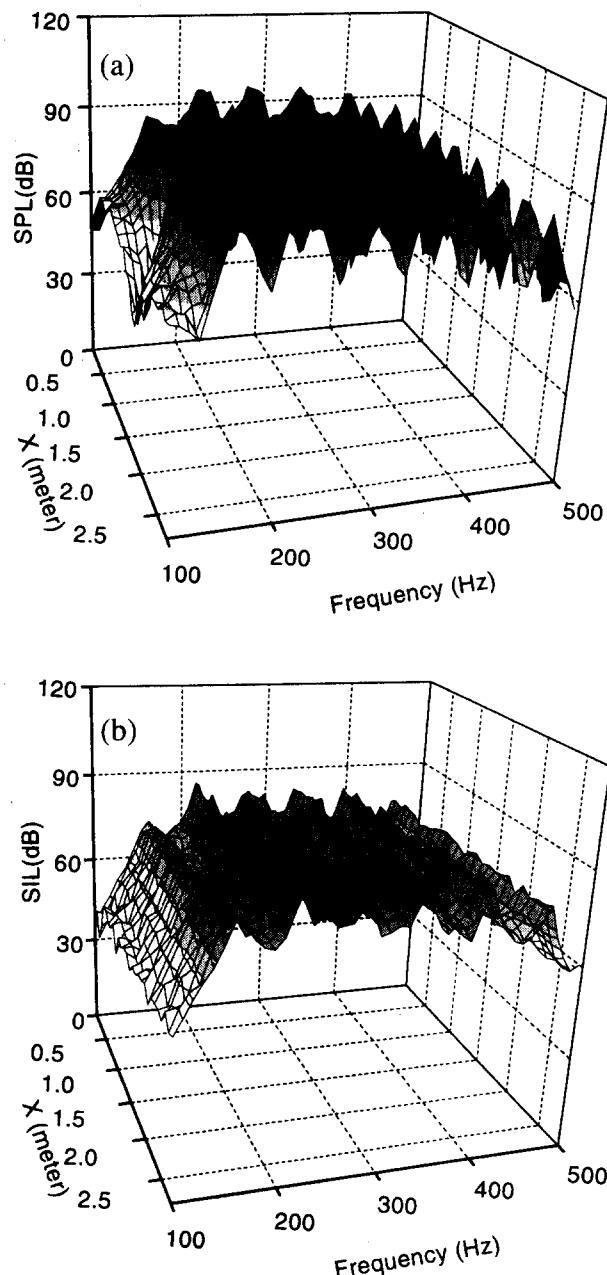


Fig. 4 Spectral and spatial distribution of (a) sound pressure and (b) active sound intensity before control, at 28 positions from $x=0.17 \text{ m}$ to $x=2.77 \text{ m}$ (duct end) with a measurement space $\Delta x = 0.1 \text{ m}$ in the experimental test duct (Fig. 3).

위치에 놓았다. 그럼에도 불구하고, 오차 센서 위치에서의 음압 분포는 외부 음압 분포와는 다른 경향을 보인다. 특히, 100~500 Hz 주파수 대역 내 세 번째 공진 주파수(276 Hz) 성분은 관 외부 음압에 중요한 역할을 하고 있으나 관 내부 음압 측정으로는 관측이 되지 않고 있다. 이는, 센서가 세 번째 공진 주파수의 노우드 근방에 놓여 있기 때문으로 볼 수 있다. 즉, 이와 같은 상황에서 기존의 음압 제어를 수행할 경우 이 성분은 잘 제어되지 않는 성분으로 남아 있게 된다. 반면, 관 외부로 방사되는 음압의 모든 주파수 성분들은 관 내부 음향 인тен시티를 통하여 안정적으로 그 가관측성이 보장됨을 볼 수 있다.

4.4 실시간 음향 인тен시티 제어 결과

실시간 음향 인тен시티 제어는 식 (33)에서 기술된 filtered-x LMP 알고리즘을 사용하여 수행하였다. 또한, 비교의 목적으로 filtered-x LMS 알고리즘을 사용하여 음압 제어 실험도 함께 수행하였다. 신호 발생기로부터의 출력을 그대로 적응 필터의 입력으로 넣어 제어 불안정성의 요인이 될 수 있는 음향

