한국소음진동공학회지 제 10 권 제 3 호, pp. 508~516, 2000.

〈논 문〉

유한요소법을 이용한 점탄성 감쇠구조물이 포함된 2단 탄성마운트 시스템의 진동/충격응답 해석

Finite Element Vibration/Shock Analysis of Double Stage Elastic Mounting System with Viscoelastically Damped Foundation Structure

정우진* · 류정수* · 배수룡* · 함일배*

Woo-Jin Jung, Jeong-Suh Ryu, Soo-Ryong Bae and Il-Bae Ham

(2000년 2월 21일 접수 : 2000년 4월 8일 심사완료)

Key Words : Finite Element Method(유한요소법), Damped Structure(감쇠 구조물), Viscoelastic Material(점탄성 재질), Mounting System(마운트 시스템), Vibration Response(진동 응답), Shock Response(충격 응답)

ABSTRACT

To study the possibility of F.E.M application to vibration and shock response of double stage elastic mounting system with complicated damped foundation structure like common-bed or raft in ships, foundation structure model which has complicated damped sandwich cross-section is analyzed first. And then vibration responses, experimental results and shock responses of double stage elastic mounting system which adopts the above damped structure as intermediate foundation were compared. As a result, it is found that F.E.M could be effectively used in analyzing the vibration and shock response of double and multi-stage elastic mounting system with complicated damped foundation structures.

1. 서 론

선진각국에서는 함정의 스텔스화와 주요 탑재장비들의 내충격 성능향상을 위하여 공통베드(common bed) 또는 래프트(raft)라고 불리우는 대형 받침대 구조물의 적용을 적극 시도하고 있다. 이는 대형 받침대 위에 각종 소음원들을 설치하고 이 대형 받침대와 선체 사이를 마운트 등으로 절연시키는 탄성마운트 시스템으로, 선체에 전달되는 진동 수준과 외부로부터 주요 탑재장비들에게 전달되는 충격력을 현저히 감소시킬 수 있다. 따라서 함정의 초기 설계단계부터 탄성마운트 시스템에 대한 진동 및 충격응답을 해석하고 그 결과에 따라서 요구된 탄성마운트 시스템을 설계하여야 한다.

탄성마운트 시스템의 진동 및 충격성능 해석시 지금까지는 주로 다물체 동역학 개념과 강체(rigid body)모델을 이용하였으나, 받침대의 탄성효과를 고려한 탄성마운트 시스템의 경우에는 받침대의 진동 모드를 이용하여야 하므로 각각의 전용 S/W가 필요하며, 해석시 포함할 수 있는 진동모드수 제한등의 문제점이 발생하게 된다. 이를 극복하기 위해서 탄성마운트 시스템을 하나의 유한요소 모델화하고, 이를 이용하여 진동 및 충격을 해석할 수 있으면 진동과 충격성능해석을 위하여 각각 따로 모델링을 수행할 필요가 없다. 특히 충격해석시 탄성마운트 시스템의 유한요소 모델을 그대로 이용할 수 있으면 받침대의 진동모드를 이용하지 않고도 바로 시간영역에서 해석을 수행할 수 있기 때문에 진동모드 이용에 따른 제한점을 극복할 수 있으며, 용이하게 충격응답까지 해석할 수 있다.

유한요소법을 이용한 탄성마운트 시스템의 진동 및 충격해석에 대한 논문이나 자료들을 국내외적으로 찾아보기가 힘들며, 특히 탄성마운트 시스템에서 중요한 기능을 수

* 정회원, 국방과학연구소 제 2 체계개발본부

행하는 받침대가 감쇠구조물로 이루어진 경우에 대한 진동 및 충격해석에 대한 논문은 거의 없는 실정이다. 다만 본 저자들이 참고문헌 (1)에 유한요소법을 이용한 탄성마운트 시스템의 진동해석에 대한 논문을 발표하였다. 이 경우에는 받침대가 감쇠구조물이 아닌 일반 철구조물을 이용하였다.

받침대위에는 여러 가지의 가진원들이 설치되기 때문에 진동/구조소음 감소를 위하여 필요한 부분에는 고무나 제진판 등을 이용한 감쇠 처리를 하게 된다. 이들은 에너지를 흡수하는 점탄성 재질(viscoelastic material)이 단일층을 이루거나 다층구조로 구성된다. 따라서 감쇠구조물을 받침대로 이용하는 탄성마운트 시스템의 진동 및 충격해석을 위해서는 이들 감쇠재를 반드시 포함시켜야 한다.

본 논문은 감쇠구조물을 받침대로 하는 탄성마운트 시스템의 진동 및 충격해석에 유한요소법의 적용가능성을 제시할 목적으로 감쇠구조물을 받침대로 하는 2단 탄성마운트 시스템의 모델을 이용하였다. 또한 탄성마운트 시스템의 진동 및 충격응답은 받침대의 유한요소 모델에 많은 영향을 받으므로[1] 탄성효과를 고려해야 하는 받침대에 대하여 감쇠재를 포함한 유한요소 모델의 타당성이 확인되어야 한다. 이를 위하여 본 논문에서는 복소 고유치 해석을 이용하여 받침대의 유한요소 모델링에 대한 타당성을 확인하였다. 이를 바탕으로 감쇠구조물을 받침대로 하는 2단 마운트 시스템에 대한 진동응답 해석과 실험 및 충격응답 해석을 실시하여 탄성마운트 시스템의 진동 및 충격응답 해석에 대한 유한요소법의 적용가능성을 제시하였다. 이때 유한 요소법 해석코드로는 MSC/NASTRAN을 이용하였다.

