

자동차 파워트레인 샤프트 가공용 8축 복합가공기 베드의 유한요소 해석에 관한 연구

조준현*, 문동주*, 이종찬*[#]

*금오공과대학교 기계설계공학과

A Study on the CAE Analysis of Bed of Multi-Tasking Machine for Automotive Power Train Shafts

Jun-Hyun Cho*, Dong-Ju Moon* and Jong-Chan Lee*[#]

*School of Engineering Science and Mechanics, KUMOH Univ.

(Received 28 August 2014; received in revised form 27 October 2014; accepted 26 January 2015)

ABSTRACT

To build a high precision machine tool and increase its productivity, structural analysis needs to be carried out for vibration and stiffness of the machine tools before any detailed design. Therefore, in this paper, static and dynamic analysis is carried out to evaluate 8-axis multi tasking machining beds for automotive power train shafts; then, selection of an appropriate device is made for application to bed design.

The results of structural and modal analysis confirmed the structural characteristics of the 8-axis multi tasking machine for automotive power train shaft beds: and the second shape bed is the safest is considered secure.

Key Words : Power Train Shaft(파워트레인 샤프트), 8-Axis Multi-Tasking Machine(8축 복합가공기), CAE Analysis(유한요소해석)

1. 서 론

기계산업 및 자동차 산업의 호황으로 공작기계의 수요가 증가하고, 국내외 공작기계 시장이 무한경쟁 체제^[1]로 들어섬에 따라 품질 향상 및 공작기계 기종의 다양화가 요구되고 있다.

일반적으로 공작기계의 개발 단계는 기종 선정에 대한 시장조사 결과에 따라 제품 기획 및 계획을 수립하는데, 개발 회의를 통하여 초기 아이디어를 도출하고, 이것을 바탕으로 개념설계가 이루어진다.

공작기계의 개념설계가 결정되면 상세 설계 단계에서 구조해석을 통한 구조물 보완 및 평가를 실시하며, 그 결과에 따라 시제품을 제작하게 된다^[2]. 즉, 구조해석에 의한 구조 보완 및 평가결과에 따라서 시제품의 초기품질을 예측할 수 있으며, 원가절감 측면에서도 많은 장점을 가지고 있다. 그러나 국내 공작기계 생산업체에서는 공작기계 구조해석에 대한 중요성을 알고 있으나, 아직 설계자의 설계 경험에 주로 의존하고 있는 것이 현실이다^[3].

이에 본 연구에서는 고정도를 요하는 자동차 파워트레인 샤프트 가공용 8축 복합가공기를 개발함에 있어 고정도의 기본이 되는 베드에 대한 구

Corresponding Author : jclee@kumoh.ac.kr

Tel: +82-54-478-7382, Fax: +82-54-478-7319

조해석을 진행하고 평가하며, 그 결과를 설계에 반영하고자 한다. 특히, 베드의 형상에 따른 정해석을 실시하고, 고유진동수를 파악하여^[4-6] 공진의 생성 여부를 평가함에 따라 고정도를 요하는 자동차 파워트레인 샤프트 가공용 8축 복합가공기를 개발함에 있어 설계 시 설계 시간 단축 및 품질 확보에 큰 기여를 할 것으로 사료된다.

2. 본 론

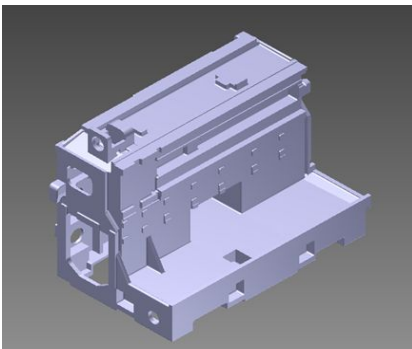
2.1 실험방법

초기 설계단계에서 자동차 파워트레인 샤프트 가공용 8축 복합가공기 베드의 형태를 결정하기 3종류의 형상을 기초설계하고 구조해석을 통하여 가장 이상적인 형상의 베드를 선정하고자 한다. 3종류의 형상에 대하여 AutoDesk사의 Inventor를 이용하여 모델링을 진행하였으며, 구조해석 및 진동모드 해석은 ANSYS 프로그램을 사용하여 진행하였다.

