

유막의 온도변화를 고려한 플로팅 링 저어널베어링의 성능해석

김종수[†] · 최상규* · 유광택**

한국해양대학교, 기계공학부
*한국기계연구원, 회전체연구그룹
**엔진기술연구소, (주)쌍용중공업

An Analysis of Performance of Floating-Ring Journal Bearing Including Thermal Effects

Jong-Soo Kim, Sang-Kyu Choi* and Kwang-Taek Yoo**

Division of Mech. Engineering, Korea Maritime University

*Rotating machinery research group, KIMM

**Engine Research Institute, SsangYoung Heavy Industries Co., Ltd.

Abstract – In this paper, the thermal effects on the performance of floating ring journal bearing are investigated theoretically. The numerical analyses include pressure drop at inner film due to a centrifugal force, fluid momentum effects of supply oil into inner film and thermal effects in lubricating films. All performance data are presented as the rotating speed of journal from 10,000 rpm to 70,000 rpm.

Key words – ring speed, pressure drop, oil groove, stiffness coefficient, damping coefficient fluid momentum, mixing coefficient, instability onset speed

1. 서 론

오늘날 산업기계의 고 효율화에 따라 회전속도가 크게 증가하고 있다. 많은 고속 회전기계에서는 이미 회전축의 1차 위험속도 이상에서 사용되고 있다. 그러나 이와 같은 고속에서는 기존의 볼베어링(ball bearings)이나 평면 저어널베어링(plain journal bearings)으로는 더 이상 안정한 회전운동을 얻을 수 없게 되었다. 고속에서 안정한 회전운동을 얻기 위하여 사용되는 여러 가지의 베어링 시스템중에 비교적 저렴한 시스템은 플로팅-링 저어널베어링(floating-ring journal bearings)이다. 플로팅-링 저어널베어링에 대한 연구는 1910년대 Leyland사에서 처음 사용된 이래로 여러분야에서 사용이 시

도되었다[9,10]. 또한 동 베어링에 대한 연구가 간헐적으로 이어져 왔으나 충분히 연구되고 활용되고 있지 못한 것으로 판단된다[1-13].

플로팅-링 저어널베어링은 이종의 유막 중간에 회전하는 링을 가지게 됨으로써 회전축이 동일한 회전속도를 갖는 경우에는 상대속도의 감소로 인하여 마찰손실이 줄어드는 장점이 있을 뿐만 아니라 윤활유량을 상대적으로 많이 요구하기 때문에 비교적 열적 특성이 우수한 것으로 알려져 있다[2]. 현재까지의 연구결과들은 주로 등점도 윤활이론을 통하여 플로팅 링 베어링의 성능특성을 나타내고 있다. 그렇지만 플로팅 링 베어링은 일반적으로 고속에서 사용되고 있기 때문에 유막에서의 온도상승을 고려하지 않고는 정확한 성능해석이 쉽지 않다고 판단된다. Clarke등[13]은 온도영향을 고려하고 있지만 대형 발전설비용 플로팅 링 베어링에 대한 것이며, 본 연구와 같이 보다 일반적인 소형 고속운전용

[†]주저자 · 책임저자 : jongsoo@hanara.kmaritime.ac.kr

의 플로팅 링 베어링에 대한 온도영향을 고려한 연구 결과는 거의 없다. 그러므로 고속용 플로팅 링 베어링에 대한 온도영향을 고려한 성능해석을 수행할 필요가 있다.

본 연구에서는 현재 사용되고 있는 박용디젤기관의 과급기(turbo-charger)용 플로팅 링 저어널베어링의 유막에서의 온도변화를 고려한 성능특성을 해석하고, 등점도 윤활이론에서 얻어지는 결과와 비교한다. 본 연구결과를 기초로 하여 보다 효율적인 플로팅 링 저어널베어링의 개발을 도모할 수 있으리라 기대한다.

2. 온도변화를 고려한 해석이론

Fig. 1은 플로팅 링 저어널베어링의 개략적 형상 및 좌표계를 나타내고 있다. 저어널베어링에서 축이 회전하면 유체의 점성력에 의하여 유막에서 압력이 발생하게 되어 축에 작용하는 하중을 지지하게 된다. 유막두께 방향으로의 점도변화를 무시한 경우에 있어서 유막압력의 크기를 나타내는 레이놀즈 방정식은 각각의 유막에 대하여 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{r_i^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p_i}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p_i}{\partial z} \right] = \frac{\omega_i \partial h_i}{2 \partial \theta} + \frac{\partial h_i}{\partial t} \quad (1)$$

