

〈論 文〉

## 조화가진된 밀폐계 음장에서의 능동소음제어(I)

컴퓨터 시뮬레이션

오재응\* · 이태연\*\* · 김흥섭\*\* · 신 준\*\*

(1992년 8월 24일 접수)

### The Active Noise Control in Harmonic Enclosed Sound Fields (I)

Computer Simulation

Jae-Eung Oh, Tae Yeon Lee, Heung Seob Kim and Joon Shin

**Key Words :** Enclosure(밀폐계), Harmonic Excitation(조화가진), Acoustic Potential Energy(음향 포텐셜에너지), Complex Amplitude(복소진폭), Orthonormal Function(직교정규함수), State Space Model(상태공간모델), Mode Shape Function(모드형함수), Source Strength(음원세기), Nodal Line(절선) Optimal Sensor Location(최적 센서위치), Modal Contribution(모드기여)

#### Abstract

A computer simulation is performed on the effectiveness of the active minimization of harmonically excited enclosed sound fields for producing global reduction in the amplitude of the pressure fluctuations. In this study for the appreciable reductions in total time averaged acoustic potential energy,  $E_{pp}$ , the transducer location strategies for three dimensional active noise control is presented based on a state space modal which approximates the closed acoustic field.

In this study, the above theoretical basis is used to investigate the application of active control to sound fields of low modal density. By the use of room-like 3-dimensional rectangular enclosure it is demonstrated that the reductions in  $E_{pp}$  can be achieved by using a single secondary source, provided that the source is placed within the half a wavelength from the primary source and placed away from nodal line of the sound field. Concerning the reductions in  $E_{pp}$  by minimizing the pressure in sound fields by the use of 3-dimensional rectangular enclosure, the effects of the number of sensors and the locations of these sensors are investigated. When a few modes dominate the response it is found that if only a limited number of sensors are located away from nodal line and located at the pressure maxima of the sound field such as at each corner of a rectangular enclosure.

#### 1. 서 론

전파되는 소음을 식별하여 원래 음파의 180° 위상이 변환된 부가음을 발생시켜 소음을 저감시키는 능동소음제어의 개념은 그 제어대상이나 제어방법에 있어서 몇가지 분야로 나누어 연구되어 왔다. 음이 1차원적으로 전파되는 무한덕트의 경우에 있

\*정회원, 한양대학교 자동차공학과

\*\*정회원, 한양대학교 정밀기계공학과 대학원

어서는 적응필터링방법 등에 의해 부가음을 생성시켜 두 음원간의 파괴간섭현상에 의해서 소음을 저감시키는 방법들이 주로 사용되고, (1~5) 자유 음장에서 능동소음제어 방법을 적용시키는 경우는 음원들간의 연성조합에 의해 음압을 최소화시키는 방법에 대해 연구되어 왔으며(6~8) 그리고 밀폐계 내에서는 정재파의 영향으로 모드가 생성되므로 진동계와 유사한 음향계 특성평가에 의한 유한차수의 모우드 제어에 의해 능동적으로 소음을 제어하는 방법들이 연구되어 왔다. (10,11)

이러한 방법들 중 전자의 두 경우는 비교적 해석이 용이하고 적용방법이 간편하여 많은 진전이 있었으나 밀폐계에 대한 능동소음제어의 연구는 그 기하학적인 형태의 불규칙성이나 음향특성의 비선형성으로 인해 많은 관심에도 불구하고 상대적으로 연구 실적이 부족한 실정이다. 밀폐계의 음향전달계에 있어서는 음파의 에너지가 밀폐계 외부로부터 내부로 전달되는 경우나 밀폐계 경계부의 강체가 내부음원의 가진에 의해 진동하게 되는 경우와 같이 밀폐계 내의 음원은 파워가 크거나 음향전달 특성을 잘 정의하기 어려운 경우가 많다. 자동차나 비행기 등이 이와같은 소음발생 형태의 대표적인 경우로서 자동차나 비행기 실내의 작은 폐공간에서 주기적으로 가진되는 저주파 소음에 대해서는 1차원 전파 소음의 능동제어와는 다른 관점에서 소음 제어 방법을 고찰하여야 한다. 프로펠러추진 항공기나 일련의 점화사이클을 갖는 엔진에 의해 구동되는 자동차 등과 같이 조화적인 음원에 의해 발생된 실내 공간의 음장은 가진되는 내부모드를 제어함으로써 음압을 최소화시킬 수 있다. Zavadskaya와 Urusovskii(9)에 의해 특정한 형태의 밀폐계 음장에 대한 능동소음제어의 이론적 연구가 보고된 바 있으며 조화적인 음원의 가진에 나타나는 저주파 소음에 대한 제어 가능성을 Nelson 등이 제시한 바 있다. 그러나 이들 연구에서는 밀폐계의 한쪽 방향의 길이가 다른 두 방향의 길이보다 상대적으로 상당히 짧은 2차원 모델의 밀폐계에 대해 적용한 경우로서 특정한 형상에 대해 결과를 얻었고 또한 변환기 위치선정의 적절한 방법을 제안하지 않았다

본 연구에서는 정상상태의 단일 주파수에서 임의의 음압분포로 조화가진되는 3차원 정방형 밀폐계 음장의 경우에 대한 능동제어를 시도함으로써 사무실과 같은 실내 공간에 대한 능동적 소음저감의 음

용 가능성을 검토하고자 하였다. 또한 변환기의 위치선정을 위하여 상대공간 모드 모델의 모드 근사화에 따른 계수행렬의 요소를 평가함으로써 가제어성과 가관측성을 만족하는 최적한 변환기 (부가음원, 마이크로폰)의 위치를 선정하였다. 밀폐계 내부의 음압을 저감시키는 목적함수로는 전체 시간평균 음향 포텐셜에너지를 사용하였으며 폐공간의 음압변동을 이론적으로 규명함으로써 부가적인 음원의 복소세기를 적절히 선정하여 이 음향 포텐셜에너지의 양을 최소화시킬 수 있음을 보였다.

## 2. 이 론

### 2.1 음향 포텐셜에너지의 최소화 이론

#### (1) 음향응답의 정식화

밀폐계 내의 압축성 유체 매질 속에서 음장이 M개의 점음원과 L개의 음압 출력을 갖는다면 압력변동의 전파를 나타내는 음향계 파동방정식을 나타내면 다음과 같다. (12)

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = -\rho_0 \sum_{m=1}^M \frac{\partial}{\partial t} g_m(t) \delta(X - X_m) \quad (1)$$

여기서, 각각  $c$ 는 음속,  $\rho_0$ 는 매질의 밀도,  $\delta(X - X_m)$ 는 Dirac delta 함수,  $X_m$ 는 각 음원이 존재하는 위치의 좌표,  $g(t)$ 는 음원의 체적속도를 나타낸다.

