

가공정도 향상을 위한 Milling Machine의 안정화 설계 Design of a Stabilized Milling Machine for the Improved Precision Machining

노승훈¹, 이민수², 박근우², 강희태³, 이종형¹, 양성현^{4*}
Seung-Hoon Ro¹, Min-Su Lee², Keun-Woo Park²,
Hee-Tae Kang³, Jong-Hyung Lee¹, Seong-Hyeon Yang^{4*}

<Abstract>

Since the most exclusive machines of the modern industries which require the nano precision rates are evolved from the machine tools, the design of the stable machine tool structure is very critical. Exclusive machines for the modern industries such as semiconductor, solar cell and LED have surface machining processes which are similar to the face cutting and grinding of conventional machine tools. This study was initiated to stabilize a milling machine structure and further to help design those exclusive machines which have similar machining mechanisms. The vibrations inherent to the machine tool structures hurt the precision machining as well as damage the longevity of the structures. There have been numerous researches in order to suppress the vibrations of machine tool structures using the extra modules such as actuators and dampers. In this paper, the dynamic properties are analyzed to obtain the natural frequencies and mode shapes of a machine tool structure which reflect the main reasons of the biggest vibrations under the given operating conditions. And the feasibility of improving the stability of the structure without using any additional apparatus has been investigated with minor design changes. The result of the study shows that simple changes based on proper system identification can considerably improve the stability of the machine tool structure.

Keywords : Machine tools, Dynamic properties, Design changes, Stability improvement

1. 서 론

현대 산업사회는 생산성향상을 목표로 발전되어가고 있으며 이에 따라 고속화, 무인화가 빠른 속도로 진행되고 있다. 일반적으로 공작기계는 그 국가의 기계공업을 선도하는 핵심도구로서 공작기계 설계기술과 생산력은 산업생산

성의 지표라 할 수 있다.^{1,2)}

공작기계의 성능은 가공정도와 생산성에 의해 평가된다. 일반적으로 생산성은 작동속도에 비례하며 기계구조물의 진동은 작동속도의 증가와 더불어 기하급수적으로 커지게 된다. 따라서 생산성을 증가시키기 위하여 가공속도를 높이면 증가된 진동에 의해 공작물의 정밀도

¹정회원, 금오공과대학교 지능기계공학과, 교수, 工博

²준회원, 금오공과대학교 기계공학부

³정회원, 금오공과대학교 대학원

^{4*} 교신저자, 대경대학교, 겸임교수, 工博

E-mail:cgmyang@hotmail.com

¹Department of Intelligent Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Prof., Ph.D.

²School of Mechanical Engineering Kumoh National Institute of Technology

³Graduate School of Kumoh National Institute of Technology

^{4*} Corresponding Author, Adjunct professor, Taekyeung University, Ph. D.

가 저해되며 공구의 마모와 손상 및 기계 부품의 수명을 단축시키는 요인이 된다. 따라서 공작기계의 고속화 및 정밀도 향상을 위해서는 고속화에 따른 진동량의 증가를 제어할 수 있는 설계기술이 반드시 필요하다.²⁾

본 연구는 산업현장에 가장 널리 보급되어 있는 공작기계 중 하나인 밀링 머신의 동특성 분석을 통해 가공 중에 발생하는 진동의 크기 및 진동양상을 분석하여 진동의 원인을 규명하고^[3] 이를 바탕으로 최소한의 설계 변경을 통하여 진동을 최소화함은 물론 산업현장에서 사용되고 있는 다양한 가공장비를 최소한의 비용과 설계 변경을 통하여 안정성을 향상시키는 방법을 제시함을 목표로 하였다. 또한 높은 수준의 표면정도에 따른 장비 진동억제가 절대적인 반도체, LED 기판 및 LCD 패널의 가공 전용기는 밀링 머신과 유사한 공정 특성을 가지므로 본 연구의 결과는 첨단산업 분야의 전용기 설계 및 제조에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.¹⁾

2. 밀링 머신의 동특성 분석

2.1 진동 분석 실험

주파수 분석 실험을 통하여 공진여부, 고유진동수, 진동형 및 구조물의 진동 원인을 정확히 분석하고 진동과 불안정성의 원인을 규명한다. 실험에 사용된 장비 및 setup 상태는 Fig. 2.1 및 Table 2.1과 같다.

