

## 탄성 변형된 저어널의 편심과 베어링 부시의 부분경사를 고려한 선미관 후부 베어링의 압력분포 해석

정준모<sup>†\*</sup>, 최익흥<sup>\*</sup>

현대중공업<sup>\*</sup>

Pressure Analysis of Sterntube after Bush Bearing Considering Elastic  
Deflection of Misaligned Journal and Partial Slope of Bearing Bush

Joonmo Choung<sup>†\*</sup> and Ickheung Choe<sup>\*</sup>

Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.<sup>\*</sup>

### Abstract

It is very important to estimate static squeezing pressure distributions for lining material of sterntube after bearing at dry dock stage since the maximum squeezing pressure value can be one of the significant characteristics representing coming navigation performances of the propulsion system. Moderate oil film pressure between lining material and propulsion shaft is also essential for safe ship service. In this paper, Hertz contact theory is explained to derive static squeezing pressure. Reynolds equation simplified from Navier-Stokes equation is centrally differentiated to numerically obtain dynamic oil film pressures. New shaft alignment technology of nonlinear elastic multi-support bearing elements is also used in order to obtain external forces acting on lining material of bearing. For 300K DWT class VLCC with synthetic bush of sterntube after bearing, static squeezing pressures are calculated using derived external forces and Hertz contact theory. Optimum partial slope of the after bush is presented by parametric shaft alignment analyses. Dynamic oil film pressures are comparatively evaluated for partially bored and unbored after bush. Finally it is proved that the partial slope can drastically reduce oil film pressure during engine running.

※Keywords: Elastic nonlinear multi-support bearing element(비선형 탄성 다점지지 베어링 요소), Squeezing pressure(압착압력), Oil film pressure(유막압력), Oil film thickness(유막두께), Hertz contact(허프 접촉), Reynolds equation(레이놀즈 방정식)

---

접수일: 2006년 8월 23일, 승인일: 2007년 12월 4일

†교신저자: jmchung@hhi.co.kr, 052-202-1665

### 1. 서론

디젤 엔진을 추진기로 사용하는 원유운반선이나 컨테이너운반선을 비롯한 일반적인 상선에 있어서 추진 축계를 지지하는 베어링은 통상적으로 선미관 후부 및 전부 베어링(Stern tube after and forward bearings), 중간축 베어링(Intermediate shaft bearing), 엔진 거더 베어링(Engine girder bearing)이다. 이들 베어링은 축계의 설치시점부터 운항 중까지 적절한 반력을 유지하도록 배치되어야 하는데 이러한 과정을 축계정렬이라 한다. 후부 선미관 베어링의 경우 프로펠러의 자중과 추력 모멘트를 지지할 수 있는 평균 면압을 기준으로 베어링의 길이를 결정한 후 선미관 후부 베어링과 추진축(Tail shaft 또는 Propeller shaft)이 이루는 상대 경사각(Misalignment)이 일정한 기준을 초과하는가를 검토한다. 그러나 정준모와 최익흥(2004), 정준모등(2005a)에 의하여 지적된 바와 같이 선미관 후부 베어링과 같이 베어링 지름에 비하여 길이가 긴 베어링을 한 두개의 지지점으로 가정할 경우 상대 경사각이 가변적일 수 있으며, 또한 베어링 내부에서 축계의 변형 등을 고려하여 상대 경사각을 결정하여야 하지만 상대 경사각의 기준이 이렇게 복잡한 거동을 반영한다고 보기는 어렵다.

상대 경사각을 설계의 기준으로 삼는 이유는 저어널과 베어링 사이에 편심(Misalignment)도를 예측하여 압력이 국부적으로 집중되는 것을 방지하기 위함이다. 본 논문은 상대 경사각의 의미를 살리면서 좀더 합리적인 설계 지표로서 압착 압력의 개념을 도입하고자 한다. 즉 추진축이 회전하지 않는 상태에서 베어링과 저어널이 기계적인 접촉을 할 경우에 정적 압착압력(Static squeezing pressure)의 개념을 도입하여 편심의 정도를 평가한다. 또한 추진축이 회전하여 베어링과 저어널이 정상상태(Steady state)에서 유체윤활(Hydrodynamic lubrication) 할 때 유막압력(Oil film pressure)의 개념을 도입하여 편심의 정도를 파악한다.

