

공조 소음에 기인하는 정밀 장비 진동 영향에 관한 연구

A Study on Vibration Effect of Sensitive Equipment for Aero-acoustics

유 국 현* · 이 홍 기* · 박 해 동*

Kuk-Hyun Ryu, Hong-Ki Lee and Hae-Dong Park

Key Words : 정밀 장비(Sensitive Equipment), 진동(Vibration), 공조 소음(Aero-acoustics).

ABSTRACT

본 연구에서는 정밀 측정/검사장비의 운영상 발생하는 에러의 원인을 규명하기 위함이다. C/R에 사용되어지는 정밀측정/검사 장비는 장비 기초에 대하여 진동허용규제치를 장비 제작업체 제공한다. 이에 C/R 구조 및 장비 기초에 대하여 진동원 차단 방안을 수행하게된다. 이러한 진동허용규제치를 만족시키기 위한 방안을 수행함에도 공조 소음등과 같은 요인에 의한 장비의 운영상 발생하는 진동과 관련된 에러를 규명하고 이를 제어하기 위한 연구를 수행하였다.

1. 서론

진동에 민감한 생산설비를 위한 공장을 설립할 경우 설계 초기단계에서 공정에 사용되는 정밀측정/검사장비의 진동허용규제치를 평가하고 이를 만족할 수 있는 환경을 구현할 수 있는 C/R 구조에 대한 동적(動的) 특성을 검토하여야 한다. 진동등급이 다른 여러 종류의 정밀장비에 대한 장비기초의 진동허용규제치를 만족할 수 있는 건물의 동적 구조설계를 위해서는 건물구조의 동적 강성뿐만 아니라 장비기초인 격자보 하부의 구조형식 및 주변 진동원 차단방안 등을 활용하여 하여야 한다. 장비제작사에서 제시하는 진동허용규제치를 만족하게 하기 위한 건물설계와 시공은 fab의 원활한 가동을 위해서 장비 사용부서인 건축주와 시공사가 반드시 수행하여야할 필수불가결한 요소중의 하나이다.

이를 위해서는 장비 제작자로부터 제공되는 정밀장비의 진동허용규제치 및 설치 시방에 대한 상세한 자료를 제공받을 필요가 있으며, 장비 제작사는 이에 적합한 엄격하고 정량적인 장비기초의 진동허용규제치(vibration criteria)를 제시하여야 하지만 현재 개발이 진행되거나 완료가 끝난 장비들의 경우 이러한 진동 허용 규제치가 제시되고 있지 못하여 구조설계시 진동 설계 기준치를 제시하지 못하고 있다.

여기서는 TFT-LCD 라인에 설치된 정밀검사장비에 대한 장비기초 바닥의 진동특성을 평가하고, 그 결과를 바탕으로

실험적인 방법에 의하여 정밀 검사 장비의 하부 구조물에 대한 진동 허용 규제치를 결정하고 현재 구조물의 진동 상태와 비교하여 장비의 원활 한 작동을 위하여 결정된 구조물 진동 허용치 내로 진동을 제어할 수 있는 진동저감대책을 제안하고자 한다.

2. 본론

2.1 진동허용규제치

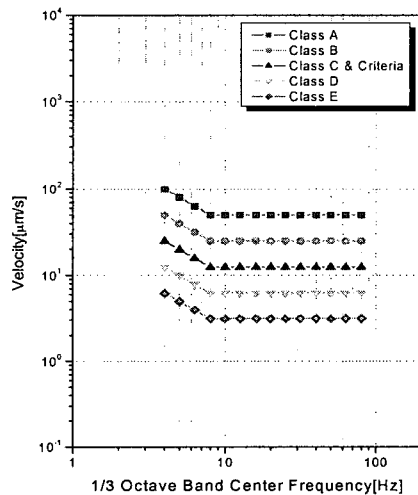


그림 1. 장비진동허용규제치 및 BBN Criterion

† 알엠에스테크놀러지(주)
E-mail : rmstech@rmstech.co.kr
Tel : (041)556-7600, Fax : (041)556-7603

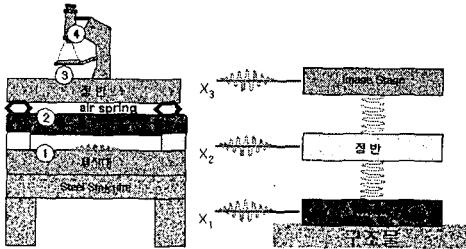
* 알엠에스테크놀러지(주)

[표 1] General Vibration Criteria (BBN-criterion)

