

변압기 소음제어를 위한 음향 시스템의 동특성 해석 및 전달함수 추정

(Dynamic Characteristic Analysis and Transfer Function Estimate
of Acoustic System for Transformer Noise Control)

김 영 달* · 정 창 경** · 심 재 명***

(Young-Dal Kim · Chang-Kyung Chung · Jae-Myung Shim)

요 약

본 연구는 스피커와 마이크로폰 쌍을 이용하여 변압기 소음 감소를 위한 적응 능동 소음 제어에 있어서 스피커-증폭기-마이크로폰 경로와 스피커-마이크로폰 쌍의 동특성에 대한 이론적인 내용과 시뮬레이션을 통하여 이를 확인하였다. 또한 음향경로 내에 존재하는 마이크로폰-스피커 쌍의 전달함수를 SLS(sequential least square) 알고리즘으로 추정하였으며, 추정된 전달함수에 대한 identify는 z 평면에서 안정된 극점과 영점을 갖고 있음을 확인하였다.

Abstract

This paper presents a method of ANC for transformer noise control utilizing a speaker and microphone pair. In this study, the main focus is on identifying the dynamic characteristics of speaker - amplifier - microphone path.

This study presents a theoretical method to identify the dynamic characteristics of speaker-microphone pairs. The transfer functions of microphone - speaker pair have been estimated utilizing sequential least square(SLS) algorithm.

We identified the estimated transfer function has stable poles and zeros in z-plane. This paper also propose an architecture for the noise cancellation to which we applied the estimated transfer function.

1. 서 론

소음 문제가 하나의 환경문제로 점점 심각해지는 상황에서 소음의 저감화는 앞으로 중요한 과제가 될 것이다. 이러한 소음을 저감시키는 방법으로는 수동적인

방법과 능동적인 방법이 있으나, 저주파 소음의 경우 수동적인 방법으로는 저감시키기 곤란하므로 능동 제어로 저감시키는 방법이 크게 주목을 받고 있다[1,2].

이러한 능동 제어 방법은 피드백 및 피드포워드 제어방식이 있으며, 피드포워드 제어방식 중 음향경로에서 나타나는 페루프에 의한 능동 제어에 있어서 스피커와 마이크로폰 등 음향 시스템의 동특성이 중요한 역할을 하고 있다[2]. 또한 음향 시스템이 페루프를 이루고 있으므로 능동 소음제어에 있어 음

*정회원 : 명지대학교 전기공학과 대학원

**정회원 : B.K System 대표이사 · 공박

***정회원 : 대전산업대학교 전기공학과 교수 · 공박
접수일자 : 1998년 9월 22일

향 시스템의 동특성을 해석함으로써 소음 능동제어의 성능을 향상시킬 수 있다[1,3].

이러한 문제를 해결하기 위하여 스피커와 마이크로폰의 배치를 이용하는 방법[3]과 적응 필터 설계시 피이드백 영향을 고려한 방법[4-6] 등이 있으나 종래는 스피커와 마이크로폰을 이용할 때 플랜트가 페루프 시스템이면 시스템은 불안정 영역과 지연 시간요소를 가지므로 0~500 [Hz]의 주파수 영역에서는 소음을 저감시키는 일은 매우 어려운 일이므로 피이드백 제어 방식을 능동 소음제어에 적용하기 위해서 지연 시간요소를 없애는 것은 불가능함으로 스피커와 마이크로폰의 동특성을 개선함으로써 시스템을 안정한 상태로 만들 수 있어 공명특성을 갖는 소음원에 대하여 다수의 소음 공명 피크를 소멸시키는 것이 가능할 것이다.

따라서 본 연구에서는 변압기 소음 감소를 위한 능동 소음제어를 하기 위하여 스피커와 마이크로폰 사이의 음향 경로에 대한 전달함수를 변전실내의 변압기 소음을 녹음시켜 SLS 알고리즘[7]을 이용하여 전달함수의 각 계수들을 추정하고, 이를 Graupel[7,8]에 적용하였으며, 추정된 전달함수에 대하여 z 평면에서 안정도를 판별하였다. 차후 변전실내의 3차원 자유공간에서 음향 시스템을 적용하여 능동소음제어 성능을 향상시키고자 한다.

2. 음향 시스템의 동특성 해석

2.1 콘 스피커

그림 1 은 다이내믹 콘 스피커의 구조를 나타내며, 이에 대한 각각의 기계적 특성을 고찰하였다[1,3,9].

