

차실 소음 저감을 위한 복층 에어갭 공명기가 설치된 음향 공동의 강제 음향 응답 해석

강 상 욱*

한성대학교 기계시스템공학과

Forced Acoustic Response Analysis of an Acoustic Cavity with a Double Air-gap Resonator for Reducing Passenger Compartment Noises

Sangwook Kang*

Department of Mechanical Systems Engineering, Hansung University, Seoul 136-792, Korea

(Received 9 June 2005 / Accepted 2 August 2005)

Abstract : A theoretical formulation on the forced acoustic response of an enclosed cavity having a double air-gap resonator on one of boundary panels of the cavity is developed in the paper. The double gap resonator consists of two air-gaps and two partition sheets as in the author's previous papers.¹⁻³⁾ This paper reveals that the double gap resonator reduces the level of a target noise peak by splitting the peak as two small peaks, and that it is more effective when it is designed so that the upper gap thickness is larger than the lower gap thickness under the constraint that the entire gap thickness is fixed as a constant value. Finally, verification experiments show that the theoretical formulation and analysis results are valid by comparing theoretical results with experimental ones.

Key words : Air gap(에어갭), Resonator(공명기), Noise(소음), Passenger compartment(차실), Double gap(복층 갭)

1. 서 론

차실과 같은 밀폐된 음향 공동에서 음향 모드의 공진에 의해 발생하는 소음을 제어하기 위하여 에어갭 공명기(air-gap resonator)를 Fig. 1과 같이 루프 하단에 설치한다면, 에어갭의 두께를 적절히 조절하는 방법에 의해 문제시 되는 소음을 효과적으로 제어할 수 있음이 저자의 선행연구¹⁻³⁾에서 밝혀졌다. 선행 연구 결과에 따르면, 제어하고자 하는 소음의 주파수가 낮으면 낮을수록 더 두꺼운 에어갭이 필요하기 때문에, 저주파수 소음을 보다 효과적으로 제어하기 위해선 복층 에어갭 공명기(double-gap

resonator)를 사용하는 것이 단층 에어갭 공명기(single-gap resonator)를 사용하는 것 보다 더 유리함이 두 공명기의 공명 주파수를 비교하는 방법에 의해 검증되어졌다.^{2,3)}

에어갭 공명기는 헤름홀츠 공명기(Helmholtz resonator)^{5,6)}와 마찬가지로 자신의 공명주파수를 가지고 있으며, 이 공명주파수를 제어하고자 하는 소음의 주파수에 일치시키는 방법에 의해 문제가 되는 소음을 제어할 수가 있다. 그래서 보다 낮은 주파수 소음을 제어하기 위해선, 에어갭 공명기의 공명 주파수가 더 낮아지도록 하는 설계를 해야만 한다. 그리고 갭 두께를 크게 하면 공명기의 공명주파수를 낮출 수가 있다는 사실이 이론 해석 및 실험에 의해 증명되어졌으며,¹⁾ 갭 두께가 일정한 상태에서 공

*To whom correspondence should be addressed.
swkang@hansung.ac.kr

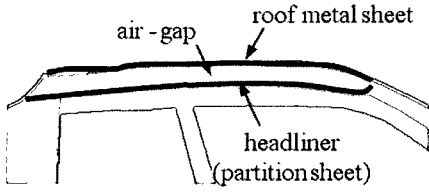


Fig. 1 Air-gap resonator installed in a passenger compartment

명기의 공명주파수를 낮추기 위해선 복층 에어갭을 사용하는 것이 효과적이라는 사실이 복층 에어갭 공명기의 공명주파수 이론에서 증명되어졌다.^{2,3)}

상기에서 기술한 바와 같이 기존의 연구는 단층 및 복층 에어갭 공명기의 공명 주파수에 관한 이론을 정립하는 것이었다. 본 논문에서는 복층 에어갭 공명기가 설치된 음향 공동 내에서의 강제 음향 응답에 대한 정식화가 이루어질 것이며, 단층 에어갭 공명기에 비해 복층 에어갭 공명기가 얼마나 효과적으로 음향 공동의 공진 소음을 제어하는지에 대한 분석이 이론적으로 수행되어지며, 이들 이론 해석 결과의 타당성을 검증하기 위한 실험도 수행될 것이다.

