

〈논 문〉

구조-음향 모드 비연성에 의한 차량의 부밍 소음 저감

Booming Noise Reduction of Passenger Cars by Mode Decoupling of Structural-Acoustic Systems

고 강 호* · 이 장 무**

Kang-Ho Ko and Jang-Moo Lee

(1999년 4월 21일 접수 : 1999년 6월 10일 심사완료)

Key Words : Booming Noise(부밍 소음), Structure-borne Noise(구조기인 소음), Vibro-acoustical Reciprocity(구조-음향 상반원리), Coupling Coefficient(연성계수), Semi-coupling(반연성)

ABSTRACT

The reduction of booming noise level and improvement of sound quality in the vehicle interior have been major fields of vehicle NVH for many years. In order to reduce the booming noise this paper proposed a system variable, which takes account of mode shapes and natural frequencies of the structural-acoustic system, measurement points and excitation frequency. By simplifying the system variable, the major contributors of panels including roof, roof lining, wind shield glasses, doors and floor to booming noise at a specific frequency was experimentally found. Also the relationships between structural modes of roof lining, one of the major contributors, and acoustic modes of compartment cavity were investigated from the viewpoint of structure-borne noise. In addition, the roof lining was modified structurally by applying marble sponge to the gap between roof and roof lining. As the result of structural modification, the booming noise was reduced at target frequency.

1. 서 론

차실 내에서의 주행 소음은 중요한 차량 성능의 하나로 인식되어지고 있으며, 소음 수준(noise level) 뿐만 아니라 음질(sound quality)의 개선을 위한 노력들이 시도되고 있다. 이 두 가지 측면에서 볼 때 500 Hz 미만의 소음은 매우 중요한데, 이러한 소음은 대부분 차실 음향 공간을 형성하는 패널(panel)의 진동에 의하여 발생하는 구조 기인 소음(structure-borne noise)이다. 특히 200 Hz 미만의

비교적 낮은 주파수 영역에서 발생하는 부밍 소음(booming noise)은 음향 공간과 연관되어 높은 음압을 발생시키므로 음질을 떨어뜨리는 작용을 하게 된다.

부밍 소음은 구조계와 음향계를 동시에 고려함으로써 그 특성을 파악할 수 있는데, 음향계가 구조계에 영향을 많이 주지 않을 경우 반연성(semi-coupling) 이론을 적용할 수 있다. 이와 관련하여 Sung, Nefske, Yashiro 등은 차량 실내 소음에 연성 이론을 적용하였고,^(1,2) 김석현과 성명호는 연성계의 음향 모드와 구조 모드의 형상을 고려한 연성계수를 이용하여 소음 특성을 해석하였다.^(3,4) 그리고 구조-음향 연성계에 대한 민감도 해석과 최적화 기법에 대한 연구도 많이 수행되고 있다.^(5,6)

* 정회원, 대우자동차 기술연구소

** 정회원, 서울대학교 공과대학 기계설계학과

본 연구에서는 문제가 되는 특정 주파수에서 구조 진동에 의한 내부 소음의 기여도를 구조의 위치별로 파악하기 위하여 구조계와 음향계 각각의 모드 형상 및 고유진동수, 가진/측정점의 위치 그리고 가진 주파수가 고려된 시스템 변수를 제안하였다. 제안된 변수를 이용하여 차량의 특정 주파수의 부밍 소음에 영향을 미치는 패널의 기여도를 실험적으로 측정하였으며, 구조변경을 통하여 부밍 소음을 저감하였다.

2. 이론적 배경

차실과 같이 패널 구조로 둘러싸인 음향 공동(acoustic cavity) 내에서의 구조 진동에 의한 음향의 음압 $P(r, \omega)$ 은 다음과 같이 구조 가진력, 음향 모드, 구조 모드 등의 함수로 나타낼 수 있다.⁽⁷⁾

$$P(r, \omega) = -\rho c^2 \omega^2 \sum_i \sum_j \frac{\phi_i(r) \{X\}_j^T \{F\} C_{ij}}{(\Omega_i^2 + j\Omega_i^2 \zeta_{ai} - \omega^2)(\lambda_j^2 + j\lambda_j^2 \zeta_{sj} - \omega^2)} \quad (1)$$

여기서

$$C_{ij} = \int_S \phi_i(r_s) \psi_j(r_s) dS \quad (2)$$

ϕ_i : Acoustic-pressure mode shape corresponding to the natural frequency Ω_i of the rigid-walled space

