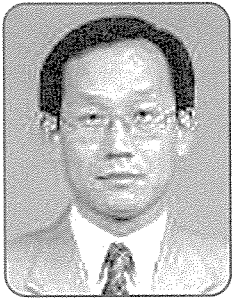


상부패드의 형상변경을 통한 증기터빈용 Anti-spragging 틸팅패드 저널베어링 개발(Ⅱ-2)



두산중공업(주)
증기터빈 기본설계팀
팀장 나운학
Tel : (055)278-8150

5. 실험 결과 및 고찰

본 연구에서는 상부패드의 절대적인 spragging 특성을 규명하기 위하여 패드의 선단부에 가속도 센서를 설치하고 이를 통해서 검출되는 전기적 신호를 주파수 분석하였다. 실험을 수행한 결과, 3개의 상부패드에서 얻어진 spragging 특성은 전반적으로 거의 유사한 경향을 보였다. 따라서 본 연구에서는 3개의 상부패드 중에서 spragging 특성이 가장 뚜렷하게 관찰되는 No.2 패드에서 얻어진 실험결과를 중심으로 상부패드의 spragging 특성을 평가하고자 한다.

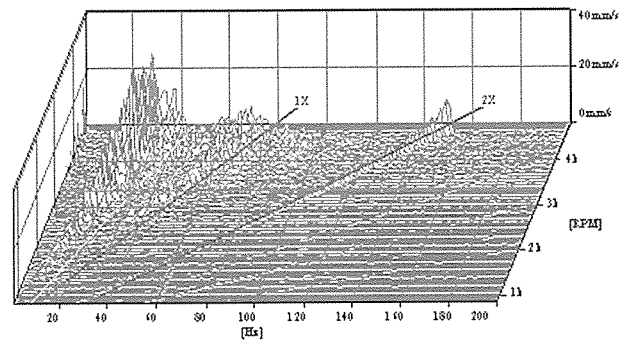
5.1 기존 모델의 spragging 특성

[그림 8]은 기존 모델(Fig.6-a)에 대한 실험결과로서 $Q_s = 70 \text{ l/min}$, $WL = 10 \text{ kN}$ 의 실험조건 하에서 가속도 센서로부터 측정된 No. 2 패드의 spragging 주파수와 진폭의 변화를 회전속도(N)의 증가에 따라 나타낸 cascade plot이다.

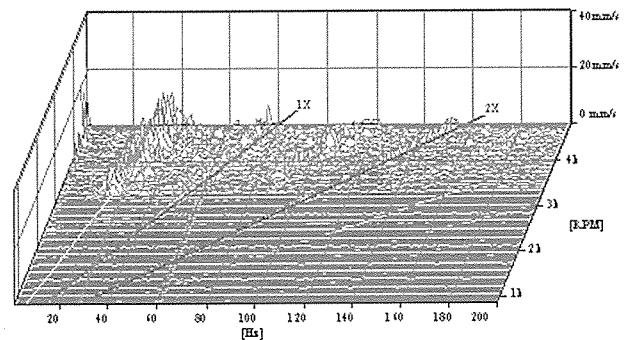
회전속도가 증가함에 따라 약 2,000rpm에서부터 회전동기 진동성분(1X)과 구별되는 sub-synchronous 진동주파수(약 0.4X ~ 0.6X) 성분들이 크게 성장함을 볼 수 있는데, 이것이 패드의 spragging 진동 성분이다. 이 경우, spragging 주파수는 회전속도가 증가함에 도 불구하고 크게 변하지 않으며 spragging 진폭은 회전속도가 증가함에 따라 크게 성장하는 자려진동

(self-excited vibration)의 경향을 보인다.

Yang(12,13) 등은 저널에 설치되어 있는 압력 및 변위센서로부터 측정되는 유막압력과 유막두께의 변화를 실시간으로 측정하여 [그림 8]의 sub-synchronous 진동주파수가 서서히 성장하는 시점에서 상부패드는 정적 평형상태를 유지하지 못하고 피벗에 대하여 연속적으로 교번하게 됨을 시각적으로 증명하였다. 이를 통해서 베어링이 장시간 연속운전 될 경우, 상부패드는 고속으로 회전하는 저널과 상호 충돌하여 babbitt metal이 궁극적으로 파손될 수 있음을 보였다.



