

대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 3차원 열유체해석

(A Three Dimensional Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting Pad Journal Bearings)

하 현 천, 김 경 웅
한국과학기술원 정밀공학과

1. 서 론

대형 틸팅패드 저어널베어링은 고속안정성 특성이 우수한 베어링으로서 시스템의 안정성이 매우 중요시되는 터빈발전기 등 대형 고속 회전기계에 많이 사용되고 있다. 그런데 이들 대형 저어널베어링에서는 유막의 온도상승이 매우 많고, 유체의 흐름이 거의 난류영역에 이르기 때문에 베어링의 운전특성을 정확하게 예측하기가 어려운 실정이다^[1-7].

특히 저어널베어링은 국부적인 최대온도만에 의해서도 베어링이 파손되어 지는 경우가 있으므로 유막의 온도상승과 이에 따른 성능 변화를 정확하게 예측하는 것은 매우 중요하다. 그리고, 베어링에서 난류가 발생하는 임계속도는 레이놀즈수, 즉 유체의 점성과 저어널면의 속도 등에 의해 결정되기 때문에 난류와 유막의 온도상승과는 서로 밀접한 관계에 있다. 그럼에도 불구하고, 대부분의 유체유희 연구에서 온도상승과 난류는 서로 독립적으로 고려되어 왔다^[1-4]. Hopf & Schuler^[5]는 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 실험적 연구에서 유동상태에 따라 베어링의 온도분포가 서로 달라진다고 발표하였다. 대형 틸팅패드 저어널베어링은 구조적으로 유동상태가 복잡할 뿐만 아니라 계산과정도 까다로운 편이어서 온도상승과 난류를 고려하여 엄밀하게 운전특성을 예측한 연구는 거의 없다^[6,7].

따라서 본 연구에서는 대형 틸팅패드 저어널베어링의 운전특성을 보다 엄밀하게 예측하기 위하여 3차원 적으로 유막의 점도변화 및 패드에서의 열전달을 고려하고, 외절성계수를 이용한 난류유희이론을 사용하여 유막의 온도상승 및 난류가 베어링의 온도분포, 부하능력, 마찰손실 등의 운전특성에 미치는 효과를 보다 엄밀하게 제시하고자 한다.

2. 지배방정식

2.1 난류 레이놀즈방정식

Fig.1은 4개의 패드로 구성된 틸팅패드 저어널베어링의 구조와 좌표계를 나타낸다. 여기서 유막두께는 다음과 같은 무차원 식으로 나타내 진다.

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

지배방정식을 유도하는데 다음과 같은 가정들이 이용된다.

- (1) 유체의 흐름은 비압축성이고, Newtonian 유체이다.
- (2) 유막두께방향으로의 압력은 일정하다.
- (3) 유체의 점도는 온도만의 함수이다.
- (4) 난류전달용력 및 난류열전달은 Boussinesq의 가설을 따른다.

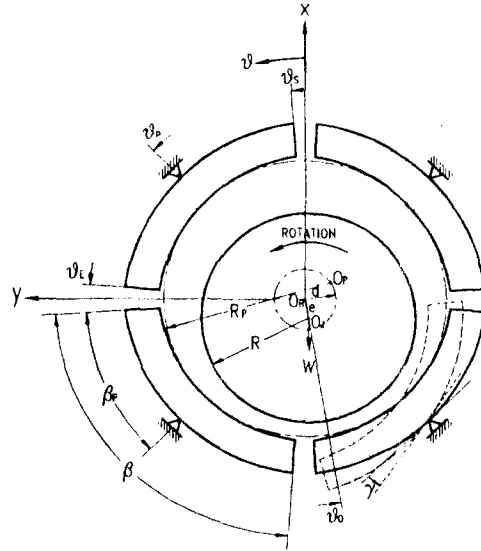


Fig.1 Coordinate system for a tilting pad journal bearing.

베어링 내의 유체의 흐름을 Fig.2와 같은 좌표계로 나타내면, 다음과 같은 무차원 속도분포식이 얻어진다.

