한국소음진동공학회논문집 제 13 권 제 9 호, pp. 663~670, 2003.

비접촉식 평면구동기의 동특성해석

Dynamic Analysis of the Contact-free Surface Actuator

이 상 헌* · 백 윤 수†

Sang Heon Lee and Yoon Su Baek

(2002년 8월 14일 접수 : 2003년 8월 8일 심사완료)

Key Words : Contact-free Surface Actuator(비접촉 평면 구동기), Magnetic Suspension(자기 서스펜션), Finite Element Analysis(유한요소해석), Finite Element Model(유한요소모델)

ABSTRACT

As the micro-technologies in the high precision manufacturing processes are developed, the demand for micro actuating device is increasing. But, it is difficult to achieve high resolution and wide operating range simultaneously with the conventional actuating systems which are contacting and type of dual servo system. So, the contact-free surface actuators whose movers are suspended or levitated were proposed. These systems can be applied to high precision stages and alignment apparatuses. The suspended mover can be assumed to be rigid body, but the mover is a structure in this study, therefore the vibration caused during the operating process has a serious adverse effect on the performance and it is very important to identify the vibrational characteristics. In this paper, a contact-free surface actuator is modeled in finite element method and updated by using the experimental modal data. Finally, the static and dynamic characteristics of the finite element model are predicted and then discussed.

1. 서 론

최근 들어 반도체 제조 및 나노공정에 대한 관심의 증폭으로 인하여, 마이크로 및 나노시스템을 구축하기 위한 초정밀 액추에이터 및 센서에 대한 연구가 활발해지고 있다. 현재까지의 초정밀 액추에이터는 피에조액추에이터, 형상메모리합금등 재료의 특성에 기인한 시스템이 많았다. 그러나 이러한 시스템은 미소운동에는 적합하였으나 넓은 작업영역에서의 정밀구동을 위해서는 이중서보시스템으로 발달되었다. 이러한 이중서보시스템은 훌륭한 미소변위특성을 가지고 있으나, 조동시스템과의 연성으로 인해서 시스템이 복잡해지고, 성능이 저하되는 단점이 있다. 그래서 넓은 영역에서 정밀한 구동을 위해서, 비접촉식 평면구동기가 개발되었다. 이 시스템은 자기부상에 의한 비접촉 방식으로 마찰로 인한 시스템의 성능저하 및 분진발생을 줄일 수 있고, 윤활이나 접촉면관리의 측면에서 개발, 유지비를 낮출 수 있다. 그래서 청정환경이 요구되는 작업장에서도 문제없이 사용될 수 있다. 뿐만 아니라, 비접촉 평면 구동기는 단일제어시스템으로서 넓은 작업영역에서의 정밀한 운동이 가능하기 때문에 이에 관한 연구가 진행되었다.[1] 비접촉 평면구동기에서의 이동자(mover)는 고정자(stator)와는 어떠한 기계적 접촉이 없기 때문에 강체로 가정할 수 있으나, 이동자가 구조물의 형태를 가질 때에는 이동자 자체에 대한 구조적 특성이 해석되어야 하므로 정적 및 동적구조해석이 병행되어야 한다. 이러한 구조해석을 통해 전체시스템에서의 진동문제를 해결

† 책임저자, 정회원, 연세대학교 기전공학부
E-mail : ysbaek@yonsei.ac.kr
Tel : (02) 2123-2827, Fax : (02) 362-2736
* 정회원, 연세대학교 대학원 기계공학과

하고 구동기의 성능을 향상시킬 수 있다. 동적 구조해석방법으로는 실험모드해석(experimental modal analysis)과 유한요소해석(finite element analysis)이 대표적이며, 이 두 방법을 병행하는 방법도 있다. 이 중 컴퓨터의 발달에 힘입어 구조물을 다수의 요소로 나누어 많은 계산이 요구되는 유한요소해석은 동적구조해석에서 강력한 도구가 되었다.[2, 3]

본 연구에서는 앞서 개발된 비접촉 평면구동기의 성능향상을 위해서 동적구조 해석시 사용될 유한요소 모델을 개발하고, 특히, 이동자에 중점을 두어 실험을 통해 개선된 모델을 구하고자 한다. 그리고, 개선된 유한요소모델을 바탕으로 정적 및 동적특성을 구하여 개발된 시스템의 구조, 진동특성을 고찰하고자 한다. 2장에서는 비접촉 평면구동기의 구조와 각 부분의 기능에 대해서 간단히 설명하고, 3장에서는 각 부분의 유한요소모델링과 해석결과를 다루며, 최종적으로 이러한 결과를 바탕으로 시스템의 개선안에 대해서 다룬다.

