

헬리컬 그루브를 갖는 수직 동압베어링의 해석에 관한 연구

(Analysis of Vertical Journal Bearing with a Helical Groove)

박상신*, 황 평*, 김도형**

*영남대학교 기계공학부

** 영남대학교 인턴연구원

*Sang-Shin Park, Pyung Hwang (Yeungnam University)

** Do-Hyung Kim (Yeungnam University, Intern Researcher)

Abstract

The present work is an attempt to calculate the steady state pressure and perturbed pressure of journal bearings that has a helical groove. A coordinate is fitted to the helical groove and governing equation is derived by applying generalized coordinate system to the divergence formulation method. This method makes it possible to deal with an arbitrary configuration of a lubricated surface. The dynamical response of shaft-bearing system is calculated using the bearing reaction force and external force.

Key Words-Vertical Journal Bearing, Helical Groove, Dynamic Analysis, Generalized Coordinate System, Divergence Formulation

1. 서 론

최근에 냉동기용 압축기를 지지하는 회전축 및 베어링은 그 구조상 소형화 하면서도 고성능 및 고신뢰성을 요구받고 있는 실정이다. 이러한 냉동기용 압축기에는 로터리 압축기와 스크롤 압축기로 구분되고 있다.

로터리 압축기나 스크롤 압축기 모두 냉매의 밀봉을 고려하여 완전히 폐쇄되어 있는 공간 안에 모터, 회전축, 베어링 및 압축기구등이 외곽 하우징내부에 존재하며, 냉장고나 냉방기등에 설치되기 위해서 고출력이며, 소형화하기 위한 연구를 수행하고 있다.

이러한 압축기의 회전을 지지하기 위해서 과거에는 볼베어링을 이용하여 회전축을 지지하였으나, 최근들어 볼베어링 보다 회전 오차 성능이 우수한 저어널 베어링을 이용하여 회전축을 지지하고 있다. 저어널 베어링으로 지지되어 있는 로터리 압축기의 단면 예를 Fig. 1에 나타내었다. 이 그림에서 보면 베어링 면에 오일의 원활한 공급을 위하여 나선형의 홈이 파여져 있다.

저어널 베어링에 대한 연구는 과거에 많이 수행되어져 저어널 베어링의 설계도표등이 1980

년대에 이미 정리되었다.[1] 그러나 저어널 베어링의 표면에 오일공급용 그루브가 있는 경우에 설계 자료는 미비한 실정이다. 그러한 이유로 인하여 현재 제작되고 있는 베어링의 경우에는 제작회사에서 실험적으로 제작하여 성능을 측정하여 설계하는 불편함을 겪고 있는 실정이

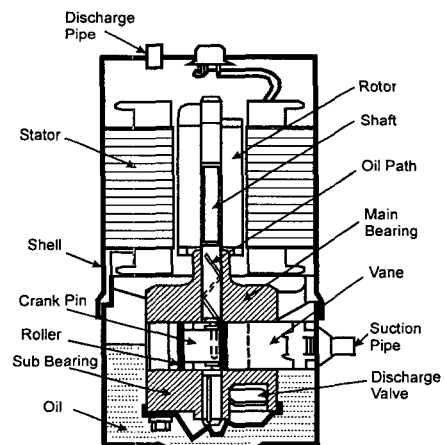


Fig. 1 Rotary compressor

다. 따라서 이러한 오일공급용 그루브가 있는 경우의 베어링 해석 프로그램을 제작하면, 실험을 위한 제작시간 및 설계시간을 단축할 수 있으며, 생산원가도 대폭 절감할 수 있다고 생각된다.

본 연구진은 베어링의 해석분야 있어서 많은 방법들을 개발한 경험이 있다. 본 연구진에서 개발한 해석방법으로는 베어링의 압력과 틈새합수를 각각 제곱하여 곱한 새로운 변수 $Q = P^2 H^2$ 로 치환하여 하드디스크와 헤드사이의 공기막 윤활해석을 수행한 바 있다.[2] 또한 이를 확장하여 $Q = P^a H^b$ 로 임의의 지수승으로 치환하여 해석할 수 있는 방법도 개발하였다.[3] 그리고, 베어링 해석의 새로운 지평을 연 직접수치해법[4]을 개발하여 극소 공기막 윤활문제에 대한 해법 및 유체베어링의 해법을 제시한 바 있다. 본 연구에서는 직접 수치해법을 확장하여 임의의 경계를 갖는 베어링의 해석방법을 제시하고 축방향으로 기울어진 그루브의 형태를 갖는 베어링의 해석을 수행 할 수 있는 프로그램을 개발하고, 이에 덧붙여서 회전축의 진동특성을 파악하기 위하여 불평형 질량과 압축용 편심값에 작용하는 외력을 고려하여 베어링의 응답 궤적을 계산하는 것을 목표로 하여, 베어링의 설계시에 사용하기 편하도록 IBM-PC Windows95에서 작동하는 Visual Program을 개발하였다.

