

◆특집◆ 금형가공용 초고속 지능형 절삭 시스템

5축 공작기계의 고강성 구조설계에 관한 연구

홍종필*, 공병채*, 최성대#, 최현진**, 이달식***

Study on Structure Design of High-Stiffness for 5 - Axis Machining Center

Jong-Pil Hong*, Byeong-Chae Gong*, Sung-Dae Choi#, Hyun-Jin Choi**, Dal-Sik Lee***
(Received 30 September 2011; received in revised form 5 October 2011; accepted 6 October 2011)

ABSTRACT

This study covers the optimum design of the 5-axis machine tool. In addition, the intelligent control secures structural stability through the optimum design of the structure of the 5-axis machine center, main spindle, and the tilting index table. The big requirement, like above, ultimately leads to speed-up operation. And this is inevitable to understand the vibration phenomenon and its related mechanical phenomenon in terms of productivity and its accuracy. In general, the productivity is correlated with the operation speed and it has become bigger by its vibration scale and the operation speed so far. Vibration phenomenon and its heat-transformation of the machine is naturally occurred during the operation. If these entire machinery phenomenons are interpreted through the constructive understanding and the interpretation of the naturally produced vibration and heat-transformation, it would be very useful to improve the rapidity and its stability of the machine operation indeed. In this dissertation, the problems of structure through heating, stability, dynamic aspect and safety about intelligent 5-wheel machine tool are discovered to examine. All these discoveries are applied to the structure in order to enhance the density of it. It aims to improve the stability.

Key Words : Vibration(진동), Structural Analysis(구조해석), Optimization(최적화), Machine Tools(공작기계), Rigidity(강성)

1. 서 론

현대 산업사회에서의 기술과 과학이 끊임없이 발

달되고 있는 가운데 생산 기술과 생산 공업도 비약적으로 발달되고 있다. 공작기계에 대한 요구사항은 일반적으로 고정도화, 고속도화 그리고 고능률화 나아가서는 자동화이다. 고능률화 또는 고속화를 위해서는 고속절삭가공을 실현해야 하며 그러기 위해서는 주축의 회전수를 높이고 각 축의 이송 속도가 빨라야 되며 절삭 이송을 고속화 하여야 한다. 그리고 머시닝센터에서는 공구를 자동으로 교환하는(ATC) 시간을 줄이고, 또 공작물을 부착하는 Pallet의 교환

* 금오공과대학원 기능기계공학부

교신저자 : 금오공과대학원 기계공학부

E-mail : sdchoi@kimoh.ac.kr

** 대구기계부품연구원

*** (주)유지인트

(APC)을 신속히 해야 한다. 이와 같이 생산성 향상에 대한 커다란 요구는 작동속도의 증대를 가져오게 되며 높은 절삭속도에 따른 필연적인 진동 현상 및 열변형 현상에 대한 이해는 생산성 및 정밀성의 차원에서 피할 수 없는 과제이다.

본 논문은 공작기계의 기구학적 이해와 해석을 통한 진동양상 및 변형을 파악하여 구조를 개선하여 생산성 향상을 위한 공작기계 운전의 고속화와 안정성을 향상시키는 것에 관해 연구한 내용이다.

2. 5축 절삭가공기 구조 설계

본 연구대상인 5축 절삭가공기는 운동변환기구 없이 가속, 감속이 증가함에 따라 정밀도를 악화시키는 백래시나 컴플라이언스로부터 자유로운 리니어 모터(Linear Motor) 구동방식을 채택하여 X, Y, Z 축의 최대 100m/min 이송속도를 만족할 수 있도록 하였다. 주축은 150만 이상의 DmN값으로 최대 회전수는 40,000rpm의 초고속 주축시스템을 적용하였다. 2축 로터리 인덱스 테이블이 장착된 5축 절삭가공기로 크게 2가지 구조가 있다. 로터리 테이블이 고정되고 스피indle에 직선 3축이 구성된 테이블 Fixed구조와 테이블이 직선 1축으로 이송하고 스피indle에 직선 2축이 구성된 테이블 moving구조가 대표적이다. Fig. 1은 5축 절삭가공기 구조를 보여준다.

