

변화하는 밀도와 비열을 고려한 고속 저어널 베어링의 열유체 운할해석 II  
- 축 경사도 영향

전상명\* · 장시열\*\*

Thermohydrodynamic Lubrication Analysis of High Speed Journal Bearing Considering Variable Density and Specific Heat: Part II – Shaft Misalignment Effect

Sang Myung Chun and Siyoul Jang

**Key Words :** Turbulent Reynolds and energy equations(난류 레이놀드 및 에너지 방정식), Variable density(변동밀도), Variable specific heat(변동비열), Flow mixing(흐름혼합), Convective heat transfer(대류열전달), Shaft misalignment(축 경사도)

Abstract

Within some degree of journal misalignment, maximum pressure, maximum temperature, bearing load, friction and side leakage in high-speed journal bearing operation are examined under the condition of variable density and specific heat. The results are compared with the calculation results under the conditions of constant density and specific heat, and variable density and constant specific heat. It is found that the effects of variable density and specific heat on shaft misalignment are significant in determining the load capacity of a journal bearing operating at high speed.

기호설명

- $c$  = radial clearance between journal and its bearing (m)
- $C_p$  = specific heat of lubricant(kJ/kg°C)
- $D$  = bearing diameter (m)
- $D_m$  = degree of misalignment (the percentage reduction of minimum film thickness at the bearing ends)
- $e$  = eccentricity(the offset distance between journal and bearing centers)
- $F$  = friction force
- $\bar{F}$  = non-dimensional friction force  
=  $(F/LD)(c/R)/(\mu_o N)(L/D)$
- $h$  = oil film thickness (m)
- $H$  = non-dimensional film thickness =  $h/c$
- $H_{hT, sT}$  = convective heat transfer coefficient at bush and shaft ( $W/m^2°C$ )
- $L$  = bearing length (m)
- $N$  = rotational speed (rpm)
- $\bar{p}$  = mean pressure for turbulent flow(Pa)
- $\bar{P}$  = non-dimensional mean pressure

- $(\bar{p}(c/R)^2 / \mu_o N)$
- $\bar{P}$  = non-dimensional effective pressure  
 $(H^{3/2} \bar{p} / \mu^{-1/2})$
- $P_m$  = inlet pressure (Pa)
- $q_{h, s}$  = turbulent heat transfer to the bush and shaft (W)
- $Q_{sl}$  = lubricant side leakage ( $m^3/s$ )
- $\bar{Q}_{sl}$  = non-dimensional lubricant side leakage  
 $(Q_{sl} / NcR^3)$
- $R$  = journal bearing radius (m)
- $\bar{T}$  = mean temperature for turbulent flow(°C)
- $\bar{T}$  = non-dimensional mean temperature  
 $= \frac{\rho C_o (c/R)^2 (\bar{T} - T_m)}{2\pi\mu_o N}$
- $T_m$  = inlet temperature (°C)
- $T_b$  = temperature of the bush (°C)
- $T_s$  = temperature of the shaft (°C)
- $U$  = speed of journal (m/s)
- $W$  = applied load

$\bar{W}$  = non-dimensional load parameter =  $\left(\frac{W}{LD}\right)\left(\frac{c}{R}\right)^2\left(\frac{L}{D}\right)/(\mu_0 N)$

$x, z$  = coordinates of circumferential and axial directions, respectively

$\theta, \bar{z}$  = non-dimensional coordinates ( $\theta = x/R, \bar{z} = z/R$ )

$\alpha$  = viscosity-temperature coefficient (1/°C)

$\varepsilon$  = eccentricity ratio =  $e/c$

$\mu$  = lubricant viscosity (Pa.s)

$\mu_0$  = inlet lubricant viscosity (Pa.s)

$\bar{\mu} = \mu / \mu_0$

$\rho$  = lubricant density (kg/m<sup>3</sup>)

$\phi$  = misalignment directional angle, i.e., the angle between the plane of the misalignment and the axial plane containing the load vector

$\varphi$  = attitude angle, i.e., angle between the line of centers and the axial plane containing the load vector

## 1. 서론

회전 베어링과 연계된 난류발생에 관한 확증은 1950년 Wilcock[1]의 일련의 실험을 통해 베어링 성능에 대한 난류 유동의 영향이 입증된 후이다. 한편 난류 유회에 대한 기본 이론은 여러 학자[2-7]에 의해 정립되었다. 한편 축 경사도가 베어링 성능에 미치는 영향도 여러 학자[8-10]에 의해 다루어졌으나, 그들은 열유체 유회 문제를 다루는데 있어서 일정한 밀도와 비열을 사용하였다.

