論 文

大 韓 造 船 學 會 誌
第26卷 第3號 1989年 9月
Journal of the Society of
Naval Architects of Korea
Vol. 26, No. 3, September 1989

# 潤滑油 船尾管 베어링 軸系의 準靜的 平衡狀態에 관한 硏究

安 時 榮*, 金 士 洙**

# Quasi-Static Equilibrium of a Propeller Shaft in a Hydrodynamic Oil-Lubricated Stern Tube Bearing

by

S.Y. Ahn* and S.S. Kim**

## 要 約

最近의 배는 에너지 節約을 도모하기 위하여 프로펠러 回轉數의 低速化와 더불어 大型化되고 있다. 이와 같은 結果로 船尾管의 後部 베어링에는 集中荷重이 作用하게 되어 船舶의 運航能力을 상실할 정도의 大型事故가 일어나고 있는 例가 많다. 이와 관련하여 最近 油膜을 고려한 船尾管 베어링 解析에 關한 硏究가 활발하게 이루워지고 있다.

本 硏究에서는 지금까지 硏究發表된 油膜을 고려한 船尾管 베어링에 대한 軸의 位置을 推定하는 方法을 修正補完한 새로운 方法을 提示하였다. 즉 軸系에 대해서는 有限要素法에 의한 三次元 構造解析方法, 베어링 油膜은 有限要素法에 의한 二次元 流體力學解析方法, 그리고 軸系와 베어링 油膜間의 準靜的 平衡點을 구하기 위해서는 最適化 技法이 사용된다.

本 解析方法의 妥當性 與否를 確認하기 위하여 Vorus 등이 使用한 試算對象船에 대한 일련의 數値計算을 수행하고 同 結果를 Vorus 등의 연구 결과와 比較檢討하여 본 結果, 比較的 잘 一致하고 있음을 미루어 보아 本 解析方法의 妥當性이 確認되었다.

## Abstract

Recently, the growth in the propulsion power and propeller size of typical energy saving ships has resulted in severe damages of the oil-lubricated stern tube bearing. Consequently, a more rational analytical method for the design of the shafting system is required.

In this paper an analytical method applicable to the design of the oil-lubricated stern tube bearing and shafting system is presented.

The method consists of the finite element analysis of the shafting system and the oil film hydrodynamics. The shafting system is modeled as a three-dimensional problem using beam elements taking account for the steady components of thrust, lateral forces and moments of the propeller as well as the elastic foundation effects.

접수일자 : 1989년 2월 3일, 재접수일자 : 1989년 4월 26일
* 정회원, 울산대학교 공과대학 조선및해양공학과
** 정회원, 부산대학교 공과대학 조선공학과

The oil film hydrodynamics is modeled as a two-dimensional problem. Equal and retangular elements employing hourglass control method are used for the construction of the oil film fluidity matrix.

To search the quasi-static equilibrium position between the propeller shaft and the oil film, an optimization technique is employed.

Some numerical results based on the proposed method are compared with some measured and numerical data available. They show acceptable agreements with the data.

## 記號定義

$C$ : 半徑베어링틈
$D$ : 베어링 直徑($D=2R$)
$\underline{d}$ : 보요소의 節點變位벡터
$E$ : 보재료의 縱彈性係數
$\underline{e}_r$ : 半徑方向의 單位벡터
$\underline{F}$ : 軸全體의 全體外力벡터
$F_y, F_z$ : $y$軸方向, $z$軸方向의 合成油膜力
$F_y, F_z$ : $y$軸方向, $z$軸方向의 프로펠러의 準定常力
$f(x)$ : 船尾管베어링내 길이방향의 油膜壓力分布
$h$ : 油膜두께
$\underline{i}, \underline{j}, \underline{k}$ : $x, y, z$ 方向의 單位벡터
$[K_s]$ : 軸全體의 全體剛性매트릭스
$[K^*]$ : 油膜要素의 油剛性매트릭스
$[K_f]$ : 油膜全體의 油全體剛性매트릭스
$K_y, K_z$ : $y$軸方向, $z$軸方向의 單位길이당 均一彈性支持臺의 剛性係數
$K_{yz}, K_{zy}$ : $y$軸方向, $z$軸方向의 單位길이당 均一彈性支持臺의 聯成剛性매트릭스
$L$ : 보요소의 길이
$L$ : 船尾管베어링의 길이
$\underline{L}$ : 油膜의 全體負荷벡터
$\underline{L}^*$ : 無次元 節點負荷벡터
$M_y, M_z$ : $y$軸둘레, $z$軸둘레의 모오멘트
$M_y, M_z$ : 수평면, 수직면내에서 베어링 中央點에서의 油膜壓力分布에 의한 相當合成모오멘트
$N$ : 有限要素의 數
$N_i$ : $i$번째 節點의 有限要素形狀函數
$N_x$ : 軸方向力(推力)
$\bar{n}$ : 베어링境界面에 수직한 單位벡터
$p(x, \theta)$ : 油膜壓力分布
$\bar{p}(x, \theta)$ : 假想油膜壓力分布
$p_y$ : 軸分布荷重
$ph$ : 헤드탱크에 依한 靜壓
$p_a$ : $a$번째의 油膜壓力
$p^*$ : 無次元 油膜壓力
$\underline{p}$ : 節點의 油膜壓力 벡터
$p_c(x, \theta)$ : 케비테이션이 있는 油膜壓力分布
$Q_y, Q_z$ : 수직면, 수평면내의 프로펠러 準定常모오멘트
$\bar{q}$ : 平均流體흐름벡터
$R$ : 베어링半徑
$R_s$ : 軸半徑
$\bar{u}$ : 平均 油膜速度
$u, v, w$ : $x$軸, $y$軸, $z$軸方向의 軸變位
$V_y, V_z$ : $y$軸方向, $z$軸方向의 剪斷力
$\bar{v}, \bar{w}$ : $y$軸方向, $z$軸方向의 假想軸變位
$x, y, z$ : 直交座標系
$s, t$ : 油膜要素의 局部座標
$x_a, \theta_a$ : $a$節點의 $x, \theta$ 座標
$\Gamma_1, \Gamma_2$ : 油膜境界
$\underline{\delta}_b(x)$ : 基準線에 對한 베어링構造의 節點變位벡터
$\underline{\delta}_s(x)$ : 基準線에 對한 軸節點 변위벡터
$\delta_y, \delta_z$ : $y$軸方向, $z$軸方向의 彈性支持臺의 變位
$\varepsilon(x)$ : 軸偏心分布
$\theta$ : 베어링단면상 윗쪽에서 시계반대방향으로 잰 각위치
$\theta_G(x)$ : 油分配홈의 位置
$\theta_y, \theta_z$ : $y$軸둘레, $z$軸둘레의 回轉角
$\mu$ : 油粘性係數
$\Omega$ : 油膜領域
$\Omega_e$ : 油膜有限要素의 領域
$\omega$ : 軸의 回轉角速度

## 1. 緒 言

最近의 배는 에너지節約을 도모하기 위하여 프로펠러 回轉數의 低速化와 더불어 大型化되고 있는 추세에 있다.