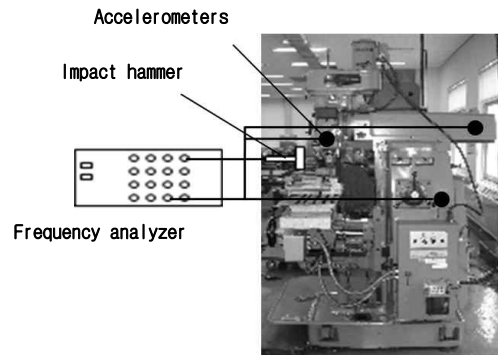


Fig. 2.1. The setup for the frequency response test.

Table 2.1 Spec. of the test equipments

Equipments	Spec	Models	Companies
FFT analyzer		PRO-WA	01dB-METRA VIB
Accelerometer		8634b5	Kistler
Impact hammer		DYTR PULSE	Dytran
Milling machine		HMTH-1100N	Hwa Choeon Corp.

2.2 실험방법 및 결과

구조물에 가속도계를 부착하고 작동상태에서의 진동량과 임팩트 해머의 가진에 의한 진동을 분석하는 방법으로 실험을 진행하여 진동의 크기, 전달 경로, 고유진동수 및 진동 형태 등을 파악한다. 진동측정을^[3] 위한 센서부착 위치는 Fig. 2.2에 도시하였다.

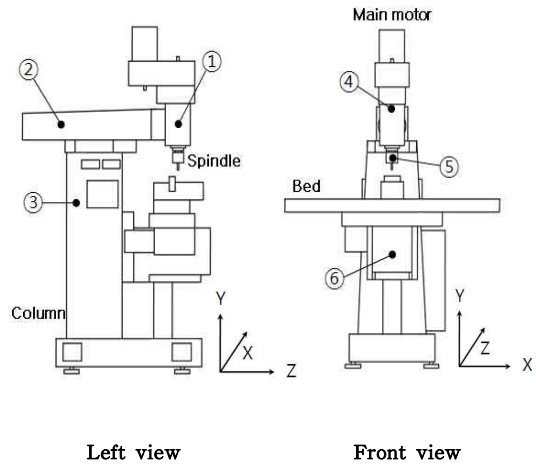


Fig. 2.2. The locations of the sensors.

Fig. 2.3~2.5는 Fig.2.2에 표시된 센서별 전달함수의 실수부분(Re)과 허수부분(Im)이다. 전달함수를 분석해보면 구조물의 가장 큰 진동들은 17.8Hz 및 23.7Hz에서 발생하는 칼럼의 좌·우(x 방향) 및 앞·뒤(z방향) 방향 진동과 69Hz에서 발생하는 비틀림 진동임을 확인할 수 있다.

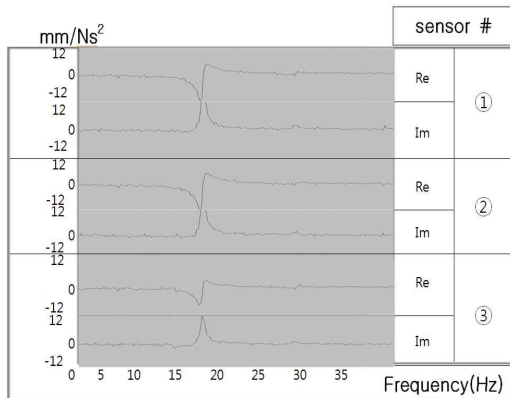


Fig. 2.3. Transfer functions of the milling machine. (Impact applied to 1 of Fig. 2.2)

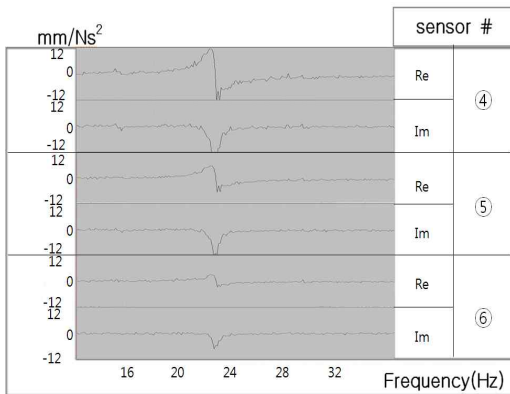


Fig. 2.4. Transfer functions of the milling machine. (Impact applied to 4 of Fig. 2.2)