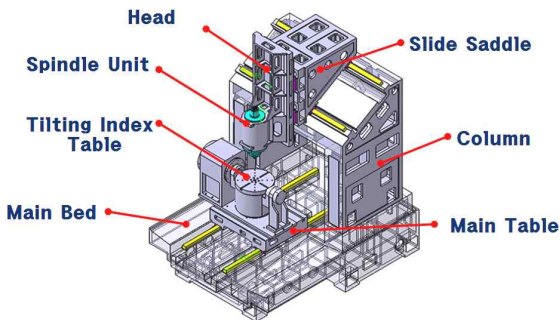


Fig. 1 The structure of 5-axis machine tool system

가공기의 전체 중량은 약 7.2ton에 이르고, 구성요소로는 Spindle, Main Bed, Column, ATC, Slide Saddle, Head, Main Table, Tilting Index Table로 구성되어 있

다. 장비 주요사양은 Table 1과 같다.

Table 1 Specification of 5-axis machine tool

	구분	단위	사양
Traverse	Max. axis traverse distance (X,Y,Z)	mm	420/500/360
	Tilting angle range(A-axis/C-axis)	°	+30 to -120/360
	Rapid feed rate(X,Y,Z)	m/min	100/100/100
	Max. rotation speed(A,C)	r/min	100/250
Table	Table size	mm	φ400
	Max. permissible load	kgf	200
Spindle	Spindle nose to table tap	mm	150~510
	Spindle taper	-	HSK E40
	Spindle speed	r/min	40,000
	Spindle motor power	Kw	12.6
	Spindle motor torque	Nm	5
	ATC Type	-	Twin arm
A.T.C	Tool storage	EA	24
	Max. tool dia.	mm	φ85
	Max. tool length	mm	200
	Tool to Tool time	sec	2.0
MC Size	M/C Dimension(W×L×H)	mm	2000×2900×3270

3. 5축 공작기계 구조 유한요소 해석

3.1 유한요소모델 생성

부품의 개수가 가장 많은 킬링 인덱스 테이블을 질량수를 맞춘 하나의 파트로 대체하여 해석규모를 간소화하였다. 따라서, 총 노드 개수는 317825개, 요소 개수는 157097개로 Mesh 생성 작업을 수행하였다.

3.2 재료 물성

구조물은 총 25개의 파트로 이루어져 있으며 이 중에서 Main Bed, Column, Slide Saddle, Head, Main Table 5개 부분은 주조 작업을 통해 만들기 때문에 회주철(Gray Cast Iron)을 부여하였으며 나머지 20개 파트는 일반기계가공을 이용하여 제작하므로 Structural Steel을 부여하였다. 상세한 재료 물성은 Table 2에 자세히 나타내었다.

Table 2 Properties of materials

	Gray Cast Iron	Structural Steel
Young's modulus	$2 \times 10^{11} Pa$	$1.1 \times 10^{11} Pa$
Poisson's ratio	0.3	0.28
Density	$7850 kg/m^3$	$7200 kg/m^3$
Thermal expansion	$1.2 \times 10^{-5} 1/^\circ C$	$1.1 \times 10^{-5} 1/^\circ C$
Tensile yield strength	$2.5 \times 10^8 Pa$	$2.4 \times 10^8 Pa$
Compressive yield strength	$2.5 \times 10^8 Pa$	$8.2 \times 10^8 Pa$

3.3 Initial Model의 자중 변위량 해석

5축 절삭가공기 구조물의 초기 설계안을 Initial Model로 정하고 열, 자중, 진동 해석을 통해 문제점을 파악하고자 한다. 자중 변위량 및 응력값을 정리하면 Table 3과 같다.

