

근사 탄성열유체윤활해석에 의한 틸팅 패드 트러스트 베어링의 정특성 및 동특성에 관한 연구

황 평* · 이광희**

*영남대 기계공학과, **국방과학연구소

A study on the Static and Dynamic Characteristics of Tilting Pad Thrust Bearing by Approximate Elasto-Thermohydrodynamic Lubrication Analysis

Pyung Hwang*, Kwang-Hee Lee**

*Department of Mechanical Engineering, Yeungnam University

**Agency for Defense Development

Abstract—The thermohydrodynamic analysis of tilting pad thrust bearing is studied with the consideration of elastic effect of pad. Reynolds equation, deflection equation and energy equation are solved simultaneously with the boundary conditions. Reynolds equation is modified as the approximate form. Pads are supported by the line pivot and the point pivot respectively. Pads are considered as the flat planes. Effects of pad thickness on the performance of thrust bearing are emphasized and the performances of rigid pad and elastic pad are compared. Effects of inlet temperature on performances of the bearing are compared. Dynamic characteristics of both pad supported by line and point pivot are compared.

1. 서 론

고전적 동수압(hydrodynamic)유체윤활이론에서는 유막 내의 점성을 일정하다고 가정하였다. 유막의 전개방향이나 유막두께방향으로의 온도변화를 결정하는데 이론적으로나 실험적으로 어려움이 있으므로 이 간소화는 베어링설계에 널리 사용되었다. 그러나, Fogg[1]가 평행판 추력베어링이 하중을 지지할 수 있음을 발견하는 등 많은 실험적 관찰로 인하여 등점성 동수압(hydrodynamic)유체윤활이론이 유막내의 온도상승이나 하중지지용량의 감소를 설명하지 못함이 입증되었다.

그 후, 유막내에서의 대류나 전도같은 열전달현상과 유막과 베어링면사이의 열전도등이 많이 연구되었으며, Hunter[2]는 유막내에서의 에너지 균형에 관한 이론적 연구를 소개하였고, 온도효과와 이로 인한 유막두께방향의 점도변화는 무시될 수 없다는 결론을 내렸다.

Ezzat 등[3]은 유한 슬라이더의 3차원 THD(thermo-hydrodynamic)해석에서 특정 베어링 형상과 오일의 입구점도에 대하여, 등온이론은 베어링의 하중지지용량을 운전속도에 따라서 과대평가하거나 과소평가하고, 오일에서 고체면을 통한 주위로의 열전달은 베어링성능에 거의 영향을 주지 못하고, THD 베어링성능은 유막두께방향의 온도변화에 강하게 영향을 받음을 고찰했다.

Seireg 등[4]은 유체윤활에서 THD 현상을 연구하였다. 이들은 등점성 윤활이론의 간소함을 THD 이론에 연장하였으며 THD 이론과 고전 동수압유체 윤활 이론의 결과가 서로 일치하는 베어링운전조건을 경험적으로 찾는 방법을 제시하여 축의 특정 회전속도와 특정 입구온도에서는 두 이론의 결과가 서로 잘 일치한다는 결과를 제시하였다.

Huebner 등[5]은 THD 난류영역에서 작동하는 트러스트베어링의 압력과 온도를 해석하였으며, 윤활제의 점도를 유체내의 3차원 온도분포의 함수로 가

정하여 열적효과는 난류보다 층류에서 보다 중요하고, 완전히 발달된 난류영역에서 열적효과는 베어링의 하중지지용량을 증가시키고 마찰력을 감소시킨다는 결론을 내렸다.

Kim 등[6]은 섹터형 틸팅패드를 가진 트러스트베어링의 3차원 THD해석에서 3차원의 점도변화와 밀도변화를 고려하였고 2차원해석이 3차원해석을 대신할 수 없으며 3차원해석이 보다 정확한 베어링성능을 예측할 것으로 결론을 내렸다. Mori 등[7]은 평면이고 경사진 섹터형 틸팅 패드를 가진 트러스트베어링의 성능을 층류조건에서 유체의 관성력과 관련하여 해석하였다. 이 해석에서는, 원심력과 대류관성력(convective inertia force)을 고려하여 다음과 같은 결론을 내렸다. 원심력은 하중지지용량을 줄이고, 유량을 늘이며, 베어링의 동특성에 큰 영향을 주지 못하고, 이와 반대로 대류관성력(convective inertia force)은 하중지지용량을 늘리고, 유량을 감소시키며, 베어링의 동특성에 큰 영향을 준다고 결론을 내렸다.

Hashimoto 등[8]은 난류영역에서 패드의 열적 및 탄성변형을 고려한 틸팅패드 트러스트베어링을 해석하였다. Hashimoto등은 패드의 변형은 패드의 pitching angle에는 큰 영향을 미치나, roll angle에는 영향을 거의 주지 못하며, 반대로 난류는 roll angle에는 큰 영향을 주나, pitching angle에는 거의 영향을 주지 못한다는 결론을 내렸다.

본 해석에서는, 이 등[9]이 제시한 근사해법을 이용한 열유체유험해석의 과정을 이용하여 라인 피벗과 포인트 피벗으로 각각 지지되는 틸팅패드 트러스트베어링 유막의 압력분포를 근사해법으로 구하며, 이 압력에 의한 패드의 탄성변형을 고려한 열해석과 고려하지 않은 열해석의 결과를 서로 비교하며 패드의 두께변화가 베어링의 성능에 미치는 영향을 연구하여 적합한 두께비를 구한다. 패드의 탄성 변형은 유한 차분법에 의하여 계산하며 유막의 압력계산과 연계하여 구한다. 이 경우 근사해법의 이용으로 계산 시간을 단축한다. 또한 패드의 입구온도의 변화가 베어링의 성능에 미치는 영향을 연구하며 라인 피벗과 포인트 피벗으로 지지되는 패드의 동특성을 교란법에 의하여 해석하여 축방향 강성계수와 댐핑계수를 구한다.