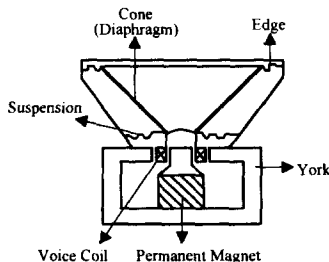


그림 1. 다이내믹 콘 스피커의 구조
Fig. 1. Structure of dynamic cone speaker

스피커의 진동판 시스템에 대한 기계 임피던스로

진동하는 물체의 진동속도와 같은 위상에서 동일하게 진동하는 한 점 또는 한 면에 해당하는 진동방향의 힘과 그 점 또는 그 면에 대한 속도의 복소비를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Z_m = Z_r + Z_c \quad (1)$$

여기서, Z_r 은 방사 임피던스로 $R_r + jX_r$ 이고, Z_c 은 역학 임피던스로 $R_c + j[\omega m - (s/\omega)]$ 이며, m 은 진동판 시스템의 질량, s 는 강성이다. 식(1)을 정리하면 다음과 같다.

$$Z_m = \{R_r + R_c\} + j\{X_r + \omega m - (s/\omega)\} \quad (2)$$

콘 스피커를 그림 2 와 같이 등가 직렬회로로 나타낼 때 ϕ^2/Z_m 은 전기 임피던스 성질이 있으므로 이를 진동판의 운동 임피던스 Z_M 으로 놓을 수 있다.

$$Z_M = \frac{\phi^2(R_r + R_c)}{Z_m^2} - \frac{\phi^2(X_r + \omega m - s/\omega)}{Z_m^2} \quad (3)$$

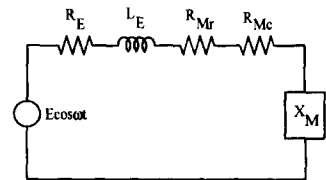


그림 2. 콘 스피커의 등가회로
Fig. 2. Equivalent mechanical circuit for cone speaker

또 보이스 코일의 전기 임피던스 Z_E 가 $R_E + j\omega L_E$ 라할 때 보이스 코일 양단에 전압 $E \cos \omega t$ 가 가해지면 전류는 $E / (Z_E + Z_M)$ 이 되므로 E/Z_I 이 된다. Z_I 는 보이스 코일의 전기와 운동 임피던스의 합인 전체 입력 전기 임피던스로 $(R_E + R_M) + j(\omega L_E + X_M)$ 이 된다.

따라서 그림 2 에서 보이스 코일에 흐르는 전류와 코일에 인가한 전압, 그리고 진동판 시스템의 진동속도에 대한 상호 관계식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\frac{e}{i} = \frac{Z_E(Z_r + Z_c) + \phi^2}{Z_r + Z_c} \quad (4)$$

$$\frac{v}{i} = \frac{\phi}{Z_r + Z_c} \quad (5)$$

$$\frac{v}{e} = \frac{\phi}{Z_E(Z_r + Z_c) + \phi^2} \quad (6)$$

식(4)는 보이스 코일에 흐르는 전류와 인가한 전압의 관계이며, 식(5)는 보이스 코일에 전류가 흘렀을 때 진동판 시스템의 진동에 따른 속도의 관계이고, 식(6)은 보이스 코일에 전압을 인가하였을 때 진동판 시스템의 진동속도에 대한 관계식이다.

그림 3에 무한 조절판인 진동판에서의 음의 방사 특성은 진동판이 yz 평면에 있고, 좌표계의 원점이 원판의 중심에 있을 때, 피스톤 반경을 a 라 하면 점 P 의 위치를 구면좌표 r 과 θ 로 나타낼 수 있으므로 진동판 표면의 미소면적 dS 로부터 r' 만큼 떨어진 점 $P(r, \theta)$ 에서의 음압 $d\mathbf{p}$ 는 다음과 같다 [1,3,9].

$$d\mathbf{p} = \frac{j\rho_0 c k}{2\pi} U_0 e^{j\omega t} \left(\frac{e^{-jk\sqrt{r^2+a^2}}}{\sqrt{r^2+a^2}} \right) \quad (7)$$

여기서, U_0 는 진동판 진동속도의 진폭이고, σ 는 피스톤 중심으로부터의 방사거리로 유한장 피스톤 반경 a 와 같다고 하면 $r' \approx \sqrt{r^2+a^2}$ 이 된다.

