

공작기계 틸팅 인덱스 테이블의 특성 해석에 관한 연구

최치혁*, 이춘만#

A Study on the Characteristic Analysis of a Tilting Index Table for Machine Tools

Chi-Hyuk Choi*, Choon-Man Lee#

(Received 24 December 2010; received in revised form 14 March 2011; accepted 11 May 2011)

ABSTRACT

In the recent field of 5-axis machine tools, it is necessary to improve machining ability. The tilting index table is a key unit in order to manufacture some non-rotational and 3-dimensional parts by using conventional machining centers. In this study, the structural analysis of a tilting index table is carried out and the displacement and distribution of stress in the tilting index table is analysed to design the table safely. The modal analysis is performed in order to confirm the frequency response about the vibration having a large effect on the machine tools. The dynamic analysis is performed in order to confirm the rigidity, and the structural stability has been verified.

Key Words : Tilting Index Table(틸팅 인덱스 테이블), Structural Analysis(구조해석), Modal Analysis(모드해석), Dynamic Analysis(동해석)

1. 서 론

최근 공작기계의 흐름에서 5축 공작기계의 가공능력 기술향상의 필요성이 대두되고 있다. 이를 실현해주는 가장 중요한 부품요소 중 하나가 2축 틸팅 인덱스 테이블(tilting index table)이다. 회전축과 경사축의 동시 제어를 통해 가공 효율성 향상과 복잡한 3차원 형상 가공을 가능하게 한다. 지금까지 틸팅 인덱스 테이블에 대한 연구는 대부분 5축 가공기 모션연구의 일부로만 이루어지고 있다¹⁻⁴⁾. 최근 DD(Direct Drive)

모터의 적용을 통하여 일부 구조적인 연구가 이루어지고 있는 실정이다. 또한 DD모터의 적용으로 고정도화, 경량화, 소형화의 초점을 맞추어 5축 가공기의 적용에서 3축, 4축의 머시닝센터 적용으로 확대 개발, 연구되고 있으며, 5축 공작기계의 가공능력 기술향상을 위해 틸팅 인덱스 테이블의 연구에 깊은 관심을 보이고 있다⁵⁻⁹⁾. 지금까지 가공시 공작물을 탑재하여 이동 및 지지의 역할만을 수행하였지만 틸팅축의 역할이 검증되면서 보다 나은 가공정도와 가공 성능향상을 위하여 연구가 진행되고 있다.

본 연구에서는 현재 업체에서 설계 개발된 2축 틸팅 인덱스 테이블의 구조해석을 실시하여 구조물의 변위량과 응력 분포를 확인하고, 공작기계 운용에 큰 영향을 미치는 진동에 대한 응답성을 확

* 창원대학교 클러스터사업단

교신저자 : 창원대학교 기계설계공학과

E-mail : cmlee@changwon.ac.kr

인하고자 진동해석을 실시하였다. 또한 구조물 회전시 발생하는 강성을 확인하기 위해 동적해석을 실시하여 구조물의 설계 타당성을 검토하여 검증되고 최적화된 틸팅 인덱스 테이블 개발을 하고자 한다.

2. 구조물 기본 설계/모델링

2.1 기본 설계

먼저 고정도화, 경량화, 소형화를 목표로 설계를 진행하였다. 개발 목표치로는 DD모터 내장형, 테이블 최대 적재중량 2450N(250kgf), C축(테이블 회전축) 최대 회전각 360°, A축(테이블 틸팅축) 최대 회전각 155°(시계방향회전 45°에서 반시계방향회전 -110°), 테이블 크기 $\phi 500\text{mm}$ 로 선정하였다. Fig. 1은 선정된 조건들을 만족시키기 위해 설계된 2-D 도면과 3-D 모델링을 보여주고 있다.