위 식에 대한 모드해는 다음과 같다. (13)

$$p(X, t) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n(t) \Psi_n(X) \quad (2)$$

모드형함수  $\Psi_n(X)$ 는 강체 경계조건을 갖는 음향계에서 다음과 같은 Helmholtz 방정식을 만족한다.

$$[\nabla^2 + \frac{\omega_n^2}{c^2}] \Psi_n(X) = 0 \quad (3)$$

모드형함수의 직교정규조건은 다음과 같다.

$$\int_V \Psi_n(X) \Psi_m(X) dV = \delta_{nm} V \quad (4)$$

시간함수  $p(X, t)$ 의 단순한 푸리에 변환인 음압  $P(X, \omega)$ 은 N개의 특성함수  $\Psi_n(X)$ 와 복소진폭  $a_n(\omega)$ 의 정규모드의 기여로 구성된다.

$$P(X, \omega) = \sum_{n=0}^N \phi_n(X) \cdot a_n(\omega) \quad (5)$$

식(5)를 행렬식으로 표현하면 다음과 같다.

$$P = \Psi^T \cdot a \quad (6)$$

여기서,  $\Psi^T \cdot a$ 는  $N$ 차의 벡터이다. 음장이 선형적이라고 가정하면 복소진폭  $a_n(\omega)$ 는 일차음원과  $M$ 개의 부가음원의 기여의 합으로 나타난다.

$$a_n(\omega) = a_{pn}(\omega) + \sum_{m=1}^M B_{nm}(\omega) \cdot q_{sm}(\omega) \quad (7)$$

여기서,  $a_{pn}(\omega)$ 는 주음원에 의한  $n$ 번째 모드의 크기이고,  $B_{nm}(\omega)$ 는  $m$ 번째 부가음원이  $n$ 번째 모드에 영향을 주는 가중치이며,  $q_{sm}(\omega)$ 는  $m$ 번째 부가음원의 복소세기이다. 식(7)을 행렬식으로 표현하면 다음과 같다.

$$a = a_p + B \cdot q_s \quad (8)$$

(2) 음향 포텐셜에너지의 최소화

음장 내에서 발생하는 음압가진에 의한 진폭변화를 평가하는 유일한 기준은 폐공간 내의 전체시간 평균 음향 포텐셜에너지이며 다음과 같이 나타낸다.

$$E_p = \left(\frac{1}{4\rho_0 c_0^2}\right) \int_V |P(X, \omega)|^2 dV \quad (9)$$

식(4)에 의하여 식(9)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$E_p = \left(\frac{V}{4\rho_0 c_0}\right) a^H \cdot a \quad (10)$$

여기서,  $a^H = a^{*T}$ 는 벡터의 Hermitian transpose이고,  $a^*$ 는 벡터의 공액복소수이다. 식(8)을 식(10)에 대입하면  $E_p$ 는  $q_s$ 의 2차함수의 형태로 된다.

$$E_p = q_s^H A q_s + q_s^H b + b^H q_s + C \quad (11)$$

여기서,  $A = (V/4\rho_0 c_0^2) B^H B$ ,  $b = (V/4\rho_0 c_0^2) B^H a_p$ 이고  $C = (V/4\rho_0 c_0^2) a_p^H a_p$ 이다. 대칭행렬  $A$ 가 양의 한정행렬(positive definite)이면 식(11)은  $q_s$ 의 특정값의 규정된 최소값을 갖는다. 그런데  $q_s^H A q_s$ 는 오직 부가음원에 의한 음장에서 음향 포텐셜에너지로 0이 아닌 모든  $q_s$ 의 경우에 0보다 크므로  $A$ 는 양의 한정행렬이다. 식(11)에서 이차함수를 최소화하는  $q_s$ 의 최적벡터는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$q_{so} = -A^{-1} \cdot b = -(B^H B)^{-1} B^H a_p \quad (12)$$

식(12)을 (11)에 대입하면 밀폐계의 최소 음향 포

텐셜에너지  $E_{p0}$ 를 구할 수 있다.

2.2 센서 음압의 최소화 이론

(1) 변환기의 최적위치 결정

유한계의 변화기를 갖는 밀폐계의 음장을 유한한 모드 모델에 근거하여 다음과 같은 방법으로 폐음장을 근사화시키는 상태공간 모델을 유도할 수 있다. 모드 진폭에 대한 2계 상미분 식(2)을 식(1)에 대입하고 식(3)을 이용하여 간단히 하면 식(13)이 얻어진다.

$$\frac{1}{c^2} \left[ \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\partial^2 a_i}{\partial t^2} \Psi_i + \sum_{i=1}^{\infty} \omega_i^2 a_i \Psi_i \right] = -\rho_0 \sum_{m=1}^M \frac{\partial}{\partial t} g_m(t) \delta(X - X_m) \quad (13)$$

식(13)에  $\Psi_j(X)$ 를 곱하여 체적  $V$ 에 걸쳐 적분하고 식(4)를 이용하면 식(14)가 얻어진다.

$$\frac{\partial^2 a_j}{\partial t^2} + \omega_j^2 a_j = -c^2 \rho_0 \sum_{m=1}^M \Psi_j(X_m) \frac{\partial}{\partial t} g_m(t) \quad (14)$$

밀폐계 음장의 간략화된 상태공간 모델은 식(14)에 대해 유한한 모드차수  $N$ 을 선정함으로써 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (15)$$

여기서,

$$x = \begin{bmatrix} a \\ \cdot \\ \dot{a}_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \dot{a}_N \end{bmatrix}, \quad u = - \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial t} g_1 \\ \frac{\partial}{\partial t} g_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \frac{\partial}{\partial t} g_M \end{bmatrix}, \quad y = \begin{bmatrix} p(X_1) \\ p(X_2) \\ \cdot \\ \cdot \\ p(X_L) \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ -\omega_1^2 & 0 & & & & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & & & & \cdot \\ \cdot & & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & & 0 & 1 \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & -\omega_N^2 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = c^2 \rho_0 \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 \\ \Psi_1(X_1) & \Psi_1(X_2) & & \Psi_1(X_M) \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & \cdot & 0 \\ \Psi_n(X_1) & \Psi_n(X_2) & & \Psi_n(X_M) \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} \Psi_1(X_1) & 0 & \dots & \dots & \Psi_n(X_1) & 0 \\ \Psi_1(X_2) & 0 & & & \Psi_n(X_2) & 0 \\ \cdot & \cdot & & & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & & & \cdot & \cdot \\ \Psi_1(X_L) & 0 & & & \Psi_n(X_L) & 0 \end{bmatrix}$$

본 연구에서 고려하는 3차원 음향계의 상태공간 모드 근사화의 모드 차수는 매우 크다. (일반적으로 100차 이상) 따라서 이러한 해석방법은 변환기의 위치를 선정하는 지침으로써 유용하다. 음향계의 전체적인 제어를 위해 제어계의 가관측성과 가제어성 요구되며 제어계의 가제어성 및 가관측성은 부가음원과 탐지 마이크로폰의 위치와 밀접한 관계가 있으며 식(15)의 상태공간 모델식의 계수행렬로 평가할 수 있다.