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

$$\bar{W} = \frac{W}{U_j} = \left(\frac{R}{L} \right)^2 \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \left(f_2(\theta, \eta, \bar{z}) - \frac{f_2(\theta, 1, \bar{z})}{f_1(\theta, 1, \bar{z})} f_1(\theta, \eta, \bar{z}) \right) \quad (3)$$

여기서

$$f_1(\theta, \eta, \bar{z}) = \int_0^\eta \frac{d\eta'}{\bar{\mu}(1 + \nu\sqrt{\nu})} \quad (4)$$

$$f_2(\theta, \eta, \bar{z}) = \int_0^\eta \frac{\eta' d\eta'}{\bar{\mu}(1 + \nu\sqrt{\nu})} \quad (5)$$

위 속도분포식을 연속방정식에 대입하여 연속방정식을 유

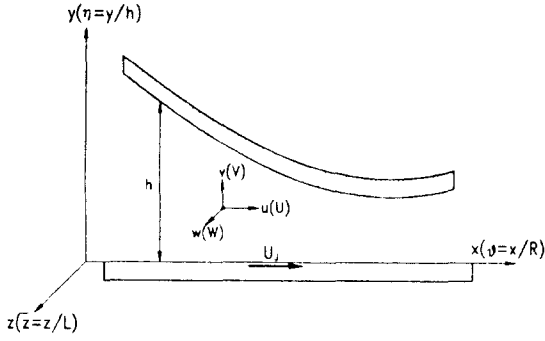


Fig. 2 Coordinate system in the fluid film.

막두께에 대해 적분하면, 점도변화를 고려한 일반화된 난류 레이놀즈방정식이 다음 식과 같이 얻어진다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{G} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{G} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \right) = \frac{\partial (\bar{h} \bar{F})}{\partial \theta} \quad (6)$$

여기서

$$\bar{G} = \int_0^1 \left(\frac{f_2(\theta, 1, \bar{z})}{f_1(\theta, 1, \bar{z})} f_{11}(\theta, \eta, \bar{z}) - f_2(\theta, \eta, \bar{z}) \right) d\eta \quad (7)$$

$$\bar{F} = \frac{f_2(\theta, 1, \bar{z})}{f_1(\theta, 1, \bar{z})} \quad (8)$$

위 식에서 사용된 무차원 변수는 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{x} = x/R, \quad \bar{z} = z/L, \quad \eta = y/h, \quad \bar{h} = h/C_p, \quad (9)$$

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

점성계수는 다음과 같이 온도만의 함수로 가정한다.

$$\mu = \mu(T) = \mu(x, y, z) = \mu_0 e^{-\alpha(T-T_*)} \quad (10)$$

와점성계수의 크기는 Reichart가 제시한 와점성계수 모델을 이용하여 구하였다.

2.2 에너지방정식

난류를 고려한 3차원 에너지방정식은 다음 식과 같다.

$$\left(U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} + \left(\frac{R}{L} \right) W \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{1}{Pe} \left(\left(\frac{C_p}{R} \right)^2 \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(1 + \frac{Pr}{Pr^*} \frac{v_t}{v} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \left(\frac{C_p}{R} \right)^2 \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \Lambda \bar{\mu} \left(1 + \frac{v_t}{v} \right) \left(\left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (11)$$

여기서 Pe는 Peclet 수, Pr은 층류 Prandtl 수, Pr*는 난류 Prandtl 수, 그리고 Λ 는 dissipation 수이며, 각각 다음과 같이 정의된다.

$$Pe = \rho C_p \omega R^2 / k$$

$$Pr = \mu_* C_p / k \quad (12)$$

$$Pr^* = \nu_t / \nu_H$$

$$\Lambda = \mu_* \omega / \rho C_p T_* (C_p / R)^2$$

그리고, 베어링메탈 내부의 열전달은 다음과 같은 열전도

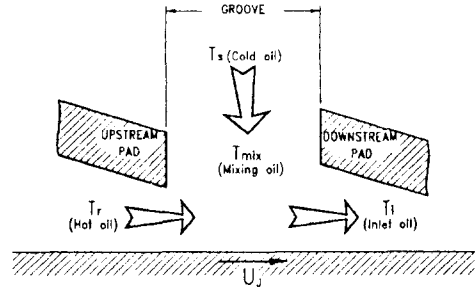


Fig. 3 Mixing inlet temperature in pad bearing.

