

능동소음제어-제어음장의 물리적 성질 및 제어방법론

김 양 한 · 강 성 우

(한국과학기술원 기계공학과)

1. 머리말

1934년 Paul Lueg⁽¹⁾가 인간이 상상할 수 있는 비교적 단순한 방법으로 원치 않은 소리를 효과적으로 제거할 수 있는 방법을 특허출원한 것이 최초의 능동소음제어 방법이라 할 수 있으나, 그 이전에도 사실 많은 사람들이 비록 실현화 혹은 구체화를 하지는 않았을지라도 이러한 생각을 정도의 차이는 있을 것이나 시도하였을 것이란 것은 쉽게 짐작할 수 있다. 그러면, 20년 전부터 본격적으로 재서도되어 약 10여년전부터 그 연구가 무척 활발하여진 점과, 어떠한 이유에서 비교적 많은 사람들이 전문적인 요소가 상당한 능동소음제어 개념을 쉽게 생각할수 있었는가를 살펴볼 필요가 있을 것이다.

William Conover⁽²⁾가 1956년에 시도한 변압기 소음의 능동제어 개념(그림 1)을 보면 이러한 의문이 쉽게 풀린다. 즉, 기본적인 아이디어는, 만일 인간이 음파의 전파현상을 감지하고 이것에 대하여 반대의 즉, 반대위상을 가진 음파를 발생시켜 보내면, 이 발생시켜 보낸 음파와 원래의 음파가 서로 중첩될 것이고 이 때 중첩된 음파가 완전히 소멸될 수 있는 위상을 가진 음파를 계속적으로, 관찰을 통하여 조정하여, 원하는 상태를 획득하면, 즉 위상으로 얻을 수 있는 최상의 상태를 얻으면 이 획득된 제어 상태의 극대화를 위하여 비로소 이 제어음파의 진폭을 원하는 상태로 증가시키는 과정으로 요약할 수 있다. 좀 더 우리에게 쉬운 예를 들면 비록 반대의 경우이기는 하나 우리 민족놀이 가운데 널뛰기를 들

수 있겠다. 이 경우를 보면 상대편의 위상과 같은 위상의 힘을 공급하여 보다 높게 서로를 띄게 하는 동작을 반복함이 이 놀이의 궁극적인 목표이며 따라서 위상과 반대 위상을 만드는 행동을 하였을 때 그만 서로의 널뛰기가 정지하여 버리는 것을 우리는 알고 있다. 이 또한 능동 제어의 좋은 예라 할 수 있겠다. 이러한 평이하기까지한 능동소음제어의 기본 아이디어에 대한 관찰은 사실 무척 구체적으로, 또한 물리적으로 의미있게, 다시금 살펴보아야 할 사항들이 있음을 알 수 있다. 소음을 줄이고자 하는 위치 혹은 공간의 선정문제, 또한 제어용 음파가 원래 제어하고자 하는 음파와 함께 섞인 상태에서 관찰하게 됨으로서 발생하는 문제, 제어용 음원의 위치 선정에 관련된 사항 등 가관측성 및 가제어성으로 대별될 수 있는 부분과 제어대상 물리량, 즉 제어대상 가격함수 선정의 물리적 적합성 등이 있을 수 있다.

본 고에서는 일반적인 능동소음 제어계에서 발생하는 제어대상 음장의 물리적성질이 구체적으로 어떻게 능동소음제어 방법론과 관련되어 있으며, 각각 그 구체적인 경우에 적합한 제어 방법론에 대하여 현재까지 알려진 연구결과 및 저자들의 연구결과를 토대로 살펴보고

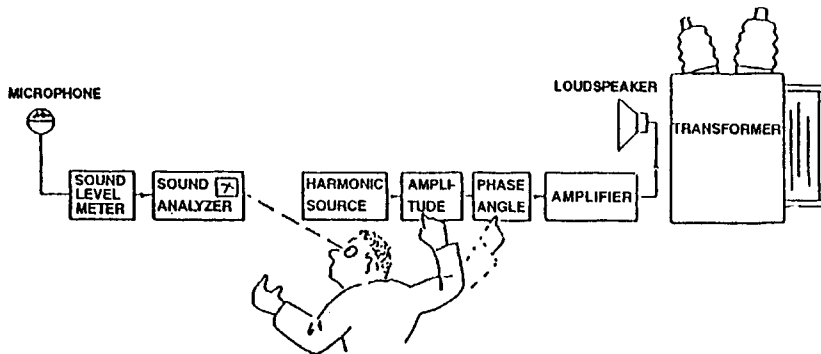


그림 1 변압기 소음의 능동 제어(1956, William Conover)

자 한다.

2. 음향 에너지, 파워 및 음향 인텐시티

일반적으로 임의의 음장(음이 존재하는 영역)은, 원인적 요소, 즉 음원의 운동 및 압력 변동에 의해 발생된 파동이 매질을 통하여 관측 지점에서의 소리에너지 형태로 표현된다고 볼 수 있다. 음향학적으로 음원의 음파 발생 능력은 음향 파워(acoustic power), 관측 지점에서의 소리는 음향 에너지(acoustic energy), 그 전달과정은 음향 인텐시티(acoustic intensity)라는 물리량들이 그 대표성을 갖고 있다고 볼 수 있다. 즉, 원인과 결과면에서 볼 때, 음원의 음향파워는 소리의 원인이고 그 결과는 음향에너지라 할 수 있으며, 그 전달과정은 음향 인텐시티 분포로 설명할 수 있다. 이러한 물리적 관찰의 논리적 오류 유무를 검증하고 총체적인 이해를 좀 더 구체적으로 이해하기 위하여 앞서 기술한 음파의 생성, 전파 등의 물리적 현상을 수학적으로 살펴보기로 한다.

음원이 임의의 운동을 하고 있는 경우(velocity source), 매질을 구성하고 있는 음원 주위의 입자로 구성된 미소 체적은 공간상의 압력 변화를 유발시키게 될 것임을 상상할 수 있다. 혹은, 원인과 결과가 서로 바뀐 형태, 즉 음원이 압력 변동에 의한 음파를 생성하고 있을 경우(pressure source)에는 전술한 물리적 인과 관계가 바뀌게 되어 이 압력 상승, 감소는 미소 매질의 탄성에 의해 복원력의 형태로 변화되어 미소 체적의 수축, 확장 작용이 수발됨과 동시에 매질의 연속체적 성질에 의하여 다음 미소 체적으로 이러한 압력 교란을 전달시키게 된다. 이러한 압력의 증가(압축)와 감소(희박)의 반복 형태가

공간상에 전파되는 모습은 잘 알려진 바와 같이 음파라 불리어지며, 이는 매질을 통하여 전파된다. 이러한 일련의 물리적 과정에 참여하는 두 개의 중요한 변수는 음압(acoustic pressure, 주위에 대하여 국부적인 압력의 증가와 감소)과 일정한 위치에서 진동하는 입자의 속도(particle velocity)이다. 이 두 변수는 힘과 운동 사이의 관계를 규정하고 있는 뉴우튼의 제 2 법칙에 의하여 오일러식(Euler equation)으로 정리된다⁽³⁾, 즉

$$-\nabla p(\vec{r}, t) = \rho_0 \frac{\partial \vec{u}(\vec{r}, t)}{\partial t} \quad (1)$$

여기서 ρ_0 는 매질의 밀도, $p(\vec{r}, t)$, $\vec{u}(\vec{r}, t)$ 는 임의의 지점 \vec{r} , 시간 t 에서의 음압과 매질 입자의 운동 속도를 의미한다. 즉, 앞서 기술한 바와 같이 식의 왼쪽 항이 음압의 공간상의 변화를 표시하고 오른쪽 항이 유체 입자의 운동을 표현하고 있음을 알 수 있다. 이 식으로부터 우리는 공간상의 급격한 압력 변화가 빠른 유체 운동을 유발한다는 상식적인 이해를 다시금 수학적인 표현으로 확인할 수 있다.

매질 내 임의의 지점 \vec{r} , 시간 t 에서의 단위체적당 음향 에너지(음향 에너지 밀도, $e(\vec{r}, t)$)는 다음과 같이 표현된다.

$$e(\vec{r}, t) = \frac{1}{2\rho_0 c^2} p^2(\vec{r}, t) + \frac{1}{2} \rho_0 u^2(\vec{r}, t) \quad (2)$$

식 (2)에서 첫째 항은 입자에 가해지는 외력에 의한 포텐셜 에너지(potential energy, $e_p(\vec{r}, t)$)를 의미하며, 둘째 항은 입자의 동적 에너지(kinetic energy, $e_k(\vec{r}, t)$)를 의미한다. 동적 에너지는 유체 입자의 밀도에 입자 속도의 자승의 형태로 구성되어 있어 쉽게 이해가 가지만 첫번째 항은 그 물리적 이

해가 쉽지는 않다. 이의 정성적인 이해를 개괄적으로 시도하여 보면, 우선 포텐셜 에너지는 유체입자로 구성된 미소체적의 체적 변화와 이때 가해진 압력과의 곱이 될 것임을 알 수 있다. 이 체적 변화는 압력 변화가 크면 클수록 클 것이며, 좀 더 정확히 표현하면 이상 기체 방정식에 의해 선형적으로 증가할 것이며, 따라서 포텐셜 에너지는 식 (2)의 첫째 항과 같이 변동 압력의 제곱형태가 될 것임은 타당하다 하겠다.

