

〈論 文〉

주파수응답함수를 이용한 고정밀장비의 진동허용규제치 결정기법에 관한 연구

A Study on the Vibration Criteria Decision for High Technology Facilities using FRF

이 홍 기* · 김 두 훈* · 김 사 수**

Hong-Ki Lee, Doo-Hoon Kim and Sa-Soo Kim

Key Words : Vibration Criteria(진동허용규제치), Vibration Test(진동성능시험), Vibration Environmental Test(진동환경시험), Precision Equipment(정밀장비), Permissible Relative Displacement of Vibration(상대허용진동변위), Frequency Response Function(FRF, 주파수응답함수)

ABSTRACT

In the case of a precision equipment, it requires a vibration free environment to provide its proper function. Especially, lithography and inspection devices, which have sub-nanometer class high accuracy and resolution, have come to necessity for producing more improved giga class semiconductor wafers. This high technology equipments require very strict environmental vibration standard in promotion to the accuracy of the manufacturing, inspecting devices. The vibration criteria are usually obtained either by the real vibration exciting test on the equipment or by the analytical calculation. The former is accurate but requires a great deal of time and efforts while the latter lacks reliability.

This paper proposes a new method to solve this problem at a time. The permissible vibration level to a precision equipment can be easily obtained by analyzing the process of Frequency Response Function(FRF). This paper also demonstrates its effectiveness by applying the proposed method to finding the permissible vibration criteria of a Computer Hard Disk Drive.

1. 서 론

최근 전자기술 및 가공기술의 급속한 발전과 더불어 전자 부품의 고집적화에 많은 관심이 집중되면서 제품의 연구 개발 단계에서부터 양산에 이르기까지 여러 부문에서 고정밀 검사장비의 사용이 필수 불가결하게 되었다. 이러한 정밀 검사장비의 사용에 있어서 장비의 성능에 절대적인 영향을 주는 요소중 하나가 장비가 설치된 주변의 진동 환경이다. 그러나, 대개의 경우 고정밀 장비가 설치, 운용되는 장소의 주변에는 다양한 유틸리티의 사용으로 인하여

열악한 진동환경을 형성하게 되고 이를 개선하기 위하여 정밀 장비의 내진(耐振)과 방진(防振)기술 개발에 많은 연구가 이루어지고 있으나 정밀 장비의 진동환경에 대한 정량적인 기준 제시가 어려운 실정이다⁽¹⁾.

기가(giga)급 메모리 칩의 양산을 위한 반도체 생산공장을 건설할 경우, 웨이퍼(wafer)에 미세 패턴(pattern) 형성을 위한 노광장비(lithographic exposure tool; aligner, stepper, mask machine, ion beam etc.)가 설치되는 청정구역(clean room)에서 진동허용규제치(vibration criteria)가 0.1 μ m 이하 수준이 될 것으로 예상되고 있다. 이러한 진동값은 건물 구조물(主構造物)에서 거의 무진동(無振動) 상태의 극히 낮은 진동 수준을 요구하는 것으로 이를 성취하는 것은 매우 어려운 과제이다. Fig. 1은 전형적인

*정회원, 유니슨산업(주) 유니슨기술연구소

**정회원, 부산대학교 조선해양공학과

반도체 공장의 진동환경을 보여주는 것으로 내외부에 많은 대형 공조기와 유틸리티 등이 설치, 운전되고 있어 정밀장비가 설치되는 청정구역은 다양한 특

성의 진동환경에 노출되어 있다⁽⁸⁾. 정밀장비들이 정상적으로 성능을 발휘하기 위해서는 건물 구조의 설계 초기단계에서 정밀장비의 진동 환경에 대한 엄밀

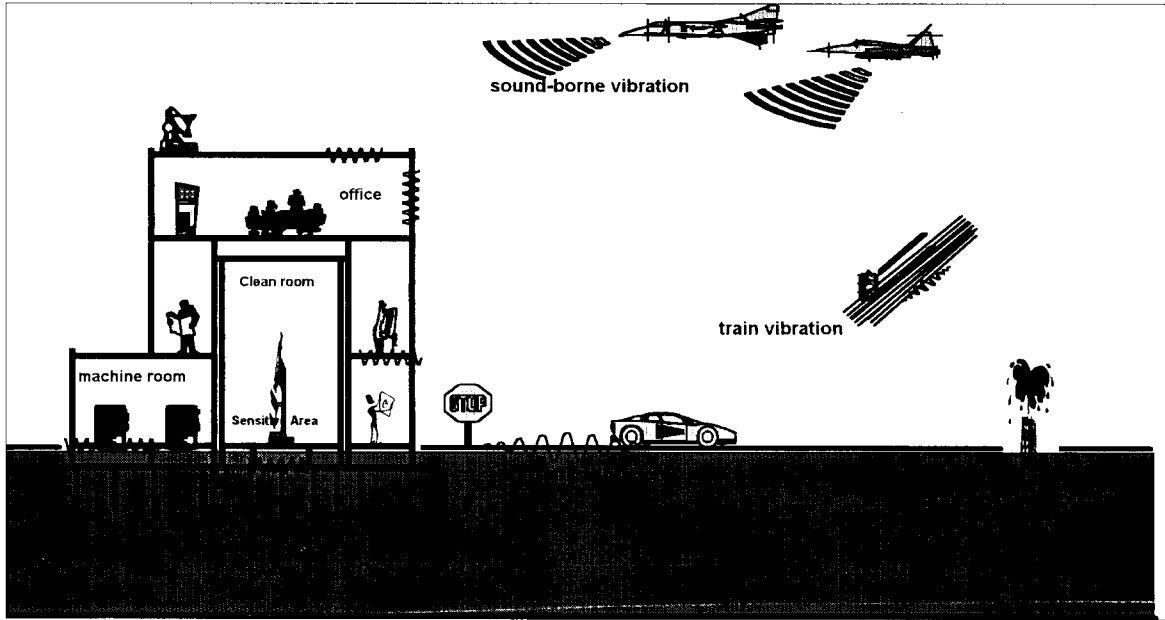
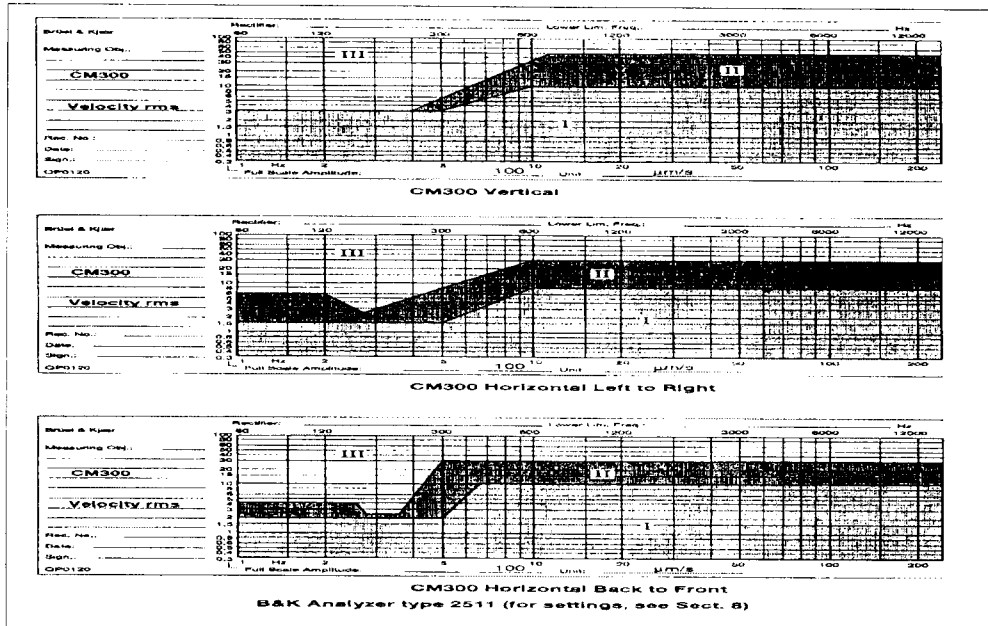


