

자동차 차실소음 해석을 위한 전용 프로그램의 개발

Development of Special Purpose Computer Program for the Analysis of Car Interior Noise

* 박동철* 강연준* 이장무* 김석현** 김중희***

1. 서론

최근 차량의 고급화에 따라 차실소음 저감에 대한 연구가 많이 수행되고 있다. 차실의 소음은 주로 엔진 또는 동력전달 장치의 진동과 도로의 요철로 생기는 차체의 진동으로부터 발생된다. 차실에서 20-200Hz의 저주파수대의 소음은 주로 차체 진동과의 연성 효과로 기인한다. 따라서 이 주파수영역에 있어서 소음의 특성을 파악하기 위해서는 차실의 음향 모드 해석과 차체 구조물의 진동과 차실 음향 모우드의 상호관계를 고려한 구조-음향 연성 해석이 필요하다.

차실의 음향 모드 해석을 위해서는 실험적 방법과 유한 요소법을 이용하는 방법이 있다. 유한 요소법을 이용하여 음향 특성을 결정하는 경우, 큰 어려움은 없으나 밀폐된 공동에서 경계면을 이루는 구조물의 진동에 의해 음이 발생하는 경우 단순히 공간의 음향 특성만으로는 음향 응답을 예측할 수 없게 된다. 즉, 경계면에서 반사되는 반사파는 경계면의 탄성 변위에 의해 운동 특성이 변화되어 반사되므로 입사파와 다른 특성을 가지게 된다. 따라서 이러한 구조 진동 특성과 음향 특성을 모두 고려한 연성 해석을 수행하여야 하며, 음향 모드와 구조 진동 모드와의 연성에 의한 음향 응답 특성을 결정하기 위한 수치 해석 프로그램을 개발하게 되었다.

본 연구에서는 전후처리 및 사용자 편의성을 염두에 두고 차실소음 해석 전용 프로그램(ACSTAP; Acoustical and Structural Coupling Analysis Program)을 작성하고 이를 실차에 적용하여 유용성을 보였다.

2. 연성 이론의 고찰

차실과 같이 밀폐된 공간에서의 음압에 대한 많은 연구가 수행되어 왔다. 본 연구에서는 음장과 경계면 변위의 연성과 관련한 T.L. Richards의 연구 결과를 이용하였다.

차실 내의 음압장(Acoustic pressure field)이 균질의 등방성 및 완전 탄성이며 미소 진폭의 진동을 한다고 가정하면, 음압 P는 다음의 파동 방정식과 경계조건으로 결정된다.

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} \quad (1)$$

탄성경계에

$$\frac{\partial P}{\partial n} = -\rho \ddot{u} \quad (2)$$

강체경계에

$$\frac{\partial P}{\partial n} = 0 \quad (3)$$

여기서 c는 공기중의 음속, ρ는 공기의 밀도, u는 경계면 가속도의 법선 방향 성분이다.

식(1)의 파동방정식과 Green의 제2정리를 이용하면 다음과 같은 음압에 관한 적분식을 구할 수 있다.

$$P(r) = \int_S \left[G(r,r_0) \frac{\partial P(r_0)}{\partial n_0} - P(r_0) \frac{\partial G(r,r_0)}{\partial n_0} \right] dS_0 \quad (4)$$

그리고 승용차 차실의 탄성경계의 법선방향 변위와 음압에 관하여 모드 변환을 수행함으로써 구조와 음향 모우드가 연성된 차실내의 음압에 관한 식을 구하면 다음과 같다.

$$P(r) = \rho \omega^2 c^2 \sum_i \frac{\phi_i(r) \sum_j \{u_j\}^t \{F\} C_{ij}}{(\Omega_i^2 - \omega^2)} + \rho \omega^2 c^2 \sum_j \frac{\{u_j\}^t \{F\} \sum_i \phi_i(r) C_{ij}}{(\lambda_i^2 - \omega^2)} \quad (5)$$

