바이메탈 베어링의 THD 해석
THD Analysis of Bimetal Bearing

***한 동 철, **조 명 래, ***정 진 영**
*서울대학교 기계설계학과
** 서울대학교 대학원
*** 서울대학교 터보 동력기계 연구소
***Dong-Chul Han, ** Myung-Rae Cho, ***Jin-Young Jung**
*Professor, Dep. of Mech. Design & Production Eng. Seoul National Univ.
** Graduate Student, Dep. of Mech. Design & Production Eng., Seoul Nat. Univ.
*** Turbo & Power Machinery Research Center, Seoul Nat. Univ.

Abstract

The aim of this paper is to study the characteristics of thermo-hydrodynamic lubrication in the bimetal bearings. Bimetal bearing is composed of lining and back metal. The THD model is proposed to calculate oil film temperature and pressure in the bimetal bearing. As results of analysis, comparative results of maximum bearing temperature are presented for the various materials and thickness of lining metal.

Key Word : Bimetal Bearing, THD, Lining Metal, Maximum Bearing Temperature

1. 서 론

저어널 베어링은 내연 기관의 회전축을 지지하는 핵심 부품으로써 최근 성능 향상을 목적으로 그 운전 조건이 고출력·경량화 되어 점점 더 가혹한 운전 조건에서 사용되고 있다.

운전 중 베어링 내부의 온도 변화에 의한 영향은 운전 조건이 가혹해짐에 따라 압력, 편심율, 하중지지용량 등에 적지 않은 영향을 미치게 되며 유막 온도 상승이 작을 경우 등온 조건에 의한 등점도 이론으로 해석이 가능하나 온도 변화가 클 경우에는 외부로의 열 전달이 고려된 THD(Thermohydrodynamic) 해석이 필요하다.

저어널과 베어링 사이에서 유막의 점성소산에 의해 발생된 열은 대류와 전도를 통해 축 및 베어링 표면으로 전달된다. 이로 인하여 윤활유 점도 강하, 최소 유막의 감소, 동력 손실 증가, 열변형으로 인한 틈새 변화 등을 유발하게 되므로 베어링 운전시의 열적 거동은 베어링 파손에 직·간접적 원인을 제공하며, 과도한 최대 온도 상승은 베어링 내면에 소성 유동을 일으킬 수도 있다. 높은 온도 상승이 있을 경우 유막 압력에 의해 소성 유동이 발생하여 표면 재질을 약화시키게 되며 화이트메탈 베어링의 경우, 130℃ 이하로 최대 온도가 제한

되어야 한다는 것이 Booser[1] 등에 의해 연구되기도 하였다.

1970년대에 McCallion[2] 등이 간단한 에너지 방정식에 의한 THD해석 방법을 제시한 이래, 최근까지 베어링의 열 특성을 이해하고 예측하기 위한 많은 연구들이 이루어져 왔다. Ferron[3] 등은 유한 폭 베어링에 대한 이론적·실험적 연구를 수행하였으며 Mitsui[4] 등은 오일 공급구 부분의 초기 온도 계산을 위해 혼합 계수(mixing coefficient)를 도입하였으며, 베어링의 마찰 토크, 저어널 표면과 부시의 온도 분포 등을 측정하였다. Boncompain[5] 등은 입구 부분의 역류(reversed flow)를 고려한 유동장을 계산한 후, THD해석을 수행하여 베어링과 저어널의 열변형을 계산해 내었다. 최근에는 Hussain[6] 등이 캐비테이션 영역에서 등가 계수법을 사용하여, 비진원형 베어링에 대한 해석을 수행하기도 하였다. 그러나 이들 연구의 대부분은 베어링을 하나의 재질로 이루어진 부쉬로 가정하였다. 따라서 라이닝 메탈(lining metal)과 후판(back metal)으로 구성된 실제 베어링의 열 특성을 파악하기에는 미흡한 점이 많다. 따라서 본 논문에서는 실제 베어링에서의 열 특성을 파악하기 위하여 바이메탈 베어링에 대한 THD 해석을 수행하였다.

2. 이론 해석

Fig. 1에는 실제 베어링의 개략도를 나타내었다. 실제 베어링은 오버레이(overlay), 라이닝 메탈, 그리고 후판으로 구성되어 있다. 이 중 오버레이는 두께가 미크론 단위로 상대적으로 라이닝 메탈 및 후판에 비해 얇으므로 해석 대상에서 고려하지 않는다.