[그림 8] Variation of the spragging characteristics of the conventional model (No.2-pad) with the shaft speed ($Q_s=70 \text{ l/min}$, $WL=10 \text{ kN}$)



[그림 9] Variation of the vibration of the rotor-bearing system with the shaft speed for the conventional model ($Q_s=70 \text{ l/min}$, $WL=0 \text{ kN}$)

아울러 기존 모델의 상부패드는 부하하중이 감소함에 따라, 공급유량이 증가함에 따라 spragging 진폭은 크게 감소되며, 초기 spragging 발생속도는 더 높은 회전속도에서 발생함을 규명하였다.

[그림 9]는 기존 모델(그림 6-a)에 대한 실험결과로서 $Q_s=70$ l/min, $WL=0$ kN의 실험조건 하에서 베어링 케이싱에 수평방향으로 설치된 변위센서로부터 측정된 로터축계-베어링계의 진동주파수와 진폭의 크기를 나타낸 그림이다. 회전속도가 증가함에 따라 sub-synchronous 진동주파수 성분들이 크게 성장함을 볼 수 있는데, 이 진동 성분들은 바로 상부패드의 spragging에 의해 로터축계-베어링계가 가진 되어 나타나는 진동성분으로 평가할 수 있다.

5.2 상부패드의 spragging 발생 개념적 이해

본 연구의 목표는 상부패드의 spragging 현상을 거의 완벽하게 방지할 수 있는 매우 간단하면서 효과적인 방안으로서 상부패드의 형상변경 모델을 제시하는 것이다. 이를 위해서는 상부패드의 spragging 발생 메커니즘을 정확하게 이해하는 것이 무엇보다 중요하다.

본 연구에서는 형상변경 모델 개발을 위한 기본 아이디어를 얻고자 선행 이론적⁽¹⁴⁾ 및 실험적^(13,15) 연구를 통해 규명된 패드의 spragging 발생 메커니즘의 일부 개념적 사항을 기술하고자 한다.

즉, 상부패드는 하부패드와는 달리 패드의 자체 하중 만에 의해 유막압력이 발생되기 때문에 베어링의 운전 중 정적 평형상태가 유지 되도록 하기 위해서는 패드의 선단부(leading edge part)에 충분한 동압이 발생되어 패드와 저널 사이의 유막형상이 항상 쐐기형상(wedge shape)을 유지할 수 있어야 한다.⁽⁸⁾

만약 베어링이 운전되는 정격회전속도에서 상부패드의 선단부에 충분한 동압(hydrodynamic pressure) 발생을 위해 요구되는 적절한 공급유량이 제공되지 못할 경우에는 상부패드의 유막은 쐐기형상을 유지하지 못하고 발산형상(diverged shape)으로 변경되어져, 궁극적으로 패드의 선단부는 회전하는 저널과의 간극이 순간적으로 가까워지게 된다. 이 경우, 연속적으로 공급되는 유량에 의해 패드 선단부에는 반발 압력이 발생되어 유막의 형상은 다시 쐐기형상으로 복원되지만, 불충분한 공급유량에 의한 패드 선단부의 미흡한

동압은 또 다시 상부패드의 유막형상을 발산형상이 되게 함으로써 결국 상부패드는 베어링의 운전 중 연속적으로 교번하게 되는 spragging 현상을 경험하게 된다.

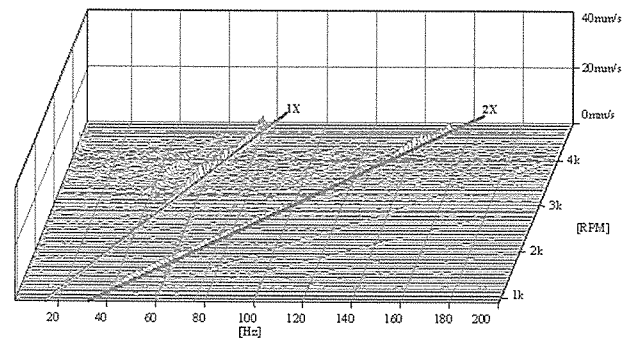
따라서 공급유량은 상부패드의 spragging 현상을 제어할 수 있는 주요한 운전변수 중의 하나이므로 Yang^(12,13) 등은 공급유량 증대에 따른 상부패드의 spragging 특성에 관한 연구를 수행하고, 실제로 상부패드의 spragging 특성은 공급유량과 밀접한 관계가 있으며, 공급유량의 증대에 따라 spragging이 발생하는 회전속도가 크게 증가하고 또한 spragging 진폭이 크게 감소함을 규명하였다.

