

◆특집◆ 산학연계형 선도산업기술

## 가공정도 향상을 위한 Glass Cutting Machine의 설계 개선

권인환\*, 노승훈#, 박유라\*, 이일환\*, 길사근\*, 박근우\*\*

(\*,# 금오공과대학교, \*\* 저스텍)

### Design Modifications of a Glass Cutting Machine for the Improved Stability

In-Hwan Kwon\*, Seung-Hoon Ro#, Yu-Ra Park\*, Il-Hwan Yi\*, Sa-Geun Kil\*, Keun-Woo Park\*\*

(Received 9 June 2014; accepted 27 June 2014)

#### ABSTRACT

Touch panels are widely used in the modern display industry as the cover glass of smart mobile phones and tablet PCs. Glass cutting machines are commonly used to cut the panels into their proper sizes. Vibration of these glass cutting machines is assumed to be the main factor leading to the creation of burrs, notches, cracks, scratches and chips on the cut surfaces, eventually causing defects of the cover glass. In this study, the vibrations of a glass cutting machine used for the shearing of cover glass components were analyzed through an experiment and a computer simulation.

The structural properties leading to vibration were also analyzed in an effort to determine design alterations which can suppress these vibrations. Moreover, each design alteration was applied to a computer simulation model to determine the effect of different alteration on suppressing vibration. The results show that simple design alterations can substantially suppress vibrations of glass cutting machines

**Key Words** : Touch Panel(터치패널), Glass Cutting Machine(글래스컷팅기), Vibrations(진동), Design Alterations(설계개선), Vibration Suppression(진동억제)

#### 1. 서 론

스마트 모바일, 태블릿 PC가 등장하면서 주목 받고 있는 가장 큰 문제 중 하나는 Touch Screen Pad 보호용 강화유리의 강도와 수율문제이다. 강화유리는 가공하는 과정에서 깨지고 금이 가는 경우가 빈번해 다른 부품들에 비해 불량률이 크다. 스마트 모바일의 경우 제조단계에서 불량률이 아닌 것으로 판정 되더라도 Touch Panel에 충격이 가해지면 쉽게 강화유리가 깨지거나 금이 가는 경우가 흔히 발생한다. 이러한 문제들은 가공면 결함인

\* Department of Intelligent Mechanical Engineering,  
Kumoh National Institute of Technology

# Corresponding Author :

Department of Intelligent Mechanical Engineering,  
Kumoh National Institute of Technology

E-mail : shro@kumoh.ac.kr

\*\* Justek, inc.

Scratch, Chipping, Notch, Crack 혹은 가공 중의 형성된 잔류응력에 의해 발생되며 이는 장비의 진동으로 가공에 필요한 전단응력 외에 수직응력이 가공면에 가해지면서 발생하게 된다. 장비의 진동이 커지게 되면 그에 비례하여 결함 발생이 증가하고 절단된 Glass의 강도가 떨어지며 수율이 감소하게 된다. 따라서 Glass의 강도와 수율을 높이기 위해 장비에 발생하는 진동을 제어할 수 있는 설계기술이 절대적으로 필요하다.

본 연구는 Glass 가공 장비의 동특성을 실험과 시뮬레이션을 통하여 분석하고 장비의 진동을 억제할 수 있는 개선안을 도출하여 이를 적용함으로써 장비의 동적 안정성을 개선할 수 있는 최적설계 개선안을 제시함을 목표로 한다. 이는 기존의 장비의 가공면 결함 발생과 강도 저하를 막아 수율을 높이며 장비의 수입의 필요한 비용을 절감하고 관련 산업 분야 전반의 경쟁력 제고에 크게 기여할 수 있을 것으로 사료된다.