방정식에 의해서 일어난다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_m}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_m}{\partial \theta^2} + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 T_m}{\partial y^2} = 0$$

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

3. 압력 및 온도의 경계조건

3.1 입력 경계조건

유막압력에 대한 경계조건은 레이놀즈 조건을 이용한다.

$$\bar{P}(\theta_s, \bar{z}) = 0 \quad (14)$$

$$\bar{P}(\theta_E, \bar{z}) = \bar{P}(\theta, 0) = 0 \quad (15)$$

$$\bar{P}(\theta, \bar{z}) = \partial \bar{P}(\theta, \bar{z}) / \partial \theta = 0 \quad (16)$$

$$\partial \bar{P}(\theta, 1/2) / \partial \bar{z} = 0 \quad (17)$$

3.2 온도 경계조건

Fig.3에서와 같이, 각 패드 사이의 공급구에서 앞의 패드로부터 순환되는 유체와 외부에서 공급되는 유체가 서로 혼합되는데 이 혼합온도는 다음 식으로부터 구해진다.

$$\bar{T}_{mix}^k = \frac{\left(\int_0^1 \int_0^1 \lambda \bar{h} \bar{U} \bar{T} d\eta d\bar{z} \Big|_{\theta_s}^{k-1} + \bar{Q}_s^k \bar{T}_s \right)}{\left(\int_0^1 \int_0^1 \lambda \bar{h} \bar{U} d\eta d\bar{z} \Big|_{\theta_s}^{k-1} + \bar{Q}_s^k \right)} \quad (18)$$

여기서 상첨자 k는 k-번째의 패드를 나타낸다.

입구 및 출구부에서 유막의 온도 경계조건은 다음과 같이 나타내 진다.

$$\text{입구부} (\theta = 0_s) \text{에서는}$$

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

$$\bar{U} < 0 \text{ 일 때, } \partial \bar{T} / \partial \theta = 0 \text{ 이다.} \quad (19)$$

출구부 ($\theta = 0_E$)에서는

$$\partial \bar{T} / \partial \theta = 0 \text{ 이다.} \quad (20)$$

축의 표면에서는 유막온도와 축표면의 온도가 같으며, 다음과 같이 단열 또는 등온조건으로부터 축표면의 온도가 구

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

Diameter	D = 300 mm
Length	L = 150 mm (L/D=0.5)
Radial clearance	C _p = 0.45 mm (C _p /R=0.003)
Pad thickness	T _p = 48 mm
Pad arcs	β = 80 deg/ea
Pivot position	$\bar{r}_p = 0.5$
Oil density	ρ = 850 kg/m ³
Oil specific heat	c _p = 2200 J/kg°C
Oil viscosity -<A case>	μ = 0.027 kg/msec @40 °C
" -<B case>	μ = 0.016 kg/msec @60 °C
Oil T-η coefficient	α = 0.0267 /°C
Oil thermal conductivity	K _o = 0.145 W/m°C
Air thermal conductivity	K _a = 0.025 W/m°C
Pad thermal conductivity	K _b = 120 W/m°C
Convection heat transfer	h _b = 350 W/m ² °C

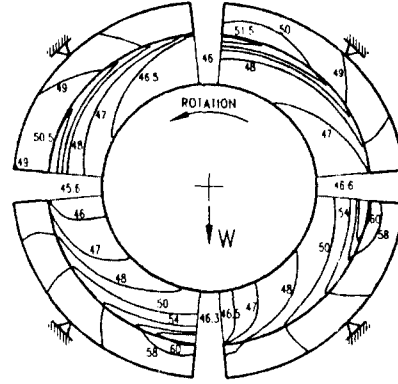


Fig.4 Contour maps for temperature through pad and fluid film in the mid-plane in the case of insulated shaft temperature. N=3600 rpm, m=0.0, ε_s = 0.7 (laminar flow)

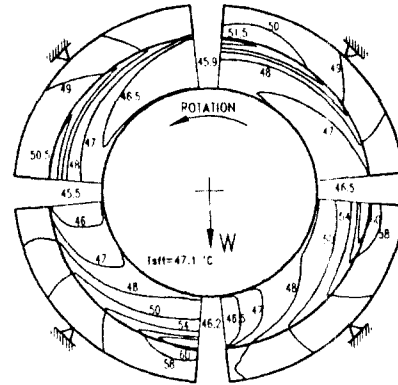


Fig.5 Contour maps for temperature through pad and fluid film in the mid-plane in the case of constant shaft temperature. N=3600 rpm, m=0.0, ε_s = 0.7 (laminar flow)

해진다.