2. 비접촉 평면 구동기의 구조

Fig. 1은 본 연구에서 해석 대상으로 하고 있는 비접촉 평면 구동기의 구성도를 나타내는데, 전체 구조상 상부 덮개의 아래면에는 네 개의 부상용 전자석이 부착되고 윗면에는 세 개의 변위센서가 부착된다. 그리고 바닥프레임에는 네 개의 평면 운동용 전자석과 세 개의 비접촉 변위센서가 부착된다. 그래서 이동자는 상부덮개와 바닥프레임사이에서 평면 운동을 하게 된다. 이동자의 구성은 중간판을 사이에 두고 상부의 네 개의 철판과 하부의 36개의 원통형 영구자석으로

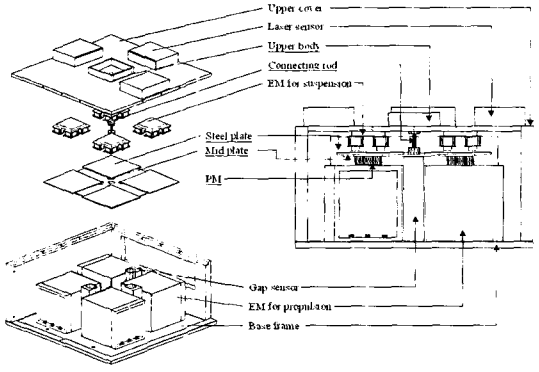


Fig. 1 Schematic diagram of contact-free surface actuator

이루어지며 연결봉을 통해서 덮개 위로 이동을 하는 상부몸체와 중간판이 연결된 형태를 가진다. 작동원리는 고정프레임 즉 상부덮개의 부상용 전자석과 이동자의 철판사이의 흡인력에 의해서 이동자는 부상이 되며, 바닥 프레임의 추진용전자석과 이동자의 영구자석간의 상호자기력에 의해서 평면운동이 이루어진다. 이 때 수평변위는 덮개위의 변위센서로 측정이 되는데 측정기준점은 이동자의 상부몸체이고, 수직변위는 바닥 프레임의 변위센서를 통해 측정이 되며 이 때의 측정 기준점은 이동자 중간판의 하부가 된다. 이러한 수평력과 수직력의 조합에 의해서 개발된 평면 구동기는 총 6자유도의 운동이 가능하다. Fig. 1의 우측 그림은 구동기의 측면도로서 앞서 설명한 것처럼 이동자가 고정자에 샌드위치의 형태로 둘러싸여져 있음을 알 수 있다. 개발된 시스템은 변위와 구동전류의 의해서 정해지는 전자기력에 의해서 구동이 되기 때문에 정밀한 구동을 위해서는 정확한 변위의 측정이 요구된다. 그러므로, 센서부착점과 측정 기준점간의 상대위치 및 전자기 요소간의 상대위치가 구동기의 설계 및 진동 특성 해석에 큰 의미를 지닌다.[4,5]

3. 구조물의 모델링 및 해석

비접촉식 평면 구동기의 모델링에 있어서, 이동자와 고정자의 형상은 복잡하여 정확한 형상을 유한요소모델로 구현하는 것이 쉽지 않다. 따라서 보다 실제에 가까운 동특성을 나타내는 유한요소모델을 먼저 확보한 후, 전체 구조물에 대한 유한요소모델링을 수행하였다.

본 시스템에는 전자석과 영구자석등 다수의 전자기 부품들이 부착되어 있으며, 이들 부품들은 본 연구에서 고려하는 모드에 비하여 상당히 높은 고유진동수를 갖기 때문에 본 연구에서는 이들 전자기부품들의 실제 중량을 측정한 후, 각기 균일한 질량분포를 갖는 구조물로서 유한요소 모델링하였다. 이러한 근사 모델링의 결과는 전체 주요모드특성에 대하여 실험결과와 큰 차이를 보이지 않는 것으로 나타났다.

