

〈論 文〉

승용차의 차실음향 및 차체진동에 관한 연구(Ⅲ)  
-연성계수 및 패널 기여도를 이용한 차실모델의  
실내소음 저감-

김석현\* · 이장무\*\* · 김종희\*\*\*

(1991년 5월 6일 접수)

A Study on the Acoustical and Vibrational Characteristics of  
a Passenger Car (Ⅲ)  
-Reduction of Interior Noise of Vehicle Compartment Model by Using  
Coupling Coefficient and Panel Contribution Factor-

Seock Hyun Kim, Jang Moo Lee and Joong Hee Kim

**Key Words:** Vehicle Interior Noise Reduction(차실소음저감), Structural-Acoustic Modal Coupling(구조-음향 모드연성), Coupling Coefficients(연성계수), Panel Contribution Factor(패널기여도).

Abstract

In the previous study, car interior noise was analyzed using structural acoustic mode coupling coefficients and noise response in vehicle compartment model was simulated by the developed special purpose program. As a continued study, this paper presents a practical scheme for the interior noise reduction of a passenger car. Noisy panels on the vehicle compartment wall could be easily identified by the analysis using mode coupling coefficients. Numerical simulation for noise reduction was carried out on a simplified vehicle compartment model by using panel contribution factor and the noise reduction effect was verified by the structural modification test using Steel Skin(damping sheet).

기 호 설 명

$A_{ij}^k$  : 연성계수  $C_{ij}'$ 에 대한  $k$ 번째 경계요소(패널)의 기여도  
 $B_{mn}^k$  : 음향절점  $n$ 에서 측정된  $m$ 번째 공진피크의 음압에 대한 패널  $k$ 의 기여도  
 $C_{ij}'$  : 구조-음향 모드연성계수  
 $\{F_s\}$  : 구조가진력 벡터  
 $\{N_a\}$  : 음향보간행렬

$\{N_s'\}$  : 구조보간 및 외향 수직성분으로의 변환행렬  
 $\{P\}$  : 절점음압의 크기벡터  
 $R_m$  :  $\{\phi_m\}^T \{F_s\}$   
 $\zeta_s$  : 구조계의 구조감쇠비 (structural damping factor of structural system)  
 $\zeta_a$  : 음향계의 구조감쇠비 (structural damping factor of acoustic system)  
 $\{\phi_j\}$  : 비감쇠 구조모드벡터  
 $\{\phi_i\}$  : 비감쇠 강체경계의 음향모드벡터  
 $\rho_a$  : 공기밀도  
 $\omega$  : 가진주파수

\*정회원, 강원대학교 기계공학과  
 \*\*정회원, 서울대학교 기계설계학과  
 \*\*\*정회원, 현대자동차 연구부

$\omega_a$  : 음향고유진동수

$\omega_s$  : 구조고유진동수

## 1. 서 론

승차감 향상의 차원에서 승용차의 실내소음의 저감은 국내외의 많은 연구진들에 의하여 지속적인 연구의 주요 과제가 되어 왔다<sup>(1~5)</sup>. 차실소음은 자동차 구성요소의 복잡성으로 그 발생 및 전달 경로 또한 매우 복잡하여 수치 및 실험적 해석에 많은 어려움이 수반되며, 문제의 발생시 아직까지도 그 해결에 상당한 시행오차가 수반되고 있다. 일반적으로, 엔진, 동력전달장치, 흡배기계 및 타이어드의 많은 소음, 진동원으로부터 발생된 소음은 여러 전달 경로를 통하여 차실내로 투과, 방사된 후 차실의 음향특성에 따라 음장을 형성한다. 따라서 차실소음은 소음 및 진동원의 특성과 차체의 진동전달 특성 및 차실의 음향특성 모두의 영향을 받는다. 이 가운데 소음 및 진동원은 개별적으로 다양한 특성을 가지는 반면, 각 요인에 대한 독립적인 연구를 통해서도 소음 및 진동의 제어가 가능하다. 그러나 차체와 차실의 경우, 실내소음의 공통적인 전달 경로가 되며 그 전달특성은 두 계가 서로 연결되어 있으므로, 독립적인 차체진동 해석이나 차실의 음향해석으로는 문제의 해결에 한계가 있다. 고체전달 소음의 경우 특히, 차체진동계와 차실음향계의 연성특성은 중요한 문제가 된다. 승용차의 경우, 보통 50~150Hz에서 음의 방사율이 높은 차체의 링모드가 많이 존재하며, 80~150Hz에서는 저차의 차실 음향모드들이 뚜렷하게 나타나므로 두 모드군 사이의 연성가능성이 더욱 높다<sup>(6)</sup>. 현실적으로, 이때 발생하는 소음의 파장이 차실 최소치수의 1/3이상이 되면 음장은 차실 음향모드의 지배를 받게되고, 경우에 따라서는 강한 정재파의 형성으로 부밍과 같은 심각한 실내소음이 발생되기도 한다<sup>(7)</sup>. 4엔진 승용차의 상용 주행속도에서, 이 주파수 범위는 차체에 가장 지배적인 가진원이 되는 엔진 제2고조파의 발생 범위이기도 하므로, 차체 진동이나 차실 음향모드가 동시에 공진할 가능성이 매우 높다. 특히, 차체 진동모드가 차실 음향모드와 크게 연성된 상태에서 공진되는 경우 소음의 심각성은 더욱 커진다. 이에 관하여 본 연구진은 구조-음향 모드연성의 관점에서 차실소음 모델을 결정하여 차체의 진동모드 변수와 차실의 음향모드변