2. 복층 에어갭 공명기 이론 정식화

2.1 음향 공동에서의 음향 응답

Fig. 2는 음향 공동의 한쪽 벽면에 설치된 복층 에어갭 공명기를 보여준다. 복층 에어갭 공명기는 두 개의 분할판(partition sheet)과 두 개의 에어갭(air-gap)으로 구성되어 있음을 Fig. 2에서 확인할 수 있다. 복층 에어갭 공명기가 음향 공동의 특정 음향

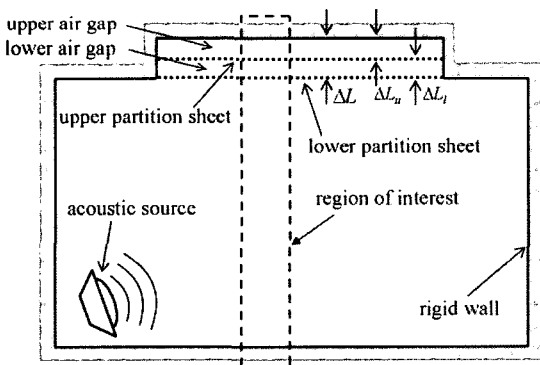


Fig. 2 Acoustic cavity having a double air-gap resonator

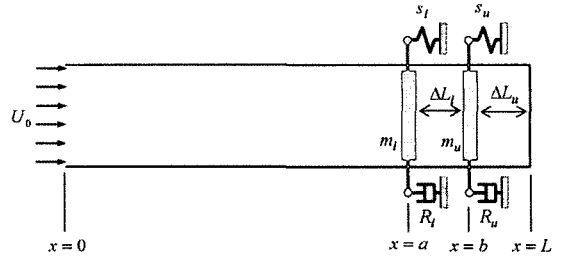


Fig. 3 Theoretical, one-dimensional tube model of the double air-gap resonator indicated by the dotted box in Fig. 2

모드의 공진에 의해 발생하는 소음에 미치는 영향을 분석하고, 복층 에어갭 공명기 설계 변수들(에어갭의 두께, 분할판의 면밀도 및 강성)과 소음 제어 성능과의 상관관계를 규명하기 위하여, Fig. 3과 같은 복층 에어갭 공명기가 설치된 음향공동에 대한 일차원 이론 모델이 고려되어진다.

Fig. 2에서 보이는 음향 소스(acoustic source)는 Fig. 3의 일차원 튜브 모델에서는 $x=0$ 에 위치한 진폭 U_0 의 조화 속도 가진 $U_0 e^{j\omega t}$ 으로 가정되어진다. 그리고 Fig. 2의 상단 분할판(upper partition sheet)과 하단 분할판(lower partition sheet)은 Fig. 3에서 질량 m_u , 스프링 상수 s_u , 감쇠 계수 R_u 와 질량 m_l , 스프링 상수 s_l , 감쇠 계수 R_l 의 일자유도 진동 모델로 각각 단순화되어졌다. 그리고 ΔL_u 와 ΔL_l 는 각각 상단과 하단 갭 두께를 의미하며, ΔL 은 ΔL_u 와 ΔL_l 를 합한 전체 갭 두께를 의미한다.

2.1.1 평면파 이론에 의한 임피던스 계산⁴⁾

Fig. 3에서 질량 m_u 의 우측면의 좌표인 $x=b+$ 에서의 음향 임피던스(acoustic impedance) Z_{b+} 는 식 (1)과 같이 구해진다.

$$Z_{b+} = -jZ_0 \cot k \Delta L_u \quad (1)$$

여기서 j 는 순허수, Z_0 는 특성 음향 임피던스 ($Z_0 = \rho c/S$, ρ 는 공기 밀도, c 는 음속, S 는 튜브의 단면적), k 는 파수($k = \omega/c$, ω 는 각진동수(angular frequency))를 의미한다. 다음으로 질량 m_u 의 좌측면 $x=b-$ 에서의 음향 임피던스는 식 (2)에 의해 구해질 수 있다.

$$Z_{b-} = Z_{b+} + Z_u^{(m)}/S^2, \quad (2)$$

여기서 $Z_u^{(m)}$ 은 단순화된 상단 분할판의 기계 임피던스(mechanical impedance)를 나타낸다. 즉,

$$Z_u^{(m)} = R_u + j(\omega m_u - s_u/\omega). \quad (3)$$

이제 식 (2)를 이용한다면, $x = a +$ 에서의 음향 임피던스는 식 (4)와 같이 구해질 수 있다.