따라서 식(7)을 적분하면 음원으로부터 r 만큼 떨어진 점 $P(r, \theta)$ 에서의 전체 음압 \mathbf{p} 는 다음과 같다.

$$\mathbf{p} = -\rho_0 c U_0 e^{j\omega t} (e^{-jk\sqrt{r^2+a^2}} - e^{-jkr}) \quad (8)$$

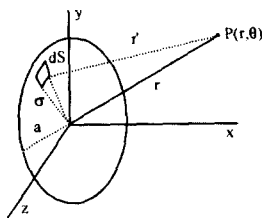


그림 3. 평판 피스톤의 좌표계
Fig. 3. Coordinate of a circular plane piston

2.2 콘덴서 마이크로폰

콘덴서 마이크로폰의 구조는 그림 4(a)와 같고, 이 등가회로는 그림 4(b)와 같이 나타낼 수 있다[1,3,9]. 등가회로에서 전압 E_0 가 플레이트와 진동판에 인가되고 있을 때 음파가 진동판에 입사되어 생기는 진동

판의 변위는 C 의 용량을 변화시켜 부하저항 R_L 에 걸리는 신호전압 e_L 을 유기시킨다. 진동판의 변위에 의해 변화되는 용량은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$C = C_0 + C_1 \sin \omega t \quad (9)$$

여기서, C_0 는 음압이 없을 때 $\epsilon\pi a^2/d$ 와 같으며, C_1 은 음압이 인가될 때 발생하는 용량 변화의 크기이다. ϵ_0 는 공기중의 유전율, a 는 진동판의 반경, d 는 진동판과 플레이트의 간격이다.

또 음압의 크기가 P 이고, 진동판의 장력이 T 일 때 진동판의 평균변위 \bar{y} 는 $Pa^2/8T \sin \omega t$ 와 같이 가정할 수 있으므로 진동판을 변위시키면 진동판의 정상 위치로부터 고정판쪽으로 이동된 변위 \bar{y} 는 용량을 C_0 에서 C 까지 변화시킨 것과 같게된다. 따라서 식(9)를 다시 정리하면 다음과 같다.

$$C = C_0 + \frac{C_0 Pa^2}{8dT} \sin \omega t \quad (10)$$

이상적인 콘덴서 마이크로폰의 개방회로 전압 E_c 의 크기가 $E_0 C_1 / C_0$ 일 때 등가회로에서 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$e_L = E_c \cdot \frac{R_L \sin(\omega t + \phi_1)}{\sqrt{(1/\omega C_0)^2 + R_L^2}} \quad (11)$$

여기서, 전류와 위상은 각각 다음과 같다.

$$i = E_c \cdot \frac{\sin(\omega t + \phi_1)}{\sqrt{(1/\omega C_0)^2 + R_L^2}} \quad (12)$$

$$\phi_1 = \tan^{-1} \frac{1}{\omega C_0 R_L}$$

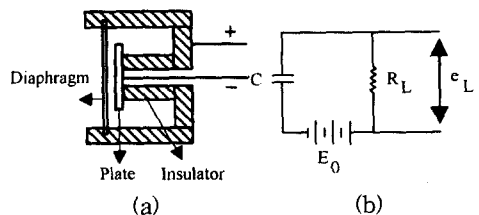


그림 4. 콘덴서 마이크로폰의 단면도와 등가회로
Fig. 4. Schematic and equivalent circuit for capacitor microphone

3. 음향 시스템의 특성 해석

3.1 콘 스피커의 동특성 및 주파수 특성

본 연구를 대상으로 하는 콘 스피커가 다음 표 1에 나타낸 물리적 특성 값을 가질 때 이에 대한 동특성을 해석하였다.

표 1. 콘 스피커의 파라미터
Table 1. Parameters of cone speaker

Parameter [Unit]	
① moving system의 총 질량(m [kg])	0.01
② 피스톤 반경(a [m])	0.10
③ 강성 계수(s)	2000
④ 기계적 저항(R_m [기계적 Ω] [kg/sec])	1.00
⑤ voice 코일의 인덕턴스(L_E [mH])	0.52
⑥ voice 코일의 저항(R_E [Ω])	6.50
⑦ 변환 계수($\phi = BI$ [weber/m])	6.57

스피커의 구동부가 하나의 몸체로 진동하는 주파수 대역에서 진동체는 지지부분과 함께 단일 공진계를 이루어 특정 주파수에서 공진 현상을 나타내고, 입력이 일정한 경우 그 주파수에서 진동속도는 최대로 된다.

이때의 주파수를 최저 공진 주파수 f_0 라하며, 이 f_0 에서 보이시 코일에 의하여 생기는 역기전력으로 인하여 전기 임피던스도 최대로 된다.

그림 5는 식(3)에서와 같이 운동 임피던스와 그 저항 및 리액턴스 성분을 복소수 형태로 나타낸 것이다.

