

◆ 특집 ◆ 직선 · 회전모터 구동 이송 · 회전체 연구 X

## 절삭력을 고려한 고정밀 연삭기 핵심부품의 구조해석 및 안정성에 관한 연구

### Study on Structural and Stability Analyses of the Main Parts of a High-Precision Grinding Machine Considering the Cutting Force

김인우<sup>1</sup>, 이춘만<sup>1,✉</sup>  
In-Woo Kim<sup>1</sup> and Choon-Man Lee<sup>1,✉</sup>

<sup>1</sup> 창원대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Changwon National University)  
✉ Corresponding author: cmlee@changwon.ac.kr, Tel: +82-55-215-3622

Manuscript received: 2015.6.29. / Accepted: 2015.7.7.

*Recently, the quality of products after the corresponding machining processes were scrutinized in the interest of maintaining a high product-quality standard. The structure and stability of machine tools are important for the prediction of product quality. A structural analysis needs to be carried out to achieve the stable design of machine tools before the initial design stage in the manufacturing process of a precision product. In this study, a structural analysis was carried out using a finite element analysis (FEA) simulation to obtain the design stability of the main parts of a grinding machine. The sizes and locations of both the maximum stress and deformation in consideration of the cutting force of the chuck, tail stock, and bearing of the grinding machine were analyzed. Finally the grinding machine was successfully developed.*

KEYWORDS: Grinding machine (연삭기), Structural analysis (구조해석), Finite element analysis (유한요소해석), Cutting force (절삭력)

#### 기호설명

$W_t$  = Tangential force

$W_{r'}$  = Separating force

$W_x$  = Worm thrust force

$P_h$  = Input power in horsepower

$n_w$  = Rotations per minute of the worm

$d$  = Pitch diameter of the worm

$\alpha_n$  = Normal pressure angle

$\lambda$  = Worm lead angle

$f_n$  = Rotational speed coefficient

$f_h$  = Service life coefficient

$L_{10h}$  = Rated fatigue life

$C_r$  = Basic dynamic load rating

$P$  = Dynamic equivalent load

$X, Y$  = Radial and axial load factor

$F_r, F_a$  = Radial and axial load

## 1. 서론

최근 기계가공분야에서는 가공 정밀도 향상에 관한 요구가 증가하고 있다. 설계 단계에서 구조 해석을 통한 검증이 공작기계의 가공 정밀도 향상에 매우 중요한 요소가 되었다.<sup>1,2</sup> 이에 공작기계의 가공 정밀도 향상을 위한 자동화 및 공작기계의 고급화와 고기능화에 대한 많은 연구가 수행되고 있으며, 오차발생의 요인을 최대한 감소시키는 연구도 수행되고 있다.<sup>2</sup>

가공 공정에서 연삭공정은 가공 공정의 마지막 단계로서 제품 품질에 큰 영향을 미친다. 그러므로 구조해석을 통해 연삭기의 구조적 안정성을 검증할 필요가 있다. 하지만 국내 공작기계 생산업체에서는 아직 설계자의 경험에 의존하는 경우가 많다.<sup>3</sup>

연삭기는 기계 공구산업에 있어서 필수적이면서 핵심적인 장비다. 국내에서 사용되는 메뉴얼(Manual) 공구 연삭기는 수평 밀링커터, 엔드밀, 쉘 엔드밀, 그루브 밀링커터, 키홈커터, 더브테일 밀링커터, 사이드 밀링커터, 앵글러 밀링커터, 페이스 밀, 원형 톱, 탭, 리어머 등을 연삭할 수 있으나 정도가 낮고 동일한 공구를 다수 연삭했을 때 정밀도의 재현성과 호환성이 가장 큰 문제점으로 나타난다.<sup>5</sup> 그러므로 가공정밀도를 높이기 위해서는 척(chuck)과 심압대(tailstock)를 이용해 안정적으로 공작물을 고정해주어야 한다.<sup>4,6</sup>

Lee<sup>7</sup>은 선반으로 보링가공을 할 때 척킹력이 가공 정도에 미치는 영향에 관한 연구를 통해 원형 공작물의 내경 진원도가 척의 고정력에도 영향을 받는 현상을 분석 하였다. Lee<sup>8</sup>은 Al6061 소재의 선삭가공에서 실험계획법을 이용하여 가공성을 향상시킬 수 있는 최적 조건을 선정함으로써 공작물의 형상오차 예측에 관한 연구를 하였다. Lee<sup>9</sup>은 웨이퍼 단면 연삭기의 가공 최적조건 선정을 위하여 가공 조건 중 가장 많은 영향을 미치는 인자 3개를 실험계획법과 유전알고리즘을 통해 최적 연삭 가공조건을 선정하였다.