2. 이론해석

2-1. 정특성 해석

연속방정식, Navier-Stokes방정식, 경계조건으로부터

터 2차원 레이놀즈 방정식을 (r, θ) 좌표계로 유도하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho r h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = 6U \frac{\partial \rho h}{\partial \theta} \quad (1)$$

식(1)의 유도에서 ρ 는 유막전체에 걸쳐서 일정하다고 가정하였다. 유막내의 미소 요소로부터 에너지 방정식을 유도하면 다음과 같다. 여기서 베어링과 축으로의 열전달과 r, θ, Z 방향으로의 열전도와 Z 방향의 대류는 고려되지 않는다.

$$\text{Jcp} \left[v \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right] = \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial Z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial Z} \right)^2 \right] \quad (2)$$

위 식의 유도에서 다음과 같은 가정을 하였다. 윤활제는 Newtonian 유체이고, 유동은 층류이고, 점성력은 유막의 관성력이나 중력보다 매우 크다. 그리고 속도성분 u, v 의 r, θ 방향의 변화율보다 Z 방향의 변화율이 상대적으로 크다.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial Z^2} \gg \frac{\partial^2 u}{\partial r^2}, \quad \frac{\partial^2 u}{\partial Z^2} \gg \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2}$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial Z^2} \gg \frac{\partial^2 v}{\partial r^2}, \quad \frac{\partial^2 v}{\partial Z^2} \gg \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} \quad (3)$$

Marching Solution에 적합한 Bulk Form을 얻기 위하여 에너지방정식을 유막두께에 대하여 적분하면 다음과 같다.

$$\text{Jcp} \left[\frac{1}{r} \left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu r} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) \frac{\partial T}{\partial \theta} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] = \mu \left[\frac{U^2}{2} + \frac{h^3}{12\mu^2} \left[\left(\frac{\partial P}{\partial r} \right)^2 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right]^2 \right] \right] \quad (4)$$

일반적으로 베어링에 사용되는 윤활제의 점도는 압력보다 온도에 크게 영향을 받으므로 점도를 온도의 함수로 가정한다.

$$\mu = e^{\beta(T - T_1)} \quad (5)$$

$H=h/h_0$, $r^*=r/r_2$, $P^*=Ph_0^2/\mu_1 r_2^2 \omega$, $\mu^*=\mu/\mu_1$, $T^*=T/T_1$, $U^*=U/r_2 r^* \omega$ 등의 무차원변수를 도입하여 레이놀즈방정식과 에너지방정식을 무차원화하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{r^* H^3}{\mu^*} \frac{\partial P^*}{\partial r^*} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{\mu^*} \frac{\partial P^*}{\partial \theta} \right) = 6r^* \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (6)$$

$$\left[\left(\frac{U^* H}{2} - \frac{H^3}{12 \mu^*} \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial P^*}{\partial \theta} \right) \frac{\partial T^*}{\partial \theta} - \frac{H^3}{12 \mu^*} \frac{\partial P^*}{\partial r} \frac{\partial T^*}{\partial r} \right] = A \left[\frac{\mu^* r^{*2}}{H} + \frac{H^3}{12 \mu} \left[\left(\frac{\partial P^*}{\partial r^*} \right)^2 + \left(\frac{1}{r^*} \frac{\partial P^*}{\partial \theta} \right)^2 \right] \right] \quad (7)$$

여기서, $A = \frac{(r_2 \omega)^2}{JcT_1} \frac{\mu_1}{\rho h_0^2 \omega} = \frac{E_c}{R_c}$

본 해석에서 압력계산을 빠르게 하기 위하여 r방향의 압력분포를 다음과 같이 r만의 함수로 가정하고, h는 θ 만의 함수로 가정한다.

$$P = P_c(1 - r^n) \quad (8)$$

여기서,

$n =$ 압력지수(본 해석에서는 $n=2$)

$P_c =$ 패드 중앙부의 압력

따라서, 근사 레이놀즈방정식은 다음과 같다.

$$A\ddot{P} + B\dot{P} + CP = G \quad (9)$$

여기서,

$$A = \frac{h^3}{r\mu}, \quad B = \frac{3h^2}{r\mu} \frac{\partial h}{\partial \theta},$$

$$C = -\frac{4rh^3}{\mu}, \quad G = 6U \frac{\partial h}{\partial \theta}$$

$$\dot{P} = \frac{\partial P}{\partial \theta}, \quad \ddot{P} = \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2}$$

패드의 처짐을 고려하기 위하여 처짐방정식을 X, Y 좌표계로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial^4 w}{\partial X^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial X^2 \partial Y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial Y^4} = \frac{P}{D} \quad (10)$$

여기서,

$$D = \frac{Et}{12(1-\nu^2)}$$

패드에 작용하는 모멘트(m_x, m_y)와 전단력(q_x, q_y)을 처짐 w로 표현하면 다음과 같다.

$$m_x = - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial X^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial Y^2} \right) \quad (11-1)$$

$$m_y = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial Y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial X^2} \right) \quad (11-2)$$

$$q_x = D \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial X^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial Y^2} \right) \quad (12-1)$$

$$q_y = -D \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial Y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial X^2} \right) \quad (12-2)$$

무차원변수군 $w^*=w/h_0$, $X^*=X/L$, $Y^*=Y/r_2$ 을 도입하여 처짐방정식을 무차원화하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial^4 w^*}{\partial X^{*4}} + \frac{\partial^4 w^*}{\partial X^{*2} \partial Y^{*2}} + \frac{\partial^4 w^*}{\partial Y^{*4}} = BP^* \quad (13)$$

여기서,

$$B = \frac{12(1-\nu^2)\mu_1 U r_2}{Eh_0^3} \frac{L^4}{h_0 t^3}$$

압력분포가 구해지면 하중지지용량(W)과 마찰력(F)을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$W = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\theta_0} P r d\theta dr \quad (14)$$

$$F = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\theta_0} \tau r d\theta dr \quad (15)$$

여기서,

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial \theta} \Big|_{z=0}$$

2-2. 동특성 해석

Z- θ 좌표계에서 Z축방향으로 정하중이 작용하고, 유막의 반력은 다음과 같다.

$$F_z = - \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\theta_0} P r d\theta dr \quad (16)$$

여기서, P는 유막의 압력분포이고, r_1 과 r_2 는 패드의 안쪽반경과 바깥반경이다. θ 는 원주방향의 각좌표계

이며, 패드의 선단에서 측정되고 유막은 0에서 θ_0 까지 전개된다.

