

초정밀작업을 위한 제진시스템의 동역학 모델링 연구

손성완¹, 장성호², 백재호¹, 전종균^{3*}, 권영철³

A Study on Dynamic Modeling of the Vibration Isolation System for the Ultra Precision Measurement

S. W. Son¹, S. H. Jang², J. H. Baek¹, C. K. Chun^{3*} and Y. C. Kwon³

요약 공기스프링을 감쇠기로 사용하는 방진대는 넓은 주파수대역에서 우수한 진동 절연성능을 가짐으로 널리 사용되어 왔다. 하지만 공기스프링은 구조적으로 저강성, 저감쇠의 특성을 가지고 있으므로 외란에 의해 쉽게 가진되어 안정성이 떨어지는 문제가 있다. 이에 공기스프링과 같은 수동소자만을 이용한 수동제어 형식의 보완을 위해 능동 및 반능동 방식의 감쇠기가 제안되고 연구되고 있다. 따라서 본 연구에서는 이러한 수동형 제진대의 능동 및 반능동제어를 위한 동역학적 해석에 관하여 연구하였다. 제진대의 제어시스템 구현을 위하여 6 자유도 제진대의 물리적인 특성에 기초한 동역학적 모델을 정립하고 해석 및 실험을 통해 동역학 모델의 적용가능성을 검증하였다.

Abstract The anti-vibration tables that use air suspensions as dampers have been widely used due to their high anti-vibration performance in wide frequency band. However, they face a problem of easily accelerating the vibration when triggered by external force because their air suspensions have low rigidity and dampness. In response, there has been a study on active/semi-active dampers that use only the passive components like air suspensions to complement the passive-control format. Thus, we have dynamically analyzed the active/semi-active control of such passive anti-vibration tables. To demonstrate the anti-vibration table's control system, we have also constructed a kinetic model based on the physical characteristics of an anti-vibration table with 6 degrees of freedom and verified its applicability through analysis and experiments.

Key Words : Anti Vibration System, Active Control, Semi Active Control, 6 Degrees of Freedom System

1. 서론

근래에 반도체 산업은 경량화, 소형화 및 고성능화를 지향하고 있으며, 기존의 기술개발 속도를 상회하는 급속한 고기능화 다기능화가 요구되어지고 있다. 이에 더욱 우수한 디지털 정보기기들을 필요로 하게 되었다. 반도체 산업, TFT-LCD 산업 등 다양한 나노 산업들은 대부분 장치산업으로서 공정의 결과는 성능이 우수한 장비에 의해 좌우

된다. 따라서 이러한 산업에서 사용되고 있는 정밀 장비들의 미진동제어는 필수 불가결한 상황이 되었다. 현재 정밀장비의 안정성을 위해서 미진동의 허용단계가 다른 분야에 비하여 상당히 엄격한 실정이며[1][2], 앞으로 미

진동의 허용한계는 날로 엄격해 질것으로 예상된다. 이에 따라 외부 진동과 장비의 자체진동에 의한 장비 손실 및 오작동 방지를 위하여 더욱 안정적인 방진 및 제진시스템의 필요성이 크게 요구되고 있으며 충격 및 진동을 흡수할 수 있는 기술 개발은 새로운 장비 개발만큼이나 중요하게 되었다. 이에 반능동 정밀 제진대의 효율적인 제어를 위하여 정반의 물리적 특성의 확인 및 검증은 필수요건이 되었다. 현재 많이 사용되고 있는 수동 공기스프링 제진대의 단점을 개선하기 위해 여러가지 방법이 시도되어 왔다 [3][4]. 이와 같은 방진분야의 대표적인 연구 결과를 살펴보면 Schubert[5]는 유압장치를 이용한 1자유도 진동계의 능동제진에 대한 이론을 확립하고 실험을 통하여 제진효과를 확인하였으며 Karnopp[6]는 반능동식

¹알엠에스 테크놀로지(주)

²선문대학교 기계공학부(석사과정)

³선문대학교 기계공학부

*교신저자: 전종균(ckchun@sunmoon.ac.kr)

