

# Spin Etcher의 진동 분석

임경화\* · 이은경\*\* · 조증근\*\*\*

## Vibration Analysis of Spin Etcher

Kyung-Hwa Rim\*, Eun-Kyung Lee\*\*, and Jung-Keun Cho\*\*\*

### ABSTRACT

Spin etcher can process frontside and backside on the wafer, which is used for etching, stripping, cleaning and wafer reclamation. A new generation of spin etchers has been designed to meet 300mm wafer processing. The larger header and higher spin speed make vibration problem a severe problem in developing equipments. This study shows schematic process of solving practical vibration problems, where it is required to analyze the principal causes of vibration problem and find out the method of vibration reduction in spin etcher. The vibration under normal operation is measured in time domain and is analyzed in frequency domain. And modal parameters are obtained through modal test. Using the modal parameters from experiments, the model of finite element method is formulated. From diagnosis using many measurements and analyses, it can be shown that main cause of vibration is unbalance of head.

**Key Words :** Spin Etcher(스핀에처), Vibration Reduction(진동 저감), Modal Test(모드시험), Resonance(공진), Rotating System(회전체), Unbalance(불평형)

### 1. 서 론

반도체 제조장비 중에 정밀도가 요구되는 장비인 경우는 진동에 대한 해석과 분석 기술이 절대적으로 필요하다. 더욱이 최근에는 공정고속화와 함께 300mm(12인치) 웨이퍼에 대처하기 위하여, 장비를 개발하는 경우는 진동에 대한 기술이 더욱 필요한 핵심기술로 대두되고 있다. Spin Etcher는 식각(Etching), 스트리핑(Stripping), 세정(Cleaning) 공정을 웨이퍼의 앞면과 뒷면에 동시에 처리하는 반도체 제조장비이다. 차세대 300mm 웨이퍼 제작을 위하여 Spin Etcher의 회전체 헤드의 직경이 커지고 회전속도가 증가하면서, 진동이 발생하여 여러 가지 문제를 유발하고 있다.

본 연구의 목적은 차세대 300mm 웨이퍼의 제조장비인 Spin Etcher의 진동을 진단하고 진동 저감 해결책을 제시하는데 있다.

연구 방법은 스펙트럼 분석(spectrum analysis)과 모

드시험(modal test)을 통하여 진동의 원인을 분석하고, 유한요소법(finite element method)의 CAE해석과 벨트동특성 해석을 통하여 다른 진동요인도 분석하고자 한다[1, 2, 3]. 최종적으로 분석결과를 토대로 개발중인 Spin Etcher의 설계대책을 제시하고자 한다.

### 2. 시스템 분석

#### 2.1. 진동가속도 측정

Fig. 1과 같이 Spin Etcher는 회전 헤드, DC 모터, 노즐(nozzle), 프레임(frame)으로 구성되어 있다. 정상 운전 중에 실제 작업을 하면서 진동가속도를 측정하였다.

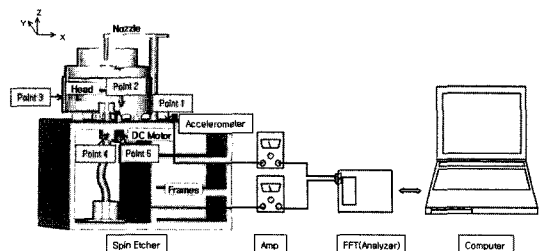


Fig. 1. Schematic diagram of experimental setup.

\*한국기술교육대학교 제어시스템공학과  
 \*\*한국기술교육대학교 대학원 기계공학과  
 \*\*\*㈜ 한국디엔에스

**Table 1.** Position & direction of measurements.

Position	Direction	
Point 1	Base	Z
Point 2	Protection of Case	Y
Point 3	Protection of Case	X
Point 4	Case of Rotor	X
Point 5	Case of Motor	X

**Table 2.** Measured vibration acceleration

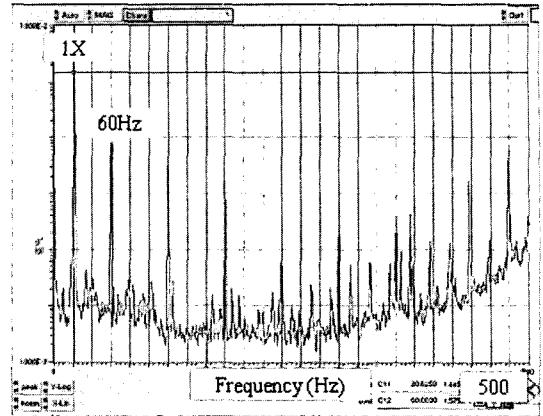
Measurement Point	Vibration Acceleration (G)		
	Max	Min	rms
Point 1	0.048	-0.035	0.016
Point 2	0.066	-0.042	0.026
Point 3	0.056	-0.049	0.035
Point 4	0.082	-0.067	0.034
Point 5	0.018	-0.299	0.145