$$Z_{a+} = Z_0 \frac{Z_{b-} + jS^2 Z_0 \tan k \Delta L_1}{S^2 Z_0 + jZ_{b-} \tan k \Delta L_1}. \quad (4)$$

다음으로 $x = a -$ 에서의 음향 임피던스는 식 (5)와 같이 구해진다.

$$Z_{a-} = Z_{a+} + Z_l^{(m)}/S^2, \quad (5)$$

여기서 $Z_l^{(m)}$ 은 단순화된 하단 분할판의 기계 임피던스를 나타낸다. 즉,

$$Z_l^{(m)} = R_l + j(\omega m_l - s_l/\omega). \quad (6)$$

마지막으로 $x = 0$ 에서의 입력 음향 임피던스 Z_{in} 은 다음과 같이 구해진다.

$$Z_{in} = Z_0 \frac{Z_{a-} + jS^2 Z_0 \tan ka}{S^2 Z_0 + jZ_{a-} \tan ka}. \quad (7)$$

2.1.2 경계조건과 강제 음향 응답 함수

튜브 내에서의 강제 음향 응답을 구하기 위하여, 먼저 튜브, 하단 에어갭, 상단 에어갭에서의 음향 응답을 각각 식 (8)~(10)과 같이 가정한다.

$$p(x, t) = (Ae^{jkx} + Be^{-jkx})e^{j\omega t}, \quad (8)$$

$$p_l(x, t) = (A_l e^{jkx} + B_l e^{-jkx})e^{j\omega t}, \quad (9)$$

$$p_u(x, t) = (A_u e^{jkx} + B_u e^{-jkx})e^{j\omega t}. \quad (10)$$

식 (8)~(10)에 포함된 미지 상수 A, B, A_l, B_l, A_u, B_u 를 구하기 위하여 $x = 0, x = a, x = b$ 에서의 경계조건 식 (11)~(16)을 식 (8)~(10)에 적용한다.

$$\frac{p(0, t)}{u(0, t)} = Z_{in}, \quad \frac{p(a, t)}{u(a, t)} = Z_{a-}, \quad (11, 12)$$

$$Z_l^{(m)} u_l(a, t) + Sp_l(a, t) = Sp(a, t), \quad (13)$$

$$u(a, t) = u_l(a, t), \quad (14)$$

$$Z_u^{(m)} u_u(b, t) + Sp_u(b, t) = Sp_l(b, t), \quad (15)$$

$$u_l(b, t) = u_u(b, t), \quad (16)$$

여기서 $u_{()}$ 는 공기 입자의 속도를 나타내며, 수학적으로는 음압과 다음과 같은 관계에 있다.

$$u_{()} = -\frac{1}{\rho} \int_t \frac{\partial p_{()}}{\partial x} dt. \quad (17)$$

위의 경계조건들을 고려하여 구한 미지 상수들을 식 (8)~(10)에 대입한 다음 정리하면, 다음과 같은 튜브 내에서의 강제 음향 응답 식이 구해진다.

$$p(x, t) = \rho c U_0 \frac{Z_{a-} \cos k(a-x) + jZ_0 \sin k(a-x)}{Z_0 \cos ka + jZ_{a-} \sin ka} e^{j\omega t}. \quad (18)$$

그리고 정상상태 강제 음향 응답은 다음과 같이 된다.

$$P(x) = \rho c U_0 \frac{Z_{a-} \cos k(a-x) + jZ_0 \sin k(a-x)}{Z_0 \cos ka + jZ_{a-} \sin ka}. \quad (19)$$

여기서 $P(x)$ 는 $p(x, t) = P(x)e^{j\omega t}$ 의 음압 진폭(정상상태 응답)을 뜻한다.

2.1.3 강제 음향 응답 함수의 무차원화

에어갭 공명기 관련 설계 변수들에 대한 파라미터 해석을 위하여, 식 (19)와 같이 구해진 강제 음향 응답 식을 식 (20)과 같이 무차원화 한다.

$$\bar{P}(x) = \frac{\bar{Z}_{a-} \cos \pi \Omega (1 - \eta - \xi) + j \sin \pi \Omega (1 - \eta - \xi)}{\cos \pi \Omega (1 - \eta) + j \bar{Z}_{a-} \sin \pi \Omega (1 - \eta)}, \quad (20)$$