또한, 음원이 놓여 있는 위치 \vec{r}_0 에서의 단위 체적당 음원의 음향 파워($w(\vec{r}_0, t)$)는 음향 에너지의 방사율(단위 시간당 에너지)를 의미하므로, 즉

$$w(\vec{r}_0, t) = \frac{\partial}{\partial t} e(\vec{r}_0, t) \quad (3)$$

과 같이 표현할 수 있다. 여기서 음향 파워는 벡터량이 아님을 주목할 필요가 있다. 음의 파워가 방사되는 방향성에 대한 정보가 가치있음은 주지의 사실이며, 따라서 이러한 물리량의 표현 및 측정이 필요함을 알 수 있다.

임의의 지점 \vec{r} , 시간 t 에서의 음향 인텐시티($\vec{I}(\vec{r}, t)$)는 단위 시간당, 단위 면적당 음향 에너지의 변화율, 즉 한 점에서 단위 면적을 통과하는 음향 에너지의 유동율(에너지/(면적 * 시간) = (힘/면적) * (거리/시간) = 압력 * 속도)로서, 다음과 같이 표현된다.

$$\vec{I}(\vec{r}, t) = p(\vec{r}, t) \vec{u}(\vec{r}, t) \quad (4)$$

음향 인텐시티는 식 (4)에서도 알 수 있듯이 벡터량으로서, 에너지 유입의 시간적, 공간적 방향성 및 크기에 대한 표현을 완벽히 하고 있다. 즉, 시, 공간적으로 변화하는 수많은 화살표 모양의 물리량을, 모든 소리나는 물체에서 가상적으로 관찰할 수 있음을 알 수 있다.

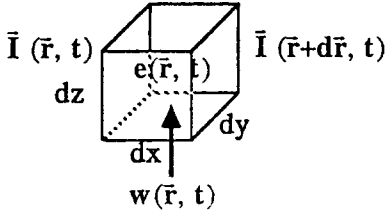


그림 2 미소체적에 대한 음향에너지의 균형(e : 음향에너지, W : 음향파워, I : 음향인텐시티)

만일 매질 내 위치 \vec{r} , 어떠한 임의의 음원에 의하여 음향 파워 $w(\vec{r}, t)$ 가 공급되고 있는 경우(그림 2참조), 그 미소체적에 대한 음향 에너지 균형은 열역학 제 1법칙에 의하여 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t} e(\vec{r}, t) = w(\vec{r}, t) - \nabla \cdot \vec{I}(\vec{r}, t) \quad (5)$$

식 (5)가 의미하는 바는, \vec{r} 위치에서의 음향 에너지 밀도($e(\vec{r}, t)$)의 시간당 변화율은 공급되는 음향 파워($w(\vec{r}, t)$)와 미소체적의 표면을 통하여 출입하는 음향 인텐시티($\vec{I}(\vec{r}, t)$)의 공간변화량과의 차이가 균형을 이룬다는 것이다.

식 (5)로 표현되는 미소체적에 대한 음향 에너지 균형을 확장하여 음원을 둘러싸고 있는 임의의 공간(Ω)에 대하여 음향 에너지 균형을 생각하여 보면 다음과 같이 식 (5)를 영역적분하여 표현할 수 있다.

$$\int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial t} e(\vec{r}, t) dV = \int_{\Omega} w(\vec{r}, t) dV - \int_{\Omega} \nabla \cdot \vec{I}(\vec{r}, t) dV \quad (6)$$

즉,

$$\frac{\partial}{\partial t} E(t) = W(t) - \int_S \vec{I}(\vec{r}_s, t) \cdot d\vec{S} \quad (7)$$

여기에서

$$E(t) = \int_{\Omega} e(\vec{r}, t) dV \quad (8a)$$

$$W(t) = \int_{\Omega} w(\vec{r}, t) dV \quad (8b)$$

$E(t)$ 는 각 위치에서의 음향 에너지 밀도의 공간적분, 즉 영역(Ω)내 전체 음향에너지를 의미하며, $W(t)$ 는 전체 음원의 방사 파워를, $\vec{I}(\vec{r}_s, t)$ 는 영역(Ω)를 둘러싼 표면 위 각 지점(\vec{r}_s)에서의 음향인텐시티를 의미한다.

그림 3은 주 소음원 군과 제어음원 군으로 구성된 전형적인 능동소음제어 시스템에 대한 음향 에너지 균형을 보여주고 있다. 즉, 음원들의 음향방사에 의해 형성되는 전체 음향 에너지의 시간당 변화율은, 음원들에 의해 투입되는 음향파워 입력과 계의 경계면을 통해 빠져나가는 음향 파워량과의 차이, 즉 순수한 음향 파워 입력과 균형을 이루게 됨을 알 수 있다.

정리하면, 임의의 음장은 1차적으로 음압과 입자속도로 표현되며, 2차적인 에너지량들로서 음향 에너지

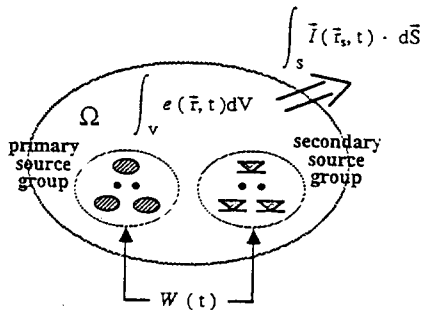


그림 3 주 음원군과 부가 음원군으로 구성된 능동 소음 제어 시스템에서의 음향 에너지($e(\vec{r}, t)$), 음향 파워($W(t)$), 음향 인텐시티($\vec{I}(\vec{r}_s, t)$)의 관계: $\frac{d}{dt} \int_{\Omega} e(\vec{r}, t) dV = W(t) - \int_S \vec{I}(\vec{r}_s, t) \cdot d\vec{S}$

지, 파워 및 음향 인텐시티에 의해 그 에너지의 흐름과 균형을 설명할 수 있는 것이다. 위와 같은 음향학적 이해를 바탕으로 할 때, 능동소음제어의 상황에서도 역시 위 물리량들 중 무엇을 제어대상으로 하느냐에 따라 여러가지 다른 현상들이 벌어질 수 있음을 알 수 있다.

이러한 이해를 기초로 하여 다음에서는 능동소음제어의 이상적인 목표, 즉 음장 내 전체영역에 대한 완전한 제어, 즉 원하는 소음저감을 달성할 수 있는 물리상황에 대하여 살펴보고, 이를 능동소음제어에 대한 음향학적 이해의 바탕이 될 수 있는 음향이론을 통하여 검토하기로 한다. 본 절 이후의 모든 음향학적 해석은 이해를 돕기 위하여 단순 조화 파동의 가정하에서, 즉 주파수 영역에서의 검토를 하도록 한다. 임의의 통계특성을 갖는 랜덤 소음의 능동 제어를 해석하고자 할 경우에는 능동 제어기의 인과성(Causality)과 함께 시간영역에서의 신호 해석이 좀 더 타당하나 이는 본 고의 기본 목적과 범위를 넘어가므로 다루지 않기로 한다.

3. 이상적인 능동소음제어의 음향학적 가능성

우선, 그림 4(a)에서와 같이 음을 방사하고 있는 임의의 진동체를 생각하여 보자.

이와 같이 임의의 형상을 갖는 음원의 진동에 의한 임의의 위치 \vec{r} 에서의 음압($p(\vec{r})$)은 잘 알려진 바와 같이 파동 방정식으로부터 다음과 같이 Helmholtz 적분 방정식 형태로 표현될 수 있다.⁽³⁾

$$p(\vec{r}) = -\frac{1}{4\pi} \int_{S_0} \left[G(\vec{r} | \vec{r}_{s_0}) \frac{\partial p(\vec{r}_{s_0})}{\partial n} - p(\vec{r}_{s_0}) \frac{\partial G(\vec{r} | \vec{r}_{s_0})}{\partial n} \right] dS_0 \quad (9)$$

여기서 $G(\vec{r} | \vec{r}_{s_0})$ 는 진동표면 \vec{r}_{s_0}

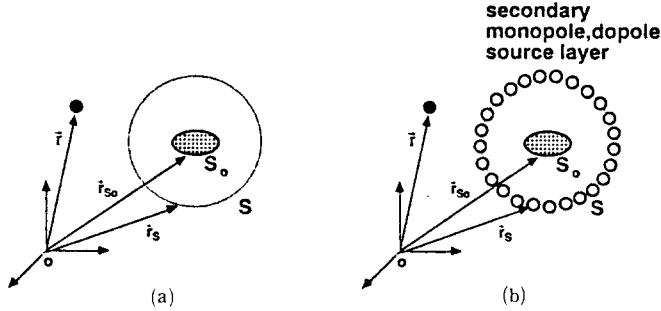


그림 4 이상적인 능동소음제어 상황(I)

에서의 단위크기의 가진에 의한 \vec{r} 에서의 음압 응답을 나타내는 Green 함수이고, $p(\vec{r}_s)$ 는 진동표면에서의 음압을 나타낸다. 또한 위 적분방정식은 Huygen의 원리⁽³⁾에 의해 음원을 둘러싼 가상표면 S에 대한 적분식 형태로 재표현할 수 있다.

$$p(\vec{r}) = -\frac{1}{4\pi} \int_S \left[G(\vec{r} | \vec{r}_s) \frac{\partial p(\vec{r}_s)}{\partial n} - p(\vec{r}_s) \frac{\partial G(\vec{r} | \vec{r}_s)}{\partial n} \right] dS \quad (10)$$

위의 적분방정식에서 $\partial p(\vec{r}_s)/\partial n$ 항은 식 (1)의 Euler 방정식의 주파수 영역 표현 ($-\partial p/\partial n = j\omega\rho_0 u$) 으로부터 표면 S에서의 입자속도 분포와 관계됨을 알 수 있으며, $p(\vec{r}_s)$ 는 음압분포를 표현하고 있음을 쉽게 이해할 수 있다. 또한 이 적분 방정식의 적분 Kernel, 즉 전달 함수의 의미를 내포하고 있는 $G(\vec{r} | \vec{r}_s)$, $\partial G(\vec{r} | \vec{r}_s)/\partial n$ 항들은 각각 단극음원의 방사과정(monopole radiation process), 쌍극음원의 방사과정(dipole radiation process)을 의미한다. 즉, 식 (10)의 궁극적인 물리적 표현은 “임의 경계표면에서의 속도 분포는 단극음원의 방사과정에 의해 전파되고, 경계표면에서의 음압분포는 쌍극음원의 방사과정에 의하여 전파되어, 그 각각의 영향이 선형적으로 중첩되어(수학적 표현으로는 적분) 임의 지점에서의 음장을 결

과로서 표현 혹은 형성한다고 볼 수 있다.