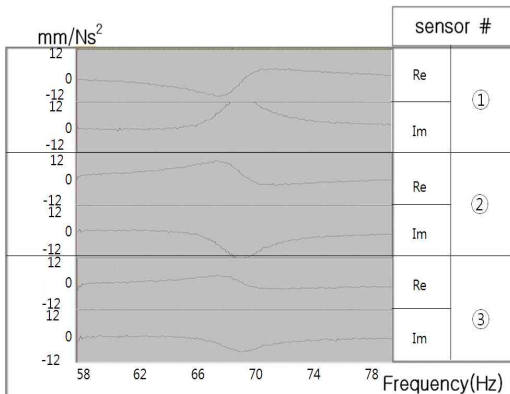


Fig. 2.5. Transfer functions of the milling machine. (impact applied to 4 of Fig. 2.2)

실험을 통하여 분석된 고유진동수와 진동형은 Table 2.2에 요약하였다.

Table 2.2. Natural frequencies and mode shapes of the original model from experiment

	Nat. freq.	Mode descriptions
1st	17.8Hz	Bending mode along x direction
2nd	23.7Hz	Bending mode along z direction
3rd	69Hz	Twisting mode w. r. t. y axis

2.3 컴퓨터 시뮬레이션

주파수 분석 실험을 통하여 구조물의 가장 큰 진동을 확인하였다. 이 진동을 억제하기 위해서는 지지조건의 개선과 함께 칼럼 하부의 강성을 강화하고 상부의 질량을 줄여주는 설계 변경을 통하여 공진을 회피하는 설계 변경이 바람직하다. 이러한 개선안을 실제 기계에 적용하여 개선 효과를 확인하려면 엄청난 경비와 시간이 요구되므로 시뮬레이션을 이용하여 기계의 특성을 컴퓨터에 구현한 후 개선안을 시뮬레이션 모델에 적용하여 개선 효과를 확인하는 과정을 거쳐 안정된 최종 설계안을 찾는다.^{1,2)}

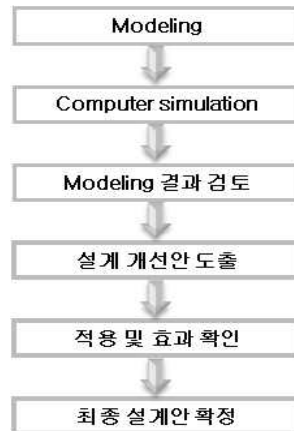


Fig. 2.6. The process of computer simulation for design improvement.

컴퓨터 시뮬레이션을 위해 구조물을 Fig. 2.7과 같이 모델링하였으며 모터와 스프링들의 가진 조건은 실제 작동 상황을 바탕으로 설정하였다. 상부 모터의 경우 질량(30kg), 편심량(0.08mm), 회전 속도(182rad/sec, 1740rpm)를 고려하여

79.5N[30·0.08×10⁻³·182²]의 크기와 29Hz의 주파수를 갖는 가진력을 적용하였고 하부 모터와 스피너들의 경우도 동일한 방법으로 각각 39.7N의 힘과 29Hz의 가진 주파수 및 23.4N의 힘과 20Hz의 가진 주파수를 갖는 가진력을 적용하였다.

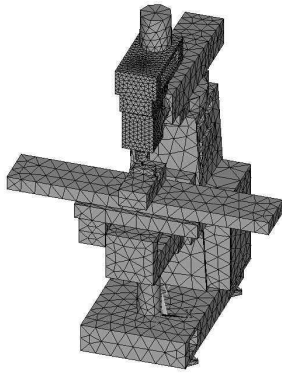
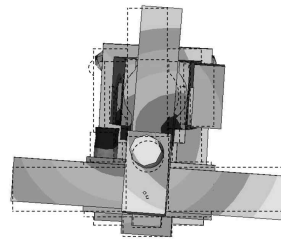


Fig. 2.7. The simulation model for the analysis of the original structure.

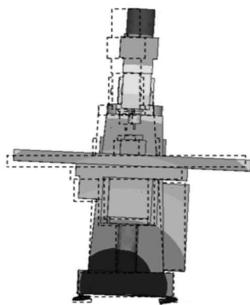
컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 얻어진 고유진동수 및 진동형은 Fig. 2.8과 같다.