이와같은 結果는 推進軸系의 船尾管 베어링이 다른 베어링보다 큰 負荷를 받게 되어 破損이 되는 根本原因이 되기 때문에 推進軸系設計時 주의하여 다루워야

할 問題로 대두되고 있다.

이를 具體的으로 言及하면, 에너지 節約型 프로펠러에서 誘發되는 外力과 推進軸系의 misalignment 때문에 船尾管의 後端部에는 集中荷重이 作用하게 되어 船舶의 運航能力을 상실할 程度의 大型事故가 일어나고 있는 例가 많다.

이와 같은 事故를 미연에 防止하기 위하여 종래와 같은 油膜을 고려하지 않는 船尾管 베어링의 軸系解析方法으로는 그 限界에 이르고 있으며 이에 精度높은 새로운 解析方法에 대한 開發必要性이 절실하게 되어, 最近 油膜을 고려한 船尾管베어링 解析에 關한 硏究가 활발하게 이루어지고 있다.

Asanabe 등 〔1〕〔2〕은 油膜을 고려한 船尾 베어링의 軸系에 대한 軸 alignment의 설계방법에 대하여 처음으로 理論과 實驗硏究를 하였으며 또 Mitsui 등 〔3〕은 傳達 매트릭스法을 利用하여 船尾管베어링의 油膜特性을 고려한 축 alignment의 理論解析을 하였다. Volcy 등〔4〕은 船尾管베어링내 油膜流體力學을 單純化한 strip theory에 依하여 解析하고 프로펠러軸의 動的 擧動에 關하여 硏究를 한바 있다. Vassilopuus〔5〕〔6〕는 定常 프로펠러 荷重을 고려한 回轉軸의 最適 alignment를 解析하는 方法을 發表하였다. Vorus 등 〔7〕은 roll-on /roll-off 船의 船尾管 베어링의 破損原因에 대한 규명 해석에 關하여 硏究하였다. Vorus는 이 解析을, 많은 假定에 의한 有限差分法을 利用하여 油膜解析을 하고 이를 施行差誤法에 의하여 船尾管베어링내 軸의 偏心分布를 計算하여 이를 實測値와 比較檢討한 바 있다.

本 硏究에서는 지금까지 硏究 發表된 油膜을 고려한 船尾管 베어링에 대한 軸의 位置를 推定하는 方法을 修正補完한 새로운 方法을 提示하였다. 즉 軸系에 대해서는 有限要素法에 依한 三次元 構造解析에 依하고 船尾管 베어링 油膜은 有限要素法에 依한 二次元 流體力學解析에 依하여 解析하고 油膜剛性 매트릭스는 hourglass control 方法에 의하여 計算하였다. 또 軸系와 베어링 油膜間의 準靜的 平衡點은 最適化技法에 依하여 구하였다.

本 解析方法의 妥當性 如否를 確認하기 위하여 Vorus 〔7〕〔8〕 등의 實船計測한 roll-on/roll-off 船에 대한 實測値 및 理論値와 本 解析方法에 依한 理論値와를 比較檢討하여 본 結果, 比較的 잘 一致하고 있음을 미루어 보아 본 解析方法을 適用하면 大型 프로펠러에 대한 white metal 베어링의 設計와 축계 alignment 設計에 좋은 資料로 活用될 수 있을 것이다.

## 2. 軸系의 有限要素解析

### 2.1. 支配方程式과 境界條件

軸系는, 저자의 論文〔9〕〔10〕과 類似한 方法으로 Fig. 1에 表示된 바와 같이 굽힘모오멘트, 剪斷力, 推力, 靜分布荷重 및 彈性基礎 등의 效果들을 同時에 받는 보要素들로 構成되어 있고 初期 alignment를 고려한 聯成三次元 不靜定軸系로 取扱된다.

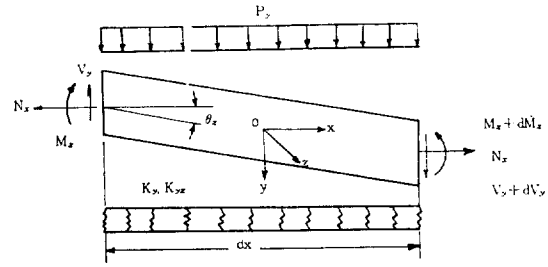


**Fig. 1** Beam element model

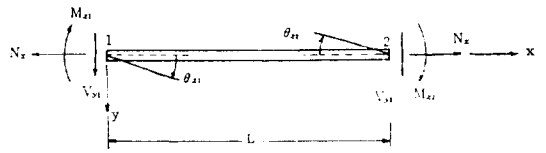


**Fig. 2** Notation for the beam element

보는 斷面이 變形前後 變化하지 않고, 伸張率이 극히 적으며, 보의 傾斜角은 적고, 斷面이 대칭이며 軸材料는 均質이라고 假定한다. 推進軸系는 軸의 베어링지지 스펜과 直徑의 比가 比較的 크기 때문에 剪斷變形으로 因한 影響은 극히 微少하므로 이를 고려하지 않는다.

Fig. 1에서와 같이 軸方向을 $x$軸, 垂直方向을 $y$軸, 그리고 水平方向을 $z$軸으로 좌표계를 정한다.

$x-y$ 平面과 $x-z$ 平面內 힘과 모오멘트의 平衡式으로부터 다음과 같은 $x-y$ 平面과 $x-z$ 平面內의 支配方程式이 各各 誘導된다.

$$EI\frac{d^4v}{dx}-N_x\frac{d^2v}{dx^2}+K_yv+K_{yz}w = P_y+K_y\delta_y+K_{yz}\delta_z \quad (2.1)$$

$$EI\frac{d^4w}{dx^4}-N^x\frac{d^2w}{dx^2}+K_zw+K_{zy}v = K_z\delta_z+K_{zy}\delta_y \quad (2.2)$$

彈性支持臺의 剛性係數 $K_{yz}$ 및 $K_{zy}$가 異方性이면 兩平面間에는 聯成作用이 생긴다. 식 (2.1)과 식 (2.2)는 4階微分方程式으로 되어 있어 8個의 境界條件이 必要하다.

本 解析에 使用되는 $x-y$ 平面內의 보요소에 대한 外力과 變位의 부호는 Fig. 2에서와 같으며 $x-z$ 平面에 대한 것도 이와 유사하다.