ψ_j : *In vacuo* normal surface mode shape of structure corresponding to the natural frequency λ_j

S : Total surface area of the structure

$\{F\}$: Vector of mechanically applied forces

$\{X\}$: *In vacuo* modal displacement vector of structure

ζ_a : Damping loss factor of acoustic cavity mode

ζ_s : Damping loss factor of structure mode

식 (2)에 나타나 있는 것과 같이 연성계수(coupling coefficient) C_{ij} 는 음향 모드와 구조 모드 사이의 연성도를 나타내는데, 모드의 형상은 고려되거나 가진점 및 측정점 그리고 주파수의 영향이 포함되지 않은 시스템 변수이다.

외력이 구조의 특정 지점 r_o 에만 작용될 때 식 (1)은 다음 식과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{P(r, \omega)}{F(r_o)} = -\rho c^2 \omega^2 \sum_i \sum_j \frac{\phi_i(r) X_j(r_o) C_{ij}}{(\Omega_i^2 + j\Omega_i^2 \zeta_{ai} - \omega^2)(\lambda_j^2 + j\lambda_j^2 \zeta_{sj} - \omega^2)} \quad (3)$$

식 (3)은 구조에 가해진 단위 하중에 대한 음압의 크기를 나타내는 소음 전달 함수(noise transfer function)이다. 이 식을 새로운 변수 R_{ij} 을 정의하여 나타내면 다음과 같이 간단하게 표현된다.

$$\frac{P(r, \omega)}{F(r_o)} = -\rho c^2 \omega^2 \sum_i \sum_j R_{ij}(r, r_o, \omega) \quad (4)$$

여기서

$$R_{ij}(r, r_o, \omega) = \frac{\phi_i(r) X_j(r_o) C_{ij}}{(\Omega_i^2 + j\Omega_i^2 \zeta_{ai} - \omega^2)(\lambda_j^2 + j\lambda_j^2 \zeta_{sj} - \omega^2)} \quad (5)$$

이 시스템 변수 R_{ij} 는 구조와 음향의 경계면에서의 각각의 모드 형상 및 고유진동수의 근접성을 고려할 뿐만 아니라 가진점(r_o)과 측정점(r)의 위치 그리고 가진 주파수가 고려된 변수이다. 그러므로 R_{ij} 를 이용함으로써 문제가 되는 특정 주파수에서 구조 진동에 의한 내부 소음의 기여도를 구조의 위치별로 파악할 수 있으므로 구조 변경에 의한 소음저감 대책을 수립할 수 있다.

3. 부밍 소음(Booming Noise) 개선

3.1 소음 현상

부밍 소음 개선 대상 차량(배기량이 1,500 cc인 소형 세단(sedan)형 승용차)의 소음 특성을 파악하기 위하여 가속 주행(wide-open throttle, WOT)시의 실내 소음을 차량의 앞 좌석(front seat)과 뒤 좌석(rear seat)에서 각각 측정하였다. Fig. 1은 앞 좌석 과 뒤 좌석에서 측정한 음압의 주파수 특성을 보여주고 있다. 대부분의 세단형 차량에서와 같이 뒤 좌석에서의 소음이 전체적으로 크게 나타나고 있으며, 엔진 2차 오더(order) 성분이 뚜렷하게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 특히 3700 rpm 부근과 4400