접수일 08년 09월 22일

수정일 (1차 08년 12월 21일, 2차 09년 01월 13일)

게재확정일 09년 01월 16일

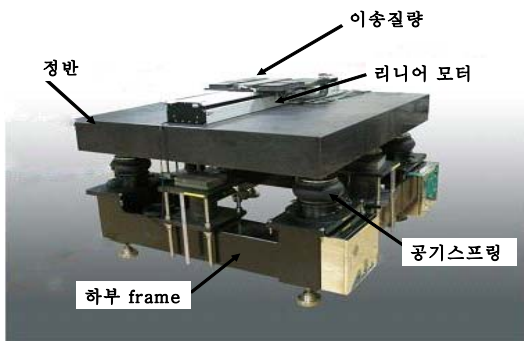
제진이론을 제시하여, 바닥가진을 받는 1자유도 진동계에 적용하여 능동제진과 유사한 제어성능을 얻었다. 또한 Hong[7]은 전자기력 작동기를 1자유도 진동계에 적용, 수치해석을 통하여 연구하였으며 박영필등[8]은 공압 제어용 비례 제어밸브와 전자석 작동기를 개발하여 제진성능을 향상시킨 연구를 발표하였다.

이에 본 논문에서는 6 자유도 공기스프링 제진대의 효율적인 제어를 위해 물리적 특성에 기초한 동역학적 모델을 정립하고 해석 및 실험을 통해 적용가능성을 검증하였다.

2. 시스템의 동역학 모델링

2.1 제진대 시스템

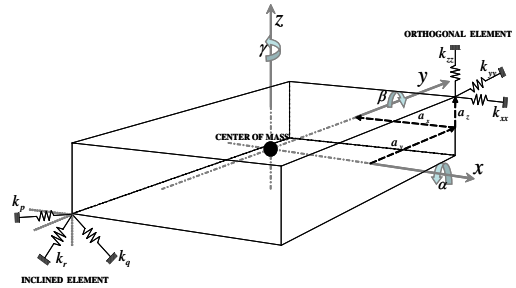
공기스프링 제진대의 과도응답을 효율적으로 제어하기 위해서는 시스템의 운동에 대한 정확한 이해가 필요하며, 적절한 제어 알고리즘 설계를 위해 가장 필요한 것은 제어대상의 정확한 수학적 모델이다. 하지만, 실제 제어 대상계의 조건은 하중이나 교란 등 작동조건에 의하여 변하므로 실제와 완벽하게 일치하는 모델을 세우는 것은 사실적으로 불가능하다. 따라서 수학적 모델을 정립 후 해석과 실험을 통하여 오차 범위를 확인하고, 적용 가능 여부를 확인하고자 하였다. 제진장비는 주로 정육면체의 정반위에 설치되며 본 연구에서는 실제장비를 고려하여 그림 1과 같은 시스템을 구성하여 실험을 하였다.



[그림 1] 제진대의 구조

2.2 시스템의 운동방정식

6 자유도 강체의 일반화된 운동방정식은 그림 2의 모델을 고려하여 정의할 수 있다.



[그림 2] 6 자유도 강체 진동 모델

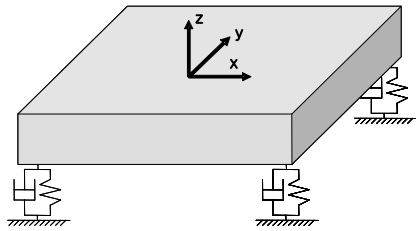
대부분의 경우 스프링은 수직방향(k_{xx}, k_{yy}, k_{zz})으로 지지되지만 특별한 경우에는 경사를 가지는 경우(k_p, k_q, k_r)도 있다. 그림 2와 같이 스프링의 경사각을 고려한 일반화된 강성행렬은 식 (1)과 같다.