위 식에서 하첨자 i 는 각 유막을 나타내며 $i=1$ 은 내측유막을 의미하고, $i=2$ 는 외측유막을 의미한다. 그

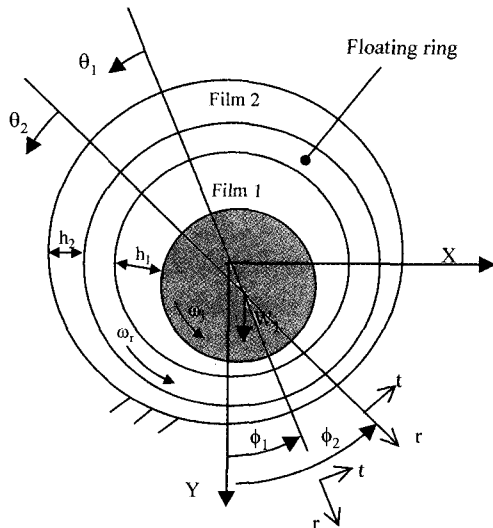


Fig. 1. Schematic diagram and coordinate system of a floating ring bearing.

르므로 r_1 은 저어널의 반경이 되고 r_2 는 플로팅 링의 외측 반경이 된다. μ 는 윤활유의 점도를 나타내고, z 는 축방향 좌표를 나타내며 중앙단면을 기준으로 한다. 또한 위식에서 우변의 속도항은 아래의 식과 같이 내측 유막에서는 저어널의 회전속도(ω_1)와 링의 회전속도(ω_2)의 합으로 표시되고 외측유막은 링의 속도만 존재하게 될 것이다.

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \omega_j + \omega \\ \omega_2 &= \omega \end{aligned} \quad (2)$$

그리고 유막두께식은 아래와 같다.

$$h_i = c_i(1 + \varepsilon_i \cos \theta) \quad (3)$$

여기서, c_i 는 각 유막의 평균틈새이고 ε_i 는 각 유막의 편심율이며, θ 는 각 유막의 원주방향 좌표로 시작위치는 Fig. 1에서의 같이 위상각 ϕ 만큼 다르게 시작된다. 즉, 각 유막에 대한 (r, t) 좌표계와 전체 시스템의 고정 좌표계 (x, y) 와는 위상각 ϕ 만큼 차이가 난다. 식(1)에서 정상상태에 대하여는 우변의 둘째항은 무시된다.

유막에서 발생하는 마찰열에 의한 온도상승은 윤활유의 점도변화를 일으켜서 베어링의 성능특성을 변화시킨다. 유막에서의 온도분포를 예측하기 위한 에너지 방정식이 요구되며, 본 연구에서는 베어링, 축 및 플로팅 링을 통한 열전도는 없다고 가정한 단열조건을 사용하고 유막두께 방향으로의 온도변화를 무시한 2차원 에너지 방정식을 이용하며 아래와 같이 주어진다.

$$\rho C_p \left(u_r \frac{\partial t}{\partial \theta} + w \frac{\partial t}{\partial z} \right) = \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (4)$$

여기서 t 는 윤활유의 온도이고 C_p 와 ρ 는 윤활유의 비열과 밀도이다. 윤활유의 점도(μ)와 온도와의 관계식으로 다음과 같이 간주한다. 그리고 y 는 유막두께 방향의 좌표이고, u, w 는 각각 θ 방향(원주방향)과 z 방향(베어링 길이 방향)의 속도분포이다.

$$\mu = \mu_s e^{\beta(t-t_s)} \quad (5)$$

여기서 하첨자 s 는 공급윤활유를 의미하며, β 는 윤활유지수(index of oil)이다.

식(1)과 식(4)로부터 유막압력 및 온도를 구하기 위하여 해석영역에 대한 압력 및 온도에 대한 경계조건

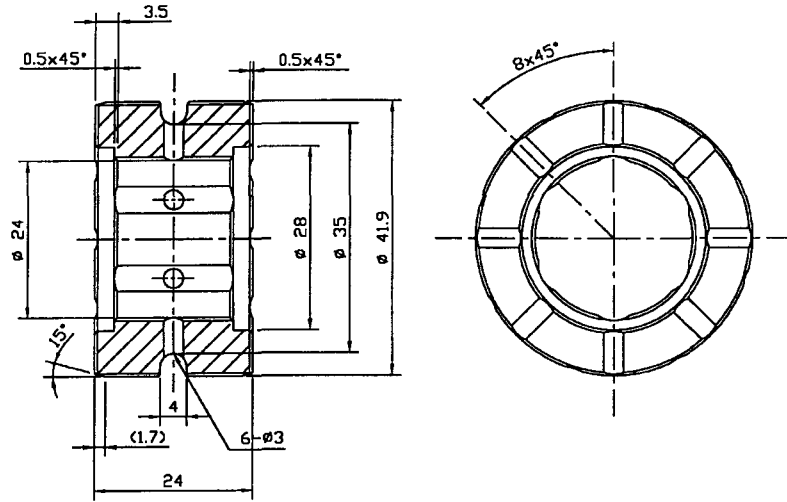


Fig. 2. Shape of floating ring.

