

# 파워트레인 구조진동으로 인한 방사소음 예측에 관한 연구

## Prediction of the noise radiated by the structural vibration of a powertrain

오기석† · 이상권\* · 김성종\*\*  
**Ki-Seok Oh, Sang-Kwon Lee, Sung-Jong Kim**

**Key Words** : : Experimental Modal Analysis(실험적 모드해석), Finite Element Analysis(유한요소해석), Mode Assurance Criterion(모드상관계수), Boundary Element Method(경계요소법)

### ABSTRACT

Noise radiated from the powertrain is an important factor of the vehicle interior noise. In this paper, Finite Element(FE) model and Boundary Element(BE) models were created. The FE model was updated by doing a correlation between experimental modal analysis(EMA) values and finite element analysis(FEA) values. Main bearing forces were calculated using a running modal data. The forced vibration analysis was simulated using the software MSC/NASTRAN, and the radiated noise was predicted using the software LMS/VIRTUAL.LAB.

### 1. 서론

차량에서 발생하는 소음 중에서 파워트레인에 의한 소음이 40~50% 정도에 달한다.<sup>(1)</sup> 따라서 최근 들어 증가하고 있는 소비자들의 실내 정숙성에 대한 욕구를 만족시키기 위해서는 파워트레인에서 발생하는 소음에 대한 저감 대책을 마련하는 것이 필수적이라 할 수 있겠다.

파워트레인에서 발생하는 소음은 크게 기계 부품들을 통해 전달되는 structure borne noise 와 실린더 블록이나 헤드룸을 통해 직접적으로 방사되는 air borne noise 로 나눌 수 있는데, 이번 연구에서는 파워트레인에서 직접 방사되는 air borne noise 만을 다루기로 하겠다.

이번 연구에서 가장 중점을 두어야 할 것은 신뢰성 있는 해석 모델을 얻는 것이다. 이를 위해서 파워트레인의 각 단품부터 EMA 와 FEA 의 상관도를 통해 유한요소 모델의 객관성을 확보한 후 각 모델을 결합하여 같은 방법으로 비교 검증 후 최종적인 해석모델을 완성하게 된다.

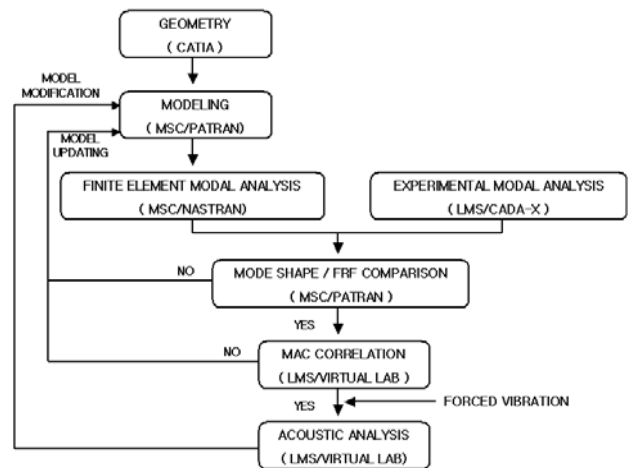


Fig. 1 flow chart of noise analysis

이렇게 얻은 해석모델에 실제 차량에 장착된 구속조건과 가진 조건으로 강제 진동 해석을 수행한 후 BEM 해석을 통해 파워트레인의 방사소음을 예측하고자 한다.

### 2. 실험적 및 해석적 모드해석

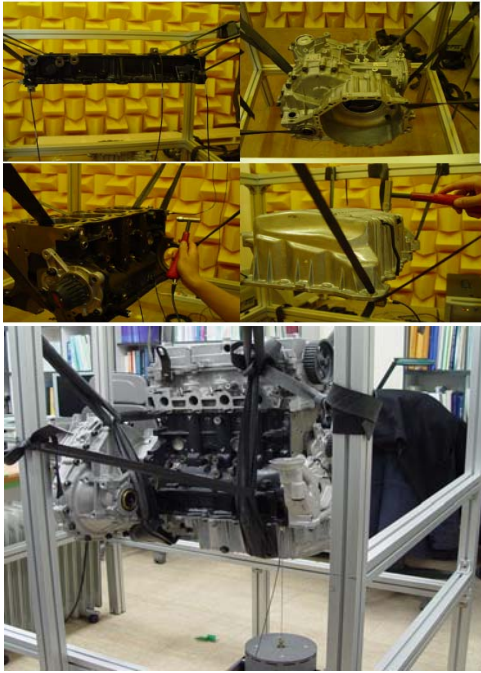
#### 2.1 실험적 모드해석

객관성 있는 해석모델을 얻기 위해 파워트레인을 각 단품과 결합된 파워트레인 이렇게 2 단계로 나눠 실험을 수행하였다.