Fig. 1 Schematic figure for the propagation of vibration from typical major sources to the sensitive area



※. Region I: Vibration up to this level do not need special attention. The microscope may therefore be installed without delay.
 Region III: The site is definitely unsuitable, installation is not recommended.

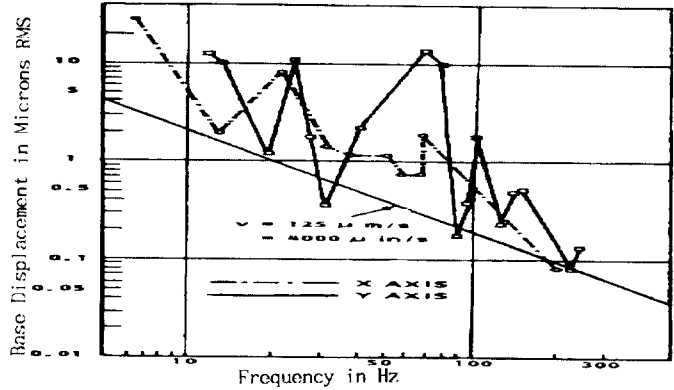
Region II: Vibration in area may affect High Resolution. If no better alternative site is available, reduction of the vibration level is possible by other means.

(a) CM300(Transmission Electron Microscopes) Vibration sensitivity graph⁽¹¹⁾

Fig. 2 Continued

Equipment	Vibration Criteria
Auto Probe (model M5, Park Scientific Instruments) ⁽¹²⁾	- Frequency range 0.5~10Hz displacement <math><0.2\mu\text{m}</math>, frequency range >math>10\text{Hz}</math> velocity $60\mu\text{m/s}$.
IMS 6F	- >math>5\mu\text{m}</math> (frequency range 0.4~200Hz)
Microbeam Ion Gun (model 06-650, Physical Electronics)	- Velocity less than $6.35\mu\text{m/s}$ over the range 1 to 100Hz as measured with one-third octave bandwidth (Based on BBN†† Criteria D)
SEM	- 1Hz : less than $2.5\mu\text{m}$ p-p 2Hz : less than $1.5\mu\text{m}$ p-p 3Hz : less than $2.0\mu\text{m}$ p-p 5Hz : less than $3.0\mu\text{m}$ p-p 10Hz upward : less than $3.0\mu\text{m}$ p-p

(b) Vibration criteria of a precision equipment



*. Solid curve corresponds to vertical and dotted curve to horizontal base vibration. The straight line represents constant velocity which is approximate lower bound to data. (Data from Perkin-Elmer document MLD 00254 "Macralign Sensitivity to Floor Vibration and Acoustic Disturbances.")

(c) Vibrational base displacements of Perkin-Elmer Micralign Model 341 resulting in 0.1 micron image motion.⁹

Fig. 2 Example of vibration criteria for a precision equipment

하고도 정확한 진동허용규제치(vibration criteria)를 장비 제작자가 사용자에게 제시할 필요가 있다. 이는 장비 운용의 신뢰성을 확보할 수 있을 뿐만 아니라, 진동허용규제치의 불확실성으로 인한 건물의 과다 설계나 미비한 방진 및 내진 대책으로 인한 문제를 사전에 예방할 수 있다. 이러한 이유로 고정밀장비의 진동허용규제치는 장비 제작자가 사용자에게 반드시 제출해야 하는 하나의 사양으로 인식되고 있지만, 대부분 국내의 장비제작사에서는 상세한 진동허용규제치를 제시하지 못하고 있는 실정이다. Fig.

2는 장비 제작사가 사용자에게 제출하는 장비의 진동허용규제치의 예를 보여주고 있는데 장비의 주파수 특성 및 정밀도 측면에서 불확실한 영역이 많아 미소한 진동을 제어해야 하는 구조설계자 관점에서는 불충분 자료이다. 진동허용규제치를 해석적인 방법을 통하여 구할 수 있지만, Fig. 3의 예에서 보는 바와 같이 고정밀 장비는 여러 종류의 재료와 부품으로 조립되어 있기 때문에 동적으로 모델링하여 해석적으로 신뢰성 있는 진동 허용규제치를 결정하기에는 많은 노력과 시간이 필요하다. 따라서, 일반적으로 제시되는 반도체 생산, 가공, 검사를 위한 고정밀 장비나 기타 고정도의 설비들에 있어서 진동허용규제치는 진동성능시험(vibration test)을 통하여 결정하고 있지만, 이러한 진동성능시험을 통한 진동허용규제치의 결정문제도 그렇게 용이하지 않다⁽¹⁰⁾. 본 논문에서는 정밀도를 유지하면서도 간편하게 고정밀장비의 진동허용규제치를 구하기 위하여 주파수응답함수(Frequency Response Function, FRF)를 이용하는 새로운 방법을 모색하였다. 제안된 방법의 유용성을 확인하기 위하여 컴퓨터의 정보입출력 장치인 HDD(Hard Disk Driver)의 진동허용규제치를 결정하는 것에 적용하였다.

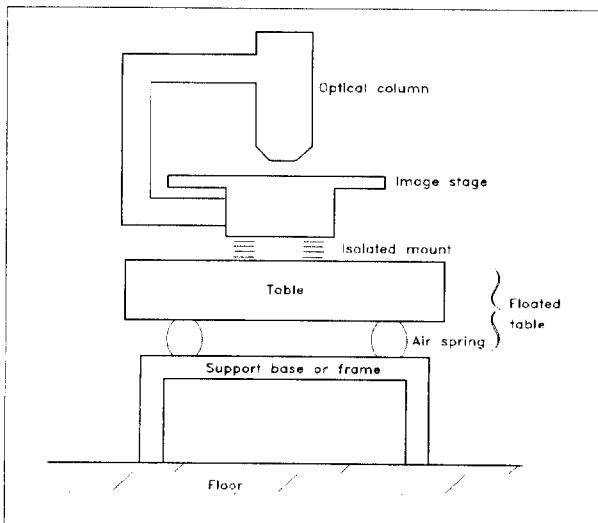


Fig. 3 Typical piece of an optical equipment

2. 본 론

2.1 진동 허용규제치의 결정

장비에 있어서 진동허용규제치(vibration criteria)

