

< 논 문 >

## 유한요소법을 이용한 음향차폐장치용 탄성마운트 시스템 및 받침대의 진동모드 해석

A Vibration Mode Analysis of Resilient Mounting System and  
Foundation Structure of Acoustic Enclosure using Finite Element Method

정 우 진\* · 배 수 룡\* · 함 일 배\*

Woo-Jin Jung, Soo-Ryong Bae and Il-Bae Ham

(1998년 12월 12일 접수 : 1999년 5월 3일 심사완료)

**Key Words** : Finite Element Method(유한요소법), Foundation Structure(받침대 구조), Mounting System(마운트 시스템), Acoustic Enclosure(음향차폐장치)

### ABSTRACT

The vibration modes of resilient mounting system and foundation structure which support diesel engine/generator set and acoustic enclosure walls play an important role in the vibration transmission process. So, it is necessary to perform vibration mode analysis of resilient mounting system and foundation structure. For some reasons, if the vibration modal analysis of resilient mounting system and foundation structure of acoustic enclosure could be simultaneously done by finite element method, it would be very efficient approach. In this paper, vibration modal analysis method using finite element method for multi stage mounting system having  $n$  d.o.f model was proposed. Vibration analysis of single and double stage resilient mounting system was performed to verify the validity of the proposed method. Also frequency response results were compared in case of rigid foundation model and finite element foundation model which was compared with experimental modal analysis results.

### 1. 서 론

합정들이 점점 음향 스텔스화되는 추세에 따라 선체에 전달되는 진동/소음 및 함외로 전파되는 수중방사소음을 감소시킬 필요성이 더 커지고 있다. 이를 위하여 선진국들은 2단 마운트 시스템(double stage mounting system)형태의 음향차폐장치(acoustic enclosure)를 이용하는 방안을 1980년대

초반부터 연구하기 시작하였다<sup>(1)</sup>. 엔진/발전기 및 엔진운용에 필요한 각종 보기류등 주요 소음원들이 내부에 설치되는 음향차폐장치는 크게 인클로저(enclosure)로 불리는 음향차폐장치 벽면과 엔진/발전기 및 여러 부속장치와 음향차폐장치 벽면을 지지하고, 엔진에서 발생하는 진동을 감소시키는 역할을 수행하는 받침대(또는 중간베드) 및 탄성마운트들로 구성된다. 이 중에서 수중방사소음화되는 엔진의 진동전달을 저감시키는 탄성마운트들과 받침대(또는 중간베드)는 음향차폐장치를 탑재하는 함정의 저소음화 실현에 가장 중요한 요소이다. 이는 음향차폐

\* 정회원, 국방과학연구소

장치 마운트 시스템의 진동모드는 저주파수 대역에서의 진동차단성능을 좌우하며, 저주파수 대역이후의 진동차단성능에는 받침대의 탄성모드들이 많은 영향을 미치기 때문이다. 이에 따라 음향차폐장치 마운트 시스템 및 음향차폐장치용 받침대(또는 중간베드)에 대한 진동모드 해석이 필요하다. 탄성마운트 시스템의 해석은 마운트가 질량이 없고 선형탄성계수만을 갖는다고 가정하고 동역학적 해석기법을 이용하여 수행하게 된다. 이 방법은 1단 탄성마운트 시스템에서는 유용한 방법이 되나, 2단 탄성마운트 시스템 이상에서는 상부 마운트 시스템을 지지하는 받침대 구조물이 존재하므로 이 받침대를 강체(rigid body)로 고려한 진동모드 이외에도 받침대의 탄성모드를 고려한 해석을 해야 함정용 탄성마운트 시스템의 진동차단성능을 나타내는 주파수 대역중 중주파수 대역인 400~500(Hz) 까지 진동수준 해석의 정확도를 향상시킬 수 있다. 현재까지는 각 장비들을 강체로 모델링한 탄성마운트 시스템과 받침대의 탄성모드만을 해석한 진동모드 데이터들을 결합시켜서 전체 시스템의 진동수준을 해석하는 방법을 주로 이용하고 있다. 그러나 이와 같은 방법들은 각각의 전용 S/W가 필요하며, 탄성모드를 포함한 주파수 대역에서 전체 시스템에 대한 진동수준을 해석하기 위해서는 받침대 구조물의 탄성모드를 해석주파수 대역보다 약 2배 이상의 고차모드까지 고려하여 부분 구조합성법(substructure synthesis method)등을 이용하여 전체 시스템의 운동방정식을 유도하고 해석을 하는데, 해석대역보다 2배 이상의 고차모드까지 고려해야 하는 관계로 해석의 정확도가 저하되는 문제점이 발생한다. 그런데 탄성마운트 시스템의 진동해석을 유한요소법을 이용하여 해석할 수 있으면 받침대의 탄성모드 해석결과를 통하여 받침대 유한요소 모델의 유용성을 확인한 다음, 받침대의 유한요소 모델과 탄성마운트 시스템의 모델을 하나의 유한요소 모델화함으로써 직접응답 해석(direct response analysis)기법의 적용이 가능하므로 위에서 언급한 문제점을 효과적으로 해결할 수 있다. 현재까지 유한요소법을 이용하여 탄성모드의 영향이 존재하는 주파수대역까지 2단 이상의 탄성마운트 시스템에 대한 진동응답을 해석한 사례를 국내외에서 찾아보기가 힘들다. 이를 위하여 본 논문에서는 경사진 다단 탄성마운트 시스템(inclined multi stage resilient mounting system)의 고주파수 영역까지의 진동차단성능 해석에 유한요소법의 적용가능성을 제시하기 위하여, 1단 탄성마운트 시스템 및 음향차폐

