

구조-음향 연성계의 민감도해석을 이용한 모형차량의 소음저감에 관한 연구

°박 동 철*, 이 장 무**

A study on the Interior Noise Reduction of Model Car Using the Stuctural-Acoustic Sensitivity Analysis

PARK, DONG CHUL, LEE, JANG MOO

ABSTRACT

For reducing car interior noise at 20-200Hz range, many analysis methods like noise path analysis and acoustic sensitivity analysis have been used. In this study, we develped new a sensitivity anlysis for reducing structural-borne noise. For verifying the acoustic sensitivity by experiments, simple car model was constructed. We found the most sensitive position using the sensitivity analysis and reduced structural-borne noise by adding a mass at that position.

1. 서론

차실의 소음은 발생 요인에 따라 엔진 및 파워트레인 소음, 도로소음, 공력소음 등으로 나눌 수 있다. 특히 차실에서의 20~200Hz의 저주파수대역 소음은 주로 차체의 진동과 음장의 연성으로 기인한다. 따라서 이 주파수대역의 소음특성을 파악하기 위해서는 차실의 음향특성과 차체구조물의 진동의 상호관계를 고려한 해석이 요구된다. 소음의 관점에서 최적화된 차체구조를 얻기 위해서는 설계초기에 해석적인 방법을 통하여 소음특성을 파악하여야 한다. 그러나 실차와 같이 복잡한 구조물에서는 차체의 동적특성과 음향특성, 그리고 연성특성을 얻기 위해서 많은 노력과 계산 시간이 요구되기 때문에 여러번의 시행오차를 통하여 최적의 설계값을 얻는 것은 쉽지 않다.

본 연구에서는 저주파대역의 구조기인소음을 저감시키기 위하여 설계변경에 기준을 제시할 수 있는 구조-음향 민감도해석기법을 개발하였다. 단순화된 모형차량을 대상으로 실험적인 방법을 통하여 얻은 구조진동특성으로 민감도해석을 수행하여 소음에 가장 민감한 부위를 파악하고 구조변경을 통하여 소음을 저감하여 제시된 방법을 검증하였다.

2. 구조-음향 연성계의 이론적 고찰

2.1 음압이론식

일반적으로 구조-음향 연성계의 해석에는 구조계와 음향계를 완전히 하나의 식으로 표현하는 구조-음향 완전연성해석과, 구조계는 음향계에 영향을 미치지만 음향계는 구조계에 그다지 영향을 미치지 못한다는 가정하에서 수행되는 구조-음향 반연성해석이 있다. 자동차와 같은 구조물에 있어서는 후자 해석의 가정이 잘 부합하기 때문에 본 연구에서는 구조-음향 반연

* 현대자동차(주) 진동소음시험2팀

** 서울대학교 기계설계학과

성해석에 기초를 두고서 연성해석과 민감도해석을 수행하였다. 이 방법은 완전 연성된 행렬식을 푸는 것보다는 계산 시간에 있어서 큰 잇점이 있고, 또한 이 잇점은 소음최소화를 위한 구조설계최적화에 유용하게 이용될 수 있다.

밀폐된 공동에서 매질을 균질의 등방성 및 완전 탄성과 미소폭의 진동으로 가정한 음장의 음압 p 는 파동방정식으로 표현할 수 있다.

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

경계조건으로는 강체경계, 탄성경계, 흡음경계로 나눌 수 있다. 또한 구조물 진동을 각 절점의 운동방정식 행렬로 나타내면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (2)$$

여기서 $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 각각 구조계의 질량, 감쇠, 강성행렬이며, $\{\ddot{x}(t)\}$, $\{\dot{x}(t)\}$, $\{x(t)\}$ 는 각 절점의 가속도, 속도, 변위를 나타내고 $\{F(t)\}$ 는 절점에 작용하는 동적 하중이다. 식(2)에서 감쇠를 구조감쇠로 가정하고 탄성계의 법선방향 변위로 모드변환을 수행하여 결합하면 최종적으로 음압은 아래의 식으로 표현된다.