단열조건

$$\left. \frac{\partial T}{\partial \eta} \right|_{\eta=0} = 0 \quad (21)$$

등온조건

$$\sum_{k=1}^N \int_0^1 \int_0^{e^{mz}} \frac{1}{h} \left. \frac{\partial T}{\partial \eta} \right|_{\eta=0} d\eta dz = 0 \quad (22)$$

유막과 패드의 경계면에서는 다음과 같은 온도 조건이 성립된다고 가정한다.

$$k_B \left. \frac{\partial T_m}{\partial r} \right|_{\bar{r}=1} = k \left(\frac{R}{C_p} \right)^2 \frac{1}{h} \left. \frac{\partial T}{\partial \eta} \right|_{\eta=1} \quad (23)$$

$$T_m|_{\bar{r}=1} = T|_{\eta=1} \quad (24)$$

그리고, 패드 외부에서는 자연대류만 일어난다고 가정하였다.

4. 계산 순서

유막의 점도변화를 고려한 난류 레이놀즈방정식은 유체의 점성 및 국소 전단응력에 대하여 강한 비선형적 성질을 지니고 있다. 따라서 난류 레이놀즈방정식의 해는 국소 전단응력, 유막온도, 유막압력 등이 완전히 수렴될 때까지 반복계산법에 의한 수치해석으로 구해진다. 본 연구에서는 유한차분법으로 지배방정식의 해를 구하였으며, 이를 위하여 각 패드에 대해서 원주방향, 반경방향, 폭방향으로 각각 21,31,11개의 절점수로 차분화 하였다. 그리고, Newton-Raphson 반복계산법을 이용하여 각 패드의 자세각을 구하였다. 이때 베

어링의 부하능력 및 동력손실은 각각 다음 식으로부터 구해진다.

$$W_L = \int_{-L/2}^{L/2} \int_{0_s}^{6_s} P \cos(\theta) R d\theta dz \quad (25)$$

$$H = R\omega \int_{-L/2}^{L/2} \int_{0_s}^{6_s} \tau|_{y=0} R d\theta dz \quad (26)$$

5. 결과 및 고찰

본 연구에서 사용된 베어링의 모델은 Fig.1과 같은 4개의 패드로 구성된 대형 텀팅패드 저어널베어링이며, 베어링의 제원과 윤활유의 물성치는 Table 1과 같다.

Fig.4~Fig.7은 축표면의 온도 경계조건을 등온 또는 단열 조건으로 가정하여 층류 및 난류열유체해석에 의해 구해진 온도분포를 중앙면에서 등온선으로 비교한 그림이다.

Fig.4와 Fig.5는 층류열유체해석 결과의 등온선으로서, 여

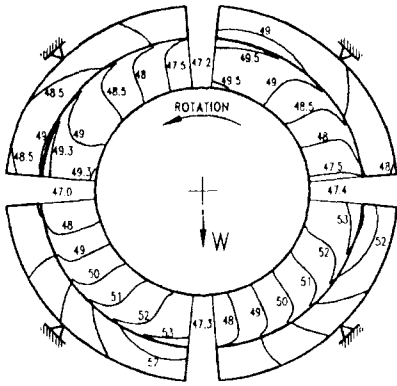


Fig. 6 Contour maps for temperature through pad and fluid film in the mid-plane in the case of insulated shaft temperature. $N=3600$ rpm, $m=0.0$, $\epsilon_b = 0.7$ (turbulent flow)

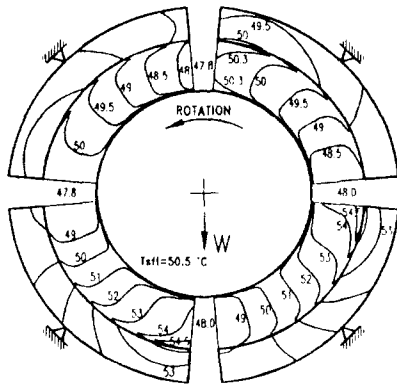


Fig. 7 Contour maps for temperature through pad and fluid film in the mid-plane in the case of constant shaft temperature. $N=3600$ rpm, $m=0.0$, $\epsilon_b = 0.7$ (turbulent flow)

기서 보면, 등온조건에서 축표면 부근의 유막온도의 구배가 급격하지만, 전체적으로 등온 및 단열조건으로 예측된 온도 분포의 결과는 서로 비슷하다. 그리고, 층류열유체해석에서는 반경방향뿐만 아니라 원주방향으로도 유막온도의 구배가 급격하다는 것을 알 수 있다.

