

## 반도체 Wafer용 Edge Grinding Machine의 구조 안정화를 위한 설계 개선

박유라\* · 노승훈† · 김영조\* · 길사근\* · 김건형\* · 신윤호\*

\*금오공과대학교 대학원, †금오공과대학교 기계시스템공학과

### Design Alterations of a Semiconductor Wafer Edge Grinder for the Improved Stability

Yu Ra Park\*, Seung Hoon Ro\*†, Young Jo Kim\*, Sa Geun Kil\*,  
Geon Hyeong Kim\* and Yun Ho Shin\*

\*Graduate School, Kumoh National Institute of Technology

†Dept. of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology

#### ABSTRACT

It is generally accepted that the surface quality of wafer edge is mostly damaged by the vibrations of the edge grinding machine. The surface quality of wafer edge is supposed to be the most dominant factor of the cracks, scratches, burrs and chips on the edge surfaces, which are the main defects of the wafers. In this study, the structure of a wafer edge grinder has been investigated through the frequency response experiment and the computer simulation to find ways to suppress the vibrations from the structure. The main reasons of the structural vibrations were analyzed. And further the design alterations were deduced from the results of the experiment and the simulation, and applied to the machine to check the effects of those alterations and to eventually improve the structural stability. The result shows that the machine can have much improved stability with relatively simple design changes.

**Key Words** : Edge grinding machine, Dynamic Properties, Design Alterations, Vibration Suppression, Stability improvement

## 1. 서 론

현재 국내 제조업 중 국제적 경쟁력을 가지고 있는 반도체 분야의 핵심화두는 웨이퍼의 표면품질과 대구경화이다. 표면품질의 제고를 위해서는 진동의 억제가 필수적이며, 대구경화가 진행되면 일반적으로 지름의 세제곱에 비례하여 진동이 커지게 된다. 따라서 표면품질 제고 및 대구경화를 이루기 위해서는 반도체 웨이퍼 제조 장비의 진동 제어가 필수적이다. 본 연구에서는 Edge grinding machine 가공 중 장비의 진동을 최소화하고 가공품질을 향상시키는 것을 목표로 하며 이를 통해 Edge grinding machine의 안정화설계안을 도출하고자 한다.

구체적인 연구 진행은 먼저 Edge grinding machine의 주파수 분석 실험 및 컴퓨터 시뮬레이션을 진행하여 장비의 동특성을 파악하고 장비의 진동을 억제할 수 있는 개선안을 도출한 후 이 개선안을 시뮬레이션 모델에 적용하여 개선안의 효과를 확인함으로써 장비의 안정성 향상 및 가공품질 향상을 이루고자 한다.

## 2. 장비의 동특성 분석

### 2.1. 주파수 분석 실험

Edge grinding machine의 진동 상태 분석과 설계 개선안 도출을 위하여 주파수분석 실험을 진행하고 이를 통해 구조물의 동특성을 분석하여 장비의 진동 원인이 되는 고유진동수와 진동형에 대하여 분석하고자 한다.

Fig. 1은 주파수 분석 실험에 관한 그림이며, Table 1은 주파수 분석 장비의 실험 장비의 스펙이다. 가속도

†E-mail : shro@kumoh.ac.kr

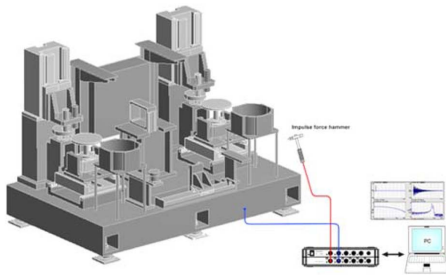


Fig. 1. The setup for the frequency response test.

Table 1. Spec. of the test equipments.

Equipments \ Spec	Model	Company
FFT analyzer	Net db PRO-WA	AREVA
Accelerometer	8634b5	Kistler
Impact hammer	DYTR PULSE	Dytran

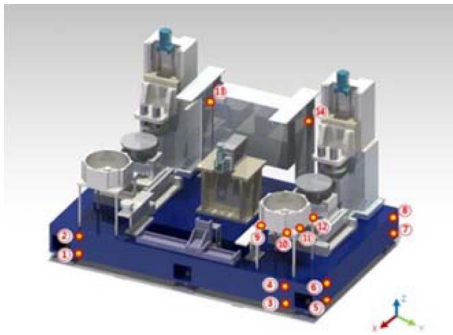


Fig. 2. The locations of the sensors.

센서는 Fig. 2와 같은 위치에 부착하여 실험을 진행하였다[1-5].

