원통형 밀폐공간 내부의 능동소음제어

이호준* · 박현철** · 황운봉**

(2000 년 1 월 14 일 접수)

Active Noise Control in a Cylindrical Cavity

Ho-Jun Lee, Hyun-Chul Park and Woonbong Hwang

Key Words : Cavity(음향공간), Modal Coupling Theory(모드 연성 이론), Acoustic Potential Energy (음향보존에너지), Continuous Parameter Genetic Algorithm(연속 변수 유전자 알고리듬)

Abstract

An active control of the transmission of noise through an aircraft fuselage is investigated numerically. A cylinder-cavity system was used as a model for this study. The fuselage is modeled as a finite, thin shel cylinder with constant thickness. The sound field generated by an exterior monopole source is transmitted into the cavity through the cylinder. Point force actuators on the cylinder are driven by error sensor that is placed in 3D cavity. Modal coupling theory is used to formulate the numerical models and describe the system behavior. Minimization of the acoustic potential energy in the fuselage is carried out as a performance index. Continuous parameter genetic algorithm is used to search the optimal actuator position and both results are compared.

1. 서 론

항공기의 설계에서 내부의 소음을 줄이기 위한 연구에는 소음원의 규명과 소음 전파 경로의 규명 등과 같은 많은 분야가 있다. 소음을 줄이기 위하여 초기에는 동체에 내장재를 부착하거나 동체의 구조를 개선하여 구조적인 감쇄를 높이는 방법들을 이용하였다.[1,2] 하지만 이런 수동적인 방법은 여러 가지 음향환경에 대응하는 것이 어렵고, 특히 음압이 큰 저주파영역의 소음을 제어하는 데는 효과가 적어 만족할만한 수준에 이르지 못하고 있다. 이런 상황에서 기존의 방법 대신 동체 내부에 음원을 배치하고 반음향(anti-noise)을 방사하여 간섭에 의하여 내부전달 소음을 상쇄하거나 작동기를 동체표면에 부착시켜 구조의 진동을 제어함으로써 전달되는 소음을 줄이는 등의 능동적으로 제어 할 수 있는 방법이 연구되었다.

부가적인 음원을 이용한 연구는 Bullmore 등에 의해서 연구되었다. 동체의 모델로 유한한 길이, 등방성 재질의 단순한 밀폐형 실린더와 프로펠러에 의한 음장을 고안하여 연구하였고 이것은 B.Ae. 748 turboprop 항공기의 실제 비행실험에서 어느 정도 만족할만한 결과를 얻었다.[3] Silcox R.J. 와 Fuller C.R. 등은 유한 길이의 밀폐형 실린더를 고안하여 내부에 부가음원을 배치하거나 표면에 압전세라믹 가진기를 이용하여 실험적으로 내부로의 전달 소음을 제어하였다.[4,5] Snyder S.D.와 Hansen C.H.는 작동기로 점 위치의 힘(point force)을 이용하여 얇은 밀폐형 실린더 내부로 전달되는 소음을 이론적으로 제안하였다.[6,7] 능동제어시스템의 구조는 크게 기계적인 제어 부분과 적절한 입력을 작동기에 가하도록 제어하는 전자적인 제어 부분의 두 가지로 나눌 수 있다. 제어가 가장 효율적이기 위해서는 이 두 부분이 최적화 되어야 할 것이다. 하지만 단순모드 문제에서는 기계적

* 포항공과대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 포항공과대학교 기계공학과
E-mail : hcpark@postech.ac.kr
TEL : (054)279-2167 FAX : (054)279-5899

시스템의 배치는 비교적 쉬운 편이나 연성 소음 문제와 같은 다중모드 문제에서는 작동기와 센서의 위치 및 배열에 따라서 결과는 상당히 차이가 난다는 것이 이론 및 실험으로 증명되었다.[8] 이것은 Pan J. 등의 사각형 패널(panel)과 직육면체 공간의 구조물이 연성된(coupled) 문제에서도 같은 결과를 얻었다.[9,10]

여기서 주목할 것은 배열의 형태가 내부 소음 감소 정도에 중요한 영향을 미치는 반면에 이 배열을 이론적으로 찾는다는 것은 불가능하다는 것이다. 그것은 최대의 가능한 음의 감소를 얻기 위한 결정 함수들 즉 공간의 음향에너지(acoustic potential energy), 방사력(radiation power) 등이 작동기의 위치에 따른 선형함수가 아니고 최적의 센서 위치도 작동기의 위치에 의존하기 때문이다. 결과적으로 최적의 위치를 찾기 위한 수치적인 접근이 필요하게 되었다. Snyder S.D.와 Hansen C.H.는 사각형 패널(panel)의 진동에 의한 방사 소음을 줄이기 위하여 multiple regression 의 방식을 사용하여 수치적으로 작동기의 최적 위치를 구하였다.[11] 다른 접근법으로는 구조물의 속도분포를 이용한 모드 제어(modal control) 및 모드 재배치(modal rearrangement)의 방법이 있다.[12,13] 하지만 음원을 작동기로 이용한 방법은 내부로의 전달문제에서 모드 제어 및 모드 재배치 방법 중 무엇이 최적인지 아직까지 불명확하다. 그러므로, 어떤 방법으로 작동기의 위치를 선정하는 것이 소음감소에 더 효과적인지에 대한 연구들이 계속 진행되고 있다.

본 연구에서는 구조모드와 내부의 음향공간모드가 연성되는 해석방식으로 음원을 실린더의 길이 축에 대하여 90° 및 45°의 각도로 배치하고 작동기를 실린더의 표면에 1 개와 3 개의 두 가지 종류로 작용하여 실린더 내부에서 개별 위치 혹은 내부의 전체 공간에서 전달되는 소음을 능동적으로 제어하고자 하였다 또한 수치적인 접근법의 하나로 내부의 전체 공간의 소음감소를 위해 공간의 음향에너지(acoustic potential energy)를 목적함수로 설정한 연속변수 유전자 알고리듬을 이용하여 내부로의 전달 소음을 줄일 수 있는 작동기의 최적 위치를 찾고자 하였다.

2. 이 론

2.1 모델링

항공기의 동체와 내부의 공간을 구조 및 음향공간으로 각각 모델링 하였다. 구조모델은 Fig. 1 (a)와 같이 실제 동체구조에 있는 floor, frame 및 stringe 들을 고려하지 않은 단순한 형태의 밀폐형

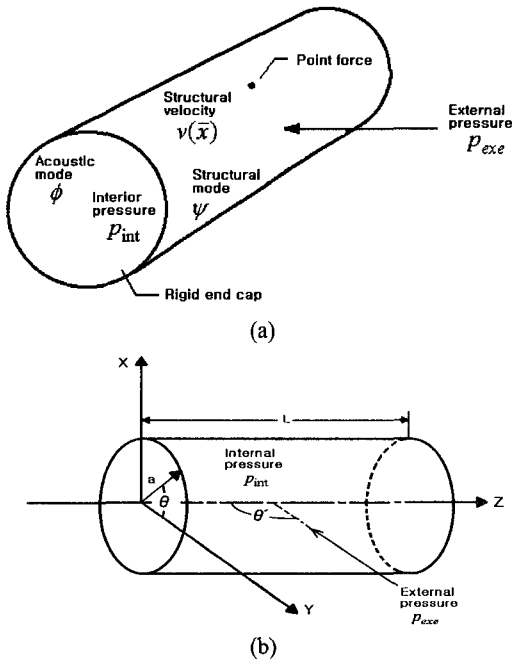


Fig. 1 Model and coordinate system

실린더로 모델링 하였다.