Table 3 Self-weight displacement and stress of initial model

Initial model	X-axis	Y-axis	Z-axis
Self-weight displacement(μm)	24.3	-3.5	-117.2
Stress(MPa)	9.43		

Z축의 경우 자중 변위량이 $-117.2 \mu m$ 로서 가장 많은 변형량이 발생하였는데 Spindle 및 Head 부분의 과도한 무게 및 Slide Saddle과 Column의 낮은 강성으로 인해 상부의 처짐이 발생되어 Spindle 하부의 변위량이 높은 것으로 판단되었다. 따라서, 구조물 Head와 Slide Saddle의 구조변경이 필요할 것으로 사료 되었다.

3.4 Initial Model의 열변위량 해석

열변위량 해석은 모터내장형 주축의 온도가 $20^\circ C$ 에서 최악조건인 $100^\circ C$ 까지 상승하는 경우에 대해 유한요소해석을 통하여 변위량을 분석하였다.

주축의 온도가 $20^\circ C \sim 100^\circ C$ 로 변할 때의 열변위량 및 응력 그래프를 Fig. 2에 나타내었다.

열변위량은 Z축 방향으로 크게 나타나는 경향을 보였으며 이는 전체 시스템의 강성이 Y축 방향으로 가장 강하며 X, Z축 방향으로로는 약해서 강성을 강화

시켜야 할 필요성이 있다고 판단되었다. 모든 방향의 열변위량은 $40^\circ C$ 를 지나서 급격하게 증가되는 경향을 보이고 있어 $40^\circ C$ 이하로 유지시켜 줄 수 있는 냉각시스템이 필요하다고 판단되었다.

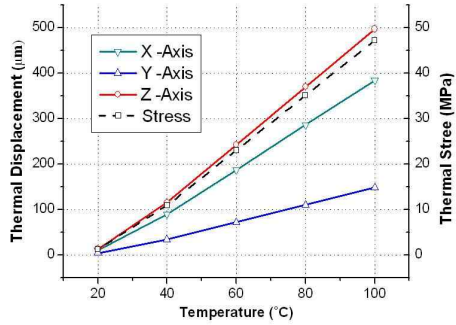


Fig. 2 Thermal displacement and stress graph of initial model

3.5 Initial Model의 진동 변위량 해석

1, 2, 3차 고유진동수가 매우 낮은 주파수대역에서 나타나 구조물의 강성보완 설계가 필요할 것으로 예측하였다. 또한, Fig. 3의 진동 변위량 그래프를 보면 3축 모두 1차 고유진동주파수 대역에서 가장 큰 진동 변위량을 보였다. 이는 절삭 효율 및 가공 정밀도, 표면 조도의 정밀도가 저하되는 등 여러 가지 문제점을 발생시킬 것으로 예상되었다.

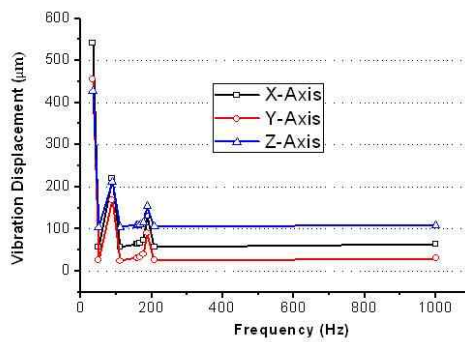


Fig. 3 Vibration displacement graph of initial model

3.6 Initial Model의 최적화 설계 변경안 적용

Fig. 4는 Initial Model과 Alteration Model의 모습을 보여주고 있다.

