

미세 박판 스탬핑을 위한 초정밀 프레스 개발

김권희* · 전상열** · 이종구** · 오수익***

Development of a High Precision Press for Micro-Stamping

K. H. Kim, S. Y. Jeon, J. K. Lee and S. I. Oh

Abstract

Hydrostatic bearings have been applied to high precision machine tools and instruments due to their high stiffness, high damping and excellent guided motion straightness. In this paper, we present a procedure for design and test of a high precision press with linear hydrostatic bearings. For a hydrostatic bearing set designed manufactured, measurements were made for the motion straightness, repeatability and bearing stiffness. They are found to be $1.36\mu\text{m}/100\text{mm}$, $0.19\mu\text{m}/100\text{mm}$ and $1,261\text{N}/\mu\text{m}$ respectively. With some experience with the hydrostatic bearing, design aspects of the precision press is discussed.

Key Words : Hydrostatic Bearing, Precision Press, Micro-Stamping.

1. 서 론

프레스 가공 기술은 자동차, 항공기 산업 등 중공업에서부터 반도체 생산 장비나 의료기기, 전자부품에 이르기까지 각종 산업 분야에서 폭넓게 이용되고 있다. 최근의 프레스 가공 기술은 초정밀화, 고속화, 복합화 되어 가고 있으며, μm 단위 이하의 스탬핑 정밀도를 요구한다.

정밀한 가공을 위해서는 정밀한 가이드가 필수적이다. 이러한 정밀 가이드로 많이 사용되는 것이 정압 베어링(hydrostatic bearing)이다.⁽¹⁾ 최근 정압 베어링에 관한 연구가 많이 진행되고 있으나, 대부분 회전축 지지용 베어링에 관한 것으로 국한되어 있다.

직선 운동용 정압 베어링에 대한 연구는 Slocum의 자기 보상형 양면지지 정압 베어링 연구⁽²⁾, 楠井直樹 등의

작동 유체로 물을 사용한 linear stage 연구⁽³⁾, 노승국 등의 정압 베어링을 이용한 테이블의 이송 정밀도 향상 연구⁽⁴⁾ 등이 있다. 그러나 이러한 연구들은 수평 운동에 관한 것으로, 수직 운동을 하는 프레스의 램(ram)에 대한 적용 가능성은 확인되지 않은 실정이다.

본 논문에서는 수직형 정압 베어링을 채택한 초정밀 스탬핑 장치의 개발 과정을 설명한다.

2. 미세 스탬핑 장치의 설계⁽⁵⁾

2.1 설계 사양

본 연구에서 개발할 미세 스탬핑 장치는 유압식 프레스로서, 용량은 25kN이며 베드(bed) 크기는 설치될 금형의 크기를 고려하여 400×500mm로 하였다. 개방 높이는

* 고려대학교 기계공학과
** 고려대학교 대학원
*** 서울대학교 기계항공공학부

300mm, 행정은 110mm이며 1차 설계에서 목표한 정밀도 수준은 직각도(straightness) $2.5\mu\text{m}/100\text{mm}$, 반복정도(repeatability) $1\mu\text{m}/100\text{mm}$ 이다.

2.2 기능 단위 설계

유압 프레스의 기능 단위는 크게 램, 칼럼(column) 등 구조 부분과 모터, 밸브, 유압 실린더 등 유압회로 부분으로 나눌 수 있다. 본 연구에서는 기존의 프레스를 구입하여 유압 회로 부분은 그대로 활용하고 구조 부분을 개조하기로 하였다.

프레스에 대한 응력 해석 결과, 25kN의 집중 하중에 대해 베드 중심부에서 $72.8\mu\text{m}$ 의 변위가 발생함을 확인하였다. 이러한 정도의 변형은 장치의 요구 정밀도에 비해 매우 큰 것이므로, 프레스의 성능에 치명적인 악영향을 초래할 우려가 있다. 따라서 칼럼은 하중 지지용으로만 이용하고 램-가이드 부분을 따로 설치하여 램이 변형으로부터 영향을 받지 않도록 설계의 방향을 잡았다.

