

# 콘트롤 밸브가 장착된 정압 오일 스트러스트 베어링의 실험적 해석

박 철현\* 이 기영\* 한 동철\*\*  
\*서울 대학교 대학원. \*\*서울대학교

## 1. 서론

일반적으로 정수압 베어링은 저진동, 저마찰 및 높은 댐핑 특성을 가지며 하중 지지 용량도 커서 공작 기계, 축정 기구 등에 광범위하게 사용된다. 특히 여러 산업이 발달함에 따라 점차 정밀 부품의 필요성이 증가되고 있고 공작 기계의 용량도 점차 대형화되는 추세에 있다.

이에 따라 공작 기계의 미끄럼 운동을 지지하는 베어링은 높은 강성 및 높은 하중 지지 용량을 갖게 할 필요가 있다.

일반적으로 베어링의 강성 및 하중 지지 용량에 영향을 끼치는 인자로는 외부 공급 압력  $P_s$ , 베어링 형상, 베어링 시스템에 오일을 공급하는 리스트릭터(restrictor)의 종류 등이 있다. 그런데 베어링의 형상이 고정되어 있고 외부 공급 압력을 증가시키는 데에 어느 정도 한계가 있는 경우 하중 지지 용량 및 강성은 리스트릭터에 매우 큰 지배를 받는다.

오일을 공급하는 방법에 따라 리스트릭터는 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 하나는 능동적 급유 방식의 리스트릭터로서 리스트릭터의 요소가 압력 또는 하중의 변화를 스스로 감지하여 자동적으로 변화한다. 또 하나는 수동적 급유 방식의 리스트릭터로서 리스트릭터의 요소가 항상 변하지 않고 일정하다.

수동적 급유 방식의 리스트릭터의 종류에는 오리피스(Orifice)와 모세관(Capillary)이 대표적이다. 간단한 구조를 가지면서도 어느정도 높은 강성을 가지기 때문에 많이 사용된다.

1960년대부터 여러 종류의 리스트릭터에 관한 연구가 진행되어져 왔다.

정상 상태의 경우 De Gast(1966), Mayer and Shaw(1963), O'Donoghue and Rowe(1969), Cusano(1974) 등의 연구가 있었다.

베어링 시스템에 동하중이 가해지는 경우의 연구도 진행되었다. De Gast(1966)는 sin주기의 하중에 대한 능동적 급유 방식의 베어링 거동을 연구하였다. Brown(1961)은 squeeze film effect를 고려하여 진동특성을 연구하였고 Licht and Colley(1964)는 선형 슬라이더 베어링에 압축성 및 비압축성 윤활제를 사용할 때의 이론 해석을 하였다.

M.E.Moshin and S.A.Morsin은 능동 급유 방식의 베어링에 조화 함수, 계단 함수의 하중을 가할 때의 응답을 계산하였다. Ghosh and Majumdar(1982)는 1차 교란법(perturbation)을 사용하여 수동적 급유 방식의 스트러스트 베어링의 강성 및 댐핑을 연구하였고 C.Wang and C.Cusano는 능동적 급유 방식의 더블 패드, 원형 스트러스트 베어링을 이론적으로 해석하였다.

일반적으로 능동적 급유 방식의 리스트릭터는 수동적 급유 방식의 리스트릭터에 비해 높은 하중 지지 용량 및 강성을 갖는다. 그러나 여러 설계 변수를 제대로 조합하지 못하면 베어링 시스템은 오히려 더 낮은 하중 지지 용량 및 옅의 강성을 가질 수 있다. 따라서 이의 정확한 이론 해석과 실험적 검증을 통하여 리스트

릭터의 거동을 미리 예측하는 일이 무엇보다도 중요하다. 그러나 아직까지의 연구들은 이론 해석에 그쳤거나 능동적 급유 방식과 수동적 급유 방식을 직접 비교하여 실제 생산에 도움이 되는 도표 또는 그래프 등을 제시하지 못하고 있는 실정이다.

본 논문에서는 능동적 급유 방식의 리스트릭터의 한 종류인 다이어프램 제어 밸브(diaphragm control valve)와 수동적 급유 방식의 리스트릭터의 한 종류인 오리피스의 특성을 이론적으로 해석하고 실험을 통하여 이론 해석의 타당성을 검증하고 결과를 도시하고자 한다.

## 2. 모델링 및 이론 해석

원형 포켓에 하나의 밸브를 연결하여 공급 압력  $P_s$ 에 따른 틈새의 변화, 다이어프램의 강성에 따른 틈새 변화 및 베어링 형상에 따른 틈새 변화를 예측하여 실험결과와 비교한다.