서로 다른 개별적인(distinct) 고유치를 갖는 식(15)의 비감쇠계는 B행렬의 요소가 i차 행(row)이  $i=2, 4, \dots, 2n$ 에 대해 0이 아닌 경우 rank  $B = n$ 을 보장하며 이것으로 제어계의 가제어성을 만족한다.<sup>(14)</sup>

이러한 가제어성의 요건은 제어계의 주파수 범위에서 각각의 모드에 대해 최소한 하나의 부가음원이 모드의 절선으로부터 떨어져 위치해야 한다는 것을 나타낸다.

식(15)의 서로 다른 개별적인 고유치를 갖는 비감쇠계의 가관측성은 센서의 위치에 따라 결정되며, C행렬의 i차 열(column)이 차수  $i=1, 3, \dots, 2n-1$ 에 대해 모든 요소가 0이 아닌 경우 rank  $C = n$ 을 보장하며 이것은 제어계의 가관측성을 만족한다.

이러한 가관측성 요건은 제어계의 작동주파수 범위내에서의 각 모드에 대해 최소한 하나의 센서가 그 모드의 절선으로부터 떨어져 있어야 함을 나타낸다.

국부적인 제어나 전체적인 제어를 위해 부가음원이 주음원에 가까이 설치하는 경우 일반적으로 보장되

며 스피커의 위치는 가제어성이 보장되도록 선정되어야 하고 마이크의 위치는 가관측성이 보장되도록 선정되어야 한다.

(2) 센서 음압의 최소화

센서 음압의 최소화는 임의의 몇개의 측정위치에서 음압의 진폭을 측정하고 이 위치에서의 음압 상승의 합을 최소로 하는 부가음원세기를 결정하는 방법으로서, 몇 개의 센서위치에서의 음압자승의 합은 전체시간 평균 음향 포텐셜에너지를 근사화한 것이다.

$$J_p = \left(\frac{V}{4\rho_0 c_0}\right) \sum_{j=1}^L |P(X_j, \omega)|^2 \tag{16}$$

식(16)을 행렬식으로 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$J_p = \left(\frac{V}{4\rho_0 c_0}\right) P^H \cdot P \tag{17}$$

각 지점의 응답은 모드합성으로 나타나므로 다음 식과 같다.

$$P(X_j, \omega) = \Psi^T (a_p + Bq_s) = P_p + Zq_s \tag{18}$$

여기서  $P_p$ 는 일차음원에 의한 L번째 센서에서 측정된 음압벡터이고 Z는 L번째 센서위치에서의 복소음압진폭과 M번째 부가음원의 복소세기의 관계를 나타내는 전달 임피던스(transfer impedance) 행렬이다. 식(18)을 식(17)에 대입하면 음향 포텐셜에너지는  $q_s$ 의 이차함수로 나타낼 수 있다.

$$J_p = \left(\frac{V}{4\rho_0 c_0 L}\right) [q_s^H Z^H Z q_s + q_s^H Z^H P_p + P_p^H Z q_s + P_p^H P_p] \tag{19}$$

여기서,  $(V/4\rho_0 c_0^2 L) q_s^H Z^H Z q_s$ 는 오직 부가음원에 의해서 생성된 L센서에서의 음압자승의 합이고, 이 양은 0이 아닌 모든  $q_s$ 에 대해서 0보다 크므로  $(V/4\rho_0 c_0^2 L) Z^H Z$ 행렬은 양의 한정행렬이며  $J_p$ 는  $q_s$ 에 대해 유일한 최소값을 갖는다.  $J_p$ 를 최소로 하는 부가음원의 최적한 벡터  $q_{s1}$ 은 다음과 같다.

$$q_{s1} = -[Z^H Z]^{-1} Z^H P_p \tag{20}$$

식(20)을 식(19)에 대입하면 최소 음향 포텐셜에너지  $J_{p0}$ 를 구할 수 있다.

2.3 경감쇠 직육면체 밀폐계에서의 면음원에 대한 응답

밀폐계에서 음장이 몇개의 경감쇠 정규모드로 구

성된다고 가정하면,  $n$ 차 모드의 복소진폭은 다음과 같이 주어진다.

$$a_n(\omega) = \left(\frac{\rho_0 C_0^2}{V}\right) A_n(\omega) \int_V \Psi_n(X) S(X, \omega) dV \quad (21)$$

$S(X, \omega)$ 는 밀폐계내의 음원세기 밀도의 전체적인 분포이다. 각각 면의 길이가  $L_1, L_2, L_3$ 인 사각 밀폐계의  $n$ 차 모드 고유진동수  $\omega_n$ 는 다음 식으로 구할 수 있다.<sup>(12)</sup>

$$\omega_n = \pi c_0 \left[ \left(\frac{n_1}{L_1}\right)^2 + \left(\frac{n_2}{L_2}\right)^2 + \left(\frac{n_3}{L_3}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (22)$$

여기서  $n_1, n_2$  그리고  $n_3$ 는 정수이다. 그리고 복소 모드 공진항은 다음과 같이 주어진다.

$$A_n(\omega) = \frac{\omega}{[2\zeta_n \omega_n \omega - j(\omega_n^2 - \omega^2)]} \quad (23)$$

여기서  $\omega_n$ 과  $\zeta_n$ 은 각각  $n$ 차 모드의 고유 진동수와 감쇠비이다. 모드형 함수는 일반적인 직각 밀폐계에서의 특성함수로서 다음과 같다.

$$\Psi_n(X) = \sqrt{\varepsilon_{n1}\varepsilon_{n2}\varepsilon_{n3}} \cos\left(\frac{n_1\pi X_1}{L_1}\right) \cdot \cos\left(\frac{n_2\pi X_2}{L_2}\right) \cdot \cos\left(\frac{n_3\pi X_3}{L_3}\right) \quad (24)$$

여기서, 정규화 계수  $\varepsilon_\nu$ 는  $\nu=0$ 이면  $\varepsilon_\nu=0$ 이고  $\nu>0$ 이면  $\varepsilon_\nu=2$ 이다. 음원분포는,  $X_p$ 위치에서  $q_p(\omega)$ 세기의 일차음원과  $X_{sm}$ 위치에서  $q_{sm}(\omega)$ 세기의  $M$ 개의 부가음원으로 구성된다고 가정한다면 음원세기 밀도의 분포는 다음과 같이 주어진다.

$$S(X, \omega) = q_p(\omega) \delta(X - X_p) + \sum_{m=1}^M q_{sm}(\omega) \delta(X - X_{sm}) \quad (25)$$

식(25)를 식(21)에 대입하고 적분하면  $n$ 차 모드의 복소진폭을 구할 수 있다.