본 논문에서는 축 방향 유회를 갖는 베어링이 고속 회전 시, 베어링 벽으로의 대류 열전달 조건[11]과 더불어 주입유와 재순환유의 혼합이 이루지는 조건[12]을 고려할 때, 밀도와 비열이 변화 시 한정된 범위 내에서 베어링 축 경사도에 대한 영향도를 평가하였다. 즉, 밀도와 비열을 주입온도에서의 값으로 일정하다고 보았을 경우와 베어링 내 유막의 실 온도영향에 의해 변화하는 경우의 축 경사도에 따른 유회 해석 결과를 비교 조사하였다.

## 2. 이론

### 2.1 지배방정식

정적하중을 받는 유한 폭 베어링의 2차원 난

류 레이놀즈 방정식[2,3]은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} G_x \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} G_z \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (1)$$

여기서  $G_x$ 와  $G_z$ 의 값은  $1,000 \leq \text{Re} \leq 30,000$  범위 내에서 다음과 같이 주어진다[4,5].

$$G_x = \frac{1}{12 + 0.0136 \left( \frac{hU}{\nu} \right)^{0.9}} \quad (2)$$

$$G_z = \frac{1}{12 + 0.0043 \left( \frac{hU}{\nu} \right)^{0.96}} \quad (3)$$

이차원 정상상태 난류 에너지 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다[5-7].

$$\rho \left\{ \left( \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{\mu} G_x \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial(c_p \bar{T})}{\partial x} - \frac{h^3}{\mu} G_z \frac{\partial p}{\partial z} \frac{\partial(c_p \bar{T})}{\partial z} \right\} = \tau_c U + \frac{h^3}{\mu} \left\{ G_x \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + G_z \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right\} - (q_{st} + q_{ht}) \quad (4)$$

여기서,

$$q_{st} = H_{st} (\bar{T} - T_s)$$

$$q_{ht} = H_{ht} (\bar{T} - T_h)$$

여기서  $H_{st}$ 와  $H_{ht}$  [13]의 값은 Table 1에 명기된 값을 사용하였다.

레이놀즈수  $1,000 \leq \text{Re} \leq 30,000$  범위 내에서,  $\bar{\tau}_c (= \tau_c / \frac{\mu U}{h})$  값은 다음과 같이 표시되어진다[4,5].

$$\bar{\tau}_c = 1 + 0.0012 \left( \frac{\rho U h}{\mu} \right)^{0.94} \quad (5)$$

오일의 밀도(kg/m<sup>3</sup>)는 식(6)과 같은 온도와와의 관계를 갖고 있으며, 동점도(cst)는 온도와 식(7)과 같은 이중 자연로그 함수관계를 갖고 있다[14].

$$\rho = 0.0361(a - 0.000354T_r) \cdot 27680, \quad (6)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = 10^{10(b - c \log_{10}(T_r))} - 0.6. \quad (7)$$

여기서  $T_r$ 와  $T_c$ 는 각각 화씨온도와 랭킨온도를 나타낸다. 그리고 a, b, c는 오일의 종류에 따라 다른 상수 값을 갖는다. 본 연구의 대상 오일에 대해서 0.9070, 9.8500, 3.5180을 사용하였다. 또한 오일에 대한 비열  $C_p$  (J/kg·°C)는 섭씨온도  $T_c$ 에 대해 다음과 같이 변한다[15].

$$C_p = 1796 + \frac{691}{160} T_c \quad (8)$$

유막두께, h,는 베어링 좌표계[12]로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

\* 국민대학교 자동차공학 전문대학원

\*\* 국민대학교 자동차공학 전문대학원

$$h = c(1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi)) \quad (9)$$

$$\text{여기서 } \varepsilon(z) = \sqrt{\{\varepsilon_0^2 + 2\eta \varepsilon_0 \cos(\phi - \varphi_0) + \eta^2\}},$$

$$\varphi(z) = \varphi_0 + \arctan\left(\frac{\eta \sin(\phi - \varphi_0) / \varepsilon_0}{1 + \eta \cos(\phi - \varphi_0) / \varepsilon_0}\right), \quad \eta = \beta z / c$$

이다.