장치용 2단 탄성마운트 시스템을 이용하여 진동모드 해석을 실시하였으며, 이 탄성마운트 시스템의 유한요소 모델을 이용하여 마운트의 설치각도 및 강성계수 변화에 따른 최고차 강제고유진동수의 변화를 살펴보았다. 또한 음향차폐장치용 받침대의 탄성모드 해석을 유한요소법과 실험적 모드해석을 실시하여 받침대의 유한요소 모델에 대한 유용성을 확인하였으며, 신뢰성이 입증된 받침대의 유한요소 모델을 이용하여 받침대를 강체로 모델링한 경우와 탄성체로 모델링한 경우에 대한 진동수준도 비교하였다. 이때 유한요소 프로그램은 MSC/NASTRAN<sup>(2)</sup>을 이용하였으며, 유한요소 모델의 생성 및 결과처리를 위한 전/후처리 프로그램은 MSC/PATRAN<sup>(3)</sup>을 사용하였다.

## 2. 음향차폐장치 탄성마운트 시스템의 진동모드 해석

### 2.1 경사진 1단 탄성마운트 시스템의 진동모드 해석

탄성마운트 시스템의 해석시 중요한 가정은 마운트가 선형탄성계수를 갖는 것 이외에 마운트가 설치된 장비의 강체 회전운동으로 인한 마운트의 병진방향 변위가 마운트 자체의 회전 변위보다 크므로 마운트는 병진방향 3방향으로만 하중을 담당한다는 것이다. 또한 마운트의 감쇠특성은 고려하지 않는 것

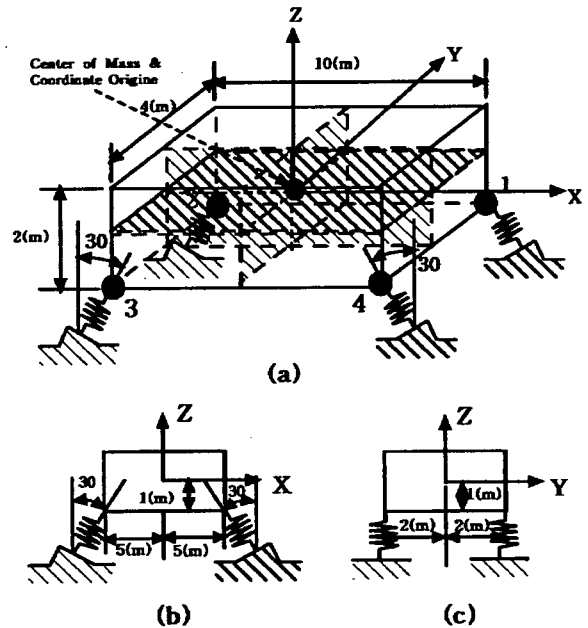


Fig. 1 Inclined single stage mounting system : (a) full model (b) x-z plane (c) y-z plane



서 강체(rigid body)운동에 따른 회전운동을 나타내도록 모델링해야 한다. 위와 같은 유한요소들을 이용한 경사진 1단 탄성마운트 시스템에 대한 유한요소 개념도를 Fig. 2에 나타내었다.

위의 모델링 결과를 이용하여 ABAQUS 해석결과 및 이론적인 해석결과<sup>(4)</sup>와 비교해 보면 다음과 같다.

이로부터 NASTRAN과 이론해 및 ABAQUS를 이용한 해석해들이 비교적 잘 일치하고 있어 유한요소법을 이용한 1단 탄성마운트 시스템에 대한 해석의 타당성을 알 수 있다.

