

구조 안정성 향상을 위한 유압프레스 설계개선

신윤호*·노승훈**†·김영조***·이대웅****·김상화*****·길사근*****·이일환*****

*금오공과대학교 대학원, **†금오공과대학교 기계시스템공학과,
구미대학교 기계공학과, *한온시스템(주), *****한국폴리텍대학, ***** (주)티브이에스

Design Alterations of a Hydraulic Press Machine for the Improved Stability

Yun Ho Shin^{*}, Seung Hoon Ro^{**†}, Young Jo Kim^{***},
Dae Woong Lee^{****}, Sang Hwa Kim^{*****}, Sa Geun Kil^{*****} and Il Hwan Yi^{*****}

^{*}Graduate School, Kumoh National Institute of Technology,

^{**†}Dept. of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology,

^{****}Dept. of Mechanical Engineering, Gumi University, ^{*****}Hanon Systems,

^{*****} Korea Polytechnics, ^{*****}TVS Co., Ltd.

ABSTRACT

In this study, a hydraulic press structure has been investigated in order to enhance the precision machining and the productivity, which are generally damaged by the structural deformation from the pressure and the vibrations originated from the centrifugal forces from the rotating parts of the machine. Computer simulation based on the finite element method has been utilized for the analysis of static and dynamic characteristics to investigate each component's critical points, and to further improve the static and dynamic stabilities of a hydraulic press structure. The result shows that the deformations and the vibrations of the machine could be reduced 35% without increasing the weight of the machine.

Key Words : Hydraulic Press, Static Characteristics, Dynamic Characteristics, Design Alterations, Reduced deformation, Improved Stability

1. 서 론

유압프레스 장비는 강한 압력을 가하는 공정이 필요한 제조업 분야에서 활발하게 활용되고 있고, 자동차 산업 및 여러 분야의 제조업이 성장하고 있는 해외 신흥국가에서 수요가 지속적으로 증가하고 있다.

유압프레스는 직선운동을 하는 슬라이드에 결합된 공구로 고정 베드에 안착된 제품에 압력을 가하여 가공이 이루어지는데, 이때 발생하는 하중이 프레임으로 전달된

다. 대부분의 유압프레스 제조 회사들이 장비 개발 시 구조 해석을 통한 특성을 고려하지 않고 경험에 의존해 장비를 설계하여 가동 중 육안으로 확인될 정도로 프레임이 변형되고 장비 고유진동수와 유압 펌프의 작동속도가 일치하거나 부품간의 고유진동수가 일치하여 발생하는 공진으로 큰 진동이 발생하는 경우가 있다. 이러한 변형과 진동으로 인해 측정 데이터의 신뢰성이 저하되며 데이터 오류는 제품의 불량으로 이어져 생산업체의 심각한 손실을 발생시킨다.

변형 및 진동은 마찰에도 영향을 미쳐 구조물 *Sealing*부의 마모가 가속화되거나 유격이 발생하여 누유가 심화되

†E-mail: shro@kumoh.ac.kr

어 환경적인 부분에서도 문제가 발생한다. 또한 힘에 의한 변형과 진동 발생으로 프레임이 흔들리는 문제가 발생할 수 있어 안전장치에 영향을 주어 작업자가 위험에 노출될 가능성도 있다.

본 연구에서는 산업현장에서 보편적으로 활용되는 C형 5ton 유압프레스를 모델로 유한요소해석을 통해 제품의 불량 및 손실을 일으킬 수 있는 구성요소의 특성을 파악하고 프레임의 변형을 최소화하기 위해 구조를 최적 설계 하였다.

2. 구조 특성 분석

2.1 이론적 안정성 분석

유압프레스는 압입 공정 시 5 ton의 하중이 작용하므로 압입 하중에 의한 구조물의 안정성을 조사하였다. Fig. 1은 압입 하중에 의해 실린더에 적용되는 반력을 나타낸 것으로 이 때 압입 하중에 의한 장비의 안정성 여부는 메인 프레임과 베이스를 연결하는 체결 볼트들의 강도에 달려있다.

