

선단압력을 고려한 무한폭 틸팅-패드 저어널 베어링의 정특성 및 동특성 해석

김종수 · 김경웅

한국과학기술원 생산공학과

An Analysis of the Static and Dynamic Characteristics of Infinite Width Tilting-Pad Journal Bearings in Consideration of Ram-Pressure

Jong-Soo Kim, Kyung-Woong Kim

Dept. of Production Engineering, KAIST

Abstract—In this paper, the influence of ram-pressure on the static and dynamic characteristics of infinite width tilting-pad journal bearing is investigated theoretically. The ram-pressure is obtained by assumption of conservation of mechanical energy of the lubricant flow through the leading edge of the pad. The pressure in the lubricating film is numerically calculated using the ram-pressure obtained as the inlet pressure boundary condition of the pad. The static equilibrium state of tilting-pad journal bearing is determined by Newton-Raphson iteration method. A numerical results are presented in graphic form and relationships between the ram-pressure and the static and dynamic characteristics are discussed.

기호설명

- $C_p = R_p - R$, 베어링 가공틈새
- $C_b = R_b - R$, 베어링 조립틈새
- C_{xx}, C_{yy} = 베어링 감쇄계수
- D = 저어널 직경
- e = 저어널의 편심량
- F = 패드의 하중
- F_r, F_t = r-방향 및 t-방향의 힘
- h = 유막두께
- h_p = 피벗위치에서의 유막두께
- h_o = 정적상태에서의 유막두께
- $\bar{h}_o = h_o / C_p$, 정적상태에서의 무차원 유막두께
- $i = \sqrt{-1}$
- I = 피벗점에 대한 패드의 질량관성 모멘트
- K_{xx}, K_{yy} = 베어링의 강성계수
- $m = 1 - (C_p / C_b)$, 베어링의 예압(Preload)
- N = 저어널의 회전수(RPS)
- O_b, O_j, O_p = 베어링, 저어널 및 패드의 중심
- P = 유막압력
- $\bar{P} = \frac{P}{\mu N} \left(\frac{C_p}{R}\right)^2$, 무차원 유막압력
- R = 저어널의 반경
- R_b = 베어링의 조립반경

- R_p = 패드의 가공반경
- $R_{\frac{p}{2}}$ = 패드의 곡률중심에서 피벗점까지의 반경 ($R_p + t_p$)
- $Re^* = \frac{\rho U C_p}{\mu} \left(\frac{C_p}{R}\right)$, 관성계수
- $Re_h^* = \frac{\rho U h_p}{\mu} \left(\frac{h_p}{R}\right)$, 국소관성계수(Local inertia parameter)
- $S = \frac{\mu N D}{W} \left(\frac{R}{C_p}\right)^2$, Sommerfeld 수
- t = 시간
- t_p = 패드의 두께
- U = 저어널 표면의 선속도
- v_o = 원주방향의 유막속도, $\bar{v}_o = \frac{v_o}{U}$
- W = 저어널에 작용하는 하중
- x, y = 베어링의 직교좌표
- α = 패드의 틸팅각
- α_p = 정적상태로부터 패드의 틸팅각
- $\gamma = \left(\frac{R_t}{C_p}\right) \alpha$, 패드 곡률중심의 이동량
- $\epsilon_{xx}, \epsilon_{yy} = e / C_p, e / C_b$, 편심율
- ζ = 유막두께 방향의 좌표, $\bar{\zeta} = \zeta / h_o$

- μ = 윤활제의 점도
- ρ = 윤활제의 밀도
- ξ, η = 패드의 좌표
- ϕ_1 = 하중각(Load angle)
- θ = 패드의 원주방향의 좌표
- θ_s = 패드의 입구부 위치
- θ_p = 패드의 피벗위치
- θ_e = 패드의 출구부 위치
- θ_o = 저어널의 자세각(Attitude angle)
- ω = 저어널의 각속도
- 삼첨자 및 하첨자

- () x, y, ξ, η = x, y, ξ, η -방향
- ($\dot{\quad}$) = 시간에 대한 미분
- (\circ) = 정적평형상태
- | | = 절대 값

1. 서론

틸팅-패드 저어널 베어링은 베어링틀새가 원주방향으로 불연속적이므로 공급윤활유의 관성력에 의하여 패드선단의 약간 전방에서부터 압력이 상승하기 시작하여 패드선단에서는 주변압력보다 높은 압력이 발생하게 되며 이를 선단압력(Ram-pressure)이라 한다. 선단압력에 대한 연구는 추력식 베어링에 대해 많이 수행되어져 왔으며, 그 결과에 의하면 선단압력이 베어링의 성능에 상당한 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. 그렇지만 선단압력을 포함한 틸팅-패드 저어널 베어링에 대한 연구는 거의 없다. 최근에 A. Mori(7) 등이 선단압력을 고려하여 베어링의 정특성 해석을 한바 있으나 선단압력을 고려한 틸팅-패드 베어링의 동특성을 해석한 연구결과는 아직 발표된 바가 없다. 선단압력의 크기는 윤활유의 공급조건과 베어링의 운전조건에 관계하리라 예측되지만 선단압력에 관한 실험적자료가 미흡하여 정확한 크기를 나타내는 실험식이나 경험식이 아직 확립되어 있지 않다. 따라서 무한폭 평면추력베어링에 대하여 선단압력의 크기를 예측하기 위한 몇가지 방법들이 이론적으로 제안되었지만 그것의 정확성에 대해서는 충분히 검증되지 못하고있다. 이것은 앞으로의 연구과제로 사료된다.

본 연구에서는 패드선단 입구부를 통과하는 윤활유량에 대하여 기계적에너지 보존법칙을 적용하여 선단압력의 크기를 결정하고, 이 선단압력을 패드선단에서의 압력경계조건으로 사용하여 무한폭 틸팅-패드 저어널 베

어링에 대하여 정특성 및 동특성을 해석함으로써 선단압력이 베어링의 정특성 및 동특성에 미치는 영향을 알아보고자 한다.