2. 이론적 배경

일반 구조물에서의 운동방정식은 아래와 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{x\}=\{f\} \tag{1}$$

즉 감쇠행렬이 주파수에 선형적으로 변하게 되는 모델을 이용한다. 그런데 감쇠재의 손실률은 주파수에 대하여 어느 일부분 주파수 대역을 중심으로 완만한 피크치를 가지고 있는 것으로 알려져 있다[2]. 따라서 감쇠행렬도 어느 일부분 주파수 대역을 중심으로 완만한 피크치를 보이도록 구성하여야 한다. 그런데 유한요소법의 특성상 고유치 해석시 주파수에 관계없이 하나의 일정한 값을 가지는 손실율를 입력하여야 하므로 일반적으로 구조감쇠 모델을 이용하고 있다. 따라서 강성행렬의 허수부를 $[H]$이라고 하면

$$[M]\{\ddot{x}\}+[K]\{x\}+j[H]\{x\}=\{f\} \tag{2}$$

이때 $[H]$ 는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$[H]=\eta*[K]+\sum\eta_e*[K_e] \tag{3}$$

η, η_e =전체 구조물과 한 개 요소의 구조 감쇠비

$[K]$, $[Ke]$ = 전체 구조물과 한 개 요소의 강성행렬

이때 $[K]+j[H]$ 를 $[K^*]$라고 하면 식 (2)를 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}\}+[K^*]\{x\}=\{f\} \tag{4}$$

그런데 감쇠 구조물의 전체 강성행렬 $[K^*]$는 전체 구조물의 순수 탄성체 강성행렬 $[K_e]$와 감쇠재의 강성행렬 $[K_v]$ 의 합으로 구성된 것으로 볼 수 있으므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[K^*]=[K_e]+[K_v] \tag{5}$$

그리고 순수 감쇠재의 강성행렬 $[K_v]$ 는 다시 순수 탄성체 효과로부터 계산된 실수부 강성행렬 $[K_{vR}]$ 와 구조 감쇠비가 작용하는 허수부 강성행렬 $[K_{vI}]$ 의 합으로 표시할 수 있으므로 식 (5)를 다시 나타내면

$$\begin{aligned}[K^*] &= [(K_e+K_{vR})]+j[K_{vI}] \\ &= [K_e]+[K_{vR}(1+j\eta_v)] \\ &= [(K_e+K_{vR})]+j[(\eta_v K_{vR})]\end{aligned} \tag{6}$$

따라서 식 (6)을 식 (4)에 대입하고 정리하면,

$$\begin{aligned}[M]\{\ddot{x}\}+&[(K_e+K_{vR})]\{x\}+j[(\eta_v K_{vR})]\{x\} \\ &=\{f\}\end{aligned} \tag{7}$$

위의 식 (7)에서 $\{f\}=\{0\}$인 경우가 고유치 해석에 이용하는 식이 된다. 따라서 $\{f\}=\{0\}$과 $\{x\}=\{X\}e^{j\omega t}$ 를 식 (7)에 대입하고 정리하면

$$|\omega^2[M]-([(K_e+K_{vR})]+j[(\eta_v K_{vR})])|=\{0\} \tag{8}$$

식 (8)로부터 구조감쇠 모델을 이용한 운동방정식 해석결과로 얻어지는 고유치와 고유모드들은 복소 형태(complex form)임을 알 수 있다. 그런데 감쇠 구조물에 주로 사용되는 고무의 탄성계수는 약 $2.69\times10^6(N/m^2)$이며, 철이나 알루미늄의 탄성계수는 $6.89\times10^{10}(N/m^2)$과 $2.1\times10^{11}(N/m^2)$ 수준이다. 따라서 $[K_e]$ 가 $[K_{vR}]$ 보다 약 $10^4\sim10^5$ 정도 큰 요소값들을 가지게 된다. 그러므로 허수부인 $\eta_v[K_{vR}]$항을 무시하고 구한 비감쇠 고유모드 $[\phi]$와 식 (8)에 대하여 복소 고유치 해석을 실시하여 구한 고유모드 $[\phi^*]$ 은 $[\phi]\simeq[\phi^*]$ 로 가정할 수 있다. 그러나 감쇠재가 고무와는

다르게 어느 정도의 강성을 지닌 재질을 이용할 경우 복소 모드인 $[\phi^*]$ 와 실수 모드인 $[\phi]$ 사이에 차이를 보일 수 있으며 이러한 경우에는 식 (8)에 대하여 복소 고유치 해석 방법을 이용하여 고유치와 모드 감쇠비를 구해야 한다. 또한 고차 모드로 갈수록 동일한 감쇠 구조물에서 복소 모드와 비감쇠 모드사이의 위상차로 인하여 서로 다르게 나타날 수 있으므로 비감쇠 모드를 이용한 고유치 해석은 주로 저차 모드대역에서만 유용할 것으로 생각된다. 한편 외력에 대한 응답은 식 (7)을 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\{X\}=[-\omega^2 M+(K_e+K_{vR})+(j\eta_v K_{vR})]^{-1}\{f\} \quad (9)$$

이때 $\{X\}$와 $\{f\}$는 각각 변위와 외력의 크기(magnitude)를 의미한다. 따라서 식 (9)에서 변위 $\{X\}$를 각 주파수마다 직접 계산하는 직접 해석방법(direct response analysis)을 이용하면 전체 구조물에 대한 응답을 바로 구할 수 있다.

한편 충격해석에 이용되는 운동방정식은 진동응답의 운동방정식과 동일한 형태를 보이게 된다.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\}+[B]\{\dot{u}(t)\}+[K]\{u(t)\}=\{P(t)\} \quad (10)$$

그런데 감쇠구조물에서는 주로 구조 감쇠비 η 를 이용하여 허수부로 처리하나 시간영역에서는 복소수를 계산할 수 없으므로 임의 진동수 ω 에서 한 주기당 소산되는 에너지양을 비교하여 시간영역에서 사용하는 점성감쇠비 ζ 로 등가화하는 방법을 이용한다. 구조 감쇠비 η 와 등가 점성감쇠비 ζ 는 $\zeta = \eta / \omega$ 의 관계가 있다. 따라서 감쇠재가 부착된 구조물의 구조감쇠행렬은 $[B]$는 다음과 같이 등가화 할 수 있다.

$$[B]=\left(\frac{G}{\omega_1}\right)*[K]+\left(\frac{1}{\omega_2}\right)\sum g_e*[K_e] \quad (11)$$

ω_1 , ω_2 = 고유진동수(Hz)

