

LPG 차량에 장착된 연료탱크의 구조 진동으로 인한 방사소음 예측에 관한 연구[#]

A Study on the Prediction of the Radial Noise Generated by Structural Vibration of the Fuel Tank in LPG Vehicle

김 태 용* · 이 상 권† · 김 성 종** · 이 대 엽***

Tae-Yong Kim, Sang-Kwon Lee, Sung-Jong Kim and Dae-yup Lee

(2006년 9월 26일 접수 ; 2007년 1월 19일 심사완료)

Key Words : Fuel Tank Noise(연료탱크 소음), Experimental Modal Analysis(실험적 모드해석), Finite Element Method(유한요소법), Boundary Element Method(경계요소법), Modal Assurance Criterion(모드 상관 계수)

ABSTRACT

Fuel tank noise of the LPG vehicle is getting more important for reduction of vehicle noise, because major noise of the vehicle was reduced. Therefore, in this paper, Fuel tank noise and vibration are measured, then the modal analysis is applied for prediction of fuel tank noise. To predict fuel tank noise, various methods are applied by using FEM and BEM techniques.

1. 서 론

최근 자동차의 소음 및 진동 저감 기술이 발전함에 따라 엔진, 타이어 소음 및 풍절음 등 주요한 소음은 점차 감소되고 있으나, LPG 차량의 경우 연료탱크에 부착된 연료펌프 작동으로 인한 소음이 뒷좌석에 탑승한 사람에게 불쾌감을 유발시킨다. 따라서 연료탱크로 인한 소음 및 진동 규명은 필히 해결되어야 하는 과제이며, 이 연구에서는 LPG 차량의 연료탱크가 발생시키는 소음의 소음원을 규명하고 이를 위해 실험적 모드해석과 해석적 모드해석의 MAC값을 통한 유한요소 모델의 객관성을 확보하고,

† 책임저자; 정회원, 인하대학교 기계공학과
E-mail : sangkwon@inha.ac.kr
Tel : (032)860-7305, FAX : (032)868-1716

* 정회원, 인하대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, 인하대학교 대학원 기계공학과

*** 인하대학교 기계공학과

이 논문은 2006 추계 소음진동 학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

가진력을 추정하여 강제진동해석을 한 후 BEM 해석을 통해 연료탱크의 방사소음을 규명하고자 한다.

2. 소음 진동 측정 실험

2.1 연료탱크의 소음 및 진동 측정

연료탱크에서 발생하는 소음의 요인은 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 첫 번째 소음은 연료펌프의 진동이 연료탱크를 가진 하여 발생하는 연료탱크 자체의 진동에 의해 발생하는 소음이고 두 번째 소음은 연료펌프의 작동에 의해 발생하는 소음이다. 두 소음에 대한 요인 분석으로 첫 번째는 연료탱크 자체의 FRF를 구하여 특정 고유진동수에서 연료 탱크의 전체 진동의 크기가 증가하는지를 확인하여 이 진동이 연료탱크 소음에 미치는 영향을 연료탱크 소음의 스펙트럼과 비교하여 분석 할 수 있고, 두 번째는 연료펌프 단품에 대한 소음의 스펙트럼과 연료탱크 전체의 소음 스펙트럼과의 상관관계 분석을 통하여 연료펌프가 전체 연료탱크 소음에 차지하는 비중을 확인 할 수가 있다. 이 연구에서는 먼저 연료탱크의

