

◆ 특집 ◆ 직선·회전모터 구동 이송·회전체 연구 IV

크랭크 샤프트 연삭기용 유정압 스픈들의 유막 간격 선정에 관한 연구

A Study on the Determination of the Oil Gap in the Hydrostatic Spindle System for a Crank Shaft Grinding Machine

박동근¹, 최치혁¹, 이인재², 이춘만^{3,✉}
Dong Keun Park¹, Chi Hyuk Choi¹, In Jae Lee² and Choon Man Lee^{3,✉}

1 창원대학교 R&D 클러스터사업단 (R&D Cluster, Changwon Univ.)

2 기성테크 (Gi Sung Tec. Co., Ltd.)

3 창원대학교 기계설계공학과 (Department of Mechanical Design & Manufacturing, Changwon Univ.)

✉ Corresponding author: cmlee@changwon.ac.kr, Tel: 055-518-0723

Manuscript received: 2011.1.19 / Accepted: 2011.1.31

A cylindrical type of self-controlled restrictor is designed for hydrostatic bearing of crank shaft for a grinding wheel spindle. The effect of operation parameters, clearance between spindle and housing on bearing stiffness are analyzed to determine the optimum conditions of operation parameters. The lowest values of the supply pressure and the loads by the theoretical and experimental results assuming oil film thickness and shape of pocket are compared.

Key Words: Crank Shaft (크랭크 샤프트), Hydrostatic Spindle (유정압 베어링), Grinding Machine (연삭기), Optimization Thickness (최적 두께)

1. 서론

공작기계분야에서 스픈들(spindle)은 주로 회전 정밀도와 고속회전에서 강성을 유지하기 위한 방법으로 회전 지지용 베어링에 주로 구름 베어링을 적용해왔으며 이 분야에 대한 연구는 매우 진전되어 있는 상태다. 주로 구름 베어링이 사용되는 이유는 저가이고 표준화되어 교환성이 우수하기 때문이다. 그러나 구름 베어링은 금속간의 마찰, 발열에 의한 열변위, 진동 등에 대한 취약성이 때문에 그 대안으로 공기 베어링, 자기 베어링, 유정압 베어링 등 많은 종류가 개발되어 왔으며 각각의 장점을 이용하여 적용되고 있다. 이중 유정압 베어링은 공작기계 연삭기 스픈들에 필수적으로 사용

되는데 유정압 베어링의 장점은 저널과 스픈들 사이에 유압을 형성시켜 고체 마찰을 줄여줌으로써 유체의 점성 마찰만이 존재하기 때문에 마찰이 없으면서 높은 정밀도와 강성을 유지할 수 있는 장점이 있다.^{1,2}

또한 크랭크 샤프트(shaft) 및 캠 샤프트 저널부 위는 연삭 수들의 사이즈가 큰 것이 필요한데 연삭기의 수들은 크랭크 샤프트의 저널부위를 연삭하기 위해 수들의 외경이 약 Ø760mm 이상 되어야 한다. 또한 수들직경이 커지면 그에 따른 지지축도 커져야 된다. 따라서 연삭수들이 고속 대형화가 되면서 스픈들 직경이 커지고 유압의 강성이 문제 되는데 국내는 Ø90mm 이하는 이미 상용화가 되어 있으나 Ø120mm급은 아직 연구단계에 있다.

더욱이 산업현장에서 대형 연삭기 사용빈도가 높아져가고 있으나 국내개발이 되지 않아 외국에서 계속 수입하고 있는 실정이다. 물론 스픈들이 대형화되면 여러 가지 문제가 있을 수 있으나 그中最 중요한 요소가 스픈들과 베어링간의 최적간격을 찾아내는 것이다.

2. 유정압 베어링의 작동원리

보통의 유정압 베어링은 Fig. 1 과 같은 시스템을 구성하는데 이러한 유정압 시스템의 효율에 영향을 주는 요소는 부하 크기, 유량, 강성, 마찰력, 노즐크기와 형상, 유체의 점도, 회전 속도 등이다.

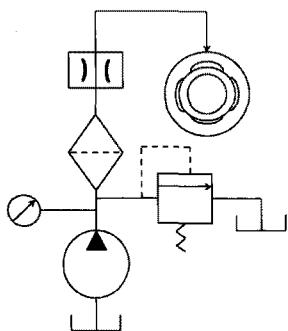


Fig. 1 Conventional hydrostatic bearing with pressure system

이들 특성을 해석하기 위해 유막이 형성하는 압력 분포를 구해야 되고 해석에 영향을 주는 인자는 틈새, 베어링형상, 노즐의 크기와 수 등을 고려하여야 한다.

