

밸런스드 아마추어 초소형 스피커의 진동 및 음향특성 연구

Vibration and Acoustic Analysis of Balanced Armature Micro Speaker

고 동 신*·허 덕 재†·권 상 업**·이 성 수***

Dong Shin Ko, Duk Jae Hur, Sang Yup Kwon and Sung Su Lee

(Received October 22, 2014 ; Revised November 30, 2015 ; Accepted November 30, 2015)

Key Words : Balanced Armature Speaker(BA 스피커), Acoustic Characteristics(음향특성), FEM(유한요소법), BEM(경계요소법), Speaker Diaphragm(스피커진동판), Vibration Analysis(진동해석), Acoustic Analysis(음향해석)

ABSTRACT

This paper describes the development process for vibration and acoustic characteristics of a balanced armature speaker. The design parameters were chosen in consideration of the influence of the bending stiffness of balanced armature which is the form of a cantilever structure in the speaker. For study of the performance of the speaker according to the design parameters, in the first step, we analyzed the characteristics of the velocity of the diaphragm to the electrical input. Next step, acoustic characteristics were analyzed by structural-acoustic coupled analysis. And the reliability of the analysis was verified by comparing the result of analysis with test results. Finally, we proposed a design method for implementing an enhanced balanced armature speakers through analysis method.

1. 서 론

현재 음향기기 시장은 다양한 분야에서 발전을 하고 있으며 특히 휴대용 음향 및 통신 기기의 발달로 이어폰 및 헤드셋의 수요가 증가되고 있다.

그 동안 국내의 이어폰 및 헤드셋의 개발은 낮은 브랜드 가치와 ODM/OEM이라는 한계로 인하여 부가가치가 낮은 중/저가 제품에 한정되었다. 하지만 모바일 제품분야에서 국내 기업들은 세계 시장에서 선도기업의 위치를 차지하고 있으며, 시장점유율도 가파르게 성장하고 있는 추세이다. 더불어 이어폰 및 헤드셋의 시장도 급격히 성장하고

있으며, 최적의 음향솔루션을 제공하기 위한 소형화 및 고급화를 추구하는 연구가 증가하고 있다. 현재 사용되고 있는 이어폰 및 헤드셋의 구조는 대부분 다이내믹 드라이브 형태이다. 이는 비교적 음향변환 효율이 높고 제조가 용이하나, 소형화 및 명료도 측면에서 단점이 있어 저가용 이어폰과 헤드셋용으로 주로 채용되는 구조이다. 즉, 다이내믹 드라이브 스피커는 $\varnothing 6$ 이하(소리방사면 기준)로 초소형화 하기에 한계가 있다^(1,2). 또한 다이내믹 드라이브 스피커는 중저음의 강점을 가지고 있으나, 무빙코일 및 외부의 전자기파 간섭에 의한 소음 발생의 가능성이 높고 고음과 명료도가 낮은 단점을 가지고 있다⁽³⁾.

† Corresponding Author ; Member, Dept. of System Engineering, Ajou Univ., Institute for Advanced Engineering
E-mail:djhr@jae.re.kr

* Dept. of Mechanical Engineering, Ajou Univ., Institute for Advanced Engineering

** Institute for Advanced Engineering

*** R&BD Lab, Cresyn Co., Ltd.

‡ Recommended by Editor Sungsoo Na

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

따라서 기존의 다이내믹 드라이브 스피커가 가지고 있는 단점을 보완하기 위하여 밸런스 있는 음을 재현하기 위하여 BA(balanced armature) 방식의 초소형 스피커의 개발에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 반면, BA 스피커의 개발은 소재의 물성, 구조의 설계 특성, 그리고 음향에 대한 성능의 상관관계가 주로 설계자의 경험에 의존하는 경우가 많다. 이러한 이유로 설계 시 제품의 음향특성을 정확히 파악하기가 매우 어렵고, 문제 발생 시에도 경험에 근거하는 감각적 개선에 의해 불량 요인을 찾고 있는 상황이다.

