

〈논 문〉

민감도 해석 및 구조 변경법을 이용한 차실 소음 저감

Interior Noise Reduction Using Sensitivity Analysis and Structural Dynamic Modification

황 우 석*

Woo Seok Hwang

(1999년 5월 26일 접수 : 1999년 10월 23일 심사완료)

Key Words : Sensitivity Analysis (민감도 해석), Structural Dynamics Modification (구조 변경법), Booming Noise(부밍 소음)

ABSTRACT

Sensitivity analysis and structural modification technique are used to reduce the interior noise of a passenger car. The sensitivity analysis for the noise level at the rear seat shows that the stiffness change at the front lower member and the rear roof rail are sensitive. Using the structural modification method, we verified that the reinforcements at those members decrease the noise transfer function from the body to the rear seat. The combined application of the sensitivity analysis and structural modification method can decrease the noise level effectively.

1. 서 론

자동차가 주행 중에 발생하는 진동 소음은 대표적인 구조물의 동적 응답 문제이다. 구조물의 동적 응답은 구조물에 대한 모달 시험 및 해석을 통하여 구한 모달 변수로 표현되며, 이를 이용하여 동적 모델을 구성할 수 있다. 동적 모델의 정량적 정보를 이용한 모드 형상의 묘사와 같은 방법으로 동적 문제를 확인할 수 있다⁽¹⁾. 자동차와 같이 복잡한 구조물의 경우, 개발 단계에서 모든 동적 응답을 기준 내로 만족시키는 것은 매우 어려운 일이다. 그러므로, 특정한 동적 문제를 해결하기 위한 설계 변경이 많이 요구된다. 기존의 경우 구조물의 모달 모델 정보를 바탕으로 물리적 직관과 경험으로 구조 변경을 실시하여 왔다. 복잡한 동적 특성을 갖는 구조물의 경우, 구조 변경이 모달 변수에 미치는 효과에 대한

예측은 매우 어렵다. 동적 응답이 불만족스러울 경우, 몇 가지의 구조 변경안을 내고 시행착오를 통하여 개선을 시도할 수도 있으나 이 시도가 성공하리라는 보장은 없다.

최근 들어 구조 변경 과정을 체계적으로 시도하고자 하는 노력이 많이 있다^(2,3). 구조 변경은 질량, 강성 혹은 감쇠와 같은 구조물의 물리적 특성을 변화시킨다. 복잡한 구조물의 경우, 어느 부위를 얼마만큼 변화시키느냐를 결정하는 것은 매우 어려운 일이다. 민감도 해석은 이러한 물리적 특성 변경이 구조물의 각 부분에서 특정 모드에 어떠한 영향을 미치는지 확인할 수 있는 방법이다. 이를 근거로 구조 변경이 가장 효과적인 위치를 찾을 수 있다. 구조 변경법(structural dynamics modification : SDM)은 기존 시스템에 구조적 변경을 가할 경우 구조 응답을 예측하는 기법이다. 질량, 강성 혹은 감쇠와 같은 구조물의 물리적 특성이 변화한 경우, 변경된 모달 변수들을 계산하고, 전달 함수 합성(frequency response function synthesis) 등의 기법으로 구조 응

* 정회원, 대구대학교 자동차·산업·기계공학부

답을 예측한다. 이는 일반적으로 민감도 해석 결과를 토대로 이루어지며, 유한요소법과 같은 수치적 기법과 연계될 경우가 많다. 구조 변경법의 장점은 실제로 실제 구조물에 구조 변경안을 적용하기 전에 미리 그 효과를 확인할 수 있으므로 시행착오를 줄일 수 있다는 점이다.

본 논문에서는 승용차의 차실 소음의 저감을 위하여 민감도 해석 및 구조 변경법을 사용하였다. 민감도 해석을 이용하여 구조 변경이 효과적인 위치를 찾아내고, 이 위치에 구조 변경을 실시할 경우 그 효과를 예측하였다. 구조 변경법 적용시 변경된 모드가 가질 수 있는 문제점을 제시하고 그 원인을 설명하였다. 또한 구조 변경의 결과인 변경된 고유진동수와 모드 형상으로부터 실차의 소음을 예측할 수 있는 소음 전달 함수를 선택하는 방법을 제시하였다. 실차 주행 소음 시험을 통하여 이 방법들의 적용이 효율적임을 밝혔다.