$$\begin{aligned} k_{xx} &= k_p \lambda_{xp}^2 + k_q \lambda_{xq}^2 + k_r \lambda_{xr}^2 \\ k_{yy} &= k_p \lambda_{yp}^2 + k_q \lambda_{yq}^2 + k_r \lambda_{yr}^2 \\ k_{zz} &= k_p \lambda_{zp}^2 + k_q \lambda_{zq}^2 + k_r \lambda_{zr}^2 \\ k_{xy} &= k_p \lambda_{xp} \lambda_{yp} + k_q \lambda_{xq} \lambda_{yq} + k_r \lambda_{xr} \lambda_{yr} \\ k_{yz} &= k_p \lambda_{yp} \lambda_{zp} + k_q \lambda_{yq} \lambda_{zq} + k_r \lambda_{yr} \lambda_{zr} \\ k_{zx} &= k_p \lambda_{zp} \lambda_{xp} + k_q \lambda_{zq} \lambda_{xq} + k_r \lambda_{zr} \lambda_{xr} \end{aligned} \quad (1)$$

위 식에서 k 는 그림 2와 같이 각 방향에 따른 강성행렬을, λ 는 방향 코사인(direction cosine)을 나타낸다. 예를 들어 λ_{xp} 는 x 축과 경사를 가지는 강성 k_p 사이의 방향 코사인이다. 식 (1)의 강성행렬을 이용하여 시스템의 k_{xx}, k_{yy}, k_{zz} 를 고려한 6자유도 강체 진동의 운동방정식은 식(2)와 같이 표현할 수 있다[9].

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + \sum k_{xx}x + \sum (k_{xx}a_z)\beta - \sum (k_{xx}a_y)\gamma &= F_x \\ m\ddot{y} + \sum k_{yy}y + \sum (k_{yy}a_z)\alpha - \sum (k_{yy}a_x)\gamma &= F_y \\ m\ddot{z} + \sum k_{zz}z + \sum (k_{zz}a_y)\alpha - \sum (k_{zz}a_x)\gamma &= F_z \\ I_{xx}\ddot{\alpha} - I_{xy}\ddot{\beta} - I_{xz}\ddot{\gamma} - \sum (k_{yy}\alpha_z)y + \sum (k_{zz}\alpha_y)z \\ &+ \sum (k_{yy}\alpha_z^2 + k_{zz}\alpha_y^2)\alpha - \sum (k_{zz}\alpha_x\alpha_y)\beta \\ &- \sum (k_{yy}\alpha_x\alpha_z)\gamma = M_x \\ I_{yy}\ddot{\beta} - I_{xy}\ddot{\alpha} - I_{yz}\ddot{\gamma} + \sum (k_{xx}\alpha_z)x - \sum (k_{zz}\alpha_x)z \\ &- \sum (k_{zz}\alpha_x\alpha_y)\alpha + \sum (k_{xx}\alpha_z^2 + k_{zz}\alpha_x^2)\beta \\ &- \sum (k_{xx}\alpha_y\alpha_z)\gamma = M_y \\ I_{zz}\ddot{\gamma} - I_{xy}\ddot{\alpha} - I_{yz}\ddot{\beta} - \sum (k_{xx}\alpha_y)x - \sum (k_{yy}\alpha_x)y \\ &- \sum (k_{yy}\alpha_x\alpha_z)\alpha - \sum (k_{xx}\alpha_y\alpha_z)\beta \\ &+ \sum (k_{xx}\alpha_y^2 + k_{yy}\alpha_x^2)\gamma = M_z \end{aligned} \quad (2)$$

위 식에서 a_x, a_y, a_z 는 스프링중심과 무게중심까지의 거리를 $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ 는 스프링 중심과 무게중심까지의 각도를 나타내며, I 는 각 방향에 따른 관성모멘트(moment of inertia)를 나타낸다. 실제 공기스프링 제진시스템은 정반의 중심에 무게중심이 위치하도록 고려된다. 이것은 초기 정적 처짐에 대한 평형상태의 유지가 동적하중에 대한 안정성을 상승시키기 때문이다. 이와 같이 대부분의 실제 시스템은 스프링 및 감쇠기의 설치 위치가 그림 3과 같이 x, y 축에 대하여 좌우 대칭인 Two plane symmetry 모델로 표현될 수 있다.