$$a_n(\omega) = \left(\frac{\rho_0 C_0^2}{V}\right) A_n(\omega) [\Psi_n(X_p) q_p(\omega) + \sum_{m=1}^M \Psi_n(X_{sm}) q_{psm}(\omega)] \quad (26)$$

식(26)을 식(7)과 비교하면 주음원만에 의한 모드진폭  $a_{pn}(\omega)$ 과 부가음원에 의한 모드진폭을 결정하는 복소모드가진계수  $B_{nm}(\omega)$ 를 구할 수 있으며 본 연구에서의 컴퓨터 시뮬레이션을 위해 주음원을 강제경계를 갖는 밀폐계의 벽면에 설치한 피스톤음원(piston source)으로 모델링할 경우 주음원만에

의한  $n$ 차 모드의 복소진폭은 다음과 같이 주어진다.

$$a_{pn}(\omega) = \left(\frac{\rho_0 C_0^2}{V}\right) A_n(\omega) V_p(\omega) \int_{S_p} \Psi_n(X_p) dS_p \quad (27)$$

여기서,  $V_p(\omega)$ 는 피스톤음원의 전 면적에 걸쳐 균일하게 발생하는 수직면속도이다. 이와 마찬가지로 각각의 부가음원을 수직면속도  $V_m(\omega)$ 을 갖는 면적  $S_m$ 인 피스톤음원이라 간주하면  $m$ 차 부가음원의 세기는  $q_{sm}(\omega) = V_m(\omega) S_m$ 으로 구할 수 있다. 그리고 부가음원에 의한 복소모드가진계수  $B$ 행렬의 요소들은 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$B_{nm}(\omega) = \left(\frac{\rho_0 C_0^2}{V}\right) A_n(\omega) \left(\frac{1}{S_m}\right) \int_{S_m} \Psi_n(X_{sm}) dS_m \quad (28)$$

따라서 벡터  $a_p$  및 행렬  $B$ 의 요소가 구해짐으로써 임의의 주음원과 부가음원의 배열에 따른 최적한 부가음원의 세기 및 최대 소음저감량을 구할 수 있다.

### 3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

#### 3.1 밀폐계 모델의 기하학적 형상

본 연구에서 앞절에서 설명한 바와 같이 유한한 음장계에 대한 모드해석에 의한 최적화 이론을 적용하기 위한 3차원 밀폐계 모델의 형상 및 각 음원용 스피커의 위치는 Fig. 1에 표시한 바와 같다. 주음원과 부가음원은 모두  $X_3$  방향으로의 모드를 가진, 제어할 수 있는 위치로 선정하였다. 3차원 밀폐계의 능동소음제어 시뮬레이션을 위한 음향학적 조건으로 감쇠비는 0.01, 음속 341 m/s 그리고 일차 음원의 수직속도를 10 mm/s로 가정하였고 사용된 피스톤 면음원의 크기는  $0.15 \times 0.15$  m로 하

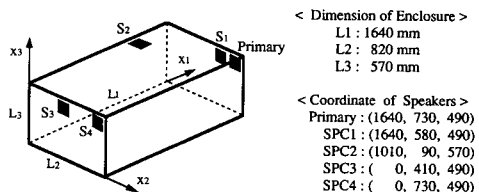


Fig. 1 Schematic diagram of enclosure modelled in all computer simulations

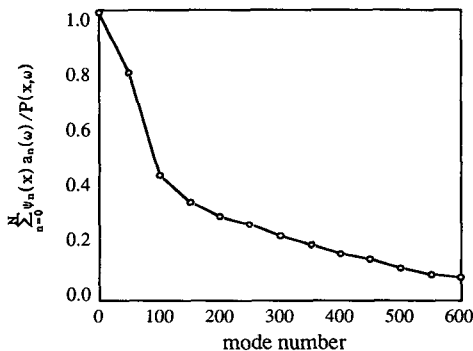
**Table 1** Frequencies of peak in resonance

Mode number	Natural Frequency	Mode number	Natural Frequency
(1, 0, 0)	103.9 Hz	(2, 0, 1) (0, 1, 1)	364.9 Hz
(2, 0, 0)(0, 1, 0)	207.9 Hz	(3, 1, 0) (1, 1, 1)	378.8 Hz
(1, 1, 0)	209.0 Hz	(4, 0, 0)(0, 2, 0)(2, 1, 1)	415.9 Hz
(2, 1, 0)(0, 0, 1)	299.1 Hz	(1, 2, 0) (3, 0, 1)	432.1 Hz
(3, 0, 0)(1, 0, 1)	316.7 Hz	(2, 2, 0) (4, 1, 0)	464.9 Hz

었다. 시뮬레이션에 사용된 밀폐계의 기하학적 형태의 치수는 1.640 m×0.820 m×0.570 m로 3차원 음향 모드가 모두 존재한다. 주음원에 의해 이루어진 밀폐계의 고유진동수와 모드번호(mode number)를 Table 1에 표시하였다.

**3.2 모드 차수의 결정**

음원가진에 의한 밀폐계내의 음장을 표현하기 위해 무한한 수의 모드가 필요하지만 2절에서 언급한 바와 같이 밀폐계의 구조와 고려되는 제어 대상 주파수의 범위에 따라 유한한 수의 모드 수  $N$ 으로써 음장을 정확히 나타낼 수가 있다. 이러한 모드 수의 결정에 있어서 가설에 의한 모드의 수는 무한 차수이므로 적절한 제어효과를 얻기 위해서 선정되는 모드의 차수를 신중히 결정하여야 한다. 너무 높은 차수의 모드 수  $N$ 을 선정하면 수치계산 상으로나 실제 실험설비가동상의 문제가 야기된다. 반대로 너무 낮은 차수의 모드  $N$ 을 선정하면 만족한 제어 효과를 기대하기 어렵다.



**Fig. 2** Ratio change of real pressure to modal summation on Eq.(29) according to the number of modes used for frequency range 0~500 Hz

따라서 본 연구에서는 작동 주파수 범위에서 무한 개에 가까운 모드의 조합으로 구성된 실제의 음압과 임의의  $N$ 개의 모드로 구성된 음압과의 차이를  $\epsilon$  이내로 하는 적절한 모드수  $N$ 을 선정하고자 하였으며 시뮬레이션 결과를 Fig. 2에 나타내었다. 해석 결과에 따라 관심있는 주파수 영역내에서 식 (29)를 만족하는데 필요한 모드수를  $N=600$ 으로 결정하였다.

$$\|[\sum_{i=1}^N a_i(\omega) \Psi_i(X) - P(X, \omega)]\| < \epsilon^2 \quad (29)$$

**3.3 변환기의 최적위치 결정**

본 연구에서는 3차원 음향계의 상태공간 모델의 모드 근사화에 근거하여 변환기의 최적위치를 결정하도록 하였다. 변환기의 위치가 폐음장의 모드로 모델의 가관측성과 가제어성에 매우 큰 영향을 미치므로 음장의 총체적인 제어를 얻기 위해서는 음향계의 가관측성과 가제어성이 요구된다. 따라서 본 절에서는 상태공간 모델의 근사화에 기초한 가관측성 및 가제어성 해석을 수행하였다. 이러한 해석결과는 총체적인 제어가 요구될 때 밀폐음향계에 대한 변환기의 위치 선정에 대한 근거를 제공한다. 따라서 극부적인 제어나 전체적인 제어를 위해, 상태공간 모델식의 계수행렬의 평가로써 최적한 변환기의 위치를 선정할 수 있다.