는 두 가지 관점에서 정의되고 있다. 하나는 펌프, 모터, 엔진, 발전기 등 진동 발생장비(vibration source)의 유지보수 차원에서 장비 자체의 특징 위치에 대한 진동을 제한하는 것과 다른 하나는 전자현미경, 노광장비, 컴퓨터시스템, 관성항법장치, 항해장치, 정밀측정기기 등 자체 발생진동원이 미약하거나 존재하지 않는 정밀장비가 외부의 입력 진동으로 인하여 민감한 성능 변화를 야기시키는 문제를 예방하는 차원에서 진동을 제한할 필요가 있는 경우로 구분된다. 전자에 대한 규정은 ISO 2372, 2373에서 일반 회전기기의 종류에 따라 규제하고 있으며, KS V 0916-1993에서는 선박의 기관부 기기류의 진동허용치 기준에 대하여 정리하고 있다. 이는 진동 발생장비의 진동저감과 유지보수 차원에서 제한하는 것으로서 어떠한 장비에 대해서도 필요에 따라 장비 제작사나 사용자가 제안할 수 있는 사항이다. 그러나, 후자의 경우에는 관점에 따라 또 다시 두 가지로 분류될 수 있다. 첫 번째로는 KS V 8016-1985(선박용 전기기구의 진동 검사 통칙), KS B 8144-1992(철도 차량 부품의 진동 시험 방법),

KS W 7012-1987(일반 항공기용 전자기기 환경 시험 방법), MIL-STD-810(Environment Test Methods), MIL-STD-167-1(SHIPS)(Mechanical Vibrations of Shipboard Equipment)와 같이 선박, 철도, 항공기 등과 같이 열악한 진동환경에 정착되는 장비는 어떤 정량적인 진동이 입력되더라도 충분히 본래의 성능을 계속적으로 발휘할 수 있도록 요구하는 진동 환경 시험(Vibration Environmental Test)에 대하여 정리하고 있다. 이러한 진동환경시험의 특징은 어떤 기준 진동을 설정하고 이러한 진동으로 실험장비를 일정시간 동안 가진(加振)하더라도 장비의 고유한 기능을 충분히 발휘해야 한다는 장비의 진동 내구성을 목적으로 하고 있다. 이러한 시험은 시험 대상이 되고 있는 장비에 대한 동적 특성(dynamic properties)이 전혀 고려되고 있지 않기 때문에 진동 가진 조건(exciting condition)이 주파수에 대하여 비교적 간단한 형태의 시험을 요구하는 특성이 있다^(13~15,17). 다른 하나의 관점은 진동환경시험(vibration environmental test)과 비교되는 시험으로서 장비의 진동허용규제치(vibration criteria)를

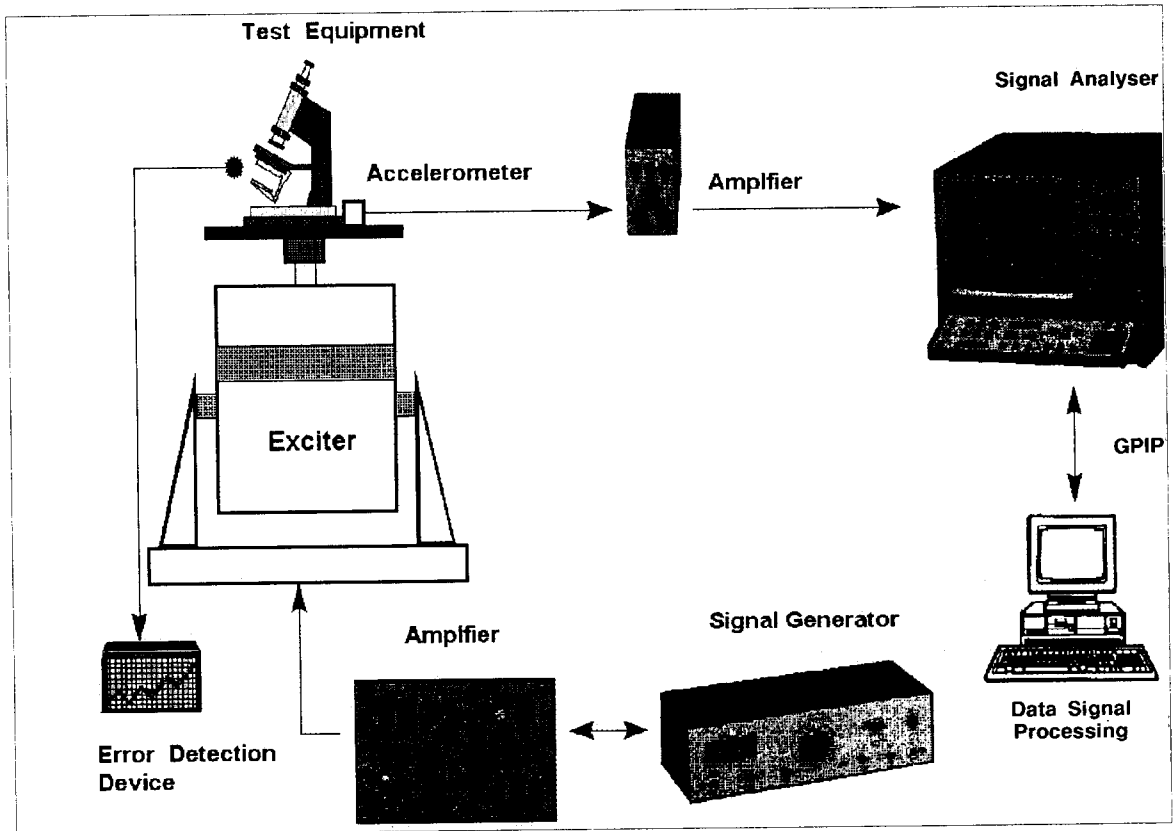


Fig. 4 Measurement and analysis system of vibration test for precision equipment

결정하기 위하여 수행하는 진동성능시험(vibration test)이다⁽¹⁰⁾. 이것은 시험 대상 장비가 기능상의 장애를 발생하는 외부 입력 진동이 어떠한가를 결정하는 시험으로서 장비의 동적 특성이 진동허용규제치에 잘 나타나게 된다. 이는 장비가 설치되는 위치의 외부 입력 진동(floor vibration)이 장비의 진동허용규제치 이하일 때만이 장비가 정상적으로 유지, 운영되기 때문에 장비의 동적(動的) 특정을 잘 알고 있는 제작사에게 사용자가 요구하는 사양이다. 이들 두 종류의 시험을 비교하면 아래와 같다.

- 진동환경시험(vibration environmental test) : 장비 설치위치의 진동환경제시, 사용자 위주의 관점, 시험결과는 장비 이상 유무만 결정.
- 진동성능시험(vibration test) : 장비의 진동환경제시, 제작자 위주의 관점, 시험결과는 장비의 진동허용규제치 결정.