수들이 어떻게 차실소음의 특성을 지배하는가를 규명한 바가 있으며, 이를 위한 전용 프로그램패키지를 개발한 바가 있다<sup>(8~10)</sup>. 이에 관한 후속 연구로서, 본 논문에서는 구조-음향모드 연성계수를 이용하여 심각한 소음문제가 발생하는 경우의 효과적인 소음저감 방안을 제시하고, 제작된 차실모델에 대한 소음저감 시뮬레이션을 수행한 후 그 결과를 실험치와 비교함으로써 수립된 소음저감 방안의 신뢰도와 유용성을 확인하였다.

## 2. 실내소음 저감해석의 이론

앞서 수행된 차체진동-차실음향 연성계의 해석에서 차실음압은 다음의 정식으로 결정될 수가 있다<sup>(9)</sup>.

$$\{P\} = \rho_a \omega^2 \left[ \sum_j \frac{\{\phi_j\}^T \{F_s\} \sum_i C_{ij}' \{\phi_i\}}{(\omega_{sj}^2 - \omega^2 + j\zeta_{sj}\omega_{sj}^2)} - \sum_i \frac{\{\phi_i\} \sum_j C_{ij}' \{\phi_j\}^T \{F_s\}}{(\omega_{ai}^2 - \omega^2 + j\zeta_{ai}\omega_{ai}^2)} \right] \quad (1)$$

여기서,

$$C_{ij}' = \frac{\{\phi_i\}^T f_S [N_a]^T [N_s'] ds \{\phi_j\}}{(1 + j\zeta_{sj}) \omega_{sj}^2 - (1 + j\zeta_{ai}) \omega_{ai}^2} \quad (2)$$

식(2)에서  $C_{ij}'$ 는  $i$ 번째 음향모드와  $j$ 번째 진동모드 사이의 연성도를 표시하는 인자이며, 그 적분은 각각의 경계요소에 대하여 수행되어 더해지는데,  $k$ 번째의 경계요소에서 계산된 값을  $C_{ij}'^k$ 으로 표시하면,  $k$ 번째의 경계요소에 의한 연성계수에 대한 기여도 즉, 패널기여도(panel contribution factor)를 다음과 같이 결정할 수가 있다.

$$A_{ij}'^k = \frac{C_{ij}'^k}{C_{ij}'} = \frac{\{\phi_i\}^T f_{SK} [N_a]^T [N_s'] ds \{\phi_j\}}{\{\phi_i\}^T f_S [N_a]^T [N_s'] ds \{\phi_j\}} \quad (3)$$

여기서  $A_{ij}'^k$ 도  $C_{ij}'$ 과 마찬가지로 가진 및 측정위치와 무관한 계의 고유한 인자이므로, 식(3)을 이용하면 이러한 외부적 조건에 무관하게 차실소음에 크게 기여할 가능성이 높은 차체의 부위를 파악할 수가 있다. 현실적으로 심각한 소음 문제는 가진 주파수가 구조 및 음향모드의 고유진동수와 근접하여 공진될 때 발생할 수가 있다.  $m$ 번째의 구조진동 모드가 공진될 때, 댐핑이 작으면 소음피크의 크기는 거의  $m$ 번째 구조진동 모드에 의하여 지배되며, 이 경우의 실내음압은 식(1)로부터 다음과 같이 단순화 될 수 있다.

$$\{P\} = \frac{\rho_a R_m}{j \zeta_{sm}} \sum_i C_{im}' \{\varphi_i\} \quad (4)$$

$$\text{여기서, } R_m = \{\phi_m\}^T \{F_s\} \quad (5)$$

또는,  $n$ 번째 음향절점에서 측정된 소음피크에 대한  $k$ 번째 경계요소의 기여도는 다음과 같이 결정된다.

$$B_{mn}^k = \frac{P_n^k}{P_n} = \frac{\sum C_{im}'^k \varphi_{in}}{\sum C_{im}' \varphi_{in}} \quad (6)$$

### 3. 공진소음의 저감해석

앞에서 차실모델의 실내소음은 몇개의 전체적인 차체진동 모드의 공진에 의하여 크게 지배되는데, 소음 시뮬레이션과 그 저감작업에서 사용된 차체모델의 진동모드는 모드시험으로부터 결정되었으며 Fig. 1에 보였다. 그림에서 모드 #1과 #4는 반대칭 모드이고 모드 #2, #3, #5, #6, #7은 대칭형의 모드이다. 측정된 실내 소음스펙트럼에서, 이러한 차실벽의 진동모드들이 가진다면 각각 높은 레벨의 공진 소음피크를 발생시킬 수가 있다.