2 이 론

2-1 지배방정식

Fig.1은 틸팅-패드 저어널 베어링의 형상 및 좌표를 나타내고 있다. 무한폭 저어널 베어링에 대한 등점도 레이놀즈 방정식은 아래와 같다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] = 6\mu U \frac{\partial h}{R \partial \theta} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

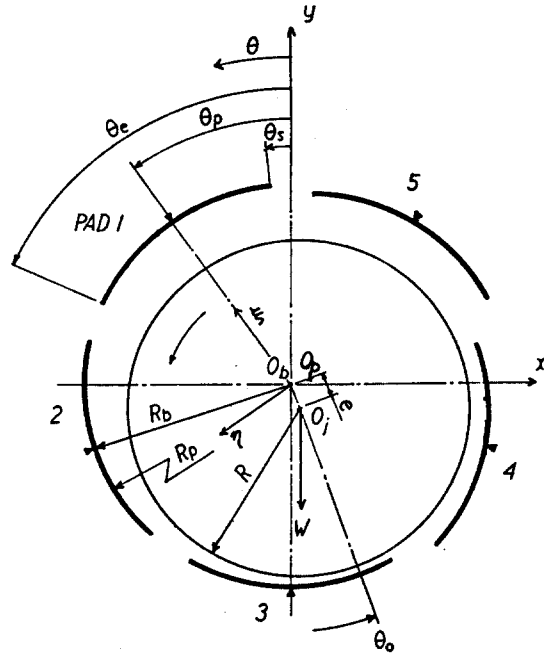


Fig.1 The geometry and coordinate of tilting-pad journal bearing.

저어널 중심이 정적상태로부터 $\Delta\xi, \Delta\eta$ 만큼 perturbed된다면 유막두께 및 1차 perturbed압력은 다음 식으로 표현 할 수 있다.

$$h = h_o - \Delta\xi \cos(\theta - \theta_p) - \Delta\eta \sin(\theta - \theta_p) \quad (2-a)$$

$$P = P_o + P_\xi \Delta\xi + P_\eta \Delta\eta + P_\xi \dot{\Delta\xi} + P_\eta \dot{\Delta\eta} \quad (2-b)$$

식(2)을 레이놀즈 방정식(1)에 대입하고 각각의 성분들을 분류하여 무차원 화시키면 아래와 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[\bar{h}_o^3 \frac{\partial \bar{P}_o}{\partial \theta} \right] = 12\pi \frac{\partial \bar{h}_o}{\partial \theta} \quad (3-a)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[\bar{h}_o^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \xi \right] = 12\pi \left\{ \sin(\theta - \theta_p) + 3 \frac{\cos(\theta - \theta_p) \partial \bar{h}_o}{\bar{h}_o} \frac{\partial}{\partial \theta} \right\} + 3\bar{h}_o^3 \frac{\partial \bar{P}_o}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \frac{\cos(\theta - \theta_p)}{\bar{h}_o} \right\} \quad (3-b)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[\bar{h}_o^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \eta \right] = -12\pi \left\{ \cos(\theta - \theta_p) - 3 \frac{\sin(\theta - \theta_p) \partial \bar{h}_o}{\bar{h}_o} \frac{\partial}{\partial \theta} \right\} + 3\bar{h}_o^3 \frac{\partial \bar{P}_o}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \frac{\sin(\theta - \theta_p)}{\bar{h}_o} \right\} \quad (3-c)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[\bar{h}_o^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \xi \right] = -12\cos(\theta - \theta_p) \quad (3-d)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[\bar{h}_o^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \eta \right] = -12\sin(\theta - \theta_p) \quad (3-e)$$

정적상태의 무차원 유막두께식은 다음과 같다.

$$\bar{h}_o = h_o / C_p = 1 - \epsilon_\xi \cos(\theta - \theta_p) - \epsilon_\eta \sin(\theta - \theta_p) \quad (4)$$

여기서,

$$\epsilon_\xi = \epsilon_p \cos(\theta_o - \theta_p) + m, \quad \epsilon_\eta = \epsilon_p \sin(\theta_o - \theta_p) + \gamma$$

2-2. 압력경계조건

식(3)을 풀이위하여 다음과 같은 경계조건을 사용하기로 한다.

$$\theta = \theta_s : \bar{P}_o = \bar{P}_{ino}, \bar{P}_\xi = \bar{P}_\eta = \bar{P}_\xi = \bar{P}_\eta = 0 \quad (5-a)$$

$$\theta = \theta_e : \bar{P}_o = \bar{P}_\xi = \bar{P}_\eta = \bar{P}_\xi = \bar{P}_\eta = 0 \quad (5-b)$$

(유막파단이 발생하지 않은 경우)

$$\theta = \theta_R : \bar{P}_o = \frac{\partial \bar{P}_o}{\partial \theta} = \bar{P}_\xi = \bar{P}_\eta = \bar{P}_\xi = \bar{P}_\eta = 0 \quad (5-c)$$

(유막파단이 발생하는 경우)

여기서 \bar{P}_{ino} 는 정적상태의 무차원 선단압력이고, θ_R 은 레이놀드 경계조건을 만족하는 위치이다.

선단압력의 계산은 Fig. 2와 같이 패드의 상류부분의 유동을 저어널의 원주속도와 같은 균일한 속도장으로 가정하고 검사체적(ABCD)에 대해 기계적에너지 보존 법칙 및 연속방정식을 사용하면 선단압력의 크기를 결

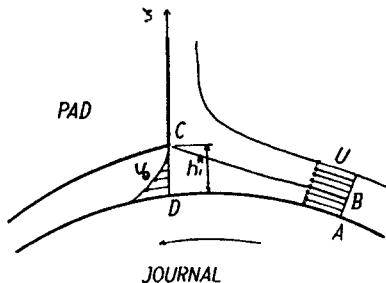


Fig. 2 Assumption of flow field in pad inlet zone.

정할 수 있으며, 정적상태에 대한 무차원 선단압력식은 아래와 같이 주어진다.^{1,3)}

$$\bar{P}_{ino} = \pi R_o \left\{ 1 - \left[\int_0^{\xi_1} \bar{v}_\theta^3 d\xi \right]_{inlet} \right\} \quad (6)$$

무차원 속도분포식은 아래와같이 주어진다.

$$\bar{v}_\theta = \frac{\bar{h}_o}{4\pi} \frac{\partial \bar{P}_o}{\partial \theta} \bar{\xi}(\bar{\xi} - 1) + (1 - \bar{\xi}) \quad (7)$$

패드 입구부에서 역류가 발생하지 않으면 $\bar{\xi}_1$ 은 1이고 역류가 발생하는 경우에는 1보다 작은 값을 갖는다.