그러나 spragging을 방지하기 위한 별도의 과학적인 접근 없이 단순히 공급유량만을 증대시키는 것은 베어링의 운전효율을 향상시키고자 하는 최근의 베어링 개발 방향과 상반되며, 로터의 회전속도가 크게 증가하게 되면 패드면에 작용하는 전단마찰력(shear friction)의 급격한 증가로 인해 spragging 방지에 한계가 있음을 이론 및 실험연구를 통해서 규명하였다.^(13,14) 따라서 공급유량 증가만을 통한 상부패드의 spragging 방지 방안은 실제 적용에 있어서 여러 가지 어려움이 따른다.

상부패드의 spragging 메커니즘 규명을 위한 전단마찰력에 대한 평가는 선행연구⁽¹⁴⁾ 결과에서 자세하게 기술하였으므로 생략하기로 한다.

5.3 형상변경 모델의 spragging 특성

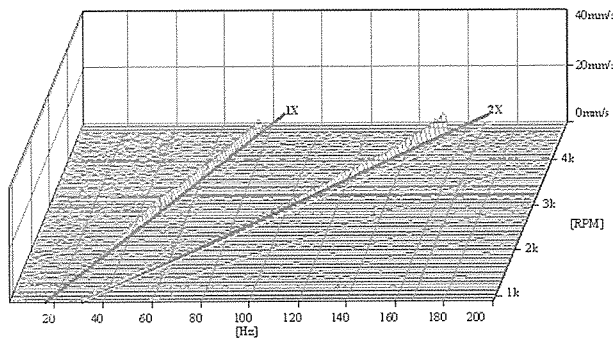
지금까지의 연구결과를 종합해 볼 때, 상부패드의 spragging 현상을 방지하기 위해서는 패드의 선단부에 충분한 동압이 발생될 수 있도록 하여 베어링의



[그림 10] Variation of the spragging characteristics of the modified model(No.2-pad) with the shaft speed ($Q_s=70$ l/min, $WL=10$ kN)

운전 중, 상부패드의 유막형상이 항상 썬기형상을 유지할 수 있도록 설계해야 함을 알 수 있다. 본 연구에서는 선행 연구에서 제시된 방안들^(10~14)과는 차별화되는 새로운 방안으로서 상부패드의 형상변경 모델을 제시하고 이에 대한 spragging 특성을 평가하고자 한다.

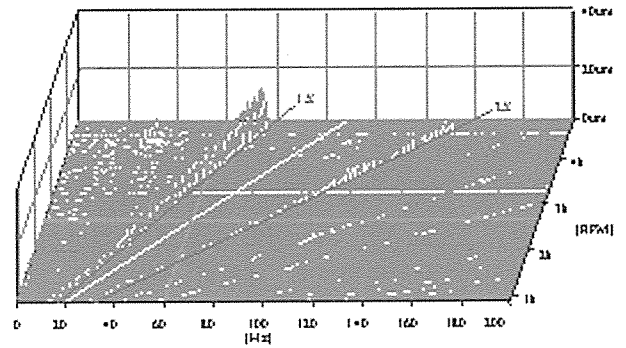
[그림 10]은 형상변경 모델(그림 6-b)에 대한 실험 결과로서 기존 모델과 동일한 실험조건($Q_s=70$ l/min, $WL=10$ kN) 하에서 가속도 센서로부터 측정된 No. 2 패드의 spragging 주파수와 진폭의 변화를 회전속도(N)의 증가에 따라 나타낸 cascade plot이다. [그림 8]의 기존 모델에 대한 실험결과와 비교하면 약 2,000rpm 부근에서 발생하기 시작하여 회전속도의 증가에 따라 진동 진폭이 크게 성장하는 sub-synchronous 진동 성분이 전 회전속도(750~4,600rpm) 구간에서 거의 확인이 되지 않을 정도로 현저히 낮아졌음을 알 수 있다.