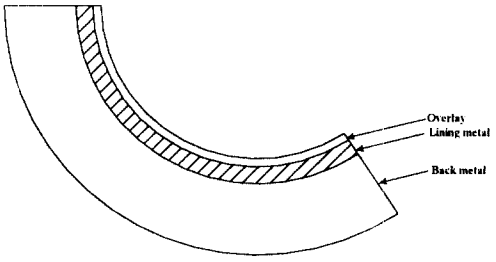


Fig. 1 Schematic diagram of real bearing

2.1 레이놀즈 방정식

비압축성 유동에서의 유막 압력에 관한 지배 방정식인 레이놀즈 방정식의 무차원 식은 (1)과 같이 표현되어진다.

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\frac{H^3}{\eta^*}\frac{\partial\Pi}{\partial\varphi}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{H^3}{\eta^*}\frac{\partial\Pi}{\partial z}\right)=6\frac{\partial H}{\partial\varphi} \quad (1)$$

수치 해석시 안정성과 수렴성을 개선하기 위하여 식(2)과 같은 축소 압력[7](reduced pressure)을 도입하여 정리하면 식 (3)을 얻을 수 있다.

$$q = \frac{\Pi\cdot H^{3/2}}{\eta^{*1/2}} \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 q}{\partial\varphi^2}+\frac{\partial^2 q}{\partial z^2}-\sigma q=-r \quad (3)$$

여기서,

$$\sigma=\frac{3}{4}\left\{\left(\frac{1}{H}\frac{\partial H}{\partial\varphi}-\frac{1}{\eta^*}\frac{\partial\eta^*}{\partial\varphi}\right)^2+\frac{2}{H}\frac{\partial^2 H}{\partial\varphi^2}-\frac{2}{3\eta^*}\frac{\partial^2\eta^*}{\partial\varphi^2}\right\} \quad (4)$$

$$r=-6\frac{\partial H}{\partial\varphi}\Big/\left(\frac{H^3}{\eta^*}\right)^{1/2} \quad (5)$$

식 (3)을 이산화 시키면 다음과 같은 압력에 대한 이산화 방정식을 얻을 수 있다.

$$-A_{i,j}\ q_{i,j}+B_{i,j}(q_{i-1,j}+q_{i+1,j}) + C_{i,j}(q_{i,j-1}+q_{i,j+1})+G_{i,j}=0 \tag{6}$$

2.2 에너지 방정식

점성 소산과 관련된 열 발생에 관한 무차원 에너지 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$H^2\left(\bar{u}\frac{\partial \bar{T}}{\partial \varphi}\right)=P_e\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{y}^2}+\eta^*\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}}\right)^2 \tag{7}$$

위 식에서 좌측 항은 유체 내부 에너지의 대류에 의한 전달을 의미하고 우측의 첫째 항은 유막 두께 방향으로의 전도에 의한 열전달을, 마지막 항은 점성에 의한 소산을 나타내고 있다.

경계 조건은 아래와 같으며 축 방향으로는 균일한 온도 분포라고 가정하고, 저어널의 온도는 베어링 내면의 평균 온도로 가정한다.

$$k_o\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}}=k_b\frac{\partial \bar{T}_b}{\partial \bar{R}_{bb}} \quad \text{at bearing surface}$$

$$\bar{T}_j=const \quad \text{at journal surface}$$

이를 이산화 시켜 정리하면 다음과 같다.

$$-E_{i,j}\ \bar{T}_{i,j}+F_{i,j}\ (\ \bar{T}_{i,j+1}+\ \bar{T}_{i,j-1}) + H_{i,j}\ \bar{T}_{i-1,j}+I_{i,j}=0 \tag{8}$$

캐비테이션 영역에서는 온도 상승이 일어나지 않으므로 등가 계수법을 적용, 캐비테이션 발생 이후에는 다음과 같은 등가 계수들로 대체하였다.

$$\rho_E C_{pE}=\rho_o C_{po}\left[\frac{\bar{H}_M}{\bar{H}(j)}\right]$$

$$\mu_E=\mu(j,k)\left[\frac{\bar{H}_M}{\bar{H}(j)}\right]$$

$$k_E=k_A\left[\frac{\bar{H}(j)-\bar{H}_M}{\bar{H}(j)}\right]+k_o\left[\frac{\bar{H}_M}{\bar{H}(j)}\right]$$

$$Pe_E=\frac{k_E}{\rho_E C_{pE}\omega_j C^2} \tag{9}$$

점도 계산에 있어서는 식(15)의 레이놀즈 모델을 적용하였고, 이때 사용되는 온도는 유막 평균 온도로써 유막내 온도를 두께방향으로 적분하여 그 평균을 취한 값이 된다.