진동환경시험은 선박, 자동차, 항공기 등과 같이 진동환경이 열악한 곳에 탑재되는 장비에 대하여 실시하는 반면, 진동성능시험은 반도체 생산, 검사 등과 같은 고정밀 장비에 대하여 시행하고 있다. 진동성능시험과 FRF법을 이용하여 진동허용규제치를 결정하는 절차에 대하여 비교, 정리하였다.

(1) 진동성능시험(vibration test)을 이용한 방법

일반적인 진동성능시험을 통하여 진동허용규제치를 결정하기 위하여 사용되는 가진기 및 측정, 분석

시스템의 구성도는 Fig. 4에 나타내었으며, 진동성능 시험을 통한 장비의 진동허용규제치를 결정하는 절차차서(procedure)와 시험에 따른 문제점을 Fig. 5에 정리하였다.

(2) 주파수응답함수(FRF)를 이용한 방법

일반적용 반도체 공장에 사용되는 고정밀 생산, 검사 장비는 레이저 가공 장비(aligner, stepper)가 있고, 전자현미경(SEM, TEM) 등과 같은 검사, 측정 장비가 있다. 기타 분야에는 고용량 HDD 및 생산설비, 고밀도의 CD-Driver 및 CD 생산설비, 정밀세포이식 및 수술, 검사 의료장비 등이 있다. 이들 장비의 구조적 특성은 대부분 Fig. 3의 예에서와 같이 프로젝션부분(projection part, optical column)과 타겟부분(target part, image stage)으로 이루어져 있다. 이러한 구조의 정밀장비에서 진동 문제는 프로젝션부분과 타겟부분의 상대변위에 의하여 지배되며 상대변위의 특성은 장비 구조의 유연한 진동 모드(flexible mode)에 의하여 결정된다. 프로젝션부분과 타겟부분의 진동으로 기인하는 상대진동변위(relative displacement of vibration)는 입력 진동 위치와 프로젝션부분, 타겟부분 두 위치 사이의 주파수응답함수(FRF)를 이용하여 결정할 수 있다. Fig. 6에서 p, q 점의 상대변위는 진동시스템 전체가 거동하는 강체운동 성분을 제외한 구조체의 유연한 모드(flexible mode)에 의하여 결정된다. 다시 말한다면 $o \rightarrow p$ 와 $o \rightarrow q$ 사이의 주파수응답함수(FRF)를 실험적으로 결정하고 이를 적절히 수치적으로 처리하므로써 o 점을 통하여 입력된 외부 진동에 대한 p, q 점 사이의 상대진동변위를 결정할 수 있다. 정밀장비의 가공, 검사 정밀도에 의하여 제한되는 p 점과 q 점 사이의 상대진동변위를 발생시키는 o 점의 입력 진동을 구하므로써 진동허용규제치(vibration criteria)가 결정된다.

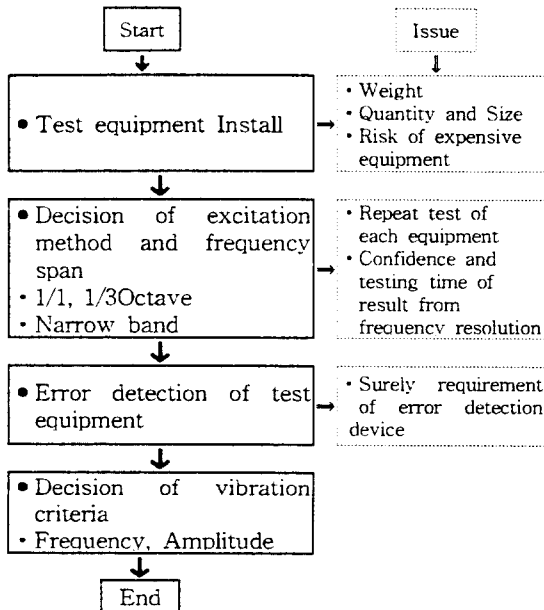


Fig. 5 Procedure of vibration test for a precision equipment

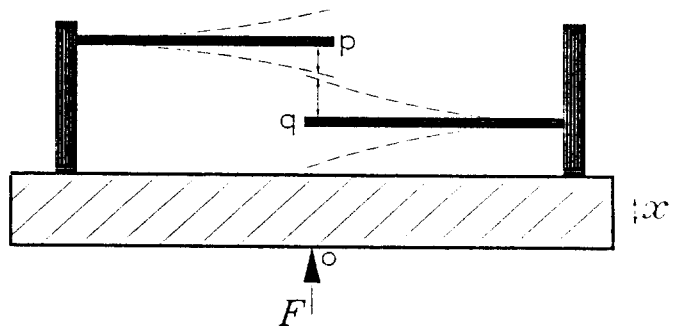


Fig. 6 Conceptual diagram of relative displacement of vibration

정밀장비에서 제한되는 상대허용진동변위(permissible relative displacement of vibration)는 장비 개개의 가공 정밀도와 분해능, 확대율등에 의하여 결정된다⁽²⁰⁾. 예로서 전자현미경에서 0.1 μ m의 분해능을 가지고 있을 경우, 프로젝션부분과 타켓부분의 상대진동 피크 변위가 0.05 μ m(위상차 180°) 이상이면 인접하는 패턴이 겹쳐져 보인다는 것을 의미한다. 여기에서 사람이 관찰하는 눈의 잔상, 대상을 촬영할 경우에는 카메라의 셔터 속도와 진동 주파수, 진폭의 상호관계를 분석하여 상대허용진동변위가 결정한다. 컴퓨터의 HDD의 경우는 데이터를 저

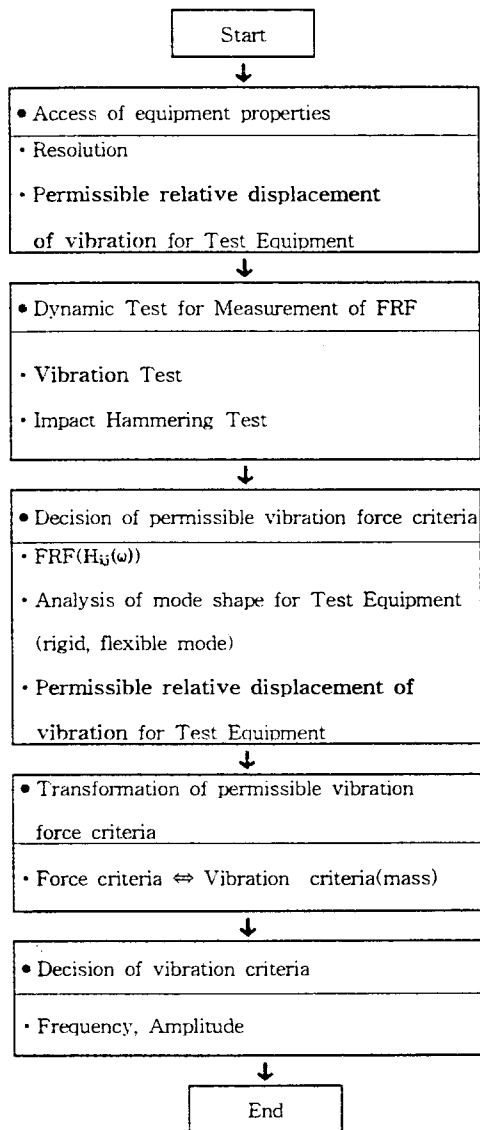


Fig. 7 Procedure of vibration criteria decision for high technology facilities using FRF method

장하는 미디어(media)부와 데이터를 입출력하는 헤드(head)부 사이의 상대진동변위에 의하여 HDD의 진동허용규제치가 결정된다. 주파수응답함수를 이용하여 실험적으로 진동허용규제치를 결정하는 기본이론을 2.1절의 (3)에 정리하였으며, 그 절차서는 Fig. 7에 나타내었다. 그리고 정밀장비의 FRF를 가진 실험(vibration exciting test)을 통하여 구하는 측정, 분석시스템을 Fig. 8에 나타내었다.