Fig. 1에서 보는 바와 같이 유정압 베어링에서는 스픈들과 저널 베어링 사이의 일정한 간극 유지가 중요하다. 일반적으로 약 $10\sim20 \mu\text{m}$ 정도의 좁은 공간에 강제로 유압을 채워 그 유막으로 지지하는데 회전에 의한 발열, 외부 하중에 의해 회전 속도와 더불어 점차 부하까지 능력이 없어지며 흔들림 등으로 가공 조도가 손상된다. 보통 저널 베어링은 베어링 두께부위 즉, 경방향으로 약 4 개의 포켓이 설계되어 있는데 이 포켓은 연삭시 축의 자중 및 회전의 절삭하중 등에 의한 진동이 발생하지 않도록 쇄기역할과 과유량을 조절하는 역할을 한다. 그러므로 이러한 부하에 강성을 높여주기 위한 방법으로 하이브리드(hybrid) 방식의 유정압 베어링이 채용되고 있다. 이와 관련된 연구로

는 Slocum³은 물을 사용하여 베어링 강성 향상에 대한 연구를 하였으며, Mavin⁴은 유막 두께에 강성을 최대로 하는 압력비에 대한 연구를 하였다. Mon⁵ 등은 피에자소자를 이용한 공기베어링 급유 장치를 연구하였으며, 조성만⁶ 등은 스픈들용 가변면적 자기 보상형 리스트럭쳐(restructure) 유정압 베어링 해석에 대한 연구를 하였다.

3. 베어링 설계

대형 Ø120mm 급 스픈들의 유정압 베어링을 연구하기 위해 Fig. 2 와 같은 개략 시스템을 설계하였다. 회전속도는 2,000rpm 을 기준으로 하였으며 유압은 5kg/cm^2 , 베어링과 스픈들 사이의 간격은 $10\sim20 \mu\text{m}$ 로 간격을 $5 \mu\text{m}$ 씩 변경하며 베어링은 내경 Ø120mm, 외경 Ø150mm, 길이 250mm 로 설계하였으며 노즐 직경은 Ø0.6mm 방사형으로 4 지점에 설치하였다. 솟돌의 압력은 50kg/cm^2 으로 책정하였다. 또 하이브리드 방식을 Fig. 2 와 같이 채택하여 정전시 또는 과부하시 유막이 급격하게 변동되어 경계마찰이 되는 것을 방지하기 위해 오일포켓(oil pocket)을 두었다. 또한 포켓의 형상에 따라 샤프트 지지압은 달라질 수 있으며, 오일 포켓은 유압 및 하중 변동시 유압이 쇄기 작용을 하여 완만한 유막 감소나 유지를 위해 만들어졌다. 노즐과 포켓 그리고 스픈들 사이의 유압 형성 과정은 Fig. 2 와 같이 압력유는 노즐을 통하여 압입되어 포켓과 간격을 채우고 나머지는 틈새와 작은 오리피스 구멍으로 보내도록 되어있다.

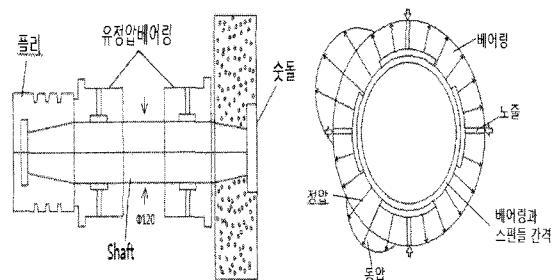


Fig. 2 Schematic of crank shaft grinding machine

또한 유압포켓은 그 형상에 따라 유정압 베어링의 압력유지에 상당한 영향을 주는데 지금까지 공개되어 상용화된 포켓의 형상은 Fig. 3 과 같이 다양하다.