베어링 기울기(degree of misalignment),  $D_m$  [8]은 다음과 같이 정의되어진다.

$$D_m = \eta_c / \eta_m \quad (10)$$

여기서,  $\eta_c$ 는 베어링 끝 단에서의 기울기 비(misalignment ratio)이다.  $\eta_m$ 은  $\eta_c$ 의 최대값이다.

## 2.2 경계 조건

베어링 내 유막의 압력과 온도 경계조건은 다음과 같다.

유한 길이의 베어링 양쪽 측면에서의 압력은 대기 압력과 같다고 가정한다. 즉, 게이지압력으로 0이다.

$$\bar{p}_{z=\pm L/2} = 0 \quad (11)$$

그리고 주입 홈에서의 윤활유 압력은 주입 윤활유의 압력과 같다고 보았다. 또한 윤활유의 유막의 압력은 항상 대기의 압력보다 높다고 본다. 유막의 붕괴가 시작되는 지점의 압력 경계조건은 다음과 같다.

$$\bar{p} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at } \theta = \theta^* \quad (12)$$

온도 경계조건으로는 베어링 양쪽 측면에서 축 방향 주위로 전달되는 열이 없다고 보았다.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{z=\pm L/2} = 0 \quad (13)$$

또한 본 논문에서 취급된 온도관련 경계조건은 다음과 같다. 즉, 베어링과 축 벽면의 온도는 일정한 상태에서 베어링과 축 벽면으로의 열전달을 고려하였으며, 주입 홈의 온도는 주입유 온도와 원주 방향으로 재순환하여 돌아오는 재순환유의 온도와의 혼합온도로 보았다. 순환유와 주입유의 혼합현상에 대한 개념도는 Fig. 1에 나타나 있으며 혼합온도의 표현식은 다음과 같다.

$$T_{mix} = \frac{(Q_m - Q_r)T_m + L_c Q_{rec} T_{rec}}{(Q_m - Q_r) + L_c Q_{rec}} \quad (14)$$

여기서  $L_c$ 는 유막의 수축율(contraction ratio) [16]로 다음과 같이 정의된다.

$$L_c(\theta) = \frac{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{h(\theta, z)} u(\theta, z) dy dz}{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{h(\theta, z)} u(\theta, z) dy dz} \quad (15)$$

이 유막 수축율은 캐비테이션 지역 내에서 베어링 벽의 유효 유막폭을 나타낸다. 따라서 캐비테이션 지역에서 줄어든 실 유막 폭 때문에 베어링 벽으로의 열전달 계수는 유막 수축율에 의

하여 보정되어야 한다. 그 표현식은 다음과 같다.

$$H_b = L_c H_{bo} + (1 - L_c) H_{bs} \quad (16)$$

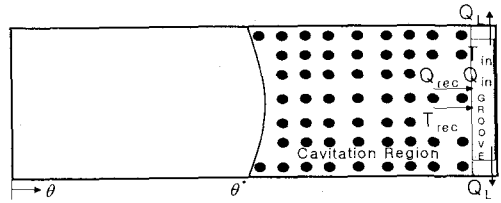


Fig. 1 Diagram of lubricant flow, with  $Q_m$  the inlet oil flow rate,  $Q_r$  the re-circulating flow rate and  $Q_l$  the side oil flow rate going through groove land.  $\theta^*$  is the angle of the beginning of the cavitation region.

## 2.3 무차원 베어링 하중, 마찰력, 유량

베어링의 성능을 파악하기 위한 주요 인자는 베어링의 부하량과 마찰로 인한 손실 그리고 유막을 보전하기 위해 필요한 공급 유량 등이다. 이러한 값들의 무차원화된 표현은 다음과 같다.