반지름과 길이, 두께는 각각, $a \times L \times h = 0.254m \times 1.1938m \times 0.0016m$ 이고 재질은 등방성 재료인 알루미늄이다. 실린더 양 끝부분의 원형 캡(cap)들은 강체로 가정하고 이 부분에서 단순지지 되는(simply supported) 경계조건이다. 음향공간모델은 반지름과 길이가 같고 재질은 공기인 구조 내부의 원통형 실린더로 모델링 하였다. 두 모델의 모드 형상은 식 (1)과 같다.[7]

$$\psi_{u,v}(z,\theta) = \sin\frac{u\pi z}{L}\{\cos(v\theta)+\sin(v\theta)\}$$
$$\phi_{q,n,s}(r,\theta,z) = \cos\frac{q\pi z}{L} J_n\left(\frac{\gamma_{ns} r}{a}\right)\{\cos(n\theta)+\sin(n\theta)\} \quad (1)$$

여기서 u,v 는 구조모드의 지수이고 q,n,s 는 음향모드의 지수, J_n 는 n차의 Bessel 함수, γ_{ns} 는 $J_n'(\gamma_{ns}) = 0$ 일때의 값이다. 구조모델의 고유진동수는 식 (2)의 특성방정식을 풀어서 구한다.

$$(\Omega^2)^3 - (K_2 + \tilde{h}\Delta K_2)(\Omega^2)^2 + (K_1 + \tilde{h}\Delta K_1)(\Omega^2) - (K_0 + \tilde{h}\Delta K_0) = 0 \quad (2)$$

$$\Omega^2 = \frac{\rho_s(1-\nu^2)}{E} a^2 \omega_{u,v}^2 = \frac{a^2\omega_{u,v}^2}{c_s}, \quad \tilde{h} = \frac{h^2}{12a^2} \quad (3)$$

Table 1 Material properties

Aluminium	Young's modulus	70Gpa
	Possion's ratio	0.33
	Density	2700 kg/m^3
	Thickness	6mm
	Sound speed in masterial	5150 m/s
Air	Density	1.21 kg/m^3
	Sound speed in masterial	343 m/s

여기서 E 는 Young's modulus, c_s 는 재료에서의 소리속도이다. 식 (2)에서 각 항의 K_0, K_1, K_2 및 $\Delta K_0, \Delta K_1, \Delta K_2$ 는 각각 Donnell-Mustari shell theory, Goldenveizer – Novozhilov / Arnold – Warburton shell theory 에서 정의되는 상수이다. 내부음향공간의 고유진동수는 식 (4)를 풀어서 구한다.

$$\omega_{q,n,s} = c_o \sqrt{\gamma_{ns}^2 + \left(\frac{q\pi}{L}\right)^2} \tag{4}$$

여기서 c_o 는 공기에서 소리의 속도이다. 해석에 사용된 알류미늄과 공기의 물성치들은 Table 1 과 같다.

제어를 하기 위한 소음원으로는 저주파의 소음을 고려하였고 이것을 실린더의 한편에 500Hz 이하이고 크기가 일정하며 실린더에 대하여 평면파(plane wave)를 발생하는 점원(monopole source)으로 모델링 하였다. 음을 제어하기 위한 작동기는 항공기 동체에 부착되는 점 위치의 힘(point force)으로 고려하였고 이것을 1 개 혹은 3 개를 작용하였다. 음원은 실린더의 표면에 대하여 각을 가지고 방사 되는 것을 고려하기 위해 실린더의 Z 축에 대하여 θ'의 각을 가지도록 배치하였다.

2.2 외부음 및 작동기에 의한 내부음압분포

외부음원에 의해 구조물의 진동이 발생하고 이때 실린더의 표면에는 진동에 의한 속도분포가 생기게 되는데 이것을 이용하여 내부에 발생하는 음압의 분포를 구할 수 있다. 구조의 모드형상 및 고유진동수를 알 수 있다고 가정할 경우 외부가진함수에 의한 밀폐형 구조물 표면의 속도분포는 외부에서 실린더에 작용하는 음압 및 내부 음압과 구조의 그린함수(Green function)를 실린더의 표면에 대해 면적 적분하여 구할 수 있고 식 (5)로 표현된다.[6,14]

$$\begin{aligned} v(\bar{x}) &= \sum_{\alpha=1}^{\infty} v_\alpha \psi_\alpha(\bar{x}) \\ &= j\omega \int_S \sum_{\alpha=1}^{\infty} \frac{\psi_\alpha(\bar{x})\psi_\alpha(\bar{x}')}{M_\alpha Z_\alpha} (p_{ext}(\bar{x}') - p_{\text{int}}(\bar{x}'))\, d\bar{x}' \end{aligned} \tag{5}$$

여기서 v_α 는 속도의 크기, ω 는 외부 가진함수의 주파수, p_{ext}, p_{int} 는 각각 실린더 외부와 내부의 음압, $\bar{x}$ 는 구조, $\bar{x}'$ 는 내부 공간에서의 한 점의 위치이다. 또한 $\psi_\alpha(\bar{x})$ 는 x 에서의 α 번째 구조모드형상함수(structural mode shape function), M_α 는 α 번째 모달질량(modal mass), Z_α 는 모드의 입력 임피던스(modal input impedance)이다.

속도의 크기를 구하기 위하여 무한개의 모드중 r 번째의 단일모드를 생각하고 적분식 내의 괄호부분을 외부음 및 내부음의 두 부분으로 나누어 고려한다. 외부음에 의한 부분은 r 번째 모드에 작용하는 힘을 사용하여 식 (6)으로 표현할 수 있다.

$$\int_S \frac{\psi_r(\bar{x}')\psi_r(\bar{x})}{M_r Z_r} p_{ext}(\bar{x}')\, d\bar{x}' = \frac{\gamma_r \psi_r(\bar{x})}{M_r Z_r} \tag{6}$$

여기서 $\gamma_r = \int_S p_{ext}(\bar{x}')\psi_r(\bar{x}')\, d\bar{x}'$ 은 r 번째 모드에 작용하는 힘(modal generalized force)이다. 내부음압분포식, $p_{\text{int}}(\bar{x})$ 은 식 (7)로 표현된다.[14]

$$p_{\text{int}}(\bar{x}') = j\rho_o \omega \int_S \sum_{\alpha=1}^{\infty} \frac{\phi_\alpha(\bar{x})\phi_\alpha(\bar{x}')}{\Lambda_\alpha(\kappa_\alpha^2 - k^2)} \sum_{\beta=1}^{\infty} v_\beta \psi_\beta(\bar{x})\, d\bar{x} \tag{7}$$

여기서 k 는 가진 주파수의 파장수(Wave number), $\phi_\alpha(\bar{x})$, $\phi_\alpha(\bar{x}')$ 은 실린더 표면의 한 점 $\bar{x}$ 및 내부공간의 한 곳인 $\bar{x}'$ 위치에서의 음향모드 형상함수(acoustic mode shape function)이다. $\Lambda_\alpha = \int_V \phi_\alpha^2(\bar{x}')\, d\bar{x}'$ 는 α 번째 모드의 단위공간(volume normalization)으로 음향모드 형상함수 제곱의 값을 부피에 대해서 적분한 값이다. 이 때 κ_α 는 밀폐공간의 α 번째 복소 고유값(complex eigenvalue)이다. 두 번째 적분항은 α 번째 음향모드와 r 번째 구조모드의 연성계수인, $B_{\alpha,\beta} = \frac{1}{S}\int_S \phi_\alpha(\bar{x})\psi_\beta(\bar{x})\, d\bar{x}$ 를 사용하여 정리하면 식