본 논문에서는 정준모와 최익흥(2004), 정준모 외(2005a, 2005b)가 제시한 탄성 축계정렬 방법과 정준모 등(2006)가 개발한 축계정렬 프로그램

을 이용하여 선박의 입거 상태에서 수직 축계정렬을 수행하고 베어링에 작용하는 하중의 분포를 우선적으로 도출한다. 이 하중과 Hertz 의 접촉이론을 이용하여 정적 압착 압력을 계산하고, 선박의 운항 상태에대한 수평-수직 축계정렬을 실시하여 도출된 하중의 분포를 이용하여 유막압력 분포를 도출함으로써 베어링의 절삭도를 최적화하는 방법을 제시하고자 한다.

### 2. 압력 분포의 정식화

#### 2.1 정적 압착압력(Static squeezing pressure)

Bureau Veritas(1987)는 이미 Hertz 접촉이론을 이용하여 후부 선미관 베어링의 압착압력 분포를 추정할 수 있다고 제시한바 있다. 정준모와 최익흥(2001)은 VLCC 의 후부 선미관 베어링 압착압력해석을 Hertz 이론을 적용하여 수행한바 있으며 신상훈과 최익흥(2004)은 정준모와 최익흥(2001)의 연구 결과를 바탕으로 컨테이너선을 대상으로 Hertz 을 접촉 이론을 적용하여 압착압력 분포에 대한 연구를 수행한 바 있다.

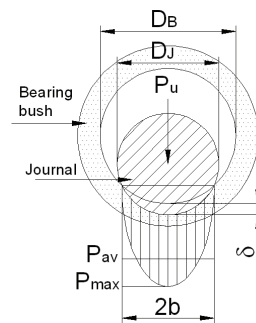


Fig. 1 Contact behavior between shaft and bearing lining material

- $D_B$  : 베어링 부시 내경
- $D_J$  : 저어널 외경
- $E_B$  : 베어링 부시 탄성계수
- $E_J$  : 저어널 탄성계수
- $v_B$  : 베어링 부시 프아송비
- $v_J$  : 저어널 프아송비
- $P_u$  : 저어널에 작용하는 단위 길이당 하중
- $y$  : 베어링을 중심으로 폭방향

Fig. 1 은 저어널(추진축)의 탄성계수가 베어링 부시의 탄성계수보다 충분히 커서 베어링 부시의 탄성변형만을 고려할 경우의 접촉기구를 나타낸다. 단위길이당 하중( $P_u$ )이 저어널에 작용하여 저어널이 부시를 압착할 경우 압착압력은 타원형 압력 분포( $P(y)$ , Elliptic pressure distribution)를 가진다고 가정하며, 이때의 최대압력은  $P_{max}$ , 평균압력은  $P_{av}$ , 압착깊이는  $\delta$ , 접촉폭은  $2b$  이다 (Johnson 1985, Stachowiak 1993).

저어널과 부시의 직경비( $D$ ) 및 재료비( $A$ )는 식(1) 및 식(2)와 같이 정의한다.

$$D = \frac{D_B \cdot D_S}{D_B - D_S} \quad (1)$$

$$A = \frac{1 - \nu_B^2}{E_B} + \frac{1 - \nu_S^2}{E_S} \quad (2)$$

작용하중( $P_u$ )와 접촉반폭( $b$ )의 관계는 식(3) 또는 식(4)와 같이 정의된다.

$$P_u = \frac{\pi b^2}{2AD} \quad (3)$$

$$b = \sqrt{\frac{2}{\pi} \sqrt{P_u AD}} \quad (4)$$

평균압력  $P_{av}$  및 최대압력  $P_{max}$  은 각각 식(5) 및 식(6)과 같이 표현된다.

$$P_{av} = \frac{P_u}{2b} \quad (5)$$

$$P_{max} = \frac{b}{AD} \quad (6)$$

최대압력과 접촉반폭  $b$  가 결정되면 압력의 분포는 식(7)과 같이 나타낼 수 있다. 또한 압착깊이와 하중과의 관계는 식(8)과 같다.

$$P(y) = P_{max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (7)$$

$$\delta = \frac{AP_u}{\pi} \left( \frac{2}{3} + \ln(3.13 \frac{D_B - D_J}{AP_u}) \right) \quad (8)$$