Fig. 2에서 S1~S7은 이러한 구조공진 피크를 나타내는데, 그 레벨은 연성계수의 크기, 가진위치, 측정위치 및 공진모드의 감쇠비에 영향을 받는다. 이 중에서 피크 S3와 S6는 연성계수가 크고 가진위치도 각 모드의 배이며, 측정위치도 크게 연성된 음향모드의 배에 가까우므로 매우 큰 음압레벨을 보인다. 반면, S1, S2와 S5는 연성계수는 크나 가진 위치가 두 모드의 절선 부분이되어 음압레벨이 작게 나타나고 있다. 또한 S1과 S7의 경우, 측정위치가 크게 연성된 음향모드(각각 2차 및 3차

음향모드)의 절선 부근인 점이 그 음압레벨을 떨어뜨리는 요인이 될 수도 있다. 본 연구에서는 소음 저감 효과의 확인을 용이하게 하기 위하여, Table 1과 Fig. 2에서 큰 연성계수와 높은 음압레벨을 갖는 공진 소음피크 S<sub>3</sub>와 S<sub>6</sub>를 대상으로 소음저감 작업을 수행하였다. 소음피크의 저감을 위해서 식(4)의 소음모델을 고려하면, C<sub>im</sub>'과 ζ<sub>sm</sub>와 가진조건 R<sub>m</sub> 및 측정위치에 따라 차실소음 피크의 크기가 결정된다. 이 가운데서 C<sub>im</sub>'과 ζ<sub>sm</sub>는 계의 고유한 특성이고, 다른 두 인자는 외부적인 조건이다. C<sub>im</sub>'은 구조 공진모드와 차실 음향모드의 연성의 강도를 나타내는 인자로서, 그 값은 두 모드사이의 유사성이 크거나 두 모드의 고유진동수들이 근접해 있는 경우 큰 값을 갖게 된다. 즉, 공진되는 구조 및 음향모드가 대칭대 대칭 또는 반대칭대 반대칭모드와 같은 유사한 변위 및 음압분포를 가질 때 그 값은 커지게 된다. 또한, 특정 음향모드와 구조 진동모드의 고유진동수가 일치하게 되는 경우, 이러한 현상은 더욱 뚜렷해지며 차실내 음압분포는 그 음향모드에 의하여 결정된다. 따라서 구조-음향계를 가진력이나 측정위치와 같은 복잡한 외부조건에 관계없이, 소음의 민감도가 크지 않도록 구조나 음향계를 설계 또는 변경시키는 것이 현실적으로 중요하다. 즉, C<sub>im</sub>'을 최대한 낮추는 것이 필요한데, 이를 위하여 지배적인 연성계수를 확인하고 이에 대한 경계요소들의 기여도를 결정하여 구조변경에 이용하는 것이 한가지 방안이 될 수가 있다. 이와 관련하여 Fig. 2의 공진소음 피크 S<sub>3</sub>와 S<sub>6</sub>는 C<sub>03</sub>'와 C<sub>13</sub>' 그리고 C<sub>06</sub>'와 C<sub>16</sub>'의 영향이 지배적인 것으로 전보의 연구에서 밝혀진 바가 있다<sup>(10)</sup>. 여기서는 이들 연성계수 및 소음피크에 대한 경계면 평판요

Table 1 Acoustic-structural coupling coefficients C<sub>ij</sub>' E05

Structural \ Acoustic	1	2	3	4	5	6	7
	64.1Hz	73.3Hz	120.7Hz	161.2Hz	179.1Hz	235.9Hz	244.0Hz
0(0.0Hz)	.0	-10.4	-6.9	.0	0.6	1.7	1.2
1(172.7)	.0	1.8	-14.0	.0	13.3	5.4	-0.4
2(250.0)	2.8	.0	.0	-2.5	.0	.0	.0
3(300.2)	.0	-0.6	0.02	.0	-0.5	-2.1	-2.1
4(303.8)	1.4	.0	.0	-1.3	.0	.0	.0
5(335.1)	.0	1.7	0.5	.0	0.03	1.4	-0.2
6(390.7)	-0.7	.0	.0	0.03	.0	.0	.0
7(432.6)	.0	0.5	-1.6	.0	0.1	1.2	0.2

소(panel)들의 기여도를 식(3)과 식(6)을 이용하여 결정하였는데, 그 결과는 Fig. 3와 같다. 그림에서 각 부위의 원의 크기는 기여도에 비례하고 사선을 친 부분과 치지않은 부분은 180도의 위상차를 표시한다. 지배적인 연성계수에 대한 경계면 패널의 기여도는 차실모델의 전방 바닥부분이 공통적으로 매우 큰 것으로 나타났다. 한편, 식(6)을 이용하여 후석 상부에서의 공진피크  $S_3$ 와  $S_6$ 에 대한 기여도를 Fig. 4에 나타내었는데, 소음피크에 대한 패널 기여도는 연성계수에 대한 경계면의 기여 특성과

