

선박 추진축계 선미관 베어링 유막 해석에 관한 연구

송용승⁺ · 슈리파 · 김기인⁺⁺ · 차지협⁺⁺⁺ · 전효중 · 김정렬⁺⁺⁺⁺

A Study on the Analysis of Oil Film in Stern Tube Bearing for Propulsion Shaft of the Ship

Yong-Seung Song⁺, Vitaly Shuripa⁺⁺, Ki-In Kim⁺⁺, Ji-Hyup Cha⁺⁺⁺, Hyo-Jung Jeon and Jeong-Ryul Kim⁺⁺⁺⁺

Abstract : With an increase in the size and power rate of ship, the stern tube bearing has become subject to severer operation conditions. Particularly it is expected to be exposed to extremely so severe lubrication conditions during low rotational operation that there is strong demand for clarifying the oil film characteristics of the stern tube bearing at the design stage with accuracy. So in this study, we conducted an analysis of the stern tube bearing characteristics taking arbitrary three-dimensional deflection of the shaft into consideration.

Key words : Propulsion shafting(추진축계), Oil film(유막), Pressure distribution(유막분포), Orbit of shaft(축 궤적)

1. 서론

최근 선박의 운항 경제성의 측면에서 점점 대형화, 고출력화 하는 경향이 뚜렷하다. 이처럼 대형화, 고출력화를 위해서는 추진 축계 및 프로펠러의 크기를 크게 하고, 회전속도를 낮추고 있다. 하지만, 이와 같이 프로펠러의 하중이 증가하면 축계에 작용하는 굽힘 응력이 커지기 때문에 하중이 작용하는 점에 가까운 선미관 베어링이 완전유체 윤활이 아닌 경계 윤활상태로 되어 베어링 손상 사고가 일어날 여지가 많다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 손상사고를 미연에 방지하고자 프로펠러와 축계의 하중에 의한 축의 굽힘에 의한 유막 해석에 대해, Reynolds 방정식을 통한 이론적 연구를 하여 베어링 설계시에 도움이 될 수 있도록 하였다. 우선, 본 논문에서 적용되는 윤활이론에 대한 다음과 같은 가정을 한다.

- (1) 흐름은 베어링 표면에 평행한 층류 흐름이다.
- (2) 유체관성 및 중력의 효과는 무시할 수 있다.
- (3) 비압축성, 뉴턴 유체이다.
- (4) 저널곡률은 유막 두께에 비해 훨씬 크다.
- (5) 점성은 시간과 위치에 관계없이 균일하다.
- (6) 유체-고체 경계면에는 slip은 없다.
- (7) 얇은 유막 두께방향에 대한 속도의 도함수가 지배적이다.
- (8) 압착 유막효과는 없다.^[1]

2. 유막 해석 이론

2.1 Reynolds 방정식

미끄럼 베어링 내에 가변하는 점성을 가진 비압축성 뉴턴 유체에 대한 Navier-Stokes 방정식과 연속 방정식을 이용하여 다음과 같은 Reynolds 방정식을 유도 할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \bar{u} n_0 \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

또한, Fig. 1에서 보는 바와 같이 기하학적으로 유막 두께 h 을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h = c(1 + \epsilon \cos \theta) \quad (2)$$

여기서, ϵ 은 c/e 로서 편심비(eccentricity ratio)를 나타낸다.^[3]

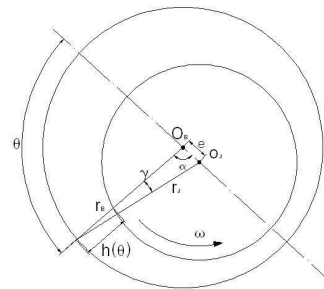


Fig. 1 Oil film thickness geometry

2.2 긴 베어링 이론

Reynolds 방정식의 해법은 여러 가지가 있으나, 본 논문에서는 긴 베어링 이론을 이용한 half Sommerfeld 경계조건을 이용하여 Reynolds 방정식을 풀이한다.

우선, 긴 베어링 이론이란, 저널 베어링의 축방향 누설을 무시하고 단면의 원주 방향만이 유막 압력형성에 관여한다고 가정 한 뒤 Reynolds 방정식을 전개하는 이론이다. 이 이론은 직경 대 지름비($\lambda_k = 2r_j/L$)가 0.5이하인 저널 베어링에 적용이 가능하다. 또한, half Sommerfeld 경계조건은 저널의 회전에 의해 생기는 유막 압력의 분포 중에 부압(negative pressure)이 형성되는 부분은 대기압과 같이 압력을 0이라 가정하고 Reynolds 방정식을 적분하는 것이다.

$$p = 0 \quad \text{at } \theta = 0, \pi \quad (3)$$

위의 경계조건을 이용하여 식(1)의 Reynolds 방정식을 풀이 하면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

+ (주)디에스케이 기술연구소, E-mail: dskrnd@dskworld.com, Tel: 051)417-7800

++ (주)디에스케이 기술연구소

+++ 한국조선기자재연구원, E-mail: chajh@komeri.re.kr, Tel: 051)405-6880

++++ 한국해양대학교

$$A(\theta) = \frac{6\eta_0\omega(r_J/c)^2\epsilon\sin\theta(2+\epsilon\cos\theta)}{(2+\epsilon^2)(1+\epsilon\cos\theta)^2} + A_0 \quad (4)$$

여기서, p_0 는 윤활유 공급압력으로 이 공급압력이 대기압과 같으면 0으로 보고 p_0 항을 무시해도 좋다.