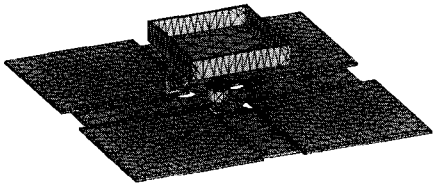
3.1 유한요소모델링

비접촉 평면 구동기의 유한요소해석을 수행하기 위해서 유한요소해석 상용소프트웨어인 ANSYS R5.5

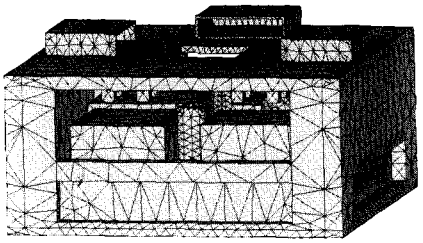
를 이용하여 유한요소모델을 생성하였다.[6] 각 부분의 유한요소모델의 형상은 Fig. 2에 나타내었다. 그리고, 이 때 사용한 요소와 노드는 Table 1에 나타내었다. Table 2는 실제 모델의 중량과 유한요소모델의 중량을 비교한 것으로 유한요소모델의 결과가 실제 중량과 거의 일치하고 있음을 알 수 있는데 이로부터 본 연구의 유한요소모델의 질량분포가 타당하다는 것을 확인할 수 있다. 실제의 경계조건을 모델링하는 과정에서 생기는 오차를 줄이기 위해 실험결과와 비

Table 1 The number of nodes and elements of a finite element model

Mover	Node		8735
	Element	Solid 95	10174
		Solid 45	20548
	Total DOFs		26205
Stator	Node		27978
	Element	Solid 95	28524
		Solid 45	62012
	Total DOFs		83934

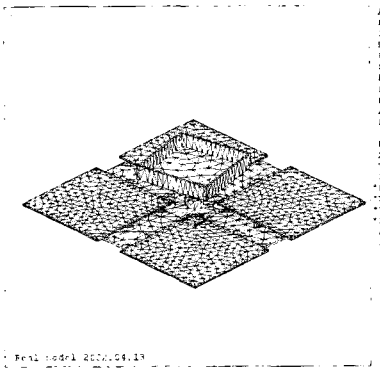


(a) Mover

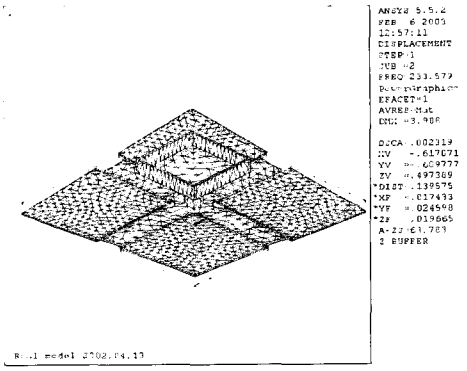


(b) Frame body(stator)

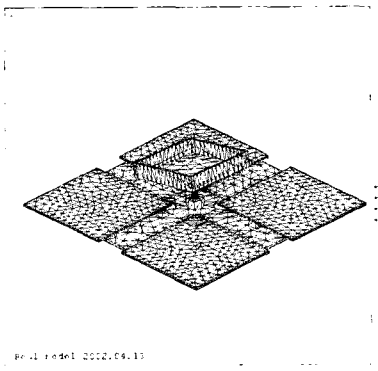
Fig. 2 Finite element model of the contact-free surface actuator



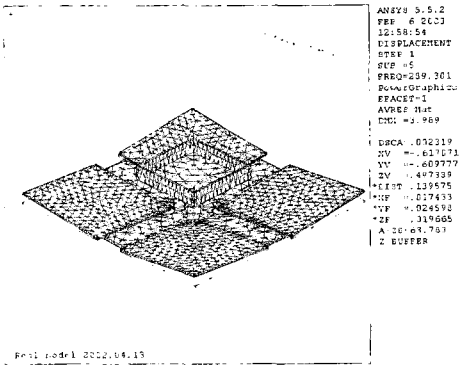
(a) 7th mode



(b) 8th mode



(c) 9th mode



(d) 11th mode

Fig. 3 Mode shapes of mover(FEM)

교하면서 실제에 보다 가까운 경계조건을 나타내도록 하였다. 본 시스템에서의 결합부는 모두 면접촉을 하므로, 공유하는 노드당 자유도는 동일하도록 모델링 하였다.