**2.2 2단 탄성마운트 시스템의 진동모드 해석**

디젤엔진/발전기조 받침대를 포함한 음향차폐장치용 탄성마운트 시스템은 아래의 Fig. 3과 같이 2단 탄성마운트 시스템(double stage resilient mounting system)으로 구성되어 있으며, 이는 12자유도 모델이 된다. NASTRAN을 이용한 경사진 1단 탄성마운트 시스템 해석방법을 그대로 확장하여 적용하면 Fig. 3과 같은 2단 탄성마운트 시스템에 대한 진동모드 해석을 할 수 있다.

위의 Fig. 3에서  $x$  방향을 중심으로 회전하는 운동을 록킹(rocking 또는 rolling),  $y$  방향을 중심으로 회전하는 운동을 피칭(pitching),  $z$  방향을 중심으로 회전하는 운동을 트위스팅(twisting 또는 yawing)이라고 한다. 따라서 각 방향으로의 병진운동 6개와 회전운동 6개를 합쳐서 12자유도(12 degree of freedom) 운동이 된다. 대부분의 경우 두 개의 수평방향 병진운동과 이들 두 개의 수평방향을 중심으로 하는 회전운동은 명확히 구별되어 발생하는 것이 아니고 서로 혼합되어 발생하게 된다. 따라서 이들을 록킹운동과 피칭운동에 포함시켜 구분할 수 있다.

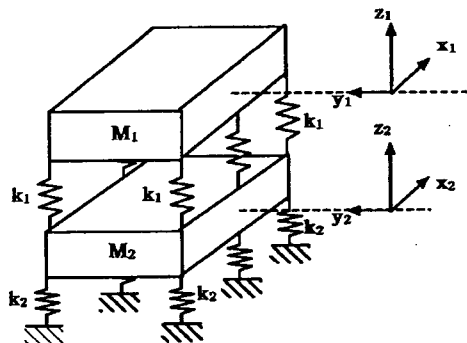


Fig. 3 12-Degree of freedom model for double stage resilient mounting system

Table 3 Data of double stage resilient mounting system

Item	Mass (kg)	Mass moment of inertia (kg-m <sup>2</sup> )		
		I <sub>xx</sub>	I <sub>yy</sub>	I <sub>zz</sub>
M <sub>1</sub>	4,000.0	1629.8	1200.0	1500.0
M <sub>2</sub>	5,600.0	2531.3	3210.2	4236.5

위의 모델에서 M1 과 M2에 대한 질량값과 질량관성 모멘트 값은 Table 3에 수록하였으며, 이에 대한 유한요소 모델 개념도와 유한요소 모델을 각각 Fig. 4와 Fig. 5에 나타내었다.

이때 질량을 나타내는 중앙 절점과 마운트의 위치를 나타내는 각 절점사이의 선은 강체운동을 의미한다. 이때 상단 마운트와 하단 마운트의 총 수는 각각 10개씩이며 상단 마운트와 하단 마운트의 스프링 상수값은 각각  $K_x=K_y=K_z, 7.172 \times 10^5 \text{ N/m}^2$  와  $K_x=K_y=K_z = 1.5633 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ 로 하였고, 각 상단/하단 마운트는 경사지지 않고 수직으로 설치된

