韓國産業應用學會論文集, 제12권, 제1호, 43-50, 2009.02
J. Korean Society of Industrial Application, Vol.12, No.1, 43-50, Feb, 2009

반도체 전용기용 컨트롤러의 구조 안정화 설계
Design of a Controller for the Semiconductor Fabricator with Improved Stability

노승훈*, 손재율**, 임요한***, 이재열****
Seung-Hoon Ro*, Jae-Yul Shon**, Yo-Han Lim***, Jae-Yul Lee****

<Abstract>

The manufacturing process of the semiconductor is guided by the controller, which is supposed to sense the unexpected shocks and/or vibrations to shutdown the hard disk and the whole system in order to prevent the malfunction. This feature of controller would shutdown the system due to the instability of the controller itself as well as the instability of the manufacturing system. And consequently will cause significant losses. In this study the structure of a controller has been investigated to find ways to suppress the vibrations from the structure. The frequency response test and the computer simulation has been implemented to find the structure with improved stability. The result of the study shows that the relatively simple design alterations can eliminate most of the vibrations.

Keywords : Controller, System Shutdown, Design Alterations, Stability Improvement

1. 서 론

반도체 제조 공정을 제어하는 핵심 장비인 컨트롤러는 작업공정 중의 불안정 요인이 감지되면 하드디스크를 연산 중단시키고 시스템을 강제 종료시켜 사고 및 불량에 의한 재료손실과 같은 피해 발생을 억제하도록 설계되어 있다. 컨트롤러의 이러한 성능으로 인하여 전용기에서 발생되는 충격 및 진동은 물론 컨트롤러 내부에서 발생되는 진동에도 작동이 중단되는 경우가 발생되어 해당 공정중의 불필요한 가공물 손상은 물론 작업 공정으로 원상 복귀하는 과정 중에 시간과 비용의 막대한 손실이 초래되고 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서는 컨트롤러 내부의 진동을 최대한 억제하여 이 진동의 감지로 인한 불필요한 작동 정지와 이에 따른 손실의 최소화가 절실히 필요하다. 이를 위하여 본 연구에서는 컨트롤러 내부의 가진원과 컨트롤러에 대한 주파수 분석 실험을 통하여 각 부분의 진동의 크기를 측정하고 고유진동수와 진동형을 분석하였다. 또한 컴퓨터 시뮬레이션 해석을 수행하여 실험 결과를 검증하고 이 결과를 바탕으로 진동의 발생 및 전달 경로를 파악하여 전달경로에서 진동이 확대되는 원인을 규명함으로써 진동 발생의 원인과 기구적 동적 특성상의 문제점을 분석하고 여러

* 정회원 금오공과대학교 기계공학부, 교수, 工博
** 교신저자, 정회원, (주)씨아이에스대구 대표,
E-mail: jyshon@cies.co.kr
*** 준회원, (주)피엔티 기술팀
****준회원, 금오공과대학교 대학원

* Prof., School of Mechanical Engineering Kumoh Institute of Technology, Ph. D.
** Corresponding Author, President, CIES Daegu co., ltd
*** Engineering Team, Pnt co., ltd.
****Graduate School of Kumoh Institute of Technology

가지 문제에 대한 요인 분석을 통해 문제를 해결할 수 있는 안정화 설계를 진행하였다.[1~3)]

2. 구조물의 동특성 분석

2.1 진동의 이론적분석

컨트롤러 내부 가진원의 작동진동수(ω)가 이고 구조물의 질량, 감쇠능, 강성이 각각 m, c, k 라 할 때 컨트롤러의 진동을 1자유도계로 가정하면 아래의 식과 같은 운동방정식으로 표현된다.

$$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=f_0\sin\omega t$$

여기서 가진력의 크기(f_0)는 회전체의 질량, 편심량 및 회전각속도로부터 결정되는 원심력에 해당된다.

위 미분방정식의 해를 구하면 아래와 같다.

$$x(t)=Xsin(\omega t-\phi)$$

진동의 크기(X)는 아래와 같이 결정된다.

$$X=\frac{f_0}{\sqrt{(k-m\omega^2)^2+(c\omega)^2}}$$

위 식에서 작동진동수가 고유진동수($\omega_n=\sqrt{\frac{k}{m}}$)와 일치하면 위식의 분모가 0에 근접하여 진동의 크기가 매우 커지게 되며 이 경우를 공진이라 부른다. 따라서 컨트롤러의 진동을 억제하기 위해서는 구조물의 회전부위의 작동 진동수 및 고유진동수를 파악하여 이 값들이 근접한 경우 구조물의 설계변경을 통하여 고유진동수를 변화시켜 공진이 억제되도록 설계하여야 한다.