## 2. 장비의 동특성 분석

### 2.1 이론적 배경

본 연구에서는 설계개선을 통해 Glass 가공장비가 갖는 문제점을 해결하고, 진동의 크기를 억제함으로써 가공면 결함을 최소화하기 위한 설계개선안 제시를 목표로 하고 있다. 일반적으로 기계에서 발생된 진동은 상호 전달되어 확산되며 이 과정에서 작동진동수와 고유진동수 혹은 고유진동수들 간의 공진이 존재할 때 진동이 커진다. 진동의 크기는 아래의 식(1)과 같이 표시된다.

$$X = \frac{f_o/k}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \approx \frac{f_o/k}{|1-r^2|}, \quad r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (1)$$

여기서  $f_o$ 는 회전에 의해 발생하는 원심력,  $k$ 는 구조물의 강성,  $\zeta$ 는 감쇠 비,  $\omega$ 는 작동진동수,  $\omega_n$ 는 구조물의 고유진동수이다. 위 식(1)에서  $\zeta$ 는 일반적으로 작은 값으로 무시할 수 있으며 내부 가진원의 작동진동수와 구조물의 고유진동수가 일치하게 되면 위 식의 분모가 0에 근접하여 매우 큰

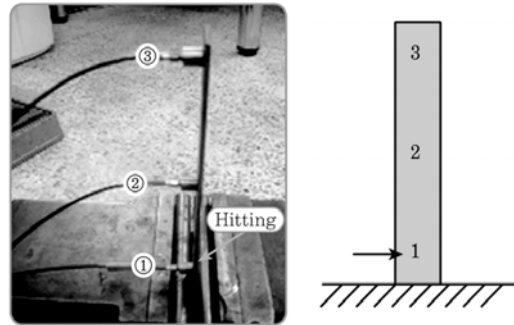


Fig. 1 The located of the sensors and hitting

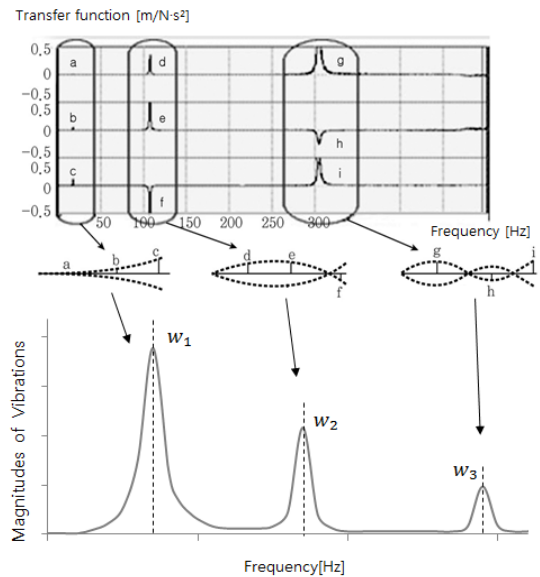


Fig. 2 Transfer functions, natural frequencies, mode shapes and magnitudes of vibrations

진동이 유발되고 이를 공진이라 한다.

장비의 공진여부를 파악하기 위하여 주파수 분석 실험을 통하여 고유진동수와 진동형을 분석하였다.

실험 과정과 고유진동수 및 진동형 분석 과정을 외팔보의 경우를 예로 들어 소개하면 아래의 Fig. 1과 같다. 센서를 부착하고 임팩트 해머를 이용하여 가진을 한 후 전달함수를 구한 결과는 Fig. 2와 같다. 전달함수 그림의 a부터 i의 극점들의 크기와 방향을 이용하여 고유진동수 및 진동형을 얻을 수

있고 이를 통해 복잡한 구조물의 고유진동수와 진동형을 구할 수 있다. 따라서 실험 결과를 바탕으로 구조물의 동특성과 안정화 설계에 필요한 정보를 얻게 된다.

컴퓨터 시뮬레이션은 구조물을 컴퓨터에 구현하고 동특성 분석을 위한 재질 정보, 조립상태 및 작동조건을 부여하여 결과를 얻는다. 해석된 결과를 바탕으로 구조물 각 부위의 고유진동수 및 진동형을 파악하고 실험결과와 일치하는지 확인하는 과정을 거쳐 실제 구조물과 동일한 동특성을 갖는 시뮬레이션 모델의 구현이 완료된다. 이를 바탕으로 개선안을 도출 및 적용하는 과정을 통해 장비의 안정화 설계안을 완성한다.

## 2.2 실험장치 및 Setup

주파수 분석 실험에 사용된 장비 및 준비상태는 Fig. 3 및 Table 1과 같다.

