

〈論 文〉

승용차의 차실음향 및 차체진동에 관한 연구(Ⅱ)

김석현* · 이장무** · 김중희***

(1991년 3월 6일 접수)

A Study on the Acoustical and Vibrational Characteristics of a Passenger Car (II) —A Fundamental Study on the Coupling Analysis of Vibration and Acoustics of Vehicle Compartment Model—

Seock Hyun Kim, Jang Moo Lee and Joong Hee Kim

Key Words : Vehicle Interior Noise(차실소음), Structural-acoustic Modal Coupling(구조-음향 모드 연성), Coupling Coefficients(연성계수), FEM(유한요소법)

Abstract

Recently, many papers have been reported on the noise reduction of vehicle compartment and most of them were based on the numerical simulation using general purpose finite element analysis program such as MSC/NASTRAN. The results of the analyses, however, show large error compared with those of experiment. And the error has turned out to be due to the inaccuracy of vehicle structural modal data, which was inevitable to some degree because of the complexity of vehicle structures. This study proposes a practical method, in which interior noise is explicitly described by vehicle structural and acoustic modal parameters and modal coupling coefficients, and also, structural modal data by modal testing are used in the noise simulation to enhance the reliability of the analysis. By this method, it becomes possible to identify the role of structural and acoustic modal parameters in vehicle interior noise, while the general purpose FEM packages cannot explain explicitly how the modal data contribute to the noise spectrum. This is very important since, in most cases, it is very difficult to model accurately vehicle structure and excitation condition in the frequency range of interior noise problem, therefore, the usefulness of the numerical noise response is largely limited.

기 호 설 명	
[C] : 구조-음향 모드연성 행렬	{p} : 음향계의 절점음압 벡터
C_{ij}' : 구조-음향 모드연성 계수	{P} : 절점음압의 크기벡터
{F _s } : 구조가진력 벡터	[S] : 구조-음향계 연성행렬 ($= \int_{s_1} \rho_a [N_a]^T [N_s'] ds$)
[N _a] : 음향유한요소의 보간행렬	S1 : 탄성경계
[N _s '] : 구조유한요소의 보간 및 외향 수직성분 로의 변환행렬	{x} : 구조계의 절점변위 벡터
	ζ_s : 구조계의 구조감쇠비 (structural damping factor of structural system)
	ζ_a : 음향계의 구조감쇠비 (structural damping factor of acoustic system)

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

- $\{\phi_i\}$: 비감쇠 구조모드벡터
 $\{\Psi_i\}$: 비감쇠 강체경계의 음향모드벡터
 ρ_a : 공기밀도
 ω : 가진주파수
 ω_a : 음향자유진동수
 ω_s : 구조자유진동수

1. 서 론

최근, 승용차의 수출 경쟁력 향상을 위하여 승차감 개선에 대한 필요성이 증가함에 따라, 차실소음의 특성을 예측하고 소음수준을 저감시키기 위한 많은 연구가 국내외에서 수행되어 왔다^(1~5). 특히, 에너지 절약을 위한 차체의 소형, 경량화는 진동 및 소음 수준의 증가를 필연적으로 수반하므로, 보다 능동적인 그 저감대책을 요구하게 된다. 그러나 아직 국내의 자동차 생산 현장에서는 주로 경험에 의존하거나 실험적 시행오차를 반복하여 해결하는 경우가 많은 실정이다. 이러한 방법이 경우에 따라서는 유효한 결과를 가져올 수도 있으나, 생산 규모가 커지고 국제 경쟁이 치열해지는 현실을 고려하면, 보다 근본적인 차실 소음의 평가 및 저감 방안의 수립이 요청된다. 특히, 차체구조의 진동으로 전달되어 실내로 방사되는 고체전달 소음은, 차체의 진동모드와 차실의 음향모드 특성의 연성에 의하여 발생되므로, 소음이 심각한 경우 차체를 변경해야 하는 커다란 문제가 발생한다. 따라서, 차체의 설계단계에서, 차실의 음향특성과 차체의 진동특성에 대한 전산 시뮬레이션을 통하여 심각한 진동-소음 문제를 사전에 어느 정도 예측하고, 시작자의 시험 단계에서는 문제의 확인과 저감을 위한 체계적인 방안을 강구할 필요가 있다. 이에 관련하여, 본 연구진은 국산 승용차의 차체진동과 차실음향 특성을 유한요소법을 이용하여 평가하고 그 저감에 관한 방안을 제공한 바가 있다⁽⁶⁾. 또한, Wolf, Nefske와 Sung등은 MSC/NASTRAN을 이용하여 차실소음을 시뮬레이션 하였으며^(7~8), 최근 들어 Suzuki는 경계요소법을 이용하여 차실소음을 수치 해석한 바도 있다^(10,11). 그러나, 소음응답에 대한 단순한 수치해로는 자체진동이나 차실음향계의 여러 모드변수의 관계를 효과적으로 규명하지 못하며, 차체모델링의 정확도에 따라 해석결과의 신뢰도가 크게 좌우된다. 이에 관련하여 본 연구에서는, 일차적으로 차실벽의 진동에 의하여 실내로 방

사되는 차실소음(고체전달소음)의 모델을 수립하여 차실 소음을 차실음향 및 차체진동 모드사이의 연성의 관점에서 명확하게 기술하였다. 따라서, 이제까지의 수치 시뮬레이션이 차실소음 응답의 수치해만을 제공하는데 반하여, 본 연구에서는 차체구조계의 진동모드 변수와 차실음향계의 음향모드변수들이 어떻게 관련되어 차실소음을 결정하는가를 밝혔다. 그 결과, 수치해석 결과의 효용성을 높이고 실내소음 평가방법을 체계화시킬 수 있었으며, 효과적인 소음저감을 위한 유용한 자료를 얻을 수가 있었다. 한편, 이제까지의 차실소음의 응답해석에서 가장 큰 오차의 발생요인은 차체의 구조진동 모드데이타인데^(7,12), 본 연구에서는 유한요소해석 대신 모드시험 결과를 이용함으로써, 유한요소 모델링이 어려운 경우의 소음 해석의 신뢰도를 높일 수가 있었다.

