

초임계 CO₂ 발전용 파워터빈을 지지하는 틸팅패드 베어링의 열운할 해석 및 패드 온도 측정

이동현^{1,*} · 김병욱¹ · 임형수²

¹한국기계연구원 시스템다이나믹스 연구실, ²한국기계연구원 에너지변환기계 연구실

Thermal Analysis and Temperature Measurement of Tilting Pad Bearings Supporting a Power Turbine for the Supercritical CO₂ Cycle Application

Donghyun Lee^{1,*}, Byungok Kim¹ and Hyungsoo Lim²

¹Dept. of System Dynamics, Korea Institute of Machinery and Material

²Dept. of Energy Conversion System, Korea Institute of Machinery and Materials

(Received February 25, 2018; Revised March 26, 2018; Accepted March 26, 2018)

Abstract – This paper presents the thermohydrodynamic analysis of tilting journal pad bearings supporting a power turbine rotor applied to a 250 kW super-critical CO₂ cycle. In the analysis, the generalized Reynolds equation and 3D energy equation are solved to predict oil film temperature and the 3D heat conduction equation is solved for pad temperature. The power turbine rotor is supported by two tilting pad bearings consisting of five pads with an oil supply block between the pads. Copper backing pads with higher thermal conductivity compared to steel backing pads are adopted to improve thermal management. The predicted maximum pad temperature is around 55 °C which is approximately 15 °C higher than oil supply temperature. In addition, the predicted minimum film thickness is 50 μm at a rotating speed of 5,000 rpm. These results indicate that there is no issue in the thermal behavior of the bearing. An operation test is performed with a power turbine module consisting of a power turbine, a reduction gear and a generator. Thermocouples are installed at the 75% position from the leading edge of the pad to monitor pad temperature. The power turbine uses compressed air at a temperature of 250 °C in its operation. The steady state pad temperatures measured in the test show good agreement with the predicted temperatures.

Keywords – super critical CO₂(초임계 CO₂), tilting pad bearing(틸팅 패드 베어링)

1. 서 론

초임계 이산화탄소(CO₂) 발전은 비교적 낮은 온도와 압력에서도 초임계 상태에 도달이 가능한 CO₂를 이용하여 터빈을 구동, 전기를 생산하는 기술이다. 초임계 CO₂ 발전 사이클은 기존 스팀 랭킨 사이클 대비 발전 효율을 2~5%까지 향상시킬 수 있으며, 작동 유체의 높

은 밀도로 인하여 동급의 다른 발전 시스템에 비해 작은 부피의 터보 기계들로 구성이 가능하기 때문에 분산 발전에 적합한 장점을 가지고 있다. 또한, 초임계 CO₂ 발전 사이클은 스팀 랭킨 사이클의 저온 부에서 필요한 응축과정이 필요없기 때문에 발전소의 냉각수 의존도를 크게 줄일 수 있으며, 이로 인해 대량의 냉각수가 존재하지 않는 내륙이나 도심지 인근, 사막 지역에도 발전소 건설이 가능하다[1]. 그뿐만 아니라, 비교적 넓은 온도 범위의 열원에 적용이 가능하기 때문에 가스 터빈의 하부 사이클이나 태양열, 지열 등 다양한 열원에 적용이 가능하다[2-4]. 이와 같은 여러 장점들

*Corresponding author: donghyun2@kimm.re.kr

Tel: +82-42-868-7662, Fax: +82-42-868-7098

<http://orcid.org/0000-0001-6469-2569>

© 2018, Korean Tribology Society

때문에 현재 선진국들을 중심으로 관련 연구들이 진행되고 있으며, 초임계 CO₂용 압축기나 터빈과 같은 유체기계에 대한 연구 또한 현재 활발히 진행되고 있다 [5-7].