$$\eta=\eta_0\exp\{-\beta(T_m-T_0)\} \tag{10}$$

2.3 열전도 방정식

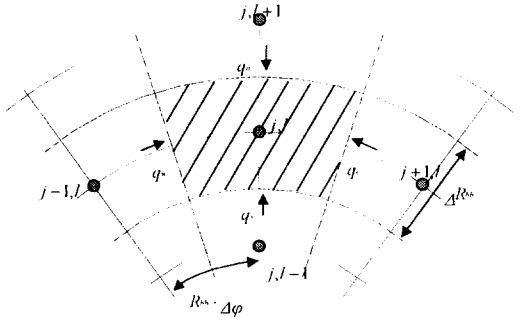


Fig. 2 Control volume of bearing shell

Fig. 2에는 열전달 해석을 위한 검사 체적의 개략도를 나타내었다. 한편 베어링 쉘에서 열전달 해석을 위해 라이닝 메탈과 후판은 이상적으로 결합되어 있다고 가정한다. 유막에서 점성 소산에 의해 발생하는 열은 전도에 의해 베어링에 전달되며 고려

하는 계에서 열 발생이 없고 정상 상태라 고 가정하면 베어링 쉘에서의 열전도 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\nabla \cdot (k_b \nabla T_b) = 0 \qquad (11)$$

한편 서로 다른 두 이종 금속간의 열전도율을 동일한 방정식으로 고려하기 위해서 열도 계수를 베어링 반경의 함수로 놓고 격자계를 라이닝 메탈과 후판을 구분 없이 등간격으로 등분한 후 경계 면을 노드(node)로 환산하여 각각의 영역을 구분하여 준다.

한편 베어링 외면에서의 경계 조건은 자유대류 조건을 가정하였다.

$$k_b \frac{\partial T_b}{\partial R_{bt}} = h_b (T_b - T_{amb}) \qquad (12)$$

2.4 혼합 온도(Mixing Temperature)

순환되어온 오일의 재급유시의 온도 상승을 고려하기 위해서는 혼합 온도(mixing temperature)를 구하였고 온도장 계산시에 이를 초기 온도로 사용하였다.

$$T_{mix} = \frac{Q_r T_r + Q_L T_i}{Q_r + Q_L} \qquad (13)$$

3. 수치해석

레이놀즈 방정식과 열전도 방정식은 SOR을 사용하여 계산했고 에너지 방정식은 전진 기법(marching technique)을 사용하였다. Table 1에는 해석에 사용된 물성치 및 베어링 재원을 나타내었다. Table 2에는 각 라이닝 메탈의 열전도 계수를 나타내었다.

Journal diameter	100 mm
Bearing length	50 mm
Radial clearance	22.5 ㎛
Lubricant viscosity(40℃)	0.0277 Pa · s
Lubricant specific heat	2000 J/kg℃
Oil thermal conductivity	0.13 W/m℃
Bush thermal conductivity	250 W/m℃
Convection heat transfer coefficient	80 W/㎡℃
Ambient temperature	40 ℃

Table 1 Operating conditions

Material	Thermal Conductivity(W/m °C)
Steel	60
Aluminum	220
Bronze	250
Babbitt(Lead)	24
Babbitt(Tin)	54

Table 2 Thermal conductivity of bearing material

계산 순서는 다음과 같다.

1. 입력 조건에 대한 단열 해를 먼저 구하고 이를 초기 조건으로 가정하여 사용한다.
2. 열전도 방정식을 풀어 베어링 내부의 온도 분포를 구한다.
3. 베어링 표면과 오일에서의 열 구배가 수렴되도록 저어널의 온도를 계산하고 2-3을 반복 계산한다.
4.. 에너지 방정식을 전진 기법(marching technique)을 사용하여 풀며 이때 베어링 측의 구배를 경계 조건으로 반영한다. 수렴 과정 중 10번에 한번 정도 레이놀즈 방정

식을 풀어 압력 값을 새로 계산한다.
5. 혼합 온도를 계산한다.
6. 혼합 온도가 수렴될 때까지 2-5를 반복한다.

