

승용차의 부밍 소음 저감에 관한 연구 A Study on the Reduction of Booming Noise of an Automobile

이상현, 강상욱, 최형길(서울대학교 대학원 기계설계학과),
이장무(서울대학교 기계설계학과), 성명호(현대자동차)

Sang Hyun Lee, Sang Wook Kang, Hyoung Gil Choi(Graduate School, Seoul National University),
Jang Moo Lee(Seoul National University), Myung Ho Sung(Hyundai Motor Company)

ABSTRACT

Recently many studies have been carried out to predict the characteristics of vehicle noise and to reduce the noise for enhancing the ride quality.

In this study, the structural-acoustic coupling theory and the acoustic finite element theory were reviewed, and the structural-acoustic coupling analysis was applied to an automobile. Because of nonuniformed lateral shape of a compartment cavity, the acoustic modes were calculated with 3-D finite element modeling. The structural modes were measured with the modal testing. Using the structural-acoustic coupling analysis, the modes which strongly coupled to the interior noise were identified and the boundary regions which could reduce noise level efficiently by structural modification were predicted.

1. 서론

최근 승용차의 승차감 향상을 위하여 차실 소음의 특성 예측과 소음 저감을 위한 많은 연구가 수행되었다. 차실의 소음원은 엔진과 동력전달장치 및 흡,배기 계통의 소음원과 노면가진에 의한 소음, 고속 주행시의 공기역학적인 소음원이 있다. 또한 전달 경로에 따라서는 고체전달 소음과 공기전달 소음으로 구분한다. 따라서 차실 소음의 저감을 위해서는 진동 및 소음원의 특성 해석과 동시에 전달 경로에 관한 해석이 동시에 요구된다. 전자의 경우 각 요인별로 독립적인 연구가 가능하므로 진동-소음의 저감을 위한 많은 실제적인 방안이 수립되어 왔으나, 후자, 특히 고체전달 소음의 경우는 승용차의 설계 문제로서 차체 및 차실 전체의 진동 및 음향 해석을 필요로 한다.

본 연구에서는 구조-음향 연성에 관한 이론과 음향 유한요소해석이론을 검토하고, 차실 모델에 관한 구조-음향 연성계의 해석을 실차에 적용시켜 보았다. 즉 실차의 음향-진동 모드 특성을 유한요소해석과 모드 시험을 통하여 고찰하고, 내부 소음에 관계되는 진동-음향 모드를 규명하였다. 또한 모드 사이의 연성 관계를 해석함으로써 실차의 소음 저감을 위한 유용한 정보를 제공하였다.

음향 모드 해석을 위해서는 2차원 모델링에 의한 해석으로 해석의 효율성을 기대할 수 있으나, 일반적인 실

차의 경우에는 차실 내부 형상이 차실 횡방향으로 일정하지 않으므로 3차원 해석이 요구된다. 본 연구에서는 3차원 음향요소를 사용하여 실제에 근사한 음향 모드 특성을 결정할 수 있었으며, 모드 시험을 통하여 결정된 진동 모드와의 연성관계를 해석하였다.

2. 이론적 고찰

2.1 압력의 정식화

밀폐된 공동에서의 음압에 관한 파동방정식은 매질을 균질의 등방성 및 완전 탄성과 미소진폭의 진동으로 가정하고 점성과 상태방정식에서의 열전도효과를 무시할 때, 기체의 상태방정식, 연속방정식과 운동방정식으로부터 다음과 같이 주어진다[3].

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

여기서 c 는 매질내의 음속이고, 압력 p 는 공간좌표와 시간의 함수로서 시간의 조화함수와 공간함수의 곱으로 가정하면,

$$p = p_0 e^{i\omega t}, \quad u = u_0 e^{i\omega t} \quad (2)$$

이다. 이 식을 식(1)에 대입하면 헬름홀츠 방정식(Helmholtz equation)을 얻을 수 있다.