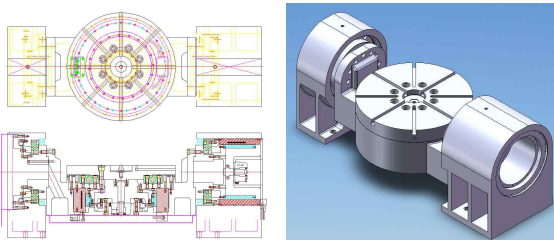


Fig. 1 2-D drawing and 3-D modeling of the tilting index table

3. 기구 정적 특성

3.1 정적구조해석

설계된 도면을 기반으로 실시된 3D 모델링을 통하여 간섭체크를 실시하였다. 간섭부위가 없는 올바른 설계임을 확인한 후 ANSYS®를 통한 구조해석을 실시하였다. Fig. 2는 구조해석을 위한 메쉬 작업을 보여주고 있다. 307,791개의 노드와 164,792개의 요소수를 가지는 유한요소모델을 확인하였다.

구조해석을 실행하기 위한 경계조건으로 동작기계의 베드부와 결합되는 구조물의 양쪽 가장자리

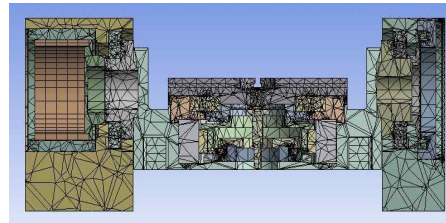


Fig. 2 Finite element model of the tilting index table

에 위치하고 있는 A축 양쪽 지지대 바닥면을 회전과 이동이 없도록 구속조건을 주었으며, 하중조건은 구조물의 자중을 고려한 중력의 적용과 테이블의 최대 적재 중량을 적용하여 실시하였다. 또한, 각 부품 재질을 적용하여 데이터의 현실성을 높였으며, Table 1은 유한요소해석을 위해 적용된 구조물의 구성 재질별 물성치를 나타내었다.

Table 1 Material properties of the tilting index table

Material	Young's modulus [GPa]	Density [kg/m ³]	Poisson's ratio
GC300	90	7,300	0.25
SM45C	209	7,817	0.28
SS400	200	7,850	0.26
SCM415	205	7,850	0.29

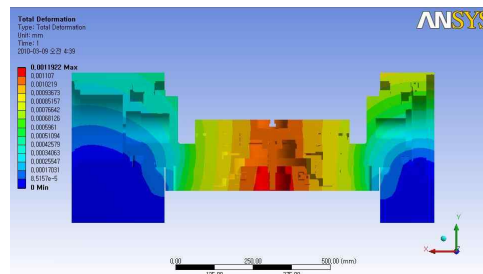


Fig. 3 Deformation distribution of the tilting index table

Fig. 3은 적용된 조건들을 통한 구조해석 결과 변형량(total deformation)분포를 보여주고 있다. 최대 변형량은 1.12 μm 로 중량이 집중적으로 가해지는 C축 중심부에 집중적으로 발생하고 있다. Fig. 4는 최대응력이 0.83MPa이 나타나는 Von-Mises 응력분포를 보여주고 있다. C축을 지지하는 양쪽 A축의 지지대(support)와 테이블에 응력이 집중 발생하는 것으로 확인되었다. 변형량 및 응력의 구조해석 결과 기존 연구된 결과들과 비교하면 매우 안정된

구조물 설계가 이루어졌음을 확인할 수 있다.