2.1.1 위치별 진동가속도 측정

Spin Etcher의 회전체를 정상 속도인 1250rpm 회전 속도로 고정시키고, 이때 발생하는 진동량을 위치별 (Fig. 1, Table 1)로 가속도 센서를 이용하여 측정하였다. Table 2는 각 위치 별로 측정된 진동가속도이다. 대략 0.15G (G:중력가속도) 이내의 진동가속도가 발생하고 있고, 모터 케이스(case)의 수평방향 (point 5)에서 가장 큰 진동이 발생함을 알 수 있다. Blake진동허용곡선[4]에서 언급한 진동 허용치를 고려하면, 기계 손상 관점에서는 진동 상태가 양호함을 할 수 있다. 또한 Fig. 2의 진동가속도의 스펙트럼 상에서는 회전주파수의 1X 성분(1250rpm)이 다른 주파수 성분에 비해 상대적으로 크고, 전원 잡음으로 추정되는 60Hz와 배수들도 존재함을 알 수 있다.

**Table 3.** Measured vibration acceleration.

Speed (rpm)	Vibration Level of Measurement Point (G)			
	Case of Rotor : X		Base : Z	
	Max	Min	Max	Min
0	0.0425	-0.0068	0.0123	0.0031
1000	0.0481	-0.0429	0.0255	-0.0155
1100	0.0521	-0.0522	0.0322	-0.0145
1200	0.0721	-0.0681	0.0332	-0.0137
1300	0.0758	-0.0637	0.0306	-0.0146
1400	0.0795	-0.0508	0.0342	-0.0258
1500	0.0726	-0.0699	0.0475	-0.0293

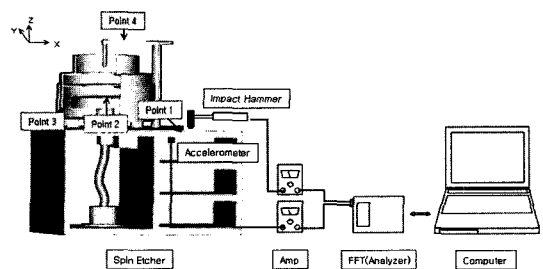


**Fig. 2.** Auto-spectrum : point 3.

2.1.2 속도별 진동가속도 측정

Spin Etcher를 1000rpm부터 1500rpm까지 100rpm씩 속도를 높여 회전시키면서, 각각 속도에서 회전축 케이스(case)와 베이스(base)에서 진동가속도를 측정하였다. Table 3의 실험결과에서도 볼 수 있듯이 1100rpm에서 1200rpm으로 회전속도를 변화할 때 진동이 상대적으로 커지다가, 1200rpm 이후에는 거의 일정한 진폭을 보이고 있다. 그러므로 1100rpm~1200rpm 사이에 회전판(spin head)에 진동이 증폭되는 것으로 추정할 수 있다. 회전체가 정지한 상태에서도 진동이 측정되는 것은 주변 기계의 진동에 기인한 것이다.

2.2. 모드 시험(Modal Test)



**Fig. 3.** Schematic diagram of experimental setup

**Table 4.** Positions of measurements.

	Sensor	Impact Hammer
Point 1	Base	Base
Point 2	Spin Head	Spin Head
Point 3	Spin Head	Spin Head (90°C Trans.)
Point 4	Nozzle Arm	Nozzle Arm