2. 음향-구조모드 연성의 이론

2.1 구조-음향 연성계의 모드방정식

차실을 흡음 및 탄성경계를 갖는 음향공동으로 보면, 내부음압과 경계면 진동은 유한요소 공식화 과정을 거쳐 다음과 같이 구조-음향 연성방정식으로 표시된다⁽¹³⁾.

$$\begin{bmatrix} [M_s] & [0] \\ [S] & [M_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{x}\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [D_s] & [0] \\ [0] & [D_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{x}\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] - 1/\rho[S]^T \\ [0] & [K_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_s\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서, $[M_s]$, $[D_s]$ 및 $[K_s]$ 는 구조계의 질량, 감쇠 및 강성행렬이고, $[M_a]$, $[D_a]$, $[K_a]$ 는 음향계의 질량, 감쇠 및 강성행렬이다. 음향응답을 음향모드 및 구조모드 변수로 표시하기 위하여 탄성경계면의 운동과 내부음압을 다음과 같이 모드변환시킨다.

$$\{x\} = [\Phi] \{\eta\}, \quad \{p\} = [\Psi] \{\xi\} \quad (2,3)$$

여기서, $[\Phi]$ 는 음압이 작용않는 상태의 비감쇠 구조모드행렬로써, 다음과 같이 구조계의 고유치 해석으로부터 결정된다.

$$[[K_s] - \omega^2[M_s]]\{\phi\} = \{0\} \quad (4)$$

$$[\Phi]^T[M_s][\Phi] = [I] \quad (5)$$

또한 $[\Psi]$ 는 강체경계의 비감쇠 음향모드행렬로 다음과 같이 음향계의 고유치해석으로 결정된다.

$$[[K_a] - \omega^2[M_a]]\{\psi\} = \{0\} \quad (6)$$

$$[\Psi]^T[M_a][\Psi] = [I] \quad (7)$$

식 (2)와 식 (3)를 이용하면, 식 (1)로부터 모드 변환된 연성방정식을 다음과 같이 결정할 수가 있다.

$$\begin{bmatrix} [m_s][0] \\ [C] [m_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{\eta}\} \\ \{\dot{\xi}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [d_s][0] \\ [0] [d_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{\eta}\} \\ \{\xi\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [k_s] - 1/\rho_a [C]^T \\ [0] [k_a] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\eta\} \\ \{\xi\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{f_s\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

여기서,

$$[m_s] = [\Phi]^T [M_s] [\Phi] = [I] \quad (9)$$

$$[m_a] = [\Psi]^T [M_a] [\Psi] = [I] \quad (10)$$

$$[k_s] = [\Phi]^T [K_s] [\Phi] = \omega_s^2 \quad (11)$$

$$[k_a] = [\Psi]^T [K_a] [\Psi] = \omega_a^2 \quad (12)$$

$$[C] = [\Psi]^T [S] [\Phi] \quad (13)$$

$$[d_s] = [\Phi]^T [D_s] [\Phi] \quad (14)$$

$$[d_a] = [\Psi]^T [D_a] [\Psi] \quad (15)$$

$$\{f_s\} = [\Phi]^T \{F_s\} \quad (16)$$

식 (8)을 풀고 식 (2)와 (3)을 이용하면 구조-음향 연성계의 응답을 결정할 수가 있다. 그러나, 연성계의 모드질량 및 모드강성행렬이 비대칭이므로 좌표변환을 통하여 표준형의 고유치문제로 변환시킨 후에 해를 구할 수가 있다⁽¹⁴⁾. 특히, 자동차나 항공기와 같은 대규모 구조-음향 연성계의 경우, 완전 연성된 방정식의 계산시간은 크게 증가하고, 계산치의 신뢰도가 하중이나 유한요소의 모델링 정확도에 크게 영향을 받게되므로, 정량적인 수치해만의 의미는 적어진다. 본 연구에서는 다음과 같이 연성계의 근사해를 이용하여 내부소음에 대한 구조 및 음향모드 변수들의 관계를 명확하게 기술함으로써, 정량적인 음압치의 계산뿐만 아니라 정성적인 소음특성의 평가 및 문제해결을 가능케 하였다.