$x-y$ 平面과 $x-z$ 平面內 剪斷力 및 모오멘트는 다음과 같다.

$$V_y=-EI\frac{d^3v}{dx^3}+N_x\frac{dv}{dx} \tag{2.3}$$

$$M_z=-EI\frac{d^2v}{dx^2} \tag{2.4}$$

$$V_z=-EI\frac{d^3w}{dx^3}+N_x\frac{dw}{dx} \tag{2.5}$$

$$M_y=-EI\frac{d^2w}{dx^2} \tag{2.6}$$

Fig. 1과 Fig. 2의 외력과 변위의 부호정의의 차이를 고려하면 8個의 境界條件이 다음과 같이 表示된다.

$$\begin{aligned} -V_{y1}&=FVY_1 & V_{y2}&=FVY_2\\ M_{z1}&=FMZ_1 & -M_{z1}&=FMZ_1\\ -V_{z1}&=FVZ_1 & V_{z2}&=FVZ_2\\ M_{y1}&=FMY_1 & -M_{y2}&=FMY_2 \end{aligned} \tag{2.7}$$

여기서 $FVY_i$, $FMZ_i$, $FVZ_i$ 및 $FMY_i(i=1,2)$는 보요소 $i$단에서의 (2.3)~(2.6)식들의 우변항에 각각 해당한다.

식 (2.7)의 境界條件을 갖춘 식 (2.1)과 (2.2)은 보의 一般的 境界値問題를 表示한다.

### 2.2. Weak Formulation과 離散系

$x-y$ 平面과 $x-z$ 平面에 대한 實變位場 $v(x)$, $w(x)$는 形狀函數 $N_i(x)$에 依하여 보 양단에서의 節點變位 $v_1, v_2$와 回轉角 $\theta_1, \theta_2$의 函數로 表示될 수 있으며 假想變位場 $\bar{v}(x)$ 및 $\bar{w}(x)$도 유사한 方法으로 表示될 수 있다.

要素의 境界値問題를 Strang[11]의 方法에 따라 Galerkin 方法을 使用하면 weak formulation된 다음 式을 각각 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\int_0^L EI\frac{d^2v}{dx^2}\frac{d^2\bar{v}}{dx^2}dx+\int_0^L N_x\frac{dv}{dx}\frac{d\bar{v}}{dx}dx\\ &+\int_0^L K_y v\bar{v}dx+\int_0^L K_{yz}w\bar{v}dx=V_{y1}\bar{v}_1+M_{z1}\bar{\theta}_{z1}\\ &+V_{y2}\bar{v}_2+M_{z2}\bar{\theta}_{z2}\\ &+\int_0^L(P_y+K_y\delta_y+K_{yz}\delta_z)\bar{v}\ dx \end{aligned} \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned} &\int_0^L EI\frac{d^2w}{dx^2}\frac{d^2\bar{w}}{dx^2}dx+\int_0^L N_x\frac{dw}{dx}\frac{d\bar{w}}{dx}dx\\ &+\int_0^L K_z w\bar{w}\ dx\\ &+\int_0^L K_{zy}\ v\bar{w}\ dx=V_{z1}\bar{w}_1+M_{y1}\bar{\theta}_{y1}\\ &+V_{z2}\bar{w}_2+M_{y2}\bar{\theta}_{y2}\\ &+\int_0^L(K_z\delta_z+K_{zy}\delta_y)\bar{w}\ dx \end{aligned} \tag{2.9}$$

식(2.8)과 식 (2.9)을 有限要素法에 의하여 離散化하여 要素의 離散系를 구하고 이 離散系로부터 軸全體에 대한 標準離散系를 구한다. 標準離散系로부터 다음과 같은 軸系의 變位方程式이 誘導될 수 있다.

$$[K_s]\underline{d}=\underline{F} \tag{2.10}$$

## 3. 油膜의 流體力學的 解析

流體力學的 潤滑理論은 連續方程式과 Navier-Stokes 方程式을 利用하여 誘導한다.

本 潤滑理論에 다음과 같은 假定을 한다.

(1) 흐름은 베아링 表面에 平行한 laminar flow이다

(2) 流體慣性 및 重力의 效果는 무시할 수 있다.

(3) 非壓縮性, 뉴우톤式 流體이다.

(4) 저여널 曲率은 油膜 두께에 比해 훨씬 크다.

(5) 粘性은 溫度만의 函數이다.

(6) 固體境界面間에는 slip이 없다.

(7) 얇은 油膜두께 方向에 對한 速度의 도함수가 支配的이다.

(8) 압착유막효과는 없다.

### 3.1. Reynolds 方程式

船尾管베어링내 非壓縮性 油膜의 壓力分布는, 連續法則과 Navier-Stokes 方程式으로부터 誘導되는 Reynolds 方程式을 使用하여 解析할 수 있다.

Fig. 3과 같은 船尾管베어링에서 $\varepsilon, h, h_{\min}$ 및 $\theta$는 베어링 中心에 대한 軸의 偏心, 油膜두께, 油膜最少두께 및 油分配 홈의 位置를 각각 表示하고 있다.

全베어링 構造는 alignment 또는 misalignment에 의하여 어느 基準線에 대하여 $\delta_{bs}(x)$의 變位벡터를 가진다.

이 베어링 中心線에 대한 軸의 偏心은 다음 式으로 表示할 수 있다.

$$\underline{\varepsilon}(x)=\underline{\delta}_s(x)-\underline{\delta}_{bs}(x) \tag{3.1}$$

$C$를 半徑틈(radial clearance)라 하면 油膜 두께 $h(x,\theta)$는 다음 식에 의하여 計算된다.

$$h(x,\theta)=C-\underline{\varepsilon}(x)\cdot\underline{e}_r(\theta) \tag{3.2}$$

여기서 $\underline{e}_r=\underline{j}\cos\theta+\underline{k}\sin\theta$ 이다. 油膜은 軸半徑에 比하여 극히 얇기 때문에 $x, y(=R\theta)$의 座標系에서 二次元 問題로 取扱될 수 있다.

베어링油膜內의 壓力分布 $p(x,\theta)$를 支配하는 一般 Reynolds 方程式이 Fig. 3의 船尾管 베어링에 適用될 때 다음과 같은 형의 Reynolds 方程式이 誘導될 수

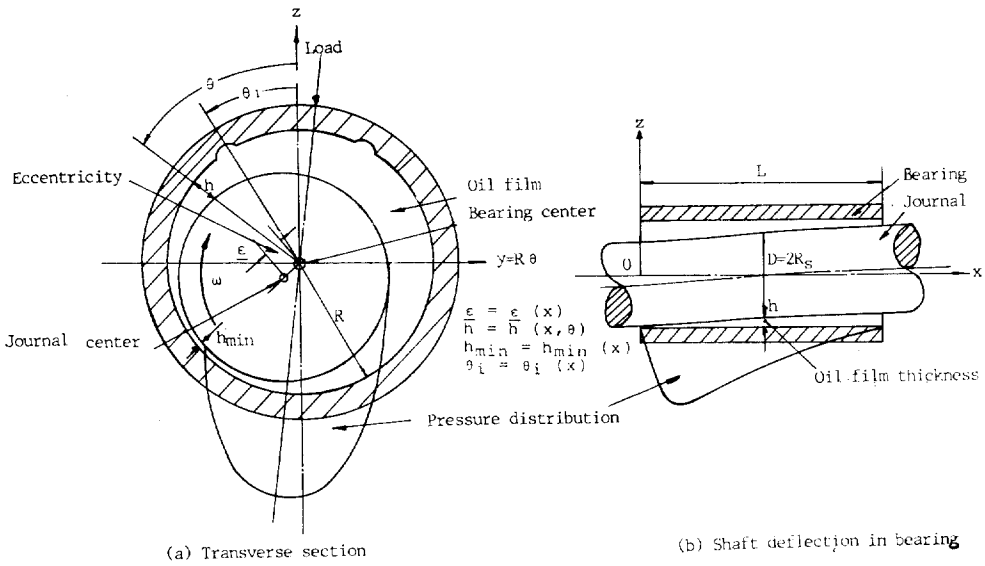


**Fig. 3** Journal bearing oil film relation

있다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{1}{R^2}\cdot\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)=\frac{R_s\omega}{2R}\frac{\partial h}{\partial\theta} \tag{3.3}$$