Fig.6과 Fig.7은 난류열유체해석 결과의 등온선으로서, 이 경우에도 층류열유체해석에서와 마찬가지로 등온조건에서는 축표면 부근의 유막온도의 구배가 급격하지만 전체적으로 등온 및 단열조건으로 예측된 온도분포의 결과는 서로 비슷하다. 그러나, 난류열유체해석에서는 유막 내부에서 반경방향으로의 유막온도가 거의 일정하게 예측된다.

Fig.8과 Fig.9는 축표면 온도의 경계조건 및 유동상태에 따라 예측된 베어링면의 원주방향 온도분포이다. 여기서 보면, 층류열유체해석에서는 경계조건의 영향이 거의 없으나, 난류열유체해석에서는 등온조건보다 단열조건에서 베어링면의 온도가 다소 높게 예측되었다. 입구온도는 난류유동에서 더 높지만, 국부적인 온도상승은 층류유동에서 훨씬 높게 예

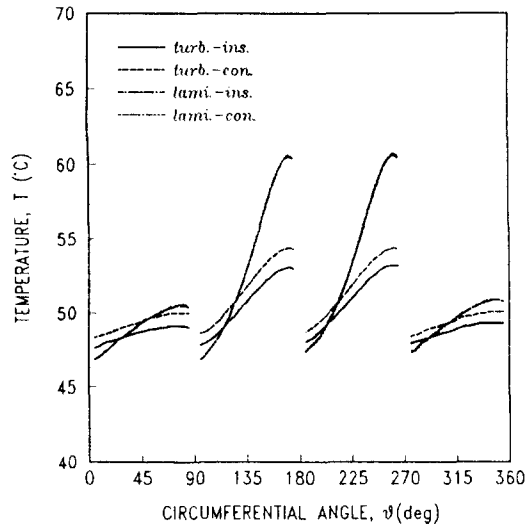


Fig. 8 Distributions of bearing metal temperature in the mid-plane compared by both the flow pattern and the shaft temperature boundary condition; where *turb.*:turbulent flow, *lami.*:laminar flow, *ins.*:insulated shaft b.c., *con.*:constant shaft b.c.. $N=3600$ rpm, $m=0.0$, $\epsilon_b=0.7$

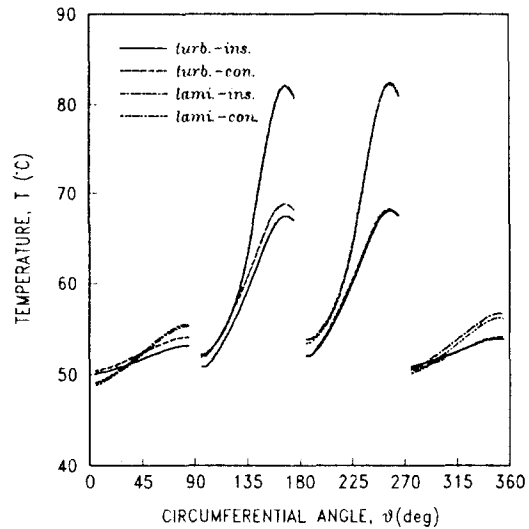


Fig. 9 Distributions of bearing metal temperature in the mid-plane compared by both the flow pattern and the shaft temperature boundary condition; where *turb.*:turbulent flow, *lami.*:laminar flow, *ins.*:insulated shaft b.c., *con.*:constant shaft b.c.. $N=3600$ rpm, $m=0.5$ $\epsilon_b=0.7$

측되었다. Fig.9에서 보면, 같은 편심율에서도 예압이 증가되면, 실제 유막 간극이 줄어들기 때문에 베어링면의 온도상승이 더욱 높아짐을 알 수 있다. 따라서 난류가 발달된 베어링에서도 편심율이 증가하게 되면, 최소유막두께 부근에서는 유막두께가 더 작아지게 되어 층류유동이 일어날 수도 있기 때문에 부하가 큰 대형 베어링에서는 국부적인 온도상승을