따라서 이 연구에서는 BA 스피커의 제품개발에 대한 설계 초기단계부터 성능을 예측하기 위한 해석 기술로 구조진동에 의해 방사되는 음향특성을 예측하고, 설계인자에 대한 구조진동 및 음향특성에 대한 연구 내용을 기술하였다.

2. BA 스피커의 진동특성

구조물의 진동특성은 유한요소 해석법으로 수행했으며, 다자유도계의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\} \quad (1)$$

여기서, $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 각각 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬이며, $\{u\}$, $\{f\}$ 는 절점에서의 변위와 절점에서 작용하는 외력을 나타낸다.

변위와 외력을 시간 t 에 대한 조화함수로 고려하면 $\{u\} = Ue^{j\omega t}$ 와 $\{f\} = Fe^{j\omega t}$ 이 되고, 다음과 같다.

$$[K + j\omega C - \omega^2 M]U = F \quad (2)$$

여기서, $j = \sqrt{-1}$ 이고, ω 는 각 주파수이다.

위의 식에서 특정주파수 ω 에서 변위응답 U 를 계산하여 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$UF^{-1} = [K + j\omega C - \omega^2 M]^{-1} \quad (3)$$

식(3)의 오른 쪽 항은 동적인 유연성을 나타내는 것으로 구조물의 진동 응답과 상관성이 높음을 알 수 있다. 따라서 식(2)를 이산화하고 상용프로그램인 ABAQUS를 사용하여 유한요소 해석을 수행하여 특성을 고찰하였다.

2.1 BA 스피커의 구조 및 원리

BA 스피커의 내부구조는 Fig. 1과 같이 음을 발생시키는 진동판, 진동을 발생시키는 전자기력구조의 영구자석과 코일 그리고 진동을 전달하는 외팔보 형태의 아마추어와 로드부분으로 구성되어 있다. 아마추어는 PB 합금강계열로 열처리 조건에 따라서 투자율과 강성이 결정되며 음향성능 설계의 중요한 부품이다.

2.2 BA 스피커의 진동해석

BA 스피커의 진동은 아마추어의 굽힘 강성에 따라 가진력의 증폭이 다르게 되고 방사판 표면의 속도응답특성 또한 다르게 된다. 한편 식(4)와 같이 평판 구조의 굽힘강성(flexural rigidity)은 두께, 탄성계수, 푸아송 계수로 이루어져 있다^(4,5). 재료의 선택은 투자율이 높은 PB계열의 합금강을 사용하기 때문에 진동성능에 영향을 주는 인자는 재료의 특성보다 구조적인 것으로 Fig. 1에 나타낸 것 같이 아마추어의 형상과 두께, 진동판(diaphragm) 두께, 드라이브 로드(drive rod)의 직경이 될 수 있다. 따라서 설계인자로 위의 3개의 구조적인 인자를 선정하였고, 성능고찰을 위한 인자의 수준은 3수준으로 Table 1과 같이 선택하였다.

$$D(\text{flexural rigidity}) = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} \quad (4)$$

E : 탄성률(modulus of elasticity, N/mm²)

μ : 푸아송 비(poisson's ratio)

h : 외팔보의 두께(cantilever beam thickness, mm)

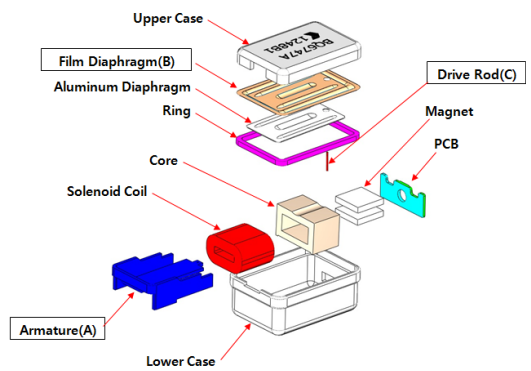


Fig. 1 Structure of BA speaker

(1) BA 스피커 부품별 물성치

BA 스피커의 부품별 물성치는 크게 5개로 분류할 수 있으며 그 값들은 Table 2에 나타났다. 아마추어는 투자율이 매우 높은 Fe-Ni 합금 중 45%~50% 니켈합금의 펄얼로이(PB permalloy)재질로 연자성 금속 재료로 사용하였다.