4. 해석 결과

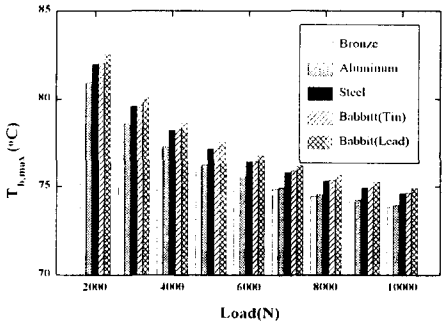


Fig. 3 Maximum bearing temperature of bearing as a function of loads for various bearing material (B/D=0.5, C/R=0.001, 3000RPM)

Fig. 3에는 단일 금속을 사용하였을 때 각 베어링 재질에 따른 최대 온도에 대한 해석 결과를 나타내었다. Fig. 3에서 베어링의 열 전도 계수가 증가할수록 베어링 내의 열이 외부로 잘 빠져나가게 된다. 이에 따라 열 전도 계수가 높은 재질일수록 베어링 내 최대 온도는 감소하게 된다. 해석 결과 베어링 재질에 따라 많게는 약 2~3 °C의 온도 차이가 발생하였다. 한편 하중이 증가할수록 베어링 내 최대 온도는 감소하는 경향을 보이고 있는데, 이는 하중 증가에 따른 편심율 증가에 의해 점성 소산에 의해 발생하는 온도 상승 효과보다 혼합 온도의 감소에 의한 온도 저하의 효과가 더 크기 때문인 것으로 생각된다.

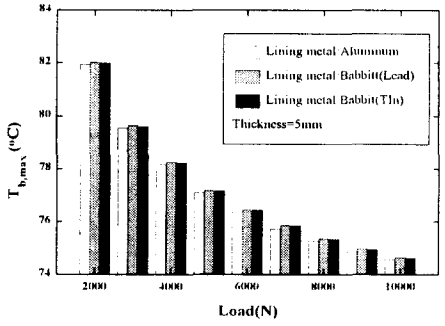


Fig. 4 Maximum bearing temperature of bimetal bearing as a function of loads for various bimetal bearing (B/D=0.5, C/R=0.001, 3000RPM)

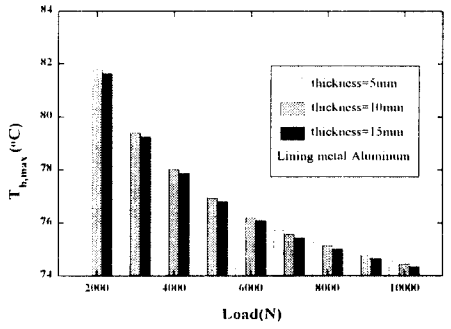
Fig. 4에는 바이메탈(bimetal)베어링에 대한 열 특성 해석 결과를 나타내었다. 라이닝 메탈의 두께는 5mm이다.

라이닝 메탈의 재질에 따라 큰 온도 차이를 보이지는 않았으나 열 전도 특성이 좋은 알루미늄 코팅을 하였을 경우가 다른 재질을 사용한 경우에 비해 다소 최대 온도가 낮은 경향을 보였다. 베비트 계열의 라이닝 메탈의 경우 후판인 스틸(steel)보다 열전도 특성이 나쁘므로 최대 온도가 다소 높아지는 것으로 생각된다.

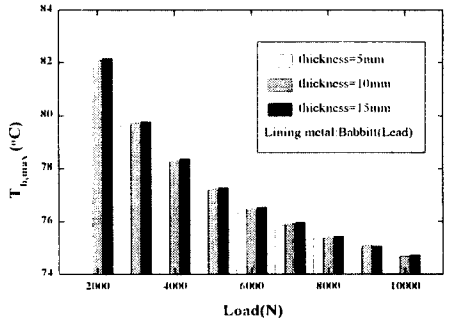
Fig. 5에는 바이메탈 베어링의 라이닝 메탈 두께에 따른 베어링 최대 온도 변화에 대한 해석 결과를 나타내었다.

라이닝 메탈이 알루미늄이고 후판(Back metal)이 철인 경우 후판에 비해 라이닝

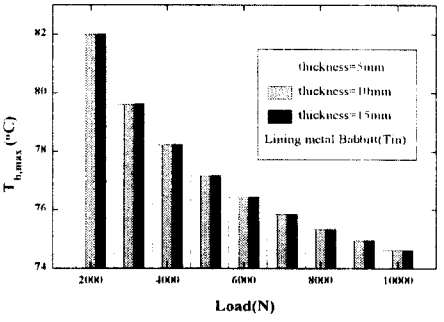
메탈의 열 전도 특성이 좋으므로 라이닝 메탈의 두께가 증가할수록 베어링의 최대 온도는 감소하는 경향을 보이고 있다. 그러나 라이닝 메탈이 베비트(Babbitt)인 경우 라이닝 메탈의 열 전도 특성이 후판보다 떨어지므로 라이닝 메탈의 두께가 증가할수록 베어링 내 최대 온도는 증가하는 경향을 나타내고 있다. 또한 베비트의 재질이 주석 계열인 경우가 납 계열 베비트보다 열 전도 특성이 좋으므로 최대 온도는 다소 감소하는 경향을 보이고 있다.