3.2 유한요소해석결과

유한요소모델에 대한 모드 해석은 ANSYS R5.5 프로그램을 이용하였다. 고유치 추출을 위해 subspace 방법을 선택하였고, 이동자는 자기부상이 되기 때문에 본 연구에서는 자유경계조건을 적용하였고, 고정자의 경우 하부 프레임이 고정되도록 하였다. 이동자의 유한요소모델에 대한 모드 해석시 6개의 강체모드가 나타났는데, 이들 모드를 제외한 탄성모드에 대하여 Table 3과 Table 4에 이동자와 고정자에 대한 유한요소해석에 의한 고유진동수를 나타내었다. 여기서 제시한 유한요소 해석결과는 초기 유한요소모델에 대하여 경계조건 및 기하학적 형상을 수정하여 실험에서 구한 구조물의 동특성을 실제에 보다 가깝도록 모델개선과정을 수행하여 나온 결과이다.

Table 2 Masses of subparts

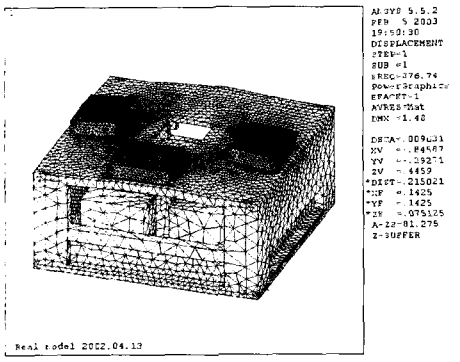
	Part	Real mass(g)	Fem mass(g)
Mover	Mid plate	118.3	119.9
	Steel plate	74.4	75.3
	Upper body	22.1	22.2
	PM	5.8	5.78
Stator	Upper cover	1108.1	1131.8
	EM for sus	108.5	109.9

Table 3 Natural frequencies of a mover(Hz)

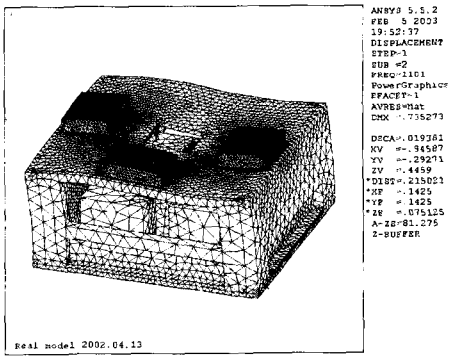
Mode	Natural frequency	Mode	Natural frequency
7	222.192	11	289.301
8	233.579	12	318.583
9	242.81	13	588.327
10	247.697	14	589.349

Table 4 Natural frequencies of a stator(Hz)

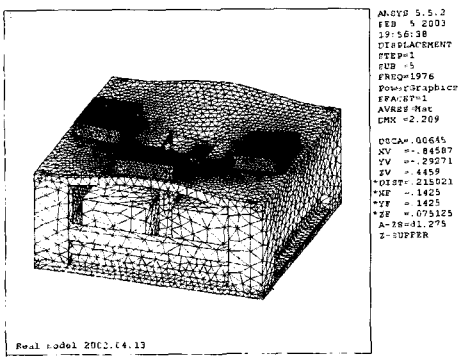
Mode	Natural frequency	Mode	Natural frequency
1	876.74	6	2349.6
2	1101.5	7	2356.0
3	1294.4	8	2394.3
4	1910.3	9	2395.3
5	1976.2	10	2495.5



