

열변형으로 인한 틸팅패드 저널베어링의 예압 변화

서준호¹ · 황철호^{2,*}

¹한국철도기술연구원 기술기술팀, ²한남대학교 기계공학과

Thermal Deformation Induced Preload Change in the Tilting Pad Journal Bearing

Junho Suh¹ and Cheolho Hwang^{2,*}

¹Technical Regulation Team, Korea Railroad Research Institute

²Dept. of Mechanical Engineering, Hannam University

(Received October 19, 2015; Revised January 14, 2016; Accepted January 17, 2016)

Abstract – This paper focuses on the thermal deformation induced preload change in the tilting pad journal bearing, using a three-dimensional (3D) thermo-hydro-dynamic (THD) approach. Preload is considered as a critical factor in designing the tilting pad journal bearing. The initial preload measured under nil external load and nil thermal gradient is influenced by two factors, namely, the thermal deformation and elastic deformation. Thermal deformation is due to a temperature distribution in the bearing pads, whereas the elastic deformation is due to fluid forces acting on the pads. This study focuses on the changes induced in preload and film clearance due to thermal deformation. The generalized Reynolds equation is used to evaluate the force of the fluid and the 3D energy equation is used to calculate the temperature of the lubricant. The abovementioned equations are combined by establishing a relationship between viscosity and temperature. The heat transfer within the bearing pads, the lubricant, and the spinning journal is calculated using the heat flux boundary condition. The 3D Finite Element Method (FEM) is used in modeling the (1) heat conduction in the spinning journal and bearing pads, (2) thermal gradient induced thermal distortion of the spinning journal and pads, and (3) viscous shearing, and heat conduction and convection in a thin film. This evaluation method has an increased fidelity, and it can prove to be a cost-effective tool that can be used by designers to predict the dynamic behavior of a bearing.

Keywords – energy equation(에너지 방정식), preload(예압량), Reynolds equation(레이놀즈 방정식), tilting pad journal bearing (틸팅패드 저널베어링), thermal deformation (열변형)

Nomenclature

K : Bearing stiffness coefficient (N/m)
(베어링 강성 계수)

C : Bearing damping coefficient (N·s/m)
(베어링 감쇠 계수)

p : Pressure (Pa) (압력)

h : Film thickness (m) (유막 두께)

φ : Film thickness or radial direction in Reynolds equation (m) (레이놀즈 방정식에서의 반지름 방향)

x : Circumferential direction in energy equation (m) (에너지 방정식에서의 원주 방향)

y : Film thickness or radial direction in energy equation (m) (에너지 방정식에서의 반지름 방향)

z : Axial direction in energy equation (m) (에너지 방정식에서의 축방향)

μ : Lubricant viscosity (Pa·s) (윤활유 점성)

μ_0 : Lubricant viscosity at reference temperature T_0 (Pa·s) (T_0 에서의 윤활유 점성)

*Corresponding author : cheolho@hnu.kr

Tel: +82-42-629-8277, Fax: +82-42-629-8293

- T : Temperature ($^{\circ}\text{C}$) (온도)
 $[T]$: Nodal temperature vector in FE heat conduction equation ($^{\circ}\text{C}$) (유한요소 열전도 방정식에서의 노드별 온도 벡터)
 T_0 : Lubricant reference temperature ($^{\circ}\text{C}$) (μ_0 가 정의 되는 유체 온도)
 β : Viscosity coefficient (Pa·s) (유체 점성 상수)
 U : Linear velocity of journal (m/sec) (저널 선속도)
 u : Lubricant velocity (m/sec) (유체 대류 속도)
 u : Velocity in circumferential direction (m/sec) (원주방향 속도)
 w : Velocity in axial direction (m/sec) (축방향 속도)
 k_L : Heat conductivity (W/(mK)) (열 전도율)

1. 서 론

틸팅패드 저널베어링은 이론적으로 0에 가까운 연성 강성 및 감쇠 계수(cross coupled stiffness and damping terms)를 가지며, 이러한 장점으로 인하여 초고속 회전 기기에 널리 이용되고 있다. 또한 최근들어 경량화 고속화 되고 있는 터보머신으로 인하여 로터를 지지하는 베어링의 정확한 동특성을 예측하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.