유막의 압력분포를 기술하는 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{rh^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial r} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] = \frac{1}{2} r\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + r \frac{\partial h}{\partial t}$$

여기서 t 는 시간, μ 는 윤활제의 점도, ω 는 런너의 각속도, h 는 유막두께이다.

반력은 Z 와 런너의 Z 방향으로의 순간속도 $\Delta \dot{Z}$ 의 함수이다(“.”는 시간에 대한 도함수이다). 평형상태로부터의 미소변위 ΔZ 에 대하여 반력의 Taylor 시리즈의 첫번째 항만을 취하면 다음과 같다.

$$F_z = F_{z0} + K_{zz}\Delta Z + C_{zz}\dot{\Delta Z} \tag{18}$$

여기서, 계수 K_{zz} , C_{zz} 는 평형상태에서 구해지는 도함수이며 다음과 같다.

$$K_{zz} = \left[\frac{\partial F_z}{\partial Z} \right]_0, \quad C_{zz} = \left[\frac{\partial F_z}{\partial \dot{Z}} \right]_0 \tag{19}$$

평형상태가 Z_0 이므로 F_{z0} 는 정하중 W 와 같다.

이 계수를 구하는데 교란법을 사용하면 유막두께 h 는 다음과 같다.

$$h = h_0 + \Delta h \tag{20}$$

여기서,

$$h_0 = \text{평형상태의 유막두께}$$

$$\Delta h = \Delta Z$$

압력에서의 교란법은 유막두께의 교란법과 유사하며 다음과 같다.

$$P = P_0 + \Delta P \tag{21}$$

여기서,

$$P_0 = \text{평형상태의 압력}$$

$$\Delta P = \Delta Z P_z + \Delta \dot{Z} P'_z$$

교란된 압력과 유막두께를 레이놀즈 방정식에 대입한 다음, 1차항만을 취하면, 3개의 교란방정식을 얻을 수 있다.

$$R\{P_0\} = \frac{1}{2} r\omega \frac{\partial h_0}{\partial \theta} \tag{22}$$

$$R\{P_z\} =$$

$$-\frac{3}{h_0} R\{P_0\} - \frac{1}{r} 3h_0^2 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} - \frac{\partial R}{\partial \theta} \left[\frac{1}{h_0} \right] \tag{23}$$

$$R\{P'_z\} = r \tag{24}$$

여기서, 왼쪽의 operator는 다음과 같다.

$$R\{ \ } = \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{rh_0^3}{12\mu} \frac{\partial}{\partial r} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial}{\partial \theta} \right]$$

교란방정식 (23), (24)를 P_z, P'_z 에 대하여 풀면 강계수와 댐핑계수가 다음과 같이 얻어진다.

$$K_{zz} = - \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\theta_0} P_z r d\theta dr \tag{25}$$

$$C_{zz} = - \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\theta_0} P'_z r d\theta dr \tag{26}$$

3. 경계 조건

3-1. 정특성에 관한 경계조건

압력에 대한 경계조건은 패드의 네 가장자리의 압력을 대기압(Pa)으로 두었으며, 온도에 대한 경계조건은 패드의 leading edge의 온도를 T_1 으로, 양측면으로의 온도의 기울기는 0으로 하였다.

$$P(0, r) = P(\theta, r_1) = P(\theta, r_2) = P(\theta, r) = Pa \tag{27-1}$$

$$T(0, r) = T_1 \tag{27-2}$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_1} = \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_2} = 0 \tag{27-3}$$

또한, 처짐의 경계조건은 아래의 (a), (b)와 같이 피벗 위치에는 처짐이 0이고, 패드의 네 가장자리는 자유단으로 모멘트와 transverse force(m_x, v_x, m_y, v_y)를 0으로 두었다.

(a) 자유단의 경계조건

$$m_x = v_x = 0 \tag{27-4}$$

$$m_y = v_y = 0 \tag{27-5}$$

여기서,

$$v_x = q_x + \frac{\partial m_{xy}}{\partial Y} - D \left[\frac{\partial^3 w}{\partial X^3} + (2-\nu) \frac{\partial^3 w}{\partial X \partial Y^2} \right] \tag{27-6}$$

$$v_y = q_v + \frac{\partial m_{xy}}{\partial Y} = -D \left[\frac{\partial^3 w}{\partial Y^3} + (2-\nu) \frac{\partial^3 w}{\partial X^2 \partial Y} \right] \quad (27-7)$$

(b) 피벗의 경계조건

강지지(rigid pivot)로 가정 하였으므로 라인 피벗일 경우 피벗 선상에서, 포인트 피벗일 경우에는 피벗 점에서의 패드 처짐이 0이다.

$$w(r_p, \theta_p) = 0 \quad (27-8)$$

3-2. 동특성에 관한 경계조건

동특성에 관한 경계조건은 패드의 모든 가장자리에서 P_z 와 P'_z 는 0으로써 아래의 식과 같이 표현된다.

$$P_z(r, 0) = P_z(r, \theta_0) = P_z(r_1, \theta) = P_z(r_2, \theta) = 0 \quad (28-1)$$

$$P'_z(r, 0) = P'_z(r, \theta_0) = P'_z(r_1, \theta) = P'_z(r_2, \theta) = 0 \quad (28-2)$$

4. 수치해석

본 해석에서는 피벗위치 (θ_p, r_p)를 Etsion[10]의 설계차트를 참조하여 정하였다. 라인피벗으로 지지되는 패드의 유막두께를 반경방향좌표 r 과는 무관하고 단지 원주방향으로 선형적으로 변한다고 근사화 하였다(Michell 베어링). Etsion의 연구에 따르면, Michell 베어링은 패드의 r_1/r_2 비가 2/3보다 크고 θ_0 가 30°보다 작을 때 하중지치용량에서 실제 섹터형 패드베어링과 비교하여 큰 오차가 없다. 틸팅각은 패드의 운동방향과 반경방향으로의 모멘트합을 0으로 되게 만드는 각이고, 유막의 압력중심을 피벗위치에 있게 하는 각이다. 이 틸팅각을 결정하는 일이 본 해석에서 어려운 단계이고 틸팅각은 반복적 방법으로 구한다. 그리고 틸팅각은 유막의 압력장과 온도장 그리고 이들에 의해 결정되는 패드의 탄성적 처짐에 영향을 받는다.

