한국소음진동공학회지 제 5 권 제 4 호, pp. 577~583, 1995.

〈論 文〉

수중 음향 트랜스듀서용 샌드위치형 압전 진동체의 설계

Design of Sandwitch Type Piezoelectric Resonator for Underwater Acoustic Transducer

조치영* · 김인수* · 윤형규**
Chee-Young Joh, In-Soo Kim and Hyung-Gyu Yoon

〈1995년 9월 29일 접수 ; 1995년 11월 28일 심사완료〉

ABSTRACT

The sandwich type piezoelectric resonator is widely used for the acoustic sources of underwater acoustic transducers, whose important design parameters are shapes, materials, dimensions and supporting methods. Practical design method of resonators consists of manufacturing, experiments and modification so that it requires much time and expenses. In this study, an analytical design method of sandwich type piezoelectric resonators is presented based on the nonlinear optimization technique. The proposed method is applied to the design of an example resonator model in order to maximize the output powers. For the investigation of performance according to the division and their electrical connection, three types of resonators are manufactured. In addition, their dynamic characteristics such as electrical admittance and transmitting voltage response are measured and compared.

1. 서 론

수중 음향 트랜스듀서는 수중에서 음파를 이용하여 표적을 탐지, 추적, 식별하기 위한 센서로서 음파를 발생시키는 진동체로는 압전소자가 널리 이용된다. 그런데 압전 재질 자체는 인장 강도가 낮아 출력의 크기가 제한되고, 또 방사면적을 크게 하려면 큰 압전소자를 제작 가공해야 하는데 이는 쉬운 일이 아니다. 이 문제를 해결하기 위하여 압전 소자를 중심으로 양쪽에 일반 금속재료로 된 전면추(head mass)와 후면추(tail mass)로 구성된 샌드위치형 진동체가 1918년 Langevin에 의해 개발되었다[1]. 그 당시는 압전소자의 종류가 다양하지 못하여 수정(quartz)이 사용되었으나 그후 고출력 성능의 갈망에 따라 생산이 용이하고 값이 싸며, 전기적 특성이 양호한 압전 세라믹 소자가 개발되어[2~4] 오늘날의 다양한 수중 SONAR 장비에 활용되고 있다.

샌드위치형 압전 진동체의 중요한 설계변수로는 각 구성 요소들의 형상, 재질, 치수 및 진동체의 고정방법 등이 있는데 여러가지 설계사양을 동시에 만족하는 진동체를 설계하기란 쉽지 않다. 일반적인 압전 진동체의 설계흐름은 다음과 같다.

(1) 운용 주파수, 출력등의 설계사양과 적용 목적 및 환경에 따른 기본구조를 결정한다.

(2) 압전소자, 전/후면추를 포함한 각 요소들의 재질종류를 결정하고 밀도, 탄성계수, 음속 등의 물성치 자료를 확보한다.

(3) 간단한 이론적 해석을 통해 각 요소의 치수를

*정회원, 국방과학연구소
**국방과학연구소

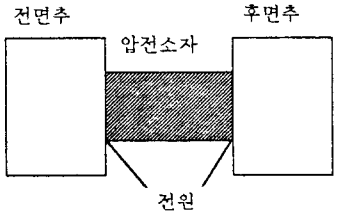


Fig. 1 샌드위치형 압전진동체

설계한다.

(4) 설계된 진동체를 제작하고 동특성을 실험으로 측정, 분석하여 설계사양과 비교하여 이를 만족할 때까지 (3)(4)의 단계를 반복한다.

이상의 시행착오법에 의한 진동체 설계방법[5~8]은 축적된 설계 경험을 바탕으로 진동체를 제작, 실험, 수정 및 보완 과정을 반복하므로 개발에 많은 시간과 비용이 요구되며 설계사양의 변경에 효율적으로 대처하기가 어렵다. 그러므로 진동체 개발에 따르는 시행오차를 최소화하고 다양한 전기/음향/기계적 요구성능을 만족하는 진동체를 설계하기 위해서는 전산 시뮬레이션을 통한 보다 이론적이고 체계적인 설계기법의 확립이 필수 불가결하다.