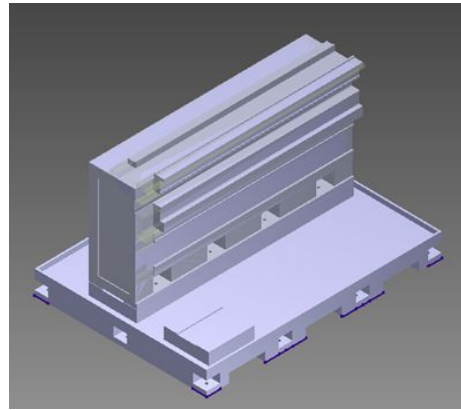
Table 1은 주물 재료인 GC300에 관한 물성치를 나타낸 것이며, Fig. 1은 구조해석 및 진동모드 해석을 진행하기 위한 3종류의 베드형상을 나타내었다.

Table 1 Material Properties of GC300

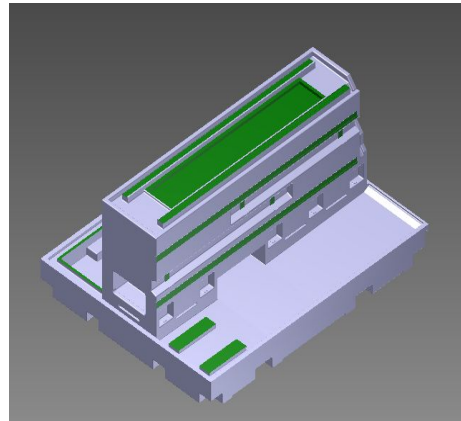
Material	Modulus of Elasticity	Poisson Ratio	Density	Yield Strength
GC300	90GPA	0.29	7,300 kg/m ³	310MPA



(a) Bed Shape 1



(b) Bed Shape 2

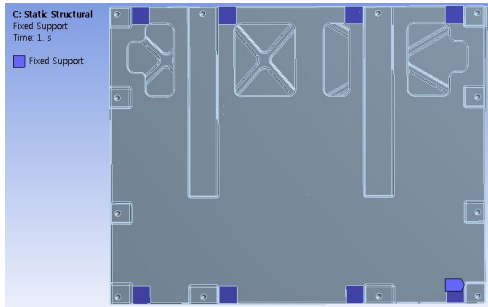


(c) Bed Shape 3

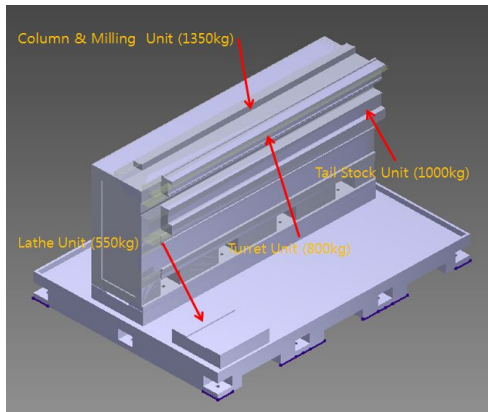
Fig. 1 Beds Shape of Multi-Tasking Machine for Automotive Power Train Shafts

2.2 실험조건

실험조건은 베드의 하부 지지점들은 모두 구속된 것으로 가정하였으며, 베드에 장착되는 각 유닛부의 지점들마다 베드에 장착되는 여러 구조물들의 하중을 중력방향으로 적용시켰으며, 이를 통하여 3종류의 베드 형상에 대하여 변위량, 응력발생, 진동모드 해석을 수행하였다. 구속조건 및 각 유닛부의 하중이 걸리는 지점, 하중 등은 아래의 Fig. 2에 나타내었다.



(a)Fixed Support



(b)Boundary Condition

Fig. 2 Fixed Support & Boundary Condition

3. Structural analysis

자동차 파워트레인 샤프트 가공용 8축 복합가공기의 3종류의 베드형상에 대하여 구조적 특성을 분석하기 위하여 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS Workbench V14.5를 사용하였다.

