

대형 틸팅패드 저어널베어링의 성능에 미치는 온도상승 및 난류의 효과에 관한 연구

하현천 · 김경웅

한국과학기술원 정밀공학과

A Study on the Effects of Temperature Rise and Turbulence on the Performance of Large Tilting Pad Journal Bearings

Hyun-Cheon Ha and Kyung-Woong Kim

Department of Precision Engineering and Mechatronics
Korea Advanced Institute of Science and Technology

Abstract—The thermohydrodynamic performance of large tilting pad journal bearings is analyzed, taking into account the three dimensional variation of lubricant viscosity. The eddy viscosity model based on wall formula is applied. The effects of temperature rise and turbulence on the bearing performance are studied in comparison with the isothermal or the laminar analysis. It is shown that these effects have significant influence on temperature distribution, load capacity and power loss of the bearing.

1. 서 론

최근에 국내 뿐만 아니라 전세계적으로 전력 수요가 급증하고 있는 추세에 따라 보다 고속 안정성 특성이 우수하고, 시스템의 효율이 향상된 터빈발전기 시스템을 개발하기 위한 연구가 활발히 수행되고 있다. 특히 시스템의 기계적 효율을 향상시키기 위한 방안으로 운전 조건에 보다 적합한 베어링 선정에 대한 관심이 많아지고 있다. 이러한 관점에서 고속 안정성은 우수하지만, 비교적 손실 동력이 많은 대형 고속 틸팅패드 저어널베어링의 운전 특성에 대한 보다 정확한 설계자료가 요구되어 지고 있다.

대형 틸팅패드 저어널베어링은 고속 안정성 특성이 우수한 베어링으로서 시스템의 안정성이 매우 중요시되는 터빈발전기 등 대형 고속 회전기계에 많이 사용되고 있다. 그런데 대형 틸팅패드 저어널베어링은 유막에서 발생하는 온도상승이 매우 많고, 거의 난류 영역에서 운전되기 때문에 이 베어링의 정확한 운전 특성이 잘 알려지지 않은 상태이다[1-10].

유막의 온도상승이 많은 대형 고속 저어널베어링에서는 운전 중에 베어링면의 온도, 특히 국부적인

최대 온도만에 의해서도 베어링이 파손되어질 수 있기 때문에 베어링의 온도상승과 이에 따른 성능 변화를 정확하게 예측하는 것은 매우 중요하다. Kim 등[4]은 틸팅패드 추력베어링에서 유막두께 방향으로의 점도 변화를 고려한 3차원 열유체해석이 베어링의 온도분포를 보다 정확하게 예측하며, 엄밀한 성능 예측이 가능하다고 제시하였다. 그리고, 터빈발전기용 대형 저어널베어링은 대부분 난류영역에서 운전되고 있다 [1-10]. 난류가 발생하는 임계속도는 레이놀즈수, 즉 유체의 점성 및 저어널면의 속도에 의존하기 때문에 난류유동과 유막의 온도상승과는 서로 밀접한 관계가 있다. Hopf & Schuler[8]는 대형 틸팅패드 저어널 베어링에 대한 실험적 연구에서 유동상태에 따라 베어링의 온도분포가 서로 달라진다고 발표하였다. 베어링에서 난류가 발생하는 임계속도는 레이놀즈수, 즉 유체의 점성 및 저어널면의 속도에 의해 결정되기 때문에 난류와 유막의 점성과는 서로 밀접한 관계에 있다. 그럼에도 불구하고, 대부분의 유체 윤활 연구에서 온도상승과 난류는 서로 독립적으로 고려되어 왔다[1-7].

대형 틸팅패드 저어널베어링은 구조적으로 유동상

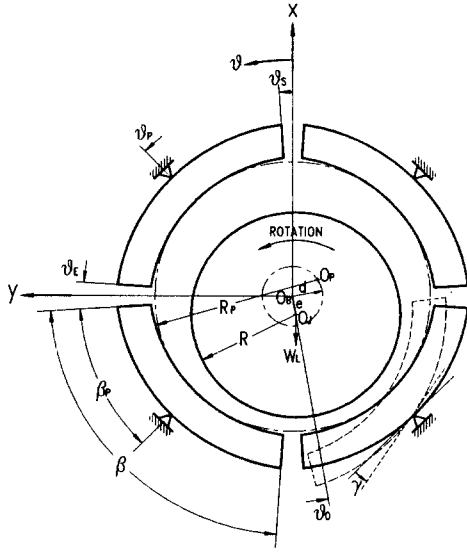


Fig. 1. Coordinate system for a tilting pad journal bearing

태가 복잡할 뿐만 아니라 계산 과정도 까다롭기 때문에, 온도상승과 난류를 고려하여 엄밀하게 정적 특성을 예측한 연구는 거의 없다[9, 10].

따라서 본 연구에서는 대형 틸팅패드 저어널베어링의 정적 특성을 보다 엄밀하게 예측하기 위하여 3차원적으로 유막의 점도 변화 및 패드에서의 열전달을 고려하고, 와점성계수를 이용한 난류유힬이론을 사용하여 정적 특성 해석을 수행하고자 한다. 그리하여 유막의 온도상승 및 난류가 베어링의 온도분포, 부하능력, 마찰손실 등 정적 특성에 미치는 효과를 보다 엄밀하게 제시하고자 한다.