유사하다. 그 이유는 가진되는 전방 중앙 바닥 부분이 3번째 구조 모드의 배 부분인 동시에 연성계수의 기여도도 매우 높기때문인 것으로 보인다. 그러나 일반적으로 주요 연성계수에 대한 기여도는 구조진동-음향 연성계의 고유한 특성이므로 가진이나 측정조건에 무관한 반면, 소음응답에 대한 기여도는 가진 및 측정 위치에 따라 변할 수가 있다. 따라서 실차의 주행시와 같이 가진력의 모델이 복잡하여 소음응답을 결정하는 것이 용이하지 않은 경우는 주요 연성계수에 대한 패널의 기여도 해석

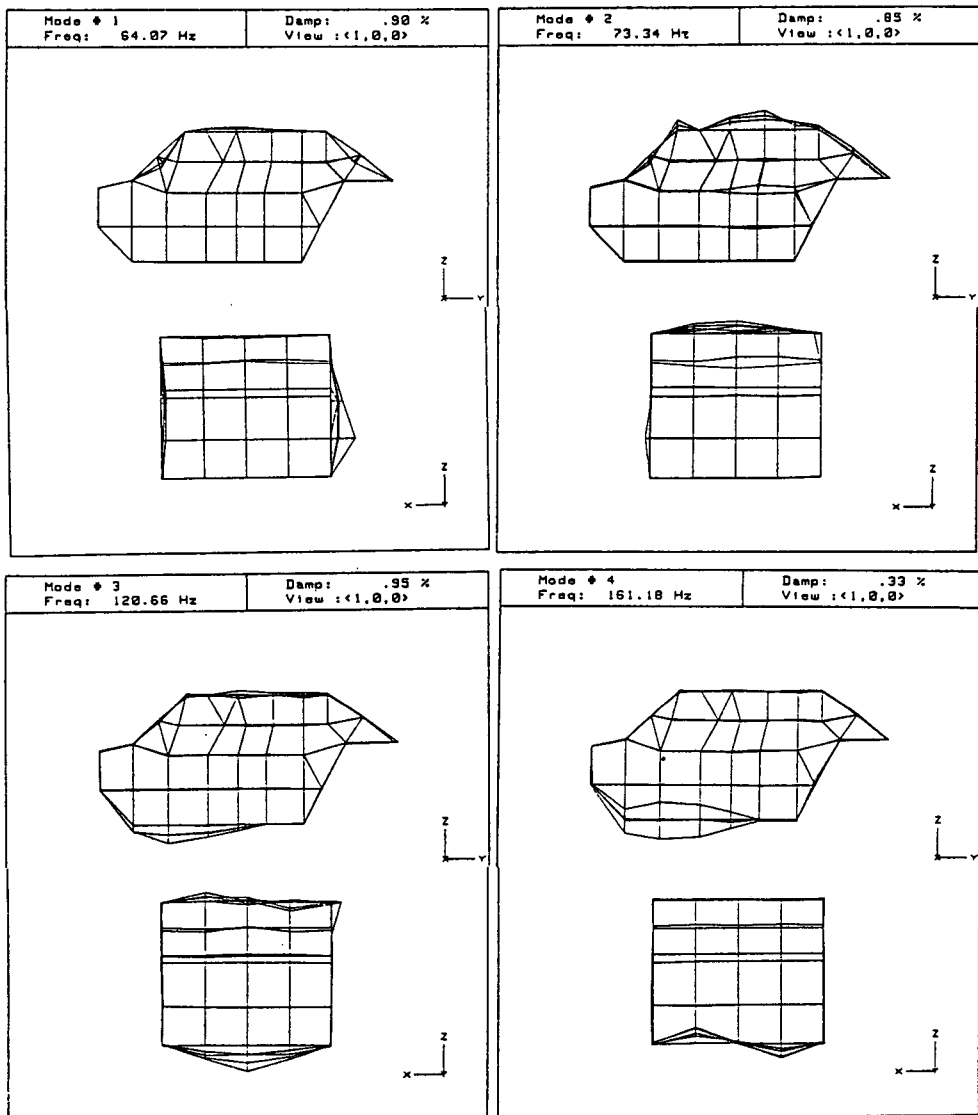


Fig. 1 Structural modes of vehicle compartment model by modal testing

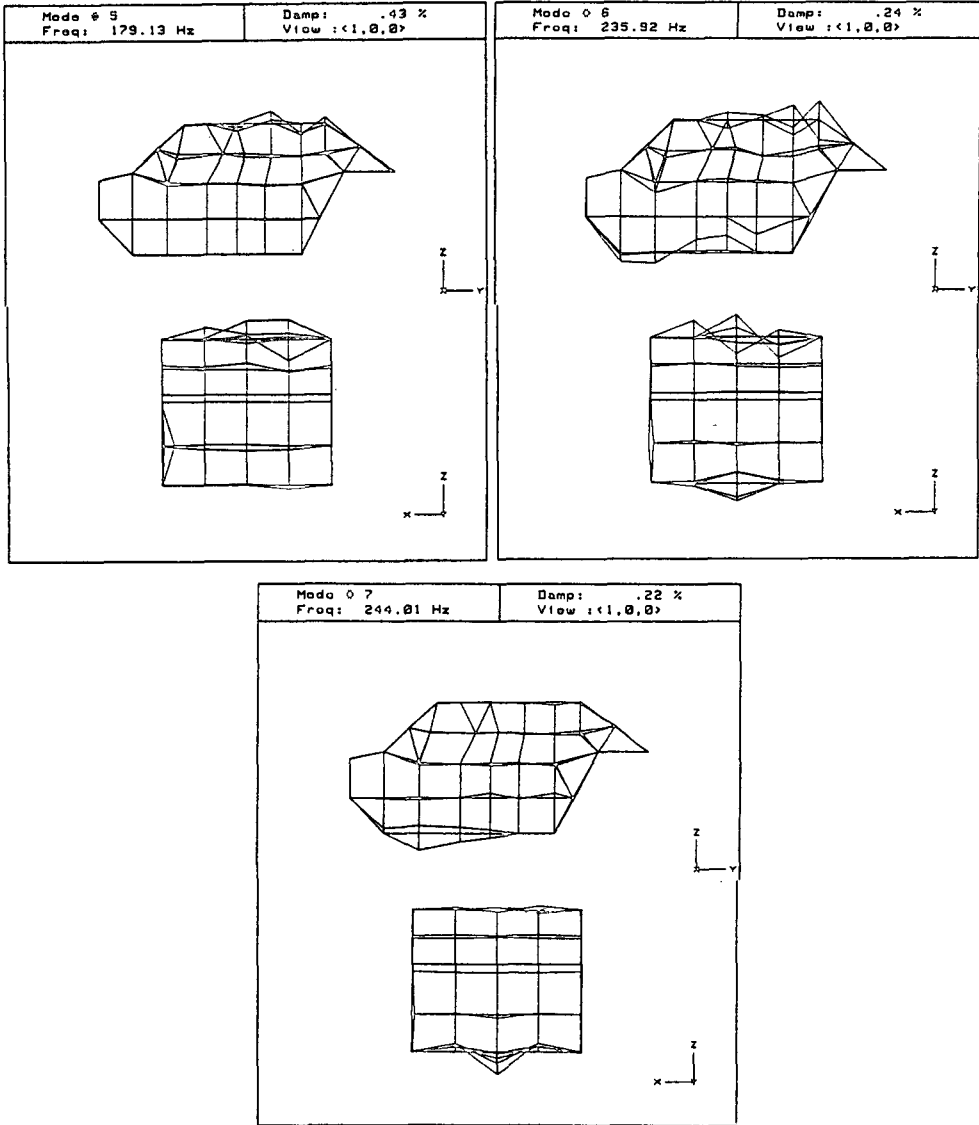


Fig. 1 Structural modes of vehicle compartment model by modal testing

결과를 구조변경에 이용하는 것이 효과적이다.

