

정압 베어링을 채택한 미세 스탬핑 장치의 설계

전상열* · 변재호* · 함주희* · 현소영* · 김권희**

Design of a high precision press with hydrostatic bearings

Sang-youll Jeon, Jae-ho Byun, Ju-hee Hahm, So-young Hyoun and Kwon-hee Kim

Key Words: hydrostatic bearing(정압 베어링), straightness(진직도), micro-stamping(미세 스탬핑)

Abstract

Hydrostatic bearings have been applied to high precision machine tools and instruments, because the bearing has high stiffness, high damping and excellent straightness. This paper treats a procedure for designing a high precision press with linear hydrostatic bearings.

1. 서 론

현대의 프레스 가공은 고정밀, 미세화, 복잡화 되어 가고 있으며, 마이크로미터 단위의 스탬핑 정밀도를 요구하고 있다. 특히, 전자부품, 반도체 생산장비, 의료기기 등의 주요 부품은 마이크로미터 이하의 정밀도를 필요로 하는 경우가 많다. 이러한 고정밀 성형공정이 이루어지기 위해서는 정밀 프레스가 필요하게 되고, 이를 위해서는 정밀한 가이드(guide)가 필수 조건이다. Mekid는 16nm의 위치 정밀도를 가진 linear stage를 설계, 제작하였다.⁽¹⁾ 이러한 정밀 가이드로 많이 사용되는 것이 정압 베어링(hydrostatic bearing)이다.⁽²⁾ 정압 베어링에 관한 연구가 많이 이루어지고 있으나 대부분이 회전축을 지지하기 위한 저널 베어링에 관한 것이다.

직선 운동을 안내하기 위한 정압 베어링의 연구로는 Slocum의 자기 보상형 양면지지 정압 베어링에 관한 연구가 있다.⁽³⁾ 우리 나라에서도 노승국등이 정압 베어링을 이용한 테이블의 이송 정밀도 향상을 위한 연구를 진행하고 있다.⁽⁴⁾ 이러한 연구들은 수평방향의 직선운동에 중점을 두고 있다. 그러나 프레스의 램(ram)은 주로 수직 방향으로 운동하기 때문에 이러한 연구 결과가 그대로 적용될지는 미지수다.

본 논문에서는 노트북 등에 사용되는 TFT reflector를 생산하기 위한 미세 스탬핑 장치의 개발 과정을 설명한다.

2. 개념설계

2.1 설계사양

본 연구에서 개발할 미세 스탬핑 장치는 유압식 프레스로서 그 용량은 25kN이며 베드(bed) 크기는 설치될 금형의 크기를 고려하여 400×500mm로 하였다. 개방 높이는 300mm, 행정은 110mm이며 요구되는 정밀도 수준은 진직도 2.5 μ m/100mm,

* 고려대학교 대학원 기계공학과

** 고려대학교 기계공학과

반복정도 1 μ m/100mm이다.

2.2 기능 단위 설계

유압 프레스의 기능 단위는 크게 램(ram), 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.

먼저 구입한 프레스에 대한 응력해석을 해 본 결과 25kN의 집중 하중에 의하여 베드 중심부에서 72.8 μ m의 변위가 발생한다. 이러한 크기의 변형은 정밀가공을 위해서 바람직하지 못하다. 따라서 램-가이드를 베드와 칼럼의 변형으로부터 독립적이도록 설계할 필요가 있다.

즉, 칼럼은 하중지지 용으로만 이용하고 램-가이드 부분을 따로 설치하여 램이 변형으로부터 영향을 받지 않도록 설계하는 것이다. 정밀 가공 장치의 가이드로 많이 사용되는 것이 LM(linear motion) 가이드, 공기 베어링 그리고 정압 베어링 등이 있다. 정압 베어링은 다른 가이드와 비교하여 많은 장점을 가지고 있다. Table 1은 다른 가이드와의 성능을 비교한 것이다.