† 책임저자; 인하대학교, 대학원, 기계공학과  
 E-mail : styxoks@naver.com  
 Tel : (032) 860-8776, Fax : (032) 868-7305

\* 인하대학교 기계공학과 교수

\*\* 인하대학교 대학원 기계공학과



**Fig. 2 Modal testing**

모드 해석의 방법에는 impact testing 과 shaker testing 방법이 있는데 각 단품의 경우 impact testing 방법을 이용해 실험하였고, 실린더 헤드를 포함한 결합된 파워트레인의 경우 큰 질량과 많은 볼트 결합 때문에 impact testing 방법으로는 가진이 제대로 이루어지지 않을 것을 우려해 shaker testing 방법을 이용하여 실험을 하였다.

모든 실험은 free-free 조건으로 가정하여 실험하였고, ICP 타입의 3 축 가속도 센서를 사용해 fixed 법을 이용하였다. 단, 오일팬의 경우 복잡한 형상 때문에 센서부착이 용의하지 않아 1 축 가속도 센서를 이용해 roving 법으로 실험하였다.

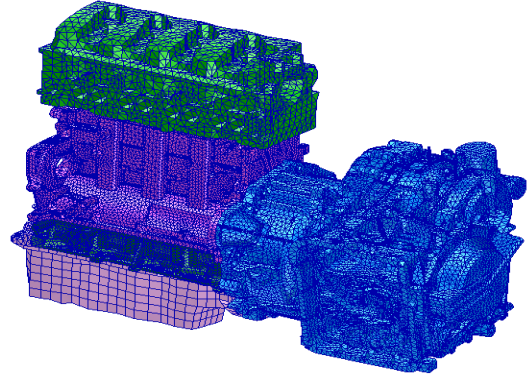
**Table 1 Test point and DOF**

	POINT	DOF
BLOCK	24	72
BED PLATE	20	60
OIL PAN	22	22
TRANSMISSION	62	186
POWERTRAIN	102	206

측정장비는 LMS/ CADA-X 를 사용하였고, 관심주파수의 범위는 각 단품의 경우 2000Hz 까지, 파워트레인의 경우 1000Hz 까지로 설정하였다.

## 2.2 유한요소해석

### (1) 유한요소 모델링



**Fig. 3 Powertrain Finite Element Model**

파워트레인의 유한 요소 모델링은 CATIA 프로그램으로 모델링 된 파워트레인 모델을 igs 파일 형태로 변환과정을 거친 후 MSC/ Patran 을 이용해 수행하였다.

모델링에 사용된 요소를 보면 오일팬은 3D 8node CHEXA 로 모델링 하였고, 그 외 단품들은 모두 4node CTETRA 를 사용하였다. 미션 내부의 차동기어 부분은 질량과 관성 모멘트 값을 가지는 집중질량 요소인 0D CONM2 를 사용하였다. 그리고 파워트레인의 각 단품 간의 볼트 연결 부분은 강제요소(RBE2)로 연결하였다.

**Table 2 used element in a FE model**

0D	CONM2	1
3D	CHEXA	1501
	CTETRA	485920
MPC	RBE2	114
ELEMENT	487422	
NODE	125754	
DOF	377262	

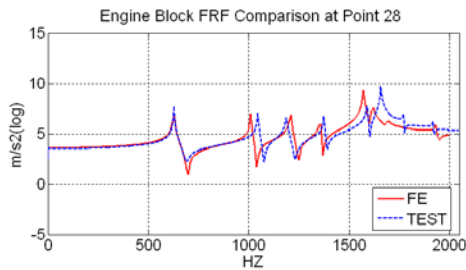
### (2) 유한요소 모드해석

유한요소 모드해석 역시 실험값과의 비교를 위해 각 단품과 조립된 파워트레인, 이렇게 2 단계로 나눠 수행하였다. 일반적으로 구조물은 여러 가지 서브 구조물들이 볼트 연결상태로 이루어진 상태이기 때문에 각각의 서브 구조물의 고유특성을 알아야 한다. 그리고 구조물이 어떤 상태로 연결되어 있는냐에 따라 그 특성이 달라지기 때문에 유한요소 모델링기법 또한 달라진다. 그런 이유로