소음원의 특징 및 현상 분석을 위한 연구로써 연료 펌프 소음에 대한 스펙트럼 분석과 연료탱크 소음의 스펙트럼 분석을 통하여 연료 탱크 소음 중 문제가 되는 소음 주파수 구간을 찾아내었다. Fig. 1은 연료 탱크 소음신호에 대한 스펙트럼을 waterfall analysis를 통하여 구현한 그림이다. Fig. 1에서 횡축은 주파수축을 나타내고 종축은 시간에 대한 스펙트럼의 변화를 나타내고 있다. Fig. 1의 연료탱크 소음의 스펙트럼에서 약 500 Hz ~ 800 Hz 구간과 1,500 Hz ~ 2,000 Hz 구간, 2,500 Hz ~ 3,500 Hz 구간에 걸쳐서 진폭이 큰 소음 성분이 존재함을 알 수 있다. 이 중 500 Hz ~ 800 Hz 주파수 구간은 Fig. 2, 3에서는 나타나지 않지만 Fig. 1에서만 나타났으므로 연료탱크 소음 측정 시 발생한 실험적 오차이다. 그리고 앞에서 언급한 1,500 Hz ~ 2,000 Hz, 2,500 Hz ~ 3,500 Hz 주파수 구간은 연료탱크 자체의 진동과 연료 펌프의 소음에 의해 발생하는 연료 탱크 전체의 소음 특성으로써 제어되어야 하는 연료탱크 소음 성분이다. 이러한 스펙트럼 특징을 갖는 연료 탱크 소음 중 연료탱크 구조 진동에 의한 소음을 비교하기 위하여 연료탱크 진동신호의 스펙트럼을 측정하였다. 측정된 연료 탱크 진동신호의 스펙트럼은 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 알 수 있는 바와 같이 연료탱크 진동신호는 약 1,500 Hz ~ 2,000 Hz, 2,500 Hz ~ 3,500 Hz 구간에 걸쳐서 큰 스펙트럼 성분이 존재함을 알 수 있다. 이 성분은 연료 탱크 소음 중 1,500 Hz ~ 2,000 Hz, 2,500 Hz ~ 3,500 Hz 주파수 구간에 영향을 주는 성분으로써 제어되어야 하는 진동 성분이다. 하지만 2,500 Hz ~ 3,500 Hz 주파수 구간은 고려하지 않기로 하였다. 왜냐하면 임팩트 해머를 이용한 실험적 모달테스트로부터 2,000 Hz 이상의 모드 형상을 얻을 수 없기 때문이다. 다음으로 연료 펌프 자체의 소음에 대한 스펙트럼 분석을 하였다. Fig. 3는 연료펌프 소음의 waterfall analysis를 나타내고 있다. 횡축은 주파수를 나타내고 있고 종축은 시간에 따른 연료 펌프 소음의 변화율을 나타내고 있다. Fig. 3에서 알 수 있는 바와 같이 연료 펌프의 소음 성분은 2,500 Hz ~ 3,500 Hz 구간에 걸쳐 크게 존재함을 알 수 있고 전체 연료탱크 소음 성분 중 2,500 Hz ~ 3,500 Hz 성분이 크게 존재하는 것과 비교하여 연료탱크 소음 중 2,500 Hz ~ 3,500 Hz 성분의 소음신호에 영향을

주는 소음임을 알 수 있다. 따라서 연료펌프 소음 중 2,500 Hz ~ 3,500 Hz 구간에 존재하는 소음 역시 제어되어야 할 소음 성분임을 알 수 있다. 이 연구에서는 연료펌프의 소음에 의해 발생하는 연료탱크의 소음은 고려하지 않기로 하였다. 그 이유는 연료펌프는 고유의 RPM을 갖고 회전하는 회전체로서 연료펌프가 발생시키는 고유 소음이 문제가 될 경우 구조진동으로 인해 발생하는 소음에 영향을 주는 원인이라 판단하기 힘들며, 연료펌프의 자체적인 설계를 변경해야 하기 때문이다. 따라서 연료펌프 소음 중