여기서 $\Omega = f/f_{tube}$ 는 튜브의 첫 번째 음향 고유진동수에 대한 가진 주파수의 비(non-dimensional frequency), $\eta = \Delta L/L$ 는 튜브 전체 길이에 대한 전체 에어갭 두께의 비, $\xi = x/L$ 는 튜브 전체 길이에 대하여 무차원화 된 위치 변수를 뜻한다. 그리고 \bar{Z}_{a-} 는 식 (1-6)을 무차원화한 식 (1*-6*)에 의해 구해진다.

$$\overline{Z_{b+}} = Z_{b+}/Z_0 = -j \cot \pi \eta_u \Omega, \quad (1^*)$$

$$\overline{Z_{b-}} = Z_{b-}/Z_0 = \overline{Z_{b+}} + \overline{Z_u^{(m)}}, \quad (2^*)$$

$$\overline{Z_u^{(m)}} = Z_u^{(m)}/Z_0, \quad (3^*)$$

$$= \overline{R_u} + j\pi\mu_u(\Omega^2 - \Omega_u^2)/\Omega,$$

$$\overline{Z_{a+}} = Z_{a+}/Z_0 = \frac{\overline{Z_{b-}} + j \tan \pi \eta_l \Omega}{1 + j \overline{Z_{b-}} \tan \pi \eta_l \Omega}, \quad (4^*)$$

$$\overline{Z_{a-}} = Z_{a-}/Z_0 = \overline{Z_{a+}} + \overline{Z_l^{(m)}}, \quad (5^*)$$

$$\overline{Z_l^{(m)}} = Z_l^{(m)}/Z_0, \quad (6^*)$$

$$= \overline{R_l} + j\pi\mu_l(\Omega^2 - \Omega_l^2)/\Omega,$$

여기서, $\eta_u = \Delta L_u/L$ 와 $\eta_l = \Delta L_l/L$ 는 튜브 전체 길이에 대한 상단 갭 두께와 하단 갭 두께의 비를 각각 뜻한다. 그리고 $\Omega_u = f_u/f_{tube}$ 와 $\Omega_l = f_l/f_{tube}$ 은 튜브의 첫 번째 음향고유진동수에 대한 단순화된 상단 분할판과 하단 분할판의 고유진동수 비를 각각 뜻한다. 끝으로, $\mu_u = m_u/\rho LS$ 와 $\mu_l = m_l/\rho LS$ 는 길이가 L 이고 단면적이 S 인 튜브 내에 차있는 공기의 질량에 대한 단순화된 상단 분할판과 하단 분할판의 질량 비를 각각 뜻한다.

2.2 일차원 모델을 이용한 파라미터 해석

본 절에서는 식 (20)으로 구해진 음향 응답 함수를 이용하여 복층 에어갭 공명기의 설계 변수들의 변화에 따른 강제 음향 응답의 변화 경향이 분석되어진다. 참고로 상단 및 하단 분할판의 무차원 감쇠 계수 $\overline{R_u}$ 와 $\overline{R_l}$ 은 둘 다 0.5로 설정되었으며, 음향 공동내부의 음향 감쇠는 무시되었다. 그리고 음향 응답 측정 위치는 $x=0$ 이다.

2.2.1 전체 에어갭의 두께 변화

복층 에어갭 공명기의 주요 설계 변수 중의 하나인 전체 에어갭 두께의 변화에 따른 강제 음향 응답 특성의 변화 경향이 먼저 분석되어진다. 먼저 선행 연구²⁾에서 유도되어진 에어갭 공명기 공진주파수 (Ω_{reso}) 결정식인 식 (21)을 이용하여, 튜브의 첫 번째

음향 모드의 공진에 의해 발생하는 소음 피크(이하, 첫 번째 소음 피크)를 제어하기 위한 적절한 에어갭 두께를 예측해 보자.

$$\Omega_{reso} = \sqrt{\Omega_s^2 + \overline{G}/(\pi^2 \mu_s \eta)}, \quad (21)$$

식 (21)에서 \overline{G} 는 상수이며, 단층 에어갭 공명기의 경우 $\overline{G} = 1$, 복층 에어갭 공명기($\gamma = 0.5$ 인 경우, γ 는 전체 에어갭 두께에 대한 상단 에어갭 두께 비)의 경우 $\overline{G} = 3 \mp \sqrt{5}$ 이다. 참고로 식 (22)와 식 (23)과 같이 상단 분할판과 하단 분할판의 물성치가 동일한 것으로 가정하는 방법에 의해 식 (21)이 구해졌다.