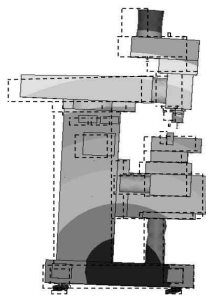
67.8Hz

Fig. 2.8. Natural frequencies and vibration modes of the original structure from simulation.

실제 구조물에서 측정된 고유진동수와 컴퓨터 시뮬레이션 결과는 Table 2.3과 같다. 두 경우의 오차는 5% 이하로 실험에 의한 결과와 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하고 있다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션 모델은 실제 기계의 진동 특성을 잘 구현하고 있다. 실험과 시뮬레이션을 통하여 얻어진 진동 특성을 분석하여 설계 개선안을 도출하고 개선안을 모델에 적용하여 개선 효과를 확인하는 과정을 거쳐 안정된 구조를 완성한다.



17.1Hz



24.7Hz

Table 2.3. Comparison of the results from the experiment and the computer simulation

		Experiment	Computer simulation
Natural frequencies	1st	17.8Hz	17.1Hz
	2nd	23.7Hz	24.7Hz
	3rd	69Hz	67.8Hz

3. 안정화를 위한 설계 개선

일반적으로 기계구조물의 지지부는 기계와 지면간의 진동전달을 최소화하고 기계의 균형을 유지하기 위한 목적으로 설계된다.(Fig. 3.1) 효과적인 진동제어를 위해서는 지면진동의 주파수를 고려하여 구조물의 고유진동수가 지면진동의 주파수에서 멀어지도록 지지조건을 개선함으로써 진동의 전달을 억제한 후 기계구조의 설계 변경을 시도하는 것이 바람직하다.^{1,2)}

3.1 설계 변경 #1

앞에서 언급된 바와 같이 기계의 진동을 줄이기 위하여 Fig. 3.1과 같이 지지조건의 개선을 통하여 기계의 고유진동수를 높임으로써 낮은 지면진동의 진동수와 멀어지도록 강성을 강화하는 방향으로 설계 변경하였다.

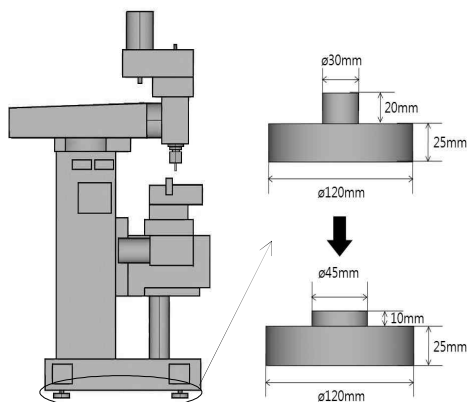


Fig. 3.1. Design alteration #1.

Fig. 3.1(설계 변경 #1)의 변경 내용은 다음과 같다.

- ① 지지부 레벨링 볼트의 직경 증가 (Φ30mm → Φ45mm)
- ② 지지부 레벨링 볼트의 길이 감소 (25mm → 10mm)

위의 설계 변경안을 적용하여 시뮬레이션한 결과는 아래 Table 3.1, 3.2와 같다. Table 3.1은 설계 변경 #1의 적용에 따른 고유진동수의 변화 양상이며 Table 3.2는 진동원(지면, 모터, 스피들)별 진동량을 비교한 것이다.

Table 3.1. Natural frequencies of the original model and the alteration #1

models	Original model	Alteration #1
1st	17.1Hz	26.6Hz
2nd	24.7Hz	35Hz
3rd	67.8Hz	95.7Hz

설계 변경 #1의 결과 Table 3.1에 나타난 바와 같이 고유진동수의 증가로 Table 3.2에 요약된 지면진동(1Hz)에 의한 진동은 줄어들었으나

모터의 작동(29Hz)에 의한 x방향 진동은 고유진동수의 변화(17.1→26.6Hz)에 따른 공진으로 진동이 증가하였음을 확인할 수 있다.