본 연구의 주목표는 샌드위치형 압전진동체의 해석적 설계기법을 제시하는 것이다. 이를 위해 일반적인 샌드위치형 진동체의 동특성 해석기법과 이를 활용한 진동체의 이론적 설계기법을 제시하였다. 개발된 설계기법을 실제 적용하기 위해 진동체의 기본 구조로 중립면(nodal plane)에 플랜지가 있는 예제 모델을 설정하고 주어진 설계사양을 기준으로 출력을 최대로 하는 진동체를 설계하였다. 제시된 설계기법을 검증하기 위하여 진동체를 실제 제작하고 압전세라믹의 등분과 전극배열 방법에 따른 진동체의 동특성을 실험적으로 측정 분석하였다.

2. 샌드위치형 진동체의 특성 해석

진동체의 측면 방향의 치수가 사용 주파수 범위내의 파장보다 짧으면 길이 방향의 변위는 각 단면에서 일정하고 음파가 축 방향으로 평면 전파한다고 가정할 수 있으므로 전체 진동체를 재질이나 단면적이 다른 여러개의 단순 요소로 나누어 동특성을 해석할 수 있다[9,10]. Fig. 2는 길이 L, 단면적 S, 음속 c, 밀도 ρ 및 탄성 계수 E인 막대모양의 요소를 나타내는데 길이방향 변위 $\xi(x,\ t)$에 대한 1차원 파동방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2\xi(x,\ t)}{\partial x^2}=\frac{1}{c^2}\frac{\partial^2\xi(x,\ t)}{\partial t^2} \tag{1}$$

위 식의 복소 조화응답은 다음 식으로 표현된다.

$$\xi(x,\ t)=Ae^{j(wt-kx)}+Be^{j(wt+kx)} \tag{2}$$

여기서 A, B는 양단의 경계조건에 의해 결정되는 상수이며, k는 파수(Wave Number, ω/c)를 나타낸다. 양단 ($x=0$, L)에서의 속도 및 힘에 관한 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}&\left.\frac{\partial\xi}{\partial t}\right|_{x=0}=U_1,\quad \left.\frac{\partial\xi}{\partial t}\right|_{x=L}=U_2\\&-ES\left.\frac{\partial\xi}{\partial t}\right|_{x=0}=F_1,\quad ES\left.\frac{\partial\xi}{\partial t}\right|_{x=L}=F_2\end{aligned} \tag{3}$$

식 (3)의 경계조건을 식 (2)에 대입하고 정리하면 양단에서의 힘-속도 관계식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}&\begin{Bmatrix}F_1\\F_2\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}Z_{11}&Z_{12}\\Z_{21}&Z_{22}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}U_1\\U_2\end{Bmatrix}\\&Z_{11}=Z_{22}=\frac{\rho cS}{j\tan(kL)}\\&Z_{12}=Z_{21}=\frac{-\rho cS}{j\sin(kL)}\end{aligned} \tag{4}$$

특별히 Fig. 3과 같은 양쪽의 단면적이 다른 원뿔형 진동체 요소에 관한 양단에서의 힘-속도 관계식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}&\begin{Bmatrix}F_1\\F_2\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}Z_{11}&Z_{12}\\Z_{21}&Z_{22}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}U_1\\U_2\end{Bmatrix}\\&Z_{11}=\frac{\rho cS_1}{j\tan(kL)}+\frac{\rho cS_1}{jkL_1},\quad Z_{12}=Z_{21}=\frac{-\rho cS_1}{j\sin(kL)}\\&Z_{22}=\frac{\rho cS_2}{j\tan(kL)}-\frac{\rho cS_2}{jkL_2}\\&L=L_2-L_1,\quad S=\sqrt{S_1S_2}\end{aligned} \tag{5}$$

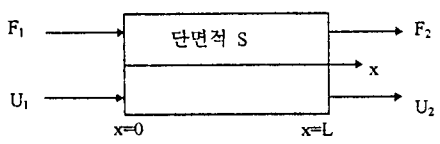


Fig. 2 단순 봉 요소

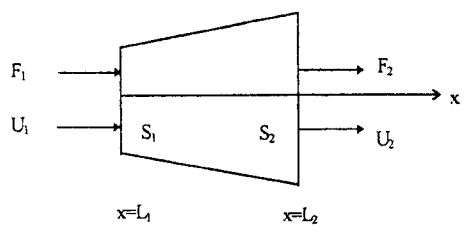


Fig. 3 원뿔형 요소

만약 2개의 요소가 결합될 경우 접합면에서의 힘 및 속도의 경계조건은 다음과 같다.