$$\mu_u = \mu_l \equiv \mu_s, \quad \Omega_u = \Omega_l \equiv \Omega_s. \quad (22, 23)$$

만약 $\Omega_s = 0.5$ 와 $\mu_s = 2.0$ 의 물성치를 가지는 분할판이 사용되어졌을 경우, 식 (21)에 의해 첫 번째 소음 피크를 제어하기 위한 갭 두께가 단층 및 복층 에어갭 공명기에 대하여 각각 구해질 수 있다. 단층 에어갭 공명기가 설치되어졌을 때, 첫 번째 소음 피크를 제어하기 위해 요구되어지는 갭 두께 비는 $\eta = 0.068$ 이며, 복층 에어갭 공명기의 경우는 $\eta = 0.052$ 인 것으로 식 (21)에 의해 계산되어진다. 이러한 예측 결과를 검증하기 위하여 $\eta = 0.068$ 와 $\eta = 0.052$ 인 경우에 대한 강제 음향 응답 곡선식이 식 (20)에 의해 구해졌으며, 그 결과는 Fig. 4 와 Fig. 5 에 각각 제시되어 있다.

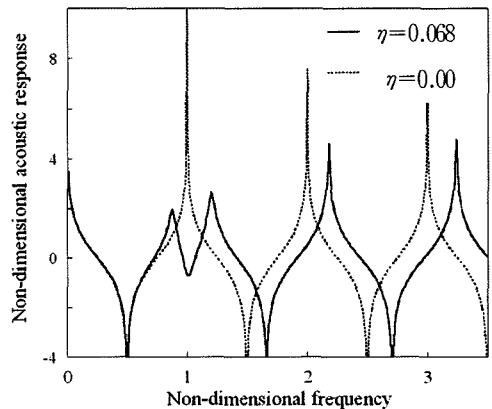


Fig. 4 Acoustic response when the single air-gap resonator of $\eta=0.068$ is installed; the dotted curve corresponds to an acoustic response when the partition sheet is directly attached on the boundary without any gap

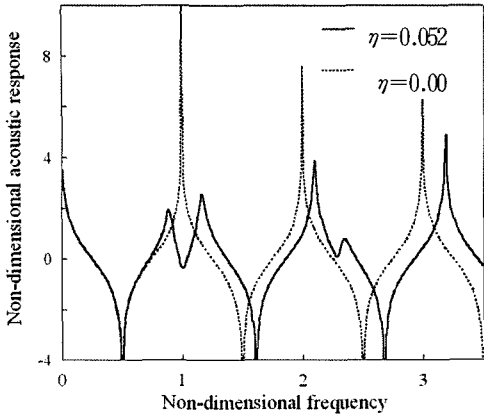


Fig. 5 Acoustic response when the double air-gap resonator of $\eta = 0.052$ and $\gamma = 0.5$ is installed; the dotted curve corresponds to an acoustic response when the partition sheet is directly attached on the boundary without any gap

Fig. 4에서 ‘단층 에어갭 공명기가 설치된 경우의 음향응답곡선($\eta = 0.068$)’을 ‘분할판을 상단 경계면에 바로 부착한 경우의 음향응답곡선($\eta = 0.00$)’과 비교해 본다면, 공명기를 설치한 경우에서 첫 번째 소음 피크가 두개로 쪼개지면서 레벨이 확연히 줄어들음을 확인할 수 있다. Fig. 5에서 실선은 상단과 하단 갭 두께가 같은 복층 에어갭 공명기가 설치된 경우의 음향응답곡선을 나타낸다. 이 곡선을 $\eta = 0.00$ 인 경우(공명기가 설치 안 된 경우)의 음향응답곡선(점선)과 비교해볼 때, 공명기가 설치된 경우에는 첫 번째 소음 피크가 쪼개지면서 레벨 자체도 줄어들음을 확인할 수 있다.

