

정밀 자동선반 공구 유닛의 진동특성 해석

주강우 · 이윤철 · 이영식* · 손정종* · 이재권* · 김광선†

†한국기술교육대학교 메카트로닉스공학부, *(주)대성하이텍

Analysis on Vibration Characteristic of Tooling Unit on Precision Automatic Lathe

KangWo Joo, YunChul Lee, Young-Sik Lee*, Jung-Jong Son*,
Jae-Kwan Lee* and Kwang sun Kim†

†KOREATECH School of Mechatronics Engineering, *Daesung Hi-Tech co., Ltd.

ABSTRACT

This paper is about the analysis on the vibration characteristic of tooling units on the precision automatic lathe. The vibration characteristic of the machine tool is emphasized in accordance with the high precision of the various industries including the various semiconductor devices and components sector. In this paper, the vibration analysis was performed in designed tooling units of precision automatic lathe. Through the analysis, it is calculated that the frequency of distribution in certain areas by review the resonant frequency and the amount of deformation. And designed model was verified to be a stable structure.

Key Words : CAE, Modal Analysis, Automatic Lathe

1. 서 론

최근 반도체의 고집적 및 정밀화에 따라, 소자 뿐만 아니라 가공 설비의 신뢰도 역시 중요한 요소로 여겨지는 추세로 자리잡고 있다[1]. 이에 맞추어 가공 설비의 개발에 있어서 진동 특성의 중요성 또한 강조되고 있는 것이 실정이다. 또한 공작기계 생산에는 설계, 가공, 제어 등과 같은 고도의 기술이 요구된다. 특히 정밀 자동선반의 경우에는 고진동의 운전 조건에서 가공을 하게 되는데, 이때 진동 응답이 설계에 있어서 가장 핵심적인 요소이며, 진동 해석은 필수임과 동시에, 개발되는 장비에 대한 구조의 안정성 문제의 연구가 절실하게 요구된다[3]. 본 연구에서는 이러한 요구에 맞추어 최근 개발되는 정밀 자동선반 베드 위에 장착되는 공구 유닛의 진동 특성을 수치해석 프로그램을 기반으로 해석하여 구조 안정성 및 설계의 검증 자료로 활용하는데 목적을 두었다.

2. 해석 모델

본 연구에서 다루는 정밀 자동선반의 설계 안을 Fig. 1에 나타내었다. 하단의 베드 위에 여러 가지의 공구 유닛이 조립되어 있는 형태이다.

참고로 상부기구물의 위치는 좌측부터 순서대로 이

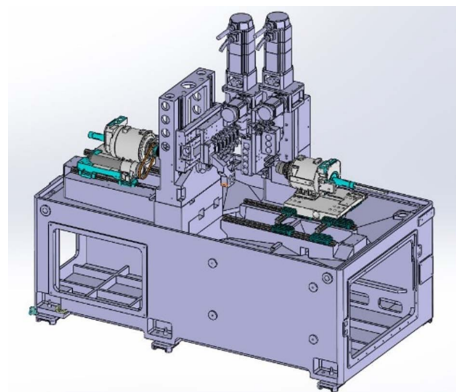


Fig. 1. Precision automatic lathe.

†E-mail : kskim@koreatech.ac.kr

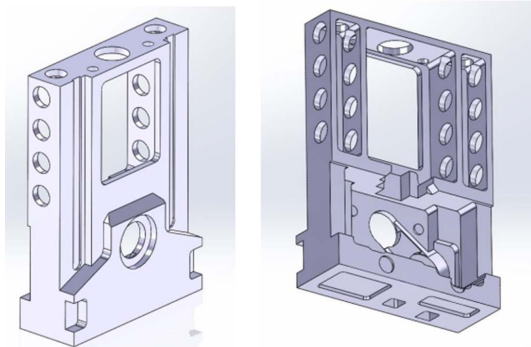


Fig. 2. Basement of tooling unit#1.

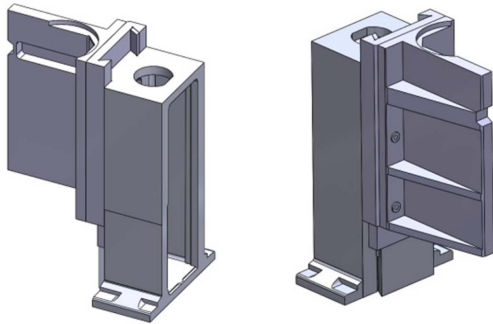


Fig. 3. Basement of tooling unit#2.