본 연구에서는 6축 CNC 공구 연삭기용 워기어 내장형 고정밀 오토 척킹 시스템(auto chucking system)의 구조 안정성을 검증하기 위해 척과 심압대에 대한 구조해석을 수행하였다. 또한, 장구형 워기어를 지지하는 베어링에 대한 구조해석을 통해 더욱 신뢰도 높은 연삭기를 개발하고자 한다.

## 2. 연삭기 핵심부품 개발

### 2.1 척 (Chuck)

본 연구에서 개발 대상인 오토 척킹 시스템은 서보모터로 구동하며 스핀들 후단부에 센서를 부착한다. 스핀들 베어링은 앵글러 콘택트 볼 베어링으로 양단 지지형 구조이면서 스핀들 선단부는 후단부에 비해서 베어링 크기를 크게 해서 연삭하중에 견딜 수 있도록 설계한다.

### 2.2 심압대 (Tail Stock)

심압대는 연삭시 공작물을 안정적으로 고정하여 공작물의 떨림 최소화를 위해 설계한다.

### 2.3 장구형 워기어

감속기는 구동축에서 종동축으로 토크와 속도를 전달하고 변경하는 기능을 가진다. 워기어를 이용한 감속기는 다른 감속기에 비해 상대적으로 진동과 소음이 적어 정숙한 운전이 가능하다. 특히 장구형 워기어는 워이 축방향을 따라 원형을 유지하고 있는 기어로, 원통형 워기어에 비해 큰 접촉면적(면 접촉)을 가지고 있어 하중 전달 능력과 효율을 최대화한 구조이다. 그러므로 장구형 워기어를 이용한 감속기는 일반 원통형 워기어를 이용한 감속기와 비교하여 고효율, 고부하에 대한 성능이 월등하므로 장구형 워기어를 사용하여 감속기를 개발한다.<sup>10,11</sup>

## 3. 연삭기 핵심부품 구조해석

### 3.1 척 (Chuck)

Fig. 1은 척(Chuck)의 2D 도면과 3D 모델링을 각각 보여준다. 구조해석을 위한 해석조건으로는 척의 아래부분을 고정시키고 척의 축방향으로 절삭력을 주었다. 절삭력의 크기는 최대 연삭하중 2,000N으로 500N 간격으로 적용하였다. Fig. 2는 연삭기에서 척의 구조해석을 위한 육면체 유한요소분할(finite element discretization)을 보여준다. 851,424 개의 노드와 235,189 개의 요소를 사용하였다. Table 1은 척 소재인 GC300의 물성치 값을 보여준다.

Fig. 3은 척의 변형량과 응력의 해석 결과를 나타낸다. 2,000N의 최대연삭하중이 척에 가해질 때, 최대 연삭하중에서 변형량 10.25 $\mu$ m과 응력 3.09MPa가 나왔다. Fig. 4는 절삭력에 따른 변형량과 응력의 크기를 그래프로 보여준다. GC300의 항복응력(170MPa)과 본 구조의 최대연삭하중에서 발생하는 응력(3.09MPa)을 비교하면 척의 구조 안정성을 확인 할 수 있었다.

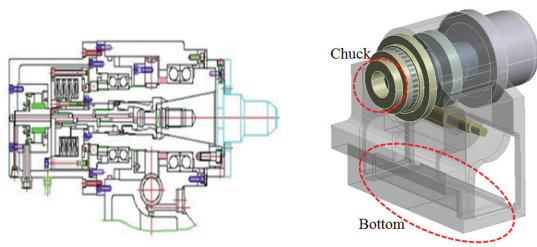


Fig. 1 Drawing and Model of the chuck

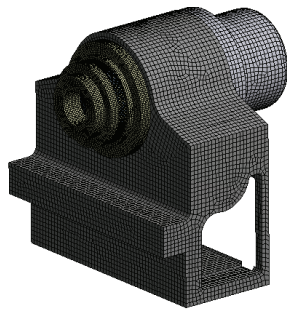


Fig. 2 Mesh discretization of the chuck

Table 1 Material properties of the chuck

Material	Young's modulus	Poisson's ratio	Density
GC300	125GPa	0.3	7,250kg/m <sup>3</sup>