정밀 가공 장치의 가이드로는 LM(linear motion) 가이드, 공기 베어링, 정압 베어링 등이 많이 사용된다. 이중, 정압 베어링은 다른 가이드에 비해 강성, 운동 정밀도, 온도특성, 내구성 등에서 우수한 특성을 보인다. 따라서 본 장치의 가이드로는 정압 베어링을 채택하였다.

Fig. 1은 정압 베어링을 채용한 램-가이드의 개념도를 보인다. 프레스에 걸리는 부하의 일부는 수평방향으로 램 가이드에 작용한다고 볼 수 있다. 램 가이드에 걸리는 하중은 프레스 정면을 기준으로 좌우, 전후 방향 모두에 발생할 수 있으므로, 정압 베어링을 좌우 대칭으로 설치하고 레일(rail)은 좌우 방향과 전후 방향의 힘을 모두 지지할 수 있도록 T자 구조로 한다.

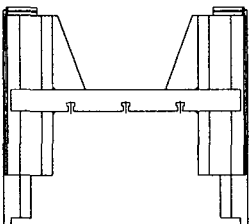
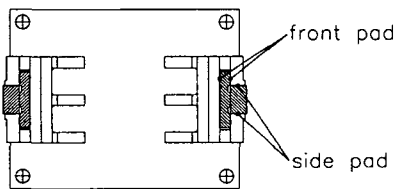


Fig. 1 Ram with hydrostatic bearing guide

정압 베어링이 프레스에 가해지는 전체 하중의 10%를 감당하고 이 때 램의 허용 수평 변위가 $1\mu\text{m}$ 이내라고 가정하면, 정압 베어링의 요구 강성은 $2,500\text{N}/\mu\text{m}$ 이다.

램의 직선 운동을 보장하기 위해서는 램과 유압 실린더간의 수평 자유도는 허용하고 상하 방향으로만 구속하도록 하여야 한다. 이를 구현하기 위해서 램과 램 홀더 사이에는 스프링 연결 구조를 채택하였다.

이상과 같이 각 기능 단위별로 선택된 설계안을 바탕으로 프레스의 전체 layout을 결정하였다. 이를 Fig. 2에 나타내었다.

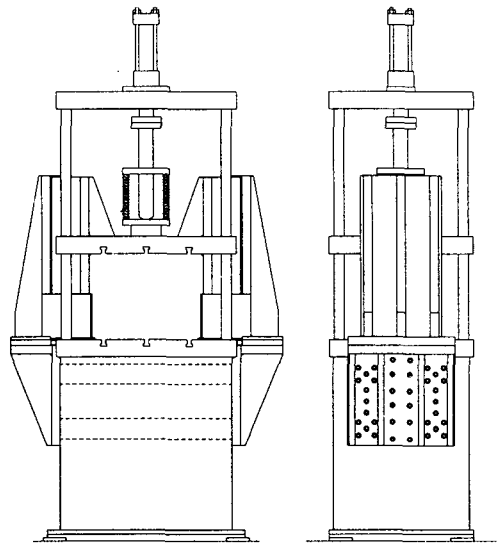


Fig. 2 Press layout

2.3 정압 베어링

정압 베어링은 레일과 베어링 블록(bearing block)으로 나뉜다. 베어링 블록은 리스트릭터(restrictor)와 패드를 수용하고 패드는 포켓(pocket)과 랜드(land)로 구성된다.

베어링 강성(stiffness)을 계산하기 위해서는 공급 압력, 베어링 간극, 작동유체 등 패드의 기본적인 사양들을 결정하여야 한다. 선정된 결과를 Table 1에 정리하였다.