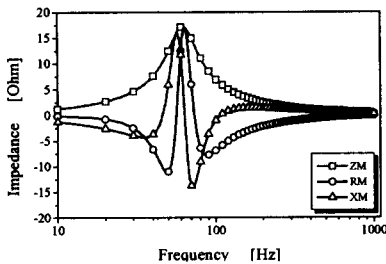


그림 5. 콘 스피커의 운동 임피던스
Fig. 5. Motional impedance of cone speaker

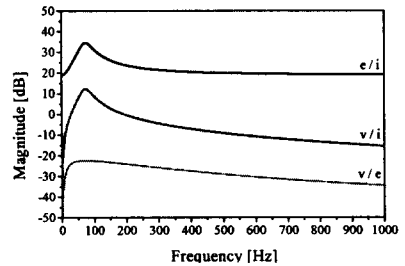
저항 성분은 f_0 에서 최대치 [17.43 전기적 Ω]이며, 리액턴스 성분은 f_0 보다 작을 때 정(+)의 값이 되며,

클 때는 부(-)의 값을 갖는다.

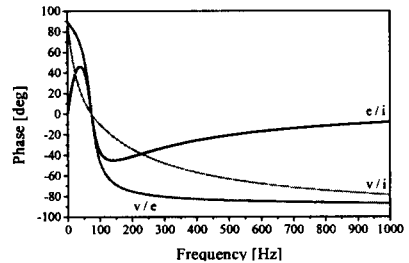
또, 운동 임피던스는 식(3)에서 전기 임피던스 성질을 포함하고 있으므로 기계 임피던스는 운동 임피던스와 다르다. 기계 임피던스가 매우 크면 진동판이 움직이지 못하므로 역기전력을 발생시킬 수 없어 운동 임피던스는 0이 되고, 운동 임피던스가 작으면 역기전력도 작아지므로 운동 임피던스가 f_0 에서 최대가 되고 그 이외의 주파수에서는 서서히 작아지는 특성을 가지게 된다.

표 1에 나타낸 스피커의 파라미터를 사용하여 주파수 특성에 대한 시뮬레이션을 하였다.

그림 6은 0~500[Hz]까지 스피커의 전기 임피던스와 기계 임피던스, 보이시 코일에 흐르는 전류와 코일에 인가한 전압, 그리고 코일에 전류 입력시 진동판의 진동 속도와의 상호관계를 나타내었으며, 이는 식(4), 식(5), 식(6)에 대한 각각의 주파수 특성이다.



(a)



(b)

그림 6. 콘 스피커의 주파수 특성
Fig. 6. Frequency characteristics of cone speaker

3.2 스피커의 음압과 마이크로폰의 감도 특성

그림 7(a)는 식(8)과 같이 전류 입력시 스피커 진

동판의 중심으로부터 일정 거리 간격으로 떨어진 위치에서의 음압을 나타낸 것이다. 이 출력 음압 레벨은 스피커에 지정된 주파수 대역에 있어서 1[W]의 입력을 인가할 때 진동판의 중심점으로부터 기준 축상으로 1[m] 떨어진 점에서 음압 레벨의 평균치이다.

이 그림에서 먼 거리일수록 음압이 낮아지며, 저주파 영역에서 피크 값을 나타내는 것은 f_0 에 의한 영향이다. 그리고 저주파 영역에서는 거의 같은 음압 레벨을 보이나, 고주파 영역으로 갈수록 감소하고 있음을 확인할 수 있다.

그림 7(b)는 식(11)과 같이 등가회로에서 부하 저항의 양단에 유기 되는 전압을 나타낸 것으로 마이크로폰의 감도레벨은 평면으로 진행되는 정현파의 자유 음장내에 마이크로폰을 설치했을 때 그 출력 단자에 생기는 개방 출력전압과 자유 음장에서 음압의 비를 데시벨로 나타낸 것이다.

부하저항 R_L 은 콘덴서 마이크로폰 증폭회로의 출력단에 부착되어 있어 외부로부터 음압을 받게 되면 콘덴서의 용량이 변화하여 R_L 의 양단에 유기 되는 전압이 변화된다. 본 연구에 이용한 R_L 은 100[MΩ]으로 스피커와 마이크로폰은 저주파 영역에서 거의 같은 형태의 음압과 감도를 나타내며, 고주파 영역에서는 감소하고 있으며, f_0 에서 커다란 피크 값을 갖는 것은 공진 상태에서 에너지가 최대로 되기 때문이다.

따라서 본 연구에 이용한 스피커와 마이크로폰은 저주파용으로 아주 적절하게 선택된 것으로 판단되었다.