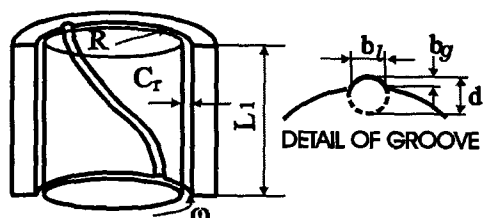


Fig. 2 Basic shape of groove bearing

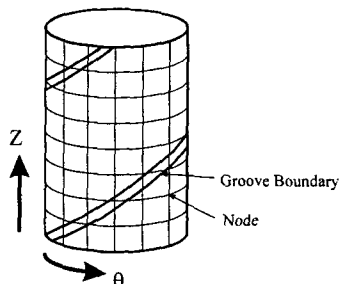


Fig. 3 Problem of orthogonal grid

2. 이론적 배경

2.1 베어링 유량의 일반화된 좌표계 변환

본 연구에서 수행하고자 하는 연구대상은 앞에서 보여준 로터리 압축기용 저어널 베어링으로서 베어링 부분만 확대한 모습을 Fig. 2에 나타내었다.

일반적으로 저어널 베어링의 해석에 있어서는 레이놀즈 방정식에서 출발하여 차분화시켜 압력을 구하는데, 이러한 베어링의 압력을 구하기 위한 격자그림을 Fig. 3에 나타내었다. 평면 저어널 베어링의 해석에 있어서는 Fig.3과 같이 격자로 나누어서 각각의 점들에서 압력분포를 어렵지 않게 얻어낼 수 있다. 그러나 본 연구에서 해석대상은 회전축을 따라 나선형으로 홈이 파져 있고, 이 홈을 따라서 작동유가 공급될 수 있도록 되어 있다. 이러한 나선형 홈 때문에, 직각좌표계에서 만들어진 격자는 그루브의 경계들과는 일치할 수 없다. 따라서 이러한 그루브의 경계가 있는 경우의 해석방법을 고려할 필요가 있다.

일반적으로 유체 베어링의 해석은 레이놀즈 방정식 (Reynolds' equation)[5]을 Cartesian 좌표계나 원주좌표계에서 차분화하여 압력분포를 구하고 그 방정식을 섭동시켜 미소변동 압력을 계산하여 베어링의 강성 및 감쇠계수를 계산하게 된다. 그런데 문제는 그루브가 있으면 방정식을 차분화할 때, 그 사이에 그루브가 존재하므로 그루브의 경계를 따라가는 좌표계를 이용하여 유동을 해석해야 한다. 이러한 좌표계를 Fig. 4에 나타내었다.

베어링의 윤활면을 따라 x 축에서 $\theta = 0$ 이고 y 축에 $\theta = \pi/2$ 의 값을 갖도록 θ 좌표를 설정하고, $\theta = \text{const}$ 선에 속한 자오선좌표를 s 라 정의한다. 그루브 경계를 따라 자오선좌표계 s를 잡고 원주방향으로 θ 를 잡는다.

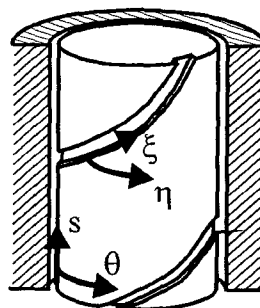


Fig. 4 Boundary fitted coordinates

또한 유체막 표면에 임의의 좌표계 (ξ, η) 를 잡는다. 여기서 (ξ, η) 는 각각 절점 사이의 크기가 1 이며, 유막이 불연속적으로 변하는 그루브의 경계부분과 평행하게 잡을 수 있는 일반좌표계이다. (s, θ) 를 따라가는 유량은 다음과 같이 표현된다.