$$F_2^i + F_1^{i+1} = 0$$
$$U_2^i = U_1^{i+1} \tag{6}$$

여기서 상첨자는 각 요소의 번호를 나타낸다. 일반적으로 N개의 요소가 샌드위치 구조를 이룰 경우 식 (6)의 경계조건을 모든 요소에 적용시키면 다음과 같은 N개의 요소가 결합된 전체 진동체의 힘-속도 관계식을 얻을 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ F_{N+1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11}^1 & Z_{12}^1 & 0 & \cdots & 0 \\ Z_{21}^1 & Z_{22}^1 + Z_{11}^2 & Z_{12}^2 & \cdots & 0 \\ 0 & Z_{21}^2 & Z_{22}^2 + Z_{11}^3 & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & Z_{22}^{N-1} + Z_{11}^N & Z_{12}^N \\ 0 & 0 & \cdots & Z_{21}^N & Z_{22}^N \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ U_{N+1} \end{Bmatrix} \tag{7}$$

3. 진동체의 상세 설계

3.1 구조 및 재질 선정

Fig. 4는 본 논문에서 설계하고자 하는 샌드위치형 압전 세라믹 진동체의 구조를 나타내고 있는데, 기본적으로 압전 세라믹 소자 양측에 전/후면추가 있으며 이들은 이 부품들을 체결하고 압전세라믹에 전응력(pre-stress)를 가하기 위한 장력볼트로 구성된다. 그리고 진동체를 고정하기 위해 중립면(nodal plane)에 플랜지가 있으며, 전/후면추와 압전세라믹과의 전기적 절연을 위해 절연판을 설치하고, 전면추의 방사면에 음향 윈도우가 부착되어 있다. 일반적으로 전면추 재질의 특성 임피던스(characteristic impedance) 값은 방사 매질인 물에 비해 아주 크다. 그러므로 물과의 임피던스 정합(matching)을 목적으로 전면추의 형상을 원뿔형으로 하고 음향 방사면의 면적을 크게 하였다.

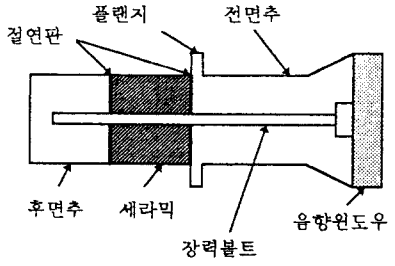


Fig. 4 진동체 기본 구조

Table 1 선정 재질 및 물성치

부 분	재 질	밀도 (kg/m³)	탄성 계수 (N/m²)	음속 (m/sec)
세라믹	PZT4	7500	$.27\times10^{11}$	4108
전면추	Aluminum	2720	7.2×10^{10}	5150
후면추	Steel	7850	2.0×10^{11}	5050
윈도우	Polyurethane	1100	3.56×10^{9}	1800

전/후면추의 재질은 각각 알루미늄(Al)과 강(steel)으로 선정하고, 압전세라믹으로는 고출력, 높은 전기-기계 결합 계수, 낮은 전기적/기계적 손실 특성을 가진 PZT-4를 사용하였다. 그리고 전극판으로는 Be-Cu합금을, 체결볼트로는 고장력 볼트(unbraco)를, 절연판으로는 Al_2O_3를, 전면추에 부착된 음향 윈도우로는 물과 임피던스가 거의 유사한 폴리우레탄을 선정하였다. 각 부분의 재질과 대표적 물성치는 다음의 Table 1과 같다.

본 연구에서 설계하고자 하는 진동체의 설계사양은 다음과 같다.

운용 주파수 : f_0
방사면 단면적 : $550\times10^{-6}\text{m}^2$
최소 출력 : 60W 이상

그런데 진동체는 중립면을 기준으로 전면추 부분과 세라믹/후면추 부분은 독립적으로 거동하므로 각 부분에 대한 치수를 따로 설계할 수 있다. 먼저 전면추 부분은 방사출력을 최대화하는 윈도우 두께 및 전면추 치수를 설계하고 압전 세라믹 부분은 출력사양을 근거로 치수를 결정하고 마지막으로 후면추 부분의 길이는 압전세라믹과 후면추가 결합된 부분에 대한 공진주파수가 운용주파수 f_0가 되도록 설계한다.