유막의 온도장과 압력장 그리고 패드의 탄성변형은 단독적으로 결정되지 않으며 서로 연동되어 있어 연립되어 풀려져야 된다. 연립된 미분 방정식들의 해를 구하는 데 Lagging the coefficients방법[11]을 사용하였다. 패드의 모멘트평형이 이루어진 경우, 연립방정식을 푸는 과정을 간단히 설명하면 다음과 같다.

- (1) 주어진 틸팅각을 사용하여 유막두께장을 계산한다.
- (2) 주어진 압력장, 점도장, 유막두께장을 사용하여 온도장을 갱신한다.
- (3) 갱신된 온도장을 이용하여 점도장을 갱신한다.

다.

(4) 갱신된 점도장과 유막두께장을 이용하여 압력장을 갱신한다.

(5) 갱신된 압력장을 사용하여 패드의 탄성처짐을 계산한다.

(6) 패드의 탄성처짐을 유막두께에 반영한다.

(7) 압력장과 온도장의 수렴을 조사한다. 수렴이 되지 않은 경우는 (2)에서 (7)의 과정을 수렴이 될 때까지 반복한다.

위의 과정에서 알 수 있는 것처럼 Lagging the coefficients방법은 현 단계에서 구하고자 하는 변수의 값을 계산하기 위하여 다음 변수의 값을 바로 전단계의 값으로 취한다.

이들 미분방정식은 에너지방정식의 $\partial P/\partial \theta$ 항을 제외한 모든 항을 중앙차분법으로, $\partial P/\partial \theta$ 항은 전진차분법으로 차분화하였다. 적분은 Simpson 방법을 사용하였고, 차분된 레이놀즈방정식은 Gauss-Seidel 반복법으로, 처짐방정식은 Gauss 소거법으로 풀었다. 보다 상세한 계산과정은 플로우차트(Fig. 1)에 나타나 있다.

수치계산에 사용한 상수값들은 다음과 같다.

$r_1 = 0.05(m)$,	$r_2 = 0.10(m)$
$h_0 = 39 \times 10^{-6}(m)$,	$\theta_0 = 30^\circ$
$w = 133.33(rad/s)$,	$E = 200(GN/m^2)$
$\rho = 861(Kg/m^3)$,	$c = 1766(J/Kg^\circ C)$
$\nu = 0.3 \quad T_1 = 55^\circ C$,	$\mu = 36 \times 10^{-3}(Pas)$

5. 결과 및 검토

본 해석에서, 패드의 두께는 라인피벗지지 되는 패드의 경우 $t/L = 1/6.67 \sim 1/16.17$ 이고, 포인트피벗으로 지지되는 패드의 경우 $t/L = 1/6 \sim 1/15$ 이다. 분모의 차이는 절점의 위치와 해석상의 편의를 위해 정한 수치이다. 결과의 비교를 위하여 편의상 패드의 중앙선의 온도분포와 압력분포 그리고 패드의 탄성적 처짐분포를 취하여 비교하였다.

패드두께의 변화와 그에 따른 패드의 온도를 나타낸 Fig.3은 위에서 아래 순으로 t/L 의 비가 1/6.67, 1/9, 33, 1/11, 1/13.33, 1/16.67일 때의 온도 분포를 나타낸다. 패드두께와 그에 해당하는 압력분포를 나타낸 Fig.4는 위에서 아래로 t/L 의 비가 1/11, 1/13.33, 1/9, 33, 1/6.67, 1/16.67순에 해당하는 압력분포를 나타낸다.