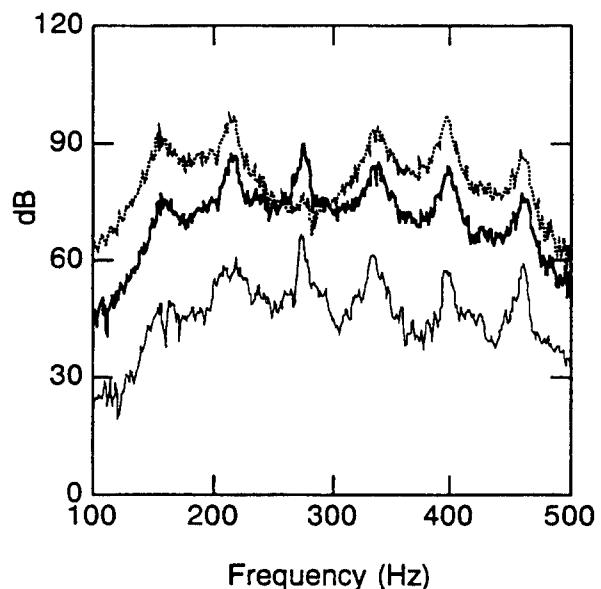


Fig. 5 Spectral distribution of sound pressure (.....) and active control intensity (—) at the error position (x_e) in the test duct (Fig. 3) before control, and sound pressure distribution (—) emitted out of the duct end at the outer monitoring position $A(x_o=3.77 \text{ m}, y_o=0 \text{ m})$ before control.

케환(acoustic feedback)을 사전에 방지하였다. Filtered-x LMP 알고리즘에서 필요한 부계(auxiliary plant) h_p 와 h_u 는 LMS 동조화 과정(identification procedure)을 통하여 제어 이전에 모델링하였다. 음향 인тен시티 제어와 음압 제어의 일관성이 있

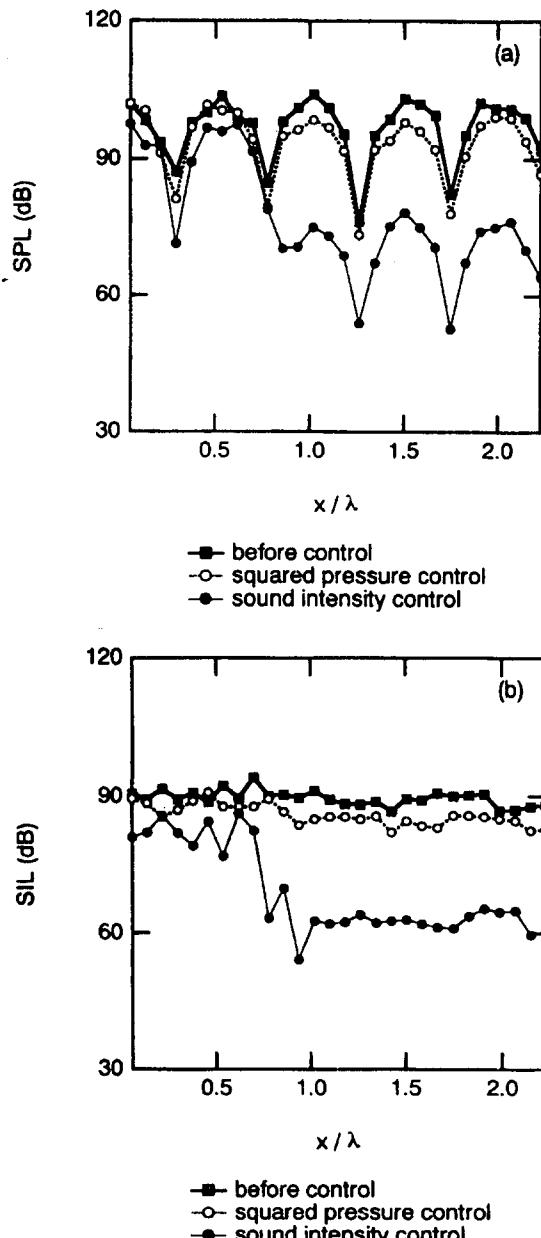


Fig. 6 Spatial change of (a) sound pressure level and (b) active sound intensity level in the experimental test duct (Fig. 3) for the third resonance frequency (276 Hz) in the frequency band 100-500 Hz, before and after the sound pressure control and active intensity control.

는 비교를 위하여, filtered-x LMP 알고리즘이 filtered-x LMS 알고리즘이 충분히 수렴하여 안정된 후에 적응 필터의 계수들을 고정시켜 놓고 관 내부 28 지점과 관 외부 6 지점에서 음압과 음향 인тен시티 변화를 측정하였다.

