

## 자동차 분야의 능동 소음제어

■ 안 등 준 / 아주자동차대학 자동차계열 교수

### 1. 개요

차량 내부에서 발생하는 소음은 탑승자의 쾌적한 운전 조건을 방해하는 대표적인 요인으로 지목 받고 있으며, 특히 디젤엔진이 탑재된 SUV(Sports Utility Vehicle)의 증가에 따라 소음 저감 요구는 점차 증대되고 있다.

수동적인 소음 저감 기술의 발달로 인해 새로 판매되는 승용차의 경우 차량내부의 소음이 많이 감소되었지만, 타이어 및 도로소음, 고속운행시의 소음 증가는 여전히 상존하고 있다.

자동차 분야에서 연구, 적용되고 있는 능동 소음 제어기법은 크게 보아서 수동형 머플러의 능동형 머플러 대체, 차량 실내 소음 저감, 블로워 모터의 팬 소음

저감 등으로 분류할 수 있다.

### 2. 능동형 머플러에의 적용

기존의 수동형 머플러는 내연기관의 배기 소음을 저감하기 위하여, 배기 가스가 챔버(chamber) 내의 차폐 경로를 통과하면서 소음이 감쇄, 흡수되는 방식을 적용하고 있다. 이 방식은 배기 가스의 원활한 방출을 방해하는 작용을 하므로 엔진의 출력 감소, 연비 저하의 부정적인 영향을 준다. 능동형 머플러(active silenser, electronic muffler)는 이러한 수동형 머플러의 단점을 해결하기 위하여 배기 파이프를 직관화 함으로써 앞에서 언급한 문제점을 해결하려고 하는 것이다.(그림 1. 참조) 이에 따른 배기 소음의 저감은 능동 소음 제어 기법을 적용하여 저감한다[1].

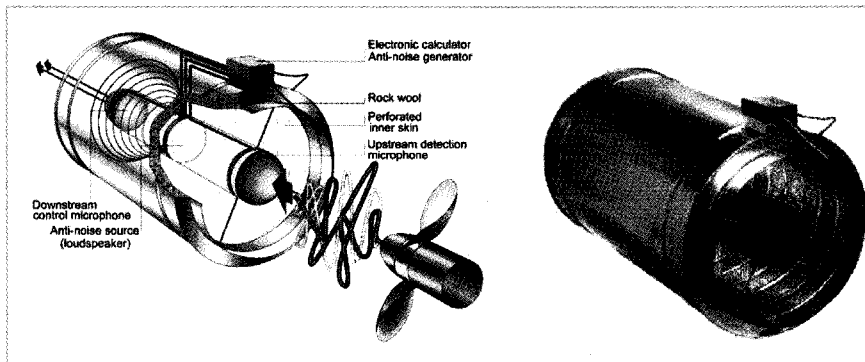


그림 1 능동 머플러의 개념도 및 실물 사진

#### 2.1 능동형 머플러를 위한 적응 필터

배기 소음에 대한 능동 소음 제어 기법은 단일 채널 (single channel) 협대역 (narrow band)인 경우로 적용하고 있는데, 그림 2.

는 FXLMS(Filtered\_X Least Mean Square) 알고리즘을 적용한 경우의 블록 다이어그램을 보인 것이며, 식 (1),(2)는 제어 필터 알고리즘을 나타낸다[2].