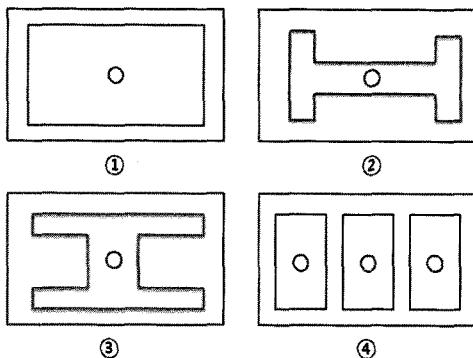


Fig. 3 Shapes of various pockets

Fig. 3에서 ④번과 같은 형상은 일본의 히다찌 세이끼의 특허로 되어있다.

본 연구에서는 Fig. 3의 ①번 형상을 중심으로 상세 설계를 하여 유막 두께의 변동에 따른 강성을 구하고자 한다.

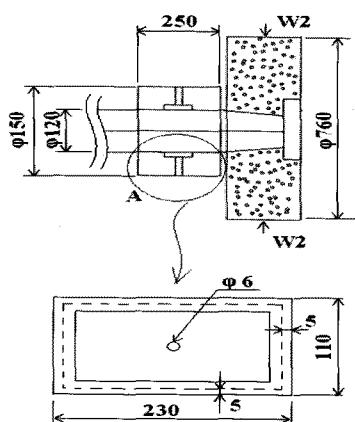


Fig. 4 Detail drawing of the pocket and nozzle [unit : mm]

Fig. 4는 스픈들에 공급되는 유압이 노즐을 통하여 포켓에 채워지면 스픈들 축을 부상시켜 완전 유체마찰 상태가 되면서 유압 두께가 형성되는 과정을 보여주고 있다. 하지만, 두께가 너무 얕으면 열팽창에 의하여 기임이나 반고체 마찰 상태로 되어 불합리해지고 너무 두꺼워우면 베어링과 스픈들 축사이의 틈새가 커져 유압이 누출되거나 하중의 변위를 지지하는 강성이 약해져 진동이나 소음 그리고 연삭 품질이 좋지 않게 되는 특징이 있다.

Fig. 5는 유압 두께가 형성되는 과정의 압력분포를 보여주고 있다.

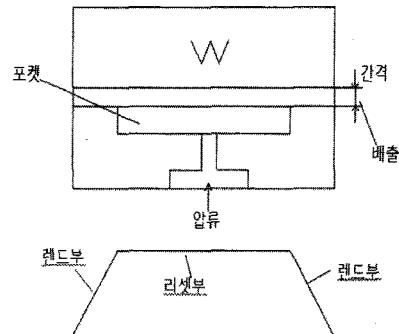


Fig. 5 Assumed distribution of pressure and on the pocket and nozzle

4. 유정압 베어링의 설계

유정압 베어링의 설계에서 Fig. 4와 같이 유정압 베어링 원주에 4 개의 노즐과 포켓을 만들어 축의 중심이 유지될 수 있도록 하였다.

베어링 원주에 4 개의 방사형으로 각인된 포켓의 형상은 Fig. 3에서 가장 단순한 ①번 형상을 선택하여 계산해보았으며, Table 1은 베어링 설계계산을 위해 가정된 치수이다.

Table 1 Specification of the hydrostatic spindle bearing

	Size	Unit
Length	250	mm
Outer dia.	Ø 150	mm
Inner dia.	Ø 120	mm
Diameter of nozzle hole	Ø 0.3, 0.6, 0.8	mm
Length of hole	13	mm
Pressure	20	kg/cm ²
Dynamic viscosity	2.7224×10^{-1}	kg·s/cm ²

베어링에 각인된 베어링 포켓의 형상은 Fig. 6과 같은 치수로 설계하였다.

포켓의 중앙에 노즐 흔적의 크기는 Ø0.3mm, Ø0.6mm, Ø0.8mm의 3 가지 유형으로 계산해 보았다. 그리고 펌프에서 포켓까지 유입되는 유압의 경로에 대한 모식도는 Fig. 7과 같다.

그리고 샤프트의 내외경 치수 공차를 +0.03mm로 가공하였으며, 실제 재질인 인청동을 구입 설계된 데이터에 따라 가공 제작해 보았다.

그림 Fig. 8은 제작 후 내부를 보기 위해 절개한 사진을 보여주고 있다.