장비에 가속도 센서를 부착하여 임팩트 해머로 힘을 가한 후 주파수 분석기를 통해 전달함수를 얻는다. 전달함수의 분석을 통해 장비의 동특성(고유진동수, 진동형태)을 파악할 수 있으며 센서 ① ~ ④는 Base부 X방향에 부착하였고 센서 ⑤ ~ ⑧은 Base 부 Y 방향에 부착하였다. Wash/Dry 부의 X방향에는 센서 ⑨, ⑩ Y 방향에는 ⑪, ⑫를 부착하였고 공압/대기 Unit의 Y 방향에는 센서 ⑬, ⑭가 부착되었다.

Fig. 3과 Fig. 4는 실험으로부터 얻어진 전달함수 허수부분의 그래프이다. 그래프의 꼭지점에서 각 고유진동수를 읽을 수 있으며 꼭지점의 크기와 방향을 통해 진동형을 유추할 수 있다.

Fig. 3은 장비의 Base부의 전달함수 그래프이고 Fig. 4는 장비의 Wash/Dry부와 공압/대기 Unit의 전달함수

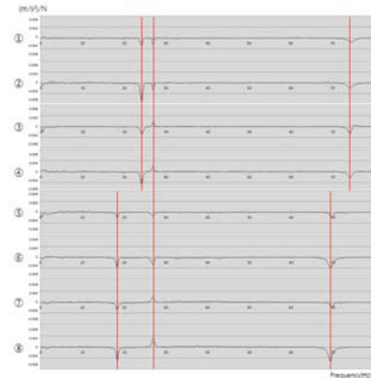


Fig. 3. Transfer functions of machine base.

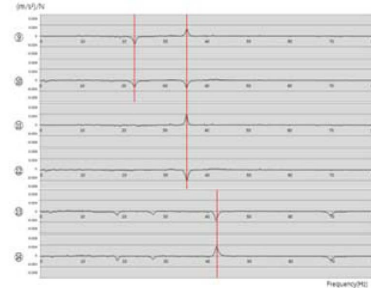


Fig. 4. Transfer functions of wash/dry and air pressure unit.

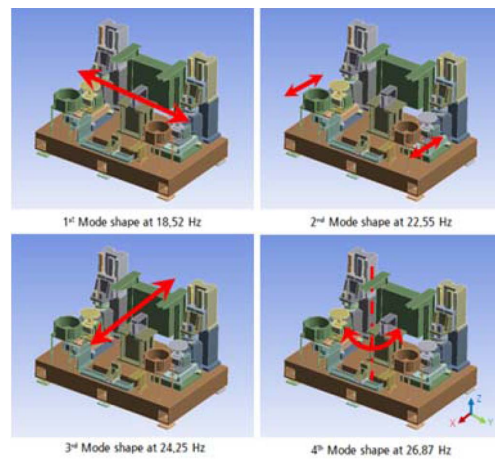


Fig. 5. Mode shapes (1 ~ 4 th mode) of the machine from experiment.

그래프이다.

실험 결과로부터 장비의 고유진동수 및 진동형을 Fig. 5, Fig. 6 및 Table 2와 같이 정리하였다. 장비의 1차 진동형은 18.52 Hz에서 Y 방향을 기준으로 좌·우로 진동하는 형태이며, 2차 진동형은 21.55 Hz에서 Wash/

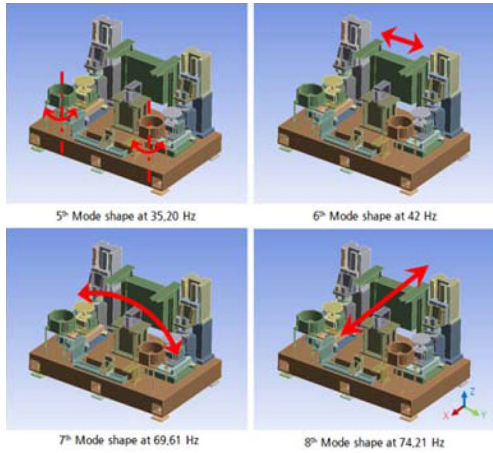


Fig. 6. Mode shapes (5 ~ 8 th mode) of the machine from experiment.

Table 2. Natural frequencies and mode shapes from experiment.

Mode	Natural Frequency [Hz]	Mode Description
1 <sup>st</sup>	18.52	Bending along Y direction (Body)
2 <sup>nd</sup>	21.55	Bending along X direction (Wash/Dry)
3 <sup>rd</sup>	24.25	Bending along X direction (Body)
4 <sup>th</sup>	26.87	Torsion w.r.t. Z axis (Body)
5 <sup>th</sup>	35.20	Torsion w.r.t. Z axis(Wash/Dry)
6 <sup>th</sup>	42.00	Bending along Y direction (Air pressure unit)
7 <sup>th</sup>	69.61	Bending along X direction (Body)
8 <sup>th</sup>	74.21	Torsion w.r.t X direction (Body)

Dry부가 X 방향인 앞-뒤로 진동하는 형태이다. 3차 진동형은 24.25 Hz에서 X 방향 Bending을 보이며 4차 진동형은 26.87 Hz에서 Torsion에 해당된다. 5차 진동형은 35.20 Hz에서 Wash/Dry부의 Torsion, 6차 진동형은 42 Hz에서 공압/대기 Unit의 Y 방향 Bending, 7차 진동형은 69.6 Hz에서 X 방향 Bending, 8차 진동형은 74.21 Hz에서 Body의 Torsion이다.