## 2.2 동적 유막압력(Dynamic oil film pressure)

Smalley and McCallion(1966)는 저어널 베어링의 편심 효과를 연구한 바 있으며, Reason and Siew(1982)는 변심된 저어널과 베어링에 대한 수치해석 프로그램을 개발하여 운할해석을 수행한 사례가 있다. 이 연구에서는 레이놀즈(Reynolds)는 Navier-Stoke 방정식과 연속방정식(Continuity equation)으로부터 상대속도  $U$  를 가지고 미끄러지는 평판에 대하여 운할 지배방정식을 도출하였다(Hamrock 1994). 이 방정식을 레이놀즈 방정식(Reynolds equation)이라고 하며 식(9)와 같이 나타내어진다. 이 식의 좌측항을 Poiseuille 항이라하고, 우측 첫 항을 썬기항(Physical wedge term), 우측 둘째 항을 압착항(Squeeze term)이라 하며 비압축성, 점성 불변, 강체 경계면을 가정한 식이다.  $R$ ,  $r$ ,  $RC(=R-r)$ 를 각각 베어링 반지름, 저어널(축) 지름, 반지름 간극(Radial clearance)라 할 때 Fig. 2 에 나타낸 바와 같이  $X$  와  $R\theta$  는 베어링의 원주방향,  $Z$  와  $x$  는 베어링의 길이방향을 나타낸다.  $p$  는 유막의 압력,  $h$  는 유막의 두께,  $\eta$  는 운할유의 점도,  $U$  와  $R\omega$  는 저어널과 베어링의 원주방향 상대 속도,  $t$  는 시간을 의미한다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial X} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (9)$$

위 식의 정상상태(Steady running condition)를 고려하면 시간에 대한 미분항(압착항)이 없어지며 원통좌표계로 표현하면 식(10)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = 6R^2 \eta \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (10)$$

계산의 효율성과 수렴성을 높이기 위하여 식(11)~ 식(14)와 같이 무차원 변수를 도입하고 정리하면 식(9) 또는 식(10)은 식(15)와 같다.

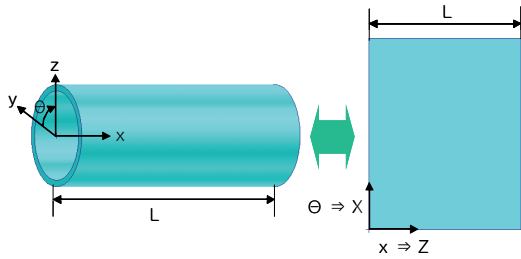


Fig. 2 Geometry of journal bearing

$$H = h/c \tag{11}$$

$$\bar{Z} = Z/L \tag{12}$$

$$\bar{X} = X/(2\pi R) \tag{13}$$

$$\bar{P} = p / \left( \frac{R\omega\eta}{C^2} \right) \tag{14}$$

$$\frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial \bar{X}^2} + \frac{3}{H} \frac{\partial H}{\partial \bar{X}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}} + \left( \frac{2\pi R}{L} \right)^2 \left( \frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial \bar{Z}^2} + \frac{3}{H} \frac{\partial H}{\partial \bar{Z}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{Z}} \right) = \frac{12\pi}{H^3} \frac{\partial H}{\partial \bar{X}} \tag{15}$$

식(15)를 테일러 급수(Taylor series)를 이용하여 중앙 차분화 시키면 식(16)과 같으며 식(16)의 차분화된 계수는 식(17) ~ 식(22)와 같다.

$$A_6 P_{i,j} = A_1 P_{i-1,j} + A_2 P_{i+1,j} + A_3 P_{i,j-1} + A_4 P_{i,j+1} + A_5 \tag{16}$$

$$A_1 = \frac{4 - \frac{3}{H_{i,j}} (H_{i+1,j} - H_{i-1,j})}{4\Delta \bar{X}^2} \tag{17}$$

$$A_2 = \frac{4 + \frac{3}{H_{i,j}} (H_{i+1,j} - H_{i-1,j})}{4\Delta \bar{X}^2} \tag{18}$$

$$A_3 = \left( \frac{2\pi R}{L} \right)^2 \frac{4 - \frac{3}{H_{i,j}} (H_{i,j+1} - H_{i,j-1})}{4\Delta \bar{Z}^2} \tag{19}$$

$$A_4 = \left( \frac{2\pi R}{L} \right)^2 \frac{4 + \frac{3}{H_{i,j}} (H_{i,j+1} - H_{i,j-1})}{4\Delta \bar{Z}^2} \tag{20}$$