한국기계연구원에서는 초임계 CO₂ 발전시스템에 사용되는 구동 터빈, 펌프, 열교환기, 파워터빈 등의 핵심 기계기술에 대한 연구를 수행하고 있으며, 현재 자체 설계한 250 kW급 성능 시험 루프를 통해 제작된 설비들의 성능을 검증하는 단계에 있다[8, 9]. 본 연구에서는 고온, 고압의 초임계 CO₂를 이용하여 기계적 에너지를 생성하는 역할을 하는 파워 터빈 설계와 관련하여 파워 터빈 회전축을 지지하는 틸팅 패드 베어링의 열윤활 해석과 구동 시험 중 측정된 패드의 온도 측정 결과에 대하여 기술하였다.

2. 연구방법 및 내용

2-1. 파워 터빈의 축계 구성

Fig. 1은 초임계 CO₂ 발전용 파워 터빈을 나타낸다. 파워터빈 입구를 통해 공급된 고온, 고압의 초임계 CO₂가 회전축을 회전시키며, 터빈 내에서 팽창을 과정을 거친 CO₂는 터빈 출구를 통해 배출된다. 파워터빈의 회전축은 Fig. 1(b)와 같이 CO₂와 접촉하면서 회전

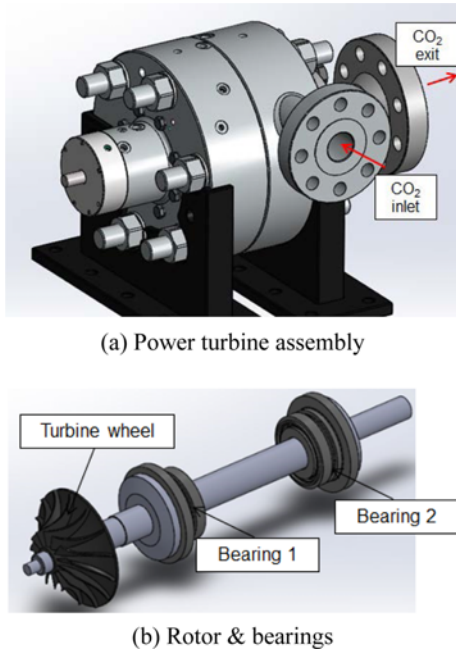


Fig. 1. Power turbine for the super critical CO₂ cycle.

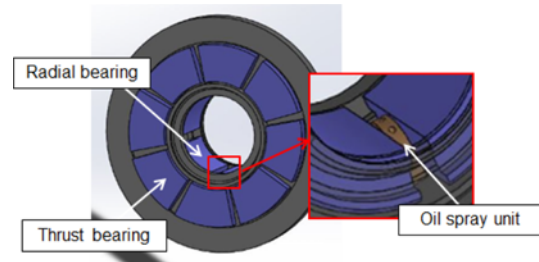


Fig. 2. Tilting pad bearing for a power turbine.

하는 터빈휠과 터빈휠이 결합되는 회전축으로 구성되며, 회전축은 2개의 유체 베어링으로 지지된다. 회전축에는 축 방향 추력을 지지하기 위한 2개의 스러스트 칼라가 장착되어 있다.

회전축을 지지하는 유체 베어링은 Fig. 2와 같이 레디얼 베어링과 스러스트 베어링이 조합된 베어링이 사용되었으며, 레디얼 베어링과 스러스트 베어링은 파워터빈의 정격 회전속도가 30,000 rpm의 고속이므로 안정성이 우수한 틸팅 패드 베어링으로 선정하였다. 레디얼 베어링과 스러스트 베어링은 각각 5개와 8개의 패드로 구성된다. 레디얼 베어링의 각 패드 사이에는 Fig. 2와 같이 윤활유 공급을 위한 오일 스프레이 블럭을 설치하여 외부로부터 공급되는 저온의 윤활유가 윤활막으로 보다 많이 유입될 수 있도록 하였다. 구동

Table 1. Design parameters for power turbine

Properties	Unit	Value
Shaft diameter	mm	40
Total weight	kg	7.8
Turbine wheel mass	kg	1.42
Rated speed	rpm	30,000
Bearing type	-	LBP
Pad number	EA	5
Bearing length	mm	25
Machined clearance	mm	0.1
Preload	mm	0.3
Pad offset	-	0.5
Pad arc angle	deg	57
Pad thickness	mm	10
Lubricant	-	ISO VG32
Oil supply temperature	°C	40

중 패드의 온도 계측을 위해 레디얼 베어링의 하중을 지지하는 하부 패드 2개에 패드 선단에서 회전 방향으로 75% 부근에 RTD 형식의 온도 센서를 삽입하였다. 회전축과 베어링의 기타 설계 변수들은 Table 1에 기술되어 있다.