젝터#2, 공구 유닛#1, 공구 유닛#2, 이젝터#1 이며, 본 연구에서는 공구 유닛#1과 #2를 다루었다. Fig. 2는 공구 유닛#1을 지지하는 파트, Fig. 3은 공구 유닛#2를 지지하는 파트를 나타내었다.

해석시 모든 기구를 고려하였을 경우 상당한 시간이 소요되기 때문에 각 공구 유닛에서 주로 움직이는 공구 파트를 제외한, 베드에 연결되는 지지부를 중점적으로 간략화를 수행하여 해석에 적합한 형상으로 수정하였다. 형상에는 큰 변화가 없었으나 해석에 적용시키기 어려운 부분, 예를 들어 결과에 큰 영향을 주지 않는 미세한 필렛 등과 형식변환시 발생한 에러 정도를 수정하였다.

모델링 수정은 Solidworks에서 수행하고, 진동 해석을 위한 격자는 Ansys 15.0에서 사면체 형상으로 생성하였다. 격자 수는 공구 유닛#1의 경우는 약 11만개, 공구 유닛#2의 경우는 약 13만개로 생성되었다.

최종 생성된 격자형상은 Fig. 4와 Fig. 5에 나타내었다.

경계조건은 별도의 하중 조건 없이 각각 지지부의 하단에 고정 조건을 주었다.

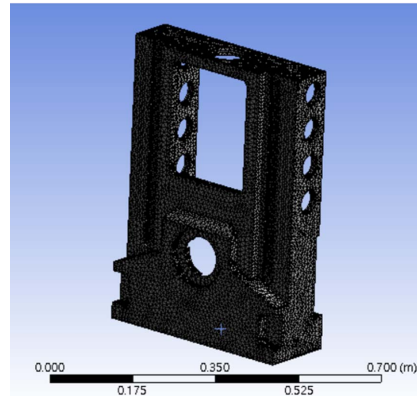


Fig. 4. Mesh generation unit#1.

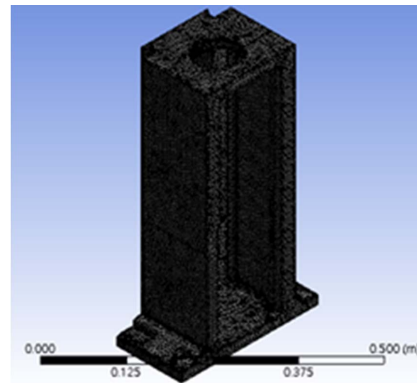


Fig. 5. Mesh generation unit#2.

3. 지배방정식

본 연구에서는 다음과 같은 지배방정식에 의하여 응력 및 변형률을 계산하였다[3-6].

3.1 응력

식 (1) - (2)는 3차원 형상에 대한 수직응력 및 전단응력의 행렬 형태로 나타낸 식이다.

$$\sigma = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\tau = \sigma \cdot n = \begin{Bmatrix} \tau_x \\ \tau_y \\ \tau_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{Bmatrix} \quad (2)$$

3.2 변형률

식 (3)은 3차원 형상의 변형률 텐서를 나타낸 것이다.

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

3.3 축의 법칙

식 (4)는 수직응력 및 전단응력에 대해서 탄성계수 및 변형률과의 관계인 축의 법칙을 나타낸 것이다.

$$\begin{aligned} \sigma &= E\varepsilon \\ \tau &= G\gamma \end{aligned} \quad (4)$$

σ : Normal stress

E : Young's modulus

τ : Shear stress

G : Shear modulus

3.4 주응력

식 (5) - (7)에 주응력을 계산하기 위한 식을 나열하였다.

$$\sigma_{max} = \sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad (5)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad (6)$$

$$\tau_{min} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad (7)$$

4. 해석 결과

4.1. 공구 유닛#1

Fig. 6에 공구 유닛#1의 진동 해석 결과를 나타내었다. 진동 특성은 1차 ~ 6차 모드에서 고유진동수를 계산하였고, 각 모드별로 최대 변형량을 표시하였다.