[그림 11] Variation of the spragging characteristics of the modified model(No.2-pad) with the shaft speed ($Q_s=40$ l/min, $WL=10$ kN)

[그림 11]은 형상변경 모델에 대한 spragging 발생 한계를 확인하고자 $WL=10$ kN에 대하여 공급유량(Q_s)을 실험 장치의 최저 공급 조건인 40 l/min로 낮추어 실험한 결과를 보여 주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 공급유량을 크게 감소시킴으로써 spragging의 발생 확률을 크게 높였음에도 불구하고 형상변경 모델에서는 spragging 현상이 거의 발생하지 않음을 알 수 있다.

[그림 12]는 형상변경 모델(그림 6-b)에 대한 실험 결과로서 Fig.9의 기존 모델과 동일한 실험조건($Q_s=70$ l/min, $WL=0$ kN) 하에서 베어링 케이싱의 수평방향으로 설치된 변위센서로부터 측정된 로터축계-베어링계의 진동주파수와 진폭의 크기를 나타낸



[그림 12] Variation of the vibration of the rotor-bearing system with the shaft speed for the modified model ($Q_s=70$ l/min, $WL=0$ kN)

그림이다. [그림 9]의 기존 모델에 대한 실험결과와 비교하면 상부패드의 spragging에 의해 로터축계-베어링계가 가진되어 나타나는 sub-synchronous 진동성분은 거의 측정되지 않음을 알 수 있다. 이는 형상변경 모델에 의해 상부패드의 spragging 현상이 방지됨으로써 로터-베어링계를 가진시키는 가진력이 미약해졌기 때문이다.

따라서 상부패드의 spragging을 방지하게 되면 베어링 자체의 파손 방지는 물론 로터-베어링계의 불필요한 진동을 감소시킬 수 있게 되어, 회전축계의 전체적인 동적안정성을 크게 향상시킬 수 있음을 실험을 통하여 알 수 있게 되었다.

5.4 형상변경 모델의 spragging 방지 메커니즘

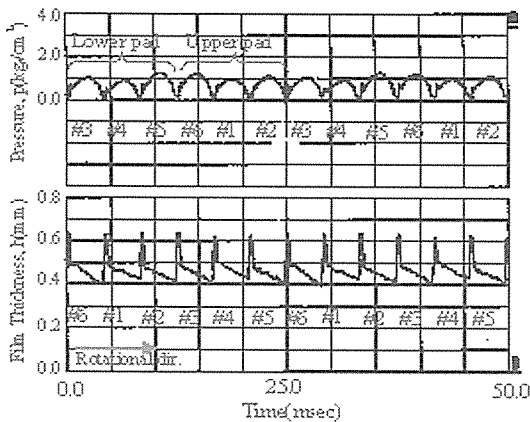
본 연구에서 제시한 형상변경 모델은 상부패드의 spragging 현상을 베어링의 전 운전영역에서 충분히 방지할 수 있는 매우 유용한 방안임이 실험을 통해서 증명되었다. 이는 베어링의 운전 중, 소량의 공급유량으로도 상부패드의 선단부에 충분한 동압이 발생될 수 있도록 [그림 6-b]에 제시된 바와 같이 인위적인 썬기형 홈을 패드의 선단부에서부터 중앙부까지 설계/가공하였기 때문이다.

여기서 썬기형 홈의 폭을 패드의 전체 폭에 대하여 약 2/3 정도로 설계한 이유는 [그림 7]의 형상변경 모델의 3차원 그림에서 볼 수 있듯이 썬기형 홈의 양쪽 가장자리 턱이 일종의 오일 팬스 역할을 하여 썬기형 홈으로 유입되는 공급유량의 측면 누유량을 최소화시킴으로써, 패드의 선단부에 최대한 큰 동압이 발생될 수 있도록 고려한 것이다.