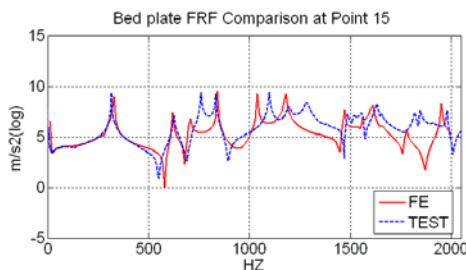
유한요소 해석에서는 이 부분을 매우 중요하게 여기며 반드시 실험값과의 상관도를 필요로 한다. 따라서 이번 파워트레인의 유한요소 해석에서는 각 부품의 고유특성 및 상관 관계를 먼저 수행하였다. 파워트레인의 연결 상태는 모두 볼트로 결합되어 있는 상태이기 때문에 이 부분의 연결 상태의 강성을 변화 시키면서 해석 모드를 실험 모드에 맞추어갔다. 고유 진동수와 모드 형태는 MSC/Nastran 의 sol103 (normal mode analysis)을, FRF 는 sol111 (frequency response analysis) 을 이용해 해석하였다.

### (3) 결과 및 실험값과의 비교

실험 데이터를 기본 베이스로 하여 유한요소 모드해석으로 구한 모드형상과 FRF 를 직접 비교하여 1 단계 model updating 을 수행해야 한다. 반복적인 model updating 으로 실험 모드해석 구한 모드 형태와 FRF 에 가장 유사한 값을 갖는 유한요소 모델을 얻는다. 1 단계 Model updating 에서 밀도, 탄성계수, 프아송비를 이용하여 질량과 강성을 변화시켜가며 정규모드에서의 모드 형상을 일치시키고, 고유진동수의 오차를 10% 이내로 줄여야 한다.



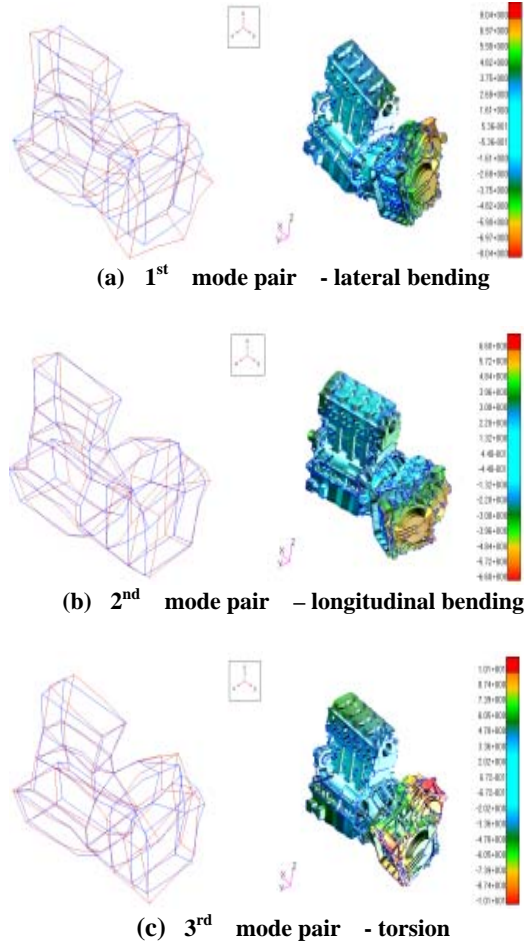
(a) engine block



(b) bed plate

**Fig.4 FRF comparison**

Fig.4 는 1 단계 model updating 을 마친 엔진 블록과 베드플레이트의 FRF 비교와 파워트레인의 모드형태비교를 나타낸 그림이다.



**Fig.5 mode shape comparison**

Fig.4 와 Fig.5 에서 알 수 있듯이 실제 모델과 유한요소 모델간의 공진주파수와 모드형상이 거의 유사함을 알 수 있다. 이제 더욱 정확한 비교를 위해서 다음 장에서 MAC Correlation 을 통해 다시 한번 더 model updating 을 수행하기로 한다.