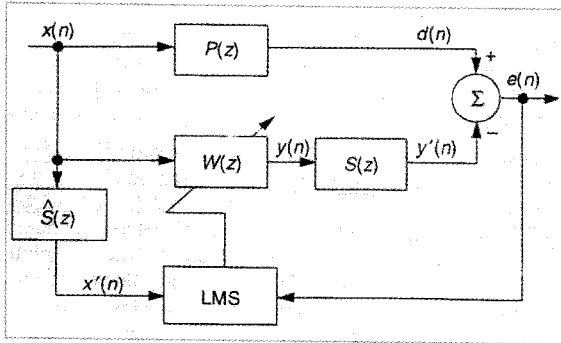


그림 2 기본적인 능동 소음제어 시스템

$$e(n) = d(n) - s(n) * [w^T(n)X(n)] \quad (1)$$

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

$$X(n) = [x(n) \ x_1(n) \ \dots \ x(n-L+1)]$$

$$w(n+1) = w(n) + \mu x'(n)e(n) \quad (2)$$

$$= w(n) + \mu [s(n) * x(n)]e(n)$$

그림 2.에서 기준신호 x(n)에 대한 정보를 얻기 위한 방법은 직접 소음신호를 마이크로 폰으로 얻거나, 그림 3.에서의 경우처럼 엔진 회전수와 비례하는 동기화 신호를 생성하는 방법[3]을 고려할 수 있는데, 후자의 방법은 다음과 같은 장점을 가지기 때문에 많이 사용되며 그림 4.는 이를 적용한 협대역 능동소음제어 시스템이다.

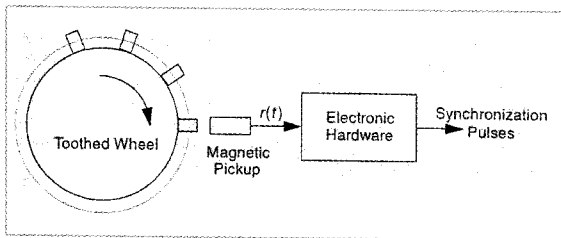


그림 3 동기화 펄스 생성 원리

1) 기준신호를 검출하기 위한 마이크로 폰과 2차 음원 사이의 음향 궤환(acoustic feedback)이 발생하

지 않음[4].

- 2) 기준 신호 마이크로 폰을 사용함으로써 발생하는 비선형성과 열화문제를 피할 수 있음.
- 3) 소음원의 인과율(causality) 제약을 피할 수 있음.
- 4) 기준 신호를 합성할 수 있으므로 소음원의 고조파를 독립적으로 제어할 수 있음.
- 5) 제어 필터 구조를 FIR(Finite Impulse Response) 필터 구조로 적용할 수 있음.

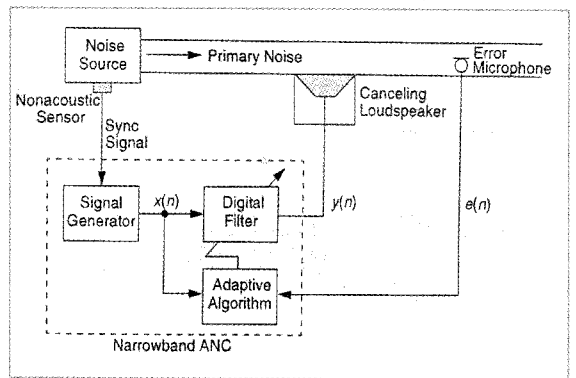


그림 4 협대역 능동 소음 제어 시스템

## 2.2 능동형 머플러의 구현 및 성능

능동형 머플러에서의 배기 소음 특성은 엔진 기동수, 엔진 회전속도의 함수로 표현되는 고조파의 형태로 나타낼 수 있으며, 엔진 회전속도의 가변에 따라 시변 특성을 가지며, 실제로 시스템 구현 시 극복하여야 할 문제점은 표.1과 같다.

표 1 능동 머플러 구현시의 문제점 및 대책

문제점	해결대책
능동형 머플러의 크기 제한 및 가격 부담	하드웨어의 저가격화 및 성능 향상
능동소음 제거기 고장시 대처	2차음원 스피커가 수동 댐퍼로 작동
소음원과 소음 전파 경로의 시변 특성	실시간 추정 기법으로 해결
고온의 배기 가스 (설씨 550도 이상)	스피커, 마이크의 보호(그림 2)
고압(170[dB]이상)의 배기 가스	passive 방식과 병용(그림 3)
온도 가변에 따른 배기 가스 음속의 가변(200[m/s] 부근에 변동)	적응 필터 기법으로 해결

### 사례 1.

표 2는 발전기 동력원으로 사용된 450마력, 6기통, 2행정 디젤 기관에 능동형 머플러를 적용한 결과이다[5].