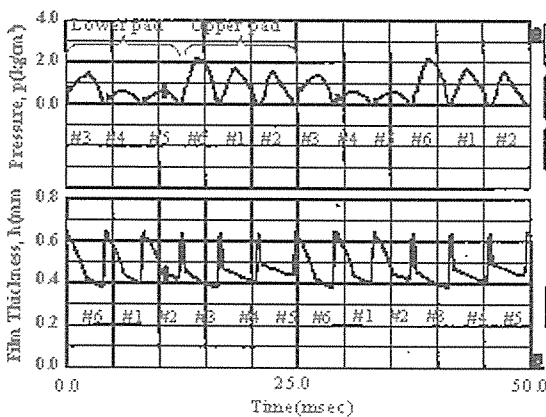
[그림 13-a] 및 [그림 13-b]는 기존 모델 및 형상

변경 모델에 대하여 $Q_s=70$ l/min, $WL=0$ kN, $N=2,400$ rpm의 동일한 실험조건 하에서 베어링 중앙면의 원주방향으로의 유막압력(p)과 유막두께(h)의 분포를 나타낸 그림이다. 2장에서 기술하였듯이 변위 센서와 압력센서와의 설치각 차이 때문에, 유막압력과 유막두께의 신호 사이에는 180도의 위상차가 존재함을 볼 수 있다.

베어링이 무부하 조건($WL=0$ kN)에서 운전되는 것은 베어링과 저널이 동심인 상태에서 운전되는 것을 의미하므로, 이론적으로 각 6개의 패드에 작용하는 유막압력 및 유막두께의 분포는 서로 같아야 한다.



[그림 13-a] Circumferential distributions of the film pressure and the film thickness in the mid-plan for the conventional model($Q_s=70$ l/min, $WL=0$ kN, $N=2,400$ rpm)



[그림 13-b] Circumferential distributions of the film pressure and the film thickness in the mid-plan for the modified model($Q_s=70$ l/min, $WL=0$ kN, $N=2,400$ rpm)

[그림 13-a]는 각 6개의 패드 형상이 동일한 기존 베어링 모델의 실험결과인데, 상부 및 하부패드에 작용하는 유막압력의 크기와 유막두께의 분포는 각각

거의 비슷한 상태에서 운전되고 있음을 볼 수 있다. 즉, 본 연구를 위해 설계/제작한 베어링 실험장치는 무부하 운전조건을 아주 양호하게 구현할 수 있음을 알 수 있다.

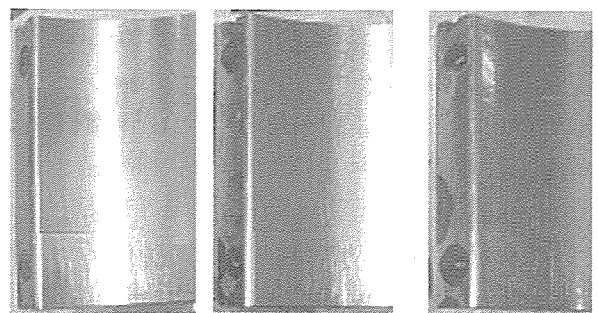
반면, 형상변경 모델의 경우는 [그림 13-b]에서 볼 수 있는 바와 같이 상부패드에 작용하는 유막압력이 하부패드에 비해 약 2배 이상의 큰 유막압력이 형성됨을 볼 수 있다. 이와 같은 결과가 나타난 이유는 썸기형홈에 의해 상부패드의 선단부에 발생하는 유막압력이 기존 모델의 형상을 가진 하부패드의 유막압력에 비하여 훨씬 크게 작용되었기 때문이다.

6. 실제 현장 적용을 통한 실증 검증

본 연구에서는 패드의 선단부에 썸기형상의 홈을 가공한 새로운 베어링 모델이 기존 베어링 모델에서 발생하는 패드 spragging 현상을 충분히 방지할 수 있음을 실험적으로 증명하였다. 이를 통해 형상변경 모델을 실제 현장 적용하기 위한 기술적 타당성을 구축하였다.

따라서 상부패드의 spragging에 의해 베어링 파손이 지속적으로 발생해 오고 있는 실제 화력 500MW급 및 800MW급 고/중압 터빈용 틸팅패드 저널베어링에 대하여 본 연구에서 개발한 형상변경 모델을 적용하고 1년간 연속운전을 수행 후 상부패드의 손상여부를 평가하였다.