2-2. 레디얼 베어링 열유향 해석

설계 단계에서 파워 터빈을 지지하는 레디얼 베어링의 온도를 예측 하기 위해 열유향 해석을 수행하였다. 유향막에서 발생하는 압력을 계산하기 위해 식 (1)과 같은 Generalized Reynolds 방정식을 지배 방정식으로 사용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[G \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[G \frac{\partial p}{\partial z} \right] = U \frac{\partial}{\partial x} \left(h - \frac{I_2}{J_2} \right) \quad (1)$$

식(1)에서 p 는 압력, h 는 유막 두께를 나타내며 다른 변수들은 다음 식과 같이 정의된다.

$$G = \int_0^y \frac{y}{\mu} \left(y - \frac{I_2}{J_2} \right) dy, \quad I_2 = \int_0^y \frac{y}{\mu} dy, \quad J_2 = \int_0^y \frac{1}{\mu} dy \quad (2)$$

상기의 식들에서 x, y, z 는 각각 베어링의 원주 방향, 유향유 두께 방향, 베어링의 축 방향을 나타낸다. 유막 두께 h 는 다음 식과 같이 정의된다.

$$h = C + e \cos(\theta - \theta_0) - d \cos(\theta - \theta_p) - R \gamma \sin(\theta - \theta_p) \quad (3)$$

여기서, C 는 베어링의 간극, e 는 편심량, d 는 패드의 예압량, g 는 패드의 틸팅각, q_0 는 자세각, q_p 는 패드 피봇의 위치를 나타낸다.

유향막의 온도 T 는 다음과 같이 주어지는 3차원 에너지 방정식을 통해 계산하였다.

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_L \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (4)$$

여기서 c_p 는 유향유의 열용량, k_L 은 유향유의 열전도계수를 나타낸다.

패드의 온도 T_p 는 하기의 3차원 열전도 방정식을 통해 계산된다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_p r \frac{\partial T_p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k_p \frac{\partial T_p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_p \frac{\partial T_p}{\partial z} \right) = 0 \quad (5)$$

상기 식에서 r, θ, z 는 각각 패드의 반경 방향, 원

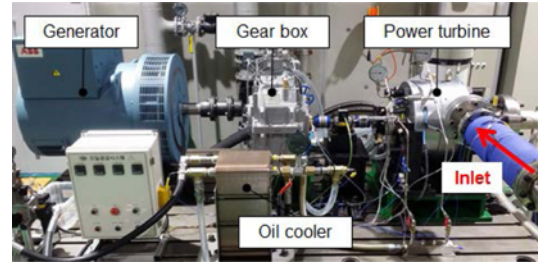


Fig. 3. Power turbine module.

주 방향, 축 방향이며, k_p 는 패드의 열전도 계수를 나타낸다. 본 연구에서 소재의 열팽창에 의한 베어링 간극변화는 고려되지 않았다.

상기의 지배방정식들을 계산하기 위해 유한 체적법을 사용하였으며, 패드의 틸팅각, 저널의 정적 평형 위치를 찾기 위해 Newton-Raphson법을 사용하였다. 지배 방정식에 대한 경계조건 및 기타 유향유의 물성치들은 참고문헌[10]에 기술되어 있다.

2-3. 파워 터빈 구동 실험

Fig. 3은 파워 터빈과 감속기, 발전기로 구성된 파워 터빈 모듈을 나타낸다. 각 구성품들은 커플링을 통해 연결된다. 파워 터빈과 감속기에는 유향유 공급을 위해 유향유 공급라인이 설치되어 있다. 또한, 파워 터빈과 감속기에서 온도가 상승된 후 외부로 배출된 오일은 수냉식 냉각 장치를 통해 냉각시켜 베어링으로 공급되는 유향유 온도를 일정하게 유지할 수 있도록 시스템을 구성하였다.