일반적으로, 스피커의 위치는 가제어성이 보장되도록 선정해야 하며, 센서의 위치는 가관측성을 보장할 수 있어야 한다. 총체적인 제어를 위해서는 관심있는 모든 주파수의 절선으로부터 떨어지게 스피커를 설치하여야 한다. 만약 음향장이 강체 경계 조건이라면 바람직한 센서의 위치는 벽의 가장자리가 될 것이다.

본 연구에서는 상태공간 모델식의 계수행렬을 평

가하여 제어기의 가제어성 및 센서의 가관측성을 결정하도록 하였다. Table 2는 상태방정식 식(15)의 B행렬의 요소로서, Fig. 1에 나타낸 각 부가음원의 위치에 따른 모드형 함수를 10차까지 나타낸

것이다. 표에서 알 수 있는 바와 같이 부가음원 S<sub>i</sub> 위치를 제외한 모든 위치에서 가제어성을 보장함을 알 수 있다.

Table 3은 상태방정식 식(15)의 C행렬의 요소로

**Table 2** The value of mode shape elements in B matrix in Eq.(15) according to speaker location

Mode shape	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4
$\psi(1)$	-2.0000000	-0.7119638	1.9999963	1.9999963
$\psi(2)$	2.0000000	-1.4931076	1.9999853	1.9999853
$\psi(3)$	-1.2724839	1.9067929	0.0000006	-1.9067925
$\psi(4)$	2.5449679	-1.3575675	0.0000013	-3.8135781
$\psi(5)$	-2.5449679	-2.8470466	0.0000013	-3.8135571
$\psi(6)$	-1.8087139	-2.0000000	-1.8087139	-1.8087139
$\psi(7)$	-2.0000000	1.7750022	1.9999670	1.9999670
$\psi(8)$	3.6174278	1.4239277	-3.6174212	-3.6174212
$\psi(9)$	-3.6174278	2.9862151	-3.6174014	-3.6174014
$\psi(10)$	2.3015594	-3.8135858	-0.0000011	3.4488423

point 1 :  $x_1=1.64, x_2=0.59, x_3=0.49$  [m]  
 point 2 :  $x_1=1.01, x_2=0.09, x_3=0.57$  [m]  
 point 3 :  $x_1=0.01, x_2=0.41, x_3=0.49$  [m]  
 point 4 :  $x_1=0.01, x_2=0.73, x_3=0.49$  [m]

**Table 3** The value of mode shape elements in C matrix in Eq.(15) according to microphone location

Mode shape	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4
$\psi(1)$	0.0000006	0.0000006	-1.9999853	-1.9999853
$\psi(2)$	-2.0000000	-2.0000000	1.9999412	1.9999412
$\psi(3)$	-1.6180335	-0.6180334	-1.9999412	1.9941316
$\psi(4)$	-0.0000010	-0.0000004	3.9998531	-3.9882340
$\psi(5)$	3.2360671	1.2360668	-3.9997652	3.9881461
$\psi(6)$	1.9878614	1.9878614	1.9878614	1.9878614
$\psi(7)$	-0.0000019	-0.0000019	-1.9998678	-1.9998678
$\psi(8)$	0.0000012	0.0000012	-3.9756935	-3.9756935
$\psi(9)$	-3.9757228	-3.9757228	3.9756060	3.9756060
$\psi(10)$	-3.2164264	-1.2285647	-3.9756060	3.9640572

point 1 :  $x_1=0.820, x_2=0.656, x_3=0.02$  [m]  
 point 2 :  $x_1=0.820, x_2=0.492, x_3=0.02$  [m]  
 point 3 :  $x_1=1.638, x_2=0.818, x_3=0.02$  [m]  
 point 4 :  $x_1=1.638, x_2=0.020, x_3=0.02$  [m]

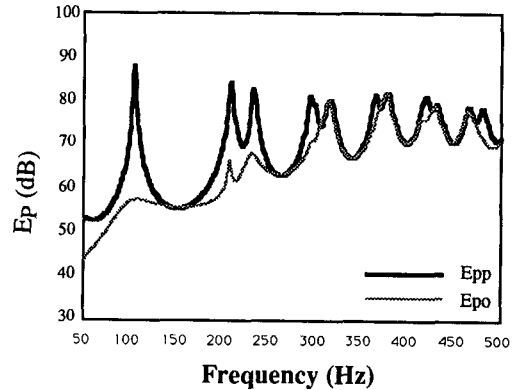
서, 폐음장 내 임의의 특정위치에 놓인 센서의 위치에 따른 모드형 함수를 10차까지 나타낸 것이다. 1, 2점의 위치는 센서가 중앙에 위치한 경우이고 3, 4점의 위치는 센서가 밀폐계의 가장자리에 위치한 경우의 모드 함수이다. 표에서 알 수 있는 바와 같이 센서가 중앙에 위치하는 경우, C행렬의 요소가 0에 가까운 값을 나타낸 반면 센서가 벽쪽에 가깝게 설치된 3, 4점 위치의 경우 C행렬의 요소가 모두 0이 아니며 이는 이 위치에서 가관측성 요건을 보장함을 의미한다.

**3.4 부가음원 부착에 의한 음압 저감효과**

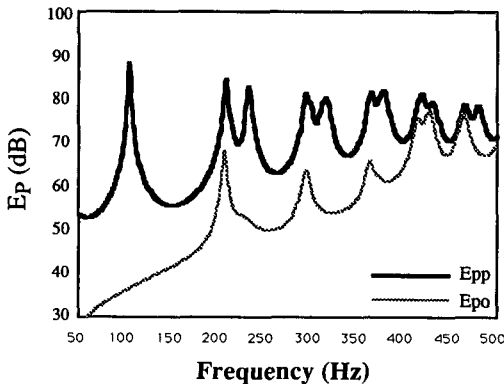
본 연구에서는 상태공간 모델의 모드 근사화에 따른 계수 행렬의 평가에 근거하여 최적한 제어스피커의 위치와 최적한 마이크로폰의 위치를 결정하고자 하였으며 이 위치에서의 부가음원의 부착에 따른 음향 포텐셜에너지의 최소화를 구현하였다.