(2) BA 스피커 진동해석 모델

BA 스피커의 해석의 유한요소 모델 및 해석조건은 Fig. 2와 Fig. 3과 같다. 유한요소 모델의 구성은 진동판의 경우 얇은 박판으로 되어 있기 때문에 쉘 요소를 적용하였으며, 그 외의 구성부품들은 모두 솔리드 요소를 적용하였다.

입력조건은 드라이브 로드의 변위를 측정하여 해석 모델과 상관성 분석으로 전자기력을 추정할 실험값을 활용하였다. 가진은 정형파 스위프(sine sweep)

으로 1 Hz~20 000 Hz까지 가진하였으며 Fig. 3과 같이 아마추어 하부면에 인가하였다. BA 스피커의 구속조건은 외부케이스와 조립되는 영역을 모두 구속 조건으로 고려하였다. 그리고 응답점은 제작 후 검증을 위하여 진동판 위의 표면 중앙 지점을 지정하여 입력 가진에 대한 방사판의 표면속도응답을 고찰할 수 있도록 구성하였다.

Table 1 Design variables and level

Variables		Level		
		1	2	3
A	Armature thickness(mm)	0.160	0.180	0.200
B	Diaphragm thickness(mm)	0.016	0.018	0.020
C	Rod diameter(mm)	0.040	0.050	0.060

Table 2 Material properties of BA speaker's part (global structure damping coefficient : 0.05)

Material	Density (kg/m ³)	Elastic modulus (GPa)	Poisson's ratio	Part
Poly ether imide	1200	0.04	0.40	Diaphragm
Copper	8900	120.70	0.35	Coil
Aluminium	2800	75.00	0.34	Al plate
Brass	8500	97.00	0.31	Ring
PB permalloy	8900	100.00	0.34	Armature

Table 3 Description of FE-model

Element	The number of nodes	The number of elements
Beam	2	1
Shell	21 692	21 108
Solid	101 644	82 050

2.3 BA 스피커의 진동해석 결과

BA 스피커의 성능에 영향을 미치는 설계인자로 선정된 아마추어 두께, 방사판 두께, 로드직경에 대해 Table 4와 같이 3수준의 완전요인배치설계를 수행하였다⁽⁶⁾. 완전요인배치설계에 대한 해석은 방사판 표면 중앙점의 주파수응답특성 해석으로 속도 피크 응답값을 Table 4와 같이 도출하였다.

이와 같이 27가지의 조합을 통해 얻어진 해석결과에 대해 분산분석을 수행하면 F-검정 결과에 의해 Table 5와 같이 설계인자에 대한 민감도는 아마추어

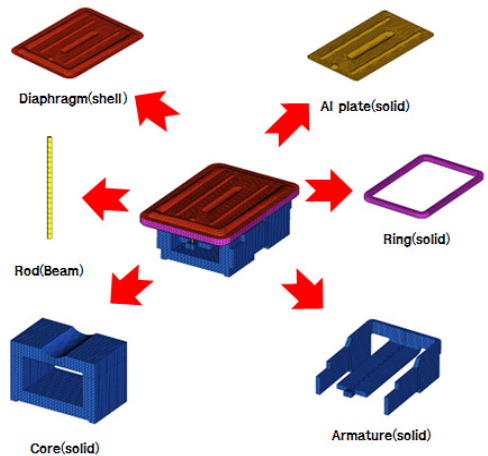


Fig. 2 Configuration of the FE-model for vibration analysis

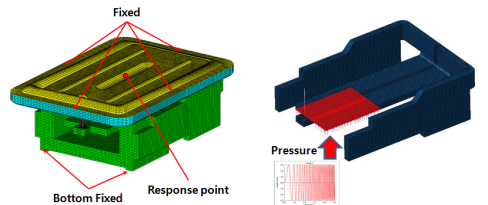


Fig. 3 Boundary and loading condition for vibration analysis

Table 4 Maximum vibration response at the center of the diaphragm according to the full factorial matrix of design variables