(8)로 표현된다.

$$\int_S \frac{\psi_r(\bar{x}')\psi_r(\bar{x})}{M_r Z_r} p_{\text{int}}(\bar{x}')d\bar{x}' = j\rho_o\omega S^2 \frac{\psi_r(\bar{x})}{M_r Z_r}\sum_{\alpha=1}^{\infty}\sum_{\beta=1}^{\infty}\frac{v_r B_{\alpha,r} B_{\alpha,\beta}}{\Lambda_\alpha(\kappa_\alpha^2 - k^2)} \tag{8}$$

이제 식 (6)과 식 (8)을 식 (5)에 대입하여 양변을 $\psi_r(\bar{x})$ 로 나누면 r 번째의 모드속도의 크기는 식 (9)와 같다.

$$v_r = j\frac{\omega\gamma_r}{M_r Z_r} + \frac{\rho_o\omega S^2}{M_r Z_r}\sum_{\alpha=1}^{\infty}\sum_{\beta=1}^{\infty}\frac{v_r B_{\alpha,r} B_{\alpha,\beta}}{\Lambda_\alpha(\kappa_\alpha^2 - k^2)} \tag{9}$$

여기서, 식의 유도과정에서는 무한개의 모드를 사용하였으나 수치적인 접근을 위하여 한정된 계수의 구조모드 m_1 개 및 내부 음향모드 m_2 개만 고려한다. 그러면 식 (9)는 이제 이들 m_1, m_2 개 수로 이루어지는 행렬로 만들 수 있고 외부입력 함수에 대한 속도는 구조 모달 임피던스, $\mathbf{Z_I}$,를 사용하여 식 (10)으로 다시 표현된다.

$$\mathbf{v} = \mathbf{Z_I}^{-1}\mathbf{\gamma} \tag{10}$$

$$Z_I(u,u) = j\rho_o\omega S^2\sum_{\alpha=1}^{m_1}\frac{B_{\alpha,u}B_{\alpha,u}}{\Lambda_\alpha(\kappa_\alpha^2 - K^2)} - j\frac{M_u Z_u}{\omega}$$

:(diagonal terms) (11)

$$Z_I(u,v) = j\rho_o\omega S^2\sum_{\alpha=1}^{m_1}\frac{B_{\alpha,u}B_{\alpha,v}}{\Lambda_\alpha(\kappa_\alpha^2 - K^2)} \tag{12}$$

:(off-diagonalterms)

$$\gamma = \gamma(i) = \gamma_i = \int_S \psi_i(x) p_{ext}(x)dx \tag{13}$$

$\mathbf{v}$ 는 외부입력 함수에 대한 $(m_1\times 1)$ 개의 구조모드 속도행렬, $\mathbf{Z_I}$ 는 식 (11), (12)로 표현되는 $(m_1\times m_1)$ 개의 구조모드 임피던스(structural modal impedance) 행렬, γ 는 $(m_1\times 1)$ 개의 모드에 걸리는 입력 힘(modal generalized force) 행렬이다. 여기서 u,v는 각각 u차, v차의 구조모드이다.

Fig. 1 의 음원 배치에서 외부에서 실린더의 Y 축에 대하여 θ, Z 축에 θ'의 각으로 진행해 오는 시간에 대해 일정하며 크기가 P_i 이고 가진 주파수가 ω 로 표면의 한점인 $\bar{x}$ 위치에서 부딪히는 음(blocked pressure)은 아래와 같이 된다.[2]

$$p_{bl}(\bar{x}) = \frac{2P_i}{\pi a}\exp(k_z z)\sum_{m=0}^{\infty}\varepsilon_m i^{m+1}\cos m\theta \Big/ H_m^{(1)}(k_x a) \tag{14}$$

이 식을 앞에서 나온 식 (13)의 p_{ext} 에 대입하여 면적 적분하면 γ 를 구할 수 있고 따라서 속도의 크기인 행렬 $\mathbf{v}$ 도 구할 수 있다.

식 (10)의 유도에서 고려한 구조모드 m_1 개 및 음향모드 m_2 개로 구성되고 표면의 한 점 $\bar{x}$ 에서의 진동속도에 의한 내부의 한 점 $\bar{x}'$ 에서의 음압은 $B_{\alpha,\beta}$를 이용하여 식 (15)와 같다.

$$p_{\text{int}}(\bar{x}') = j\rho_o\omega\int_S \frac{\phi_\alpha(\bar{x})\phi_\alpha(\bar{x}')}{\Lambda_\alpha(\kappa_\alpha^2 - k^2)} v(\bar{x})d\bar{x} = j\rho_o\omega\sum_{\alpha=1}^{m_2}\frac{\phi_\alpha(\bar{x}')}{\Lambda_\alpha(\kappa_\alpha^2 - k^2)}\sum_{\beta=1}^{m_1} v_\beta B_{\alpha,\beta} \tag{15}$$

행렬의 형태로 표현하면 내부의 음압분포는 식 (16)과 같다.

$$\mathbf{p_p} = p_{\text{int}}(\bar{x}') = \phi^T(\bar{x}')p = \Phi^T \mathbf{Z_a B v} = \Phi^T \mathbf{Z_a B Z_I^{-1}\gamma} \tag{16}$$

$$Z_a(\alpha,\alpha) = \frac{j\rho_o\omega}{\Lambda_\alpha(\kappa_\alpha^2 - K^2)} \tag{17}$$

여기서 식 (16)의 $\mathbf{Z_a}$ 는 $(m_2\times m_2)$ 개의 음향모달방사 전달 함수(acoustic modal radiation transfer function)이고 $\mathbf{B}$ 는 $(m_1\times m_2)$ 개의 행렬이 된다.

작동기에 의한 내부 음압분포는 식 (13)의 외부 음압함수 부분에 작동기의 입력함수를 대입하면 구할 수 있다. 작동 힘에 의한 r 번째 모드에 작용하는 힘, γ_r, 은 식 (18)과 같다.

$$\gamma_r = \int_s \psi_r(\bar{x}) f\delta(\bar{x} - \bar{x}_f)dx \tag{18}$$

여기서 f 는 작동힘의 크기, $\delta(\bar{x} - \bar{x}_f)$ 는 실린더의 한곳에 작용하는 점 위치의 힘(point force)을 나타내는 Dirac delta function 이다. 이것을 식 (16)에 대입하면 작동기에 의한 내부음압 분포행렬식은 아래와 같다.

$$\mathbf{p}_c = \Phi^{\mathrm{T}} \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{Z}_I^{-1} \Psi_{gc} \mathbf{f}_c \tag{19}$$

여기서 Ψ_{gc} 는 $(m_1 \times 1)$ 개의 제어힘의 전달함수 행렬이다.