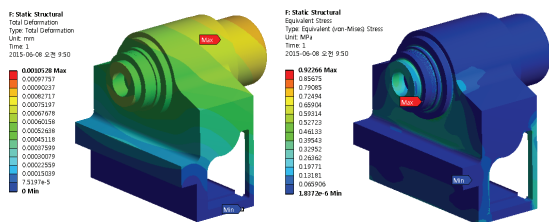


Fig. 3 Results of the analysis

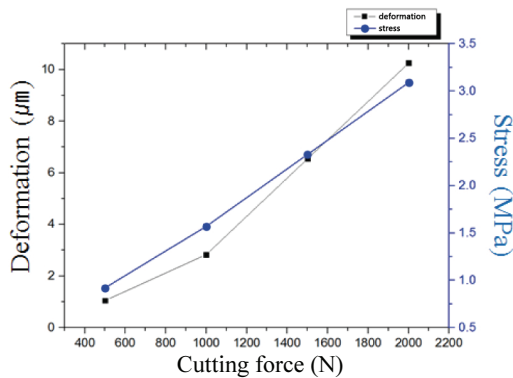


Fig. 4 Deformation and stress according to cutting force

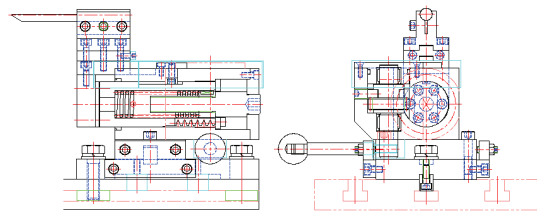


Fig. 5 Drawing of the tail stock

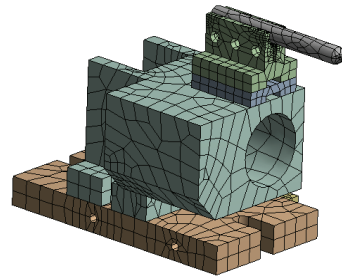


Fig. 6 Mesh discretization of the tail stock

Table 2 Material properties of the tail stock

Material	Young's modulus	Poisson's ratio	Density
SM45C	208GPa	0.28	7,817kg/m <sup>3</sup>

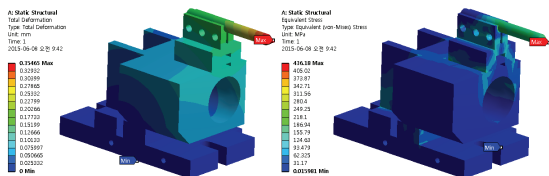


Fig. 7 Results of the analysis

### 3.2 심압대 (Tail Stock)

Fig. 5는 심압대의 2D 도면을 보여주며, Fig. 6은 연삭기에서 심압대의 구조해석을 위한 육면체 유한요소분할(finite element discretization)을 나타낸다. 25,718개의 노드와 8,473개의 요소를 사용하였다. Table 2는 심압대 소재인 SM45C의 물성치 값을 보여준다.

Fig. 7은 심압대의 변형량과 응력의 해석 결과를 나타낸다. 2,000N의 최대연삭하중이 심압대에 가해질 때, 최대 연삭하중에서 변형량0.035μm 과 응력44.025MPa 이 나왔다. Fig. 8은 절삭력에 따른 변형량과 응력크기를 그래프로 보여준다. SM45C의 항복응력(350MPa)과 본 구조의 최대하중에서 발생하는 응력(44.025MPa)을 비교하여 심압대의 구조 안정성을 확인 할 수 있었다.

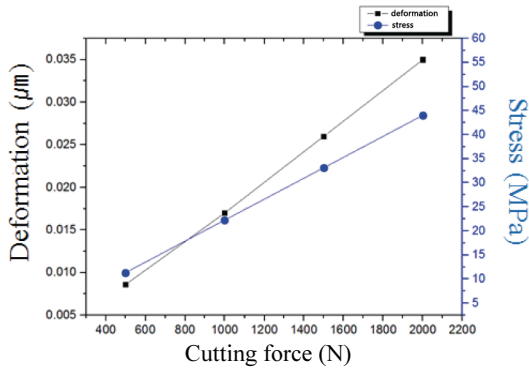


Fig. 8 Deformation and stress according to cutting force

### 3.3 장구형 웜기어

식(1)-(3)을 이용한 웜-기어 베어링 힘 해석을 통해 베어링에 가해지는 힘을 구하였다. 또한 식(4)-(7)을 이용하여 베어링에 요구되는 기본 동정격 하중(Basic dynamic load rating)을 계산하였다.<sup>11</sup>

