

구조기인소음의 판넬기여도분석에 대한 실험적 검증

Experimental Validation of Panel Contribution Analysis for Structure-Borne Noise

김효식†
Hyo-Sig Kim

중 결과를 추가하여 비교해 보고자 한다.

1. 서 론

구조기인소음(structure-borne noise)의 해석 및 설계를 위한 체계적인 프로세스는 평가 단계에서의 효율적인 성능 확보를 위해서 중요하다. 지금까지 제안된 설계 프로세스들에 공통적으로 채택된 원인 분석 방법은 크게 시스템 원인 분석과 전달계 원인 분석으로 나누어 볼 수 있다. 시스템 원인 분석은 주요 전달경로의 문제 주파수에 대해서 가진계, 연결계 및 전달계의 상대적인 기여도를 분석해서 문제가 되는 시스템을 파악하기 위해서 사용되며 전달계 원인분석은 음향공동(acoustic cavity)을 포함하는 차체구조 즉, 구조-음향 연성계(structural-acoustically coupled system)의 전달특성에서의 문제를 파악하기 위해서 수행된다. 여기서 전달계 원인분석은 변형형상해석(analysis of deformation shape), 판넬기여도분석(PCA: Panel Contribution Analysis), 민감도해석(Sensitivity analysis)등의 방법들이 제안되고 있으며, 변형형상해석과 연계된 판넬기여도분석 또는 민감도해석 등을 선택적으로 사용해서 수행되고 있다. 판넬기여도분석은 판넬의 기여도를 이용해서 수정할 판넬들을 선정하고 선정된 판넬들의 진동이 감소되도록 구조의 변경 또는 질량감쇠기(Mass damper)의 장착 및 감쇠재료(damping sheet)의 도포 등을 적용하여 문제 소음에 대한 원인 및 경우에 따라서 해결안을 도출하는 데 사용된다.

본 연구는 현재 양산중인 차량의 개발과정중에 수행되었던 구조기인소음의 판넬기여도분석 결과에 대해서 실험적으로 검증한 결과를 소개하고자 한다. 판넬기여도분석 결과는 2007년도 추계학술대회에 발표된 논문을 참조하였으며 본 논문에서는 시험 검

2. 구조기인소음의 판넬기여도분석의 해석 결과와 실험 검증의 비교

구조기인소음 \mathbf{p} 은 음향공동(acoustic cavity)내 음향가진력이 없는 경우, 음향공동을 둘러싸고 있는 판넬들의 진동 \mathbf{v} 에 대해서 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \mathbf{p} &= \mathbf{H}_f^p \mathbf{f}_s \\ &= \mathbf{H}_{Q_0}^p [A_{eq}] \mathbf{H}_f^v \mathbf{f} \\ &= \mathbf{H}_{Q_0}^p [A_{eq}] \mathbf{v}^\perp \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 \mathbf{H}_f^p 및 \mathbf{f}_s 는 각각 소음전달함수 행렬과 구조가진력 열행렬이며 $\mathbf{H}_{Q_0}^p$ 와 \mathbf{H}_f^v 는 각각 음향공동과 구조 판넬 경계면에서 음압 응답자유도로의 음향 전달함수(ATF: Acoustic Transfer Function) 행렬과 구조 가진자유도에서 판넬자유도까지의 진동전달함수 행렬이다. \mathbf{v}^\perp 는 판넬자유도의 수직속도 벡터행렬이며 $[A_{eq}]$ 는 음향공동과 구조가 만나는 계면의 음향특성을 고려한 등가 면적 행렬이다. 판넬기여도의 실험적 검증은 식 1의 우변 두번째 또는 세번째 식을 구성하는 행렬들을 실험적으로 구해서 합성하여 구해진다.

개발과정중에 예측된 문제는 70 Hz 대역의 소음전달함수로서 Fig. 1. a의 판넬기여도분석을 통해서 주요 판넬들의 기여도를 정리해보면

$P_{RRWHEEL} > P_{RRFLR} > P_{PROOF} > P_{DASH} > P_{PSHLF} > \dots$ 과 같았다. 반면 실험적 검증을 통해서 구해진 판넬들의 기여도를 알아보면 Fig. 1. b에서와 같으며 다음의 순서로 정리된다.

$$P_{RRWHEEL} > P_{RRFLR} > \dots > P_{DASH} > \dots > P_{PROOF} > \dots$$

여기서 가장 기여가 큰 2개의 판넬들만이 해석결과와 검증결과가 같은 순서인 것을 알 수 있다. 다

† 교신저자; 정희원, 르노삼성자동차 소음진동팀
E-mail : hyosig.kim@renaultsamsungM.com
Tel : 010-2346-9100

만, P_{ROOF} 의 경우, 해석 결과 대비 약 180 deg의 위상차이를 보이고 있는 데, 이는 검증용 차량이 roof bow에 잘랑감쇠기를 장착한 상태여서 roof의 거동이 해석조건과 달라졌기 때문이다.