위와 같은 물리적 현상이 궁극적으로 제안하고 있는 것은 진동체를 둘러싸고 있는 임의표면 S 위에 무한 개의 단극음원과 쌍극음원을 $(-\partial p(\vec{r}_s)/\partial n)$, $(-p(\vec{r}_s))$ 의 진폭과 위상, 즉 주음원에 의한 단극음원, 쌍극음원 분포에 대하여 동일 크기와 반대 위상으로 분포, 구동시켜 표면 S 외부의 전 음장을 완벽히 제어($p(\vec{r})=0$)하는 방안이 가능하다는 것이다(그림 4(b)참조).

또 다른 이상적인 능동제어의 가능성을 살펴보기 위해, 그림 5(a)에서와 같이 \vec{r}_p 에서 음을 방사하고 있는 점음원을 고려하여 보자.

이 경우 \vec{r}_p 에서의 점음원(단극음원) 방사에 의한 \vec{r} 위치에서의 음장 $p(\vec{r})$ 은 Taylor 급수전개에 기초한 다극 전개방법(multipole expansion method)⁽³⁾에 의해, 또 다른 위치 \vec{r}_s 에서의 무한 다극음

원(multipole)의 선형조합으로 표현될 수 있다. 즉,

$$p(\vec{r}) = \sum_{i=1}^{\infty} Q_i(\vec{r}_p - \vec{r}_s) g_i(\vec{r} | \vec{r}_s) \quad (11)$$

여기서 i 는 다극음원의 차수(예, $i=1$ 일 때 단극, $i=2$ 일 때 쌍극)를 의미하여, $Q_i(\vec{r}_p - \vec{r}_s)$ 는 이격거리 $\vec{r}_p - \vec{r}_s$ 에 의해 결정되는 i 번째 다극의 강도, $g_i(\vec{r} | \vec{r}_s)$ 는 i 번째 다극의 방사과정을 나타내는 전달함수이다.

이제 능동소음제어의 입장(그림 5(b)참조)에서 식 (11)을 살펴보면, \vec{r}_s 위치에서 $(-Q_i(\vec{r}_p - \vec{r}_s))$ 의 크기를 갖는 무한개의 다극음원을 구동시키면 전체 음장을 완벽하게 제어할 수 있음($p(\vec{r})=0$)을 알 수 있다.

위와 같은 두 형태의 이상적 능동제어 가능성을 간단한 1차원 음장에 적용시켜 생각하면 그림 6(a), 6(b)와 같이 관 내 전 지점을 완벽히 제어할 수 있는 이상적 제어구조를 얻을 수 있음을 이해할 수 있다. 그림 6(a)는 음장의 적분식 표현에 기초한 첫번째 이론을 적용시킨 경우이고, Fig. 6(b)는 음장의 다극전개(multipole expansion) 표현에 기초한 두 번째 이론을 적용시킨 경우를 나타내고 있다.

위에서 살펴본 바와 같이 무한 개의 단극(monopole), 음원, 쌍극(dipole) 음원 또는 무한 개의 다

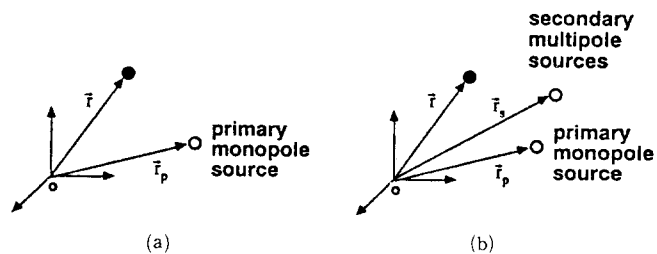


그림 5 이상적인 능동소음제어 상황(II)

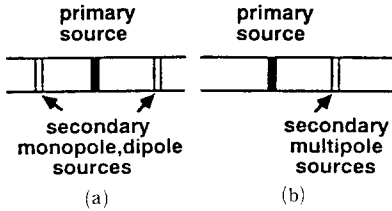


그림 6 1차원 음장에의 이상적 능동소음제어

극(multipole) 음원을 실제 상황에서 제작, 구동시킬 수만 있다면 전 음장에 대한 완전한 '가제어성'(controllability)은 이론적으로 존재함을 알 수 있다. 이론적으로 그 크기를 갖지 않는 점음원(point sound source) 형태의 단극, 쌍극, 다극 음원을 실제 제작하는 것은 불가능하며, 설령 그러한 음원 제작이 가능하다 할지라도 이론상으로 필요한 무한개의 능동음원을 구동시키는 것은 현실적으로 불가능하다. 그러므로 유한한 특성크기를 갖는 능동음원(예를 들어 스피커)을 유한한 갯수만큼 사용하여, 흔히 '정숙공간(zone of quiet)'이라 일컬어지는 유한한 크기의 공간에 대하여 얼마만큼 이상적 제어에 가까운 성능을 얻느냐가 현실적인 능동소음제어에 있어서의 가제어성의 관건이라 할 수 있다. 이 때, 현실적인 유한 차원의 능동소음제어에 의해 최상의 성능을 얻기 위하여 최적화(optimization) 이론을 도입하는 것은 당연한 논리라 할 수 있다. 이와같이 현실적으로 효과적인 능동 소음제어를 달성하기 위하여 설정할 수 있는 '가계함수(cost function)'는, 전술한 바와 같이 음향학에서의 2차 물리량인 음향 에너지, 음향 파워, 음향 인텐시티로 대별할 수 있을 것이다. 다음에서는 각 물리량들이 능동소음제어 시스템에서 구체적으로, 어떻게 표현되며 사용될 수 있는가를 살펴보기로 한다.

4. 음향 에너지의 능동제어

전술하였듯이 임의 위치에서, 선형계에서의 음향에너지는 동적 에너지(kinetic energy)와 포텐셜 에너지(potential energy)로 구성된다(식 (1) 참조). 실제 우리가 듣게 되는 소리는 음압의 변동량이 귀의 고막을 가진, 뇌의 청신경을 자극하여 듣게 되는 것이므로 음압 자승과 관련된 음향 포텐셜 에너지를 능동 소음제어의 가계함수로 설정, 음압 파동의 상쇄간섭을 이용하여 능동제어하는 것은 매우 타당하고도 직접적인 방법이라 할 수 있다. 1934년 Paul Lueg⁽¹⁾의 아이디어에서도 쉽게 알 수 있듯이, 사실상 능동제어기술은 이 개념으로부터 시작되었으며, 가장 널리 그리고 보편적으로 사용되고 있는 방식이다. 전통적인 능동소음제어의 주제로서 다루어 왔던, 덕트 내 소음의 능동제어 방법⁽⁴⁻⁶⁾이 음향 포텐셜 에너지 제어의 대표적인 예라 할 수 있다.

구체적인 이해를 돕기 위하여 다음과 같이 덕트의 단면 길이에 비해 긴 파장의 저주파수 소음, 즉 평면파 소음에 대한 덕트 내 능동소음제어의 경우에 발생하는 음향학적 상황을 살펴보기로 하자.

