

3차원 열전달을 고려한 틸팅패드 스러스트 베어링의 해석

김호종[†] · 최성필* · 하현천*

두원공과대학 자동차과, *㈜터보링크

Three-Dimensional Heat Transfer Analysis on Tilting-Pad Thrust Bearings

Ho Jong Kim[†], Sung Pil Choi* and Hyun Chun Ha*

Dept. of Automobile Engineering, Doowon Technical College, *Turbolink, Inc.

Abstract – In the present study, we developed a numerical analysis software to predict performance of tilting-pad thrust bearings. The finite element method was adopted to compute lubricant film pressure and temperature. Three-dimensional heat transfer equations were solved simultaneously for the lubricant film, pad, and runner. Groove temperature was assumed with two different models. From application of the software to a thrust bearing, it has been seen that the three-dimensional analysis predicts higher temperature than the average temperature analysis. It has also been found that the groove model with a hot-oil-carry-over factor predicts higher temperature.

Key words – thrust bearing, tilting pad, heat transfer, groove temperature, load capacity.

1. 서 론

스러스트 베어링의 특성은 많은 변수에 의해 영향을 받는다. 변수들은 두 그룹으로 대별되는데, 한 그룹은 베어링의 제작, 설치, 운전 중에 고려해야 하는 것이고, 다른 그룹은 설계 시 고려해야 할 사항들이다. 유체 윤활 베어링은 부하와 축 회전 속도에 따라 베어링 설계의 한계가 세 영역으로 구분된다. 저속 영역에서는 유막 두께로 인해 부하가 제한을 받는다. 중간 영역에서는 평균 압력을 한계 값 이내로 두어야 한다. 고속 영역에서는 윤활유와 배빗(babbitt)의 온도에 의해 부하가 제한을 받는다[3,5].

스러스트 베어링의 성능을 예측하기 위한 해석 기술은 그 동안 많은 연구자들의 노력으로 오래 전부터 많은 성과를 거두었다[4,7-12]. 스러스트 베어링의 성능은 윤활유의 전단 저항에 의한 온도 상승이 성능에 지대한 영향을 미치므로 이에 대한 연구가 많이 되어

왔다. 온도 상승을 예측하기 위해서는 유막 및 패드(pad), 러너(runner; collar)를 포함하여 열 전달 해석을 수행해야 하고, 또한 유막의 온도는 유막의 압력 분포에 의해 영향을 받으므로 복잡하고 많은 계산 및 반복 계산을 해야 하므로 해석 상 많은 노력 및 주의가 필요하다. 이러한 이유로 대부분의 해석은 유막에 대하여 단순한 에너지 보존을 적용하거나[3], 유막에 대하여 3차원 열 전달 해석을 수행하더라도 패드 및 칼라를 단순화시켜 해석을 수행하였다[9,11,12]. 칼라는 축 계에서 러너의 일부로 정지해 있지 않고 회전하는 물체이므로 열 전달 해석이 용이하지 않은 관계로 온도를 일정하다고 가정하거나 두께만 고려하여 열전도 특성만 고려하여 단순화시켜 해석에 포함시키는 것이 일반적이다. 그러나 유막에서 발생하는 열의 상당 부분이 칼라를 통하여 외기로 방출되므로 칼라의 열 전달 해석은 베어링의 성능 해석 시 중요한 역할을 담당한다.

본 연구에서는 러너의 열 전달을 포함하여 스러스트 베어링의 온도 상승을 예측하는 열 전달 및 성능 해석

[†]주저자 · 책임저자 : hjkim@doowon.ac.kr

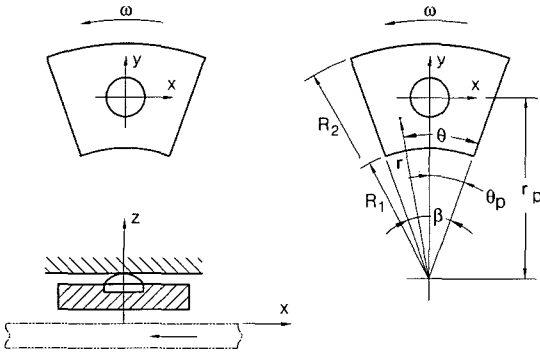


Fig. 1. Schematics of a tilting pad.

을 수행하고자 한다. 칼라, 유막 및 패드를 포함하여 3차원 열 전달 방정식을 수립하고, 칼라의 열 전달을 해석하기 위한 해석 기법을 개발한다. 이를 토대로 러너의 열 전달 모델에 따른 온도 상승 및 성능의 변화를 검토해 본다.

2. 지배 방정식

2-1. 유막 압력

Fig. 1에 나타나 있는 스러스트 베어링의 패드와 칼라 사이의 윤활유의 압력은 다음과 같이 레이놀즈 방정식(Reynolds equation)의 지배를 받는다. 이 식은 윤활유의 유동이 층류(laminar) 및 난류(turbulent)인 경우에 공히 적용된다[1].