Table 1 Basic specification for bearing pad's design

| properties | value |
|---------------------------|----------------------------|
| density (ρ) | 865 kg/m ³ |
| viscosity (μ) | 0.019 N · s/m ² |
| bearing gap (h) | 30 μm |
| supply pressure (P_s) | 2 MPa |
| pocket depth | 0.6 mm |

본 연구에서 설계한 정압 베어링은 양면지지 방식이며, 각각의 베어링 블록은 좌우 방향의 하중을 담당하는 6개의 정면 패드(front pad)와 전후 방향의 하중을 담당하는 3개의 측면 패드(side pad)를 수용한다. Table 2는 각 패드의 설계된 치수를 나타내고 있다.

Table 2 Dimensions of bearing pads

| dimensions | front pad | side pad |
|---------------|-----------|----------|
| pad width | 40 mm | 40 mm |
| pad length | 150 mm | 110 mm |
| land width | 8 mm | 10 mm |
| pocket radius | 3.3 mm | 4.1 mm |

정해진 치수를 바탕으로 각 패드에 대한 강성을 구할 수 있다. 전후 방향의 경우 패드 하나의 강성은 $416\text{N}/\mu\text{m}$ 이고, 램의 양단에 베어링이 있으므로 6개의 패드가 설치되어 있는 것으로 생각하면 전체 강성은 $2,496\text{N}/\mu\text{m}$ 이다. 좌우 방향은 각각의 패드 강성이 $217\text{N}/\mu\text{m}$ 이며, 12개의 패드가 있으므로 전체 강성은 $2,604\text{N}/\mu\text{m}$ 이다.

작동에 필요한 총 유량은 $P_s=QR$ 의 관계를 사용하여 구할 수 있다. 정압 베어링의 총 저항과 총 유량은 각각 $1.21 \times 10^{10} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^5$, $9.9 \text{ l}/\text{min}$ 이 된다.

Table 1과 2에서 정리한 베어링 기본 사양과 패드 치수는 요구되는 강성을 만족한다. Fig. 3은 이러한 결과를 바탕으로 설계, 제작된 베어링 시제품의 형상이다.

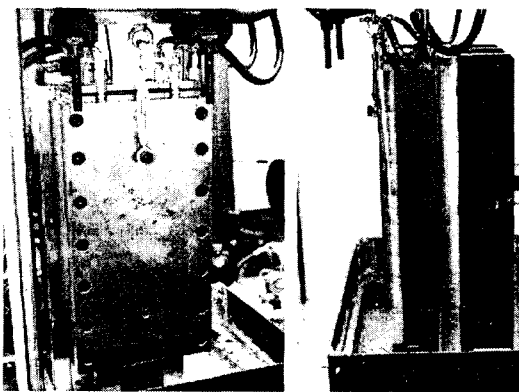


Fig. 3 Photograph of hydrostatic bearing

3. 1차 설계의 평가

3.1 성능 평가 실험 개요

실험의 측정 변수는 패드가 z축(수직) 방향으로 운동

할 때 정면 패드의 각도 오차, 정면 패드와 측면 패드의 진직도와 강성이다. Fig. 4에 표시한 1, 4는 강성을 구하기 위해 충격하중(impact)을 가하는 지점이며, 2, 3, 5, 6은 패드의 수직 변위 측정 지점이다.

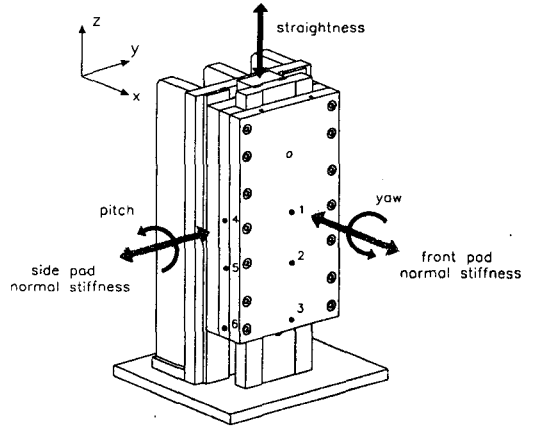


Fig. 4 Definition of parameters for measurement

수직형 정압 베어링은 매우 높은 강성으로 인하여 정적인 강성 측정이 어렵다. 따라서, 충격하중에 의한 베어링의 진동 변위를 측정하여 베어링 블록의 고유 주파수(natural frequency)로부터 강성을 계산하는 간접 동적 측정 방법을 이용한다.