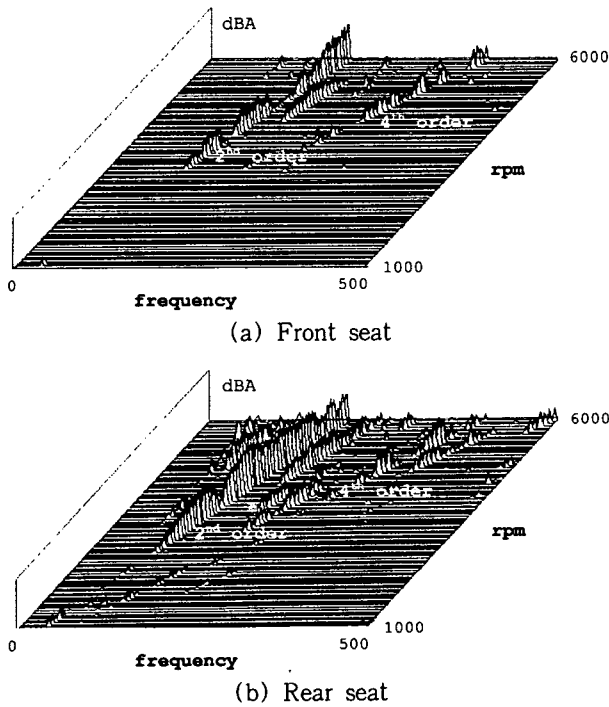


Fig. 1 Frequency characteristics of interior noise

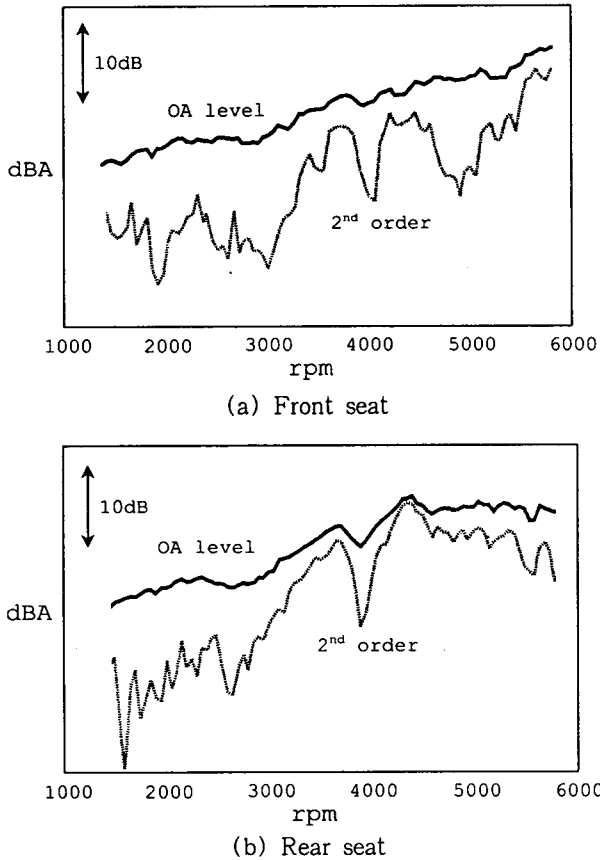


Fig. 2 Overall level and second order of interior noise

rpm 부근에서 엔진 2차 오더 성분의 소음이 크게 발생하고 있다.

또한 Fig. 2는 엔진 회전수(rpm)에 따른 전체 (overall) 소음과 2차 오더 성분의 소음 레벨을 나타내고 있다. 앞 좌석의 경우에는 특별한 부밍 소음이 발생하는 구간이 존재하지 않으나, 뒤 좌석의 경우에는 3700 rpm과 4400 rpm을 전후로 큰 부밍 소음이 발생하고 있다. 이것은 주로 엔진 2차 오더 성분에 의하여 발생되고 있으며, 그 주파수 성분은 각각 123 Hz와 146 Hz에 해당된다. 부밍 소음에 영향을 미치는 차실 공간의 공명 모드는 일반적인 세단형 승용차에서 전후 방향의 1차(70~90 Hz)와 2차(130~170 Hz), 좌우 방향의 1차(120~140 Hz) 그리고 상하 방향의 1차(130~170 Hz) 모드 등이다.⁽⁸⁾ 보통 전후 방향의 1차와 2차 모드는 앞 좌석 부근에 절면(nodal surface)이 위치하고 뒤 좌석 부근에 반절면(anti-nodal surface)이 위치하게 된다. 그러므로 구조와 음향의 공진에 의한 부밍 소음은 앞 좌석보다 뒤 좌석에서 크게 발생하는 경향이 있다. 이 현상으로 미루어 볼 때, 3700 rpm과 4400 rpm에서 발생하고 있는 부밍 소음은 외부 가진력에 의한 차체 구조와 차실 음향의 공진에 의하여 발생하는 것으로 판단된다.