표 2 디젤엔진에 적용된 능동형 머플러

적용기법	측정 소음(dB)	back pressure
직관화 머플러	123	없음
기존 머플러	89	1.5 in. Hg *
능동형머플러	81	없음

\* Inches of mercury

### 사례 2.

2차음원 스피커 및 오차 마이크로폰이 고열, 고압인 배기 파이프의 열악한 환경을 견디기 위하여 그림 5.와 같은 스피커 보호용 박스, 강우와 풍압에 대한 보호를 위하여 covering sheet등을 적용하기도 한다.(배기가스 온도 섭씨 410도, 배기 풍속 40[m/s] 일 경우 200[Hz] 이하의 주파수대역에서 10~30[dB] 감쇄효과[6])

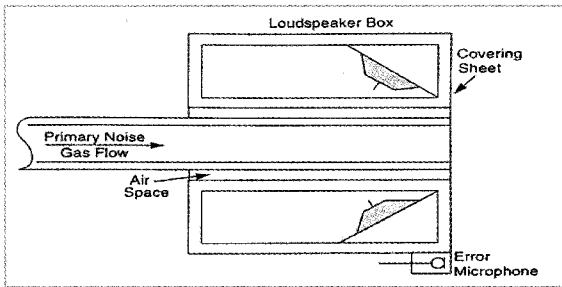


그림 5 2차 음원과 오차 마이크로폰의 보호

### 사례 3.

그림 6.은 수동형 머플러와 능동형 머플러를 병행하여 적용한 방식으로, 저주파 배기 소음만 통과 되도록 설계된 passive chamber를 적용하였고 오차 마이크로폰을 배기 파이프 중단 자유 공간에 두었다(90[Hz]주파수대역에서 26[dB] 감쇄효과[7,8,9]).

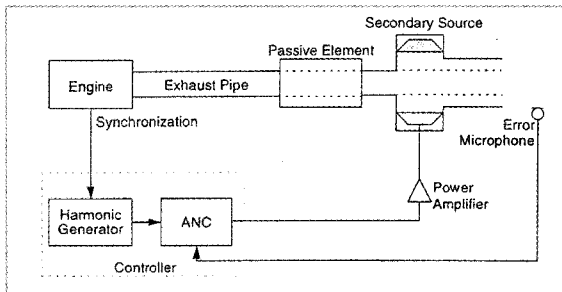


그림 6 수동형 및 능동형 머플러 구현 예

## 3. 차량 내 소음 저감의 경우

차량 내부에서 존재하는 소음은 엔진, 트랜스미션, 타이어 진동, 풍압, 팬, 도로 소음 등에 의해 발생하게 되는데, 이와 같은 소음원은 작은 규모의 3차원 공간에서 전파되므로 소음 저감 목적은 다음과 같은 목표로 정의될 수 있다.

- 1) 소음 감쇄의 총량 제어
- 2) 감쇄 영역의 설정(답승자 위치 고려)
- 3) 협대역/광대역 소음에 대한 제어 알고리즘 설계
- 4) 다중 채널 알고리즘 설계

### 3.1 광대역 소음 제어를 적용 필터

2장에서 언급한 FIR 제어 필터 구조는 협대역 소음 원인 경우에 비적 좋은 특성을 보이지만, 소음원이 광대역이거나, 제어시스템들의 전달함수가 IIR(Infinite Impulse Response) 구조를 가지면(음향 케환이 존재하는 경우) 필터의 차수가 매우 커져 알고리즘 계산량이 증가하는 상황이 발생한다. 이를 해결하기 위한 방법으로 제어 필터 구조를 IIR 필터로 적용하면 좋은 결과를 얻을 수 있는데, 그림 7.은 IIR 필터 구조로 구성되어 있는 능동 소음 제어 시스템을 보인 것이고 식 (3), (4)는 적용 필터 알고리즘을 보인 것이다[4].