2. 지배방정식

2-1. 난류 레이놀즈방정식

Fig. 1은 4개의 패드로 구성된 틸팅패드 저어널베어링의 구조와 좌표계를 나타낸다. 이 그림에서 보는 바와 같이, 틸팅패드 저어널베어링은 축중심의 운동에 대하여 각각의 패드가 피봇을 중심으로 서로 독립적으로 운동하는 시스템으로 되어 있다. 따라서 축중심의 편심, 패드의 예압, 그리고 패드의 자세각 등에 의해서 축과 패드와의 사이에 상대변위가 발생하고, 이 상대변위가 임의의 위치에서의 유막두께가 된다. 따라서 틸팅패드 저어널베어링에서 유막두께는 다음과 같은 무차원식으로 나타내진다.

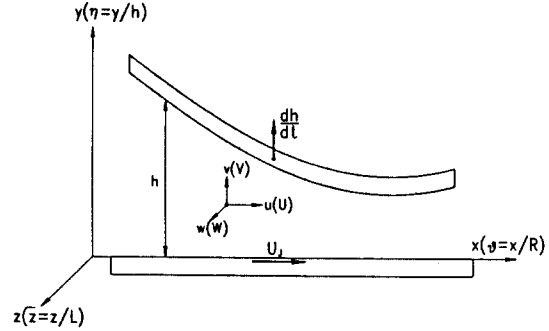


Fig. 2. Coordinate system in the fluid film

$$\bar{h} = h/C_p = 1 - \epsilon_p \cos(\theta - \theta_0) - m \cos(\theta - \theta_p) + \bar{\gamma} \sin(\theta_p - \theta) \quad (1)$$

지배방정식을 유도하는데 이용되는 주요 가정으로는 다음과 같다.

- (1) 유체의 흐름은 비압축성이고, Newtonian 유체이다.
- (2) 유막두께 방향으로의 압력은 일정하다.
- (3) 유체의 점도는 온도만의 함수이다.
- (4) 유체의 밀도는 일정하다.
- (5) 난류전단응력 및 난류열전달은 Boussinesq의 가설을 따른다.

난류 레이놀즈방정식은 연속방정식과 운동량 방정식으로부터 유도된다. 베어링 내의 유체의 흐름을 Fig. 2와 같은 좌표계로 나타내면, 위의 가정을 이용하여 다음과 같이 단순화된 연속방정식과 운동량 방정식을 얻을 수 있다.

연속방정식

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

운동량 방정식

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial U}{\partial y} + \rho \nu_r \frac{\partial U}{\partial y} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial W}{\partial y} + \rho \nu_r \frac{\partial W}{\partial y} \right) \quad (5)$$

여기서 U, V, W는 각각 원주방향, 반경방향, 축방향의 유체속도이다. 이때 속도 경계조건으로는 \$y=0\$에서

$U=U, V=0, W=0$ 이고, $y=h$ 에서 $U=0, V=0, W=0$ 이다. 위의 운동량 방정식을 y -방향에 대해 두 번 적분하고 속도 경계조건을 적용하면, 다음과 같은 무차원 속도분포식이 얻어진다.

$$\bar{U} = \frac{U}{U_j} = \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \left(f_2(\theta, \eta, \bar{z}) - \frac{f_2(\theta, 1, \bar{z})}{f_1(\theta, 1, \bar{z})} f_1(\theta, \eta, \bar{z}) \right) + 1 - \frac{f_1(\theta, \eta, \bar{z})}{f_1(\theta, 1, \bar{z})} \quad (6)$$

$$\bar{W} = \frac{W}{U_j} = \left(\frac{R}{L} \right)^2 \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \left(f_2(\theta, \eta, \bar{z}) - \frac{f_2(\theta, 1, \bar{z})}{f_1(\theta, 1, \bar{z})} f_1(\theta, \eta, \bar{z}) \right) \quad (7)$$

여기서

$$f_1(\theta, \eta, \bar{z}) = \int_0^\eta \frac{d\eta'}{\bar{\mu}(1+v_i/v)} \quad (8)$$

$$f_2(\theta, \eta, \bar{z}) = \int_0^\eta \frac{\eta' d\eta'}{\bar{\mu}(1+v_i/v)} \quad (9)$$

저어닐베어링의 유체 흐름에서 반경방향으로의 속도분포 V 는, McCallion 등[3]이 제시한 방법과 같이, 원주방향의 속도 U 에 대하여 선형적으로 변화한다고 가정하면, 다음과 같은 무차원 식으로 나타내 진다.

$$\bar{V} = \bar{U} \cdot \eta \left(\frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \right) \quad (10)$$

위 속도분포식을 연속방정식에 대입한 후, 연속방정식을 유막두께에 대해 적분하면, 점도 변화를 고려한 일반화된 난류 레이놀즈방정식이 얻어진다. 이것을 무차원 식으로 나타내면 다음 식과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{G} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{G} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \right) = \frac{\partial(\bar{h} \bar{F})}{\partial \theta} \quad (11)$$

여기서

$$\bar{G} = \int_0^1 \left(\frac{f_2(\theta, 1, \bar{z})}{f_1(\theta, 1, \bar{z})} f_1(\theta, \eta, \bar{z}) - f_2(\theta, \eta, \bar{z}) \right) d\eta \quad (12)$$

$$\bar{F} = \frac{f_2(\theta, 1, \bar{z})}{f_1(\theta, 1, \bar{z})} \quad (13)$$

위 식에서 사용된 무차원 변수는 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{x} = \theta = \frac{x}{R}, \quad \bar{z} = \frac{z}{L}, \quad \eta = \frac{y}{h}, \quad \bar{h} = \frac{h}{C_p}, \quad \bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_*},$$

$$\bar{P} = \frac{P}{\mu_* \omega (R/C_p)^2} \quad (14)$$

유체의 점성계수는 온도만의 함수로 가정되며, 다음과 같이 나타내 진다.