2.3 개별위치에서의 소음제어

실린더 내부 $\mathbf{r}_e$ 위치에 있는 감지기에서의 구해지는 음압은 위에서 구한 외부음압에 및 작동기에 의한 음압의 합인 $\mathbf{p}(\mathbf{r}_e) = \mathbf{p}_p(\mathbf{r}_e) + \mathbf{p}_c(\mathbf{r}_e)$ 로 표현된다. 이 크기의 제곱값에 앞에서 구한 외부음 및 작동힘에 의한 내부음압식 (16), (19)를 대입하고 정리하면 아래의 식으로 표현된다.

$$|\mathbf{p}(\mathbf{r}_e)|^2 = \mathbf{f}_c^{\mathrm{H}} \mathbf{a} \mathbf{f}_c + \mathbf{f}_c^{\mathrm{H}} \mathbf{b} + \mathbf{b}^{\mathrm{H}} \mathbf{f}_c + \mathbf{c} \tag{20}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{a} &= \Psi_{gc}^{\mathrm{H}} \{\mathbf{Z}_I^{-1}\}^{\mathrm{H}} \mathbf{B}^{\mathrm{T}} \mathbf{Z}_a^{\mathrm{H}} \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{Z}_I^{-1} \Psi_{gc} \\ \mathbf{b} &= \Psi_{gc}^{\mathrm{H}} \{\mathbf{Z}_I^{-1}\}^{\mathrm{H}} \mathbf{B}^{\mathrm{T}} \mathbf{Z}_a^{\mathrm{H}} \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{v}_p \\ \mathbf{c} &= \mathbf{v}_p^{\mathrm{H}} \mathbf{B}^{\mathrm{T}} \mathbf{Z}_a^{\mathrm{H}} \mathbf{Z}_p \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{v}_p \end{aligned} \tag{21}$$

여기서 $\mathbf{Z_P} = \Phi^{\mathrm{T}} \Phi$ 이다. 앞의 식들은 내부의 어느 위치에서나 복소값으로 된 음압크기의 제곱표현이다. 이제 감지기에서의 음압을 최소화 하기 위하여 식을 실수 및 복소의 두 부분으로 나눌 수 있고 각각의 부분으로 크기를 최소화 하기 위한 과정을 거쳐 구한 작동기 최적힘과 최소화 된 내부음압은 식 (22)와 같다.

$$\mathbf{f}_{c,opt} = -\mathbf{a}\mathbf{b}^{-1}, \quad |\mathbf{p}|^2_{min} = \mathbf{c} - \mathbf{b}^{\mathrm{H}} \mathbf{a}^{-1} \mathbf{b} \tag{22}$$

작동기 N 개를 사용할 경우에 작동기의 힘들 및 구조 모드 함수들을, $\mathbf{f}_c = \{f_i \cdots f_{iN}\}^T$, $\Psi_{gc} = \{\psi_{g1} \cdots \psi_{gN}\}$ 의 행렬로 표현하고 이것을 식 (21)에 대입하면 다중 작동기에 의한 최적의 힘 및 최소음압도 같은 과정으로 구할 수 있다.

2.4 내부 공간에서의 소음제어

실린더 공간 내의 전반적인 소음을 감소시키는 방법은 외부소음의 전달에 의해 내부에 분포하게 되는 공간의 음향에너지(Acoustic potential energy)를 감소시켜 전체적인 음압의 감소를 얻을 수 있다. 공간의 음향에너지는 내부 음압 크기의 제곱을 실린더 부피에 대하여 적분한 것으로 속도와 같이 무한개의 음압 크기, P_α 와 음향공간모드함수와의 곱으로 표현하고 Λ_α 를 이용하여 아래의 식으로 표현된다.

$$E_p = \frac{1}{4\rho_0 c_0^2} \int_V |p(\vec{x}')|^2 dV = \frac{1}{4\rho_0 c_0^2} \sum_{\alpha=1}^{\infty} \Lambda_\alpha |P_\alpha|^2 dV \tag{23}$$

이제 윗식을 m_2 개의 음향모드만 고려하고 음압 크기에 식 (20)의 유도와 같이 식 (16), (19)를 넣어 정리하면 식 (24), (25), (26)이 된다.

$$\mathbf{E}_p = \frac{1}{4\rho_0 c_0^2} \sum_{\alpha=1}^{m_2} \Lambda_\alpha |\mathbf{p}_\alpha|^2 = \mathbf{f}_c^{\mathrm{H}} \mathbf{a}' \mathbf{f}_c + \mathbf{f}_c^{\mathrm{H}} \mathbf{b}' + \mathbf{b}'^{\mathrm{H}} \mathbf{f}_c + \mathbf{c}' \tag{24}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{a}' &= \Psi_{gc}^{\mathrm{H}} \{\mathbf{Z}_I^{-1}\}^{\mathrm{H}} \mathbf{B}^{\mathrm{T}} \mathbf{Z}_a^{\mathrm{H}} \mathbf{Z}_E \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{Z}_I^{-1} \Psi_{gc} \\ \mathbf{b}' &= \Psi_{gc}^{\mathrm{H}} \{\mathbf{Z}_I^{-1}\}^{\mathrm{H}} \mathbf{B}^{\mathrm{T}} \mathbf{Z}_a^{\mathrm{H}} \mathbf{Z}_E \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{v}_p \\ \mathbf{c}' &= \mathbf{v}_p^{\mathrm{H}} \mathbf{B}^{\mathrm{T}} \mathbf{Z}_a^{\mathrm{H}} \mathbf{Z}_E \mathbf{Z}_a \mathbf{B} \mathbf{v}_p \end{aligned} \tag{25}$$

$$Z_E(\alpha, \alpha) = \frac{\Lambda_\alpha}{4\rho_0 c_0^2} \tag{26}$$

식 (22)의 유도와 같은 방식으로 구한 작동기 최적힘과 최소화된 공간의 음향에너지는 식 (27)과 같다.

$$\mathbf{f}_{c,opt} = -\mathbf{a}'^{-1} \mathbf{b}', \quad \mathbf{E}_{p,min} = \mathbf{c}' - \mathbf{b}'^{\mathrm{H}} \mathbf{a}'^{-1} \mathbf{b}' \tag{27}$$

다중 작동기에 의한 제어도 역시 개별에서와 같은 방식으로 구할 수 있다.

2.5 연속변수 유전자 알고리듬(Continuous genetic algorithm)

2.4 절의 식 유도 과정에서는 작동기의 위치를 일정한 한곳을 설정하고 이 위치에 대하여 최적의 힘과 최소화된 에너지의 값을 구하였으나 작동기의 부착위치를 (θ, z) 의 두 변수로 설정할 경우에는 함수가 비선형적이 되어 작동기의 최적 위치를 해석적인 방법으로는 찾을 수가 없으므로 수치적인 방법이 필요하다. 본 연구에서는 최적화를 위한 수치적인 방법으로 연속 변수 유전자 알고리듬을 사용하였다.[15]

2.5.1 설계변수 및 평가함수의 정의(Define parameter & cost function)

작동기의 작용 위치인 θ, z 를 변수로 하였고 목적 함수(cost function)로는 실린더 내부 전체 공간의 음압감소를 의미하는 식 (24)의 음향에너지

를 이용하였다.