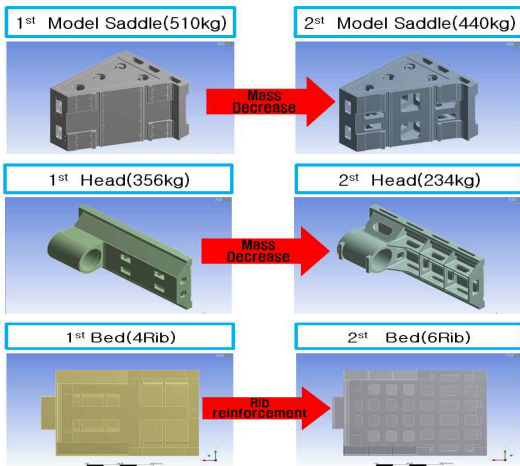


Fig. 4 Alternative of design change

Table 4는 Initial Model과 Alteration Model의 무게 및 감소율을 보여주고 있다. 설계 변경 결과 Head와 Slide Saddle의 무게가 약 30% 가량 감소하였으며 Main Bed의 Rib의 개수는 50% 증가하였다. 설계 변경으로 본 5축 절삭가공기 구조물의 강성이 강화되었다는 것을 검증하기 위해 Alteration Model에 대해 열, 자중, 진동 해석을 수행하여 비교해 보기로 하였다.

Table 4 수정된 모델 전·후 비교표

	Initial model	Alteration model	Comparison
Head	510kg	440kg	30.2% ↓
Slide saddle	356kg	234kg	34.3% ↓
Main bed	4Rib	6Rib	50% ↑

3.7 Alteration Model의 자중 변위량 해석 및 비교

앞서 제시한 설계 변경안을 통해 변경된 5축 절삭가공기 구조물을 Alteration Model로 정하고 자중 해석을 통해 안정성을 평가하여 비교함으로써 강성이 강화되었다는 것을 검증하기로 하였다.

Fig. 5는 자중 응력값을 보여주고 있다. 자중 변위량 및 응력값을 정리하면 Table 5와 같다. X축의 경우 자중 변위량이 기존의 $24.3\mu\text{m}$ 에서 $22\mu\text{m}$ 로 9.4% 감소되었으며 Y축의 경우 자중 변위량이 기존의 $-3.5\mu\text{m}$ 에서 $2.5\mu\text{m}$ 로 28.5% 감소되었다. 또한, Z축의 경

우 자중 변위량이 기존의 $-117.2\mu\text{m}$ 에서 $-36.4\mu\text{m}$ 로 69% 감소되었다. 자중 응력값의 경우 기존의 9.43MPa 에서 11.7MPa 로 8% 증가되어 강성이 강화되었다고 판단할 수 있었다.

Table 5 Self-weight displacement and stress of alteration model

Alteration model	X-axis	Y-axis	Z-axis
Self-weight displacement(μm)	22	2.5	-36.4
Stress(MPa)	11.7		

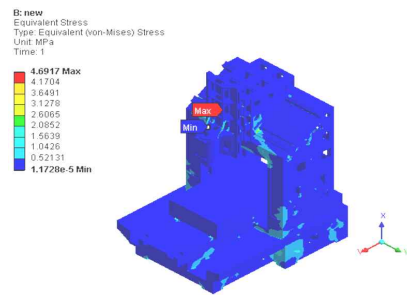


Fig. 5 Stress picture of alteration model(at self-weight analysis)

Table 6 Self-weight analysis comparison of initial and alteration model

	Initial model	Alteration model	Comparison
Self-weight displacement (X-axis)	24.3	22	9.4% ↓
Self-weight displacement (Y-axis)	-3.5	2.5	28.5% ↓
Self-weight displacement (Z-axis)	-117.2	-36.4	5.6% ↓
Self-weight stress(MPa)	9.43	11.7	8% ↑

3.8 Alteration Model의 열 변위량 해석 및 비교

Fig. 6은 주축의 온도가 $20^{\circ}\text{C} \sim 100^{\circ}\text{C}$ 로 변할 때의 열 변위량, 열응력 그래프를 보여주고 있다. X축의 경우 100°C 일 때 열 변위량이 기존의 $384.1\mu\text{m}$ 에서 $382.5\mu\text{m}$ 로 감소량이 적었고 Y축의 경우 100°C 일 때 열 변위량이 기존의 $147.8\mu\text{m}$ 에서 $120.8\mu\text{m}$ 로

18.2% 감소되었다. Z축의 100℃일 때 열 변위량이 기존의 496 μm 에서 465 μm 로 6% 감소되었다. 열응력값은 100℃일 때 기존 81.9MPa에서 124MPa로 51% 증가되었지만 항복응력값인 240MPa보다는 낮아 안전하다고 판단된다.