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

혹은

$$P(r) = -\rho_a \omega^2 c^2 \sum_i \frac{\phi_i(r) \sum_j \{X_j\}^T \{F\} C'_{ij}}{\{(\Omega_i^2 - \omega^2) + j\Omega_i^2 \zeta_{ai}\}} - \rho_a \omega^2 c^2 \sum_j \frac{\{X_j\}^T \{F\} \sum_i \phi_i(r) C'_{ij}}{\{(\lambda_j^2 - \omega^2) + j\lambda_j^2 \zeta_{aj}\}} \quad (4)$$

여기에서

$$C'_{ij} = \frac{C_{ij}}{(1 + j\zeta_{ij})\lambda_j^2 - (1 + j\zeta_{ia})\Omega_i^2}$$

$$= \frac{1}{(1 + j\zeta_{ij})\lambda_j^2 - (1 + j\zeta_{ia})\Omega_i^2} \int_{s_o} \phi_i(r_o) U_j(r_o) dS_o \quad (5)$$

Ω_i 는 음향고유진동수, λ_j 는 구조고유진동수를, ζ_a, ζ_s 는 음향 모달댐핑계수와 구조 모달댐핑계수이고, ϕ 는 음향모드, U 는 경계면 법선방향의 구조모드, X 는 구조모드이다. C_{ij} , C'_{ij} 는 음향모드와 구조모드사이의 상호연성관계를 나타내는 계수이다. 이 식을 살펴보면 음압 스펙트럼은 구조 고유진동수와 음향 고유진동수에서 피크가 생기며 이 피크의 크기는 가진위치나 측정점의 음향모드 및 음향/구조모드의 근접도에 의하여 영향을 받는다.

2.2 구조-음향 연성계의 민감도식 유도

연성해석시 이제까지의 소음저감대책으로 소음기여도가 가장 큰 부위에 제진재를 부착하여 진동변위를 제어하거나 보강보를 부착하여 소음을 줄여왔었다. 그러나 어느 정도의 제진재나 보강보를 어떠한 위치에 처리해야할 지에 대한 기준을 제시하지는 못하였다. 그러므로 민감도 해석을 통하여 차실소음변화에 큰 영향을 주는 보강판이나 보강보의 위치와 크기를 파악할 필요성이 있다. 만일 음향계의 형상의 변화가 없다고 가정한다면 식(3)으로부터 구조모달파라메타의 민감도를 이용하여 음압의 민감도를 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial P}{\partial \alpha_k} = -\rho_a \omega^2 c^2 \sum_i \sum_j \frac{\phi_i(r) \{X_j\}^T \{F\}}{\{(\Omega_i^2 - \omega^2) + j\Omega_i^2 \zeta_{ai}\} \{(\lambda_j^2 - \omega^2) + j\lambda_j^2 \zeta_{aj}\}} \frac{\partial C_{ij}}{\partial \alpha_k} - \rho_a \omega^2 c^2 \sum_i \sum_j \frac{\phi_i(r) C_{ij}}{\{(\Omega_i^2 - \omega^2) + j\Omega_i^2 \zeta_{ai}\} \{(\lambda_j^2 - \omega^2) + j\lambda_j^2 \zeta_{aj}\}} \frac{\partial \{X_j\}^T \{F\}}{\partial \alpha_k} - \rho_a \omega^2 c^2 \sum_i \sum_j \frac{\phi_i(r) C_{ij} \{X_j\}^T \{F\}}{\{(\Omega_i^2 - \omega^2) + j\Omega_i^2 \zeta_{ai}\}} \frac{\partial}{\partial \alpha_k} \left(\frac{1}{\{(\lambda_j^2 - \omega^2) + j\lambda_j^2 \zeta_{aj}\}} \right) \quad (6)$$

여기에서,

$$\frac{\partial C_{ij}}{\partial \alpha_k} = \frac{\partial}{\partial \alpha_k} \left(\int \phi_i(r_o) U_j(r_o) dS \right) = \int \phi_i(r_o) \frac{\partial U_j(r_o)}{\partial \alpha_k} dS_o \quad (7)$$

$$\frac{\partial \{X_j\}^T \{F\}}{\partial \alpha_k} = \frac{\partial \{X_j\}^T}{\partial \alpha_k} \{F\} \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial \alpha_k} \left(\frac{1}{\{(\lambda_j^2 - \omega^2) + j\lambda_j^2 \zeta_{sj}\}} \right) = \frac{-2\lambda_j(1 + j\zeta_{sj})}{\{(\lambda_j^2 - \omega^2) + j\lambda_j^2 \zeta_{sj}\}^2} \frac{\partial \lambda_j}{\partial \alpha_k} \quad (9)$$

