

## 오일공급 방향에 따른 타원형 베어링 손실 및 온도 특성

방경보<sup>1,\*</sup> · 최용훈<sup>1</sup> · 조용주<sup>2</sup>

<sup>1</sup>두산중공업 터빈발전기그룹, <sup>2</sup>부산대학교 기계공학과

### Effect of Oil Supply Direction on Power Loss and Bearing Temperature of Elliptical Bearing

Kyungbo Bang<sup>1,\*</sup>, Yonghoon Choi<sup>1</sup> and Yongju Cho<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Doosan Heavy Industries & Construction

<sup>2</sup>Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National University

(Received May 9, 2018; Revised July 10, 2018; Accepted July 15, 2018)

**Abstract** – Elliptical bearings are widely used for large steam turbines owing to their excellent load carrying capacity and good dynamic stability. Power loss in bearings is an extremely important parameter, especially for high turbine capacities. Optimization of operation conditions and design variables such as bearing clearance and bearing length can reduce the power loss in elliptical bearings. Although changes in the oil supply method have served to increase the efficiency of the tilting pad journal bearing, it has not explicitly improved elliptical bearings. In this study, we verify the static characteristics of an elliptical bearing by changing the direction of oil supply. We evaluate the bearing power loss and bearing metal temperature, and compare the bearing performance and reliability in different test cases. The direction of oil supply is 90° (9 o'clock) and 270° (3 o'clock) when the rotor rotates in a counterclockwise direction. We use an elliptical bearing with an inner diameter and active length of 220.30 and 110.00 mm, respectively. Bearing power loss and bearing metal temperatures are measured and evaluated by rotor rotational speed, oil flow rate, and bearing load. The results reveal a 20 reduction in the power loss when the direction of oil supply is 90. Furthermore, the oil film on the upper part of the bearing has a high temperature when the direction of oil supply is 90°. In contrast, when the direction of oil supply is 270°, the oil film on the upper part of the bearing is relatively cold.

**Keywords** – elliptical bearing(타원형 베어링), power loss(동력손실), temperature(온도), oil supply direction(오일 공급 방향)

#### Nomenclature

$\tau$  : Shear stress (N/m<sup>2</sup>)  
 $\mu$  : Viscosity (Pa-sec)  
 $u$  : Velocity (m/s)  
 $y$  : Oil film thickness (m)

#### 1. 서 론

산업 발달로 에너지 수요가 증가됨에 따라 많은 발전소가 건설되었다. 화력발전소는 물을 고온고압으로 만들어 터빈을 회전시키고 터빈과 연결된 발전기가 전기를 생산하는 발전 형태이다. 증기터빈은 고효율, 고안정성, 고용량으로 개발방향을 가진다[1]. 이러한 요구조건을 충족하기 위하여 최적의 베어링을 설계하고 선정하는 것은 기기의 효율 측면과 진동과 온도 문제와 같은 신뢰성 측면에서 매우 중요하다. 대형 화력용 증기터빈은 고속으로 회전하고 증기의 증기력(steam

\*Corresponding author: [kyungbo.bang@doosan.com](mailto:kyungbo.bang@doosan.com)

Tel: +82-55-278-3721, Fax: +82-55-278-8431

<http://orcid.org/0000-0002-7317-1658>

© 2018, Korean Tribology Society

force)에 의하여 축계가 불안정하게 될 수 있기 때문에 적절한 베어링 설계를 하지 않으면 수정 및 조치에 수반하는 시간적, 금전적 손실이 매우 크다. 저압 터빈은 축 하중이 크고 동적 불안정성 요소가 적기 때문에 하중지지 능력이 매우 우수하고 동적 안정성도 가지는 타원형 베어링을 널리 사용하고 있다.

터빈용량이 증가할수록 증가된 축하중을 지지하기 위하여 베어링 크기도 증가해야 한다. 베어링의 크기가 증가하는 것은 베어링 마찰 손실이 증가하고 이로 인하여 베어링 메탈온도가 상승한다. 이는 베어링의 효율과 신뢰성 측면에서 극복해야 하는 요소라고 볼 수 있다. 터빈 베어링은 로터를 보호하기 위하여 상대적으로 경도가 낮은 연질의 소재인 주석 합금을 널리 사용한다. 주석 합금은 녹는점과 강도가 상대적으로 낮기 때문에 운전하는 동안 쉽게 손상될 수 있다[1]. 베어링이 운전하는 동안 오일 속으로 이물질 유입 및 오일 공급 중단 등의 문제로 일정 온도 이상이 될 경우에는 베어링은 국부적 또는 전체적으로 파손될 수 있다. 따라서, 터빈 운전자는 베어링 신뢰성을 확보하기 위하여 베어링의 메탈 온도를 항상 측정하여 허용 기준치 이내에서 운전하는지를 감시해야 한다. 베어링에서 발생하는 손실은 증기터빈 효율을 저하시키는데 기여한다. 따라서 증기터빈의 신뢰성 확보뿐만 아니라 경쟁력을 확보하기 위해서는 베어링 효율 경쟁력을 확보해야 한다.