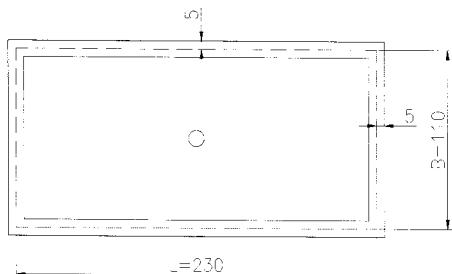


Fig. 6 Section dimensions of the pocket [unit : mm]

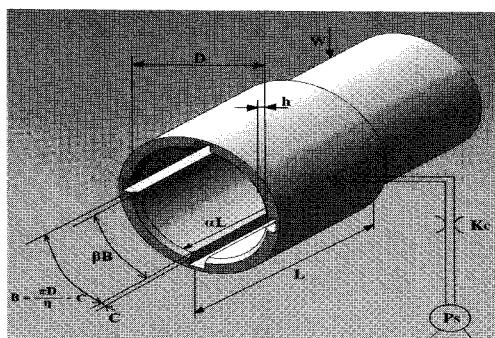


Fig. 7 Schematic of the hydrostatic bearing

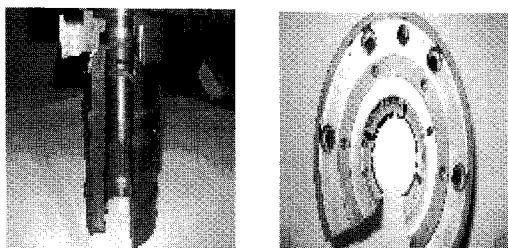


Fig. 8 Section shape of the hydrostatic bearing

본 계산에 적용된 방정식은 유체의 연속방정식과 Reynolds 방정식에서 다음의 가정을 도입하였다.

- 1) 유동은 층류로 가정
- 2) 베어링 표면에서 미끄럼이 일어나지 않는 것으로 가정
- 3) 유막의 두께 방향으로 압력변화 무시
- 4) 윤활유의 점도변화는 고려
- 5) 유막의 틈새 방향의 압력변화는 일정하다고 가정

우선 노즐과 포켓에 공급되는 압력비(\bar{p})를 계산하기 위해 식 (1)을 사용하였다.

$$\bar{p} = \frac{p_r}{p_s} = \frac{1}{1 + u_c} \quad (1)$$

여기서 P_r 은 베어링 내압, P_s 는 공급압력, u_c 는 오리피스 계수이다.

유입되는 유량은 식 (2)로 구할 수 있다. 또한 모세관 정수를 나타내는 식으로 일반적으로 사용되는 실험식 (3)을 이용하였다. 식들은 무차원화하여 사용되는 식으로 정의된다.

$$Q_{in} = \frac{K_c}{\eta} (p_s - p_r) \quad (2)$$

$$K_c = \frac{x d_0^4}{128 L} \quad (3)$$

여기서 Q_{in} 은 유입유량, K_c 는 모세관 정수이며 η 는 오일 점성계수, d_0 은 오리피스 직경, L 은 노즐 길이를 나타낸다.

즉, 정압력 형태의 정압 베어링에서는 절삭하중, 솟돌의 자중, 스픈들 자중, 솟돌의 원심력 등에 대한 외부하중을 견디기 위해 유압의 강성이 필요한데 강성을 얻기 위해 유압라인에 교축장치를 설치하게 되어있다. 또한 식 (2)에서 유입유량 Q_{in} 은 식 (4)와 같이 다르게 표현될 수 있다.

$$Q_{in} = K_c \frac{p_s - P_b}{\eta} \quad (4)$$

P_b 는 베어링 내부 압력을 나타내며, 유출 유량 Q_{out} 은 식 (5)로 나타낼 수 있다.

$$Q_{out} = \frac{K_c}{\eta} (p_s - P_b) \quad (5)$$

Fig. 4에서 W_1 은 오일의 부하하중, W_2 는 훨 및 연삭하중을 나타내며, 식 (6)과 식 (7)로 표현된다.

$$W_1 = P b_1 \times A_{eff} \quad (6)$$

$$W_2 = Pb_2 \times A_{eff} \quad (7)$$

포켓의 유효 단면적 A_{eff} 는 Fig. 6에서 보인 치수를 기준으로 $25,300\text{mm}^2$ 을 얻을 수 있으며, 공급 압력은 Table 1에서 확인된 20kg/cm^2 을 적용할 수 있다. 식들을 조합하여 최적 압력비를 구하는 과정에서 식 (1)의 값을 구하기 위해 u_c 는 식 (8)과 같이 표현된다.

$$u_c = \frac{Bh^3}{K_c} \quad (8)$$

여기서, B 는 유량계수, h 는 유막두께를 나타낸다.