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r H_r \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H_\theta \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \frac{\partial G}{\partial \theta}$$

여기서 H_r 및 H_θ , G 는 축 회전속도, 유막 두께 h 와 윤활유 점도 및 난류 특성을 포함하는 함수이다(변수에 대한 자세한 내용은 참고 문헌 [9] 참조).

유막 두께는 패드의 기울어짐(tilting)에 의해 그 분포가 결정된다. Fig. 1을 참고로 하여 피벗(pivot)의 중심을 기준으로 x, y 방향의 틸팅각도(tilt angle)를 각각 ψ_x, ψ_y 라 하면 유막 두께 h 는 다음 식과 같이 표현된다.

$$h = h_c - x \cos \psi_y + y \sin \psi_y + h_d$$

는 패드의 온도 분포에 의해 발생하는 패드의 변형을 고려한 것으로, 변형된 패드 면을 구형으로 가정하여 (spherical crown) 패드 변형에 의한 유막 두께 h_d 는 다음과 같이 표현한다.

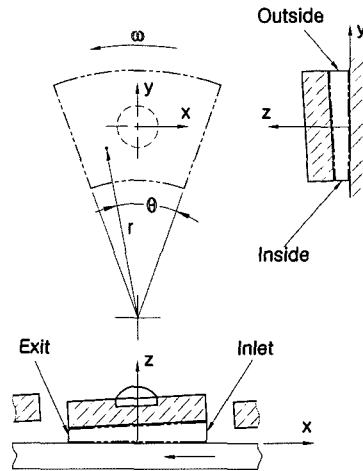


Fig. 2. Analysis region for the film.

$$h_d = \frac{x^2 + y^2}{2R_c}$$

여기서 R_c 는 크라운의 곡률 반지름이다.

경계 조건은 베어링 패드의 가장자리에서 압력은 대기압으로 둔다.

$$P=0 \text{ at } r=R_1, R_2 \text{ and } \theta=0, \beta$$

2-2. 유막 열 전달

유막의 온도 해석을 위한 영역은 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있으며, 난류 특성을 고려하여 열 전달식은 다음과 같다.

$$\rho C_p \left(U \frac{\partial T}{\partial r} + V \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = k \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial}{\partial z} \left(1 + \frac{Pr}{Pr_t} \frac{\epsilon_M}{\nu} \right) \frac{\partial T}{\partial z} \right] + \mu \left(1 + \frac{\epsilon_M}{\nu} \right) \left[\left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial z} \right)^2 \right]$$

$$\text{경계조건: } T=T_G \text{ at } \theta=0$$

윤활유의 점도(viscosity), 밀도(density), 비열(specific heat) 등 물리적 특성은 온도, 압력에 따라 변화한다. 윤활유 동점도 ν 는 가장 널리 사용되고 있는 Walther가 제안한 식을 근거로 한다[2].

$$\log_{10} \log_{10}(\nu + \alpha) = \beta - C \log_{10} T$$

여기서 상수 α 는 동점도의 단위를 cS로 하였을 경우 윤활유의 종류에 따라 0.6과 큰 차이를 나타내지 않으므로 본 연구에서는 $\alpha=0.6$ 으로 둔다.

윤활유의 비중(γ) 및 비열(C_p)은 여러 가지 윤활유의

자료를 종합하여 보면 온도에 따라 일정하게 각각 감소 또는 증가하는 경향을 보이므로 다음과 같은 식으로 표현한다.

$$\gamma = \gamma_0 - 6.3 \times 10^{-4}(T - T_0)$$

$$C_p = C_{p0} + 4.44647(T - T_0)$$

2-3. 러너 열 전달

문헌에서 러너는 대부분의 경우 일정한 온도로 가정한다. 러너와 유막의 접촉면에서 유막 온도는 유동이 층류일 경우에는 러너 면의 온도로, 난류인 경우에는 러너 면으로의 열 전달을 무시한다. 그러나 본 연구에서는 러너의 열 전달을 해석에 포함시킨다. 러너는 회전하고 있으므로 앞선 러너의 임의의 점과 다음 러너의 동일한 위치에서 온도가 동일하여야 한다. 즉, rotating symmetry의 특성을 가진다.

러너의 온도 해석을 수행하기 위하여 러너 즉, 칼라 (collar)를 패드 수만큼 등분하여 한 부분에 대하여 해석 영역으로 고려하고 rotating symmetry를 적용한다. 또한 칼라의 중심 면을 기준으로 대칭이라고 가정한다. Fig. 3은 해석 영역을 도식적으로 나타낸 것이다. 러너의 외부와의 열 출입은 다음과 같이 설정한다.