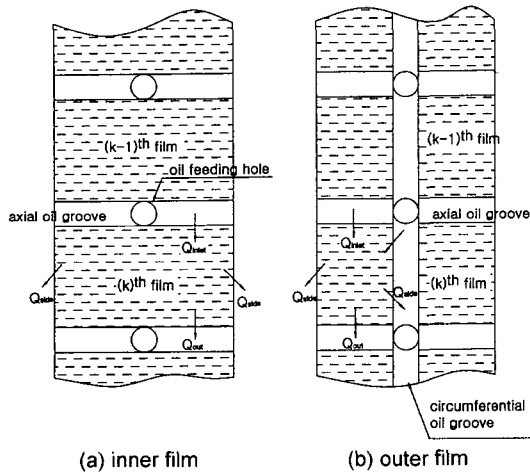


Fig. 3. Schematic diagram of two lubricating films.

이 요구된다. Fig. 2는 플로팅 링의 형상을 나타내고 있으며, Fig. 3은 내외측 윤활유막의 개념도를 나타내고 있다. 본 연구에서 사용된 압력경계조건은 각각의 유막에 대해 아래와 같다.

원주방향 급유홀에서	$p = p_{si}$
축방향 급유홀에서	$p = p_{si} \left\{ 1 - \left(\frac{z}{L_f/2} \right)^2 \right\}$
방향 양단에서	$p = 0$
원주방향의 주기성	$p(\theta + 2\pi, z) = p(\theta, z)$

여기서 p_{si} 는 각 유막의 급유구에서의 윤활유 공급압력을 나타내며, L_f 는 각 유막의 폭을 나타낸다. 이 공급압력은 급유량과 플로팅 링의 회전에 의한 내측유막의 압력강하에 의하여 결정된다[16]. 한편 유막의 파단이 발생하는 경우에는 아래와 같은 경계조건을 추가하여 사용한다.

유막파단 위치에서 $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$

유막재형성 위치에서 $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$

공동영역에서 $p = p_v$

여기서 p_v 는 공급윤활유의 포화증기압(본 연구에서는 0으로 간주)이며, n 은 유막경계의 수직방향을 나타낸다.

한편 각 윤활유막의 입구부에서 온도경계조건이 요구되는데 공급윤활유와 앞 윤활막에서 유출된 윤활유와 혼합되어 다시 다음 윤활유막으로 유입된다. 이때 다음과 같은 식에 의하여 유입온도(t_{mix})를 결정한다.

$$t_{mix} = \frac{\chi Q_{out} t_{out} + Q_s t_s}{\chi Q_{out} + Q_s}$$

여기서,

$$Q_{out} = Q_{inlet}^{k-1} - Q_{side}^{k-1}$$

$$Q_s = Q_{inlet}^k - \chi Q_{out}$$

(7)

상첨자 k 는 Fig. 3에서 보여주고 있듯이 원주방향으

로 k -번째 윤활유막을 의미한다. χ 는 직전 유막에서 유출된 유량이 다음 유막으로 재 유입되는 비율을 나타내는 혼합계수(mixing coefficient)로 본 연구에서는 0.85로 가정하였다. 그리고 t_{out} 는 앞 윤활막의 출구측의 평균온도이다. Q_{inlet} 는 윤활막의 입구부에서의 유량을 의미하고, Q_{side} 는 윤활막에서 바깥으로 유출된 유량이며, Q_c 는 추가로 공급되어야 할 유량을 의미한다. 한편 윤활유의 배유온도(t_d)는 모든 유막에서 발생하는 총 마찰손실을 열량으로 계산하고 이 열량을 총 공급유량(Q_c)이 모두 흡수한다고 가정하여 구한다. 즉,

$$t_d = t_s + \frac{H_f}{\rho C_p Q_c} \quad (8)$$

여기서 마찰손실, H 는 다음과 같다.

$$H_f = T_{1i} \times \omega_i + T_{1b} \times \omega_r + T_{2j} \times \omega_r \quad (9)$$

T_{1i} 는 제어널에서의 마찰토크이고, T_{1b} 는 플로팅 링의 내측면에서의 마찰토크, T_{2j} 는 링의 외측면에서의 마찰토크이며, 상세한 유도과정은 앞의 연구결과[16]에 나와 있다.

압력 및 온도에 대한 경계조건이 주어지면 식(1)과 식(4)을 유한차분화하여 수치해석적 방법으로 유막압력 및 온도분포를 계산할 수 있다. 유막압력이 계산되면 유막에서의 속도분포 등을 알 수 있다. 따라서 유막압력에 의한 부하능력(또는 주어진 하중에 대한 편심량), 편심각, 마찰토크 및 윤활유량 등을 계산할 수 있으며, 섭동법을 적용하여 동특성계수를 계산하게 된다[16].