여기서

$$C_{ij} = \frac{1}{\lambda_j^2 - \Omega_i^2} \int_S \phi_i(r_0) X_j(r_0) dS_0 \quad (6)$$

* 서울대학교 기계설계학과
** 강원대학교 기계과
*** 현대자동차 연구부

이고, $\phi(r)$ 은 음향 모드 함수, $[i]$ 는 경계면의 변위, $[P]$ 는 차체 구조물에 작용하는 외력, Ω_i 와 λ_i 는 각각 음향과 구조의 고유진동수, $X_j(r)$ 는 경계면 변위의 법선방향 성분이다. C_{ij} 은 외 부하중 조건이나 내부의 측정위치에 무관하게 구조-음향계의 고유특성만으로 결정되는 인자이다. 따라서 가진력의 스펙트럼이나 가진위치의 복잡성등으로 진동 및 소음 응답에 대한 명확한 해석이 어려운 자동차 구조물의 경우, 차체 진동에 의한 내부소음의 특성을 이해하고 그 저감대책을 세우는데 있어서 중요한 인자로 활용될 수가 있다.

3. ACSTAP의 구성

ACSTAP은 크게 입력 데이터의 작성을 돕는 전처리과정, 주 처리과정, 해석결과를 그래픽으로 표현해주는 후처리과정으로 이루어져 있다. Fig. 1은 그 구성도이다.

전처리기능은 풀다운 메뉴(Pull-down menu) 방식으로 이루어져 있기 때문에 초보자라도 쉽게 사용할 수 있다. 또한 도움말 기능이 있고, 데이터의 예러 체크 기능과 많이 사용되는 값으로 데이터들이 사전 설정되어 있으며 사용자가 대화식으로 입력 데이터를 작성할 수 있는 기능이 있다.

주처리 기능은 음향 해석과 구조-음향 연성 해석 부분과 몇 가지 추가적인 기능이 있다.

후처리기능에는 연성해석결과중에서 연성계수를 3차원 막대 그래프로 표현해 주는 기능과 경계면의 기여도를 Color contour로 표현해 주는 기능등이 있다.

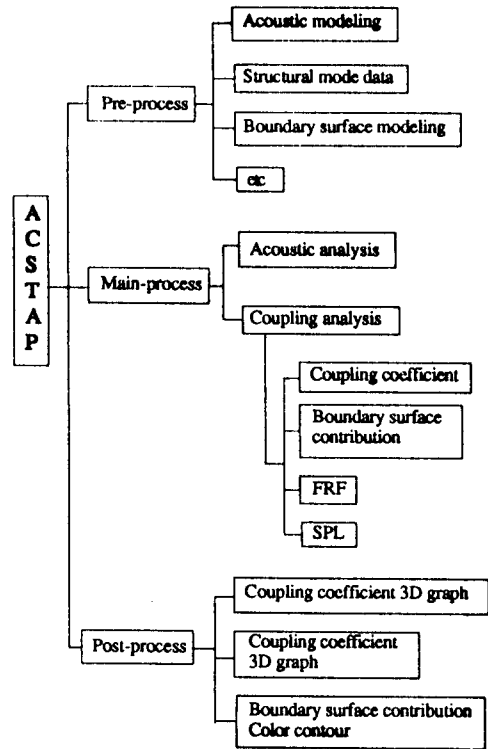


Fig. 1 ACSTAP Diagram

4. 차체의 모델링

4.1 차체 음향 모델링

Fig. 2는 본 연구에서 사용된 승용차 차체 내부의 3차원 음향 모델로서 절점은 874개이며 547개의 3차원 등면 요소를 사용하였다. 차체 소음에서 구조 모우드의 연성에 문제가 되는 주 피수 대역인 200Hz까지의 음향 모우드를 계산 하도록 하였다.