2.2 주파수 분석 실험

주파수 분석 실험을 통하여 고유진동수와 진동형을 정확히 조사함으로써 문제가 되는 진동의 기구와 진동양상을 파악한다. 이를 위하여 컨트롤러를 여러 가지 조건에서 주파수 분석 실험을 하여 컨트롤러 내부 가진원의 주파수, 구조물의 특성, 전용기로부터의 진동 전달, 강제종료 등의 여러 상황을 전제로 진동을 측정하여 문제가 되는 진동의 원인을 찾고자 하였다.[4~7)]

2.3 실험 방법 및 결과

실험에 사용된 장비 및 설치 상태는 Fig. 1 및 Table 1과 같으며 센서 부착위치는 Fig. 2 및 Table 2에 도시하였다.

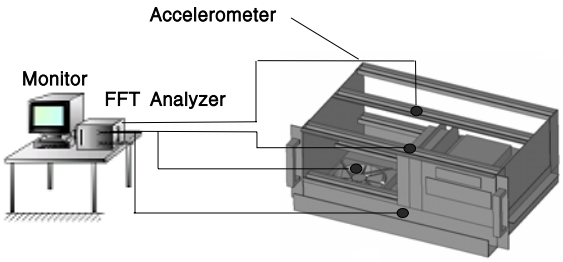


Fig. 1. The setup for the frequency response test.

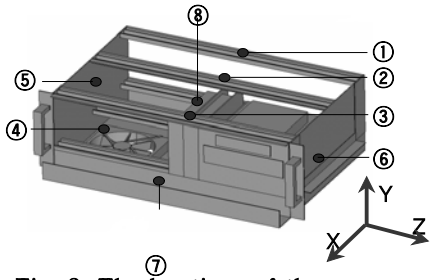


Fig. 2. The locations of the sensors.

Table 1. Spec. of the test equipments

Spec. / Equipment	Model	Company
FFT Analyzer	DSA 212	Difa measuring system
Accelerometer	8634b5	Kistler
Impact hammer	DYTR PULSE	Dytran
Controller	AXT	AJINEXTEK

Table 2. The locations of the sensors

Sensor No.	Location	Direction
①	Upper frame	Y
②	Upper frame	Y
③	Upper frame	Y
④	Fan housing	Y
⑤	Left side panel	Z
⑥	Right side panel	Z
⑦	Front panel	X
⑧	Hard disk	Z

실험은 전원 공급과정, 작동 대기 상황에서의 가진원에 의한 진동측정을 목표로 진행되었다.

2.3.1 전원 공급 과정 진동

전원 공급 과정의 진동을 측정한 결과 가장 큰 진동이 측정된 곳은 팬 하우징(④)과 하드 디스크(⑧) 부분으로 이 부분의 진동이 가장 큰 문제가 되고 이 진동은 하드 디스크의 작동속도 7200rpm(120Hz)와 밀접한 관련이 있음을 알 수 있다. (Fig. 3~4)

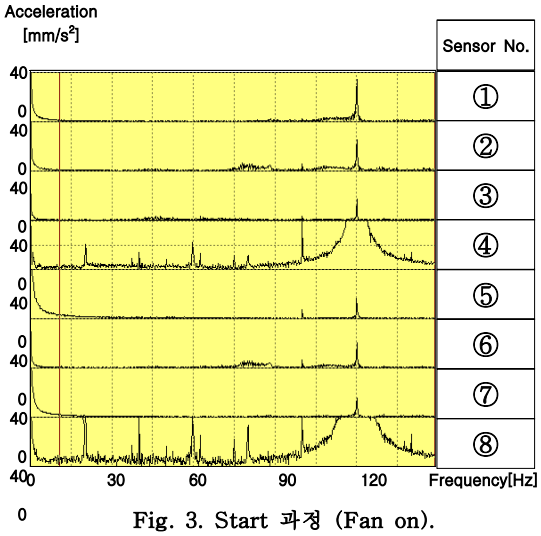


Fig. 3. Start 과정 (Fan on).