그림 7은 x_p 위치에 주 소음원이 존재할 때, x_s 위치에서의 부가음원에 의해 하류 위치 x_d 에서의 소음을 능동제어하는 상황을 나타내고 있다. 덕트 양단은 일반적인 음장조건을 고려하여 주파수별 복소반사계수 R_o, R_L 또는 음향 임

피던스 Z_o, Z_L 로 표현하고, q_p, q_s 로 주 소음원과 부가음원의 복소음원 강도를 표현하기로 한다. 위와 같은 음향계에 대하여 x_o 에서의 단위크기의 음원에 의한 x 에서의 음압, 즉 Green 함수($G(x|x_o)$)는 파동방정식과 양 경계조건으로부터 다음과 같이 쉽게 얻을 수 있다, 즉

$$G(x|x_o) = \begin{cases} A\psi(x)\varphi(x_o), & x < x_o \quad (12a) \\ A\psi(x_o)\varphi(x), & x > x_o \quad (12b) \end{cases}$$

여기에서

$$A = \frac{\rho_o c}{2S(e^{-jkL} - R_o R_L e^{-jkl})} \quad (13a)$$

$$\psi(x) = R_o e^{-jkl} + e^{jkl} \quad (13b)$$

$$\varphi(x) = R_L e^{-jk(L-x)} + e^{jk(L-x)} \quad (13c)$$

제어하고자 하는 위치 x_d 에서의 음압은 Green 함수와 선형 중첩의 원리에 의해

$$p(x_d) = G(x_d|x_p)q_p + G(x_d|x_s)q_s \quad (14)$$

로 표현할 수 있고, x_d 에서의 음향 포텐셜 에너지 밀도($e_p(x_d)$)는 식 (2)의 우변 첫째 항으로부터 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$e_p(x_d) = \frac{1}{4\rho_o c^2} |p(x_d)|^2 \quad (15)$$

식 (12)~(15)으로부터 x_d 에서의 음향 포텐셜 에너지 밀도를 최소화시킬 수 있는 제어음원 강도(q_{s0})는 다음과 같이 얻어진다. 즉

$$\begin{aligned} q_{s0} &= (-) \frac{G(x_d|x_p)}{G(x_d|x_s)} \cdot q_p \\ &= (-) \frac{e^{jkx_p} + R_o e^{-jkx_p}}{e^{jkx_s} + R_o e^{-jkx_s}} \cdot q_p \quad (16) \end{aligned}$$

식 (16)으로부터 우선적으로 알 수

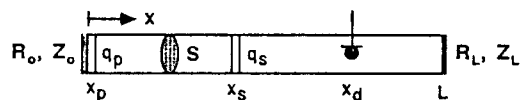


그림 7 덕트내의 평면파 능동소음제어

있는 한 가지 사실은 하류 위치에서의 소음제어를 위한 부가음원의 세기는 하단의 경계조건(R_L)과 완전히 독립적이라는 사실이다. 사실 관 내 평면과의 의미가 관내 임의의 위치에서의 음향학적 물리량이 관내 단면적에 대하여 균일하다는 사실과 관 내 제어 위치에서 완벽한 제어가 이루어졌다면 하류 부분에 전파할 음과 자체가 없다는 사실을 인식할 때 전술한 상황은 물리적 지극히 타당함을 이해할 수 있다.

식 (16)과 같이 제거음원이 구동될 때 x_d 위치 이외의 하류 영역에서의 음장을 수학적으로 표현하고 검증하여 보면 다음과 같이 완벽한 제어가 됨을 확인할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 & p(x_s < x < L) \\
 &= G(x | x_p) q_p + G(x | x_s) q_{so} \\
 &= G(x | x_p) q_p - G(x | x_s) \\
 & \quad \frac{G(x_d | x_p)}{G(x_d | x_s)} \cdot q_p \\
 &= [G(x | x_p) G(x_d | x_s) - G(x | x_s) \\
 & \quad G(x_d | x_p)] / G(x_d | x_s) \cdot q_p \\
 &= [A^2 \Psi(x) \varphi(x_p) \Psi(x_d) \varphi(x_s) \\
 & \quad - A^2 \Psi(x) \varphi(x_s) \Psi(x_d) \varphi(x_p)] / \\
 & \quad A \Psi(x_d) \varphi(x_s) \cdot q_p \\
 &= 0 \tag{17}
 \end{aligned}$$

이와같이 덕트의 단면길이에 비해 긴 파장의 저주파수 소음, 즉 평면파 소음의 경우, 덕트 하류 한 지점에서의 음향 포텐셜 에너지의 능동제어는 음향학적으로 하류에서의 음장 경계조건에 관계없이 하류 전 영역에서의 음향 포텐셜 에너지 제어효과가 있기 때문에, 음향 포텐셜에너지 제어방법의 전형적인 적용 예로 연구되어 왔다.

이러한 음향 포텐셜 에너지를 가격함수로 하는 능동소음제어 방법은 다시, 흔히 '정숙 공간(zone of quiet)'이라 일컬어지는, 달성하고자 하는 제어영역의 크기에 따라

국부제어(local control), 광역제어(global control) 방식으로 나누어 생각할 수 있다.

국부제어란 특정위치를 중심으로 작은공간에 대하여 소음제어를 이루려는 것으로, 그 방법으로는 음압센서 즉, 마이크로폰(microphone)을 원하는 위치에 두고 그 지점에서의 음향 포텐셜 에너지를 최소화하도록 제어음원을 구동하는 방식으로 구현되어진다. 이 때, 형성되는 정숙 공간은 음장의 형태와 파장, 주 소음원과 제어음원의 갯수, 위치, 마이크로폰의 위치 등의 복합적인 요인들에 의해 그 크기와 형태가 결정되어질 것이다. 이러한 국부제어의 경우, 제어하고자 하는 영역 이외에서는 오히려 음압이 상승할 수 있는 가능성이 존재하게 되며, 따라서 제어영역을 넓히기 위한 방법으로 여러 지점에 마이크로폰을 설치하여 각 지점에서의 음향 포텐셜 에너지 합을 최소화시키는 방법이 보편적으로 사용된다.

위와 같은 국부제어 개념의 확장이 곧 광역제어 방식이 될 것임 또한 자명한데, 이론적으로 광역제어를 위한 가격함수(J)는 관심영역(Ω) 내 전체지점에서의 음향 포텐셜 에너지 밀도($e_p(\vec{r}, t)$)의 적분값으로 표현한다.

$$J = \int_{\Omega} e_p(\vec{r}, t) dV \tag{18}$$

위 표현의 실현화를 생각하여 보면 무한 개의 마이크로폰이 필요함을 알 수 있고, 이는 '가 관측성(observability)'면에서 현실적으로 불가능하다. 따라서 실제의 경우 이의 근사화가 필요하게 되며 유한한 갯수(N)의 마이크로폰을 사용하여 구현하게 되고 그때의 근사가격함수를

$$\hat{J} = \sum_{i=1}^N e_p(\vec{r}_i, t) \tag{19}$$

와 같이 표현함은 당연한 귀결이다. 3장에서 언급한 가제어성의 입장에서와 마찬가지로, 이 경우(가 관측성)에도 유한한 마이크로폰 갯수(N)로 유한한 위치(\vec{r}_i)에서 측정하여 어떻게 하면 \hat{J} 를 J 로 접근시킬 수 있겠는가 현실적인 능동소음제어에 있어서의 관건이라 할 수 있다.

여기서 주목할 사실은 사실 마이크로폰 갯수(N)의 선정, 위치(\vec{r}_i)의 선정이 제어하고자 하는 음장과 밀접한 관계가 있으리라는 사실이다. 사실 무한히 큰 파장을 가진 음을 제어하려하는 경우 어느 위치에서나 그 진폭이 같으므로, 단 한 개의 마이크로폰이 전체 음장, 혹은 정숙 공간을 대표할 수 있을 것이라는 특별한 경우를 상상하여 보면 쉽게 이해가 간다. 좀 더 생각을 확장하여 임의의 파장을 갖는 음파가 관심영역(Ω)내에서 위치별로 다른 진폭을 가지는 경우(예, 관 내 정재파)를 생각하면, 동일한 갯수의 마이크로폰을 사용한다 할지라도 진폭이 큰 위치들에서 측정된 근사 가격 함수(\hat{J})가 진폭이 작은 위치들에서의 근사 가격 함수(\hat{J})보다 실제 가격함수(J)에 가까울 것이라는 점을 유추할 수 있다. 결국 일반적인 경우에는 음장을 구성하고 있는 음파의 주파수 성분에 따라 파장의 다양한 분포가 이루어짐을 상상할 수 있고, 결국은 이 경우 마이크로폰의 갯수는 개략적으로 최대 정숙 공간 길이에 대한 최소 파장의 비와 관련이 있을 것이고 그 측정 위치는 음파의 진폭과 관계됨을 알 수 있다. 즉, 공간상 앨리어싱(spatial aliasing)을 피하기 위한 마이크로폰의 갯수 및 배열이 필요하게 된다.

당연한 결과로서, 측정 갯수의 증가에 따라 제어 시스템도 다수 입력계가 되어 점점 더 복잡하게

된다. 이러한 다수 측정에 기초한 음향 포텐셜 에너지의 광역제어 기법은 현재, 항공기⁽⁷⁾, 자동차⁽⁸⁾ 등에 활발히 적용 연구 중이다.

음향 포텐셜 에너지($e_p(\vec{r}, t)$)를 가격함수로 하는 경우와 더불어, 최근에는 음향 동적 에너지($e_k(\vec{r}, t)$)도 포함한 제어방법에 대한 연구도 발표된 바 있다^(9,10). 음향 동적에너지는 식 (2)에서와 같이 입자속도의 에너지표현이며, 이 입자속도는 식 (1)에 의하여 음파의 공간상의 모양과 관계가 있다. 이와 같이 임의지점(\vec{r})에서 음향 에너지 밀도($e(\vec{r}, t) = e_p(\vec{r}, t) + e_k(\vec{r}, t)$)를 가격함수로 하는 경우 음압과 음압의 공간상 변화율을 함께 고려하게 됨으로서 음향 포텐셜 에너지($e_p(\vec{r}, t)$)만을 측정하는 것에 비하여 가관측성이 증대되어 좀 더 향상된 제어 결과를 기대할 수 있을 것이다. 음향 에너지 밀도 측정을 위하여 6개의 마이크로폰을 이용한 음향 에너지 밀도 센서가 제시되기도 하였다⁽¹⁰⁾. 음향 에너지 밀도 센서의 고안자는 음장 내 한 지점에서 음향 에너지 밀도를 제어하여 광역 음향 포텐셜 에너지($\int e_p(\vec{r}, t) dV$)를 제어할 수 있다고 주장하고 있으나, 이는 두 가격함수, 즉 \vec{r} 위치에서의 국부 음향 에너지 밀도($e(\vec{r}, t) = e_p(\vec{r}, t) + e_k(\vec{r}, t)$)와 광역 음향 포텐셜 에너지($\int e_p(\vec{r}, t) dV$)가 일반적으로 비례관계를 갖지 않으므로, 광역 소음제어까지를 기대하는 것에는 무리가 있다고 할 것이다.