3. 베어링의 정특성 및 동특성 계산

3-1. 베어링의 정특성 계산

일반적으로 베어링에 작용하는 힘은 반경방향 및 접선방향의 힘으로 표시된다.

$$\begin{Bmatrix} F_r \\ F_t \end{Bmatrix} = \int_{\theta_s}^{\theta_e} P \begin{Bmatrix} \cos(\theta - \theta_p) \\ \sin(\theta - \theta_p) \end{Bmatrix} R d\theta \quad (8)$$

피봇점과 베어링 중심을 지나는 ξ -방향과 그 접선인 η -방향의 힘과의 관계는 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} F_\xi \\ F_\eta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha \\ \sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_r \\ F_t \end{Bmatrix} \quad (9)$$

실제 베어링에서는 패드의 뒤틀림각, α 의 크기가 매우 작으므로 식(8)은 아래와같이 표시된다.

$$\begin{Bmatrix} F_\xi \\ F_\eta \end{Bmatrix} = \int_{\theta_s}^{\theta_e} P \begin{Bmatrix} \cos(\theta - \theta_p) \\ \sin(\theta - \theta_p) \end{Bmatrix} R d\theta \quad (10)$$

따라서, 정적상태의 유막력은 아래식과 같다.

$$\begin{Bmatrix} F_{\xi o} \\ F_{\eta o} \end{Bmatrix} = \int_{\theta_s}^{\theta_e} P_o \begin{Bmatrix} \cos(\theta - \theta_p) \\ \sin(\theta - \theta_p) \end{Bmatrix} R d\theta \quad (11)$$

패드의 정적평형상태는 피봇점에 대한 모멘트를 0으로 두어서 결정되며, 피봇점에 대한 모멘트, \vec{M}_p 는 다음식으로 표시된다.

$$\vec{M}_p = \int_{\theta_s}^{\theta_e} \vec{r}_p \times \vec{f} R d\theta \quad (12)$$

여기서,

$$\vec{r}_p = -\{t_p + R_p(1 - \cos(\theta - \theta_p))\} \vec{g}_\xi + R_p \sin(\theta - \theta_p) \vec{g}_\eta$$

$$\vec{f} = P_o \cos(\theta - \theta_p) \vec{g}_\xi + P_o \sin(\theta - \theta_p) \vec{g}_\eta$$

$\vec{g}_\xi, \vec{g}_\eta$ 는 각각 ξ, η -방향의 단위벡터이고 \vec{r}_p 는 피봇점에서 패드 표면까지의 거리 벡터이다. 패드 표면에서의 마찰력에 의한 모멘트는 무시한다. 식(12)을 정리하면 다음식과 같이 된다.

$$M_p = -R_t F_{\eta p} \quad (13)$$

따라서 패드가 정적평형상태를 이루기 위하여는 패드의 틸팅각을 조절하여 $F_{\eta p} = 0$ 이 되도록 하여야 한다. 그리고 모든 패드가 정적평형상태를 이루게 되었을때 저어널에 작용하는 반력은 다음식과 같다.

$$F_{x0} = \sum_{n=1}^n (F_{\xi0} \sin \theta_p)_n \quad (14-a)$$

$$F_{y0} = - \sum_{n=1}^n (F_{\xi0} \cos \theta_p)_n \quad (14-b)$$

여기서 n 는 n 번째의 패드를 의미하며, n_p 는 패드의 갯수이다.

또 틸팅-패드 저어널 베어링이 정적평형상태를 유지하기 위하여 주어진 하중과 저어널에 작용하는 반력이 서로 방향이 반대가 되고 크기는 같아야 한다.

즉,

$$W = \sqrt{F_{x0}^2 + F_{y0}^2} \cdot \pi - \phi_L = \tan^{-1}(F_{x0}/F_{y0}) \quad (15)$$

3-2. 틸팅-패드 저어널 베어링의 동특성 계산

(a) 고정패드에 대한 동적계수(Fixed pad coefficients)

정적평형상태에서 패드는 고정되고 저어널이 미소진동을 하고 있다면 반력은 다음과 같이 표현된다.

$$dF_\xi = -K_{\xi\xi}\Delta\xi - K_{\xi\eta}\Delta\eta - C_{\xi\xi}\dot{\Delta\xi} - C_{\xi\eta}\dot{\Delta\eta} \quad (16-a)$$

$$dF_\eta = -K_{\eta\xi}\Delta\xi - K_{\eta\eta}\Delta\eta - C_{\eta\xi}\dot{\Delta\xi} - C_{\eta\eta}\dot{\Delta\eta} \quad (16-b)$$

윗식에서 계수(Fixed pad coefficients)들은 식(3-b, c, d, e)에서 구한 perturbed 압력을 다음과 같이 적분함으로써 구해진다.

$$\begin{Bmatrix} K_{\xi\xi} \\ K_{\eta\xi} \end{Bmatrix} = \int_{\theta_s}^{\theta_e} P_\xi \begin{Bmatrix} \cos(\theta - \theta_p) \\ \sin(\theta - \theta_p) \end{Bmatrix} R d\theta \quad (17-a)$$

$$\begin{Bmatrix} C_{\xi\xi} \\ C_{\eta\xi} \end{Bmatrix} = \int_{\theta_s}^{\theta_e} P_\xi \begin{Bmatrix} \cos(\theta - \theta_p) \\ \sin(\theta - \theta_p) \end{Bmatrix} R d\theta \quad (17-b)$$

다른항들도 비슷하게 표현된다.