3. 수치해석

Fig. 4는 플로팅 링 제어널베어링의 성능해석을 위한 수치해석 유통도를 보여주고 있다. 먼저 주어진 조건 및 초기값(내측 및 외측 유막의 편심율, 링 회전속도)을 설정한 후 유막의 압력 및 온도분포를 구한다. 주어진 좀머펠트 수(Sommerfeld number)와 일치하는 내측 및 외측 편심율을 정하고, 이것을 링의 회전속도가 수렴할 때까지 반복한다. 이때 수렴하는 편심율을 구하기 위하여 뉴턴-랩슨방법을 이용하였다. 링의 회전속도가 수렴하면 링의 오일그루브의 위치가 항상 일정한 위치에 오도록 자세각을 조절한다. 그리고 나면 내외측 유막의 공급압력을 계산하며 공급압력이 수렴하면 다시 각 윤활유막의 입구에서의 온도를 계산한다.

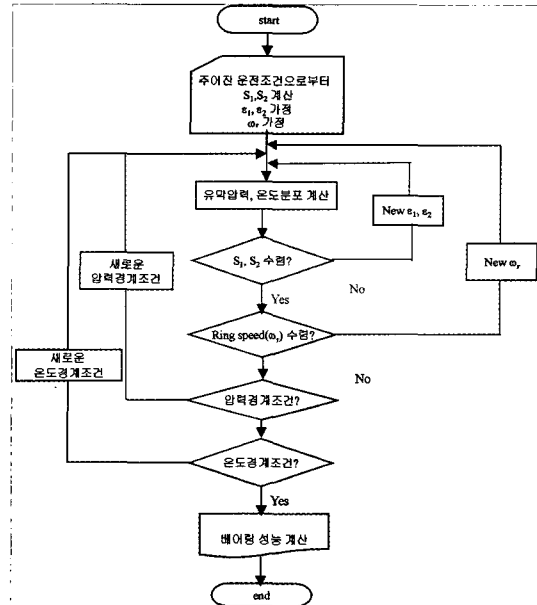


Fig. 4. Flow chart for numerical analysis.

4. 해석결과 및 검토

Table 1은 본 연구에 사용된 터보차저(NR15/R)용 플로팅 링 제어널베어링의 제원을 나타내고 있다. Fig. 5는 내측유막 및 외측유막에서의 온도분포를 나타내고 있다. 폭방향으로의 온도변화는 거의 발생하지 않았다. 내측유막의 윤활면에서의 온도는 상당히 높은 반면 외측유막의 윤활면에서의 온도는 상대적으로 매우 낮다. 이는 내측유막의 틈새가 외측유막에 비하여 2배 이상으로 작고 또한 플로팅 링의 회전속도가 매우 낮기 때문이다. 내측유막에서의 온도상승은 윤활유의 점도를 떨어뜨려 플로팅 링의 구동력을 잃게 되어 플로팅 링의 회전속도가 더욱 낮아지게 된다.

Fig. 6과 7은 내측유막 및 외측유막의 편심율을 나타낸다. 외측유막의 편심율이 내측유막의 편심율보다 크다. 이는 외측유막의 틈새가 보다 크고 또한 링의 회전속도가 상대적으로 낮기 때문이다. 온도 영향을 고려하면 내외측 편심율 모두 증가하게 된다. 동일한 하중에 대하여 회전속도가 증가하면 편심율은 감소한다.

Fig. 8은 제어널의 회전속도에 대한 플로팅 링의 회전속도 비를 나타내고 있다. 온도영향을 고려하지 않으면 축의 회전속도가 증가함에 따라 약간씩 증가하는 것에 반하여 온도의 영향을 고려하면 정반대의 경향을 보이고 있다. 이는 앞에서 설명하였듯이 내측유막에서

Table 1. Specification of floating ring bearing for turbocharger NR15/R

nominal shaft diameter (D_1)	= 24.0 [mm]
nominal ring outer diameter (D_2)	= 42.0 [mm]
inner film thickness (c_1)	= 0.026 [mm]
outer film thickness (c_2)	= 0.0565 [mm]
side clearance	= 0.065 [mm]
inner film length (L_1)	= 16.0 [mm]
outer film length (L_2)	= 15.6 [mm]
outer groove width	= 5.000 [mm]
number of axial groove for inner film	= 6
groove extent angle	= 25 deg
maximum depth	= 0.700 [mm]
number of axial groove for outer film	= 8
groove extent angle	= 6.5 deg
maximum depth	= 0.120 [mm]
number of radial groove for side film	= 8
groove angle in mean radius	= 9.8 [deg]
maximum depth	= 0.400 [mm]
hole diameter for oil feeding in ring	= 3.000 [mm]
hole length for oil feeding in ring	= 5.500 [mm]
mass of rotor (W_1)	= 5.5 [kg]
mass of a ring (W_2)	= 0.175 [kg]
oil inlet pressure (p_s)	= 100 [kPa]
oil inlet temperature (t_i)	= 75 [deg]
oil viscosity (μ)	= 75 [cSt, @40°C]
density of oil (ρ)	= 842 [kg/m ³]
index of oil (β)	= 0.0405 [°C]
specific heat of oil (c_p)	= 2050 [J/kg°C]