Case	Armature thickness (mm)	Diaphragm thickness (mm)	Rod diameter (mm)	Velocity (RMS, m/s)
1	0.160	0.016	0.040	0.648
2	0.160	0.016	0.050	0.639
3	0.160	0.016	0.060	0.632
4	0.160	0.018	0.040	0.684
5	0.160	0.018	0.050	0.665
6	0.160	0.018	0.060	0.647
7	0.160	0.020	0.040	0.669
8	0.160	0.020	0.050	0.643
9	0.160	0.020	0.060	0.619
10	0.180	0.016	0.040	0.468
11	0.180	0.016	0.050	0.464
12	0.180	0.016	0.060	0.461
13	0.180	0.018	0.040	0.555
14	0.180	0.018	0.050	0.547
15	0.180	0.018	0.060	0.541
16	0.180	0.020	0.040	0.581
17	0.180	0.020	0.050	0.565
18	0.180	0.020	0.060	0.550
19	0.200	0.016	0.040	0.325
20	0.200	0.016	0.050	0.321
21	0.200	0.016	0.060	0.315
22	0.200	0.018	0.040	0.418
23	0.200	0.018	0.050	0.415
24	0.200	0.018	0.060	0.412
25	0.200	0.020	0.040	0.484
26	0.200	0.020	0.050	0.478
27	0.200	0.020	0.060	0.472

Table 5 Results of the analysis of variance for the design variable matrix(A : armature thickness, B : diaphragm thickness, C : rod diameter, E : error, T : total, x : coupling symbol)

Variables	S	ϕ	V	F ₀	P-value
A	0.270 367	2	0.135 183	7090.7	0.000
B	0.037 985	2	0.018 992	996.2	0.000
C	0.001 861	2	0.000 931	48.8	0.000
A×B	0.018 406	4	0.004 602	241.4	0.000
A×C	0.000 491	4	0.000 123	6.43	0.013
B×C	0.000 304	4	0.000 076	3.99	0.046
E	0.000 153	8	0.000 019		
T	0.329 567	26			

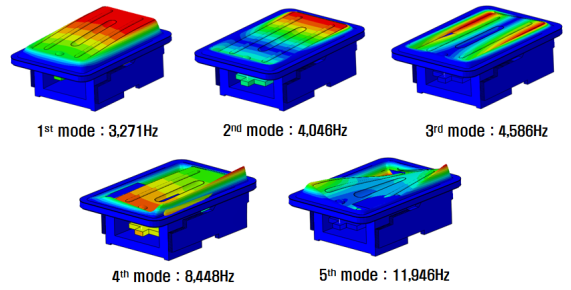


Fig. 4 Natural frequencies and mode shapes of the optimized balanced armature speaker unit

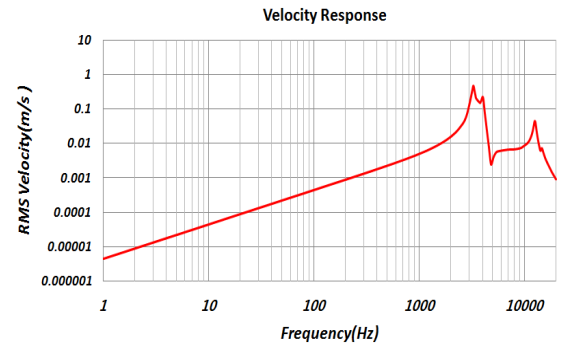


Fig. 5 Response of velocity at diaphragm center points of the optimized balanced armature speaker unit

두께가 방사판 표면 속도응답에 가장 큰 영향을 주는 것을 알 수 있다.