3.2 실험 결과 및 고찰

측정을 통해 시제품의 운동 정밀도와 강성을 구하였다. 이 중, 진직도 측정결과를 Fig. 5에 보였으며, Table 3에는 설계 요구사항과 실험 결과를 비교하여 나타내었다. 제작된 시제품은 요구되는 운동 정밀도와 강성을 충분히 만족시킨다는 것을 확인하였다. 측면 패드의 강성은 설계치보다 조금 작게 나왔는데, 이것은 가공과 조립상의 오차에 기인한 것으로 보인다.

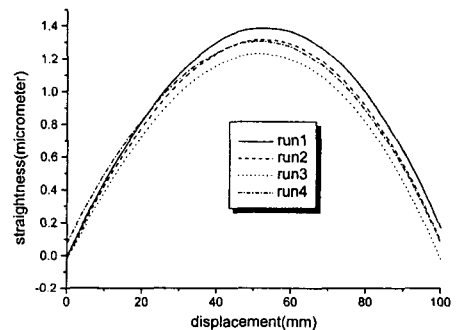


Fig. 5(a) Straightness of front pad

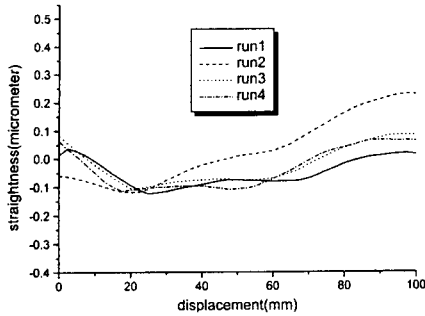


Fig. 5(b) Straightness of side pad

Table 3 Comparison of design requirements and experimental results

| | | design requirements | experimental results |
|--------------------------|-------|---------------------|----------------------|
| stiffness (N/μm) | front | 1,302 | 1,261 |
| | side | 1,248 | 1,246 |
| straightness (μm/100mm) | front | 2.5 | 1.36 |
| | side | 2.5 | 0.58 |
| repeatability (μm/100mm) | front | 1.0 | 0.19 |
| | side | 1.0 | 0.28 |

3.3 FEM을 통한 프레스 구조 해석⁽⁶⁾

램의 운동 정밀도는 정압 베어링의 성능뿐만 아니라 베어링 지지구조의 강성에 의해서도 많은 영향을 받게 된다. 따라서 프레스 구조의 강성을 확인하여, 필요하다면 지지구조를 보강하여야 한다. 이를 검증하기 위하여 유한요소 해석을 수행하였다. Fig. 6은 해석을 위한 단순화된 모델이다.

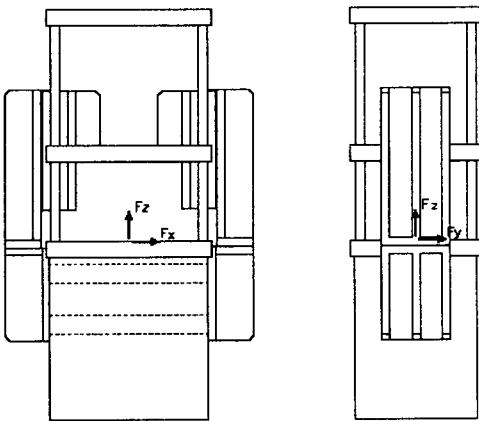


Fig. 6 Simplified model for FEM

프레스 모델에 대해 정적 해석을 수행하였다. 하중 조건은 z축 방향의 경우 베드 중앙에 25kN의 수직방향 집중 하중이었고, x와 y축 방향은 램의 밑면 중앙과 베드 중앙에 각각 반대방향으로 6.25kN의 하중을 가하였다. 이것은 최악의 작업조건으로서 비대칭적 전단 가공을 가정한 것이며, 6.25kN의 수치는 한쪽 전단의 경우 프레스 구조가 완전 강체처럼 거동한다면 램의 최저면에 용량의 25%에 해당하는 하중이 걸린다는 연구 결과에서 나온 것이다.