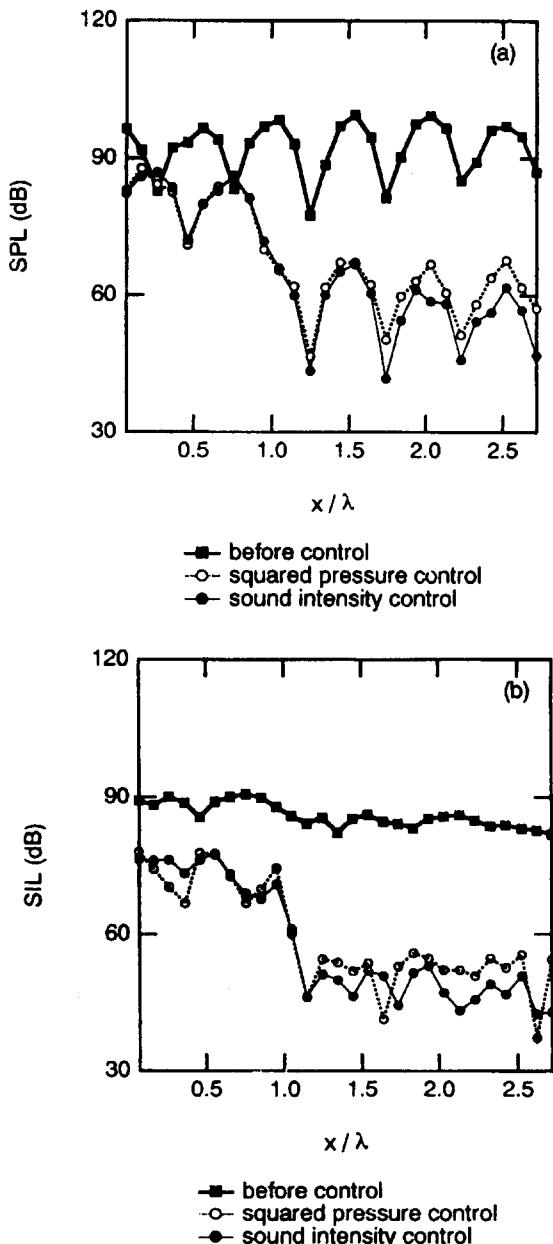


Fig. 7 Spatial change of (a) sound pressure level and (b) active sound intensity level in the experimental test duct (Fig. 3) for the fourth resonance frequency (337 Hz) in the frequency band 100-500 Hz, before and after the sound pressure control and active intensity control.

Table 1 Sum of the sound pressure level at six positions (A~F) in the exterior field of open ended duct (Fig. 3) before and after pressure control and active intensity control.

Investigated frequency (Hz)	Sum of SPL before control(dB)	Sum of SPL after pressure control (attenuation) (dB)	Sum of SPL after intensity control (attenuation) (dB)
276	70.5	67.1(3.4)	48.8(21.7)
337	65.3	43.1(22.2)	40.4(24.9)

제어 결과의 분석을 위하여 대표성을 갖는 두 주파수 성분들을 자세히 고찰하였다. 첫번째 주파수 성분은 100~500 Hz 대역 내 세 번째 공진 주파수 276 Hz로서, Fig. 5에서 볼 수 있는 바와 같이 이 주파수에서 관 외부 음압은 관 내부 음압으로는 그 가관측성이 떨어지지만 음향 인텐시티로는 가관측성이 유지되고 있다. 두 번째 주파수 성분은 100~500 Hz 대역 내 네 번째 공진 주파수 337 Hz로서, 이 주파수에서는 관 내 음압과 음향 인텐시티 모두 외부 음압에 대하여 좋은 가관측성을 보여 주고 있다.

Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)는 첫번째 주파수(276 Hz)에서의 음압 제어와 음향 인텐시티 제어 전, 후의 관내 음압 레벨(SPL; Sound Pressure Level)과 음향 인텐시티 레벨(SIL; Sound Intensity Level) 변화를 보여주고 있다. 이 경우, 외부 음장에 대하여 나쁜 가관측성을 갖는 관 내 음압을 능동 제어한 결과, 관 하류에서 적은 저감을 보임을 알 수 있다. 반면, 좋은 가관측성을 갖는 음향 인텐시티의 제어는 상대적으로 큰 저감 효과를 보이고 있다. Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)는 두 번째 주파수(337 Hz) 성분에 대한 제어 결과를 보여주고 있다. 이 경우에는 예상한 바와 같이 음압 제어와 음향 인텐시티 제어가 거의 유사한 제어 성능을 보임을 알 수 있다.