Table 3.2. Comparison of the vibration magnitudes (original model and alteration #1)

[단위 : μm]

		Original model	Alteration #1	Comparison
1Hz (ground)	x	0.0079	0.0031	60.8(%) ↓
	y	0.0019	0.0011	42.1(%) ↓
	z	0.0039	0.0017	56.4(%) ↓
20Hz (spindle)	x	8.78	2.76	68.6(%) ↓
	y	2.05	0.55	73.2(%) ↓
	z	3.07	1.02	66.8(%) ↓
29Hz (motors)	x	3.18	11.45	72.2(%) ↑
	y	3.38	2.22	34.3(%) ↓
	z	7.28	3.80	47.8(%) ↓
Average :				42(%) ↓

이러한 문제를 해결하기 위해서는 설계 변경 #1의 1차 고유진동수를 모터의 작동속도인 29Hz 보다 10%이상 커지도록 설계 변경하는 것이 필요하다.

3.2 설계 변경 #2

설계 변경 #1의 문제점 해결을 위해 기계구조물의 고유진동수를 증가시켜 모터의 작동속도(29Hz)와의 공진을 회피하기 위하여 아래와 같은 설계 변경을 시도하였다.

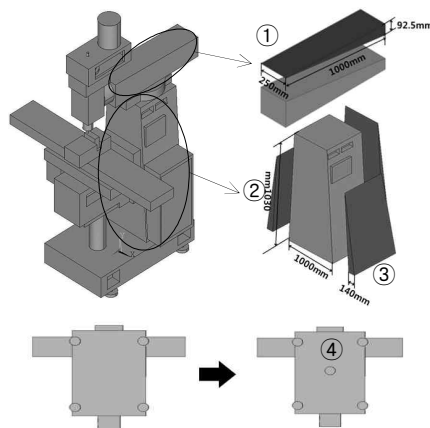


Fig. 3.2 Design alteration #2.

Fig. 3.2(설계 변경 #2)의 변경 내용은 다음과 같다.

- ① 상부의 질량 감소(92.5mm 제거)
- ② 칼럼부의 높이 감소(1230mm → 1030mm)
- ③ 칼럼부의 강성 강화(140mm 보강)
- ④ 베이스의 센터에 지지부 추가(강성강화)

위의 설계 변경안을 적용하여 해석한 결과는 아래 Table 3.3, 3.4와 같다. Table 3.3은 설계 변경 #2의 적용에 따른 고유진동수의 변화이며 Table 3.4는 진동원(지면, 모터, 스핀들)별 진동량을 비교한 것이다.

Table 3.3. Natural frequencies of the original model and the alteration #2

models	Original model	Alteration #2
1st	17.1Hz	32Hz
2nd	24.7Hz	41.9Hz
3rd	67.8Hz	137.3Hz

Table 3.4. Comparison of the vibration magnitudes (original model and alteration #2)

[단위 : μm]

		Original model	Alteration #2	Comparison
1Hz (ground)	x	0.0079	0.0019	75.9(%) ↓
	y	0.0019	0.0011	42.1(%) ↓
	z	0.0039	0.0017	56.4(%) ↓
	Average : 58.1(%) ↓			
20Hz (spindle)	x	8.78	0.98	88.8(%) ↓
	y	2.05	0.49	76.1(%) ↓
	z	3.07	0.86	72(%) ↓
29Hz (motors)	x	3.18	3.01	5.3(%) ↓
	y	3.38	1.34	60.4(%) ↓
	z	7.28	2.67	63.3(%) ↓
	Average : 60(%) ↓			

설계 변경 #2의 결과 Table 3.3, 3.4에 나타난 바와 같이 구조물의 1차 고유진동수가 모터의 작동속도(29Hz)보다 커지게 되어 공진이 회피되며 진동량도 기존 구조물의 진동에 비하여 축소되었음을 확인할 수 있다. 따라서 설계 변경 #1과 설계 변경 #2를 함께 적용할 경우 모터

및 스핀들의 작동속도와 기계의 고유진동수간의 공진을 피할 수 있음은 물론 강성 강화와 지면의 진동에 대한 안정성도 확보할 수 있다.

3.3 설계 변경 #3

설계 변경 #3는 설계 변경 #1과 설계 변경 #2를 조합한 설계 변경안 이다. 설계 변경 #3를 적용하여 해석한 결과는 Table 3.5, 3.6과 같다. Table 3.5는 설계 변경 #3의 적용에 따른 고유진동수의 변화이며 Table 3.6는 진동원(지면, 모터, 스핀들)별 진동량을 비교한 것이다.