(b) 틸팅-패드에 대한 동적계수(Dynamic pad coefficients)

틸팅-패드 저어널 베어링은 패드가 피봇을 중심으로 자유롭게 운동할 수 있기 때문에 저어널의 미소 진동으로 인하여 유막에서 변동힘이 발생하면 다음과 같은 운동방정식을 만족하는 패드운동이 일어난다.

$$I \frac{d^2 \alpha_p}{dt^2} = -R_t dF_\eta \quad (18)$$

$7_p = R_t \alpha_p$ 이고, $M = \frac{1}{(R_t)^2}$ 로 두면 식(18)은 다음과 같다.

$$M \ddot{\eta}_p = -dF_\eta \quad (19)$$

저어널 및 패드가 조화함수, $|\Delta\xi, \Delta\eta, \eta_p| e^{i\omega t}$ 로 운동한다고 가정하면 식(19)과 (16-b)에 의해 패드에 대한 저어널의 상대운동(η -방향만 존재)의 크기는 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta\eta - \eta_p = -\{(K_{\eta\xi} + i\omega C_{\eta\xi})\Delta\xi + M\omega^2 \Delta\eta\} (p - iq) \quad (20)$$

$$p = \frac{K_{\eta\eta} - M\omega^2}{(K_{\eta\eta} - M\omega^2)^2 + (\omega C_{\eta\eta})^2}$$

$$q = \frac{\omega C_{\eta\eta}}{(K_{\eta\eta} - M\omega^2)^2 + (\omega C_{\eta\eta})^2}$$

그러므로 저어널이 $|\Delta\xi, \Delta\eta| e^{i\omega t}$ 로 미소진동을 할때 패드와 저어널과의 상대운동은 $|\Delta\xi, \Delta\eta - \eta_p| e^{i\omega t}$ 로 일어나게 된다. 따라서 이때 유막에서 발생하는 변동힘은 식(16-a, b)에 $\Delta\eta$ 대신 $\Delta\eta - \eta_p$ 를 대입함으로써 얻어진다.

즉,

$$dF'_\xi = -(K'_{\xi\xi} + i\omega C'_{\xi\xi})\Delta\xi - (K'_{\xi\eta} + i\omega C'_{\xi\eta})\Delta\eta \quad (21-a)$$

$$dF'_\eta = -(K_{\eta\xi} + i\omega C_{\eta\xi})\Delta\xi - (K_{\eta\eta} + i\omega C_{\eta\eta})\Delta\eta \quad (21-b)$$

여기서

$$K'_{\xi\xi} = K_{\xi\xi} - (pK_{\xi\eta} + q\omega C_{\xi\eta})K_{\eta\xi} - (qK_{\xi\eta} - p\omega C_{\xi\eta})\omega C_{\eta\xi}$$

$$\omega C'_{\xi\xi} = \omega C_{\xi\xi} - (pK_{\xi\eta} + q\omega C_{\xi\eta})\omega C_{\eta\xi} + (qK_{\xi\eta} - p\omega C_{\xi\eta})K_{\eta\xi}$$

$$K'_{\xi\eta} = -M\omega^2(pK_{\xi\eta} + q\omega C_{\xi\eta})$$

$$\omega C'_{\xi\eta} = M\omega^2(qK_{\xi\eta} - p\omega C_{\xi\eta})$$

$$K'_{\eta\xi} = -M\omega^2(pK_{\eta\xi} + q\omega C_{\eta\xi})$$

$$\omega C'_{\eta\xi} = M\omega^2(qK_{\eta\xi} - p\omega C_{\eta\xi})$$

$$K'_{\eta\eta} = -M\omega^2(1 + pM\omega^2)$$

$$\omega C'_{\eta\eta} = (M\omega^2)^2 q \quad (22)$$

그러므로 각 패드에 대한 동적계수(Dynamic pad coefficients)들은 식(22)으로 부터 구해지며, 패드의 질량 관성 모멘트를 무시한다면 $K'_{\xi\xi}$ 와 $\omega C'_{\eta\eta}$ 만 남게 된다.

(c) 틸팅-패드 저어널 베어링의 동적계수

위에서 계산된 계수들을 x, y 좌표계로 환원시키기 위한 관계식은 아래와 같다.

$$\begin{bmatrix} K'_{xx} & K'_{xy} \\ K'_{yx} & K'_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta_p & \cos \theta_p \\ -\cos \theta_p & \sin \theta_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K'_{\xi\xi} & K'_{\xi\eta} \\ K'_{\eta\xi} & K'_{\eta\eta} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \sin \theta_p & -\cos \theta_p \\ \cos \theta_p & \sin \theta_p \end{bmatrix} \quad (23-a)$$

$$\begin{bmatrix} C'_{xx} & C'_{xy} \\ C'_{yx} & C'_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta_p & \cos \theta_p \\ -\cos \theta_p & \sin \theta_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C'_{\xi\xi} & C'_{\xi\eta} \\ C'_{\eta\xi} & C'_{\eta\eta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sin \theta_p & -\cos \theta_p \\ \cos \theta_p & \sin \theta_p \end{bmatrix} \quad (23-b)$$

식 (23-a, b)를 전개하여 정리하면 다음식과 같이 된다.

$$\begin{aligned} K'_{xx} &= K'_{\xi\xi} \sin^2 \theta_p + K'_{\eta\eta} \cos^2 \theta_p + (K'_{\xi\eta} + K'_{\eta\xi}) \cos \theta_p \sin \theta_p \\ K'_{xy} &= K'_{\xi\eta} \sin^2 \theta_p - K'_{\eta\xi} \cos^2 \theta_p + (K'_{\eta\eta} - K'_{\xi\xi}) \cos \theta_p \sin \theta_p \\ K'_{yx} &= K'_{\eta\xi} \sin^2 \theta_p - K'_{\xi\eta} \cos^2 \theta_p + (K'_{\eta\eta} - K'_{\xi\xi}) \cos \theta_p \sin \theta_p \\ K'_{yy} &= K'_{\eta\eta} \sin^2 \theta_p + K'_{\xi\xi} \cos^2 \theta_p - (K'_{\xi\eta} + K'_{\eta\xi}) \cos \theta_p \sin \theta_p \\ C'_{xx} &= C'_{\xi\xi} \sin^2 \theta_p + C'_{\eta\eta} \cos^2 \theta_p + (C'_{\xi\eta} + C'_{\eta\xi}) \cos \theta_p \sin \theta_p \\ C'_{xy} &= C'_{\xi\eta} \sin^2 \theta_p - C'_{\eta\xi} \cos^2 \theta_p + (C'_{\eta\eta} - C'_{\xi\xi}) \cos \theta_p \sin \theta_p \\ C'_{yx} &= C'_{\eta\xi} \sin^2 \theta_p - C'_{\xi\eta} \cos^2 \theta_p + (C'_{\eta\eta} - C'_{\xi\xi}) \cos \theta_p \sin \theta_p \\ C'_{yy} &= C'_{\eta\eta} \sin^2 \theta_p + C'_{\xi\xi} \cos^2 \theta_p - (C'_{\xi\eta} + C'_{\eta\xi}) \cos \theta_p \sin \theta_p \end{aligned} \quad (24)$$

식(24)에서 패드의 질량관성 모멘트를 무시한다면

$K'_{xy} = K'_{yx}$, $C'_{xy} = C'_{yx}$ 임을 알 수 있다.