Class	Vibration Criteria	
	4-8Hz RMS Acc.	8-80Hz RMS Vel.
Class : A	0.25gal (변위 1 μ m)	50 μ m/s
Class : B	0.13gal(변위 0.5 μ m)	25 μ m/s
Class : C	0.06gal(변위 0.25 μ m)	12 μ m/s
Class : D	0.03gal(변위 0.12 μ m)	6 μ m/s
Class : E	0.015gal(변위 0.06 μ m)	3 μ m/s

2.2 소음 · 진동 계측 지점

정밀 검사 장비는 구조의 고착형 제진대 위에 설치되어 있으며 제진대의 진동 상태 및 정밀장비 각 부분의 진동 전파 특성을 조사하기 위하여 제진대 정반 및 렌즈와 chuck의 진동을 계측 하였다. 진동은 3Ch 초정밀 가속도 센서를 이용하여 진동을 대표할 수 있는 지점을 선정하여 동일시간에 진동을 측정 하였으며, 측정방향은 수직 및 수평방향의 3축으로 수행하였다. 장비에 미치는 소음영향을 파악하기 위하여 간이 측정 결과 문제시 되는 110Hz의 순음(pure tone) 중심을 측정한 경우와, fab의 소음레벨을 평가하기 위한 레벨로 동시 측정하였다.



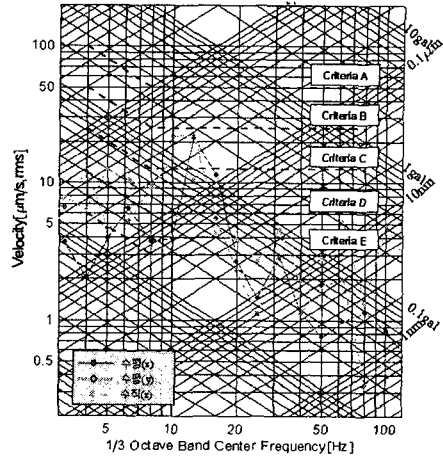
[그림 2] 정밀장비 진동 계측 위치

2.3 소음 · 진동 측정 결과

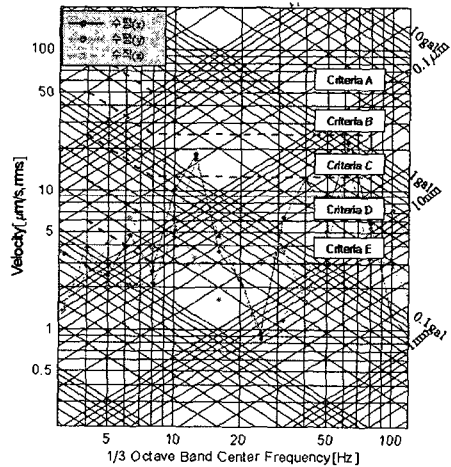
검사장비중 정상 가동중인 장비와 Error 발생 장비의 측정 결과를 아래 그림에 나타내었다. BBN 진동평가 기준으로 Error 발생장비의 제진대는 BBN class B 수준이며 정상 가동 장비의 제진대는 BBN class B 수준으로 나타났다. 이는 장비제작사에서 제공하는 진동허용규제를 초과하는 수준이다.

[표 2] 장비기초 및 정반 진동 측정 결과

구 분	장비기초	정반
Error 장비	BBN Class VC-B (8Hz, 13Hz)	BBN Class VC-A (4Hz, 6.5Hz)
정상가동	BBN Class VC-B (13Hz)	BBN Class VC-E



[그림 3] 정상 가동 장비 제진대 진동 계측 결과



[그림 4] Error 가동 장비 제진대 진동 계측 결과

Scanner 와 turret이 위치하는 PZT상부에서 측정된 진동치를 표 3에 나타내었다. 측정결과 Error장비의 chuck 진동은 정상가동장비의 진동레벨보다 약 50%정도 낮게 나타나나 PZT지그의 진동은 Error장비가 110Hz에서 약 9배 높은 진동치를 나타내고 있다.