2.2 구조-음향연성계의 근사해석

구조 및 음향감쇠에, 많이 적용되는 비례구조감소 모델을 사용하면, 식 (8)은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} &([\omega_s^2] + j[\zeta_s \omega_s^2] - \omega^2 [I]) \{\eta\} \\ &- \frac{1}{\rho_a} [C]^T \{\xi\} = \{f_s\} \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} &([\omega_a^2] + j[\zeta_a \omega_a^2] - \omega^2 [I]) \{\xi\} \\ &- \omega^2 [C]^T \{\eta\} = \{0\} \end{aligned} \quad (18)$$

승용차의 경우, 엔진이나 노면가진력에 비하여 차실음압이 차체진동에 미치는 영향은 매우 작다고 볼 수가 있다. 따라서, 식 (17)에서 우변의 구조가진 벡터에 비해 좌변의 마지막 항이 무시될 수가 있다면, 이 식으로부터 구조계의 운동을 다음과 같

이 독립적으로 구할 수가 있다.

$$([\omega_s^2] + j[\zeta_s \omega_s^2] - \omega^2 [I]) \{\eta\} = \{f_s\} \quad (19)$$

식 (19)에서 $\{\eta\}$ 를 결정된 후 식 (18)에 대입함으로써, $\{\xi\}$ 를 구할 수가 있으며, 식 (3)의 모드변환을 통하여 내부음압 $\{P\}$ 를 다음과 같이 결정할 수가 있다.

$$\begin{aligned} \{P\} = & \rho_a \omega^2 \left[\sum_j \frac{\{\phi_j\}^T \{F_s\} \sum C_{ij}' \{\phi_j\}}{(\omega_{sj}^2 - \omega^2 + j\zeta_{sj} \omega_{sj}^2)} \right. \\ & \left. - \sum_i \frac{\{\phi_i\} \sum C_{ij}' \{\phi_j\}^T \{F_s\}}{\omega_{ai}^2 - \omega^2 + j\zeta_{ai} \omega_{ai}^2} \right] \end{aligned} \quad (20)$$

$$C_{ij} = \{\phi_i\}^T \int_{S_1} [N_a]^T [N_s] ds \{\phi_j\} \quad (21)$$

$$C_{ij}' = \frac{C_{ij}}{(1 + j\zeta_{sj}) \omega_{sj}^2 - (1 + j\zeta_{ai}) \omega_{ai}^2} \quad (22)$$

식 (20)은 차체의 진동에 의하여 차실내로 방사되는 실내소음의 특성을 명확하게 (explicitly) 기술한다. 여기서 실내소음은 구조 및 음향 고유진동수 ω_s 와 ω_a 에서 공진에 의한 소음피크를 갖는 것을 알 수가 있다. 소음피크의 크기는 구조 고유모드 벡터와 구조 가진력 벡터와의 관계 $\{\phi_j\}$ $\{F_s\}$, 음향 고유모드 벡터와 소음측정 위치와의 관계 $\{\phi_i\}$, 구조 및 음향계의 감쇠특성과 마지막으로 구조-음향 연성계의 연성계수 C_{ij}' 에 의하여 결정된다. 이중 가진력과 측정위치는 외부적인 조건인데 반하여 연성계수나 감쇠비는 계의 고유한 특성이다. 특히 연성계수 C_{ij}' 은 구조-음향모드사이의 연성된 정도를 나타내는 계수로, 정의식 (21)과 (22)에 따라 구조 진동모드와 음향 공명모드가 유사하고 고유진동수들이 근접할 수록 값이 크게 발생한다. 식 (20)에 의하면, 이 계수의 값이 크게 나오는 구조나 음향모드의 공진소음 피크는 상당히 큰 레벨을 가질 가능성이 있다. 현실적으로 가진력을 변경시키는 것이 어려울 때가 많으므로, 문제가 되는 소음피크를 저감시키려면 그 소음피크를 결정하는 연성계수가 작게 되도록 구조나 음향계의 모드특성을 바꾸는 것이 필요하다. 이 경우 식 (21)과 (22)의 연성계수가 매우 중요한 인자로 작용한다. 무엇보다도 이와 같은 근사해의 유용성은 구조-음향계의 여러 내적 외적 변수들의 차실소음에 대한 역할을 정성적으로 규명할 수 있다는 데 있다. 이러한 장점은 대규모 연성문제를 수치시뮬레이션하지 않고도, 독립적인 구조 및 음향계의 실험적 모드정보나 축적된 데이터 또는 유한요소해석 결과를 가지고 차실소음을 평가하고 그 저감대책을 가능케 한다.

3. 음향 유한요소 해석

3.1 음향 유한요소해석 프로그램

식 (20)으로부터 내부음압을 결정하기 위해서는 강체경계의 음향모드와 고유진동수를 계산하여야 한다. 음향 고유진동수와 모드 벡터는 식 (6)과 식 (7)을 만족한다. 본 연구에서는 앞서 개발된 바 있는 차실소음해석 전용 프로그램인 ACSTAP⁽⁵⁾을

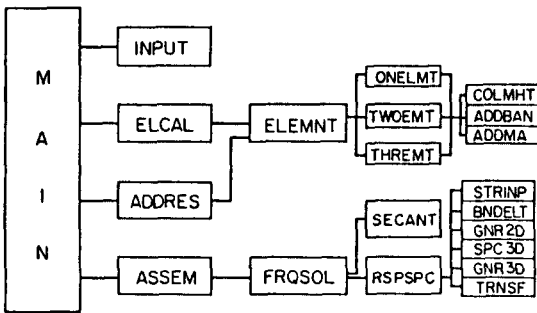


Fig. 1 Block diagram of acoustic-structural analysis program(ACSTAP)