Table 1 Performance comparison of linear bearings.⁽³⁾

	Rolling Element Bearings	Air Bearings	Hydrostatic Bearings
Damping	-	O	+
Stiffness	+	O	+
Motion Resolution	O	+	+
Heat Generation	O	+	-
Durability	-	+	+
Cost	+	-	-

Performance + : high O : medium - : low

Fig. 1는 정압 베어링을 채용한 램-가이드의 개념도를 나타낸 것이다. 프레스의 수직 하중은 좌우 방향과 전후 방향 모두에 영향을 미치기 때문에 정압 베어링을 좌우로 대칭이 되도록 설치하며 레일(rail)은 좌우 방향과 전후 방향의 힘을

모두 지지 할 수 있도록 T자 구조로 한다.

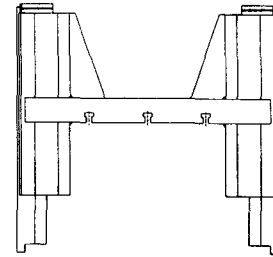
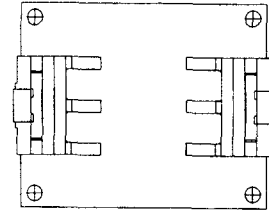


Fig. 1 Ram with hydrostatic bearing guide.

정압 베어링은 프레스의 수직하중의 10%가 측면으로 작용하였을 때 1 μ m 이내로 변위가 발생되도록 하여야 한다. 즉, 정압 베어링의 요구 강성은 2,500N/ μ m이다.

또한 램의 직선 운동을 보장하기 위해서 램과 유압 실린더간의 수평 자유도를 허용하여 실린더는 램을 상하 방향으로만 구속하도록 한다. 이를 구현하기 위해서 스프링을 이용하였다.

Fig. 2는 정압 베어링에 유압을 공급하는 회로를 나타내는 것이다. 펌프와 이를 구동하기 위한 모터, 일정한 압력을 유지하는 릴리프 밸브(relief valve)와 어큐뮬레이터(accumulator), 불순물을 걸러내기 위한 필터(filter), 솔레노이드 밸브(solenoid valve)등으로 구성되어 있다.

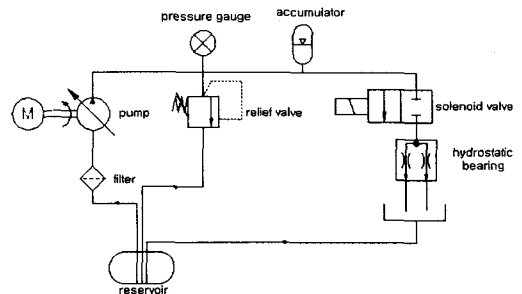


Fig. 2 Hydraulic circuit.

2.2 프레스 layout

각 기능 단위별로 선택된 설계안을 바탕으로 프레스의 전체 layout을 결정하였다. 이를 Fig. 3에 나타내었다.

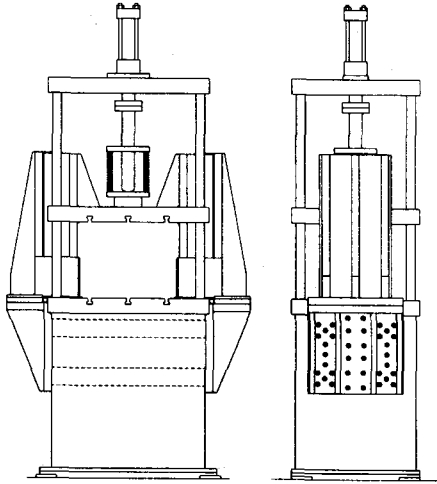


Fig. 3 Press layout.

3. 상세설계

3.1 프레스 구조

개념 설계를 바탕으로 램을 설계한 결과 무게가 320kg이다. 램과 유압 실린더의 자유도를 허용하기 위해 스프링을 채용하였는데 이 스프링이 램의 무게를 지탱하려면 스프링은 설치시에 미리 인장시켜 예압을 가하여야 한다. 예압을 가하기 위한 스프링의 인장 길이를 계산하면 다음과 같다.

$$\Delta l = SM/nk \quad (1)$$

식 (1)에서 Δl 은 인장길이, S는 안전율, M은 램의 무게, n은 스프링 개수, k는 스프링 상수이다. 안전율을 1.1, 스프링 상수를 1.5kg/mm, 스프링 개수를 8개로 하면 예압을 위한 인장 길이는 29.3mm이다.