$$\mu = \mu(T) = \mu(x, y, z) = \mu_* e^{-\alpha(T-T^*)} \quad (15)$$

와점성계수를 구하기 위하여, 다음과 같은, Reichart가 제시한 와점성계수 모델을 이용한다.

$$\frac{v_i}{v} = \kappa \left(\eta \sqrt{|\tau^*|} - \delta_i^+ \tanh \left(\frac{\eta \sqrt{|\tau^*|}}{\delta_i^+} \right) \right) \quad (16)$$

여기서 상수 κ 와 δ_i^+ 는 각각 0.4와 10.7이며 $0 \leq \eta \leq 1/2$ 구간에서는 $\eta = \eta$ 이고, $1/2 \leq \eta \leq 1$ 구간에서는 $\eta = 1 - \eta$ 이다. 그리고, $|\tau^*|$ 는 무차원 전단응력이며, 다음과 같이 국소레이놀즈수와 와점성계수, 그리고 유막두께 방향으로의 평균속도 구배의 함수로 나타내 진다.

$$|\tau^*| = R_* \left(1 + \frac{v_i}{v} \right) \left(\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial \eta} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{W}}{\partial \eta} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (17)$$

2-2. 에너지 방정식

난류를 고려한 3차원 에너지 방정식은 다음 식과 같이 나타내 진다.

$$\left(\bar{U} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{V} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \left(\frac{R}{L} \right) \bar{W} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right) = \frac{1}{Pe} \left(\left(\frac{C_p}{R} \right)^2 \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(1 + \bar{\mu} \frac{Pr}{Pr^+} \frac{v_i}{v} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \left(\frac{C_p}{R} \right)^2 \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} \right) + \Lambda \bar{\mu} \left(1 + \frac{v_i}{v} \right) \left(\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{W}}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (18)$$

여기서 Pe 는 Peclet 수, Pr 은 층류 Prandtl 수, Pr^+ 는 난류 Prandtl 수, 그리고 Λ 는 dissipation 수이며, 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} Pe &= \rho C_p \omega C_p^2 / k \\ Pr &= \mu_* C_p / k \\ Pr^+ &= v_i / \nu_H \\ \Lambda &= \mu_* \omega / \rho C_p T_* (C_p / R)^2 \end{aligned} \quad (19)$$

공동 영역에서는 완전한 유체 유막이 형성되지 않고, 유체와 가스가 서로 혼합되어 유막을 형성하고 있으므로, 에너지방정식의 dissipation 수에 조정계수 λ 를 곱하고, 윤활유의 열전도도는 다음과 같이 정의

한다.

$$k = k_a - \lambda(k_a - k_o) \quad (20)$$

여기서 조정계수 λ 는 유막 파단이 일어나는 위치를 통과하는 유량이 공동영역($\theta_r \leq \theta \leq \theta_E$)에서 차지하는 비율, 즉 유막폭비로 정의되며, 다음과 같이 나타내진다.

$$\lambda = \frac{\int_0^1 \int_0^1 \bar{h} \bar{U} d\eta d\bar{z} |_{\theta_r}}{\int_0^1 \int_0^1 \bar{h} \bar{U} d\eta d\bar{z} |_{\theta}} \quad (21)$$

2-3. 열전도 방정식

베어링 메탈 내부의 열전달은 다음과 같은 무차원 열전도 방정식에 의해서 일어난다.

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \frac{\partial \bar{T}_m}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2 \bar{T}_m}{\partial \theta^2} + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 \bar{T}_m}{\partial \bar{y}^2} = 0 \quad (22)$$

여기서 무차원 변수는 각각 $\bar{T}_m = T_m / T_*$, $\bar{r} = r / R$ 이다.

3. 압력 및 온도의 경계조건

3-1. 압력 경계조건

난류 레이놀즈방정식의 해를 구하기 위한 압력 경계조건은 레이놀즈 조건을 이용한다. 따라서 축방향으로의 대칭성을 고려하면, 톨팅패드 저어널베어링에서 유막압력에 대한 경계조건은 다음과 같다.

$$\bar{P}(\theta_s, \bar{z}) = 0 \quad (23)$$

$$\bar{P}(\theta_E, \bar{z}) = \bar{P}(\theta, 0) = 0 \quad (24)$$

$$\bar{P}(\theta, \bar{z}) = \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta}(\theta, \bar{z}) = 0 \quad (25)$$

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}}(\theta, 1/2) = 0 \quad (26)$$

3-2. 온도 경계조건

에너지 방정식의 해를 구하기 위해서는 입구온도, 주위온도, 축표면의 온도 등의 경계온도가 설정되어져야 한다. 경계온도는 운전조건이나 급유방식에 따라 달라질 뿐만 아니라 베어링의 온도상승 및 성능 예측 결과에 많은 영향을 미치게 되므로 열유체해석에서 적합한 경계온도 선정은 매우 중요하다[4, 7-10]. 따라서 본 연구에서는 아래와 같은 방법으로 각각의

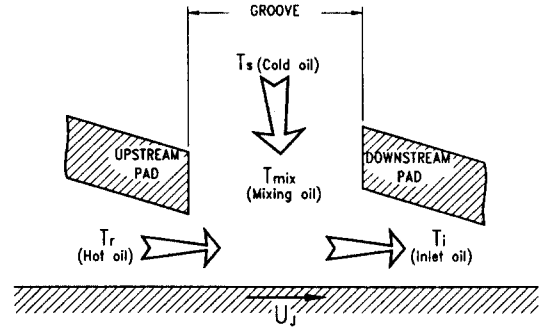


Fig. 3. Mixing inlet temperature in pad bearing

경계온도를 구한다.