최적한 부가음원 부착위치를 결정하기위한 시뮬레이션으로서, 50~500 Hz 사이에서 주음원만의 가진에 의한 음향 포텐셜에너지  $E_{pp}$ 와 부가음원에 부착에 따른 최적한 저감량  $E_{pp}$ 를 구하고자 하였다. Fig. 3은 부가음원  $S_1$ 만의 복소진폭과 위상에 따른 음압 저감의 정도를 나타낸 것으로 부가음원  $S_1$ 만을 이용하여 제어하는 경우, 주음원과 부가음원의 간격이 작동 주파수(50~500 Hz) 범위에서는 반파장이내므로 제어효과가 상당하나 500 Hz 근방에서는 그 효과가 저감됨을 알 수 있다. Fig. 4, 5는 각각 부가음원  $S_2, S_3$ 만을 이용하여 제어한 시뮬

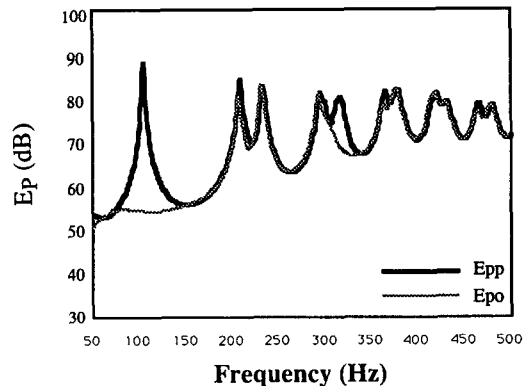
레이션 결과로서 각각 몇개의 모드에서 제어되지 않음을 볼 수 있는데 이것은 부가음원  $S_2$  위치는  $X_1$ 방향으로 3차모드의 절선에 위치하고 있고, 부가음원  $S_3$ 는  $X_2$ 방향으로 1차모드의 절선에 위치하므로 여러 모드에서 제어 되지 않음을 볼 수 있다. Fig. 6은 부가음원  $S_4$ 만을 이용한 결과로서 전 모드에서 제어가 됨을 볼 수 있는데 이들 결과로부터, 최적한 제어효과를 얻기 위해서는 식(12)에 의해 부가음원의 최적한 세기를 결정하는 동시에 부가음원이 주목되는 모드의 절선상에 위치하지 않도록 배치해야 함을 알 수 있다. Fig. 7, 8은 각각 두개의 부가음원  $S_2, S_3$ 를 사용하는 경우와 부가음원



**Fig. 4** The value of  $E_{pp}$  when minimized by using the single secondary source  $S_2$   
 ———  $E_{pp}$  due to the primary source  
 ~~~~~  $E_{po}$  the minimum possible value of  $E_{pp}$

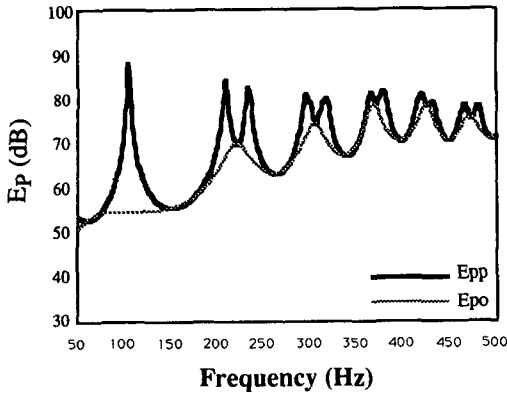


**Fig. 3** The value of  $E_{pp}$  when minimized by using the single secondary source  $S_1$   
 ———  $E_{pp}$  due to the primary source  
 ~~~~~  $E_{po}$  the minimum possible value of  $E_{pp}$