2.5.2 개체생성 및 평가(Create population & evaluate cost)

초기의 개체는 작동기 1 개 및 3 개를 사용할 경우 최적화 변수의 개수, N_{par} 는 2, 6 이 된다. 개체생성 개수, N_{ipop} 을 정의 한 뒤 식 (28)을 이용하여 각 행이 $1\times N_{par}$ 로 이루어 지는 $N_{ipop}\times N_{par}$ 의 행렬을 구성하여 생성시켰다.

$$IPOP=(hi-lo)\times random\{N_{ipop},N_{par}\}+lo \qquad (28)$$

여기서 $random\{N_{ipop},N_{par}\}$ 은 0 과 1 사이의 난수들을 이용하여 $N_{ipop}\times N_{par}$ 의 행렬을 만드는 함수이다. hi 는 변수 범위에서 제일 높은 값이고 lo 는 제일 낮은 값이다.

2.5.3 교배 및 재생산(Select mate & reproduction)

교배할 배우자를 찾는 것은 식 (29)와 같이 앞의 과정에 의해 적합한 것으로 평가된 염색체들을 좋은 것부터 나열한 뒤 난수를 생성하여 찾도록 하였다.

$$parent=roundup\{N_{good}\times random\} \qquad (29)$$

여기서 $roundup\{\}$ 은 실수 값보다 다음으로 가장 큰 정수를 찾는 함수이다.

교배 방법은 부모의 염색체 일부분을 교환하는 방식(crossover method)을 선택하였고 교환위치는 식 $l=roundup\{random\times N_{par}\}$ 을 이용하여 부모 세대 염색체에서 무작위의 위치 l 을 만들어 교배 되게 하였다.

2.5.4 돌연변이(Mutation)

먼저 일정한 유전율을 설정하고 앞에서 재생산된 전체 개체들을 탐색하는 과정에서 0 과 1 사이의 난수를 발생시켜 개체들 중 앞의 유전율에 속하면 돌연변이 시키는 방법으로 생성시켰다.

3. 결과 및 고찰

2.1 절의 실린더와 음향공간의 특성 방정식 (2), (4)를 풀어서 구한 각 모델의 고유진동수는 각각 20 개의 모드들을 구하였고 Table 2 와 같다.

외부음원의 위치는 Karen et al.의 연구 결과를 참조하여 $\theta'=90^o$ 및 $\theta'=45^o$ 인 두 곳을 설정하였다.[1] 개별위치 및 내부음향공간의 소음제어에서 작동기의 위치는 제어하지 않을 경우의 음압 및 에너지 분포 특성과 이에 따른 실린더의 모드의 크기 및 형상을 분석하여 가장 큰 모드의 크기를 감소 시킬 수 있는 곳으로 1 개 일 때는 (0°, 0.5969)인 곳에, 3 개 일 때에는 (22°, 0.1969), (0°, 0.5969), (22°, 0.9969)인 곳에 각각 위치 시켰다.

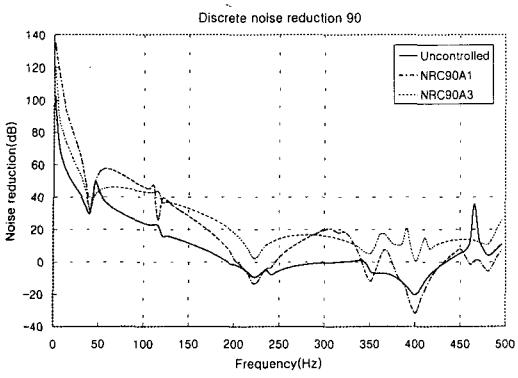
Table 2 Cylinder/cavity mode and resonance frequency

Mode number	Cylinder mode order (u, v)	Resonance frequency	Cavity mode order (q, n, s)	Resonance frequency
1	(1, 4)	125	(1, 0, 1)	146
2	(1, 3)	152	(2, 0, 1)	287
3	(1, 5)	158	(0, 1, 1)	398
4	(1, 6)	220	(1, 1, 1)	420
5	(2, 5)	261	(3, 0, 1)	430
6	(2, 6)	270	(2, 1, 1)	489
7	(1, 2)	286	(4, 0, 1)	574
8	(1, 7)	298	(3, 1, 1)	585
9	(2, 4)	325	(0, 2, 1)	656
10	(2, 7)	328	(1, 2, 1)	671
11	(3, 6)	390	(4, 1, 1)	697
12	(3, 7)	397	(5, 0, 1)	718
13	(1, 8)	399	(3, 2, 1)	785
14	(2, 8)	407	(5, 1, 1)	820
15	(3, 5)	452	(0, 0, 2)	823
16	(3, 8)	467	(1, 0, 2)	835
17	(1, 9)	495	(6, 0, 1)	861
18	(2, 3)	505	(4, 2, 1)	872
19	(2, 9)	508	(0, 3, 1)	902
20	(4, 7)	527	(1, 3, 1)	914

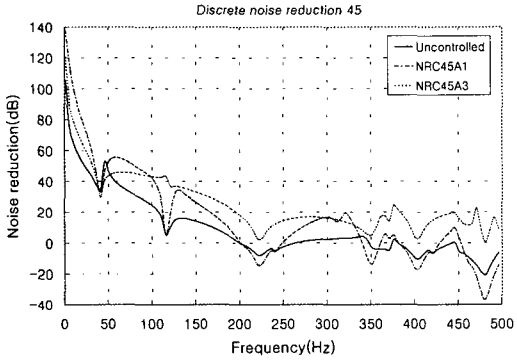
3.1 개별위치에서의 소음제어

감지기를 내부의 $(r,\theta,z)=(0.127,0^o,0.5969)$ 인 지점에 설정하고 작동기를 1 개 및 3 개 작용시켜 소음을 감소 시킨 결과는 Fig. 2 의 (a), (b)와 같다.

각 결과에서 소음의 감소 크기는 식 (30)을 이용하여 구하였다.



(a) $\theta^{'}$=90°



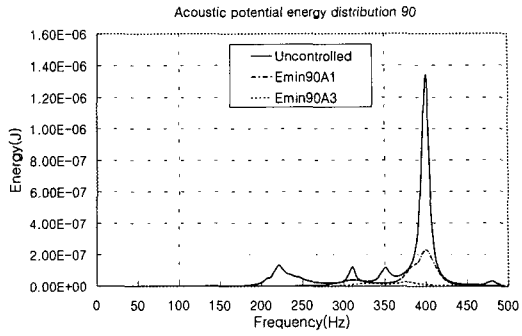
(b) $\theta^{'}$=45°

Fig. 2 Discrete noise reduction

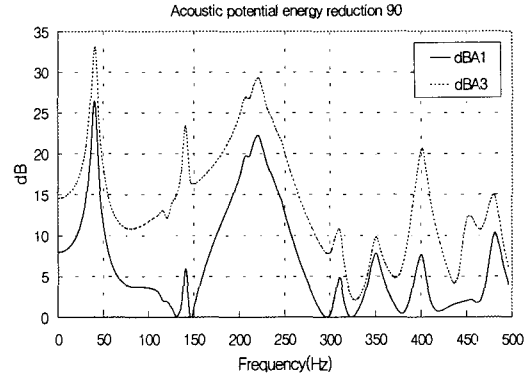
$$NR = -10\log\left(\frac{< pp^{*} >}{4p_{in0}p_{in0}}\right) \tag{30}$$

여기서 p는 감지기 위치에서의 측정 음압이고 p_{in0}는 외부 방사 소음의 복소값으로 해석에서는 $1\mathrm{N/m^2}(=1+0\mathrm{j}\ Pa)$ 의 값을 사용하였다. 제어를 하지 않을 경우 소음은, 90°의 경우 401Hz 에서, 45°의 경우 481Hz 에서 음압의 크기가 최대로 나왔다. 또한 Karen et al.의 연구 결과와 같이 음원의 각도에 따른 영향으로 주파수가 높아 질수록 음의 크기가 감소하는 경향이 달라짐을 알 수 있다. 이것은 파장의 식은 $\lambda = c_o/f$ 으로 낮은 주파수 영역에서는 입사하는 음의 파장이 실린더 길이보다 커서 실린더 크기의 영향이 적지만 높은 주파수 영역에서는 파장이 짧아지게 되므로 영향을 받기 때문이다. 그러므로 실린더 고차 모드의 응답은 음원의 파장 및 입사각에 민감해지게 되고 소음감소의 크기가 변하게 된다.