式 (3.3)은 다음式 (3.4)에 의하여 (3.5)와 같이 無次元 할 수 있다.

$$x^*=\frac{x}{L}$$

$$h^*=\frac{h}{C}$$

$$p^*=\left(\frac{C}{R}\right)^2\frac{p}{\mu\omega} \tag{3.4}$$

$$\left(\frac{R}{L}\right)^2\frac{\partial}{\partial x^*}\cdot\left(h^{*3}\frac{\partial p^*}{\partial x^*}\right)+\frac{\partial}{\partial\theta}\cdot\left(h^{*3}\frac{\partial p^*}{\partial\theta}\right)=\frac{6R_s}{R}\frac{\partial h^*}{\partial\theta} \tag{3.5}$$

상기 Reynolds 方程式은 船尾管베어링의 兩端과 油分配홈(oil groove)에서 헤드탱크(head tank)에 의한 靜壓으로 維持되어야 하고 또 베어링 表面境界를 뚫고 흐르는 流體는 存在하지 않는다는 다음의 두 가지의 境界條件[12]를 滿足해야 한다.

(1) $p(x,\theta)=ph$ on $\Gamma_1$ : $\begin{cases} x=0 \text{ or } L,\ 0<\theta<2\pi \\ \theta=\theta_G(x),\ 0<x<L \end{cases}$ (3.6)

(2) $Q=\vec{q}\cdot\vec{n}=h\vec{u}\cdot\vec{n}=0$ on $\Gamma_2$ (3.7)

一般的 非壓縮性 油潤滑問題의 解는 解의 領域내에서 式 (3.3)의 Reynolds 方程式을 滿足시키고 境界 $\Gamma_1$와 $\Gamma_2$에서 式 (3.6)~(3.7)의 境界條件을 각각 滿足시키는 壓力이다.

最少油膜두께線의 下流方向에 따라 圓周方向으로 油膜 케비테이션 現象이 發生한다. 이 現象은 二次元 저어널베어링의 油膜解析에 고려된다. 流體는 증기압보다 적은 壓力을 유지할 수 없다.

$p_c(x,\theta)$는 油膜 케비테이션을 고려한 壓力分布를, $p(x,\theta)$를 油膜케비테이션을 고려하지 않는 壓力分布를 나타낸다면 half-sommerfeld 條件 [7][8]인 다음 式이 油膜壓力解析에 必要하게 된다.

$$p_c(x,\theta)=M_{ax}(p(x,\theta),0) \tag{3.8}$$

### 3.2. Weak Formulation과 離散系

2.2절의 軸系에 適用한 方法과 같이 Galerkin 方法을 使用하여 式 (3.5)의 Reynolds 方程式에 假想壓力場 $\bar{p}^*(x,\theta)$를 승한 다음 油膜領域 $\Omega$에 대해서 2번 部分積分하면 weak formulation 된 다음 式을 구할 수 있다.

$$\int_\Omega\left(\frac{R}{L}\right)^2 h^{*3}\frac{\partial p^*}{\partial x^*}\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial x^*}d\Omega+\int_\Omega h^{*3}\frac{\partial p^*}{\partial\theta}\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\theta}d\Omega=\frac{6R_s}{R}\int_\Omega h^*\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\theta}d\Omega \tag{3.9}$$

저어널베어링을 展開함으로써 얻어지는 油膜의 直四角領域을 Fig. 4에서 表示된 바와 같이 同一 크기의 同一形인 直四角形 要素로 區分한다. 油膜 두께는 각 要素內에서는 一定하다고 假定한다. 形狀函數를 利用하

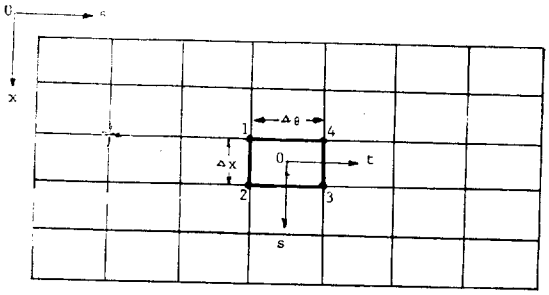


**Fig. 4** Oil film finite element mesh, local and gloval coordinates

여 全座標系$(x,\theta)$와 要素內 壓力分布 $p(x,\theta)$를 다음 式 (3.10)~(3.13)에 依하여 局部座標系$(x,t)$와 聯關시킨다.

$$x(s,t)=\sum_{a=1}^{4}N_a x_a \tag{3.10}$$

$$\theta(s,t)=\sum_{a=1}^{4}N_a\theta_a \tag{3.11}$$

$$p(s,t)=\sum_{a=1}^{4}N_a P_a \tag{3.12}$$

$$N_a(s,t)=\frac{1}{4}(1+s_a s)\ (1+t_a t) \tag{3.13}$$

Lower quadrature rule을 사용한 reduced integration technique에 의하여 流體剛性 메트릭스를 計算하면 正確性을 거의 유지하면서 計算時間이 적게 걸리는 것으로 알려지고 있다. 그러나 이 방법에 의하면 hourglass(zero energy) mode가 존재하게 되어 어떤 境界條件下에서는 singular gloval fluidity matrix가 발생한다. 따라서 이 singularity를 除去하기 위해 Kikuchi[13]는 hourglass control 방법을 提示하였다.

Hourglass control 方法[13]에 依하여 油膜의 流體力學問題에 대한 weak formulation 된 式 (3.9)는 有限要素 $\Omega_e$에 대하여 離散化 될 수 있으며 $N$個의 直四角形要素들로 構成된 油膜의 全領域의 離散系는 다음과 같은 油膜平衡壓力式으로 表示될 수 있다.

$$\sum_{e=1}^{N}[K^*]\underline{p}^*=\sum_{e=1}^{N}\underline{L}^* \tag{3.14}$$

여기서 $[K^*]$, $p^*$, 및 $\underline{L}^*$는 다음과 같다.

$$[K^*]=[F_1]+[F_2]+[F_3]+[F_4]$$

$$\underline{p}^*=[p_1^*\ p_2^*\ p_3^*\ p_4^*]^T$$

$$\underline{L}^*=\{F_5\}$$

따라서 式 (3.14)는 다음과 같은 油膜全領域의 壓力平衡方程式으로 表示할 수 있다.

$$[K_f]\underline{p}=\underline{L} \tag{3.15}$$

船尾管베어링내 油膜壓力分布를 計算할때 油膜要素를 同一한 線型直四角形要素로 하여 hourglass control 方法을 使用하면 비교적 적은 mesh 數로서 좋은 결과를 얻을 수 있다. 적은 mesh數의 同一한 直四角形要素를 使用함으로써 計算時間이 三角形要素를 사용할때와 比較하여 크게 단축될 수 있다.