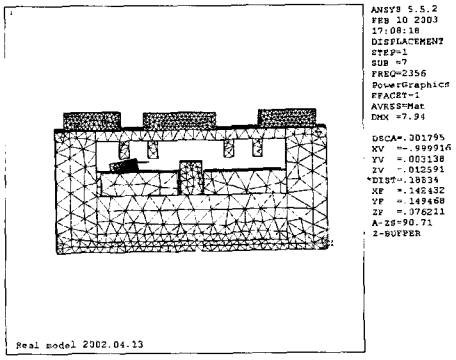
(a) 1st mode



(b) 2nd mode



(c) 5th mode



(d) 7th mode

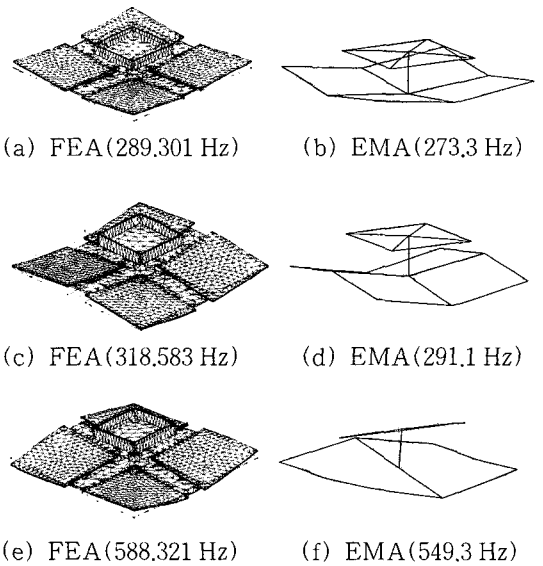
Fig. 4 Mode shapes of stator(FEM)

Fig. 3과 Fig. 4는 센서의 측정 기준점이 변형되거나 전자기 요소간의 간극의 변화를 초래할 수 있어 시스템 구동시 큰영향을 미칠 수 있는 모드에 대한 형상을 나타낸다.

Fig. 3에서 7, 9차와 Fig. 4에서 7차 모드는 센서 측정 기준점의 변화를 나타내며, 이동자에서의 8, 11차와 고정자에서의 1, 2, 5차 모드는 전자기 요소간의 상대변위를 유발하는 경우를 나타낸다. Fig. 4를 통해서 고정자에서 7, 8, 9차 모드는 하부프레임에 부착되는 변위센서와 관련된 모드임을 알 수 있었다. 이와 같이 유한요소해석을 통해서 다음 절에서 언급할 실험모드해석결과와 아주 유사한 결과를 얻을 수 있었는데, 이는 본 연구에서 구현한 유한요소 모델이 실제 구조물의 동특성에 가깝게 만들어 졌음을 알 수 있다.

3.3 실험모드해석

실험모드해석에 앞서 수행된 유한요소해석의 결과를 볼 때 이동자의 고유진동수가 고정자보다 낮게 나타났으며, 고정자의 경우, 하부프레임이 고정된 상태이므로 자유경계조건을 가지는 이동자에 비해서 실험하기가 쉬운 편이다. 그래서 본 논문에서는 이동자의 동특성해석에 중점을 두어 실험모드해석을 수행하였다. 실험 결과는 유한요소모델링의 결과의 타당성을 밝히고, 실제에 더욱 가까운 유한요소모델을 얻기 위한 검증자료로 이용된다.



(a) FEA(289.301 Hz) (b) EMA(273.3 Hz)

(c) FEA(318.583 Hz) (d) EMA(291.1 Hz)

(e) FEA(588.321 Hz) (f) EMA(549.3 Hz)

Fig. 5 Comparison of mode shapes

(1) 실험 장치

이동자에서 평판의 크기는 170×170×2 mm이며, 철판의 크기는 80×80×1.5 mm이며, 상부 몸체는 62×62×14 mm로 두께 1 mm로 파내기가 되었다. 모드실험은 구조물에 임팩트해머(PCB Type 086C80)를 이용하여 가진하면서 앞서 유한요소법을 통해서 얻은 예상결과로서 변위가 크고, 특정 모드의 노드가 되지 않는 12점을 선정하여 가속도계(PV-90B, RION)를 부착하여 응답을 측정하였다. 이동자에서는 부상용철판이 부착되는 중심부로 선정하였다. 가진 방향은 수직, 수평방향으로 하였으며, 매 가진당 시간영역에서 신호를 3회 씩 평균하고 푸리에 변환(HP35670A)을 통하여 응답을 얻었다.