톨팅패드 베어링에서는, Fig. 3에서와 같이, 각 패드 사이의 공급구(혼합영역)에서 앞의 패드로부터 순환되는 뜨거운 유체와 외부에서 공급되는 차가운 유체가 서로 혼합된다. 이때 공급구에서의 다음 식으로부터 구해진다.

$$\bar{T}_{mix}^k = \frac{\left(\chi \int_0^1 \int_0^1 \lambda \bar{h} \bar{U} \bar{T} d\eta d\bar{z} |_{\theta_E}^{k-1} + \bar{Q}_s^k \bar{T}_s \right)}{\left(\chi \int_0^1 \int_0^1 \lambda \bar{h} \bar{U} d\eta d\bar{z} |_{\theta_E}^{k-1} + \bar{Q}_s^k \right)} \quad (27)$$

여기서 상첨자 k 는 k -번째의 패드를 나타낸다. 각 패드 입구로 유입되는 유체의 입구온도는 이 혼합온도와 같으며, 입구부 및 출구부에서 주위로의 열전달은 없다고 가정한다. 그러면, 입구부 및 출구부에서 유막의 온도 경계조건은 다음과 같이 나타내진다.

입구부($\theta = \theta_s$)에서는

$\bar{U} \geq 0$ 일 때, $\bar{T}_i = \bar{T}_{mix}$ 이고,

$\bar{U} < 0$ 일 때, $\partial \bar{T} / \partial \theta = 0$ 이다.

$$(28)$$

출구부($\theta = \theta_E$)에서는

$\partial \bar{T} / \partial \theta = 0$ 이다.

$$(29)$$

Fig. 4는 k -번째 패드에 대한 유막과 패드 주위의 경계온도를 나타내는 개략도이다. 축표면에서의 유막 온도는 축표면의 온도와 같으며, 축표면의 온도는 단열 또는 등온조건으로부터 구해진다. 본 연구에서는 축표면에서의 단열 또는 등온조건을 다음과 같이 정의한다.

단열조건

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial \eta} \Big|_{\eta=0} = 0 \quad (30)$$

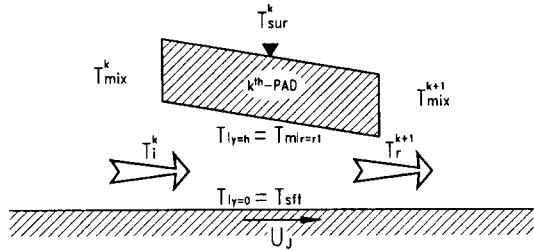


Fig. 4. Schematic of boundary temperatures in a single pad

등온조건

$$\sum_{k=1}^{N_p} \int_0^1 \int_0^{g(k)} \frac{1}{h} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \eta} \Big|_{\eta=0} d\theta d\bar{z} = 0 \quad (31)$$

유막과 패드의 경계면에서는 유막온도는 패드면의 온도와 같으며, 이 경계면의 온도는 다음과 같은 열 전달량의 연속으로부터 구해진다.

$$k_B \frac{\partial \bar{T}_m}{\partial r} \Big|_{\bar{r}=1} = k \left(\frac{R}{C_p} \right)^2 \frac{1}{h} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \eta} \Big|_{\eta=1} \quad (32)$$

$$\bar{T}_m \Big|_{\bar{r}=1} = \bar{T} \Big|_{\eta=1} \quad (33)$$

그리고, 패드 외부에서는 자연 대류만 일어난다고 가정한다.

4. 계산 순서

유막의 점도 변화를 고려한 난류 레이놀즈방정식은 유체의 점성계수에 대하여 비선형이고, 유체의 점성계수는 유막의 온도에 의존된다. 따라서 난류 레이놀즈방정식의 해는 국소 전단응력, 유막온도, 유막압력 등의 동시에 수렴될 때까지 반복 계산법에 의한 수치해석으로 구해진다. 본 계산에서는 유한차분법으로 지배방정식의 해를 구하였으며, 이를 위하여 각 패드에 대해서 원주방향, 반경방향, 폭방향으로 각각 21, 31, 21개의 절점수로 나누었다.

틸팅패드 저어널베어링은 정적 평형상태에서 각 패드는 피벗 모멘트가 0이 되도록 각각의 패드가 적절한 자세각을 가진다. 본 계산에서는 평형상태의 패드 자세각을 구하기 위하여 Newton-Raphson 반복 계산법을 사용하였다. 그리고, 베어링 전체의 열적 평형조건을 만족하기 위한 수렴조건은 전체 온도분포의 합의 변화율이 0.1% 이하일 때로 정하였다. 베어링의 압력 및 온도분포가 완전히 수렴되어 지면,

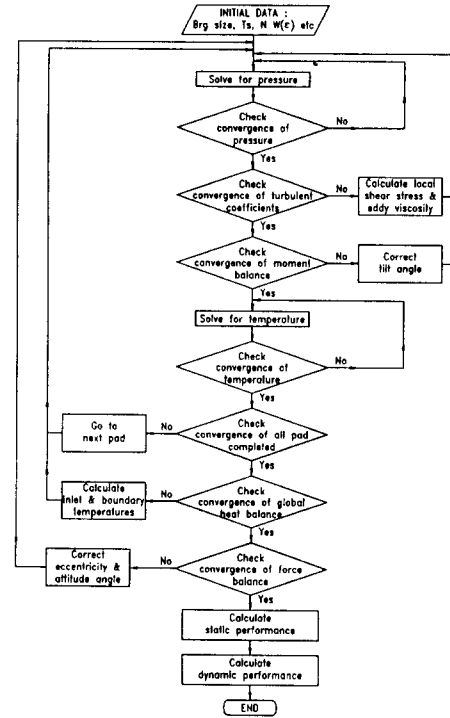


Fig. 5. Flow chart for numerical solution

베어링의 부하능력, 마찰손실 등을 구하였다. 이와 같은 계산 과정을 흐름도로써 나타내면, Fig.5와 같이 나타내진다.