$$W_t = \frac{126,050P_h}{n_w d} \quad (1)$$

$$W'_r = \frac{W_t \tan \alpha_n}{\tan \lambda} \quad (2)$$

$$W_x = \frac{W'_r}{\tan \lambda} \quad (3)$$

$$f_n = \left( \frac{33.3}{n_w} \right)^{\frac{3}{10}} \quad (4)$$

$$f_h = \left( \frac{L_{10h}}{500} \right)^{\frac{3}{10}} \quad (5)$$

$$C_r = P \frac{f_h}{f_n} \quad (6)$$

$$P = K_s (XF_s + YF_a) \quad (7)$$

Table 3은 웜-기어 베어링 힘 계산을 통해 얻어진 반경방향과 축 방향 힘 결과를 나타낸다. Table 4는 베어링 반력에 의해 얻어진 베어링에 요구되는 기본 동정격 하중 값을 나타낸다. 계산된 동정격 하중 값은 설계에 사용된 베어링 규격의 허용 동정격 하중 이내 인 것으로 안정성을 확인하였다.

Table 3 Worm-Gear bearing loads

Force (kN)	Bearing A	Bearing B	Bearing C	Bearing D
Total radial	2.48	8.28	0.07	0.321
Total thrust	13.93	13.93	0.93	0.93

Table 4 Basic dynamic load ratings

	Allowable dynamic load rating (kN)	C <sub>r</sub> (kN)	P (kN)
Bearing A (7015CTYDBP4)	48	22.48	9.94
Bearing B (7018CTYDBP4)	71.5	31	13.71
Bearing C (7002ATYDBP5)	5.8	1.01	0.44
Bearing D (HR32005XJP5)	27.4	3.26	1.44
Required bearing life: Min. 5,000 (hr)			

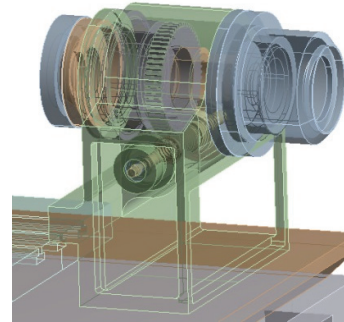


Fig. 9 Model of the double enveloping worm gear

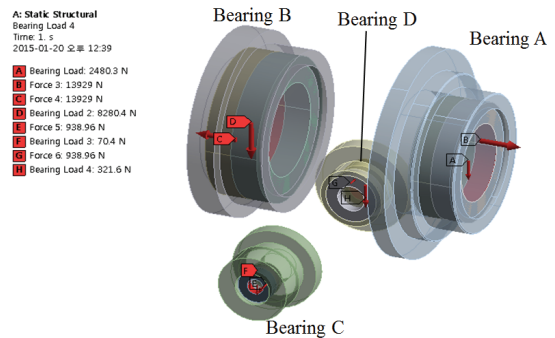


Fig. 10 Model of the bearing

Fig. 9는 오토 척킹 시스템 내부의 장구형 웜기어의 모델을 보여준다. Fig. 10은 장구형 웜기어를 지지하는 베어링의 모델을 보여준다. 웜기어는 베어링에 의해 지지되며 식(1)-(3)에 의해 계산된 베