2. 기본 이론

감쇠가 고려된 시스템의 운동 방정식을 상태 방정식의 형태로 표현하면 식 (1)과 같다.

$$(\dot{p}[A] + [B])(Y) = \{F\} \quad (1)$$

여기서,

$$[A] = \begin{bmatrix} [0] & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix}, [B] = \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\{Y\} = \begin{pmatrix} p(X) \\ X \end{pmatrix}, \{F\} = \begin{pmatrix} 0 \\ F \end{pmatrix}$$

이고, $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 각각 시스템의 질량, 감쇠, 강성 행렬이며, $\{X(p)\}$, $\{F(p)\}$ 는 시스템의 응답, 외력 벡터이다.

2.1 민감도 해석

식 (1)의 고유치를 구하면 i 번째 모드에 대하여 식 (3)과 같이 쓸 수 있다.

$$(\lambda_i[A] + [B])\{\Phi\}_i = \{0\} \quad (3)$$

여기서, λ_i , $\{\Phi\}_i$ 는 i 번째 고유치와 모달 벡터이다. 수학적으로 다양한 변수에 대한 특정 자유도의 민감도는 각 요소에 대한 행렬의 특성치의 편미분 형태이다. 즉, 설계 변수 u 에 대한 i 번째 고유치와 모달 벡터의 민감도는 각각 $\partial \lambda_i / \partial u$, $\partial \{\Phi\}_i / \partial u$ 로 표현된다. 식 (3)의 양변을 물리적 변수인 u 에 대하여

편미분하여 정리하면

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial u} = -\frac{1}{a_i} \{\Phi\}_i^T \left(\lambda_i \frac{\partial [A]}{\partial u} + \frac{\partial [B]}{\partial u} \right) \{\Phi\}_i$$

$$\frac{\partial \{\Phi\}_i}{\partial u} = -\frac{1}{2 a_i} \{\Phi\}_i^T \frac{\partial [A]}{\partial u} \{\Phi\}_i \{\Phi\}_i$$

$$\sum_{r=1, r \neq i}^{2N} \left\{ \frac{1}{\lambda_r - \lambda_i} \frac{1}{a_r} \{\Phi\}_r^T \right.$$

$$\left. \times \left(\lambda_i \frac{\partial [A]}{\partial u} + \frac{\partial [B]}{\partial u} \right) \{\Phi\}_i \{\Phi\}_r \right\}$$
(4)

이다. 여기서 a_i 는 단위화된 $[A]$ 행렬의 i 번째 대각 항이다. 차량 개발시 반드시 고려해야 할 사항은 차량의 중량 문제이다. 그러므로, 본 논문에서는 질량, 감쇠의 가감은 고려하지 않고, 동적 응답에 가장 큰 영향을 주는 강성을 설계 변수로 선정하였다. 이 경우 식 (4)는 아래와 같이 간단하게 표현된다.

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial k_{kl}} = -\frac{(\Phi_{ki} - \Phi_{li})^2}{a_i}$$

$$\frac{\partial \Phi_{ji}}{\partial k_{kl}} = (\Phi_{ki} - \Phi_{li})$$

$$\times \sum_{r=1, r \neq i}^{2N} \frac{1}{\lambda_r - \lambda_i} \frac{(\Phi_{kr} - \Phi_{lr}) \Phi_{jr}}{a_r}$$
(5)

현실적으로 특정 차체 진동 모드의 공진시 구조 모드의 변수가 차실 소음에 미치는 영향이 매우 크므로, 구조물의 강성 변화에 대한 차실 소음의 민감도는 차실 소음 저감을 위한 중요한 정보를 제공한다. 위에서 유도된 식들은 구조 진동만을 고려한 경우이나, 차실 소음의 민감도를 계산하기 위하여 차실 소음을 구조물의 운동과 마찬가지로 하나의 자유도로 고려하여 고유 모드를 구한다. 구해진 고유 모드는 구조-소음 연계 시스템의 모드이므로, 차실 소음의 민감도는 고유 모드 형상의 민감도 계산식인 식 (5)의 두 번째 식으로부터 구할 수 있다.