Table 4에 해석의 결과를 보였다. 결과를 보면, z방향 하중의 경우 베드의 처짐량은 기존 프레스의 72.8μm에 비해 약 33%로 감소하였다. 그러나 램의 변형은 이에 비해 매우 크다. 이는 베드의 양 옆에 설치된 프레스의 보강 구조가 베드의 변형을 억제하기 때문인 것으로 생각할 수 있다. 또한, 세 방향 모두에 대해 구조의 변형은 정압 베어링의 요구 정밀도에 비해 매우 큰 것으로 나타났다. 따라서 베어링의 성능을 극대화하기 위해서는 구조의 강성을 확보하는 것이 중요함을 알 수 있다.

Table 4 Displacement and max. stress by each directional force

| | x-dir. | y-dir. | z-dir. |
|-------------|----------|----------|----------|
| ram | 35.5 μm | 18.7 μm | 113.4 μm |
| bed | 0.7 μm | 3.6 μm | -24.3 μm |
| ram - bed | 34.8 μm | 15.1 μm | 137.7 μm |
| max. stress | 6.37 MPa | 5.67 MPa | 47.7 MPa |

각각의 하중 조건에 대해 발생하는 최대 응력은 강철의 항복 응력에 비해 상당히 낮은 수치이다. 따라서 구조의 항복은 발생하지 않는다.

3.4 패드 각 치수의 기여도 평가⁽⁶⁾

최소의 공간에서 필요한 성능을 확보하기 위해서는 프레스의 구조를 최적화 할 필요가 있다. 지지구조의 크기는 정압 베어링의 크기에 의해 좌우되며, 정압 베어링의 레일의 치수는 패드의 치수에 직접적인 영향을 받으므로, 패드의 치수를 최소화하는 것이 필요하다. 따라서, 다구치 법(Taguchi's method)을 이용하여 패드 치수의 강성에 대한 기여도 분석을 수행하였다. Fig. 7는 다구치 분석을 위해 베어링 패드부의 치수를 정의한 것이며, 이에 대한 레벨과 범위를 Table 5에 나타내었다. 패드의 크기를 최소화하는 것이 목적이므로 기존의 설계 치수를 줄이는 것에 대한 효과를 분석한다.

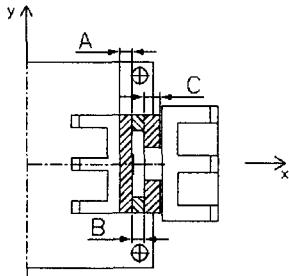


Fig. 7 Definition of control parameter

Table 5 Control parameters for Tagchi's method

| control parameter | original's | level 1 | level 2 |
|-------------------|------------|---------|---------|
| A | 30 mm | 10 mm | 20 mm |
| B | 30 mm | 10 mm | 20 mm |
| C | 40 mm | 20 mm | 30 mm |

Fig. 8은 세가지 변수에 대한 평균치 분석 결과를 나타낸다. 결과를 보면, 다른 두가지 치수에 비해 레일의 두께 부분인 치수 B의 기여도가 상대적으로 약간 크게 나타나지만, 전체적인 구조 강성에 각각의 크기가 미치는 영향은 미약하다. 즉, 패드의 두께를 줄여도 구조의 강성은 크게 줄어들지 않을 것으로 예상된다.