[그림 3] Two plane symmetry 모델

이러한 경우, 식 (2)로 표현되는 6자유도 강체 운동 방정식은 간단하게 표현될 수 있다. Two plane symmetry 시스템의 경우에 수평운동인 F_x, F_y, F_z 에 관해서 γ 항은 독립적인 운동이므로 소거할 수 있다. 또한 회전운동인 M_x, M_y, M_z 에 관해서 I_{xy}, I_{xz}, I_{yz} 는 값을 가지지 않기 때문에 소거될 수 있다. 따라서 그림 3과 같이 두 평면에 대하여 대칭 구조를 가지고 있는 시스템의 6 자유도 강체 운동방정식은 식 (3)과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} + k_{xx}(x + a_z\beta) &= F_x \\
 m\ddot{y} + k_{yy}(y + a_z\alpha) &= F_y \\
 m\ddot{z} + k_{zz}z &= F_z \\
 I_{xx}\ddot{\alpha} + k_{yy}a_zy + (k_{yy}a_z^2 + k_{zz}a_y^2)\alpha &= M_x \\
 I_{yy}\ddot{\beta} + k_{xx}a_zx + (k_{xx}a_z^2 + k_{zz}a_x^2)\beta &= M_y \\
 I_{zz}\ddot{\gamma} + (k_{xx}a_y^2 + k_{yy}a_x^2)\gamma &= M_z
 \end{aligned} \tag{3}$$

식 (3)으로 표현되는 계의 운동방정식은 x 와 β, y 와 α 방향의 운동이 연성되어(coupling) 있으며, z 와 γ 방향의 운동은 독립적이다. 이를 바탕으로 본 연구에서는 시스템의 고유진동수를 식 (4)와 같이 유도하였다. 제안된 고유진동수의 적용성을 평가하기 위하여 해석 및 실험을 통해 비교하였다. 이를 위해 실제 시스템의 변수(표 1)를 사용하였으며, 비교 결과는 표 3에 나타내었다.

$$\begin{aligned}
 \omega_z^2 &= k_{zz}/m \\
 \omega_\gamma^2 &= (k_{xx}a_y^2 + k_{yy}a_x^2)/I_{zz} \\
 \hat{\omega}_x^2 &= k_{xx}/m \\
 \hat{\omega}_\beta^2 &= (k_{xx}a_z^2 + k_{zz}a_x^2)/I_{yy} \\
 \omega_x^2, \omega_\beta^2 &= (\hat{\omega}_x^2 + \hat{\omega}_\beta^2 \pm \sqrt{(\hat{\omega}_\beta^2 - \hat{\omega}_x^2)^2 + 4m\hat{\omega}_x^4a_z^2/I_{yy}})/2 \\
 \omega_y^2, \omega_\alpha^2 &= (\hat{\omega}_y^2 + \hat{\omega}_\alpha^2 \pm \sqrt{(\hat{\omega}_\alpha^2 - \hat{\omega}_y^2)^2 + 4m\hat{\omega}_y^4a_z^2/I_{xx}})/2
 \end{aligned} \tag{4}$$

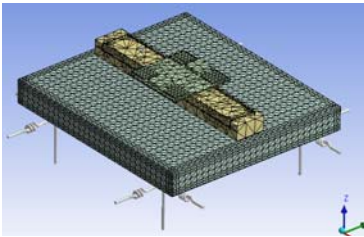
[표 1] 동역학 모델의 변수

Parameter	Numerical value
k_{zz}	209656 N/m
k_{xx}, k_{yy}	141727 N/m
a_x	0.715 m
a_y	0.73 m
a_z	0.165 m
m	2615 kg
I_{xx}	872.9 kg m ²
I_{yy}	690.4 kg m ²
I_{zz}	1536 kg m ²