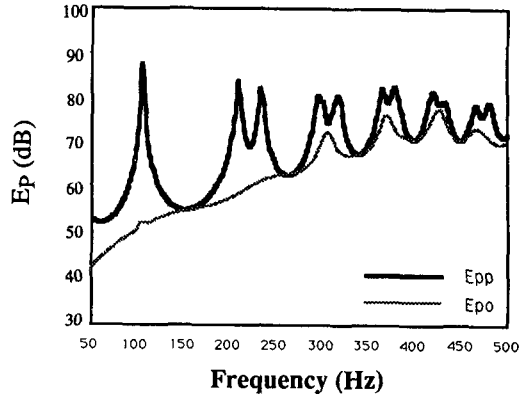


**Fig. 5** The value of  $E_{pp}$  when minimized by using the single secondary source  $S_3$   
 ———  $E_{pp}$  due to the primary source  
 ~~~~~  $E_{po}$  the minimum possible value of  $E_{pp}$

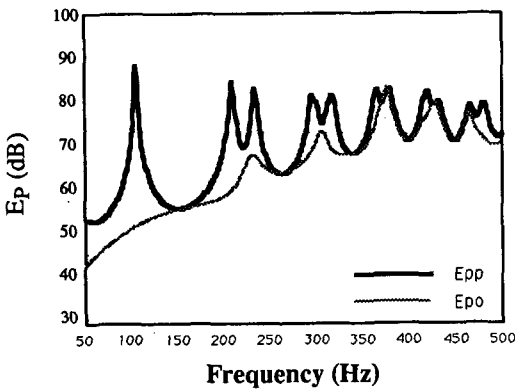




**Fig. 6** The value of  $E_{pp}$  when minimized by using the single secondary source  $S_4$   
 ———  $E_{pp}$  due to the primary source  
 - - -  $E_{po}$  the minimum possible value of  $E_{pp}$



**Fig. 8** The value of  $E_{pp}$  when minimized by using three secondary source  $S_2, S_3$  and  $S_4$   
 ———  $E_{pp}$  due to the primary source  
 - - -  $E_{po}$  the minimum possible value of  $E_{pp}$



**Fig. 7** The value of  $E_{pp}$  when minimized by using two secondary source  $S_2, S_3$   
 ———  $E_{pp}$  due to the primary source  
 - - -  $E_{po}$  the minimum possible value of  $E_{pp}$

$S_2, S_3, S_4$ 를 동시에 사용한 경우의 결과로서, 전자는 두개의 부가음원이 동시에 절선에 위치하는 7, 9, 10차를 제외하고는 제어가 되고, 후자의 경우 대부분의 모드에서 주음원과 역위상을 형성하여 제어됨을 알 수 있다. 위의 부가음원의 위치에 따른 시뮬레이션에서 부가음원의 개수보다는 적절한 부가음원의 세기와 위치 선정의 중요성을 보여주는 것으로 사료된다. 또한 이들 결과에서 최적한 부가음원의 위치는 밀폐계 음장에서는 주음원과 작동주파수 범위에서 반파장 이내에 위치시키는 것이 가장 큰 효과를 주나 여의치 않는 경우 절선을 피해

서 밀폐계의 가장자리에 배치시키는 것이 소음저감에 유효함을 알 수 있다.

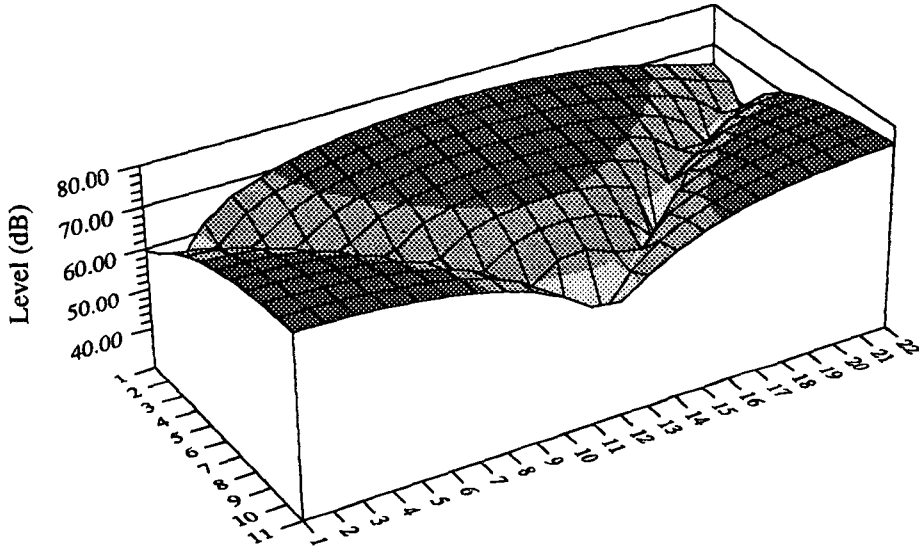
본 연구에서의 방법을 이용한 능동소음제어 결과에 대한 밀폐계 내부의 음압분포 형상을 관찰하기 위해 주음원에 의해 형성된 음압장 분포와 특정 부가음원을 이용하여 전체 시간평균 음향 포텐셜에너지  $E_{pp}$ 가 저감한 후의 음압장을 비교하였으며 그 각각의 음압분포를 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 9에서 그림 (a)와 (b)를 통해 알 수 있는 바와 같이 음향 포텐셜 에너지  $E_{pp}$ 를 저감시킴으로써 주음원만에 의해 형성된 지배적인 (2,0,0), (0,1,0) 모드의 형태가 부가음원  $S_4$ 의 제어효과에 의해 제어전의 음압이 높은 밀폐계 내부의 지점들이 20 dB 이상이나 저감됨을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서의 결과가 음향계의 모드합성에 대한 음장해석을 통해 유한 차수의 모드제어를 실현한다는 이론에서의 가설과 부합됨을 알 수 있다.

### 3.5 센서의 최적위치 결정에 의한 저감 효과

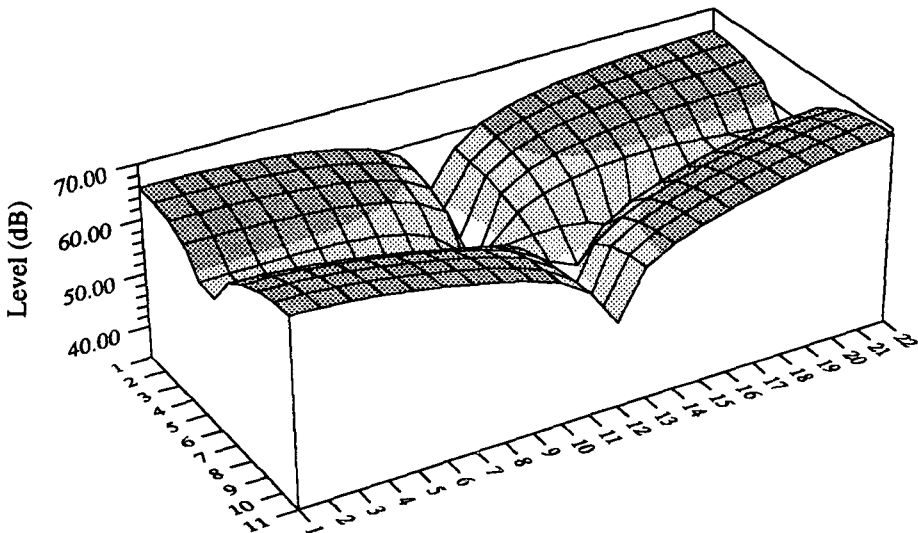
몇 개의 센서위치에서의 음압자승의 합을 전체 시간 평균 음향 포텐셜에너지로 근사화한 식(16)를 이용하여 Table 3에서 나타낸 특정 위치에서의 센서음압의 최소화를 구현한 시뮬레이션으로서 Fig. 10에 밀폐계 내에서의 각 센서의 위치를 도식적으로 나타내었다. case I은  $X_2$  방향과 평행하게 밀폐계의 중앙 위치에 센서를 부착하여 절선에 위치하도록 배치한 경우이며, case II는 밀폐계의 각 가장자리에 센서를 부착한 경우이다.

동일한 위치의 주음원과 부가 음원을 가지고 센서의 위치를 변화시켜 소음저감의 정도를 고찰하였는데 Fig. 11은  $X_2$  방향으로 밀폐계의 중앙 위치에 센서를 부착한 경우의 시뮬레이션 결과이고, Fig. 12는 밀폐계의 각 가장자리에 센서를 부착하여 시

뮬레이션한 결과이다. 밀폐계의  $X_1$  방향의 중앙에 4개의 센서를 동일한 간격으로 배치한 경우에 대한 결과인 Fig. 11은 홀수 모드에서는 제어가 되지 않고 오히려  $J_{po}$ 가 증가하는 결과를 나타내는데 이것은 마이크로폰의 위치가  $X_1$ 방향으로의 1차모드의

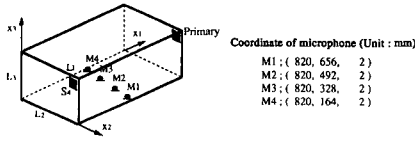


(a)

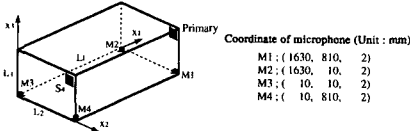


(b)

**Fig. 9** (a) The sound pressure distribution due to the primary source operating at 207.9 Hz  
 (b) The sound pressure distribution when  $E_{pp}$  has been minimized by using source S4 at 207.9 Hz



(a) Four equispaced sensors are located in the center of the enclosure along the  $x_1=0.820$  plane



(b) Each one of four sensors are located in the four corners of the enclosure

Fig. 10 Schematic diagram of enclosure in the minimization of acoustic power of sensor location

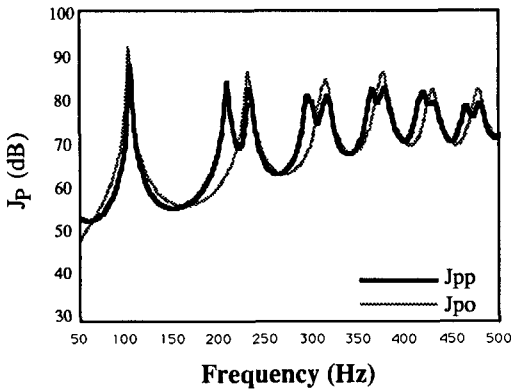


Fig. 11 The value of  $J_{pp}$  minimized by using source S4 and four sensors are located as in Fig. 10 case I

—  $J_{pp}$  due to the primary source  
 - - -  $J_{po}$  when  $J_{pp}$  is minimized by using source S4 and the four sensors