- 1) 러너의 내측으로는 adiabatic condition으로 가정한다.
- 2) Groove 및 외부 면을 통하여 대류 열 전달이 발생한다.
- 3) 유막과 접촉하는 부분은 유막의 온도와 동일하다.
- 4) 중심 면은 온도가 대칭이다.

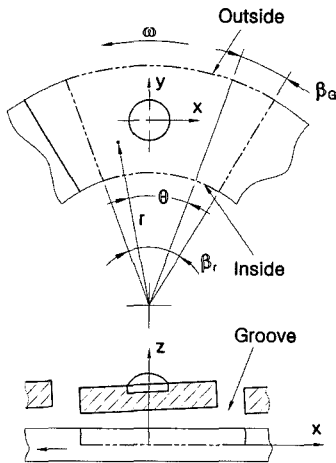


Fig. 3. Analysis region for the runner.

위에서 설정한 영역에 대한 열 전달식은 다음과 같다.

$$\rho C_p V \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right]$$

경계 조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \text{ at } z=0$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \text{ at } r=R_1$$

$$-k_r \frac{\partial T}{\partial r} = h_D(T - T_D) \text{ at } r=R_2$$

$$-k_r \frac{\partial T}{\partial z} = h_G(T - T_G) \text{ on the groove surface}$$

$$T_{|\theta=\beta_r} = T_{|\theta=\theta}$$

여기서 h_D 및 h_G 는 각각 외부 면 및 groove 면에서 대류 열 전달 계수이다.

2-4. 패드 열 전달

Fig. 4는 패드의 열 전달 해석을 위한 영역을 도식적으로 나타낸다. 패드에서의 열 전달은 내부에서는 열 전도만 있고 외부로의 대류 열 전달이 발생한다. 외부로의 열 전달 조건은 다음과 같다.

- 1) 입구 면과 출구 면은 groove와 대류 열 전달이 발생한다.
- 2) 유막과 접촉한 면의 온도는 유막의 온도와 동일하다.

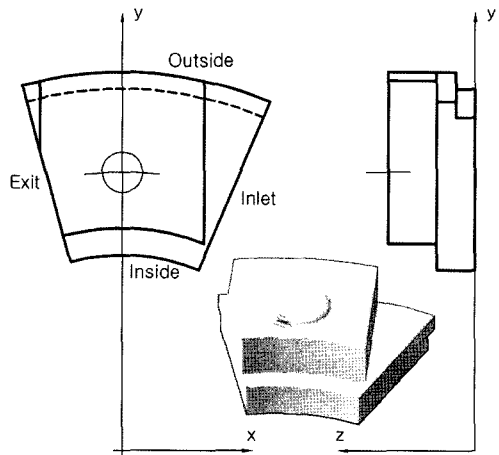


Fig. 4. Pad geometry.

3) 그 외 면은 방출 윤활유와 접촉하며 대류 열 전달이 발생한다.

패드의 해석 영역에 대한 열 전달식은 다음과 같다.

$$k_p \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad \text{in } \Omega$$

경계조건: $-k_p \nabla T \cdot n = h_p(T - T_\infty)$ on Γ_h

입구 측: $T_\infty = T_G$

출구 측: $T_\infty = T_G$

내측: $T_\infty = T_S$

외측: $T_\infty = T_D$

피벗 면: $T_\infty = T_D$

여기서 h_p 는 패드 면과 외부 윤활유와의 대류 열 전달 계수이다.

3. 해석 방법

3-1. 압력 해석

압력은 유한요소법(finite element method)을 이용하여 구한다[6]. 만약 캐비테이션(cavitation)이 발생하면 위 행렬을 각 절점에 대하여 반복법(iteration)을 이용하여 압력을 다시 구한다. 사용된 요소(element)는 사각형과 삼각형 요소이다.

유막의 두께는 베어링에 작용하는 축 하중과 피벗을 중심으로 패드의 모멘트 평형을 기준으로 구한다(자세한 내용은 참고 문헌 [13] 참조).

3-2. 평균 온도 해석

Fig. 5는 하나의 베어링 패드에 대한 에너지 평형을 나타내고 있다. 온도 T_m 으로 베어링에 공급되는 윤활유는 입구에서 유량 Q_i 및 온도 T_i 로 유막으로 유입되

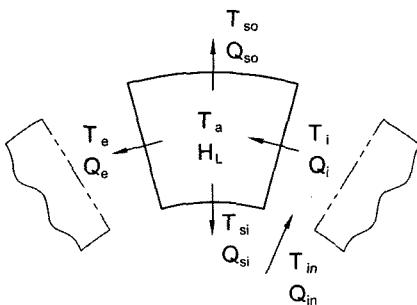


Fig. 5. Schematics of energy balance.