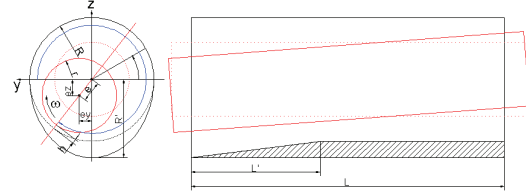


Fig. 3 Geometry of misaligned journal and partially sloped journal bearing

$$A_5 = -\frac{12\pi}{H_{i,j}^3} \frac{H_{i+1,j} - H_{i-1,j}}{2\Delta \bar{X}} \tag{21}$$

$$A_6 = \frac{2}{\Delta \bar{X}^2} + \left( \frac{2\pi R}{L} \right)^2 \frac{2}{\Delta \bar{Z}^2} \tag{22}$$

베어링의 원주방향 요소의 개수를  $N_\theta$ , 길이방향 요소의 개수를  $N_Z$ 라 할 때  $\Delta \bar{X}$  및  $\Delta \bar{Z}$ 는 단위길이로 환산된 요소의 길이를 나타내며 식(23)과 같다.

$$\Delta \bar{X} = \frac{1}{N_\theta}, \quad \Delta \bar{Z} = \frac{1}{N_Z} \tag{23}$$

유막두께를 도출하기 위하여 Fig. 3 같이 베어링 라이닝이 타원형으로 길이 L' 만큼 부분 경사 절삭(Partial slope boring)되고 저어널이 베어링 내부 임의의 한 단면(y-z 평면)에서 편심(Misalignment)되었을 경우를 가정한다.

베어링의 임의의 단면에서 반경이 r 인 저어널의 중심이 베어링의 중심으로부터  $e_y, e_z$  만큼 편심된 경우 저어널에 대한 원의 방정식은 식(24)와 같다. 베어링의 중심을 원점으로 하고  $\theta$  만큼 회전한 지점에서의 직선의 방정식은 식(25)과 같다.

$$(y - e_y)^2 + (z - e_z)^2 = r^2 \tag{24}$$

$$z = \tan \theta \times y \tag{25}$$

식(25)를 (24)에 대입하여 2 차방정식을 풀면 베어링의 중심에서 저어널 외경과 직선의 교점까

지의 거리는 식(26)과 같다.

$$y = \{2(e_y + e_z \tan \theta) \pm \sqrt{(-2(e_y + e_z \tan \theta))^2 - 4(e_y^2 + e_z^2 - r^2)(1 + \tan^2 \theta)}\} / 2(1 + \tan^2 \theta) \quad (26)$$

따라서 절삭되지 않은 단면 위쪽에서 유막의 두께는 식(27)과 같다.

$$h = R - \sqrt{y^2 + z^2} \quad \text{for } 0 \leq \theta < \pi \quad (27)$$

타원형으로 절삭된 단면의 아래쪽 반경을  $R'$ 이라 할 때 베어링에 대한 타원의 방정식은 식(28)과 같다. 베어링 중심으로부터 베어링의 내경과 직선과 교점까지의 거리를  $\bar{R}$ 라 할 때 식(28) 및 식(25)로부터 식(29)를 얻을 수 있다. 따라서 절삭된 단면 아래쪽에서 유막의 두께는 식(30)과 같다.

$$\frac{y^2}{R^2} + \frac{z^2}{R'^2} = 1 \quad (28)$$

$$\bar{R} = \pm 1 / \sqrt{\frac{1}{R^2} + \frac{\tan^2 \theta}{R'^2}} \quad (29)$$

$$h = \bar{R} - \sqrt{y^2 + z^2} \quad \text{for } \pi \leq \theta < 2\pi \quad (30)$$

식(28)에 있어서 베어링이  $0 \sim L'$  사이에서 선형적으로 절삭되었다면(Fig. 3 참조)  $R'$ 은  $x$ 의 함수이므로 식(31)과 같이 표현된다.