Bang과 Kim[2]은 부분 틸팅 패드 베어링을 사용하여 패드온도를 감소시킬 수 있음을 보였고 Heurbaige[3]는 베어링 패드 온도를 철재 모재 대신에 구리 모재를 사용하여 패드 온도를 감소시킬 수 있음을 검증하였다. Nicholas[4,5]는 패드 온도를 저감하기 위하여 스프레이 바(spray bar)를 사용하였다. Tanaka[6]은 이웃한 패드 사이 공간에 노즐을 설치하여 패드 온도를 줄였다. Zeidan[7]은 뜨거운 상태가 된 오일 유동을 줄이기 위하여 스크레이프(scraper)를 제안하였다. Keith Brockwell등[8]은 직접 급유 방식을 가진 LEG(Leading Edge Groove)베어링을 사용하여 기존 플러드(Flooded) 방식의 일반 베어링과 비하여 베어링 동력손실과 패드 온도를 극적으로 감소시켰다. Byrne등[9]은 타원형 베어링을 부분 아크(Arc)형태로 만들어 동력손실이 감소함을 실험적으로 규명하였다.

조사된 논문은 틸팅 패드 저어널 베어링에 대하여 오일 공급 방법을 변경하고 오일 온도를 제어하여 베어링의 메탈 온도와 베어링에서 발생하는 동력손실이 감소한다는 것을 시험적으로 보여주었다. 타원형 베어링

은 산업계에 널리 사용되고 틸팅 패드 베어링보다 오랜 역사를 가지고 있다. 오일 공급방법과 공급방향이 타원형 베어링 해석 및 평가의 경계 조건에 큰 영향을 주는 요소임에도 불구하고 이에 대한 오일 공급 방향이나 공급방법 변화에 대한 연구는 찾을 수 없었다. 따라서 본 논문에서는 다양한 운전 조건하에서 증기터빈용 타원형 베어링에 오일 공급방향이 베어링 성능과 신뢰성에 미치는 영향을 실험적으로 평가하고자 한다.

## 2. 연구방법 및 내용

### 2-1. 시험장치

시험은 증기터빈용 타원형 베어링으로 운전 중 베어링에서 발생하는 정적인 특성을 비교하기 위하여 베어링에는 열전대를 설치하여 온도를 측정하였으며 유막의 점성 마찰로 인하여 발생하는 마찰손실은 토크미터를 사용하여 측정하였다. 시험은 오일 공급 방향별로 회전속도, 베어링 하중, 공급 유량에 따라 시험을 수행하였다. Fig. 1은 베어링 시험장치 개략도를 보여주고

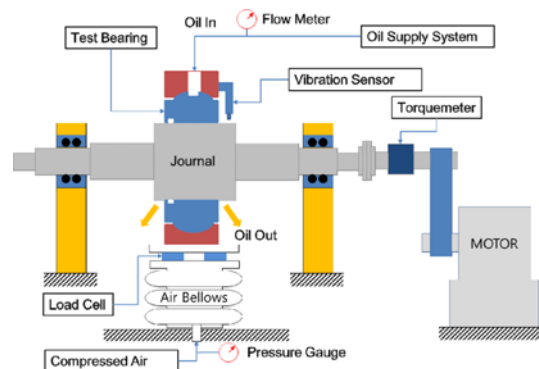


Fig. 1. Schematic of bearing test equipment.

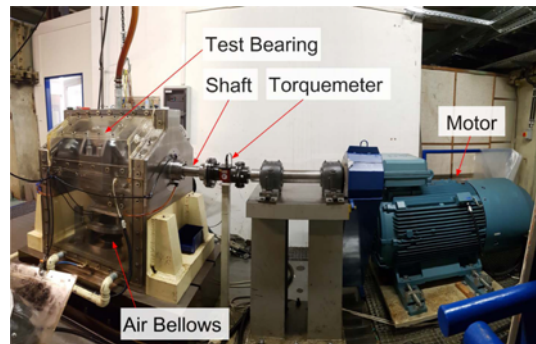


Fig. 2. Bearing test facility.