2.2. 컴퓨터 시뮬레이션

컴퓨터 시뮬레이션을 통해 구조물의 동특성을 파악하기 위해 구조물의 형상, 물성치, 지지조건을 반영하여 모델링을 진행하였다. 구현된 Model과 각 부위의 명칭은 Fig. 7과 같다[6-9].

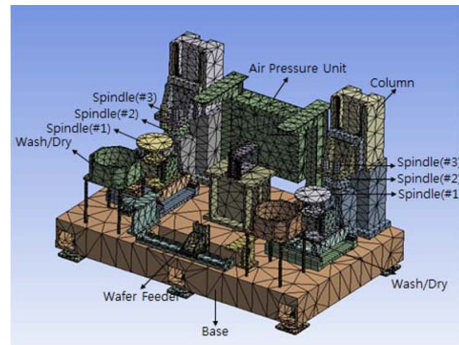


Fig. 7. The model for computer simulation.

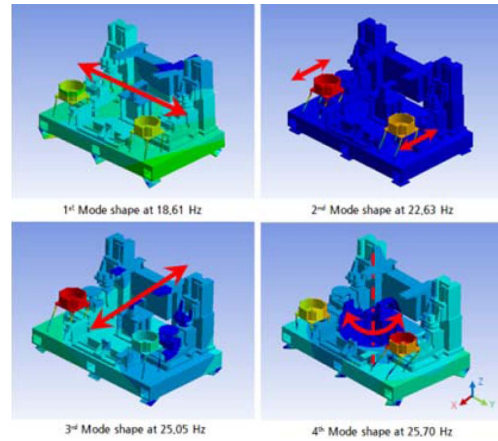


Fig. 8. Mode shapes (1 ~ 4 th mode) of the machine from simulation.

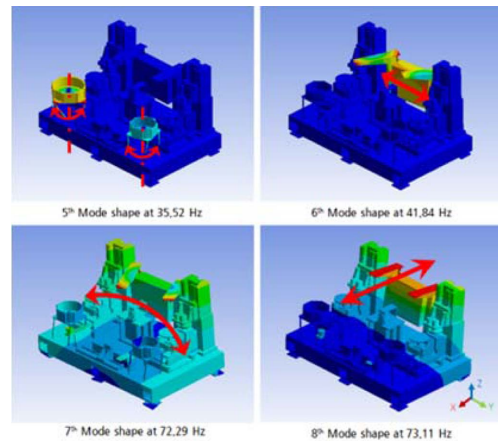


Fig. 9. Mode shapes (5 ~ 8 th mode) of the machine from simulation.

유한요소해석 프로그램(ANSYS)을 이용하여 구현된 시뮬레이션 모델의 해석 결과는 Fig. 8, Fig. 9와 같고

**Table 3.** Natural frequencies and mode shapes from simulation.

Mode	Natural Frequency [Hz]	Mode Description
1 <sup>st</sup>	18.61	Bending along Y direction (Body)
2 <sup>nd</sup>	21.63	Bending along X direction (Wash/Dry)
3 <sup>rd</sup>	25.02	Bending along X direction (Body)
4 <sup>th</sup>	25.70	Torsion w.r.t. Z axis (Body)
5 <sup>th</sup>	33.52	Torsion w.r.t. Z axis (Wash/Dry)
6 <sup>th</sup>	41.84	Bending along Y direction (Air pressure unit)
7 <sup>th</sup>	72.29	Bending along X direction (Body)
8 <sup>th</sup>	73.11	Torsion w.r.t X direction (Body)

**Table 4.** Natural frequencies from experiment and simulation

Mode	Natural Frequency [Hz]		Comparison
	Experiment	Simulation	
1 <sup>st</sup>	18.52	18.61	±0.48%
2 <sup>nd</sup>	21.55	21.63	±4.77%
3 <sup>rd</sup>	24.25	25.02	±3.19%
4 <sup>th</sup>	26.87	25.70	±4.55%
5 <sup>th</sup>	35.20	33.52	±5.01%
6 <sup>th</sup>	42.00	41.84	±0.38%
7 <sup>th</sup>	69.61	72.29	±3.71%
8 <sup>th</sup>	74.21	73.11	±1.50%

Table 3에 결과를 정리하였다.

### 2.3. 주파수 분석 실험과 컴퓨터 시뮬레이션 결과 비교

실험 및 시뮬레이션을 통하여 얻어진 고유진동수를 비교한 결과 Table 4에서 볼 수 있듯 두 경우 최대 오차가 5% 수준이므로 실험 결과와 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하는 것으로 판단된다. 시뮬레이션 모델이 실제 장비의 특성을 잘 반영하고 있으므로 이 모델을 이용하여 설계 개선을 진행하고자 한다.