선형영역만을 대상으로 한다고 가정할 경우 시간영역에서 아래의 식 (12), 식 (13)과 Newmark-Beta 적분법을 적용하여 응답을 구하게 된다.

$$\{\dot{u}(t)\}=\{u_{n+1}-u_{n-1}\}/(2\triangle t) \quad (12)$$

$$\{\ddot{u}(t)\}=\{u_{n+1}-2u_n-u_{n-1}\}/(\triangle t)^2 \quad (13)$$

3. 감쇠구조 받침대의 진동모드 해석

탄성마운트 시스템에서 받침대가 진동 및 충격응답에 중요한 기능을 담당하므로 탄성마운트 시스템의 해석전에 반드시 받침대의 유한요소 모델에 대하여 타당성을 확인하여야 한다. 감쇠재 해석에 유한 요소법을 적용하기 시작한 것은 1975년 감쇠재가 부착된 샌드위치형 단순 구조물의 진동해석 이후이다[3]. 샌드위치 구조물에서 판요소는 높은 강성을 가지며 굽힘응력을 담당하는 외판의 모델링에 사용하고, 고체요소(solid element)는 전단응력을 담당하는 코어부의 점탄성 재료를 모델링하는데 사용하였다.

Johnson 과 Kienholz[4] 는 단순 샌드위치 구조물을 이용하여 NASTRAN의 판요소와 고체요소의 경계면에서 기하학적 경계조건을 이용하지 않고 판요소의 offset 옵션을 이용하여 모델링하고 진동모드를 해석한 결과를 제시하였다. 또한 Vedy와 Venkatesh[5] 는 판요소와 고체요소를 이용하여 샌드위치형 복합재료로 이루어진 기계 요소에 대하여 모델링하고 진동모드의 해석결과를 제시하였다. 이들은 모두 비감쇠 진동모드들을 이용하여 고유진동수와 모드 댐핑계수 해석을 수행한 결과들이다. 이들이 사용한 모델들은 감쇠모드가 비감쇠 진동모드와 거의 동일하게 나타나도록 외판의 탄성계수와 차이가 큰 얇은 고무를 이용하였기 때문에 가능하였다. 그러나 실제 구조물에서는 감쇠모드와 비감쇠 진동모드가 유사하게 나타나는 고무와 같은 감쇠재를 항상 부착할 수 없는 경우도 발생하게 된다. 따라서 본 논문에서는 일반적인 경우에도 사용할 수 있는 복소 고유치 해석을 이용하여 Fig. 1과 같은 복잡한 단면형상의 감쇠구조 받침대에 대하여 고유치 해석과 실험결과를 비교하였다.

이때 위의 Fig. 1에서 중앙의 빗금친 부분은 고무이며, 외판은 철로 하였다. 모델의 크기는 길이 1200 mm, 폭 900 mm, 높이 400 mm이다. I 형빔의 폭은 96 mm이며, 높이는 82 mm, 중앙의 감쇠재로 사용된 고무의 두께는 8 mm 이다. Fig. 1에 대한 유한요소 모델링은 Fig. 2에 나타내었

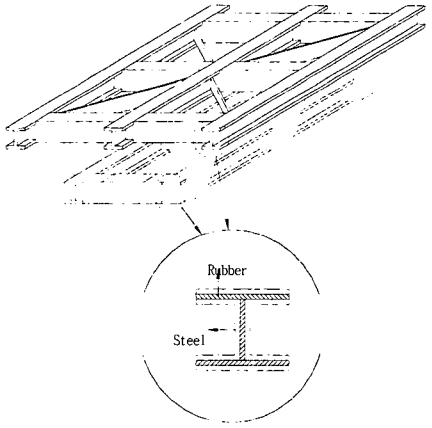


Fig. 1 A Damped foundation structure made of steel and rubber material

다. 유한요소 모델링시 1924개의 판요소와 1240개의 고체요소를 이용하였다. 고무의 물성치로는 포와송비ν =0.49, 전단계수 G=896(N/m^2), 밀도 ρ =1.0×10^3(kg/m^3), 구조감쇠비 η =0.23을 이용하였다.

Fig. 2의 유한요소 모델을 이용하여 구한 고유치 해석결과와 실험적으로 구한 해석결과를 Fig. 3에 나타내었다. 이때 모드실험에는 LMS CADA-X 프로그램을 이용하였다.

이 결과 유한요소 모델을 이용한 복소 고유치 해석결과와 실험적 모드 해석결과에서 5차와 7차 모드를 제외하고는 고유진동수와 감쇠비가 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 5차와 7차 모드에서 감쇠비가 차이를 보이는 것은 앞에서 언급한 바와 같이 감쇠비가 주파수에 대해서 일정한 값이 아닌 완만한 피크치를 보이는 경향이 있으나, 유한요소 모델에서는 이를 적용하기가 불가능하므로 이러한 현상이 발생한 것으로 생각된다. 또한 감쇠구조물 모델의 제작상 철판과 고무가 완벽하게 결합되지 못하고 부분적으로 약하게 결합이 된 제작상의 문제도 하나의 원인이 되었다고 생각한다. 그리고 모드형상의 일치성도 유한요소 모델의 타당성을 검증하는데 필요한 요소로, MAC(Modal Assurance Criteria) 값을 이용하는 것이 좋으나 현실적으로 실험여건과 유한요소 모델의 복잡성으로 인하여 실험모델과 유한요소 모델의 비교위치를 정확히 일치시키는 것이 어렵다. 따라서 본 논문에서는 전체 모드형상을 비교하는 방법을 이용하여 모드형상을 비교하였다. 1차 모드와 12차 모드형상에 대한 유한요소 해석결과와 실험적 해석결과를 Fig. 4 ~ Fig. 7에 나타내었다.