Kim, Palazzolo와 Gadangi[1, 2]는 상류해법 (upwind scheme)을 적용하여 에너지 방정식 (energy equation)에서 열대류 (heat convection)에 기인하는 유체 온도 동요 (wiggling) 문제를 해결하였으며 패드의 탄성 변형을 고려한 베어링 정특성 및 동특성을 계산하였다. Wilkes[3]는 실험장치를 이용하여 베어링 패드와 피복의 변형을 측정하였다. 또한 열팽창 및 유막의 점성 변화를 고려하지 않은 해석을 통하여 베어링 동특성을 예측하였다. Kulhanek과 Childs[4]는 실험을 통하여 베어링 정·동특성을 계산하였으며 Texas A&M 대학교에서 개발된 로터다이나믹스 소프트웨어인 XLTRC²의 해석 결과와 비교 검증하였다. Suh와 Palazzolo[5, 6]는 3차원 틸팅패드 저널베어링 수치해석 모델을 유한요소법을 이용하여 개발하였다. 시간과도응답해석을 수행하여 패드의 탄성변형, 열변형 및 피복의 비선형 탄성변형을 해석하였다. 강제 패드를 가정한 기존의 유막두께 공식의 한계를 극복하여, 요소 기반의 새로운 공식을 개발하였다. 또한 3차원 에너지방정식을 이용하여 로터 축방향의 열전달을 고려하였다. Choi와 Kim[7]은 Hertzian 접촉 이론을 기반으로 실린더 및

소켓 타입의 틸팅패드 베어링의 피복 강성을 계산하였다. 회전체 동특성 계수 및 하중지지능력을 예측하였으며, 피복 강성이 베어링 특성에 미치는 영향을 분석하였다.

고속으로 회전하는 터보기계에서 구조물의 열변형은 회전체 및 베어링의 동특성에 영향을 미친다. 본 연구에서는 회전기계 설계 시 베어링 패드의 열팽창에 따른 예압 변화 및 베어링 패드의 온도변화 그리고 베어링의 동특성 변화를 정밀한 해석모델의 시뮬레이션 결과를 통해 알아보려고 한다.

2. 베어링-저널 수치 해석모델

2.1. 레이놀즈 방정식

레이놀즈 방정식은 서로 다른 속도로 움직이는 두 면 사이에 발생하는 유체 압력(p)을 계산하는 데에 이용되며, 질량보존 방정식과 운동량 방정식으로부터 유도 할 수 있다. 레이놀즈 방정식의 결과는 유체 압력(p)과 속도(u)이다. 만약 베어링 패드가 원주 방향으로 속도를 가지지 않는다고 가정하고, 유체 점성(μ)이 일정하지 않다고 가정한다면, 일반화된 레이놀즈 방정식 (generalized Reynolds equation)을 식 (1)과 같이 구할 수 있다. 유체의 점성은 압력과 온도 등에 영향을 받지만 본 연구에서는 식 (4)와 같이 온도만의 영향을 받는 함수로 표현하였다. 식 (1)에서의 D_1 과 D_2 는 식 (2)와 (3)으로 각각 표현된다. 레이놀즈 방정식으로부터 구한 유체압력(p)은 식(5)에 의해 유막 내의 유체 속도(u)로 변환된다. 본 연구에서 일반화 된 레이놀즈 방정식에서는 다음과 같은 가정을 따른다.

1. 뉴턴니안 유체 (Newtonian fluid)이다.
2. 윤활유 밀도의 변화는 없다.
3. 샤프트와 패드의 곡률 효과와 유체의 D_1 관성 D_2 효과는 무시한다.
4. 패드와 저널 사이의 유체 유동은 모두 층류 (laminar flow)이다.
5. 유막 내에서 반지름 방향으로 유체 압력의 변화는 없다.
6. 유체의 점성은 온도만의 함수이다.
7. 유체와 고체가 만나는 면에서의 유체 선속도는 0 이다.

유한요소법을 이용하여 레이놀즈 방정식을 계산하였으며, 레이놀즈 경계조건은 Lund와 Thomsen[10]이 제안한 후치환법 (back substitution)을 이용하여 계산하

였다.

$$\nabla \cdot (D_1 \nabla p) + (\nabla D_2) \cdot U + \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

$$D_1 = \iint_{00}^{h\varphi} \frac{d\xi}{\mu} d\xi d\varphi - \frac{\int_0^h d\xi \int_0^{h\varphi} d\varphi}{\int_0^h \frac{1}{\mu} d\xi} \quad (2)$$

$$D_2 = \frac{\int_0^h \int_0^{\varphi} \frac{1}{\mu} d\xi d\varphi}{\int_0^h \frac{1}{\mu} d\xi} \quad (3)$$

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(T-T_0)} \quad (4)$$

$$\mu = \left(\frac{\int_0^{\varphi} \frac{d\xi}{\mu} - \frac{\int_0^h \frac{d\xi}{\mu} \int_0^{\varphi} d\varphi}{\int_0^h \frac{1}{\mu} d\xi} \right) \nabla p + \frac{\int_0^{\varphi} \frac{1}{\mu} d\xi}{\int_0^h \frac{1}{\mu} d\xi} \cdot U \quad (5)$$

2-2. 에너지 방정식

얇은 유막에서 발생하는 점성전단 (viscous shearing) 및 대류를 계산하려면 에너지 방정식 (energy equation) 이 필요하다. 먼저 2.1 절의 식 (5)로 부터 구한 유체 속도 (u), 점성 (μ) 및 열 경계조건 (thermal boundary condition)이 필요하다. 층류와 비압축성 뉴토니안 액체로 가정된다면 식 (6)과 같은 에너지 방정식을 얻을 수 있다. 열대류는 반지름 방향으로의 유체 속도가 0으로 가정 되었으므로 원주방향(x) 및 축방향 (z)으로만 계산하였으며, 열전도는 모든 방향을 고려하였다. 본 연구와 같이 정적평형해석 (static equilibrium analysis)의 경우 시간에 의존하는 온도항 ($\partial T/\partial t$)은 무시하였다. 3차원 유한요소 모델을 이용하여 유체 모델을 불연속화 하였으며 Heinrich[11]가 제안한 풍상항법 (upwinding scheme) 을 이용하여 열대류항에 기인하여 온도가 공간에서 비정상화되는 문제를 해결하였다.