또한 구조 모드의 변화량이 구조 고유진동수의 변화량에 비하여 매우 작다면 식(6)의 음압민감도와 연성계수민감도는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial P}{\partial \alpha_k} \cong -\rho_a \omega^2 c^2 \sum_r \frac{\phi_r(r) C_{ij} \{X_j\}^T \{F\}}{\{(\Omega_i^2 - \omega^2) + j\Omega_i^2 \zeta_{sa}\}} \frac{-2\lambda_j(1 + j\zeta_{sj})}{\{(\lambda_j^2 - \omega^2) + j\lambda_j^2 \zeta_{sj}\}^2} \frac{\partial \lambda_j}{\partial \alpha_k} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial C'_{ij}}{\partial \alpha_k} &= \frac{\partial}{\partial \alpha_k} \left(\frac{C_{ij}}{(1 + j\zeta_{sj})\lambda_j^2 - (1 + j\zeta_{sa})\Omega_i^2} \right) \\ &= \frac{1}{(1 + j\zeta_{sj})\lambda_j^2 - (1 + j\zeta_{sa})\Omega_i^2} \frac{\partial C_{ij}}{\partial \alpha_k} + \frac{-2(1 + j\zeta_{sj})\lambda_j C_{ij}}{[(1 + j\zeta_{sj})\lambda_j^2 - (1 + j\zeta_{sa})\Omega_i^2]^2} \frac{\partial \lambda_j}{\partial \alpha_k} \end{aligned} \quad (11)$$

음압을 음압레벨(Sound Pressure Level: SPL)로 나타내면 다음과 같다.

$$L_p = 20 \log\left(\frac{P_e}{P_{ref}}\right) = 20 \log\left(\frac{P/\sqrt{2}}{P_{ref}}\right) \quad (\text{dB}) \quad (12)$$

여기에서 P_{ref} 는 기준유효음압을 P_e 는 유효음압을 나타낸다. 음압레벨에 대한 민감도는 다음과 같다.

$$\frac{\partial L_p}{\partial \alpha_k} = \frac{20}{\ln 10} \left(\frac{\partial P_e}{\partial \alpha_k} / P_e \right) \quad (13)$$

대역음압레벨은 다음의 식으로 표현된다.

$$L_{pi} = 10 \log \sum_{i=1}^N 10^{L_{pi}/10} \quad (\text{dB}) \quad (14)$$

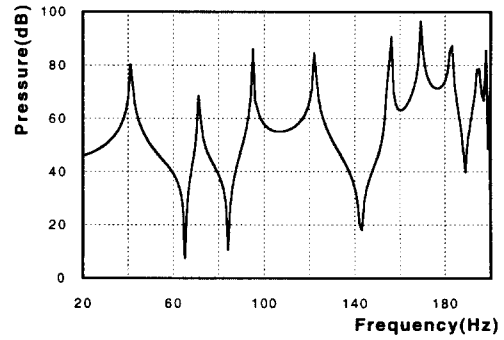
식(14)의 대역음압레벨의 민감도는 다음의 식으로 나타낸다.

$$\frac{\partial L_{pi}}{\partial \alpha_k} = \frac{\sum_{i=1}^N 10^{L_{pi}/10} \frac{\partial L_{pi}}{\partial \alpha_k}}{\sum_{i=1}^N 10^{L_{pi}/10}} \quad (15)$$

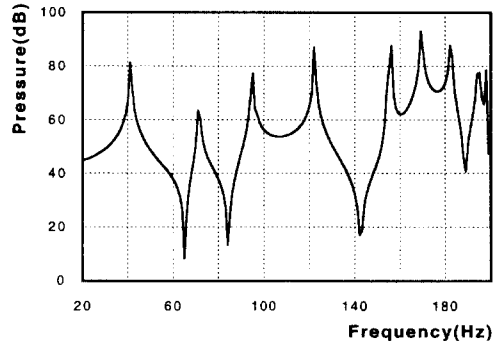
이상의 유도된 식을 기초로하여 구조-음향 연성계의 주파수응답해석(ACSTAP/FRF)과 민감도해석(ACSTAP/SENS) 프로그램을 작성하였다.

2.3 단순한 모델의 구조-음향연성 민감도해석

단순한 모델, 즉 한면이 탄성판인 박스공동(1.8m×1.4m×1.1m)을 대상으로 반연성해석을 통하여 구조강제진동 음향응답함수와 음압의 민감도를 계산하고 그 결과를 MSC/NASTRAN결과와 비교하였다. 계산시간의 비교는 Table 1과 같다. 주파수응답함수에서 약 4배, 민감도에서 약 7배 정도로 새로운해석방법이 효율적인 계산을 수행하였고 계산결과는 Fig. 1, 2와 같이 서로 유사하였다.