$$R'(x) = \frac{R - R'}{L'} x + R' \quad (31)$$

이와 같이 도출된 유막두께를 식(16)의 각 계수들이 지니는 유막두께 항에 대입하여 유막압력을 구할 수 있다. 과거에는 SOR 법 등을 이용하여 행렬연산을 수행하였지만 최근에는 계산속도를 증가시키기 위하여 다중격자법(Multigrid method) 등을 이용하여 수치연산을 수행한다. 베어링 내부에서 저어널의 위치가 미지수이므로 유막의 두께도 미지수가 된다. 임의의 저어널의 위치에 대한 압력

을 도출하고 이 압력을 적분하여 베어링이 지지하는 하중의 상태와 외력의 상태를 서로 평형이 되는 저어널의 위치를 반복적으로 구할 수 있다.

### 3. 압력 해석

#### 3.1 비선형 탄성 다점지지 베어링 요소의 도입

프로펠러가 회전하지 않는 정적인 상태인 경우 선미관 후부 베어링의 부시와 저어널이 기계적 접촉을 하며 이 압력분포를 추정하기 위해서 베어링의 길이방향에 따른 지지 반력분포를 파악한 후 저어널과 부시의 3 차원 접촉해석 또는 Hertz의 접촉이론을 이용하여 저어널과 부시 사이에 발생하는 압착압력을 추정할 수 있다. 프로펠러가 회전하는 동적인 상태(Steady state running condition)의 경우 저어널과 선미관 후부 베어링 부시 사이에 유체윤활(hydrodynamic lubrication)이 이루어지며 유체의 압력을 추정하기 위해서는 베어링 부시에 작용하는 저어널 하중의 합력 및 모멘트를 알아야 한다.

대부분의 선급에서 적용하고 있는 유효지지점을 가정한 축계정렬 해석방법과 달리 비선형 탄성 다점지지 베어링 요소(정준모와 최익흥 2001)를 이용한 축계정렬 해석을 수행하면 베어링 길이방향에 따른 반력분포, 합력 및 모멘트를 도출할 수 있다. 비선형 탄성 다점지지 베어링 요소는 저어널을 지지하는 베어링을 베어링 길이 방향으로 이산화하고 이산화된 베어링에 Fig. 4와 같은 비선형 탄성의 강성(Initial stiffness curve)을 부여하고 옵션이 존재하는 경우 옵션 크기만큼 압축의 영역에 0의 강성을 부여하고, 부시와 저어널 사이에 직경간극이 존재할 경우 인장의 영역에 직경간극만큼 0의 강성(Final stiffness curve)을 부여하여 저어널의 강제운동을 유발시킨 후 비선형 강성을 가지고 접촉을 유도하는 것을 골자로 한다. 이때 비선형 강성은 Hertz 접촉이론(식(8) 참조)을 이용하여 도출한다.

#### 3.2 실선 모델

Fig. 5는 300K급 VLCC에 사용된 추진 축계의 형상을 나타낸다. 이 축계는 1개의 중간축을 가지

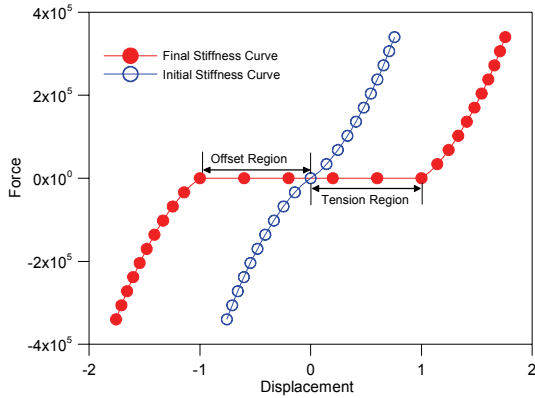


Fig. 4 Artificial zero stiffness in offset and tension regions of bearing elements

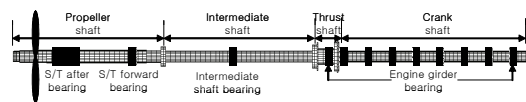


Fig. 5 Shafting plan of 300K VLCC

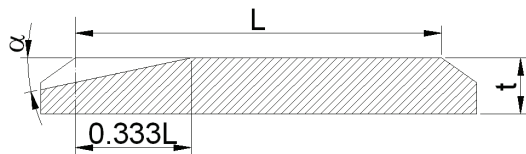


Fig. 6 Partially bored bush of sterntube after bearing

며 8기통 디젤 엔진으로 구동된다. Fig. 6에 보인 바와 같이 베어링 부시 길이의 1/3에 걸쳐  $\alpha$  rad 만큼 절삭한 경우를 고려하였다. 대상 선박에 사용된 선미관 베어링의 재질은 필라멘트 와인딩 성형법(Filament winding forming)으로 제작된 합성수지 계통으로서 반경 압축 탄성계수(Radial compressive elastic modulus)가 강재의 1%수준에 불과한 연성재질이다.