## 3. 개선안 도출 및 효과 확인

### 3.1. 개선안 도출

주파수 분석 실험 및 시뮬레이션을 통해 장비의 동

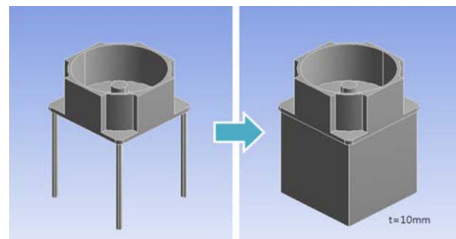
특성(고유진동수, 진동형)이 분석 되었으므로 이를 바탕으로 큰 진동의 원인이 되는 고유진동수와 작동속도 간의 공진여부와 그때의 진동형을 바탕으로 공진을 회피할 수 있는 설계 개선안을 도출하고 이 개선안을 시뮬레이션 모델에 적용하여 개선효과를 확인하고자 하며, 이 과정을 거쳐 장비의 안정화 설계안을 도출할 수 있다.

첫째, Wash/Dry부 지지대의 진동(Fig. 8) 2차 진동, (Fig. 9) 5차 진동은 Spindle 작동속도[#1(70 Hz), #2(41.67 Hz), #3(25 Hz)]와 공진하지 않으므로 강성을 보강하여 진동을 줄이는 것이 필요하다. 둘째, 장비의 3차 고유진동수 25.05 Hz와 4차 고유진동수 26.87 Hz가 Spindle(#3)의 작동속도(25 Hz)와 공진하므로 이를 억제하기 위한 설계 개선이 필요하다. 셋째, 장비의 6차 고유진동수 41.84 Hz가 Spindle(#2)의 작동속도(41.67 Hz)와 공진하므로 이에 대한 설계 개선이 필요하다. 넷째, 장비의 7차 고유진동수 72.29 Hz, 8차 고유진동수 73.11 Hz가 Spindle(#1) 작동속도(70 Hz)와 공진하므로 이에 대한 설계 개선이 필요하다.

### 3.2. 설계 변경안 #1

본 장비의 2차 진동형은 Wash/Dry부의 X방향 Bending이며, 5차 진동형은 Wash/Dry부의 Torsion에 해당된다. 실험 및 시뮬레이션을 통해 Wash/Dry부의 지지대 강성이 약하여 진동이 커지고 이 진동이 장비 전체에 악영향을 미칠 수 있으므로 지지대의 강성을 강화하여 Wash/Dry부의 진동을 억제하고자 한다. 이를 해결하기 위해 아래 Fig. 10과 같이 두께 10 mm의 판재를 설치하는 설계 개선안을 도출하였다.

위의 개선안을 적용하여 시뮬레이션을 진행한 결과는 아래 Table 5, Table 6에 정리하였다. Table 5에서 볼 수 있듯 개선안 적용 시 75 Hz 범위(Spindle 최고 작동속도) 내에서 Wash/Dry부의 고유진동수에 의한 진동이 사라지는 것을 확인할 수 있어 강성의 경화뿐 아니라 공진의 위험성도 없으므로 효과적인 설계 개선

**Fig. 10.** Design alteration#1.

**Table 5.** Natural frequencies of the original model and the alteration #1

Mode	Natural frequency [Hz]	
	Original model	Alteration #1
1 <sup>st</sup>	18.61	18.57
2 <sup>nd</sup>	22.63	-
3 <sup>rd</sup>	25.05	24.53
4 <sup>th</sup>	25.70	24.89
5 <sup>th</sup>	33.52	-
6 <sup>th</sup>	41.84	42.79
7 <sup>th</sup>	72.29	70.91
8 <sup>th</sup>	73.11	71.69

**Table 6.** Comparison of vibration magnitudes (Alteration #1)

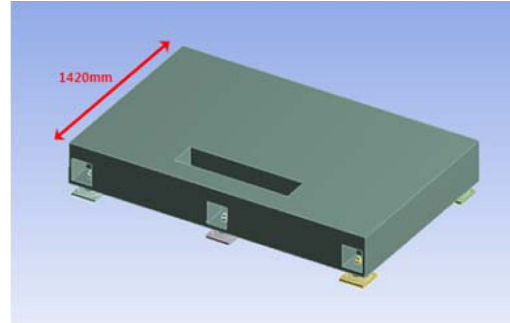
Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #1	
20~75	64.7	18.8	70.9% ↓

임을 확인할 수 있다. Table 6의 경우 세 개의 Spindle (#1,2,3) 작동속도 영역을 모두 포함한 20~75 Hz 범위 내의 진동량을 비교한 것이다. Table 6은 Wash/Dry부의 진동량을 작동속도(20~75 Hz) 범위에서 0.2 Hz 간격으로 읽어 더한 값이다. 진동량은 장비의 주 가진원에 해당되는 Fig. 7에 도시된 Spindle(#1, #2, #3)의 질량, 편심량, 회전속도를 고려하여 370.11 Nm, 3.07 Nm, 13.06 Nm의 모멘트를 Spindle(#1, #2, #3) 위치에 각각 적용하고 Wash/Dry부, Base, 공압/대기 Unit부의 진동을 해석한 결과이다.