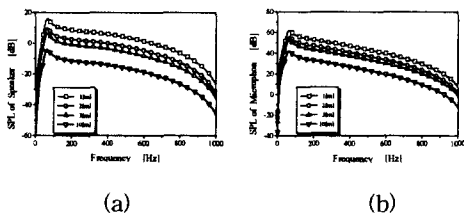


그림 7. 콘 스피커의 음압 레벨과 콘덴서 마이크로폰의 감도특성
Fig. 7. Sound pressure level of cone speaker and Sensitivity of capacitor microphone

4. 음향 시스템의 전달함수 추정 및 안정도 판별

4.1 Graupe 구조 및 알고리즘

두 개의 센서를 이용한 능동 소음제어 시스템의 구조는 그림 8 과 같다[8]. 센서에 입력되는 신호를 인식하는 제어시스템은 페루프로 구성되었고, 센서 출력을 1차 음원에 합해지도록 하였다.

이 시스템에서 소음 $x(n)$ 은 AR 모델로 $Q(z)$ 와 $w(n)$ 의 곱으로 제어신호 $y(n)$ 은 다음과 같다.

$$y(n) = C(z) G(z) e(n) \tag{13}$$

여기서, $w(n)$ 은 백색잡음, $Q(z)$ 는 AR 모델 합수, $C(z)$ 는 보정 회로, $G(z)$ 는 스피커에서 센서까지의 전달함수이다.

따라서 오차 신호 $e(n)$ 은 다음과 같다.

$$e(n) = \frac{Q(z)}{1 - C(z) G(z)} w(n) \tag{14}$$

필터링과 적응 예측기 이론[7]으로부터 소음의 최적 소거는 $e(n)$ 이 $\pm w(n)$ 일 때이므로 식(14)를 정리하면 $Q(z)$ 과 $G(z)$ 은 정확히 알 수 없어 추정을 하고 각각의 추정치 $\hat{Q}(z)$ 와 $\hat{G}(z)$ 을 이용하여 보정회로 $C(z)$ 을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C(z) = \frac{1 \pm Q(z)}{G(z)} = \frac{1 \pm \hat{Q}(z)}{\hat{G}(z)} \tag{15}$$

이때, $G(z)$ 을 알고 있다면, $1 - C(z) G(z)$ 은 $-\hat{Q}(z)$ 로 되므로 $\hat{Q}(z)$ 을 역으로 취하면 시스템은 항상 안정하게 될 것이며, 이는 단위원 안에 영점을 갖게되어 전체 시스템은 안정하게 될 것이다.

그림 8 을 단일 센서를 이용한 시스템으로 생각하기 위해서 그림 9 와 같이 구성할 수 있으며, 이를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$Q(z) = \Psi(z) H(z) \tag{16}$$

여기서, $\Psi(z)$ 은 소음원과 센서까지의 음향경로에서 음향 지연을 나타내며, $H(z)$ 은 소음원과 센서사이의 음향경로에 대한 전달함수이다.

또, 제어 스피커와 센서사이의 음향경로에 대한 음향지연을 $G'(z)$ 이라 하고, 이 경로에 대한 전달함수를 $H'(z)$ 라 할 때 전체 음향경로의 전달함수 $G(z)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$G(z) = G'(z) H'(z) \tag{17}$$

두 음원으로부터 센서까지를 같은 거리로 가정하

변압기 소음제어를 위한 음향 시스템의 동특성 해석 및 전달함수 추정

면, 식(16)과 식(17)에서 $H(z)$ 은 $H'(z)$ 이 되어 단일 센서를 이용한 능동 소음제어 시스템으로 바뀌게 된다.

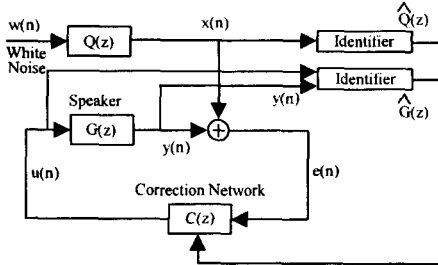


그림 8. 두 센서를 이용한 능동 소음제어 시스템의 블럭선도
Fig. 8. Block Diagram of ANC system using two sensor

그림 9에서 $Q(z)$ 을 그림 10과 같이 $e(n)$ 에 대한 시계열 모델로 정의하면 백색잡음 $w(n)$ 은 $e(n)$ 에 대한 시계열 모델로 다음과 같다.

$$e(n) = \frac{Q(z)}{1 - C(z)G(z)} \cdot w(n) \quad (18)$$

또, $C(z)$ 는 다음을 만족해야 한다.

$$C(z) = \frac{1 - G(z)}{Q(z)} \quad (19)$$

그러므로 $e(n)$ 으로부터 $F(z)$ 을 구할 수 있다.