무차원 베어링 하중의 베어링 중심선에 대한 수평 수직 성분은  $\bar{W}_c$ 와  $\bar{W}_p$ 이다.

$$\bar{W}_c = \frac{W_c}{LD} \left(\frac{c}{R}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^2 \mu_n N = -\frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/2}^{L/2} \bar{p} \cos \theta d\bar{z} d\theta \quad (17a)$$

그리고

$$\bar{W}_p = \frac{W_p}{LD} \left(\frac{c}{R}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^2 \mu_n N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/2}^{L/2} \bar{p} \sin \theta d\bar{z} d\theta \quad (17b)$$

이로부터 전체하중,  $\bar{W}$ ,는 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\bar{W} = \sqrt{\bar{W}_c^2 + \bar{W}_p^2} \quad (17c)$$

베어링 내 난류유동에 대해 유막 축소율을 고려한 점성 마찰력의 무차원화된 표현은 다음과 같다.

$$\bar{F}_t = \frac{F_t}{LD} \left(\frac{c}{R}\right) \left(\frac{L}{D}\right)^2 \mu_n N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/2}^{L/2} \left( G_s \frac{H}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} + \tau_c \mu \frac{2\pi}{H} \right) d\bar{z} d\theta \quad (18)$$

마찰 토크는 점성 마찰력에 베어링 반경을 곱한 값이며, 마찰 동력 손실은 점성 마찰력에 베어링 축 속도를 곱한 값으로 나타낼 수 있다.

마지막으로 베어링 내 난류유동으로 인한 측면 유량 손실, 즉 공급유량은 다음과 같이 표시된다.

$$\bar{Q}_z = \frac{Q_z}{NcR^2} = \int_0^{2\pi} G_z \frac{H^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \Big|_{z=\pm L/2} d\theta \quad (19)$$

## 3. 수치해석

레이놀즈 방정식은 무차원화된 후 중앙 차분 기법(central difference scheme)을 적용하였고, 예너

지 방정식은 무차원화 한 후에 원주방향으로는 후방 차분기법(backward difference scheme)을 적용하고, 축방향으로는 베어링 중앙으로부터 아래쪽은 전방 차분기법(forward difference scheme), 위쪽은 후방 차분기법을 적용하였다. 유사 난류인자를 포함하는 난류 레이놀즈 방정식 및 에너지 방정식의 유한차분 수식은 이완상수(relaxation factor)를 적용하여 풀었다. Reynolds 방정식을 풀기 위해서는 1 보다 크고 2 보다 작은 이완상수가 사용되었고 에너지 방정식을 풀기 위해서는 0 보다 크고 1 보다 작은 이완상수를 사용하였다. 본 연구를 위해 사용한 격자 크기는 일정 간격의 43x15(원주방향 x 축방향)이다.

#### 4. 결과 및 고찰

본 장에서는 축 방향 유회를 갖는 고속으로 회전 되는 유막 베어링의 난류 운동 조건에서의 베어링 벽으로의 대류 열전달 조건과 주입유와 재순환유의 혼합이 이루지는 조건 하에서 아래의 세가지 밀도와 비열 조건에 대하여, 40000 rpm 과 80000 rpm 에서 최고 압력 및 온도, 무차원 베어링 하중, 무차원 마찰과 무차원 측면유량을 베어링 축 경사도( $D_m$ ) 변화 따라 그 변화량을 조사하였다. 여기서 경사방향각(misalignment directional angle)  $\phi$ 은  $0^\circ$ 인 경우를 다루었다.

- 조건 1 오일의 밀도와 비열이 일정한 조건
- 조건 2 오일밀도는 변하나 비열은 일정한 조건
- 조건 3 오일의 밀도와 비열이 모두 변하는 조건

본 연구의 대상이 되는 베어링의 형상 치수 및 유회유 물성치는 Table 1 에 요약되어 있다.

Table 1 Journal Bearing Operating Conditions

Bearing Diameter	$D = 73.6 \text{ mm}$
L/D Ratio	0.5
c/R Ratio	0.0039837
Eccentricity Ratio	$\epsilon = 0.65$
Rotational Speed	$N = 20,000\text{-}80,000 \text{ rpm}$
Lubricant Viscosity at 40°C	$\mu_o = 0.0206 \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Lubricant Density at 40°C	$\rho_o = 869.53 \text{ Kg/m}^3$
Lubricant Specific Heat at 40°C	$C_{p,o} = 1968.75 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$
Convective Heat Transfer Coefficient of Lubricant to Bush	$H_{c,b} = 7700 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$
Convective Heat Transfer Coefficient of Gas(Air) to Bush	$H_{c,s} = 2400 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$
Convective Heat Transfer Coefficient of Lubricant to Shaft	$H_{c,s} = 7700 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$
Bush and Shaft Temperature	$T_{b,s} = 45^\circ\text{C}$
Inlet Lubricant Temperature	$T_{in} = 40^\circ\text{C}$