(3) 기본 이론

Fig. 6에서 $o \rightarrow p, q$ 점 사이의 동적 전달함수(transfer function)는 o 점의 입력 가진력(exciting force)에 대한 p, q 점의 출력 응답(vibration response)을 측정하므로써 실험적으로 구할 수 있다. 두 점 사이의 전달함수를 주파수응답함수법(Frequency Response Function Method)에 의하여 구할 경우, 기본적인 가정은 아래와 같다.

- 해석 구조물은 선형계이다. (The structure is a linear system)
- 구조물은 시간에 대하여 안정성이 보장된다. (The structure is time invariant)
- 구조물은 입력에 대하여 응답을 측정할 수 있어야 한다. (The structure is observable)

진동계가 선형계(linear system)이면 입력가진력과 출력응답의 관계는 다음과 같이 표현될 수 있다.

Fig. 9를 식으로 표현하면 식 (1)과 같이 정의된다.

$$X_j(\omega) = H_{ij}(\omega) F_i(\omega)$$

$$H_{ij}(\omega) = \frac{X_j(\omega)}{F_i(\omega)} \quad (1)$$

여기서, i : 응답스펙트럼(response spectrum in DOF i)

j : 가진스펙트럼(excitation spectrum in DOF j)

$F_j(\omega)$: 입력가진력(input force in DOF j)

$H_{ij}(\omega)$: 전달함수(transfer function in DOF i and j)

$X_i(\omega)$: 응답변위(response in DOF i)

선형 운동방정식에 전달함수를 도입하기 위하여 선형 운동방정식 (2)를 라플라스 영역(Laplace Domain)에서 다자유도 행렬 형태로 나타내면 식 (3)과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2)$$

$$S^2[M]\{X(S)\} - S[M]\{X(0)\} - [M]\{\dot{X}(0)\} + S[C]\{X(S)\} + [K]\{X(S)\} = \{F(S)\}$$

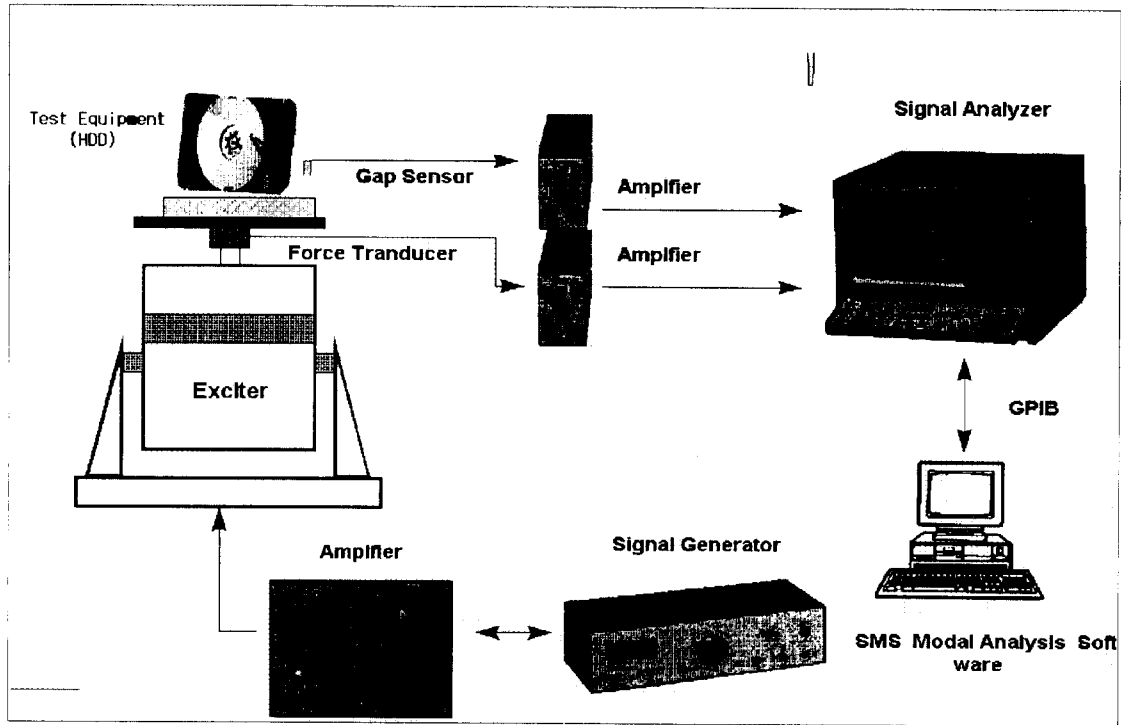


Fig. 8 Measurement and analysis system of FRF for a precision equipment

$$\{X(S)\} - [C]\{\dot{X}(O)\} - [K]\{X(S)\} = \{F(S)\} \quad (3)$$

초기 조건(initial condition)이 0(zero)이면 $\{X(O)\} = \{\dot{X}(O)\} = 0$ 가 되고, 식 (3)은 식 (4)와 같이 정리된다.

$$\{S^2[M] + S[C] + [K]\}\{X(S)\} = \{F(S)\} \quad (4)$$

라플라스 영역에서 전달함수는 식 (5)와 같이 된다.

$$[H(S)] = [S^2[M] + S[C] + [K]]^{-1} \quad (5)$$

식 (4)를 다자유도에서 풀어 쓰면 식 (6)과 같이 되고, h_{ij} 는 각 자유도에서 입력에 대한 출력의 비로 나타나는 전달함수이다.

$$\begin{matrix} \{X_n(S)\} & [h_{ij}(S)] & = & \{F_n(S)\} \\ \text{Laplace} & \text{Transfer Function} & \text{Laplace} & \\ \text{Transforms} & \text{Matrix} & \text{Transforms} & \\ \text{of} & & \text{of} & \\ \text{Responses} & & \text{Applied Forces} & \end{matrix} \quad (6)$$

$$F_j(\omega) \longrightarrow \boxed{H_{ij}(\omega)} \longrightarrow X_i(\omega)$$

input force transfer function response

Fig. 9 Model of a linear system

여기서, S : 라플라스 변수(Laplace variable(= $-\sigma + j\omega_d$))

$\omega_d = \omega_0(1 - \zeta^2)^{1/2}$: 감쇠고유진동수
(damped natural frequency)

ζ : 감쇠비(damping ratio)

σ : 감소율(decay rate)