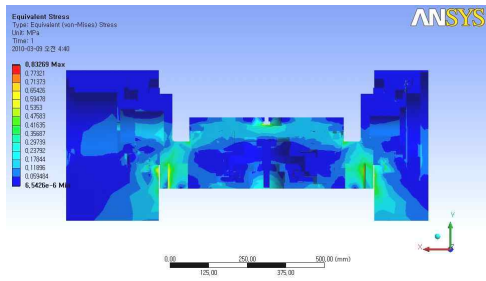
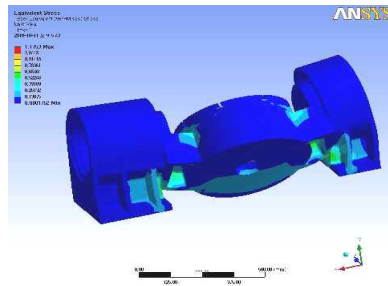


Fig. 4 Stress distribution of the tilting index table

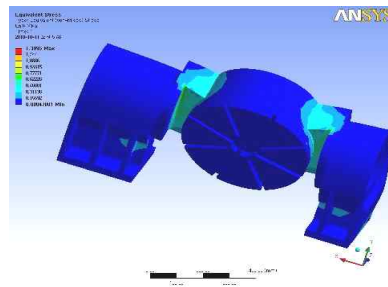
3.2 A축(틸팅축) 위치변경 구조해석

개발 사양인 최대 적재능력을 적용할 때 틸팅축 최대 회전각인 시계방향 45°, 반시계방향 110°에서 구조해석을 실시하였다.

Fig 5와 Fig 6은 변형량과 응력해석의 결과를 보여주고 있다. 각 최대 틸팅각에서 구조해석 결과 최대 변형량과 최대 응력값은 유사하게 나타났다. 최대 변형량은 $1.4\mu m \pm 0.07$, 최대응력은 $1.3MPa \pm 0.1$ 정도로 정적해석 결과는 구조체에 큰 영향을 미치지 않는 범위로



a) Stress distribution of 45° position



b) Stress distribution of -110° position

Fig. 6 Stress distribution of tilting position

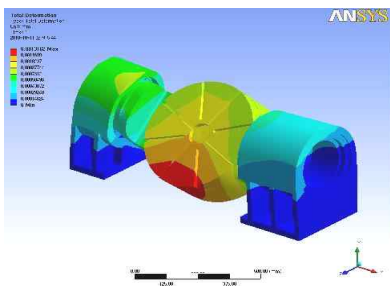
나타났다. 비교적 높은 변형량을 보이는 부분은 테이블 및 테이블 바디의 정면부위와 틸팅축 연결부위임을 확인할 수 있다. 만약 개선 설계가 필요할 경우 변형과 응력 분포 결과 테이블의 정면 부위와 테이블 바디의 틸팅축 연결부의 강성설계를 고려할 필요성이 있다.

3.3 진동해석

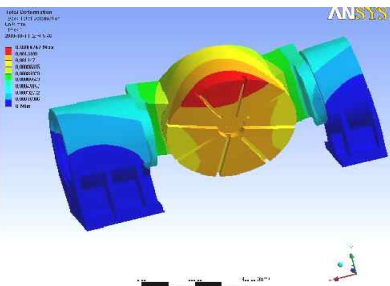
고속·고정도 공작기계 필드테스트에서 가장 문제시 되는 조건의 하나로 진동 문제가 있다. 이에 고유진동수 및 모션을 확인하기 위하여 자중이 가해진 상태에서 틸팅 인덱스 테이블의 고유진동수에 대한 해석을 전체 6차 모드까지 실시하였다. Table 2는 그 결과를

Table 2 The result of frequency analysis

Mod number	Frequency [Hz]	Mod number	Frequency [Hz]
1	348.59	4	482.27
2	425.91	5	526.47
3	470.03	6	739.17