Wash/Dry 부의 진동이 장비 전체에 영향을 미칠 수 있으므로 추후에 진행되는 모든 설계 개선안의 경우 설계 변경안 #1을 모든 개선안에 기본적으로 적용하고 추가적으로 개선안을 적용하여 효과를 확인하고자 한다.

### 3.3. 설계 변경안 #2

Fig. 11과 같이 설계 변경안 #2는 3차 및 5차 진동형에 해당되는 장비의 X방향 Bending을 억제하기 위하여 Fig. 7의 Base부위의 X 방향 길이를 변경시키는 것이며 기존의 1420 mm에서 20 mm씩 증가(1440 mm, 1460 mm, 1480 mm)시키며 효과를 확인하였다. 설계 변경안 #1과 #2를 동시에 적용한 모델의 고유진동수는 Table 7과 같고 Table 8, Table 9, Table 10에서는 개선안의 세로길이에 따라 주요 작동 범위에서의 진동량을

**Fig. 11.** Design alteration #2.**Table 7.** natural frequencies of the original model and the alteration #2

Mode	Natural frequency[Hz]			
	Original model	Alteration #2		
		1420 mm	#2-1 (1440 mm)	#2-2 (1460 mm)
1 <sup>st</sup>	18.61	18.36	18.59	18.14
2 <sup>nd</sup>	22.63	-	-	-
3 <sup>rd</sup>	25.05	24.02	24.23	23.19
4 <sup>th</sup>	25.70	24.60	24.79	24.09
5 <sup>th</sup>	33.52	-	-	-
6 <sup>th</sup>	41.84	42.79	42.79	42.79
7 <sup>th</sup>	72.29	70.53	71.19	69.91
8 <sup>th</sup>	73.11	71.87	72.53	72.07

**Table 8.** Comparison of vibration magnitudes (Alteration #2-1)

Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #2-1	
20 ~ 30	25	30.8	123.2% ↑
36 ~ 46	12.3	8.52	30.7% ↓
65 ~ 75	8.41	0.824	90.2% ↓

**Table 9.** Comparison of vibration magnitudes (Alteration #2-2)

Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #2-2	
20 ~ 30	25	14	44% ↓
36 ~ 46	12.3	7.572	38.5% ↓
65 ~ 75	8.41	1.68	80% ↓



**Table 10.** Comparison of vibration magnitudes (Alteration #2-3)

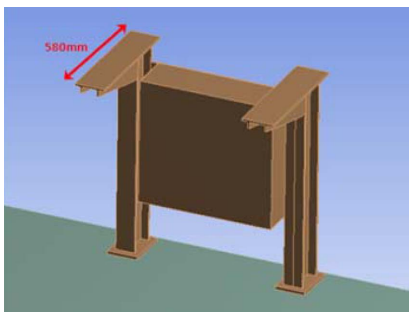
Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #2-3	
20 ~ 30	25	34.4	137.6% $\uparrow$
36 ~ 46	12.3	8.11	34.1% $\downarrow$
65 ~ 75	8.41	0.8	90.5% $\downarrow$

비교하였다.

Table 7은 Base의 X 방향 길이를 단계적으로 늘이면서 고유진동수가 변화하는 양상을 살핀 결과로 Spindle(#2)의 작동속도와의 공진 구간 회피가 쉽지 않을 것으로 판단된다. 특히 Table 8과 Table 10을 통해 설계 변경안 #2-1과 #2-3의 경우 오히려 20~30 Hz 구간에서의 진동이 증가하는 것을 확인할 수 있고 이는 이상적인 개선안이 아닌 것으로 사료된다. 이 개선안이 효과를 보기 위해서는 Base의 X방향 길이를 대폭 증가시켜야 할 것으로 사료되며 이러한 설계개선은 주물의 추가 제작이 필요함은 물론 장비제작비의 상승과 추가중량 및 설치면적을 의미함으로 바람직하지 않다.