어 유막 내에서 속도구배에 의한 마찰에너지 H_L 이 발생된다. 마찰에너지는 윤활유의 온도를 상승시키는데 온도가 상승된 윤활유는 출구(Q_e)와 양 옆(Q_{si} , Q_{so})으로 방출된다. 출구 윤활유의 일부는 다시 입구로 유입된다. 유막 내에서 윤활유의 온도는 입구에서 출구로 가면서 증가하지만 여기서는 유막 내의 온도가 평균 온도 T_p 로 일정하다고 가정한다. 주어진 패드에 대하여 에너지 평형식은 다음과 같다[3].

$$H_L + \rho C_p Q_i T_i = \rho C_p Q_{si} T_{si} + \rho C_p Q_{so} T_{so} + \rho C_p Q_e T_e$$

유량 보존의 법칙에 의해 유량과의 관계는 다음과 같다.

$$Q_i = Q_{si} + Q_{so} + Q_e$$

유막의 출구 온도와 입구 온도의 차이를 온도 상승(temperature rise, ΔT)라 하고, 양 옆의 방출 온도를 유막의 평균 온도와 동일하다고 가정하면 다음과 같은 관계를 가진다.

$$T_e = T_i + \Delta T$$

$$T_a = T_{si} = T_{so} = T_i + \Delta T/2$$

따라서 온도 상승 ΔT 는 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta T = \frac{H_L}{\rho C_p [Q_i - (Q_{si} + Q_{so})/2]}$$

유막의 입구 온도 T_i 는 공급 유량과 출구 유량에 의해 평균 온도로 결정된다. 즉,

$$T_i = \frac{\rho C_p Q_{in} T_{in} + \rho C_p Q_e T_e}{\rho C_p Q_{in} + \rho C_p Q_e}$$

3-3. 3차원 온도 해석

3-3-1. 유한요소 방정식 통합

유막 및 러너, 패드에 대한 열 전달 식은 다음과 같이 각각 유한요소 식으로 표현된다.

유막: $\mathbf{K}_f \mathbf{T}_f = \mathbf{F}_f$

러너: $\mathbf{K}_r \mathbf{T}_r = \mathbf{F}_r$

패드: $\mathbf{K}_p \mathbf{T}_p = \mathbf{F}_p$

러너 면과 유막의 아래면, 유막의 위 면과 패드의 아래면은 증착되는 부분이므로 각각의 유한요소 방정식을 하나의 방정식으로 Fig. 6과 같이 통합한다. 통합된 방정식에 대하여 유막에 대한 입구 온도를 groove

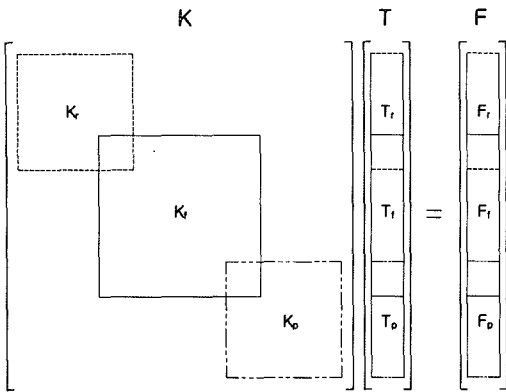


Fig. 6. Integration of matrices.

의 온도와 같게 두고, 러너의 회전방향으로 반복되는 조건을 적용한다. 즉,

$$T_i = T_G \text{ for nodes on the inlet plane of the film}$$

$$T_i|_{\theta=0} = T_i|_{\theta=2\pi}$$

3-3-2. 입구 윤활유 온도

유막의 입구 면을 통하여 유입되는 온도는 유막 전체의 온도 분포에 큰 영향을 미친다. 유막의 출구를 통하여 유출된 고온의 윤활유는 다시 다음 유막으로 유입된다. 일반적으로 유출 유량은 유입 유량에 비해 작은 값이므로 groove에 공급된 저온의 공급 윤활유가 함께 유입된다. Groove에서 유출 윤활유와 공급 윤활유는 서로 섞이게 되는데 이런 가운데 유출 윤활유의 일부는 다음 유막으로 유입되지 않고 외부로 방출되게 된다.

유막으로 유입되는 입구 윤활유 온도를 정확히 예측하는 것은 상당히 어려운 문제이다. Groove에서 윤활유의 흐름에 대한 해석이 수반되어야 하며 이는 3차원 유체역학적 해석을 필요로 한다. 문헌에 소개되는 입구 온도를 평가하기 위한 관계식은 실험을 통한 것으로 베어링의 형식 및 형상이 달라지면 적용이 곤란하며 광범위하게 적용되는 관계식은 아직 알 수 없다.

본 연구에서는 입구 윤활유 온도를 평가하기 위하여 다음의 두 가지 방법을 고려하였다.

1) 평균 온도 해석 결과 이용

평균 온도 해석의 결과로부터 구한 groove 오일 온도를 입구 온도로 설정한다. 이 방법은 상당히 안정적 인 온도 해석 결과를 기대할 수 있으며, 평균 온도 해석이 실제로 많은 적용 능력을 가지고 있으므로 큰 오차가 발생하지 않을 것이라 기대된다.