이때 강성 및 하중 지지 용량은 베어링 설계 변수에 따라 달라지는데 본 논문에서는 외부 공급 압력, 다이어프램의 강성을 변수로 해석한다.

### 2.1 오리피스 사용시의 해석

오리피스를 통하여 유입되는 유량  $Q_m$ 은 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_m = \sqrt{\frac{2}{\rho}} A \cdot C_d \sqrt{P_s - P} \cdot K_B \sqrt{P_s - P} \quad (1)$$

여기서 오리피스의 유량 계수  $K_B$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$K_B = \sqrt{\frac{\rho}{2}} \left( \frac{1}{\alpha A_i} - \frac{1}{A_o} \right)^{-1} \quad (2)$$

$\alpha$ 는 다음식으로 나타내는데 보통 0.6 - 0.65를 취한다.

$$\alpha = 0.63 + 0.37 \left( \frac{A_i}{A_o} \right)^6 \quad (3)$$

베어링 포켓에서 렌드부를 빠져나가는 유량은 포켓과 렌드부의 형상, 윤활 틈새, 작용압력에 따라 결정되며 원형 포켓 사이를 흐르는 유량  $Q_{out}$ 은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$q = \frac{-\pi r h^3}{6\mu} \frac{dp}{dr} \quad (4)$$

유량 연속식을 만족시키기 위해 어떤  $r$  값에 대해서도 유량  $q$ 는 일정하다.

(4)식을 풀고 경계 조건  $P_1 = P_s, P_2 = P_o$ 를 대입하면

$$Q_{out} = \frac{(P_s - P_o) \pi h^3}{6\mu \ln(R_2/R_1)} \quad (5)$$

을 얻을 수 있다.

얻어진 유량식을 수치해석상의 오차를 줄이기 위해 다음과 같이 무차원 시킨다.

$$\bar{Q} = \frac{12\mu Q}{P_s h_o^3} \quad (6)$$

여기서  $h_o$ 는 기준 틈새이다.

연속 방정식에 의해

$$\bar{Q}_m = \bar{Q}_{or} \quad (7)$$

따라서

$$12\mu K_B \sqrt{P_s - P_r} / P_s h_o^3 = 2(P_r - P_a) \pi R_1^3 / \ln(R_2/R_1) P_o \quad (8)$$

초기의 리세스 입력을 공급 압력의 반으로 가정하여 반복 계산을 수행하면 미지의 값인 포켓 압력을 구할 수 있다.

탠드부에서의 압력은 (4)식에서

$$P = P_r - \frac{6\mu q}{\pi h^3} \log(r/R_1) \quad (9)$$

으로 나타낼 수 있다.

베어링의 하중 지지 용량은 리세스와 탠드부에 작용하는 압력을 적분하면 구할 수 있다.

따라서

$$W = P_r \pi R_1^2 + \int_{R_1}^{R_2} P(2\pi r) dr \quad (10)$$

(9)식을 (10)식에 대입하여 적분을 수행하면

$$W = \frac{\pi P_r (R_2^2 - R_1^2)}{2 \log(R_2/R_1)} \quad (11)$$

위에서 구해진 베어링 반력은 정적 평형 상태에서 주어진 정하중과 평형을 이루게 된다.

## 2.2 콘트롤 밸브 사용시의 해석

외부 하중에 따라 변하는 포켓에서의 압력  $P_b$ 를 계산하고 이에 따른 다이어프램의 변형을 구하고 유량 평형식을 적용한다.

$P_b$ 에 의한 임의의 반지름  $r$ 에서의 다이어프램의 변형은 clamped, 원형 형상일 때 다음 식으로 주어진다.

$$\delta = \frac{P_b}{64D} (a^2 - r^2) + \frac{(P_r - P_b)r_1^2}{16D} \left( 2r^2 \ln \frac{r}{a} + a^2 - r^2 \right) \quad (12)$$

여기서  $a$ 는 다이어프램의 반지름이고  $D$ 는  $E t^3 / 12(1 - \nu^2)$ 으로 주어지는 물성치이다.

(12)식으로 공급구와 다이어프램 사이의 틈새를 결정할 수 있다.

원형 평판 사이를 흐르는 유량은 다음식으로 결정된다.

$$Q = -\frac{\pi r h^3}{6\mu} \frac{\partial P}{\partial r} \quad (13)$$

이 식에서

$$Q_m = \frac{\pi h^3 (P_r - P_b)}{6\mu \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (14)$$

가 얻어진다.

구하여진 유량식을 식 (6)과 같이 무차원화하고 다이어프램 제어 밸브를 통해 유입되는 유량과 원형 포켓으로 유출되는 유량에 연속 방정식을 적용한다.