2.2 구조 변경법

구조 변경은 질량, 감쇠, 강성 행렬의 변동인 $[\Delta M]$, $[\Delta C]$, $[\Delta K]$ 로 표현된다. 식 (2)의 관계를 이용하면 이를 $[\Delta A]$ 와 $[\Delta B]$ 로 표현되며, 변경된 시스템의 운동 방정식은

$$(\dot{p}([A] + [\Delta A]) + [B] + [\Delta B])(Y) = \{F\} \quad (6)$$

이다. 식 (6)에 모달 변환을 취하면

$$(\dot{p}([a] + [\Delta a]) + [b] + [\Delta b])(q) = [\Phi]^T \{F\} \quad (7)$$

이며, 여기서 $[\Delta a]$, $[\Delta b]$ 는 더 이상 대각 행렬이 아니다. 식 (7)은 새로운 고유치 문제가 되며, 이를 풀면 변경된 고유치 $[\Lambda]_m$ 와 고유 벡터 $\{q\}_m$ 를 구할 수 있다. 변경된 고유 벡터를 이용하여 식 (8)과 같이 변경된 시스템의 모드 형상 $[\Phi]_m$ 을 원래 시스템의 모드 형상으로부터 계산할 수 있다.

$$[\Phi]_m = [\Phi] \{q\}_m \quad (8)$$

구조 변경법은 해석 모델 혹은 실험 모델을 사용하는데 본 논문에서는 후자의 경우이다. 실험 모델을 사용하는 경우, 먼저 모달 시험으로부터 고유 진동수, 모드 형상, 모달 감쇠를 구한다. 구해진 정보를 이용하여 시스템의 운동 방정식을 식 (9)와 같은 모달 방정식으로 표현할 수 있다.

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = N_i \quad i=1,2,\dots,n \quad (9)$$

여기서, ζ_i , ω_i 와 N_i 는 각각 i -번째 모드의 모달 감쇠, 고유 진동수와 모달 외력이다. 구조 변경이 가해진 경우, 질량, 감쇠, 강성 행렬의 변동은 식 (10)의 관계로부터 모달 변동 행렬인 $[\Delta m]$, $[\Delta c]$, $[\Delta k]$ 로 표현된다.

$$\begin{aligned} [\Delta m] &= [\Phi]^T [\Delta M] [\Phi] \\ [\Delta c] &= [\Phi]^T [\Delta C] [\Phi] \\ [\Delta k] &= [\Phi]^T [\Delta K] [\Phi] \end{aligned} \quad (10)$$

식 (10)의 모달 변동 행렬을 식 (9)의 모달 방정식에 첨가시키면 구조 변경된 시스템의 운동 방정식을 구할 수 있다. 그런데, 모달 변동 행렬은 비대각 성분을 가지므로 식 (9)의 비연성식은 식 (11)의 연성된 식으로 변환된다.

$$[I + \Delta m] \{\ddot{q}\} + [2\zeta\omega + \Delta c] \{\dot{q}\} + [\omega^2 + \Delta k] \{q\} = \{N\} \quad (11)$$

식 (11)의 고유치로부터 변경된 시스템의 고유 진동수와 모달 감쇠를 계산할 수 있으며, 식 (8)을 이용하여 변경된 모드 형상을 계산할 수 있다.

전달 함수 합성법(FRF synthesis)을 사용하여 변경된 모드 형상으로부터 모델의 각 자유도 변수 사이의 변경된 전달 함수를 계산한다. 차실 소음도 모델 자유도 변수의 일부이므로, 차체 가진시 소음 전달 함수를 계산할 수 있다.

3. 해석 결과

본 해석에 사용된 차량은 4기통 2000 cc 엔진이 탑재된 중형 승용차이다. 이 차량은 1800 rpm 부근에서 소음이 증가하는 경향을 보인다. 이를 감소시키기 위하여 민감도 해석 및 구조 변경법을 사용하였다. 민감도 해석 및 구조 변경법은 실험 모델을 사용하여 수행하였다. 모달 시험 및 민감도 해석, 그리고 구조 변경법은 LMS사의 CADA-X의 모듈들을 사용하였다⁽⁵⁾.