2) Hot-Oil-Carry-Over Factor

틸팅패드 베어링의 온도 해석 시 일반적으로 도입되는 것이 hot-oil-carry-over factor이다. 이는 유막의 출구에서 유출되는 유출유량 중 다음 유막으로 유입되는 비율을 의미한다. 이를 이용하여 입구 온도는 다음과 같이 주어진다[10].

$$T_i = \frac{\chi H_E + Q_F T_S + Q_R T_D}{Q_I}$$

여기서 χ 는 hot-oil-carry-over factor이며, 유량 조건에 따라 $Q_I \leq Q_S + \chi Q_E$ 인 경우에는 $Q_F = Q_I - \chi Q_E$, $Q_R = 0$, $Q_I \geq Q_S + \chi Q_E$ 인 경우에는 $Q_F = Q_S$, $Q_R = Q_I - (Q_S + \chi Q_E)$ 이다.

3-3-3. Drain Temperature

베어링 밖으로 유출되는 윤활유는 유막에서 발생한 마찰열에 의해 온도가 증가하므로 방출 온도 T_D 는 전체적인 마찰열과 공급 유량과의 열 평형으로부터 구한다. 즉,

$$T_D = T_S + \frac{H_L}{\rho C_p V_S}$$

여기서 V_S 는 체적 공급 유량이고 H_L 은 유막의 마찰에 의한 손실 동력이다.

3-3-4. 시스템 온도 해석 과정

먼저 초기 조건으로 유막의 온도를 평균온도 해석으로부터 구한 평균 유막 온도로 가정한다. Groove 오일 온도 및 방출 온도도 평균 온도 해석으로부터 구한 값을 이용한다. 먼저 패드의 모멘트 평형을 만족하며 주어진 축 하중을 지지하는 유막의 압력을 구하고 3차원 온도 해석을 수행한다. 다음으로 groove 오일 온도 및 방출 온도를 구한다. 이전에 주어진 유막의 온도와 비교하여 최대 온도 차이를 기준으로 온도의 수렴성을 판단한다. Fig. 7에 해석 과정의 흐름도가 표시되어 있다.

4. 결과 및 고찰

4.1. 베어링 및 운전 조건

산업체 현장에서 사용하고 있는 스톱스트 베어링의 설계에 적용하여 보았다. 베어링은 화력발전소 증기발전기용 급수펌프의 축을 지지하는 스톱스트 베어링이다. 베어링 형식은 틸팅패드 형으로 규격 및 사용 윤활유, 운전 조건에 대한 데이터가 Table 1에 요약되어 있다.

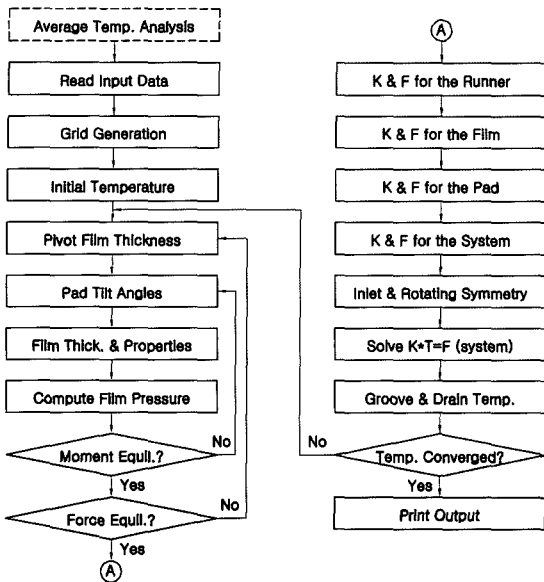


Fig. 7. Flow chart for the advanced analysis.

Table 1. Data on the sample bearing

BEARING SPECIFICATION	
Bearing type	Tilting pad
Out diameter	266.7 mm
Inner diameter	144.5 mm
No. of pad	8
Pad angle	38°
Rad. pivot location	102.8 mm (rel.: 0.5)
Circum. pivot loc.	22.8° (rel.: 0.6)
LUBRICANT	
ISO grade	VG 32
Viscosity	32 cS at 40°C, 5.4 cS at 100°C
Specific gravity	0.8592 at 20°C
Specific heat	1952.3 at 20°C
Supply flow rate	80 L/min
Supply temperature	45°C
OPERATION	
Rotating speed	5400 rpm
Thrust load	46 kN

4-2. 하중 변화에 따른 베어링 성능

먼저 하중을 20~80 kN 사이에서 변화시키며 평균 온도 해석과 3차원 온도 해석 결과를 비교하여 보았다.