파워 터빈의 구동 실험은 현재 초임계 CO₂용 시험 루프제작이 완료되지 않았으므로 고온 고압의 공기를 이용하여 수행하였다. 실험 시 발전기의 부하가 없는 상태에서 수행하였으며, 압축기에서 가압된 공기를 전기 Heater를 통과시켜 온도를 상승시킨 후 이를 파워 터빈으로 공급하여 터빈을 회전시키는 방식으로 실험을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 베어링 열유향 해석 결과

Fig. 4는 열유향 해석을 통해 예측된 파워 터빈의 정적 회전속도(30,000 rpm)에서의 각 패드 축 방향 중심에서의 압력과 패드 표면 온도를 나타낸다. Bearing 1, 2는 각각 Fig. 1에서 터빈휠과 터빈휠 반

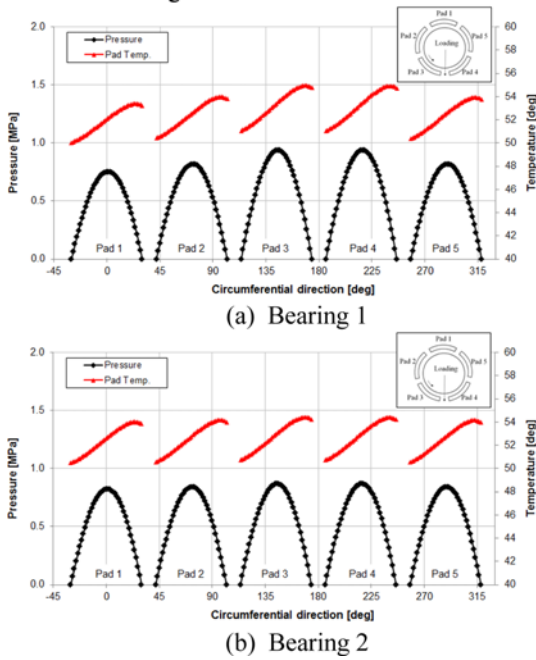


Fig. 4. Pressure and pad temperature.

대쪽에 위치한 베어링이다. 그림에 표기된 패드 번호는 Fig. 4에 함께 표시하였다.

해석 결과 Bearing 1, 2 모두 하중을 지지하는 패드인 Pad 3, 4의 압력이 상부 패드보다 크게 발생하는 것을 볼 수 있으며, 패드 표면 온도는 윤활유 공급 온도인 40 °C 보다 10~15 °C 정도 높게 예측되었다. 또한, Bearing 1의 패드 표면 온도가 Bearing 2의 패드 표면 온도보다 1 °C 정도 높게 예측되었는데, 이는 Bearing 1 이 터빈휠에 가까이 위치하고 있기 때문에 베어링에 작용하는 하중이 Bearing 2 보다 상대적으로 크기 때문으로 판단된다.

파워터빈은 터빈입구에 공급되는 초임계 CO₂의 온도가 250 °C의 고온 조건에서 운전되기 때문에 윤활유의 점성 마찰에 의해 베어링 내부에서 발생하는 열을 외부로 빠르게 배출하는 것이 필요하다. 이를 위해 패드를 열전도도가 높은 Copper 합금으로 제작하는 것을 고려하였으며, 이에 대한 검토를 위해 패드가 Steel 합금으로 제작된 경우($k_p=50 \text{ W/m}^2\text{C}$)와 Copper 합금으로 제작된 경우($k_p=320 \text{ W/m}^2\text{C}$)에 대해 해석을 수행하였다. 두 가지 경우 모두 패드 전체가 Steel 합금 또는 Copper로 제작되며, 패드 상부에 White metal이 코팅된다.