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_l \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (6)$$

2-3. 베어링-저널 열전달 및 열변형 해석 모델

본 연구의 주 목적인 베어링 패드의 열변형을 계산하기 위해서는 베어링 패드 내의 온도구배 계산이 선행되어야 한다. 샤프트와 베어링 패드의 열전도 계수

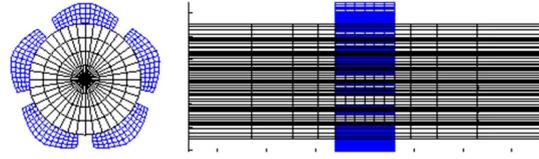


Fig. 1. 3D TPJB system heat conduction and thermal deformation finite element model.

는 온도변화에 상관없이 일정하다고 가정하였다. 3차원 열전달 문제는 식 (7)을 이용하여 계산할 수 있으며 적용 가능한 열 경계조건은 식 (8)과 같다. 경계조건 S_T 에서는 미리 지정된 온도 T^* 로 유지된다. 경계조건 S_q 에서는 q^* 만큼의 열속이 해당 요소 부분으로 들어간다. S_h 에서는 주변부 온도가 T^* 로 유지되며 대류상수 \bar{h} 인 대류경계조건이 된다. 아무런 조건이 주어지지 않으면 해당 요소 부분은 단열 조건이 된다. 유한요소법을 이용하여 문제영역을 이산화 하였으며, 유한요소 방정식을 행렬로 표시하면 식 (9)와 같이 표현할 수 있다.

열구배에 기인하는 열응력으로 인한 열변형은 준정적 상태로 가정되며 유한요소 식 (10)으로 계산할 수 있다. 식 (9)에서 계산된 열구배 ($[T]$)는 식 (10)의 열응력 ($F_{E,T}$)로 변환되어 계산된다. $[X_E]$ 는 유한요소의 노드별 열변형을 나타낸다. 3차원 유한요소 모델은 Fig. 1에 나타내었으며, 패드와 저널의 열변형 계산을 위한 유한요소 모델의 구속 조건은 Suh와 Palazzolo [7, 8]가 제안한 방법을 따랐다. 패드 바닥면의 한 노드를 완전히 구속하였으며 패드 안쪽면 한 노드를 추가 구속 하였다. 저널의 유한요소 열변형 모델은 축방향 한쪽 면을 완전히 구속하여 필름두께 방향의 열변형을 계산하였다.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (7)$$

$$\begin{aligned} T &= T^* && \text{on } S_T \\ q &= q^* && \text{on } S_q \\ q &= \bar{h}(T - T^*) && \text{on } S_h \end{aligned} \quad (8)$$

$$[K_T][T] = [F_T] \quad (9)$$

$$[K_E][X_E] = [F_{E,T}] \quad (10)$$

2-4. 베어링-저널 평형상태 해석 알고리즘

본 연구에서는 등점도 (iso-viscosity) 베어링 모델과

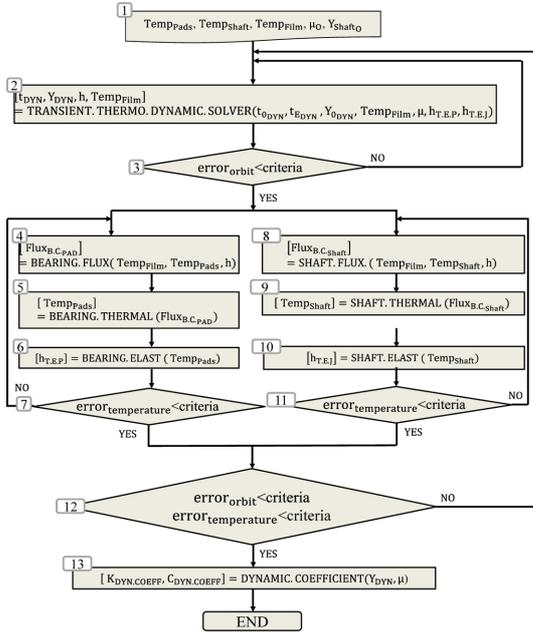


Fig. 2. Algorithm for static equilibrium analysis of journal-bearing system.