일반적으로 다이어프램 제어 밸브를 사용할 경우 베어링 시스템의 하중 지지 용량 및 강성은 공급 압력  $P_s$ , 베어링 형상 등에 영향을 받으며 특히 다이어프

램의 강성에 큰 영향을 받는다.

다이어프램의 강성이 너무 클 경우 다이어프램 제어 밸브는 오리피스처럼 행동하여 특성이 오리피스와 비슷하게 된다. 또 강성이 너무 작으면 베어링 시스템은 불안정하게 되어 옴의 강성을 가질 수 있다.

따라서 다이어프램 제어 밸브를 사용할 때에는 다이어프램의 강성을 적절히 선정하여 최적의 하중 지지 용량 및 강성을 갖게 하는 것이 중요하다.

## 3. 해석 결과 및 고찰

널리 사용되는 원형 포켓에 대하여 기존의 오리피스 리스터리와 콘트롤 밸브를 사용할 때 베어링 거동을 유량 평형 방정식을 고려하여 해석하고 그 결과를 도시하였다.

Fig.1은 오리피스를 사용할 경우 공급 압력에 따른 원형 포켓의 베어링 거동을 도시한 것이다. 공급 압력이 커짐에 따라 하중 지지 용량은 커지지만 베어링의 강성의 변화는 그리 크지 않음을 알 수 있다.

Fig.2는 콘트롤 밸브를 사용하고 공급 압력 15 bar일 때 다이어프램의 강성에 따른 베어링 거동을 도시한 것이다. 다이어프램의 강성이 너무 약할 경우 오일 공급량이 너무 많아져서 윤활막이 매우 커짐을 알 수 있다. 하지만 실제의 경우 하중이 증가하면 포켓 압력도 커져서 공급 유량이 그리 크지 않아 계산 결과보다는 윤활막이 얇아진다.

일반적으로 콘트롤 밸브의 강성이 오리피스에 비해 높지만 여러가지 변수들을 잘 조합해야만 더욱 안정된 베어링 거동을 예측할 수 있다. 이론 해석의 결과를 실험적으로 검증하는 것이 매우 중요하다.

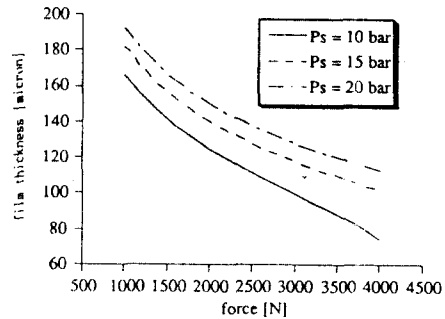


Fig 1. Applied force vs Film thickness (Circular pocket, Orifice)

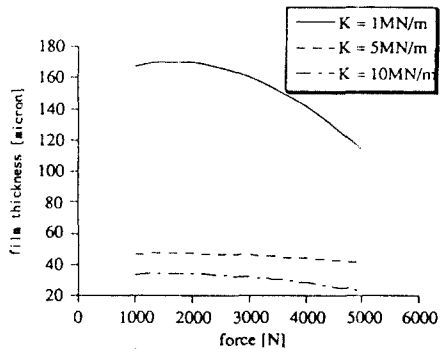


Fig 2. Applied force vs Film thickness (Circular pocket, Control valve)

#### 4. 실험 결과

원형 포켓을 갖는 정압 오일 트러스트 베어링을 구성하여 작용 하중에 대해 베어링 유막 두께를 측정하였다. 이를 위해 포켓부에 압력 센서를 장착하였고 랜드부에 갭센서를 설치하였다. 하중을 점차 증가시키며 윤활막의 두께를 측정하고 이를 토대로 결과를 도출하였다.

Fig.3와 Fig.4는 공급 압력을 각각 15bar, 20bar로 할때 오리피스와 콘트롤 밸브를 장착하여 베어링 거동을 도출한 것이다. 콘트롤 밸브의 다이어프램 강성을 각각 0.8MN/m, 2MN/m, 4MN/m로 변화시키며 그 결과를 비교하였다.

콘트롤 밸브를 사용하면 베어링 하중의 변동에 대해 시스템이 안정되게 작동함을 알수 있다. 그러나 고하중의 영역에서는 오리피스와 거의 유사하게 작동하는 것으로 나타났다. 이는 콘트롤 밸브의 다이어프램 면적이 너무 작아 일어나는 현상으로 여겨진다. 즉 다이어프램의 면적이 작아서 변동하는 포켓 압력에 따라 콘트롤 밸브가 정확히 작동하지 않기 때문이라 생각된다. 면적이 좀 더 커지면 포켓 압력이 커질때, 즉 작용 하중이 커질때 유량을 좀 더 이상적으로 공급하여 베어링의 강성을 높여줄것으로 기대된다.