완전요인배치설계의 반응 최적화를 통해 아마추어 두께는 0.16 mm, 방사판 두께는 0.018 mm, 로드 직경은 0.04 mm일 때 표면속도응답을 최대화하는 것으로 나타났다.

따라서 최적의 설계변수를 반영하여 진동특성에 대한 해석결과는 Fig. 4에 나타난 것 같이 진동판의 주요 강체모드는 가청주파수내 1~3차 모드가 나타났으며, 1차 모드는 펌핑(pumping), 2차 피치(pitch), 3차 롤(roll) 모드, 4차 아마추어 비틀림모드, 5차 방사판 비틀림모드로 가청 주파수 내의 강체모드는 3271 Hz와 4046 Hz, 4586 Hz에 고유진동수가 나타났다. 전자기력 가진에 대한 속도응답 특성은 Fig. 5에 나타냈으며, 그 특징은 3200 Hz 부근까지 증가하고 3271 Hz에서 1차 공진 주파수 피크가 나타나면서 이후에는 감소하는 형태로 나타났다.

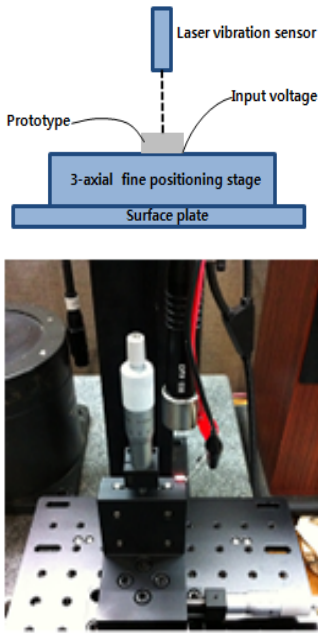


Fig. 6 Set up of vibration characteristic test equipment

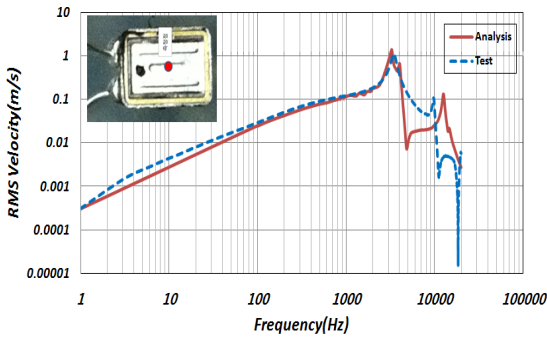


Fig. 7 Velocity response of test & analysis

2.4 BA 스피커의 진동시험결과

BA 스피커의 진동시험은 초소형 스피커 구조상 가속도 센서의 부착이 불가능하기 때문에 레이저 진동계를 이용하여 방사판 표면의 속도를 비접촉으로 측정하였다. 측정 장비의 구성은 비접촉식 진동센서 (polytec OFV 512), 진동센서 컨트롤러(polytec OFV 3001), 전압입력용 앰프(B&K type 2706), 주파수 분석기(B&K frequency analyzer pulse ver.13.5)으로 Fig. 6과 같이 구성하였다. 시험의 입력 조건은 150 mVAC를 20 kHz까지 인가하여 시험하였다.

BA 스피커의 진동시험의 응답은 해석과 비교하

기 위하여 중앙지점에서 측정하였으며 측정결과를 Fig. 7에 나타냈다. 특징은 3.2 kHz까지는 주파수가 증가할수록 속도응답은 증가하였으며, 공진 피크인 3.2 kHz 부근을 지나면서 주파수가 증가할수록 감소하는 특성을 나타냈다. 또한 진동해석 결과와 비교하여 응답 특성이 유사하게 나타나고 있음을 알 수 있었다.