식 (8)을 이용하여 식 (1)에 적용 P_r 을 구하기 위한 각 수치를 이론적으로 계산한 결과 최적 압력비 $P_{opt} = 0.667$ 이고, $P_r = 13.4\text{kg/cm}^2$ 으로 계산된다.

또한, 식 (4)로부터 $Q_{in} = 581$, 식 (5)로부터 $Q_{out} = 500$ 을 얻을 수 있다.

결론적으로 하중축과 반하중 간극의 부하용량 S 는 277kgtf 임을 확인하였다.

$$K_s = \frac{X}{S} \quad (9)$$

여기서, K_s 는 강성을 나타내며, X 는 편심률을 나타낸다.

축 외경과 유정압 베어링 내경 사이에 약 30\mu m 의 틈새가 있도록 설계되었기 때문에 축이 중심에 있을 경우 양쪽으로 15\mu m 의 틈새가 있다. 그러나 이론적인 계산에서 축과 연삭휠, 연삭하중에 의해 X 는 편심률 0.05로 가정하였다.

따라서, K_s 는 $4,580\text{mm/kgf}$ 라는 결과를 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서 대형 크랭크 축과 캠 샤프트 면삭을 위해 연삭휠 Ø760 과 축 Ø120 이상에 대한 유정압 베어링의 최적화를 연구하였다. 윤활유의 점도 포켓형상 및 노즐, 오리피스의 크기 등이 어떻게 되느냐에 따라 강성이 달라지는 것을 알 수 있었다.

1) 설계변수를 선정하여 유정압 베어링의 강성

을 얻을 수 있었다.

2) 최적상태가 되기 위해 유막의 두께와 포켓의 형상과 노즐, 오리피스의 크기가 강성에 큰 영향을 주고 있다는 것을 알 수 있었다.

현재 저널 유정압 베어링과 하우징이 제작되었다. 본 연구를 통해 대형 Ø120 이상의 유정압 스픈들용 베어링에서는 오리피스의 크기, 포켓의 형상과 크기가 매우 중요하므로 상용화하기 위해 위 2 가지 요소를 변화시켜 지속적인 연구가 필요하다.

후기

본 연구는 지식경제부 지방기술사업 [RT104-01-03] 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Szeri, A. Z., "Fluid Film Lubrication Theory & Design," Cambridge University Press, 1998.
2. Moshin, M. E. and Morsi, S. A., "The Dynamic Stiffness of Controlled Hydrostatic bearings," Journal of Lubrication Technology, pp. 597-608, 1969.
3. Slocum, A. H., Scagnetti, P. A. and Kane, N., R., "Design of Self-Compensated Water-Hydrostatic Bearings," Precision Engineering, Vol. 17, No. 3, pp. 173-185, 1995.
4. Marvin, T. S., "On the Optimization of the Stiffness of Externally Pressurized Bearings," Journal of Basic Engineering, pp. 119-124, 1962.
5. Mori, A. and Inoue, H., "Improvement of Dynamic Characteristics of a Controlled Aerostatic Thrust Bearing," International Journal of Japan Precision Engineering, Vol. 25, pp. 69-74, 1991.
6. Jo, S. M., Park, S. S. and Ahn, Y. M., "Analysis on the hydrostatic bearing using self-controlled restrictor of grinding wheel spindle," Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, Vol. 10, No. 1, pp. 23-29, 2001.
7. Aoyama, T., "Hydro static Bearing Design & Application," Kogyo Chosakai Publishing Co., Ltd., 1990.
8. Yoshimoto, S., Anno, Y. and Fujimara, M., "Static Characteristics of a Rectangular Hydrostatic Thrust Bearing with a Self-Controlled Restrictor Employing

- a Floating Disk," Journal of Tribology, Vol. 115, No. 2, pp. 307-311, 1993.
9. Cusano, C., "Characteristics of Externally Pressurized Journal Bearings with Membrane Type Variable-Flow Restrictors As Compensated Elements," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 188, pp. 527-534, 1974.
10. Marvin, T. S., "On the Optimization of the Stiffness of Externally Pressurized Bearing," Journal of Basic Engineering, pp. 119-124, 1962.