Fig. 4와 Fig. 5의 결과를 비교해본다면, 복층 에어갭 공명기를 설치할 경우 두 가지 이점을 얻을 수 있음이 분석되어진다. 첫째, 특정 소음 피크를 제어하기 위하여 복층 에어갭 공명기가 단층 에어갭 공명기 보다 더 작은 갭 두께를 필요로 한다는 것이다. 현재의 경우 약 24%의 갭 두께 절약 효과가 발생함을 알 수 있다. 둘째, 복층 에어갭 공명기를 적절히 설계한다면, 두개의 소음 피크를 동시에 제어할 수 있다는 것이다. Fig. 5를 살펴보면, 첫 번째 소음 피크와 더불어 두 번째 소음 피크도 쪼개지면서 레벨이 낮아짐을 확인할 수 있다. 참고로 이러한 사실에 대한 추가 연구가 현재 진행 중에 있음을 밝힌다.

2.2.2 상단과 하단 에어갭의 두께 변화

전체 갭 두께를 $\eta = 0.04$ 로 고정한 상태에서 상단 갭 두께와 하단 갭 두께를 변화시켰을 경우에 대한 강제 음향 응답 특성의 변화 경향이 본 절에서 분석되어진다. 전체 갭 두께에 대한 상단 갭 두께의 비 $\gamma = \Delta L_u / \Delta L$ 을 변화하는 방법에 의해 상기의 분석이 수행될 것이다.

Fig. 6에서 실선과 점선은 각각 상단 갭 두께가 하단 갭 두께의 1/3 배인 경우와 3 배인 경우의 음향응답곡선을 나타낸다. 이들 두 경우를 비교해보면 상단 갭 두께를 상대적으로 크게 한 경우가 보다 유리함을 확인할 수 있다. 즉, 전체 갭 두께 비가 $\eta = 0.04$ 인 상태에서 상단 갭 두께 비를 $\gamma = 3/4$ 로 하면, Fig. 5의 실선에 해당하는 음향응답곡선($\eta = 0.052$, $\gamma = 1/2$)과 비슷하게 첫 번째 소음 피크를 효과적으로 제어할 수 있음이 관찰되어진다. 결과적으로 상단 갭 두께 비를 $\gamma = 3/4$ 로 하는 방법에 의해, $\gamma = 0.5$ 인 경우에 비해 23% 정도 갭 두께를 줄일 수 있다는 사실을 확인할 수 있다(식 (24) 참조).

$$((0.052 - 0.04) / 0.052) \times 100 = 23\% \quad (24)$$

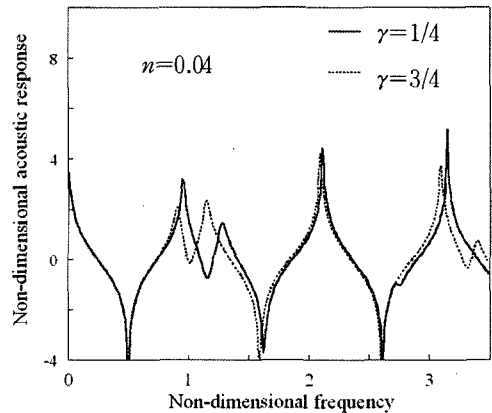


Fig. 6 Acoustic responses when the ratio of the thickness of the upper gap to the entire gap thickness are 1/4 and 3/4 for $\eta = 0.04$

3. 실험

3.1 실험 셋업

앞에서 이론적으로 예측한 ‘단층 에어갭 공명기에 대한 복층 에어갭 공명기의 실효성’을 검증하기

위하여, Fig. 7과 같이 15mm 두께의 아크릴 판으로 제작되어진 직육면체 음향 공동의 상단 경계면에 에어갭 공명기를 설치하여, 에어갭 전체 두께(ΔL) 및 상단 갭 두께(ΔL_u)와 하단 갭 두께(ΔL_l) 사이의 비의 변화에 따른 음향 응답의 변화를 실험적으로 살펴보았다. 먼저 실험 셋업에 대해 설명하면, 직육면체 음향 공동의 경계 면들은 강체벽으로 가정될 수 있을 정도로 두꺼운 아크릴 판으로 제작되었으며, 음향 공동의 바닥에 음향 가진원으로 스피커가 설치되어졌다. 스피커 바로 앞에 마이크론을 설치하여 입력 음압을 측정하였으며, 음향 공동 바닥의 한쪽 모서리에서 설치된 마이크론에 출력 음압도 측정되어졌다. 최종적으로, 음향 공동의 음향 응답은 입력 음압에 대한 출력 음압의 비(일종의 FRF)에 의해 계산되어졌다. 참고로 본 실험에 사용되어진 분할판의 면밀도는 1.7kg/m^2 이고 첫 번째 고유진동수는 78Hz이다.