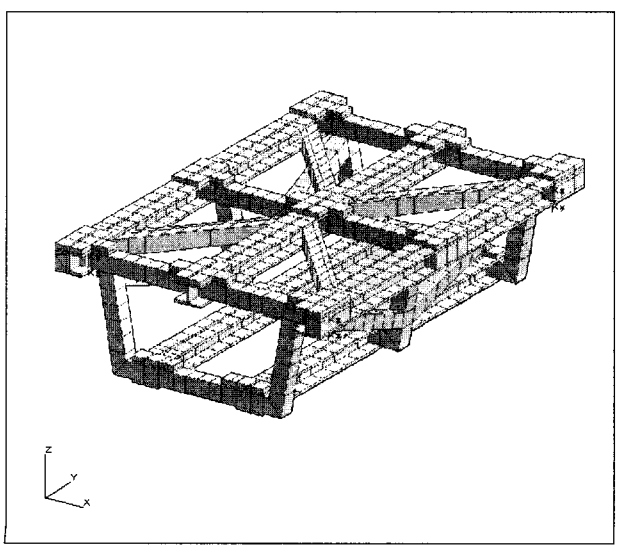
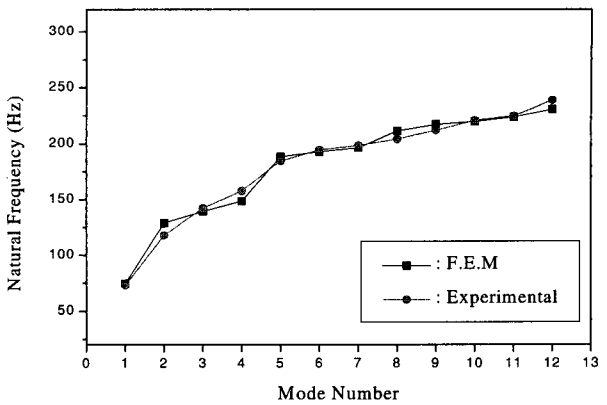
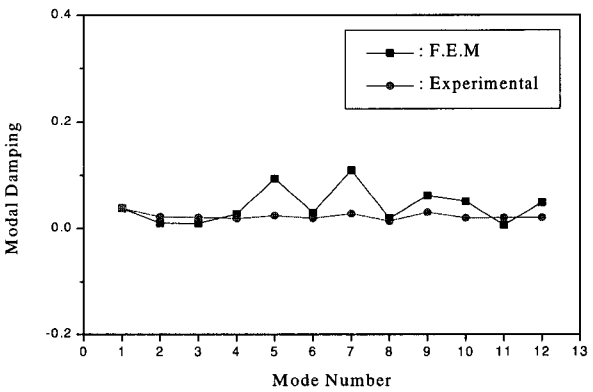


Fig. 2 F.E. Model of a damped foundation structure.



(a)



(b)

Fig. 3 Comparison of F. E. and Experimental results for the complicated damped structure
(a) Natural frequencies
(b) Modal damping ratio

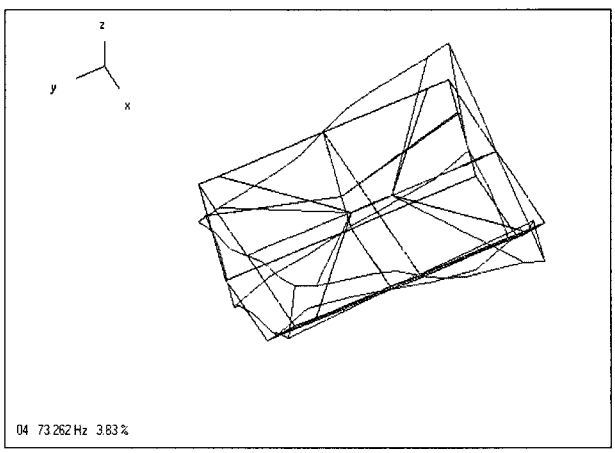


Fig. 4 Experimental result of the damped foundation structure : 1st mode, f=73.262(Hz)

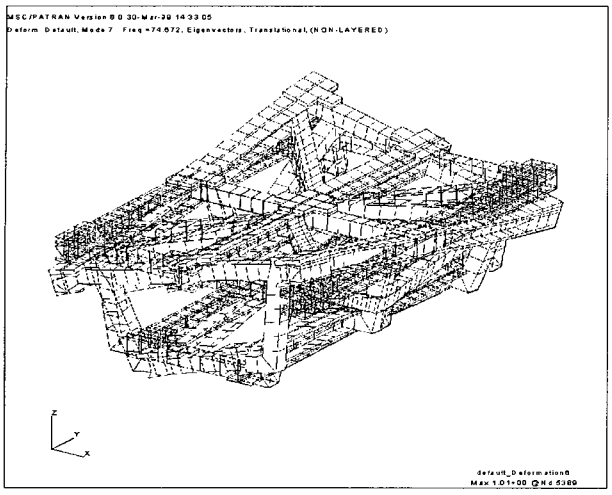


Fig. 5 F.E. result of the damped foundation structure : 1st mode, f=74.672(Hz)

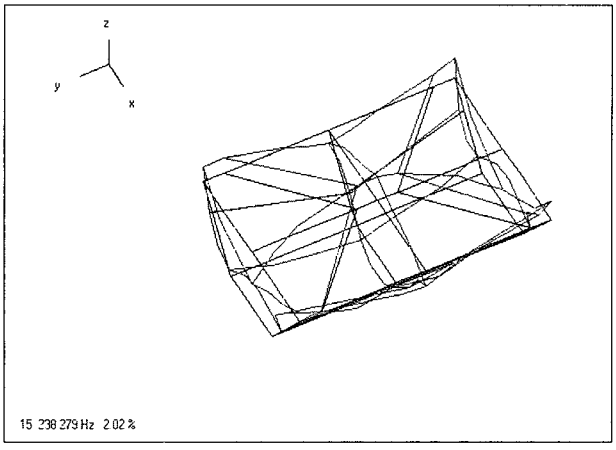


Fig. 6 Experimental result of the damped foundation structure : 12th mode, f=238.28(Hz)