Fig.5에서 무차원유막두께분포와 최소유막두께는

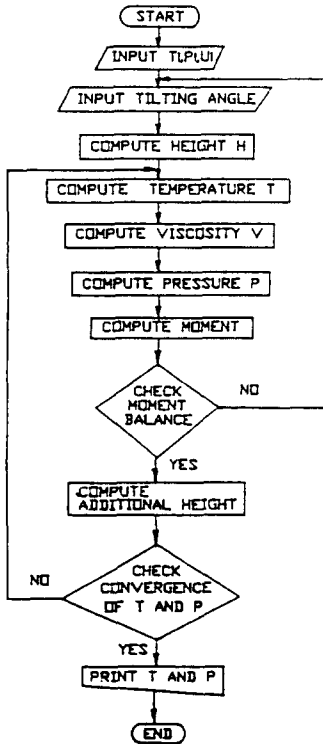


Fig. 1. Flow chart

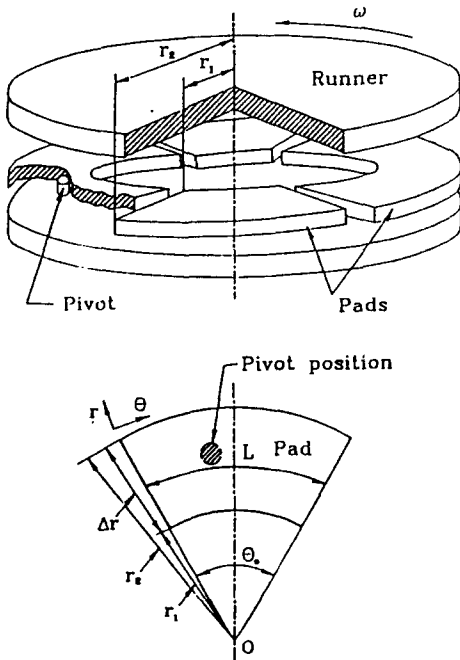


Fig. 2. Geometry of tilting pad thrustbearing

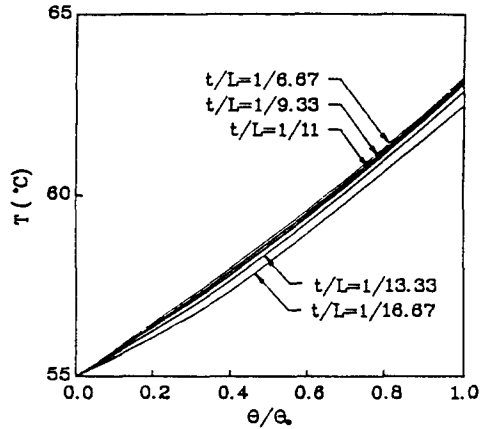


Fig. 3. Influence of pad thickness on temperature

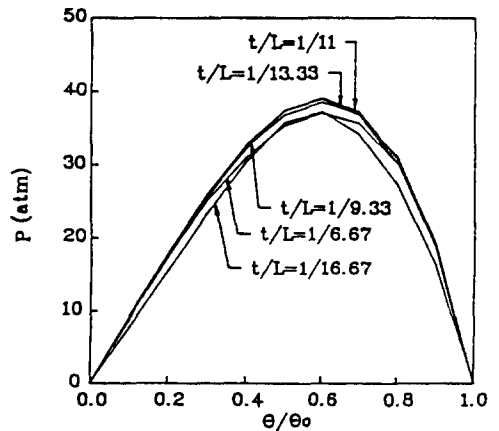


Fig. 4. Influence of pad thickness on pressure

t/L 의 비가 작을수록 크며, 그 순서에 해당하는 t/L 의 값은 위로부터 아래로 1/16.67, 1/13.33, 1/11, 1/9.33, 1/6.67에 해당함을 나타낸다.

Fig. 3에서는 t/L 의 값이 작을수록 온도분포가 조금씩 떨어지고 있음을 볼 수 있다. 온도분포에서의 감소는 t/L 값의 감소에 따른 유막두께의 증가로 설명된다. $t/L=1/6.67$, $t/L=1/11$ 인 패드를 예를 들어 설명하면, $t/L=1/11$ 인 패드의 유막두께가 leading edge와 trailing edge에서 $t/L=1/6.67$ 인 패드의 유막두께보다 크고, 최소유막두께 또한 $t/L=1/11$ 인 패드가 $t/L=1/6.67$ 인 패드보다 크다. 따라서, 윤활제가 지나가는 면적의 증가로 유량이 증가하여 유막내의 열을 그만큼 더 흡수하여 온도가 감소된다.

Fig. 4와 Fig. 5를 보면 압력분포곡선은 $t/L=1/11$ 에서 최대이나 유막두께곡선은 $t/L=1/16.67$ 에서 최

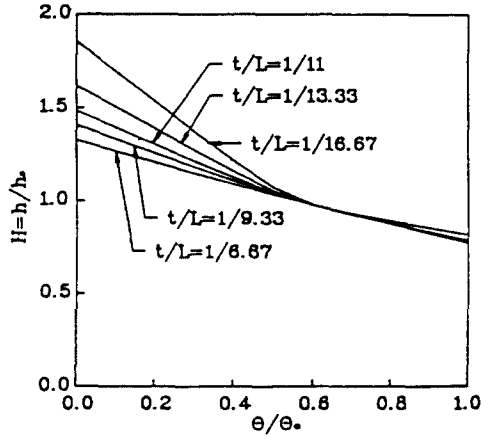


Fig. 5. Influence of pad thickness on film thickness

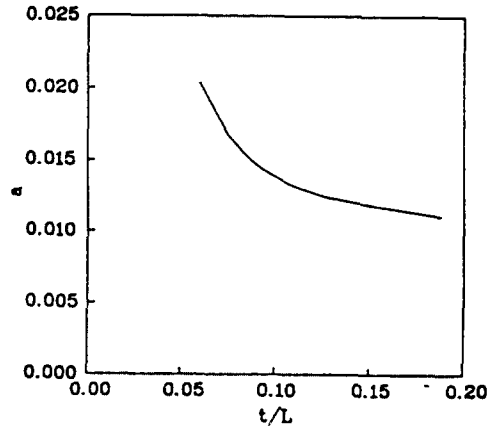


Fig. 7. Influence of pad thickness on tilt angle

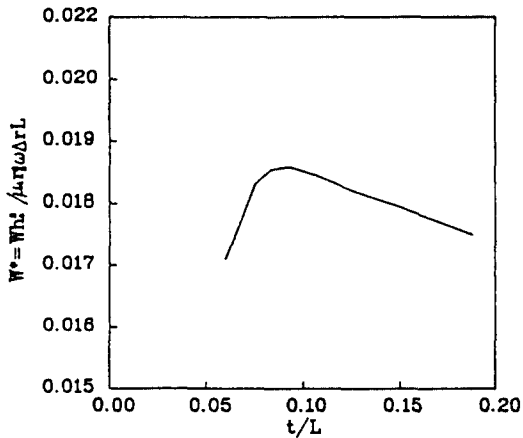


Fig. 6. Influence of pad thickness on load capacity

대이다. 최대압력분포를 나타내는 t/L 값보다 큰 값의 t/L 을 갖는 경우는 유막의 압력분포가 패드를 탄성적으로 $t/L=1/11$ 인 경우보다 큰 처짐을 발생시키지 못해서 유막두께가 $t/L=1/11$ 인 경우보다 작고, $t/L=1/11$ 인 경우보다 작은 값을 가지는 경우는 패드두께가 길이에 비하여 너무 얇아 처짐효과가 $t/L=1/11$ 보다 크게 된다.