(a) NASTRAN



(b) ACSTAP

Fig. 1 Acoustic FRF by NASTRAN and ACSTAP

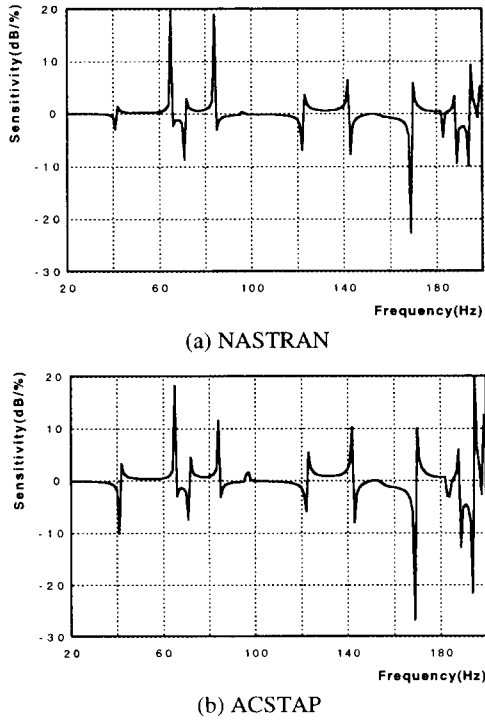


Fig. 2 Sensitivity of acoustic FRF by NASTRAN and ACSTAP

Table 1 Calculation time in NASTRAN & ACSTAP(CPU time)

Type	NASTRAN	ACSTAP
FRF	121.7sec	28.3sec
FRF sens.	404.4sec	52.2sec

3. 모형차량의 소음저감

3.1 구조가진 음향응답해석

구조-음향 연성 민감도해석의 실험적 검증을 위하여 Fig. 3과 같이 2mm의 철판으로 구성된 모델을 대상으로 연성해석을 수행하였다. 음향모드는 유한요소법을 이용하였고, 구조모드실험을 통하여 구조고유진동수와 고유모드를 추출하였다.

음향 모드해석을 위하여 235개의 절점과 128개의 육면체요소로 유한요소 모델링하였다. 음속 340m/sec,

공기밀도 1.21kg/m^3 의 값을 사용하여 강제모드를 포함하여 총 4개의 음향 고유모드를 추출하였다

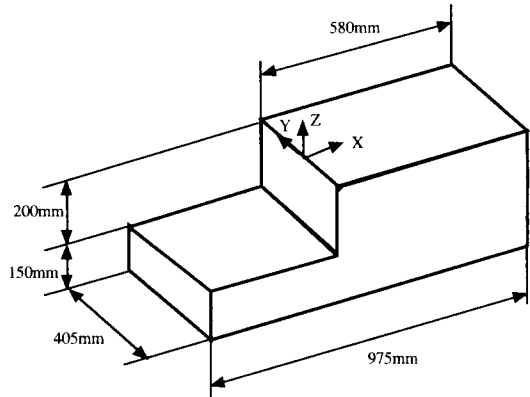


Fig. 3 Verification model

Fig. 4는 구조모드 추출을 위한 실험장치도로써 총 측정점은 178개이고 IMPACT HAMMER를 이용하여 가진하고 단축 가속도계를 이용하여 가속도를 측정하였다. 모달파라미터 추출을 위하여 LMS CADA-X 3.3을 이용하였고, 350Hz까지의 고유진동수를 계산하였다. 모형차량의 소음피크 주파수를 찾기 위하여 구조가진 음향 응답을 살펴 보았다. 구조 윗판에 위치한 구조절점을 20Hz에서 200Hz까지 0.5Hz단위로 주파수를 증가시키면서 가진하였을 때 한 음향절점에서의 음압 응답을 ACSTAP/FRF를 이용하여 계산하였다.