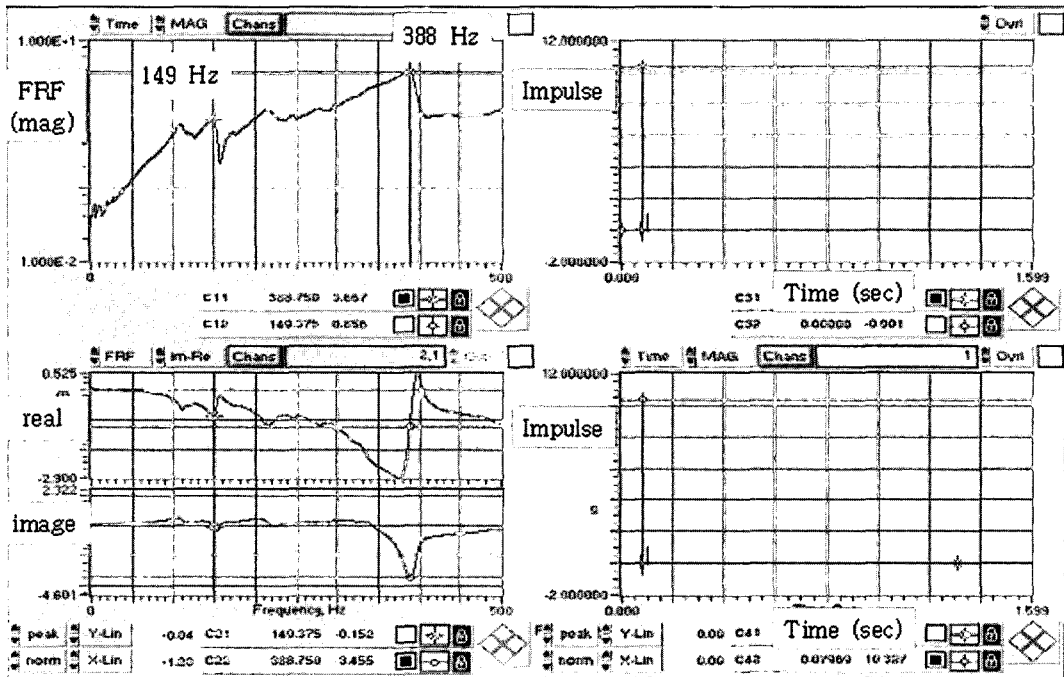


Fig. 4. Measured transfer function at head.

Table 5. Measured natural frequencies.

Mode	1st (Hz)	2nd (Hz)
Base	220	318
Spin Head	149	388
Spin Head 90°	153	380
Nozzle Arm	433	

모드시험(modal test)을 이용하여 Spin Etcher의 각 요소별로 고유진동수를 측정하였다. Fig. 3과 같이 충격해머(impact hammer)와 가속도 센서를 이용하여, Table 4와 같은 입출력 위치에 대해서 고유진동수를 측정하였다. 각 요소별로 측정된 전체 모드(global mode)와 국부 모드(local mode)의 고유진동수는 Table 5와 같다. 모드시험 측정치중에 하나인 Fig. 4는 회전판(spin head)의 측정된 전달함수를 보여주고 있다. 회전판의 주요 모드가 388Hz 근처에 있지만 149Hz 근처에 국부 모드도 있음을 알 수 있다. 주요 모드의 고유진동수가 20Hz 내외의 회전속도보다는 상당히 크므로 회전체를 강체(rigid)로 간주하여도 무리가 없음을 알 수 있다. 또한 베이스(base)의 주요 모드는 220Hz 이상이지만 100Hz 이하에도 국부 모드(local mode)가 있음을 확인하였다. 이 국부 모드들은 1100-1200 rpm으로 회전할 때 발생된 과다 진동의 요인으로 추정되었다.

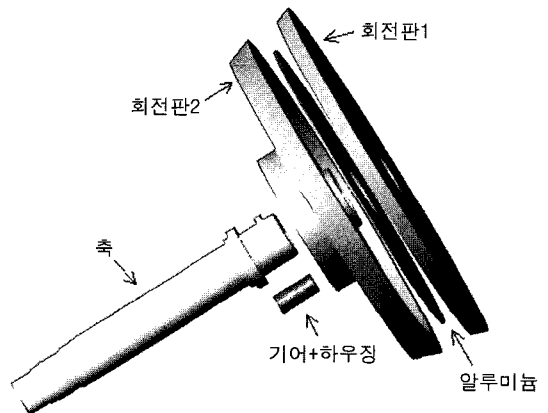


Fig. 5. Spin Etcher Modeling (3D).

### 3. 유한요소법을 이용한 수치해석

Spin Etcher의 동특성을 검증하기 위하여 기존 유한요소법의 패키지인 Patran을 이용해 수치해석을 시행하였다. 가능한 정확한 회전체의 모델링을 위하여 AUTO CAD 데이터에 근거하여 Solidworks를 이용해 Fig. 5와 같이 3D 모델링 하여 조립하였다. 유한요소 모델링은 모두 솔리드 요소(solid element)로 구성되었으며 총 자유도 수는 21,762 개이며, 베어링 부분은 고정 조건(fixed condition)을 주었다.