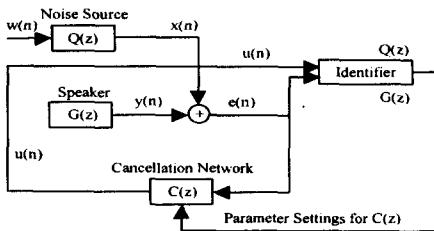


그림 9. 단일 센서를 이용한 능동 소음제어 시스템의 블럭선도
Fig. 9. Block diagram of ANC system using single sensor

즉, $e(n)$ 을 예측-오차 필터에 통과시켜 $F^{-1}(z)$ 를 구한 값으로부터 다시 $F(z)$ 로 환원하면 다음 식과 같다.

$$F^{-1}(z) e(n) = w(n) \quad (20)$$

보통 스피커-소음경로-센서의 전달특성 $G(z)$ 는 시간에 따라 변하는 항이 아니므로 $Q(z)$ 를 구할 수 있고, 또 $G(z)$ 를 알게되면 $C(z)$ 가 구해진다.

이와 같이 소음원을 통계적 모델로 표시하여 소음원과 소음제거 신호의 합인 전체 페루프 시스템의 출력이 소음원의 선형 예측 모델의 잔류 성분이 되도록 한다. 이렇게 함으로서 소음제거 신호의 계환 성분에 대한 영향을 고려할 필요가 없게되므로 두 센서 방식과 같이 입력 센서와 그와 관련된 알고리즘이 필요 없는 보다 간단한 능동 소음제어 시스템이 될 수 있다.

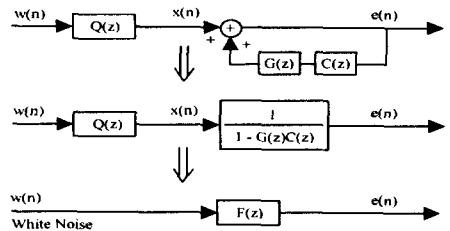


그림 10. $e(n)$ 에 대한 시계열 모델
Fig. 10. Time series model for $e(n)$

4.2 변압기 소음의 전달함수 추정 및 안정도 판별

변전실내의 변압기 소음에 대하여 이에 대한 제어를 하는 것이므로 우선 변압기의 각종 환경과 규격을 알아볼 필요가 있어, 본 연구에 이용한 변압기는 16.5 × 12 × 15(H)[m]인 변전실내 한쪽 벽면의 중앙에 위치하고 있으며, 정격 1차 전압은 6.9 [kV]이고, 정격 2차 전압은 380/220 [V]로 용량은 900[kVA]이고, 타입은 3상 몰드형으로 한 대가 설치되어있다. 이때 센서는 변압기 전방 5 [m]에 위치시켰으며, 측정 시각은 오후 3시로 300 [kW]의 피크 부하를 이룰 때였다.

스피커-소음경로-센서의 전달함수 $G(z)$ 는 시불변함수이므로 식(19)로부터 $Q(z)$ 와 $C(z)$ 를 구할 수 있다. 이와 같은 전달함수는 각 계수를 추정함으로 구해질 수 있다.

따라서 이 계수를 추정하기 위하여 본 연구는 변전실내 변압기 소음에 대한 능동 소음제어로서 녹음된 변압기 소음을 스피커로 출력시켜 1차 소음으로 입력하고 센서로의 입력 신호를 출력으로 한다. 이 입출력 신호를 Matlab에서 rarx.m 함수를 이용하여 변전실내 음향 시스템 전달함수의 각 계수를 추정하였다.

이때 시스템을 5차 선형시스템으로 하였고, 추정 방법은 망각인자를 0.98로 하고, 기본적인 계수추정은 SLS(sequential least squares) 알고리즘을 이용하였다.

소음 신호를 AR모델로 정의하였으므로 모델 식은 다음으로 나타낼 수 있다.

$$y(k) = a_1 y(k-1) + a_2 y(k-2) + a_3 y(k-3) + a_4 y(k-4) + a_5 y(k-5) + b_0 u(k-1) + b_1 u(k-2) + b_2 u(k-3) + b_3 u(k-4) + b_4 u(k-5) = \theta^T \phi(k) \quad (21)$$

여기서,

$$\theta = [a_1 \ a_2 \ a_3 \ a_4 \ a_5 \ b_0 \ b_1 \ b_2 \ b_3 \ b_4]^T$$

$$\phi(k) = [y(k-1) \ y(k-2) \ y(k-3) \ y(k-4) \ y(k-5) \ u(k-1) \ u(k-2) \ u(k-3) \ u(k-4) \ u(k-5)]^T \quad (22)$$

이며, $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, b_0, b_1, b_2, b_3, b_4$ 는 플랜트의 매개변수들이고, $u(k)$ 와 $y(k)$ 는 k 번째의 플랜트 입력과 출력이며, θ 는 추정해야 할 미지의 매개변수 벡터이고, $\phi(k)$ 는 회귀신호벡터이다.