(a)는 음원을 90°로 위치시켰을 때의 결과로 작



(a)



(b)

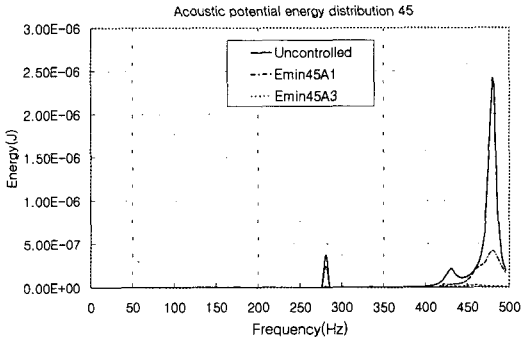
Fig. 3 Minimization of acoustic potential energy ($\theta^{'}=90^{o}$)

동기 1 개를 사용할 때는 200Hz 이하에서는 제어하지 않을 때보다 소음감소의 크기가 증가하여 주파수에 따라 10-20dB 정도의 증가를 얻었고 그 이상에서는 주파수에 따라 증감하였다. 하지만 작동기 3 개를 사용할 때는 전 주파수 영역에서 10dB 이상의 고른 소음감소 결과를 얻었다. (b)는 음원을 45°로 위치 시켰을 때의 결과로 90°인 경우와 같은 소음감소의 증가폭으로 제어하지 않을 때 보다 크기가 증가하였다. 하지만 300Hz 부근까지는 90°와 같은 경향이지만 그 이상의 주파수 영역에서는 다른 경향으로 감소하였다.

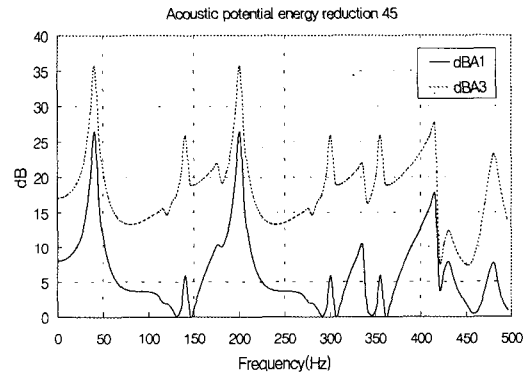
3.2 내부 공간에서의 소음제어

음향공간 내부의 전체적인 음압 감소 결과는 Fig. 3, Fig. 4 와 같다.

Fig. 3 (a)는 90°일 때의 음향에너지 분포결과로 제어를 하지 않을 경우 개별위치에서의 결과와 같이 401Hz 에서 에너지의 값이 최대로 나왔다. 1 개 사용하였을 경우는 1/6 정도, 3 개를 사용하였을 때는 1/32 정도로 감소 하였다. 이 결과를 식 (31)을 이용하여 dB 크기로 보면 Fig. 3 (b)와 같다.



(a)



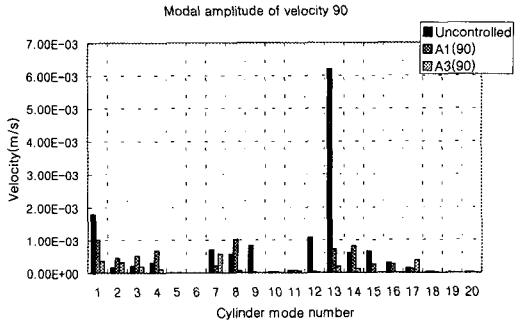
(b)

Fig. 4 Minimization of acoustic potential energy ($\theta' = 45^o$)

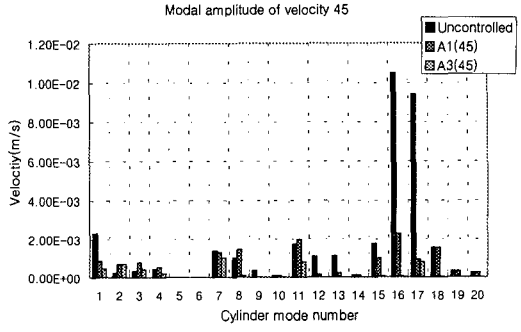
$$ER = -10\log\frac{E_{p\min}}{E_p} \tag{31}$$

3.1 절의 결과와 같이 300Hz 이하의 주파수 영역에서 소음의 감소 경향은 크고 주파수가 높아질수록 낮은 감소를 보이고 있다. 작동기를 3 개 사용할 경우도 감소의 크기는 증가 하였으나 경향은 비슷하게 나타났다. Fig. 4 (a)는 45°인 경우의 결과로써 제어를 하지 않을 경우 481Hz 에서 에너지의 값이 최대로 나왔다. 에너지의 감소 폭은 1 개, 3 개 일 때 각각 1/6, 1/84 정도로 감소 하였다. 이 결과를 dB 크기로 보면 Fig. 4 (b)와 같다. 1 개일 때는 300Hz 이하의 주파수에서는 비슷한 경향이지만 그 이상의 주파수에서는 감소의 폭이 증가하고 경향도 조금 다름을 보이고 있다. 3 개일 경우는 90°인 경우와는 달리 감소의 폭이 확연히 증가하였고 전 주파수 영역에 대하여 고른 감소를 얻었다.

앞의 결과에서 90°와 45°의 두 경우 모두 3.1 절에서의 결과와 같이 공간 내부에 분포하는 에너지도 파장의 길이 변화에 따른 영향이 있음을 알 수



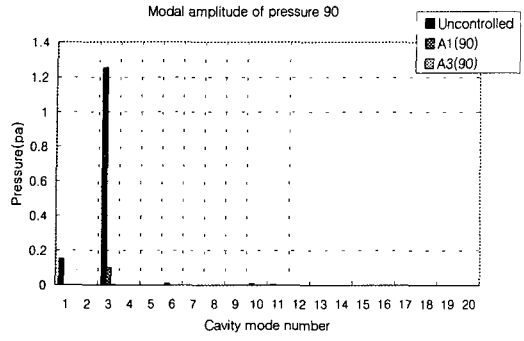
(a)



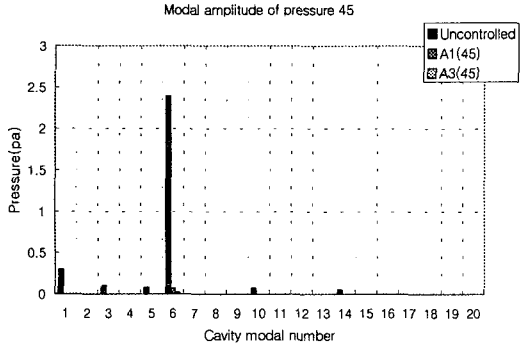
(b)