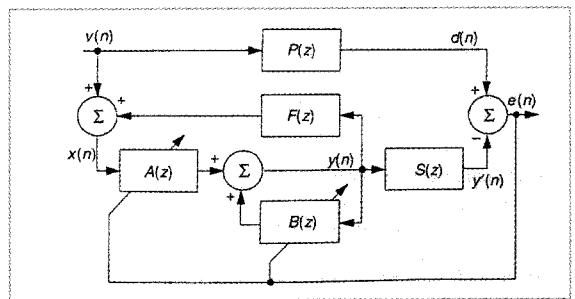


그림 7 IIR 필터 구조의 능동 소음 제어 시스템

$$y(n) = a^T(n)x(n) + b^T(n)Y(n-1) \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } Y(n-1) &\equiv [y(n-1) \ y(n-2) \ \dots \ y(n-M)]^T \\ a(n) &\equiv [a_0(n) \ a_1(n) \ \dots \ a_{L-1}(n)]^T \\ b(n) &\equiv [b_1(n) \ b_2(n) \ \dots \ b_M(n)]^T \end{aligned}$$

제어 필터 갱신식은,

$$\begin{aligned} a(n+1) &= a(n) + \mu X'(n)e(n) \\ b(n+1) &= b(n) + \mu Y'(n-1)e(n) \end{aligned}$$

$$(X'(n) = \hat{s}(n) * X(n), \ Y'(n-1) = \hat{s}(n) * Y(n-1))$$

$$W(n+1) = W(n) + \mu[\hat{s}(n) * U(n)]e(n) \\ = W(n) + \mu U'(n)e(n) \quad (4)$$

여기서,  $W(n) \equiv [a(n) b(n)]^T$   
 $U(n) \equiv [X(n) Y(n-1)]^T$   
 $U'(n) \equiv \hat{s}(n) * U(n)$

2장에서 언급한 FXLMS 알고리즘과 비교하기 위하여 그림 7.의 시스템을 FULMS(Filtered\_U LMS) 알고리즘이라고 부르기도 한다.(그림 8.)

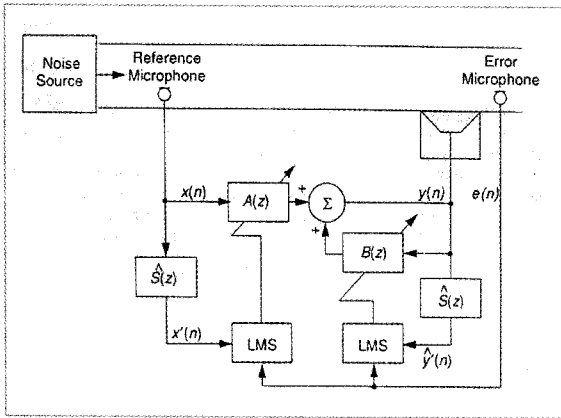


그림 8 FULMS 알고리즘을 사용한 능동 소음 제어 시스템

### 3.2 다중 채널 능동 소음 제어를 위한 적응 필터

다중 채널 알고리즘은 여러 개의 기준신호, 2차음원, 오차 마이크로 폰으로 능동 소음 제어 시스템을 구성하여야 할 때 고려되는 것으로, 그 구조가 복잡하고, 계산량이 방대하기 때문에 고속의 DSP 프로세서 등이 요구되며, 계산량 절감 연구가 진행되고 있다.

그림 9.는 그림 8.의 FULMS 알고리즘을 다중 채널로 확장한 것이고(기준신호:J, 2차음원:K, 오차 마이크로 폰:M), 식 (5)~(7)은 다중채널 소음 제어 알고리즘을 보인 것이다[10].