3.2 정압 베어링

정압 베어링을 설계하는 데 있어서 먼저 베어링의 종류를 선택하고 그에 따른 기본적인 설계 변수를 정해야 한다. 그리고 나서 다른 설계 변

수를 고려한 후 최종적으로 베어링의 강성과 유량을 계산한다. Fig. 4는 일반적인 정압 베어링의 설계 절차이다.

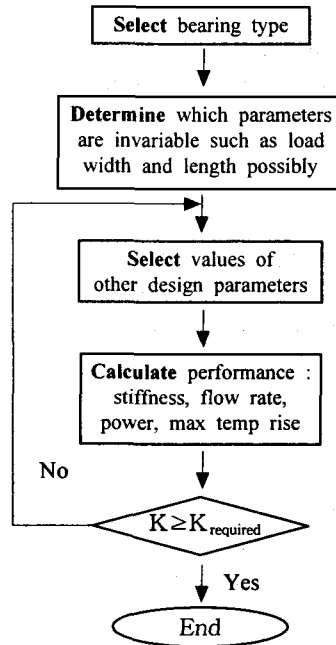


Fig. 4 Procedures of design of hydrostatic bearings.

정압 베어링은 크게 레일과 베어링 블록(bearing block)으로 나뉜다. 베어링 블록은 리스트릭터(restrictor)와 패드로 나뉘어 지고 패드는 다시 포켓(pocket)과 랜드(land)로 나뉜다.

리스트릭터는 베어링 패드로 유입되는 유량을 조절하는 장치로써 제어하는 방식에 따라 수동식과 능동식이 있다. 수동식에는 모세관, 모서리가 평편한 핀, 오리피스 등이 있고, 능동식에는 다이아프램 밸브(diaphragm valve), 스푼 밸브(spool valve) 등이 있다. 본 연구에서는 수동식인 모서리가 평편한 핀을 사용하였다.

베어링 강성(stiffness)을 계산하기 위해서는 공급 압력, 베어링 간극, 작동유체 등 베어링 패드의 기본적인 사양들을 결정하여야 한다. 이를 Table 2에 정리하였다. 작동 유체는 ISU화학의 TOTAL AZOLLA ZS 22를 선택하였다.

본 연구에서 설계하는 정압 베어링은 양면지지 방식이며 각 베어링 블록은 좌우 방향의 하중을 담당하는 6개의 양면 패드와 전후 방향의 하중을

Table 2 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 μ m
supply pressure (P_s)	2 MPa
pocket depth	0.6 mm

담당하는 3개의 양면 패드로 되어 있다. 양면지지 방식의 베어링 강성(K)은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$K = 3\beta P_s A_e h^3 \left[\frac{(h-\delta)^2}{[(h-\delta)^3 + \beta h^3]^2} + \frac{(h+\delta)^2}{[(h+\delta)^3 + \beta h^3]^2} \right] \quad (2)$$

식 (2)에서 β 는 리스트릭터의 저항(R_r)과 패드의 저항(R_p)의 비, P_s 는 공급 압력, A_e 는 패드의 유효 단면적, h 는 베어링 간극, δ 는 베어링의 변위를 나타낸다.

식 (2)를 중립 위치 기준으로 즉, δ 가 0인 경우를 기준으로 선형화 시키면 다음과 같다.

$$K = \frac{6\beta A_e P_s}{(1+\beta)^2 h} \quad (3)$$

리스트릭터의 치수는 Fig. 5와 같이 정의되며 리스트릭터의 저항(R_r)는 다음과 같다.

$$R_r = \frac{192\mu L}{D_p^4 \left\{ \frac{3}{8} \theta_{\max} + \frac{1}{4} \sin 2\theta_{\max} + \frac{1}{32} \sin 4\theta_{\max} - 3 \cos \theta_{\max} \left(\frac{1}{12} \sin 3\theta_{\max} + \frac{3}{4} \sin \theta_{\max} \right) + 3 \cos^2 \theta_{\max} \left(\frac{1}{4} \sin 3\theta_{\max} + \frac{\theta_{\max}}{2} \right) - \cos^3 \theta_{\max} \sin \theta_{\max} \right\}} \quad (4)$$