3. 동역학 모델의 검증

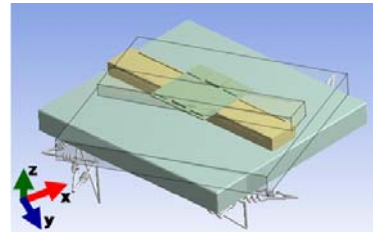
3.1 유한요소 해석을 통한 검증

동역학 모델링을 통한 시스템의 검증을 위하여 상용 유한요소 프로그램인 ANSYS Workbench 를 이용하여 시스템 운동 방정식의 각 계수들을 정의 하고 운동 방정식 자체의 신뢰성을 확인하여 보았다. 유한요소 모델은 실제 모델(그림 1)에 근거하여 그림 4와 같이 모델링 하였다. 또한 실제 모델과 근접한 해석결과를 얻기 위하여 요소종류는 Solid186(3D 20 Node Structural Solid)을 사용하였으며 총 요소의 개수는 21726개 이며 절점의 개수는 36474개 이다. 하단 프레임은 지면과 고정되어 있다고 가정하고 공기스프링과의 접촉부를 모델링함으로써 프로그램 내에서의 강성을 연결할 수 있게 하였다.

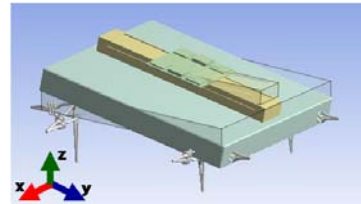


[그림 4] 유한요소 모델

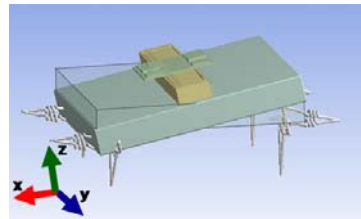
구속조건으로는 실제 시스템의 특성을 반영하여 유한요소 모델의 접촉부에는 Bonded조건을 이용하여 완전구속을 주어 강체와 같은 움직임을 주었으며 공기스프링의 강성 값은 Ground To Solid 방법을 사용하여 한쪽은 정반에 한쪽은 Ground에 고정함으로써 최대한 실제와 가깝게 모델링하였다. 또한 강성은 각각 4곳의 위치에 x, y, z 방향을 따로 연결시켜 시스템의 강성 값 변화에도 대처할 수 있게 하였다. 해석 시 사용한 강성 값은 표 1과 같이 실제와 같은 값을 사용하였다. 이를 바탕으로 유한요소 해석을 통해 얻은 모델의 모드형상은 그림 5와 같으며 해석에 사용된 물성치는 표 2에 나타내었다.



(d) 4th Mode Shape(ω_7)

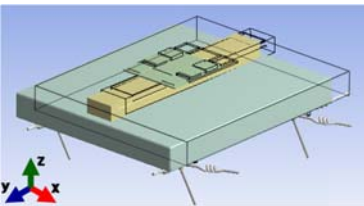


(e) 5th Mode Shape(ω_α)

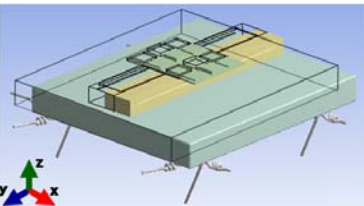


(f) 6th Mode Shape(ω_β)

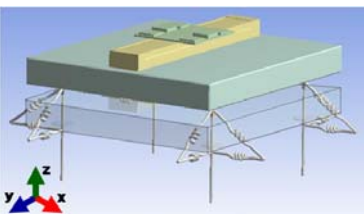
[그림 5] 유한요소해석에 의한 Mode Shape



(a) 1st Mode Shape(ω_y)



(b) 2nd Mode Shape(ω_x)



(c) 3rd Mode Shape(ω_z)

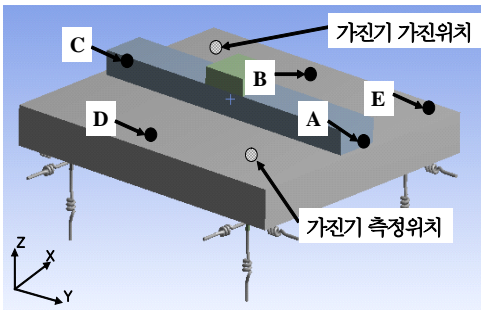
[표 2] 유한요소해석의 물성치

Item	Mass (kg)	Density (kg/m ³)	Young's Modulus(Pa)
Table	2484	3000	2×10^{11}
Moving Mass	45	500	2×10^{11}
Moving Mass Base	86.7	1086.5	2×10^{11}