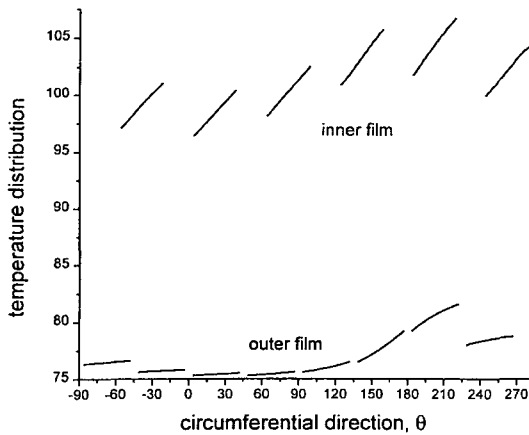


Fig. 5. Temperature distribution of inner film and outer film.

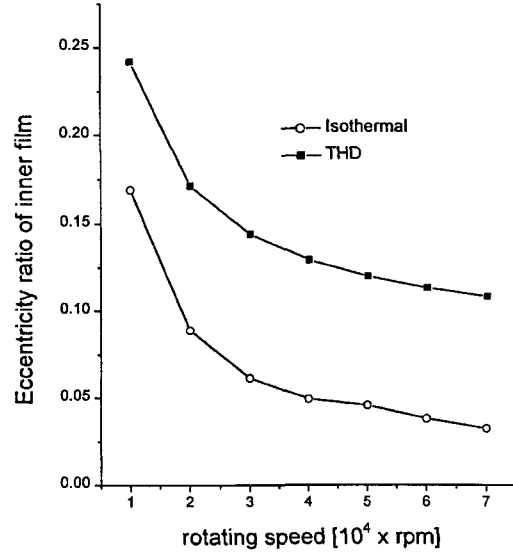


Fig. 6. Eccentricity ratio of inner film.

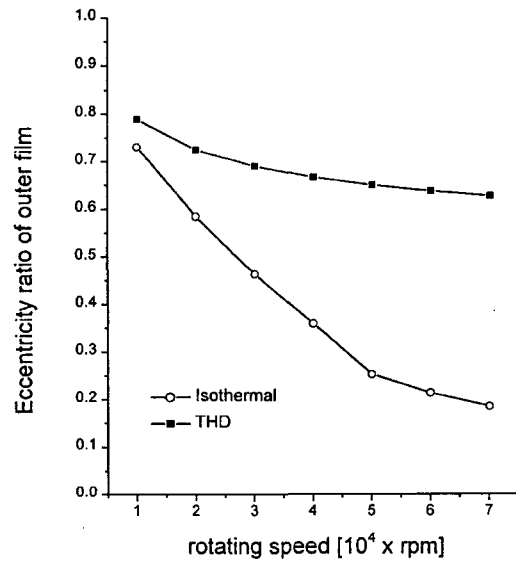


Fig. 7. Eccentricity ratio of outer film.

의 온도상승량이 외측유막에서의 온도상승량 보다 훨씬 크기 때문이다. 또한 등온조건하에서 축의 회전속도가 증가함에 따라 링의 회전속도 비가 증가하는 것은 편심율이 보다 낮아져서 동심상태에 근접하는 값에 수렴해 가기 때문이다. 한편, 40,000 rpm에서 50,000 rpm으로 증가할 때 갑자기 링의 회전속도가 변하는데 이는 50,000 rpm 이상에는 내측유막에서의 압력강하량

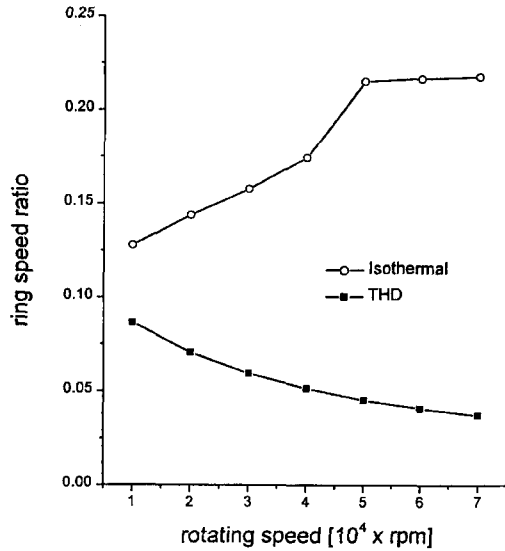


Fig. 8. Rotating speed ratio of floating ring.