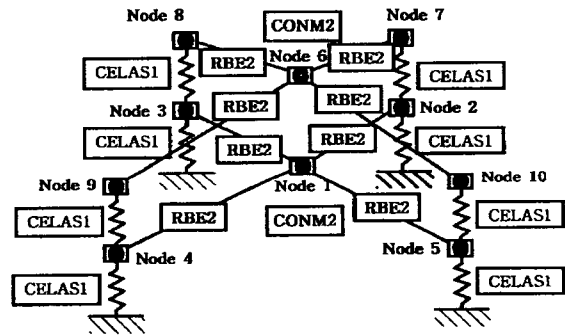


Fig. 4 Finite element concept of double stage resilient mounting system

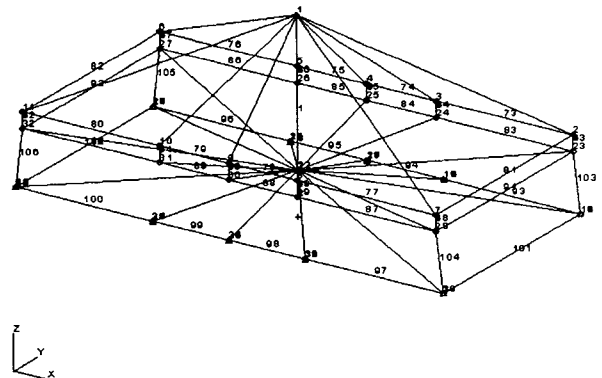


Fig. 5 Finite element model of double stage resilient mounting system

**Table 4** Natural frequencies for double stage resilient mounting system between NASTRAN/FNVNOISE

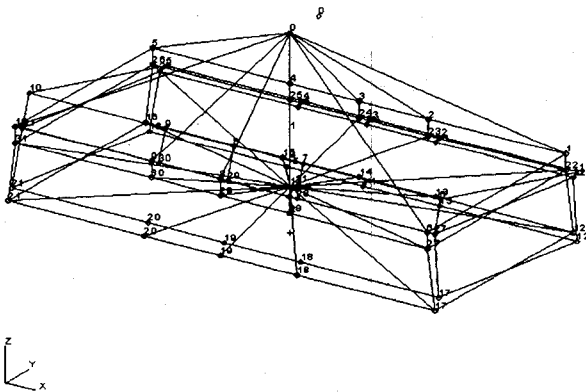
Natural mode	NSTRAN	FNVNOISE
Vertical	5.12, 11.05	5.12, 11.06
Twisting or yawing	8.58, 16.01	9.16, 16.44
Rocking or rolling	3.12, 7.74, 10.53, 13.24	3.44, 7.82, 12.21, 13.81
Pitching	3.86, 8.78, 11.89, 16.12	3.80, 8.72, 11.66, 15.96

것으로 하였다. 위의 유한요소 모델을 이용하여 구한 12개의 고유 진동수들과 영국의 Frazer-Nash Consultant사에서 개발한 마운트 시스템 해석 프로그램인 FNVNOISE S/W를 이용한 해석결과와 비교하여 Table 4에 수록하였다.

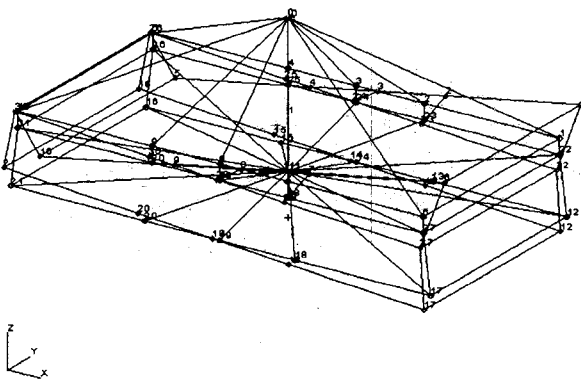
이 결과 최고차 강제모드가 각각 피칭모드와 록킹모드로 나타나고 있는데 이는 마운트의 모델링시 사용되는 요소의 특성차이에 기인한 것으로 생각되며,

이를 제외하면 대체적으로 서로 유사한 경향을 보이고 있다. 이로부터 탄성마운트 시스템의 진동모드 해석에 유한요소법도 적용할 수 있음을 알 수 있다. 해석결과 구한 12개의 모드들중에서 1차 모드인 록킹모드와 12차 모드인 피칭모드에 대하여 Fig. 6과 Fig. 7에 나타내었다.

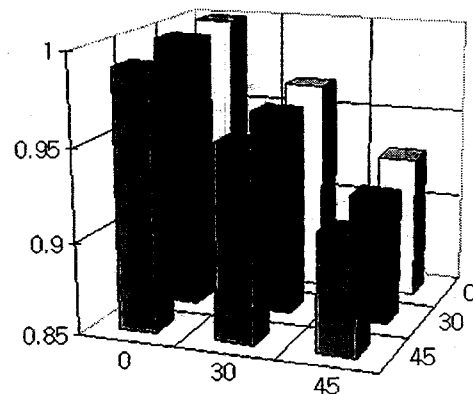
그런데 탄성마운트 시스템에서 중요한 설계변수는 마운트의 설치각도 및 마운트의 강성계수이다. 또한 저주파수대역에서 탄성마운트 시스템의 진동차단 성능을 좌우하는 값은 그 탄성마운트 시스템의 최고차 강제고유진동수이다. 최고차 강제고유진동수가 낮을수록 탄성마운트 시스템의 차단성능은 향상되기 때문이다. 이를 위하여 탄성마운트 시스템의 진동모드 해석에 사용된 유한요소 모델을 이용하여 상단마운트와 하단마운트의 설치각도 및 마운트의 강성계수 변화에 따른 최고차 강제고유진동수의 변화를 살펴 보았다. 그런데 대부분의 경우 마운트의 설치각도는 수직방향을 기준으로 45(도)이상 설치하지는 않으므로 경사지지 않은 경우인 0(도)부터 30(도), 45(도) 등의 3가지의 경우에 대해서 상단마운트와 하단



**Fig. 6** 1st mode of double stage resilient mounting system : rocking mode, 3.12 Hz



**Fig. 7** 12th mode of double stage resilient mounting system : pitching mode, 16.12 Hz



**Fig. 8** The highest frequency of double stage mount system according to mount installation angle

마운트의 설치각도를 변화시키면서 구한 최고차 강제고유진동수의 변화를 Fig. 8에 나타내었다.