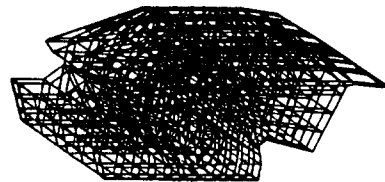


Fig. 2 3-D Acoustic finite element model

4.2 차체 경계면의 구조 모우드

연성 해석에서 필요한 구조 모우드는 실험적인 방법(모우드 실험)이나 수치 해석적 방법(유한 요소법)을 통하여 구할수 있는데 본 연구에서는 모우드 실험을 통하여 결정된 값을 사용하였다. Fig. 3은 불규칙 가진에 의한 차체의 주파수응답을 결정하기 위한 측정위치를 나타내고 있고 측정위치는 196개이다. 이 실험결과 결정된 구조 고유진동수는 Table 1과 같다. 그리고 Fig. 4는 실험의 구조 모우드중에서 연성해석 결과 관심의 대상이 되었던 모우드들이다.

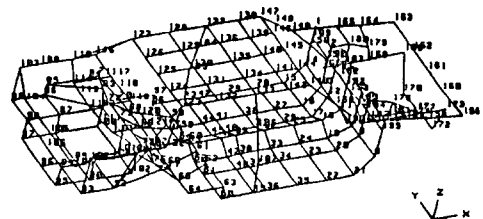


Fig. 3 Measurement points for modal testing

Table 1 Structural natural frequencies by modal testing

Mode	Freq (Hz)	Mode	Freq (Hz)
1	22.81	11	99.67
2	28.85	12	104.60
3	35.55	13	111.60
4	43.87	14	118.50
5	47.10	15	130.80
6	50.38	16	137.70
7	66.84	17	141.30
8	74.77	18	163.80
9	83.56	19	170.40
10	88.73		

Table 2 Acoustic natural frequencies of vehicle compartment cavity by F.E.M. modal

Mode No.	Frequencies(Hz)
1	0.00
2	82.23
3	107.20
4	138.00
5	144.81
6	153.10
7	179.65
8	191.90

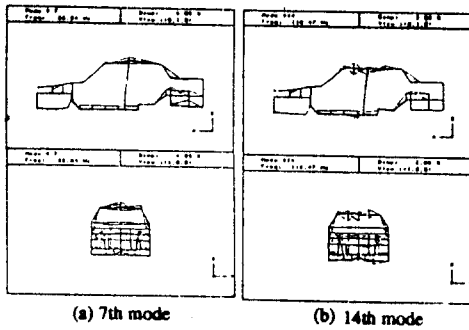


Fig. 4 Structural modes by modal testing

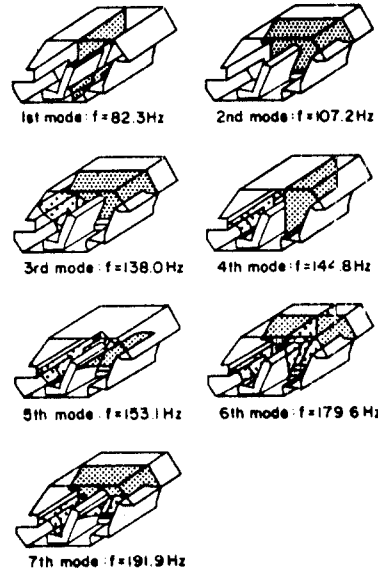


Fig. 5 Acoustic modes by 3-D FEM modelling

5. 구조-음향 연성 해석

5.1 음향 모드

ACSTAP 해석 결과로 구한 음향 모드는 주 관심의 대상인 200Hz까지 강제 모드를 포함하여 모두 8개이고, 그 고유진동수는 Table 2에서, 음향 모드는 Fig. 5에서 나타 내었다. 수치 해석에 의한 음향 모드 해석의 결과를 검증하기 위해 음향 모드 측정을 수행 하였다. 음향 모드의 측정은 2단계로 나누어서 수행하였다. 1단계에서는 차실을 정현파로 가진하여 음향 공진 상태를 확인함으로써 음향 고유 진동수를 결정하였고, 2단계에서는 결정된 각각의 고유진동수로 공진된 상태에서 여러곳으로 마이크로폰의 위치를 이동시켜서 각 위치에서의 음압 레벨을 측정함으로써 그 모드의 절면의 위치와 모드 형상을 결정하였다. 이상의 방법으로 실험한 결과가 수치 해석 결과와 잘 일치 함을 알수 있었다.