(2) 모드해석결과

실험모드해석을 수행한 결과 관심 주파수 대역내에서 몇 개의 주요 모드들을 Table 5와 같이 얻을 수 있었다. 첫 번째 모드는 225.4 Hz에서 중간판과 상부 몸체를 연결하는 봉에서 1차 굽힘모드로 추정되는 탄성모드가 나타났다. 각 모드에 대한 설명은 Table 5에서 나타내었으며, Fig. 5에서는 3장에서 구한 유한요소해석 결과와 비교하여 나타내었는데, 우선 모드형상이 유사하게 나타나며, 각 모드에서의 MAC값은 0.944, 0.91, 0.931로 구해졌다. 이 결과로부터 본 연구에서 구현된 유한요소모델이 타당함을 알 수 있다.

3.4 정적해석

앞서 구한 유한요소모델을 이용하여 자기 부상시

Table 5 EMA results of a mover

Mode	Natural frequency(Hz)	Remark
1	225.4	1st torsion of connecting rod
2	230.9	1st bending of mid plate
3	231.0	1st bending of connecting rod
4	272.7	2nd bending of connecting rod
5	273.3	Axis symmetric bending of mid plate
6	291.1	Axis symmetric bending of mid plate & fixed connecting rod
7	549.3	Axis symmetric bending of mid plate & 1 st bending of connecting rod
8	549.5	Axis symmetric bending of mid plate & 2nd bending of connecting rod

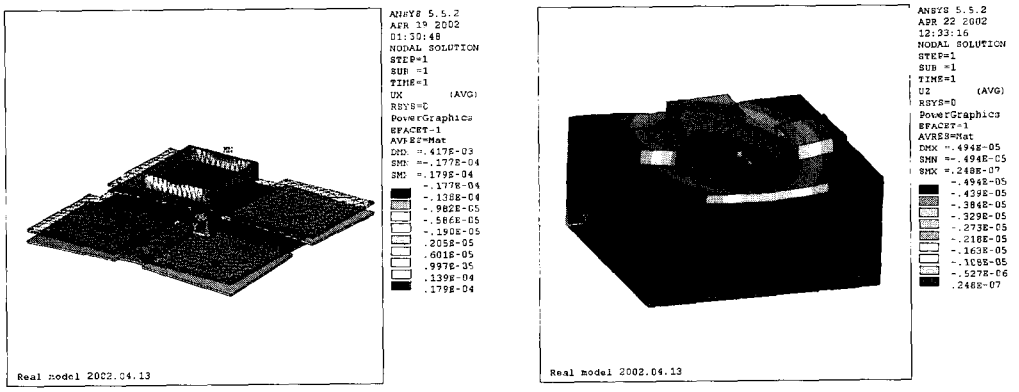
나타나는 부상력에 의한 정적변위 및 하중에 의한 정적처짐을 예상하여 실제 구동시 이에 대한 영향이 무시할 정도인지 그리고 제어기상에서 보상해주어야 할 부분에 대해서 파악하기 위하여 정적처짐에 대한 해석을 수행하였다.

(1) 하중에 의한 정적 처짐

Fig. 6(a)는 이동자가 고정자의 상판에 초기위치로 잡혀있는 상태에서의 아무런 부상력이나 추진력이 없이 자중에 의한 정적 처짐을 계산한 결과이다. 이동자의 상부몸체는 고정자의 상판에 얹혀진 상태이므로 정적처짐이 거의 발생하지 않고, 철판과 영구자석이 붙어 있는 중간판에서 정적 처짐이 발생하였다. 그러므로 부상용 센서의 측정기준점, 영구자석과 전자석의 상대거리 및 철판과 고정자 덮개하부의 철심솔레노이드간의 초기변위는 설계단계에서의 기준값과 차이가 있으므로, 시스템의 제어에 앞서 초기위치변화에 대한 보정 작업이 있어야 한다. Fig. 6(b)는 Fig. 6(a)와 마찬가지로 외력이 없는 상태에서의 고정자의 정적처짐을 나타낸다. 가장 큰 처짐량을 보인 지점은 이동자의 상부몸체가 얹히는 부분이며, 이는 이동자의 무게에 의한 것임을 예상할 수 있다. 또한 부상력을 발생시키는 철심솔레노이드 부착점의 처짐량은 3.8 μm로서 이동자의 처짐량보다 적게 나타났다. 수평변위 측정을 위한 레이져 센서의 부착점은 최고 0.7 μm 정도의 수평변위를 나타내었다. Table 6은 전자기력이 작용하는 부위와 센서측정 기준점에서의 정적처짐량을 보여준다.