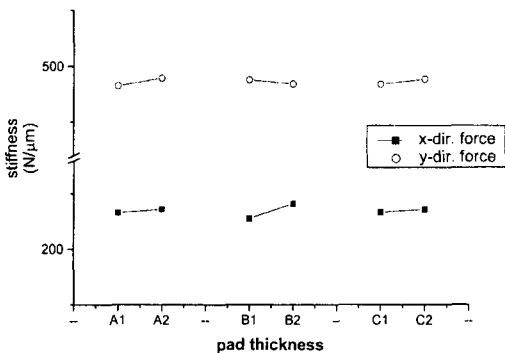


Fig. 8 Result of mean-value analysis

4. 2차 시제품의 설계

4.1 1차 설계 문제 분석

1차 시제품의 성능 평가 결과, 제작된 정압 베어링은 요구되는 정밀도 이상의 좋은 작동성능을 보였다. 특히 제작된 한쪽 베어링만으로도 충분한 성능을 나타내었으

므로, 양쪽의 베어링을 모두 제작하여 작동시킨다면 오차에 대한 상호 구속작용을 기대할 수 있으므로 더 좋은 결과를 얻을 것으로 기대할 수 있다. 그러나 프레스의 지지구조는 상대적으로 매우 취약하여 이에 대한 보강의 시급한 것으로 판명되었다.

또한 작동성능과는 별개로, 시제품의 평가 과정에서 오일의 순환에 큰 문제가 있음을 발견하였다. 정압 베어링은 오일을 작동유체로 사용하므로, 오일 탱크로부터 정압 베어링에 유입된 오일이 다시 탱크로 원활히 배출되어야 한다. 그러나 시제품의 경우 배출구가 유입된 오일을 충분히 배출하지 못하여 베어링에 설치된 오일 저장소(oil reservoir)에 오일이 누적되는 현상이 나타났다. 따라서, 새로운 설계에서는 오일 순환 시스템의 최적화도 함께 이루어져야 할 것으로 판단되었다.

4.2 2차 시제품의 설계

1차 설계에서는 기존의 프레스 구조를 최대한 활용하기 위해, 베드 및 지지구조를 그대로 사용하고 이를 보강하는 방법을 채택하였다. 그러나 분석 결과, 이러한 방법으로는 베어링의 강성에 비해 지지구조가 너무나 취약한 것으로 드러났다. 따라서 새로운 설계에서는 기존에 정압 베어링을 설치하기 위해 베드 측면에 부착하였던 부분을 없애는 대신 베드를 일체형으로 하고, 베드 및 프레스 지지구조의 두께를 늘이는 방향으로 설계를 변경하였다. 또한 지지구조 내부에 십자형의 보강 구조를 설치하여 구조 강성을 확보하도록 하였다.

또한 기존 설계에서는 램과 베어링 패드를 용접으로 결합하는 방법을 채택하였으나, 이러한 방법으로는 조립시 정렬 문제가 생길 수 있다는 판단 하에 이 부분을 볼트 결합 구조로 변경하여 조립성 향상을 꾀하였다.

오일 배출 문제를 해결하기 위한 방안으로 기존 시제품의 오일 저장소를 이용한 배출 실험을 행하였다. 기존 시제품은 각각의 베어링에 대해 저장소의 측면에서 2개의 3/8 inch 호스를 통한 배출 구조였다. 실험 결과 오일의 공급 속도가 배출 속도의 약 2배가 됨을 확인하였다. 다른 조건이 같을 경우 유량은 관의 직경의 네제곱에 비례하므로, 오일의 원활한 순환이 이루어 질 수 있도록 새로운 설계에서는 베드에 배출구를 설치하고 각각의 베어링에 대해 직경 2 inch인 하나의 호스를 통해 배출하는 구조를 채택하였다.

이상과 같은 변경안을 채택한 새로운 구조의 프레스 형상을 Fig. 9에 나타내었다. 2차 설계의 목표 정밀도는 진직도(straightness) 1.0 μ m/100mm, 반복정도(repeatability) 0.2 μ m/100mm이다.