#### 4. 실내소음의 저감실험

이상의 해석결과를 고려할 때, 본 연구의 차실모델의 경우 전방 중앙 바닥부분의 진동변위를 억제시키는 것이, 식(4)와 식(5)에서  $C_{im}$ '과  $R_m$  값을 동시에 감소시킬 수 있으므로 실내소음을 저감시키는 데 가장 유리하다. 본 연구에서는 Fig. 5에서 표시된 바와 같이 소음에 대한 기여도가 매우 큰 전

방 바닥( $B_1$ )을 포함한 4개위치에 각각 동일한 양의 점탄성 댐핑재(steel skin)를 부착시켜 실내소음의 응답을 측정함으로써 소음저감 효과를 확인하였다. Fig. 6은 점탄성 댐핑재로 보강된 차실모델을 보여주고 있다. 한편, Fig. 7은 실내 전방 상부에서의 소음응답을 측정하는 것인데, 점선은 댐핑재의 부착전, 실선은 부착후의 결과를 표시한다. (a)에서 관찰할 수 있듯이, 소음 및 연성계수에 대한 기여도가 매우 큰 전방 바닥부분( $B_1$ )에 댐핑재를 부착할 때 가장 큰 소음 저감 효과가 나타나고 있

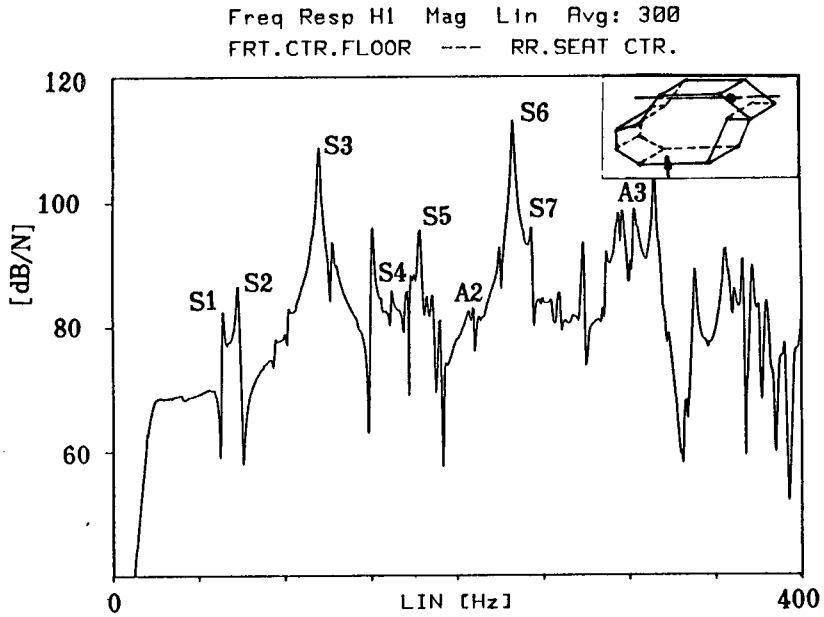


Fig. 2 Acoustic response inside the vehicle compartment model.