## 2.3 실험방법 및 결과

장비의 주파수 분석 실험을 위하여 Table 1에 소개된 것과 같은 가속도계 센서를 Fig. 4와 같이 부착하고 임팩트 해머로 Input을 주어 Output인 장비의 전달함수를 얻어 고유진동수 및 진동형태를 파

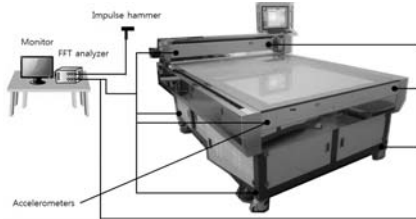


Fig. 3 The setup for the frequency response test

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

악한다. 또한 작동상태에서의 진동량을 측정하여 진동 크기를 확인함으로써 작동속도와 공진이 되는 영역을 파악한다.

Fig. 5는 실험으로부터 장비의 테이블에서 얻어진 전달함수이며 2.1에 소개된 바와 같이 전달함수의 분석을 통하여 구조물의 1~3차 고유진동수를 찾을 수 있다. ①에서 1차 고유진동수인 12.89Hz를 ②에서 2차 고유진동수인 13.28Hz를 ③에서 3차 고유진동수인 18.13Hz를 확인할 수 있다. Fig. 6은

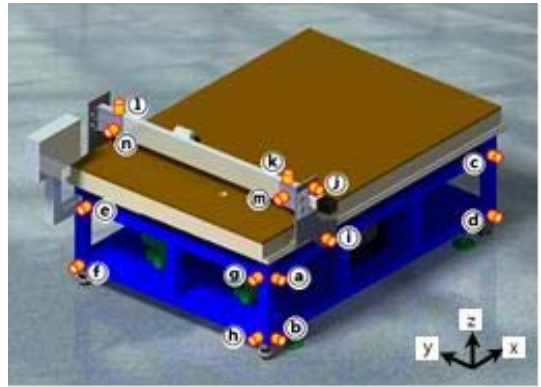


Fig. 4 The locations of the sensors

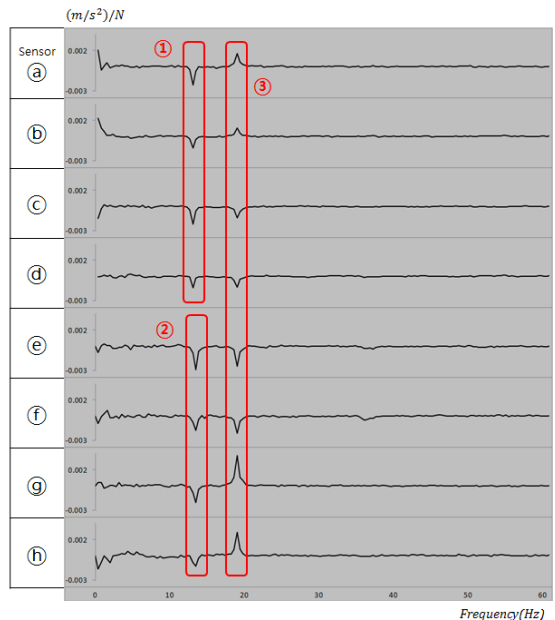


Fig. 5 Transfer functions of the glass cutting machine table

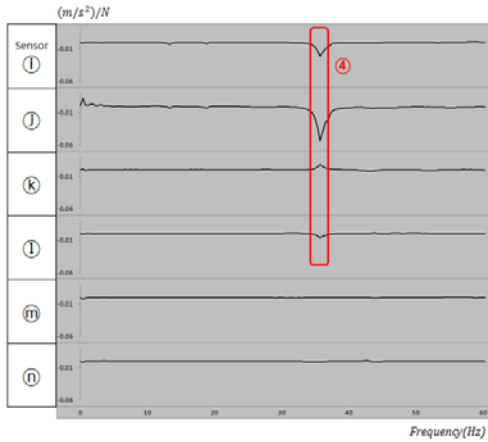


Fig. 6 Transfer functions of the glass cutting machine tool holder

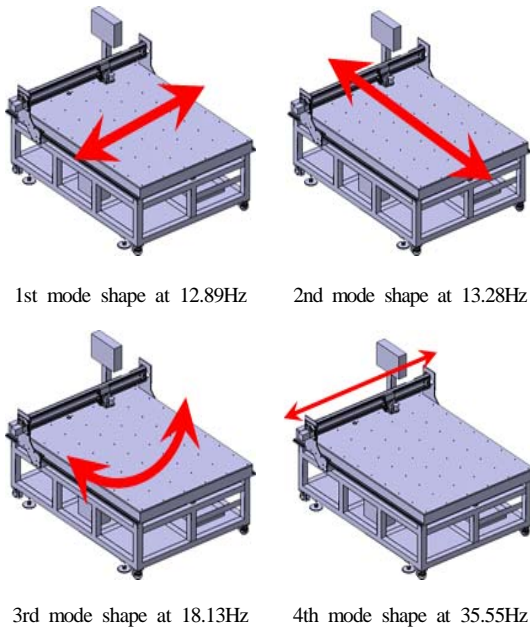


Fig. 7 Mode shapes of the glass cutting machine from the experiment

Tool holder에서 얻어진 전달함수이며 ④에서 4차 고유진동수인 35.55Hz를 확인할 수 있다.

또한 Fig. 5와 Fig. 6의 결과로부터 아래 Fig. 7과 같은 진동형을 얻을 수 있다.

Table 2 Natural frequencies and mode shapes of the glass cutting machine from the experiment