$$\vec{q} = q^s \vec{i} + q^\theta \vec{j} \quad (1)$$

여기서, q^s 와 q^θ 는 다음과 같다.

$$q_s = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial s}, \quad q_\theta = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} + \frac{1}{2} \rho h r \omega$$

한편, (s, θ) 좌표계에서의 압력의 편미분항을 (ξ, η) 좌표계에서의 편미분으로 치환하려면 좌표계를 치환하여야 한다. (s, θ) 좌표계와 (ξ, η) 좌표계 사이의 관계는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} d\xi &= \xi_s ds + \xi_\theta (rd\theta) & ds &= s_\xi d\xi + s_\eta d\eta \\ d\eta &= \eta_s ds + \eta_\theta (rd\theta) & rd\theta &= r\theta_\xi d\xi + r\theta_\eta d\eta \end{aligned} \quad (2)$$

이를 각각 행렬식으로 표시하면 다음과 같다

$$\begin{Bmatrix} d\xi \\ d\eta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \xi_s & \xi_\theta \\ \eta_s & \eta_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} ds \\ rd\theta \end{Bmatrix}, \quad \begin{Bmatrix} ds \\ rd\theta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} s_\xi & s_\eta \\ r\theta_\xi & r\theta_\eta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d\xi \\ d\eta \end{Bmatrix} \quad (3)$$

그러면 다음과 같은 관계식을 얻게 된다.

$$\begin{bmatrix} \xi_s & \xi_\theta \\ \eta_s & \eta_\theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_\xi & s_\eta \\ r\theta_\xi & r\theta_\eta \end{bmatrix}^{-1} \quad (4)$$

여기서 행렬의 Jacobian을 $J = s_\xi(r\theta_\eta) - s_\eta(r\theta_\xi)$ 라 정의하면 다음과 같은 좌표변환식을 얻게 된다.

$$\begin{aligned} \xi_s &= \frac{1}{J} r\theta_\eta & \xi_\theta &= -\frac{1}{J} s_\eta \\ \eta_s &= -\frac{1}{J} r\theta_\xi & \eta_\theta &= \frac{1}{J} s_\xi \end{aligned} \quad (5)$$

따라서 압력의 미분 항을 좌표변환하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial s} &= \frac{\partial p}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial s} + \frac{\partial p}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial s} = (r\theta_\eta p_\xi - r\theta_\xi p_\eta) / J \\ \frac{\partial p}{r \partial \theta} &= \frac{\partial p}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{r \partial \theta} + \frac{\partial p}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{r \partial \theta} = (s_\xi p_\eta - s_\eta p_\xi) / J \end{aligned} \quad (6)$$

(6) 식을 (1) 식에 대입하면, 다음과 같다.

$$\begin{aligned} q^s &= -\frac{\rho h^3}{12\mu} (r\theta_\eta p_\xi - r\theta_\xi p_\eta) / J \\ q^\theta &= -\frac{\rho h^3}{12\mu} (s_\xi p_\eta - s_\eta p_\xi) / J + \rho h r \bar{\omega} \end{aligned} \quad (7)$$

이를 식 (4) 에 대입하면 다음과 같이 일반화된 좌표계에서의 각 방향의 단위길이에 수직한 질량유량이 구해진다.

$$\begin{aligned} q_n^s &= \left[r\theta_\eta \left\{ -\frac{\rho h^3}{12\mu} (r\theta_\eta p_\xi - r\theta_\xi p_\eta) / J \right\} \right. \\ &\quad \left. - s_\eta \left\{ -\frac{\rho h^3}{12\mu} (s_\xi p_\eta - s_\eta p_\xi) / J + \rho h r \bar{\omega} \right\} \right] / \sqrt{\alpha} \\ &= \rho (-A p_\xi + B p_\eta + D) / \sqrt{\alpha} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} q_n^\theta &= \left[-r\theta_\xi \left\{ -\frac{\rho h^3}{12\mu} (r\theta_\eta p_\xi - r\theta_\xi p_\eta) / J \right\} \right. \\ &\quad \left. + s_\xi \left\{ -\frac{\rho h^3}{12\mu} (s_\xi p_\eta - s_\eta p_\xi) / J + \rho h r \bar{\omega} \right\} \right] / \sqrt{\gamma} \\ &= \rho (B p_\xi - C p_\eta + E) / \sqrt{\gamma} \end{aligned}$$