3.2 기여도 분석

특정 rpm(또는 주파수)에서 발생하는 부밍 소음은 일반적으로 하나의 음향 모드(k)와 하나의 구조 모드(l)의 공진에 의하여 발생된다. 그러므로 식(4)의 이중합(double summation) 부분은 다음과 같이 근사될 수 있다.

$$\sum_i \sum_j R_{ij}(r, r_o, \omega) \approx R_{kl}(r, r_o, \omega) \quad (6)$$

이때 특정 주파수 ω_o 에서 발생하는 부밍 소음은 계수 R_{kl} 에 비례하게 되며, 구조와 음향의 댐핑(damping)을 무시할 때 다음 식과 같이 표현된다.

$$\frac{P(r, \omega_o)}{F(r_o)} \propto R_{kl}(r, r_o, \omega_o) = \frac{\phi_k(r) X_l(r_o) C_H}{(\Omega_k^2 - \omega_o^2)(\lambda_l^2 - \omega_o^2)} \quad (7)$$

즉, ω_o 에서 발생하는 부밍 소음은 음향 고유진동수 Ω_k 와 구조 고유진동수 λ_l 가 ω_o 에 근접할 때 크게 되고, 음향 모드 k 의 반절면(anti-nodal surface) 지점에서 크게 발생된다.

3700 rpm 부근에서 발생하는 부밍 소음에 대한

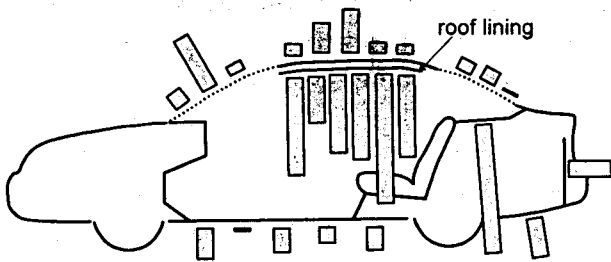


Fig. 3 Contribution of panels to 123 Hz booming noise

각 패널의 기여도를 실험적으로 측정하기 위하여 구조-음향 상반원리(vibro-acoustical reciprocity)를 이용하여 식 (7)의 $P(r, \omega_0)/F(r_0)$ 를 측정하였다. Fig. 3은 각 패널에 대한 $P(r, \omega_0)/F(r_0)$ 의 크기를 상대적인 길이로 나타내고 있는데, 여기서 ω_0, r, r_0 은 각각 123 Hz, 뒤 좌석, 차실을 둘러싸고 있는 각 패널에 해당된다. 이것은 뒤 좌석에서 발생하는 3700 rpm(123 Hz) 부근의 부밍 소음에 기여하는 각 패널별 기여도이다.

Fig. 3에 나타나 있는 것과 같이 루프 라이닝(roof lining)과 뒤 파셀 셸프(rear parcel shelf)에서 기여도가 큰 것으로 측정되었다. 루프 라이닝은 외관 및 고주파 음의 흡/차음을 목적으로 적용되는 곡률을 가진 넓은 패널로서, 차실 내부에서 루프와 갭(gap)을 두고 장착되므로 이것이 음향 모드와 공진을 일으킬 경우 큰 부밍 소음을 발생시킬 수 있다. 또한 파셀 셸프는 차실의 뒤 쪽에 위치하고 있기 때문에 모든 차실 음향 모드의 반절면과 일치하게 되므로 차실 음향 모드와 공진을 일으킬 가능성이 큰 패널이다.

3.3 구조 변경

차실 음향 모드의 형상 및 주파수는 음향 공동의 형상에 의하여 결정되므로 변경이 매우 어렵기 때문에 루프 라이닝의 구조변경을 통하여 부밍 소음을 저감하는 것이 효과적이다. 루프 라이닝과 차실 공

Table 1 Natural Frequencies in the vicinity of 123 Hz booming frequency

| Cavity | Roof lining | |
|--------|-------------|----------|
| | Original | Modified |
| 85 Hz | 108 Hz | 111 Hz |
| 121 Hz | 129 Hz | 136 Hz |
| 140 Hz | 148 Hz | 160 Hz |

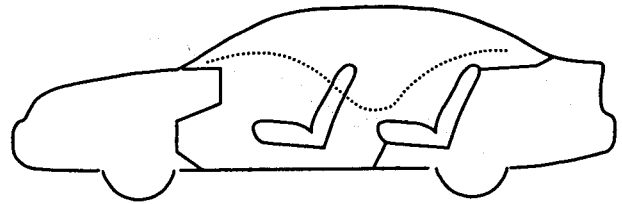


Fig. 4 Mode shape of the cavity corresponding to the natural frequency 121 Hz

동의 연관성을 파악하기 위하여 각각에 대하여 모드 형상 및 고유진동수를 측정하였다. Table 1은 부밍 소음이 발생하는 123 Hz 부근에 위치하고 있는 각각의 고유진동수를 나타낸다.