## 4. 軸系와 油膜間의 準靜的 平衡

베어링내 軸의 準靜的 平衡位置를 推定하기 위해서는 軸系의 構造的 特性과 油膜의 流體力學的 特性을 고려해야 한다. 油膜의 流體力學的 解析은 임의의 境界를 必要로 한다. 이 境界는 베어링틈 사이의 軸位置와 베어링의 變形된 表面에 의하여 定義된다. 兩境界面은 油膜壓力 分布에 좌우된다. 軸表面의 有效剛性係數는 油膜의 剛性係數보다 극히 적다. 또 베어링 表面은 比較的 적은 有效剛性係數를 가진 境界이다. 그러나 軸보다 剛性이 크다. 油膜壓力分布에 의한 white metal 베어링 表面의 變形은 無視할 정도로 극히 微少하다. 따라서 white metal 베어링은 剛體로 간주할 수도 있다. 剛體 베어링내에서 油膜解析에 必要한 境界는 단지 베어링내 油의 位置에만 左右된다. 軸의 位置는 油에 作用하는 油膜壓力分布에 의하여 結定된다. 따라서 軸과 베어링 油膜間의 平衡을 탐색하기 위하여 위와 같은 特性을 고려한 最適化技法이 使用되어야 한다.

最適化 技法은 베어링내 探索特性軸의 彈性曲線과 平衡軸의 彈性曲線間의 절대 오차를 最少化 하는데 使用되며 本 論文에서는 Powell의 공액직접탐색법(Powell's conjugate direction search method) [14]이 最適化 技法으로 利用하게 된다.

Fig. 5는 目的函數(objective function)의 값을 구하기 위한 flow chart를 表示하고 있다. 目的函數値를 구하기 위하여 다음과 같은 단계의 解析方法이 反復 施行된다.

1. 船尾管베어링의 中間支點(point 2)에서 베어링중심에 대해 $(y_2, z_2)$의 特定位置에 軸이 偏心되도록 點支持된 探索軸의 有限要素解析

2. 探索軸의 彈性曲線으로 부터 油膜壓力分布를 計算하기 위한 油膜流體力學의 有限要素解析

3. Point 2의 特定位置에서 단계 2의 油膜壓力分布에 相當하는 油膜合成 모오멘트$(M_y, M_z)$를 外力으로

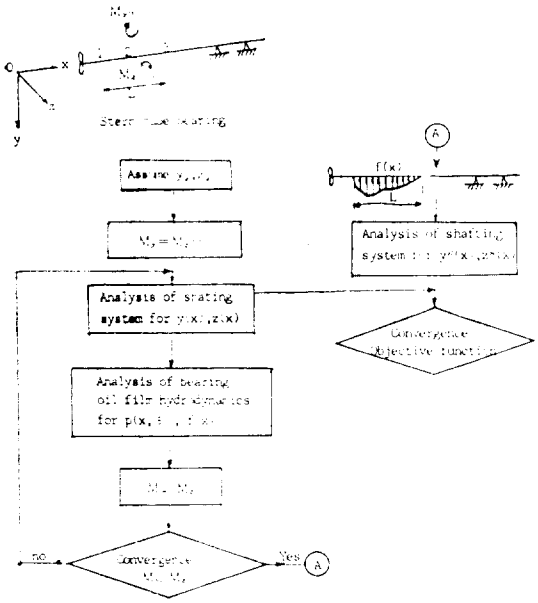


**Fig.** 5 Flow chart for objective function evaluation

서 받는 軸系의 有限要素解析

4. 단계 3의 探索軸의 彈性曲線으로부터 修正壓力分布의 計算을 위한 油膜流體力學의 有限要素解析.

단계3과 단계 4는 Point 2에서의 合成모오멘트가 수렴될 때까지 反復된다.

5. Point 2에서 軸의 點支持 대신에 단계 4에서 수렴계산된 壓力分布 $p(x,\theta)$를 外部荷重으로서 받는 軸系의 有限要素解析

目的函數의 最少値는 0이다. 그러나 이 함수의 값이 規定値內로 수렴하면 軸과 油膜은 平衡이 이루워진 것으로 간주한다. 이때 베어링내 軸의 準靜的 平衡位置가 結定된다.

## 5. 數値解析 및 考察

本 解析方法의 有用性을 確認하기 위하여, Vorus 등〔7〕이 船尾管베어링 破損原因을 解析하는데 使用한 試算對象船(roll-on/roll-off 船)인 S.S. Maine號와 S.S. Illinois號의 推進軸系에 대해서 數値計算을 하고 그 計算結果를 Vorus의 計測 및 計算資料와 그리고 Mourelatos 등〔8〕의 計算値와 比較한다.

Fig. 6〔7〕은 이 推進軸系의 裝置圖를 나타내고 있다 이 船舶은, 船長 195 m, 排水噸數 35,000 ton, 最大船速 22 knot이고, 120 r.p.m.에서 37,000 shp를 내는 單軸 증기터어빈船으로서 프로펠러軸은 베어링의 길이와 축경의 비가 L/D=2.5인 油潤滑式 後部 船尾管 베어링만으로 支持되어 있다. 中間軸은 2個의 베어링으로 支持되어 있고 減速裝置는 軸系 後端部에 設置되어 2個의 前後 베어링으로 支持되어 있는데 이들 베어링은 點支持된 것으로 간주한다. Illinois호와 Maine호의 船尾管 베어링은 각각 610 micron 및 533 micron의 반경틈을 가지며 油分配홈의 位置는 Fig. 7〔7〕에 表示되어 있는 바와 같다.

Vorus는 上記 船舶의 海上試運轉을 수행할 때 近接探索針(proximity probe)을 船尾管 베어링의 兩端에 設置하여 軸과 베어링 間隔을 測定함으써 베어링 偏心分布를 알아내었다. Mourelatos는 이 推進軸系에 대하여 베어링 偏心分布를 理論計算하였다. 兩船舶에서 計劃된 각 베어링 構造의 alignment는 다음과 같다. 水平面 내에서는 모든 베어링은 배의 中心線으로부터 아무런 변위가 없고, 垂直面내에서는 船尾管 베어링에 대해서 2개의 中間 베어링은 각각 0.254 mm, 2.7686 mm의 수직변위를 가지며 減速裝置의 2個 前後 베어링은 4.6736 mm의 수직변위를 공히 갖도록 하였다.