Table 2. Data on the pad and runner

Pad	Pad thickness: 30 mm Pad conductivity: 40 W/m°C
Runner	Runner thickness: 20 mm Density: 7800 Kg/m ³ Conductivity: 20 W/m°C Specific heat: 480 J/Kg°C

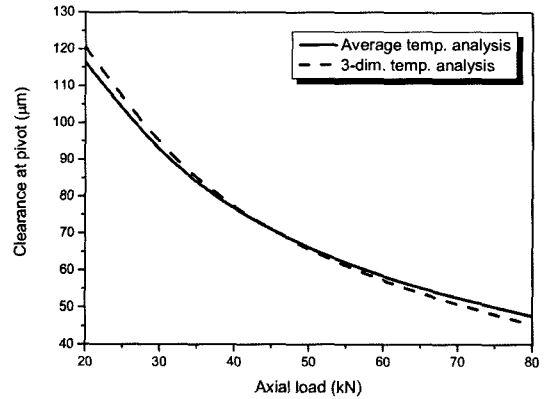


Fig. 8. Variations of the pivot film thickness with respect to the axial load.

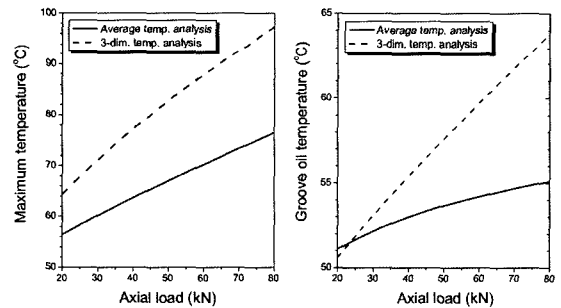


Fig. 9. Variations of film temperatures with respect to the axial load.

3차원 온도 해석 시 입구 온도는 hot-oil-carry-over factor를 0.94로 두었으며, 패드의 형상은 Fig. 4에 나타나 있는 것과 같고 치수 및 러너의 데이터가 Table 2에 요약되어 있다. 무 부하(inactive) 러너 면의 열 전달은 공급 오일로 대류 열 전달이 발생한다고 가정하였으며, 열 전달 계수는 2000 W/m²°C로 가정하였다.

해석 결과가 Fig. 8 및 9에 나타나 있다. Fig. 8은 피벗 유막두께(h_c)의 변화를 나타내고 있는데, 전체적으로 축 하중이 증가할수록 급격히 감소함을 나타내고 있다. 3차원 해석은 축 하중이 낮은 영역에서는 평균

Table 3. Summary of results

	AVG	FIX	HOC
h_c (μm)	69.4	73.1	69.2
h_{min} (μm)	43.4	43.1	40.8
T_{max} ($^{\circ}\text{C}$)	65.7	77.9	80.6
T_g ($^{\circ}\text{C}$)	53.4	53.4	56.7
T_d ($^{\circ}\text{C}$)	54.5	54.3	53.8
H_L (kW)	22.54	21.47	20.35

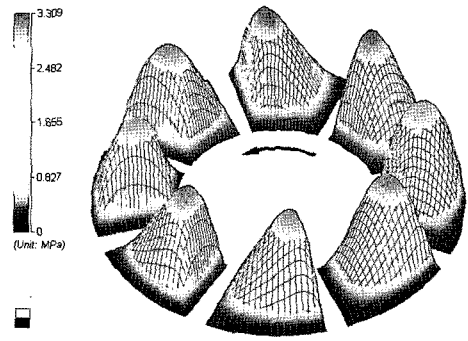
온도 해석에 비해 큰 유막두께를 나타내나 축 하중이 높은 경우에는 오히려 더 작은 유막두께를 나타낸다. Fig. 9에서 최대 온도는 3차원 해석이 어느 하중 범위에서나 훨씬 높은 상태이나, groove 오일 온도는 낮은 하중에서는 평균 온도 해석보다 낮게 나타내다가 급격히 증가함을 알 수 있다. Groove 오일 온도는 베어링 유막으로 유입되는 온도로 상대적으로 증가할수록 틸팅 각도를 감소시키며 따라서 하중 지지능력을 갖기 위하여 피벗 유막두께가 감소하게 된다.