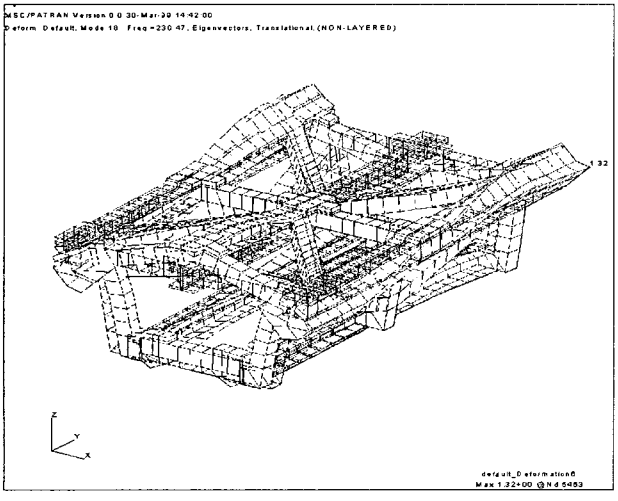


Fig. 7 F.E. result of the damped foundation structure : 12th mode, f=230.47(Hz)

이 결과 모드형상들이 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 따라서 고유치 해석결과와 모드형상을 비교한 결과 감쇠구조 받침대의 유한요소 모델의 타당성을 확인할 수 있다.

4. 2단 탄성마운트 시스템의 진동응답 해석

감쇠구조 받침대가 포함된 2단 탄성마운트 시스템의 진동응답 해석에 유한요소법의 적용가능성을 살펴보는 것이 주요 목적중 하나이므로 이를 위하여 Fig. 2의 감쇠구조물을 받침대로 이용하는 2단 탄성마운트 시스템을 아래의 Fig. 8과 같이 제작하였다.

이때 가진기가 설치되는 구조물을 상부 구조물(upper structure)이라고 하며, 감쇠구조 받침대를 하부 구조물(lower structure)이라고 한다. 실제 구조물에서 상부 구조물은 엔진등과 같은 진동소음원을 나타낸다. 또한 상부 구조물과 하부 구조물사이에는 탄성마운트로 절연되고, 하부 구조물과 바닥도 탄성마운트로 절연된다. 따라서 2단계의 탄성마운트로 절연되기 때문에 이와 같이 구성된 시스템을 2단 탄성마운트 시스템(double stage elastic mounting system)이라고 부른다. 이때 상부 구조물과 하부 구조물사이에 설치된 마운트를 상단 마운트(upper mount)라 하고, 하부 구조물과 바닥사이에 설치된 마운트를 하단 마운트(lower mount)라고 한다. Fig. 8의 실험모델을 이용하여 Fig. 9와 같이 유한요소 모델링을 실시하였다. 이때 상부구조물은 432개의 판요소와 60개의 고체요소를 이용하여 모델링하였으며, 하부 구조물에 사용된 유한요소 모델은 3절의 Fig. 2 의 유한요소 모델을 이용하였다. 상부 구조물과 하부 구조물사이의 마운트는 병진 3방향(x,y,z)으로 작용

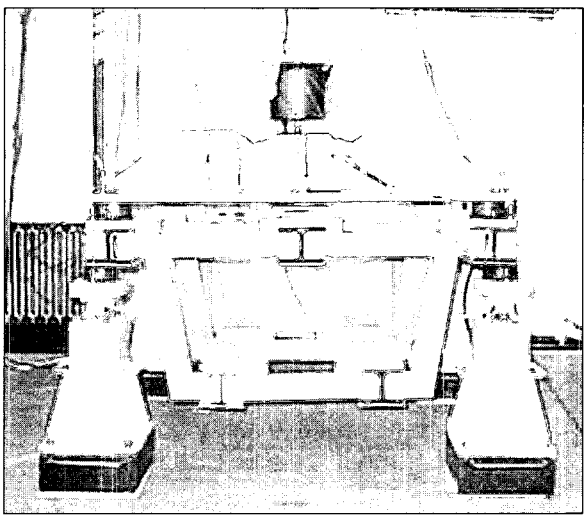


Fig. 8 Experimental model for double stage mounting system.

하는 것으로 모델링하였다. Fig. 8의 실험모델과 Fig. 9의 유한요소 모델을 이용하여 2단 탄성마운트 시스템의 진동응답을 해석하고 실험결과와 비교하였다. 그리고 실험시 하단 마운트는 고정된 경계조건이 나타나도록 설치한 관계로 상부 마운트를 기준으로 진동응답을 측정하였으며, 사용된 측정시스템은 B&K 3550을 이용하였다.

탄성마운트 시스템의 진동응답 해석전에 반드시 사용된 마운트들의 강성계수의 타당성을 확인해야 한다. 본 논문에서는 2단 탄성마운트 시스템에서 받침대의 국부 진동(local vibration)이 나타나기 이전에 나타나는 마운트의 강성계수와 마운트위에 설치된 구조물의 질량에 의해 결정되는 고유 진동수들인 강체 고유진동수를 이용하여 사용된 마운트들의 강성계수의 타당성을 확인하였다. Fig. 9의 유한요소 모델을 이용하여 구한 고유진동수 해석결과와 실험결과를 아래의 Fig. 10에 수록하였다.