(2) 하중 및 수직방향 부상력에 의한 변위

하중과 더불어 가상의 부상력이 작용하는 경우에 대해서 정적변위를 구하였다. 이동자에는 수직방향으로 하중과 철판부분에서 부상력이 작용하도록 하였고, 고정자에는 이동자에 대한 반작용력으로 철심솔레이드가 부착된 부분에 흡인력을 가하여 결과를 구하였다. Table 7은 결과를 나타내는데, 이동자에서 철판부분은 거의 변위가 없으며, 센서 부착부는 하중만 작용하는 경우보다 작은 값으로 나타났다. 즉 부



(a) Static displacement of mover (b) Static displacement of stator

Fig.6 Static displacement of mover and stator by gravitational force

Table 6 The static displacements by gravity force(act. : force actuating point, sen.: sensing target point)

Mover		Stator	
Point	Displacement(㎜)	Point	Displacement(㎜)
act.1	-0.216026E-03	act.1	-0.3539E-05
act.2	-0.221370E-03	act.2	-0.3738E-05
act.3	-0.219528E-03	act.3	-0.3734E-05
act.4	-0.212543E-03	act.4	-0.3815E-05
sen.1	-0.138221E-03	sen.1	-0.174290E-06
sen.2	-0.132243E-03	sen.2	0.779503E-06
sen.3	-0.140666E-03	sen.3	0.137881E-06

Table 7 The static displacement by gravity force and suspension force

Mover		Stator	
Point	Displacement(㎜)	Point	Displacement(㎜)
act.1	0.1570E-10	act.1	-0.3652E-05
act.2	-0.7842E-11	act.2	-0.3862E-05
act.3	-0.6973E-10	act.3	-0.3857E-05
act.4	-0.1262E-10	act.4	-0.3933E-05
sen.1	-0.2788E-05	sen.1	-0.1808E-06
sen.2	-0.2851E-05	sen.2	-0.3367E-07
sen.3	-0.2815E-05	sen.3	-0.3597E-07

상력이 이동자의 중간판의 처짐을 방지함을 알 수 있다. 그러나 정밀한 부상을 하기 위해서는 Table 6와 Table 7의 값을 비교하여 제어를 하기 위한 위치값을 보정하여야 한다. 고정자의 철심솔레노이드 부착부는 이동자에 비해서 강성이 높은 편이므로 자중만 작용할 때와 변위값이 거의 같으나, 센서부착부에서의 변위는 작용하중이 네 개의 철심솔레노이드로 분산되었기 때문에 앞서의 경우보다 줄었다는 사실을 알 수 있다. 본 연구에서 궤환제어를 위해 사용된 수직 변위센서는 약 200 nm의 정밀도를 가지는데, 센서부착부의 정적변위는 센서의 정밀도보다 작은 값이므로 이 영향은 무시할 수가 있다. 그러나, 더욱 정밀한 위치센서를 사용하는 경우에는 이 결과에 대한 고려가 있어야 한다.

3.5 동적해석

정적해석에 이어서 비접촉 평면 구동기의 작동시 부상력의 변화로 인한 구조의 동적 특성을 해석하였다. 본 논문에서는 앞서 생성된 유한요소모델을 이용하여 동적실험을 수행하였다. 전자석에 의한 힘은 선형화를 통해서 변위에 의한 스프링의 특성과 전류에 의한 구동기의 특성을 동시에 가진다. 그리하여, 공칭점을 기준으로 자기력을 선형화하여 이 때의 스프링 상수를 구하여 이동자가 네 개의 스프링으로 탄성지지된 조건에서 부상된 이동자에 수직방향으로 200 Hz에서 400 Hz까지의 부상력을 가하여 응답 변위를 구하였다. 이 때 가진점은 부상력이 작용하는 철판의 중심으로 잡았다. 그리고, 응답점은 변위측정을 위한 6개의 기준점과 실제 작용력이 작용하는 4개의 힘작용점으로 정하였으며, 스프링 상수값은 3×10^6 N/m로 주었다. Fig. 7은 각 점에서의 응답을 나타내는데, 앞서 구한 공진점과 거의 일치함을 알 수 있다. 기준위치 측정점은 이들 결과를 통해서, 부상시 이동자의 진동을 감소시키기 위해서 구동력의 합리적인 주파수 대역을 정할 수 있으며, 가진 주파수의 변경이 어려운 경우에는 어떤 모드의 고유진동수를 변경하여 제어기를 설계하거나 또는 이동자 자체의 설계변경을 위한 기본 정보를 얻을 수 있다.