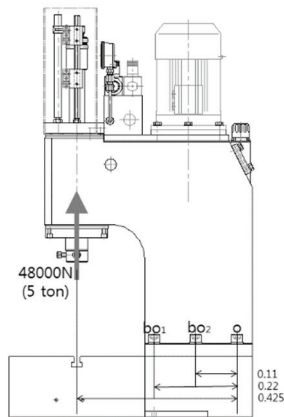


Fig. 1. Load conditions of the structure

압입가공 시 압입하중이 공작물에 전달되면서 뉴턴의 운동 제 3법칙 작용반작용에 의하여 반대방향으로 압입 하중이 작용하게 되고 이에 따라 O점을 중심으로 시계방향의 모멘트 가 발생하게 되고 이때 스탠드 프레임이 쓰러지지 않기 위해서는 다음의 식을 만족해야 한다.

$$M_f < 2 \times M_{bo1} + 2 \times M_{bo2}$$

M_f : 압입 하중에 의한 모멘트[Nm]

M_{boi} : i번 볼트가 견딜 수 있는 모멘트[Nm]

여기서 좌측항의 값 $M_f=0.425 \times 48000\text{N}$ 이며 우측항의 값은 $\emptyset 20\text{mm}$ 볼트를 사용할 경우 최소의 보증강도가 76000N이다.

$$\begin{aligned} & 2 \times M_{bo1} + 2 \times M_{bo2} \\ & = (2 \times 0.44 + 2 \times 0.22) \times f_{bo} = 50160\text{Nm} \end{aligned}$$

f_{bo} : M20 볼트 보증강도

결과적으로 위의 부등식을 만족하므로 압입 하중에 의한 스탠드 프레임의 볼트가 파손되어 전복될 가능성은 없는 것으로 분석되었다.

2.2 유한요소해석

구조물의 특성을 분석하기 위하여 구조물 전체 및 각 부위 요소들을 장비 도면을 이용하여 컴퓨터에 구현하여 해석을 진행한다. 해석을 통하여 얻어진 시뮬레이션 결과를 확장하여 기계구조물 전체와 내부 요소들의 안정성을 분석한다.

이러한 분석결과를 바탕으로 개선안을 도출하여 시뮬레이션 모델에 적용하고 그 결과를 확인하는 과정을 반복하여 제작이 용이하고 효과가 큰 최적설계 개선안을 도출할 수 있다. 본 연구의 대상인 유압프레스의 시뮬레이션 모델은 아래의 Fig.2와 같다.

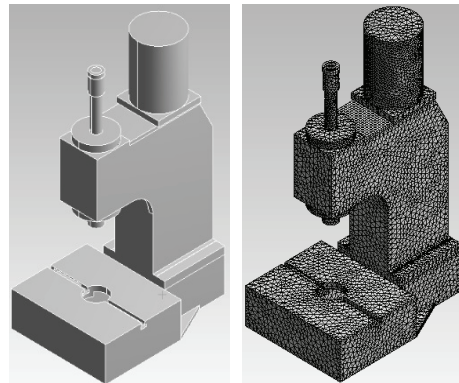


Fig. 2. The model for computer simulation

시뮬레이션 모델의 재질은 구조용 강(Young's Modulus : 200GPa, Poisson's ratio : 0.3, Density : 7870 kg/m³)으로 하였으며 각 부분별 접촉조건은 Fig. 3과 같이 볼트 체결부위는 연결점을 공유하는 것과 유사한 조건인 Bonded로 하였고 로드와 가이드부 및 베이스와 스탠드의 접촉조건은 접촉면 방향으로 슬라이딩이 가능한 No separation으로 하였다.

Fig. 4 (a)와 같이 실린더 하부에 5ton의 하중을 적용 시켰

으며 Fig 3 (b)와 같이 베이스 바닥부분을 Fixed로 구속 조건을 주어 진행하였다.

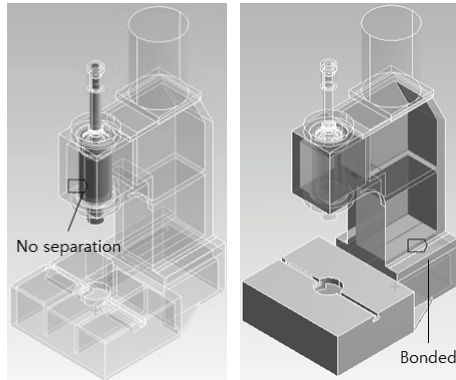


Fig. 3. Boundary conditions of the simulation model

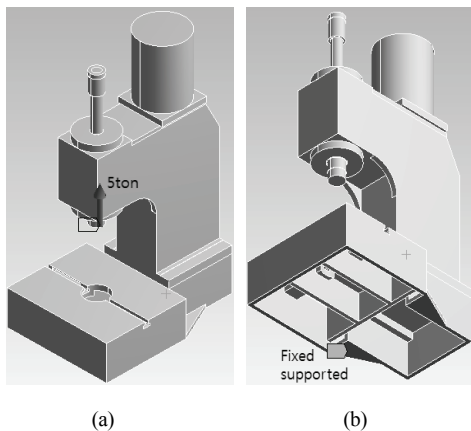


Fig. 4. Force and constraints of the simulation model

2.3 정적해석 결과

구현된 시뮬레이션 모델의 특성을 분석하기 위해 유한 요소해석 프로그램[ANSYS 14]을 사용하여 5 ton 유압프레스의 압입 공정 시 압입 하중에 의한 프레임의 변형량에 대하여 해석하였으며 그 결과는 아래 Fig 5와 같다.