ω_0 : 비감쇠고유진동수(undamped natural frequency)

$\{X(S)\}$: 변위응답의 라플라스변환(Laplace transform of displacement response(n by 1))

$\{F(S)\}$: 가진력의 라플라스변환(Laplace transform of applied force(n by 1))

주파수응답함수(Frequency Response Function)는 다음과 같이 정의된다. 라플라스 영역에서 $[H(S)]$ 전달함수 행렬은 다음과 같은 부분 전개 형태로 나타난다.

$$[H(S)] = \sum_{k=1}^n \left[\frac{[R_k]}{S - P_k} + \frac{[R_k^*]}{S - P_k^*} \right] \quad (7)$$

여기서, $[R_k]$ 는 K 번째 모드의 Residue 행렬이다. 전달함수 행렬은 폴(pole)과 고유치 벡터에 의해

다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[H(s) = \sum_{k=1}^n \left[\frac{A_k \{u_k\} \{u_{kk}\}^T}{s - P_k} + \frac{A_k^* \{u_k^*\} \{u_{kk}^*\}^T}{s - P_k^*} \right]] \quad (8)$$

여기서 A_k 는 k 번째 모드의 모드 형상(mode shape)의 크기를 결정하는 상수이다. 전달함수의 변수 s 의 실수부의 0이 되도록 하면 다음과 같은 주파수 응답함수 행렬을 얻을 수 있다.

$$[H(s)] = \sum_{k=1}^n \left[\frac{A_k \{u_k\} \{u_k\}^T}{j\omega - P_k} + \frac{A_k^* \{u_k^*\} \{u_k^*\}^T}{j\omega - P_k^*} \right] \quad (9)$$

여기서, u_k, u_k^* 는 k 번째 모드의 고유벡터이다.

일반적으로 구조물의 $[H(s)]$ 를 실험적으로 측정하면 각 자유도에 대한 동적특성이 결정된다.

2.2 컴퓨터의 HDD 적용 시험

HDD에 대하여 진동성능시험을 통한 방법과 FRF법을 이용한 방법을 이용하여 진동허용규제치를 결정하는 것에 대하여 비교 검토하였다.

(1) HDD의 진동성능시험

Fig. 4의 진동성능시험 측정, 분석시스템과 Fig. 5의 절차서에 따라 HDD의 진동 허용규제치를 구하였다. 시험에 사용된 컴퓨터의 HDD의 정상적인 동작 방식은 정보를 저장하는 미디어부(media part)가 3600rpm으로 고속 회전하고 헤드부(head part)는 상하 방향으로 약 $0.3 \sim 0.5 \mu\text{m}$ 부상한 상태에서 미디어의 금속 원판에서 필요한 데이터를 입출력한다⁽¹¹⁾. 실제적인 HDD의 진동허용규제치는 x, y, z 방향에 대하여 시험이 이루어져야 하지만, 본 연구는 진동허용규제치를 진동성능시험과 FRF법을 이용하여 결정하는 것을 비교, 검토하는 것이 목적이므로 HDD의 상하 방향에 한정하여 시험을 수행하였다. HDD의 상대허용진동변위를 헤드와 미디어 사이의 물리적 접촉이 일어나지 않게 하는 것이 목적일 경우, 가장 엄격한 값은 $0.3 \mu\text{m}$ 가 되지만, 데이터의 안정된 입출력을 위해서는 더 작은 값을 선택할 수 있다. 그러나 본 연구에서는 헤드부와 미디어부가 물리적 접촉이 발생하지 않는 값을 HDD의 상대 허용진동변위로 정하였으며, 진동성능 시험시 헤드와 미디어의 물리적 접촉을 확인할 수 있는 전기 장치를 고안하여 설치하였다. 그리고 미디어와 헤드의 부상 간격도 $98 \mu\text{m}$ 로 조정된 간격을 사용하였다. 진동성능시험을 수행할 경우, 시험 대상 장비를 어떻게 가진(加振)하고 응답을 측정 분석할 것인가를 결

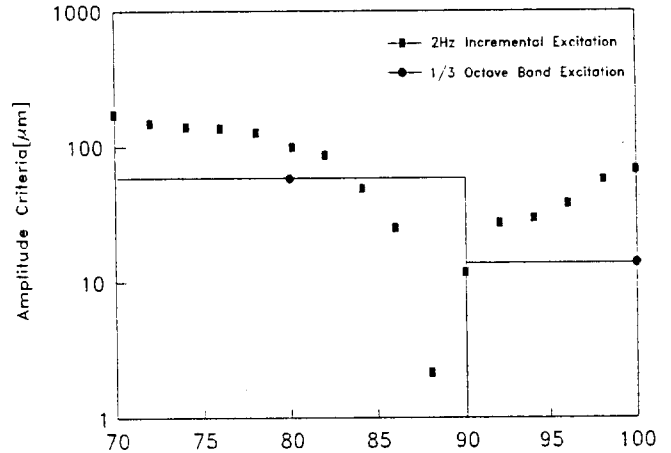


Fig. 10 Vibration criteria of HDD using vibration test

정해야 한다. HDD를 가진기(exciter)에 장착하고 각 입력 주파수에 대하여 가진기의 진폭을 헤드와 미디어가 물리적 접촉이 발생할 때 까지 증가시켜 이때의 진동값이 입력 주파수의 진동허용규제치가 된다. 협대역으로 유의 전 주파수 영역에 대하여 고분해능으로 진동성능시험을 할 경우 반복 실험으로 인하여 많은 시간과 노력이 필요하다. 반복 실험 회수를 줄이는 방법으로는 1/1, 1/3이나 기타 옥타브 밴드로 실험을 수행할 수 있지만, 하나의 밴드내의 응답이 좋은 특정 주파수가 대표값으로 결정되기 때문에 진동허용규제치가 실제보다 엄격하게 평가되는 문제가 발생할 것으로 예상된다. Fig. 10에는 2Hz 주파수 분해능의 협대역과 1/3 옥타브 가진에 대한 진동허용규제치를 비교하였다.

가진 범위는 진동허용규제치가 가장 엄격한 헤드의 1차 고유진동수 영역에 대하여 중점적으로 실험을 수행하여 비교하였다. 1/3 옥타브 가진은 랜덤(random) 신호를 1/3 옥타브 밴드 패스 필터(1/3 octave band pass filter)를 이용하여 가진기를 구동하였다. 협대역의 가장 엄격한 88Hz 주변의 진동치가 1/3 옥타브밴드 중심주파수 80Hz에서 진동허용규제치가 결정될 것으로 예상되지만, 실험 결과를 정리한 Fig. 10에서는 의외로 84Hz의 진동값을 대표값으로하여 나타나고 있다. 이는 80Hz 1/3옥타브밴드 중심주파수에서 가장 엄격한 88Hz는 밴드 패스 필터의 외각 부분에 분포하여 가진 신호가 파소 평가된 것이 하나의 원인으로 추정된다.