3.1 Deformation Analysis Result

베드의 변형량을 해석한 결과 첫 번째 베드형상에서는 클립부와 연결되는 베드의 상부에서 61 μm의 변형이 일어났으며, 두 번째 형상에서는 역시 같은 부위에서 54.1 μm의 변형량이 발생하였다. 세 번째 형상의 베드에서는 클립부와 연결되는 베드의 상부에서뿐만 아니라 베드의 뒤쪽 리브부위

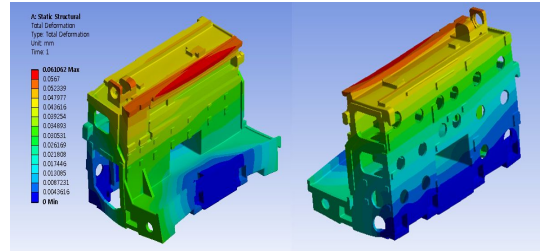


Fig. 3 The Result of Deformation for Shape 1

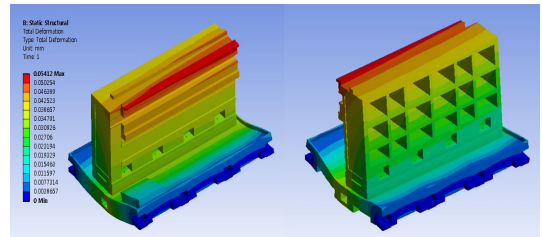


Fig. 4 The Result of Deformation for Shape 2

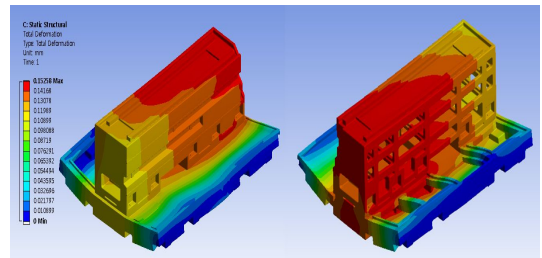


Fig. 5 The Result of Deformation for Shape 3

Table 2 Results of Structural analysis

Deformation Analysis Result			
	Shape 1	Shape 2	Shape 3
Deformation	61.1 μm	54.1 μm	152 μm
Deformation Point	Bed Top	Bed Top	Bed Top & Back

에서 많은 변형량을 나타내었으며, 약 152 μm의 변형량이 발생되었다. 베드의 형상에 따른 변형량의 해석결과는 Fig.3, Fig. 4, Fig.5에 나타내었으며, 결과값은 Table 2에 나타내었다.

3.2 Stress Analysis Result

베드 형상에 따른 응력발생은 첫 번째 베드형상에서 13.299MPa이 발생하였으며, 베드의 지지부근처에서 응력이 집중되는 형상을 나타내었다. 두 번째 형상 역시 지지부근처에서 응력이 집중되는 형상을 나타내었으며, 12.696MPa이 발생되었다. 세 번째 형상에서도 지지부근처에서 응력이 집중되는 형상을 나타내고 있으며, 응력발생의 크기는 33.908MPa이 발생되었다. 세 번째 형상에서 가장 많은 응력이 나타난 것은 다른 두 종류의 베드형상에 비하여 얇은 철골구조를 가지고 있기 때문인 것으로 판단된다. 응력발생의 해석결과는 Fig.6, Fig.7, Fig.8에 나타내었으며, 결과 값은 Table 3에 나타내었다.

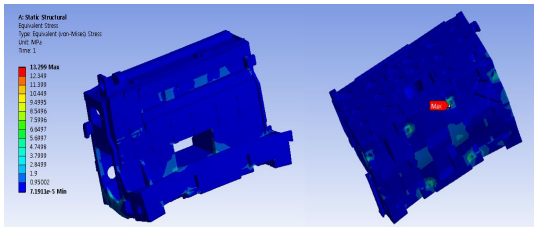


Fig. 6 The Result of Stress for Shape 1

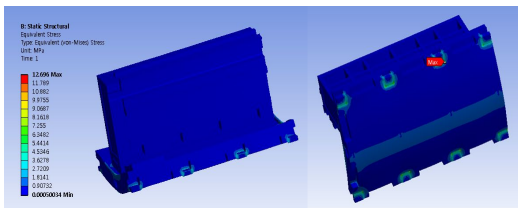


Fig. 7 The Result of Stress for Shape 2

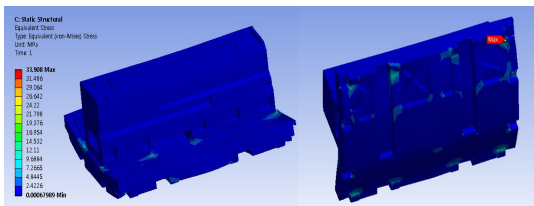


Fig. 8 The Result of Stress for Shape 3

Table 3 Results of Structural analysis

Stress Analysis Result			
	Shape 1	Shape 2	Shape 3
Stress	13.299MPa	12.696MPa	33.908MPa
Stress Point	Foot	Foot	Foot