5. 음향 파워의 능동제어

이것은 음원의 방사 음향 파워를 능동적으로 제어하여 소음의 원인 자체를 줄여 보고자 하는 제어 방법으로서, 가격함수는 음원의 방사 음향 파워로 한다. 이 방법의 핵심

은, 제어음원을 구동시켜 주 소음원의 음향 방사 효율을 떨어뜨림으로써 약한 방사체(weak radiator)로 변형시키는 데 있다.

이러한 음향 파워 제어 개념은 음향 에너지 제어 개념보다는 뒤늦게, 1960년대 말, 음향학에서의 Huygen의 원리⁽³⁾를 적용하여 자유공간(free field) 내 소음원을 둘러싼 표면에 단극(monopole)과 쌍극(dipole)으로 구성된 무한 개의 제어음원들을 적절히 구동시키면 주 소음원의 음향방사를 이론적으로 완벽하게 억제(perfect suppression)할 수 있다는 Jeseel⁽¹¹⁾의 연구에서 그 원형을 찾을 수 있다. 이는 3장에서 언급한 이상적 가제어성의 첫번째에 해당한다. 그 후 Nelson 등^(12,13)에 의해 자유공간 내 단극 점음원들의 방사 음향 파워를 가격함수로 하고, 현실적으로 불가능한 무한개의 제어음원 대신 유한한 갯수의 단극 제어 점음원을 사용한 능동 최적화 문제(active optimization problem) 분석으로 활발히 연구된 분야이다.

초기에 다루어졌던, 점음원들에 의한 방사 소음을 유한한 갯수의 점음원들로 제어하는 능동 음향 파워 제어 개념은, 1990년대에 들어서면서 임의형상의 진동 구조물의 방사 음향 파워 제어 문제로 자연스럽게 확장되어, 유한한 갯수의 요소 방사체(elemental radiator)들의 조합 또는 진동 구조물의 진동 모드별 방사체(modal radiator)들의 조합 등의 해석을 통하여 자유공간에서의 그 적용 가능성이 활발히 연구 중이다^(14~22).

또한, 능동소음제어에서 부가적인 제어음원으로써 전통적으로 사용되어온 스피커 대신, 구조물을 직접 능동 가진하는 방식에 대하여도 최근 많은 연구가 이루어지고 있다^(17~19). 이 때, 주의할 점은 구

조물의 진동을 능동적으로 줄였다 할지라도 구조물의 방사 음향 파워는 오히려 증가될 수 있다는 점이다^(15,17). 즉, 능동 제어의 가격함수는 구조물의 진동 에너지가 아니라 방사음향 파워로 하는 것이 소음제어의 입장에서 타당하다고 할 수 있다. 이러한 제어 방식은 고전적 의미에서의 순수한 능동 소음 제어(ANC; Active Noise Control)란 용어와는 별도로, 구조 진동과 음향 문제를 함께 다룬다 하여 능동 구조음향 제어(ASAC: Active Structural Acoustic Control)로 일컬어지고 있다. 이러한 능동 구조음향 제어 방식에 의한 음향 파워 제어 개념은 그 이론적 해석과 더불어 최근 간단한 구조물에 대한 실험결과도 제시되고 있다.

이 분야 중 널리 연구되고 있는 한 부문은, PZT(piezoelectric ceramic transducer)⁽¹⁵⁾, PVDF(polyvinylidene fluoride film)⁽¹⁶⁾ 등의 재료를 응용하여 능동 구조음향 제어를 하려는 노력으로서, 외부에 마이크로폰, 스피커 등의 음향 트랜스듀서를 쓰지 않고 구조물 자체에 진동 센서, 진동 액츄에이터를 함께 붙여 소위 '영리한 구조물(smart structure)'의 구현 가능성 연구분야이다.

다음에서는, 음향학적 입장에서 음원의 음향 방사 파워를 가격함수로 하여 어떠한 경우에 이득을 볼 수 있는가 즉, 능동 음향 파워 제어 방식을 적용할 수 있는 음장 성격을 고찰하여 보기로 하자.

가장 알기 쉬운 경우로서, 반사파가 존재하지 않는, 즉 자유음장(free field)에서의 경우를 먼저 생각하여 보자. 이 경우 임의 위치에서의 음향 에너지 밀도와 음원의 음향 방사 파워 사이에 직접 그 비례관계가 성립하므로, 굳이 국부 제어, 광역 제어라는 개념을 생각

하지 않고도 음향 파워 자체가 당연한 가격함수로 받아들여질 수 있다. 사실상 능동 음향 파워 제어에 대한 연구는 주로 이러한 자유음장을 대상으로 연구되어져 왔다.

또 하나의 극단적인 경우는, 은파가 무수히 반사되어 공간 내 모든 위치와 방향으로 같은 크기와 확률로 음향 에너지가 형성되는 확산음장(diffuse field)이다. 이 경우는 실내 음향학분야에서 잘 알려진 Sabine이론⁽³⁾에 의해 음원의 방사파워(W) 음향 에너지 밀도(e) 사이에는 다음과 같은 비례 관계가 있다. 즉

$$W = \frac{cA_s}{4} \cdot e \quad (20)$$

여기에서 c 는 음속을 나타내며, A_s 는 상당개방 창문 면적(equivalent area of windows)이라 불리우는 인자로서 잔향시간(reverberation time)과 상관된 실내의 특성치이다. 즉, 확산음장의 경우에도 음원의 음향파워를 능동 제어함으로써 공간 내 음향 에너지 밀도를 직접 제어하는 결과를 얻을 수 있다.

능동 음향 파워 제어의 또 다른 적용 가능성에 대한 저자들에 의한 최근 연구^(23~25)에 따르면, 자유음장, 확산음장 외에 약한 댐핑을 갖는 실내음장(lightly damped enclosure field)의 경우에도 음원의 음향 파워 제어에 의해 간접적으로 광역 음향 포텐셜 에너지 제어 효과를 볼 수 있다. 다음에서는 그 이유를 간단히 살펴보기로 한다.

임의의 음원 분포와 큰 음향 임피던스 값($Z(\omega)$)을 갖는 즉, 반사가 심한 벽들로 구성된 실내음장의 경우, 임의 지점 \vec{r} 에서의 음압은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$p(\vec{r}, \omega) = \sum_n a_n(\omega) \psi_n(\vec{r}) \quad (21)$$

여기서 $\psi_n(\vec{r})$ 은 강제 벽들로 구성된 동일형상의 실내에 대한 고유함수이고 $a_n(\omega)$ 는 음원분포와 벽면 조건에 의해 결정되어지는 모드 진폭을 나타낸다.

실내공간 전체에 대한 음향 포텐셜 에너지($E_p(\omega)$)는 식 (2), (8a) 과 식 (20)으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$E_p = \frac{1}{4\rho_0 c^2} \int_V |p(\vec{r}, \omega)|^2 dV = \frac{1}{4\rho_0 c^2} \sum_n |a_n(\omega)|^2 \quad (22)$$

또한, 임의의 주음원 분포와 제어 음원 분포에 의한 전체음원의 시간 평균 방사 음향파워($W_T(\omega)$)는 식 (7)로부터 주파수 영역에서 다음과 같이 표현된다.

$$W_T(\omega) = \int_S \vec{I}_a(\vec{r}_s, \omega) \cdot d\vec{s} \quad (23)$$

여기서 $\vec{I}_a(\vec{r}_s, \omega)$ 는 벽면을 통해 빠져 나가는 능동 음향 인텐시티(active sound intensity)를 의미하며, 벽면 조건과 음장 분포에 의해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\vec{I}_a(\vec{r}_s, \omega) = \frac{1}{2} Re \left\{ \frac{p(\vec{r}_s, \omega)}{Z(\vec{r}_s, \omega)} \right\} \quad (24)$$

식 (21), (24)를 식 (23)에 대입하면 다음의 결과를 얻을 수 있다.

$$W_T(\omega) = \frac{V}{2\rho_0 c} \sum_n |a_n(\omega)|^2 R_n(\omega) \quad (25)$$

여기에서 $R_n(\omega)$ 은 벽면의 댐핑에 의해 발생하는 주파수별 음향 모드 댐핑을 나타낸다.

$$R_n(\omega) = \frac{1}{V} \int_S Re \left\{ \frac{\rho c}{Z(\vec{r}_s, \omega)} \right\} \psi_n^2(\vec{r}_s) dS \quad (26)$$

식 (22)과 식 (25)으로부터 음원들의 음향 방사 파워와 실내전체의 음향 포텐셜 에너지 사이의 비율은 다음과 같이 얻어진다.

$$\frac{W_T(\omega)}{E_p(\omega)} = 2c\beta(\omega) \quad (27)$$

여기에서

$$\beta(\omega) = \frac{\sum_n |a_n(\omega)|^2 R_n(\omega)}{\sum_n |a_n(\omega)|^2} \quad (28)$$

만약 $\beta(\omega)$ 가 제어음원 구동에 의해 영향을 받지 않는다면, 식 (27)으로부터 음향파워와 음향 포텐셜 에너지가 비례관계로 가지므로, 능동제어 입장에서 음원의 음향 파워 제어를 통해 계 내의 전체 음향에너지를 제어할 수 있을 것이다. 그러나 식 (28)에서 보듯이 비례인자 $\beta(\omega)$ 는 벽면조건에 의해 결정되는 모드 댐핑항($R_n(\omega)$) 뿐만 아니라 제어음원 구동에 의해 영향받는 모드 진폭과도 관계되어 있다. 이제 음장을 다시 낮은 모드 밀도(low modal density)를 갖는 저주파수 영역과 높은 모드 밀도(high modal density)를 갖는 고주파수 영역으로 구분하여 생각하여 보기로 하자.