Fig. 5 Cylinder modal amplitude of velocity

있고 또한 90°일 때 401Hz 에서, 45°일 때 481Hz 에서 최대값을 가지는 결과를 보이고 있다. 그러므로 이 주파수가 실린더와 내부음향공간이 연성되어 시스템 전체가 진동하는 주파수인 것을 알 수 있고 이 주파수에서 연성되는 것을 피함으로써 소음을 감소 시킬 수 있을 것이다. 따라서 이 주파수들을 소음제어 위한 목표주파수로 설정하고 외부음을 이 주파수로 가진 시키고 제어한 경우의 모드별 속도, 압력 분포는 Fig. 5, 6 과 같다. Fig. 5, 6 을 보면 실린더의 모드별 속도 크기는 제어하기 전에는 90°인 경우 외부 가진 주파수가 401Hz 이므로 이 주파수에 가까운 모드형상 (1,8)의 13 번째의 모드의 크기가 45^o 인 경우는 481Hz 이므로 모드형상 (3,8)의 16 번째 및 (1,9)의 17 번째의 모드가 다른 모드들에 비하여 크게 나왔다. 제어 뒤에는 이들 주된 모드의 크기가 다른 모드들의 크기 수준으로 감소하였다. 내부 음향공간의 모드별 압력크기는 제어하기 전에는 가진 주파수에 가까운 모드가 가장 크게 나오지만 속도의 결과와는 달리 이 모드가 지배적인 결과를 보이고 있다. 90°인 경우는 가진 주파수가 401Hz 이므로 모드형상 (0,1,1)의 3 번째 모드가 45°의 경우는 481Hz 이므로 모드형상 (2,1,1)의 6 번째 모드가 가장 큰 값을

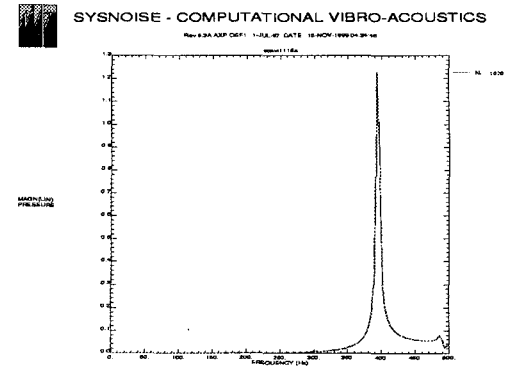


(a)

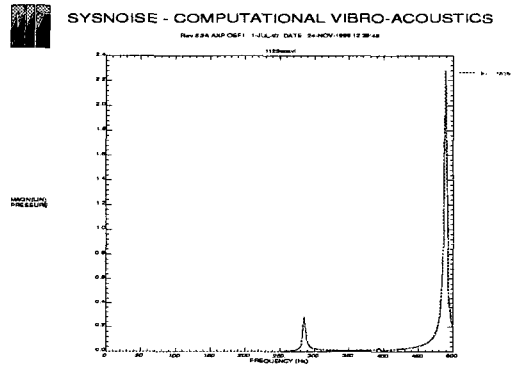


(b)

Fig. 6 Cavity modal amplitude of pressure



(a) θ'=90°



(b) θ'=45°

Fig. 7 Pressure distribution using SYSNOISE

가지고 있다. 역시 제어 뒤에는 주된 모드들의 크기를 현저하게 감소시킨 결과를 보이고 있다. 따라서 Fig.5,6 에서의 결과와 같이 실린더와 내부음향공간이 연성되는 주파수에 가장 가까운 모드의 크기를 감소시킴으로써 내부로의 소음 전달을 감소시키고 있다는 것을 알 수 있다.

3.3 FEM 모델을 이용한 소음 해석 결과

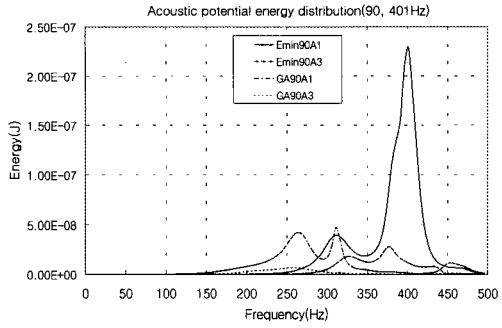
3.1, 3.2 절에서 구한 결과들의 유효성을 알아보기 위하여 연구에서 사용한 방법과는 다른 접근방식인 유한요소법을 사용하여 능동제어가 없는 상태의 결과를 구하고 서로 비교검토 해볼 수가 있을 것이다. 2.1 절과 같이 구조와 음향공간을 모델링하고 상용프로그램인 SYSNOISE 를 사용하여 공간 내부에 분포하는 음압의 크기를 Fig. 7 에 나타내었다.

두 결과 모두 전체적인 음압의 분포 경향이 3.2 절에서 구한 제어하지 않을 경우의 음압분포 결과들과 일치하고 있음을 알 수 있다. 하지만 음압의 크기가 최대가 되는 주파수는 90°인 경우는 393Hz 에서, 45°인 경우는 489Hz 로 3.2 절에서 구한 결과와는 7, 8Hz 의 차이가 발생하였고 주파수에 따라서 약간의 값을 가지는 음압의 크기도 차이가 있음을 알 수 있다. 결과들에서 이와 같이 차이가 발생하는 것은 방법적인 차이에서 생겨나는 오차 때문으로 유한요소법은 근사적으로 고유진동수 및 내부의 음압분포를 구하였고 또한 해석을 하기 전 구조의 mesh 를 나누는 방법과 크기에 따라서 값들이 조금씩 달라지기 때문이다.

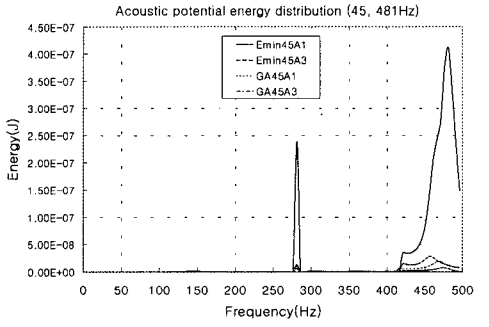
3.4 연속변수 유전자 알고리듬을 이용한 소음 감소

유전자 알고리듬(Genetic Algorithm, G.A.)을 사용하여 구한 작동기의 최적의 위치에서의 음향공간 에너지 감소결과는 Fig.8~10 과 같다.

작동기의 위치 (θ, z) 는 90°의 경우 작동기 1 개일 때는 (16°, 0.5875), 3 개일 때는 (304°, 0.7662), (185°, 0.5955), (131°, 0.9572)로 나왔고 45°인 경우는 작동기 1 개일 때는 (43°, 0.6354), 3 개일 때 (152°, 0.1702), (67°, 0.6015), (130°, 0.2498)로 각각 나왔다. 결과는 3.2 절에서 구한 값보다 알고리듬을 사용하여 구한 위치에서 더욱더 감소시킨 음향 에

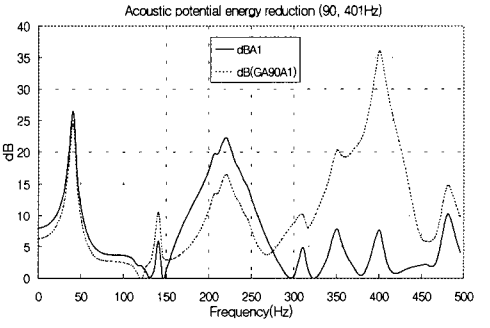


(a)

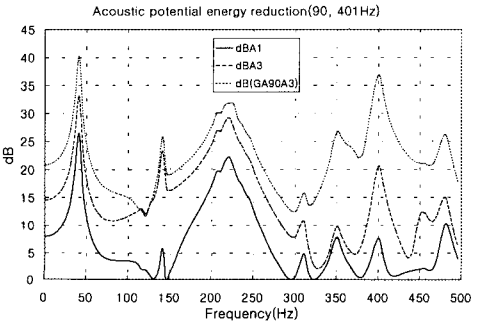


(b)

Fig. 8 Minimization of acoustic potential energy using G.A.