3.2 고출력을 위한 전면추의 최적 설계

Fig. 5는 음향 윈도우를 포함한 전면추 부분의 유한 요소 모델을 그린 것이다. 전면추의 shank부분의 단면적은 방사면 단면적의 약 50% 정도인 직경 18 mm의 원형 단면으로 하였다. 그러면 Fig. 5에서 아직 결정되지 않은 치수는 shank부분의 길이 L_1, 원뿔형 전면추 길이 L_2, 음향 윈도우 두께 L_3의 3개이다. 여기서 이들 치수는 공진 주파수 f_0를 만족하고 음향 윈도우 표면에서의 속도가 최대가 되는 최적

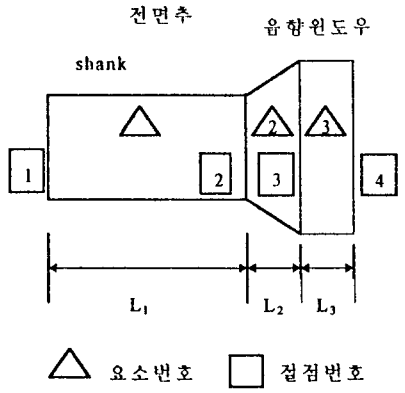


Fig. 5 전면추 부분의 유한요소 모델

설계 문제를 풀어 결정하기로 한다.

Fig. 5의 유한요소 모델에 대한 힘-속도 관계식은 식 (7)로 부터 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11}^1 & Z_{12}^1 & 0 & 0 \\ Z_{21}^1 & Z_{22}^1+Z_{11}^2 & Z_{12}^2 & 0 \\ 0 & Z_{21}^2 & Z_{22}^2+Z_{11}^3 & Z_{12}^3 \\ 0 & 0 & Z_{21}^3 & Z_{22}^3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \end{Bmatrix} \tag{8}$$

중립면(Nodal Plane)에서의 단위 힘에 대한 음향 윈도우 표면에서의 속도는 식 (8)에서 $F_1=1$, $F_2=F_3=F_4=0$로 두면 다음 식으로 결정된다.

$$\begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11}^1 & Z_{12}^1 & 0 & 0 \\ Z_{21}^1 & Z_{22}^1+Z_{11}^2 & Z_{12}^2 & 0 \\ 0 & Z_{21}^2 & Z_{22}^2+Z_{11}^3 & Z_{12}^3 \\ 0 & 0 & Z_{21}^3 & Z_{22}^3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{9}$$

그런데 식 (9)에서 알 수 있듯이 윈도우 표면에서의 속도 U_4는 L_1, L_2, L_3에 대해 비선형이므로 U_4를 최대화하기 위한 전면추 부분의 치수설계 문제는 다음과 같이 제약 조건이 있는 비선형 최적화 문제(non-linear optimization problem)를 만들 수 있다.

$$Maximize\ U_4(x),\ x=\{L_1,\ L_2,\ L_3\}^t$$

제약 조건 : 공진주파수$=f_0$

여기서 공진 주파수에 대한 제약 조건식을 아래와 같이 목적 함수를 직접 고려하여 제약조건이 없는 비선형 최적화 문제로 바꿀 수 있다.

$$Minimize\ f=-Q_u U_4(X)+Q_f(f-f_0)^2 \tag{10}$$

여기서 Q_u와 Q_f는 각 목적 함수의 중요도를 조절하는 가중치(weighting factor)이다. 본 연구에서는 식 (10)를 풀기 위해 비교적 쉽게 적용이 가능한 최적화 기법인 Hoke-Jeeves Direct Search Algorithm[11]을 적용하였다. Table 2는 최적 설계된 전면추 각 부분의 결과를 나타낸다.

Table 2 전면추 부분의 최적 설계 결과

부 분	길 이
$l_1=\frac{L_1}{L_1+L_2+L_3}$	0.577
$l_2=\frac{L_2}{L_1+L_2+L_3}$	0.142
$l_3=\frac{L_3}{L_1+L_2+L_3}$	0.280

3.3 압전 세라믹 및 후면추 설계

Fig. 6은 압전 세라믹과 후면추 부분의 유한요소 모델을 나타낸다. 세라믹과 후면추 부분의 단면적은 전면추의 shank부분과 동일하게 설계한다. 먼저 식 (8)에 있는 최소 출력 사양을 기준으로 압전세라믹 요소의 길이를 결정한다. PZT4의 단위부피당 출력이 20×10^6Watt/m^{3}인 경우 압전 세라믹 부분의 최소 부피는 아래와 같다.