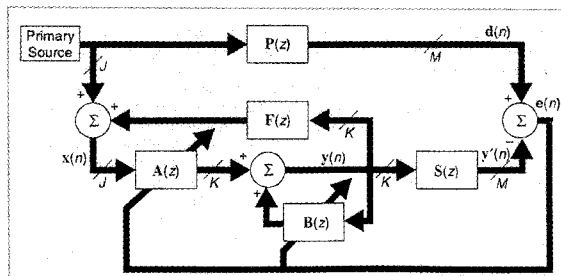


그림 9 다중 채널 FULMS 알고리즘을 사용한 능동 소음 제어 시스템

$$y_k(n) = \sum_{j=1}^J a_{kj}^T(n) X_j(n) + \sum_{i=1}^k b_{ki}^T(n) Y_i(n-1) \quad (5)$$

여기서,  $(k = 1, 2, \dots, K)$

$$a_{kj}(n) \equiv [a_{k,j,0}(n) \ a_{k,j,1}(n) \ \dots \ a_{k,j,L-1}(n)] \\ b_{ki}(n) \equiv [b_{k,i,0}(n) \ b_{k,i,1}(n) \ \dots \ b_{k,i,I-1}(n)]$$

입출력 신호 벡터를 정의하면,

$$X_j(n) \equiv [x_j(n) \ x_j(n-1) \ \dots \ x_j(n-L+1)]^T \\ Y_k(n) \equiv [y_k(n-1) \ y_k(n-2) \ \dots \ y_k(n-I)]^T \\ u(n) = [X_1^T(n) \ X_2^T(n) \ \dots \ X_J^T(n) \ Y_1^T(n) \ Y_2^T(n) \ \dots \ Y_K^T(n)]^T \quad (6) \\ Y(n) \equiv [Y_1(n) \ Y_2(n) \ \dots \ Y_K(n)]^T$$

여기서,  $U(n) \equiv \text{diag}[u(n) \ u(n) \ \dots \ u(n)]$

제어 필터  $w_k(n)$ 는 식 (7)과 같이 정의되고,

$$w_k(n) = [a_{k1}^T(n) \ a_{k2}^T(n) \ \dots \ a_{kJ}^T(n) \ b_{k1}^T(n) \ b_{k2}^T(n) \ \dots \ b_{kK}^T(n)]^T \quad (7)$$

적용 알고리즘은 식 (8)과 같다.

$$a_{kj}(n+1) = a_{kj}(n) + \mu \sum_{m=1}^M (s_{mk} * X_j(n)) e_m(n) \quad (8) \\ b_{ki}(n+1) = b_{ki}(n) + \mu \sum_{m=1}^M (s_{mk} * Y_j(n)) e_m(n)$$

### 3.3 차량 내부의 능동 소음 제어 시스템 구현 및 성능 사례 1.

그림 10.은 다중 채널 협대역 능동 소음 제어 시스템으로 적용된 차량내 실내 소음 저감 시스템의 예를 보인 것으로[11], 소음 음압이 크게 존재하는 주파수 대역은 30~200[Hz] (900~600RPM)이내의 영역이며 소음원 파장의 1/4크기로 소음 제어 영역 설정이 타당하므로 탑승자의 머리 부분 근처의 영역만을 정음 영역으로 설정하였다.