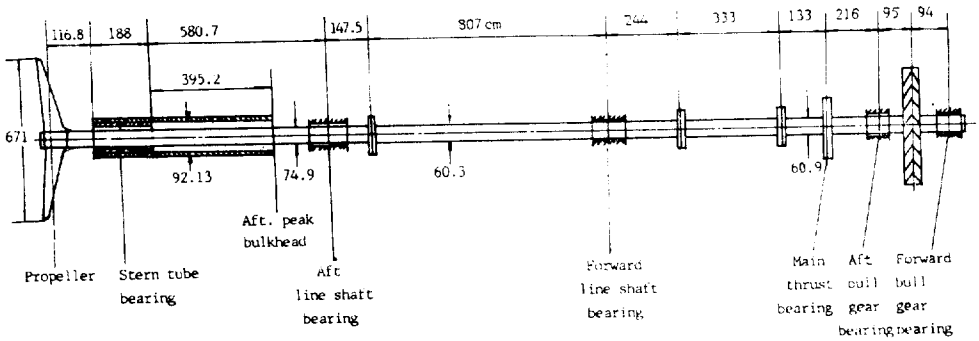


**Fig.** 6 Shafting arrangement

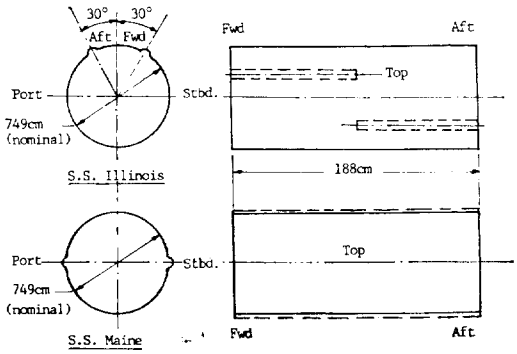


**Fig. 7** Stern tube bearing for S.S. Illinois and S.S. Maine

兩船舶의 프로펠러의 準定常力과 準定常모우멘트의 計算은 Vorus와 DTNSRDC에 의하여 프로펠러 回轉數가 117 r.p.m.에서 각각 수행되었으며 그 計算値가 Table 1[7]에 表示되고 있다. 여기서 準定常力은 $y$軸의 下向과 $z$軸의 右舷을 (+)로 하고 準定常 모우멘트는 時計反對方向을 (+)로 하였다. Maine號의 프로펠러는 skew가 없으며 Illinois호의 프로펠러는 50% skew 되어 있다.

Vorus는 Illinois號의 船尾管 베어링의 實測 偏心分布로부터 프로펠러의 準定常外力을 推定하였으며 (Vorus data), DTNSRDC는 非定常 揚力面理論에 의하여

**Table 1** Propeller forces and moments for S.S. Illinois and S.S. Maine at 117 RPM

| | DTNSRDC Illi. Propeller | DTNSRDC Maine Propeller | Vorus(Selected) Illi. & Maine ropeller |
|---|---|---|---|
| $F_y$ | −8.399* | −6.670 | −6.440 |
| $F_z$ | −10.30 | −13.20 | −9.66 |
| $Q_y$ | 47.00** | 32.80 | 87.10 |
| $Q_z$ | −73.30 | −81.70 | −61.20 |

* Units in tonf
** Units in tonf·m

프로펠러의 準定常外力을 計算하였다(DTNSROC data).

Illinois호와 Maine호의 水中 프로펠러의 무게는 각각 34.98 tonf과 31.8 tonf이다.

베어링, 베어링하우징 및 支持構造는 모두 剛性이 크다고 假定한다.

Mourelatos가 假想하여 使用한 剛體베어링과 RAILKO WA80H 彈性베어링에 대하여 計算한 베어링내 最高油膜壓力과 彈性베어링의 半徑方向變位는 각각 다음과 같다. Maine호의 경우에 25 r.p.m.에서 誘發된 最大油膜壓力($p_{max}$)은 剛體베어링에서 $p_{max}=2.125MP_a$이고 彈性베어링에서는 $p_{max}=1.758MP_a$이며 最大變位($\delta_{max}$)는 $\delta_{max}=39.2$ micron이다. 또 Illinois호의 경

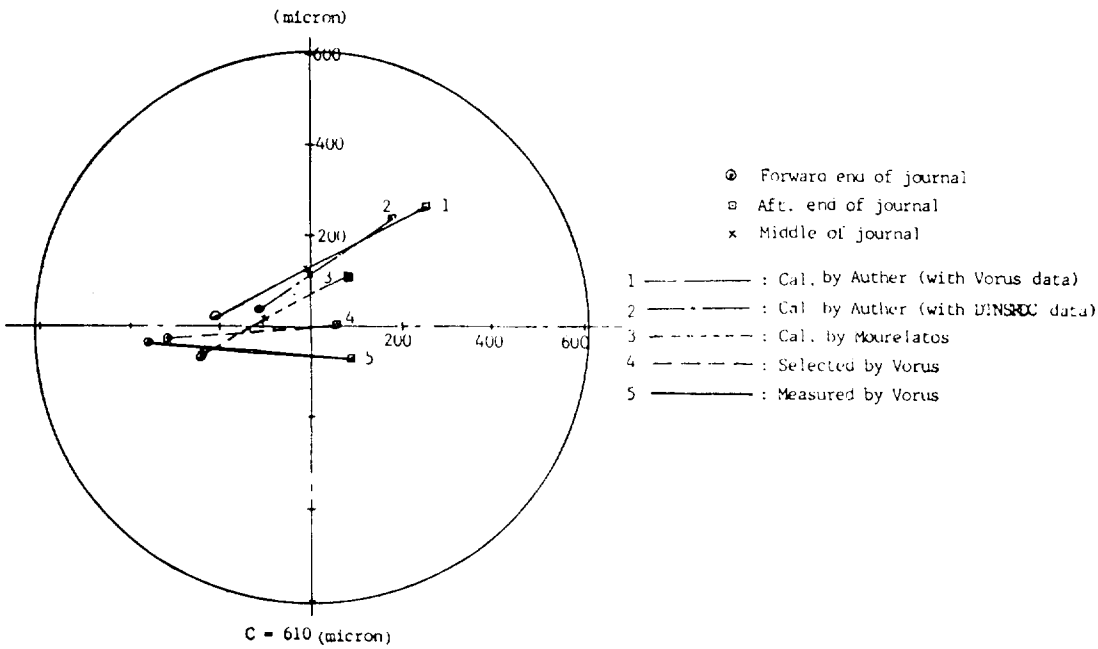


**Fig. 8** Shaft eccentricity distribution at 117 RPM for S.S. Illinois

우에 117 r.p.m.에서 誘發된 最大油膜壓力은 兩베어링에서 모두 $p_{max}=0.61MP_a$이고 彈性베어링의 最大變位는 $\delta_{max}=9.3$ micron이다. RAILKO 프라스틱 彈性베어링을 使用하면 極深한 負荷를 받는 베어링 狀態에서 베어링 運轉特性을 改善할 수 있다.