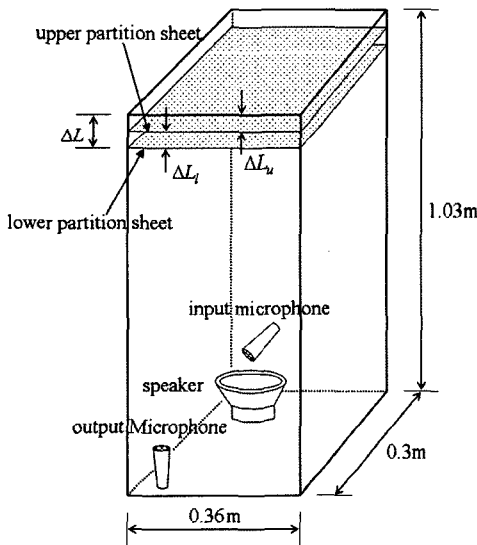


Fig. 7 Experiment set-up for verifying the validity of the double air-gap resonator

3.2 실험 결과 분석

Fig. 8은 에어갭 공명기가 설치 안 된 상태(강체벽 상태)에서 측정된 음향 응답을 보여준다. 여기서, 음향 공동의 높이 방향 첫 번째 음향 고유진동수가 165Hz임을 알 수 있으며, 이 진동수의 정수배에 해당하는 주파수 근처에서 340Hz, 517Hz, 695Hz의 음

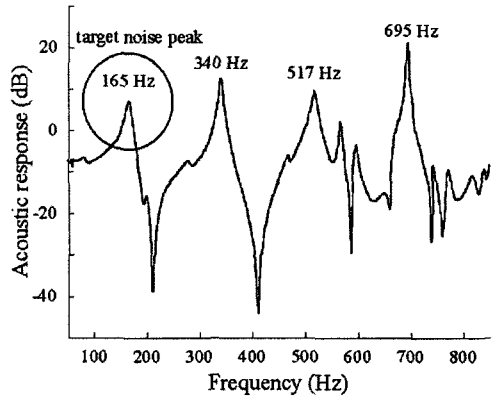


Fig. 8 Acoustic response of the box-shaped acoustic cavity when no air-gap resonator is installed.

향 공동의 높이 방향 고유진동수들이 존재하고 있음이 Fig. 8에서 확인되어진다. 본 실험에서는 음향 공동의 첫 번째 소음 피크를 제어하기위해 필요한 에어갭 두께에 대한 실험적 분석이 수행될 것이다.

3.2.1 전체 에어갭 두께 변화

Fig. 9는 11cm의 갭 두께를 가진 단층 에어갭 공명기에 의해 첫 번째 소음 피크가 제어(약 8dB 정도의 피크 레벨이 감소)되어지는 실험 결과를 보여준다. 반면에 복층 에어갭 공명기를 사용할 경우에는 단지 6cm (상단과 하단 갭 두께가 각각 3cm)의 갭 두께만이 필요함을 Fig. 10에서 확인할 수 있다. 즉, 복층 에어갭 공명기가 사용되어진다면, 단층 에어갭 공명기가 사용된 경우에 비해 약 45%의 갭 두께 절약 효과가 있음이 실험적으로 검증되어졌으며, 이 실

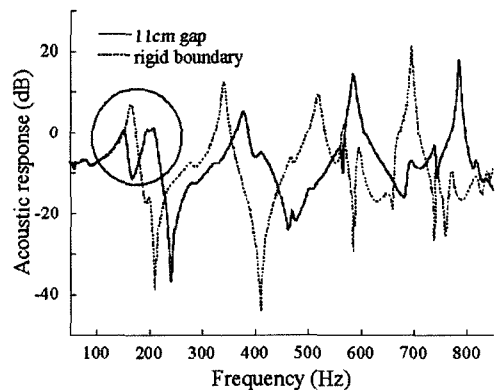


Fig. 9 Comparison of acoustic responses when a single air-gap resonator of gap thickness 11cm is installed and when no air-gap resonator is installed

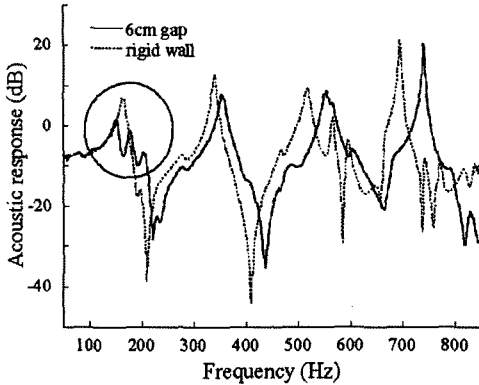


Fig. 10 Comparison of acoustic responses when a double air-gap resonator of gap thickness 6cm ($\gamma=0.5$) is installed and when no air-gap resonator is installed

험 결과는 앞에서 수행된 이론 해석 결과(2.2절의 2.2.1)를 잘 뒷받침해준다고 말할 수 있겠다.