본 연구의 궁극적인 목적은 관 외부에서의 소음 저감이므로 제어 전, 후 관 외부에서의 음압 변화를 측정하였다. Table 1은 제어 전, 후 외부 6지점에서의 음압의 합을 보여주고 있다. 이를 결과로부터, 음압과 음향 인텐시티의 가관측성이 차이를 보이는 첫번째 주파수에서 음향 인텐시티 제어가 음압 제어 보다 평균 19 dB의 제어 이득을 보인 반면, 유사한 가관측성을 보이는 두 번째 주파수에서는 유사한 제어 성능을 보임을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는, 관 외부로 방사되는 소음을 제어하기 위하여 음향 인텐시티에 기초한 능동 제어 방

법을 제시, 이론적으로 고찰하고 실험적으로 검증하였다.

관 출구로부터 방사되는 소음은 근본적으로 관 내 음향 인텐시티에 의해 지배 받고 있으며, 음향 인텐시티에 기초한 능동 제어 방법은 오차 센서의 위치에 상관없이 관 외부 음장의 가관측성을 확보할 수 있기 때문에 안정적인 제어 성능을 얻을 수 있었다. 이로부터 관 내부 또는 관 외부에 음압 센서를 두고 그 지점에서의 음압을 능동 제어하는 기존의 방법에서 흔히 발생하는 센서 위치에 따른 제어 성능의 저하를 효과적으로 극복할 수 있게 된다. 이는 음향학적으로 관내 음향 인텐시티가 공간적으로 균일한 분포로 음향 에너지를 이동시키는 반면, 결과적으로 나타나는 음압은 관 내에서는 정재파 형태를, 관 외부에서는 지향 형태를 취하며 각 주파수 별로 각기 다른 공간적 분포로 형성되기 때문이다.

또한 관 내 음향 인텐시티 제어를 위한 최적 음원은 인과적 횡필터(causal transversal filter)로 구성될 수 있음을 보았다. 이러한 적응 횡필터를 실시간으로 구현하기 위한 이산 신호 처리 방법으로 시간 영역에서의 filtered-x LMP(Least-Mean-Product) 알고리즘을 유도하였다. 또한, 계산 효율면에서 월등히 뛰어난 순간 음향 인텐시티 신호를 이용한 단순화된 filtered-x LMP(Least-Mean-Product) 알고리즘을 제시하였다.

동일한 실험판에 대하여 filtered-x LMP 알고리즘을 사용한 실시간 음향 인텐시티 제어와 기존의 filtered-x LMS 알고리즘을 사용한 음압 제어를 적용 비교한 결과, 외부 음장에 대한 가관측성이 우수한 음향 인텐시티 제어가 음압 제어보다 우수한 외부 음장 제어 효과를 보임을 확인할 수 있었다.

음향 인텐시티 제어의 실제적인 구현에 있어서는 신뢰할 만한 계측도를 갖는 음향 인텐시티 센서를 필요로 한다. 두 개의 마이크로폰 방법을 사용할 경우, 본 연구에서의 실험과 같은 상용 음향 인텐시티 프로우브를 사용할 수 있다. 이를 상용 음향 인텐시티 프로우브는 정밀하게 인텐시티의 크기와 방향을

측정하기 위하여 두 마이크로폰 사이의 크기와 위상 부정합을 매우 작게 유지시키고 있기 때문에 일반적으로 매우 고가이다. 그러나 능동 음향 인텐시티 제어에 있어서 음향 인텐시티의 계측은 그 크기와 방향을 모두 정확히 측정할 필요는 없다고 할 수 있다. 그러므로 고가의 상용 인텐시티 프로우브가 아니더라도 적절한 요구 조건을 갖춘 두 개의 마이크로폰을 제작 또는 상용 마이크로폰을 선정하여 능동 제어에 사용할 수 있다. 이는 현재 인텐시티의 절대적인 값 자체를 '측정'하는 것이 목적이 아니라 그 상대적인 크기를 제어 전에 비하여 작아지도록 '제어'하는 것이 목적이기 때문이다. 단, 인텐시티 방향 측정에서의 방향 반전 오차(sign reversal error)는 중요한 문제를 일으킬 수 있다. 즉, 제어 이전에 제어 음원만을 구동 시켰을 때 오차 센서 위치에서의 음향 인텐시티 방향이 측정 오차에 의하여 음의 방향, 즉 관 상류를 가리키고 있다면 현재의 능동 인텐시티 제어는 무한대로 음의 인텐시티를 증가시켜 실패하고 말 것이다. 즉, 식 (25)의 최고차 항이 $w^T(R_{rr_{ru}} + R_{ru_{rp}})w < 0$ 으로 되어 가격 함수가 음의 이차 하수가 되기 때문이다. 이러한 방향 반전 오차는 마이크로폰들 사이의 위상 부정합과 측정 주파수, 마이크로폰 간격, 그리고 음장의 반사 정도와 관계된다⁽¹⁵⁾. 예를 들어 파수 k 에서 정재파 비(standing wave ratio) R 을 갖는 음장에서 마이크로폰 간격 Δr 의 두 마이크로폰으로 음향 인텐시티를 측정할 때, 첫번째 마이크로폰에 대한 두 번째 마이크로폰의 위상 부정합이 음수이고 그 크기가 $k\Delta r/R$ 보다 크게 되면 방향 반전오차가 발생하게 된다⁽¹⁸⁾. 그러므로 두 개의 마이크로폰을 제작 또는 선정할 경우에는, 관심 주파수 영역과 마이크로폰 간격, 음장의 반사 정도, 마이크로폰 사이의 위상 부정합 정도를 함께 고려하여 전술한 방향 반전 오차가 발생하지 않도록 한 후 능동 음향 인텐시티 제어를 실시해야 할 것이다.