### 2.3 MAC Correlation

MAC Correlation 은 2.2 장에서 모드형태와 FRF 를 비교해 수행한 model updating 후 2 단계로 model updating 을 위해 사용되는 방법이다.<sup>(5)</sup>

$$MAC_{ij} = \frac{\left| \left\{ \psi_i^{test} \right\} \left\{ \psi_j^{FE} \right\}^* \right|^2}{\left( \left\{ \psi_i^{test} \right\} \left\{ \psi_i^{test} \right\}^* \right) \left( \left\{ \psi_j^{FE} \right\} \left\{ \psi_j^{FE} \right\}^* \right)} \quad (1)$$

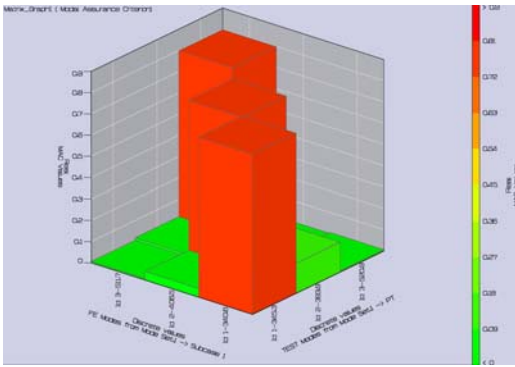
MAC Correlation 은 식(1)과 같이 실험적 모드해석과 유한요소 모드해석을 통해 구한 두 모드형상의 기하학적 상관관계를 비교하는 방법으로 두 벡터 사이의 자유도 성분의 성질을 이용한다.

일반적으로 0.7 이상의 값이 나오면 두 모드가 잘 일치한다고 볼 수 있다.

여기에서도 마찬가지로 실험적으로 구한 값을 기본 baseline 으로 해서 해석적으로 구한 값을 실험값에 맞추어가는 방식으로 유한요소 모델을 튜닝 하는 model updating 작업을 반복적으로 수행하였다.

**Table 3 comparison between FEA and EMA**

	mode shape	EMA (Hz)	FEA (Hz)	error (%)	MAC
POWERTRAIN	1st	345.04	340.64	-1.3	0.75
	2nd	393.94	406.50	3.2	0.75
	3rd	520.73	511.69	-1.7	0.80



**Fig. 6 MAC Value of the powertrain**

Table3 과 Fig.6 은 파워트레인의 FRF 비교값과 MAC 값을 나타내고 있는데, 공진주파수의 오차도 작고 MAC 값도 모두 0.7 이상의 값을 얻었기 때문에 객관성 있는 해석모델을 만들었다고 할 수 있다.

### 3. 주행모드해석 및 가진력 예측

가진이 예상되는 메인베어링 부분의 주행시 실제 가진력은 방사소음 예측을 위해서는 꼭 필요한 값이다. 하지만, 이 부분이 파워트레인 안쪽에 있기 때문에 직접 그 값을 측정하기가 어렵다. 따라서 2 장에서 객관성을 확보한 유한요소모델을 이용해 전달함수를 구하고 주행모드해석을 통해 가속값을 측정한 다음 식(2)의 Inverse Force Identification 식에 대입하면 엔진 메인베어링 부부의 실제 가진력을 구할 수 있다. (3)

가진력을 구하는 식은 응답 가속도의 수가 예측하고자 하는 힘의 개수보다 많으면 많을수록 정확도는 높아진다.

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & \cdots & H_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m1} & \cdots & H_{mn} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \vdots \\ \ddot{X}_m \end{Bmatrix} \quad (2)$$

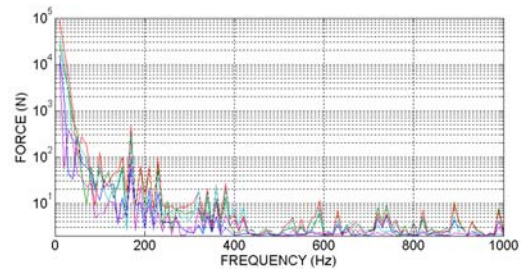
$\ddot{X}$  : 주행모드해석으로 구한 가속도값

$H$  : 유한요소해석으로 구한 전달함수(FRF)

또, 전달함수 행렬이 정방행렬이 아니기 때문에 위 식은 특이행렬분해법을 이용해야 한다.

주행모드실험은 총 16 개 포인트를 사용해 1000rpm~4000rpm 구간에서 실험을 진행하였다. 해석결과 2500rpm 부근에서 비틀림 진동이 크게 발생하고있는 것을 확인 할 수 있었다. 따라서 2500rpm 에서의 소음이 가장 클 것이라 예상되어 2500rpm 에서의 각 포인트의 가속도값을 추출해 가진력을 구하기로 했다.

전달함수의 경우 측정하고자 하는 가진점의 위치상 실험으로 직접 측정하기가 용이하지 않아 해석모델을 이용하여 측정하였다.