3. BA 스피커의 음향해석

이 연구에서 사용한 경계요소법의 음향에 대한 기본 이론은 음압, 밀도, 입자속도의 상관관계의 선형 오일러 방정식, 상태 방정식, 연속성 방정식으로 부터 경계요소법의 지배방정식인 음파 방정식을 얻을 수 있다⁽⁹⁾. 해석은 직접 경계요소법의 Rayleigh 적분법을 이용한 상용 소프트웨어 ABAQUS를 사용하여 수행하였다.

3.1 BA 스피커의 음향해석모델

(1) BA 스피커 음향 물성치

BA 스피커의 음향 물성치는 Table 6에 나타냈다. 공기의 밀도는 1.2 kg/m^3 , 체적탄성계수는 0.142 MPa를 적용하였으며, 공기가 인접하고 있는 면에 대해서 점성감쇠를 고려하였다. 또한 공기를 둘러싸고 있는 하부 케이스에 대해서 임피던스 값을 적용하여 면에 대한 흡음 특성을 고려하였다.

(2) BA 스피커 음향해석모델

스피커의 구성부품은 구조요소를 이용하여 모델을 구성하였으며, 케이스 내부음향공간에 대해서는 Fig. 8과 같이 상부공간과 하부공간으로 나누어 음향요소 모델로 구성하였다. 해석모델은 Fig. 9와 같이 진동판과 스피커 내부와 외부의 공기가 연성되어 연결되는 모델을 구성하였다. 이는 시험과의 비교를 위하여 시험 조건인 상부 케이스가 개폐된 조건에 맞춰 방사판 표면의 음압 특성을 비교하도록 적용한 것이다. 이러한 조건을 위해서 상부 케이스와 접하는 공기 표면은 무반사 영역으로 음이 통과하도록 정의하였으며, 하부 케이스 영역의 공기표면은 임피던스 특성 값을 적용하여 하부 케이스 내부의 음이 반사가 되도록 적용하였다. 해석방법은 구조-음향 연성 해석법을 활용하였다.

Table 6 Properties of the material of the air and the case

Material	Density (kg/m ³)	Acoustic impedance (kgs/m ²)	Bulk modulus (MPa)	Part
Air	1.2	0.04	0.142	Cavity
SPC	8000	49.99	-	Case

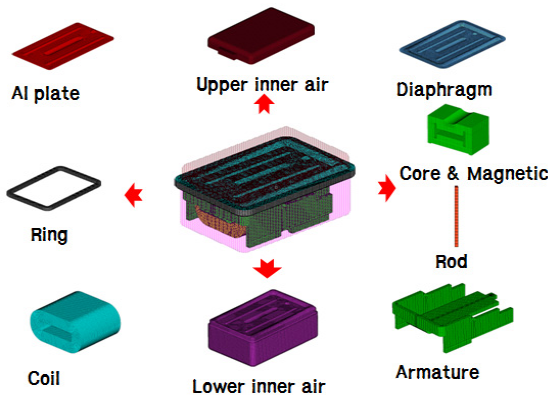


Fig. 8 Configuration of the FE acoustic model

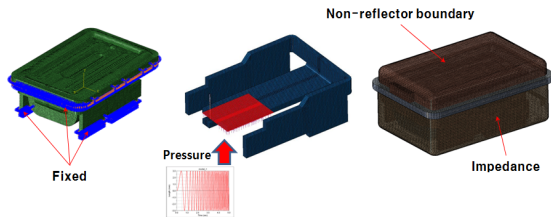


Fig. 9 Boundary and input conditions for acoustic analysis

3.2 BA 스피커의 음향해석 결과

선택된 최적구조의 구조모델에 대한 BA 스피커 음향해석결과는 Fig. 10에 나타냈다. 그 특성은 최대 음압레벨은 약 127 dB 수준으로 나타났으며, 방사관의 피스톤 운동형태의 강제모드에서 가장 큰 음압 특성 값이 나타나는 것을 알 수 있다. 그리고 3200 Hz 이하에서는 스피커 구조의 공진영향이 없어 음압 평탄도는 유리하게 나타나는 특성을 보이고 있으며, 3200 Hz 이상에서는 스피커 구조의 공진 영향으로 방사효율이 떨어져 음압 평탄도가 불균형하게 나타나는 특성을 볼 수 있다. 따라서 가청주파수 내고주파 영역의 음압 평탄도를 향상