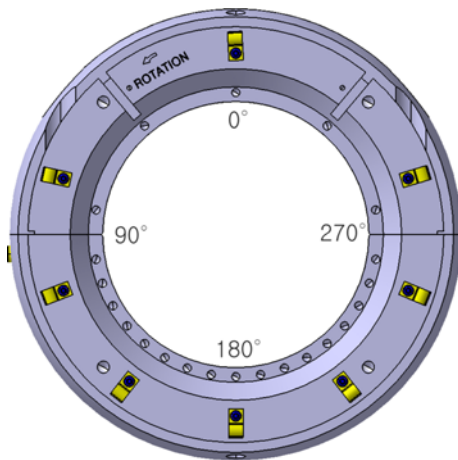
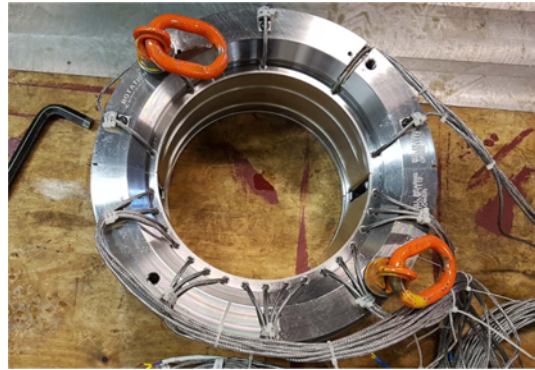
**Table 1. Main test equipment capacity**

Equipment	Value	Accuracy
Torque meter (N-m)	500	±0.5
Oil flow rate (L/min)	100	±1
Load cell (Ton)	20	±0.01

Fig. 2는 베어링 시험설비를 보여준다. 시험 베어링은 저어널 직경 220 mm인 로터를 지지하도록 하였으며 저어널 중앙부에 시험 베어링을 설치하였다. 로터 길이는 약 1.5 m이고 로터의 양 끝단에는 2개의 볼 베어링을 설치하여 로터를 지지하도록 하였으며 축방향 이동을 방지하기 위하여 스러스트 볼 베어링도 설치하였다. 베어링에 하중을 부과하기 위하여 시험장치 하부에 에어 벨로우즈를 설치하여 베어링 케이싱을 밀어 베어링에 하중을 가하였다. 베어링 하중은 베어링 케이싱 바닥 면과 베어링 하우징 사이에 로드셀을 설치하여 실시간으로 베어링에 부과하는 하중을 감시하였다. 구동축을 회전시키기 위하여 모터를 벨트-폴리로 연결하여 피동축인 로터를 회전시키도록 하였다. Table 1은 주요 시험장치의 성능과 정밀도를 보여준다.

## 2.2. 시험베어링

시험 베어링은 Fig. 3과 같이 타원형 베어링을 준비하였으며 Table 2는 시험 베어링에 대한 형상 정보를 보여준다. 베어링에서 발생하는 온도를 측정하기 위하여 열전대 구멍을 베어링 상부에는 40° 간격으로 5개를, 베어링 하부에는 10° 간격으로 17개로 총 22개를

**Fig. 3. Configuration of test bearing.****Fig. 4. Installation of TC.**

가공하여 Fig. 4와 같이 설치하였다. 열전대는 저온 특성이 우수한 E-형태를 사용하였다.

## 2.3. 시험조건

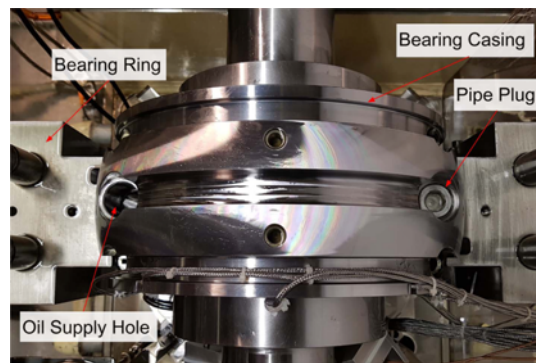
베어링 링의 상부로 공급된 오일이 Fig. 5와 같이 베어링 케이싱 상부에 가공된 파이프 플러그 설치유무에 따라 90 degree 방향 또는 270 degree 방향으로 공급하도록 하였다. 오일 공급 온도는 40°C로 설정하였다. 시험 조건으로 사용된 변수는 베어링 하중, 유량, 회전속도로 각각의 시험 조건은 Table 3과 같다.