Modes	Natural frequencies[Hz]	Mode descriptions
1st	12.89	Bending along y direction
2nd	13.28	Bending along x direction
3rd	18.13	Twisting w. r. t. z axis
4th	35.55	Bending along y direction

실험을 통하여 분석된 고유진동수 및 진동형은 Table 2에 요약하였다.

## 2.4 컴퓨터 시뮬레이션

컴퓨터 시뮬레이션을 위하여 구현된 모델은 Fig. 8과 같으며 시뮬레이션을 통하여 얻어진 고유진동수 및 진동형은 Fig. 9와 같다.

1차 고유진동수[12.99Hz]의 경우 장비 전체가 좌·우[Y방향]로 흔들리는 진동이고 2차 고유진동수[13.47 Hz]에서는 장비 전체가 앞·뒤[X방향]로 흔들리는 진동이며 3차 고유진동수[29.2Hz]에서는 장비 전체가 Z방향 기준으로 비틀리는 진동형임을 확인할 수 있다.마지막 4차 고유진동수[36.21Hz]에서는 Tool holder가 좌·우[Y방향]로 흔들리는 진동형임을 확인할 수 있다.



Fig. 8 The simulation model for the analysis of the glass cutting machine

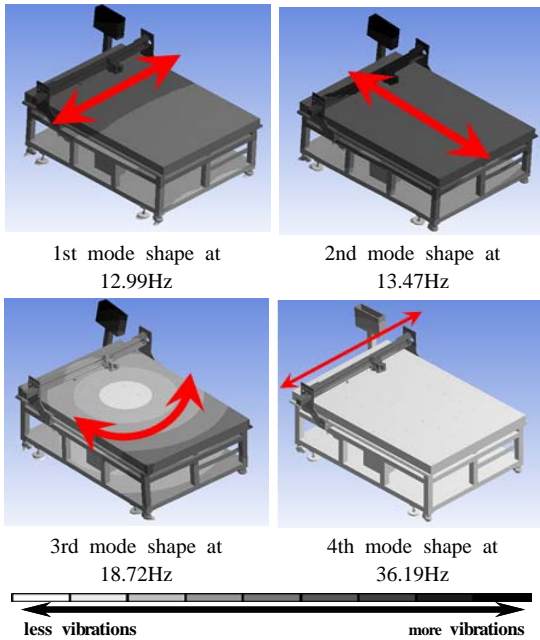


Fig. 9 Natural frequencies and mode shapes of the simulation model

Table 3 The results from the experiment and the computer simulation

Modes	Natural frequencies[Hz]		
	Experiment	Computer simulation	Comparison
1st	12.89	12.99	0.8%
2nd	13.28	13.47	1.5%
3rd	18.75	18.72	0.2%
4th	35.55	36.19	1.8%

실험 및 시뮬레이션을 통하여 얻어진 고유진동수를 비교한 결과는 Table 3과 같으며 두 경우의 상대적 오차는 2% 이하로 실험 결과와 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하고 있다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션을 위한 모델링은 잘 구현되었다고 할 수 있다.