시뮬레이션 결과 압입 하중에 의한 프레임의 최대 변형은 Fig 5에서와 같이 프레임 전면부 상단에서 발생 하였으며 최대 변형량은 0.3566 mm로 분석되었다. 이는 실제 장비에서 변형량을 측정한 결과인 0.34 mm와 오차범위 2.2% 이내로 시뮬레이션 모델이 실제장비의 특성을 잘 반영하고 있음을 알 수 있다.

2.4 동적해석 결과

유압프레스 작동시의 유압용 모터 작동속도와 구조물

고유진동수 간의 공진 여부를 파악하여 구조물의 큰 진동의 원인을 분석하였다.

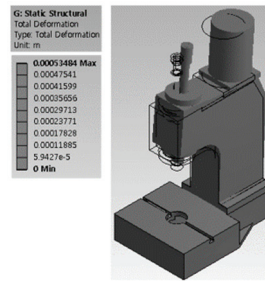
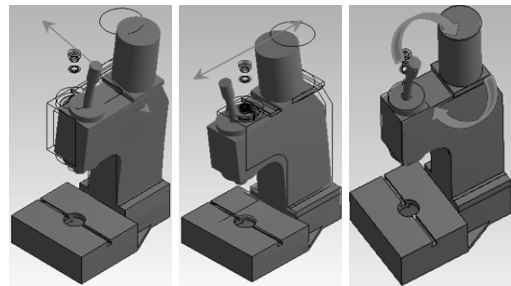


Fig. 5. Deformation analysis of the original structure



126.4 Hz(1st Mode) 149.2 Hz(2nd Mode) 318.9 Hz(3rd Mode)
Fig. 6. Natural frequency and mode shapes of the structure(simulation)

Fig 6은 진동해석을 통해 찾은 구조물의 1~3차 고유진동수와 진동형이며 Fig 7은 주파수에 따른 유압프레스의 진동 크기를 나타낸 그래프이다.

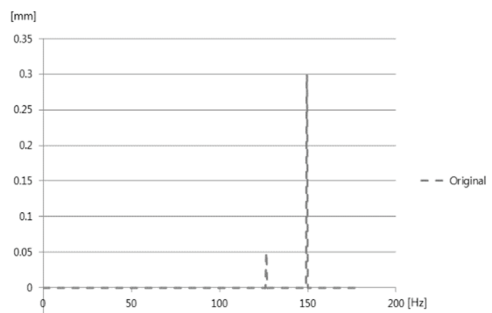


Fig. 7. Vibration magnitudes of the structure

3. 안정화 설계안 도출 및 효과 확인

3.1 개선방향 설정

Fig 6에서 볼 수 있듯이 유압프레스의 1차 고유 진동수는 126.4 Hz로 유압프레스가 좌·우로 진동(Bending)하고 2

차 고유진동수는 1492 Hz로 앞·뒤로 진동한다. 또한 3차 고유진동수는 3189 Hz로 진동(Torsion)한다.

본 논문의 대상인 유압프레스는 모터 작동 시 작동속도 1750 rpm(29.16 Hz)에서 공진의 위험성이 없는 구조물로 판단된다.

따라서 하중에 따른 프레임의 변형을 최소화하기 위한 설계를 진행하였으며 베이스 보강대 두께, 스탠드 프레임 Fillet 및 두께[Fig. 8]를 $\pm 30\%$ 범위 내에서 반복적으로 변경, 조합하여 최적 설계안을 도출하였다.

Table 1은 수행된 설계 변경안 중 구조물의 중량, 강성 등을 고려하여 찾아낸 최적 설계 개선안이다.