Inlet Lubricant Pressure	$P_{in} = 0.7 \times 10^5 \text{ Pa}$
Axial Groove Width	17.1° (2 grids size)

베어링 축 기울기 변화에 따른 베어링 내 유막의 최고 압력은 Fig. 2 와 같다. 베어링 내 유막의 최고압력은 축의 회전속도가 크거나 작거나 간에 베어링 축 경사도에 따라 초기에는 감소하나 경사도  $D_m$  이 0.5-0.6 근처부터는 증가하는 경향을 나타내고있다. 이는 축 경사도가 적을 때 경사로 인해 온도는 증가하나 유막 내의 압력구배의 변화는 크지 않는 관계로 최대 압력은 오히려 감소하고 경사도가 심해지면 압력구배 변화율이 증가하기 때문에 최고 압력이 증가하게 된다. 40000 rpm 에서는 적은 경사도에서 그 값의 변화가 작은 비율로 감소하고,  $D_m$  이 0.6 이상에서부터 증가하는 율이 점차 크게 증가하는 것을 볼 수 있다. 그러나 80000 rpm 에서는 경사도가 증가함에 따라 초기부터 그 감소하는 율이 커지는 것으로 나타났으며 역시  $D_m$  이 0.6 이상부터는 증가하기 시작했다. 고 회전속도에서 경사도가 증가함에 따라 최고 압력의 감소율이 큰 것은 속도 증가로 인한 온도변화율이 커지기 때문이다. 역시 축의 고 회전속도에서는 조건 1 에서의 계산 결과와 조건 2 와 조건 3 의 결과를 비교시 밀도와 비열의 변화를 무시할 수 없는 것을 알 수 있다. 즉, 80000 rpm 에서는 조건 1 에서의 결과와 비교시 조건 2 의 결과는 최고 압력에 있어서 약 최고 18%정도 낮아졌으며, 조건 3 에서는 그 값이 최고 약 9%정도 낮아졌다. 반면, 40000 rpm 에서는 각각의 경우 최고 4% 감소 및 최고 2% 증가하는 경향을 나타냈다. 또한 조건 3 의 경우의 최고 압력 값이 조건 2 의 값보다 증가하는 이유는 온도 증가에 따른 비열의 변화를 고려하였기 때문으로 비열의 증가로 오일의 온도가 떨어졌기 때문이다.

베어링 내 유막의 최고 온도 변화는 Fig. 3 에 도시 된 바와 같으며, 축의 경사도가 증가함에 따라 유막 최고온도도 증가하는 경향을 보였다. 특히 80000 rpm 과 같은 높은 회전수에서는 그 증가하는 율이 크게 나타났다. 또한 40000 rpm 에서는 조건 1 에서의 계산 결과와 비교하여 조건 3 의 계산 결과는 그 차이가 최고 약 13°C 정도였으나, 80000 rpm 에서는 최고 약 110°C 까지 나타났으며, 높은 축 속도에서는 밀도와 비열이 유막 내에서 변화하는 것을 고려하지 않을 경우에는 실 유회유의 사용온도 범위를 넘어서는 결과를 얻을 수 있다.

Fig. 4 에서는 무차원 베어링 하중을 나타내고

있으며, 그 값은 축 경사도에 따라 점차 감소한 후  $D_m$  이 0.6 이상에서부터는 약간 증가하는 듯 보였으나 축 경사도가 심한 경우 계산이 어렵기 때문에  $D_m$  이 0.8 이상에서의 결과는 볼 수 없었다. 한편, 40000 rpm 에서는 그 감소하는 비율이 작았으나, 고 회전인 80000 rpm 에서는 그 감소하는율이 눈에 띄게 나타났고 그 값 자체는 축 경사도가 증가할 수록 40000 rpm 에서보다 작게 나타나고 있다. 이는 온도 증가로 인한 유막의 압력 저하 때문이다. 또한 80000 rpm 에서 조건 1에서의 결과와 비교시, 조건 2의 결과는 최고 18% 정도 낮게 나타났으며, 조건 3의 결과는 최고 9% 정도 낮게 나타났다. 그러나, 40000 rpm 에서는 각각 최고 7% 정도 낮은 값과 최고 3% 정도 높은 값을 보여주고 있다. 이는 Fig. 2의 최고 압력 분포에 나타난 경향과 같은 것이다.