a) Deformation distribution of 45° position



b) Deformation distribution of -110° position

Fig. 5 Deformation distribution of tilting position

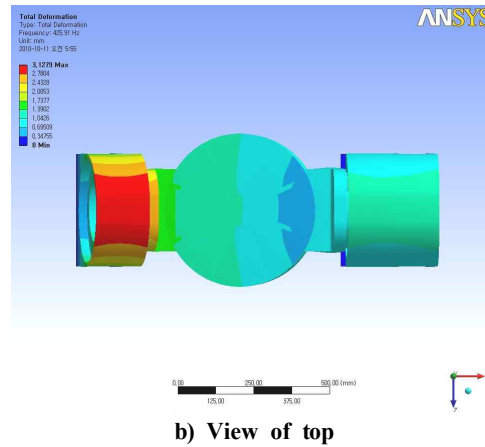
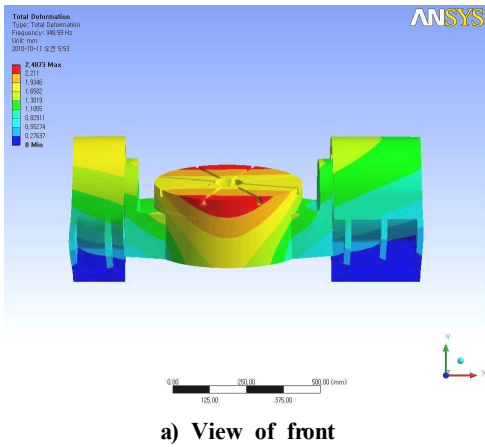


Fig. 8 The result of mode shape - second mode

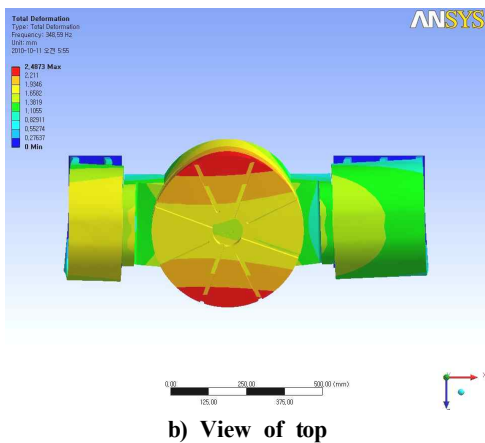
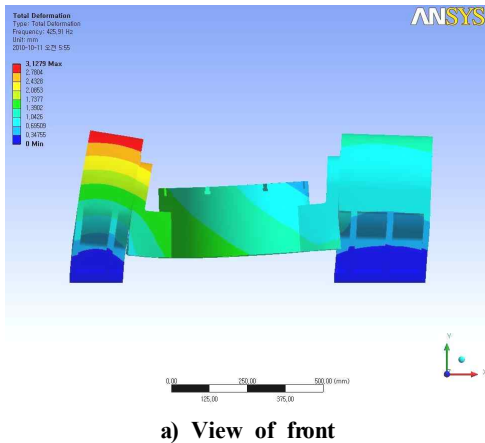


Fig. 7 The result of mode shape - first mode



보여주고 있다. Fig. 7과 Fig. 8은 1차 모드와 2차 모드의 진동해석 결과를 보여주고 있다. 진동해석 결과 1차 모드에서는 A축 기준 회전(뒤틀림)운동 모드가 발생하였으며, 2차 모드에서는 베이스를 기준으로 상하로 병진 운동을 하는 모드가 발생하였음을 확인하였다. 진동 크기의 차이는 있으나 3차 모드에서 상하 병진 운동 4, 5, 6차 모드에서는 뒤틀림운동이 발생하였다.

4. 기구 동적 특성

틸팅 인덱스 테이블에서 설계 후 검토되어야 하는 중요한 조건중에 하나가 테이블 회전 및 틸팅 구동시 테이블에 작용하는 하중이 구조물의 체결부에 미치는 영향을 확인하여야 한다. 이에 기구동역학해석을 통하여 하중을 고려한 구동시 접촉압력으로 발생된 힘이 구조물의 파손이 가능한지 여부를 확인하였다. 두 개의 회전축을 각각 구동 메카니즘을 통하여 구속조건을 설정하여 회전시 발생하는 동적 안정성을 확인하였다.