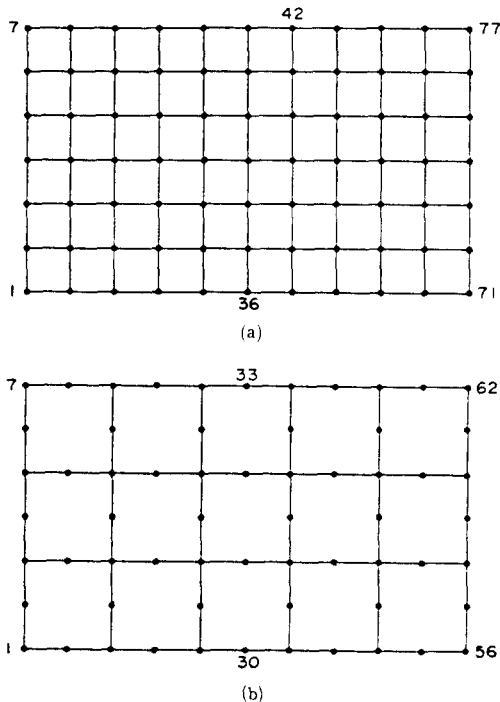


Fig. 2 Rectangular hard cavity (2m×1.2m)

Table 1 Acoustic normal frequencies of rectangular cavity[Hz]

Mode	Model 1	Model 2	Theory
(1, 0, 0)	84.67	85.02	85.00
(0, 1, 0)	142.87	141.80	141.67
(1, 1, 0)	165.44	165.28	165.21
(2, 0, 0)	171.97	170.30	170.00
(2, 1, 0)	223.08	221.36	221.29
(3, 0, 0)	263.12	256.93	255.00
(0, 2, 0)	296.59	286.46	283.33
(3, 1, 0)	299.41	292.86	291.71
(1, 2, 0)	308.87	298.52	295.81

이용하여 음향모드 및 진동수를 결정하고 실험에 의한 진동모드 변수를 이용하여 연성계수와 내부음압을 결정하였다. Fig. 1은 프로그램의 구성도이다. 한편, 음향고유치해석의 신뢰도를 확인하기 위하여 Fig. 2와 같이 강체경계를 갖는 직방향 공동에 대하여 이론치와 수치해석 결과를 비교해 보았다. 유한요소해석은 4절점과 8절점을 갖는 두 가지의 2차원 등변수로 모델링하여 수행하였다. Table 1에서 음향모드의 (n_x, n_y, n_z) 는 x, y, z 방향의 절선수를 의미한다. 각 모드에 대한 고유진동수는 표시된 바와 같이 두 모델 모두 높은 정확도를 보이며, 예상대로 높은 차수의 8절점 등변수 요소가 전반적으로 이론치에 더 접근하는 경향을 보인다. 이 직방형 모델은 승용차의 차실정도의 크기이므로 차실의 음향고유치 해석의 신뢰도도 기대할 수가 있다.

3.2 차실모델의 음향모드해석

Fig. 3과 같이 소형 승용차 차실의 약 1/2 크기 (1/8체적)를 갖는 각주형의 3차원 차실 모델에 대하여 음향 모드해석을 수행하였다. 보통 차실은 좌우 대칭형이므로 여기서도 반모델(half model)을 사용하여 모델링의 효율을 높였다. 그 결과, 결정되는 음향모드는 대칭 및 반대칭형으로 구분된다. Fig. 4와 같이 225개 절점, 90개의 3차원 등변수 요소를 사용하여 음향모드와 진동수를 결정하여 Fig. 5에 표시하였다. 사선으로 표시된 면은 음향모드의 절면(nodal plane)을 의미하며, 괄호안의 고유진동수는 실험치를 나타낸다. 음향공진 실험에서는 1.5mm두께의 아크릴판으로 Fig. 3(a)와 같이

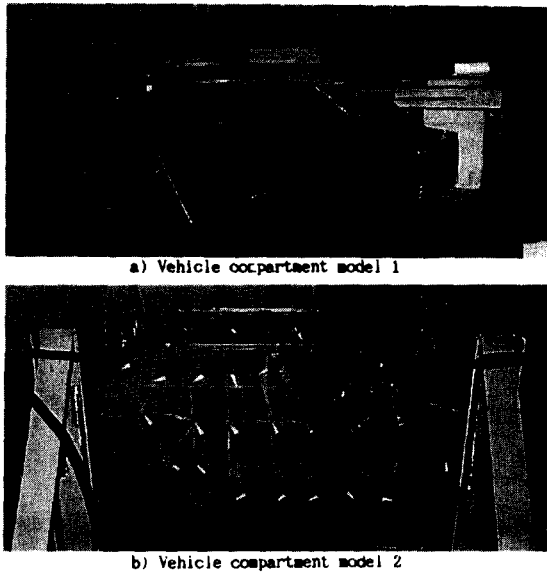


Fig. 3 Vehicle compartment cavity model

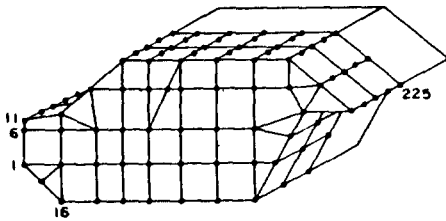


Fig. 4 Acoustic finite element model of compartment

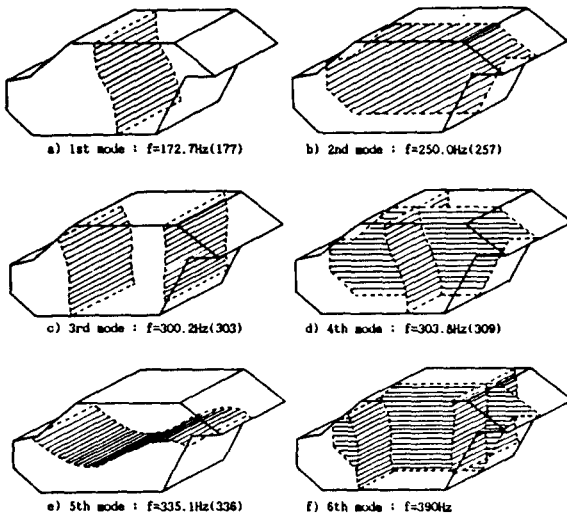


Fig. 5 Acoustic modes by FEM
[() : by experiment]