### 3.4. 설계변경안 #3

본 장비의 6차 진동형과 Spindle (#2)와의 작동속도 (41.67 Hz)로 인한 공진을 회피하기 위해 공압/대기 Unit의 설계변경을 통해 이를 개선하고자 한다. 본 장비의 6차 진동형의 경우 공압/대기 Unit의 Y 방향 진동이므로 Fig. 12와 같이 공압/대기 Unit의 상부의 돌출부 길이를 580 mm에서 540 mm로 수정하는 설계 변경안을 적용하였다. 설계변경안 #3를 적용한 결과 6차 고유진동수가 41.84 Hz에서 48.5 Hz로 증가하였으며 (Table 11) 본 설계 변경을 통해 Spindle (#2)의 작동속도와의 공진 구간을 벗어났으며 Table 12에서 볼 수 있

**Fig. 11.** Design alteration #3.**Table 11.** Natural frequencies of the original model and the alteration #3

Modes	Natural frequencies [Hz]	
	Original model	Alteration #1
	580 mm	540 mm
1 <sup>st</sup>	18.61	18.57
2 <sup>nd</sup>	22.63	-
3 <sup>rd</sup>	25.05	24.53
4 <sup>th</sup>	25.70	24.89
5 <sup>th</sup>	33.52	-
6 <sup>th</sup>	41.84	48.50
7 <sup>th</sup>	72.29	71.04
8 <sup>th</sup>	73.11	71.85

**Table 12.** Comparison of vibration magnitude (Alteration #3)

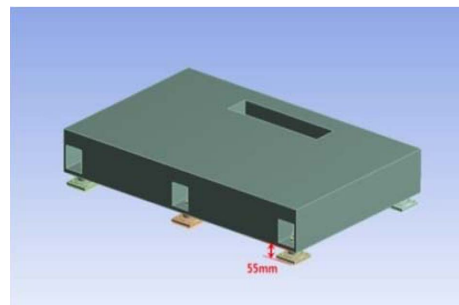
Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #3	
36 ~ 46	12.3	9.81	20.2% $\downarrow$

듯 진동량은 20%정도 감소하였다.

### 3.5. 설계 변경안 #4

일반적으로 지지부의 높이를 줄이게 되면 Bending 강성이 강화되어 장비의 고유진동수가 증가하게 되며 다른 설계 개선안에 비해 비교적 손쉽게 장비에 적용할 수 있어 경제적인 부분에서 큰 이점이 있다. Fig. 12와 같이 기존 장비의 지지부 높이는 55 mm이며 높이 변경 (50 mm, 45 mm, 40 mm)을 통해 그 효과를 확인하였다.

지지부의 높이 변경에 따라 고유진동수가 변하는 것을 Table 13에서 볼 수 있으며 지지부의 높이가 낮아질수록 전반적으로 고유진동수가 커지는 것을 확인할 수

**Fig. 12.** Design alteration #4.

있다. Table 14, Table 15, Table 16은 주요작동 속도에 서 각 개선안의 진동량을 비교한 것으로 전체적으로 진동량의 감소를 확인할 수 있다.

**Table 13.** Comparison of vibration magnitudes (Alteration #4)

Modes	Natural frequencies[Hz]			
	Original model	Alteration #4		
	55 mm	#4-1 (50 mm)	#4-2 (45 mm)	#4-3 (40 mm)
1 <sup>st</sup>	18.61	19.59	22.19	24.75
2 <sup>nd</sup>	22.63	-	-	-
3 <sup>rd</sup>	25.05	26.12	30.04	32.97
4 <sup>th</sup>	25.70	26.74	30.59	33.96
5 <sup>th</sup>	33.52	-	-	-
6 <sup>th</sup>	41.84	42.79	42.81	42.81
7 <sup>th</sup>	72.29	73.02	75.91	77.60
8 <sup>th</sup>	73.11	73.12	78.99	81.30

**Table 14.** Comparison of Vibration magnitudes (Alteration #4-1)

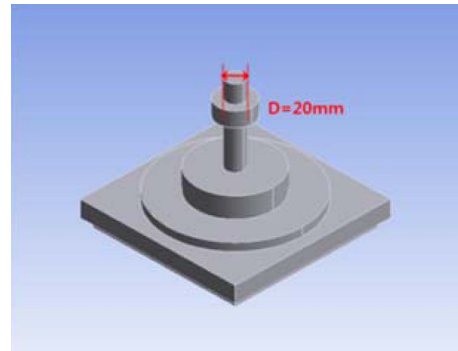
Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #4-1	
20 ~ 30	25	8.75	65%↓
36 ~ 46	12.3	7.94	35.4%↓
65 ~ 75	8.41	1.38	83%↓

**Table 15.** Comparison of vibration magnitudes(Alteration #4-2)

Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #4-1	
20 ~ 30	25	7.24	71%↓
36 ~ 46	12.3	9.08	26.2%↓
65 ~ 75	8.41	0.234	97.2%↓

**Table 16.** Comparison of vibration magnitudes(Alteration #4-3)

Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #4-1	
20 ~ 30	25	1.11	95.6%↓
36 ~ 46	12.3	12.1	1.6%↓
65 ~ 75	8.41	0.207	94.5%↓



