

# 음향계의 변경을 통한 구조기인 소음의 저감

## Reduction of Structure Borne Noise using Modification of Acoustic System

김효식† · 윤성호\*

Hyo-Sig Kim and Seong-Ho Yoon

### 1. 서론

차실 소음으로는 크게 구조기인 소음(structure-borne noise)과 공기기인 소음(air-borne noise)으로 구분할 수 있다. 구조기인 소음은 구동계 또는 현가계의 가진에 의한 차체구조의 진동과 음향 공동(acoustic cavity)내 음압(sound pressure)의 연성(coupling)에 의해서 발생하는 소음이며 공기기인 소음은 외부소음 또는 공기의 마찰음 등의 소음이 차실내로 유입되어서 발생하는 소음이다. 20 Hz ~ 200 Hz의 저주파수 대역에서의 소음은 구조기인 소음이 대부분을 차지하는 반면 800Hz 이상의 고주파수 대역은 공기기인 소음이 대부분을 차지하고 200 Hz ~ 800 Hz 사이의 중주파수 대역은 소음의 종류에 따라서 구조기인 소음 또는 공기기인 소음이 주요한 영향을 미친다.

특히 저주파수 대역에서의 주 소음원인 구조기인 소음은 구조계(structural system)와 음향계(acoustic system)가 연성되어서 발생하는 소음이다. 따라서 구조기인 소음을 저감하기 위해서 차체구조의 진동을 저감하는 방법과 음향공동의 특성을 변경하는 방법에 대한 연구가 필요하다. 본 연구에서는 승용차량의 구조기인 소음을 저감하기 위해서 차실 음향공동의 음압 분포를 조정해서 음향전달함수의 크기를 감소하는 방법을 제안하고자 한다.

### 2. 구조 음향 반연성 해석

차량과 같은 반판 구조물내에 발생하는 음압은 구조 진동이 음향계의 경계조건으로 사용되는 구조-음향 반연성 해석(structural-acoustic semi-coupling analysis or one-way coupling analysis)을 통해서 다음과 같이 예측될 수 있다.

$$\begin{aligned} \{P_i\} &= [(H_f^p)_{ij}] \{f_j\} \\ &= [(H_Q^p)_{ik}] [S_M] [(H_f^s)_{kj}] \{f_j\} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서  $(H_f^p)_{ij}$ 는 구조계 자유도  $j$ 에 작용하는 단위 구조 가진력  $f_j$ 에 의해서 발생하는 음향계 자유도  $i$ 에서의 음압 레벨(sound pressure level)을 의미하는 소음전달함수(NTF: Noise Transfer Function)이며 2개의 전달함수,  $(H_Q^p)_{ik}$ ,  $(H_f^s)_{kj}$ 와 구조음향 연성계수  $S_M$ 를 이용해서 표현할 수 있다.  $(H_Q^p)_{ik}$ 는 구조계와 접하는 음향계 계면 자유도  $k$ 에서의 단위 음향가진에 대한 음향계 자유도  $i$ 에서의 음압레벨을 의미하는 음향전달함수(ATF: Acoustic Transfer Function)이며  $(H_f^s)_{kj}$ 는 구조계 자유도  $j$ 에 작용하는 단위 구조 가진력에 의해서 발생하는 음향계와 접하는 구조계 계면 자유도 1에서의 진동을 의미하는 진동전달함수(VTF: Vibration Transfer Function)이다.

구조기인 소음을 저감하기 위해서 진동전달함수  $H_f^s$ 를 조정하는 방법, 즉 문제부위의 진동전달함수의 크기를 저감하는 방법이 주로 사용되고 있다. 그런데 식(1)에서 보는 바와 같이 음향전달함수  $H_Q^p$ 를 조정하는 방법도 고려해 볼 수 있으며 구조계와 음향계의 연성관계  $S$ 를 조정하는 방법도 개발할 필요가 있다. 본 연구에서는 승용차량의 2000 RPM 부근에서 자주 발생하는 구조기인 소음을 저감하기 위해서 음향전달함수를 조정하는 방법을 적용하고자 한다.

### 3. 구조기인 소음의 저감

200Hz 미만에서 발생하는 구조기인 소음의 주요한 문제들을 해결하기 위해서 주로 사용되는 방법은 구조계의 진동을 저감하기 위해서 구조를 변경하거나 질량 감쇠기(mass damper), 동감쇠기(dynamic damper) 또는 방진패드(anti-vibration pad)들을 구조계에 장착하는 방법 등이 있다. 그런데 이와 같은 구조계의 진동을 저감하기 위해서 적용되는 방법들은 설계 초기단계부터 많은 검토를 필요로 하며 특히, 감쇠기 또는 방진패드들을 장착하는 방법들은 허용공간의 검토와 중량의 증가를 수반하는 문제가 있다. 따라서 구조를 변경하지 않고 구조기인 소음을 저감할 수 있는 방법에 대한 연구가 필요하다.