이때 가로방향으로의 값은 2단 탄성마운트 시스템에서 상부구조물에 부착된 마운트의 설치각도를 나타내며, 세로방향으로의 값은 하부구조물에 부착된 마운트의 설치각도를 의미한다. 또한 수직방향의 값은 가장 큰값을 1로 하여 나타낸 값이 된다. 그리고 Fig. 9에는 상단마운트와 하단마운트의 강성계수 변화에 따른 2단 탄성마운트 시스템의 최고차 강제고유진동수의 변화를 나타내었다.

이때 상단마운트 강성계수값은  $7.172 \times 10^5$  N/m 값을 1로 하여서 그에 따른 변화량으로 나타내었으며 상단마운트의 설치각도는 0(도), 하단마운트의 설치각도는 30(도)로 하였다. 이 결과 동일한 마운트일지라도 설치각도에 따라서 탄성마운트 시스템의 최고차 강제고유진동수가 다르게 나타나고 있음을 알 수 있다. 즉 마운트를 경사지게 설치할수록 최고차 강제고유진동수가 감소하는 경향을 보이고 있다. 또한 마운트의 강성계수 값이 작을수록, 즉 유연할수록 탄성마운트 시스템의 최고차 강제고유진동수의 값이 내려가고 있음을 알 수 있다. 대부분의 디젤엔진은 정격 회전수 1800 rpm, 4행정, 8기관으로, 엔진의 1차 가진주파수는 15 Hz이다. 따라서 본 논문에서 제시한 유한요소 모델기법을 적용하여 마운트의 설치각도와 강성계수를 변화에 따른 해석을 수행하면 정격 회전수 1800 rpm, 4행정, 8기관의 특성을 가지는 일반적인 디젤엔진의 1차 가진주파수인 15 Hz보다  $\sqrt{2}$  배 작은 10.6 Hz가 최고차 강제고유진동수인 탄성마운트 시스템의 설계가 가능하여 저주파 대역에서 탄성마운트 시스템의 진동차단성능을 더욱 향상시킬 수 있다.

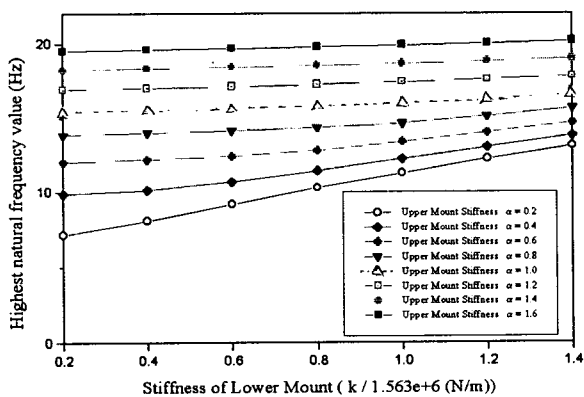


Fig. 9 The Highest frequency of double stage mount system according to mount stiffness value

### 3. 음향차폐장치용 받침대의 탄성모드 해석 및 진동성능 해석

음향차폐장치의 2단 탄성마운트 시스템의 최고차 강제고유진동수 이후의 진동성능을 좌우하는 음향차폐장치용 받침대에 대하여 Fig. 10과 같은 유한요소 모델을 이용하여 탄성모드(flexible mode) 해석을 수행하였다. 본 해석에 사용된 음향차폐장치용 받침대의 길이는 3.4 m이며, 폭은 1.9 m이며, 판 요소(plate element)와 고체 요소(solid element)를 이용하여 모델링 하였다. 이때 사용된 절점(node)수는 2070개이며, 사용된 총 요소수는 1807개이다. 음향차폐장치용 받침대에 대한 유한요소 해석결과와 실험적 해석 결과를 비교하여 아래의 Table 5에 수록하였으며, 1차 모드와 6차 모드에 대한 유한요소 해석결과와 실험적 모드 해석결과를 Fig. 11~Fig. 14

Table 5 Comparison between F. E analysis and experimental modal analysis

Mode	Experimental analysis		Finite element analysis	
	Frequencies	Damping (%)	Frequencies	Damping (%)
1	49.03(Hz)	0.919	49.13598(Hz)	0.0
2	105.53(Hz)	0.258	103.4011(Hz)	0.0
3	140.90(Hz)	0.241	145.7602(Hz)	0.0
4	168.78(Hz)	0.0705	177.3817(Hz)	0.0
5	194.97(Hz)	0.517	207.0167(Hz)	0.0
6	214.38(Hz)	0.294	218.7015(Hz)	0.0