## 3. 시험결과 및 고찰

### 3-1. 동력손실

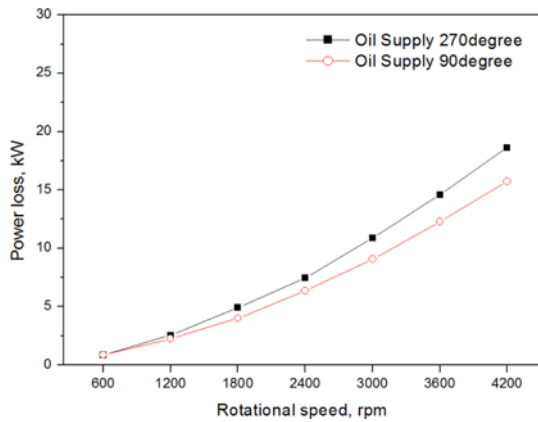
#### 3-1-1. 회전속도에 따른 동력손실

베어링 하중을 37.5 kN으로 고정하고 유량을 50 L/min공급한 상태에서 베어링에서 발생한 회전 속도별 동력손실은 Fig. 6과 같이 속도에 따라 증가하였다. 오일

**Fig. 5. Oil supply direction change by pipe plug.**

**Table 3. Test conditions**

No	Load (kN)	Oil flow rate (L/min)	Rotational speed (rpm)
1	12.5	30	-
2	25.0		-
3	37.5		600~4200 rpm ( $\Delta 600$ rpm)
4	50.0		-
5	12.5	50	600~4200 rpm ( $\Delta 600$ rpm)
6	25.0		600~4200 rpm ( $\Delta 600$ rpm)
7	37.5		600~4200 rpm ( $\Delta 600$ rpm)
8	50.0		600~4200 rpm ( $\Delta 600$ rpm)
9	12.5	70	-
10	25.0		-
11	37.5		600~4200 rpm ( $\Delta 600$ rpm)
12	50.0		-
13	12.5	90	-
14	25.0		-
15	37.5		600~4200 rpm ( $\Delta 600$ rpm)
16	50.0		-

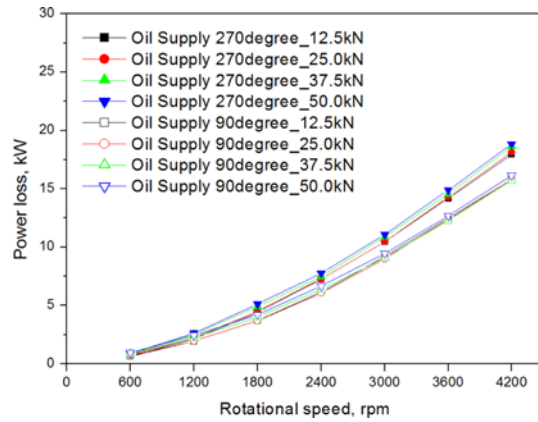


**Fig. 6. Rotational speed vs. power loss with 37.5 kN, 50 L/min oil flow rate.**

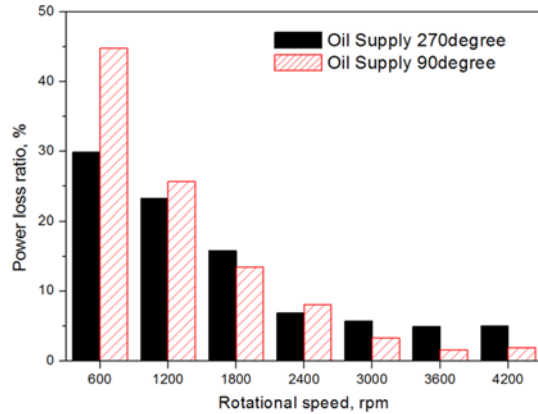
공급 270 degree 방향이 오일 공급 90 degree 방향 보다 크게 발생하였으며 특히 4200 rpm에서 21% 크게 발생하였다.

3-1-2. 베어링 하중에 따른 동력 손실

Fig. 7은 오일공급 50 L/min 상태에서 베어링 하중을 12.5 kN부터 50 kN까지 증가시킨 경우의 회전 속도



**Fig. 7. Power loss by bearing load with 50 L/min oil flow rate.**



**Fig. 8. Power loss ratio for 50 kN to 12.5 kN with 50 L/min oil flow rate.**

별 베어링 동력손실을 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 하중 증가 시 베어링 동력손실이 증가하였으나 큰 변화를 보이지는 않았다. 오일 공급 270 degree 방향의 동력손실이 상대적으로 크게 발생하였다.