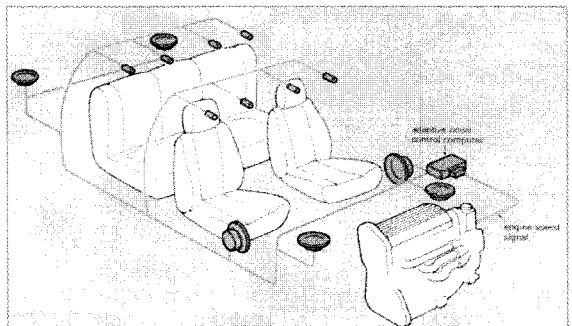


그림 10 차량 내부에 적용된 능동소음 제어시스템

그림 10.의 시스템은 엔진의 점화 회로에서 RPM 데이터를 기준 신호로 사용하고 내 오디오 시스템을 활용하여 시스템을 단순화하였고 총 6개의 2차 음원과 8개의 오차 마이크로 폰을 적용한 다중채널 시스템을 구성하였다. 소음 상쇄 신호는 적응 대역저지 필터(adaptive notch filter)로 생성되고 적응 필터 계수는 가변하는 기준 신호에 적용할 수 있도록 고속 알고리즘을 탑재하였다.

그림 11.은 그림 10.의 능동 소음 제어 시스템의 소음 저감 효과를 보인 것으로 좌석별로 약 10~15(dB)의 소음 저감 성능을 보인다.

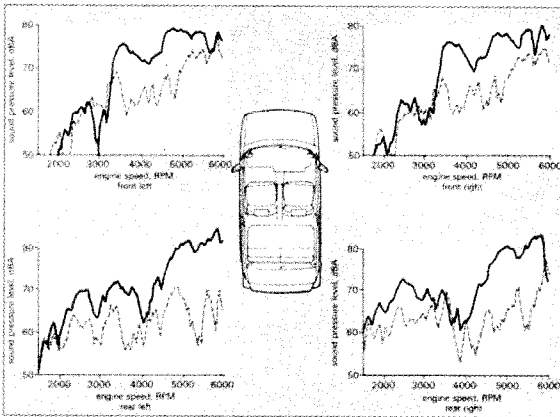


그림 11 각 좌석별 소음 저감 효과

그림 11.의 능동 소음 제어 시스템은 소음 저감 대상이 엔진 소음에 관한 것이기 때문에 도로 소음이나, 타이어 소음의 저감은 할 수 없다. 이같은 소음은 광대역의 주파수 분포를 가지기 때문에 협대역 적응 필터 구조로는 대응하기 어려워진다.

### 사례 2.

그림 12.은 실제 차량내부의 공간과 비슷하게 설정된 다중 채널 능동 제어 시스템의 예를 보인 것으로 기준 신호를 마이크로 폰으로 획득함에 따라 광대역 소음원의 경우이다(공간: 1.358[m]×1.231[m]×1.538[m], 1차 음원:1, 2차음원:2, 오차마이크로폰:2인 경우, 필터 차수: 256)[12].

표 3.은 여러 알고리즘의 성능을 비교한 것으로, Pure Tone 인 경우는 FULMS가 가장 우수하고, 엔진 소음인 경우는 성능 차이가 나지 않음을 알 수있다.

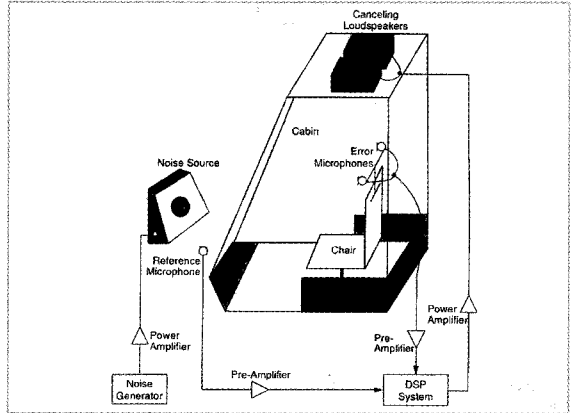


그림 12 광대역 다중 채널 능동 소음 제어 시스템 개념도

표 3 다중 채널 능동 소음 제어 알고리즘의 성능 분석

알고리즘	감쇄 성능(dB)	
	Pure Tone	Engine Noise
FXLMS	50	20
FXLMS(feedback neutralization)	56	20
FULMS	65	20

### 사례 3.

그림 13.은 6개의 가속도 센서를 이용하여 도로 소음에 대한 기준 정보를 얻고 광대역 소음 특성에 대한 대응으로 다중 채널 FXLMS 알고리즘을 적용하여 일반적인 도로 주행시 음압 레벨을 7(dB) 정도 감소시킨 경우 [13]를 보인 것이다.