지금까지는 하나의 패드에 대한 결과들로서 n_p 개의 패드를 갖는 틸팅-패드 제어널 베어링의 동적계수들은 각 패드에 대해 식(24)으로부터 얻어진 성분들을 같은 성분끼리 합하면 된다.

$$K_{jl} = \sum_{n=1}^{n_p} (K'_{jl})_n, \quad C_{jl} = \sum_{n=1}^{n_p} (C'_{jl})_n, \quad j, l = x, y \quad (25)$$

4. 수치 계산

패드의 관성 및 피벗에서의 마찰력은 무시한다. 선단 압력을 고려하지 않은 경우에 있어서 피벗점의 유막두께가 베어링 가공틀새 보다 큰 무부하 패드(Unloaded pads)에 대해서는 정적상태의 유막압력을 0으로 두었으며, 유막두께는 피벗점에 대해 대칭이 되도록 하여 p-erturbed 압력을 계산하였다. 따라서 무부하 패드는 강성은 없고 감쇄는 존재하게 된다.

5-패드, 틸팅-패드 제어널 베어링에서 각 패드의 각도는 60° 씩이며, 피벗위치가 패드중앙이고 예압이 0인 경우와 0.5인 경우에 대해 하중각도가 패드의 피벗점을 통과하는 경우(Load on pad)와 패드와 패드사이를 통과하는 경우(Load between pads)에 대하여 계산하였

다. 수치해석 방법은 유한차분법으로 하였으며 각 패드당 원주방향으로 20등분 하였다. 각 패드의 정적평형위치 및 제어널의 정적평형위치를 결정하기 위해 Newton-Raphson iterative scheme을 사용하였으며 Fig 3은 수치해석을 위한 유통도를 나타내고 있다.

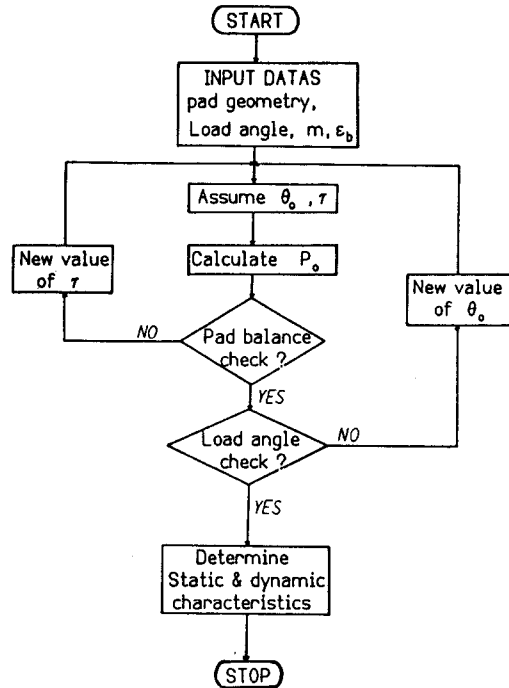
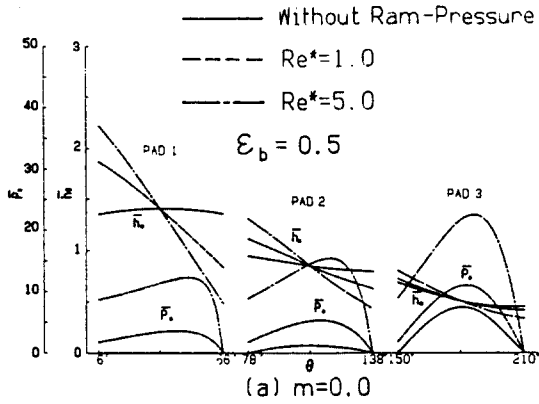


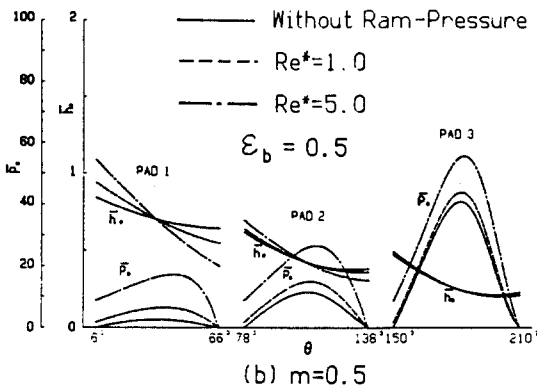
Fig. 3 Flow chart for numerical analysis.

5. 결과 및 고찰

Fig 4(a, b)는 하중각도가 패드의 피벗점을 통과하고 예압이 0인 경우와 0.5인 경우에 대한 정적 유막형상 및 압력분포를 나타내고 있다. 관성계수가 증가할수록 유막내의 최고 압력에 대한 선단압력비가 증가하고 있으며 피벗점의 유막두께가 클수록 더욱더 그러한 경향을 보이고 있다. 또 동일한 관성계수 일지라도 피벗점의 유막두께가 작을수록 최고압력에 대한 선단압력비가 작아지고 있는데, 이는 베어링의 가공틀새를 기준으로 관성계수를 정의하였기 때문이며 실제로는 피벗점의 유막두께에 의한 국소관성계수(local inertia parameter)가 최고압력에 대한 선단압력비를 결정하게 된다. 선단 압력은 유막압력 및 유막형상비를 증가시키고 있다. 특히 예압이 없고 선단압력을 고려하지 않을때 PAD 1은 유막압력이 발생하지 않아서 패드가 피벗점을 중심으로