달리 유막내 발생하는 점성전단 열과 그 열로 인한 유막 및 구조물에서의 열구배 그리고 열변형을 고려하는 새로운 알고리즘이 필요하다. Fig. 2는 베어링-저널 시스템의 정적 평형 시스템을 해석하는 알고리즘이다. 베어링 및 저널의 변위 및 속도 뿐 아니라 열구배 및 열팽창량도 함께 평형상태에 도달해야 한다. 다음은 알고리즘의 각 단계를 설명한다.

- 1) 초기 조건은 패드, 샤프트 및 윤활유의 초기 온도, 유막의 점성 및 샤프트의 초기 위치이다.
- 2) 베어링-저널의 운동방정식, 레이놀즈 방정식 및 에너지방정식이 함께 해석된다.
- 3) 2)에서 모든 방정식의 결과값들이 수렴할 때까지 계속 수행한다.
- 4) 2)와 3)에서 계산된 유막의 온도를 기본으로 패드와 유막 간의 열경계조건 방정식을 이용하여 베어링 패드로 유입되는 열속 (heat flux)을 구한다.
- 5) 베어링 패드로 유입되는 열속을 기준으로 베어링 패드의 온도구배를 계산한다.
- 6) 5)에서 계산된 온도구배가 일으키는 베어링 패드의 열변형을 계산하며 이로 인한 유막 두께의 변화량을 계산한다.
- 7) 4)~6)의 계산이 반복되며 베어링 패드의 온도가

수렴할 때까지 계속된다.

8) 2)와 3)에서 계산된 유막의 온도를 기본으로 패드와 유막 간의 열경계조건 방정식을 이용하여 베어링 패드로 유입되는 열속 (heat flux)을 구한다. 이 때 회전하는 저널을 고려하여 Gomiciaga와 Keogh[12]가 제안한 저널궤도 평균 열 경계조건 (journal orbit averaged heat flux boundary condition)을 이용하였다.

9) 저널로 유입되는 열속을 기준으로 샤프트의 온도구배를 계산한다.

10) 9)에서 계산된 온도구배가 일으키는 샤프트의 열변형을 계산하며 이로 인한 유막 두께의 변화량을 계산한다.

11) 8)~10)의 계산이 반복되며 샤프트의 온도가 수렴할 때까지 계속된다.

12) 베어링-유막-저널의 열-동역학 시스템과 베어링 및 저널의 열전달 시스템의 모든 변수들이 수렴할 때까지 모든 과정이 되풀이 된다.

13) 모든 조건이 수렴할 때 베어링의 강성계수, 감쇠계수 및 예압의 변화를 계산한다.

2.5. 베어링 예압량 변화 해석모델

$$M_p = 1 - \frac{Cl_b}{Cl_p} = \frac{r}{r + Cl_b} \quad (11)$$

$$(x_{o'_p} - x_{B'_1})^2 + y_{B'_1}^2 = (x_{o'_p} - x_A)^2 \quad (12)$$

$$x_{o'_p} = \frac{x_A^2 - x_{B'_1}^2 - y_{B'_1}^2}{2(x_A - x_{B'_1})} \quad (13)$$

$$r' = Cl'_p - Cl'_b \quad (14)$$

$$M'_p = 1 - \frac{Cl'_b}{Cl'_p} = \frac{r'}{r' + Cl'_b} = \frac{x_{o'_p}}{x_{o'_p} + Cl'_b} \quad (15)$$

$$Rate_{M'_p} = \frac{M'_p - M_p}{M_p} \times 100(\%) \quad (16)$$

예압량 변화 해석 모델은 Suh와 Palazzolo[8]가 제안한 유한요소해석 결과를 이용한 해석적 방법을 이용하였다. 먼저 저널베어링의 예압에 대한 정의는 식 (11)과 같다. Fig. 3은 베어링 예압량을 설명하기 위한 도식도이다. 도식도의 바닥 부분의 점선으로 표시된 베어링 패드는 열변형이 일어나기 전의 원래 형상이며, 굵은 선으로 표시된 베어링 패드는 열변형이 일어난 후의 형상이다. 패드가 초기 형상보다 더 벌어졌는지 모아졌는지는 알 수 없으나 본 그림에서는 벌어진 모

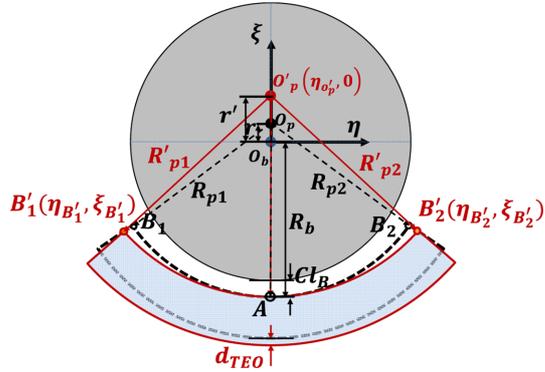


Fig. 3. Measurement of thermal deformation induced preload change.