**Fig. 7 Main bearing forces at 2500rpm**

### 4. 방사소음예측

파워트레인 표면에서의 구조적 진동 및 소음특성을 해석적인 방법으로 구현하기 위해서는 실제 차량에 장착되어 있는 구속조건인 경계조건과 실제 가진력이 필요하다. 경계조건은 Engine mount, Front Role mount, Rear Role mount, TM mount 와 같이 4 부분으로 나누어 6 자유도를 구속한 경계조건을 적용하였고, 가진력은 3 장에서 구한 2500rpm 에서의 가진력을 적용하여 강제진동 해석을 수행하였다. Fig.8 은 경계조건과 가진력을 가한 유한요소모델을 나타내고 있다.

파워트레인의 방사소음 해석은 앞에서 구한 강제진동해석 값을 진동/음향 시뮬레이션 프로그램인 LMS/Virtual.Lab 의 BEM indirect method 를 이용하여 진행하였다.

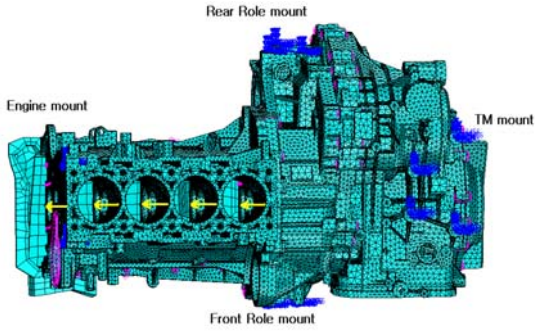


Fig. 8 forced vibration analysis

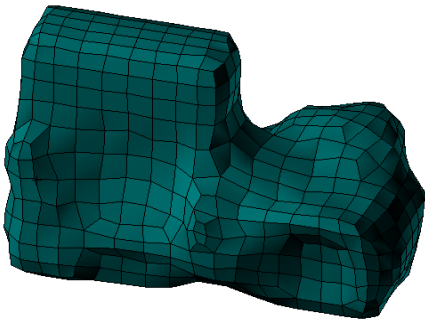


Fig. 9 Acoustic mesh

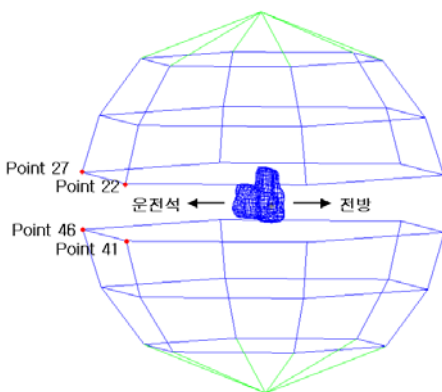


Fig. 10 Field point mesh

Acoustic Mesh 는 structure mesh 를 기초로 six-elements-per-wavelength rule 에 의해, 관심주파수를 1000Hz 로 잡았을 때 각 node 간의 길이는 56.67mm 를 넘지 않는 범위 내에서 생성한다. 그리고 주변 공간의 소음을 측정하기 위한 Field Point Mesh 는 ISO-3744 규정에 의

해 파워포인트 모델을 중심으로 상하좌우 반경이 약 2200mm, 전후 반경은 약 1900mm 로 하였다.

식(3)은 방사소음을 구하는데 사용되는 경계요소법의 기본식이다.

$$[A(\omega)]\{p\} = [B(\omega)]\{v_n\} \quad (3)$$

위 식에서  $A(\omega), B(\omega)$  는 influence matrix,  $\{p\}$  는 경계요소 표면에서의 압력 벡터, 그리고  $\{v_n\}$  는 경계요소 표면에서의 수직 속도 벡터를 나타낸다.

$$P_p = \{a\}'\{p\} + \{b\}'\{v_n\} \quad (4)$$

식(3)으로부터 구해진 경계면에서의 압력과 수직 입자 속도로부터 Acoustic domain 상에 존재하는 임의의 field point 에 대한 음압은 식(4)로 구할 수 있다.

방사소음 해석을 수행한 결과 390Hz 와 800 Hz, 그리고 1000Hz 부근에서 70~80dB 의 소음이 발생함을 알 수 있었다.