3.2 Modal Test를 통한 검증

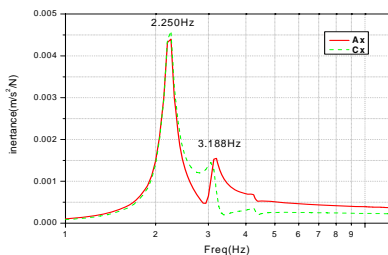
실험적 방법인 Modal Test는 대상물체에 다양한 주파수의 힘을 인가하고, 그에 대한 응답을 측정하여 입력 대 출력의 관계로 이루어진 전달함수(Response Function)를 구해, 공진점에서는 입력 대 출력 비율이 갑자기 증가하고, 입력과 출력사이의 위상이 90° 뒤쳐지는 현상을 이용하여 고유진동수를 측정하는 방법이다. 이러한 Modal Test는 대표적으로 Impact Hammer와 가진기를 이용한 방법이 있으며 이 두 가지 방법을 모두 이용하여 Modal

Test 를 실행하였다. 6차까지의 Mode Shape에 따른 고유진동수의 측정을 위하여 Impact Hammer의 가진 위치와 측정 위치, 측정 축(x, y, z방향)을 상황에 맞게 변경하며 측정을 실시하였으며 또한 가진기를 이용한 방법으로 1회 실시하여 결과를 비교 분석하였다. 측정 및 가진 위치는 그림 6과 같다.

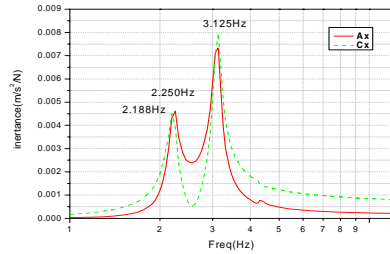


[그림 6] 측정 및 가진 위치

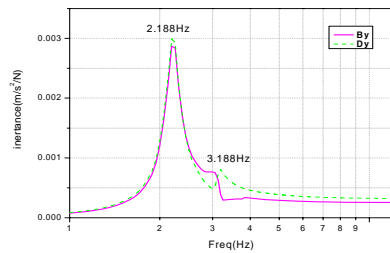
Impact Hammer를 이용하여 B점을 x축 방향으로 가진하는 경우 그림 7의 (a)와 같이 x축으로 수평 이동하는 2nd Mode(ω_x)값인 2.25 Hz와 z축을 중심으로 회전하는 4th Mode(ω_γ)값인 3.18 Hz가 동시에 계측된다. 또한 B점을 가진 할 경우 시스템이 2nd Mode(ω_x)의 형상으로 가진되므로 Inertance는 2nd Mode(ω_x)값인 2.25 Hz에서 더 높게 나타난 것을 알 수 있다. 이와 같은 방법으로 A점과 E점을 y축 방향으로 가진 하여 그림 7의 (c), (d)와 같이 z축을 중심으로 회전하는 4th Mode(ω_γ) 값인 3.13 Hz를 공통적으로 계측할 수 있으며, 1st Mode(ω_y)와 2nd Mode(ω_x)는 가진점에 따라 계측된다. 그리고 B점을 z방향으로 가진하여 3rd(ω_z)Mode와 5th(ω_α)Mode를 측정할 수 있다. 따라서 A~E점 가진으로 6개 모드에 대한 고유진동수를 모두 확보할 수 있다.