[표 3] PZT 및 CHUCK의 110Hz 수직진동

구 분	CHUCK(X2)	PZT 지그(X1)
Error장비	12.4nm	22.5nm
정상가동장비	28nm	2.7nm

검사기에 미치는 소음을 평가 하고 장비의 주변소음과의 차이점을 알아보기 위하여 각각의 검사장비 전방 1m지점과 검사기 내부의 소음측정 결과를 표 4에 나타내었다. 현장

소음 측정전 수행한 예비 조사에서 110Hz의 순음 소음이 C/R내부에 지배적으로 영향을 미치고 있으며, 다른 주파수의 소음레벨보다 평균 10dB이상이 차이가 나서 이 주파수 중심의 소음에 대한 최고 소음도를 1/3옥타브 분석과 협대역분석으로 측정하였다. 측정결과 장비 전면부에서는 110Hz의 소음이 Error장비 인접에서 84.9dB이며, 정상가동장비에서는 79.6dB로 약5dB정도 높게 나타나며, 프로파일을 설치한 장비내부에서는 장비모두 장비 외부보다 1~3dB정도 높은 소음치를 나타내고 있어, 110Hz의 소음과 장비 case가 음향 공명을 일으키고 있다.

표 4. PS검사기 주변 소음레벨

구 분	장비 앞 1m지점			장비 내부	
	LmaxdB(A)	LeqdB(A)	110HzdB	dB(A)	110Hz dB
Error장비	84.5	72.9	84.9	80.6	83.3
정상가동장비	76.8	69.1	79.6	74.0	83.1

2.4 PZT와 CHUCK 진동 측정 신호 분석

진동측정 및 분석에서 주파수 분석치는 전체 시간에 대한 위상과 크기를 평균적으로 처리하게 된다. 여기서는 동일시간대의 PZT(x1(t))와 CHUCK(x2(t)) 시간이력 상대변위를 구한 후 주파수 분석결과를 표 5에 나타내었다.

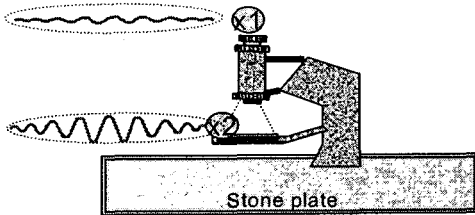


그림 5. 척 및 PZT의 상대진동

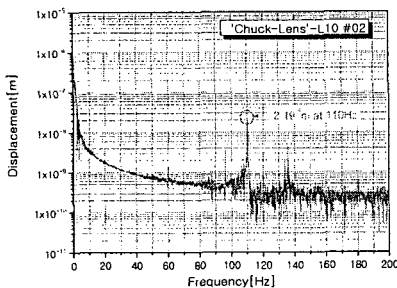


그림 6. Error 장비 상대 변위 분석(96Hz, 110Hz, 136Hz)

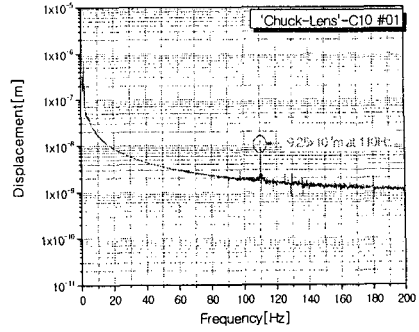


그림 7. 정상 가동 장비 상대 변위 분석

표 5. Chuck & PZT의 110Hz 상대가속도 및 변위비교

	정상가동장비	Error 장비	Ratio
Acceleration[m/s ²]	3.94×10 ⁻³	1.03×10 ⁻²	2.4
Displacement[nm]	9.25nm	21.9nm	

2.5 헤드 고유진동수 측정

검사기의 헤드 고유진동수를 측정하기 위해 scanner부에 충격을 가하였으며 응답은 turret부에서 가속도를 측정하였다.

표 6. Head 고유진동수 추정(Hz)

		1차	2차	3차	비고
Head	ON	86.25	109.8	146.0	
	OFF	86.25	114.0	149.8	

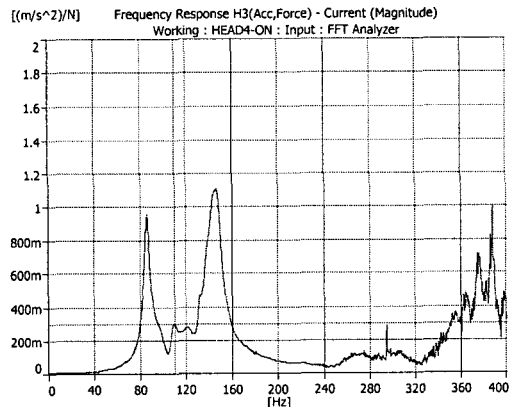


그림 8. Head의 control on시 모달 실험 신호

2.6 음향가진에 의한 상대진동

정상 가동 장비와 Error 장비에서 측정된 PZT에서의 진동은 상대진동이 2.4배이며 절대진동은 9배 정도 높은 진동치를 형성하고 있다. PZT의 프레임이 지지되는 scanner는 PZT 프레임의 진동에 비해 110Hz의 소음/진동원 노출시 얼마만큼의 진동이 증폭되는지가 진동문제 해결의 중요한 요소이다. 이는 주변에서 측정된 소음과 진동의 차이가 지배적으로 나타나지 않고 있으나, PZT에서의 진동이 높게 나타나고 있는 이유를 설명할 수 있는 원인을 찾을 수가 있다.