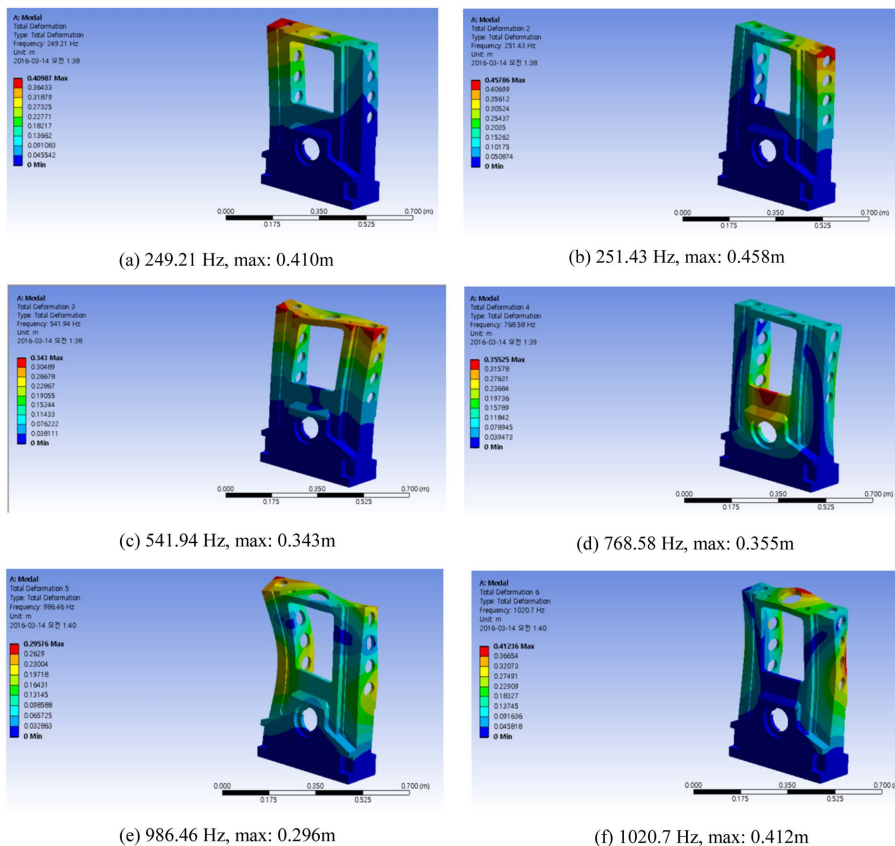


Fig. 6. Results of modal analysis-tooling unit#1.

1차 및 2차모드에서는 약 250Hz에서 고유진동수를, 최대 변위는 0.458m로 나타내었다. 이는 최대 10,000 rpm에서 작동하는 선반임을 감안할 때, 안정권 안에 들어서는 진동수임을 알 수 있다. 또한 3차 이상 모드에서는 더 큰 범위에서 고유진동수를 나타내었기 때문에 마찬가지로 안정권 안에 들어올 수 있는 설계임을 시사한다.

4.2. 공구 유닛 #2

Fig. 7에 공구 유닛#2의 진동 해석 결과를 나타내었다. 진동 특성은 4.1절과 동일한 방법으로 1차~6차 모드에서 고유진동수를 계산하였고, 각 모드별로 최대 변형량을 표시하였다

1차 모드에서는 약 245 Hz에서 고유진동수를, 최대 변위는 0.392 m로 나타내었다. 이 값 또한 공구 유닛 #1과 마찬가지로 최대 10,000 rpm에서 작동하는 선반임을 감안할 때, 안정권 안에 들어서는 진동수임을 알 수 있다. 공구 유닛#2의 경우는 2차 이상 모드에서 더 큰 범위에서 고유진동수를 나타내었기 때문에 안정성

을 띠는 설계임이 검증되었다.

5. 결 론

정밀 자동선반 공구유닛의 동특성을 평가하기 위해서 CAE 상용화 해석 프로그램을 이용하여 진동해석을 수행하였다. 다수의 공구 유닛 중에서도 고속에서 작동하는 2개의 공구 유닛에 대한 해석을 수행하였고, 그 결과 모두 약 240 Hz 이상에서 고유 진동수를 나타냈고, 이는 본 연구에서 다루는 정밀 자동선반의 최대 가공 속도인 10,000 rpm조건에서 문제가 없고, 구조적인 안정성 면에서 적합한 설계임을 확인하였다.