(2) FRF법의 이용

FRF법에 의한 방법은 HDD 프레임의 헤드와 미디어의 접점 끝단 위치에서 각각의 FRF를 구하고

몇 가지 계산 과정을 통하여 결정할 수 있다. 헤드와 미디어 사이의 상대진동변위는 헤드와 미디어의 유연한 모드(flexible mode)에 의하여 결정되기 때문에 HDD를 전체를 가진 시켜서 FRF를 측정할 경우, 강체 모드(rigid mode) 성분은 제거하여야 한

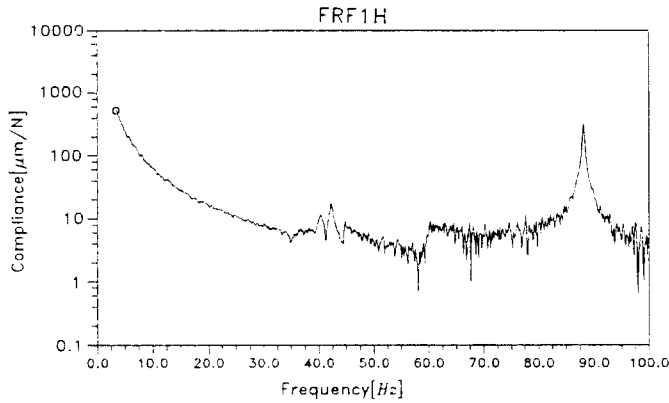


Fig. 11 FRF curve of HDD head part

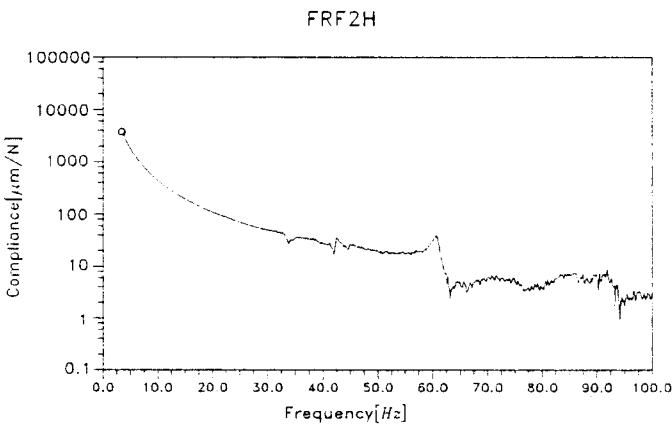


Fig. 12 FRF curve of a HDD media part

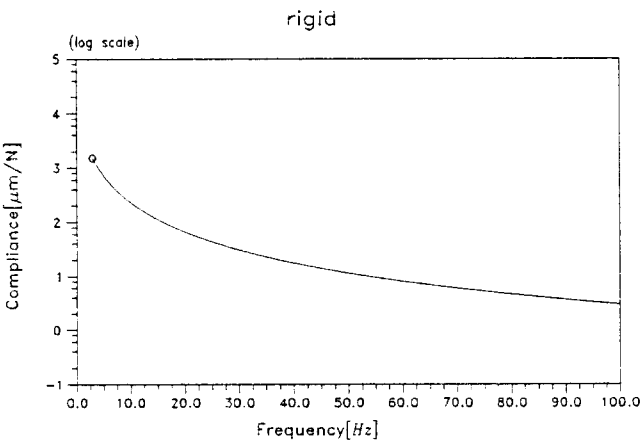


Fig. 13 FRF curve of the rigid motion

다. 그리고 정확한 진동허용규제치를 결정하기 위해서는 헤드와 미디어의 각 주파수에 대한 상호 위상차를 고려하여야 한다. 즉 180° 차이가 날 경우 헤드와 미디어의 FRF를 더하므로써 단위 가진력(exciting force)에 대한 상대진동변위(relative displacement of vibration)가 결정되고 0°일 경우 FRF를 상호 제(除)하여 절대값을 취하므로써 헤드와 미디어의 상대진동변위를 구할 수 있다⁽¹⁾. 그 과정을 Fig. 11~15에 나타내었다.

Fig. 15는 미디어와 헤드의 상대진동변위가 98μm가 되는 HDD 프레임에 입력되는 가진력 제한치인 가진력허용규제치이다. HDD나 정밀장비가 설치되는 구조물에서 HDD나 정밀장비의 베이스 프레임에 입력되는 가진력(exciting force)을 측정하거나 찾는 것은 어려운 일이다. 그러므로 가진력 허용규제치를 진동허용규제치로 변환시켜야 한다. 이러한 과정을 수식화하기 위하여 진동성능시험의 동적 특성을 Fig. 16과 같이 모델링하여 식을 유도하였다.

가진기에 의하여 HDD를 가진시킬 경우 가진기의 입력에 대한 HDD의 응답이 Fig. 16과 같이 모델링된다. 이 경우 가진기에서 HDD에 전달되는 전달률은 식 (10)과 같다.

$$T_r(\omega) = \frac{1 + \left(2\zeta \frac{\omega_e}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega_e^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega_e}{\omega_n}\right)^2}} \quad (10)$$

여기서,

- T_r : 전달률 (transmissibility)
- ω_n : 진동계의 고유진동수 (natural frequency of anti-vibration system)
- ω_e : 가진 주파수 (exciting frequency)
- ζ : 감쇠비 (damping ratio)

정현파 입력에 대하여 HDD의 진동변위 x 는 식 (11)에 의하여 결정된다.

$$\begin{aligned} x &= T_r \cdot x_0 \\ \dot{x} &= \omega_e^2 \cdot T_r \cdot x_0 \end{aligned} \quad (11)$$

이때, HDD (mass: m)는 자체의 질량만큼의 관성력(F_m)을 받게 된다.

$$F_m = m \cdot \dot{x} \quad (12)$$

식 (11), (12)를 정리하면 식 (13)을 얻을 수 있다.