### 3.3 해석 조건

입거 조건은 프로펠러의 자중으로 인하여 가장 큰 정적 압착압력이 발생하고, 만재 조건은 프로펠러 추력 및 선체변형이 가장 심각하므로 두가지 선체의 상태에 대하여 고려하였다. 이때 추진 축

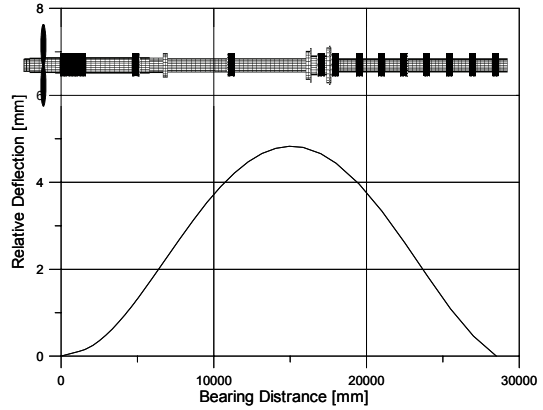


Fig. 7 Relative hull deflections

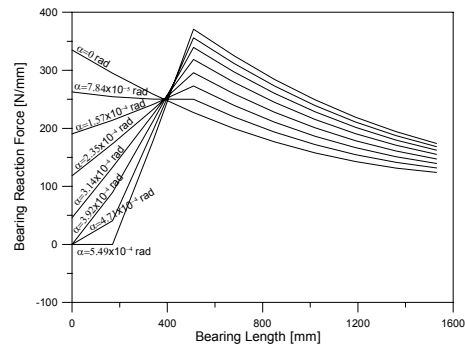


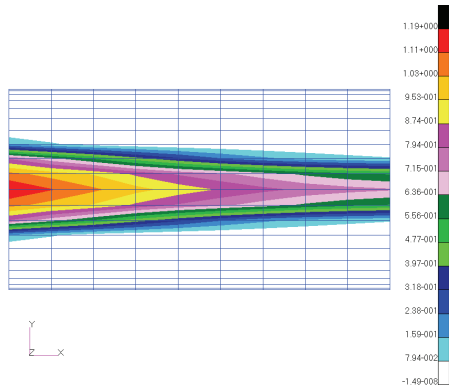
Fig. 8 Bearing reaction force distributions in sterntube after bearing

계가 직선을 유지하는 정렬조건(제로 옵셋)을 기준으로 설정하였다.

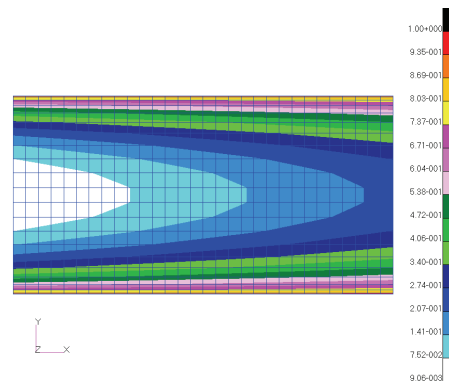
선체변형이 추진 축계에 미치는 영향을 고려하기 위해서는 Fig. 7과 같이 베어링간 최대거리에 대한 상대변형의 형태로 나타내어져야 한다. Fig. 7은 VLCC에 대한 유한요소해석을 실시하여 도출한 선체변형을 나타내는데, 화물하중과 선미 탱크(After peak tank) 하중이 만재된 것으로 간주하여 도출한 결과이다.