양으로 그려져 있다.

예압변화는 원주방향으로 패드의 중심점과 양 끝 두 점을 이용하여 계산하였다. 또한 베어링 패드의 축방향 중심에서만의 예압 변화를 측정하였으며 축방향 양 끝의 변화는 무시하였다. 패드의 열팽창으로 인한 반지름 방향으로의 두께변화 d_{TEO} 만큼을 오프셋 시켜 Fig. 3과 같이 초기의 베어링클리어런스 (Cl_B)를 유지시켰다. 이는 패드의 열팽창 효과를 제외시키고 열변형에 의한 예압변화 만을 보기 위함이다.

패드의 원주 방향으로의 양 끝 두 점 (B_1, B_2)은 열변형에 의하여 B'_1 및 B'_2 로 이동한다. 이로 인하여 o_p 는 o'_p 로 이동하게 되고 식 (12)-(14)를 통하여 열변형에 의한 예압을 식 (15)와 같이 계산할 수 있다. 예압 변화율은 식 (16)과 같다.

Table 1. Bearing input parameters

Bearing configurations	
Number of pads	5
Load configuration	LBP
Offset	0.5
Pivot configuration	Cylindrical
Unit load (KPa)	2400
Rotor spin speed (rpm)	10,000
Pad arc length	57.87
Journal diameter (mm)	101.587
Bearing length (mm)	60.325
Pivot circumferential radius (mm)	124
Pivot axial radius (mm)	2540
Bearing clearance (mm)	8.14×10^{-2}

Table 1. Continued

Bearing configurations	
Preload	0.5464
Lubricant viscosity (Pa·s) at reference temperature (35°C)	0.0228
Viscosity coefficient (Pa·s)	0.0293
Supply lubricant temperature (°C)	43.3
Mixing factor (α) [6]	0.9
Thermal boundary condition around shaft	Convective, 25(°C)
Thermal boundary condition around bearing pad	Convective, 50(°C)
Convection coefficient (W/m^2)	50
Pad thickness (pivot, center) (mm)	18.5
Pad thickness (edge, end) (mm)	11.5
Young's modulus (Pa)	2.12×10^{11}
Heat conductivity ($W/(mK)$)	50
Poisson's ratio	0.29
Pad thermal expansion coefficients ($1/°C$)	1.00×10^{-5}
Reference temperature (°C)	35
Bearing housing configurations	
Housing circumferential radius at pivot location (mm)	139
Housing axial radius at pivot location (mm)	2540×10^5
Young's modulus (Pa)	2.06×10^{11}
Poisson's ratio	0.288
Shaft input parameters	
Young's modulus (Pa)	2.10×10^{11}
Heat conductivity ($W/(mK)$)	50
Poisson's ratio	0.3
Thermal expansion coefficients ($1/°C$)	1.00×10^{-5}
Reference temperature (°C)	35

3. 해석 및 고찰

3-1. 수치해석 모델

본 연구에서 사용되는 베어링 해석 모델은 Table 1과 같다. 저널은 10,000 rpm의 일정한 속도로 회전하며 2400 KPa의 단위면적당 하중 (unit load) 이 주어진다. Fig. 4에 나타낸 바와 같이 5개의 패드에 LBP (load between pads) 타입이며, 50%의 오프셋 (offset)

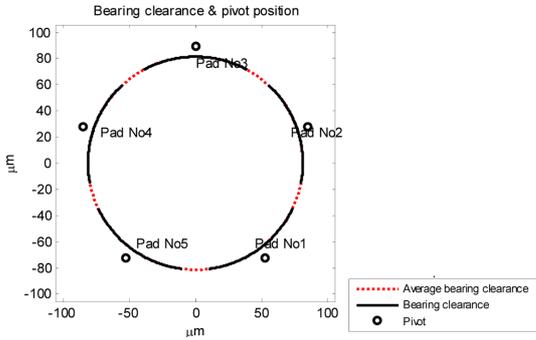


Fig. 4. Bearing clearance and pivot position.

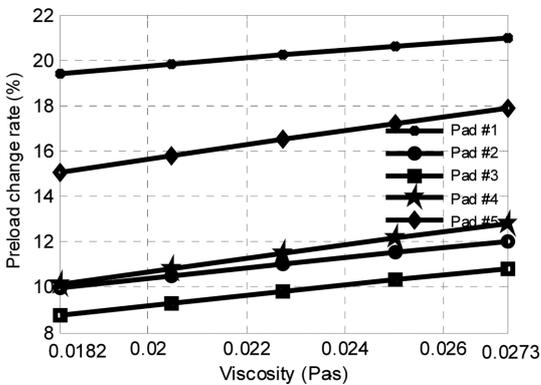


Fig. 5. Preload change rate.