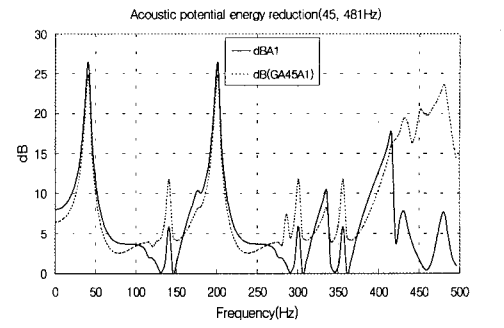


(a)

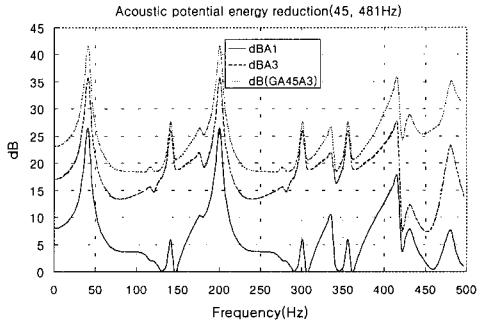


(b)

Fig. 9 Minimization of acoustic potential energy using G.A ($\theta' = 90^o$)



(a)



(b)

Fig. 10 Minimization of acoustic potential energy using G.A ($\theta' = 45^o$)

너지의 값을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 이 결과들을 식 (31)을 사용하여 dB 크기로 구한 결과는 Fig. 9, 10 이다. 작동기 1 개를 사용할 때는 두 경우 모두 300Hz 이하의 주파수에서는 3.2 절의 결과와 비교하여 조금 줄어들거나 비슷하게 나왔지만 그 이상의 주파수에서는 음의 감소크기가 20dB 부근의 값으로 훨씬 더 크게 증가 하였다. 작동기 3 개 사용할 때는 300Hz 이하에서는 5dB 내외로 증가 하였지만 그 이상에서는 20dB 이상 증가하여 3.2 절의 결과에 비교하여 전체 주파수 영역에서 20dB 내외의 고른 음압감소 결과를 얻었다.

4. 결 론

구조와 내부 공간이 연성되는 해석방식 및 연속변수 유전자 알고리듬을 사용하여 항공기의 동체를 모델링한 실린더의 내부로 전달되는 소음을 제어한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 구조모드와 내부의 음향공간모드가 연성되는 해석방식과 감지기와 작동기를 사용하는 능동적인 방법으로 내부 공간의 특정한 위치 혹은 전체 공간에서 구조의 내부로 전달 되는 소음을 줄

일 수 있는 방안을 제시하였다.

(2) 음원의 위치가 변함에 따라 구조의 내부로 전달되는 소음의 크기가 변하는 것을 알 수 있었고 이것은 전체 시스템이 연성하여 진동하는 주파수에도 영향을 주는 것을 알 수 있었다. 또한 이 주파수에 가까운 구조 및 내부음향공간 모드의 크기를 감소시킴으로써 전달되는 소음을 줄일 수 있었다.

(3) 공간의 음향에너지가 작동기의 위치에 대하여 비선형적 함수이어서 최적의 작동기 위치를 구하는 수치적 방법으로 연속변수 유전자 알고리듬을 사용하여 내부로의 소음 전달을 더욱더 줄일 수 있음을 확인하였다.

참고문헌

(1) Lyle Karen H., and Mixson John S., 1987, "Laboratory Study of Sidewall Noise Transmission and Treatments for a Light Aircraft Fuselage," *J. of aircraft*, Vol. 24, No. 9, pp. 660~665.

(2) Pope L.D., Rennison D.C., Willis C.M., and Mayes W.H., 1982, " Development and Validation of Preliminary Analytical Models for Aircraft Interior Noise Prediction," *J. of sound and Vib.*, Vol. 82, pp. 541~575.

(3) Tomas D.R., Nelson P.A., and Elliott S.J., 1993, "Active Control of the Transmission of Sound Through a Thin Cylindrical Shell, Part I: The Minimization of Vibrational Energy," *J. of sound and Vib.*, Vol. 167, pp. 91~111.

(4) Silcox R.J., Fuller C.R., and Lester H.C., 1990, "Mechanisms of Active Control in Cylindrical Fuselage Structures," *AIAA J.*, Vol. 28, No. 8, pp. 1397~1404.

(5) Fuller C.R., Hansen C.H., Snyder S.D., and Silcox R.J., 1992, "Active Control of Interior Noise in Model Aircraft Fuselages Using Piezoceramic Actuators," *AIAA J.*, Vol. 30, No. 11, pp. 2613~2617.

(6) Snyder S.D., and Hansen C.H., 1994, "The Design of Systems to Control Actively Periodic Sound Transmission into Enclosed Spaces, Part I: Analytical Models," *J. of sound and Vib.*, Vol. 170, pp. 433~449.

(7) Snyder S.D., and Hansen C.H., 1994, "The Design of Systems to Control Actively Periodic Sound Transmission into Enclosed Spaces, Part II: Mechanisoms and Trends," *J. of sound and Vib.*, Vol. 170, pp. 451~472.

(8) Bullmore A.J., Nelson P.A., Curtis R.D., and Elliot S.J., 1987, "The Active Minization of Harmonic Enclosed Sound Fields with Particular Application to Propeller Induced Cabin Noise," *J. of sound and Vib.*, Vol. 117, pp. 15~33.

(9) Pan J., Hansen C.H., and Bies D.A., 1990, "Active Control of Noise Transmission Through a Panel into a Cavity: I. Analytical Study," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 87, No. 5, pp. 2098~2108.

(10) Pan J., and Hansen C.H., 1990, "Active Control of Noise Transmission Through a Panel into a Cavity: III. Effect of the Actuator Location," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 90, No. 3, pp. 1493~1501.

(11) Snyder S.D., and Hansen C.H., 1991, "Using Multiple Regression to Optimize Active Noise Control System Design," *J. of sound and Vib.*, Vol. 148, pp. 537~542.

(12) Snyder S.D., and Hansen C.H., 1991, "Mechanisms of Active Noise Control by Vibration Sources," *J. of sound and Vib.*, Vol. 147, pp. 519~525.

(13) Fuller C.R. and Jones J.D., 1987, "Experimental on Reduction of Propeller Induced Interior Noise by Active Control of Cylinder Vibration," *J. of sound and Vib.*, Vol. 112, pp. 389~395.

(14) Pope L.D., 1970, "On the Transmission of Sound through Finite Closed Shells: Statistical Energy Analysis, Modal Coupling, and Nonresonant Transmission," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 50, No. 3, pp. 1004~1018.

(15) Randy L.Haupt, Sue Ellen Haupt, 1998, *Practical Genetic Algorithms*, John Wilby&Sons.