이때 베어링에 작용하는 유막력, 피벗 모멘트, 동력손실은 각각 다음 식들에 의해서 구해진다.

$$F_x = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} P \cos(\theta) R d\theta d\bar{z} \quad (34)$$

$$F_y = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} P \sin(\theta) R d\theta d\bar{z} \quad (35)$$

$$M_p = \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\theta_S}^{\theta_E} (P \sin(\theta_p - \theta) (R + t_p) - \tau \Big|_{y=h} ((R + t_p) \cos(\theta_p - \theta) - R)) R d\theta d\bar{z} \quad (36)$$

$$H = R \omega \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} \tau \Big|_{y=0} R d\theta d\bar{z} \quad (37)$$

5. 결과 및 고찰

본 연구에서 사용된 베어링의 모델은 Fig.1과 같은 4개의 패드로 구성된 대형 틸팅패드 저어널베어링으로서 약 300 MW 화력 터빈발전기용으로 사용되고

Table 1. Dimensional and operational parameters used in numerical analysis for a 4-pad tilting pad journal bearing
(Load between pad)

Diameter	$D = 300 \text{ mm}$
Length	$L = 150 \text{ mm} (L/D = 0.5)$
Radial clearance	$C_p = 0.45 \text{ mm} (C_p/R = 0.003)$
Pad thickness	$T_p = 48 \text{ mm}$
Pad arcs	$\beta = 80 \text{ deg/ea}$
Pivot position	$\bar{\beta}_p = 0.5$
Oil density	$\rho = 850 \text{ kg/m}^3$
Oil specific heat	$c_p = 2200 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
Oil viscosity -<A case>	$\mu = 0.027 \text{ kg/msec @ } 40^\circ\text{C}$
Oil viscosity -<B case>	$\mu = 0.016 \text{ kg/msec @ } 60^\circ\text{C}$
Oil T- η coefficient	$\alpha = 0.0267/^\circ\text{C}$
Oil thermal conductivity	$K_o = 0.145 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Air thermal conductivity	$K_a = 0.025 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Pad thermal conductivity	$K_p = 120 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Convection heat transfer	$h_b = 350 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$

있는 것과 거의 유사한 크기이다. 이 베어링의 주요 제원과 3차원 열유체해석에 필요한 물성치는 Table 1과 같다.

Fig. 6~9는 서로 다른 유동 형태 및 축표면온도의 경계조건으로부터 구해진 유막과 패드의 온도분포를 중앙 면에서 등온선으로 비교한 그림이다. Fig. 6과 Fig. 7은 유체의 흐름을 층류로 가정한 경우의 등온선으로서, 여기서 보면, 등온조건에서는 축표면 부근에서 유막온도의 구배가 급격하지만 전체적으로 등온 및 단열조건으로 예측된 온도분포의 결과는 서로 비슷하다. 그리고, 층류유동에서는 반경방향 뿐만 아니라 원주방향으로의 유막온도 구배도 급격하다는 것을 알 수 있다. Fig. 8과 Fig. 9는 유체의 흐름을 난류로 가정한 경우의 등온선으로서, 이 경우에도 층류 흐름에서와 마찬가지로 등온조건에서는 축표면 부근에서 유막온도의 구배가 급격하지만 전체적으로 등온 및 단열조건으로 예측된 온도분포의 결과는 서로 비슷하다. 그러나 난류유동에서는, 층류유동과는 달리 유막 내부에서 반경방향으로의 유막온도가 거의 일정하게 예측된다. 이와 같이 서로 다른 축표면 온도의 경계조건에 따라 저어널 부근에서 유막의 온도분포가 서로 다르게 예측되지만, 베어링면의 온도분포를 예측하는 데에는 그다지 영향이 없음을 알 수 있다.

Fig. 10과 Fig. 11은 축표면 온도의 경계조건 및 유동상태에 따라 예측된 베어링면의 원주방향 온도분포이다. 여기서 보면, 층류유동에서는 경계조건에 따라 거의 없으나, 난류유동에서는 경계조건에 따라

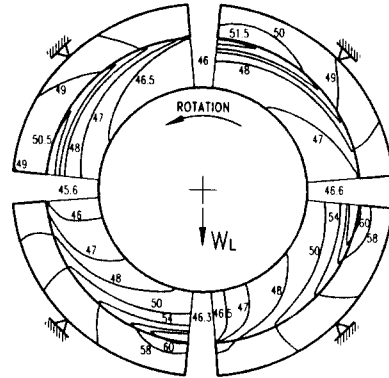


Fig. 6. Contour maps for the temperature through pad and fluid film in the mid-plane in the case of insulated shaft temperature

$N = 3600 \text{ rpm}, m = 0.0, \epsilon_b = 0.7$ (laminar flow)

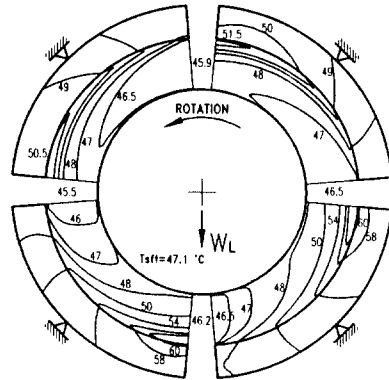


Fig. 7. Contour maps for the temperature through pad and fluid film in the mid-plane in the case of constant shaft temperature

$N = 3600 \text{ rpm}, m = 0.0, \epsilon_b = 0.7$ (laminar flow)