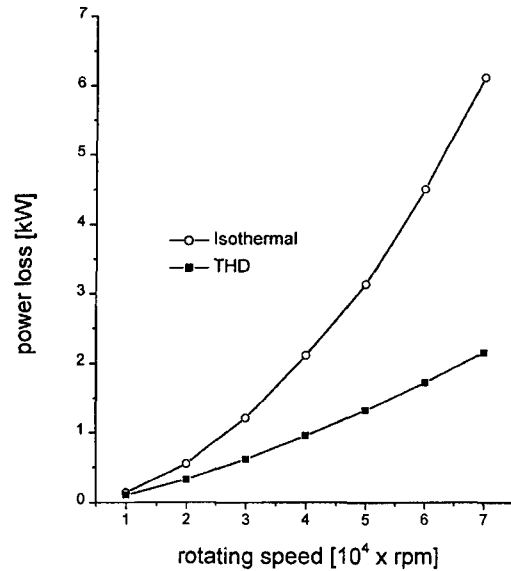


Fig. 10. Power loss of floating ring bearing.

이 공급압력보다 더 커서 더 이상 내측유막으로의 공급이 이루어지지 않는 경우이다. 즉, 내측유막으로의 공급유량이 갖는 운동량에 의한 링의 회전속도의 감소는 없게 된다. 그러나 이와 같은 조건에 대하여 본 연구에서 내측유막의 압력분포를 계산할 때 공급압력을 대기압으로 가정하여 해석하였다.

Fig. 9는 플로팅 링의 회전에 인한 원심력으로 내측

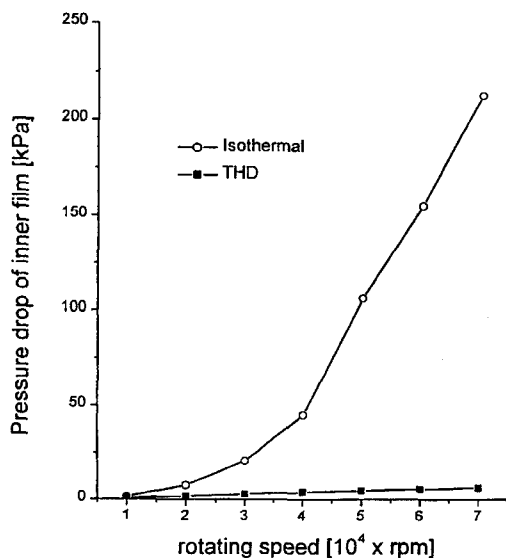


Fig. 9. Supply pressure drop at inner film due to rotation of ring.

유막으로의 공급압력 감소량을 나타내고 있다. 외부 공급압력이 100 kPa이므로 등온조건으로 계산하는 경우 50,000 rpm 이상에서는 내측유막에서 유량공급이 불가능하게 됨을 알 수 있다. 그러나 온도 영향을 고려하면 링의 회전속도가 매우 낮아져서 압력강하량이 별로 크지 않고, 따라서 내측유막으로의 유량공급이 불가능한 경우는 잘 일어나지 않을 것이다. 내측유막으로의 유량공급을 원활히 하기 위해서는 가능한 한 플로팅 링의 회전속도를 낮추는 것이 필요하다.

Fig. 10은 동력손실을 나타내고 있다. 회전수가 증가하면 당연히 동력손실은 증가하며 온도영향을 고려하면 동력손실 증가량이 한층 둔화됨을 보여주고 있다. Fig. 11은 유막내에서 발생하는 최고온도와 배유온도를 나타내고 있다. 최고온도는 항상 내측유막에서 그리고 최소유막부근에서 발생하였으며, 회전수가 증가하며 따라 크게 증가한다. 배유온도는 축의 회전수가 증가하여도 별로 증가하지 않는 이유는 유막을 통과하는 유량보다 오일그루브 깊이가 유막틈새에 비하여 상대적으로 매우 커서 이곳을 통한 유출량이 훨씬 더 많기 때문이다. 즉, 필요한 순환유량에 비하여 공급순환유가 상대적으로 많이 때문이다.