(a) $m=0.0$

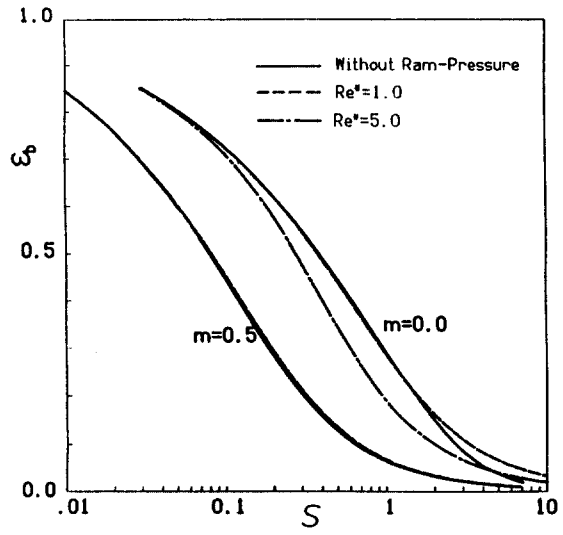


(b) $m=0.5$

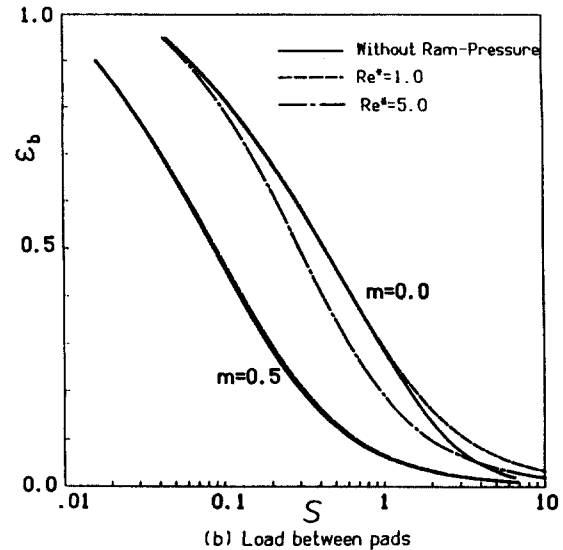
Fig. 4. Fluid film profiles and pressure distribution in static equilibrium. Load on pb pad, centrally pivoted

자유롭게 운동을 할 수 있기 때문에 패드가 불안정한 상태가 되지만 선단압력이 존재함으로써 베어링내에 유막압력이 발생하여 패드가 안정해짐을 알 수 있다. PAD 4, PAD 5는 PAD 2, PAD 1과 유막형상과 유막압력이 같기 때문에 생략하였다.

Fig. 5(a, b)는 Sommerfeld 수에 대한 베어링의 편심율을 나타내고 있는데 예압이 0일때 판성계수가 5.0인 경우는 선단압력을 고려하지 않은 경우에 비해 전체적으로 베어링의 편심율이 감소함을 보여주고 있으나 판성계수가 1.0인 경우는 Sommerfeld 수가 큰 경우를 제외하고는 베어링의 편심율은 별로 변하고 있지 않다. 또 예압이 0.5인 경우는 선단압력을 고려하지 않은 경우에 비해 선단압력을 고려한 경우가 오히려 베어링의 편심율이 약간 증가함을 보여주고 있으나 전체적으로 거의 차이가 없다. 일반적으로 추력베어링의 경우에는 선단압력에 의하여 하중지지능력이 크게 변하는 것으로 알려져 있는데 반하여 틸팅-패드 저어널베어링에서는 선단압력에 의해 하중지지능력이 추력베어링의



(a) Load on pad



(b) Load between pads

Fig. 5. Sommerfeld number vs bearing vs load on pad, bearing assumed eccentricity ratio.

경우만큼 크게 변하지 않음을 의미한다. 이는 선단압력이 패드내부의 유막압력을 전체적으로 증가시킴으로써 각각의 패드의 하중지지능력은 증가하지만 패드들이 저어널의 중심에 대해 방사선 형태로 위치하고 있기 때문에 각 패드가 갖는 하중지지능력을 벡터(vector) 합으로 취한 베어링의 하중지지능력에는 그다지 큰 영향을 미치지 못하기 때문이다.

Fig. 6, 7은 예압이 없는 경우에 대해 Sommerfeld 수에 따른 강성계수 및 감쇄계수를 나타내고 있다. 강성계수는 Sommerfeld 수가 증가할수록 선단압력을 고려

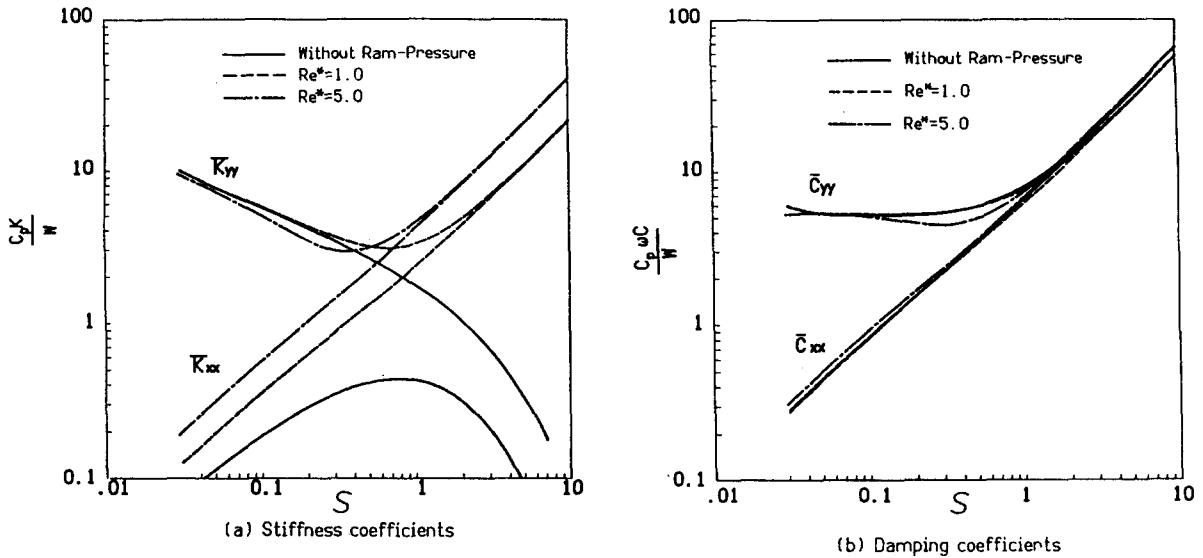


Fig. 6. Tilting-pad journal bearing characteristics. Load on pad, centrally pivoted, $m=0.0$