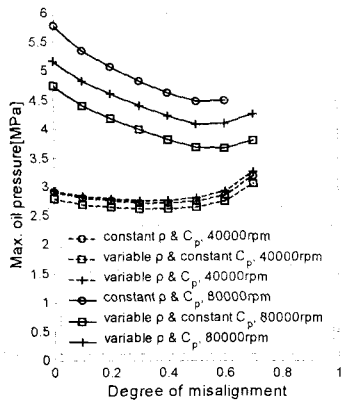


Fig. 2 Maximum oil pressure vs. degree of misalignment

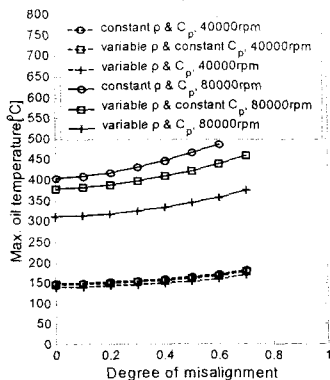


Fig. 3 Maximum oil temperature vs. degree of misalignment

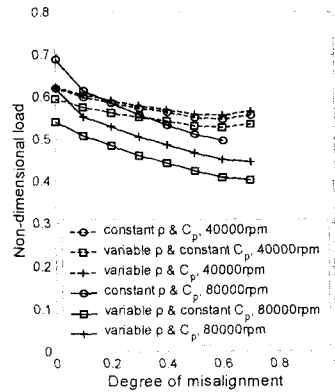


Fig. 4 Non-dimensional load vs. degree of misalignment

Fig. 5은 베어링 내의 무차원 마찰을 나타낸다. 축의 경사도 증가에 따른 무차원 마찰력의 변화량은 미약하나마 조금씩 줄어드는 경향이 나타났다. 이는 경사도가 증가하면 유막의 감소로 인한 고온이 발생하여 결과적으로 마찰력을 감소시키기 때문이다. 80000 rpm에서의 값은 40000 rpm에서의 값보다 크게 나타났다. 그 이유는 회전 속도의 증가에 기인한 것이다. 한편, 밀도와 비열의 조건 변화에 따른 변화량은 40000 rpm에서는 각 조건 간의 마찰 계산 결과의 차이는 6%(조건 1과 조건 2)와 4%(조건 1과 조건 3)로 비교적 적게 나타났으나, 80000 rpm에서는 22%(조건 1과 조건 2)와 16%(조건 1과 조건 3) 정도로 크게 나타났다.

Fig. 6에서는 무차원 측면유출유량을 나타내고 있다. 40000 rpm에서는 축 경사도에 따른 그 변화량이 작게 나타났으나 고 회전수인 80000 rpm에서는 그 변화량이 심하게 나타났다. 이는 축 경사도에 따라 온도 변화량이 크기 때문이다. 또한 측면 유량은 고 회전수인 80000 rpm에서 더 작게 나타났다. 이는 실 유량은 고온으로 인한 낮은 점도로 인해 증가하나 무차원시 회전수로 나누기 때문에 나타난 현상이다. 40000 rpm에서의 조건 1과 조건 2 결과에 대한 차이와 조건 1과 조건 3의 결과에 대한 차이는 각각 최고 약 2% 정도 증가하나, 80000 rpm에서는 각각의 경우에서 최고 약 8% 정도 증가하였다. 즉 측면 유량에 있어서는 비열의 변화는 큰 역할을 하지 않는다는 것을 알 수 있다.