식 (7)을 고려할 때 주파수 근접도 측면에서 음향 121 Hz와 루프 라이닝 129 Hz의 모드가 123 Hz에 근접해 있으며, 또한 Fig. 4에 나타나 있는 것과 같이 음향 121 Hz의 모드는 뒤 좌석에 반절면이 위치하기 때문에 $\phi_k(r)$ 가 큰 값을 가지게 되므로 이 두 모드의 공진이 뒤 좌석에서 발생하는 부밍 소음에 크게 영향을 미치는 것으로 판단할 수 있다.

루프 라이닝의 129 Hz에 해당하는 고유진동수와 고유 모드를 변경시킴으로써 부밍 소음을 저감하기 위하여 루프 라이닝과 루프의 고유 진동 특성을 파악하였다. 루프는 125 Hz 부근에 하나의 고유 모드가 있는데, 이 모드는 Fig. 5에서와 같이 루프의 앞 부분에서 변위가 크게 발생하는 모드 형상을 가지고 있다. 또한 루프 라이닝의 129 Hz 모드는 전후 방향으로 여러 개의 절면을 갖는 굽힘 모드로서 앞뒤 부분에서 변위가 유사하게 발생하고 있다. 이러한 루프 라이닝과 루프의 모드 형상을 고려하여 루프 라이닝과 루프의 갭(gap)에 500 × 50 × 20 mm의 마

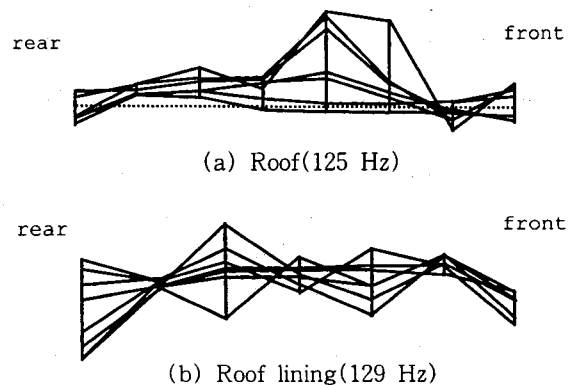
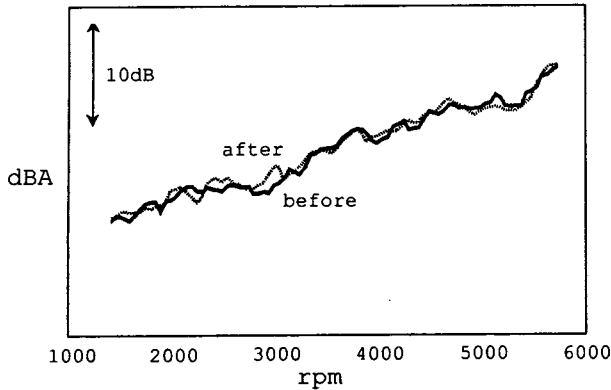
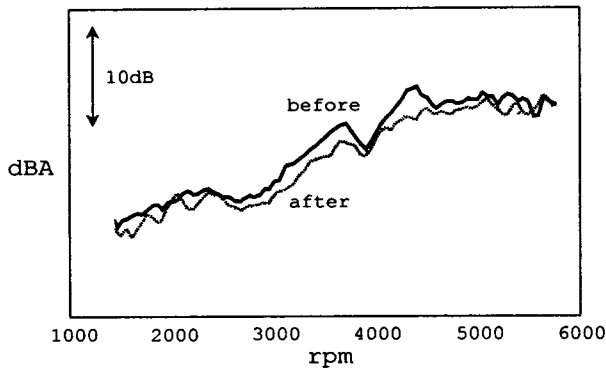


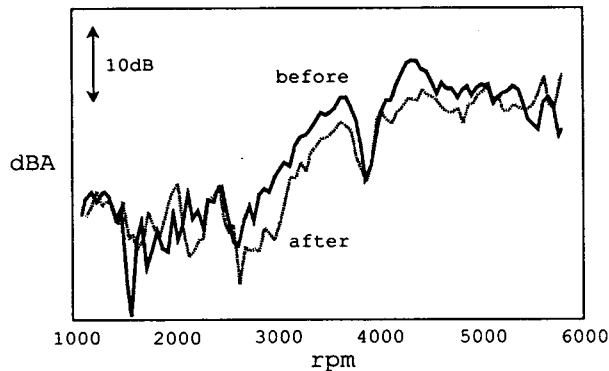
Fig. 5 Mode shapes of roof and roof lining



(a) OA noise level at front seat



(b) OA noise level at rear seat



(c) Second order of interior noise at rear seat

Fig. 6 The effects of structural modification

블 스폰지(marble sponge)를 적용하였다. 이 구조 변경으로 인하여 루프 라이닝의 고유진동수와 모드 형상이 변하게 되었는데, Table 1에 나타나 있는 것과 같이 고유진동수는 121 Hz 음향 고유진동수로부터 멀리 떨어진 주파수에 위치하고 있다.