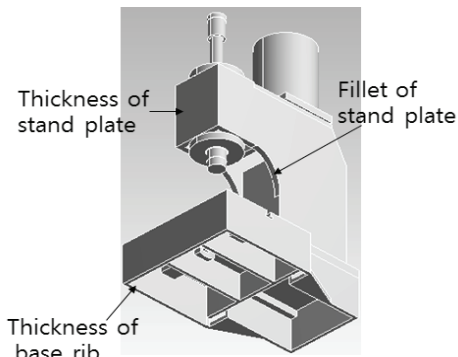


Fig. 8. The design parameters for the design alteration

Table 1. The design parameters for the final model

Design parameters	Original Structure [mm]	Optimum Design [mm]	Difference [mm]
Thickness of base rib	16	13.52	-2.48
Fillet of stand plate (Arc length)	157	200.27	+43.27
Thickness of stand plate	20	21.6	+1.6

3.2 설계 개선안 적용

3.2.1 설계 개선 모델

압입 하중에 의한 프레임의 변형량을 최소화 하면서 장비 중량의 증가를 최소화 시킬 수 있도록 설계 변수로 사용된 베이스 두께, 베이스 높이, 스탠드의 두께를 Table 1의 Optimum Design과 같이 결정하였다.

3.2.2 유한요소해석을 통한 개선모델 분석

안전화 설계를 통해 도출한 설계 변경안을 적용시켜

변형량을 해석한 결과는 Fig 9와 같다.

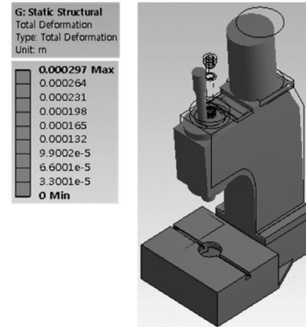
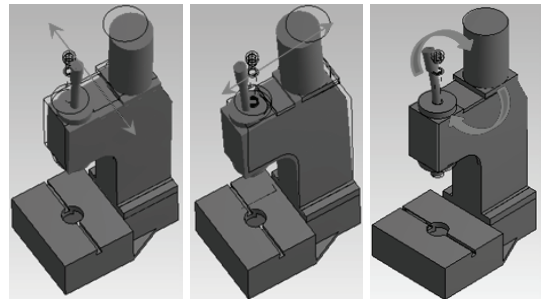


Fig. 9. Deformation analysis of the final model

최적설계 결과 기존 구조물의 변형량 0.3566 mm에서 최적설계 후 0.231 mm로 기존 대비 약 35.2%의 변형량이 억제됨을 알 수 있다.

각 설계변수들의 변화를 통하여 압입 하중에 의한 변형량 억제와 장비 중량이 늘어나는 것을 최소화시킬 수 있도록 도출된 최적 설계안을 바탕으로 진동해석을 진행하여 동적 안정성을 분석하였다.

설계 개선안 적용에 따라 변화된 고유진동수는 Fig 10과 같다.



126.9 Hz(1st Mode) 150.2 Hz(2nd Mode) 320.1 Hz(3rd Mode)

Fig. 10. Mode shapes of the final model

Fig 10에서와 같이 구조물의 1차 고유진동수는 126.9 Hz로 구조물 전체가 좌우로 진동(Bending)하고 2차 고유진동수는 150.2 Hz로 앞뒤로 진동(Bending)한다. 그리고 3차 고유진동수 320.1 Hz에서는 Z축을 중심으로 스탠드의 비틀림(Torsion)이 나타나는 것으로 분석되며 전체적인 고유진동수 및 진동형의 변화는 거의 없는 것으로 보인다.

최적 설계안 또한 구조물의 고유진동수가 모터의 작동속도 1750rpm[29.16Hz]보다 높아 공진은 없는 것으로 분석되어 안정된 구조물로 판단된다.

3.2.3 설계개선 효과

압입 하중에 의한 프레임의 변형량을 최소화시키기 위해 설계 변경을 통한 최적설계를 진행한 결과 기존 구조물의 변형량 0.3566 mm에서 0.231 mm로 기존대비 약 35%의 변형이 감소하였다.

Fig. 11의 위의 그래프는, 1, 2차 고유진동수가 포함된 0~180Hz까지의 진동량을 주파수영역에서 시뮬레이션한 결과이며 아래 그래프(붉은 박스)는 작동속도영역에서 개선 전과 후의 진동량을 확대한 것이다.

고유진동수의 변화는 없으나 프레임의 강성 설계로 Fig. 11에서와 같이 전체적으로 약 40%의 진동이 소멸되었음을 확인할 수 있다.