3.1 민감도 해석

시험 차량의 트림 차체(trimmed body)에 대하여 모달 시험을 실시하여, 고유 진동수와 모드 형상을 구하였다. 20 Hz부터 100 Hz 사이에 40 여개의 모드를 볼 수 있다. 민감도 해석을 하기 위하여 문제시 되는 영역의 실내 소음에 대한 기여도가 큰 모드를 선정하였다. 1800 rpm을 엔진의 폭발 성분으로 환산하면, 4기통 차량의 경우 C2 성분인 60 Hz이다. 그러므로, 1800 rpm 부근의 실내 소음 분석을 위하여 고유 진동수가 60 Hz 부근인 55.56 Hz, 60.11 Hz, 62.02 Hz 모드를 선정하였다. 선정한 모드의 형상을 고려하여 그 모드에 영향을 미칠 수 있는 차체 주요 부위를 선정하였다. 이는 계산의 효율을 고려하여 차체 모든 부위를 고려하기 어렵기 때문이다. 선정된 부위는 Fig. 1에서 실선으로 표시된 부분이다. 이 주요 부위들의 강성 변화에 따른 주요 모드의 고유 진동수 민감도 및 뒷좌석 소음의 민감도를 계산하였다. 뒷좌석 소음의 민감도를 계산하기 위하여 모달 시험시 뒷좌석 소음을 반드시 측정하여 모달 해석에 포함시켜야만 한다. 이는 2.1절에서 언급한 바와 같이 뒷좌석 소음 민감도가 모드 형상 민감도 해석의 한 형태이기 때문이다. 민감도가 높은 부위는 front 부와 rear roof rail부이며, 다른 부위들은 거의 민감

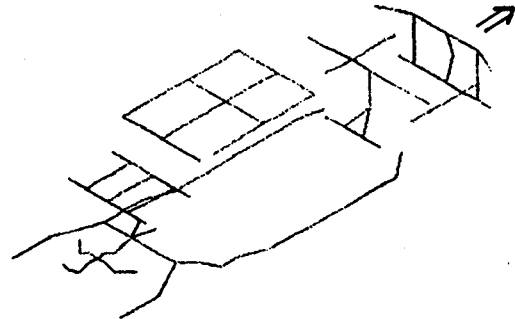


Fig. 1 Members selected for sensitivity analysis

Table 1 Summary of sensitivity analysis

Part	Frequency sensitivity		
	55.56 Hz mode	60.11 Hz mode	62.02 Hz mode
Front upper	▲▽	▽	▲
Front middle	▽	▲▽	▲
Front lower	-	▲	▲
Rear roof rail	▲	▽	-
Part	Rear seat noise sensitivity		
	55.56 Hz mode	60.11 Hz mode	62.02 Hz mode
Front upper	▲▽	▽	▲▽
Front middle	▲▽	▽	▽
Front lower	▽	▽	▽
Rear roof rail	▽	▽	▽

▲: Increase; ▽: Decrease
 ▲▽: Partially increase/decrease

도가 0에 가까운 값을 보였다. 민감도 높은 부위에 대하여 분석 결과를 요약하면 Table 1과 같다.

3.2 구조 변경법

3.1절의 분석 결과를 토대로 보강 위치를 두 군데 선정하였다. 그 위치는 front lower부와 rear roof rail부이다. 보강 위치의 단면 특성과 적용 가능성을 고려하여 Fig. 2 및 3과 같이 보강 안을 제안하였다. 상용 프로그램인 IDEAS의 단면 해석(typical section) 모듈에 보강재의 단면 형상을 입력하여 단면의 등가 면적 및 등가 강성을 계산하였으며, 그 결과는 Table 2와 같다. 이를 등가 보로 모델링하여 모달 모델에 추가한 후, 변경된 고유 진동수, 모달 감쇠와 고유 모드 형상을 계산하였다. 구조 변경 후의 모드는 구조 변경 전의 모드 형상을 기본 벡터로 하여 유도된 식 (11)의 운동 방정식으로부터 구해진다. 일반적으로 구조 변경은 국부적으로 가해지므로, 식 (8)과 같이 변경 후의 모드 형상을 변경 전의 모드 형상의 조합으로 표현하기가 어려운 경우가 발생한다. 그러므로, 변경 후의 모드들 중에서 유효하지 않는 것이 발생하며, 이를 구별해 내는 구체적인 방법은 아직 정립되어 있지 않다. 본 논문에서는 구조 변경 전 모드들의 모달 감쇠가 0.28 ~ 6.2%임을 감안하여 구조 변경 후 모달 감쇠가 0이거나 10% 이상인 모드들을 비정상적인 모드로 간주하여 전달 함수 합성시 제외하였다.