[그림 14]는 형상변경 모델을 최초 적용한 화력 500MW급 터빈용 틸팅패드 저널베어링에 대하여 1년간 연속운전을 수행 후 분해/점검한 사진이다. [그림 1]에서 제시된 사진과는 달리 상부패드의 양쪽 가장 자리에서 발생하는 babbitt metal의 탈락 및 locking



[그림 14] Status of modified bearing model after 1 year operation at the 500MW fossil power plant

pin의 절단 등과 같은 손상은 전혀 발견되지 않았음을 볼 수 있다. 물론 800MW급 터빈에 적용한 형상변경 모델에서도 그 건전성을 확인할 수 있었다.

결과적으로 본 연구에서 개발한 형상변경 베어링 모델은 기존 베어링의 상부패드에서 발생한 과도한 spragging 현상에 의해 지난 수십 년간 지속적으로 발생되어 온 베어링의 파손을 거의 완벽하게 방지할 수 있음을 실증 검증함으로써 그 신뢰성을 확보할 수 있게 되었다.

따라서 본 연구를 통해서 개발된 새로운 형상변경 베어링 모델은 향후 설계/제작되는 신규 터빈 및 개보수 터빈용 베어링에 적용 예정이며 “Anti-spragging 틸팅패드 저널베어링”이란 제품명을 갖게 된다.

7. 결론

증기터빈용 대형 틸팅패드 저널베어링에서 발생하는 상부패드 spragging에 의한 베어링 파손을 방지할 수 있는 새로운 형상변경 베어링 모델을 개발하기 위하여 실제 베어링과 거의 유사한 베어링 실험장치(6-pad LOP type)를 설계/제작하고, 실험을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 기존 베어링 모델의 경우에 대하여 상부패드에 설치한 가속도 센서로부터 얻어진 전기적 신호를 주파수 분석한 결과, 상부패드는 회전속도가 증가함에 따라 sub-synchronous 진동주파수(약 0.4X ~ 0.6X)로 피복에 대하여 연속적으로 교번하는 spragging 현상이 발생됨을 알 수 있었다. 이 spragging 현상에 의해 상부패드는 고속으로 회전하는 저널과 상호 충돌하여 장시간 연속운전 할 경우, babbitt metal이 파손되며 로터축계-베어링계는 가진되어 큰 진동이 유발될 수 있음을 보였다.
- (2) Spragging 현상을 방지할 수 있는 간단하면서 효과적인 방안으로서 선행연구에서 제시된 방안과는 차별되는 패드의 선단부에 췌기형상의 홈을 가지는 형상변경 베어링 모델을 제시하고, 기존 베어링 모델 대비 spragging 발생 확률을 크게 높이는 실험 조건 하에서도 spragging 현상은 거의 발생하지 않음을 실험적으로 증명하였다.
- (3) 무부하 운전 조건 하에서의 각 패드들에 대한 유

막압력 및 유막두께의 분포를 측정/평가하여 형상변경 베어링 모델에 대한 spragging 방지 메커니즘을 규명하였다. 이를 통해 형상변경 베어링 모델을 현장 적용하기 위한 기술적 타당성을 구축하였다.

- (4) 본 연구에서 개발된 형상변경 베어링 모델을 실제 화력 고/중압 터빈에 1년간 연속운전을 수행 후·상부패드의 손상여부를 평가한 결과, 기존 베어링의 상부패드에서 지난 수십 년간 발생해 온 베어링 파손은 전혀 발생되지 않음을 실증 검증하였다.
- (5) 본 연구를 통해서 개발된 새로운 형상변경 베어링 모델은 향후 설계/제작되는 신규 터빈 및 retrofit 터빈용 베어링에 적용 중이며, “Anti-spragging 틸팅패드 저널베어링”이란 제품명을 갖게 된다.