온도분포의 변화가 다소 있음을 보여준다. 즉, 난류 유동에서는 등온조건 보다 단열조건에서 베어링면의 온도분포가 조금 높게 예측되었다. 입구온도는 난류 유동에서 더 높지만, 국부적인 온도상승은 층류유동에서 훨씬 높게 예측되었다. 따라서 유동상태가 베어링면의 온도 예측에 미치는 영향은 매우 큼을 알 수 있다. 난류가 발달된 베어링에서도 편심율이 증가하게 되면, 최소유막두께 부근에서는 층류유동이 일어날 수 있기 때문에 부하가 큰 대형 베어링에서는 국부적인 온도상승을 예측하는데 있어서 유동상태를 정확하게 고려하는 것이 매우 중요한 것으로 사료된다. 그리고, 원주방향으로 패드의 열전도를 고려함으로써 패드의 출구 단에서 온도상승량이 줄어드는 현

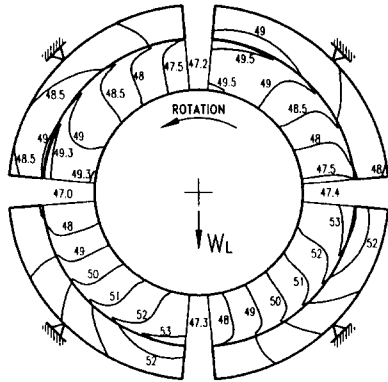


Fig. 8. Contour maps for the temperature through pad and fluid film in the mid-plane in the case of insulated shaft temperature

$N=3600$ rpm, $m=0.0$, $\epsilon_b=0.7$ (turbulent flow)

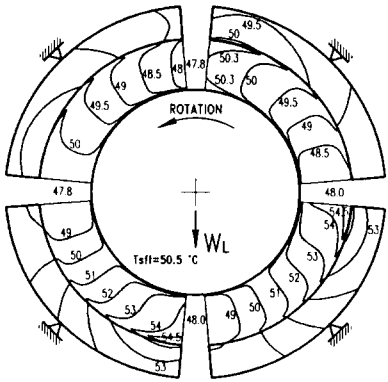


Fig. 9. Contour maps for the temperature through pad and fluid film in the mid-plane in the case of constant shaft temperature

$N=3600$ rpm, $m=0.0$, $\epsilon_b=0.7$ (turbulent flow)

상이 예측된다. Fig. 11에서 보면, 같은 편심율에서도 예압이 증가되면, 실제 유막 간극이 줄어들기 때문에 베어링면의 온도상승이 더욱 높아짐을 알 수 있다.

축표면 온도의 경계조건이 베어링면의 온도분포 예측에 그다지 영향을 주지 않는 것으로 예측됨에 따라, 본 계산에서는 단열조건을 이용하여 베어링의 정적 성능 특성을 예측하였다.

본 연구에서 온도상승과 난류가 베어링의 정적 특성에 미치는 영향을 알아보기 위하여 층류등온해석(LISO), 난류등온해석(TISO), 층류열유체해석(LTHD), 난류열유체해석(TTHD) 등의 4가지 해석 방법으로 예측된 결과를 비교하였다.

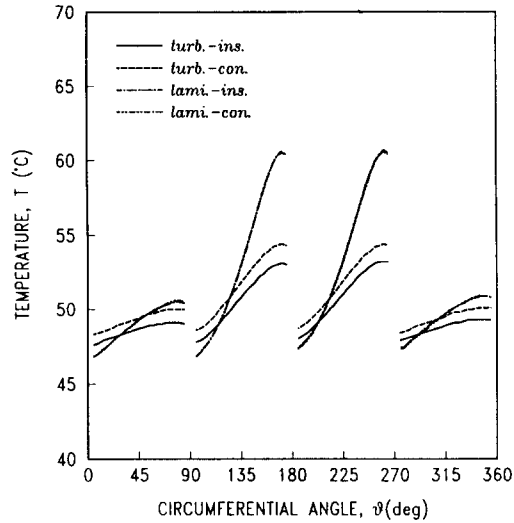


Fig. 10. Distributions of bearing metal temperature in the mid-plane compared by both the flow pattern and the shaft temperature boundary condition; where turb.: turbulent flow, lami.: laminar flow, ins.: insulated shaft b.c., con.: constant shaft b.c..

$N=3600$ rpm, $m=0.0$, $\epsilon_b=0.7$

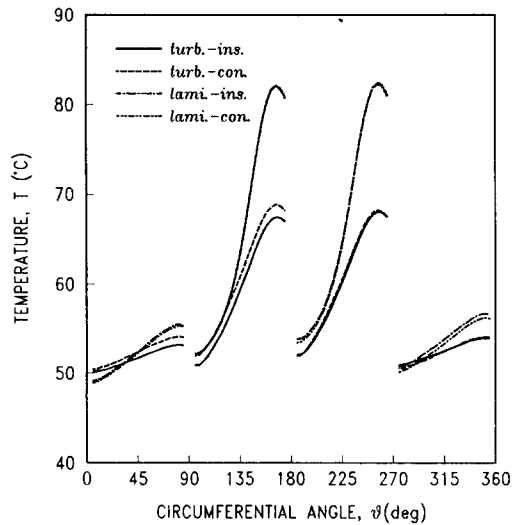


Fig. 11. Distribution of bearing metal temperature in the mid-plane compared by both the flow pattern and the shaft temperature boundary condition; where turb.: turbulent flow, lami.: laminar flow, ins.: insulated shaft b.c., con.: constant shaft b.c..