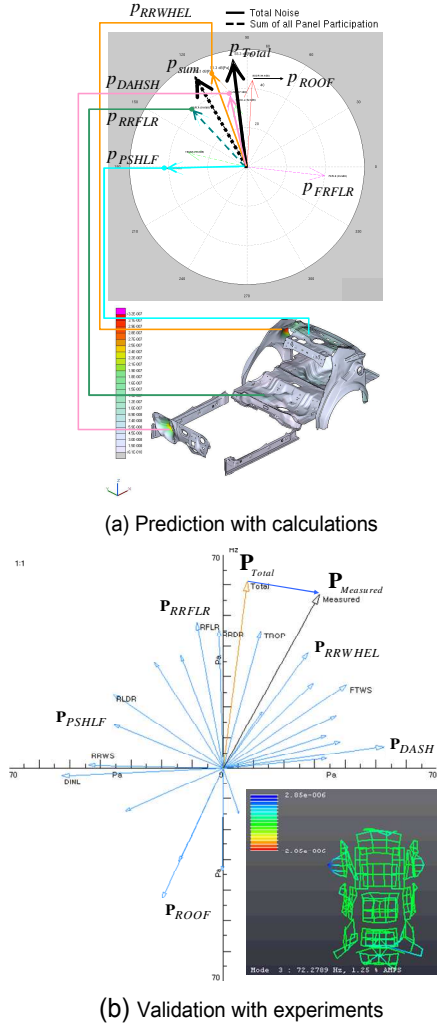


Fig. 1 Comparison of critical deformation shape and vector diagram of PCA(Panel Contribution Analysis)

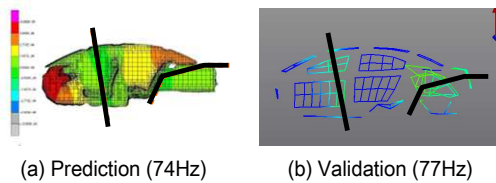


Fig. 2 Comparison of 2nd acoustic mode between calculation and validation (Black line: Nodal face)

식 1의 음향전달함수 행렬 $\mathbf{H}_{Q_0}^P$ 의 특성은 Fig. 2에 주어진 음향모드의 비교로부터 알아 볼 수 있다. 세단형 차량의 경우 1차 음향모드는 40Hz 근방에 위치하며 2차 음향모드는 70Hz의 근방에 위치한다. 문제 주파수 대역에 위치한 2차 음향모드의 음압분포와 절면(Nodal surface)의 형상을 비교해 보면 해석된 결과와 시험 검증의 결과가 서로 유사한 특성을 갖는 것을 볼 수 있다.

끝으로 가장 기여도가 큰 판넬(RRWHEL)의 진동을 설계목표치 이하로 저감하였을 때, 문제 소음전달함수의 크기변화를 비교해 보면 Fig. 3과 같이 해석결과의 경우 약 3.5 dB가 저감되었으며 시험결과의 경우 약 4.5 dB가 감소하였다.

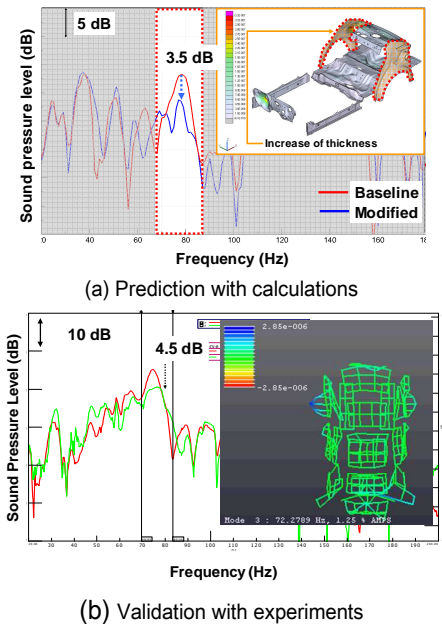


Fig. 3 Comparison of sound pressure level between calculation and validation to identify the effect of countermeasure

3. 결론

본 연구에서는 구조기인소음의 전달계 문제에 대한 원인분석을 위해서 사용되는 판넬기여도 분석에 대한 해석적 예측결과와 시험적 검증결과를 서로 비교하여 보았다. 판넬기여도의 순서 및 크기, 음향모드의 특성 그리고 해결안을 적용해서 얻어진 소음전달함수의 변화 등을 검토해보면 예측결과가 유의한 수준으로 검증결과와 유사함을 확인할 수 있다.