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0, \quad (k = \omega/c) \quad (3)$$

차실내부의 음향 공동의 경계조건은 다음과 같다.

$$\text{개방경계: } p = 0 \quad (4)$$

$$\text{강체경계: } \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad (5)$$

$$\text{탄성경계: } \frac{\partial p}{\partial n} = -\rho \omega u_n \quad (6)$$

$$\text{흡음경계: } \frac{\partial p}{\partial n} = -\rho \omega \frac{p}{Z} \quad (7)$$

여기서 ρ 는 공기의 밀도이고, u_n 는 경계면 속도이고, n 은 경계면의 법선방향 벡터이며, Z 는 흡음경계면의 음압 임피던스이다.

2.2 음압에 관한 해석

일반적인 3차원 음장내에서의 음향 응답은 그린함수를 사용하여 결정한다[4]. 그린함수 G 는 다음의 방정식을 만족시킨다.

$$\nabla^2 G(r, r_0) + (\omega/c)^2 G(r, r_0) = -\delta(r - r_0) \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \delta(r - r_0) &= 0 \quad (r \neq r_0) \\ &= \infty \quad (r = r_0) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\int_R \delta(r - r_0) dr = 1$$

G 는 r_0 에서의 단위 음원에 의한 음압응답의 공간분포를 나타낸다. 식(8)에 $P(r_0)$ 를 곱한후 식(3)에 $G(r, r_0)$ 를 곱하여 빼면 다음과 같다.

$$P(r_0) \nabla^2 G(r, r_0) - G(r, r_0) \nabla^2 P(r_0) = -P(r_0) \delta(r - r_0) \quad (10)$$

식(10)을 음장 R 에서 변수 r_0 에 대하여 적분하고 그린의 제2정리와 식(9)에 의해 음압은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P(r) = \int_S \left\{ G(r, r_0) \frac{\partial P(r_0)}{\partial n_0} - P(r_0) \frac{\partial G(r, r_0)}{\partial n} \right\} dS_0 \quad (11)$$

식(11)의 두번째항에서 $P(r_0)$ 를 소거하기 위해

$$\frac{\partial G(r, r_0)}{\partial n_0} = 0 \quad (12)$$

따라서 식(11)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$P(r) = \int_S G(r, r_0) \frac{\partial P(r_0)}{\partial n_0} dS_0 \quad (13)$$

그런 함수를 강체벽을 가지는 공동의 음향 모드의 급수로 전개하면 다음과 같다.

$$G(r, r_0) = \sum_i a_i(r_0) \phi_i(r) \quad (14)$$

$$\text{where } \nabla^2 \phi_i + k_i^2 \phi_i = 0, \quad \partial \phi_i / \partial n_0 = 0$$

식(14)의 그린 함수가 식(8)을 만족시키고, 음향 모드의 직교성으로부터 계수 a_i 를 결정할 수 있으며, 그린 함수는 다음과 같이 표시된다.

$$G(r, r_0) = c^2 \sum_i \frac{\phi_i(r) \phi_i(r_0)}{\Omega_i^2 - \omega^2} \quad (15)$$

$$\text{where } \Omega_i^2 = c^2 k_i^2, \quad \int_R \phi_i \phi_j dV = \delta_{ij}$$

2.3 경계면의 진동

승용차 차실의 경계면의 진동은 구조물의 유한요소 해석이나 모드시험을 통하여 그 운동을 나타낼 수 있다. 경계면의 각 절점에서의 운동방정식을 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\} \quad (16)$$

비감쇠계의 경계면의 절점 변위는 전개정리로부터 다음과 같이 표시된다[5].

$$\{u\} = \sum_i \frac{\{u_i\}^T \{F\}}{\lambda_i^2 - \omega^2} \{u_i\} \quad (17)$$

$$\{u_i\}^T [M] \{u_j\} = \delta_{ij} \quad (18)$$

$$\{u_i\}^T [K] \{u_j\} = \omega_i^2 \delta_{ij} \quad (19)$$

경계면에서 절점 변위의 법선성분 X 는 절점변위로부터 변환행렬 $[T]$ 를 사용하여 나타낼 수 있다. 즉,

$$X_i(r_0) = [N] \{X_i\} = [N][T] \{u_i\} \quad (20)$$

$$\text{따라서, } X(r_0) = \sum_i \frac{\{u_i\}^T \{F\}}{(\lambda_i^2 - \omega^2)} X_i(r_0) \quad (21)$$