승용차량의 경우, 약 70 Hz 부근의 주파수 대역에는

† 르노삼성자동차 NVH 팀  
E-mail : hyosig.kim@renaultsamsungM.com  
Tel : (019) 346-9100  
\* 르노삼성자동차 NVH 팀

일반적으로 roof bow 의 1 차 굽힘모드들(bending modes)과 음향공동의 2 차 음향모드(acoustic mode)가 존재하며 서로 강하게 연성되어 후방 승객석에 고질적인 구조기인 소음문제를 발생시킨다. 이와 같은 경우, 구조계를 변경하는 방법대신에 음향계의 특성을 변경하는 방법을 고려해 볼 수 있다.

먼저 음향공동의 2 차 음향모드를 Fig. 1-(a)에서 살펴보면 전방 및 후방 응답자유도에 대한 절단면 상에 2 개의 절선(nodal line)이 관찰되며 대쉬 부위와 후방 유리창 부위에 매우 높은 모달음압이 분포되어 있는 반면 인접한 트렁크 공동에는 상대적으로 낮은 모달음압이 분포되어 있는 것을 볼 수 있다. 그런데 후방 유리창 부위는 roof bow 의 굽힘모드 때문에 판넬의 진동이 큰 부위이다. 따라서 후방 유리창 부위의 모달음압을 저감할 수 있다면 음향전달함수가 감소되고 식 (1)에서 설명한 바와 같이 소음전달함수가 저감되어 결과적으로 구조기인소음이 감소할 것이다.

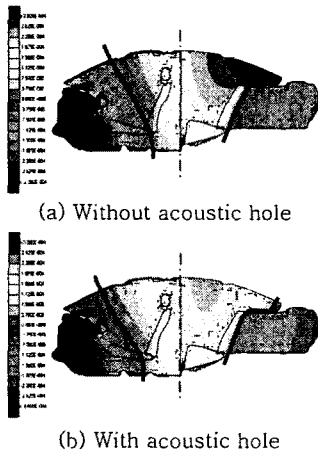


Fig. 1 Comparison of 2<sup>nd</sup> acoustic cavity mode (Red line: Nodal line on the sections corresponding to front and rear response DOFs)

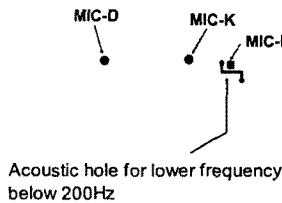


Fig. 2 Acoustic hole and response DOFs (MIC-D: Response DOF for driver's ear, MIC-K: Response DOF for rear passenger's ear, MIC-P: Response DOF on the interface with Parcel shelf)

Fig. 2 에 표기된 음향 통로(acoustic hole)를 parcel shelf 에 적용해서 차실 공동과 트렁크 공동을 200 Hz 미만의 주파수 대역에서 음향학적으로 연결되도록 하면

Fig. 1-(b)에서 보는 바와 같이 후방 유리창 부위에 절선이 형성되고 후방 유리창부위에 모달음압이 저감되는 것을 볼 수 있다. Fig. 2 에 도시된 음향공동에서 후방 승객석과 parcel shelf 계면간의 음향전달함수를 Fig. 3 에서 검토해 보면 음향 통로가 없는 경우, 2 차 음향모드에 대응하는 70 Hz 근방에서 최대 진폭을 갖는 것을 볼 수 있으나 음향 통로를 적용해서 승객실 공동과 트렁크 공동을 음향학적으로 연결하면 음향전달함수의 진폭이 20 dB 이상 저감되는 것을 알 수 있다.

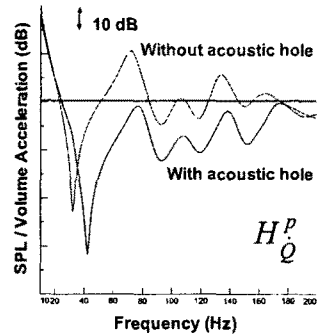


Fig. 3 Comparison of ATFs(Acoustic Transfer Functions)

구조기인 소음에 대한 전달경로해석(TPA: TransferPath Analysis)을 수행하고 문제 전달경로에 대한 소음전달함수에 대해서 음향 통로의 효과를 검토해 보면 Fig. 4 에서 보는 바와 같이 문제 주파수 대역에서 3 dB ~ 5 dB 의 소음저감이 예측된다.

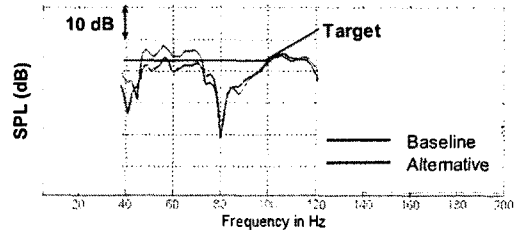


Fig. 4 Comparison of NTFs(Noise Transfer Functions)

#### 4. 결론

본 연구에서는 승용차량의 2000 RPM 부근에서 자주 발생하는 구조기인 소음을 저감하기 위해서 일반적으로 사용되는 차체구조의 진동을 저감하는 방식대신에 차실 음향공동의 음향전달함수의 크기를 감소하는 방법을 제안하였다.

음향 통로를 적용하여 약 70 Hz 부근에 존재하는 승용차량의 2 차 음향모드의 모달음압 분포를 변경하기 위해서 음향전달함수를 20dB 이상 저감하였다. 끝으로 문제 전달경로에 대한 소음전달함수가 3 dB ~ 5 dB 저감하는 것을 확인하였다.