Fig. 12는 상당 강성계수를 나타내고 있다. 상당 강성계수 및 감쇠계수를 구할 때 플로팅 링의 질량은 무시하였다[16]. 연성성분(k_{yy} , k_{yx})들은 축의 회전수가 증가하면 그 크기가 대체로 증가하지만 직렬성분(k_{xx} , k_{yy})들

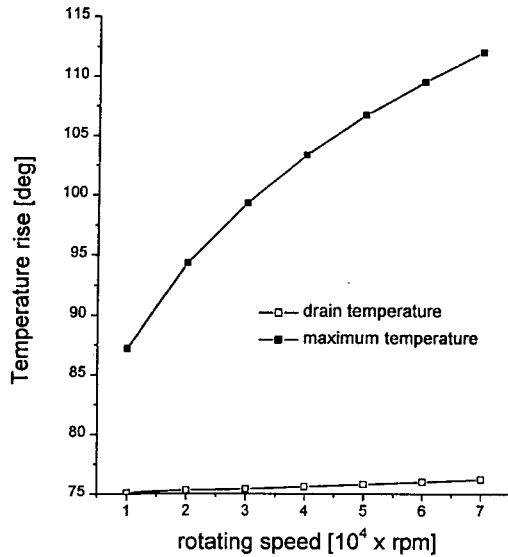


Fig. 11. Maximum temperature and drain temperature.

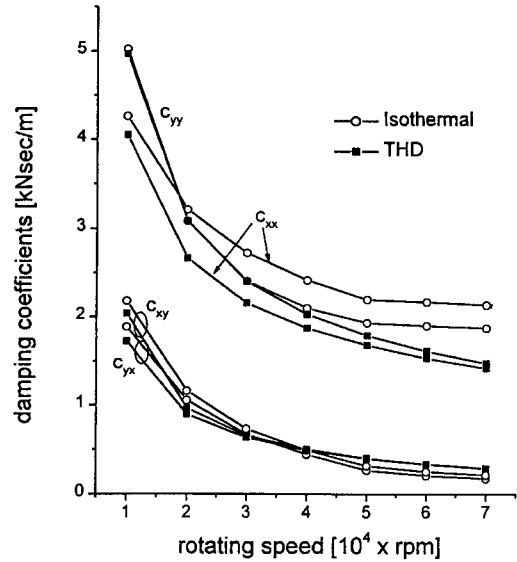


Fig. 13. Equivalent damping coefficient.

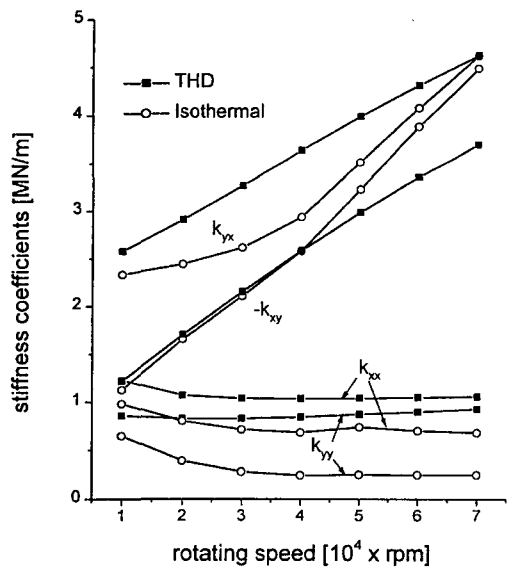


Fig. 12. Equivalent stiffness coefficient.

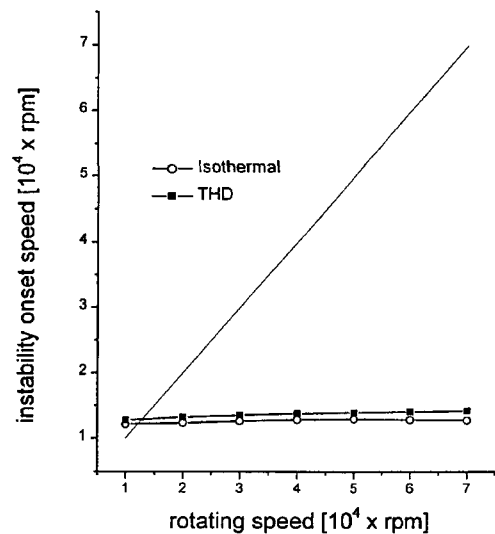


Fig. 14. Instability onset speed of floating ring journal bearing.

은 거의 변화가 없다. 이를 통하여 고속으로 되면 불안정 요소가 증가함을 알 수 있다. 또한 온도변화를 고려하면 직렬성분들은 약간 증가한다. Fig. 13은 상당 감쇠계수를 나타내고 있다. 모든 성분은 축의 회전속도가 증가하며 따라 감소한다. 이는 곧 고속회전으로 갈수록 감쇠력이 떨어져서 불안정해지기 쉽다는 것을 의미한다. 강성계수와는 달리 직렬성분이 연성성분보

다 항상 크다. 또한 온도를 고려하면 직렬성분(c_{xx} , c_{yy}) 들은 약간 감소하는 경향이 있고, 연성성분(c_{xy} , c_{yx}) 들은 저속에서는 약간 감소하다가 어느 속도 이상에서는 다시 약간 증가하는 경향을 갖게 되지만, 그 크기는 크지 않다.