Fig. 5는 패드를 각각 Steel 합금과 Copper 합금으로 제작하였을 경우, 회전속도에 따른 패드의 최고 온도

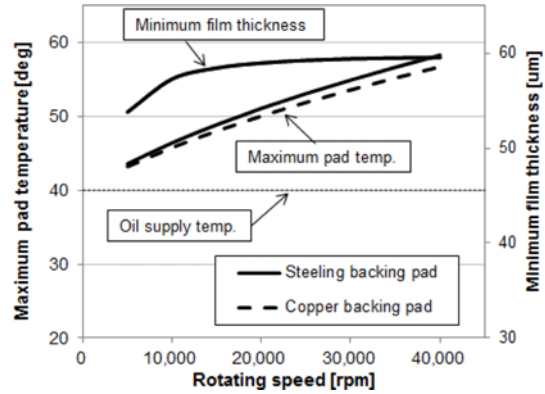


Fig. 5. Maximum pad temperature and minimum film thickness for various speed.

와 최소 유막두께를 나타낸다. 패드를 Copper 합금으로 제작한 경우 패드의 높은 열전도도로 인하여 Steel 합금으로 제작했을 경우보다 모든 회전속도에서 패드 온도가 낮게 예측되었으며, 정격속도인 30,000 rpm에서 Copper 합금 패드가 Steel 합금 패드보다 1 °C 정도 최고 온도가 낮게 예측되었다. 최소 유막두께는 Steel 합금과 Copper 합금 패드가 모든 회전속도에서 유사하게 나타났으며, 회전속도 5,000rpm에서도 50 mm 이상으로 예측되어, 하중 조건에서 회전축이 충분히 부상할 것으로 판단되었다.

상기의 열유할 해석을 통해 Table 1의 베어링 설계 안에 큰 문제가 없을 것으로 판단하였다. 또한, Steel 합금 패드와 Copper 합금 패드의 온도 예상치의 차이가 크지 않았지만, 파워 터빈의 설계점 이상의 고온 조건에서의 운전에도 대비하기 위해 Copper 합금 패드로

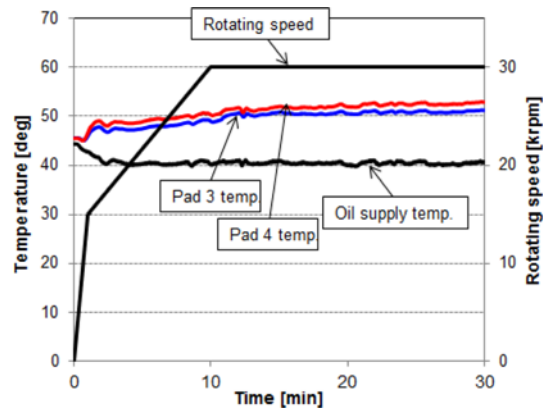


Fig. 6. Rotating speed and measured oil temperature.

Table 2. Predicted and measured pad temperatures

Properties	Prediction	Measurement	Difference
Pad 3	54.0 °C	51.2 °C	5%
Pad 4	54.1 °C	52.9 °C	2%

틸팅패드 베어링을 제작하여 파워 터빈에 적용하였다.

3.2. 파워 터빈 구동 실험 결과

Fig. 6은 파워 터빈 구동 실험시 측정된 Bearing 1의 온도를 나타낸다. 파워 터빈의 구동은 초기 상온의 압축공기로 15,000 rpm까지 회전 속도를 증가시킨 후, 전기 heater를 통해 터빈으로 공급되는 공기의 온도를 250 °C가 되도록 하였다. 이후, 압축공기의 유량을 증가시켜 회전 속도를 30,000 rpm까지 증가시킨 후 동일한 회전 속도에서 20분 동안 유지시키는 과정으로 실험을 수행하였다. 베어링에 공급되는 윤활유의 온도는 냉각수 유량을 조절하여 40 °C로 유지되도록 하였다. Fig. 6에 함께 표기된 패드 온도는 선단에서 75% 위치에 설치한 온도 센서를 통해 측정된 결과이다.

