

# 틸팅패드 베어링의 실린더리컬 소켓 피봇부 구조 및 응력해석 Study on the Analysis of Structure and Stress about Cylindrical Socket Pivot

\*#이동혁<sup>1</sup>, 최지환<sup>1</sup>, 김재실<sup>2</sup>

\*#D.H. Lee(phileo80@lycos.co.kr)<sup>1</sup>, J. H. Choe<sup>1</sup>, C. S. Kim<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 창원대학교 메카트로닉스공학, <sup>2</sup> 창원대학교

Key words : Tilting Pad Journal Bearing, Cylindrical Pivot

## 1. 서론

안정성과 진동억제 특성이 요구되는 터빈이나 모터등의 고속 회전기계에서는 틸팅 패드 베어링이 많이 사용되고 있다. 이는 유막의 두께 분포에 따라 변화하는 압력의 합력 중심이 항상 이 패드의 피봇을 지나게 되어 베어링의 동적 안정성이 향상되기 때문이다. 이때 형성되는 유막의 두께는 패드의 기울기에 의해 결정되는 것이다. 압력분포를 결정하는 패드가 각 피봇에 의해 지지되어 있기 때문에 베어링의 설계 시 피봇이 성능에 상당한 영향을 미치게 된다.

본 연구에서는 틸팅패드 베어링의 실린더리컬 소켓 피봇부의 구조 및 응력해석에 관한 내용을 알아보고 안정적인 설계가 가능하도록 하였다.



Fig. 1 Picture of Tilting Pad Bearing

틸팅패드 베어링 피봇부 설계의 기준은 피봇의 내부에서 발생하는 최대 접촉 응력과 두 물체의 접촉면에서 발생하는 최대 접촉 압력을 설계의 기준으로 한다. 그리고 접촉부에 대한 해석방법을 Hertzian Contact Stress 일반식과 ANSYS 를 이용한 시뮬레이션 해석방법을 사용하여 비교한다. 해석을 위한 접촉부에 대한 가정은 다음과 같다.

### A. 두 물체의 형상

접촉하고 있는 두 물체를 각각 물체 1 과 물체 2 로 표시하면 Fig. 2 와 같이 두 개의 반지름을 갖는 달걀모양으로 생각할 수 있다. 각 물체의 반지름은 아래와 같다.

- r11 = 물체 1 의 평면 1 에 대한 반지름
- r12 = 물체 1 의 평면 2 에 대한 반지름
- r21 = 물체 2 의 평면 1 에 대한 반지름
- r22 = 물체 2 의 평면 2 에 대한 반지름
- r11=r12 > 0, r21=r22 < 0

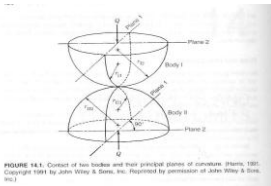


Fig. 2 Shape of two object

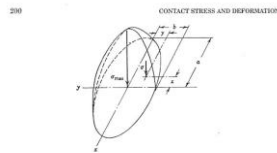


Fig. 3 Distribution of Pressure

### B. 접촉면의 상태

접촉면에서 압력분포는 Fig. 3 과 같이 두 개의 반지름, a 와 b 를 갖는 타원형으로 생각할 수 있으며 중심에서 최대의 압력 Sm 이 발생된다. 압력의 분포는 수식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$S = Sm \left( 1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 - \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right) \quad \text{식(1)}$$

### C. 물체의 내부응력 상태

접촉면 아래로 거리 z 만큼 떨어진 위치에서의 응력 상태를 Fig. 4 와 같이 정의하면 각 응력 성분의 위치 z 에 따른 변화는 Fig. 5 와 같다. Fig. 5 에서 압축 응력에 해당되는  $\sigma_z$  는  $b/z=0.5$  에서 접촉 압력 Po 의 85 %에 해당된다.

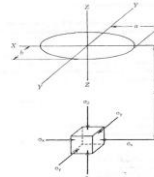


FIGURE 14.6. Principal stresses occurring on an element on the z axis below the contact surface (Johnson, 1987. Copyright 1987 by John Wiley & Sons, Inc. Reprinted by permission of John Wiley & Sons, Inc.)

Fig. 4 Stress Condition

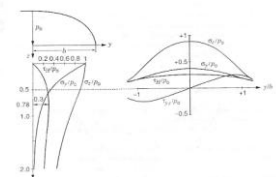


FIGURE 14.7. Subsurface stresses at ideal contact (Johnson et al., 1985)

Fig. 5 Stress transformation

Fig. 5 의 각 성분의 응력상태를 증가의 인장응력값으로 나타내는 Von Mises 의 응력 Sm 으로 식(2)를 이용하여 환산하면 Fig. 6 과 같다. 여기서 최대 내부 응력은  $\mu=0$  일 때,  $z/b=0.70$  인 위치에서 Po 의 56%에 이른다.