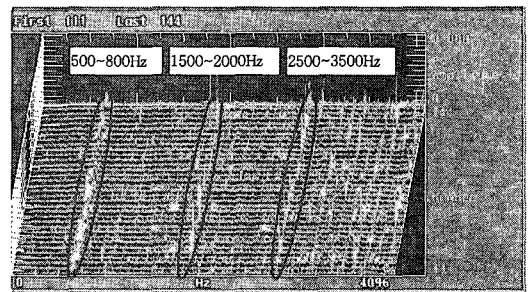


Fig. 1 Waterfall analysis for noise data measured from fuel tank

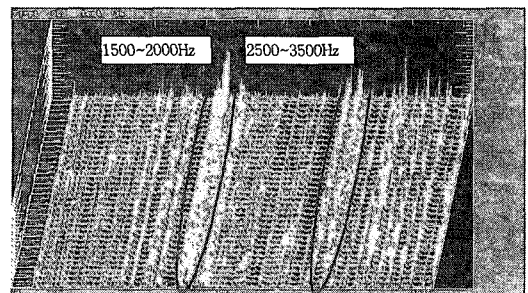


Fig. 2 Waterfall analysis for vibration data measured on the fuel tank

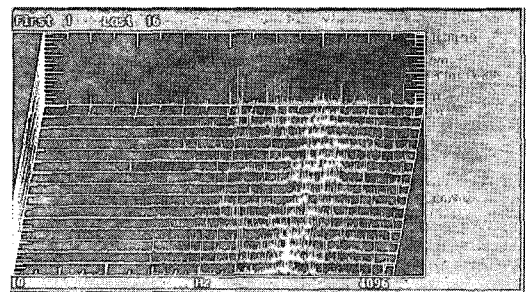


Fig. 3 Waterfall analysis for noise data measured from fuel pump

2,500 Hz ~ 3,500 Hz 구간에 존재하는 소음 역시 제어되어야 할 소음 성분이지만 이 연구에서는 고려하지 않았다.

3. 유한요소 모델 및 MAC Correlation

3.1 유한요소 모델 개요

연료탱크의 유한요소 모델링은 기존의 CATIA 프로그램으로 모델링된 연료탱크 모델을 3D CAD에서 호환이 되는 파일 형태인 igs 파일 형태로 변환과정을 거친 후 MSC patran에서 유한요소 모델링을 하였다. 유한요소 모델은 Fig. 4와 같이 연료탱크와 연료탱크 브라켓, 크로스 멤버로 나누어 구분하였으며 균일한 두께를 갖는 모델은 2D 요소인 CQUAD4, CTRIA3로 복잡한 형상을 갖는 square boss는 3D

요소인 4 node CTETRA로 모델링하였다. 그리고 2D shell과 3D solid의 연결은 서로의 자유도가 다르기 때문에 RSSCON 요소로 두 노드 사이를 연결하였다. 또한 연료탱크 브라켓의 용접 부위와 크로스 멤버의 볼팅 연결은 강제요소인 RBE2를 사용하여 두 노드 사이의 상대변위를 조절하여 구현하였다. 연료탱크 내부에 있는 연료펌프는 형상이 매우 복잡하고 그로인해 해석시간이 많이 걸리는 점을 감안하여 질량과 관성모멘트를 가지는 하나의 집중질량요소(CONM2)로 가정하였다. 또한 유한요소 해석에 필요한 물성치는 GM Daewoo측으로부터 받은 자료를 참조하여 적용하였으며 대략적인 유한요소 모델의 개요는 Table 1과 2를 참조한다.

3.2 고유 모드 해석

실험에서의 모드 해석과 같이 FE 모델은 구속상태가 없는 free-free 조건으로 주었으며, 실험시 가속도계가 장착된 위치의 node를 선정해 FRF결과를 비교 분석하였다^(1,2). 실험에서 얻은 FRF와 해석으로 구해진 FRF를 통해 각각의 측정점에서의 correlation을 위해서 모델의 볼팅 부위의 강성 조절 및 자유도 변화를 통해 계속적인 유한요소 모델을 updating 하였다. 또한 최종적인 객관적 지표인 MAC값을 통해 실험적 모드해석과 해석적 모드해석의 일치성 및 객관

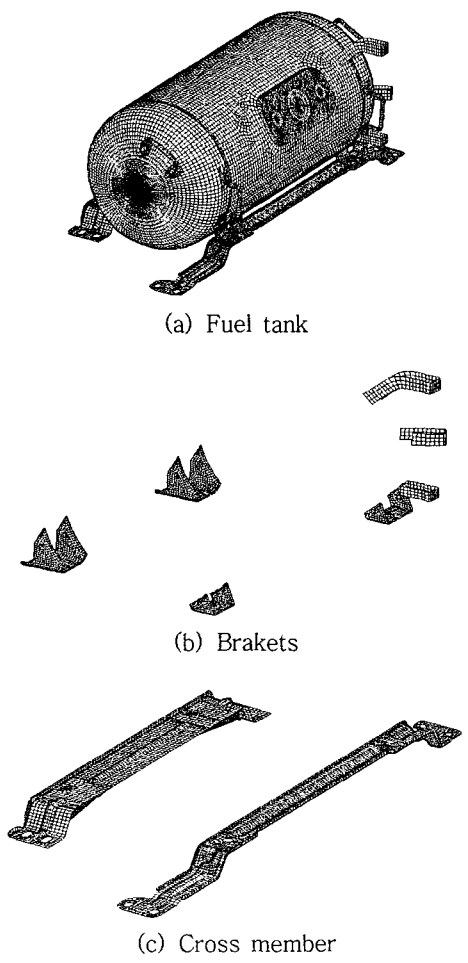


Fig. 4 Fuel tank FE model

Table 1 The material property of a FE model used for vibration analysis of fuel tank