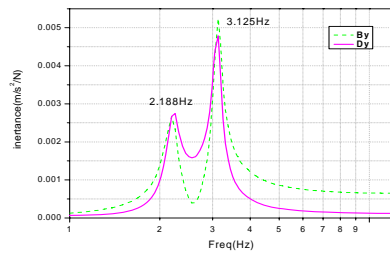
(a) 가진점 : Bx, 측정위치 : Ax, Cx
측정 Mode : 2nd(ω_x), 4th(ω_γ)



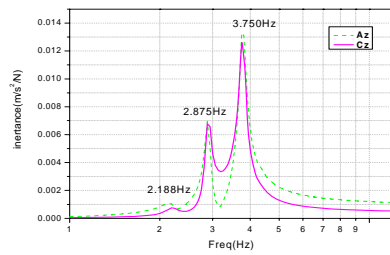
(b) 가진점 : Ex, 측정위치 : Ax, Cx
측정 Mode : 2nd(ω_x), 4th(ω_γ)



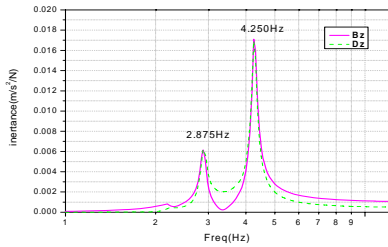
(c) 가진점 : Ay, 측정위치 : By, Dy
측정 Mode : 1st(ω_y), 4th(ω_γ)



(d) 가진점 : Ey, 측정위치 : By, Dy
측정 Mode : 2nd(ω_x), 4th(ω_γ)

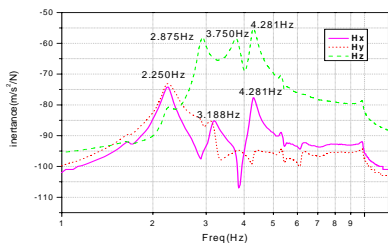


(e) 가진점 : Az, 측정위치 : Az, Cz
측정 Mode : 3rd(ω_z), 5th(ω_α)



(e) 가진점 : Bz, 측정위치 : Bz, Dz
측정 Mode : 3rd(ω_z), 6th(ω_β)

[그림 7] Impact Hammer를 이용한 Modal Test 결과

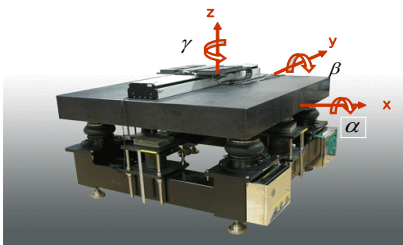


[그림 8] 가진기를 이용한 Modal Test 결과

그림 8은 가진기의 sine sweep 방법을 이용하여 Modal Test를 한 결과이다. 가진점과 센서 측정위치는 그림 6에 나타내었다. 가진기를 이용한 방법은 한번의 실험으로 모든 모드를 측정할 수 있으나 모드형상을 분간할 수 없기 때문에 Impact Hammer에 의한 시험결과와 비교하여 실험의 정확성을 확인하는데 사용하였다.

3.3 결과 비교

각 해석에 사용된 좌표계는 그림 9에 나타내었다. 동역학모델을 이용한 고유진동수는 식 (4)에 의해 구할 수 있으며 동역학 모델의 검증에 위해 유한요소해석으로 구한 고유진동수와 Modal Test 결과를 표 3에 나타내었다. 고유진동수의 결과는 Modal Test를 기준으로 했을 때 0.34%에서 4.6% 이내의 오차를 보였으며 이를 통해 각 모드별 수치해석 모델의 신뢰성을 확인 할 수 있었다.



[그림 9] Mode 좌표

[표 3] 결과 비교

(단위 : Hz)

	ω_y	ω_x	ω_z	ω_γ	ω_α	ω_β
동역학 모델	2.28	2.29	2.85	3.13	3.63	4.15
유한요소 해석	2.27	2.29	2.87	3.12	3.65	4.17
Modal Test	2.19	2.25	2.88	3.13	3.75	4.25

4. 결론

이 논문에서는 제진시스템의 효율적 제어를 위한 수학적 모델을 가정하였으며 이를 검증하기 위하여 유한요소 모델에 적용하여 얻은 해석적인 고유진동수와 Modal Test를 통해 얻은 고유진동수를 통해 비교 분석하였다. 비교결과 수학적 모델의 고유진동수와 유한요소해석으로 구한 고유진동수 그리고 실험적으로 구한 고유진동수가 0.34% 에서 4.6% 이내의 오차를 보였으며 이를 통하여 본 연구에서 만들어진 수학적 모델의 타당성을 검증할 수 있었으며 향후 효율적인 제진시스템의 제어를 위해 사용될 수 있음을 확인할 수 있었다. 차후 본 연구에서 제안된 수학적 모델을 바탕으로 제어알고리즘을 개발하고 진동제어를 위한 시스템 연구를 진행할 예정이다.