Morse⁽²⁶⁾의 해석에 의하면 높은 모드 밀도 영역에서의 모드 댐핑항 $R_n(\omega)$ 은 계의 잔향시간과 상관되므로 결국 모드 종속성을 가지지 않는다. 이로부터 식 (28)의 비례인자 $\beta(\omega)$ 는 모드 진폭과 상관없는 상수가 되어 음향 파워제어는 곧 전체 음향 에너지 제어의 의미를 갖게 된다.

낮은 모드 밀도 영역에서의 임의의 주파수에서의 음압은 근접 고유주파수를 갖는 지배모드($a_d(\omega)$)와 나머지 잉여 모드의 합으로 생각할 수 있다. 왜냐하면 계의 감쇠가 작으므로 모드의 중첩정도가 낮기 때문이다. 이러한 경우 식 (28)은 다음과 같이 표현된다.

$$\beta(\omega) = \frac{[|a_d(\omega)|^2 R_d(\omega) + \sum_{n \neq d} |a_n(\omega)|^2 R_n(\omega)]}{[|a_d(\omega)|^2 + \sum_{n \neq d} |a_n(\omega)|^2]} \quad (29)$$

여기에서

$$\left| \frac{a_n(\omega)}{a_d(\omega)} \right| = \epsilon_n(\omega) \ll 1, \quad n \neq d \quad (30)$$

식 (29)의 분자, 분모를 각각 $|a_d(\omega)|^2$ 으로 나누면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \beta(\omega) &= R_d(\omega) \{1 + O(\epsilon^2(\omega))\} \\ &\approx R_d(\omega) \end{aligned} \quad (31)$$

즉, 식 (31)과 식 (27)로부터 비례인자 $\beta(\omega)$ 가 제어음원의 구동에 영향을 받지 않으므로 음향 파워 제어에 의해 전체 음향 포텐셜 에너지 제어의 의미를 갖는다고 할 수 있다.

능동 음향파워 제어가 적용 가능한, 전술한 세 형태의 음장 형태 중 자유음장과 확산음장에서의 그 제어 특성은 잘 알려져 있다^(12,13,27). 즉, 주음원과 제어 음원 사이의 거리가 관심 있는 소음 파장의 사분의 일보다 작게 제어음원을 주음원에 근접 위치시켜야 이득을 볼 수 있다는 특성을 지니고 있다. 약한 댐핑을 갖는, 즉 강한 반사파가 존재하는 실내음장의 경우에는 주음원과 제어음원 사이의 거리뿐 아니라 공간적으로 주기적인 모드 형상과도 관련이 있으리라는 사실은 쉽게 이해될 수 있다^(23,24). 다음에서는 실내음장에 대한 음향 파워 제어의 수치실험 및 실제 실험 결과를 살펴보도록 한다.

그림 7은 길이 $L=1\text{m}$, 단면적 $S=0.02\text{m}^2$, 양 단 반사계수 $R_0=0.9$ 인 약한 댐핑을 갖는 일차원 실내음장에서 위치 $x_p=0\text{m}$, 강도 $q_p=2 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$ 의 주음원이 구동되고 있을 때, 위치 $x_s=0.4\text{m}$ 에서의 제어음원을 통하여 음향파워 제어를 하였을 때(실선) 음장 전체 영역에서의 음향 포텐셜 에너지($\int \dot{b}e_p(x) dx$)변화를 수치 실험한 결과를 보여주고 있다. 점선은, 비교의 대상으로서 계 내 전체 음향 포텐셜 에너지를 가격함수로 하여 제어음

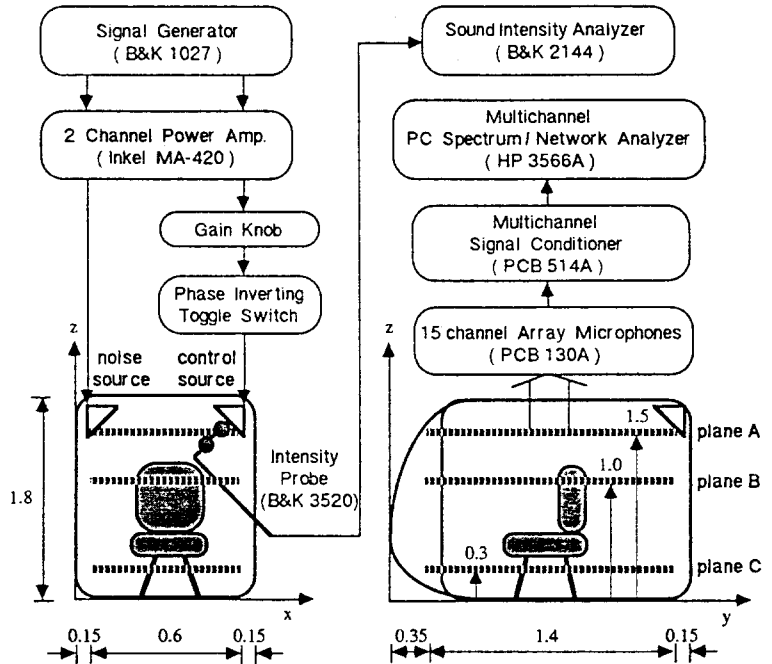


그림 8 중장비 운전실 내 능동 음향파워 제어 실험 구성도

원에 의해 최적화시킨 이론 결과를 보여주고 있다. 전체 주파수 영역에 걸쳐 음향 파워 제어(실선)가 전체 음향 포텐셜 에너지 제어(점선)보다 약간 그 성능이 떨어지나, 전반적으로 유사한 결과를 보임을 알 수 있다. 두 방법 모두 큰 이득을 보지 못한 230Hz, 610Hz 근방의 주파수 성분들은, 제어 음원과 상관된 음향학적 가제어성, 즉 현재의 제어음원 위치에서 주 음장에 영향을 끼칠 수 없는 성분들로 볼 수 있다.

그림 8은 반사가 심한 유리 및 철판으로 구성된 중장비 운전실을 대상으로 한 능동 음향파워 제어의 실험 구성도이다. 운전실 후면 상단 구석에 2조의 스피커를 사용하여, 좌측 스피커는 주 소음원으로 우측 스피커는 제어음원으로 구성하였다. 음향 파워의 측정은 상용 음향 인텐시터 탐측기(B&K 3520)를 사용하여 스피커 전면에서 3cm 떨어진 한 위치에서의 음향 인텐시티 측정에 의해 이루어졌으며,

제어 전·후의 공간 전체 음향 포텐셜 에너지 변화량은 운전실 내 세 평면(A, B, C)에서 15개의 마이크론을 사용하여 전체 180 위치에서의 음압테벨 합으로 평가하였다. 그림 9는 5개의 공진주파수 성분에 대한 그 제어결과를 보여주고 있다. 첫번째 3개의 주파수에 대하여는 큰 이득을 본 반면 나머지 두 개의 주파수 성분에서는 상

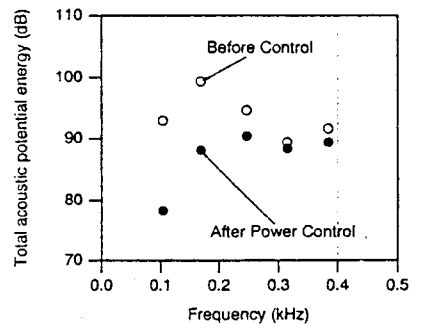


그림 9 능동 음향파워 제어 전·후의 중장비 운전실 내 전체 음향 포텐셜 에너지의 변화

대적으로 적은 이득을 보이고 있다. 이는 모드 중첩에 의한 가제어성 하락, 즉 어떠한 주파수에서 하나의 제어음원으로 하나의 모드가 제어될 때 다른 잔류모드까지 가진 하게 되기 때문으로 볼 수 있다. 또한 현재실험에서 100Hz 이하, 400Hz 이상에서는 거의 이득을 보지 못했으며, 이는 400Hz 이상 고주파수 영역에서는 스피커 전면 한 지점에서의 인텐시티 측정으로 음원파위를 대체할 수 없는 가관측성의 저하와 전술한 모드 중첩에 의한 가제어성 하락에 의한 것이며, 100Hz 이하의 저주파수 영역에서는 스피커의 비선형성에 의한 영향으로 보여진다.