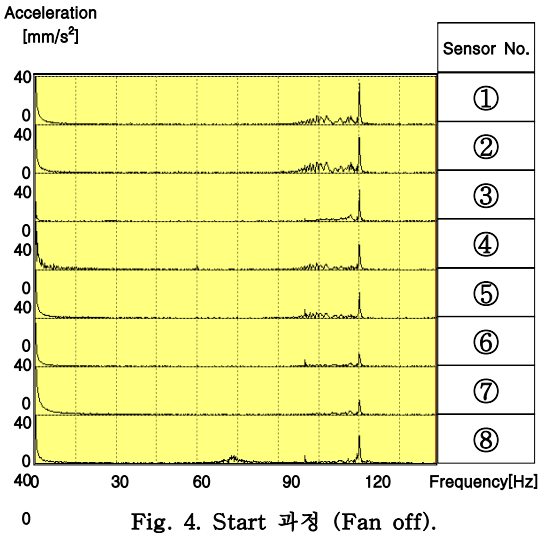


Fig. 4. Start 과정 (Fan off).

2.3.2 전원 공급 상태 진동

전원 공급 상태(작동대기)에서 측정된 결과에서도 앞의 두 경우와 유사한 결론을 얻을 수 있다. 이 경우역시 하드 디스크의 작동속도와 관련이 있음을 알 수 있다. (Fig. 5~6)

이 결과 컨트롤러의 가진 주파수영역(30~120Hz)과 관련 있는 고유진동수는 60, 95, 120Hz에 해당되며 진동이 큰 부위는 위 프레임, 팬 하우징, 하드 디스크 등임을 확인하였다.

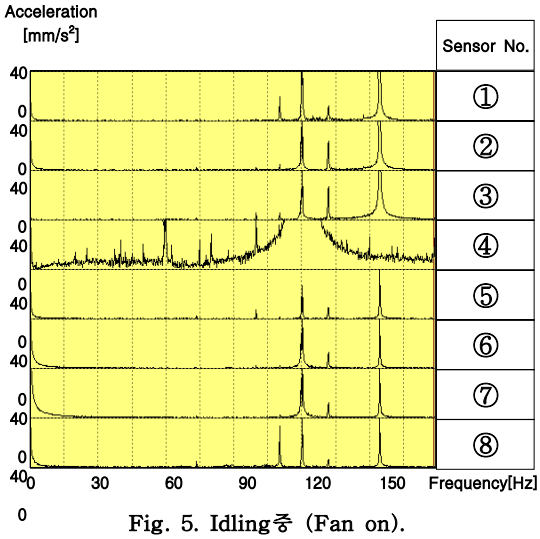


Fig. 5. Idling중 (Fan on).

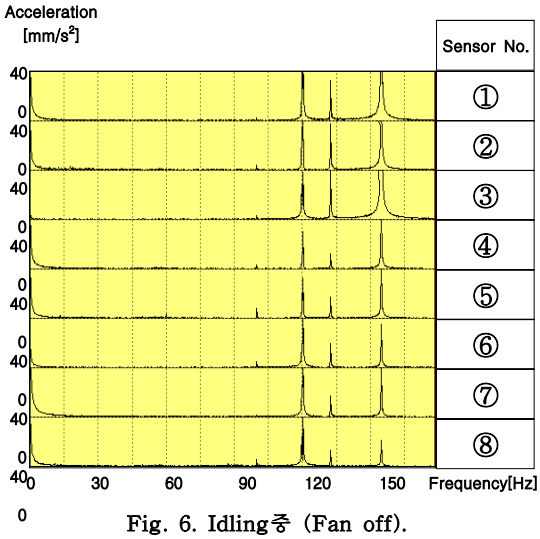


Fig. 6. Idling중 (Fan off).

주파수 분석 실험을 통하여 분석된 고유진동수는 Table 3에 요약하였다.

Table 3. Natural frequencies of the original structure parts from the experiment

[단위: Hz]

Parts	Natural frequencies
Hard disk	120
Upper frame	60, 75, 120
Side panels	65, 85
Fan housing	95, 120

2.4 컴퓨터 시뮬레이션

Fig. 7은 컴퓨터 시뮬레이션을 위하여 만들어진 모델이며 이를 통하여 얻어진 고유진동수 및 진동형은 Table 4와 같다.