2.4 구조-음향 연성계의 해석

경계면상에서의 압력구배의 법선성분이 주어지면 음장내의 임의 위치에서의 압력이 결정된다. 차실의 경계면을 탄성경계면으로 가정하면 경계면의 조화운동에

의한 압력구배를 고려하여 다음의 경계조건을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial P(r_0)}{\partial n_0} = \rho \omega^2 X(r_0) \quad (22)$$

그리고 식(14)와 식(21)을 식(13)에 대입하여 내부음압에 관한 식을 얻을 수 있다[6].

$$P(r) = \rho \omega^2 c^2 \sum_i \sum_j \frac{\phi_i(r) C_{ij} \{u_j\}^T \{F\}}{(\Omega_i^2 - \omega^2)(\lambda_j^2 - \omega^2)} \quad (23)$$

$$\text{where } C_{ij} = \int_S \phi_i(r_0) X_j(r_0) dS_0$$

식(22)를 다시 쓰면,

$$P(r) = \rho \omega^2 c^2 \sum_i \frac{\phi_i(r) \sum_j \{u_j\}^T \{F\} C'_{ij}}{(\Omega_i^2 - \omega^2)} \quad (24)$$

$$- \rho \omega^2 c^2 \sum_j \frac{\{u_j\}^T \{F\} \sum_i \phi_i(r) C'_{ij}}{(\lambda_j^2 - \omega^2)}$$

$$\text{where } C'_{ij} = \frac{C_{ij}}{\lambda_j^2 - \Omega_i^2} \quad (25)$$

C_{ij} 와 C'_{ij} 은 구조진동모드와 음향모드 사이의 연성관계를 표시하는 변수이다. 그리고 C'_{ij} 는 식(25)에서 보는 바와 같이 구조 및 음향 고유진동수 사이의 근접도도 고려한 계수이다. 식(23)과 식(24)로부터 내부 압력 스펙트럼은 구조 고유진동수와 음향 고유진동수에서 피크가 발생함을 알 수 있다. 이 피크의 크기는 가진위치나 측정위치 및 두 모드의 고유진동수의 근접도에 의해서도 영향을 받는 것으로 나타난다. C'_{ij} 은 외부하중 조건이나 내부의 측정위치에 무관하게 구조-음향계의 고유특성만으로 결정되는 인자이다. 따라서, 가진력의 스펙트럼이나 가진위치의 복잡성 등으로 진동 및 소음응답에 대한 명확한 해석이 어려운 자동차 구조물의 경우, 차체 진동에 의한 내부소음의 특성을 예측하고 그 저감 대책을 세우는 데 있어 중요한 인자로 활용될 수 있다.

3. 차실의 음향모드 해석

3.1 음향 유한요소 모델링

차실에 대한 음향모드해석을 수행하였다. 차실벽은 체벽으로 가정하고, 시트도 강체벽으로 모델링하였다. Fig. 1과 같이 절점 830개로 된 568개의 요소를 사용하여 모델링하였다.

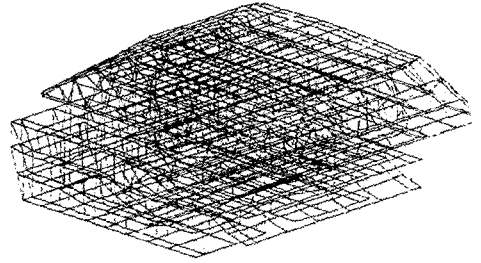


Fig. 1 Acoustic finite element model

3.2 음향모드 측정

Fig. 2와 같은 실험장치를 이용하여 실제 차량의 차음향모드를 측정하였다. 그리고 Fig. 3에 내부음압 스펙트럼을 나타내었다. 또한 강체경계조건을 가지는 모델에 대한 수치해석결과와 실제 차량의 음향 모드실험 결과를 Table 1에 비교하였다.