매개변수 벡터 θ 를 추정하기 위해 식(21)과 같은 시스템에 대하여 평가함수 $J(k)$, 추정 출력 $\hat{y}(k)$, 출력오차 $e(k)$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$J(k) = \sum_{i=1}^k e^2(i)$$

$$e(k) = y(k) - \hat{y}(k) \quad (23)$$

$$\hat{y}(k) = \phi^T(k) \hat{\theta}(k)$$

식(23)의 첫 번째 식을 최소화하는 $\hat{\theta}(k)$ 는 다음 식을 만족한다.

$$\frac{\partial J(k)}{\partial \hat{y}(k)} = 0 \quad (24)$$

이러한 $\hat{\theta}(k)$ 를 구하는 순환 최소자승법 알고리즘은 다음과 같다.

$$\hat{\theta}(k+1) = \hat{\theta}(k) + F(k+1) \phi(k+1) e^0(k+1)$$

$$F(k+1) = F(k) - \frac{F(k) \phi(k+1) \phi^T(k+1) F(k)}{1 + \phi^T(k+1) F(k) \phi(k+1)}$$

$$e^0(k+1) = y(k+1) - \phi^T(k+1) \hat{\theta}(k) \quad (25)$$

$$\hat{\theta}(k) = [\hat{a}_1(k) \ \hat{a}_2(k) \ \hat{a}_3(k) \ \hat{a}_4(k) \ \hat{a}_5(k) \ \hat{b}_0(k) \ \hat{b}_1(k) \ \hat{b}_2(k) \ \hat{b}_3(k) \ \hat{b}_4(k)]^T \quad (26)$$

$$\phi(k+1) = [y(k)y(k-1)y(k-2)y(k-3)y(k-4) \ u(k)u(k-1)u(k-2)u(k-3)u(k-4)]^T \quad (27)$$

여기서, $\hat{a}_1(k), \hat{a}_2(k), \hat{a}_3(k), \hat{a}_4(k), \hat{a}_5(k),$

$\hat{b}_0(k), \hat{b}_1(k), \hat{b}_2(k), \hat{b}_3(k), \hat{b}_4(k)$ 는 각각 k 번째 순간의 매개변수 추정 값들이다.

그림 11 은 이렇게 추정된 각 계수들을 나타낸 것으로 아주 정확한 값은 될 수 없으나 이를 이용하여 실험실내 3차원 공간 내에서 음향경로에 대한 전달함수를 추정하였다.

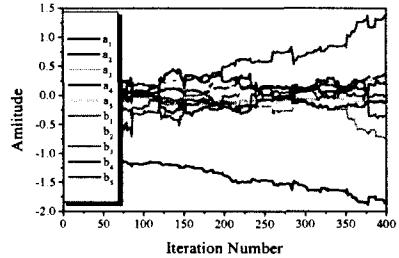


그림 11. 변압기 소음의 전달함수 계수 추정 곡선
function for transformer noise
Fig. 11. Estimates curve of coefficient for transfer

AR 모델의 파라미터 $a(z)$ 는 추정계수[7]로서 다음과 같다.

$$a(z) = 1 - 1.7357z + 1.2193z^2 - 0.5704z^3 + 0.2080z^4 - 0.0424z^5 \quad (28)$$

따라서, 전달함수 $G(z)$ 를 다음과 같이 추정하면,

$$G(z) = \frac{0.0967z - 0.0353z^2 + 0.0116z^3 - 0.0495z^4 + 0.0033z^5}{1 - 1.7357z + 1.2193z^2 - 0.5704z^3 + 0.2080z^4 - 0.0424z^5} \quad (29)$$

보정함수 $C(z)$ 는 다음과 같다.

$$C(z) = \frac{1.7357z + 1.2193z^2 - 0.5704z^3 + 0.2080z^4 - 0.0424z^5}{0.0967z - 0.0353z^2 + 0.0116z^3 - 0.0495z^4 + 0.0033z^5} \quad (30)$$

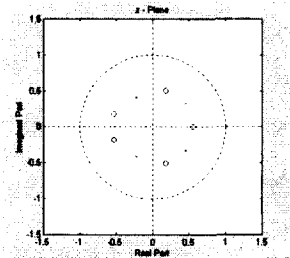


그림 12. 변압기 소음의 z평면에서의 안정도
Fig. 12. Stability of z-plane for transformer noise

변압기 소음제어를 위한 음향 시스템의 동특성 해석 및 전달함수 추정

그림 12 는 추정된 음향 경로의 전달함수 $G(z)$ 에 대하여 z 평면에서 안정도 판별을 행한 것이다. 이 안정도 판별에서 모든 영점과 극점은 단위원안에 존재하므로 추정된 이 시스템은 매우 안정하다고 판단된다.