	Yong'modulus (N/mm ²)	Poisson'ratio	Density (N·s ² /mm ³)
SG 295	205000	0.28	7870E-12
S20C	200000	0.29	7870E-12
SS 400	200000	0.26	7850E-12
SAPH 440	205000	0.28	7870E-12

Table 2 The material property of a FE model used for vibration analysis of fuel tank

0D	CONM2	1
2D	CQUAD4	25163
	CTRIA3	542
3D	CHEXA	908
	CTETRA	17730
MPC	RBE	440
	RSSCON	127

성을 검증하였다. Table 3에서와 같이 각 모드의 전체 MAC값은 0.7 이상의 값을 보이며, 실험과 해석의 주파수 error는 평균 2% 이하 값을 가진다. 따라서 연료탱크에 대한 모드해석 결과에 신뢰도를 줄 수 있으며, 앞으로 forced vibration 해석을 하기에 충분한 조건을 갖을 수 있다⁽³⁾. 검증된 실험적 모드와 해석적 모드 pair는 Fig. 5와 같다. 가진점 그리고 해석에서 사용한 댐핑값은 모달테스트에서 얻은 실험값을 사용하였다. 연료탱크의 고유진동수와 모드 형태는 nastran sol108(normal mode analysis)을 이용하여 구하였고, 연료탱크의 FRF는 sol111(frequency response analysis) modal method를 사용하였다.

3.3 MAC Correlation

MAC(modal assurance criterion)은 진동 시스템의 고유벡터의 일치성을 평가하는 방법으로서 두 벡터 사이의 자유도 성분의 성질을 이용한다. 만약 두 고유벡터가 같은 방향(동일한 고유벡터)인 경우는 MAC 값은 1이 되고 직교한다면 이들의 MAC

값은 0이 된다. 두 고유벡터로부터 MAC 값은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$MAC_{ij} = \frac{|\{\Phi_{TEST}\}_i^T \{\Phi_{FEM}\}_j|^2}{(\{\Phi_{TEST}\}_i^T \{\Phi_{TEST}\}_i) (\{\Phi_{FEM}\}_j^T \{\Phi_{FEM}\}_j)} \quad (1)$$

임의의 진동시스템에서 고유벡터는 직교성을 갖고 있기 때문에 실험모드해석과 유한요소해석에서 구해진 고유벡터가 서로 동일하다면 이들 상호간의 MAC값은 1이 되고 서로 다르다면 0이 되어야 한다. 하지만 대부분의 경우 유한요소해석 모델이 갖는 모델링, 경계구속조건 등의 오차와 실험모드해석 상의오차 등으로 인하여 MAC값은 0과 1사이의 값을 갖는 것이 일반적이다. MAC값이 0.7이상인 경우는 두 모드가 잘 일치한다고 할 수 있으며, 0.1이하이면 서로 다른 모드라 할 수 있다. 일반적으로 MAC값이 0.5이상인 경우는 육안으로 모드형상을 구분하기가 힘들다.

모델을 검증하는 방법은 해석과 실험에서 얻은 모드형상(mode shape)과 고유진동수 FRF 그래프를 직접적으로 비교하는 comparison 방법과 두 모드형상 사이의 기하학적 상관관계를 비교하는 MAC(modal assurance criterion) correlation 방법을 사용하였다. 여기서 MAC값의 비교는 Nastran에서 구한 해석적 모드해석 결과와 LMS/CADA-X F-MON에서 구한 실험적 모드해석 결과를 LMS/Virtual Lab을 사용하여 구하였다. 이와 같은 연료탱크의 모드해석은 실험적으로 구한 값을 기본으로 해석적으로 구한 값을 실험값에 맞추어가는 방식으로 유한요소 모델을 튜닝하는 model updating 작업을 반복적으로 수행하였다.