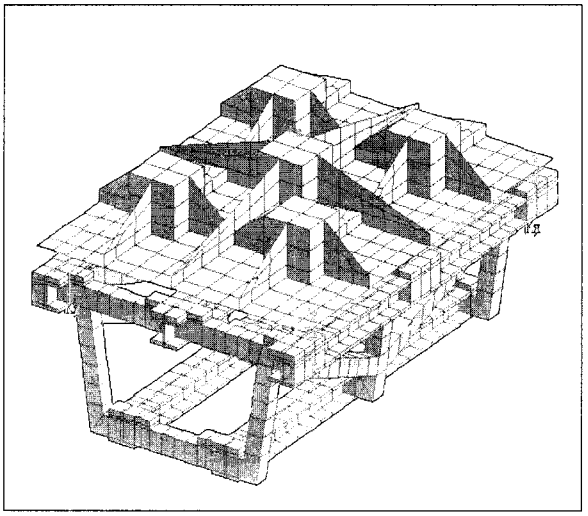


Fig. 9 F.E. Model for double stage mounting system

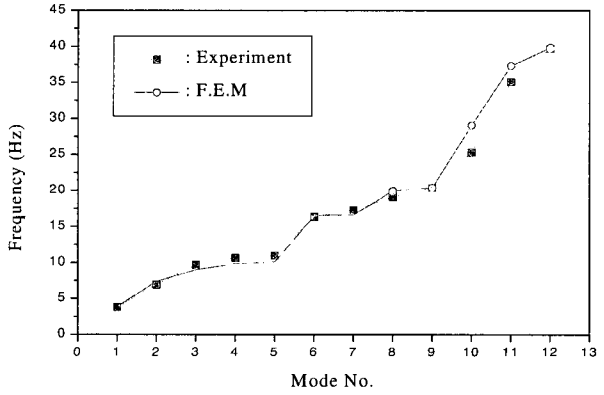


Fig. 10 Comparison of frequencies of double stage mounting system

Fig. 10에서 유한요소 모델을 이용한 해석결과와 실험결과를 살펴보면 전체적인 경향이 서로 유사하게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이로부터 본 해석에 사용된 마운트들의 강성계수와 유한요소 모델의 타당성이 검증되었다. 한편 마운트 시스템의 진동응답 해석은 마운트에서의 진동수준을 이용하여 나타낼 수 있으므로 유한요소 모델을 이용한 진동응답 해석결과들과 실험결과들을 비교하여 아래의 Fig. 11 ~ Fig. 14에 수록하였다. 이때 상단 마운트를 기준으로 상단 마운트의 위부분인 상부 구조물과 상단 마운트의 아래부분인 감쇠구조 받침대에서의 진동수준을 이용하였다.

위의 진동응답 해석결과들을 실험결과와 비교한 결과 상단 마운트의 상단부에서는 비교적 실험결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 상단 마운트의 하단부에서는 200 Hz 이하에서는 진동응답의 경향과 수준이 잘 일치하고 있으나

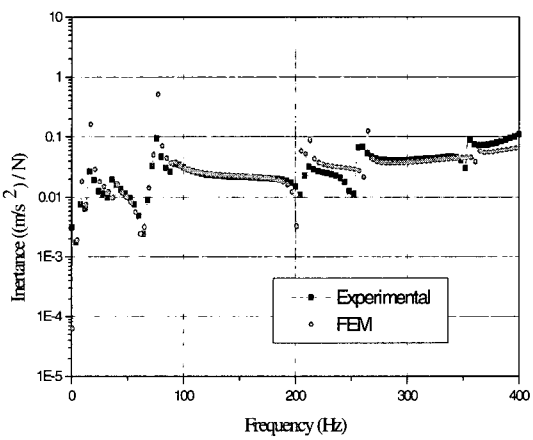


Fig. 11 Response of the upper structure at the upper right-front mount

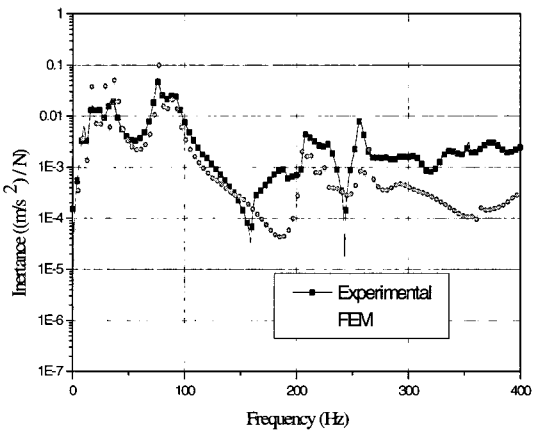


Fig. 12 Response of the foundation structure at the upper right-front mount

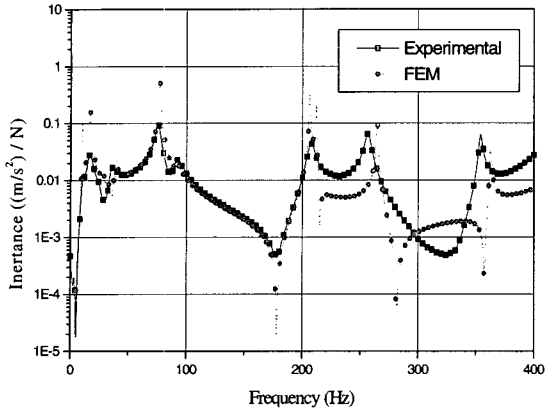


Fig. 13 Response of the upper structure at the upper left-rear mount

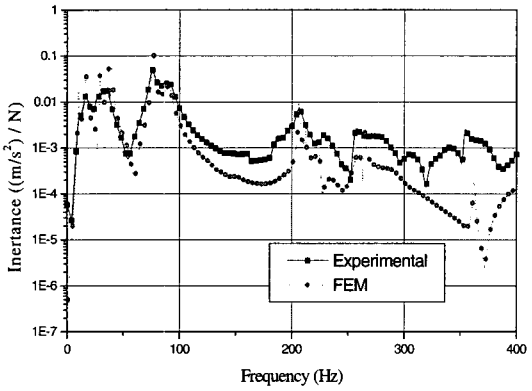


Fig. 14 Response of the foundation structure at the upper left-rear mount

200 Hz 이상의 주파수대역에서는 실험결과와 경향은 유사하나 응답수준이 최대 20 dB 이상의 차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 유한요소 모델의 정확도에 따라서 발생된 것으로 생각된다. 그리고 감쇠재의 감쇠영향을 살펴보기 위하여 감쇠 구조물의 감쇠재를 제거한 순수 철 구조물로 구성되었을 경우에 대한 진동응답과 비교하여 Fig. 15와 Fig. 16에 나타내었다.