베어링 하중을 12.5 kN에서 4배를 증가할 경우, 저속 영역에서는 하중에 의한 효과가 크게 발생하였다. 하지만, 속도를 증가시킬수록 하중 증가에 따른 베어링 동력 손실 증가량은 Fig. 8과 같이 감소하였다. 특히 오일공급 90 degree 방향의 동력손실 증가량이 작게 발생하였다.

3-1-3. 공급 유량에 따른 동력손실

Fig. 9는 베어링 하중 37.5 kN 상태에서 공급 유량을 30 L/min에서 90 L/min까지 증가시킨 경우의 회전 속도별 베어링 동력손실을 보여준다. 그림에서 보



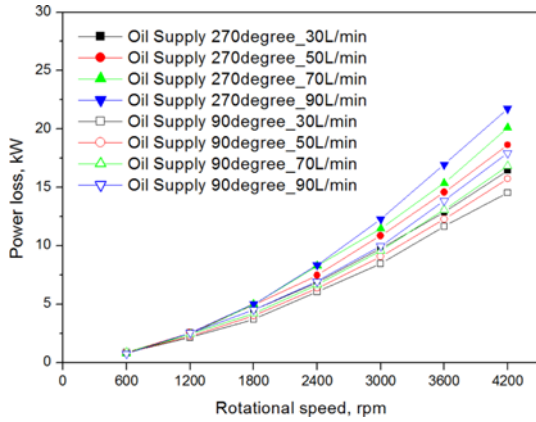


Fig. 9. Power loss by oil flow rate with 37.5 kN.

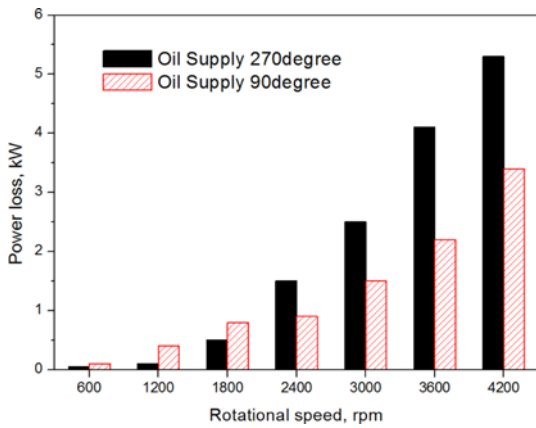


Fig. 10. Power loss difference between 90 L/min and 30 L/min at 12.5 kN.

는 바와 같이 동력손실은 유량에 따라 민감하게 증가하였다. 오일 공급 270 degree 방향의 동력손실이 상대적으로 크게 발생하였다.

공급 유량을 30 L/min에서 90 L/min로 증가시킬 경우, Fig. 10과 같이 속도가 증가할수록 베어링 동력손실은 증가하였다. 특히 오일 공급 90 degree 방향의 동력손실 상승률은 감소함을 나타내었다.

3-2. 베어링 메탈 온도

3-2-1. 회전속도에 따른 베어링 메탈 온도

베어링 하중을 37.5 kN으로 고정하고 유량을 50 L/min공급한 상태에서 회전속도별 베어링 온도를 측정하였다. 타원형 베어링에 있어 썸기형상은 하부 베어링과 상부 베어링에 각각 존재한다. 하부 베어링은 최소 유막두께 위치를 지나면서 베어링 온도는 감소한다. 상

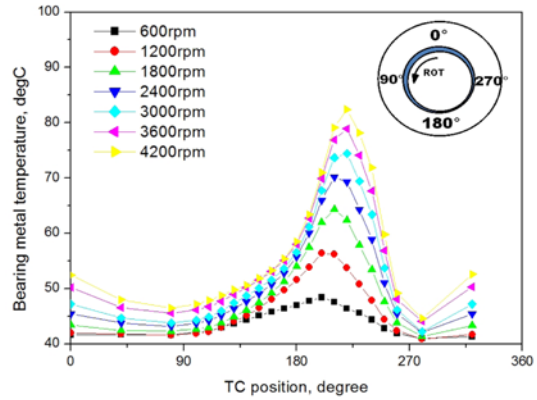


Fig. 11. Bearing metal temperature by rotational speed of oil supply 270 degree with 37.5 kN, 50 L/min.