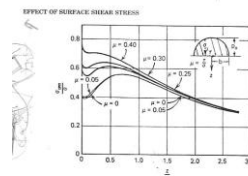


FIGURE 6.6. Material stressing ( $\sigma_y$ ) at various depths for different amounts of surface shear stress (Lub)

Fig. 6 z/b about Sv<sub>m</sub>

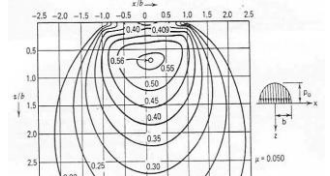


FIGURE 6.7. Stress of Sv<sub>m</sub>/Po

Fig. 7 Stress of Sv<sub>m</sub>/Po

$$S_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_x - \sigma_x)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 \right]^{1/2} + 6 (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \quad \text{식(2)}$$

## 2. Hertzian Contact Stress 의 일반식

앞에서 설명한 접촉부에 대한 가정을 기반으로 하여 틸팅패드 베어링의 설계시 실린더리컬 소켓 피봇부의 응력해석을 Hertzian Contact Stress 식을 이용하여 구한다.

$$\begin{aligned} r11 &= r12 = \text{pivot 의 반지름 (예를 들어, 338) [mm]} \\ r21 &= r22 = \text{socket 의 반지름 (예를 들어, 400) [mm]} \\ E1 &= E2 = 210E3 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \nu1 = \nu2 = 0.29 \\ Q &= \text{작용 하중, 1380 [N]} \\ \frac{2}{E'} &= \left( \frac{1-\nu1^2}{E1} \right) + \left( \frac{1-\nu2^2}{E2} \right) = \left( \frac{1-0.29^2}{210000} \right) + \left( \frac{1-0.29^2}{21000} \right) \\ E' &= 229300 \\ \sum \rho_i &= \frac{1}{r11} + \frac{1}{r12} + \frac{1}{r21} + \frac{1}{r22} = \frac{2}{338} + \frac{2}{-400} = 0.917E-3 \\ F(\rho) &= \frac{\frac{1}{r11} - \frac{1}{r12} + \frac{1}{r21} - \frac{1}{r22}}{\sum \rho_i} = 0 \end{aligned}$$

Fig. 7 의 테이블에서 F(ρ)=0 일 때, a\*=1, b\*=1, δ\*=1 접촉면의 반지름 a, b

$$\begin{aligned} a &= a * \left( \frac{3Q}{\sum \rho E'} \right)^{1/3} \text{ [mm]} \\ &= 1.0 * (3 * 1380 / 0.917E-3 / 229300)^{0.3333} = 2.700 \end{aligned}$$

$$b = b * \left( \frac{3Q}{2 \sum \rho E'} \right)^{1/3} \text{ [mm]}$$

$$= 1.0 * (3 * 1380 / 0.917E-3 / 229300)^{0.3333} = 2.700$$

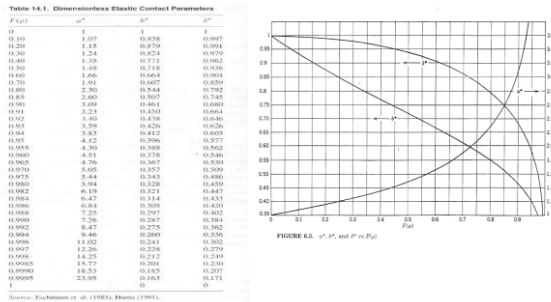


Fig. 8 Dimensionless Elastic Contact Parameters

접촉면의 최대 압력

$$Po = \frac{3Q}{2\pi ab} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$= 1.5 * 1380 / 2.700^2 / \pi = 90.4 \text{ MPa}$$

socket 내의 최대 등가응력

$$Svm = 0.56 * Po = 0.56 * 90.4 = 50.6 \text{ MPa}$$

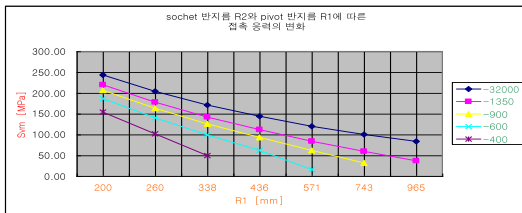


Fig. 9 Change of the stress about radius of the socket and pivot

Fig.9 는 각각의 socket 과 pivot 의 반지름에 따른 접촉 응력의 변화를 그래프화 하여 보여준다. 반지름이 커질수록 응력은 줄어드는 것을 확인 할 수 있다.