음향가진을 위한 가진주파수는 70-170Hz의 랜덤 노이즈를 발생시켰으며 진동측정 위치는 PZT 프레임과 turret의 진동을 동시에 측정하여 PZT기준에서 turret의 진동증폭비를 표 7에 나타내었다. 그림 9는 Head에서 PZT의 진동기준에서 scanner에 지지되는 turret의 진동응답 증폭비로 PZT의 진동이 1일 경우 102Hz의 소음이 입력되는 경우 PZT진동보다 64배가 증폭됨을 의미하며, Error 장비가 110Hz 소음에 노출되는 경우 16배의 진동이 증폭되므로, 표 3의 PZT에서 측정된 진동응답 22.5nm의 경우에 turret의 진동은 360nm의 높은 진동응답이 발생하게 된다.

표 7. Head 별 음향가진에 의한 turret/PZT 진동응답비

	1차		2차	
	Peak freq.	Amplification	Peak freq.	Amplification
Head 3	102.0Hz	64.3	157.3Hz	34.8

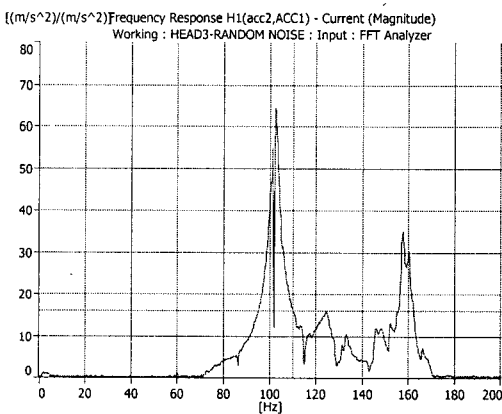


그림 9. 소음에 의한 turret/PZT간의 진동응답 증폭비

4. 결 론

4.1 Chuck과 PZT지그의 상대진동

정상 장비와 Error 장비에서 측정된 Chuck과 PZT지그에서 시간이력 상대변위에 대한 주파수 분석결과 110Hz에서 상대변위가 약 2.4배정도 높게 나타났다.

4.2 Scanner의 음향가진에 의한 PZT/turret 진동 증폭

가진주파수는 70-170Hz의 랜덤 노이즈에 PZT 프레임과 turret이 노출될 시 두 위치에서 진동을 동시에 측정하여 PZT기준에서 turret의 진동증폭비를 아래에 나타내었다. 110Hz 소음에 이러한 특성을 가진 장비가 노출되는 경우 Head는 각16배의 진동이 증폭되므로, PZT에서 측정된 진동응답 22.5nm의 경우에 turret의 진동은 360nm의 높은 진동응답이 발생하게 된다.

참 고 문 헌

- (1) C. G Gordon, Vibration prediction and control in microelectronics facilities, INTER-NOISE 96, Proceeding Book 1 pp.149~154, August 1996.
- (2) Eric E. Ungar, Vibration control design of high technology facilities, sound and vibration, July, 1990.
- (3) 이흥기, 김두훈, 권형오, 반도체 공장에서 미진동제어를 위한 격자보의 동적 설계에 관한 연구, 한국소음진동공학회, '94 추계학술대회 논문집 pp. 52~57, 1994.
- (4) 이흥기, 김두훈, 김사수, 주파수응답함수를 이용한 고정밀 장비의 진동허용규제치 결정기법에 관한 연구, 한국소음진동 공학회지, 제6권, 제3호, pp. 363~373, 1996.
- (5) Hong-Ki Lee, Hae-Dong Park, Hyun Choi, Doo-Hoon Kim, Sa-soo Kim, A New Method of Determining Vibration Criteria for a Vibration Sensitive Equipment Using Frequency Response Function, INTER-NOISE 96, Proceeding Book 3 pp.1253~1262, August, 1996.
- (6) C. G Gordon, Vibration prediction and control in microelectronics facilities, INTER-NOISE 96, Proceeding Book 1 pp.149~154, August 1996.
- (7) Eric E. Ungar, Vibration control design of high technology facilities, sound and vibration, July, 1990.