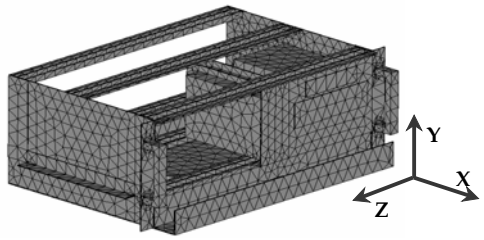


Fig. 7. A simulation model for the analysis of the original machine structure.

Table 4. Natural frequencies and vibration modes of the simulation model

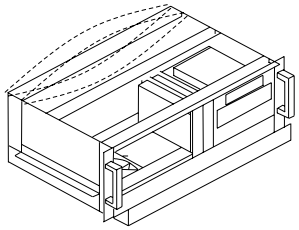
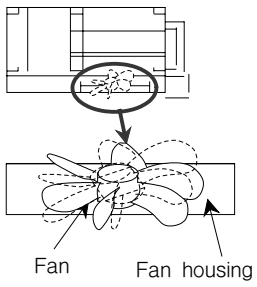
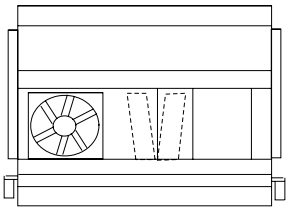
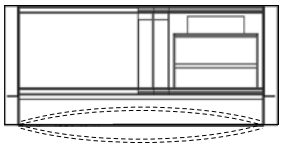
Natural frequency		Vibration mode
1st	65Hz	
2nd	100Hz	
3rd	122Hz	
4th	136Hz	

Table 5. Natural frequencies from the experiment and the computer simulation

[단위: Hz]

Analysis / Natural frequency	Experiment	Computer simulation
1st	60	65
2nd	95	100
3rd	120	122
4th	140	136

실제 구조물에서 측정된 고유진동수와 컴퓨터 시뮬레이션 결과는 Table 5와 같다. 두 경우의 상대적 오차는 5% 이하로 실험에 의한 결과와 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하고 있으므로 컴퓨터 시뮬레이션을 위한 모델링은 잘 구현되었다고 볼 수 있다. 따라서 시뮬레이션 모델의 해석을 통하여 얻어진 진동 특성을 분석하여 설계 개선안을 도출하고 개선안을 시뮬레이션 모델에 적용하여 개선 효과를 확인하는 과정을 거쳐 안정된 구조 개선안을 찾는다.[8~9)]

3. 설계 개선안의 도출

컨트롤러에서의 큰 진동은 하드 디스크의 작동에 의해 발생되고 이 진동은 구조물에서 상대적으로 강성이 약한 프레임, 하부 패널, 하드 디스크가 고정되어 있는 Panel 부위의 고유진동수와 공진하여 구조 불안정을 유발시키는 것으로 분석된다. 따라서 하드 디스크의 고유진동수인 120Hz와 공진 범위에 해당되는 주파수들을 공진 영역에서 멀어지도록 설계 변경하여 하드 디스크의 진동을 최소화 하는 것을 목표로 한다.

3.1 설계 변경 #1

프레임의 고유진동수는 하드 디스크의 작동 속도와 공진하지 않으나 가진력이 작용할 때 강성이 약한 이 부위가 큰 진동을 일으키고 이 진동이 하드 디스크로 전달되는 것으로 분석되었으며 이를 줄이기 위하여 Fig. 8과 같이 상·하부 프레임 사이에 보강대를 추가하여 강성이 강화되도록 설계 개선하였다.