$N=3600$ rpm, $m=0.5$, $\epsilon_b=0.7$

Fig. 12와 Fig. 13에서는 주어진 편심율($\epsilon_b=0.7$)에서 회전속도를 1000 rpm에서 6000 rpm까지 증가시키면

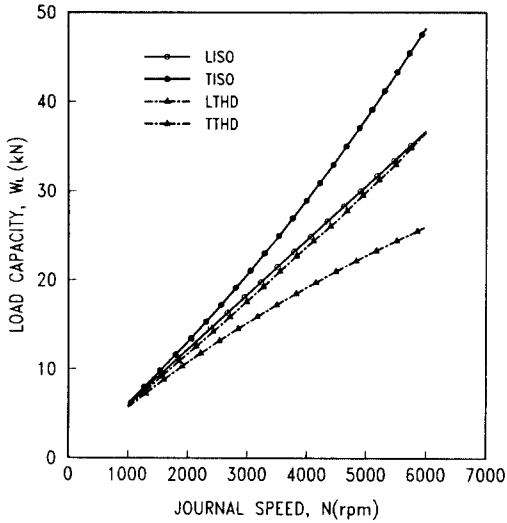


Fig. 12. Comparison of load capacities vs journal speed
 $m=0.0$, $\epsilon_s=0.7$

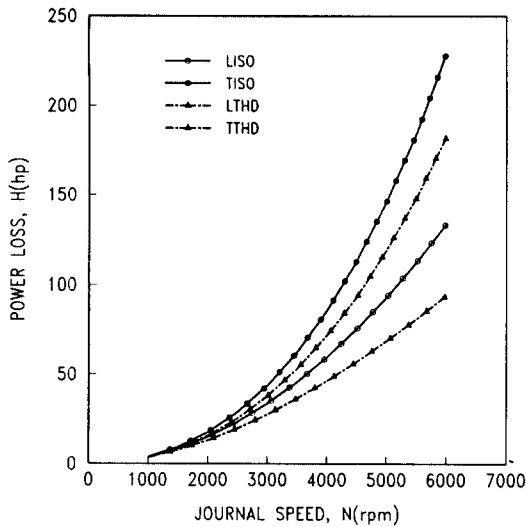


Fig. 13. Comparison of power losses vs journal speed
 $m=0.0$, $\epsilon_s=0.7$

온도상승 및 난류가 베어링의 부하능력 및 동력손실에 미치는 영향을 각각 비교하였다. 열유체해석으로 유막의 온도상승을 고려하게 되면, 유체의 점성이 감소하여 등은 해석에 비해 부하능력이 떨어지고, 동력손실도 줄어든다. 회전속도가 증가할수록 온도상승량이 더욱 많아져서 이러한 현상은 더욱 커지게 된다.

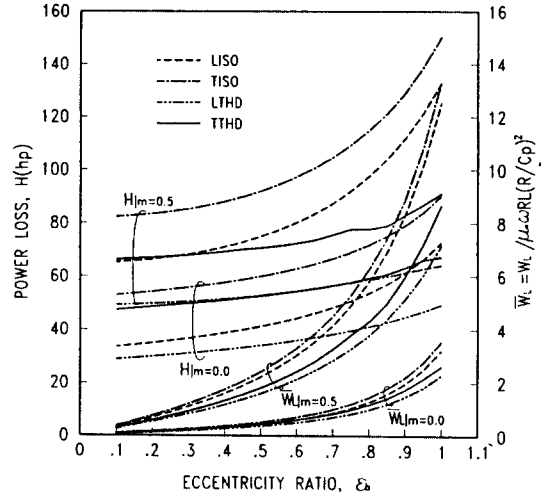


Fig. 14. Comparison of load capacities and power losses vs eccentricity ratio
 $N=3600$ rpm

그러나, 유체의 흐름이 난류로 되면, 유체의 점성에 난류에 의한 와점성이 추가되어 부하능력이 증가되고, 벽면에서의 속도구배가 더욱 급격하게 되므로 동력손실도 더욱 증가된다. 열유체해석 결과, 난류유동은 층류유동에 비해 저어널면에서의 온도상승은 높게 예측되는 반면, 국부적인 온도상승은 오히려 낮게 예측되었다. 따라서 난류가 발달할수록 부하능력 및 동력손실의 증가율이 더욱 크게 예측된다. 그리고, 부하능력은 동력손실에 비해 온도상승의 영향을 더 많이 받는 반면, 동력손실은 부하능력에 비해 난류의 영향을 더 많이 받는 것으로 예측되었다. 이같은 원인은 Fig. 6~Fig. 11에서 알 수 있듯이, 저어널면에서의 온도상승량은 상대적으로 낮고, 최소유막두께 근방에서 온도상승량이 상대적으로 높기 때문이다. 특히 층류유동에서는 난류유동에 비해 유막두께 방향으로의 온도구배가 더욱 급격하게 되므로 이같은 현상이 더욱 잘 나타난다.

Fig. 14에서는 일정한 회전속도($N=3600$ rpm)에서 편심율을 변화시키면서 해석방법에 따라 베어링의 부하능력 및 동력손실을 비교하였다. 앞에서 예측된 바와 같이, 편심율이 증가되거나 예압이 증가하여 최소유막두께가 작아지게 되면 난류효과 보다는 온도상승의 영향이 더욱 많아지게 되어 온도상승에 의한 영향이 뚜렷하게 나타난다. 즉, 같은 속도에서 편심율이 증가될수록 최소유막두께 부근에서 층류유동이 발달하게 되어 국부적인 온도상승량이 많아지게 되

므로, 등온해석에 비하여 온도상승을 고려한 해석에서 부하능력이 급격히 떨어지고, 동력손실도 줄어드는 것을 알 수 있다. 이와 같이 온도상승 및 난류 효과가 틸팅패드 저어널베어링의 성능 예측에 미치는 영향이 매우 큰 것으로 예측됨에 따라 터빈발전기용 대형 틸팅패드 저어널베어링의 운전 특성을 보다 정확하게 예측하기 위해서는 온도상승 및 난류 효과를 고려한 3차원 난류열유체해석이 매우 유용한 것으로 사료된다.