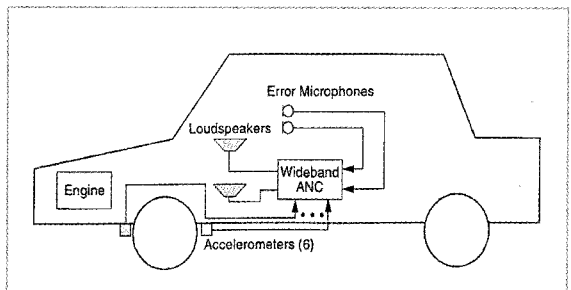


그림 13 도로 소음 저감을 위한 능동소음제어 시스템

#### 4. 결 론

자동차 분야에서의 능동 소음 제어는 자동차 제조사에서의 적용이 국내외적으로 아직 활성화 되어 있지 않으나, 사용자 편의 증대에 따라 정숙한 차량 실내 유지에 대한 요구는 지속적으로 발생할 것이다.

소음에 관한 대책 및 해결 방법에 대한 연구는 활발히 진행되고 있으며, 다양한 소음에 대한 분석 및 대책을 강구하고 있고 DSP 하드웨어의 저 가격화, 성능향상에 따른 비용의 저하 등으로 조만간 상용차에 적용될 것으로 예상된다.

#### 참고 문헌

[1] S. J. Elliott, P. A. Nelson, "Active noise control," IEEE Signal Process. Mag. 12-35, Oct. 1993.  
 [2] D. R. Morgan, "An analysis of multiple correlation cancellation loops with a filter in the auxiliary path," IEEE Trans. Acoust. Speech, Signal Processing, ASSP-28, 454-467, Aug. 1980.  
 [3] G. B. B. Chaplin et al, "Method of reducing the adaptation time in the cancellation of repetitive vibration," U.S. Patent 4, 417, 098, Nov. 22, 1983.  
 [4] L. J. Eriksson et al, "The selection and application of an IIR adaptive filter for use in active sound attenuation," IEEE Trans. Acoust. Speech, Signal Processing, ASSP-35, 433-437, Apr. 1987.  
 [5] J.N.Denenberg, "Anti-noise--quieting the environment with active noise cancellation

technology," IEEE Potentials, 11, 36-40, Apr. 1992.  
 [6] M. Nishimura, "Some problems of active noise control for practical use," Proc. Int. Sym. Active Control of Sound Vib. 1991, pp. 157-164.  
 [7] Kh. Eghtesadi, J.W.Gardner, "Design of an active muffler for internal combustion engines," Proc. Inter-noise, 1989, pp. 471-474.  
 [8] Kh. Eghtesadi, E.W.Ziegler, "Frequency domain adaptive control algorithm for electronic muffler application," Proc. Recent Advances in Active Control of Sound Vib., 1993, pp. 574-585.  
 [9] E.W. Ziegler, J.W.Gardner, "Active sound attenuation system for engine exhaust systems and the like," U.S. Patent 5, 097, 923, Mar. 24, 1992.  
 [10] I. Laugesen and S. J. Elliott, "Multichannel active control of random noise in a small reverberant room," IEEE Trans. Signal Processing, 1, 241-249, Apr. 1993.  
 [11] S. J. Elliott, et al, "The active control of engine noise inside cars," Proc. Inter-noise 1988, pp. 987-990.  
 [12] J. Luan, On-Line Modelling and Feedback Compensation Techniques for 3-D Active Noise Control Systems, MS thesis, Northern Illinois University, DeKalb, IL, May, 1993.  
 [13] T.J.Sutton, et al, "Active control of road noise inside vehicles," Proc. Recent Advances in Active Control of Sound Vib., 1991, pp. 682-690.