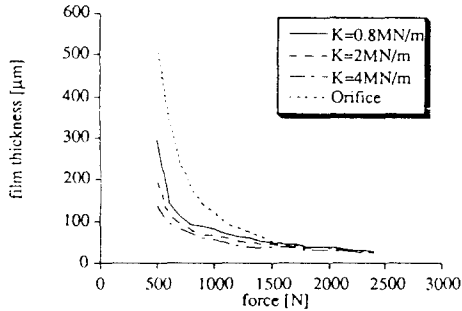


Fig 3. Applied force vs Film thickness  
( $P_s=15\text{bar}$ )

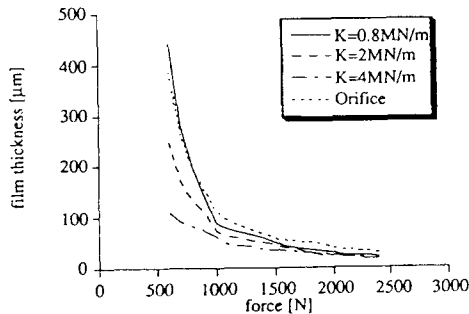


Fig 4. Applied force vs Film thickness  
( $P_s=20\text{bar}$ )

#### 5. 결론

정압 트러스트 오일 베어링의 정특성을 이론적으로 해석하고 실험 장치를 구성하여 실험을 수행하고 그 결과를 비교하였다. 그리고 이를 도시하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1)정하중의 경우 변수들을 잘 선정하면 무한 강성을 가질 수 있다. 그러나 다이어프램의 강성이 너무 작으면 베어링 시스템이 불안정하게 된다.

(2)공급 압력을 증가시키면 하중지지용량은 커지지만 강성은 그다지 큰 차이가 없다.

(3) 베어링 시스템의 강성에 큰 영향을 미치는 것은 다이어프램의 강성이다.

(4) 정적 하중이 존재할때 다이어프램 제어 밸브(DIAPHRAGME)를 사용하면 하중지지 용량 및 강성을 높일 수 있다.

(5)이론 해석 결과는 실험을 통하여 효과적으로 검증할 수 있다.

#### Nomenclature

$P_a$	ambient pressure
$P_b$	pressure in control valve
$P_r$	recess pressure
$P_s$	supply pressure
$h$	film thickness
$h_0$	reference film thickness
$K_B$	orifice coefficient
$t$	diaphragm thickness
$\nu$	poisson's ratio
$E$	Young's modulus
$\delta_0$	initial offset of diaphragm
$\delta$	displacement of diaphragm
$k$	diaphragm stiffness
$W$	applied force
$Q$	dimensionless flow rate
$A_o, A_r$	area of orifice

#### 참고 문헌

1. Pinkus & Sternlicht. " Theory of Hydrodynamic Lubrication" , McGraw - Hill , 1961.
2. A. Cameron . " The Principle of Lubrication. " Longmans green & Co Ltd . 1967.
3. D.D.Fuller . " Theory and Practice of Lubrication for Engineers." John Wiley & Sons, 1984.
4. D.C.Han . " Statische und Dynamisch Engenshatten von Gleitlagern bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und bel verkantung " , Universtat Farlsruhe , 1979
5. O'Donoghue & Rawe . "Design of Hydrostatic Bearings using on Operation Parameter. " Wear, 14,1969.
6. Stngh . "Stiffness Optimization of a variable restrictor - Compensated hydroststic thrust bearing system." Wear, 44, 1977
7. J.P Chaomleffel & D.Nicholas . " Experimental INvestigation of Hybrid Journal Bearings." Tribology Int.,1986.
8. W.R.Rawe. " Hydrostatic and Hybrid Bearing Design." Butterworth & Co,Ltd, 1983.
9. 박 상신 . 1991, 외부가압 스톱스트 공기베어링의 부하 특성에 관한 연구. 서울대학교 석사학위 논문.
10. 정 윤. 1992. 하이브리드 저어널 베어링내의 압력 분포에 대한 해석및 실험적 연구. 서울대학교 석사학위 논문.
- 11.C.Wang , C.Cusano. " Dynamic Characteristics of Externally Pressurized , Double - Pad , circular Thrust Bearings with Membrane Restrictors." ASME, 1991.
12. M.E.Mohsin , S.A.Morsi " The Dynamic Stiffness of Controlled Hydrostatic Bearings" , ASME 1969.