### 3.3 압착압력 분포

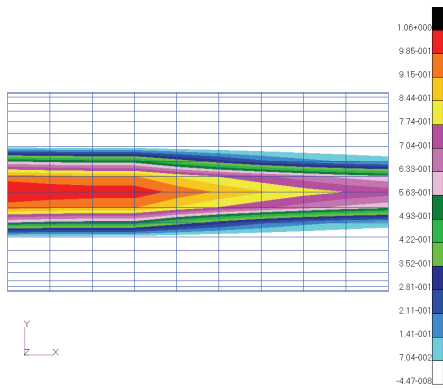
Fig. 8은 부분 절삭각의 변화에 따른 베어링 반력의 분포를 나타낸다. Fig. 8로부터 가장 균등한 반력의 분포는 부분 절삭각이  $7.84 \times 10^{-5}$  rad 일 경우임을 확인 할 수 있다. 이와 같은 반복 해석



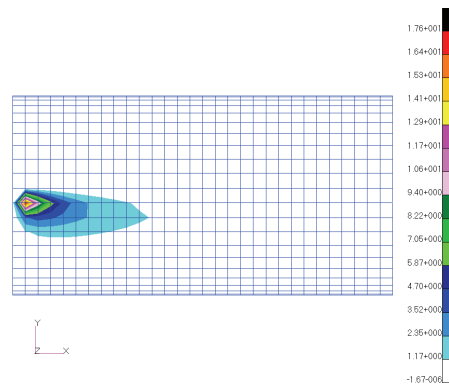
(a)  $\alpha = 0$  rad



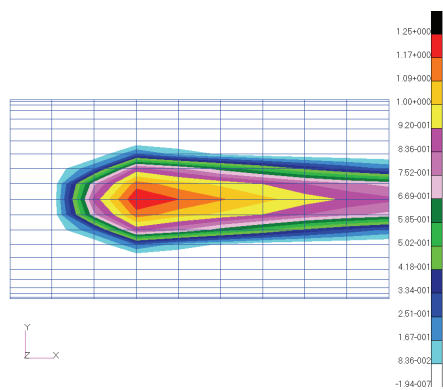
(a) Oil film thickness [mm] ( $\alpha = 0$  rad)



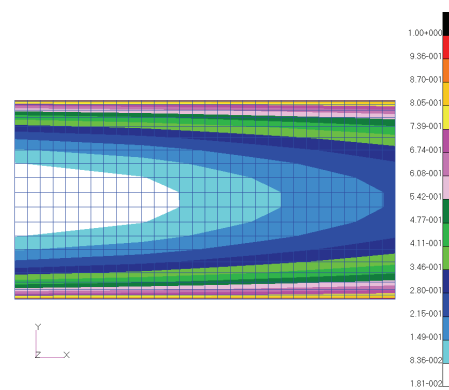
(b)  $\alpha = 7.84 \times 10^{-5}$  rad



(b) Oil film pressure [MPa] ( $\alpha = 0$  rad)



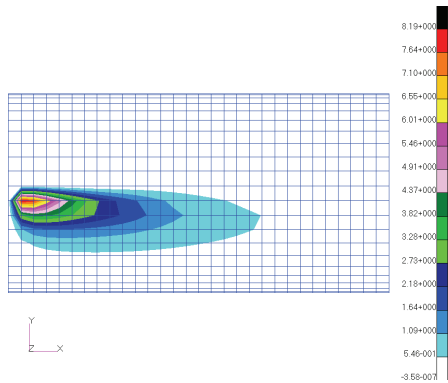
(c)  $\alpha = 5.49 \times 10^{-4}$  rad



(c) Oil film thickness [mm] ( $\alpha = 5.49 \times 10^{-4}$  rad)

**Fig. 9** Static squeezing pressure distributions [MPa]

**Fig. 10** Dynamic oil film thickness and pressure distributions



(d) Oil film pressure [MPa] ( $\alpha = 5.49 \times 10^{-4}$  rad)

Fig. 10 Continue

을 수행하므로써 최적의 절삭각과 절삭 길이를 파악할 수 있다. Fig. 9 는 부분 절삭을 하지 않았을 경우, 부분 절삭각이  $7.84 \times 10^{-5}$  rad 일 경우 및  $5.49 \times 10^{-5}$  일 경우에 베어링 반력 분포로부터 추정된 3 차원적인 압력분포를 나타낸다. 예상한 바와 같이 부분 절삭각이  $7.84 \times 10^{-5}$  rad 일 경우 가장 작은 압력을 나타낸다. 부분 절삭되지 않을 경우에는 베어링의 선미부에서 가장 큰 압력이 발생하지만 과도하게 부분 절삭하였을 경우 절삭끝단에서 큰 압력이 발생하였다. 따라서 과도한 절삭은 오히려 압착압력을 증가시킬 수 있음을 보여준다.