$$V_2=60/(20\times10^6)=3\times10^{-6}\text{m}^3 \tag{11}$$

그런데 세라믹의 단면적은 shank부분의 단면적과 같은 254mm^{2}이므로 세라믹 부분의 최소 길이 11.8 mm인데 본 연구에서는 L_c=20mm로 선정하였다. 출력 사양에 의한 세라믹 부분의 길이가 설계되었으므로 이제 후면추 길이 치수를 결정해야 한다. 그런데 세라믹과 후면추 부분의 공진 주파수는 운용주파수 사양 f_0를 만족해야 한다. Fig. 6의 유한요소 모델에 대한 힘-속도 관계식은 식 (7)로 부터 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11}^1 & Z_{12}^1 & 0 \\ Z_{21}^1 & Z_{22}^1+Z_{11}^2 & Z_{12}^2 \\ 0 & Z_{21}^2 & Z_{22}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{Bmatrix} \tag{14}$$

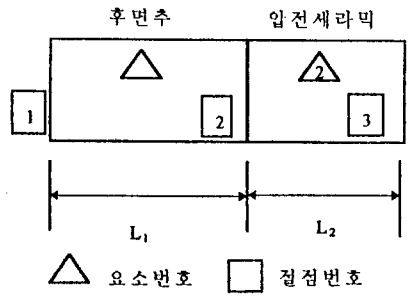


Fig. 6 압전세라믹 / 후면추 부분의 유한요소 모델

중립면에서 속도 $U_3=0$이므로 식 (14)로 부터 U_1, U_2는 다음과 같다.

$$U_1=\frac{(Z_{22}^1+Z_{11}^2)F_1-Z_{12}^1F_2}{Z_{11}^1(Z_{22}^1+Z_{11}^2)-Z_{12}^1Z_{21}^1}$$
$$U_2=\frac{-Z_{21}^1F_1+Z_{11}^1F_2}{Z_{11}^1(Z_{22}^1+Z_{11}^2)-Z_{12}^1Z_{21}^1} \quad (15)$$

압전세라믹과 후면추가 결합된 부분에 대한 공진주파수는 식 (15)의 분모를 0으로 하는 다음의 식으로 결정된다.

$$Z_{11}^1(Z_{22}^1+Z_{11}^2)-Z_{12}^1Z_{21}^1=0 \quad (16)$$

식 (4)를 참고로 위 식은 다음과 같이 정리 된다.

$$\tan\left[\frac{2\pi f\cdot L_c}{c_c}\right]\cdot\tan\left[\frac{2\pi f\cdot L_t}{c_t}\right]=\frac{\rho_c c_c S_c}{\rho_t c_t S_t} \quad (17)$$

위 식에 $f=f_0$, $L_c=20$mm, $S_c=S_t=254.5$mm^2 및 Table 1에 있는 재료상수를 대입하면 후면추의 길이 (L_t)는 11.5mm로 설계된다.

4. 실험적 고찰

설계된 진동체를 실제 제작하여 여러 가지 동특성을 실험적으로 측정하여 그 결과를 설계사양과 비교하였다. 특별히 압전 세라믹 부분의 전극 배열 형태에 따른 진동체의 특성을 평가하기 위해 압전 세라믹을 2등분 및 4등분으로 나누고 전극 배열방법을 달리하여 Fig. 7과 같은 세가지 형태의 진동체를 제작하였다.