6. 결 론

대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 3차원 난류열 유체해석을 수행하여 온도상승 및 난류가 베어링의 온도분포, 부하능력, 동력손실 등 정적 특성에 미치는 영향을 조사하였다. 부하능력과 동력손실은 온도상승에 의해서는 줄어들고, 난류효과에 의해서는 증가되었다. 반경방향의 유막온도는 층류유동에서는 급격하게 변하지만, 난류유동에서는 거의 일정하게 예측되었다. 그리고, 난류유동에서 평균온도상승은 많지만, 국부적인 온도상승은 오히려 층류유동에서 높게 예측되었다. 그리고, 축표면 온도의 경계조건은 베어링의 온도분포 및 성능 예측에 미치는 영향이 아주 작은 것으로 예측되었다. 회전속도가 증가할수록 온도상승 효과보다는 난류 효과가 더욱 커지는 반면, 편심율이 커질수록 국부적인 온도상승이 많아져서 온도상승 효과가 더 뚜렷하게 나타났다. 따라서 대형 틸팅패드 저어널베어링의 엄밀한 성능 예측을 위해서는 유막의 온도상승과 난류를 반드시 고려하여야 함을 정량적으로 밝혔다.

기호 및 약어 설명

- c_p : 윤활유의 비열
- C_b : 베어링의 간극, R_p-R-d
- C_p : 베어링의 간극, R_p-R
- d : 예압의 크기, C_p-C_b
- D : 베어링의 직경
- e : 축중심의 편심량
- F_x, F_y : x 및 y-방향으로 작용하는 유막력
- h : 유막두께
- H : 동력손실(hp)
- k_a : 가스의 열전도도
- k_b : 베어링의 열전도도

- k_o : 윤활유의 열전도도
- h_b : convection heat transfer
- L : 베어링의 폭
- m : 예압, d/C_p
- M_p : 피벗 모멘트
- N : 축의 회전수, rpm
- O_B : 베어링의 중심
- O_j : 저어널의 중심
- O_p : 패드 내경의 중심
- p, P : 유막압력
- R : 저어널의 반경
- R_h : 국소 레이놀즈수, $U_j h/v$
- R_p : 패드 내경의 반경
- S : 좀머펠트수, $\mu *NDL(R/C_p)^2/W_L$
- t_p : 패드의 두께
- T : 유막 온도
- T_i : 패드에 유입되는 윤활유의 입구 온도
- T_m : 패드 온도
- T_{mix} : 혼합 온도
- T_o : 패드에서 흘러나오는 윤활유의 출구 온도
- T_s : 윤활유의 공급 온도
- T_{surf} : 축표면 온도
- U_j : 저어널면의 속도
- W_L : 베어링의 부하능력
- α : 윤활유의 온도-점도와의 계수
- β : 패드의 원호각
- γ : 패드의 자세각
- $\bar{\gamma}$: $\gamma R/C_p$
- ϵ_b : 베어링의 편심율, e/C_b
- ϵ_p : 패드의 편심율, e/C_p
- $\theta_s, \theta_b, \theta_p$: 패드의 입구 및 출구, 피벗의 위치각
- θ_r : 유막의 파단이 발생하는 위치각
- λ : 조정계수
- μ : 윤활유의 점성계수
- ν : 동점성계수
- ν_H : 와확산계수
- ν_i : 와점성계수
- ρ : 윤활유의 밀도
- ω : 축의 각속도

하첨자* : Reference Value

참 고 문 헌

1. E.R. Booser, A. Missana, and F.D. Ryan, "Perfor-

- mance of Large Steam Turbine Journal Bearings", ASLE Trans., Vol. 13, pp. 262-268, 1970.
2. E.R. Booser, F.D. Ryan, and C.L. Linkinhoker, "Maximum Temperature for Hydrodynamic Bearings Under Steady Load", Lubrication Eng., pp. 226-235, 1970.
 3. H. McCallion, F. Yousif, and T. Lloyd, "The Analysis of Thermal Effects in a Full Journal Bearing", ASME Trans., J. of Lub. Tech., pp. 578-587, 1970.
 4. K.W. Kim, M. Tanaka, and Y. Hori, "A Three-Dimensional Analysis of Thermohydrodynamic Performance of Sector-Shaped, Tilting-Pad Thrust Bearings", ASME Trans., J. of Lub. Tech., Vol. 105, pp. 406-413, 1983.
 5. D.F. Wilcock, "Turbulence in High Speed Journal Bearing", ASME, Vol. 72, pp. 825-834, 1950.
 6. Z. Safer and A.Z. Szeri, "Thermohydrodynamic Lubrication in Laminar and Turbulent Regime", ASME Trans., J. of Lub. Tech., pp. 48-57, 1974.
 7. D.W. Lee, Ph.D. Dissertation, Dept. of Prod. Eng., KAIST, 1990.
 8. G. Hopf and D. Schuler, "Investigations on Large Turbine Bearings Workings Under Transitional Conditions Between Laminar and Turbulent Flow", ASME Trans., J. of Tribology, Vol. 111, pp. 628-634, 1989.
 9. S. Taniguchi, T. Markino, K. Takeshita, and T. Ichimura, "A Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting Pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes with Mixing", ASME Trans., J. of Tribology, Vol. 112, pp. 542-550, 1990.
 10. H.J. Kim, Ph.D. Dissertation, Dept. of Mech. Eng., University of Pittsburg, 1991.