을 가진다. 각 패드에서 가지는 필름 두께는 완전한 대칭으로 모델링 하였다. 패드와 패드 사이의 오일 혼합율을 계산하는 데에는 Suh 와 Palazzolo[13]가 제안한 모델을 사용하였으며 혼합인자 (mixing factor)는 0.9로 가정하였다. 패드와 저널의 유막과 접촉하지 않는 모든 면들에 대해 Table 1에 나타낸 바와 같이 대류경계조건을 부여하였다.

3-2. 점성 변화에 따른 예압 변화

윤활유의 기준온도 (reference temperature) 에서의 점성 변화에 따른 예압량의 변화를 계산하였다. 이 때 유막 온도에 따른 점성변화를 예측하는 데에 쓰이는 점성계수 (viscosity coefficient)는 일정하다고 가정하였다. 유체의 점성 변화는 점성전단 (viscous shearing) 열의 발생과 밀접한 관련이 있으며, 본 해석 모델에서는 베어링-저널 시스템의 주변부 온도를 제외하면 점성전단 열이 유일한 열원 (heat source)이다. 윤활유의 점성변화 (0.0182~0.0273 Pa·s)에 따른 베어링 특성의 변화를 Fig. 5, Fig. 6 및 Fig. 7에 나타내었다. 점성이 증가할

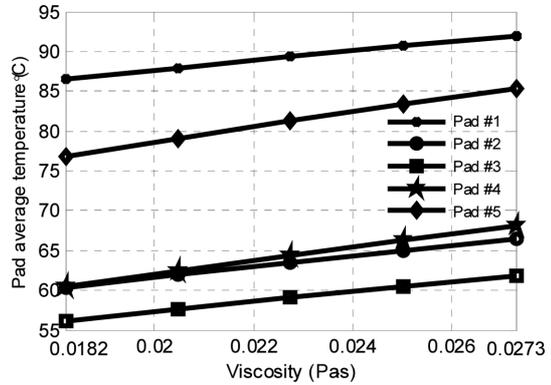
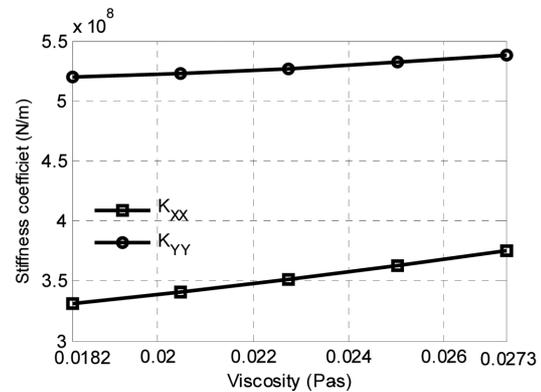
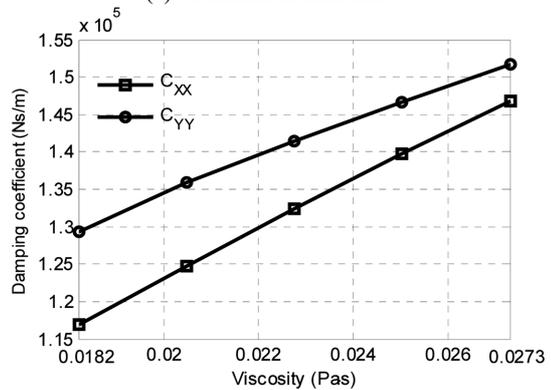


Fig. 6. Pads' average temperature.



(a) Stiffness coefficients



(b) Damping coefficients

Fig. 7. Dynamic coefficient.

수록 예압 또한 증가하는 것을 Fig. 5에서 관찰할 수 있다. 이는 점성전단의 증가에 따라 유막 내에서 발생하는 열 또한 증가하며, 이로 인해 패드의 더 큰 열변형을 초래한다고 예측된다. Fig. 6는 점성에 따른 패드 평균온도의 변화를 나타낸다. 점성이 증가할 수록 패드

의 평균 온도가 증가하는 것을 관찰 할 수 있다.

Fig. 7은 점성 변화에 따른 베어링의 강성 및 감쇠 계수의 변화를 나타낸다. 점도가 증가 할 수록 베어링 강성계수와 감쇠계수 모두 증가한다. 특히 강성계수 (9% 증가)에 비하여 감쇠계수의 증가량 (20%)이 더 큰 것을 확인 할 수 있다.

3-3. 윤활유 공급 온도에 따른 예압 변화

본 절에서는 윤활유의 공급온도에 따른 베어링 패드 예압변화를 계산하였다. 최저 25°C에서 최대 65°C 까지 공급 온도를 높이며 예압 및 기타 베어링 특성을 해석하였다. Fig. 8은 윤활유의 공급온도 변화에 따른 예압변화를 나타낸다. 공급온도가 증가할 수록 예압 또한 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 윤활유 공급온도가 증가함에 따라 유막의 온도가 상승하고, 샤프트 및 패드로의 열속 증가에 따른 패드 열변형 증가로부터 비롯된 것이라 예측된다. 윤활유 공급온도의 증가에 따른 각 패드의 평균온도 변화가 Fig. 9에 나타나 있다.