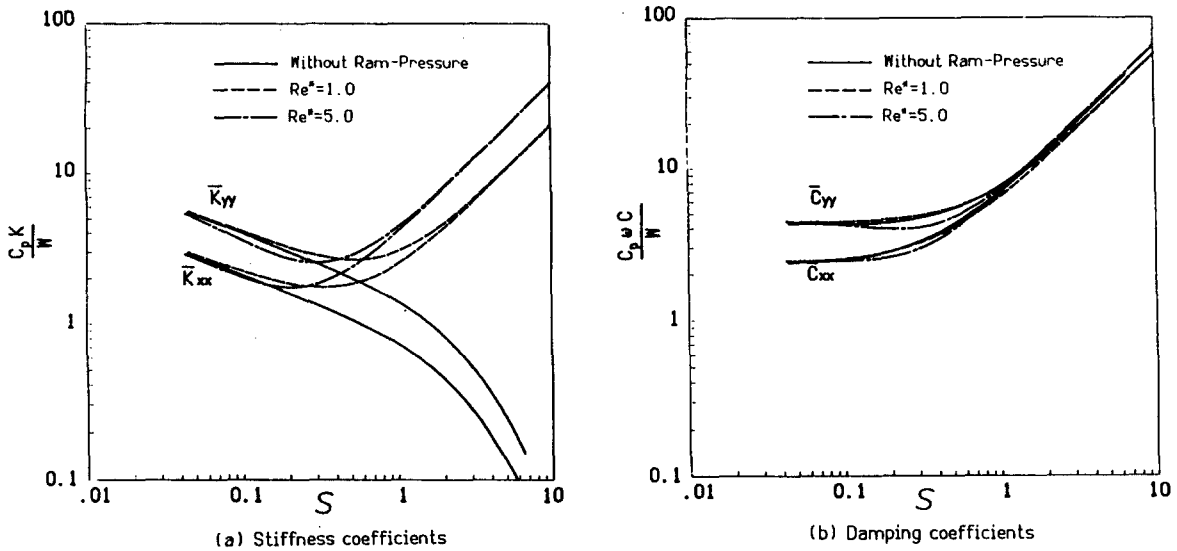


Fig. 7. Tilting-pad journal bearing characteristics. Load between pads, centrally pivoted, $m=0.0$.

한 경우와 고려하지 않은 경우와의 차이는 커지고 있으며, 판성계수가 증가 할 수록 강성계수도 증가하지만 Sommerfeld 수가 작은 경우에는 선단압력을 고려하여도 선단압력을 고려하지 않은 경우와 비슷하다. 이것은 선단압력을 고려하지 않으면 하중방향의 반대편에 강성을 가지지 못한 무부하 패드가 존재하게 되지만, 선단압력을 고려하게 되면 더이상 무부하 패드는 존재하지 않게 되어 베어링의 강성은 증가되기 때문이다. 그렇지만 Sommerfeld 수가 작아질수록 하중방향의 반대편에 있는 패드들은 유막두께가 증가하여 다른패드에 비해 베어링

강성에 대한 기여도가 떨어지기 때문에 선단압력을 고려한 경우나 고려하지 않은 경우가 별 차이를 보이지 않는다. 그리고 감쇠계수는 전구간에서 선단압력을 고려하여도 큰 차이를 보이고 있지 않는데 이는 선단압력을 고려하지 않을 때 무부하 패드에 대해 강성은 없지만 감쇠는 존재한다고 가정하였기 때문이다.

Fig. 8. 9는 예압이 0.5인 경우에 대해 Sommerfeld 수에 따른 강성계수 및 감쇠계수를 나타내고 있는데, 선단압력에 의해 강성계수 및 감쇠계수가 약간씩 증가하는 것으로 나타나지만 그 크이는 별로 크지 않다.

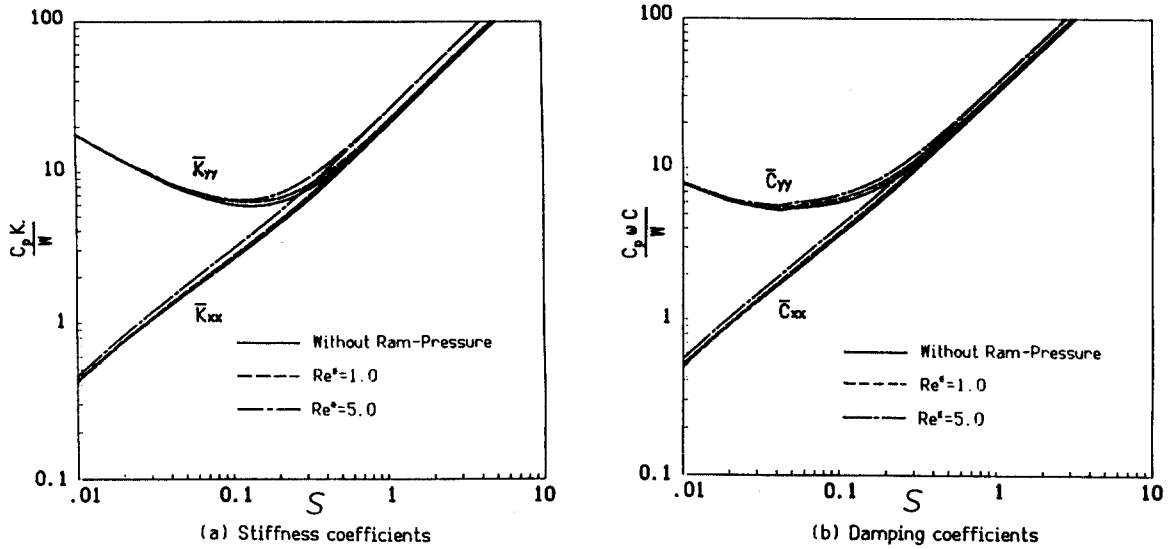


Fig. 8. Tilting-pad journal bearing characteristics. Load on pad, centrally pivoted, $m=0.5$