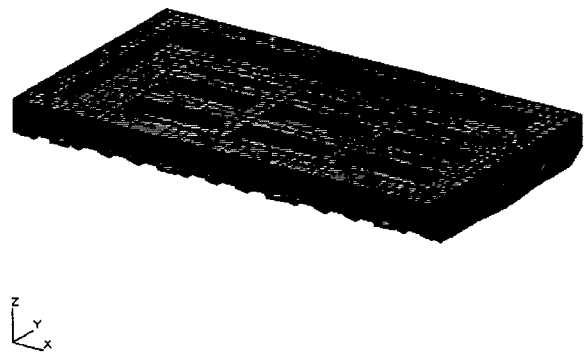


Fig. 10 Finite element model of foundation structure of acoustic enclosure

/PATRAN Version 7.5 02-Sep-99 20:13:59  
 im: Default, Mode 7:Freq.=49.136, Eigenvectors, Translational, (NON-LAYERED)

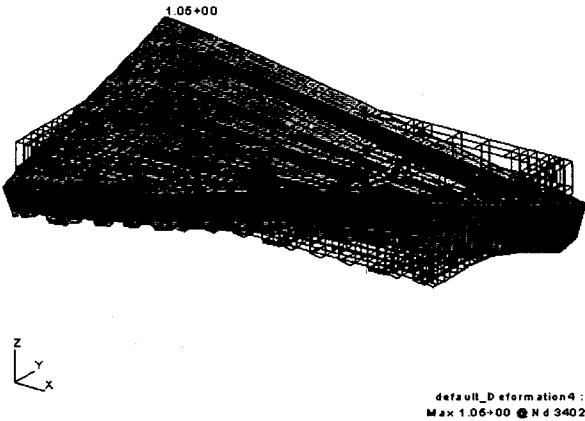


Fig. 11 F.E result of foundation structure :  
 1st mode,  $f=49.136$  Hz

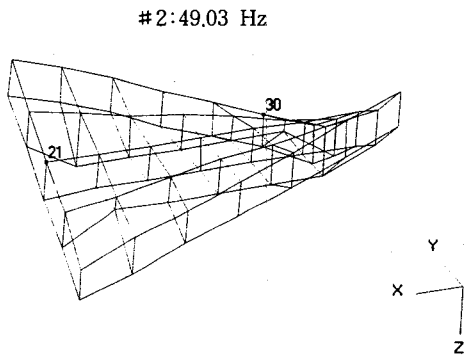


Fig. 12 Experimental result of foundation structure :  
 1st mode,  $f=49.03$  Hz

MSC/PATRAN Version 7.5 02-Sep-99 20:18:35  
 Deform: Default, Mode 12:Freq.=218.7, Eigenvectors, Translational, (NON-LAYERED)

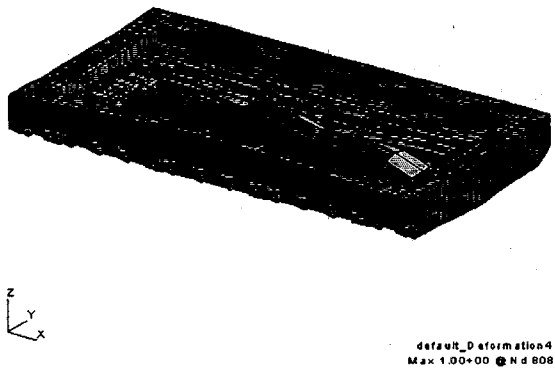


Fig. 13 F.E result of foundation structure :  
 6th mode,  $f=218.70$  Hz

에 나타내었다.

이로부터 유한요소 해석결과와 실험해석결과의 경향이 비교적 잘 일치하고 있어, 본 해석에 사용된 받침대 유한요소 모델의 타당성을 알 수 있다. 그런데 탄성마운트 시스템에서는 동일마운트의 위/아래에서 나타나는 진동비를 기준으로 하는 마운트의 진동차단성능 해석이 중요하다. 그리고 받침대의 탄성효과가 마운트의 진동차단성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해서는 Fig. 5와 같이 받침대를 강체로 모델링한 경우에 대한 진동성능해석 결과와 Fig. 15와 같이 받침대를 탄성체로 모델링한 경우에 대한 진동성능을 비교하여야 한다. 이때 신뢰성이 입증된 받침대 유한요소 모델과 탄성마운트 시스템을 하나의 유한요소 모델화하면 아래와 같이 전체 운동방정식을 구성할 수 있다.