5.2 구조-음향 연성 해석

소음 문제 발생시 효과적인 해결방안을 수립하기 위해서는 심각한 소음에 주도적인 역할을 하는 인자를 규명하고 그 역할을 평가해야 할 것이다. 그 인자로 진동-음향 연성계수가 유용하게 사용될 수 있다. ACSTAP에서 구조-음향 연성해석에서 구한 연성계수는 Table 3과 Fig. 6에 나타나 있다. 소위 문제를 일으킬 가능성이 있는 큰값의 연성계수를 정리하면 다음과 같다.

- 20 Hz - 70 Hz의 구조 모드와 강제 음향 모드
- 7번째 구조 모드(66.3Hz)와 107Hz - 133 Hz의 음향 모드 : $C_{3,7}, C_{3,7}, C_{6,7}$
- 12, 14번째 구조 모드(104.6Hz, 118.5Hz)와 107 Hz - 144 Hz의 음향 모드 : $C_{3,12}, C_{3,12}, C_{3,14}, C_{3,14}$

Table 3 Structural-acoustic coupling coefficients ($C_U \times 10^{-10}$)

Acc.(Hz)	1	2	3	4	5	6	7
Str.(Hz)	0.00	82.33	107.20	138.00	144.81	153.10	179.65
1(22.81)	266.70	-20.20	14.49	-0.85	0.04	4.28	-0.91
2(28.85)	0.00	-0.00	0.03	0.00	0.00	0.00	0.00
3(35.55)	-50.13	-9.34	4.70	1.61	0.64	3.06	-1.35
4(43.87)	-0.00	-0.00	0.00	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00
5(47.10)	96.54	27.22	3.61	10.67	7.31	-1.34	5.46
6(50.38)	-6.47	15.50	-1.21	3.49	4.58	1.07	1.33
7(66.84)	-25.41	-22.59	16.40	3.80	21.77	9.72	-3.03
8(74.77)	0.00	0.00	0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00
9(83.56)	0.00	0.00	0.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.00
10(88.73)	-0.00	-0.00	-0.00	0.00	-0.00	-0.00	-0.00
11(99.67)	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00	0.00	0.00
12(104.6)	-15.79	4.23	-65.36	8.64	15.46	-0.26	-5.04
13(111.6)	0.00	-0.00	0.00	0.00	-0.00	0.00	0.00
14(118.5)	3.97	2.50	-17.34	-5.27	-9.28	1.83	0.67
15(130.8)	-0.00	0.00	-0.00	0.00	0.00	0.00	-0.00
16(137.7)	0.00	0.00	-0.00	0.05	0.00	0.00	-0.00
17(141.3)	0.00	0.00	-0.00	-0.00	0.00	-0.00	-0.00
18(163.8)	1.08	4.07	-4.31	3.31	3.38	11.40	-7.31
19(170.4)	0.00	-0.00	-0.00	-0.00	-0.00	0.00	0.00

6. 차실 소음 저감 방안

6.1 실차 주행 시험에 의한 소음 평가

Fig 7의 실선은 실차의 주행시험에서 측정된 A-웨이팅된 실내 소음의 특성이다. 복잡한 소음 피크특성을 보이고 있는데 특히 3300 rpm (4 단)에서 상당한 수준의 소음 피크가 관찰되므로 이를 낮추는 것이 필요하다. 4단 변속 3300 rpm은 주로 엔진 제2고조파인 110Hz의 가진력에 의한 것으로 예상된다. 따라서 3300 rpm부근의 소음은 110 Hz의 엔진의 가진에 의한 104 Hz - 120 Hz 대역의 차체 구조 모드와 107 Hz - 144 Hz 대역의 음향 모드 사이의 큰 연성에 의한 것으로 판단된다.