(a) aluminum-steel



(b) babbitt(lead)-steel



(c) babbitt(Tin)-steel

Fig. 5 Maximum bearing temperature of bimetal bearing as a function of loads for various bimetal bearing (B/D=0.5, C/R=0.001, 3000RPM)

5. 결 론

실제 베어링에서의 열 특성 파악을 위하여 바이메탈 베어링에 대한 THD해석을 수행하였다. 레이놀즈 방정식, 에너지 방정식, 그리고 열전달 방정식에 대한 해석을 통해 베어링 내 온도 분포 및 최대 온도 등에 대한 해석을 수행하였다. 해석 결과 베어링 재질의 열전도 특성이 좋을수록 베어링 내 최대 온도는 낮아지는 경향을 보였고, 바이메탈 베어링의 경우 베어링 후판의 재질보다 라이닝 메탈의 열전도 특성이 좋은 경우가 베어링 내 최대 온도가 낮아지는 경향을 보였다. 그리고 라이닝 메탈의 열전도 특성이 후판의 재질보다 좋을 경우에는 라이닝 메탈을 두껍게 하는 것이, 그리고 그 반대의 경우에는 라이닝 메탈의 두께를 가능한 한 얇게 하는 것이 베어링의 최대 온도를 낮추는 데 유리하다는 사실을 알 수 있었다. 그러나 다른 베어링 설계 변수에

비해 베어링 재질이 베어링 내 최대 온도에 미치는 영향은 크지 않다는 사실을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

(1) Booser, E. R., Ryman, F. D., and Linkinhoker, C. L., 1970, "Maximum Temperature for hydrodynamic Bearings under Steady Load," ASLE Trans., Vol. 26, No.7.

(2) McCallion, H, Yousif, F., and Lloyd, T., 1970, "The Analysis of Thermal Effects in a Full Journal Bearing," Trans. ASME, J. of Lub. Tec., pp. 578-587.

(3) Ferron, J., Frene, J., and Boncompain, R., 1983, "A Study of the Thermohydrodynamic Performance of a Plain Journal Bearing Comparison Between Theory and Experiments," Trans. ASME, Vol. 105, July, pp.422-428.

(4) Mitsui, Y. J., Hori, Y., and Tanka, M., 1983, "Thermo -hydrodynamic Analysis of Cooling Effect of Supply Oil in Circular Journal Bearing," Trans. ASME, Vol. 105, pp. 414-421.

(5) R. Boncompain, M. Fillon, and J. Frene, 1986, "Analysis of Thermal Effects in Hydro -dynamic Bearings," J. Tribology, Vol. 108, pp. 219-224.

(6) Hussain, A., Mistry, K., Biswas, S., and Athre, K., 1996, "Thermal Analysis of Noncircular Bearings," Trans. ASME, Jan. 1996, Vol. 118, pp. 246-254.

(7) 조명래, 정진영, 한동철, 1997, "엔진 연결봉 베어링의 운동 궤적 해석," 한국 윤활학회 춘계학술대회.

기호 및 약어 설명

$\varphi, \bar{y}, \bar{z}$: 무차원 좌표

$$\varphi = \frac{x}{R}, \bar{y} = \frac{y}{h}, \bar{z} = \frac{z}{R}$$

H : 무차원 유막 두께 $H = \frac{h}{C}$

H_M : 무차원 최소 유막 두께

Ψ : 틈새비 $\Psi = \frac{C}{R}$

Π : 무차원 압력 $\Pi = \frac{\Psi^2}{\eta_0 \omega} p$

$\bar{T}$: 무차원 오일 온도

$$\bar{T} = \frac{c_p \rho \Psi^2}{\eta_0 \omega}(T - T_0)$$

η^* : 무차원 점도 $\eta^* = \frac{\eta}{\eta_o}$

Pe : Peclet number $Pe = \frac{c_p \rho \omega C^2}{k}$

β : 온도-점도 지수

h_b : 대류 계수 (W/㎡℃)

p : 유막 압력 (Pa)

T : 오일 온도

T_j : 축 온도

T_{amb} : 대기 온도

T_r : 순환 온도

T_i : 입구 온도

k_a : 공기의 열전도 계수

k_o : 오일의 열전도 계수

k_b : 부쉬의 열전도 계수

Q_r : 순환 유량 (㎥/s)

Q_L : 측면 누설 유량 (㎥/s)