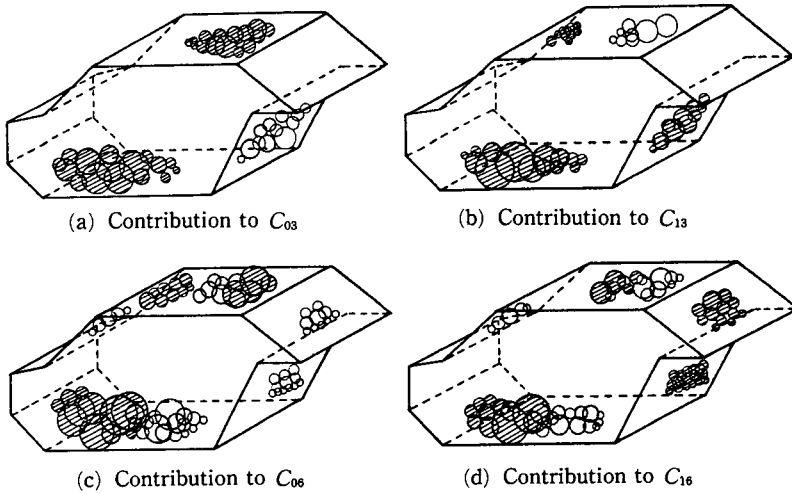


Fig. 3 Contribution of boundary panels to dominant coupling coefficients

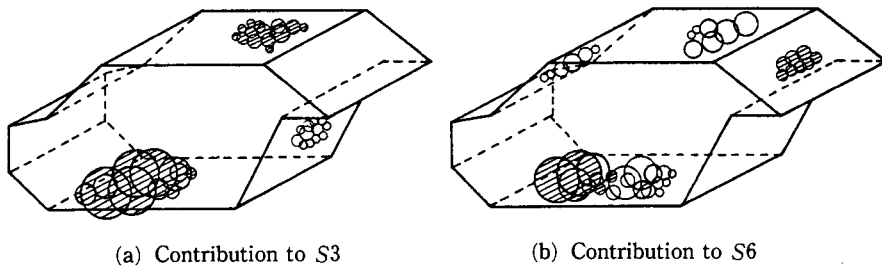


Fig. 4 Contribution of boundary panels to the resonance peak level [Measured at rear seat position]

다. 반면, (b), (c), (d)와 같이, 상대적으로 매우 작은 기여도를 갖는 위치를 보강하는 경우는 소음 저감 효과를 거의 보이지 않는다. Fig. 8은 실내

후방 상부에서의 소음 응답으로 Fig. 7과 마찬가지로  $B_1$ 부분을 변경할 때 가장 큰 효과를 보인다. 특히, 6차 구조진동 모드의 경우, Fig. 1에서와 같이 댐핑재를 부착한  $B_1$  부분이 심한 변형을 하는 부분이므로 진동감쇠 효과가 더욱 크고 그 결과 현저한 소음저감을 보이고 있다. Table 2는 댐핑재의 부착을 전후하여 전석 상부[FRT]와 후석 상부[RR]에서 측정된 소음피크  $S_3$ 와  $S_6$ 의 주파수와 음압치의 변화를 보이는데,  $B_1$ 에 부착하는 경우 큰 음압 및 주파수의 감소가 나타나는데 반하여, 기여도가 작은 부분에 부착하는 경우 음압레벨이 오히려 증가하여 소음저감효과를 기대할 수 없음을 알 수 있다.