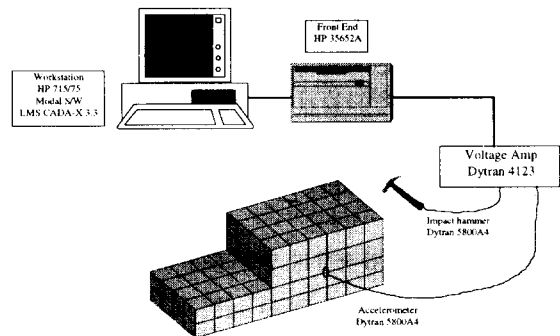
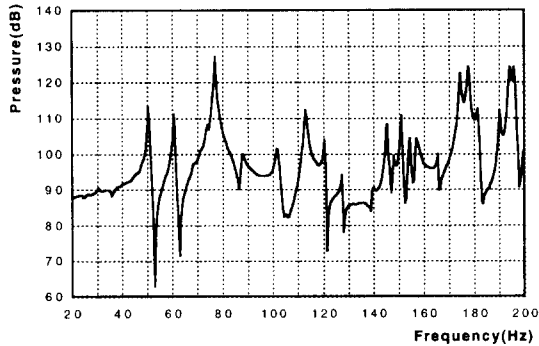
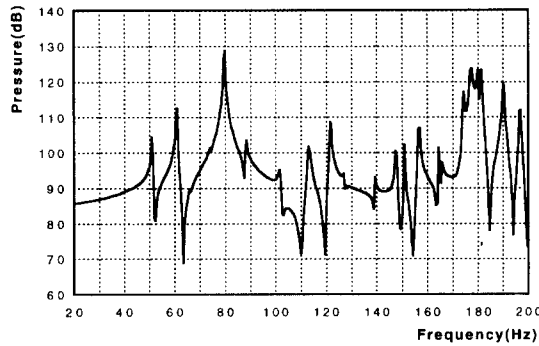


Fig. 4 Configuration of modal testing for verification model

또한 실험적 방법으로 구조가진 음향응답을 구하기 위하여 IMPACT HAMMER로 가진하고 마이크로폰으로 음압을 측정하여 그 FRF를 구하였다. Fig. 5는 실험적방법과 해석적방법(ACSTAP/FRF)으로 구한 구조가진 음향응답의 결과이다. 서로 유사한 경향을 보여주고 있다.



(a) TEST



(b) ACSTAP/FRF

Fig. 5 Acoustic FRF by TEST & ACSTAP/FRF
(Ex ST N119: -0.30, 0.10, -0.20 Re: 0.39, -0.10, -0.2)

3.2 민감도해석을 이용한 소음저감

Fig. 6은 구조 옆판에 위치한 구조절점을 충격가진하였을 때의 한 음향절점에서의 주파수응답이다. 175~180Hz에서 큰 피크가 존재하는데 이 피크는 음향의 177.2Hz와 구조의 174.3Hz, 181.3Hz의 연성으로 기인한다. 이 피크의 소음을 줄이기 위하여 실험에서 구한 구조모드로 부터 LMS CADA-X의 DESIGN모듈을 이용하여 구조 고유진동수의 민감도를 계산하여, ACSTAP/SENS에서 민감도해석을 수행하였다. 설계

변수로 각 절점에서의 집중질량을 취하였고 Fig. 7에서 보는 바와 같이 가장 민감도가 큰 부위인 구조절점 N169에 100g의 집중질량추가, 민감도가 크지 않은 구조절점 N175에 집중질량을 추가하여 소음감소를 살펴보았다.

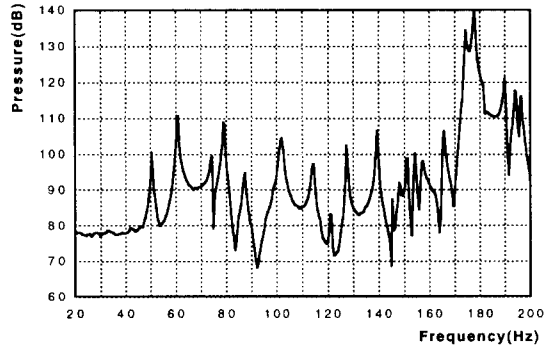


Fig. 6 Acoustic forced response function by TEST
(Ex ST N164: 0.10, -0.20, -0.1 Re: 0.39, -0.10, -0.2)