**Fig. 13.** Design alteration #5.

**Table 17.** Comparison of vibration magnitudes(Alteration #5)

Modes	Natural frequencies[Hz]			
	Original model	Alteration #5		
	20mm	#5-1 (25mm)	#5-2 (28mm)	#5-3 (30mm)
1 <sup>st</sup>	18.61	23.95	28.35	31.13
2 <sup>nd</sup>	22.63	-	-	-
3 <sup>rd</sup>	25.05	29.82	26.83	35.84
4 <sup>th</sup>	25.70	30.36	28.58	37.50
5 <sup>th</sup>	33.52	-	-	-
6 <sup>th</sup>	41.84	42.81	42.82	42.83
7 <sup>th</sup>	72.29	76.51	70.39	79.37
8 <sup>th</sup>	73.11	77.72	74.20	83.22

**Table 18.** Comparison of vibration magnitudes(Alteration #5-1)

Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #5-1	
20 ~ 30	25	9.86	60.6% ↓
36 ~ 46	12.3	8.83	28.2% ↓
65 ~ 75	8.41	0.247	97% ↓

**Table 19.** Comparison of vibration magnitudes(Alteration #5-2)

Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #5-2	
20 ~ 30	25	0.537	97.9%↓
36 ~ 46	12.3	48.8	296.7%↑
65 ~ 75	8.41	0.236	97.1%↓

**Table 20.** Comparison of vibration magnitudes (Alteration #5-3)

Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #5-3	
20 ~ 30	25	0.258	99% ↓
36 ~ 46	12.3	65.1	429.3% ↑
65 ~ 75	8.41	0.22	97.3% ↓

**Table 21.** Natural frequencies of the original model and the final model

Modes	Natural frequencies [Hz]	
	Original model	Alteration #Final
1 <sup>st</sup>	18.61	29.25
2 <sup>nd</sup>	22.63	-
3 <sup>rd</sup>	25.05	32.97
4 <sup>th</sup>	25.70	35.87
5 <sup>th</sup>	33.52	-
6 <sup>th</sup>	41.84	48.54
7 <sup>th</sup>	72.29	78.33
8 <sup>th</sup>	73.11	81.49

**Table 22.** Comparison of vibration magnitudes (Final model)

Range [Hz]	Vibration magnitudes [ $\mu\text{m}$ ]		Comparison
	Original model	Alteration #Final	
20 ~ 30	25	0.971	96.1% ↓
36 ~ 46	12.3	4.15	66.3% ↓
65 ~ 75	8.41	0.227	97.2% ↓

### 3.7. 최종 개선안 도출 및 효과 확인

3.1에서 여러가지 설계변경을 통하여 동특성 및 진동량의 변화 양상을 살펴보고 이를 바탕으로 큰 진동의 원인인 공진을 억제하기 위해 Wash/Dry 부의 설계변경안 #1과 공압/대기 Unit의 설계변경안 #3, 지지부 높이 변경안 #4-2, 지지부 지름 변경안 #5-1을 함께 적용하는 경우가 공진회피에 가장 효과적임을 확인하였다. 이 네가지 변경안을 조합하여 얻어진 최종 개선안을 적용한 결과 고유진동수 변화는 Table 21에 정리하였고, Spindle(#1, #2, #3) 작동속도영역에서의 진동량을 비교하여 Table 22에 정리하였다. Table 22의 진동크기 값은 각 구간에서 진동의 크기를 0.2Hz 간격으로 읽어서 더한 값이다. Fig. 14는 개선 전·후 장비의 진동량을 그래프로 비교하여 도시한 것이다.

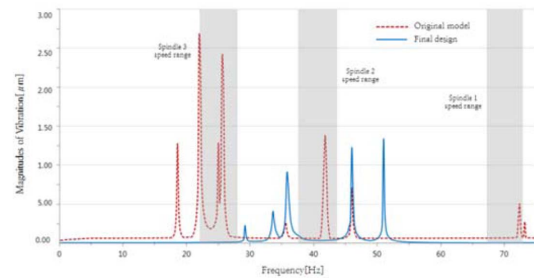
**Fig. 14.** Vibration magnitudes of the original model and the Final model.

Table 22는 최종 개선안 적용 전·후 가공부진동량을 비교한 것이며 최종설계안을 적용한 경우 Spindle(#3)의 작동속도인 25 Hz를 포함하는 20 ~ 30 Hz 구간에서의 진동량이 약 96% 감소하였으며 Spindle(#2)의 작동속도인 41.67 Hz를 포함하는 36 ~ 46 Hz 구간에서의 진동량이 약 66% 감소하였고, Spindle(#1)의 작동속도인 70 Hz를 포함하는 65 ~ 75 Hz 구간에서의 진동량이 약 97% 감소한 것을 알 수 있다. 이 세 구간의 진동량을 모두 합하여 비교하면 전체적으로 88.2%의 진동량이 감소된 것을 확인할 수 있다.