윤활유 공급 온도는 25°C에서 65°C 까지 40°C 만큼 증가하였으나, 패드의 평균 온도는 약 27°C만큼 증가하였다. 본 절의 경우 Fig. 8에서 보는 바와 같이 예압량이 최대 10%의 증가율을 보였으나, 3.2절의 경우 최대 증가율이 약 3% 였다. Fig. 6 및 Fig. 9에서 보는 바와 같이 공급 윤활유 온도의 증가(25°C→65°C)가 점성 증가(0.0182 Pa·s→0.0273 Pa·s)에 비하여 패드의 평균온도를 더 높였으며, 베어링 패드의 평균온도의 변화는 예압 변화와 밀접한 관련이 있음을 알 수 있다.

Fig. 10은 윤활유 공급온도의 증가에 따른 베어링 강성 및 감쇠계수의 변화를 나타낸다. 3.2절에서 윤활유 점성의 증가에 따라 강성 및 감쇠계수 모두가 증가한 반면, 윤활유 공급온도 증가에 따라서는 강성계수가 증가하고 감쇠계수는 감소하는 경향을 보였다. 일반적으로 윤활유 공급온도가 증가할 수록 유체 점성이 감소되어 베어링 강성이 감소할 수 있으나 패드와 저널의 열팽창 및 예압변화에 의한 유막두께의 변화로 인하여 베어링 강성이 증가한 것이라 볼 수 있다. 감

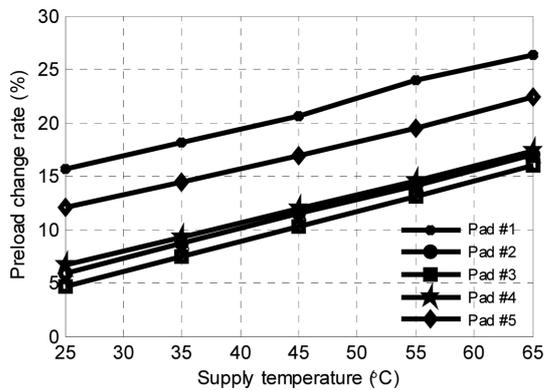


Fig. 8. Preload change rate.

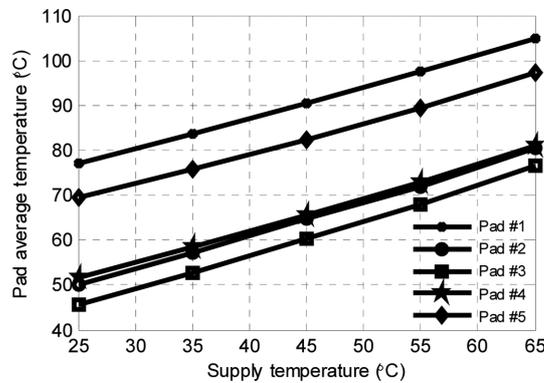


Fig. 9. Pad average temperature.

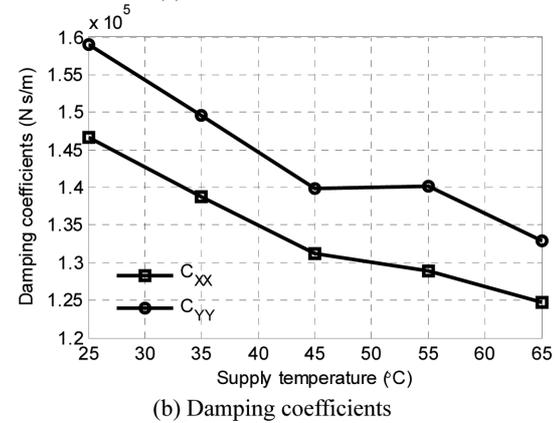
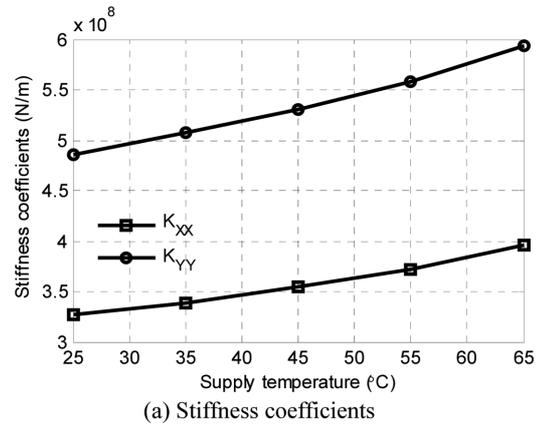


Fig. 10. Dynamic coefficients.

쇠계수의 경우에는 유막온도 증가에 의한 점도 감소효과가 베어링 패드 열팽창 효과보다 더 강하여 그 값이 감소한 것이라 볼 수 있다.