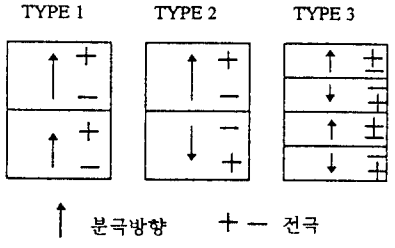


Fig. 7 압전소자 등분 및 전극배열

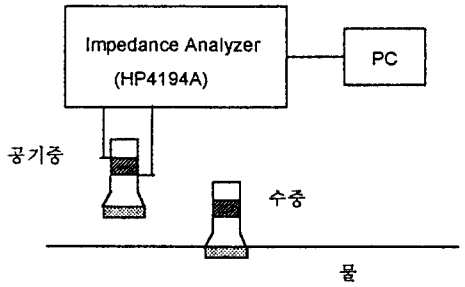


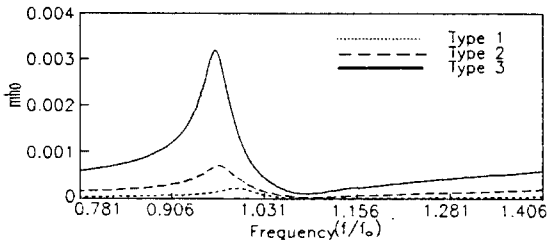
Fig. 8 어드미턴스 측정실험 구성도

Table 3 진동체 종류별 전기적 어드미턴스 특성

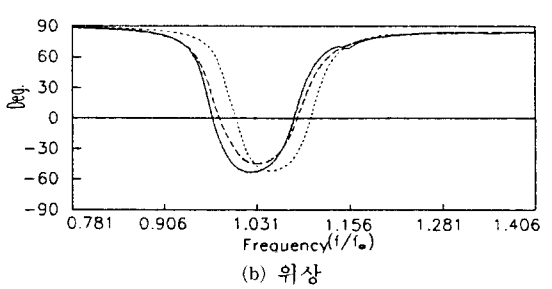
진동체 종류	공진주파수에서의 어드미턴스 크기	f_r/f_o	f_a/f_o
Type 1	2.25×10^{-4}(mho)	0.99	1.11
Type 2	7.05×10^{-4}(mho)	0.97	1.09
Type 3	3.19×10^{-3}(mho)	0.97	1.08

각 진동체의 공진 주파수 (f_r) 및 반공진 주파수 (f_a)를 측정하기 위하여 Fig. 8과 같은 방법으로 공기중 및 수중에서의 전기적 어드미턴스를 측정하였다. Fig. 9는 공기중에서 측정된 전기적 어드미턴스를 비교한 것이고 중요 특성을 진동체 종류별로 비교하면 Table 3과 같다.

제작된 진동체의 공진주파수는 설계사양 f_0에 대해 최대 3% 정도의 편차를 보이고 있다. 그리고 type 3 진동체의 공진주파수에서의 어드미턴스 값이 type 2, type 1에 대해 각각 5배, 14배 크다는 것을 알 수 있다. 한편 진동체의 효율은 공기중에서 측정한 어드미턴스 값과 수중에서 측정한 값을 비교하여 근사적으로 추정할 수 있다. Figs. 10, 11, 12는 각 진동체 종류별로 공기중 및 수중에서 측정한 전기적 어드미턴스를 비교한 그림이다. 여기서 진동체의 효율 η는 다음의 근사식으로 구할 수 있다[12].