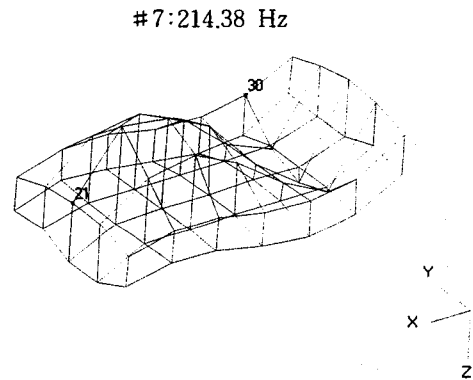


Fig. 14 Experimental result of foundation structure :  
 6th mode,  $f=214.38$  Hz



Fig. 15 Double stage mount system using F.E foundation model

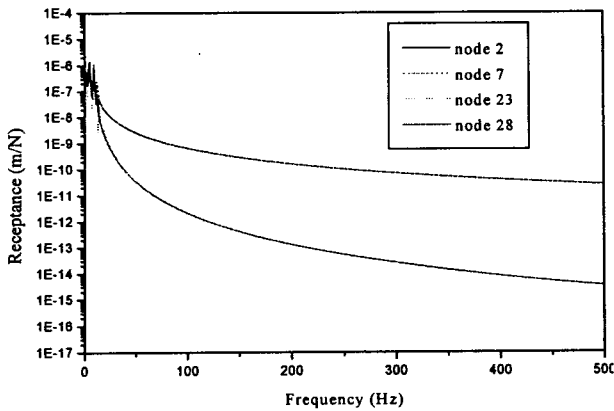


Fig. 16 Frequency response of double stage mount system using rigid body model for lower structure

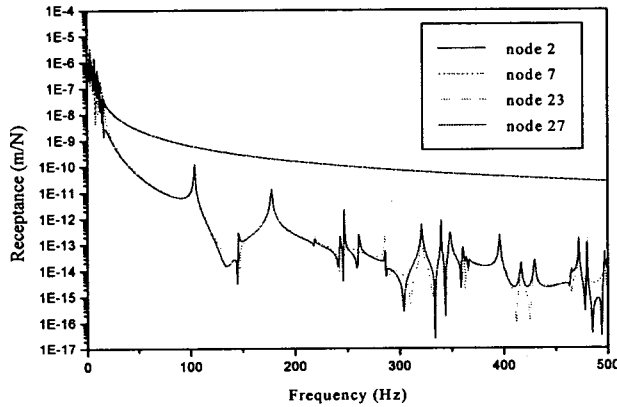


Fig. 17 Frequency response of double stage mount system using flexible body model for lower structure

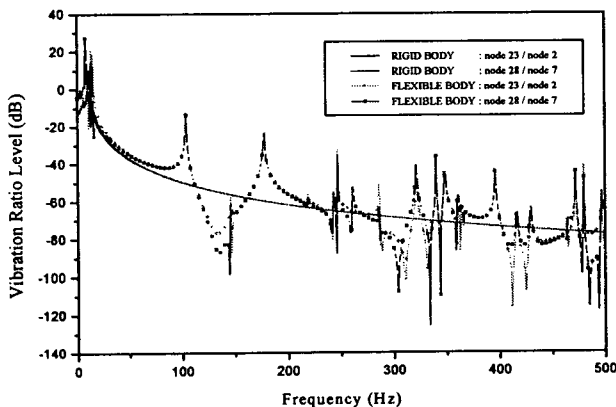


Fig. 18 Vibration ratio level of double stage mount system between rigid body model and flexible body model for lower structure

$$[-\omega^2 M + K]\{u(\omega)\} = \{F(\omega)\}$$

$[M], [K]$  = 탄성마운트 시스템의 질량 + 받침대의 질량 및 강성 행렬

따라서 위의 행렬식으로 나타낸 전체 운동방정식에 대하여 각 해석 주파수마다 외력항인  $\{F(\omega)\}$ 과 원편의  $[-\omega^2 M + K]$  항의 값이 결정되므로 응답을 나타내는  $\{u(\omega)\}$ 는 정적평형 방정식을 해석하는 기법을 이용하여 각 절점에서 응답을 구하는 직접응답 해석(direct response analysis) 기법을 적용할 수 있다. 이 해석기법을 이용하여 구한 진동성능해석 결과와 받침대를 강체로 모델링하여 구한 결과를 비교하여 Fig. 16 과 Fig. 17에 나타내었다.

이때 비교한 지점은 Fig. 5를 기준으로 상부물체의 node 2, node 7 및 하부물체의 node 23과 node 28로 하였으며 하부마운트의 설치각도는 일반적으로 많이 사용하는 30(도)로 하였고 상부마운트의 설치각도는 0(도)로 하였다. 이 결과 하부물체를 강체로 모델링한 경우와 탄성체로 모델링한 경우에 하부물체에서의 진동수준이 서로 다르게 나타나고 있음을 알 수 있다. 즉 하부물체를 탄성체로 모델링한 경우에는 탄성체 고유진동수들의 영향이 나타나서 강체로 모델링한 경우에 비해서 이들 고유진동수 대역에서 진동수준이 높게 나타나고 있으며 이는 마운트의 진동차단성능을 저하시키는 요소로 작용하게 된다. 따라서 상단마운트의 위/아래인 node 2와 node 23, node 7과 node 28 사이의 진동수준을 그 마운트의 진동차단성능으로 볼 수 있으므로 node 2와 node 23, node 7과 node 28사이의 진동비를 Fig. 18에 나타내었다.