4.3. 단일 하중에 대한 성능 비교

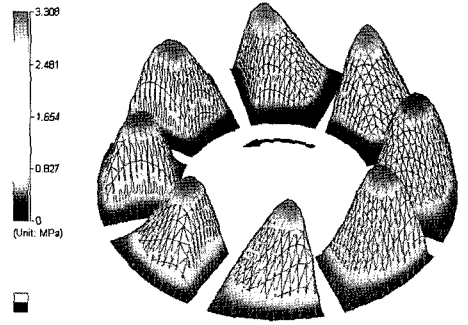
축 하중이 46 kN인 경우에 대하여 성능을 비교하고 온도 분포를 조사하여 보았다. Table 3은 평균 온도 해석(AVG) 및 이 결과를 groove 오일 온도로 가정한 경우의 3차원 해석(FIX), hot-oil-carry-over factor를 0.94로 가정한 3차원 해석(HOC) 결과를 요약한 것이다. HOC인 FIX의 경우 경우에 비해 최대 온도(T_{max}) 및 groove 오일 온도(T_g)는 높지만 방출 온도(T_d)는 감소한 결과를 나타낸다. 이는 온도는 증가하지만 마찰 열(H_L)이 작아 공급유량이 동일하므로 따라서 방출온도가 감소하기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 10은 패드에 작용하는 압력의 분포를 나타낸다. 고려되고 있는 축 하중에 대해서는 평균 온도 해석이나 3차원 온도 해석(HOC)이 거의 유사한 압력분포를 나타내고 있다. Table 3에서 보면 피벗 유막두께는 두 경우 거의 같으나 최소 유막두께(h_{min})는 HOC의 경우가 더 작게 나타나며 이는 틸팅각도가 더 큼을 의미한다.

Fig. 11 및 12는 3차원 해석에 의해 얻어진 유막 및 패드의 온도 분포를 FIX인 경우(a)와 HOC의 경우(b)에 대하여 각각 나타내고 있다. 유막 및 패드의 온도 분포는 어느 경우에도 유사한 형태를 나타낸다. 최대 유막 온도는 출구 측에서 패드와 접하는 부분에서 반지름 방향으로 패드 폭의 약 75%인 위치에서 나타

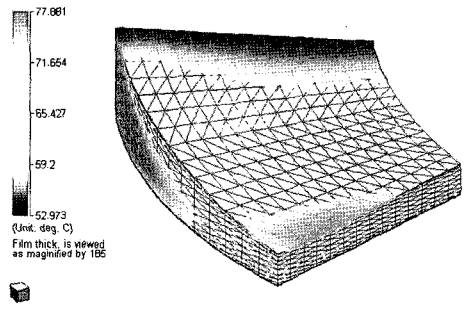


(a) Average temperature analysis

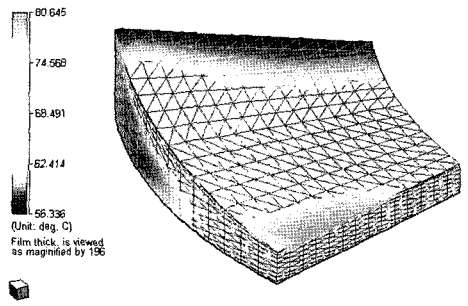


(b) 3-dim. temperature analysis (HOC)

Fig. 10. Pressure distribution.

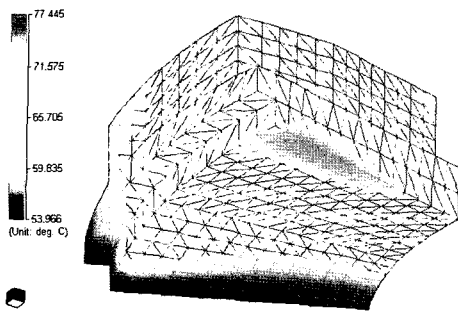


(a) Fixed groove temperature

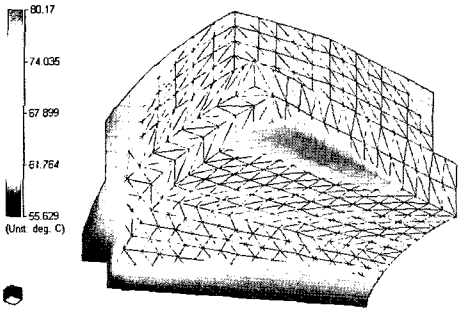


(b) Hot-oil-carry-over factor = 0.94

Fig. 11. Film temperature distribution.

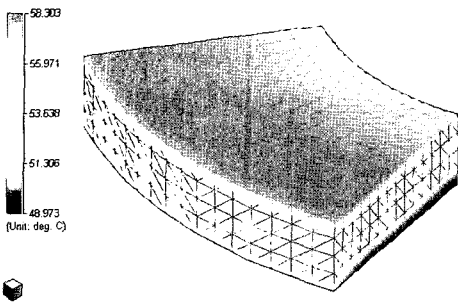


(a) Fixed groove temperature

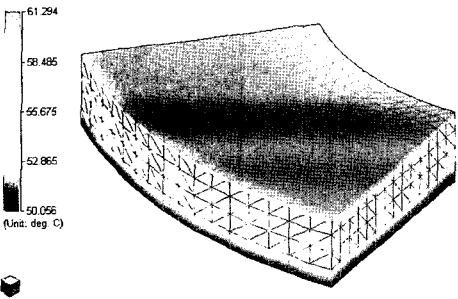


(b) Hot-oil-carry-over factor = 0.94

Fig. 12. Pad temperature distribution.