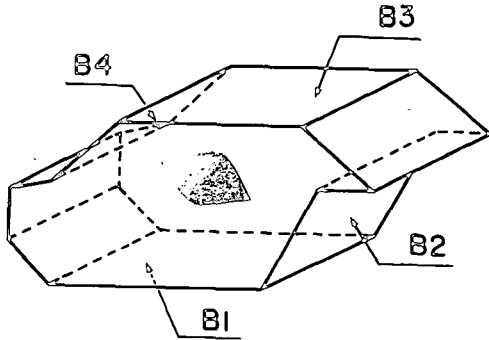


Fig. 5 Boundary panels for attaching damping sheets

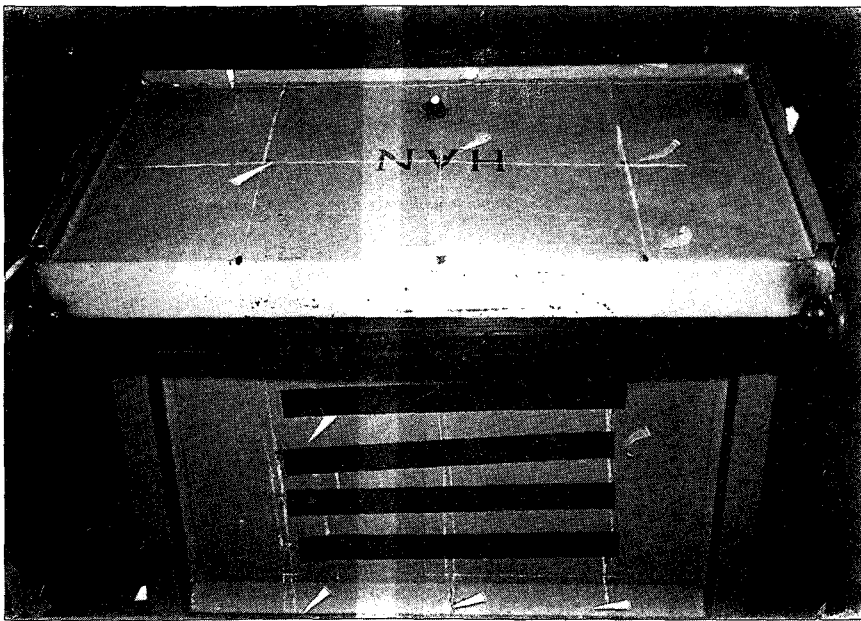
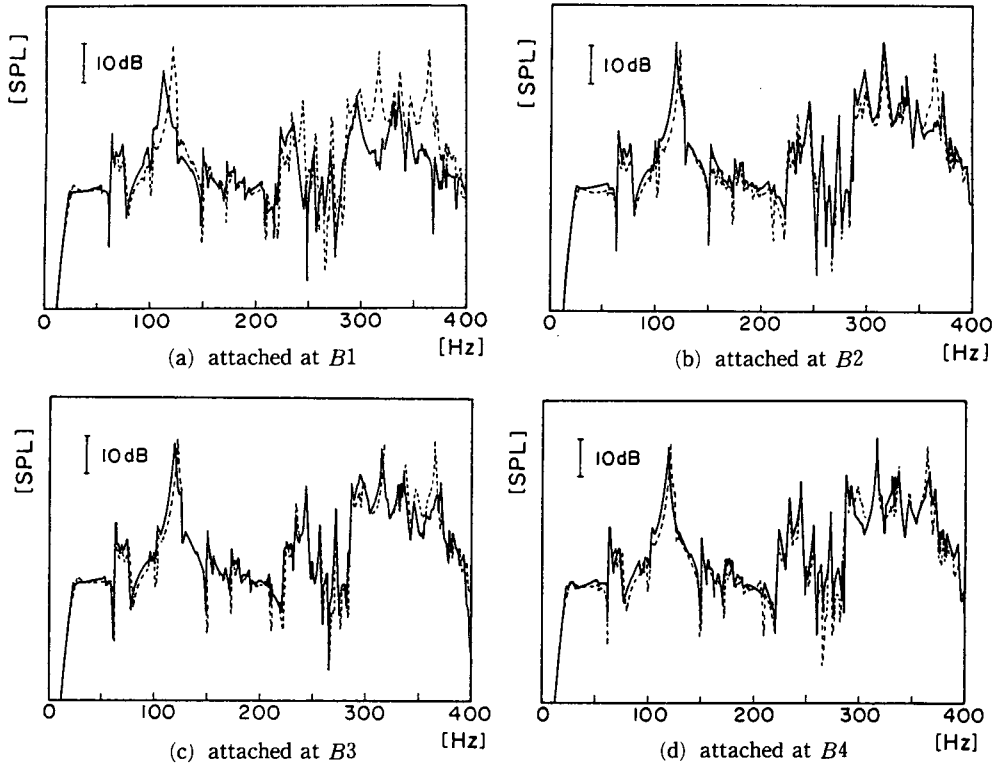


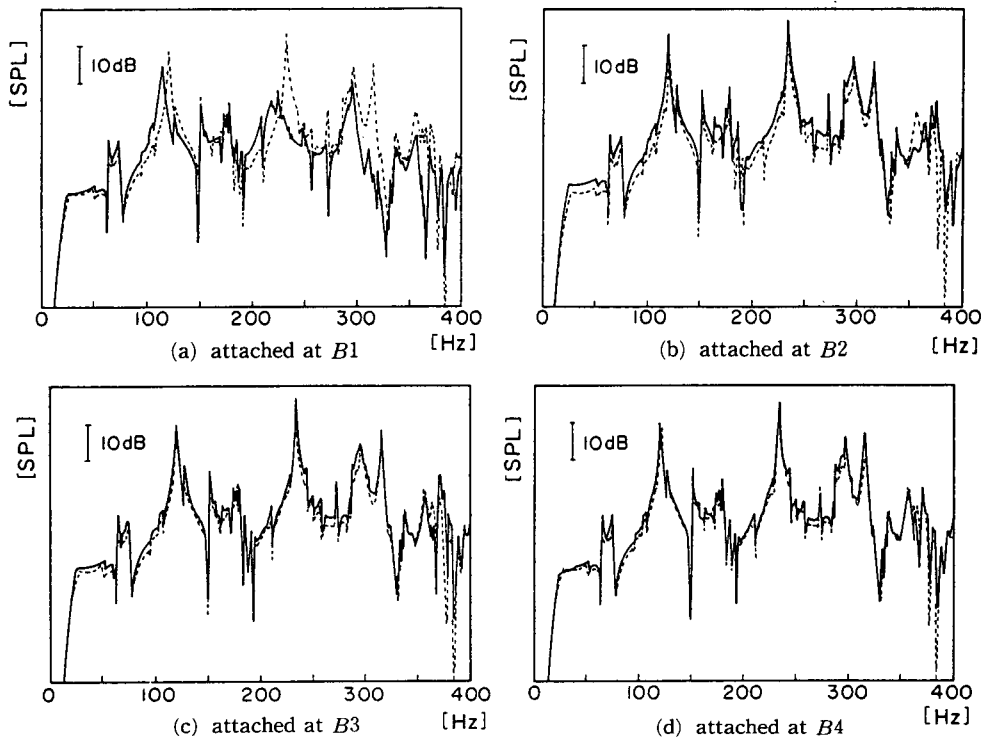
Fig. 6 Photo of structural modification by using steel skin (attached on  $B_2$ )