참고문헌

- (1) Wilcock, D. F., and Pinkus, O., 1985, “Effects of Turbulence and Viscosity Variation on the Dynamic Coefficients of Fluid Film Journal Bearing,” ASME Journal Tribology, Vol. 107, pp. 256-262.
- (2) Knight, J. D., and Barret, L. E., 1988, “Analysis of Tilting Pad Journal Bearings With Heat Transfer Effects,” ASME Journal Tribology, Vol. 110, pp. 128-133.
- (3) Hopf, G., and Schuler, D., 1989, “Investigations on Large Turbine Bearings Working Under Transitional Conditions Between Laminar and Turbulent Flow,” ASME Journal Tribology, Vol. 111, pp. 628-634.
- (4) Wilcock, D. F., and Booser, E. R., 1990, “Thermal Behavior in Tilting Pad Journal Bearing,” STLE Tribology Transaction, Vol. 33, No. 2, pp. 247-253.
- (5) Booser, E. R., and Missana, A., 1970, “Performance of Large Steam Turbine Journal Bearings,” ASLE Transaction, Vol. 13, pp. 262-268.
- (6) Harangozo, A. V., Stolarski, T. A., and Gozdawa, R. J., 1991, “The Effect of Differential Lubrication Methods on the Performance of a Tilting Pad Journal Bearing,” STLE Tribology Transaction, Vol. 34, pp. 529-536.
- (7) Dmochowski, W., Brockwell, K., DeCamillo, S., and Mikula, A., 1993, “A Study of the Thermal Characteristics of the Leading Edge Groove and Conventional Tilting Pad Journal Bearings,” ASME Journal of Tribology, Vol. 115, pp. 219-226.

- (8) Ha, H. C., Kim, H. J., and Kim, K. W., 1995, "Inlet Pressure Effects on the Thermohydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing," ASME Journal of Tribology, Vol. 117, pp. 160-165.
- (9) McCloskey H. Thomas, 1995, "Trouble shooting Bearing and Lube Oil system Problem," Proceeding of 24th Turbo-machinery Symposium, The Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas.
- (10) Froud Y. Zeidan, Donald J. Paquette, 1994, "Application of High Speed and High Performance Fluid Film Bearings in Rotating Machinery," Proceeding of 23rd Turbomachinery Symposium, The Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas.
- (11) M. L. Adams, S. Payandeh, 1982, "Self-Excited Vibration of Statically Unloaded Pads in Tilting-Pad Journal Bearing," ASME/ASLE Joint Lubrication Conf., Oct. 5-7, No. 82-Lub-31.
- (12) 양승헌, 김재실, 하현천, 2002, "틸팅패드 저널베어링의 패드 Spragging 특성에 관한 실험적 연구," 한국윤활학회, Vol. 18, No. 5, pp. 357-363
- (13) 양승헌, 나운학, 박희주, 박철현, 김재실, 2003, "LOP형 6-패드 틸팅패드 저널베어링의 상부패드 spragging 특성 연구," 한국소음진동공학회, Vol. 13, No.6, pp. 467-473.
- (14) 양승헌, 박철현, 나운학, 김재실, 하현천, 2004, "예압변경을 통한 틸팅패드 저널베어링의 패드 spragging 방지에 관한 연구," 한국소음진동공학회, Vol. 14, No.4, pp. 344-351.
- (15) Yang, S. H., Park, H. J., Kim C., Ha, H. C., 2004, "Experimental Study on Characteristics of the Pad Spragging in a Tilting Pad Journal Bearing," STLE, 59th Annual Meeting, Toronto, Ontario, Canada, May 17-20.

샤프龜山工場 열병합발전시스템

* 본 자료는 일본 열병합발전센터 자료에서 발췌·번역한 것임

1. 머리말

1.1 공장개요

龜山工場은 三中縣 龜山市에 위치하고 대형액정 TV를 생산하는 공장으로 2004년 1월에 가동을 시작하였다. 본 공장의 특징은 세계에서 최초로 액정 패널의 생산으로부터 액정TV의 조립까지 일관생산을 하는점이다. 이로 인하여 액정기술과 TV영상기술의 집적화가 도모되어 개발설계·생산효율이 높은것은 물론 환경면의 효과로 운반용 梱包材의 삭감, 운반차량의 CO₂ 배출삭감이 기대된다.

【龜山工場의 개요】

- 부지면적 : 약 330,000m²
- 延床면적 : 약 243,000m²

- 구조종류 : 철골조 5층건물
- 인 원 : 약 1000인 (2004년1월 현재)



[그림-1] 龜山工場

1.2 도입의 경위

당사에서는 자사의 공장에 대하여 21개의 환경성능