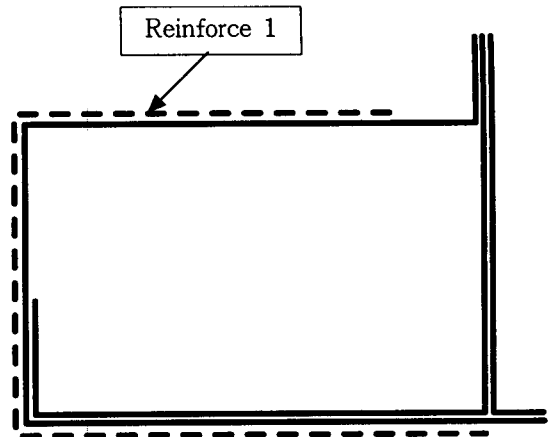


Fig. 2 Section of Radiator Support Member

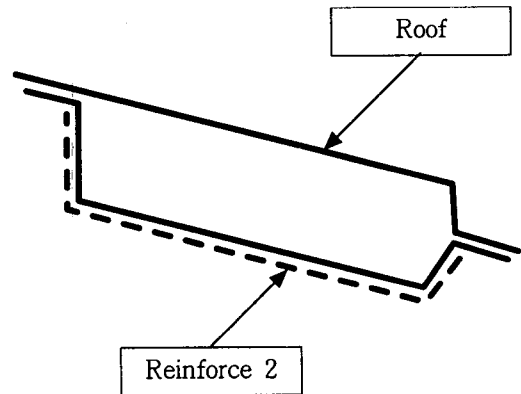


Fig. 3 Section of Rear Roof Rail

Table 2 Equivalent beam model for reinforcement

Properties	Reinforce 1	Reinforce 2
Area[mm ²]	233	87.4
Iyy [mm ⁴]	106000	78600
Izz [mm ⁴]	340000	73500
Iyz [mm ⁴]	119	52500

먼저 front lower 부 및 rear roof rail 부의 보강이 성공적인지 여부를 확인하였다. 전달 함수 합성법을 사용하여 보강 전, 보강 1 적용 후, 보강 2 적용 후의 모드 형상으로부터 보강부 중앙에서의 절점 전달 함수(point FRF)를 각각 계산하였다. 절점 전달 함수의 크기는 동강성에 반비례하므로, Fig. 4, 5에서 보는 바와 같이 보강 1과 2는 각각 보강부의 동강성을 증가시켰음을 알 수 있다.