### 3. 개선안 도출 및 적용 효과

진동 분석과 장비 구조의 고찰을 통해 파악된 장비의 진동 발생 원인은 Y방향 모터, X방향 모터와 유리를 띄우기 위한 송풍기로 분석되었다. 각 모터의 작동진동수는 14~17Hz이며 송풍기는 60Hz의 작동진동수를 갖는다. 장비 진동의 문제는 작동진동수와 2차 고유진동수[13.28Hz]간의 공진 및 1차, 2차 고유진동수간의 공진 그리고 송풍기에서 발생하는 진동이 가장 큰 것으로 분석되었다. 따라서 공진을 피하기 위해 고유진동수를 높이면서 1차와 2차 고유진동수가 서로 멀어지도록 강성을 강화하는 것을 설계 개선 방향으로 설정하였다.

#### 3.1 설계 변경 #1

장비 구조의 측면에서 볼 때 지지부의 역할은 장비 전체 강성을 좌우하는데 큰 영향을 주므로 설계 시 지지부의 선택은 중요하게 고려해야 할 부분이다. 지지부에 사용되는 방진고무는 지면과 장비의 진동전달을 차단하기 위한 목적으로 사용되지만 장비 전체의 강성을 낮춰 장비의 고유진동수가 낮아지게 한다. 간혹 장비의 고유진동수가 낮아져 고유진동수가 공진의 영역에 가까워지는 경우에는 오히려 더 큰 진동을 일으키는 경우가 있으므로 방진고무를 사용할 때는 이러한 요소를 고려하여 적절한 설계를 하는 것이 중요하다.

본 장비의 지지부에는 20mm 두께의 방진고무가 사용되었다. 고유진동수를 높이기 위해 방진고무의 설계를 변경하여 Fig. 10과 같이 지지부의 방진고무의 두께를 20mm에서 5mm로 설계 변경하였다.

위의 설계 변경안을 적용하여 시뮬레이션 한 결과는 Table 4, 5와 같다. Table 4는 설계 변경 #1

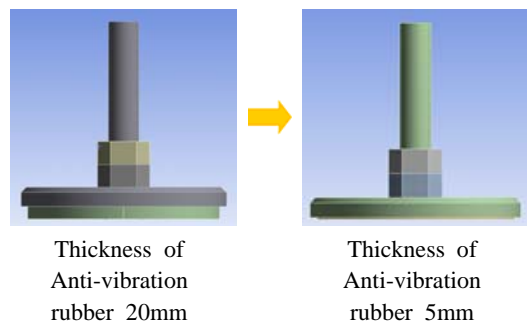


Fig. 10 Modification of supporting structure

**Table 4 Natural frequencies of the original model and the alteration #1**

	Original model	Alteration #1
1st	12.99Hz	16.18Hz
2nd	13.47Hz	16.70Hz
3rd	18.72Hz	23.94Hz
4th	36.19Hz	43.43Hz

**Table 5 Comparison of the vibration magnitudes**

Unit :  $\mu\text{m}$  (%)

	Original model	Alteration #1	Comparison
Table (14~17Hz)	x	0.298	15.04 4947% ↑
	y	0.024	0.678 2725% ↑
	z	0.122	4.218 3357% ↑
Tool holder (14~17Hz)	x	0.460	20.09 4267% ↑
	y	0.004	0.930 23150% ↑
	z	0.189	2.216 1072% ↑

의 적용에 따른 고유진동수의 변화양상이며 Table 5는 강화유리 가공에 있어 영향을 주는 테이블 및 Tool holder의 진동량을 비교한 것이다.