한편 실험 결과를 이론 해석 결과와 비교해볼 때 정량적인 면에서 다소 차이가 존재하는데, 이는 실험 모델은 3차원 모델인데 반해 이론 모델은 1차원 근사 모델이기 때문이다.

3.2.2 상단과 하단 에어갭 두께 변화

복층 에어갭 공명기의 전체 갭 두께를 4cm로 고정된 상태에서 상단과 하단 갭 두께를 변화시켰을 때, 첫 번째 소음 피크가 어떻게 제어되는지에 대한 실험 결과가 Fig. 11에 제시되어 있다. Fig. 11에서 실선($\gamma=1/4$)은 상단과 하단 갭 두께가 각각 1cm와 3cm인 경우의 음향 응답을 보여주고 있으며, 점선($\gamma=3/4$)은 상단과 하단 갭 두께가 각각 3cm와 1cm

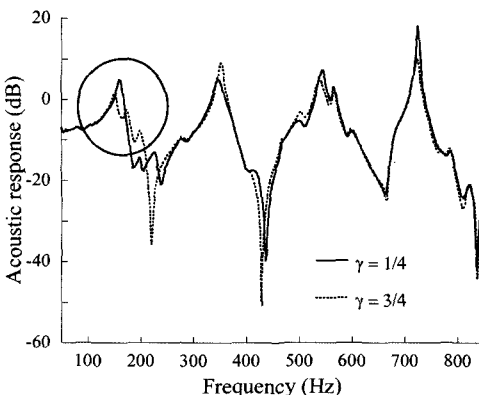


Fig. 11 Comparison of acoustic responses for $\gamma=1/4$ and $\gamma=3/4$ when the entire gap thickness is fixed as 4cm

인 경우의 음향 응답을 보여준다. 두 음향 응답을 비교해보면, 후자의 경우가 더 효과적으로 첫 번째 소음 피크를 제어하고 있음을 확인할 수 있다. 즉, 전체 갭 두께가 4cm 상태에서 상단 갭 두께를 하단에 비해 3배 크게 할 경우, 단지 4cm의 갭 두께로도 첫 번째 소음 피크를 제어할 수 있음이 확인되어 지고 있으며, 이러한 실험 결과는 2.2절의 2.2.2에서 예측된 이론 결과가 타당함을 뒷받침해준다. 한편 이 결과를 단층 에어갭 공명기를 사용한 경우(Fig. 9)와 비교해 본다면, 약 63%의 갭 두께 절약 효과가 있음을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 2005년도 한성대학교 교내 연구비 지원 과제임.

References

- 1) S. W. Kang, J. M. Lee and S. H. Kim, "Structural-acoustic Coupling Analysis on Vehicle Passenger Compartment with the Roof, Air-gap and Trim Boundary," *Journal of Vibration and Acoustics (ASME)*, Vol.112, No.3, pp.196-202, 2000.
- 2) S. W. Kang and J. M. Lee, "Sound Absorption Characteristics of Air-gap Systems in Enclosed Cavities," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.259, No.1, pp.209-218, 2003.
- 3) S. W. Kang and J. M. Lee, "Noise Reduction of an Enclosed Cavity by means of Air-gap Systems," *Int. J. Automotive Technology*, Vol.5, No.3, pp.209-213, 2004.
- 4) D. Reynolds, *Engineering Principles of Acoustics Noise and Vibration Control*, pp.333-344, Allyn and Bacon, 1981.
- 5) F. J. Fahy and C. Schofield, "A Note on the Interaction between a Helmholtz Resonator and an Acoustic Mode of an Enclosure," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.72, No.3, pp.365- 378, 1980.
- 6) A. Selamet and Z. L. Ji, "Circular Asymmetric Helmholtz Resonators," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.107, No.5, pp.2360-2369, 2000.