Table 3.5. Natural frequencies of the original model and the alteration #3

models	Original model	Alteration #3
1st	17.1Hz	54Hz
2nd	24.7Hz	65.2Hz
3rd	67.8Hz	177.6Hz

Table 3.6 Comparison of the vibration magnitudes (original model and alteration #3)

[단위 : μm]

		Original model	Alteration #3	Comparison
1Hz (ground)	x	0.0079	0.0012	84.8(%) ↓
	y	0.0019	0.00064	66.3(%) ↓
	z	0.0039	0.00066	83.1(%) ↓
20Hz (spindle)	x	8.78	0.54	93.8(%) ↓
	y	2.05	0.26	87.3(%) ↓
	z	3.07	0.29	90.6(%) ↓
29Hz (motors)	x	3.18	1.43	55(%) ↓
	y	3.38	0.58	82.8(%) ↓
	z	7.28	2.67	63.3(%) ↓
Average : 81.6(%) ↓				

설계 변경 #3의 결과 Table 3.5, 3.6에 표시된 바와 같이 구조물의 1차 고유진동수(54Hz)가 모터 및 스핀들의 작동속도(29Hz)와의 공진영역에서 완전히 벗어나 있음은 물론 지지부와 지면의 진동 전달차단 및 강성강화를 동시에 해결하여 기존 구조물의 진동에 비하여 전체 진동의 81.6%가 소멸되었음을 확인할 수 있다.

아래 Fig. 3.3은 모터의 작동(29Hz)에 의한 기존 구조물과 설계 변경 단계별 진동 크기를 비교한 것으로 공구의 y방향 진동을 나타낸 그림이다.

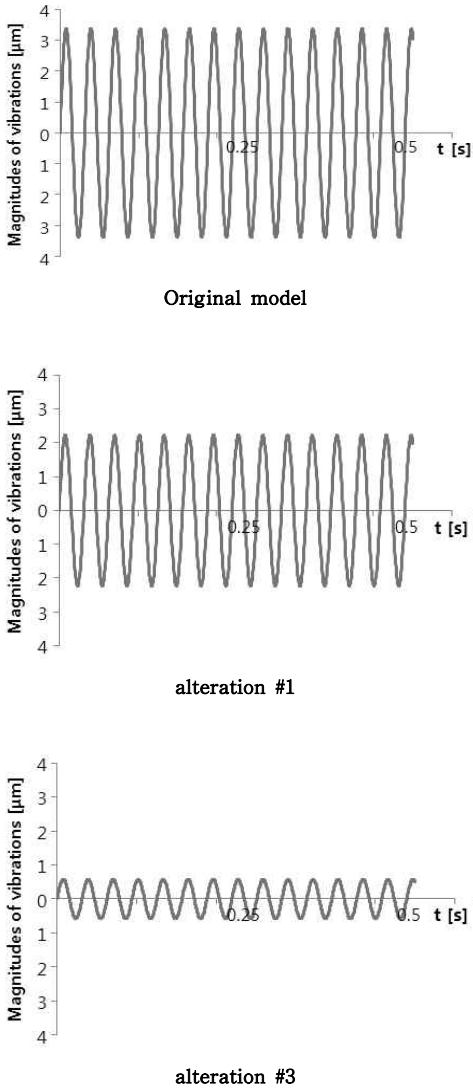


Fig. 3.3. Time domain presentation of the tool vibrations along y direction.

Fig. 3.4는 기존의 구조물과 설계 변경 #3의 진동 크기를 비교한 그림이다. 모든 방향에 걸쳐 지면진동(0.5~2Hz), 스핀들(20Hz) 및 모터의 작동(29Hz)에 의한 진동이 모두 감소하였음을 확인할 수 있으며 스핀들 및 모터의 작동속도가 변화되어도 0~30Hz의 모든 구간에서 진

동이 제어될 수 있음을 알 수 있다.