4. Modal Analysis

자동차 파워트레인 샤프트 가공용 8축 복합가공기의 3 종류의 베드형상에 대하여 동특성을 분석하기 위하여 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS Workbench V14.5를 사용하였다.

4.1 Modal Analysis Result

구속조건은 각 베드의 하중지지부에 Fixed Support를 이용하여 구속하였으며, 베드의 형상에 따라 1~4차 모드까지의 고유진동수를 측정하였다. 첫 번째 베드형상에서는 1st Mode 고유진동수 63.782Hz, 2nd Mode 고유진동수 109.12Hz, 3rd Mode 고유진동수 134.55Hz, 4th Mode 고유진동수 204.16Hz로 나타났으며, Fig.9에 나타내었다. 두 번째 베드형상에서는 1st Mode 고유진동수 77.23Hz, 2nd Mode 고유진동수 86.247Hz, 3rd Mode 고유진동수 124.83Hz, 4th Mode 고유진동수 133.57Hz로 나타났으며, Fig.10에 나타내었다. 세 번째 베드형상에서는 1st Mode 고유진동수 47.086Hz, 2nd Mode 고유진동수 50.206Hz, 3rd Mode 고유진동수 61.389Hz, 4th Mode 고유진동수 97.123Hz로 나타났으며, Fig.11에 나타내었다.

각 형상별 고유진동수를 비교해보면 세 가지 종류의 베드중 두 번째 베드형상에서 가장 높은 강성을 유지하여 높은 고유진동수를 가지는 것을 확인할 수 있으며, 그 값은 Table 4에 나타내었다.

Table 4 Results of Modal analysis

Modal Analysis Result			
	Shape 1	Shape 2	Shape 3
1st Mode	63.782Hz	77.23Hz	47.086Hz
2nd Mode	109.12Hz	86.247Hz	50.206Hz
3rd Mode	134.55Hz	124.83Hz	61.289Hz
4th Mode	204.16Hz	133.57Hz	97.123Hz