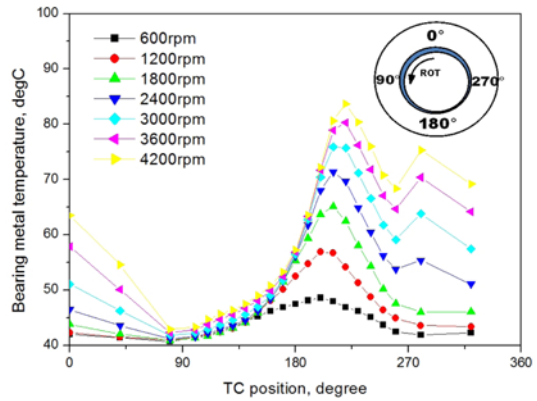


Fig. 12. Bearing metal temperature by rotational speed of oil supply 90 degree with 37.5 kN, 50 L/min.

부 베어링은 썸기형상이 있는 280 degree에서 압력생성과 점성 마찰이 발생한다. 오일 공급 270 degree 방향 베어링에서는 Fig. 11과 같이 선단위치 280 degree에서 온도가 감소한 후 증가하다가 점진적으로 감소하였다. 이는 외부에서 냉각된 오일의 공급으로 인하여 점성 마찰로 발생하는 에너지보다 냉각에너지가 크기 때문에 선단에서 온도가 국부적으로 감소한 것으로 보인다. 하지만, Fig. 12와 같이 오일 공급 90 degree 방향은 베어링 후단에서 하부 베어링에서 일을 마친 뜨거운 오일이 점성 마찰되기 때문에 280 degree에서 베어링 온도는 높게 형성된 후 감소함을 확인할 수 있다.

3-2-2. 베어링 하중에 따른 베어링 메탈 온도

오일공급 50 L/min로 고정한 상태에서 베어링 하중을 12.5 kN부터 50 kN까지 증가시킨 상태에서 4200

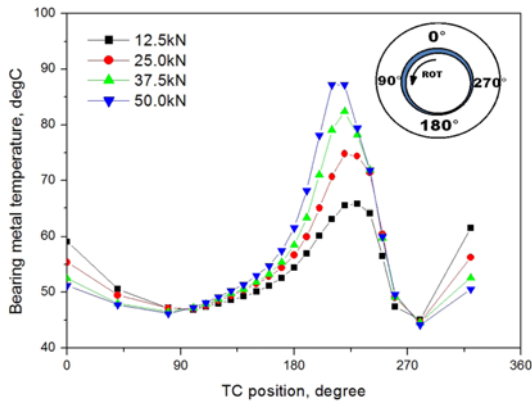


Fig. 13. Bearing metal temperature by bearing load for oil supply 270 degree with 50 L/min at 4200 rpm.

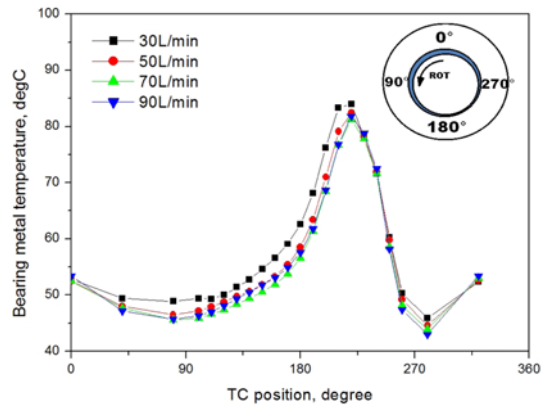


Fig. 15. Bearing metal temperature by oil flow rate for oil supply 270 degree with 37.5 kN at 4200 rpm.

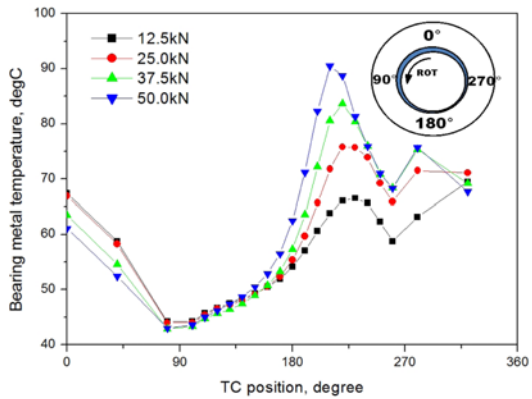


Fig. 14. Bearing metal temperature by bearing load for oil supply 90 degree with 50L/min at 4200 rpm.