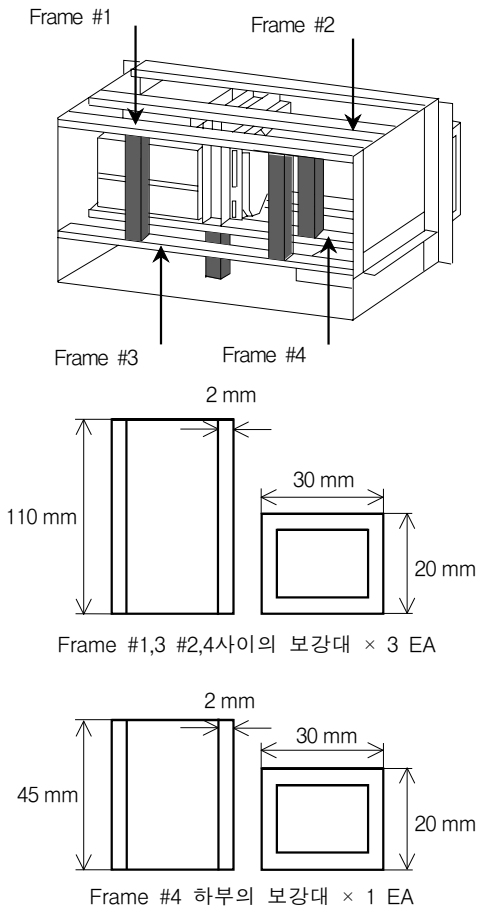


Fig. 8. Design alteration #1.

Fig. 8의 설계 변경 내용은 다음과 같다.
① 프레임 #1, 3 #2, 4사이에 보강대 추가
② 프레임 #4 하부에 보강대 추가

위의 설계 변경안을 적용하여 해석한 결과는 아래 Table 6 ~ 7과 같다.

Table 6. Natural frequencies of the original model and the alteration #1

[단위: Hz]

Natural frequency \ Model	Original structure	Alteration #1
1st	65	280
3rd	122	122
4th	136	136

Table 7. Magnitudes of vibrations of the original model and the alteration #1

[단위: μm]

Magnitude of vibration \ Model		Original structure	Alteration #1	Comparison
Hard disk	X direction	4.51	0.71	85% ↓
	Y direction	2.2	1.64	25% ↓
	Z direction	13.27	4.44	67% ↓
		Average magnitude : 59% ↓		

컨트롤러에서 가장 관심영역인 하드 디스크의 진동을 시뮬레이션으로 해석한 결과 하드 디스크의 형상과 설치된 방향에 의해 Z축으로의 진동이 가장 크게 나타남을 알 수 있고, 설계 변경 #1에 의해 전체적으로 진동이 59% 감소되었음을 알 수 있다.

3.2 설계 변경 #2

설계 변경 #1로 인해 구조물의 진동이 대폭 감소하였으나 하드 디스크를 고정하는 패널의 고유진동수가 하드 디스크의 작동속도와 공진하여 큰 진동을 발생시켜 하드 디스크에 직접적인 영향을 줌으로서 하드 디스크의 연산 중단이나 강제 종료가 일어 날 수 있으므로 이 부분의 강성 강화를 통하여 공진을 억제하고자 Fig. 9와 같이 패널 뒷부분에 브래킷을 추가하였다.

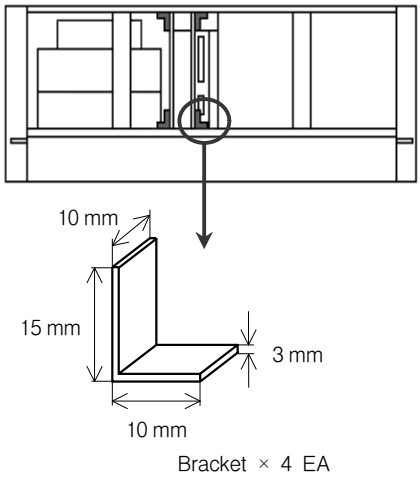


Fig. 9. Design alteration #2.

설계 변경 #2는 #1에 Fig. 9와 같이 하드 디스크 고정 패널에 브래킷을 추가한 것이다.

위의 설계 변경안을 적용하여 해석한 결과는 아래 Table 8~9와 같다.

Table 8. Natural frequencies of the original model and the alteration #2

[단위: Hz]

Model / Natural frequency	Original structure	Alteration #2
1st	65	280
3rd	122	196
4th	136	136

Table 9. Magnitudes of vibrations of the original model and the alteration #2

[단위: μm]

Model / Magnitude of vibration		Original structure	Alteration #2	Comparison
Hard disk	X direction	4.51	0.19	96% ↓
	Y direction	2.2	1.26	43% ↓
	Z direction	13.27	0.51	96% ↓
		Average magnitude : 78% ↓		

설계 변경 #2에 따라 하드 디스크를 고정하는 Panel 부위의 강성 강화 효과로 고유진동수가 증가하였으며 그로 인해 변경된 구조물의 진동량이 기존 구조에 비해 78% 감소함을 확인할 수 있다.