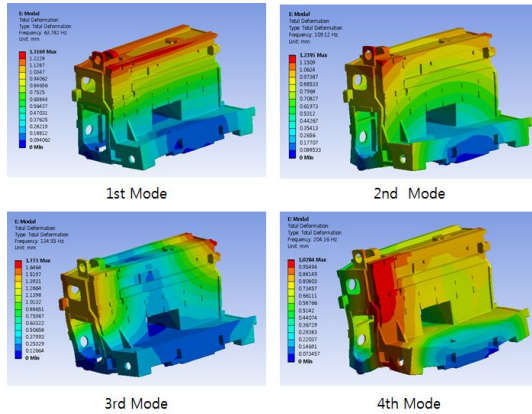


Fig. 9 The Result of Stress for Shape 1

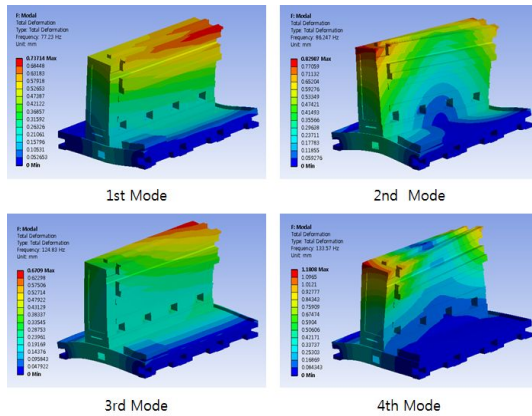


Fig. 10 The Result of Stress for Shape 2

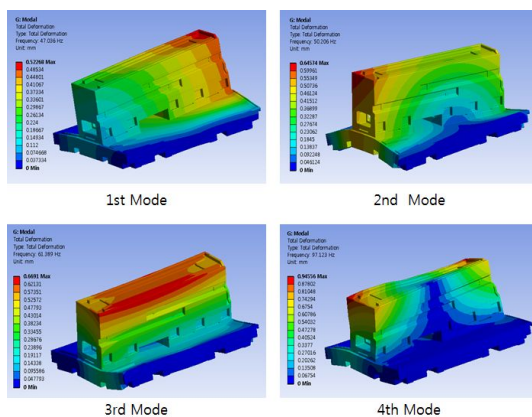


Fig. 11 The Result of Stress for Shape 3

5. 결론

본 연구에서는 자동차 파워트레인 샤프트 가공용 8축 복합가공기의 베드형상을 선정함에 있어 3가지 종류의 베드를 초기설계하고, 구조해석과 고유진동수 해석을 통하여 최적화된 베드의 형상을 찾았다.

- 구조해석을 통해 베드의 자중과 베드에 체결되는 각각의 Unit의 하중에 의해 발생하는 변위량 해석 결과에서는 두 번째 베드형상이 54.1 μm 로 가장 변위량이 적은 것으로 나타났다.
- 구조해석을 통해 베드의 자중과 베드에 체결되는 각각의 요소부위의 하중에 의해 발생하는 응력 해석결과에서는 주물소재인 GC300의 항복강도와 비교하여 매우 높은 안전율을 가지므로 3종류의 형상모두 우수한 강도를 지닌 것으로 나타났다.
- Modal analysis를 통한 고유진동수 해석에서는 두 번째 베드형상에서 가장 우수한 진동수를 가지는 것으로 나타났다.
- 1, 2, 3의 결과에 따라 초기설계 된 3종류의 자동차 파워트레인 샤프트 가공용 8축 복합가공기 베드형상에서 두 번째 베드형상이 가장 적은 변형량과 응력발생값을 나타내었고, 고유진동수는 가장 높은 값을 가지고 있는 것으로 보아, 초기설계 된 베드형상중에서 두 번째 베드형상이 자동차 파워트레인 샤프트 가공용 8축 복합가공기 베드로 가장 적합한 것으로 판단된다.
- 두 번째 형상을 최종베드형상으로 선정할 경우, 자동차 파워트레인 샤프트 가공용 8축 복합가공기의 높은 가공정밀도를 고려하여 베드의 처짐을 막고 축간 이송에서 높은 정밀도를 유지하기 위하여 리브 보강 및 설계 보안을 통하여 더욱 낮은 변형량값을 확보해야 할 것으로 판단된다.

후기

“이 논문은 2013년도 신성장동력장비경쟁력 강화사업 연구비 지원에 의하여 연구되었음.”

REFERENCES

1. Kim S. U, and Yang M. Y, 2009, “A Study on Static and Dynamic Evaluation of Machine Tools Layout by Lagrangian,” Proceedings of KSMTE, pp. 165-171.
2. Sabine R, 2008, Catalogue, Roschiwal+Partner Ingenieur GmbH, Germany.
3. Son J. Y, Park H. H, Cheung, S H, Ro S. H. Choi S. D, and Choi U. D, 2002, “Performance Improvement of M/C(BC-500) via Structure Analysis,” Proceeding of KSPE, pp. 395-398.
4. Park, M. W, Sohn, Y. T, and Cho, S. W, 2003, “Development of Integrated Design System for Structural Design of Machine Tools,” J. of KSPE, Vol.20, No. 1 pp. 229-238.
5. Cheong S. H, Choi S. D, Kweon H. K, and Shon J. Y, 2003, “Dynamic Analysis for Performance Improvement of Line Center,” J. of KSMPE, Vol. 2, No. 2, pp. 75-83.
6. Zaeh M, and Siedl D, 2007, “A New Method for Simulation of Machining Performance by Integrating Finite Element and Multi-Body Simulation for Machine Tools,” Ann. of the CIRP, Vol. 56, Issue 1, pp. 383-386.
7. Oxley P. L. B, 1989, Mechanics of Machining: An Analytical Approach to Assessing Machinability, Halsted Press, New York.
8. Choi Y. H, and Hong, S. W, 2009, “Application of CAE Technology to Design of Machine Tools,” J. of KSMTE, Vol. 18, No. 4 (Special article) pp. 7-22.