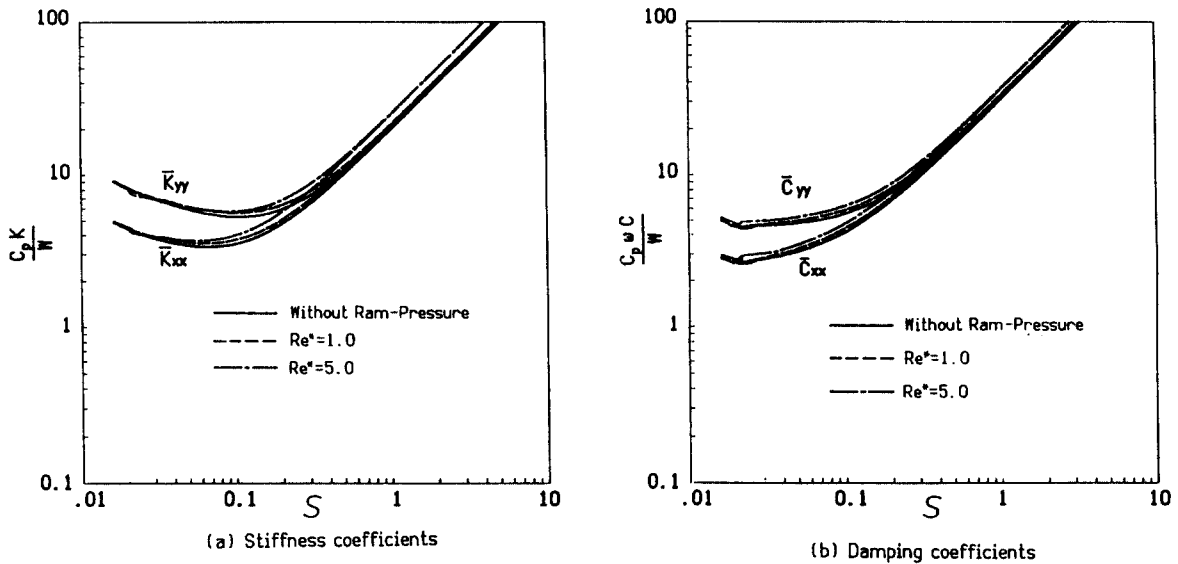


Fig. 9. Tilting-pad journal bearing characteristics. Load between pads, centrally pivoted, $m=0.5$.

6 결론

무한장 틸팅-패드 저어널 베어링에서 5-패드의 경우에 대하여 선단압력이 베어링의 정특성 및 동특성에 미치는 영향을 조사하였다. 예압이 없고 피벗점에서의 유막두께가 베어링의 가공틈새보다 크더라도 패드는 선단압력으로 인하여 하중을 받게 되어 안정화 된다. 또 예압이 없는 경우에는 베어링의 편심률과 강성계수 및 감쇠계수가 선단압력에 의하여 비교적 큰 영향을 받고 있

으나 예압이 0.5인 경우에는 베어링의 정특성 및 동특성에 선단압력이 미치는 영향은 비교적 작다. 선단압력도 베어링내의 유막압력과 마찬가지로 정적상태의 선단압력과 동적상태의 선단압력이 함께 존재하며, 동적상태의 선단압력도 고려한다면 베어링의 동특성에는 보다 큰 차이가 있으리라 기대된다.

참고 문헌

1. C.M.M. Ettles and A. Cameron, "Consideration

- of Flow Across a Bearing Groove," Trans. of ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 90, pp. 312-319, 1968.
2. V.N. Constantinescu, S. Galetuse and F. Kennedy, "On the Comparison between Lubrication Theory, Including Turbulence and Inertia Forces, and Some Existing Experimental Data," Trans. of ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 97, pp. 439-449, 1975.
 3. A. Mori, M. Iwamoto and H. Mori, "Performance Analysis of a Plane Inclined Slider Pad Relative to Fluid Inertia Forces (2nd Report)," JSLE, Vol. 28, No. 9, pp. 677-684, 1983.
 4. 김종수, 김경웅, "패드와 선단압력을 고려한 부채꼴 모양의 피벗식 추력 베어링의 성능해석," 대한기계학회 논문집, 제12권, 제5호, pp. 1063-1070, 1988.
 5. D.D. Heckelman JR. and C.M.M. Ettles, "Viscous and Inertial Pressure Effects at the Inlet to a Bearing Film," STLE, Vol. 31, pp. 1-5, 1987.
 6. Y. Rhim and J.A. Tichy, "Entry Flow of Lubricant into a Slider Bearing - Analysis and Experiment," STLE, Vol. 31, pp. 350-358, 1987.
 7. A. Mori and H. Mori, "Inlet Boundary Condition for Sumerged Multi-Pad Bearings Relative to Fluid Inertia Forces," The 13th Leeds-Lyon Symp. on Tribology, 1986.
 8. J.W. Lund, "Spring and Damping Coefficients for the Tilting-Pad Journal Bearing," ASLE, Vol. 7, pp. 342-352, 1964.
 9. J.C. Nicholas, E.J. Gunter and P.E. Allarie, "Stiffness and Damping Coefficients for the Five - Pad Tilting - Pad Bearing," ASLE, Vol. 22, pp. 113-124, 1977.
 10. J.W. Lund and K.K. Thomsen, "A Calculation Method and Data for the Dynamic Coefficients of Oil-Lubricated Journal Bearings," Topic in Fluid Film Bearing and Rotor Bearing System Design and Optimization, pp. 1-28, 1978.
 11. D.F. Li, P.E. Allaire and L.E. Barrett, "Analytical Dynamics of Partial Journal Bearings with Applications," ASLE, Vol. 22, pp. 99-112, 1977.
 12. R. Subbiah, R.B. Bhat and T.S. Sankar, "Rotational Stiffness and Damping Coefficients of Fluid Film in a Finite Cylindrical Bearing," ASLE, Vol. 29, pp. 414-422, 1985.