2.3 베어링의 부하 능력

식(4)의 유막 압력을 베어링의 정압이 미치는 구간 ($0 \leq \theta \leq \pi$)에 대해 적분을 하면 베어링의 부하능력을 다음 식 (5)와 같이 구할 수 있다.

$$w_r = \eta_0\omega r_J \left(\frac{r_J}{c}\right)^2 \frac{6\epsilon[\pi^2 - \epsilon^2(\pi^2 - 4)]^{1/2}}{(2+\epsilon^2)(1-\epsilon^2)} \quad (5)$$

또한, 이때 편심선과 하중이 이루는 각도인 자세각 (attitude angle)은 다음과 같이 구할 수 있다.^[2]

$$\Phi = \tan^{-1} \left[\frac{\pi}{2\epsilon} (1 - \epsilon^2)^{1/2} \right] \quad (6)$$

3. 수치해석 및 결과 분석

3.1 정적 상태 축의 굽힘

3차원 유체 흐름을 갖는 선미관 베어링의 유막 해석은 이론적으로 불가능하기 때문에 선미관 베어링 부분을 몇 개의 구간으로 나누어 축방향 흐름을 무시하고 각 단면에 작용하는 유막 압력과 축의 궤적을 살펴 보았다. 본 논문에서 해석 대상인 선박의 명세를 간략하게 나타내면 다음과 같다.

propeller shaft	weight	73,090 [kgf]
	outer diameter	975 [mm]
propeller	weight	16205 [kgf]
bearing	length	2100 [mm]
	inner diameter	975.5[mm]

상기 선박의 축계를 유한 요소 해석을 통해, 프로펠러 하중에 의한 축계의 굽힘 및 각 구간에 작용하는 반력을 구할 수 있다. 프로펠러 축은 최후단부에 프로펠러의 영향으로 인해 Fig. 2와 같은 모양으로 굽힘을 가진다.



Fig. 2 Analysis of shaft deflection by propeller weight

3.2 결과 분석

Fig. 3은 프로펠러 하중에 의해 처짐이 가장 많이 있는 구간인 선미관 베어링 최후단부의 회전수에 따른 저널의 궤적을 나타낸다. 또한, Fig. 4은 NCR 회전수(100.4rpm)에서의 압력 분포를 나타낸 것이다.

축의 편심에 의해 하중방향과 최대 유막 압력의 크기와 방향이 처짐이 없는 저널 베어링에 비해 그래프가 많이 왜곡된 것을 볼 수 있다.

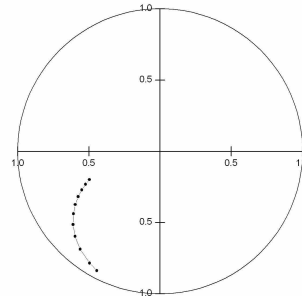


Fig. 3 Variation of eccentricity ratio

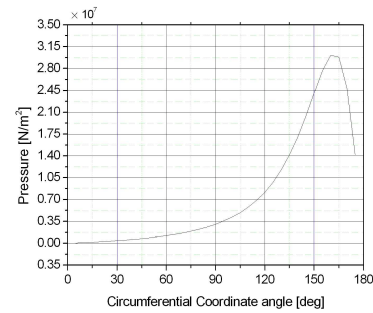


Fig. 4 Pressure distribution of sec. 26

4. 결 론

선미관 베어링의 최후단부에는 프로펠러 하중에 의한 축의 처짐으로 인해 최대 유막 압력 및 편심률이 크기 때문에 손상이 될 위험이 많다. 따라서 선박 건조시 축계정렬을 하는 경우에도 반드시 이러한 유막 압력의 분포나 축의 궤적을 고려하여 베어링을 보강하거나 유막 간극을 더 크게 해서 선미관 손상으로 인한 선박 운항에 차질이 없도록 해야 한다고 생각된다. 또한, 앞으로 축계나 프로펠러가 더욱 더 커질 경우를 대비하여 현재 사용하고 있는 베어링 소재에 대한 개발이 더욱 더 필요하다고 사료된다.

차후의 연구에는 본 연구에서 포함하지 않은 축계에 작용하는 외부 하중과 온도 변화에 따른 점도의 변화 항을 추가하여 보다 신뢰성 높은 연구가 되어야 한다고 생각한다.

참고문헌

- [1] 안시영, "油潤滑 船尾管 베어링 軸系의 準靜的 平衡狀態에 關한 研究", 부산대학교 대학원. 1988.
- [2] Hamrock, Bernard J., "Fundamentals of Fluid Film Lubrication", McGRAW-HILL. 1994.
- [3] 차지협, "動荷重을 받는船舶用 디젤 엔진의 저널 베어링 油膜 解析에 關한 研究", 한국해양대학교 대학원. 2003.