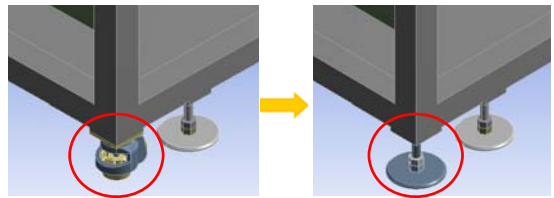
설계 변경 #1의 결과 Table 4에 나타난 바와 같이 고유진동수는 전체적으로 증가하였으나 Table 5에 요약된 테이블과 Tool holder의 진동량도 함께 증가하였다. 이는 고유진동수의 증가로 인해 작동진동수와의 공진을 유발시켜 진동이 증가하였음을 확인할 수 있다. 따라서 공진의 문제를 해결하기 위해서는 고유진동수가 작동진동수 영역인 14~17Hz보다 10% 이상 커지도록 설계 변경하는 것이 필요함을 확인하였다.

### 3.2 설계 변경 #2

장비의 이동 편의를 위해 사용된 높낮이조절캐스터는 복합적인 기능을 가지고 있지만 장비로부

터 낮은 강성을 유발시키는 것으로 분석되어 이를 Fig. 11과 같이 설계 변경 #1에 사용된 지지부로 교체하였고 캐스터의 경우 장비의 고유진동수의 변화에 영향을 주지 않기에 적당한 위치에 부착하는 것으로 변경하였다.

위의 설계 변경안을 적용하여 시뮬레이션한 결과는 Table 6, 7과 같다. Table 6은 지지부 변경 및



**Fig. 11 Modification of the caster structure**

**Table 6 Natural frequencies of the original model and the alteration #2**

	Original model	Alteration #2
1st	12.99Hz	19.47Hz
2nd	13.47Hz	21.65Hz
3rd	18.72Hz	28.66Hz
4th	36.19Hz	44.45Hz

**Table 7 Comparison of the vibration magnitudes**

Unit :  $\mu\text{m}$  (%)

	Original model	Alteration #2	Comparison
Table (14~17Hz)	x	0.298	0.015 95.0% ↓
	y	0.024	0.018 25.0% ↓
	z	0.122	0.033 73.0% ↓
Tool holder (14~17Hz)	x	0.460	0.008 98.2% ↓
	y	0.004	0.017 325% ↑
	z	0.189	0.050 73.5% ↓

을 적용하여 결과를 얻은 고유진동수의 변화양상이고 Table 7은 그에 따른 진동량을 비교한 것이다.

캐스터 부의 설계 변경으로 공진영역을 피하면서 진동이 대부분 축소되었으나 가공 부의 y방향 진동은 고유진동수의 변화로 진동형이 바뀌어 y방향 진동인 1차 고유진동수[좌·우 진동] 값에 근접되어 진동량이 증가되었다. 이를 해결하기 위해 추가적인 설계 변경이 필요함을 확인하였다.

### 3.3 설계 변경 #3

설계 변경 #2에 추가로 1차, 2차 고유진동수간의 공진을 없애기 위하여 Fig. 12와 같이 테이블을 x방향으로만 보강하여 x방향의 강성을 강화시켜 고유진동수 간의 공진을 방지한다.

Fig. 12의 설계 변경안을 적용한 시뮬레이션의 결과는 Table 8, 9와 같다. Table 8은 설계 변경 #2 및 테이블 x방향의 강성을 보강하여 결과를 얻은 고유진동수의 변화양상이고 Table 9은 그에 따른 진동량을 비교한 것이다.

테이블 x방향의 강성을 보강한 결과 1차, 2차 고유진동수 간의 공진을 차단하였고 진동량도 설계 개선 #2에 비해 모두 감소하였으나 가공 부의 y방향 진동은 기존 장비보다 증가된 상태를 유지하고 있다.