패드의 온도는 정격 속도인 30,000 rpm 도달 후 10분 정도 후에 온도 변화가 거의 없는 정상 상태에 도달하였으며, 실험을 진행하는 동안 안정적으로 유지되는 것을 확인할 수 있었다. 정상상태 패드 온도들은 모두 윤활유 공급 온도 보다 10 °C 정도 높게 측정되었으며, Pad 4의 온도가 Pad 3의 온도 보다 2 °C 정도 높게 측정되는 현상이 관찰되었다. Table 2는 실험을 통해 측정된 Pad 3, 4의 정상 상태 온도와 열유햄 해석을 통해 예측된 온도를 나타낸다. Table에서 볼 수 있듯이 실험을 통해 측정된 패드 온도는 5% 범위 내에서 예측 값과 잘 일치함을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

본 연구에서는 초임계 CO₂ 발전용 파워 터빈의 회전축을 지지하는 틸팅패드 베어링의 온도 특성을 예측하기 위해 열유햄 해석을 수행하였으며, 파워 터빈의 구동 시험을 통해 측정된 패드 온도와의 예측 결과를 비교하였다.

베어링 설계 안을 바탕으로 열유햄 해석을 수행한 결과 하중을 지지하는 하부 패드의 온도가 상부 패드 보다 높게 예측되었으며, 패드 표면의 최대 온도는 윤활유 공급 온도 보다 15 °C 정도 높게 예측되었다. 또

한, 패드를 Copper 합금 패드로 제작할 경우 Steel 합금 패드로 제작한 경우에 비해 파워 터빈의 정격 속도에서 패드 최대 온도를 1 °C 정도 저감시킬 수 있을 것으로 예측되었다. 제작된 베어링을 파워 터빈에 장착 후, 고온 고압의 공기를 이용하여 수행한 회전시험을 통해 베어링의 온도가 정격 속도까지 안정적으로 유지되는 것을 확인할 수 있었으며, 회전시험을 통해 측정된 패드 온도는 해석을 통해 예측된 온도와 5% 범위 내에서 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다.

Acknowledgements

본 연구는 한국기계연구원 기관 고유사업을 통해 수행되었습니다.

References

- [1] Bae, Y., Cho, J., Shin, H., Lee, K., "A supercritical carbon dioxide cycle power cycle technology", *J. of KSME*, Vol. 58, pp. 28-32, 2018.
- [2] Turchi, C., Ma, Z., Wagner, M., "Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems", *J. of Sol. Energy Eng.*, Vol. 135, pp. 041007, 2013.
- [3] S. Cho, M. Kim, S. Baik, Y. Ahn, J. Lee, "Investigation of the bottoming cycle for high efficiency combined cycle gas turbine system with supercritical carbon dioxide power cycle", Turbo Expo, Montreal, Canada, June, 2015.
- [4] Huck, P., Freund S., Lehar, M., Peter, M., "Performance comparison of supercritical CO₂ versus steam bottoming cycles for gas turbine combined cycle applications", The 5th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles, San Antonio, Texas., U.S.A., March, 2016.
- [5] Kus, B., Neks, P., "Development of one-dimensional model for initial design and evaluation of oil-free CO₂ turbo-compressor", *Int. J. of Refrig.*, Vol. 134, pp. 2079-2090, 2013.
- [6] Pecnik, R., Rinaldi, E., and Colonna, P., "Computational fluid dynamics of radial compressor operating with supercritical CO₂", *J. of Eng. Gas Turbines and Power*, Vol. 134, pp. 122301, 2013.
- [7] D. Lee, B. Kim, H. Lim, M. Park, D. Kang, B. Choi, "Rotordynamic characteristic analysis for axial turbine for the 10 mw super-critical CO₂ cycle application", *The KSFM J. of Fluid Machinery*, Vol. 21, pp. 13-18, 2018.
- [8] H. Lim, J. Park, E. Yoon, "Introduction to the core

- fluid machinery for a supercritical carbon dioxide cycle power cycle application”, *J. of KSME*, Vol. 58, pp. 33-37, 2018.
- [9] D. Lee, B. Kim, “Bearing and rotordynamic performance analysis of a 250 kW reduction gear system”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 32, No. 4, pp. 107-112, August, DOI: 10.9725/kstle-2016.32.4.107, 2016.
- [10] D. Lee, K. Sun, “Thermohydrodynamic analysis and pad temperature measurement of a tilting pad journal bearing for a turbine simulator”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 33, No. 3, pp. 112-118, June, DOI: 10.9725/kstle-2017.33.3.112, 2016.