RAILKO WA80H의 材料로 된 彈性베어링의 半徑方向의 彈性係數는 $E_r=1.765MP_a$인데 比하여 通常 利用하고 있는, 兩船舶의 white metal 베어링의 彈性係數는 RAILKO WA80H 베어링의 것 보다 약 17배 크다. 따라서 上記 最大油膜壓力에 의한 彈性베어링의 變位를 고려하면 white metal 베어링은 剛體로 간주하여도 무리가 없는 것으로 사료된다.

Fig. 8은 Illinois호에 대한 實測 및 計算된 船尾管 베어링내 軸의 偏心分布를 나타내고 있다. 曲線 1과 2는 Table 1에 表示된 Vorus 및 DTNSRDC의 프로펠러의 外力資料를 각각 利用하여 본 해석방법에 따라 計算한 베어링의 軸偏心分布를 각각 나타내고 있다. 프로펠러 外力資料의 差異에 의한 軸偏心分布의 變化를 確認할 수 있다. 曲線 3은 Mourelatos가 計算한 軸의 偏心分布를 나타내고 있다. 曲線 4는 Vorus가 프로펠러 外力을 推定하기 위하여 選定한 軸偏心分布를 나타내며 이 편심분포로 부터 프로펠러 外力을 推定하였다. 曲線 5는 Vorus가 베어링 兩端에서 實測한 軸偏心으로 부터 구한 偏心曲線이다. 모든 軸偏心曲線들은 베어링 中央部 쪽에 거의 分布하고 있음을 알 수 있으므로 본 解析結果는 Vorus의 實測 및 計算値와 그리고 Mourelatos의 計算結果와 대체로 부합함을 確認할 수 있다.

Fig. 9는 Maine호에 대한 實測 및 計算한 베어링내 軸偏心分布를 나타내고 있다. 모든 曲線은 上記와 같은 方法에 依하여 計測되고 計算되었다. 단 曲線 4는 Vorus가 Illinois호에서 修正計算한 프로펠러 外力資料를 利用하여 計算한 偏心分布를 나타내고 있다. Vorus의 實測偏心 分布曲線 5는 軸의 後端이 右舷쪽으로 다소 크게 치우쳐 最少油膜 두께를 나타내고 있고 또 베어링 後端의 油分配홈에 近接하고 있음을 나타내고 있다. 最大出力과 약간의 右舷舵角(right rudder angle)의 運轉條件下에서 프로펠러 外力增加로 因하여 軸은 베어링 後端의 油分配홈의 바로 아래쪽으로 극단적으로 偏心됨으로써 유막파괴가 야기되어 베어링 表面이 수평방향으로 약 15cm 정도 마멸파괴되었으며 이 原因규명을 위하여 Vorus는 偏心測定한 바 있다. 本 解析結果인 曲線 1과 曲線 2는 Vorus의 實測曲線 5와 거의 같은 경향을 나타내고 있으며 또 다른 曲線과 같이 베어링내에서 軸後端이 右舷쪽으로 偏心되고 있음을 알 수 있다. 역시 본 해석결과와 Vorus의 測定値 및 計算値와 대체로 부합함을 알 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 9에서 表示된 바와 같이 프로펠러軸은 베어링 中心線에 대하여 베어링 前端에서 보다 베어링 後端에서 右舷 및 上向쪽에 偏心하고 있는 것은

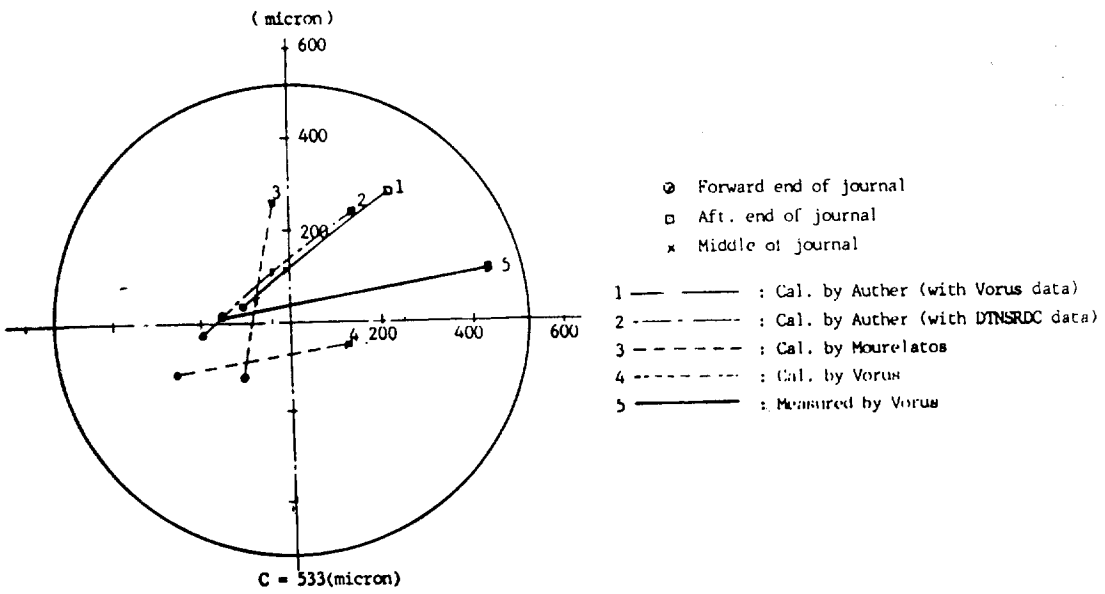


**Fig. 9** Shaft eccentricity distribution at 117 RPM S.S. Maine

프로펠러의 外力과 重量의 影響에 기인된 것으로 사료된다.

上記 測定된 軸偏心分布와 計算偏心分布間의 差異는 다음의 影響에 기인된 것으로 간주된다.

(a) 프로펠러의 準定常力과 準定常 모우멘트의 解析方法

(b) 船內 船尾管 베어링의 實際 수평 misalignment

(c) 베어링 油膜反力으로 因한 船尾管 베어링 하우징의 變位

Fig. 10과 Fig. 11은 船尾管 베어링의 각도($\theta$=165°, 195°, 225°, 285°)에 대한 각종 단면의 베어링 油膜壓力分布를 각각 나타내고 있다. 이 그림에서 最大壓力이 發生되는 位置는 모두 船尾管 베어링의 後端쪽이며 그 部分에 壓力이 集中되고 있음을 알 수 있다.