이 경우에 하부물체를 강체로 모델링한 경우와 탄성체로 모델링한 경우에 진동이 감소되는 경향이 서로 많은 차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 따라서 실제의 경우에는 대부분 하부물체가 탄성체이므로 일반적으로 많이 사용되고 있는 강체모델을 이용한 해석시 나타나는 진동차단성능보다 특정주파수 대역에서 진동차단성능이 상당히 감소하게 되는 것을 알 수 있다. 이는 받침대의 탄성고유진동수의 영향으로 고유진동수부근에서는 받침대 공진(resonance)현상이 발생하여 마운트를 지지하는 받침대쪽의 진동수준이 크게 나타나게 되어 마운트의 진동차단성능이 저하되기 때문이다. 따라서 강체모델을 이용한 해석 결과를 바탕으로 선정된 마운트가 설치되었을 경우 특정주파수 대역에서는 기대한 만큼의 진동차단성능



을 발휘할 수 없게 되므로 하부물체에 대하여 정도가 높은 유한요소 모델을 이용하여 진동차단성능을 해석해야 한다는 것을 알 수 있다. 또한 하부물체의 첫 번째 고유진동수가 높으면 높을수록 탄성체의 영향이 그만큼 고주파수대역으로 이동될 것이므로 마운트의 진동차단성능을 향상시키기 위해서는 하부물체의 첫 번째 탄성고유진동수를 높게 나타나도록 설계할 필요가 있다.

#### 4. 결 론

탄성마운트 시스템의 진동성능 해석에 유한요소법의 적용가능성을 제시하기 위하여, 1단 탄성마운트 시스템 및 음향차폐장치용 2단 탄성마운트 시스템의 진동모드 해석과 음향차폐장치용 받침대의 탄성모드 해석을 유한요소법을 이용하여 실시하고 받침대를 강체로 모델링한 경우와 탄성체로 모델링한 경우에 대한 마운트의 진동차단성능을 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 유한요소법을 이용한 탄성마운트 시스템의 진동모드 해석방법을 제시하였으며, 탄성마운트 시스템의 진동모드 해석에 유한요소법이 유용하게 이용될 수 있음을 확인하였다.

(2) 받침대에 대한 유한요소 해석 및 실험적 모드 해석을 실시한 결과 복잡한 구조물에 대한 유한요소법의 유용성을 확인하였으며, 받침대를 강체로 모델링한 경우와 유한요소 모델을 이용한 탄성체로 모델링한 경우에 대한 진동성능은 고주파수 대역으로 갈수록 그 경향이 서로 다르게 나타나며, 탄성체의 고유진동수가 나타나는 주파수대역에서는 강체로 모델링한 경우에 비해서 탄성체로 모델링한 경우의 진동

차단성능이 상당히 감소하는 것을 확인하였다.

(3) 본 연구에서 제시된 유한요소 해석방법을 이용하면 다단 탄성마운트 시스템(multi stage resilient mounting system) 및 하나의 받침대에 다수의 장비가 설치된 2단 탄성마운트 시스템에 대한 진동모드 및 진동성능해석도 가능하다.

본 연구에서 제시한 탄성마운트 시스템에 대한 유한요소 해석기법과 받침대 구조물의 유한요소 해석 결과는 향후 복잡한 받침대 구조물로 구성된 다단 탄성마운트 시스템에 대하여 받침대의 유한요소 모델이 유용한 해석결과를 보이는 주파수 대역까지 받침대 구조물의 탄성모드효과를 고려한 진동수준 및 진동차단성능 해석에 유용하게 이용될 수 있을 것으로 생각된다.

#### 참고 문헌

- (1) J. Buiten, 1987, Shipboard Acoustics Proceedings ISSA '86, MARTINUS NIJHOFF PUBLISHERS, Netherlands, pp. 335~351.
- (2) Vane, F. F., 1958, "A Guide for the Selection and Application of Resilient Mountings to Shipboard Equipment", DTMB Report 880.
- (3) Michael Raymond, Mark Miller, 1994, "MSC/NATRAN Quick Reference Guide, Version 68", MacNeal-Schwendler Corporation
- (4) C. M. Harris, 1995, Shock and Vibration HandBook Fourth Edition, McGRAW-HILL BOOK COMPANY, pp. 3.38~3.40.