Table 2 Variation of resonance frequencies and peak level by attaching damping sheets

Peaks Models	$S_3$			$S_6$		
	Freq[Hz]	FRT[dB]	RR[dB]	Freq[Hz]	FRT[dB]	RR[dB]
unattached	120.7	79.0	79.0	235.9	62.1	83.5
attached at $B_1$	114.5	73.1	76.0	224.5	57.7	68.4
attached at $B_2$	118.5	80.6	83.4	232.5	56.6	86.9
attached at $B_3$	119.5	77.7	79.5	234.0	58.9	86.4
attached at $B_4$	119.0	79.3	80.0	233.5	62.0	85.3



**Fig. 7** Comparison of noise reduction effects by attaching damping sheets  
[Excitation: front center floor, Measurement: front seat position]



**Fig. 8** Comparison of noise reduction effects by attaching damping sheets  
[Excitation: front center floor, Measurement: rear seat position]



## 5. 결 론

승용차의 차실소음의 평가와 그 저감을 위하여, 차체진동-차실음향 모드연성의 관점에서 실내소음 모델을 결정하고 연성계수 및 패널 기여도 해석을 통하여 효과적인 소음의 평가와 그 저감을 위한 전용 프로그램을 개발하였다. 단순화된 차실 모델에 대한 실내소음의 저감해석에서, 시뮬레이션과 실험치를 비교한 결과 그 방법 및 개발된 해석프로그램의 신뢰도를 확인할 수가 있었다. 이러한 방법은, 이제까지 범용 유한 요소해석 패키지를 이용하여 수행되어온 국내외의 자동차 실내소음 해석에 비하여, 차체의 진동모드와 차실의 음향모드들이 차실소음에 미치는 영향을 명확하게 설명하고 소음문제의 원인을 쉽게 규명할 수 있는 장점을 갖는다. 실차에서도 특히, 고체전달소음이 문제가 되는 경우, 원인의 분석을 보다 용이하게 하고 효과적인 대처 방안을 제공할 수 있을 것으로 기대되며, 이에 관한 연구가 추후 본 연구의 연속과제로서 계속될 예정이다.

## 후 기

본 연구는 현대자동차 및 한국과학재단 연구비의 지원과 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소의 시설협조로 수행되었으며 관계자에게 감사한다.

## 참고문헌

- (1) Kamal, M.M. and Wolf, Jr. J.A., 1982, "Modern Automotive Structural Analysis", Van Nostrand Reinhold Company.
- (2) Sung, S.H., Nefske, D.J., 1984, "A Coupled Structural-Acoustic Finite Element Model for Vehicle Interior Noise Analysis", Trans. of ASME Vol. 106, pp. 314~318.
- (3) Nefske, D.J., Sung, S.H., 1985, "Structural Acoustic System Analysis Using the Modal Synthesis Technique", Proceedings of the 3rd IMAC.
- (4) Yashiro, H., Suzuki, K. and Kajio, Y., 1985, "An Application of Structural Acoustic Analysis to Car Body Structure", SAE850961, pp. 337~344.
- (5) 이장무의, 1985~1990, "승용차의 차실소음 저감에 관한 연구 I-IV," 서울대학교 공학연구소 연구보고.
- (6) Jha, S.K., 1976, "Characteristics and Sources of Noise and Vibration and their Control in Motor Cars", Journal of Sound and Vibration, Vol.47, pp. 543~558.
- (7) Morse and Ingard, 1968, "Theoretical Acoustics", McGraw-Hill Inc.
- (8) 김석현, 이장무 외 2인, 1986, "승용차의 차실음향 및 차체 진동에 관한 연구(I)," 대한기계학회 논문집 제10권 제4호, pp. 529~534.
- (9) Kim, S.H., Lee, J.M., 1987, "A Study on the Vibration and Acoustic Characteristics of a Vehicle Compartment Model", Proc. KSME/JSME Vibration Conf.87, pp. 208~217.
- (10) 김석현, 이장무, 김중희, 1991, "승용차의 차실음향 및 차체 진동에 관한 연구(II)," 대한기계학회 논문집 15권 3호 pp. 824~833.