이러한 고유진동수의 이동은 공진 주파수의 근접도를 떨어뜨림으로써 루프 라이닝과 차실 음향 공간의 공진에 의한 부밍 소음을 줄이는 작용을 하고 있

다. Fig. 6은 구조변경 전후에 대하여 앞/뒤 좌석에서의 실내 소음을 비교한 것이다. 앞 좌석의 경우 변경 전후 소음의 변화는 없었으나, 뒤 좌석의 경우 소음 저감 대상인 엔진의 3700 rpm 부근에서의 부밍 소음이 개선되었는데, 주로 엔진 2차 오더 성분의 소음 저감에 의한 것임을 알 수 있다. 또한 엔진의 4400 rpm 부근의 146 Hz 성분의 부밍 소음도 개선이 되었는데, 이것은 140 Hz의 차실 음향 모드와 연성되었던 148 Hz의 루프 라이닝의 고유진동수가 부가적으로 이동되었기 때문인 것으로 판단된다.

4. 결 론

음향 공동내의 음압에 대한 구조의 기여도를 나타내기 위하여 새로운 시스템 변수를 제안하였다. 이 변수는 구조와 음향의 모드 형상 및 고유진동수 뿐만 아니라 가진점과 측정점의 위치 그리고 가진 주파수로 표현되기 때문에, 구조 가진에 의하여 발생하는 소음을 저감하는데 효과적으로 이용될 수 있다. 이 변수를 적용하여 3700 rpm에서 발생하는 차실내 부밍 소음에 대한 차체 구조의 기여도를 실험적으로 측정하였고, 구조변경을 통하여 소음 저감을 함으로써 제안된 변수의 유용성을 확인하였다. 또한 특정 rpm에서의 부밍 소음은 각각 하나의 구조와 음향 모드의 공진에 의하여 발생하기 때문에 구조변경을 통하여 구조의 특정 모드를 변경함으로써 부밍 소음을 개선할 수 있었다. 그리고 차실을 둘러싸고 있는 패널 구조 중 루프 라이닝(roof lining)도 부밍 소음을 발생시키는 하나의 중요한 요소가 될 수 있음을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) Sung, S. H., and Nefske, D. J., 1984, "A Coupled Structural-Acoustic Finite Element Method for Vehicle Interior Noise Analysis," J. of Vib. Acou. Stress and Reli., Trans. of ASME, Vol. 106, pp. 314~318.
- (2) Yashiro, H., Suzuki, K., Kajio, Y., Hagiwara I., and Arai, A., 1985, "An Application of Structural-Acoustic Analysis to Car Body Structure," SAE Paper 850961.
- (3) 김석현, 1987, "승용차 차체 구조 모델의 진동 및 소음 특성에 관한 연구," 서울대학교 공학 박사 학위 논문.

(4) 성명호, 1993, "승용차 차체진동 및 차실음향에 관한 연구," 서울대학교 공학 박사학위 논문.

(5) Coyette, J. P. G., Wynendaele, H., and Chargin, M. K., 1993, "A Global Acoustic Sensitivity Tool for Improving Structural Design," 11th Int. Modal Analysis Conference.

(6) Miele, A., Gragg, E. E., Iyer, R. R., and Levy, A. V., 1971, "Use of the Augmented Penalty Function in Mathematical Programming Problems, Part 1 and Part 2," Optimization

Theory and Application, Vol. 8, No. 2, pp. 115-153.

(7) 이장무, 1996, "차실 소음 음질 개선에 관한 연구," 서울대학교 정밀기계설계공동연구소 보고서.

(8) 한국자동차공학회, 1996, 자동차 기술 핸드북, 유연상사.

(9) Fahy, F., 1985, Sound and Structural Vibration : Radiation, Transmission and Response, Academic Press.