보강시 소음 감소 효과를 보기 위하여 front

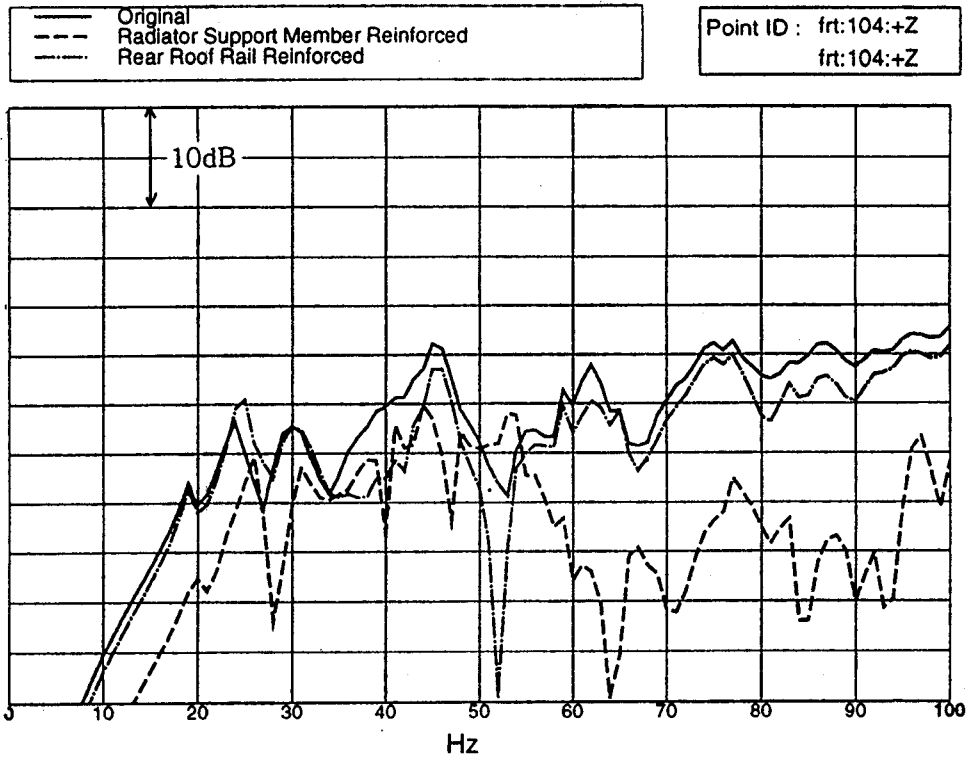


Fig. 4 Point FRF at the center of radiator support member

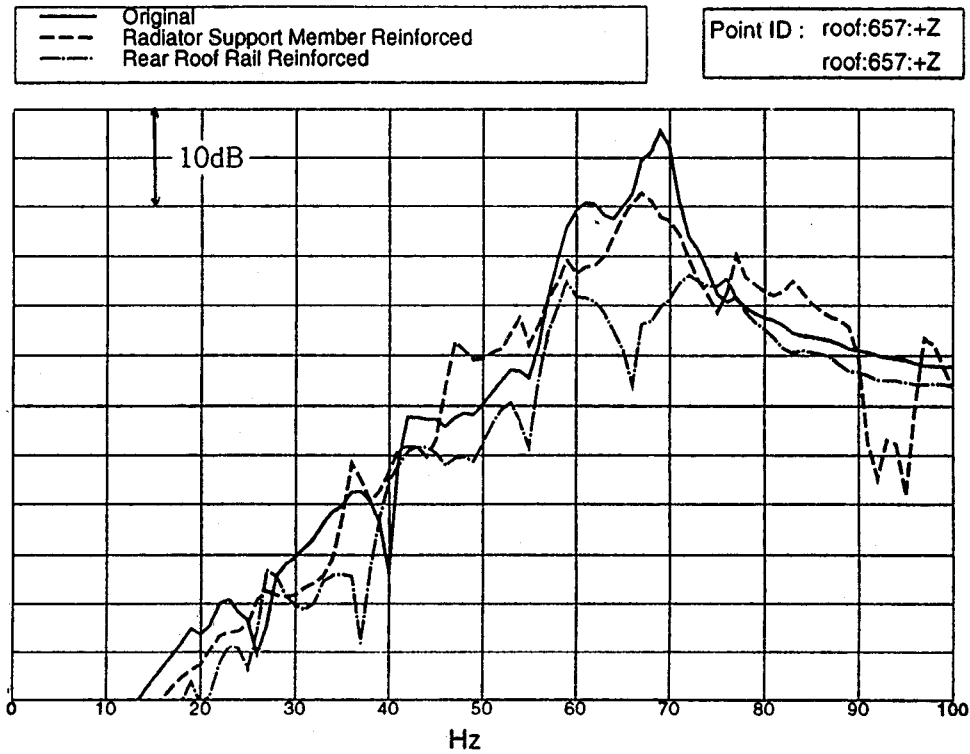


Fig. 5 Point FRF at the center of rear roof rail

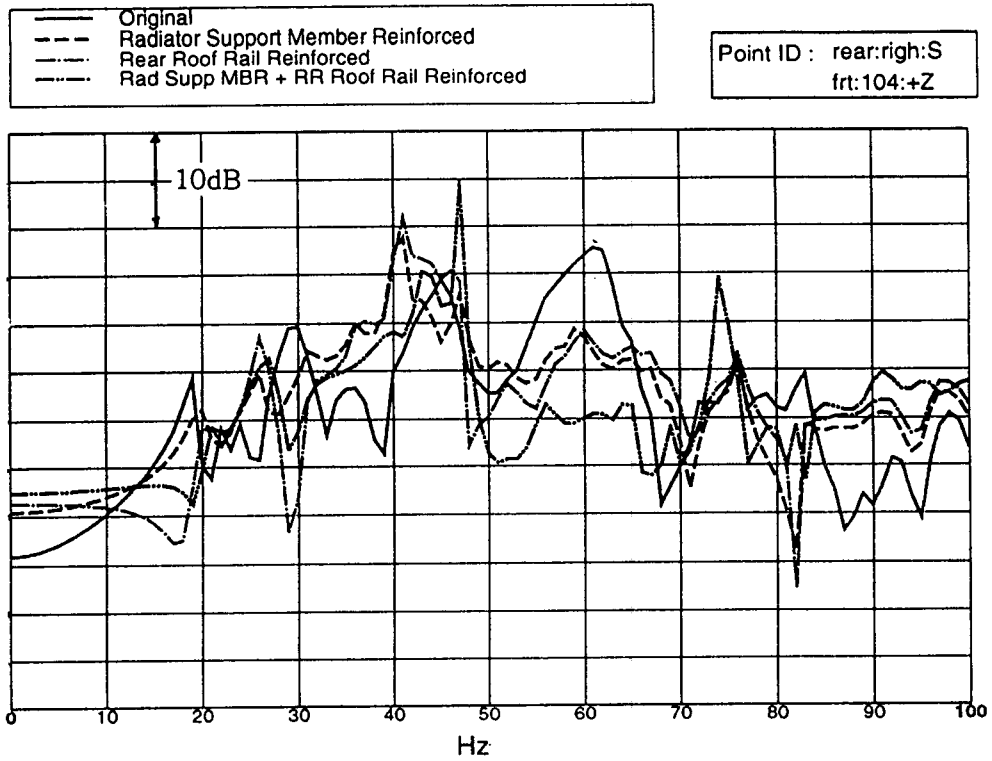


Fig. 6 Noise transfer function at rear right seat

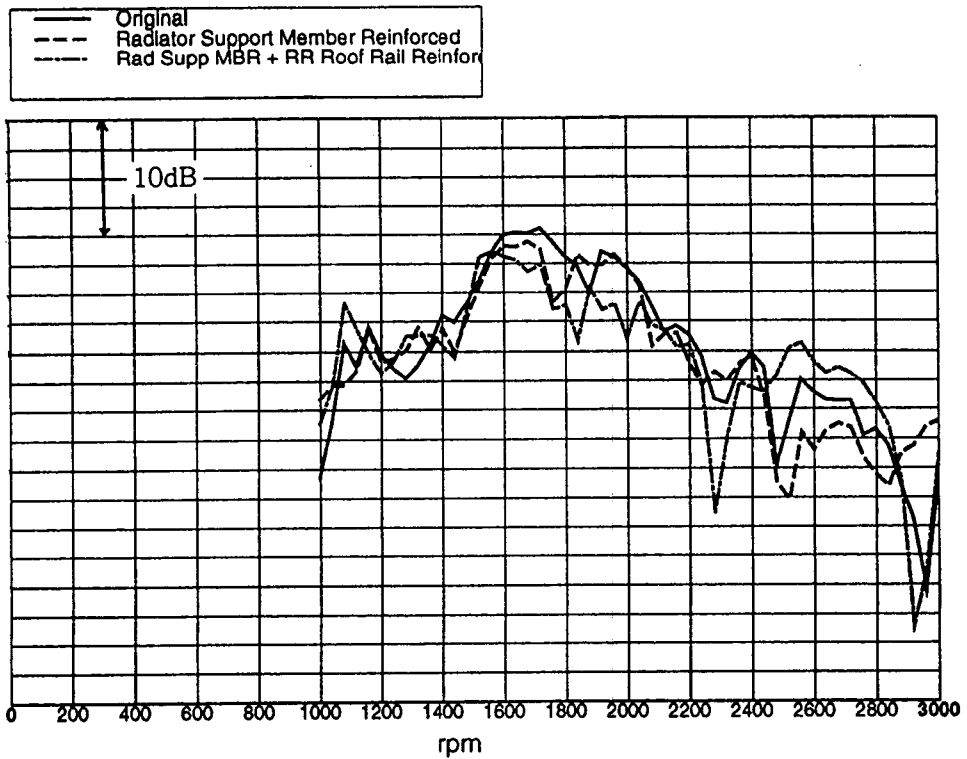


Fig. 7 Noise level at rear right seat

lower 중앙부 가진시 뒷좌석 소음의 전달 함수를 계산하였다. 차체와 뒷좌석 소음간에는 수많은 소음 전달 함수가 존재할 수 있으나, front lower 중앙부와 뒷좌석 소음간의 전달 함수를 선택한 이유는 다음과 같다. 본 연구 이전에 전달 경로 분석을 통하여 1800 rpm 부근의 소음은 엔진의 진동이 차체로 전달되어 발생하고, 엔진을 지지하는 부재가 front lower 중앙부와 연결되는 지점에서 기진력이 가장 크고 기여도가 높음이 밝혀졌다⁽⁶⁾. 그러므로, 기진력이 가장 크고 전달 기여도가 높은 front lower 중앙부와 뒷좌석 소음간의 전달 함수를 실차에서의 소음을 예측하는 도구로 사용하는 것이 가장 타당하다. front lower 중앙부 가진시 뒷좌석 소음의 전달 함수는 Fig. 6과 같이 60 Hz 부근에서 상당히 감소하였다. 보강 1과 2를 동시에 적용한 경우, 소음 감소의 효과는 당연히 증대되었다. 