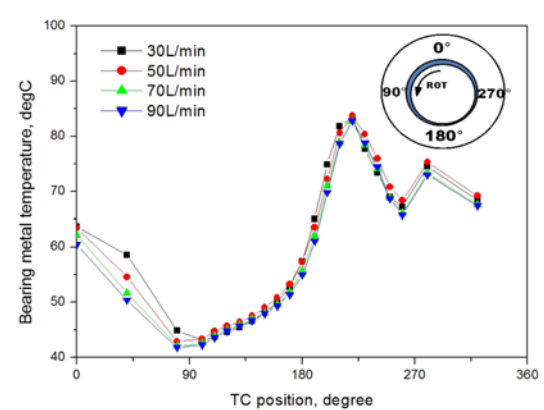


Fig. 16. Bearing metal temperature by oil flow rate for oil supply 90 degree with 37.5 kN at 4200 rpm.

rpm에서 베어링 메탈온도를 측정하였다. 베어링 하중이 증가할수록 유막두께는 작게 형성된다. 이로 인하여 Fig. 13에서 보는 바와 같이 하중이 증가할수록 베어링 하중 방향인 180 degree와 가까운 곳에서 최대 베어링 메탈온도를 나타낸다. 아울러 저하중에서는 로터 부양량 증가로 베어링 상부의 유막두께가 작게 되어 상부에서 베어링 온도는 상대적으로 높게 형성됨을 알 수 있다. 이는 Ma 등[10]이 시험한 결과와 유사함을 확인하였다.

Fig. 14에서 보는 바와 같이 오일 공급 90 degree 방향은 12.5 kN에서 상부의 베어링온도가 하부 베어링 온도보다 높게 형성되기도 하였다. 이는 상부로 공급된 유량이 적고 로터 부양량이 증가하여 발생한 것으로 보인다. 25 kN이상으로 하중을 증가시키면서 베어링 하부의 최대 메탈온도는 상부보다 높게 발생하였다.

### 3-2-3. 공급 유량에 따른 베어링 메탈 온도

Fig. 15과 Fig. 16은 베어링 하중 37.5 kN에서 유량 30 L/min부터 90 L/min까지 증가시킨 경우의 베어링 메탈온도를 오일공급 방향별로 각각 보여준다. 모든 경우에 대하여 공급 유량을 증가시킬 경우 베어링 메탈온도는 감소하였으나, 유량 증가에 따른 온도 감소량은 베어링 하중에 따른 효과보다는 적음을 확인하였다. 그림에서 보는 바와 같이 오일 공급 270 degree 방향은 하부 베어링의 선단 위치(90 degree)에서는 상대적으로 온도가 높지만 온도 상승율은 오일 공급 90 degree 방향보다 상대적으로 낮음을 보였다.

이는 오일 공급 270 degree 방향으로 오일을 공급할 경우, 틈새가 큰 상부 베어링으로 많은 유량이 공급되고 로터 회전에 의한 유체 관성으로 상대적으로

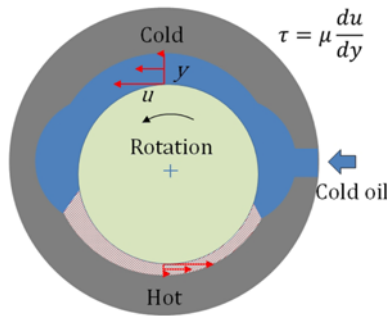


Fig. 17. Schematic bearing oil temperature distribution with oil supply 270 degree.

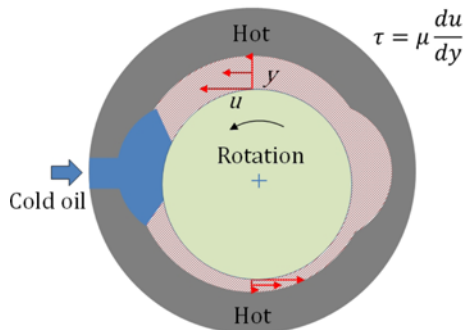


Fig. 18. Schematic bearing oil temperature distribution with oil supply 90 degree.

많은 오일이 공급되기 때문에 혼합온도는 상대적으로 높게 형성되지만 온도 상승율은 낮게 나타난 것으로 보인다.

### 3.3. 고찰

타원형 베어링의 오일 공급위치에 따라 베어링 동력손실과 베어링 온도가 큰 차이가 있음을 보였으며 이는 전단 마찰( $\tau = \mu du/dy$ )에서 온도에 따른 점성 계수가 주요 원인으로 사료된다.