Illinois號의 경우(Fig. 10)에는 最大壓力은 $p_{max}$=0.6324$MP_a$이고 平均 油膜壓力은 $p$=0.2901$MP_a$이며 最大壓力과 平均壓力과의 比는 $p_{max}/p$=2.10이다. 또 Maine호의 경우(Fig. 11)에는 最大壓力은 $p_{max}$=0.6269$MP_a$이고 $p$=0.2822$MP_a$이며 $p_{max}/p$=2.22이다. 또 最少油膜 두께는 Illinois호의 경우에는 油膜要素에서 $h_{min}$=0.27mm이고 Maine호의 경우에는 $h_{min}$=0.21mm이다. Illinois호의 경우에서 計算한 $p_{max}$=0.6324$MP_a$은 Mourelatos의 計算値 $p_{max}$=0.6324$MP_a$과 一致함을 確認할 수 있다.

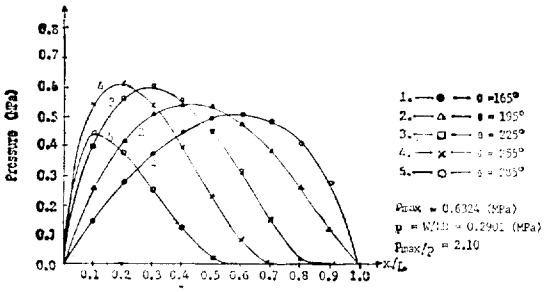


**Fig. 11** Bearing oil pressure distribution at longitudinal sections for S.S. Maine(117 RPM)

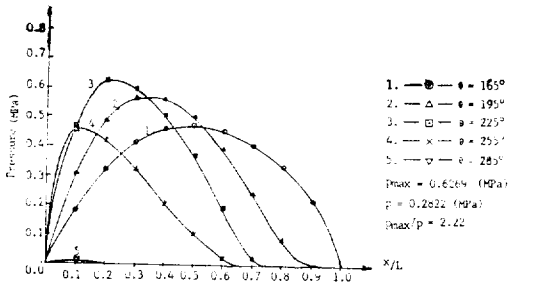


**Fig. 10** Bearing oil pressure distribution at lingitudinal sections for S.S. Illinois(117 RPM)

Fig. 9의 Maine호에서 지적한 바와 같이 船舶運航條件에 따라 變化하는 프로펠러의 外力變化에 의하거나 船尾管베어링의 misalignment에 의하여 베어링後端의 軸이 크게 偏心하여 베어링內面에 近接하게 되면 油膜 두께는 극히 적어진다. 이때 油膜壓力上昇이 일어나고, 最大油膜壓力이 베어링 材料의 最大强度를 超過하면 베어링 材料는 破損될 수 있으며 또 油膜이 파괴되면 金屬의 마찰에 의하여 베어링 材料가 마멸 또는 破損될 수가 있다.

## 6. 結 論

油潤滑 船尾管베어링의 準定常 運轉條件下에서의 베어링내 프로펠러軸의 準靜的 平衡位置를 推定하기 위하여 軸系에 대해서는 有限要素法에 依한 三次元 軸系構造解析에 依하고, 船尾管 베어링 油膜에 대해서는 有限要素法에 依한 二次元 流體力學 解析方法을 提示했다.

本 解析方法의 妥當性如否를 確認하기 위하여 Vorus 등이 使用한 試算對象船 Illinois호 등에 대한 일련의 數値計算 結果를 수행하고 同 結果를 Vorus 등의 硏究結果와 比較 檢討하여 兩者의 부합성이 양호함을 確認하였다. 본 硏究를 통하여 특히 다음과 같은 結論을 얻을 수 있다.

1. White metal의 船舶管 베어링 라이너를 剛體로 假定하여 軸系와 油膜間의 準靜的 平衡位置를 計算하면 그 計算의 수렴속도가 빠르며 偏心分布의 精度도 Vorus 등의 경우와 比較的 잘 一致하고 있음을 알 수 있다.

2. 油系와 油膜間의 準靜的 平衡點을 구할 때 white metal 베어링을 剛體로 간주하는 전제에서 Powell 方法을 적용하면 計算時間이 대폭 감소되고 精度높은 結果를 얻을 수 있다.

本 解析方法은 軸, 베어링 및 프로펠러의 準定常 運轉條件下에서 船尾管 베어링의 設計와 軸系 alignment의 設計에 有用하게 活用될 수 있으며 앞으로 時間變動 運轉條件下에서의 解析을 도모하는데 基礎가 될 것으로 사료된다.

## 參 考 文 獻


[1] Asanabe, S., Akahoshi, M., and Matsunobu, T., "Theoretical and Experimental Investigation of Stern Tube Bearing Lubrication," Mitubishi Technical Review, 1972.

[2] Ono, T., Asanabe, S., and Washimi, R., "Calculation Method of Shaft Alignment in Relation to Oil Film Formation on Stern Tube Bearings," Mitsubishi Technical Review, 1975.

[3] Mitsui, J., and Akutsu, Y., "Analysis of Shaft Alignment Taking Oil Film Characteristics of Stern Tube Bearing into Consideration, (Part 1, Theoretical Analysis)," *Bulletin of JSME*, Vol. 27, No. 222, 1984.

[4] Volcy, G.C., and Ville, R., "Actual Tail Shaft Behavior or Oil Film Taking Account of Propeller Forces and Moments," *Transactions of the Institute of Marine Engineers*, Vol. 91, Conf. No. 4, Paper C33, pp. 68-74, 1979.

[5] Vassilopulos, L, "The Influnce of Propeller Mean Loads on Propulsion Shaft Alignment," *Proceedings of the SNAME Propellers '78 Symposium*, Virginia Beach VA, 1978.

[6] Vassilopoulos, L., "Constraint Equations for Optimum Shaft Alignment Problems," *Transactions of the Institute of Marine Engineers*, Vol. 91, Conf. No. 4, Pater C33, pp. 23-33, 1979.

[7] Vorus, W.S., and Gray, R.L., "Calculation of Stern Tube Bearing Eccentricity Distrubutions: Applications in States Lines RO/RO Bearing Failure Analysis," *Transactions of the Institute of Marine Engineers*, Vol. 91, Conf. No. 4, pp. 92-105, Paper C38, 1979.

[8] Mourelatos, Z.P., and Parsons, M.C., Finite Element Analysis of Elastohydrodynamic Stern Bearing," *Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers*, Vol. 93, pp. 225-259, 1985.

[9] Ahn, Si-Young, "Coupled Free Lateral Vibration Analysis of Shafting By the Finite Element Method," *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 23, No. 4, pp. 19-24, 1986.

[10] Ahn, Si-Yong, "The Effects of the System Parameters of a Propulsion Shaft System on its Lateral Vibration Eigenvalue," University of Ulsan, Report Vol. 18, No. 2, pp. 25-34, 1987.

[11] Strang, G., and Fix, G.J., "An Analysis of the Finite Element Method," Prentic-Hall, Inc., 1973.

[12] Huebner, K.H., "The Finite Element Method for Engineers," John Willey Sons, 1975, pp. 283-287.

[13] Kikuchi, N., "Finite Elements Methods in Mechanics," Chambridge University Press, Cambridge, 1985.

[14] Himmelblau, D.M., "Applied Nonlinear Programming," HcGraw-Hill, Inc., 1972.