이러한 음향 파워 제어 방법은 그 연구 배경에서도 나타나듯이 음향 에너지 제어 방법에 비해 짧은 역사를 갖고 있어, 음향 에너지 제어 방법은 실제 상품화 과정까지 이루어지고 있는 반면, 음향 파워 제어기술은 현재 실험실 수준의 연구가 다양하게 진행 중이다. 음향 파워를 가격 함수로 한 능동소음 제어 방식의 경우 음향 파워의 계측이 이루어져야 함은 물론이다. 그러나 음향파워 계측의 경우 음압과 입자 속도의 계측을 요구하고 있고 물론 이를 위하여 상품화된 인텐시티 탐측기를 사용할 수 있다고는 하나, 측정지점(들)에서의 인텐시티 계측이 주소음원과 제어음원의 음향 파워를 대표할 수 있는 경우에 한정되는 등 실제 응용을 위한 많은 어려움이 있음 또한 사실이다.

6. 음향 인텐시티의 능동제어

전술한 음향 인텐시티의 정의(식(4) 참조)에서도 알 수 있듯이, 음향 인텐시티는 공간상 임의 지점에서의 시간당 음향 에너지의 흐름이

므로, 소음 경로를 차단하고자 할 때 사용될 수 있는 능동제어의 가격함수로 가장 적합한 물리량이다. 아직 음향 인텐시티를 가격함수로 하는 능동제어 기법에 대한 연구는, 음향 에너지, 음향 파워에 대한 연구에 비해 상대적으로 많은 연구가 이루어지지 않는 상태로서, 그 특성과 적용 가능성에 대하여 좀 더 개척할 필요가 있을 것으로 보인다.

Swanson 등^(29,30)은 일반적 3차원 공간에서의 음향 인텐시티 제어를 적용하기에 앞서 1차원 덕트 음향에서의 이산 적응제어 알고리즘을 개발, 양단 밀폐된 덕트에 대하여 실험결과를 제시한 바 있다. 그러나 Swanson 등이 주장 하듯이 밀폐공간 내 한 지점에서의 음향 인텐시티 제어를 통하여 전체공간에서의 음압레벨, 즉 광역 음향 포텐셜 에너지를 제어할 수 있다는 논지에는 음향학적으로 논란이 있을 수 있다. 이는, 4장에서도 언급 하였던 Sommerfeldt 등^(9,10)에 의해 제시된 한 지점에서의 음향 에너지 밀도를 가격함수로 하여 광역 소음을 제어할 수 있다는 방법론과 같은 맥락에서 그 이유를 쉽게 찾을 수 있다. 즉, 공간 내 한 지점에서의 음향 인텐시티와 광역

음향 포텐셜 에너지 사이에는 일반적으로 비례관계가 성립하지 않기 때문이다. 다시 말해서, 국부적인 음향 인텐시티를 줄였다고 해서 광역 음향 포텐셜 에너지도 함께 감소하기를 기대할 수는 없기 때문이다.

능동 음향 인텐시티 제어의 응용 예로서, 저자들의 최근 연구⁽²⁸⁾에 따르면, 자동차 배기계와 같이 유한한 길이의 덕트경로를 따라 소음이 전파되어 덕트 끝으로부터 외부 환경으로 방사되는 소음 문제의 경우, 즉 덕트계로부터 외부계로의 시간당 음향 에너지 흐름이 있는 경우, 덕트계 하류에서의 음향 인텐시티 제어에 의해 그 소음을 덕트 내부로 가두어 외부환경으로의 소음 방출을 효과적으로 차단할 수 있음이 유도되었다. 그림 10은 그 개념도를 보여주고 있다. 다음에서는 덕트 외부방사 소음제어를 위한 능동 음향 인텐시티 제어의 실험결과를 살펴보도록 한다.

그림 11은 그 실험 장치도를 보여주고 있다. 덕트 하류에서의 음향 인텐시티 제어에 필요한 음압과 입자 속도는, 5cm 간격의 두 개의 마이크로폰으로 구성된 상용인텐시티 탐측자(B&K 3520)를 이용하여 음압은 두 음압의 평균음압

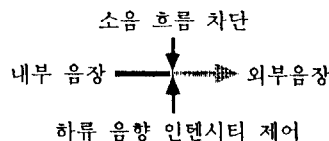
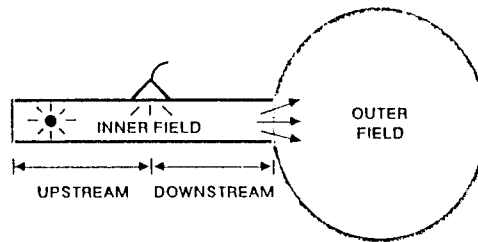


그림 10 덕트 외부 방사소음 저감을 위한 능동 음향인텐시티 제어의 개념도

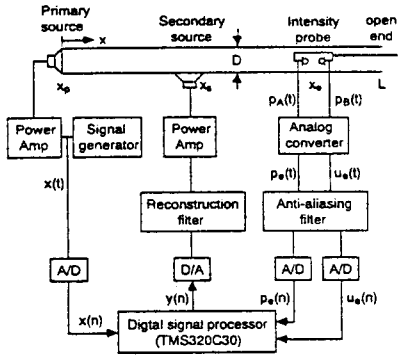


그림 11 덕트 외부 방사소음 저감을 위한 능동 음향인텐시티 제어 실험 구성도 덕트 길이 $L=2.77\text{m}$, 직경 $D=0.13\text{m}$, 주음원 위치 $x_p=0\text{m}$, 부가음원 위치 $x_s=1.0\text{m}$, 오차 센서 위치 $x_e=2.17\text{m}$, 외부 방사소음 측정 위치 (A-F) : $x_0=L+1\text{m}=3.77\text{m}$, $\Delta y_0=0.2\text{m}$

로, 입자 속도는 전술한 Euler식 (식 (1))의 차분근사화에 의해 얻었다. 이 작업은 실험시 상용인텐시티 분석기(B&K 4433)의 아날로그 변화기를 이용하여 수행하였다. 실험은 비교의 목적으로 전통적으로 널리 사용되는 하류 음압 제어와 현재의 음향 인텐시티 제어를 각기 수행하였다. 실시간 제어는 적응 필터링 방식으로 이루어졌으며, 음압 제어는 잘 알려진 filtered-x LMS(Least-Mean-Square) 알고리즘⁽³¹⁾을 사용하였고, 음향 인텐시티 제어는 시간평균 두 신호의 곱을 최소화시키는 filtered-x LMP(Least-Mean-Product) 알고리즘⁽²⁸⁾을 사용하였다. 제어 전·후의 외부 방사소음 변화량은 덕트 끝단으로부터 1m 떨어진 위치 6지점(A-F)에서 덕트축과 45° 각도까지 20cm 간격으로 측정하였다.

그림 12는 제어전 오차센서 위치

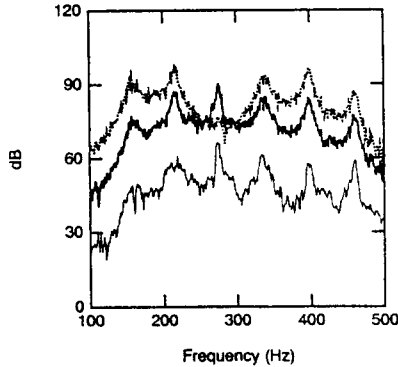


그림 12 제어 전 덕트 내 오차센서 위치(x_e)에서의 음압, 액티브 음향 인텐시티 분포와 제어 전 덕트 외부 A 위치에서의 음압 분포

(x_e)에서의 음압(점선), 액티브 인텐시티(굵은실선) 분포와 외부 위치(A)에서의 방사음압(가는 실선)의 스펙트럼을 보여주고 있다. 외부 방사음압은 덕트 내 액티브 인텐시티와 직접 상관되어 유사한 분포로 형성됨을 볼 수 있는 반면, 덕트 내 음압분포는 정재파 패턴의 영향을 받아 측정위치에 따라 다른 분포를 보임을 시사하고 있다. 현재 외부 방사음압면에서 큰 역할을

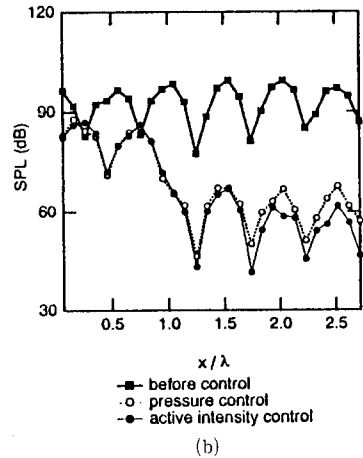
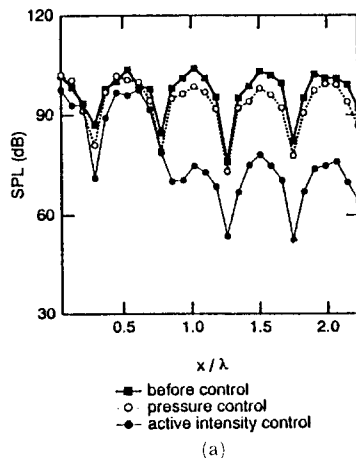


그림 13 능동 음압 제어와 능동음향 인텐시티 제어 전·후, 100~500Hz 주파수 대역 내 (a) 세번째 공진주파수(276Hz), (b) 네번째 공진주파수(337Hz)에서의 덕트 내 음압 변화

하고 있는 270Hz 근처의 소음 성분들은 덕트 내 음압 측정으로는 잘 계측되지 않고 있으나, 덕트 내 액티브 인텐시티로는 그 가관측성이 우수함을 알 수 있다.