(a) 크기



(b) 위상

Fig. 9 공기중 어드미턴스

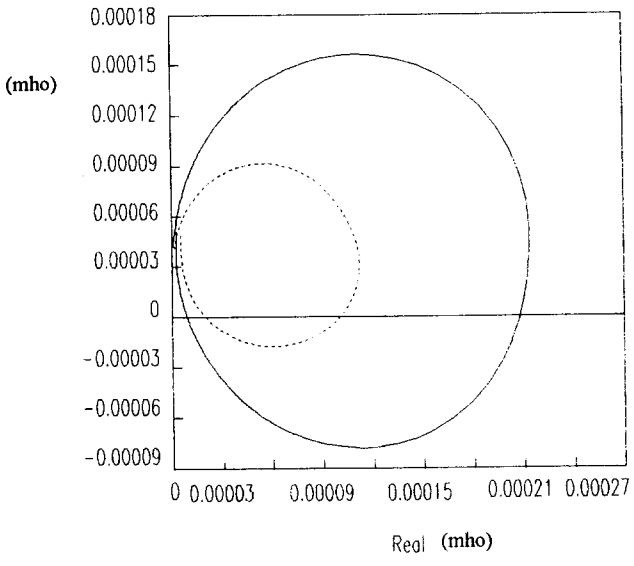


Fig. 10 진동체 TYPE 1의 어드미턴스

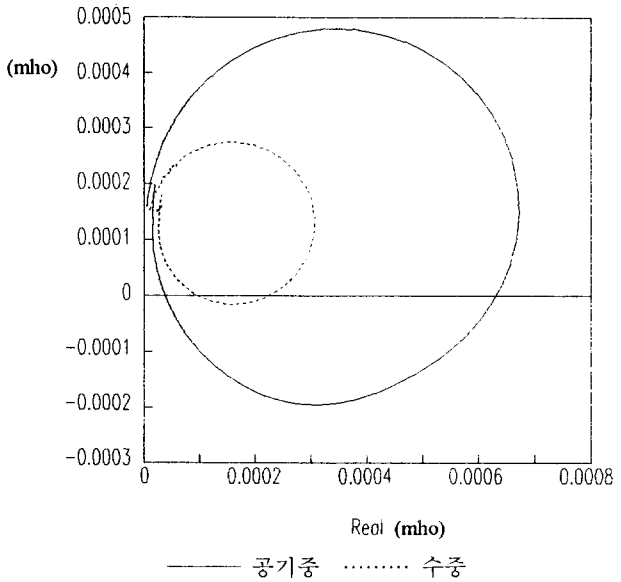


Fig. 11 진동체 TYPE 2의 어드미턴스

$$\eta_i \approx \frac{d_i' - d_i}{d_i'}, \quad i = \text{type } 1, 2, 3 \tag{18}$$

여기서 d' 및 d는 각각 공기중 및 수중에서 측정된 어드미턴스 다이아그램에 대한 원의 지름을 나타낸다. Table 4는 식 (18)에 따라 계산된 진동체의 효율을 보여주고 있는데, 4등분 병렬 구조(type 3)의 경우가 2등분 직렬(type 1) 및 2등분 병렬 구조(type 2)에 대해 약 20%, 12% 크다는 것을 알 수

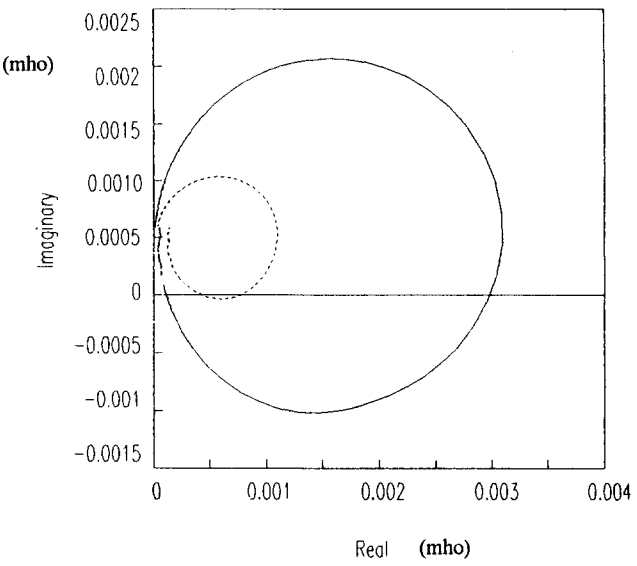


Fig. 12 진동체 TYPE 3의 어드미턴스

Table 4 진동체 종류별 효율

진동체 종류	d'(mho)	d(mho)	η
Type 1	2.3×10^{-4}	1.1×10^{-4}	52.2
Type 2	6.6×10^{-4}	2.9×10^{-4}	56.1
Type 3	3.1×10^{-3}	1.1×10^{-3}	64.5

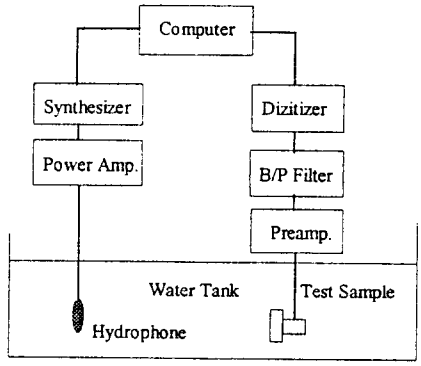


Fig. 13 송신음압감도(TVR) 측정 구성도

있다. 이는 세라믹 소자에 발생하는 변형률은 인가되는 전압에 비례하고 세라믹 소자길이에 반비례하기 때문에 type 3의 길이가 type 1, 2에 비해 각각 1/4, 1/2만큼 짧기 때문이다.