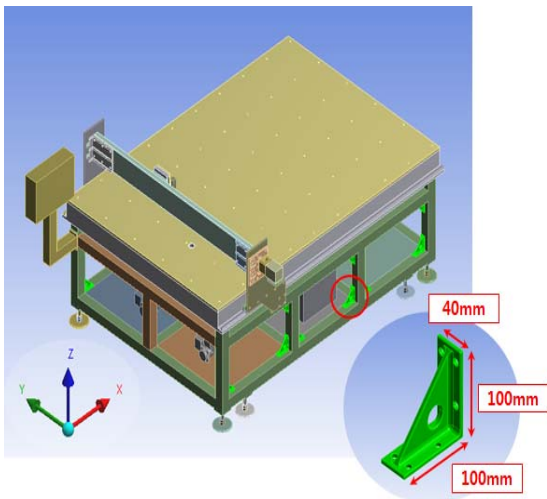


Fig. 12 Modification of table

Table 8 Natural frequencies of the original model and the alteration #3

	Original model	Alteration #3
1st	12.99Hz	19.66Hz
2nd	13.47Hz	24.84Hz
3rd	18.72Hz	30.03Hz
4th	36.19Hz	44.92Hz

Table 9 Comparison of the vibration magnitudes

Unit :  $\mu\text{m}$  (%)

	Original model	Alteration #3	Comparison
Table (14~17Hz)	x	0.298	0.013 95.6% ↓
	y	0.024	0.014 41.7% ↓
	z	0.122	0.038 68.9% ↓
Tool holder (14~17Hz)	x	0.460	0.008 98.2% ↓
	y	0.004	0.011 175% ↑
	z	0.189	0.048 74.6% ↓

### 3.4 설계 변경 #4

설계 변경 #3에 추가로 장비의 가장 큰 진동을 유발시키는 송풍기에서 발생된 진동을 차단하기 위해 송풍기를 분리 설치하여 진동을 최소화하는 것이 설계 변경 #4의 주된 변경 내용이다.

Fig. 13의 설계 변경안을 적용한 시뮬레이션의 결과는 Table 10, 11과 같다. Table 10은 송풍기 분리 설치 및 설계 변경 #3을 적용하여 결과를 얻은 고유진동수의 변화양상이고 Table 11은 그에 따른 진동량을 비교한 것이다.

설계 변경 #4의 결과 진동량은 기존 장비의 진동보다 평균 81.9%가 감소한 것을 확인할 수 있다.

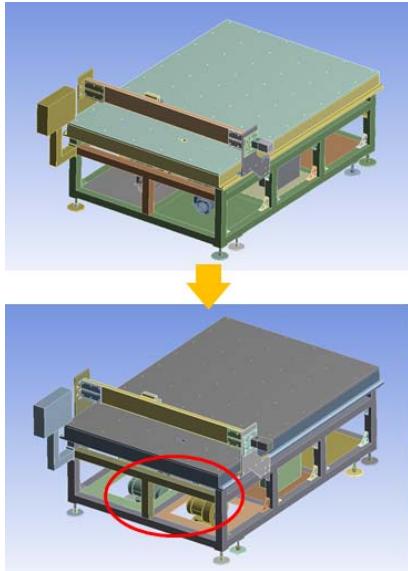


Fig. 13 Separation of fan

Table 10 Natural frequencies of the original model and the alteration #4

	Original model	Alteration #4
1st	12.99Hz	19.68Hz
2nd	13.47Hz	24.86Hz
3rd	18.72Hz	30.04Hz
4th	36.19Hz	44.93Hz

Table 11 Comparison of the vibration magnitudes

Unit :  $\mu\text{m}$  (%)

	Original model	Alteration #4	Comparison
Table (14~17Hz)	x	0.298	0.001 99.7% ↓
	y	0.024	0.002 91.7% ↓
	z	0.122	0.003 97.5% ↓
Tool holder (14~17Hz)	x	0.460	0.021 95.4% ↓
	y	0.0040	0.0035 11.1% ↓
	z	0.189	0.008 95.8% ↓