Fig. 4와 Fig. 5를 통하여 압력분포와 유막두께분포를 연관시켜 보면, 패드가 직선인 경우보다 적당한 crown이 있는 경우가 보다 큰 압력분포를 나타냄을 알 수 있다. Fig. 6은 패드의 두께비의 변화에 따른 무차원하중지지용량을 나타낸다. 즉 강성패드일 경우보다 적당한 두께비를 가질 경우($t/L=1/11$)의 하중지지용량이 가장 크다는 것을 알 수 있다. 이와 같이 패드두께의 감소가 최소유막두께를 증가시키고, 유막

의 온도분포를 감소시키는 것은 Castelli 등[12]과 Jeng 등[13]의 연구결과와 일치하고 있다.

Fig. 7은 같은 변화에 따른 틸팅각을 나타내며 두께가 얇을 수록 틸팅각이 커짐을 알 수 있다. Fig. 8은 강성패드와 $t/L=1/11$ 인 탄성패드의 온도분포를 비교한 그림이며 Fig. 9와 Fig. 10은 같은 경우의 압력과 유막두께분포를 나타낸다. 즉 강성인 경우보다 탄성 변형을 고려한 경우, 온도는 낮아지며 압력과 유막 틈새는 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이는 유막 압력에 의한 패드의 탄성변형과 틈새기울기의 변화에 기인한다고 여겨진다.

패드의 입구온도가 패드의 탄성변형을 고려한 베어링의 성능에 미치는 영향은 다음과 같다. 입구온도 T_1 이 유막두께에 미치는 영향을 나타낸 Fig. 11을 보면, $T_1=55^\circ\text{C}$ 인 경우의 유막두께곡선이 $T_1=70^\circ\text{C}$ 인 경우의 유막두께곡선보다 패드의 선단부분이 상당히 높게 위치하고 있고, 최소유막두께가 약간 높다. 입구온도 T_1 이 유막의 압력분포에 미치는 영향을 나타낸 Fig. 12를 보면, $T_1=55^\circ\text{C}$ 인 경우의 압력분포가 전반적으로 $T_1=70^\circ\text{C}$ 인 경우의 압력분포보다 상당히 높게 위치하고 있다. 이 압력분포의 차이가 유막두께 차이의 원인이며, 입구온도 T_1 이 패드의 온도분포에 주는 영향을 나타낸 Fig. 13을 보면, 두 곡선이 거의 평행하며, $T_1=70^\circ\text{C}$ 인 곡선이 $T_1=55^\circ\text{C}$ 인 곡선보다 약 15°C 정도 전체적으로 높게 위치하고 있다. 이 온도증가량은 윤활제의 점도를 그만큼 낮추게 한다. 그 결과로서 유막의 압력분포는 Fig. 12에서 보듯이 큰 차이가 있다. 입구온도 T_1 은 패드의 마찰력에도 Fig. 14에서 보듯이 큰 영향을 준다. Fig. 14에서 $T_1=$