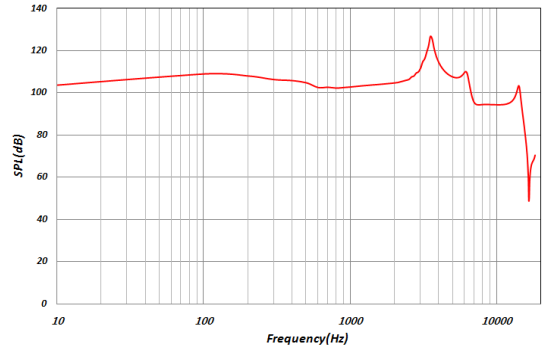


Fig. 10 Sound pressure level of the acoustic analysis

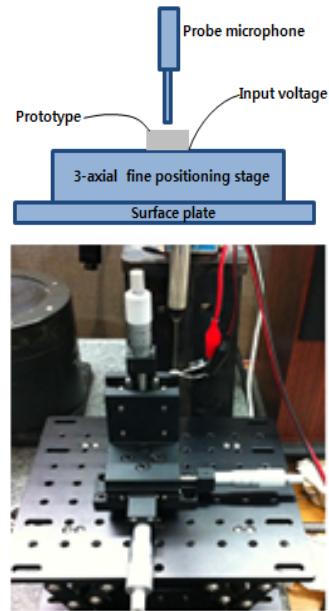


Fig. 11 Set up of acoustic characteristic test equipment

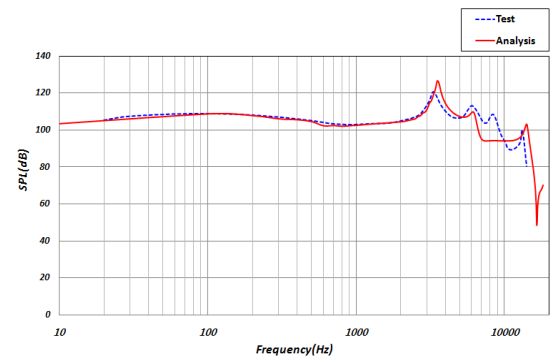


Fig. 12 Sound pressure level of the acoustic test & analysis

시킴을 위해서는 방사판을 코팅하는 재질의 감쇠를 높이고, ring의 강성과 감쇠를 조절하면 3200 Hz 이상의 고주파영역 음압 평탄도는 좋아질 것으로 예측된다.

3.3 BA 스피커의 음향특성시험결과

음향특성시험 장치는 Fig. 11과 같이 구성하였으며, 마이크로 폰(B&K probe microphone type 4182), 마이크로 앰프(B&K microphone supply type 5935)를 이용하여 음압레벨을 측정 하였다. 실험모델의 경우 해석결과와의 비교를 위해 외부 케이스가 없는 조건에서 방사판 표면 근방의 음압레벨을 측정하여 해석결과와의 음향특성을 비교하였다.

음향특성시험 결과는 Fig. 12에 나타난 결과와 같이 음압수준은 약 110 dB 기준 ± 3 db 기준으로 ~ 7 kHz까지 평탄도를 유지하고 있으나, 공진점에서는 이탈하는 것으로 나타났다. 또한 음압수준은 해석결과보다 첫 번째 피크에서 약 5% 정도 낮게 나타났다. 이는 아마추어의 열처리 조건에 의한 기계적인 물성의 오차 및 감쇠에 대한 오차로 유추할 수 있으며, 비교적 해석과 실험결과는 잘 일치하는 것으로 판단할 수 있다.