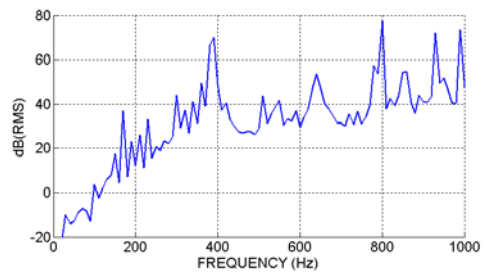
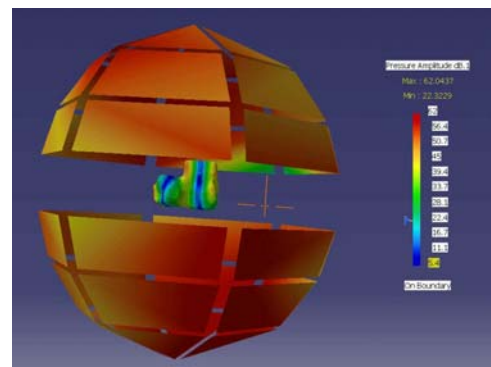
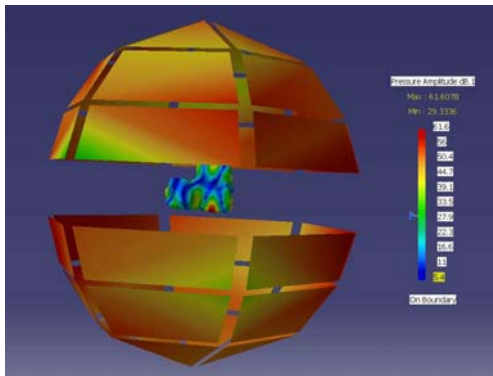


Fig. 11 Sound Pressure Level



(a) 390Hz



(b) 800Hz

Fig. 12 SPL at Field point mesh

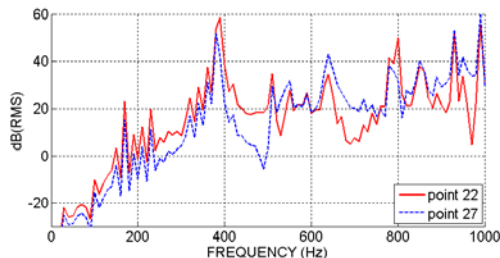


Fig. 13 SPL at field point 22,27

Fig.12 는 Acoustic Mesh 와 Field Point Mesh 에서의 390Hz 와 800 Hz 의 음압 레벨을 나타낸 것이다. 그리고 Fig.13 은 실제 차량의 앞좌석에 해당하는 포인트의 음압을 나타낸 그래프인데, 390Hz 와 800 Hz , 1000Hz 지점에서 대략 50dB 부터 크게는 60db 까지의 음압이 측정되었다. 대체적으로 운전석(point27) 방향 보다는 조수석(point22) 방향의 소음이 조금 더 크게 나타나는 것을 알 수 있었다.

## 5. 결론

이번 연구를 통해 우리는 실험 데이터와의 상관도를 통해 객관성 있는 해석모델을 얻을 수 있었다. 주행모드해석 가속도값을 이용해 파워트레인 메인베어링의 가진력을 계산할 수 있었고, 또한 주해모드해석 결과에 의해 2500 rpm 부근에서 비틀림진동이 일어남을 확인했다. 이를 통해 2500rpm 에서의 방사소음해석을 수행한 결과, 390Hz 와 800Hz, 그리고 1000Hz 부근에서 70~80dB 의 큰 소음이 발생했다. 파워트레인의 비틀림진동에 의한 이러한 소음은 향후 연구에서

해석모델의 다양한 구조변경을 통해 소음 저감을 실시할 예정이다.

## 후 기

이 연구는 산업자원부의 “파워트레인 진동 소음 시뮬레이션 기반 기술 개발”(과제번호 : 33135-01)의 지원으로 진행되었습니다.

## 참고문헌

- (1) J.S.Sa, 2003, “Understanding of the vehicle vibration and noise”, CMGbook
- (2) D.J.Ewins, 1984, “Modal testing : theory and practice”, Research Studies Press, Taunton, Somerset, England.
- (3) J.Y.Lee, S.K.Lee, 2006, “Identification of the interior noise generated by car axle and modification of the structural on axle system for noise reduction”, KSNVE, vol. 16 No.6 pp.582~592
- (4) Q.Leclere, C. Pezerat, B. Laulagnet, L. Polac, 2005, “Indirect measurement of main bearing loads in an operating diesel engine”, Journal of Sound and Vibration 286 (2005) 341–361
- (5) P Peter Avitabile, 1998, “Overview of analytical and experimental modal model correlation techniques
- (6) MSC/Nastran Basic Dynamic Analysis User’s Guide, 1995, MSC. Software Corp., USA