이 결과 상단 마운트의 상부에서의 진동수준은 거의 유사하게 나타나고 있음을 알 수 있으며, 상단 마운트의 하부에서는 강체 고유진동수 대역이후인 50 Hz 부터는 서로 경향이 다른 진동수준을 보이고 있음을 확인할 수 있다. 특히 고주파대역으로 갈수록 감쇠의 영향이 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이는 일반적으로 감쇠재는 고주파대역에서 그 효과가 잘 나타난다는 점과 상부 마운트의 하부가 설치되는 받침대의 감쇠 구조물화에 따른 영향으로 생각된다. 그리고 받침대가 감쇠구조물화된 경우의 진동응답 피

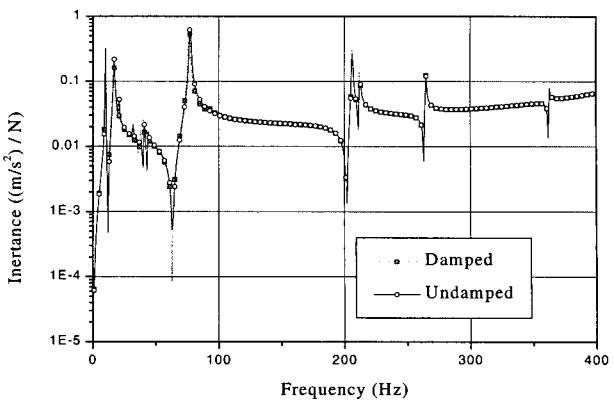


Fig. 15 Response of the the upper structure at the right-front mount

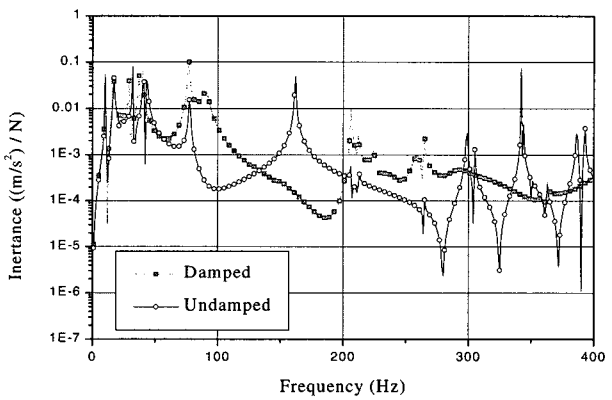


Fig. 16 Response of the foundation structure at the upper right-front mount

크치들이 많이 사라지고 있으므로 전달되는 진동수준을 감소시키기 위해서는 받침대의 감쇠구조물화가 필요하다는 것도 알 수 있다.

5. 2단 탄성마운트 시스템의 충격응답 해석

진동응답 해석시 이용한 유한요소 모델을 이용하여 Fig. 17과 같은 2단 탄성마운트 시스템의 충격응답을 해석하였다. 먼저 본 저자들은 2단 탄성마운트 시스템의 충격응답 해석시 강체(rigid body)모델을 이용한 유한요소법의 적용방법은 참고문헌 (6)에 제시하였다.

본 논문에서는 2단 마운트 시스템에서 받침대를 탄성체로 모델링한 경우와 강체로 모델링한 경우에 대한 해석결과를 비교하여 받침대를 탄성체로 모델링한 2단 탄성마운트 시스템의 충격응답 해석에도 유한요소법의 적용이 가능한지를 살펴보았다. 이때 상부 구조물은 강체로 모델링하였으며 참고문헌 (6)에 수록된 이중 사인파(double sine wave)와 동일한 이중 사인파를 입력충격파로 이용하였다.

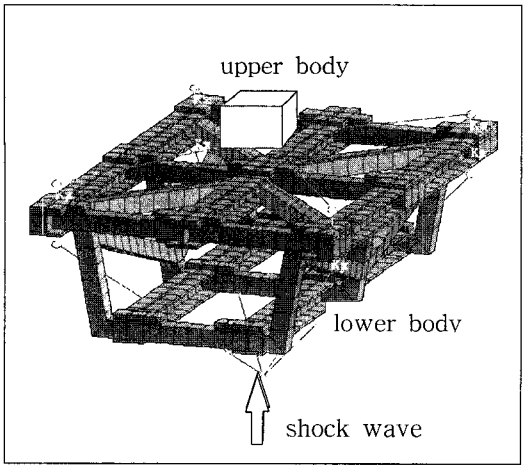


Fig. 17 F. E. Model for shock response

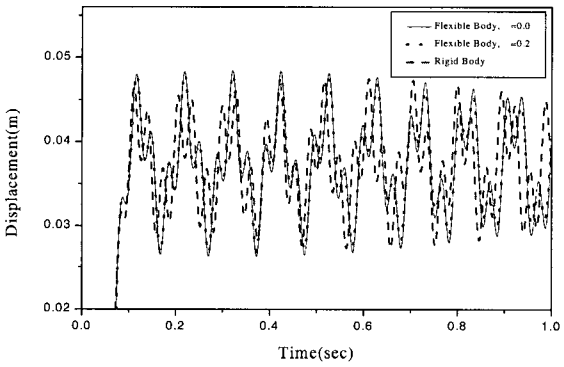


Fig. 18 Shock response of displacement at the foundation

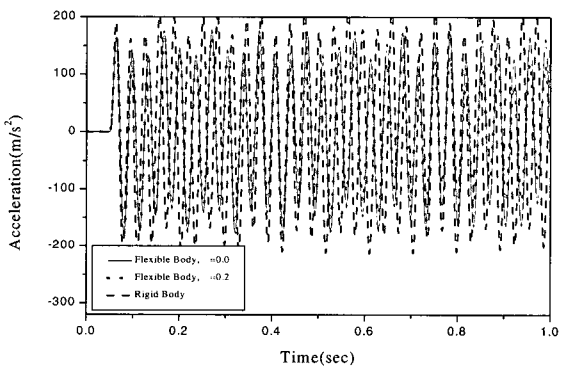


Fig. 19 Shock response of acceleration at the foundation structure

Fig. 18과 Fig. 19에 절대 좌표계를 기준으로 상단 마운트의 하부지점인 받침대에서의 시간응답 해석결과를 나타내었다. 이로부터 전체적인 경향이 서로 유사하게 나타나고 있어 받침대를 탄성체로 모델링한 2단 탄성마운트 시스템의 충격응답 해석에도 유한요소법의 적용이 가능함을 알