6.2 차실 구조 변경에 의한 소음 저감

문제가 되고 있는 3300 rpm 부근에서의 소음을 줄이기 위해서 보강 작업이 요구된다. 연성계수는 차체 진동- 차실 음향 결합계의 고유한 진동-음향 모드의 연성 특성을 나타내는 인자이므로 구조 변경에 필요한 유용한 정보를 제공한다. 104 Hz - 120 Hz 대역의 12차, 14차 구조 모드와 107 Hz - 144 Hz 대역의 3차, 5차 음향 모드의 연성계수인 C_{312} , C_{313} , C_{314} , C_{315} 와 668 Hz의 7차 구조 모드와 107 Hz - 153 Hz 대역의 3차, 5차, 6차 음향 모드의 연성 계수인 C_{317} , C_{317} , C_{417} 의 차실벽 경계면상의 요소에 대한 기여도를 관찰하였다. Fig. 8에서 보는 바와 같이 7개 값 모두가 차체 지붕이 가장 크게 기여하는 것으로 나타났다. 또한 Fig. 4에서 알수 있듯이 관심의 대상이 되는 3개의 구조 모드들은 모두 지붕에서 차 길이 방향을 축으로하는 굽힘 모드가 가장 큰 것으로 나타났다. 그러므로 지붕의 횡방향, 즉 Fig. 3에서 절점 133 - 137을 잇는 방향으로 보강하였다.

Fig. 9는 A-웨이팅된 소음 FRF로서 보강 후 관심 주파수 대역에서 약 5 - 10 dB의 소음 저감이 이루어짐을 보여 준다.

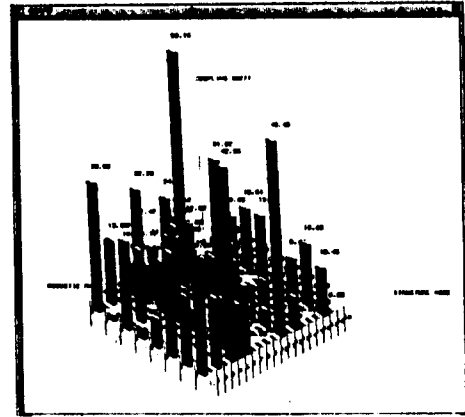
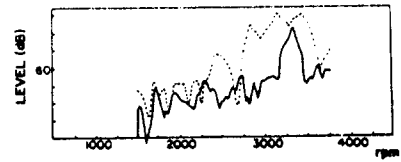
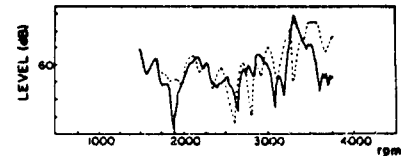