참 고 문 헌

- (1) M.J.M. Jessell and G.A. Mangiante, 1972, "Active Sound Absorber in an Air Conditioning Duct", Journal of Sound and Vibration, 27(3), pp. 383~390.
- (2) J. Tichy, G.E. Warnaka and L.A. Poole, 1984, "A Study of Active Control of Noise in Ducts", ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reli-

- ability in Design 106, pp. 399~404.
- (3) R.F. La fontaine and I.C. Shepherd, 1985, The Influence of Waveguide Reflections and System Configuration on the Performance of an Active Noise Attenuator, Journal of Sound and Vibration, 100, pp. 569~579.
 - (4) A.C. Zander and C.H. Hansen, 1993, A Comparison of Error Sensor Strategies for the Active Control of Duct Noise, Journal of Acoustical Society of America 94(2), pp. 841~848.
 - (5) S.J. Stell and R.J. Bernard, 1994, Active Control of Sound in Acoustic Waveguides, Part I and II, Journal of Sound and Vibration 173(2), pp. 179~215.
 - (6) 오상현, 1994, "반사파가 있는 관내의 능동 소음 제어", 한국과학기술원, 석사학위논문.
 - (7) 김재권, 1994, "주파수 영역에서 음파분리법에 의한 덕트소음의 능동소음제어", 한국과학기술원, 석사학위논문.
 - (8) B. Widrow and S.D. Stearns, 1985, Adaptive Signal Processing, Prentice Hall, Inc.
 - (9) L.J. Eriksson, M.C. Allie, and R.A. Greiner, 1987, "The Selection and Application of an IIR Adaptive Filter for use in Active Sound Attenuation," IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing, SAAP-35, pp. 433~437.
 - (10) M.C. Junger and D. Felt, 1993, Sound, Structures, and Their Interaction, Acoustical Society of America.
 - (11) A.D. Pierce, 1994, Acoustics: An Introduction to Its Physical Properties and Applications, Acoustical Society of America.
 - (12) K.M. Reichard, D.C. Swanson and S.M. Hirch, 1995, "Control of Acoustic Intensity using the Frequency-Domain Filtered-x Algorithm", Proc. of Active 95, Newport Beach, pp. 395~406.
 - (13) S.D. Sommerfeldt and P.J. Nashif, 1994, "An Adaptive Filtered-x Algorithm for Energy-Based Active Control," Journal of Acoustical Society of America 96(1), pp. 300~306.
 - (14) S.-W. Kang and Y.-H. Kim, Active Intensity Control for the Reduction of Radiated Duct Noise, Accepted for the Publication to Journal of Sound and Vibration.
 - (15) F.J. Fahy, 1995, Sound Intensity, Second Edi-

- tion, E & FN Spon, London.
- (16) S.-W. Kang and Y.-H. Kim, 1995, "Green Function Analysis of the Acoustic Field in a Finite Three-Port Circular Chamber, Journal of Sound and Vibration 181(5), pp. 765~780.
- (17) J. Kazakia, 1986, "A Study of Active Attenuation of Broadband Noise," Journal of Sound and Vibration 110, pp. 495~509.
- (18) R.W. Guy and J.Li, 1992, "Intensity Measurements in the Presence of Standing Waves," Journal of Acoustical Society of America 92(5), pp. 2709~2715.