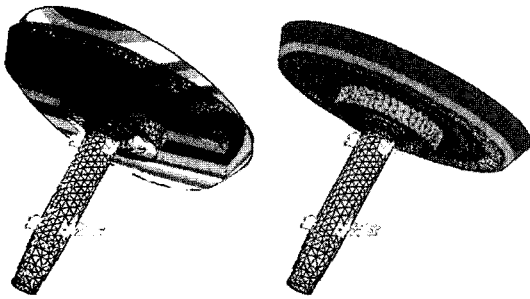


Fig. 6. Mode shapes

Fig. 6은 저차 모드의 모드형상(mode shape)과 고유진동수이다. 실험에서 구한 고유진동수(388Hz)와 비교해볼 때 약간 차이가 남을 알 수 있다. 이 같은 사실은 모델링 과정에서 실제 Spin Etcher 회전판의 복잡한 형상을 단순화하며 생긴 오차라고 볼 수 있다. 그러나 유한요소법 해석(FEM Analysis)을 통해서 알아보고자 한 것은 전체 회전축의 거동과 불평형(unbalance)이 위치한 회전판의 거동을 보기 위한 것이었다. 예상대로 좁은 간격의 베어링으로 구속되어 있는 회전체의 축에 비해 회전판의 거동에 관련된 모드가 저차모드임을 알 수 있다. 또한 1차 고유진동수가 회전속도에 비해 상당히 크고 동특성 설계에는 문제가 없는 것으로 판단할 수 있다. 추후 설계 변경시에는 이 모델을 이용하면 동특성의 변화를 예측할 수 있을 것이다. 회전판의 경우 복합재료임으로 주어진 탄성계수를 적절히 조절하여 해석을 수행하였다.

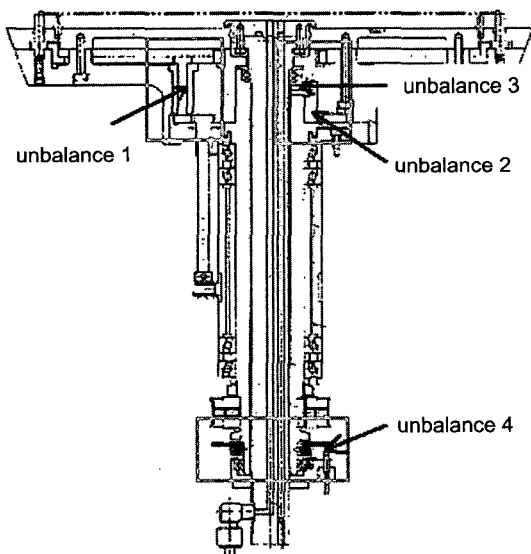


Fig. 7. Positions of unbalance.

Table 6. Calculated unbalance.

No	Unbalance (g · mm)	Position
1	748	Head
2	76	Head
3	54	Shaft
4	67	Shaft

Table 7. Comparison with criterion of ISO 1940.

Calculated total unbalance	767 g · mm
Criterion of ISO 1940 for unbalance	240 g · mm

## 4. 진동문제점 분석 및 대책

### 4.1. 회전체의 질량 평형(mass balance)

불평형 진동의 특징은 반경(radial) 방향으로 발생하며, 회전속도에 비례하여 진동이 증가한다. 또한 진동의 주파수 성분은 회전주파수(1X)에 해당하는 주파수 성분이 상대적으로 크게 나타난다. 개발하고 있는 Spin Etcher의 모델은 Fig. 7과 같이 내부에 상당한 비대칭적인 질량분포가 존재하였다. Fig. 7에 나타난 각 위치의 불평형량은 Table 6과 같이 해석되었다. 불평형량의 대부분은 불평형 1에 의해서 발생하는 것을 알 수 있다. 불평형 3의 경우 회전판과 접하는 곳에 존재하므로, 불평형 1, 2와 같이 회전부의 불평형량 합으로 계산할 수 있다. ISO 1940은 현장에서 생산되는 회전체의 밸런싱에 대한 품질 규격으로 허용치 산출 및 제한할 때 사용되는 규격이다. 이 규격을 이용하여 고려하는 Spin Etcher의 허용 잔류 불평형을 산출할 수 있다. Table 7은 Spin Etcher 회전부의 불평형량과 ISO1940의 허용 잔류 불평형량을 비교한 것이다. Table 7에서 알 수 있듯이 현재 불평형량은 상당히 큼을 알 수 있다.