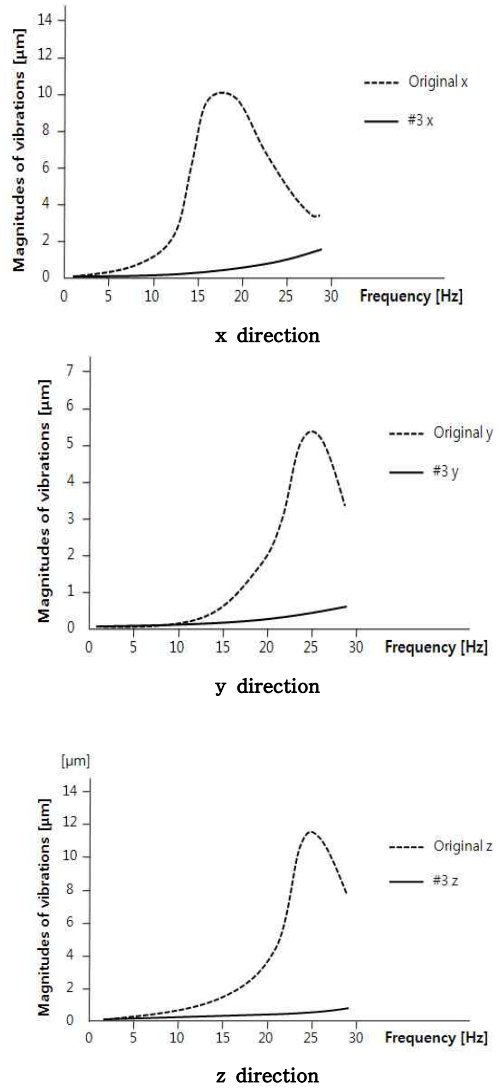


Fig. 3.4. Frequency domain presentation of the tool vibrations along three directions.

4. 결론 및 검토

본 연구는 공작 기계 구조물의 진동분석 실험 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 진동의 주된 원인을 분석하고 이를 바탕으로 간단한 설계 변경을 통하여 기계구조물의 안정성을 높임과 동시에 가공정도를 향상시키기 위한 목적으로 진행되었다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

i) 본 연구의 대상인 밀링 머신의 경우 모터 및 스피들 작동속도는 29Hz[1740rpm], 20Hz [1200rpm]이고 구조물의 고유진동수는 17.8Hz, 23.7Hz 및 69Hz에 해당되므로 공진의 가능성이 크다 할 수 있으며 지지조건의 최적화와 기계 구조의 변경을 통한 공진 회피로 진동을 효과적으로 제어할 수 있음을 확인하였다.

ii) 구조물의 동특성 분석을 바탕으로 Fig. 3.1에서 제시된 바와 같이 간단한 지지부 변경으로 전체적으로 진동의 42%를 억제 할 수 있다.[Table 3.2]

iii) 지지조건의 개선으로 전체적으로 진동을 감소시킬 수 있지만 공진을 회피하기 위하여 구조물을 설계 변경 한 결과 진동의 60%를 소멸시킬 수 있으며 지지부 개선에 따라 증가되었던 진동[Table 3.2 29Hz 가진 x방향 진동]도 줄어들었음을 확인할 수 있다[Table 3.4].

iii) 설계 변경 #1과 설계 변경 #2를 조합하여 공진 회피, 강성강화, 진동 전달억제를 위한 설계 개선(설계 변경 #3)을 구현한 결과 전체 진동의 81.6%가 소멸될 수 있다[Table 3.6].

iv) 별도의 부가장치 사용 없이 최소한의 설계 변경으로 진동을 제어함으로써 기계의 안정성과 가공정도를 향상시킬 수 있음을 확인 하였으며 본 연구의 진행과정은 유사한 가공 기구를 갖는 반도체, LED, 태양전지와 같은 첨단산업 분야의 전용기 설계 및 제조에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.¹⁾

후 기

본 연구는 금오공과대학교 2010년도 교육역량 강화사업의 KIT가족연구실지원사업으로 연구된 논문으로 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 1) 노승훈, “기계진동 및 응용-그린에너지 제조 공정 및 장비”, 한티미디어, (2011)
- 2) Ro, S. H., *Journal of The Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, 5, 4, 72, (2006)
- 3) McConnell, K. G., “Vibration Testing,” John Wiley & sons, Inc., New York, (1995)
- 4) Rao, S. S. “Mechanical Vibrations”, 2nd ed, pp. 503~511, (1994)
- 5) Fertis, D. G., “Mechanical and Structural Vibrations,” John Wiley & sons, Inc., New York, pp. 197~241, (1995)
- 6) Ro, S. H., Cho, H. J. and Choi, E. H., *Transactions of the KSME, A*, 24, 8, 1978 (2000)
- 7) Cho, H. J. and Ro, S. H., *Transactions of the KSME, A*, 23, 4, 697, (1999)

(접수:2011.01.10, 수정:2011.04.21, 게재 확정:2011.05.24)