$$T_r = \frac{F_m}{m\omega_e^2 x_0} \quad (13)$$

이때, 가진기와 실험장비 사이의 연결부가 충분한

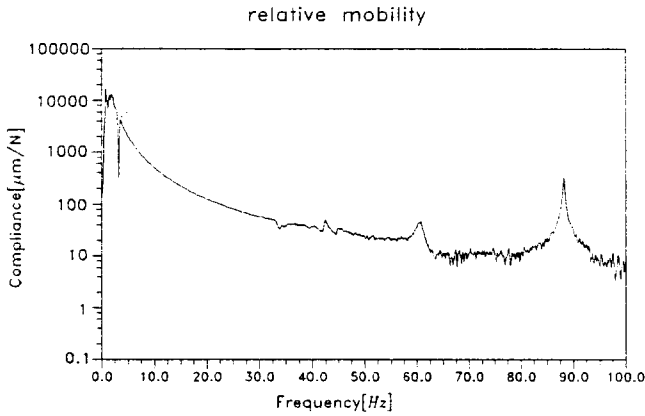


Fig. 14 FRF curve for the relative displacement between HDD head and media part

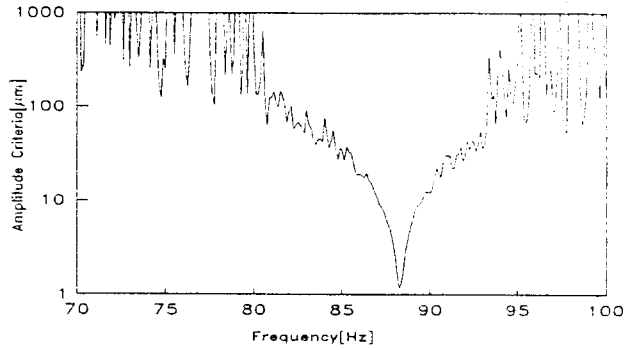


Fig. 17 Vibration criteria causing the relative vibratory displacement of 98μm

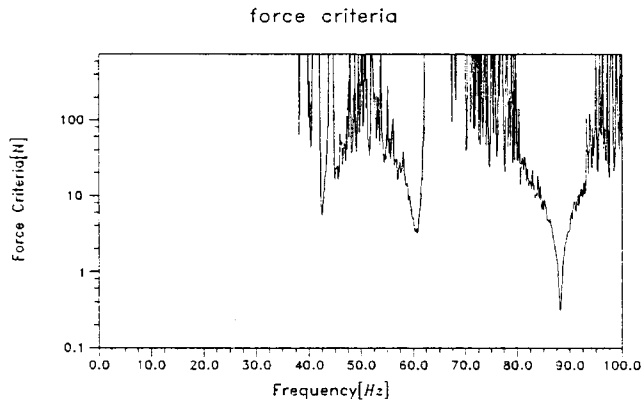


Fig. 15 Vibration criteria for exciting force causing the relative vibratory displacement of 98μm

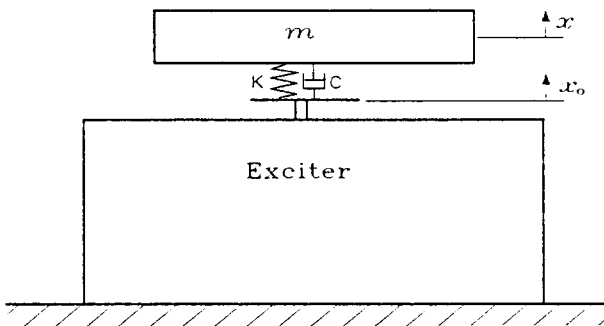


Fig. 16 Schematic modeling for the Vibration test

강성을 가지고 있다면 전달률 T_r 은 1이 되며, 식 (13)은 식 (14)와 같이 된다.

$$F_m = m\omega^2 x \quad (14)$$

F_m 에 가진력 허용규제치값을 대입하고 HDD의 질량 885 g을 대입하면 Fig. 17과 같은 주파수에 대한

진동허용규제치를 결정할 수 있다.

3. 고찰 및 결론

본 연구에서는 기존에 이용되고 있는 정밀장비의 진동허용규제치를 결정하는 방법에 대하여 검토하였고 이들의 단점을 보완하기 위한 FRF법을 이용하여 진동허용 규제치를 결정하는 새로운 방법에 대한 시험 방법과 절차서를 제시하였다. 물론 해석적인 방법을 통한 진동허용규제치 결정이 가장 손쉽고 바람직스럽지만, 정밀장비의 특성이 구조는 복잡한 반면에 다루어야 할 동적 변위응답은 마이크로미터 (micrometer) 이하의 극한적으로 작은 값이기 때문에 해석적인 방법으로 신뢰할 만한 결과를 얻기는 어렵기 때문에 일반적으로 진동성능시험을 통하여 진동허용규제치를 결정하고 있지만, 앞에서 언급한 바와 같이 여러가지 현실적인 문제점으로 인하여 실제 사용하는데 어려움이 많다. 그러나, 본 논문에서 제안한 FRF법을 이용하여 진동허용 규제치를 결정하면 시험은 매우 간편하면서도 정밀도는 Fig. 10과 Fig. 17에서 비교하는 것과 같이 진동성능시험보다 향상된 결과를 얻을 수 있다. 그러나, 장비의 특정 위치의 FRF를 구하는 실험적인 방법에는 여러가지가 있지만 특히, 충격가진(衝擊加振)을 이용하는 방법은 가진기(加振機)를 이용하는 방법에 비하여 훨씬 실용적이고 간편하다. 향후 이러한 FRF를 구하는 방법과 이를 다양한 분야에 응용하기 위한 보다 많은 연구가 수행되어야 할 것으로 사료된다.

참고 문헌

- (1) 이흥기, 박해동, 최현, 배기선, 김두훈, 1995,

- 정밀장비의 미진동제어 기술에 관한 연구(HDD CELL진동제어), 한국소음진동공학회, '95 춘계 학술대회논문집, pp. 233~239.
- (2) SMS STAR Theory and Application, Issue A : 25 January 1990.
- (3) D. J. Ewins, Modal Testing ; Theory and Practice, Research Studies Press.
- (4) ANSI S2.32-1982, Methods for the Experimental Determination of Mechanical Mobility, Part II.
- (5) 이흥기, 권형오, 1992, 구조물의 실험적 진동에 측기술에 관한 연구, 한국소음진동공학회, '92 추계학술대회 논문집
- (6) Sang Kyu Park, Hong Ki Lee and Hyeong Oh Kweon, 1993, Vibration Control of Synchrotron Right Source Building Using Experimental Modal Analysis, ASIA-Pacific Vibration Conference '93, Session : Control & Measurement in Mechanical Systems.
- (7) Eric E. Ungar, 1985, Designing Sensitive Equipment and Facilities, Mechanical Engineering.
- (8) Eric E. Ungar, 1990, Vibration Control Design of High Technology Facilities, Sound and Vibration.
- (9) Donald E. Baxa, 1985, Vibration Control Wafer Manufacturing Facilities, Semiconductor International, pp. 123~126.
- (10) PERKIN-ELMER Semiconductor Equipment Group, Micralign M500 Sensitivity to Floor Vibration and Acoustic Disturbances, MLD 0036, 1989.
- (11) Philips Electron Optics, PW6041/xx ; CM300 Series Transmission Electron Microscopes Pre-Installation Manual, First Edition 4822 870 10409 940927, pp. 8.1~8.4
- (12) Park Scientific Instruments, 1995, PSI Products Bulletin-Facility Requirements for Auto-Probe M5, Release #6.
- (13) KS V 8016-1985, 선박용 전기기구의 진동 검사 통칙.
- (14) KS B 8144-1992, 철도 차량 부품의 진동 시험 방법.
- (15) KS W 7012-1987, 일반 항공기용 전자기기 환경 시험 방법.
- (16) MIL-STD-810, Environment Test Methods.
- (17) MIL-STD-167-1 (SHIPS), Mechanical Vibrations of Shipboard Equipment.
- (18) ISO 2372, Mechanical Vibration of Machines with Operating Speeds from 10 to 200rev/s-Basis for Specifying Evaluations.
- (19) ISO 2373, Mechanical Vibration of Certain Rotating Electrical Machinery with Shaft Heights between 80 and 400mm-Measurement and Evaluation of the Vibration Severity.
- (20) B. J. Lin, 1989, Vibration Tolerance in Optical Imaging, SPIE, Vol. 1088 Optical/Laser Lithography II, pp. 106~114.