Fig. 6에서 MAC 그래프의 대각선 요소는 실험모드와 해석모드의 MAC 값을 보여주는 것으로서 앞으로 forced vibration 해석을 하기에 충분한 조건을 갖을 수 있다. Table 3은 각각의 모드 pair별 주파수 Error값과 MAC값을 표현하였다. MAC값의 대상이 되는 5개의 주파수는 실험으로 얻은 FRF 그래프와 해석으로 얻은 FRF 그래프에서 뚜렷이 구분될 정도로 확인될 수 있었던 공진주파수를 택한 것이며, 마지막 1228.36 Hz에서의 낮은 MAC값을 제외하고는 실험적 모드와 해석적 모드가 잘 일치된다는 결론을 내릴 수 있다. 고주파로 갈수록 파장의 길이가 짧아지기 때문에 고주파의 모드해석을 맞추

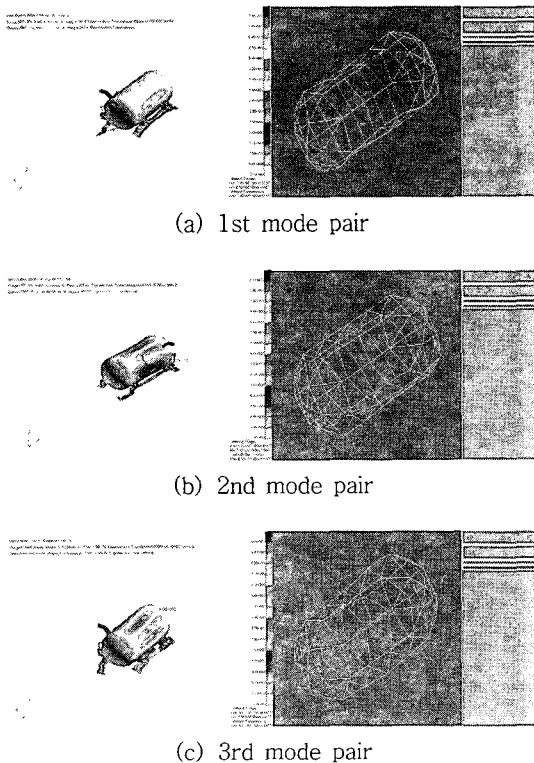


Fig. 5 FE_TEST mode pair

기 위해서는 모달테스트에서 측정점의 간격을 좁혀서 더 많은 측정점을 잡아야 확실한 MAC 값을 얻을 수 있다. 하지만 이는 실험의 소요시간을 늘리기 때문에 FRF 그래프를 통해 먼저 실험에서 얻은 공진주파수와 해석으로 얻은 공진주파수를 파악하여 모드 형상을 분석하여 일치성을 검증하였다.

3.4 강제 진동을 위한 가진력 결정

강제 진동 해석을 위한 가진력 결정은 연료탱크 진동신호 측정에서 얻어진 가속도 값과 가진이 예상되는 지점들의 전달 함수를 구한 다음 전달 함수를 역행렬 취함으로써 가진력을 구하는 inverse force identification⁽⁴⁾ 방법을 이번 연료탱크에 적용하였다. 가진력은 다음과 같은 식으로 구할 수 있다

$$\begin{bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{11} & \ddot{x}_{12} & \dots & \ddot{x}_{1n} \\ F_1 & F_2 & \dots & F_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{x}_m & \dots & \dots & \dots \\ F_1 & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \vdots \\ \ddot{x}_m \end{Bmatrix} \quad (2)$$

사각행렬 내부의 요소는 연료탱크 모달테스트로 구한 각 가진점에 대한 전달함수이며, 우측의 열벡

터는 연료탱크 진동신호 측정 실험에서 얻은 측정 지점의 가속도 응답값이다. 그러나 위의 행렬은 응답수와 가진점의 수가 같지 않은 사각행렬이기 때문에 특이행렬분해 SVD를 사용하여 가진력을 구하였다. 이렇게 구한 가진력은 실제 차량 장착 상태로 구속 조건을 적용 후 nastran을 통해 강제진동 해석을 수행 하였다.

4. BEM 모델 및 소음 해석 결과

이 연료탱크의 소음해석은 NASTRAN의 강제 진동 해석결과를 LMS/Virtual.Lab의 BEM indirect method를 사용하여 수행하였다. 먼저 소음해석을 위해 연료탱크의 유한요소 모델을 기본 골격으로 acoustic mesh와 field point mesh를 생성하여 소음 해석을 반복적으로 수행하였다. Fig. 7은 acoustic mesh와 field point mesh로 acoustic mesh는 4node shell요소를 사용하였고 node간 거리는 28 mm가 넘지 않으며 최대 2,000 Hz까지 해석이 가능하도록 모델링 하였고, 공간으로 방사되는 연료탱크 소음의 음압레벨 계산을 위한 field point mesh는 4node shell과 3node shell을 사용하였고 자유음장 구현을 위해 연료탱크를 중심으로 상하좌우 반경