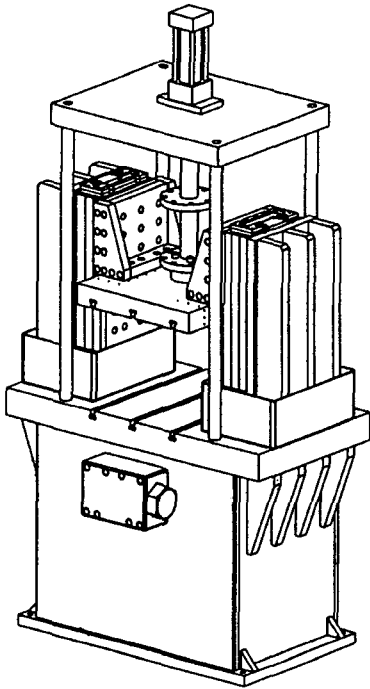


Fig. 9 Press layout (second model)

5. 결론

본 연구에서는 초정밀 스탬핑 프레스를 설계, 제작하여 이의 상용화 가능성을 알아보는데 목표를 두었다.

정압 베어링은 양면지지 방식을 택하였고, 프레스 가공시 발생할 수 있는 진후, 좌우 방향의 하중을 모두 지지할 수 있도록 레일을 T자형으로 설계하였으며, 패드는 정면과 측면 모두에 설치했다. 1차 설계에서의 베어링 요구 강성은 $1,250\text{N}/\mu\text{m}$ 이며, 요구 운동 정밀도로서 진직도는 $2.5\mu\text{m}/100\text{mm}$, 반복정도는 $1\mu\text{m}/100\text{mm}$ 였다. 제작된 정압 베어링을 프레스의 베드 위에 설치한 후, 레이저 간섭계를 이용하여 진직도, 각도 오차, 강성을 측정하였다.

실험 결과, 정압 베어링은 수직 방향의 운동을 가이드 하기에 충분한 운동 정밀도와 충격하중을 지지할 수 있는 강성을 나타냈으며, 오히려 설계치 이상의 값을 나타냈다. 따라서 정밀 스탬핑 프레스의 램-가이드로 사용하기에 충분한 것으로 보인다.

1차 설계의 구조에 대한 FEM 해석과 기어도 평가, 시제품의 성능 평가 결과를 토대로 취약 부분을 개량하고 성능을 높이기 위한 새로운 설계를 수행하였다.

앞으로 개선된 설계를 바탕으로 제작된 프레스의 성능을 측정하고, 실제 생산공정에 투입하여 실용성을 분석할 수 있을 것이다. 궁극적으로는, 산업 현장에 직접 적용할 수 있는 상업성을 갖춘 초정밀 프레스의 개발이 이루어져야 할 것이다.

후 기

본 연구는 산업자원부가 지원하고 있는 차세대 신기술 개발 사업 중, 한국생산기술연구원이 주관하고 있는 Milli-Structure 생산 기술 개발 사업의 세부과제로서 수행중이며, 이에 관계자 여러분들께 감사의 말씀을 올립니다.

참 고 문 헌

- (1) Chun Hong Park, Eung Sook Lee, and Hu Sang Lee, 1999, "A review on research in ultra precision engineering at KIMM", International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 39, pp. 1793~1805.
- (2) Alexander H. Slocum, Paul A. Scagnetti, Nathan R. Kane, and Christoph Brunner, 1995, "Design of self - compensated, water - hydrostatic bearings", Precision Engineering, Vol. 19.
- (3) 楠井直樹, 羽山定治, 吉山昌節, 1999, "水作動掖靜壓軸受を用いた直動ステージの研究", 精密工學會誌, Vol. 65, No. 8.
- (4) 노승국, 이찬홍, 박천홍, 1998, "유정압 테이블의 동적 Modelling에 관한 연구", 한국정밀공학회지, 제 15 권 3호.
- (5) 전상열, 변재호, 함주희, 현소영, 김권희, 2000, "정압 베어링을 채택한 미세 스탬핑 장치의 설계", 대한기계학회 추계학술대회 논문집 A, pp. 712~717.
- (6) 현소영, 2000, "다구찌 법을 이용한 정밀 프레스 구조의 성능향상에 대한 연구", 고려대학교 대학원 석사 학위논문.