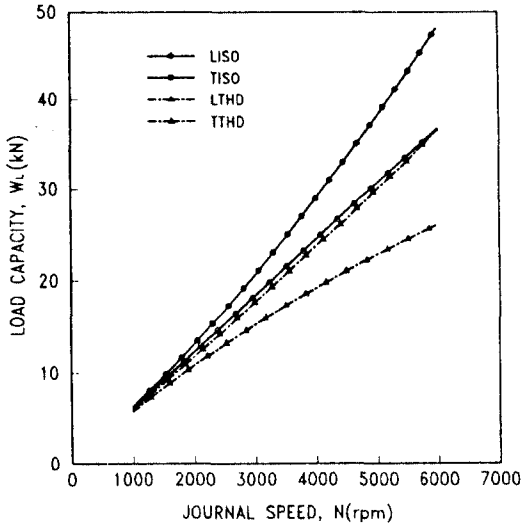


Fig.10 Comparison of load capacities vs journal speed. $m=0.0$, $\epsilon_b=0.7$

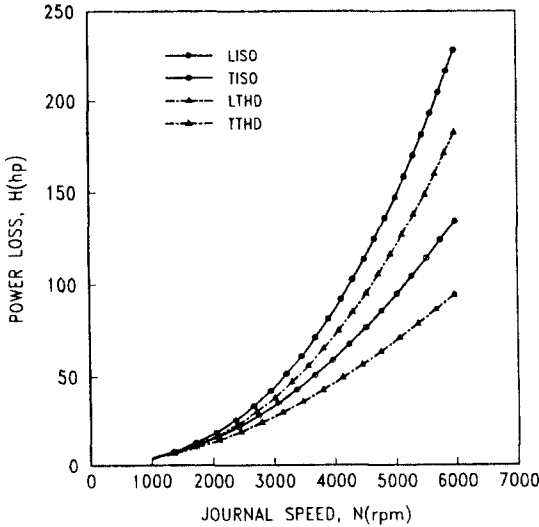


Fig.11 Comparison of power losses vs journal speed. $m=0.0$, $\epsilon_b=0.7$

예측하는데 있어서 유동상태를 잘 고려하는 것이 매우 중요한 것으로 사료된다. 그리고, 원주방향으로 패드의 열전도를 고려함으로써 패드의 출구단에서 온도상승량이 줄어드는 현상이 예측되었다.

그리고, Fig.10~Fig.12에서는 온도상승과 난류가 베어링의 정적 특성에 미치는 영향을 알아보기 위하여 층류동온해석(LISO), 난류동온해석(TISO), 층류열유체해석(LTHD), 난류열유체해석(TTHD) 등 4가지 경우의 해석방법으로 예측된 결과를 서로 비교하였다. 이때 축표면에서 단열조건을 이용

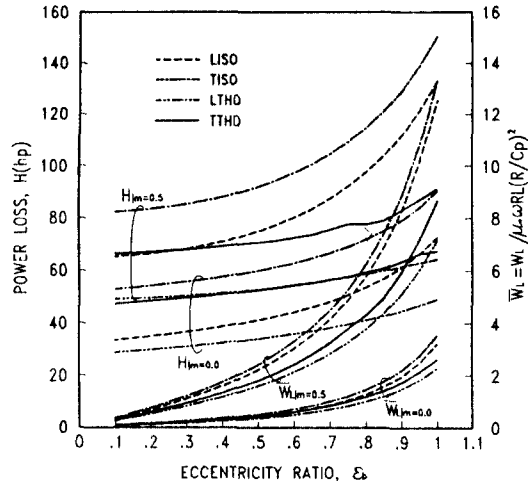


Fig.12 Comparison of load capacities and power losses vs eccentricity ratio. $N=3600$ rpm

하였다.

Fig.10과 Fig.11에서는 주어진 편심율($\epsilon_b=0.7$)에서 회전속도를 1000 rpm에서 6000 rpm까지 증가시키면서 온도상승 및 난류가 베어링의 부하능력 및 동력손실에 미치는 영향을 각각 비교하였다. 열유체해석으로 유막의 온도상승을 고려하게 되면, 유체의 점성이 감소하여 동온해석에 비해 부하능력이 떨어지고, 동력손실도 줄어든다. 회전속도가 증가할수록 온도상승량이 더욱 많아져서 이러한 현상은 더욱 뚜렷하게 나타난다. 난류를 고려하게 되면, 유체의 점성에 난류 성질에 의한 외점성이 부가되어 부하능력이 증가되고, 벽면에서의 속도구배가 더욱 급격하게 되므로 동력손실도 더욱 증가된다. 열유체해석에서는 난류효과에 의해 저어널면에서의 온도상승은 층류해석에 비해 높지만, 극부적인 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 저어널면에서의 온도상승량은 상대적으로 낮고, 최소유막두께 근방에서 온도상승량이 상대적으로 높기 때문이다.