Table 3 FE_TEST MAC correlation

	FEM	TEST	Error(%)	MAC
1	343.4	353.58	2.9	0.82
2	455.6	462.6	1.5	0.7
3	581.8	592.9	1.9	0.74
4	852.8	831.5	2.6	0.78
5	1,228.36	1,230.5	0.15	0.7

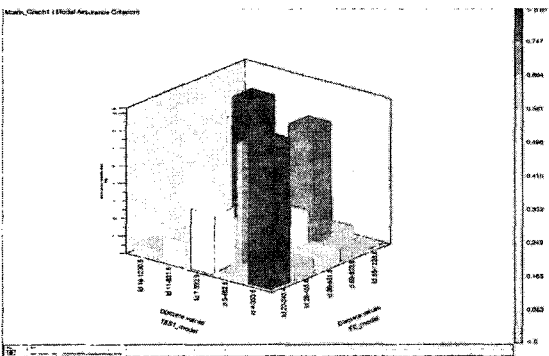


Fig. 6 MAC matrix

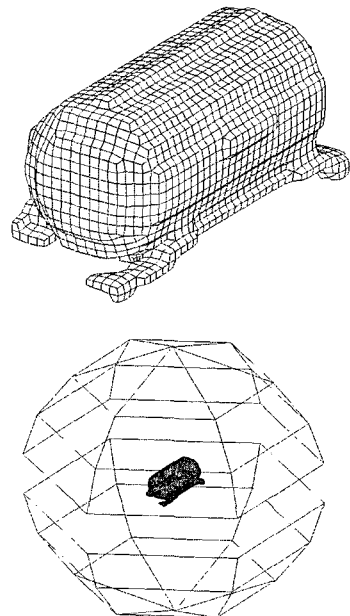


Fig. 7 Acoustic mesh and field point mesh

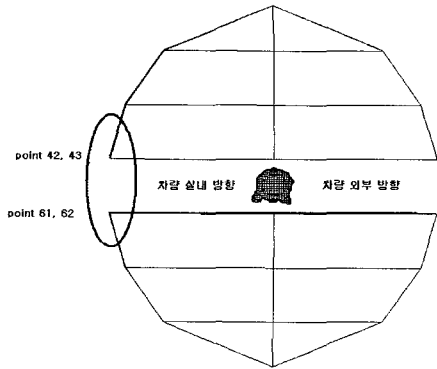


Fig. 8 Field point for sound pressure level

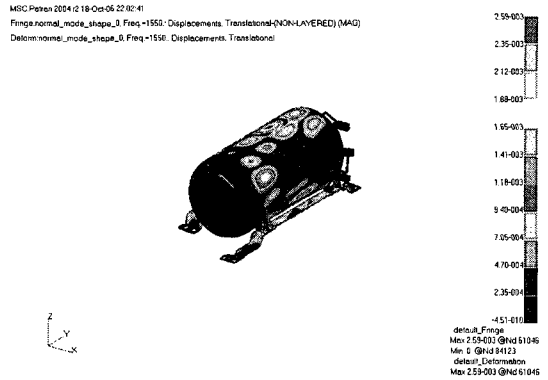


Fig. 11 Displacement at 1,550 Hz

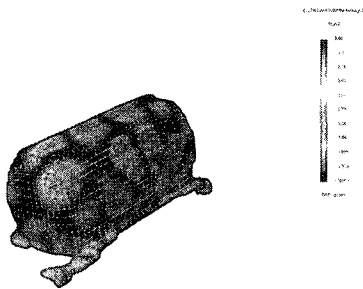


Fig. 9 Surface pressure at 1,550 Hz

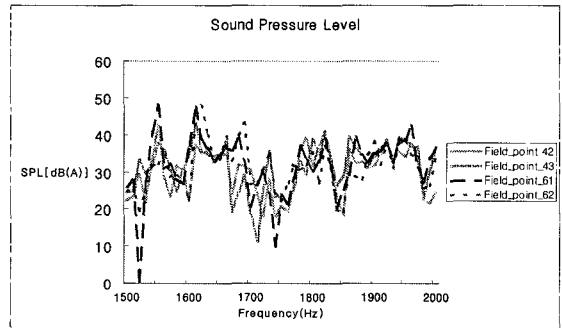


Fig. 12 SPL at field point 42,43,61,62

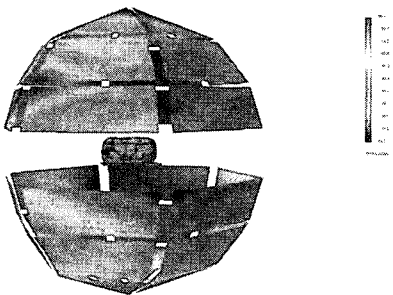


Fig. 10 Sound pressure level at 1,550 Hz

2,224 mm로 약 2.2 m, 앞뒤반경이 1,904 mm로 약 2 m 정도로 모델링 하였다.

연료탱크의 소음 측정 실험에서 문제가 되었던 1,500 ~ 2,000 Hz 구간에서 큰 성분의 소음레벨이 존재하였다. 마찬가지로 BEM 소음 해석에서도 1,500 ~ 1,600 Hz 사이에서 음압 레벨이 크게 상승하는 경향을 보였다. Fig. 12에서 보는 바와 같이 차량 내부로 유입되는 field point 42, 43, 61, 62에서의 음압레벨은 40 dB(A) 이상을 나타내고 있다. 연료탱크 소음해석 결과는 Fig. 8에서와 같이 차량

실내 쪽을 향하는 연료탱크 후방에 중점을 두었다. 그중에 차량 뒷좌석 우측 방향으로 유입되는 field point 61에서의 소음은 최고 48 dB(A)의 값을 갖으며 차량 내부로 유입되는 어떠한 field point 지점보다 차량 실내 소음 부분에 있어서 더 큰 문제가 됨을 알 수 있다. 이러한 이유는 Fig. 11에서 알 수 있듯이 실내로 유입되는 방향에서 연료탱크의 변위가 가장 크게 나타나기 때문이다. 참고로 Fig. 9와 10은 1,550 Hz에서의 연료탱크의 표면압력 및 field에서의 음압레벨을 보여주고 있다.