그림 13은 음압보다 액티브 인텐시티가 우수한 관측성을 보이는 276Hz와 둘 다 유사한 관측성을 보이는 337Hz에 대한 제어 전·후의 덕트 내 28지점에서의 음압분포를 보여주고 있다. 그림 13(a)으로부터 가관측성면에서 유리한 음향 인텐시티 제어가 음압제어보다 그 제어성능이 우수함을 볼 수 있으며, 그림 13(b)로부터 유사한 가관측성을 보이는 두 제어방법이 그 제어성능 역시 유사함을 보여주고 있다.

표 1은 두 주파수 성분에 대한 외부 방사 음압함의 변화량을 보여주고 있다. 첫번째 주파수(276Hz)이 경우 음향 인텐시티 제어 방식이 음압 제어 방식보다 18dB 정도의 큰 이득을 보았으며, 두 번째 주파수(337Hz)의 경우 유사한 성능을 보이나 이 경우에서도 약 3 dB 정도의 이득을 보았음을 알 수 있다.

표 1 능동 음압 제어와 능동 음향 인텐시티 제어 전·후, 덕트 외부 위치(A-F)에서의 음압합의 변화

Investigated frequency (Hz)	Sum of SPL before control (dB)	Sum of SPL after pressre 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)

일반적으로 음향 인텐시티는 음향학적으로 음향파위와 밀접한 관계를 지니고 있으므로, 음향 인텐시티의 능동 제어 개념은 5장에서 음향 파워 제어 개념과 연계할 필요가 있으며, 소음 전달 경로의 차단성 등에 대하여 좀 더 지속적인 연구가 이루어져야 할 것으로 보인다.

7. 맺 음 말

이상과 같이 능동 소음 제어에 있어서, 음장 혹은 음원을 표현하는 물리량인 음향 에너지, 파워, 인텐시티를 통하여 제어 가격함수로서의 각 의미를 살펴보았다. 정리하면, 이 세 가지 물리량들은 음향에너지의 균형이라는 물리적 변칙에 의해 서로 단단히 결속되어 있으며, 이들은 음장의 형태와 성격 그리고 파장과 주파수 등과 관련이 있으므로, 능동 소음 제어 입장에서 제어 목적에 맞게 적절히 사용할 필요가 있다고 할 수 있다.

음향 에너지의 제어 개념 즉, 음향 에너지를 가격 함수로 하는 제어 방법은, 원하는 정숙공간(zone of quiet)을 제어할 때 그 적절성이 있음을 보았으며, 음향 파워는 그 물리량 자체가 어떤 음원의 특성을 표현하고 있으므로 제어에 의하여 방사 효율을 감소(weak radiator)시키고자 할 때 가장 자연스러운 가격 함수가 됨을 살펴보았다. 또한 음향 인텐시티라는 물리량은 음향 에너지의 전달 특성을

대표하는 특성임을 살펴보았고, 따라서 소음 전파의 감소(noise transmission reduction)를 위한 제어가 가격 함수로의 당위성을 확인하였다. 이러한 모든 제어 방법들이 사실은 가관측성 및 가제어성을 가져야 함은 주지의 사실이며, 음향 파워나 인텐시티를 가격 함수로 하는 제어 방법의 경우 실제적인 가관측성상의 문제점으로 인하여 그 현실성이 아직은 거리가 있다 하겠다.

참 고 문 헌

(1) P. Lueg, 1936, Process of Silencing Sound Oscillations. US Patent No. 2,043,416.
 (2) W.B. Conover, 1956, Noise Control 2, 78~82, Fighting Noise with Noise.
 (3) A.D. Pierce, 1989, Acoustics: An Introduction to its Physical Properties and Applications, McGraw-Hill, New York.
 (4) J. Tichy, G.E. Warnaka, and L.A. Poole, 1984, ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress Reliability in Design, 106, 399~404, A Study of Active Control of Noise in Ducts.
 (5) R.F. La Fontaine and I.C. Shepherd, 1985, Journal of Sound and Vibration 91, 351~362, An Experimental Study of a Broadband Active Attenuator for Cancellation of Random Noise in Ducts.

(6) Anthony C. Zander and Collin H. Hansen, 1993, Journal of Acoustical Society of America, 94(2), 841~848, A Comparison of Error Sensor Strategies for the Active Control of Duct Noise.
 (7) S.J. Elliott, P.A. Nelson, I.M. Stothers and C.C. Boucher, 1990, Journal of Sound and Vibration, 140, 219~238, In-Flight Experiments on the Active Control of Propeller-Induced Cabin Noise.
 (8) D.C. Perry, S.J. Elliott, I.M. Stothers and S.J. Oxley, 1989, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Conference on Automotive Electronics, 150~163, Adaptive Noise Cancellation for Road Vehicles.
 (9) S.D. Sommerfeldt and P.J. Nashiff, 1994, Journal of Acoustical Society of America, 96, 300~306, An Adaptive Filtered-x Algorithm for Energy-Based Active Control.
 (10) S.D. Sommerfeldt, J.W. Parkins and Y.C. Park, 1995, Active 95, Newport Beach, USA, 477~488, Global Active Noise Control in Rectangular Enclosures.
 (11) M.J.M. Jessel, 1968, Proceedings of the 6th International Congress on Acoustics, Tokyo, Paper F-5-6, 82, Sur Les Absorbours Actifs.
 (12) P.A. Nelson and S.J. Elliott,

- 1986, Journal of Sound and Vibration 105, 173~178, The Minimum Power Output of a Pair of Free Field Monopole Sources.
- (13) P.A. Nelson, A.R.D. Curtis, S.J. Elliott and A.J. Bullmore, 1987, Journal of Sound Vibration 116, 397~414, The Minimum Power Output of Free Field Point Sources and the Active Control of Sound.
- (14) L. Song, G.H. Koopmann and J.B. Fahnlne, 1990, Journal of Acoustical Society of America 89, 2786~2792, Active Control of the Acoustic Radiation of a Vibrating Structure using a Superposition Formulation.
- (15) J. Pan, S.D. Snyder, C.H. Hansen and C.R. Fuller 1992 Journal of Acoustical Society of America 91, 2056~2066, Active Control of Far Field Sound Radiated by a Rectangular Panel-A General Analysis.
- (16) R.L. Clark and C.R. Fuller, 1992, Journal of Acoustical Society of America, 91 3321~3329, Modal Sensing of Efficient Acoustic Radiators with PVDF Distributed Sensors in Active Structural Acoustic Approaches.
- (17) V.L. Metcalf, C.R. Fuller, R. J. Silcox and D.E. Brown, 1992, Journal of Sound and Vibration, 153, 387~402, Active Control of Sound Transmission Radiation from Elastic Plates by Vibration inputs, II : Experiments.
- (18) K. Naghshineh and G.H. Koopmann, 1992, Journal of Acoustical Society of America, 92, 856~870, A Design Method for Achieving Weak Radiator structures Using Active Vibration Control.
- (19) R.L. Clark and C.R. Fuller, 1992, Journal of Acoustical Society of America, 91, 3313~3320, Experiments on Active Control of Structurally Radiated Sound Using Multiple Piezoceramic Actuators.
- (20) J.A. Giordano, K.A. Cunefare and G.H. Koopmann, 1993, ASME Journal of Vibration and Acoustics, 115, 53~58, An Experiment on Optimization of Active Noise Control on a Three-Dimensional Extended Radiator.
- (21) J. Millard and C.R. Fuller, 1994, Journal of Acoustical Society of America, 95, 3252~3261, Advanced Time Domain Wave-Number Sensing for Structural Acoustic System, I. Theory and Design.
- (22) T.S. Song, G.P. Gibbs and C. R. Fuller, 1995, Proceedings of the 13th International Modal Analysis, Vol. 1, 532~538, Analysis and Determination of Microphone Sensor Locations for Active Structural Acoustic Control.
- (23) Seong-Woo Kang and Yang-Hann Kim, 1995, Active 95, Newport Beach, USA, 465~476, Active Global Noise Control by Sound Power.
- (24) Seong-Woo Kang and Yang-Hann Kim, 1995, Submitted to Journal of Sound and Vibration, Possibility on Global Noise Reduction by Active Sound Power Control.
- (25) Seong-Woo Kang and Yang-Hann Kim, 1995, Submitted to Journal of Sound and Vibration, Causally Constrained Active Sound Power Control.
- (26) P.M. Morse, 1948, Vibration and Sound, 2nd Edition, Reprinted in 1981 by the Acoustical Society of America.
- (27) P. Joseph, S.J. Elliott and P. A. Nelson 1994 Journal of Sound and Vibration 172, 605~627, Near Field Zones of Quiet.
- (28) Seong-Woo Kang and Yang-Hann Kim, 1994, Submitted to Journal of Sound and Vibration, Active Intensity Control for the Reduction of Radiated Duct Noise.
- (29) D.C. Swanson, 1994, Proc. of Internoise94, Yokohama, 1253~1258. Active Control of Acoustic Intensity Using a Frequency Domain Filtered-x Algorithm.
- (30) K.M. Reichard, D.C. Swanson and S.C. Hirsch, 1995, Active 95, Newport Beach, USA, 395~406, Control of Acoustic Intensity Using Frequency Domain Filtered-x Algorithm.
- (31) B. Widrow and S.D. Stearns 1985, Adaptive Signal Processing, Prentice Hall, Inc.