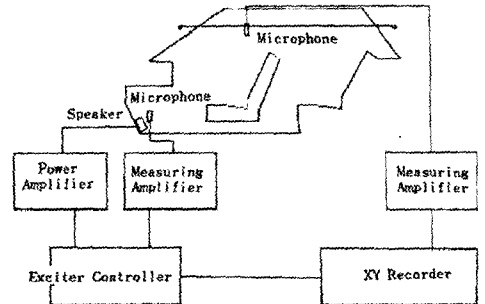


Fig. 2 Experimental set-up for measuring acoustic normal modes and frequencies

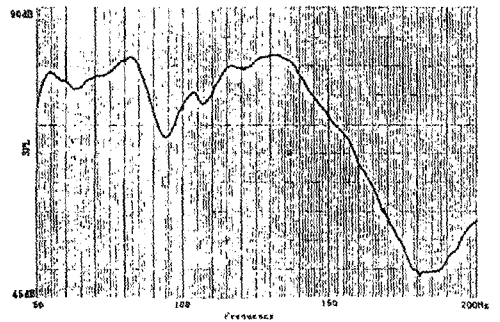


Fig. 3 SPL at rear seat-right hand side in car cavity

Table 1 Acoustic natural frequencies by FEM and experiment (Hz)

No.	FEM	Experiment
1	82.12	84.5
2	101.75	103.0
3	140.86	131.7
4	142.37	136.0

4. 차체 구조 진동 실험

4.1 실험의 개요

구조물 형상의 복잡성, 결합부, 내장재의 사용으로 유한요소 해석을 위한 모델링이 어렵기 때문에 본 연구에서는 연성해석에 필요한 구조 진동모드를 실험을 통하여 결정하였다. Fig. 4에 측정위치와 가진위치를, Fig. 5에 실험장치를 나타내었다.

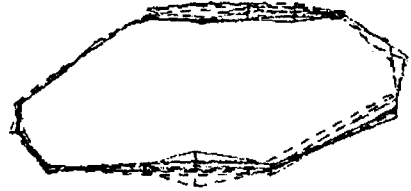


Fig. 7 2nd structural mode by modal testing

4.2 실험 결과

Fig. 6에 차체천정 부분에서의 가속도 응답을 나타내었고, Fig. 7에 2차 구조모드를 나타냈다. 모드 해석결과 35.1Hz까지의 3개의 모드는 전체적인 링 모드를 보이고, 44.2Hz의 모드는 바닥 앞부분의 변형이 큰 비대칭모드를 나타낸다. 또한 51.2Hz의 모드는 앞유리부분의 변형이 큰 대칭모드이고 62.6Hz이상의 모드는 천정의 변형이 큰 대칭모드이다.

Table 2 Structural natural frequencies by modal testing (Hz, %)

No	Freq.	Damp.	No	Freq.	Damp.
1	23.12	2.87	8	62.60	5.81
2	28.18	3.36	9	78.06	3.10
3	35.10	3.06	10	93.54	1.54
4	38.66	3.84	11	105.02	2.22
5	41.49	2.30	12	135.28	1.82
6	44.28	1.41	13	159.28	2.05
7	51.08	4.14			