5. 결 론

연료탱크 소음의 스펙트럼에서 약 500 Hz ~ 800 Hz 구간과 1,500 Hz ~ 2,000 Hz 구간, 2,500 Hz ~ 3,500 Hz 구간에 걸쳐서 진폭이 큰 소음 성분이 존재하였다. 이러한 스펙트럼 특징을 갖는 연료탱크 소음 중 연료탱크 구조 진동에 의한 소음을 비교하기 위하여 연료탱크 진동신호의 스펙트럼을 측정하

였다. 연료탱크 진동신호는 약 1,500 Hz ~ 2,000 Hz 구간에 걸쳐서 큰 스펙트럼 성분이 존재함을 알 수 있다. 이 성분은 연료 탱크 소음 중 1,500 Hz ~ 2,000 Hz 주파수 구간에 영향을 주는 성분으로써 제어되어야 하는 진동 성분이다. 이는 연료펌프의 가진력과 1,500 ~ 2,000 Hz 사이에 존재하는 연료탱크의 고유진동모드가 공진을 일으킴으로서 연료탱크 소음에 영향을 주는 것으로 판단된다. 향후 1,500 ~ 2,000 Hz 사이에 존재하는 연료탱크의 고유진동모드를 확인하여 리브 보강이나 두께변경과 같은 여러 구조변경을 모색하여 소음 저감을 실시할 예정이다.

후 기

이 연구는 GM Daewoo A&T의 산학 연구비 및 SULEV대응 기체분사 극초저공해 LPG제작차 개발(과제번호 33236-01)과 자동차 핵심기반기술 연구비로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

(1) Paras M. Mehta, "Validation of a System of Finite Element Models Representing a Complex Transaxle", SAE 2003-01-1594.

(2) Blakely, K., 1991, "Updating MSC/NASTRAN Models to Match Test Data", Proceedings MSC World Users conference.

(3) Walter, O. and Kaiser, H.-J. 1990, "Finite Element Analysis of Dynamic Behaviour of an Engine Block and Comparison with Experimental Modal Test Results", Proceedings MSC World Users conference.

(4) Warwick, D. C. and Gilheany, J. J., 1993, "Dynamic Force Estimation via Modal Decomposition of Operational Response Measurements in a Multi Source Environmental", 11th IMAC.