해석의 조건으로는 테이블에 작용하는 최대 적재 하중을 적용하고, 모터 회전수를 설계에서 지정한 DD Motor의 최대 회전수를 적용하여 해석을 실시하였다. 해석은 MSC社의 MSC.visualNastran 4D[®]를 사용하여 수행하였다.

4.1 C축(테이블회전축) 기구동역학해석

Fig. 9는 기구동역학해석 프로그램을 통한 테이블

회전(C축)의 해석 조건을 보여주고 있다. 모터의 위치는 C축 로터(rotor)에 최대 250rpm으로 선택하여 해석을 실시하였다. Table 3은 C축 회전을 위한 구동부에 작용되는 조건 및 결과를 나타내었다. 각 볼트당 반력은 ISO 898-1 및 KS B 0233에서 체결부간 반력 및 설계에 대한 각 볼트당 반력이 규정되어진 나사강도보다

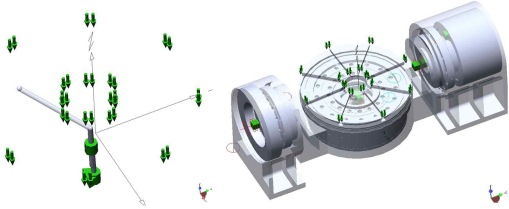


Fig. 9 The condition of dynamic analysis on C-axis

Table 3 Reaction force of between the parts(C-axis)

No	Part name about joint	Total reaction force[N]	Contact point-bolt size	Reaction force/bolt [N]
1	motor housing-rotor(c)	2,660	20-M8	133
2	inner flange-motor housing	2,620	8-M10	327.5
3	table-inner flange	2,590	8-M16	323.8
4	shaft-table	9.59	8-M5	1.2

적은 힘이 작용함을 확인하였다. 예로서, M8 나사일 경우 규격에 명시되어 있는 보증 하중에서 중간정도의 강도(5.8)를 선택할 수 있다. 규정에 나타난 최소인장하중은 19,000N이며, 반복하중 안전율 4배를 적용하고, 일반적인 이론으로 전단하중이 인장하중의 1/2로 작용한다면 2,375N의 하중을 견딜 수 있다고 판단할 수 있다. 구조물에서 M8이 적용되는 Table 3의 첫번째 경우 반력은 133N으로 현재 사용되는 체결부의 결합이 안전함을 알 수 있다. 결과적으로 C축 구동시 모터 최대 회전수를 적용하여도 파손이 일어나지 않는다는 결과이다. C축 구동부 설계가 충분한 동강성을 가짐을 확인할 수 있다.

4.2 A축(톨팅축) 기구동역학해석

Fig. 10은 동역학해석 프로그램을 통한 톨팅 회전(A축)의 해석 조건을 보여주고 있다. 모터의 위치는 A축 로터에 최대 150rpm으로 선택하여 해석을 실시하였다.

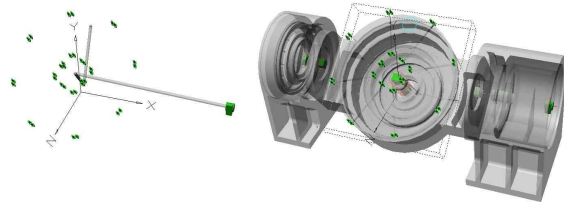


Fig. 10 The condition of dynamic analysis on A-axis

Table 4 Reaction force of between the parts(A-axis)

No	Part name about joint	Total reaction force[N]	Contact point-bolt size	Reaction force/bolt [N]
1	rotor(A)-motor bracket	6,850	24-M5	285.4
2	motor bracket-inner flange(A-right)	6,770	12-M8	564.1
3	inner flange(A-right)-table body	6,640	9-M12	737.8
4	table body-inner flange(A-left)	231	9-M12	25.7
5	inner flange(A-left)-brake bracket	32.9	12-M8	2.7