수정 모델 또한 모든 방향의 열 변위량이 40℃를 지나서 급격하게 증가되는 경향을 보이고 있어 40℃ 이하로 유지시켜 줄 수 있는 냉각시스템을 설계단계에 추가한다면 문제가 없을 것이라 사료된다.

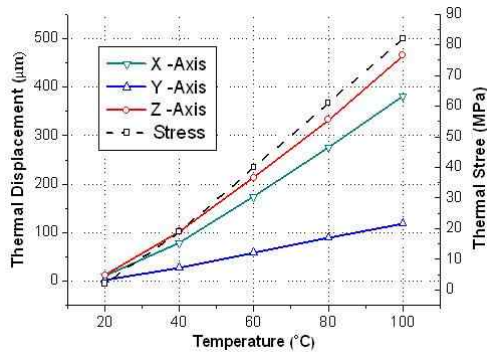


Fig. 6 Thermal displacement and stress graph of alteration model

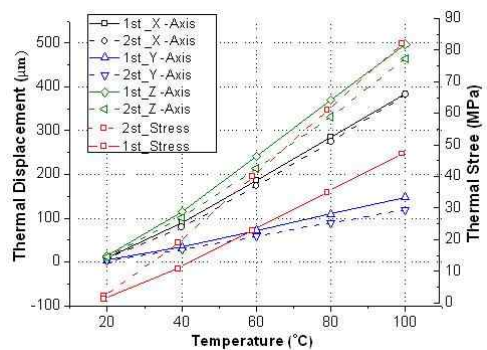


Fig. 7 Thermal displacement analysis comparison of initial and alteration model

Initial Model과 Alteration Model의 Thermal Analysis 결과 값을 비교하여 Fig. 7의 그래프에 나타내었다. 변위량은 Z축 20℃에서 최소 1.1%, Y축 100℃에서 최대 18.2%까지 감소되는 결과를 얻었다. 이러한 결과에 비추어 보아 설계 변경을 통해 열변형에 대한 강성이 어느 정도 강화되었다고 판단하였다.

3.9 Alteration Model의 진동 변위량 해석 및 비교

Alteration Model의 진동해석 결과인 1차 Mode Shape를 보여주고 있으며, Initial Model과 Alteration Model의 동특성해석결과 1차 고유진동수는 경우 기존의 33.8Hz에서 39Hz로 15.3% 증가되었고 2차 고유진동수는 기존의 50.2Hz에서 56.9Hz로 13.3% 증가되었다. 또한, 3차 고유진동수는 87.4Hz에서 95.4Hz로 9.1% 증가되었다.

Initial Model과 Alteration Model의 진동 변위량을 비교하여 Fig. 8의 그래프에 나타내었다. 변위량은 1차 고유진동주파수 대역에서 최대 90%까지 감소되는 결과를 얻었다. 이러한 결과에 비추어 보아 5축 절삭가공기 구조의 설계 변경을 통해 진동에 변형에 대하여 강성이 강화되었다고 판단하였다.

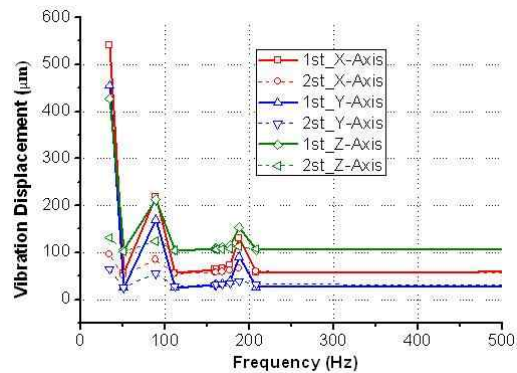


Fig. 8 Vibration displacement analysis comparison of initial and alteration model

4. Initial Model과 Alteration Model의 총 변위량 비교

자중, 열, 진동 변위량을 종합하여 3차원 그래프를 작성하여 온도, 진동수의 변화에 따른 총 변위량을 계산해 보았다.