이를 근거로 보강 1과 2는 실차에서의 1800 rpm 부근 소음을 저감할 수 있으리라 추정하였다. 이를 확인하기 위하여 실차 주행 소음 시험을 실시하였다. 실제 차량에 제시된 보강안을 적용하여 무향실 내에서 주행중 실내 소음을 측정하였다. 실차에서 용접으로 부착한 보강재를 제거하여 원래의 상태로 복구하는 것이 용이하지 않다. 그러므로, 구조 변경안 1이 적용된 경우에 대하여 실험한 후, 구조 변경안 2가 추가된 경우에 대하여 실험하였다. Fig. 7을 살펴보면 1800 rpm 부근에서 보강시 소음이 원래 상태의 소음에 비하여 3~4 dB정도 저감됨을 알 수 있다. 이는 소음 전달 함수의 저감량에 비하여 적은 것으로 보이나, 소음 전달 함수는 실제 소음의 특성을 예측하는 도구이므로 정성적인 측면에서만 활용이 가능하기 때문이다.

4. 결 론

승용차 차실의 소음 저감을 위하여 민감도 해석 및 구조 변경법을 적용한 결과로부터 아래와 같은 결론을 얻었다.

첫째, 민감도 해석을 통하여 front lower 부 및 rear roof rail 부의 강성 변화가 주파수 및 소음 변화에 민감함을 밝혔다.

둘째, 민감도 해석 결과를 근거로 front lower부

및 rear roof rail부에 대한 구조 변경 효과를 계산하였다. 두 경우 모두 구조물의 동강성을 증대시켜 성공적으로 보강되며, 60 Hz 부근의 소음 전달 함수도 8 dB이상 감소시키는 것으로 예측되었다.

셋째, 실제 차량에 제시된 보강안을 적용하여 주행 소음을 측정된 결과 관심 영역에서 소음이 3~4 dB정도 감소되었다.