윤활유 공급온도의 증가에 따라 강성계수는 약 24%의 증가율을 보인 반면, 감쇠계수는 평균 약 16%의 감소율을 보였다. 일반적으로 예압의 증가에 따라 강성계수가 감쇠계수보다 더 큰 변화율을 보이는 것과는 다르게 강성계수의 변화율이 더 컸다. 이는 단순한 예압 변화뿐만 아니라 유막의 온도에 따른 점성의 변화 및 열팽창의 효과가 복합적으로 작용한 데에서 기인한다고 볼 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 윤활유 점성 및 공급온도의 변화에 따른 베어링 예압, 패드 온도 및 동특성 계수의 변화를 계산하였다. 유체 점도의 증가 및 공급온도 증가 모두 예압을 증가시켰다. 점도의 증가는 강성 및 감쇠 계수 모두를 증가시키는 반면 공급온도의 증가는 강성 계수를 증가시키고 감쇠계수를 감소시키는 경향을 보였다. 이는 점성의 변화와 베어링 패드의 열변형의 복합적인 작용에서 기인한다고 볼 수 있다.

베어링의 동특성 및 정특성을 결정짓는 예압량이 회전체 시스템 작동중 발생하는 열 및 외부에서 유입되는 열로 인해 변하게 되며 이로 인해 운전 특성이 변할 수 있음을 계산하였다. 이는 회전체 시스템 및 베어링 설계자가 시스템 제작 이전 준비 및 설계 단계에서 베어링 패드의 열변형으로 인한 유막두께 뿐 아니라 예압량 변화도 고려해야 함을 의미한다.

실제 틸팅패드저널베어링은 패드 및 피봇의 탄성변형으로 인하여 동특성이 크게 변한다고 알려져 있다. 다음 연구에서는 본 연구에서의 강체 패드 모델에서 더 발전하여 탄성변형을 포함한 베어링 모델을 연구할 계획이다.

Acknowledgements

본 연구는 한국철도기술연구원 주요사업의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

References

[1] Tieu, A., "Oil-Film Temperature Distribution in an

- Infinitely Wide Slider Bearing: An Application of the Finite-Element Method", *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 15, No. 4, pp. 311-320, 1973.
- [2] Nilsson, L., "The Influence of Bearing Flexibility on the Dynamic Performance of Radial Oil Film Bearings", *Proceedings of the 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Vol. 9, No. 1, pp. 331-319, 1978.
- [3] Lund, J. W., Pedersen, L. B., "The Influence of Pad Flexibility on the Dynamic Coefficients of a Tilting Pad Journal Bearing", *Journal of tribology*, Vol. 109, No. 1, pp. 65-70, 1987.
- [4] Wilkes, J. C., "Measured and Predicted Rotor-Pad Transfer Functions for a Rocker-Pivot Tilting-Pad Journal Bearing", *Doctoral Thesis, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, USA*, 2011.
- [5] Kulhanek, C., Childs, D., "Measured Static and Rotordynamic Coefficient Results for a Rocker-Pivot, Tilting-Pad Bearing with 50 and 60% Offsets", *Journal of engineering for gas turbines and power*, Vol. 134, No. 5, pp. 052505, 2012.
- [6] Suh, J., Palazzolo, A., "3D Dynamic Model of TEHD Tilting-Pad Journal Bearing, Part I: Numerical Modeling", *Journal of Tribology*, doi: 10.1115/1.4030020, 2015.
- [7] Choi, T. G., Kim, T. H., "Analysis of Tilting Pad Journal Bearings Considering Pivot Stiffness", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 30, No. 2, pp. 77-85, 2014.
- [8] Suh, J., Palazzolo, A., "3D Dynamic Model of TEHD Tilting-Pad Journal Bearing Part II: Parametric Studies", *Journal of Tribology*, doi: 10.1115/1.4030021, 2015.
- [9] Young, W. C., Budynas, R. G., 8th edition, *Roark's Formulas for Stress and Strain*, McGraw-Hill New York, 2002. (ISBN-13: 978-0071742474)
- [10] Lund, J., Thomsen, K., "A Calculation Method and Data for the Dynamic Coefficients of Oil-Lubricated Journal Bearings", *Topics in fluid film bearing and rotor bearing system design and optimization*, pp. 1000118, 1978.
- [11] Heinrich, J., Huyakorn, P., Zienkiewicz, O., Mitchell, A., "An 'Upwind' finite Element Scheme for Two-Dimensional Convective Transport Equation", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 11, No. 1, pp. 131-143, 1977.
- [12] Gomiciaga, R., Keogh, P., "Orbit Induced Journal Temperature Variation in Hydrodynamic Bearings", *Journal of Tribology*, Vol. 121, No. 1, pp. 77-84, 1999.
- [13] Suh, J., Palazzolo, A., "Three-Dimensional Thermohydrodynamic Morton Effect Simulation—Part I: Theoretical Model", *Journal of Tribology*, Vol. 136, No. 3, pp. 031706, 2014.