톨팅 회전시 테이블 회전은 구속시키고 테이블 적용하중과 모터 회전수의 조건을 통하여 결과를 확인하였다. Table 4는 A축 회전을 위한 구동부에 작용하는 체결부간 반력 및 설계에 대한 각 볼트당 반력을 나타내었다. C축과 같은 결과로서 M8이 적용되는 Table 4의 두 번째 경우 반력 해석결과는 564.1N으로 규정에서 정의하는 최소 전단하중인 8,920N에 크게 못 미치는 결과를 확인할 수 있다. 전체적인 해석 결과 A축도 C축과 같이 충분한 동강성을 확인하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 안정적인 톨팅 인덱스 테이블 개발을 위하여 개발 설계를 기준으로 모델링, 정/동 해석을 실시하였다. 특성 해석 결과 인덱스 테이블은 충분한 정/동 강성을 가진 구조물임을 확인하였다.

정적해석 결과 변형 분포는 최대 변형량은 1.12 μm로 적재하중이 집중적으로 가해지는 C축 중심부에 대부분 발생하고 최대응력이 0.83MPa로 양단 지지대에 집중되며 전체적인 응력 분포가 양호하

게 나타났다. 진동해석을 통하여 각 모드에서 발생하는 변형성을 확인하였다. 또한 동적해석 결과, M8 육각렌치볼트의 경우 반복하중 안전율인 4배를 적용하고 나사의 최소전단하중인 8,920N과 비교한 결과 C축과 A축에 적용되는 M8 볼트의 반력하중인 133N과 564.1N은 충분한 안정성을 가짐을 확인하였다. 이는, 부하하중이 KS B 0233 규격의 볼트 보증강도를 만족하는 동적 안정성을 가진 설계임을 확인하였다. 해석 결과 본 구조물은 개발 완료 후 사업화를 위해서 재료비 절감을 위한 개선 설계가 가능한 경쟁력 있는 제품임을 확신한다. 본 연구 결과는 안정적 틸팅 인덱스 테이블 개발에 적용되었으며, 성공적인 제품 개발이 이루어졌다.

후 기

본 연구는 지식경제부 지방기술혁신사업[RTI04-01-03] 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Choi, H. J., "Development of High-speed and Intelligent Machine Tools Used for Cutting Mold", Daegu Machinery Institute of Components & Materials, pp. 10-12, 2008.
2. Daniel, Kanaan., "Kinematic analysis of a serial-parallel machine tool", Journal of Mechanism and Machine Theory, Vol. 44, pp. 487-498, 2009.
3. Masaomi, Tsutsumi., "Identification of angular and positional deviations inherent to 5-axis machining centers with a tilting-rotary table by simultaneous four-axis control movements", International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 44, pp. 1333-1342, 2004.
4. E.L.J., Bohez., "Five-axis milling machine tool Kinematic chain design and analysis", International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 42, pp. 505-520, 2002.
5. Lee, M. J., Lee, C. M., "A Study on Structural Analysis and Optimum Shape Design of Tilting Index Table", Journal of the Korean Society for

- Precision Engineering. Vol. 27, No. 2, pp. 86-93, 2010.
6. Kim, J. W., Lee, G. W., Han, J. H., "Development of CNC Rotary Index Table", Journal of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 31, No. 1, pp. 10-25, 1991.
7. Choi, C. H., Lee, C. M., "A Study on Dynamic Analysis of Tilting Index Table for Machine Tools", Proc. of Korean Society for Precision Engineering Conference, pp. 347-348, 2010.
8. Choi, C. H., Lee, C. M., "A Study on Structural Analysis of Tilting Index Table by 2-axis Simultaneous Control", Proc. of Korean Society of Machine Tool Engineers Conference, pp. 52, 2010.
9. Lee, M. J., Lee, C. M., "Evaluation of Foundation Design for Tilting Index Table", Proc. of KSMPE Conference, pp. 77-80, 2009.