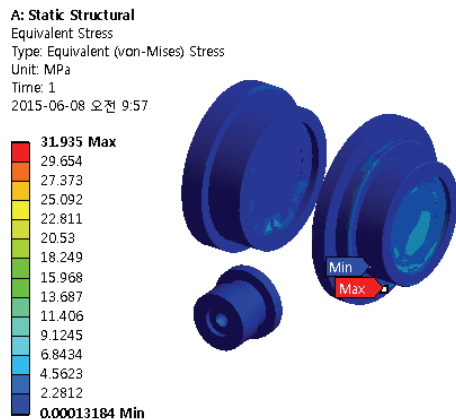


Fig. 11 Results of the stress

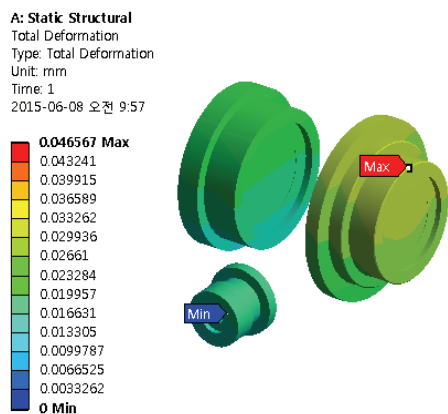


Fig. 12 Results of the deformation

어링에 걸리는 반경 방향과 축 방향 힘을 적용하여 구조해석을 수행하였다. Figs. 11과 12는 베어링의 응력과 변형량 결과값을 나타낸다. 해석결과 베어링 A에서 최대응력 31.935MPa, 최대변형량 0.046mm로 나타났다. 이는 베어링 소재인 SUJ2의 항복응력(2,034MPa)과 비교하여 베어링의 구조 안정성을 확인 할 수 있었다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 고정밀 연삭기의 구조 안정성을 판단하기 위해 핵심부품인 척(chuck)과 심압대(tail stock)의 구조해석을 통해 절삭력에 따른 응력과 변형량의 크기를 확인하였다. 또한 장구형 워밍기어의 베어링에 대한 설계 검토를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 척의 구조해석을 수행하고, 최대 연삭하중 2,000N 에서 응력(3.09MPa)값을 통해 구조 안정성을 확인하였다.

(2) 심압대의 구조해석을 수행하고, 최대 연삭하중 2,000N 에서 응력(44.025MPa)값을 통해 구조 안정성을 확인하였다.

(3) 워밍기어 힘 해석을 수행하고, 베어링에 요구되는 수명(5000시간)을 바탕으로 기본 동정격 하중을 베어링 마다 각각 계산하여(Bearing A 22.48kN, Bearing B 31kN, Bearing C 1.01kN, Bearing D 3.26kN) 선정된 베어링의 구조 안정성을 확인하였다.

본 연구의 결과는 유사한 워밍기어 내장형 고정밀 연삭기 개발을 위해 활용 될 수 있을 것이다.

#### 후 기

이 논문은 한국산업단지공단에서 지원하는 2013년도 산업집적지 경쟁력 강화사업 생산기술 사업화 지원사업 현장맞춤형 기술개발사업(No. 1415131147)의 연구 수행으로 인한 결과임.

#### REFERENCES

1. Lee, T. H. and Choi, J. W., "Structural Analysis on Horizontal CNC Lathe," Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, Vol. 20, No. 3, pp. 298-303, 2011.
2. Kim, I. W. and Lee, C. M., "A Study on the Structural Analysis of the Tail Stock System for a Grinding Machine according to Various Cutting Forces," Proc. of KSPE Autumn Conference, p. 468, 2014.
3. Lee, M. J. and Lee, C. M., "A Study on Structural Analysis and Optimum Shape Design of Tilting Index Table," J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 27, No. 2, pp. 86-93, 2010.
4. Kim, I. W. and Lee, C. M., "A Basic Study on the Deformation by the Cutting Force of the Chucking System for a Grinding Machine," Proc. of KSMPE Spring Conference, p. 273, 2014.
5. Lim, S. H. and Lee, C. M., "A Study on the Structural and Modal Analysis of Cam Profile CNC Grinding Machine," Proc. of KSME Spring Conference, pp. 1002-1007, 2005.
6. Roh, Y. H., Lee, C. M., Park, I. D., and Kim, K. W., "A Study on the Development of the High Precision

- Auto Chucking System for a CNC Tool Grinding Machine,” Proc. of KSPE Spring Conference, p. 599, 2014.
7. Kang, S. H., Jeong, S. H., Choi, S. D., Choi, U. D., and Lee, W. H., “Performance Improve in the Fast Type Line Center by the Structure Analysis of Bed,” J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 17, No. 2, pp. 475-478, 2001.
  8. Lee, S. S., Kang, S. G., and Jeon Y. S., “Influence of Chucking Forces upon the Accuracy of Circular Hole in Boring Process on the Turning,” Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, Vol. 17, No. 2, pp. 58-64, 2008.
  9. Lee, M. J., Kim, D. H., and Lee, C. M., “A Study on the Geometric Error Prediction of Workpiece in Turning,” J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 10, No. 6, pp. 9-15, 2011.
  10. Lee, S. W., Choi, Y. J., Hoe, N. H., and Choi, H. Z., “The Optimum Grinding Condition Selection of Grinding System,” Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 563-564, 2006.
  11. Kim, T. W., Hwang, Y. K., and Lee, C. M., “Design of a Reduction Gear Using Double-Enveloping Worm Gear,” J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 30, No. 8, pp. 785-789, 2013.