Fig. 6 Structural-acoustic coupling coefficients



(a) measurement at driver's hearing



(b) measurement at right rear-seat hearing position

Fig. 7 Interior noise characteristics by road test

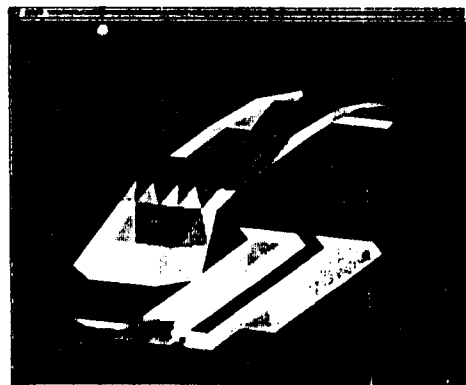


Fig. 8 Boundary contribution to $C_{5,7}$

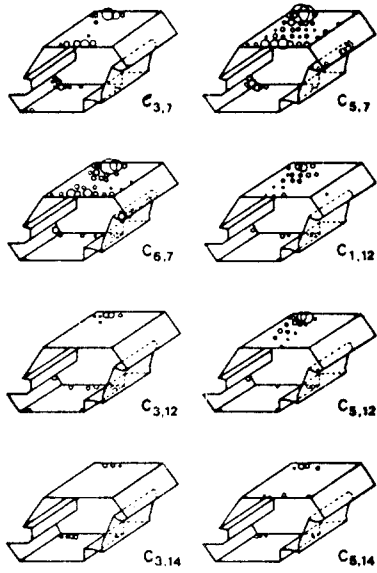


Fig. 8 Boundary contribution to C_p 's

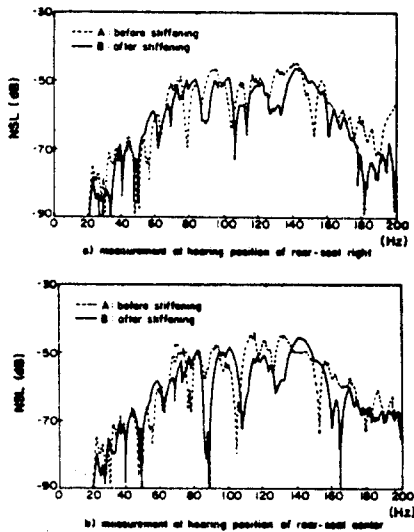


Fig. 9 Interior noise characteristics
before and after roof-stiffening
(Excitation : front center member)

7. 결론 및 토론

전,후처리기능과 사용자의 편의성이 고려된 차실 소음해석 전용프로그램을 개발하여 실차에 적용한 결과 그 유용성이 입증되었다.

주행시뮬을 통하여 측정된 차실의 소음 특성에서 나타난 주요 소음 피크를 저감시키기 위하여 차체 진동과 차실 음향의 보우드 연성해석을 통하여 여러개의 공진 보우드들이 이 피크와 관련됨을 확인하였고 강하게 연성된 구조 보우드의 특성으로부터 가장 소음에 영향이 큰 경계면 패널을 정하였다. 해석을 통하여 구한 부분을 보로 보강하여 소음 수준을 효과적으로 줄일 수 있었다.

참고 문헌

1. Craggs, A (1972). The Using of Simple 3-D Acoustic Finite Elements for Determining the Natural Modes and Frequencies of Complex Shaped Enclosures. *J Sound and Vibration* 23.
2. Sung, S H (1981). Automotive Applications of 3-D Acoustic Finite Elements. SAE 810397.
3. Nefske, D H, Wolf, Jr., J A, Howell, L J (1982). Structural-Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger Compartment : A Review of Current Practice. *J Sound and Vibration* 80.
4. Yashiro, H, Suzuki, K, Kajio, Y, Hagiwara, I, Arai, A (1985). An Application of Structural-Acoustic Analysis to Car Body Structure. SAE 850961.
5. Nefske, D J, Sung, S H (1985). Structural-Acoustic System Analysis Using the Modal Synthesis Technique. *Proceedings of the 3rd IMAC* 2.
6. Richards, T L (1982). The Reduction of Structural-Acoustic Coupling in Car Bodies. Cranfield Institute of Technology, PhD Thesis.
7. Kim, S H, Kim, J H, Lee, J M, Park, YS (1987). Analysis of Interior Noise Induced by Vibrations of a Car Body. *Proceeding of 5th IMAC* 2.
8. Sung, M H, Kim, S H, Lee, J M, Kim, J H (1989). A Study on the Interior Noise of a Passenger Car. *Proceeding of 7th IMAC* 2.