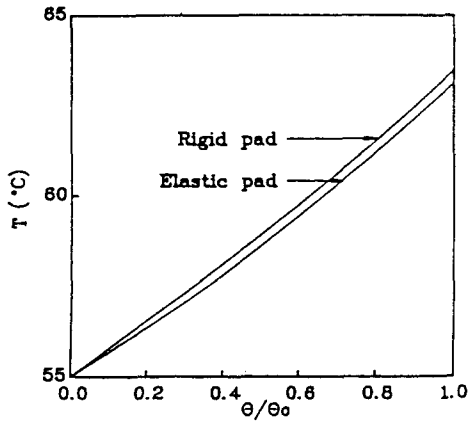


Fig. 8. Profile of temperature of elastic and rigid pads

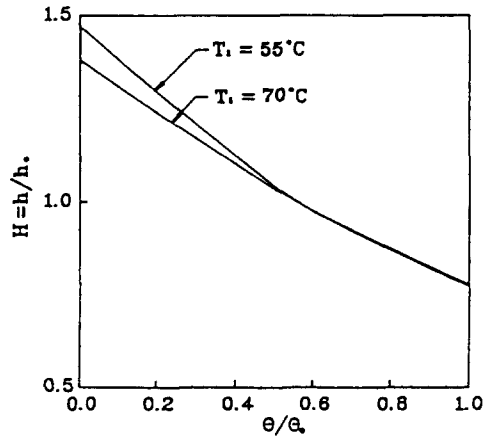


Fig. 11. Influence of inlet temperature on film thickness in elastic pad

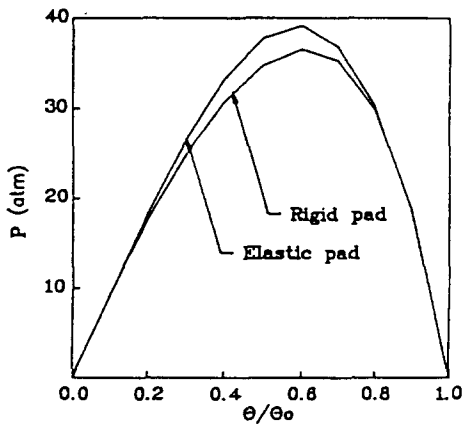


Fig. 9. Profile of pressure of elastic and rigid pads

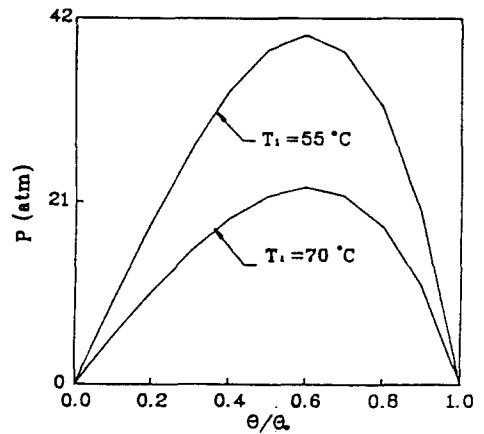


Fig. 12. Influence of inlet temperature on pressure distribution in elastic pad

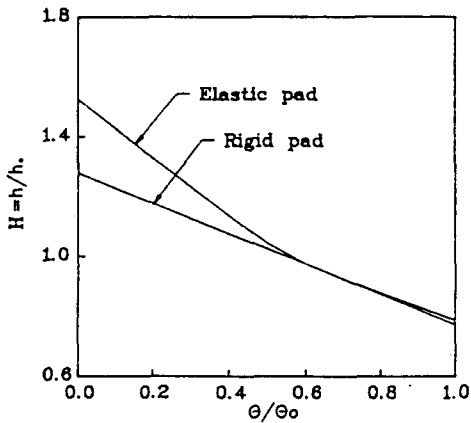


Fig. 10. Profile of film thickness of elastic and rigid pads

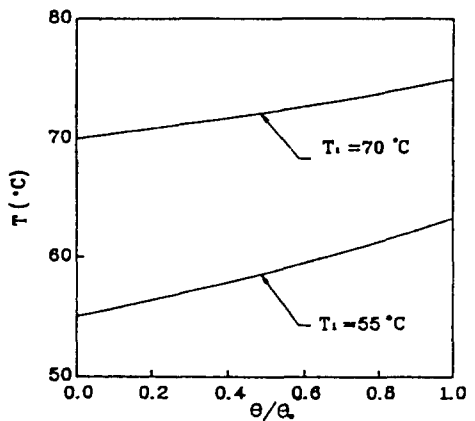


Fig. 13. Influence of inlet temperature on temperature distribution in elastic pad

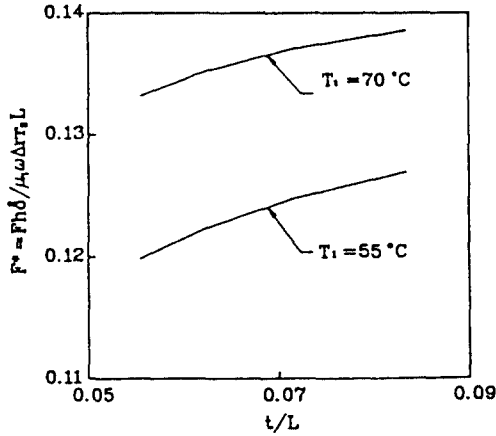


Fig. 14. Influence of inlet temperature on friction force in elastic pad

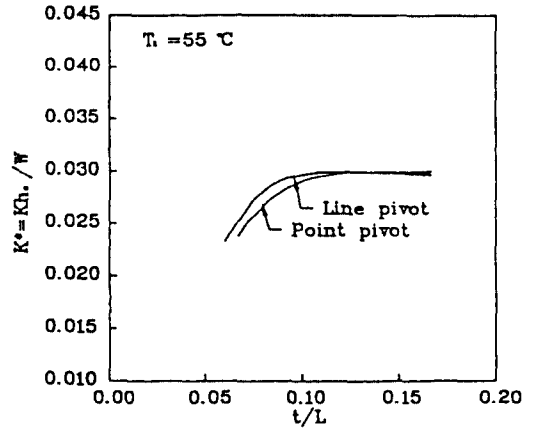


Fig. 16. Influence of pad thickness on nondimensional spring coefficient K^*

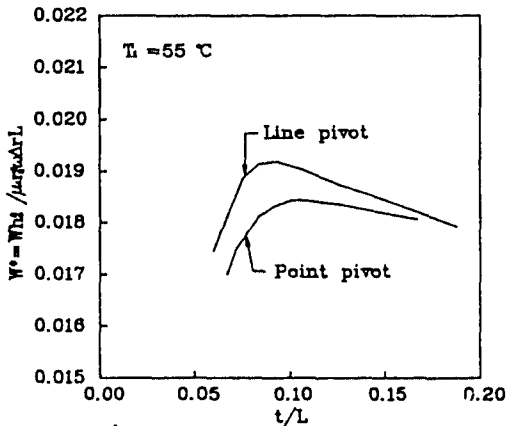


Fig. 15. Influence of pad thickness on nondimensional load carrying capacity W^*

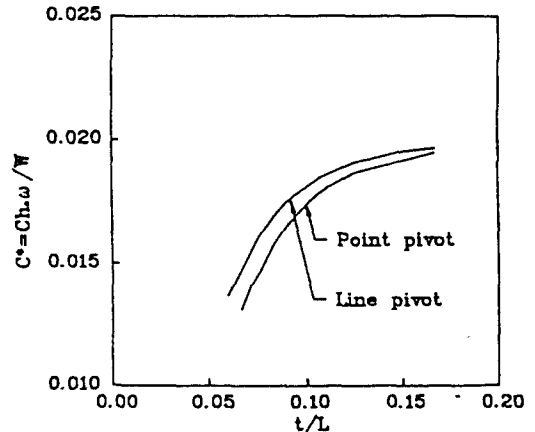


Fig. 17. Influence of pad thickness on nondimensional damping coefficient C^*

70°C 인 곡선이 $T_1=55^\circ\text{C}$ 인 곡선보다 0.012 정도 높게 위치하고 있으나, 마찰력은 무차원값이기 때문에 실제값으로 환산하면 $T_1=70^\circ\text{C}$ 인 곡선이 $T_1=55^\circ\text{C}$ 인 곡선보다 2배 정도 낮다.

Fig. 15는 패드의 지지 방법이 다른 두 경우에서 패드의 두께변화가 무차원하중지지용량에 주는 영향을 나타내고 있다. 라인피봇의 경우는 $t/L=1/11$ 인 곳에서 최대 무차원하중지지용량을 나타내지만, 포인트피봇의 경우는 $t/L=1/9.5$ 인 곳에서 최대값을 나타내고 있다. 라인피봇인 경우가 포인트피봇인 경우보다 전반적으로 높은 무차원하중지지용량을 가진다. Fig. 16은 라인피봇과 포인트피봇의 경우에 있어서 패드의 두께변화에 따른 무차원강성계수를 나타내고 있다. 이

그림에서 두 곡선은 비슷한 경향을 보이나 포인트피봇의 강성계수가 t/L 이 $1/9$ 보다 클 경우 라인피봇의 경우보다 약간 높게 위치하고 있다. Fig. 17은 두가지 피봇방식에서 패드의 두께변화가 무차원댐핑계수에 미치는 영향을 보이고 있다. 두 곡선은 비슷한 경향을 보이나 라인피봇인 경우가 전반적으로 높은 댐핑계수를 나타내고 있다.