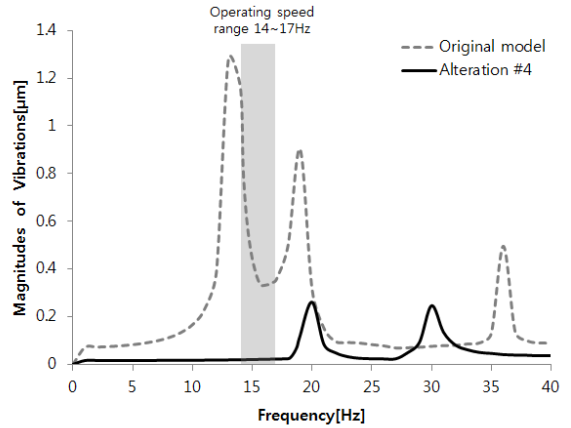


Fig. 14 Magnitudes of vibrations along x direction of tool holder unit

위의 Fig. 14는 개선 전 후 장비 가공부의 x축 진동의 크기를 비교한 그래프이며 색칠 된 부분은 장비의 작동속도영역에 해당된다.

#### 4. 결론

본 연구는 Glass 가공장비의 주파수 분석 실험 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 진동의 주된 원인을 분석하고 이를 바탕으로 설계 변경을 통해 장비의 안정성을 높임과 동시에 가공품질을 제고시키는 설계 변경 안을 제시하고자 하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 주파수 분석 실험 결과와 컴퓨터 시뮬레이션 결과가 허용오차범위 내에서 일치하고 있어 본 연구의 해석 과정은 타당한 것으로 사료된다.
- 2) 구조물의 주파수 분석을 통해 분석된 문제점을 바탕으로 Fig. 10에서 제시된 바와 같이 지지부의 방진고무의 두께 변경으로 고유진동수는 증가하였으나 그로인해 작동진동수와 가까워져 공진을 유발시켜 진동이 증가될 수 있다.
- 3) 지지부와 캐스터의 설계 변경을 통하여 고유진동수가 증가되어 공진이 회피되면서 진동량 또한 대부분 감소하였다.
- 4) 장비의 본질적인 문제점인 1차, 2차 고유진동수 간의 공진을 없애기 위해 Fig. 12에서 제시된 바와



같이 테이블의 강성을 강화하여[설계 변경 #3] 1차, 2차 고유진동수 간의 공진을 억제함으로써 추가로 진동을 감소시킬 수 있다.

5) 장비의 큰 진동을 유발하는 송풍기를 Fig. 13에서 제시된 바와 같이 분리 설치한 결과[설계 변경 #4] 추가로 진동이 소멸되어 모든 설계 변경 내용을 적용할 경우 전체 진동의 81.9%가 소멸됨을 확인하였다.

6) 본 연구의 진행과정은 Glass 가공장비 외에도 유사한 공작기계 및 가공전용기의 진동 억제에 효과적으로 응용되어 장비의 안정성과 가공품질을 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

6. McConnell K. G., "Vibration Testing", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1995
7. Havosen W. G. and Brown D. L., "Journal of Sound and Vibration", 1977
8. Ro S. H. and Cho H. J. and Choi E. H., "Analysis of the Free Vibrations of Rectangular Plates Using Database", Trans. of the KSME (A), Vol 24, No. 8, pp. 1978~1990, 2000
9. Cho H. J. and Ro S. H., "Effect of Design Parameters on the Uniform and the Nonuniform Cantilever Beams", Trans. of the KSME (A), Vol 23, No. 4, pp. 697~708, 1999

## 후 기

\* 본 연구는 '산업통상자원부', '한국산업기술진흥원', '대경지역사업평가원'의 '광역경제권 선도산업 육성사업'으로 수행된 연구결과입니다.

(This research was financially supported by the Ministry of Trade, Industry & Energy(MOTIE), Korea Institute for Advancement of Technology(KIAT) and DaeGyeong Institute for Regional Program Evaluation(DGIRPE) through the Leading Industry Development for Economic Region)

## 참고문헌

1. Ro S. H., "Mechanical Vibrations with Applications", Chaosbook, 2013
2. Ro S. H. and Lee J. H., "Design Alteration of A Lathe Structure for the Improved Dynamic Stability", J. Korean Society of Industrial Application, Vol 12, pp. 91~99, 2009
3. Fertis D. G., "Mechanical and Structural Vibrations", John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 197~241, 1995
4. Ewins D. J., "Modal Testing", Brüel & Kjaer, 1986
5. Randall R. B., "Frequency Analysis", Brüel & Kjaer, 1977