이상의 결과로 판단하면 민감도 분석 및 구조 변경법은 특정한 동적 문제를 해결하는데 매우 유용하다. 그러나, 고유 진동수, 진동 모드 형상, 감쇠 등 모달 변수의 변화 혹은 전달 함수의 변화만을 예측하기 때문에 이들로부터 실제 운행중 현상을 예측하기 위하여 많은 기초 자료의 확보가 요구된다. 그러므로, 전달경로 해석, 음향모드 해석, 판재 기여도 해석, 주행모드 해석 등의 다양한 분석 방법들과 유기적으로 정보를 공유하는 것이 바람직하다.

후 기

본 연구 수행에 도움을 주신 삼성자동차 중앙연구소 시험개발팀 연구원들에게 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Ewins, E.J., 1986, Modal Testing : Theory and Practice, Research Study Press.
- (2) 박윤식, 1999, "구조물 동특성 관련 연구 분야 및 동향," 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 17~31.
- (3) 박윤식 외 3명, 1998, "자동차 차체 진동에 관한 연구 동향", 자동차공학회지, 제 20 권, 제 1 호, pp. 37~46.
- (4) Heylen, W., Lammens, S. and Sas, P., 1997, Modal Analysis Theory and Testing, Katholieke Univeriteit Leuven.
- (5) CADA-X User's Manual, 1998, LMS International.
- (6) LMS Engineering Services Report, 1998, Transfer Path Analysis for Idle Booming Noise Reduction.