6. 결 론

근사해법을 이용하여 틸팅 패드 트러스트 베어링의 열유체유험해석을 패드의 탄성 변형을 고려한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

패드 두께와 패드 길이의 비 t/L 이, 라인피벗으로 지지되는 패드의 온도분포, 압력분포, 유막두께, 하중 지지용량에 미치는 영향을 고찰하였고, 최적 두께비가 존재함을 알았으며, 강성패드와 탄성패드($t/L=1/11$)의 온도분포, 압력분포, 유막두께분포를 해석하여, 탄성패드가 강성패드보다 하중지지용량과 온도분포면에서 유리함을 알 수 있었다.

임구온도가 탄성패드($t/L=1/11$)의 유막두께, 압력분포, 온도분포, 유막의 마찰력에 상당한 영향을 준다는 것을 알았으며, 패드 두께가, 각각 라인 피벗과 포인트 피벗으로 지지되는 패드의 하중지지용량(W^*), 강성계수(K^*), 댐핑계수(C^*)에 영향을 미침을 확인하였다. 본 연구의 해석 조건에서는 라인 피벗과 포인트 피벗의 강성계수(K^*)는 거의 유사하며, 댐핑계수(C^*)는 라인 피벗의 경우가 포인트 피벗의 경우보다 증가함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단에서 지원한 일반기초연구사업(과제번호 913-0905-017-2) 결과의 일부이며 이의 지원에 감사드립니다.

기호 및 약어 설명

P	: pressure (N/m^2)
P_0	: pressure at equilibrium position (N/m^2)
P_a	: atmosphere pressure (N/m^2)
P_z	: (N/m^3)
P_z'	: ($N/m^3/sec$)
r	: radial coordinate
r_1	: inner radius of pad (m)
r_2	: outer radius of pad (m)
θ	: circumferential coordinate
Z	: coordinate normal to $r-\theta$ plane
h	: film thickness (m)
h_0	: film thickness at the pivot line (m)
U	: runner velocity (m/sec)
ω	: angular velocity of runner (rad/sec)
μ	: viscosity of lubricant (Pas)
μ_1	: viscosity of the leading edge ($N \text{ sec}/m^2$)
β	: temperature/viscosity parameter
ρ	: density of lubricant (Kg/m^3)
u	: velocity in θ coordinate (m/sec)

v	: velocity in r coordinate (m/sec)
c	: specific heat ($KJ/Kg \text{ } ^\circ C$)
J	: energy to heat conversion
T	: temperature ($^\circ C$)
T_1	: inlet temperature ($^\circ C$)
Re	: Reynold's number
Ec	: Eckert's number
E	: Young's modulus (N/m^2)
ν	: Poisson's ratio
w	: deflection in Z coordinate (m)
K_{zz}	: spring coefficient (N/m)
C_{zz}	: damping coefficient ($N/m/sec$)
W	: static load (N)

참 고 문 헌

1. Fogg, A., "Fluid Film lubrication of Parallel Thrust Surface", Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, London, Vol. 155, p. 49, 1940-1941.
2. Hunter, W.B., and Zienkiewicz, O.C., "Effect of Temperature Variation Across the Lubricant Film in the Theory of Hydrodynamic Lubrication", Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 2, No. 1, p. 50, 1960.
3. Ezzat, H., and Rohde, S.M., "A Study of the Thermohydrodynamic Performance of Finite Slider Bearing", Trans. ASME., Journal of Lubrication Technology, pp. 298-07, 1973.
4. Seireg, A., and Ezzat, H., "Thermohydrodynamic Phenomena in Fluid Film Lubrication", Trans. ASLE. Journal of Lubrication Technology, pp. 187-194, 1973.
5. K. H. Huebner, "Solution for the Pressure and Temperature in Thrust Bearings Operating in the Thermohydrodynamic Turbulent Regime", Trans. ASME., Journal of Lubrication Technology, pp. 58-68, 1974.
6. Kim, K.W., and Tanaka, M., "A Three Dimensional Analysis of Thermohydrodynamic Performance of Sector Shaped, Tilting pad Thrust Bearing", Trans. ASME., Journal of Lubrication Technology, pp. 406-413, 1983.
7. Mori, A., Tanaka, K., and Mori, H., "Effects of Fluid Inertia Forces on the Performance of a Plane Inclined Sector Pad for an Annular Thrust Bearing Under Laminar Condition", ASME Journal of Tribology, Vol. 107, pp. 46-52, 1985.
8. Hashimoto, H. and Wada, S., "Turbulent Lubrication of Tilting Pad Thrust Bearing With Thermal and Elastic Deformations", Trans. ASME, Journal

- of Tribology, Vol. 107, pp. 82-86, 1985.
9. 이광희, 황 평, “패드의 탄성변형을 고려한 틸팅패드트러스트베어링의 근사열유체유효해석에 관한 연구”, 한국윤활학회 제 15회 학술강연회 초록집, pp. 66-70, 1992.
 10. Etsion, I., “Design Charts for Arbitrarily Pivoted, Liquided-Lubricated, Flat-Sector-Pad Thrust Bearing”, Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 100, pp. 279-286, 1978.
 11. Anderson, D.A. and Tannehill, J.C., “Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer”, McGRAW-HILL, 1984.
 12. Castelli, V., and Malanoski, S.B., “Method for Solution of Lubrication Problems with Temperature and Elasticity Effects: Application to Sector, Tilting-Pad Bearings”, ASME Journal of Lubrication Technology, pp. 634-640, 1969.
 13. Jeng, M.C., Zhou, G.R., and Szeri, A.Z., “A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads Part II-Static Loading”, ASME Journal of Tribology, Vol. 108, pp. 208-213, 1986.