5. 결 론

피이드포워드 제어 방식 중 음향 경로에서 나타나는 페루프에 의한 소음의 능동 제어에 있어서 스피커와 마이크로폰 등 변전실내 음향 시스템의 동특성을 해석한 결과 다이나믹 콘 스피커의 운동 임피던스 특성에서 공진 주파수 부근에서 모든 값들이 최대였고, 전류, 전압, 진동판의 진동속도에 대한 각각의 크기와 위상 특성에서도 모든 값들이 공진 주파수에서 최대가 됨을 판명하였다. 또한 스피커의 음압 레벨도 기준점으로부터 먼 거리일수록 낮아졌고, 콘덴서 마이크로폰의 감도 레벨도 기준 점으로부터 멀어질수록 감도가 떨어짐을 확인하였다.

이와같은 변전실내 음향 시스템의 동특성을 토대로 Graupe가 제안한 피이드백 제어 구조에 변압기 소음을 녹음시켜 음향 경로에 대한 전달함수를 추정하였으며, 이를 z 평면상에서 안정도 판별을 행한 결과 모든 영점과 극점들은 단위원 안에 존재하므로 이 시스템은 매우 안정된 것으로 판단하였다.

그러므로 다수의 공명특성을 갖는 소음원에 대하여 공명 피크를 소멸시키는 것이 가능하므로 변전실내의 변압기 소음을 제거하는데 매우 유효하게 적용되리라 판단되었다.

차후 이 연구에서 확인된 변전실내의 3차원 자유공간에서 안정된 음향 시스템을 적용하여 능동소음제어 성능을 향상하고자 한다.

참 고 문 헌

- [1] Q. Fan, K. Nonami, and M. Nakano, "Modeling of Acoustic System for Active Noise Control and Time Delay System with Nonminimum Phase", Trans. of The Japan Society of Mechanical Eng., Vol.62, No.593, pp.104-109, 1996.
- [2] P. L. Feintuch, N. J. Bershad, and A. K. Lo, "A Frequency Domain Model for "Filtered" LMS Algorithm - Stability Analysis, Design, and Elimination of the Training Mode -", IEEE Trans. on Signal Processing, Vol.41, No.4, pp.1518-1531, 1993.
- [3] T. Hayashi, A. Enamito, and S. Suzuki, "A Study on

Active Noise Control in 3-Dimensional Space (Approximation Error in the Estimation of Acoustic Power Reduction)", Trans. of The Japan Society of Mechanical Eng., Vol.62, No.593, pp.104-109, 1996.

- [4] Hull, A. J., Radcliffe, C. J. and Southward, S. C., "Global Active Noise Control of a One-Dimensional Acoustic Duct using a Feedback Controller, Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, Vol.115, pp.488-494, 1993.
- [5] Shoureshi, R., Brackney, L., Kubota, N. and Batta, G., "A Modern Control Approach to Active Noise Control", Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, Vol.115, pp.673-678, 1993.
- [6] Clark, R. L. and Cole, D. G., "Active damping of enclosed sound field through direct rate feedback control", J. Acoust. Soc. Am., Vol.97, pp.1710-1716, 1995.
- [7] D. Graupe, "Time Series Analysis, Identification and Adaptive Filtering", 2nd Ed. Malabar, Florida, Krieger Publishing Co., 1984.
- [8] D. Graupe, A. J. Efron, "A Output-Whitening Approach to Adaptive Active Noise Cancellation", IEEE Trans. on Circuit and Systems, Vol.38, No.11, pp.1306-1313, 1991.
- [9] Leo L. Beranek, "Fundamentals of Acoustics", Acoustical Society of America, 1986.

◇ 저 자 소 개 ◇

김 영 달 (金榮達)

1957. 11. 5일생. 1986. 2. 대전공업대학 전기공학과 졸업, 1990. 2. 충북대학교 대학원 전기공학과 졸업(석사), 1999. 2. 명지대학교 대학원 전기공학과 졸업(박사).

정 창 경 (鄭昌京)

1951년 10월 10일 생. 1974년 고려대 물리학과 졸업. 1987. 9 고려대학교 대학원 전자공학과 졸업(박사), 1981년 ~ 1995년 명지대학교 전기공학과 교수. 1995년 ~ 1997년 세창반도체 대표이사. 1998년 ~ 현재 B.K System 대표이사.

심 재 명 (沈在明)

1951년 11월 13일 생. 1976년 명지대학교 전기공학과 졸업. 1979년 동대학교 대학원 졸업(석사), 1992년 동대학교 졸업(박사). 1979 ~ 현재 대전산업대학교 전기공학과 교수.