식 (4)에서 $\theta_{\max} = \cos^{-1}(1-2\varepsilon/D_p)$, L 은 핀의 길이를 나타낸다

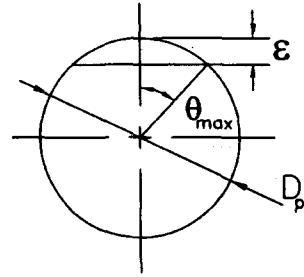


Fig. 5 Restrictor dimensions.

핀의 직경(D_p)이 4mm이고, 연삭한 양(ε)이 0.5mm, 핀의 길이(L)이 15mm이므로 리스트릭터의 저항(R_r)은 1.18×10^{11} N·s/m⁵이다.

패드의 저항(R_p)은 다음과 같이 계산된다. Fig. 6는 패드 치수의 정의를 나타낸 것이다.

$$R_p = \frac{6\mu}{h^3 \left[\frac{\pi}{\log_e(1+l/r_p)} + \frac{a+b-4(l+r_p)}{l} \right]} \quad (5)$$

식(5)에서 a 는 패드의 폭, b 는 패드의 길이, l 은 랜드의 길이, r_p 는 베어링 포켓의 반경을 나타낸다.

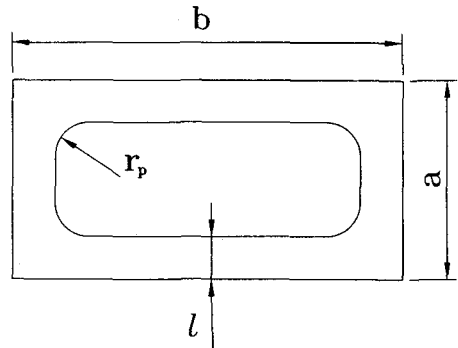


Fig. 6 Pad dimensions.

본 연구에서는 하나의 베어링 블록이 좌우방향과 전후 방향으로 힘을 지지하도록 T자형으로 배치하였다. 각 패드의 선택된 치수를 Table 3에 정리하였다.

Table 3 Dimensions of bearing pads.

dimensions	전후 패드	좌우 패드
pad width (a)	40 mm	40 mm
pad length (b)	150 mm	110 mm
land width (l)	8 mm	10 mm
pocket radius (r _p)	3.3 mm	4.1 mm

Table 3의 값을 식 (5)에 대입하면 패드의 저항은 전후 패드의 경우 $2.04 \times 10^{11} \text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^5$, 좌우 패드의 경우 $3.55 \times 10^{11} \text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^5$ 이 된다. 따라서 저항비(β)는 각각 1.73, 3.01이 된다. 또한 베어링 패드의 유효 단면적은 전후 패드와 좌우 패드 각각 0.0045m^2 , 0.0029m^2 이다.

위에서 구한 값들을 식 (3)에 대입하면 각 패드에 대한 강성을 구할 수 있다. 전후방향의 경우 패드 하나의 강성은 $416 \text{N}/\mu\text{m}$ 이고 램의 양단에 정압 베어링이 있으므로 6개의 양면 패드가 설치되어 있는 것으로 생각하면 전체강성은 $2496 \text{N}/\mu\text{m}$ 이다. 좌우 방향의 경우 패드 하나의 강성은 $217 \text{N}/\mu\text{m}$ 이며, 12개의 양면패드가 설치되어 있으므로 전체강성은 $2604 \text{N}/\mu\text{m}$ 이다.