절선에 위치하기 때문이라고 사료된다. 밀폐계의 사각 구석에 센서를 위치시켜 제어하는 시뮬레이션 결과인 Fig. 12의 경우, 전 모드에서 절선을 피하고 각 모드의 최대 지점에 위치하게 되어 제어가 효과적으로 이루어짐을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 동일한 갯수의 마이크론을 밀폐계 임의의 위치에 배치함에 있어서 주소음원에 의해 발생한 모드 진폭의 최대지점에 센서를 위치 시킴으로써 가관측성을 만족하며 가장 효과적으로

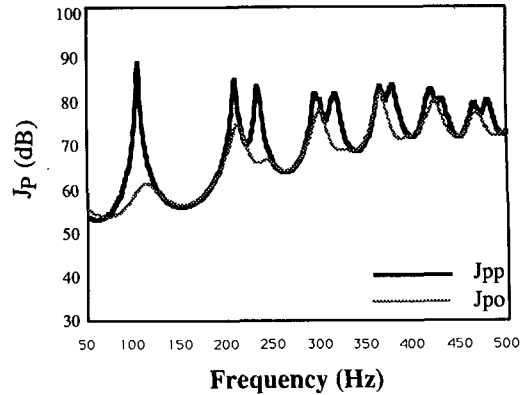


Fig. 12 The value of  $J_{pp}$  minimized by using source S4 and four sensors and located as in Fig. 10 case II

—  $J_{pp}$  due to the primary source  
 - - -  $J_{po}$  when  $J_{pp}$  is minimized by using source S4 and the four sensors

소음을 저감시킬 수 있음을 확인할 수 있었다.

#### 4. 결 론

조화적으로 가진된 3차원 밀폐계 음장의 음압을 전체적으로 줄이기 위한 방법으로 제어 대상을 음향 포텐셜에너지와 센서위치의 음압자승의 총합을 최소화하는 시뮬레이션을 각각에 대해서 수행한 결과 다음의 결론을 얻었다.

첫째로, 유한계의 변환기를 갖는 밀폐계의 음장을 근사화한 유한한 모델의 상태공간식의 유도에 의하여 변환기의 최적위치를 결정하는 새로운 방법을 제안하였다.

둘째로, 부가음원의 위치에 따른 음향 포텐셜에너지 저감효과의 비교에서 부가음원의 개수보다는 위치선정의 중요성을 보여주는데, 부가음원의 위치는 자유음장에서와 동일하게 주음원과 작동주파수 범위에서 반파장이내에 위치하는 것이 가장 저감효과가 좋고, 그 외에는 주음원에 의해 형성된 음압의 최대 지점에 부가음원을 위치시키는 것이 전체 음향 포텐셜에너지를 가장 많이 저감시킬 수 있다.

셋째로, 센서의 위치결정을 따른 저감효과의 비교에서 가관측성의 보장하는 센서의 위치선정의 중요성을 보여주는데, 각 모드의 절선을 피하고 음압이 최대가 되는 가장자리 부분에 센서를 위치시켜 이 위치에서의 센서음압의 자승합을 최소화함으로써

써 전체 음향 포텐셜에너지를 가장 많이 저감시킬 수 있다.

본 연구에서의 능동소음제어방법은 음향계의 특성이 시간에 따라 변화하지 않는 정상상태에 대한 적용할 수 있는 방법으로서 본 연구에서의 방법을 적용한 실험적 연구가 진행중이며, 아울러 음향계의 제 변수가 시간에 따라 변화하는 환경에 대한 적응 능음 소음제어 방법의 적용에 대해서도 계속 연구를 수행할 예정이다.

### 참고문헌

- (1) Lafontine, R.F. and Shepherd, I.C. 1983, "An Experimental Study of a Broadband Active Attenuator for Cancellation of Random Noise in Ducts," J. Sound Vib., Vol. 91, pp. 351~362.
- (2) Eriksson, L.J. Allie, M.C. and Greiner, R.A. 1987, "The Selection and Application of an IIR Adaptive Filter for Use in Active Sound Attenuation," IEEE Trans. Acoust. Speech Signal Process. ASSP-35 Vol. 4, pp. 433~437.
- (3) Bugess, J.C. 1981, "Active Adaptive Sound Control in a Duct: A Computer Simulation," J. Acoust. Soc. Am, Vol. 70, pp. 715~726.
- (4) Ross, C.F. 1982, "An Adaptive Digital Filter for Broadband Active Sound Control," J. Sound Vib., Vol. 80, No. 3, pp. 381~388.
- (5) 이태연, 김철호, 오재응, 1991, "적응 신호처리기법을 이용한 능동소음제어에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제15권, 제3호, pp. 809~823.
- (6) Angevine, O.L. 1981, "Active Acoustic Attenuation of Electric Transformer Noise." Proc. Internoise 81, Amsterdam, pp. 303~306.
- (7) Nelson, P.A. and Elliott, S.J. 1986, "The minimum Power Output of a Pair of Free Field Mono-pole Sources," J. Sound and Vib. Vol. 105, pp. 173~178.
- (8) Nelson, P.A. Curtis, A.R.D. Elliott, S.J. and Bullmore, 1987, "The Minimum Power Output of Free Field Point Sources and Active Control of Sound" J. Sound Vib., Vol. 116, No. 3, pp. 397~414.
- (9) Zavadskaya, M.P. and Urusovskii, I.A. 1976, "Influence of Random Errors on the Degree of Sound Fields in an Active Noise-Suppression Problem," Soviet Physics Acoustics, Vol. 22, No. 2, pp. 127~130.
- (10) Nelson, P.A. Curtis, A.R.D. Elliott, S.J. and Bullmore, A.J. 1987, "The Active Minimization of Harmonic Enclosed Sound Fields, Parts I, II, III," J. Sound and Vibration, pp. 1~58.
- (11) 이태연, 김홍섭, 이득용, 오재응, 1992, "조화가진된 밀폐계 음장에서의 능동소음제어," 대한기계학회논문집( I ), pp. 494~498.
- (12) Kinsler, L.E. Frey, A.R. Coppens, A.B. and Sanders, J.V. 1982, Fundamental of Acoustics, 3rd Ed. John Wiley & Sons, Inc., N. Y.
- (13) Allan D. Pierce, 1981, Acoustics-an Introduction to Its Physical Principles and Applications, McGraw-Hill Book Company, N.Y., pp. 250~309.
- (14) Skelton, R.E. 1988, Dynamic Systems Control, John Wiley & Sons, Inc., Ch. 5