Fig. 9와 Fig. 10은 Scalar량에 대한 총 변위량을 보여준다. 20℃, 34Hz 조건일 때 최대 78.2%의 변위량이 감소된 것을 알 수 있었다. 이러한 결과에 비추어 보아 구조설계 변경을 통해 열, 자중, 진동 변형에 대한 강성이 강화되었다고 판단하였다.

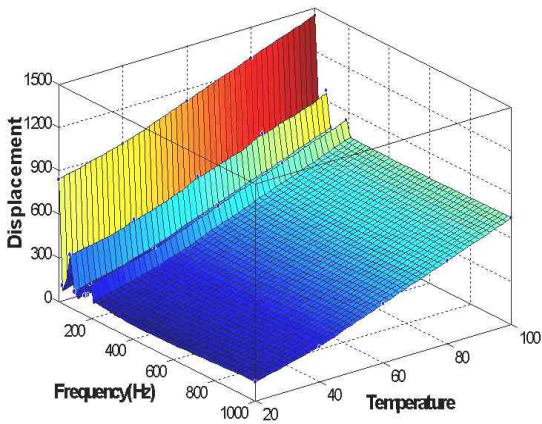


Fig. 9 Total scalar displacement of initial model

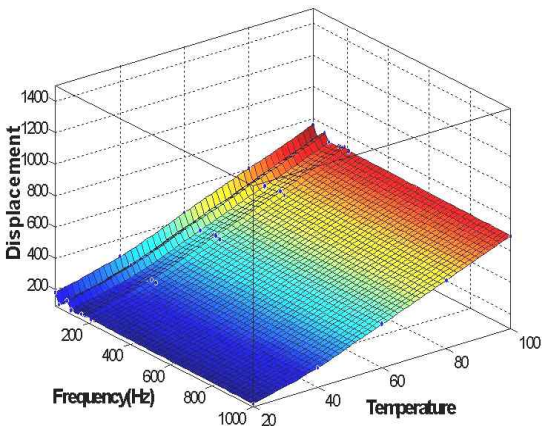


Fig. 10 Total scalar displacement of alteration model

5. 결론

5축 절삭가공시스템의 구조물 최적설계를 위해 구조물에 대하여 자중 변위량 해석, 열 변위량 해석, 진동 변위량 해석 등을 통해 구조물의 거동 및 특성을 분석하였다.

분석된 구조물의 특성을 바탕으로 Bed, Head, Slide Saddle의 설계변경 안을 제안하였다. 설계변경된 Alteration Model의 설계 개선 효과를 검증하기 위하여 유한요소 해석을 진행하였으며, 그 결과 Initial Model보다 자중 및 열, 진동 변위량이 감소되었음을 확인할 수 있었다.

- 1) 5축 절삭가공시스템 대해 열적, 정적, 동적 안정성을 평가한 결과 Initial Model의 낮은 강성은 상부에 불필요하게 집중된 과도한 무게에 비해 하부 Main Bed 구조의 약한 강성으로 인한 구조적 불안정성을 띄고 있는 것으로 판단되었다.
- 2) 설계변경 안이 적용된 Alteration Model에 대해 열적, 정적, 동적 특성 유한요소해석을 수행하여 자중 변위량은 Z축에서 최고 69%, 열 변위량은 Y축에서 최고 18.2%, 진동 변위량은 1차 고유진동주파수 대역에서 최대 90%까지 감소되는 결과를 얻었다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 지역전략기획기술개발사업의 지원에 의하여 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Kantorovich L. V. and Krylov V. I., 1964, "Approximate Methods in Higher Analysis", Groningen, The Netherlands, Noordhoff.
2. Edward W. Kamen, 1990, "Signals and Systems", MACMILLAN.
3. Demeter G. Fertis, 1995, "Mechanical and Structural Vibration", John Wiley & sons, Inc., New York, pp. 197-241.
4. Halvosen, W.G. and D.L. Brown, 1977, "Impulse Technique for Structural Frequency Response Testing", Journal of Sound and Vibration, Nov., pp. 8-21.