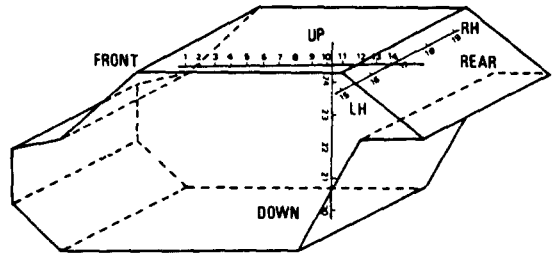


Fig. 6 Measurement positions of SPL

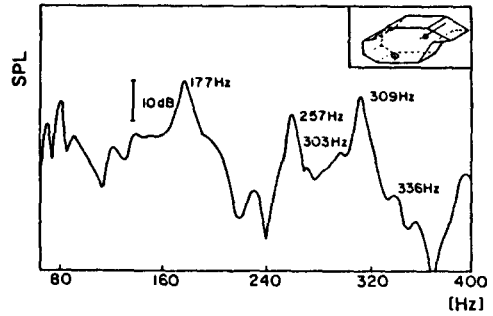


Fig. 7 Pressure spectrum in vehicle compartment model

차실모델을 제작하고, 원판형 가진기와 이동 마이크로폰을 이용하여 위치에 따른 내부음압 스펙트럼을 측정하였다. 음압분포의 측정을 위한 위치는 Fig. 6과 같으며, 그 결과는 Fig. 7과 같다. 실험치가 계산치보다 높게 나온 것은 측정케이블과 가진을 위한 구멍 및 아크릴판 진동모드의 영향으로 보인다. 그러나 두 결과는 상당히 일치하므로 현실적으로 내부음압의 계산에서 음향 유한요소해석 결과를 사용할 수가 있다.

4. 차실 경계면의 진동모드

본 연구에서는 단순 차실모델에 대한 모드시험을 통하여 진동모드 벡터를 결정한 후, 앞서 구한 음향모드 벡터와 함께 식 (20), (21) 및 (22)에 대입하여 차실소음 시뮬레이션을 수행하였다. 이를 위하여 Fig. 3(b)와 같이 승용차용 강판으로 탄성경계를 갖는 차실모델을 제작하여 Fig. 8에서와 같이 134개의 위치에서 3축 가속도계로 경계면의 주파수 응답 함수를 결정하였다. 몇개의 대표적인 주파수

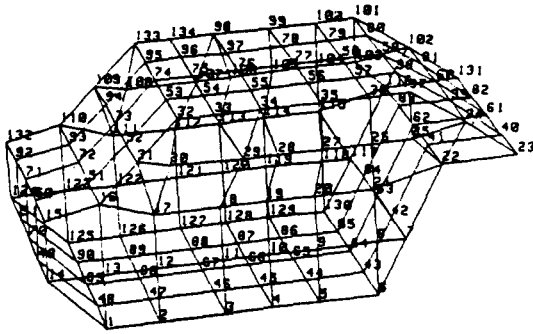
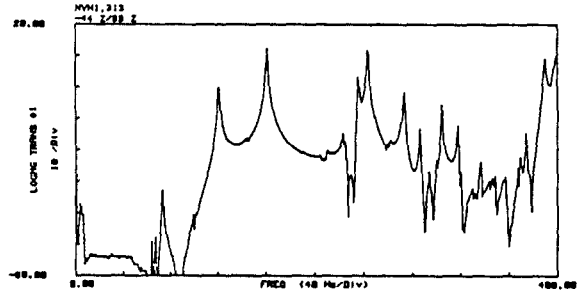
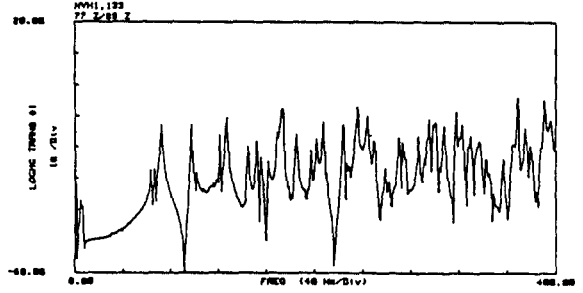


Fig. 8 Measurement points for modal testing

특성이 Fig. 9에서 보여진다. Fig. (a)는 보요소 상에서의 가속도 응답이므로 전체적인 변형 모드의 피크가 주로 나타나고 있다. Fig. (b)는 바닥에서의 응답으로, 평판의 많은 국부적인 휨모드들이 나타나고 있다. Table 2는 경계면의 진동모드인데, 차실모델이 거의 좌우 대칭형이므로 각 모드들은



a) Measurement at #44



b) Measurement at #77

Fig. 9 FRF(inertanc) under excitation at #89(+z)