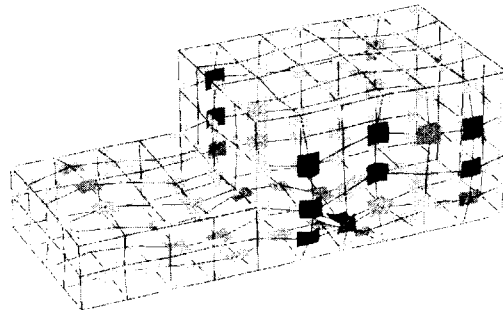
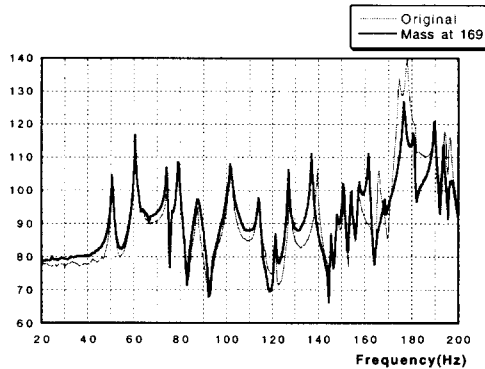
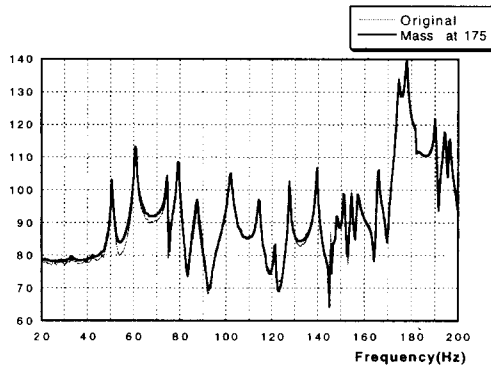


Fig. 7 Sensitivity of 16th structural mode: 174.3Hz

Fig. 8은 그 결과로서 해석에서 예측하였듯이 민감도가 큰 부위의 집중질량추가로 가장 큰 피크의 음압이 약 15~20dB감소하였다. 민감도가 크지 않은 부위에서의 집중질량추가는 음압에 아무런 변화를 주지 못하였다. 이상과 같이 민감도해석은 설계변경의 위치와 정량적인 양에 대한 정보를 제공하였다.



(a) Lumped mass on the most sensitive position



(b) Lumped mass on the less sensitive position

Fig. 8 Comparison of FRF before and after mass modification

(Ex ST N164: 0.10, -0.20, -0.1 Re: 0.39, -0.10, -0.2)

4. 결론 및 향후계획

본 연구는 차실의 20~200Hz 대역에서의 BOOM'G소음 감소를 위한 연구로서 구조-음향 연성계의 민감도 해석기법을 개발하였다.

- 1) 구조-음향 연성계의 새로운 음압민감도해석 프로그램을 개발하였고 NASTRAN의 결과와 비교하였다. 계산시간의 측면에서 개발된 민감도해석법이 기존의 방법에 비하여 약 7배 빨랐다.
- 2) 단순화된 차량모델의 문제 피크인 175Hz~180Hz 소음을 줄이기 위하여 민감도해석을 통하여 가장 효과적인 부위를 파악하였고, 집중질량을 그 부위에 추가하여 약 15~20dB의 소음감소를 이룸을 실험적으로

로 확인하였다. 이상의 결과를 통하여 민감도해석의 신뢰성을 확인하였다.

- 4) 구조기인 소음을 정확하게 예측하기 위해서는 정확한 구조모드의 추출이 선행되어야 한다. 특히 설계 초기단계에서의 소음특성예측과 최적설계를 위하여 구조기인소음 관점인 20~200Hz 대역에 맞는 구조 유한요소모델 확보에 많은 연구가 요구된다. 이와 병행하여 실차를 대상으로 하여 시험적으로 구조모드를 추출하고 민감도해석을 통한 소음감소에 관한 연구가 요구된다.

참고 문헌

- 1 Richards, T.L, "The Reduction of Structural Acoustic Coupling in Car Bodies," Canfield Institute of Technology, Ph. D. Thesis, 1982
- 2 Zheng-Dong Ma and Ichiro Hagiwara, "Sensitivity Calculation Methods for Conducting Modal Frequency Response Analysis of coupled Acoustic-Structural Systems," JSME International Journal, Vol. 35, No.1, 1992
- 3 Garret N. Vanderplaats, Numerical Optimization Techniques for Engineering Design, Mcgraw-Hill
- 4 Coyette, J.P.G., Wynendaele, H. and Chargin, M.K., "A global Acoustic Sensitivity Tool for Improving Structural Design", 11th Int. Modal Analysis Conf., 1993
- 5 김석현, 이장무, 김중희, "승용차의 차실 음향 및 차체 진동에 관한 연구(III)," 대한기계학회논문집 제 16권 제1호, pp.13~216, 1992
- 6 Lee, J.M., Sung, M.H., Kang, Y.J., Kim, S.H. and Kim, J.H., "An Effective Method for Interior Noise Reduction of a Passenger Car," 6th Inter. Pacific Conf. on Automotive Engineering, pp.553-560., 1991