### 3. ANSYS 를 이용한 결과

ANSYS 에서 실제로 실린더리얼 소켓 피봇부를 모델링 하여 앞서 계산한 Hertzian Contact Stress 일반식과 비교하여 결과의 타당성을 검증하고자 한다.

R1 : pivot 반지름 = 338 [mm]

R2 : socket 반지름 = 400 [mm]

E = 210 [GPa] ν = 0.29 Q = 작용 하중, 1380 [N]

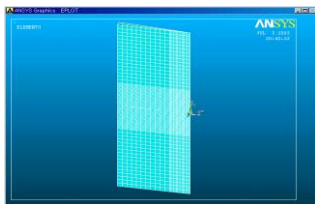


Fig. 10 Finite element modeling

socket 의 최대 등가응력은 Fig. 11 에서 Svm = 56.2 MPa

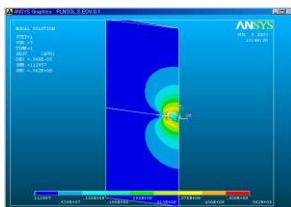


Fig. 11 Internal Svm

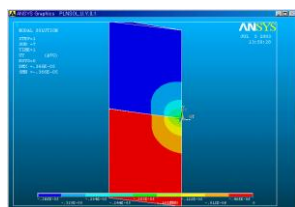


Fig. 12 Change of z direction

접촉면의 반지름은 Fig. 12 에서

a = 2.372 mm

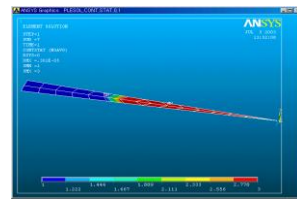


Fig. 13 Gap element Condition

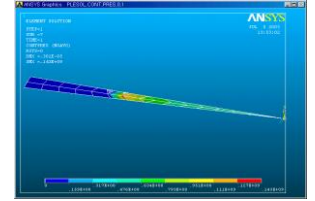


Fig. 14 Pressure Distribution

접촉면의 최대 압력은 Fig. 13 에서 Po = 143 MPa

앞서 Hertzian Contact Stress 일반식과 마찬가지로 socket 반지름과 pivot 반지름에 따른 접촉 응력의 변화를 그래프화하면 다음 Fig.15 와 같다.

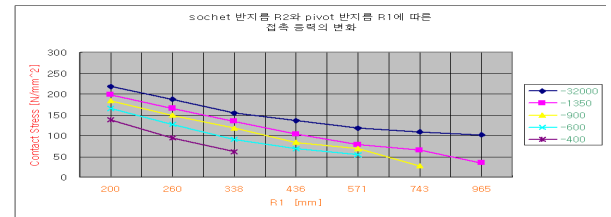


Fig. 15 Change of the stress about radius of the socket and pivot

### 4. 결론

틸팅패드 베어링의 설계에 있어서 Cylindrical Socket Pivot 부의 구조와 응력해석에 대해서 알아보았다. 응력해석에 있어서 Hertzian Contact Stress 일반식을 이용한 이론식을 먼저 계산하였고, ANSYS 를 이용하여 설계 모델링을 디자인하고 해석하여 이론식과의 비교를 통해서 결과의 타당성을 검증하였다. 비교결과 Table 1 과 같으며 두 해석 결과가 매우 유사함을 보임으로써 결과의 신뢰성도 확보되었다. 본 연구를 통해 socket 반지름과 pivot 반지름에 따른 접촉 응력의 변화를 알아 볼 수 있었으며 그 결과를 볼 때 대체적으로 반지름의 길이가 증가할수록 접촉응력은 감소함을 알 수 있었다. 본 연구 결과를 기반으로 하여 틸팅패드 베어링 제작시에 Cylindrical Socket 형태의 피봇부를 안정적으로 설계가능 하도록 하였다.

Table 1 Result of the Analysis

해석방법	R1	R2	a	Svm	R1	R2	a	Svm
Hertzian	338	32000	1.455	176	338	400	2.700	50.6
ANSYS	338	32000	1.722	155	338	400	2.372	56.2

### 후기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI04-01-03)지원으로 수행되었음.

### 참고문헌

1. 양승헌, 박철현, 김재실, 하현천, "예압 변경을 통한 틸팅패드 저널베어링의 패드 Fluttering 방지에 관한 연구," 한국소음진동공학회논문집 제 14 권 제 4 호, 2004.
2. 양승헌, 나운학, 박희주, 김재실, "상부패드의 형상 변경을 통한 Anti-fluttering 틸팅패드 저널베어링 개발," 유체기계저널 제 8 권 제 5 호, 2005.
3. 양승헌, 박희주, 박철현, 김재실, "LOP 형 6-패드 틸팅패드 저널베어링의 상부패드 Fluttering 특성 연구," 한국소음진동공학회논문집 제 13 권 제 6 호, 2003.