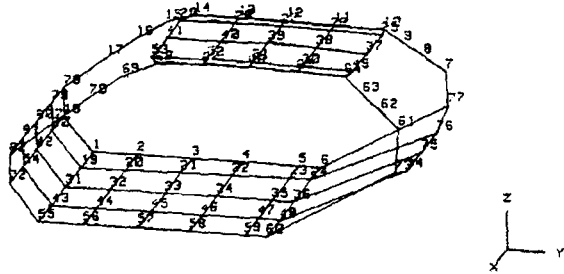


Fig. 4 Measurement point for modal testing

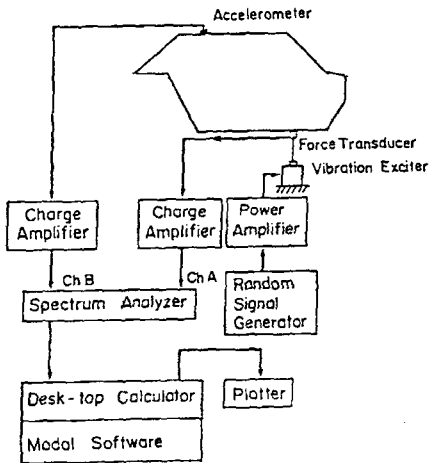


Fig. 5 Experimental set-up for modal testing

5. 차체 진동-차실 음향계의 해석

5.1 구조-음향 연성 해석과 실험 결과와의 비교

주파수 범위는 0~200Hz로, 구조모드 13개와 강제모드를 제외한 5개의 음향모드를 연성해석에 이용하였다. 구조-음향 연성계수를 Table 3에 나타냈다.

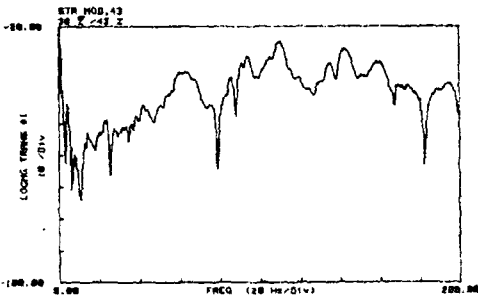


Fig. 6 FRF(Inertance) at point #43(z)

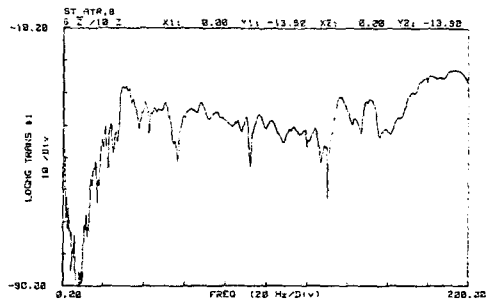


Fig. 8 Structural-acoustic FRF measured at front seat-lefthand side

Table 3 Acoustic-structural coupling coefficient

AC	82.12	101.75	140.86	142.37	153.73
23.12	-1.961 0.8	-0.543 0.14	-0.85 0.11	-1.166 0.15	1.025 -0.11
28.18	-2.864 1.22	-6.66 1.76	9.228 1.24	-1.839 0.24	-9.83 1.09
35.10	2.73 0.43	1.72 0.377	1.0 0.14	-1.18 0.157	1.25 0.14
38.66	0.7 0.06	0.66 0.12	1.56 0.22	-1.33 0.18	0.79 -0.089
41.49	0.39 -0.16	0.38 -0.11	0.36 -0.05	0.255 -0.03	0.22 0.02
44.28	1.68 0.89	1.60 0.48	1.73 0.25	-1.27 0.177	-0.746 0.087
51.08	1.3 0.2	-4.1 1.52	-5.13 0.76	-3.37 0.48	7.51 0.91
62.60	-2.4 0.3	-3.760 0.7	-5.78 0.23	-1.11 0.17	3.01 0.387
78.06	0.18 0.077	0.13 0.08	0.18 0.03	-0.18 0.02	0.1 0.15
93.54	0.45 0.07	-0.52 0.283	-0.9 0.21	-0.2 0.24	0.72 0.12
105.02	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00
135.28	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00
159.28	0.26 0.11	0.18 0.03	0.25 0.02	-0.088 0.04	-0.09 0.13

Table 3에서 보듯이 100Hz이상의 구조모드는 음향모드와 거의 연성이 이루어지지 않음을 알 수 있다. 그리고 2차 구조모드는 다른 구조모드에 비하여 대체로 연성계수가 크게 나타났고, 8차 구조모드는 2차 음향모드와 연성된다.