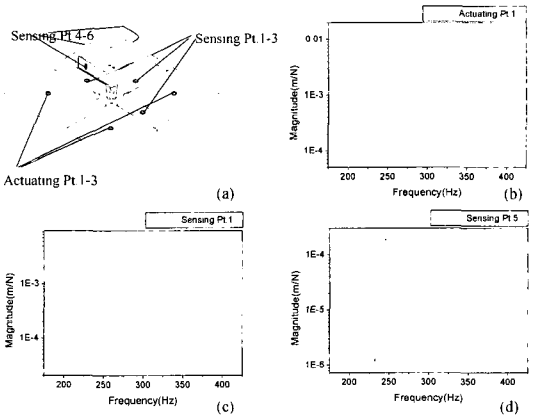


Fig. 7 Frequency responses of mover : (a) definition of position, (b) response of actuating pt.1, (c) sensing pt.1, and (d) sensing pt.5

4. 결 론

본 연구에서는 지금까지 연구가 많이 진전되지 않은 비접촉 평면 구동기의 유한요소모델을 개발하고, 그 모드특성을 실험모드해석 데이터와 비교해 본 결과, 본 연구에서 구현한 유한요소모델이 타당하고 정확하다는 것을 확인할 수 있었다. 그리고, 이를 이용하여 가상의 질량에 대한 정적 변위를 계산함으로써 변위가 가장 클 것으로 예상되는 지점을 확인할 수 있었다. 아울러 유한요소모델을 이용하여 주파수 영역에서의 구조물의 동특성을 살펴본 결과, 이동자의 제어를 위한 센서부착점들 중에서 진동이 클 것으로 예측되는 위치와 이 때의 가진주파수를 예측할 수 있었다. 본 연구에서 개발된 시스템은 기계요소만이 아니라 전자기요소의 복합체로서 최고의 성능을 얻기 위해서는 두 요소에 대한 복합적인 고려가 있어야 하지만 본 논문에서는 기계적인 측면에서 시스템 성능을 위한 설계 개선시 고려하여야 할 사항을 파악하였다. 그 내용을 보면 특히 이동자의 경우에 자체 하중이 증가함에 따라 시스템의 성능이 달라지므로, 최대한 하중을 줄이는 것이 좋다. 그러나 하중의 감소는 상대적으로 강성의 저하로 인한 처짐과 진동문제를 유발할 수 있다. 본 연구에서 대상이 된 시스템에서는 이러한 문제가 유발되지 않았으나 더욱 높은 정밀도의 운동을 구현하기 위해서는 이동자는 최대한 가벼우면서도 강성이 강한 시스템으로 설계가 되어야한다. 이러한 점에서 이동자의 중간판을 단일 판의 형태를 취하지 않고, 적은 하중으로 높은 강성을 유지할 수 있는 벌집형태의 판구조가 적용할 만하다.

후 기

본 연구는 2002년도 한국과학재단 특정기초연구지원과제(R01-2000-000-00304-00)연구비지원에 의한 연구결과이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다. 또한, 해석에 많은 도움을 주신 (주)ATES의 유승원박사님께도 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) 정광석, 이상헌, 백윤수, 2002, "자기 흡인식 부상 원리에 기초한 비접촉식 서피스 액추에이터의 초정밀 범용 스테이지에의 적용 가능성," 대한기계학회논문집 A권, 제 26 권, 제 3 호, pp. 452~460.

(2) 長松昭男, 1985, モード解析, 塔風館.

(3) 유홍주, 변관화, 박금룡, 1998, "항공기 지상 진동 시험 및 동특성 모델의 개선," 한국소음진동공학회논문집, 제 8 권, 제 4 호, pp. 690~699.

(4) Jayawant, B. V., 1981, Electromagnetic Levitation and Suspension Tecniques, London : Edward Arnold.

(5) Yoshiyuki Tomita, Yasushi Koyanagawa, 1995, "Study on a Surface-motor Driven Precise Positioning System," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 117, pp. 311~319.

(6) ANSYS, Inc., 1998, ANSYS Structural Analysis Guide Release 5.5.