Table 2 Strucural modes by modal testing

Mode No.	Frequency [Hz]	Mode Shape
1	64.1	Side wall, Roof(G, A)
2	67.4	Side Wall(L)
3	73.3	Front/Rear window, Roof(G, S)
4	98.8	Rear Roof(L)
5	102.0	Side Wall(L, S)
6	120.7	Floor, Window, Roof(G, S)
7	129.6	Front floor, Back panel(L)
8	140.8	Side wall, Roof(L)
9	144.0	Roof(L)
10	151.2	Front window(L)
11	156.0	Rear floor(L)
12	161.2	Front floor, Roof(G, A)
13	169.2	Front floor(L, A)
14	173.1	Front floor(L, S)
15	179.1	Rear floor, Rear Roof(G)
16	181.0	Rear Roof(L)
17	183.6	Rear Roof, Rear window(L)
18	186.5	Side wall(L, S)
19	198.4	Back panel(L)
20	205.4	Back panel(L)
21	235.9	Floor, Roof(G, S)
22	244.0	Front floor(G, S)
23	273.0	Front floor(G, A)

대부분 대칭 및 반대칭형으로 나타나고 있다. 모드에서 팔호안의 L 는 국부변형, G 는 전체적인 변형이고 S, A 는 대칭 및 반대칭모드를 의미한다. 이러한 경향은 실차의 경우도 유사하게 나타나는 것으로 보고되고 있다^(1,6). 이와 같이 0~250Hz의 주파수 영역에서 존재하는 경계면의 진동모드만 해도 20 여개 정도가 관찰되는데, 이들이 음향모드와 연성되어 내부 소음 특성을 지배하게 된다. 그러나 이러한 진동 모드가 모두 내부 소음에 크게 기여하는 것은 아니다. 본 연구에서는 국부적 변형으로 평가되는 여러개의 진동모드를 제외하고, 소음에 크게 영향을 주는 7개의 진동모드를 내부소음의 해석에 사용하였다. 이들은 5개의 대칭형과 2개의 반대칭형으로 구분되었고, 앞에서 구한 음향모드는 5개의 대칭형과 3개의 반대칭형으로 나타났었다.

5. 단순 차실모델에 대한 모드연성 해석

5.1 내부소음의 주파수응답특성

내부소음에 대한 차실벽의 진동모드 및 차실 음향모드의 역할을 확인하기 위하여, Fig. 10에서와 같이 구조적 가진에 의한 내부소음 응답을 측정하였다. 그 결과는 Fig. 11과 같다. Fig. 11(a)는

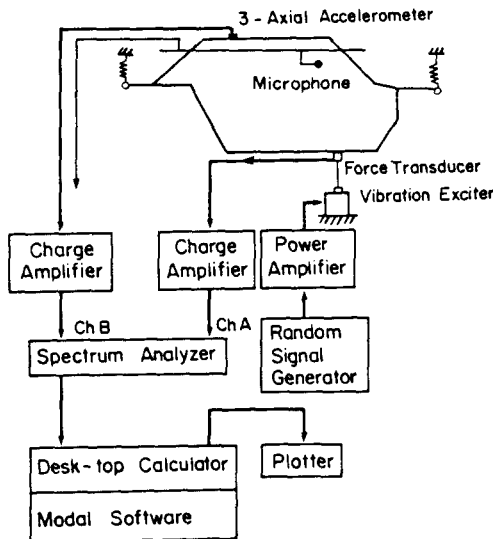


Fig. 10 Experimental set-up for the measurement of structural-acoustic FRF of compartment model

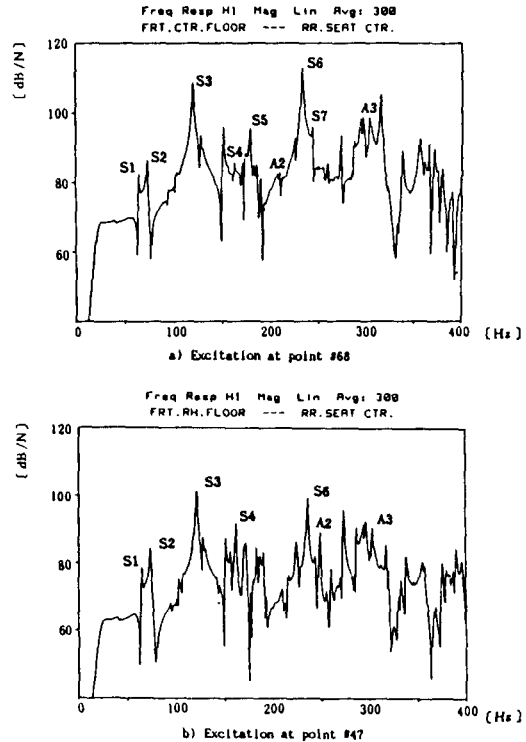


Fig. 11 Structural-acoustic frequency response functions

Fig. 8의 #68점을 가진하고 Fig. 6의 #23점에서 측정된 결과로서, 대칭형의 진동모드들이 발생되어 내부소음의 응답특성도 이들에 의한 공진 피크들이 지배하고 있다. 반면에, Fig. 11(b)는 #47점을 가진하고 동일한 위치에서 측정된 경우로 대칭형의 진동모드뿐만 아니라 여러 개의 반대칭 모드들도 발생되어 더 많은 수의 공진피크를 보인다. 그림에서 S는 구조공진피크, A는 음향공진 피크를 표시하는데, 구조진동모드의 경우, 모드시험 결과로부터 전체모드로 평가된 7개의 공진모드만을 표시하였다. 앞에서, 0~250Hz 범위에서 20여개의 진동모드가 관찰된 바 있으나 소음응답에는 이중의 일부분만이 관찰되며, 특히 국부적 진동모드들의 소음에 대한 기여는 매우 작은 것을 확인할 수가 있다.