3.3 설계 변경 #3

설계 변경 #2의 결과로 X, Z방향의 진동은 대폭 감소하였으나 Y방향에 대해서는 만족할만한 결과를 얻지 못하였다. 그 원인은 하부 패널의 고유진동수가 하드 디스크의 작동속도 영역에서 벗어나지 못하였기 때문이며 이 진동을 제어하기 위해 Fig. 10과 같이 T형 보강대를 하부 패널에 추가하여 하부 Plate의 강성 강화를 통하여 하부 패널의 고유진동수를 높임으로서 하드 디스크의 작동속도와의 공진을 피하도록 설계 변경을 하였다.

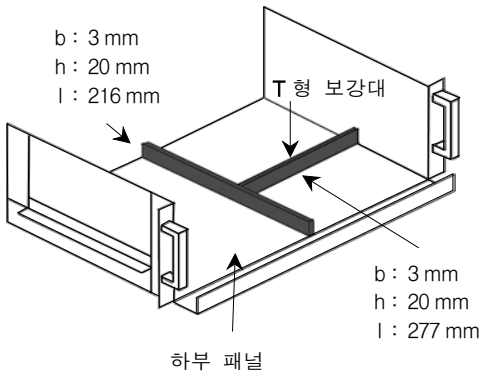


Fig. 10. Design alteration #3.

설계 변경 #3은 #2에 Fig. 10과 같이 T형 보강대를 하부 패널에 추가한 것이다.

위의 설계 변경안을 적용하여 해석한 결과는 아래 Table 10~11과 같다.

Table 10. Natural frequencies of the original model and the alteration #3

[단위: Hz]

Model / Natural frequency	Original structure	Alteration #3
1st	65	280
3rd	122	196
4th	136	196

Table 11. Magnitudes of vibrations of the original model and the alteration #3

[단위: μm]

Model / Magnitude of vibration		Original structure	Alteration #3	Comparison
Hard disk	X direction	4.51	0.14	97% ↓
	Y direction	2.2	0.66	70% ↓
	Z direction	13.27	0.38	97% ↓
		Average magnitude : 88% ↓		

전체적으로 구조물에 보강대와 브래킷을 추가하여 구조물 전체의 강성을 보완하고 구조물

의 고유진동수를 하드 디스크의 작동속도 [120Hz]에서 멀어지도록 설계 변경함으로써 전체적으로 진동량이 크게 감소하였음을 확인할 수 있다. Fig. 11~13는 기존의 구조물과 설계 변경 #3의 진동 크기를 비교한 그림이다.

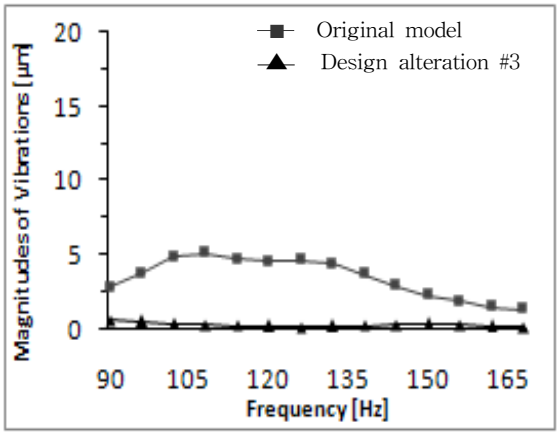


Fig. 11. Magnitudes of vibrations along X direction.

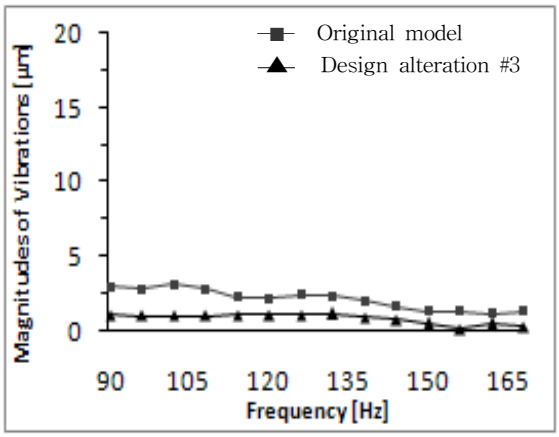


Fig. 12. Magnitudes of vibrations along Y direction.