3.4 유막압력 분포

Fig. 10 은 부분 절삭하지 않은 경우와 최적의 부분절삭 경사각으로 결정된  $\alpha = 7.84 \times 10^{-5}$  rad 일 경우 유막두께 및 유막압력의 분포를 나타낸다. 부분 절삭 할 경우 절삭하지 않을 경우에 비하여 압력이 균일하게 분포하게 되며 또한 최대압력이 현저히 감소하는 경향을 보인다. 유막의 최소두께도 부분절삭 할 경우 현저히 두꺼워지는 경향을 보인다.

4. 결론

(1) 정적 압착압력을 도출하기 위하여 Hertz 의 접촉이론을 적용할 것을 제안하였으며 Hertz 의 접

촉이론을 소개하였다.

(2) 동적 유막압력을 도출하기 위하여 Reynolds 미분방정식을 중앙차분화하여 정식화하였으며, 저어널의 편심과 베어링의 부분 절삭을 고려한 유막두께를 정식화하였다.

(3) 정적 압착압력과 동적 유막압력을 계산하기 위해서 필요한 외력의 분포를 비선형 탄성 다점지지 베어링 요소를 적용한 탄성 축계정렬해석을 통하여 도출하였다.

(4) 300K DWT VLCC 에 사용된 추진 축계와 하합성수지 베어링에 대한 정적 압착압력을 도출하였으며, 파라메트릭 해석을 통하여 최적의 부분 절삭 경사각을 제시하였다.

(5) 정적 압착압력 해석으로부터 결정된 부분 절삭 경사각을 적용하여 동적 유막압력 해석을 수행한 결과 부분 절삭이 매우 효과적으로 유막압력을 감소시킬 수 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

- 신상훈, 최익흥, 2004, “선박 추진축 선미 베어링 압력 분포 해석,” 대한조선학회 논문집, 제 41 권, 제 3 호, pp. 35-40.
- 정준모, 최익흥, 2001, “309K DWT VLCC(1089 호선)의 선미구조 연성 및 축계 정렬,” HMRI-2000-11-R222
- 정준모, 최익흥, 2004, “선체 변형을 고려한 축계해석 방법 정립 및 프로그램 개발,” HMRI-2004-AC-331
- 정준모, 최익흥, 신상훈, 2005a, “비선형 베어링 요소를 이용한 탄성 추진 축계정렬에 관한 고찰,” 대한조선학회 논문집, 제 42 권, 제 3 호, pp. 259-267.
- 정준모, 최익흥, 김규창, 2005b, “비선형 탄성 다점지지 베어링 요소를 이용한 선미관 베어링의 유효지지점 검증,” 대한조선학회 논문집, 제 42 권, 제 5 호, pp. 479-486.
- 정준모, 최익흥, 김규창, 2006, “선체변형을 고려한 탄성 축계정렬 설계 프로그램 개발,” 대한조선학회 논문집, 제 43 권, 제 4 호, pp. 512-520.



- Bureau Veritas, 1987, "Method of Calculations of Contact Conditions of Secondary Elastic Alignment of Line Shafting," Appendix C.V..
- Hamrock, 1994, Fundamental of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill
- Johnson, 1985, Contact Mechanics, Cambridge University Press, pp. 90-104.
- Reason, B.R. and Siew, A.H., 1982, " A Numerical Solution for the Design and Performance evaluation of Journal Bearing with Misalignment," Proc. Instrn. Mech. Engrs., C9/82., pp. 77-85.
- Smalley, A.J. and McCallion, H., 1966, " Effect of Journal Misalignment on the Performance of a Journal Bearing under Steady Running Conditions ," Proc. Instrn. Mech. Engrs., Vol. 181, Part 3B, pp. 45-54.
- Stachowiak, 1993, Engineering Tribology, Elsevier, 1993



&lt; 정 준 모 &gt;

&lt; 최 익 흥 &gt;