5.2 연성계수의 계산

식 (21)과 식 (22)의 연성계수는 각각의 진동 및

Table 3 Acoustic-structural coupling coefficients C_{ij} $C_{ij}' E05$

Structural \ Acoustic	1 64.1Hz	2 73.3Hz	3 120.7Hz	4 161.2Hz	5 179.1Hz	6 235.9Hz	7 244.0Hz
0(0.0Hz)	.0	-22.0	-39.5	.0	-6.9	37.7	28.51.2
	.0	-10.4	-6.9	.0	0.6	1.7	
1(172.7)	.0	-16.9	87.0	.0	11.9	54.7	-4.5
	.0	1.8	-14.0	.0	13.3	5.4	-0.4
2(250.0)	-63.3	.0	.0	36.4	.0	.0	.0
	2.8	.0	.0	-2.5	.0	.0	.0
3(300.2)	.0	20.8	-0.6	.0	10.3	28.8	24.7
	.0	-0.6	0.02	.0	-0.5	-2.1	-2.1
4(303.8)	-48.2	.0	.0	34.9	.0	.0	.0
	1.4	.0	.0	-1.3	.0	.0	.0
5(335.1)	.0	73.2	-17.8	.0	-1.0	-31.9	4.3
	.0	1.7	0.5	.0	0.03	1.4	-0.2
6(390.7)	41.7	.0	.0	-1.6	.0	.0	.0
	-0.7	.0	.0	0.03	.0	.0	.0
7(432.6)	.0	-38.2	105.5	.0	-5.8	-61.4	-11.2
	.0	0.5	-1.6	.0	0.1	1.2	0.2

음향모드가 소음에 어느정도 기여하는가를 평가하는데 유용하다. 식 (20)에서 음향모드와의 연성계수가 크게되는 구조진동 모드는 소음에 큰 기여를 하는 것을 알 수가 있다. 이를 확인하기 위하여 앞에서 전체적인 변형모드로 평가된 7개의 진동모드와 음향모드 사이의 연성계수를 계산하여 소음피크의 특성분석에 이용하였다. 그 결과는 Table 3과 같다. 정의에 따라 연성계수 C_{ij} 나 C_{ij}' 은 다른형의 모드 사이에서는 영으로 계산되고, C_{ij}' 의 절대치가 소음피크의 크기를 지배하게 된다. C_{ij}' 의 계산치를 보면 2,3,5,6차 진동모드들이 0차(강체) 및 1차 음향모드와 크게 연성되어 있고, 다른 모드 사이의 연성은 비교적 작게 나타나고 있다. 따라서, 이 구조모드들은 가진시 큰공진 소음피크를 발생시킬 수가 있는데, 실제로 Fig. 11에서 이들 공진피크가 전체적인 소음특성을 지배하고 있다. 특히, 3차와 6차 진동모드는 연성계수 C_{13}' , C_{16}' 가 매우 큰 동시에 가진 위치도 이 모드의 배(antinode)부근이 되어 상당히 큰 피크를 보인다. 한편, 2차(73.3 Hz)와 5차(179.1Hz) 진동모드도 매우 큰 C_{02}' 와 C_{15}' 를 가지나 가진 위치에서의 모드변형이 매우작아 큰 소음피크는 발생하지 않고 있다. 그러나 이들도 강체 및 1차 음향모드와 크게 연성되고 있으므로 적당히 가진만 되면 큰 소음피크를 발생시킬

가능성이 있다.

5.3 내부소음의 전산 시뮬레이션

음압정식 (20)을 이용하면 차실소음 스펙트럼을 시뮬레이션할 수가 있다. 이 과정에서 유한요소해석에 의한 음향모드변수, 진동모드 변수의 실험치와 앞에서 계산된 연성계수들이 사용된다. 특히, 대칭형의 진동모드와 반대칭 음향모드의 사이, 또는 반대칭 진동모드와 대칭음향모드 사이에서는 연성계수가 0이 되므로, 이들을 음압해석에서 제외시킴으로써 많은 계산상의 이익을 얻을 수가 있었다. 7개의 전체적인 진동모드와 8개의 음향모드로 시뮬레이션한 내부소음 스펙트럼은 Fig. 12와 같다. 그림의 우측상단에 표시된 바와 같이, 가진위치는 전방중앙 바닥부분이고 측정위치는 차실 상부의 전후 두 부분으로 하였다. 0~250Hz범위에서는, 전체적인 진동모드를 모두 사용하였으므로 수치해와 실험치가 유사하게 나타나고 있으며, 그 이상의 주파수 범위에서는 진동모드 데이터의 결여로 큰 차이를 보인다. 0~250Hz 범위에서, 수치해와 실험치 사이의 음향모드 절면위치의 차이, 고려되지 않은 국부진동모드, 사용된 감쇠비의 오차로 인하여 소음피크의 누락 및 피크레벨의 차이가 보이나, 이러한 입력 데이터를 보완시킴으로써 그 차이를 줄일 수