Fig. 8에 차체 가진에 의한 소음응답을 나타낸다. 가진점은 차체 왼쪽 앞부분의 엔진마운트부분이고, 응답점은 운전석 앞부분이다.

5.2 연성해석에 의한 응용

2차 구조모드의 기여도를 Fig. 9에 도시하였다. 이 모드에 의한 소음을 낮추기 위한 구조보강 대신에 이와 같은 효과가 나타나도록 모드를 변화시켜서 연성계수의 변화를 확인해 보았다.

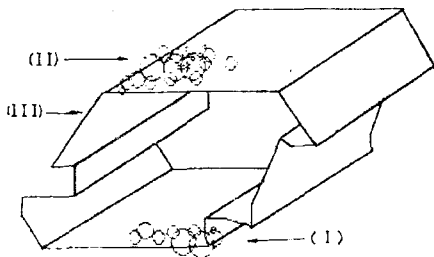


Fig. 9 Boundary contribution to C_{12}

경계면에서의 기여도가 가장 큰 부분과 작은 부분의 구조모드를 0.6배로 변경하여 연성계수를 구하고 이를 Table 4에 나타냈다. 기여도가 가장 큰 부분의 구조보강이 연성도를 가장 많이 줄일 수 있음을 확인하였다.

Table 4 Modified coupling coefficient C_{12}

	Orig.	I	II	III
1 (82.12)	-2.864 1.22	-2.3 (20%) 0.976	-1.85 (35%) 0.798	-2.377 (17%) 1.01
2 (101.75)	-6.66 1.76	-5.04 (24%) 1.34	-5.74 (14%) 1.52	-6.33 (4.9%) 1.676
3 (140.86)	-9.228 1.24	-8.08 (12%) 1.08	-6.56 (29%) 0.88	-8.33 (9.7%) 1.12
4 (142.37)	-1.839 0.24	-1.04 (43%) 0.13	-1.2 (35%) 0.15	-1.69 (8.1%) 0.22
5 (153.73)	-9.83 1.09	-8.23 (16%) 0.91	8.09 (18%) 0.9	-9.38 (4.6%) 1.04

6. 결론

본 연구에서는 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 연성해석에서 28.18Hz의 구조모드와 2차, 3차 음향모드가 강하게 연성됨을 알 수 있었고, 이는 실험에 의한 소음스펙트럼에서 확인하였다.
- 2) 이 모드에서 기여도가 가장 큰 부분은 차체바닥 뒷부분과 차체천정 앞부분임을 알 수 있었다.
- 3) 구조 보강에 의한 연성계수의 감소로 실제차의 구조 변경 방안으로 소음레벨이 감소할 것으로 예상된다.
- 4) 80Hz이상의 주파수 범위에서는 구조 진동 모드의 복잡성, 구조 및 음향 모드들의 큰 감소 및 심한 연성으로 피크가 뚜렷하지는 않으나 비교적 큰 소음 레벨을 보이고 있다.
- 5) 명확한 모델링이 어려운 실차의 경우 차실 소음의 예측 및 저감을 위해 연성 계수를 사용하는 것이 효과적이다.

참고문헌

1. 김석현, "승용차 차체 구조 모델의 진동 및 소음 특성에 관한 연구," 서울 대학교 공학 박사학위 논문, 1987
2. D. J. Nefske, J. A. Wolf Jr., L. J. Howell, "Structural-Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger Compartment: a Review of Current Practice," J. of Sound and Vib., Vol.80, 1982
3. L. E. Kinsler, A. R. Frey, "Fundamentals of Acoustics," John Wiley & Sons Inc., 1982
4. P. M. Morse, K. U. Ingard, "Theoretical Acoustics," McGraw-Hill Book Company, 1968
5. L. Meirovitch, "Analytical Methods in Vibrations," Macmillan Company, 1967
6. T. L. Richards, "The Reduction of Structural Acoustic Coupling in Car Bodies," Canfield Institute of Technology, Ph.D Thesis, 1982