Fig. 14는 상당 강성계수 및 감쇠계수를 이용하여 선형해석에 의하여 구한 불안정 개시속도(instability

onset speed)를 나타내고 있다. 온도의 영향을 고려하면 약간 증가하나 본 연구에서 사용한 플로팅 링 베어링에서는 대체로 15,000 rpm 이상이 되면 불안정한 것으로 보여진다. 실제로 사용되는 회전수는 50,000 rpm 이상인 것을 감안한다면 선형해석에 의한 불안정 개시 속도 만으로는 정확한 안정성 판별을 할 수 없고 비선형 해석을 통한 회전축의 선회진폭에 대한 해석을 통하여 안정성을 판별할 필요가 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

이중 유막을 갖는 플로팅 링 저어널베어링에 대하여 내측유막에서의 압력강하량, 내측유막으로의 공급유량에 의한 운동량 및 유막에서의 온도변화를 포함하는 성능해석을 하였으며, 이를 터보차저(NR15/R)용 플로팅 링 저어널베어링에 대한 해석을 수행하여 성능특성을 조사하였다. 유막에서의 온도변화를 고려하면 내외측 유막의 편심율은 증가한다. 링의 회전속도 비는 온도변화에 의하여 크게 영향을 받으며, 내측유막의 온도상승에 의하여 감소한다. 내측유막에서 최고온도가 발생하며 회전속도에 따라 크게 상승한다. 강성계수나 감쇠계수는 온도변화에 의하여 정특성 만큼 큰 변화는 나타나지 않지만, 강성계수의 직렬성분은 비교적 큰 영향을 받게 된다. 본 연구를 통하여 고속에서 운전되는 플로팅 링 베어링의 설계에는 온도의 영향이 반드시 포함되어야 함을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 97년도 과학기술부 대형기계설비 핵심요소기술 개발 사업비에 의하여 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Macinnes, H, and Johnston, A.E., "Comparison of power loss between full floating and semi-floating turbocharger bearings," IMechE, 1982, C46/82, pp. 157-164.
2. Jeong, Y.M., A Study on the Floating Ring Journal Bearing, PhD Thesis, KAIST, 1992.
3. Dworski, J., "High-Speed Rotor Suspension Formed by Fully Floating Hydrodynamic Radial and Thrust Bearings," ASME J. of Eng. Power, Vol.86, 1964, pp.149-160.
4. Orcutt, F.K. and Ng, C.W., "Steady-State and Dynamic Properties of the Floating-Ring Journal Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol.90, 1968, pp.243-253.
5. Yoshioka, K., "Study on the Floating-Bush Journal Bearing(1)," J. of JSLE, Vol.16, 1971, pp.509-516.
6. Trippet, R.J., and Li, D.F., "High-Speed Floating-Ring Bearing Test and Analysis," ASLE Trans., Vol. 27, 1984. pp.73-81.
7. Tanaka, M., and Hori, Y., "Stability Characteristics of Floating Bush Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol.94, 1972, pp.248-259.
8. Nikolajsen, J.L., "The Effect of Variable Viscosity on the Stability of Plain Journal Bearings and Floating-Ring Journal Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol. 95, 1973, pp.447-456.
9. Rohde, S.M., and Ezzat, H.A., "Analysis of Dynamically Loaded Floating-Ring Bearings for Automotive Applications," ASME J. of Lub. Tech., Vol.102, 1980, pp.271-277.
10. Dong, X., and Zhao, Z., "Experimental and Analytical Research on Floating-Ring Bearings for Engine Applications," ASME J. of Tri., Vol.112, 1990, pp. 119-122.
11. Li, C.H., and Rohde, S.M., "On the Steady State and Dynamic Performance Characteristics of Floating Ring Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol.103, 1981, pp.389-397.
12. Li, C.H., "Dynamics of Rotor Bearing Systems Supported by Floating Ring Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol.104, 1982, pp.469-477.
13. Clarke, D.M., Fall, C., Hayden, G.N., and Wilkinson, T.S., "A Steady-State Model of a Floating Ring Bearing, Including Thermal Effects," ASME J. of Tri., Vol.114, 1992, pp.141-149.
14. Clarke, D.M., Fall, C., Hayden, G.N., and Wilkinson, T.S., "An Analysis of the Steady-State Performance of the Cylindrical-Spherical Floating Ring Bearing," ASME J. of Tri., Vol.109, 1987, pp.704-708.
15. Morkhtar, M.O.A., "Floating ring journal bearings: theory, design and optimization," TRIBOLOGY international, 1981, pp.113-119.
16. 김종수, 최상규, 유광택, "내측유막으로의 공급유량이 플로팅 링 저어널베어링의 성능에 미치는 영향," 한국윤활학회지, 제15권, 1호, 1999, pp.98-107.