참고문헌

- [1] Gordon, C. G., (1991), "Generic Vibration Criteria for Vibration-sensitive Equipment", Proceedings of SPIE, San Jose, CA.
- [2] Ungar, E. E., Sturz, D. H. and Amichk H., (1990), "Vibration Control Design of High Technology Facilities", Sound and Vibration.
- [3] Lee, J. H. and Kim, K. J., (2007), "Modeling of Nonlinear Complex Stiffness of Dual-Chamber Pneumatic Spring for Precision Vibration Isolation", Journal of Sound and Vibration, Vol. 301, pp. 909~926.
- [4] Oh, K. Y., (2006), "The Performance Enhancement of Pneumatic Vibration Isolator in Low Frequency by Time Delay Control", Master's thesis, KAIST.
- [5] Schubert, D. W., (1969), "Theoretical and Experimental Investigation of Elastro-Hydraulic Vibration Isolation System," J. Engineering for Industry, pp. 981~990.
- [6] Karnopp, D., (1974), "Vibration Control Using

Semi-Active Force Generator," J. Engineering for Industry, pp. 619~626.

[7] Hong S., (1990), "Vibration Isolation Characteristics of an Active Electromagnetic Force Generator and the Influence of Generator Dynamics," Trans. ASME, Vibration and Acoustics, Vol. 112, pp. 8~15.

[8] 박영필, 김규용, 송진호, (1994), "공기스프링 방진대의 능동 제어," 대한기계학회 논문집, 제18권, pp. 1605~1617.

[9] Harris, C. M. and Crede, C. E., (1976), "Shock And Vibration Handbook," McGRAW - HILL Book Company.

손 성 완(Son Sung Wan)

[정회원]

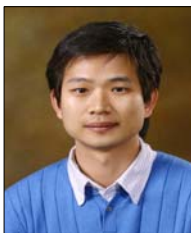


- 1990년 2월 : 부산대학교 조선공학과 (공학사)
- 1992년 2월 : 부산대학교 조선공학과 (공학석사)
- 2000년 3월 ~ 현재 : 알엠에스 시스템(주) 대표이사

<관심분야>
소음/진동, 구조해석, 조선공학

장 성 호(Jang Sung Ho)

[정회원]



- 2007년 2월 : 선문대학교 기계공학과 (공학학사)
- 2007년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 기계공학과 (석사 과정)

<관심분야>
유한요소해석, 응용역학, 진동제어

백 재 호(Baek Jae Ho)

[정회원]



- 1997년 2월 : 선문대학교 기계공학과 (공학학사)
- 2005년 2월 : 충남대학교 기계설계공학과 (공학석사)
- 1999년 10월 ~ 현재 : 알엠에스 테크놀러지(주)

<관심분야>
소음/진동, 응용역학, 진동제어

전 중 균(Chun Chong Keun)

[정회원]



- 1980년 2월 : 서울대학교 기계설계학과 (공학사)
- 1985년 12월 : University of California, Los Angeles (공학석사)
- 1991년 6월 : University of California, Los Angeles (공학박사)
- 1992년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 기계공학부 교수

<관심분야>
응용역학, 진동제어

권 영 철(Kwon Young Chul)

[정회원]



- 1989년 2월 : 부산대학교 정밀기계공학과 (공학사)
- 1991년 9월 : 포항공과대학교 기계공학과 (공학석사)
- 1996년 8월 : 포항공과대학교 기계공학과(공학박사)
- 1996년 9월 ~ 1999년 2월 : 한전 전력연구원 근무
- 1999년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 기계공학부 부교수

<관심분야>
냉동공조, 신재생에너지