진동체의 성능을 평가하기 위해 수중에서의 송신

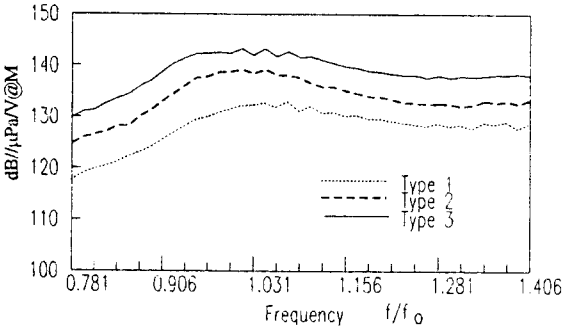


Fig. 14 진동체 종류별 송신음압감도

전압 감도(transmitting voltage response)가 자주 이용되는데, Fig. 13은 TVR을 측정하기 위한 실험 장치 구성도이다. Fig. 14는 각 진동체 종류별로 수중에서 측정한 송신 전압 감도를 비교한 그림이다. 공진주파수 f_0에서의 TVR값을 비교해 보면 4등분 병렬 구조(type 3)의 경우가 2등분 직렬(type 1) 및 2등분 병렬 구조(type 2)에 대해 약 13dB, 4dB 정도 크다는 것을 알 수 있다. 결론적으로 기존의 설계방법에서는 세라믹 소자를 2등분구조로만 설계하여 사용해왔는데 세라믹 소자를 가능한 많은 등분을 나누어 병렬구조로 사용하면 효율등의 성능 측면에서는 우수하지만 기계구조, 외부 충격하중에 의한 파괴강도 측면 등을 고려한 설계가 필요하다.

5. 결 론

본 논문에서는 비선형 최적설계기법을 활용한 고출력 샌드위치형 압전 진동체의 설계기법을 제시하였다. 예제 사양을 기준으로 플랜지가 있는 샌드위치형 압전진동체를 설계하였으며, 압전소자의 등분 및 전극배열 방법에 성능을 비교하기 위하여 압전세라믹을 2등분 및 4등분하고 전극 배열 방법을 달리한 세가지 형태의 진동체를 제작하였다. 예제 진동체의 전기적 어드미턴스를 실험적으로 측정하여 공진주파수에 대한 설계사양과 비교하여 제안된 기법의 타당성을 검증하였다. 어드미턴스 및 송신 전압 감도를 측정하여 분석한 결과 4등분 병렬 연결구조가 2등분 직렬 및 2등분 병렬 구조보다 보다 효율 및 송신 음압 감도 측면에서 우수함을 알 수 있었다. 제안된 기법을 활용하면 진동체 개발에 따르는 시행 착오를 최소화하여 개발에 소요되는 시간과 비용의 절감효과를 기대할 수 있을 것이다.

후 기

본 논문의 저자들은 본 논문에 사용된 압전세라믹 진동체의 제작에 도움을 주신 (주)신창에 감사드린다.

참 고 문 헌

(1) Langevin, D., 1921, Britch Patent 145691.

(2) Don Berlincourt, 1981, "Piezoelectric Ceramics; characteristics and application", J. Acoubst. Soc. Am, 70(6), Dec.

(3) M. Sayer, B.A. Judd, K. El-Assland E. Prasad, 1981, "Poling of Piezo-electric Ceramics", J. Can. Ceram. Soc., 50, 203~208.

(4) 김군칠, 1986, "PZT-4 압전 세라믹스의 전기적 특성에 관한 연구", 국방과학연구소, 기술보고서 SENP-717-86029.

(5) "The Design of Piezoelectric Sandwich Transducers", Venitron Piezoelectric Division, Engineering Report.

(6) A.P. Hulst, 1973, "On a family of High-Power transducers", Ultrasonic International Preceeding, March 27.

(7) E.A. Neppiras, 1973, "The pre-stressed piezoelectric sandwich transducer", Proceed. Ultrasonics.

(8) 윤형규, 서희선, 1994, "고출력 수중 음향 센서의 설계 I", 국방과학 연구소, 기술 보고서 ATRC-517-940660.

(9) J.N. Decarpingy, J.C. Debus, 1985, "In-air analysis of piezoelectric Tonpiltz transducers in a wide frequency band using a mixed finite element-plane wave method", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 78, No. 5, Nov.

(10) "Sandwich transducers-Lumped-element Analysis", Department of Electronics & Electrical Engineering University of Birmingham, JRD/209, March., 1978.

(11) Kuester and J.H. Mize, 1973, Optimization Thehniques with FORTRAN, McGraw-Hill, New York.

(12) G.L. Goobermann, Ultrasonics; Theory and Applications, England Univ. Press, 1968.