Fig.12에서는 일정한 회전속도($N=3600$ rpm)에서 편심율을 변화시키면서 해석방법에 따른 베어링의 부하능력 및 동력손실을 비교하였다. 앞에서 예측된 바와 같이, 편심율이 증가되거나 예압이 증가되면, 층류영역이 많아질 뿐만 아니라 극부적인 온도상승도 더 증가하게 되므로 동온해석에 비해 열유체해석의 부하능력 및 동력손실이 더욱 작게 예측되었다. 즉, 같은 속도에서 편심율이 증가될수록 부하능력이 급격히 떨어지고, 동력손실도 줄어드는 것을 알 수 있다.

6. 결론

대형 킬링패드 저어널베어링에 대한 3차원 난류열유체해석을 수행하여 온도상승 및 난류가 베어링의 온도분포, 부하

능력, 동력손실 등 정적 특성에 미치는 영향을 조사하였다. 부하능력과 동력손실은 온도상승에 의해서는 줄어들고, 난류 효과에 의해서는 증가되었다. 반경방향의 유막온도는 층류열 유체해석에서는 급격하게 변하지만, 난류열유체해석에서는 거의 일정하게 예측되었다. 그리고, 난류열유체해석에서 평균 온도상승은 많지만, 국부적인 온도상승은 오히려 층류열 유체해석에서 높게 예측되었다. 회전속도가 증가될수록 온도상승보다는 난류효과가 더욱 커지는 반면, 편심율이 커질수록 난류보다는 온도상승 효과가 더 뚜렷하게 나타났다. 따라서 유막의 온도상승과 난류는 베어링의 성능예측에 많은 영향을 미치므로 엄밀한 성능예측을 위해서는 반드시 이들을 고려하여야 함을 정량적으로 밝혔다.

기호 및 약어 설명

c_p	:	윤활유의 비열
C_b	:	베어링의 조립품새
C_p	:	베어링의 가공품새
d	:	예압의 크기, $C_p - C_b$
D	:	베어링의 직경
e	:	축중심의 편심량
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	:	베어링의 반경
R_h	:	국소 레이놀즈수, U_{jh}/ν
S	:	썸머펠드수, $\mu \cdot NDL / (R/C_p)^2 / W$
t_p	:	패드의 두께
T	:	유막온도
T_i	:	입구온도
T_m	:	패드온도
T_s	:	공급온도
U_j	:	저어널면의 속도

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
$\theta_s, \theta_E, \theta_P$:	패드의 입구 및 출구, 피벗의 위치각
θ_r	:	유막의 파단이 발생하는 위치각
λ	:	유막폭비
μ	:	윤활유의 점성계수
ν	:	동점성계수
ν_H	:	와확산계수
ν_t	:	와점성계수
ρ	:	윤활유의 밀도
ω	:	축의 각속도
하첨자 *	:	Reference Value

참 고 문 헌

- [1] E.R.Booser, A.Missana, and F.D.Ryan, "Performance of Large Steam Turbine Journal Bearings", ASLE Trans., 1970, Vol.13, pp.262-268.
- [2] E.R.Booser, F.D.Ryan, and C.L.Linkinoker, "Maximum Temperature for Hydrodynamic Bearings Under Steady Load", Lubrication Eng., 1970, pp.226-235.
- [3] H.Mccallion, F.Yousif, and T.Lloyd, "The Analysis of Thermal Effects in a Full Journal Bearing", ASME Trans., J. of Lub. Tech., 1970, pp.578-587.
- [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., 1983, Vol.105, pp.406-413.
- [5] G.Hopf and D.Schuler, "Investigations on Large Turbine Bearings Working Under Transitional Conditions Between Laminar and Turbulent Flow", ASME Trans., J. of Tribology, 1989, Vol.111, pp.628-634.
- [6] S.Taniguchi, T.Markino, K.Takeshita, and T.Ichimura, "A Thermohydro-dynamic Analysis of Large Tilting Pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes with Mixing", ASME Trans., J. of Tribology, 1990, Vol.112, pp.542-550.
- [7] H.J.Kim, Ph.D.Dissertation, Dept. of Mech. Eng., University of Pittsburg, 1991.