정압 베어링에 사용되는 총 유량은 $P_s = QR$ 의 관계를 사용하여 구할 수 있다. 전후 패드와 좌우 패드에서 리스트릭터의 저항과 패드의 저항은 직렬로 연결되어 있고 각각의 패드는 병렬로 연결되어 있다. 정압 베어링의 총 저항과 총 유량을 구하면 각각 $1.21 \times 10^{10} \text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^5$, $9.9 \text{ l}/\text{min}$ 이 된다. 또한 리스트릭터 내에서의 유동이 층류인지 확인을 하여야 한다. 레이놀즈 수(Re)는 식 (6)과 같으며 값을 구하면 116.2가 된다. 이것은 유체가 층류이어야 하는 조건을 만족한다.

$$Re = \frac{\text{velocity} \times \text{gap}}{\text{kinematic viscosity}} = \frac{(Q/A)\epsilon}{\nu} \quad (6)$$

식 (6)에서 A는 리스트릭터의 단면적, ν 는 작동유체의 동점성계수를 나타낸다.

Table 2와 3에서 정리한 베어링 기본 사양과 패드 치수는 요구되는 강성을 만족한다. 이들 패드의 부품도는 Fig. 7과 같다.

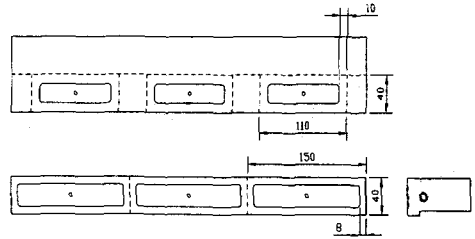


Fig. 7 Bearing pad.

4. 결론

본 논문은 노트북 등 TFT reflector를 생산하기 위한 미세 스탬핑 장치의 설계에 주안점을 두었다.

미세 스탬핑 장치에 사용되는 유압식 프레스의 정밀도 목표는 진작도 $2.5 \mu\text{m}/100 \text{mm}$, 반복정도 $1 \mu\text{m}/100 \text{mm}$ 이다. 이러한 설계 사양을 만족하기 위해 프레스의 램 가이드로서 정압 베어링을 램의 양단에 설치하였고, 베어링의 요구 강성은 $2,500 \text{N}/\mu\text{m}$ 으로 정하였다.

정압 베어링은 양면지지 방식으로서 좌우 방향과 전후 방향의 하중을 모두 지지할 수 있도록 T자 구조로 하였다. 정압 베어링의 좌우 방향과 전후 방향의 강성은 각각 $2604 \text{N}/\mu\text{m}$, $2496 \text{N}/\mu\text{m}$ 이다. 이는 프레스의 정밀도 목표를 만족시킬 수 있는 것으로 보여진다.

앞으로 이러한 설계를 바탕으로 제작된 미세 스탬핑 장치를 제작하여 시험 생산을 통하여 부품의 형상오차 또는 조립 오차가 프레스 성능에 미치는 영향을 분석해 볼 수 있을 것이다. 또한 작동 조건에 따른 수직형 정압 베어링의 성능을 평가해 볼 수 있을 것이다.

후기

본 연구는 산업자원부에서 지원하는 차세대 신기술 개발 사업중 milli-structure 생산 기술 개발 과제의 일환으로 수행되었다. 또한 정압 베어링 설계를 하는데 있어서 아낌없는 조언을 해주신 한국 기계 연구원의 박천홍 박사님께 감사 드린다.

참고문헌

- (1) Samir Mekid, "High precision linear slide Part I: design and construction", International Journal of Machine Tools & Manufacture 40(2000), pp1039-1050
- (2) Chun Hong Park, Eung Sook Lee, Hu sang Lee, "A review on research in ultra precision engineering at KIMM", International Journal of Machine Tools & Manufacture 39(1999), pp1793-1805
- (3) Alexander H. Slocum, Paul A. Scagnetti, Nathan R. Kane, and Christoph Brunner, "Design of self-compensated, water-hydrostatic bearings", Precision Engineering, Vol.19, 1995
- (4) 노승국, 이찬홍, 박천홍, "유정압 테이블의 동적 Modelling에 관한 연구", 한국정밀공학회지, 제 15권 3호, 1998
- (5) W. B. Rowe, *Hydrostatic and hybrid bearing design*, Butterworths, 1983
- (6) Alexander H. Slocum, *Precision Machine Design*, Prentice-Hal International Editions, 1992