Fig. 17과 같이 로터가 회전하는 상태에서 외부에서 냉각된 오일이 상부 베어링으로 공급할 경우에는 상부 베어링은 상대적으로 차가운 상태가 되어 유막의 점성은 크게 된다. 이로 인하여 상부 베어링에서 로터 회전 시 발생하는 전단 마찰은 크게 된다. 하지만, Fig. 18과 같이 로터가 회전하는 상태에서 외부에서 냉각된 오일이 하부 베어링으로 공급할 경우에는 상부 베어링은 배유 오일로 인하여 상대적으로 뜨겁게 되어 상부 베어링의 유막은 점성이 작게 된다. 따라서, 상부

베어링에서 전단 마찰은 작게 되어 베어링 동력손실이 작게 된다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 터빈용 베어링으로 사용하는 타원형 베어링의 오일 공급방향이 베어링의 성능과 신뢰성에 주는 영향을 파악하기 위하여 운전 조건 별로 동력손실과 베어링 온도를 측정하였다. 측정 결과, 타원형 베어링에 있어 오일 공급 방향은 베어링의 동력손실과 베어링 온도가 상이한 거동을 만드는 것을 확인하였다. 이는 유량 공급 방향이 타원형 베어링 해석과 성능에 성능에 영향을 주는 파라미터로 고려해야 하는 것으로 평가되며 주요한 결과는 다음과 같다.

- 타원형 베어링의 오일 공급 90 degree 방향은 오일 공급 270 degree 방향보다 동력손실이 작게 발생하였고 특히 4200 rpm 상태에서 동력손실이 20%이상 감소하였다. 이는 오일 공급 90 degree 방향 베어링의 상부 베어링은 일을 마친 뜨거운 오일 유입으로 점성이 작아져 전단마찰이 작게 발생하여 동력손실이 작게 된 것으로 보인다.
- 타원형 베어링의 오일 공급 270 degree 방향은 베어링 상부로 냉각된 윤활유가 공급되어 상부 베어링의 온도는 상대적으로 낮게 형성되었고 하부 베어링 선단에서 혼합온도는 높았다.
- 타원형 베어링의 오일 공급 90 degree 방향은 베어링 하중이 작고 회전속도가 높을 경우 로터 부양량이 증가하고 상부로 공급된 유량이 적기 때문에 상부 베어링 메탈 온도가 하부 베어링 메탈 온도보다 높게 발생 할 수 있음을 보였다.

## References

- [1] Fouad Y. Zeidan, Bernard S. Herbage, "Fluid film bearing fundamentals and failure analysis", *Proceeding of the 20th Turbomachinery Symposium*, pp. 161-186, 1991.
- [2] Bang, K.-B., Kim, C.-H., "Cooling effect of lubricants and dynamic characteristics of oil film of partial tilting pad bearing", *Proceeding of ASME/STLE international joint tribology conference, IJTC2007-44023*, 2007.
- [3] Herbage, B. S. "High speed journal and thrust bearing design", *Proceeding of the 1st Turbomachinery Symposium*, pp. 56-61, 1972.
- [4] Nicholas, J. C., "Pad bearing assembly with fluid spray

- and blocker bar”, US Patent No. 5738447, rotating machinery technology, Inc., Wellsville, New York, 1998.
- [5] Nicholas, J. C., “Tilting pad bearing design”, Proceeding of the 23th Turbomachinery Symposium, pp. 179-194, 1994.
- [6] Tanaka, M., “Thermohydrodynamic performance of a tilting pad journal bearing with spot lubrication”, *ASME Journal of Tribology*, Vol. 113, No. 3, pp. 615-619, 1991.
- [7] Fouad Y. Zeidan, Donald J. Paquette, “Application of high speed and high performance fluid film bearing in rotating machinery”, *Proceeding of the 23th Turbomachinery Symposium*, pp. 209-233, 1994.
- [8] Keith Brockwell, Waldemar Dmochowski, Scan DeCamillo, “Analysis and testing of the leg tilting pad journal bearing-A new design for increasing load capacity, reducing operating temperatures and conserving energy”, *Proceeding of the 23th Turbomachinery Symposium*, pp. 43-56, 1994.
- [9] Byrne, J. M., Allaire, P. E., “Optimal design of fixed pad fluid film bearings for load capacity power loss, and rigid rotor stability”, report No. UVA/643092/MAE98/530, ROMAC Laboratories, University of Virginia, 1999.
- [10] Ma, M. T., Taylor, C. M., “An experimental effects in circular and elliptical plain bearings”, *Tribology International*, Vol. 29, No. 1, pp. 19-26, 1996.