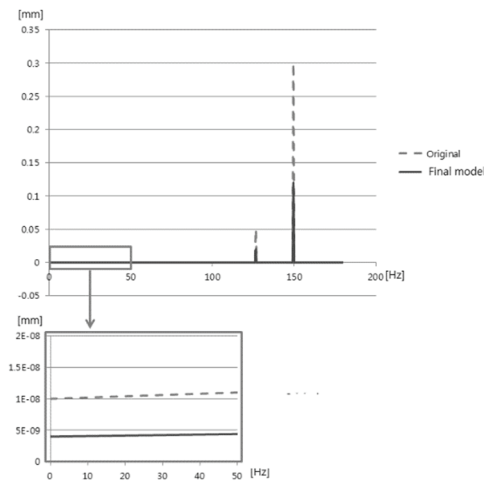


Fig. 11. Vibration magnitudes of the original model and the final model

4. 결 론

본 논문은 유압프레스의 작업정밀도와 생산성 향상을 목표로 유한요소 해석법을 활용한 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 최적 설계안을 도출하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 아래와 같다.

- 1) 장비의 정적 안정성을 분석한 결과 압입 하중에 의한 모멘트보다 체결 볼트가 견딜 수 있는 모멘트가 높으므로 압입 하중에 의해 스탠드 프레임의 볼트가 파손되어 전복될 가능성은 없는 것으로 분석되었다.[본문 2.1]
- 2) 시뮬레이션 모델을 이용한 해석을 통해 압입 하중에 의한 프레스의 변형량을 분석하였다. 또한 실제

변형량 0.34 mm와 시뮬레이션 결과인 0.3566 mm가 오차 2.2%로 잘 일치하므로 시뮬레이션 모델이 잘 구현되었다고 할 수 있다.[본문 2.2]

- 3) 압입 하중에 의한 프레임의 변형 최소화를 위해 스탠드 프레임 두께, 베이스 립 두께, 스텐드 Fillet를 설계변수로 설정하여 진행한 결과 장비의 중량에 큰 변화 없이 프레임의 변형량을 0.231 mm로 최소화시켜 기존대비 35%의 변형량 억제 효과를 보였다.[본문3.2.3]
- 4) 유압 프레스의 동적 안정성을 분석한 결과 기존 프레스의 고유진동수는 126.4, 148.2, 318.9 Hz이고 설계안을 적용한 프레스의 고유진동수는 126.9, 150.2, 320.1 Hz로 고유진동수의 변화는 미미하였다. 또한 모터 작동속도인 1750 rpm(29.16 Hz)에 비해 장비 고유진동수가 매우 높아 프레스와 모터의 작동속도 간의 공진은 없는 것으로 분석되었으며 설계 개선으로 장비 강성이 강화되어 개선 후 진동의 40%가 감소되었다.[본문3.2.3]
- 5) 프레스의 안정성 분석과 최적설계에 사용된 설계변수와 추가적인 변수들이 프레스에 미치는 영향에 대해 지속적인 연구를 진행할 경우 대형 유압 프레스의 개발에 데이터베이스로 활용이 가능할 것으로 기대된다.
- 6) 본 논문에서 도출된 최적설계안을 적용하여 장비를 제작하게 되면 작업정밀도의 향상을 통해 제품의 질적 우위를 차지하여 국내외 업체와의 경쟁에서 우위를 차지할 것으로 예상된다.

참고문헌

1. Ro, S. H., Mechanical Vibrations with Applications, Chaosbook, pp. 22-58, 219-223, 2013.
2. Ro, S. H., "Design Alteration of a Milling Machine Structure for the Improved Stability," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 5, pp. 72-78, 2006.
3. Cho, H. J., and Ro, S. H., "Effect of Design Parameters on the Variation of Natural Frequencies of the Uniform and the Nonuniform Cantilever Beams," Transactions of the KSME, Vol. 23, pp. 697-708, 1999.
4. Ro, S. H., and Park, Y. R., "Stability Design of a Laser Cutter for the Strengthened Glass", Journal of the

- Semiconductor & Display Technology, Vol. 14, No. 1, pp. 19-25, 2015.
5. Shin, H. B., and Ro, S. H., “Design Alterations of a Squaring & Grinding Machine for the Solar Cell Wafer to Suppress Vibrations”, Journal of the Semiconductor & Display Technology, Vol. 16, No. 3, pp. 25-30, 2017.
6. Yi, I. H., and Ro, S. H., “Structural Design of an Ingot Grower of the Semiconductor Wafer for the Stability Improvement”, Journal of the Semiconductor & Display Technology, Vol. 16, No. 1, pp. 14-39, 2017.
-
- 접수일: 2019년 6월 7일, 심사일: 2019년 6월 15일,
게재확정일: 2019년 6월 21일