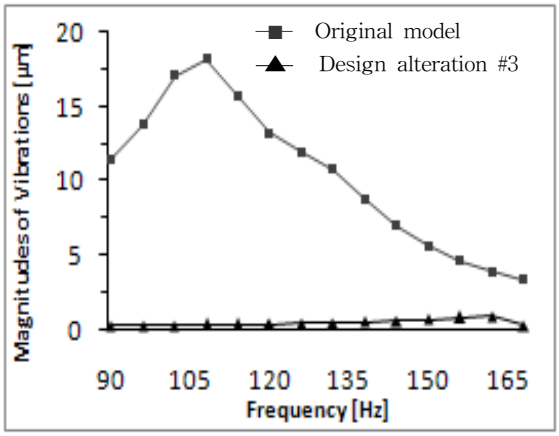


Fig. 13. Magnitudes of vibrations along Z direction.

4. 결론 및 검토

컨트롤러는 전용기의 작업 공정을 제어하는 중요한 장비이다. 본 연구의 대상인 컨트롤러는 외적 요인에 의한 하드 디스크의 잦은 연산 중단과 강제 종료의 발생 등으로 인해 해당 공정 중의 가공물 손상은 물론 작업 공정으로 원상 복귀하는 과정 중에 시간과 비용의 막대한 손실이 있었다. 따라서 본 연구에서는 컨트롤러의 하드 디스크 연산 중단과 강제 종료의 원인을 분석하고 하고 이를 바탕으로 간단한 설계 변경을 통하여 진동의 크기를 억제하기 위한 설계 개선안을 도출함을 목적으로 진행되었다. 본 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 본 연구의 대상인 컨트롤러의 경우 하드 디스크의 작동 속도인 120Hz[7200rpm]와 구조물의 각 부위의 고유진동수들이 일치하여 공진함을 확인하였고 이에 공진 영역에 해당되는 주파수들을 강성 강화를 통해 고유진동수를 증가시키는 설계 변경을 통하여 하드 디스크와 구조물 사이의 공진을 차단함으로써 진동을 효과적으로 억제할 수 있다.

(2) 구조물의 동특성 분석을 바탕으로 3.1~3.3에서 제시된 바와 같은 단순 설계 변경으로 진동을 88% 정도 억제할 수 있음을 확인하였다.

(3) 본 연구의 결과를 적용하면 컨트롤러의 진동에 의해 자주 발생하던 강제 종료로 인한 해당 공정중의 가공물 손상을 줄일 수 있음은 물론 작업 중지와 원상 복귀과정에서 발생되던 시간과 비용의 막대한 손실을 줄일 수 있어 생산성 증가에 크게 기여할 수 있을 것으로 사료된다.

(4) 본 연구의 과정을 활용하면 다양한 전용기에 적용되는 유사한 컨트롤러의 안정화 설계에도 기여할 수 있을 것으로 사료된다.

후기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 연구된 논문으로 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

기 호

X	진동의 크기 [m]
$x(t)$	진동 [m]
$\ddot{x}$	가속도 [m/s^2]
$\dot{x}$	속도 [m/s]
m	질량 [kg]
c	감쇠능 [N・s/m]
k	강성 [N/m]
f	힘 [N]
ω	작동속도 [rad/s]
t	시간 [s]
Φ	위상 [rad]

참 고 문 헌

1) William T. Thomson, Theory of Vibration with Applications, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, pp.384-387, (1993)

2) Tarnopolskaya T. and DE Hong F., *Journal of Sound and Vibration,* **196, 5,** 659, (1996)

3) Gutierrez R. H. and Laura P. A. A., *Journal of Sound and Vibration,* **207, 3,** 419, (1997)

4) McConnell, K. G., Vibration Testiong, John Wiley & sons, Inc., New York, (1995)

5) Singiresu S. Rao : Mechanical Vibrations, Addison-Wesley Publishing Company, New York, pp.31-37, (1995)

6) Dimarogons, A. D. and Haddad. S., Vibration for Engineers, 2nd ed., Prentice-Hall, New Jersey, pp.16-47, (1996)

7) Demeter G. Fertis : Mechanical and Structural Vibrations, John Wiley & sons, Inc., New York, pp.197-241, (1995)

8) Ro. S. H., Cho. H. J. and Choi, E. H., *Transactions of the KSME, A,* **24, 8,** 1978, (2000)

9) Cho. H. J. and Ro. S. H., *Transactions of the KSME, A,* **23, 4,** 697, (1999)

(2008년 11월 18일 접수, 2009년 2월 13일 채택)