## 4. 결 론

본 연구는 반도체 Edge grinding machine의 주파수 분석 실험 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 진동의 원인 및 문제점을 분석하고 이를 바탕으로 설계 개선안을 도출 및 적용하여 그 효과를 확인하는 과정을 거쳐 장비의 안정성을 높이고 Edge grinding 시의 불량률을 낮추고자 하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

첫째, 주파수 분석 실험 결과와 컴퓨터 시뮬레이션 결과가 허용 오차 범위 내(5% 이내)에서 일치하고 있어 본 연구를 위한 시뮬레이션 모델은 실제 장비의 동특성을 잘 반영하고 있는 것으로 사료된다(Table 4).

둘째, 장비의 동특성 및 진동 문제에 대한 분석을 통해 Wash/Dry 지지부 강성이 약하여 진동이 쉽게 발생하는 것을 알 수 있었다. 이 진동이 장비 전체에 악영향을 미치므로 Wash/Dry 지지부의 강성 강화가 우선적으로 필요하다.

셋째, 장비의 3차 고유진동수(25.05 Hz)와 4차 고유진동수(26.87Hz)가 Spindle(#3)의 작동속도(25 Hz)와 공진하므로 이를 회피하기 위한 설계개선이 필요하다.

넷째, 장비의 6차 고유진동수(41.84 Hz)가 Spindle(#2)의 작동속도(41.67 Hz)와 공진하므로 이를 회피하기 위



한 설계 개선이 필요하다.

다섯째, 장비의 7차 고유진동수(72.29 Hz)와 8차 고유진동수(73.11 Hz)가 Spindle(#1)의 작동속도(70 Hz)와의 공진 가능성이 있으므로 이를 회피하기 위한 설계 개선이 필요하다.

여섯째, 여러가지 설계변경안을 적용하여 그 효과를 분석하였고 최종적으로 Wash/Dry 지지부 강성강화(설계 개선안#1), 공압/대기 Unit의 설계 변경(설계 개선안 #3), 지지부 높이 변경(설계 개선안#4-2), 지지부 지름 변경(설계 개선안 #5-1)의 적용을 통해 각 Spindle 작동구간에서의 장비 전체 진동을 88.2% 감소시킬 수 있었다. 구간 별 진동량은 Spindle(#1)의 작동속도인 25 Hz를 포함하는 20 ~ 30 Hz 구간에서의 진동량이 약 96% 감소하였으며 Spindle(#2)의 작동속도인 41.67 Hz를 포함하는 36 ~ 46 Hz구간에서의 진동량이 약 66% 감소하였고, Spindle(#3)의 작동속도인 70 Hz를 포함하는 65 ~ 75 Hz 구간에서의 진동량이 약 97% 감소한 것을 확인할 수 있었다.

일곱째, 제시된 개선안은 장비의 Base주물, 금형 등의 설계 변경을 포함하고 있지 않으므로 신규 비용이 크게 발생하지 않으며 Wash/Dry부 및 공압/대기 Unit의 단순한 설계 변경과 지지부의 높이 조절 및 지름 변경을 통해 장비의 강성을 강화시켜 공진을 회피함으로써 효율적인 개선안이 될 것으로 기대된다.

여덟째, 본 연구의 진동 분석 및 최적 설계안 도출 과정은 웨이퍼 Edge grinding machine 외에도 Grinding 및 Polishing 공정이 대부분인 웨이퍼 제조 공정 장비의 설계와 제조에 활용되어 장비를 안정화 시킴으로써 가공 불량률 줄이고 정도를 향상시켜 웨이퍼의 표면품질 향상에 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

## 감사의 글

본 연구는 금오공과대학교 학술 연구비 지원에 의하여 연구된 논문으로 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

## 참고문헌

1. Ro S. H. : Mechanical Vibrations with Applications, (2011)
2. Fertis D. G. : Mechanical and Structural Vibration, John Wiley & sons, Inc, New York, pp. 197-241, (1995)
3. D. J. Ewins : Modal Testing, Brüel & Kjaer, (1986)
4. R. B. Randall and B. Tech., B. A : Frequency Analysis, Brüel & Kjaer, (1977)
5. Kenneth G. McConnell : Vibration Testing, John Wiley & sons, Inc., New York, (1995)
6. Havosen, W. G. and D. L. Brown, Journal of Sound and Vibration, Nov, 8, (1977)
7. Ro S. H., Cho H. J. and Choi E. H. Trans. Of the KSME (A), 24, 8, 1978, (2000)
8. Cho H. J. and Ro S. H., Trans. Of the KSME (A), 23, 4, 697, (1999)
9. Raialingham C., Bhat R. B. and Xistris G. D., 1996, "Vibration of Rectangular Plates using Plate Characteristic Functions as Shape Functions in the Rayleigh-Ritz Method", Journal of Sound and Vibration, Vol. 193, No. 2, pp. 497-509.

접수일: 2016년 3월 7일, 심사일: 2016년 3월 15일,  
게재확정일: 2016년 3월 23일