(a) Fixed groove temperature



(b) Hot-oil-carry-over factor = 0.94

Fig. 13. Runner temperature distribution.

남을 알 수 있다.

Fig. 13은 러너의 온도 분포를 나타내고 있다. 러너의 온도는 회전 방향으로의 회전 대칭의 결과를 나타내며 반지름 방향으로의 축 중심으로 갈수록 온도가 감소함을 알 수 있다. 축 방향으로로는 약 10°C 내외의 온도 차이가 발생한다. 본 연구에서는 러너의 무 부하 면으로 대류 열 전달이 발생한다고 가정하고 있으며, 대칭 혹은 마찰이 발생하는 경우에 대해서는 다른 결과를 보여 줄 것으로 예상된다.

5. 결 론

유한요소법을 이용하여 틸팅패드 스러스 베어링에 대하여 3차원 열 전달 해석을 수행하고 성능을 예측하는 프로그램을 개발하고 산업 현장의 베어링에 적용하여 보았다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 3차원 온도 해석은 평균 온도 해석에 비하여 최대 온도를 높게 예측하였다.

2) 3차원 온도 해석 시 groove 오일 온도 모델에 따라 다른 결과를 나타내며, 적절한 모델을 선정하는 것이 중요하다.

3) Hot-oil-carry-over factor를 이용하는 경우 평균 온도 해석 결과를 이용하여 groove 오일 온도를 설정하는 것보다 큰 온도 증가를 나타내며, 피벗 유막두께는 작은 결과를 나타낸다.

4) 유막 및 패드의 온도 분포 경향은 groove 오일 온도에 관계 없는 것으로 나타나며, 최대 온도는 출구 측 패드 폭의 약 75% 지점에서 나타난다.

5) 러너의 온도는 중심에 가까울수록 감소한다.

기호 설명

P	: film pressure
T	: temperature
T_m	: supply oil temperature
T_D	: drain oil temperature
U, V	: velocity
μ	: dynamic viscosity
ν	: kinematic viscosity
ρ	: density
C_p	: heat capacity
k	: thermal conductivity of lubricant

k_r	: thermal conductivity of runner
k_p	: thermal conductivity of pad
R_1, R_2	: pad inside and outside radii, respectively
β	: pad angle
r_p	: radial pivot position
θ_p	: circumferential pivot position
h	: film thickness
h_c	: pivot film thickness
x, y, z	: Cartesian coordinates
r, θ, z	: Cylindrical coordinates
$Q_h, Q_e, Q_{si}, Q_{so}, Q_m$: flow rate
H_L	: dissipation
χ	: hot-oil-carry-over factor

후 기

본 연구는 부분적으로 두원공과대학 학술연구지원에 의한 것입니다. 첫 번째 저자는 이에 감사를 표합니다.

참고 문헌

1. A.Z. Szeri, *Tribology: Friction, Lubrication, and Wear*, Hemisphere Pub. Co., New York, 1980.
2. A. Cameron, *Basic Lubrication Theory*, John Wiley & Sons, New York, 1981.
3. V.N. Constantinescu, *et al.*, *Sliding Bearings*, All-

- ton Press, New York, 1985.
4. A.A. Raimondi and A.Z. Szeri, "Journal and Thrust Bearing," in *CRC Handbook of Lubrication*, Vol. II, CRC Press, Boca Raton, pp. 413-462, 1984.
5. T. Someya, Ed., *Journal-Bearing Databook*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 1989.
6. O.C. Zienkiewicz, *The Finite Element Method*, McGraw-Hill, New York, 1977.
7. B.J. Hamrock, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, NASA Reference Publication 1255, 1991.
8. K.W. Kim, *et al.*, "A Three-Dimensional Analysis of Thermohydrodynamic Performance of Sector-Shaped, Tilting-pad Thrust Bearings," *ASME J. of Lubrication Technology*, Vol. 105, pp. 406-413, 1983.
9. M.C. Jeng, *et al.*, "A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads: Part I-Theory," *ASME J. of Tribology*, Vol. 108, pp. 195-207, 1986.
10. H.C. Ha, *et al.*, "Inlet Pressure Effects on the Thermohydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing," *ASME J. Tribology*, Vol. 117, pp. 160-165, 1995.
11. Y.M.H. Ali El-Saie and R.T. Fenner, "Three-dimensional thermoelastohydrodynamic analysis of pivoted pad thrust bearings Part I: treatment of bearing deflections and fluid film flow and heat transfer," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 202, No. C1, pp. 39-50, 1988.
12. J.K. Whalen, "Thrust Bearing Analysis, Optimization and Case Histories," *Proceedings of the 25th Turbo-machinery Symposium*, pp. 17-24, 1996.
13. H.J. Kim, *et al.*, "틸팅패드 스러스트 베어링의 모멘트평형에 대한 고찰," *한국윤활학회*, 제20권 제3호, pp. 152-156, 2004.