그러므로 앞의 스펙트럼 분석 결과와 함께 불평형치 해석을 통하여 통해 불평형에 의한 진동이 중요한 요인임을 뒷받침하고 있다. 그래서 회전체를 제작한 후 밸런싱(balancing) 작업을 추가로 수행해야 할 것이다.

### 4.2. 벨트에 의한 진동

개발된 Spin Etcher의 모델은 다른 모델과 달리 회전체의 축과 DC모터가 벨트로 연결되어 있다. 진동의 원인으로 불평형 외에 벨트의 영향이 있는지 확인하였다.

#### 4.2.1 벨트 가진 주파수

일반적으로 벨트는 폴리 주위를 돌면서 벨트의 회전속도를 주기로 폴리에 반복적으로 힘을 가하고, 폴리가 편심되어 있을 경우에 불평형에 의한 진동과 같은 진

**Table 8.** Excitation frequencies of belts.

Harmonics	Spin Etcher (Hz)
1	9.5
2	19
3	28.5

동 현상을 나타내게 되어 벨트에 주기적인 인장력을 발생시킨다. 만약 이음매와 같이 벨트에 불연속한 부분이 1군데 있다면, 벨트가 풀리를 넘어갈 때마다 주기적인 진동이 발생될 것이다. 이와 같이 1회전당 한번씩 발생하는 진동은 1Y 신호(벨트의 속도성분)와 그 조화 성분(harmonic components)들로 나타난다. 이것을 수식으로 표현하면 아래와 같다[5].

$$f_{belt} = v \times D \times \frac{\pi}{L}$$

$$L = 2c \times 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4c} \quad (1)$$

여기서

$f_{belt}$  : Frequency of belt

$D$  : Big rotor diameter

$d$  : Small rotor diameter

$v$  : Speed of pulleys

$L$  : Length of belts

$c$  : Distance between centers

Table 8은 회전속도가 1250rpm인 경우에 계산된 벨트의 가진 주파수(Y)이다. 대체적으로 벨트 가진 주파수의 2배가 주된 벨트 가진 주파수이므로 약 19Hz 정도의 주파수가 벨트의 주요 가진 주파수가 된다.

#### 4.2.2 벨트의 고유진동수

속도  $v$ 로 움직이는 벨트의 운동 방정식은 일반적으로 축방향으로 움직이는 현(axially moving string)으로 가정하여 운동방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} - (T - \rho v^2) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = f(x, t) \quad (2)$$

여기서  $w(x, t)$ 는 벨트의 시간에 대한 변위이고,  $\rho$ 는 단위 길이당 질량,  $v$ 는 이송속도,  $T$ 는 장력이다. 경계 조건은 아래와 같다.

$$w(0, t) = w(L, t) = 0 \quad (3)$$

위식을 이용하여 회전 속도가 1250 rpm 일 때의 벨트 고유 진동수를 구해보면 첫번째 벨트 고유진동수는 87Hz 이다. 그러므로 벨트 가진 주파수와 벨트고유진동수간의 차이가 크므로, 벨트 진동은 Spin Etcher 진동의 요인이 아님을 알 수 있다.

## 5. 결 론

300mm웨이퍼용 Spin Etcher의 진동을 진단하고 진동 저감 해결책을 마련하기 위해 실험과 수치해석 결과를 활용하였다. 실험결과로 진동의 원인이 회전체의 불평형(unbalance)임을 알았다. 또한 벨트 가진 주파수와 벨트 고유진동수를 확인하여 벨트의 의한 진동이 주요 진동원이 아님을 확인하였다.

## 참고문헌

1. 임경화, “웨이퍼 가공기에서 회전원판의 동특성에 미치는 불균일 장력의 영향 분석,” 한국소음진동공학회지, 8(2), pp. 324-330 (1998).
2. 양보석 외 1, “동적 유한요소에 의한 회전 축계의 진동 해석,” 한국소음진동공학회지, 7(3), pp. 467-475 (1997).
3. 정윤성 외 2, “진동의 주파수분석을 통한 결함 식별-회전기계를 중심으로-,” 한국정밀공학회지, 12(11), pp. 82-90 (1995).
4. Cyril M. Harris, Shock and Vibration Handbook, McGraw-Hill, (1988).
5. 신태훈 외 3, “벨트 구동 축계의 굽힘 및 비틀림 진동 해석,” 대한기계학회논문집 A, 23(12), pp. 2279-2286 (1999).