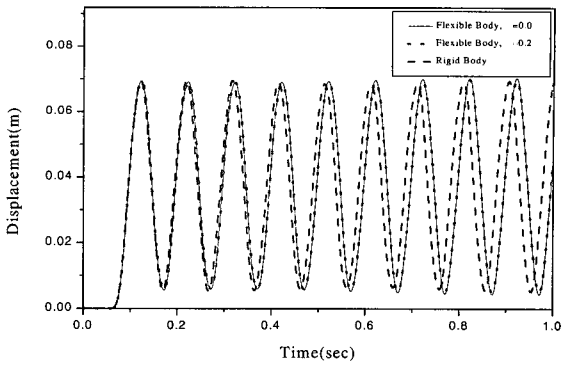


Fig. 20 Shock response of displacement at the upper structure

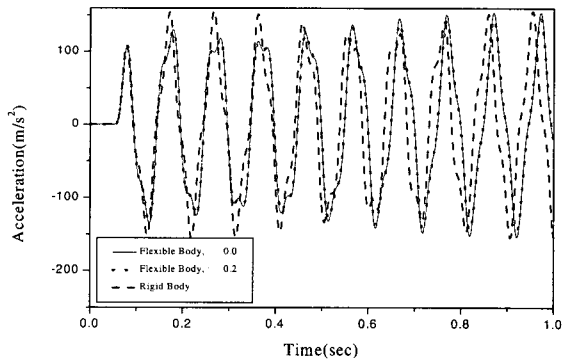


Fig. 21 Shock response of acceleration at the upper structure

수 있다. 이때 받침대에서의 충격응답은 감쇠재의 영향을 고려한 충격응답이 감쇠재의 영향을 고려하지 않은 충격응답보다 피크값들에서 다소 작게 나타나고 있는 것을 볼 수 있으며 이는 감쇠재의 영향으로 생각할 수 있다. 또한 받침대를 탄성체로 모델링한 충격응답 해석결과와 강체로 모델링한 충격응답 해석결과를 살펴보면 변위의 크기는 유사하나 가속도 수준은 서로 차이를 보이고 있으며, 특히 변위와 가속도 응답파형의 위상에서 차이가 발생하고 있음을 알 수 있다. 한편 Fig. 20과 Fig. 21에는 절대좌표계를 기준으로 상부 구조물(upper structure)에서의 변위와 가속도 수준에 대한 충격응답 해석결과를 나타내었다.

이로부터 상부 구조물에서의 충격응답 경향이 서로 유사하게 나타나고 있어 받침대를 탄성체로 모델링한 2단 탄성마운트 시스템의 충격응답 해석에도 유한요소법의 적용이 가능함을 알 수 있다. 한편 상부 구조물은 감쇠구조물이 아닌 일반 철판 구조물로 제작된 모델이므로 감쇠재의 영향이 작게 나타나고 있어 감쇠재의 영향이 있는 경우와 없는 경우에 변위나 가속도의 크기가 거의 유사하게 나타나고 있다. 그리고 받침대를 탄성체로 모델링한 경우와 강체로 모델링한 경우에서도 변위와 가속도의 크기도 비슷하게

나타나고 있다. 이들로부터 감쇠재를 포함한 받침대의 유한요소 모델을 이용한 2단 탄성마운트 시스템의 충격응답 해석에도 유한요소법을 유용하게 적용할 수 있음을 알 수 있다.

6. 결 론

복잡한 단면 형상의 감쇠 구조물 진동특성과 감쇠구조물을 받침대로 하는 2단 탄성마운트 시스템의 진동/충격응답 해석에 유한요소법의 적용가능성을 제시하기 위하여, 복잡한 단면형상의 감쇠구조물에 대한 고유치 해석을 실시하고, 이를 이용한 2단 탄성마운트 시스템의 진동 및 충격 해석을 유한요소법을 적용하고 이들 유한요소 해석결과와 실험결과들을 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 감쇠구조 받침대를 포함하는 2단 탄성마운트 시스템의 선형 진동 및 충격응답 해석에 유한요소법을 적용할 수 있음을 제시하였다.

(2) 진동 및 충격응답 해석시 동일한 유한요소모델을 이용할 수 있으므로 요구된 탄성마운트 시스템의 진동 및 충격차단 성능을 효율적으로 확인할 수 있다.

(3) 본 논문의 방법을 확장하면 감쇠 구조물을 포함하는 다단 탄성마운트 시스템이나 다물체 2단 탄성마운트 시스템의 설계 및 진동/충격 성능 해석에 유용하게 적용할 수 있다.

본 논문에서 적용한 방법은 구조물이나 탄성마운트가 선형거동을 하는 구역에서만 유용한 방법이다. 특히 탄성마운트의 경우 비선형거동을 주로 하므로 향후 충격응답 해석시 탄성마운트의 비선형거동까지 해석할 수 있도록 매 해석시간마다 질량행렬과 강성행렬을 재구성하는 비선형 해석방법을 이용한 시간응답 해석까지 확대할 예정이다.

참 고 문 헌

(1) 정우진, 배수룡, 함일배, 1999, "유한요소법을 이용한 음향차폐장치용 탄성마운트 시스템 및 받침대의 진동모드 해석", 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 3 호, pp.493~501.

(2) Ahid D. Nashif, David I. G. Jones, and John P. Henderson, 1985, "Vibration Damping", John Wiley & Sons, Inc., pp.77, pp.92~93.

(3) Nakra, B. C., 1975, "Vibration Control with Viscoelastic Materials", The Shock and Vibration Digest, Vol. 8(6), pp.3~13.

(4) Johnson, C. D., and Kienholz, D. A., 1982, "Finite Element Prediction of Damping in Structure with Constrained Viscoelastic Layers", AIAA Journal, Vol 20, No.9 pp.1284~1290

(5) Vedy, B., and Venkatesh, A., 1994, "Static and Dynamic Behaviour of a Sandwich Composite Machine Component", Composite Structure, Vol 29, pp.341~347

(6) 정우진, 류정수, 배수룡, 함일배, 전재진, 1999, "MSC/NASTRAN을 이용한 탄성마운트 시스템의 진동/충격 해석", '99 10th MSC Korea Users' Confnerence, pp.403~419.