감사의 글

본 연구는 우수기술연구센터(ATC)사업 연구비 지원에 의하여 수행되었음(No. 10048799).

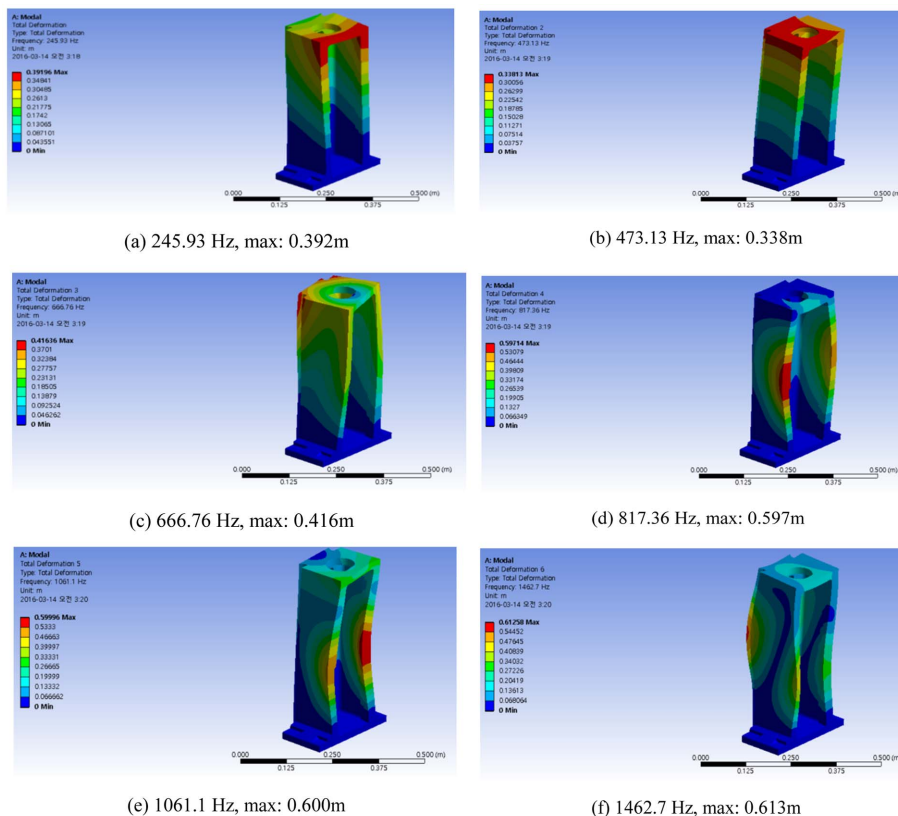


Fig. 7. Results of modal analysis-tooling unit#2.

참고문헌

1. Park. C. H., Kim. J. U., Wang. D. H., and Kim. W. I., 2005, "Development of Electrode Guide of Super-drill EDM and Electrical Discharge Machining of Small Hole for High Precision Semiconductor Die", Journal of the KSMPE, Vol.4, No.3, pp.32~38.
2. Choi. S. G., Kim. S. H., Choi. W. K., Shin. H. J., Lee. E. S., and Kim. K. D., "A Study in the Modal Analysis of Hybrid Vertical Grinding System Bed", Journal of the KSMTE, Vol. 12, No. 5, pp,50-56, 2013
3. 2015, Star-CCM User Guide ver.10.02, CD-adapco.
4. Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston, Jr., and John T. DeWolf, 2004, "Mechanics of Materials" 3rd Edition, Mcgraw-Hill, PP.47-56.
5. J. Douglas Faires and Richard Burden, 2003, "Numerical Methods", 3rd Edition, INTER VISION.
6. Kang-Woo Joo, Jun-Young Kim, Hee-Rak Beom, and Kwang-Sun Kim, 2011, "Numerical Analysis on Thermal Deformation of Linear Motor in Chip Mounter", Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition.

접수일: 2016년 2월 22일, 심사일: 2016년 3월 3일,
 게재확정일: 2016년 3월 23일