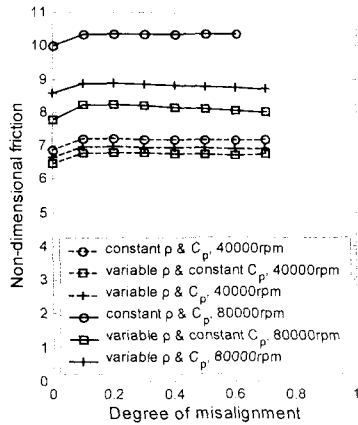


Fig. 5 Non-dimensional friction vs. degree of misalignment

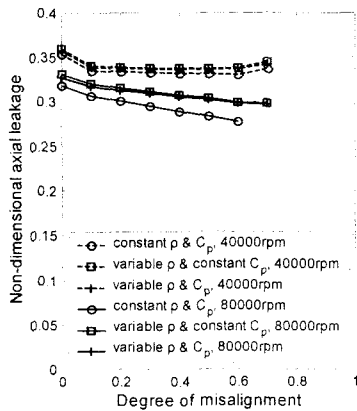


Fig. 6 Non-dimensional axial leakage vs. degree of misalignment

## 5. 결론

본 해석 결과를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 속도가 증가할수록 베어링 로드와 마찰 손실 계산 시 밀도 및 비열의 변화의 고려를 무시할 수 없다.

2. 속도가 증가할수록 축 경사도에 따른 베어링 하중과 최고 압력의 변화율이 급하게 변하는 것으로 나타난 반면, 베어링 마찰의 변화율은 축 경사도에 따른 온도 증가로 약간 줄어드는 것으로 나타났다.

## 참고문헌

- (1) Wilcock, D. F., 1950, "Turbulence in High Speed Journal Bearing," *Trans. of the ASME*, Vol. 72, pp. 825-834.
- (2) Constantinescu, V. N., 1965, "Theory of Turbulent Lubrication," *Proc. Int. Symp. on Lubrication and*

*Wear*, University of Houston, pp. 153-213.

- (3) Ng, C. W. and Pan, C. H. T., 1965, "A Linearized Turbulent Lubrication Theory," *Trans. of the ASME, J. of Basic Engineering*, Vol. 87, pp.675-688.
- (4) Taylor, C. M., 1969-1970, "Turbulent Lubrication Theory Applied to Fluid Film Bearing Design," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 184, Part 3L, pp. 40-47.
- (5) Constantinescu, V. N., 1973, "Basic Relationships in Turbulent Lubrication and Their Extension to Include Thermal Effects," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 95, pp. 147-154.
- (6) Safar, Z. and Szeri, A. Z., 1974, "Thermohydrodynamic Lubrication in Laminar and Turbulent Regimes," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 96, pp. 48-57.
- (7) Szeri, A. Z., 1980, *Tribology: Friction, Lubrication and Wear*, Chapter 5, "Turbulence, Inertia, and Thermal Effects in Fluid Film Bearings," Hemisphere Publishing Corp., New York, pp. 229-294.
- (8) Smalley, A. J. and McCallion, H., 1966-1967, "The effect of Journal Misalignment on Performance of a Journal Bearing under Steady Running Conditions," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 181, Part 3B, pp. 45-54.
- (9) Medwell, J. O. and Gethin, D. T., 1986, "Synthesis of Thermal Effects in Misaligned Hydrodynamic Journal Bearings," *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 6, pp. 445-458.
- (10) Safar, Z. and Raid, M. S. M., 1988, "Prediction of the Coefficient of Friction of a Misaligned Turbulent Flow Journal Bearing," *Tribology International*, Vol. 21, pp. 15-19.
- (11) Chun, S. M. and Jang, S., 2000, "A Study on Thermohydrodynamic Turbulent Lubrication of High Speed Journal Bearing Considering Thermal Conditions on Walls," *Journal of the KSTLE*, Vol. 16, No. 3, pp. 208-217.
- (12) Chun, S. M. and Lalas, D. P., 1992, "Parametric Study of Inlet Oil Temperature and Pressure for a Half-Circumferential Grooved Journal Bearing," *STLE Tribology Transaction*, Vol. 35, no. 2, pp. 213-224.
- (13) Gazley, C. Jr., 1958, "Heat-Transfer Characteristics of the Rotational Axial Flow Between Concentric Cylinders," *Trans. of the ASME*, Vol. 80, pp. 79-90.
- (14) Lin, H. S., 1981, "Viscosity of Motor Oil," Federal Mogul, Engineering Report.
- (15) Holman, J. P., 1986, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, Inc., New York, pp. 641.
- (16) Boncompain, R., Fillon, M. and Frene, J., 1986, "Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings," *Trans. of the ASME*, Vol. 108, pp. 219-224.