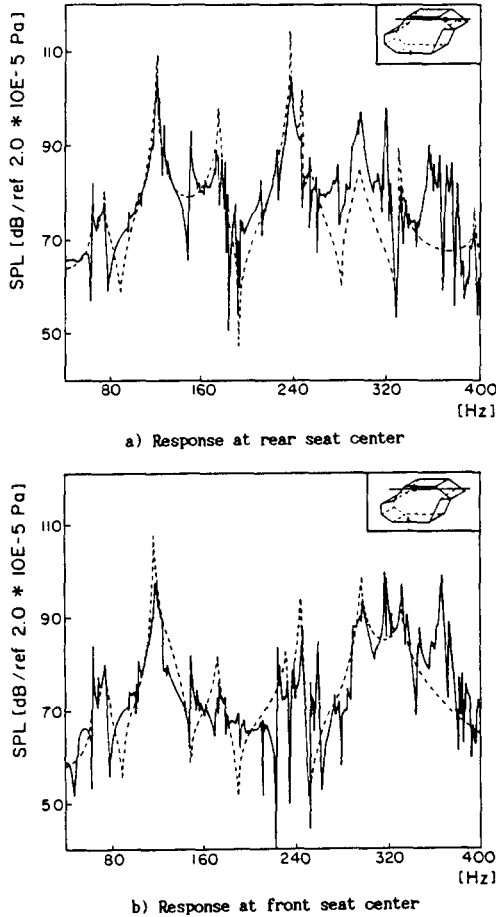


Fig. 12 Acoustic response under 1 N sinusoidal excitation at #68
[..... numerical, — experimental]

가 있을 것으로 기대된다.

6. 결 론

차체 진동모드와 차실음향모드 사이의 연성의 관점에서 실내소음의 모델을 제안하고, 단순 차실모델에 대한 내부소음 응답의 수치적 실험적 해석을 수행한 결과 다음의 결론을 얻을 수가 있었다.

(1) 구조-음향 모드연성계수를 이용하여 내부소음 모델을 수립함으로써, 실내소음 특성에 대한 진동 및 음향 모드변수들의 역할을 명확하게 (explicitly) 규명할 수가 있었다. 특히, 소음 응답

에 대한 정량적인 수치해만을 제공했던 종래의 연구와 달리 소음에 대한 차체 진동모드와 차실 음향모드의 관계를 설명할 수 있게 됨으로써, 수치해의 실용성을 높일 수가 있었다.

(2) 제안된 소음모델에 근거하여, 내부소음의 특성을 평가하고 소음 스펙트럼을 시뮬레이션하는 전용프로그램을 개발하였다.

(3) 개발된 프로그램을 이용하여 단순 차실모델에 대한 음향 유한요소해석을 수행한 결과 실험치와 잘 일치하여 소음응답 해석에 그대로 이용할 수가 있었으며, 경계면의 모드데이터는 실험치를 사용함으로써 소음응답의 오차를 줄였다. 특히 연성계수가 작게 나오는 국부적인 진동모드나, 이중의 진동모드와 음향모드를 계산에서 제외 시킴으로써 계산상의 이익을 얻을 수가 있었다.

후 기

위 과제는 현대자동차(주)의 연구비 및 한국과학기술원 연구비의 지원과 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소의 시설 협조로 수행되었으며, 관계자에게 감사한다.

참 고 문 헌

- (1) Kamal, M.M. and Wolf, Jr. J.A., 1982, "Modern Automotive Structural Analysis", Van Nostrand Reinhold Company.
- (2) Wolf, J.A., 1976, "Structural-Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger Compartment", SAE760184.
- (3) Yashiro, H., Suzuki, K. and Kajio, Y. 1985, "An Application of Structural Acoustic Analysis to Car Body Structure", SAE850961.
- (4) Jha, S.K., 1976, "Characteristics and Sources of Noise and Vibration and Their Control in Motor Cars", Journal of Sound and Vibration, Vol. 47.
- (5) 이장무외, 1985~1990, "승용차의 차실소음 저감에 관한 연구 I-IV", 서울대학교 공학연구소.
- (6) 김석현, 이장무 외 2인, 1986, "승용차의 차실 음향 및 차체 진동에 관한 연구(1)", 대한기계학회논문집, 제10권, 제4호.
- (7) Sung, S.H., Nefske, D.J., 1984, "A Coupled Structural-Acoustic Finite Element Model for Vehicle Interior Noise Analysis", Trans. of ASME Vol. 106.

- (8) Wolf, J.A., 1977, "Modal Synthesis for Combined Structural-Acoustic Systems", AIAA Vol. 15.
- (9) Nefske, D.J., Sung, S.H., 1985, "Structural Accoustic System Analysis Using the Modal Synthesis Technique", Proc. of IMAC.
- (10) Suzuki, S., 1985, "Coupling of Boundary Element Method and Modal Analysis for Structural Acoustic Problems", 일본기계학회논문집, 제52권.
- (11) Suzuki, S. Maruyama, S. and Ido, H., 1989, "Boundary Element Analysis of Cavity Noise Problems with Complicated Boundary Conditions", Journal of Sound and Vibration Vol. 130(1).
- (12) Wood, L.A. and Jochim, C.A., 1985, "Variability of Interior Noise Levels in Passenger Cars", IMEC 136184.
- (13) Kim, S.H. Lee, J.M. etc., 1987, "A Study on the Vibration and Acoustic Characteristics of a Vehicle Compartment Model", Proc. KSME/JSME Vibration Conf. 87.
- (14) Petyt, M. and Lim, S.P., 1978, "Finite Element Analysis of the Noise Inside a Mechanically Excited Cylinder", International Journal of Numerical Methods in Eng., Vol. 13.