4. 결 론

BA 스피커의 개발에 있어 음향 특성에 미치는 인자를 설정하고, 해석적 방법으로 설계단계에서 음향특성을 예측하는 기술을 확립하기 위하여 BA 스피커의 설계모델을 대상으로 구조진동 및 음향특성을 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다. 구조진동 특성에 있어서는 강성에 민감한 형상인자 아마추어, 다이어프램, 로드와 특성을 조절하여 속도응답 향상에 대한 설계값을 도출할 수 있었다. 음향 특성은 방사판의 상하 강체모드가 지배적이며, 방사판의 표면속도와 상관성이 높음을 알 수 있었다. 그리고 해석과 시험의 결과가 7 kHz 이하에서는 잘 일치하고 있으나, 7 kHz~8 kHz에서는 오차가 크게 나타나고 있다. 이는 각각의 부품의 재료 및 구조에 대한 감쇠계수를 정확하게 고려하지 못함으로 위상 정보의 오차가 발생하여 편차가 크게 발생된 것으로 판단된다. 따라서 부품별 정확한 감쇠값을 적용하면 실험결과와의 오차는 줄어들

것으로 판단되며 향후 이에 대한 연구를 추가적으로 수행해 나갈 예정이다. 이 연구를 통하여 설계 초기부터 음향 특성에 대한 해석적 분석이 가능하고 최적화를 수행할 수 있는 방법으로 활용할 수 있음을 알 수 있었다.

후 기

이 연구는 산업자원부 소재부품 기술개발사업으로 수행된 연구 결과임.

References

- (1) Kim, J. H., Kim, J. T., Kim, J. O. and Min, J. K., 1997, Acoustic Characteristics of a Loudspeaker Obtained by Vibration and Acoustic Analyses, KSME Journal, Vol. 21, No. 10, pp. 1742~1756.
- (2) Kim, K. M., Kim, S. K. and Park, K., 2013, Investigation on Vibration Characteristics of Micro Speaker Diaphragms for Various Shape Designs, J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 30, No. 8, pp. 790~796.
- (3) Hwang, S. M., Lee, H. J., Kwon, J. H., Hwang, G. Y. and Yang, Y. C., 2006, Development of Combined Permanent Magnet Type Micro-speakers Used for Mobile Phones, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 183~189.
- (4) Frank, F., 1985, Sound and Structural Vibration, Academic Press, p. 23.
- (5) Ugural, A. C., 1981, Stresses in Plates and Shells, McGraw-Hill, p. 8.
- (6) Ryu, M. R., Kim, Y. H. and Park, H. S., 2008, Thermal Stress Prediction of Motorcycle Disk Brake Using Full Factorial Design, Proceedings of the The Korean Society of Manufacturing Process Engineering Annual Autumn Conference, pp. 318~324.
- (7) Kim, S. K., Lee, T. H. and Lee, S. S., 2004, Multidisciplinary Design Optimization for Acoustic Characteristics of a Speaker Diaphragm, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 763~766.
- (8) Kagawa, Y., Yamabuchi, T. and Sugihara, K., 1980, A Finite Element Approach to a Coupled Structural-acoustic Radiation System with Application to Loudspeaker Characteristic Calculation, Journal of Sound

and Vibration, Vol. 69, No. 2, pp. 229~243.

(9) Kim, J. S., Kim, D. S., Kyong, Y. S. and Wang, S. M., 2007, A Structure-bone Noise Prediction based on the Boundary Element Method with a Laser Doppler Vibrometer, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 1360~1364.



Dong-Shin Ko received M.S. degree in the department of mechanical engineering from Hanyang University in 2007. He is currently Ph.D. candidate in the department of mechanical Engineering at Ajou University and works as a principal engineer at Institute for Advanced Engineering.

His research interest includes the structure analysis, NVH, design optimization and reliability analysis.



Sang-Youp Kwon received M.S. degree in the department of mechanical engineering from Kumoh National Institute of Technology in 2007. He currently works as a senior engineer at Institute for Advanced Engineering. His research interest includes the structure analysis, fatigue analysis, NVH Test.