여기서 각각의 계수들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \alpha &= s_\eta^2 + (r\theta_\eta)^2, & \beta &= s_\xi s_\eta + (r\theta_\xi)(r\theta_\eta) \\ \gamma &= s_\xi^2 + (r\theta_\xi)^2, & J &= s_\xi(r\theta_\eta) - s_\eta(r\theta_\xi) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A &= (h^3/12\mu)(\alpha/J) & D &= -hs_r \bar{\omega} \\ B &= (h^3/12\mu)(\beta/J) & E &= hs_\xi r \bar{\omega} \\ C &= (h^3/12\mu)(\gamma/J) & \bar{\omega} &= (\omega_1 + \omega_2)/2 - \omega_t \end{aligned} \quad (9)$$

식 (1)에서 (8)로의 변환은 Fig. 5 로 설명할 수 있다. 원주 위에서 서로 수직하게 잡은 자오선 좌표계의 (s, θ) 상의 단위길이당 유량이 (1) 식이라면, 그루브를 따라 1 씩 증가하는 좌표계 (ξ, η) 의 단위길이에 수직한 유량에 관한 식이 (8)이 된다. 그리고 (ξ, η) 는 물리적인 방향의 의미가 없는 일반좌표계로서 그림에서는 기울어진 것으로 보이지만 수학적으로 서로 수직하며 항상 길이가 1 씩 변화하는 절점으로 치환이 된 것이다.

이렇게 구해진 단위길이당의 질량유량을 적분하여 수치해석상의 검사체적을 통과하는 질량유량을 구한다. Q^ξ 는 $\xi = \text{const.}$ 선 위의 $\eta = \eta_1$ 과 $\eta = \eta_2$ 사이를 통과하는 질량유량이고, Q^η 는 $\eta = \text{const.}$ 선 위의 $\xi = \xi_1$ 과 $\xi = \xi_2$ 사이를 통과하는 질량유량이라 하면,

$$Q^\xi = \int_{\Gamma^\xi} Q_n^\xi d\Gamma^\xi \quad Q^\eta = \int_{\Gamma^\eta} Q_n^\eta d\Gamma^\eta \quad (10)$$

(s, \theta) 좌표계에서의 검사체적의 표면거리는 일반좌표계의 표면거리로 치환한다.

$$d\Gamma = \sqrt{\gamma d\xi^2 + 2\beta d\xi d\eta + \alpha d\eta^2} \quad (11)$$

그러면 $\xi = \text{const.}$ 선 위에서는 $d\xi$ 는 0 이 되어 $d\Gamma^\xi = \sqrt{\alpha} d\eta$ 가 되고, $\eta = \text{const.}$ 선 위에서는 $d\eta$ 는 0 이 되어 $d\Gamma^\eta = \sqrt{\gamma} d\xi$ 이 된다. 따라서 (10) 식은 다음과 같이 정리된다.

$$Q^\xi = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \sqrt{\alpha} q_n^\xi d\eta = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho(-Ap_\xi + Bp_\eta + D) d\eta$$

$$Q^\eta = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \sqrt{\gamma} q_n^\eta d\xi = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \rho(Bp_\xi - Cp_\eta + E) d\xi \quad (12)$$

따라서 (12) 식을 검사체적에 대입하여 서로 유량 평형 조건을 이용하여 차분화하게 되며 그 차분화의 원리를 Fig. 6 에 나타내었다.

이 차분식을 유도하여 프로그램을 작성하여 압력분포를 계산하고 그 압력분포를 베어링 표면에 따라 적분하면 베어링의 하중지지용량을 구할 수 있게 된다.

이러한 기본방정식을 토대로 동특성 방정식을 유도하게 된다. 축 혹은 베어링이 각진동수 ν 로미소진동한다고 가정할 때, 윤활유체막의 두께는 미소량 ε 을 이용하여

$$h = h_0 + \varepsilon \hat{h} e^{i\nu t} \quad (13)$$

로 표시된다. 여기서 우변의 h_0 는 정상상태의 윤활막 두께 함수이고, \hat{h} 는 ε 에 대한 진동 윤활막 두께, t 는 시간, j 는 허수단위이다. 이때, 압력 p 및 ξ, η 방향의 질량유량 Q^ξ, Q^η 및 영역 V 내의 증가 질량유량 Q^V 를 ε 으로 전개하면 다음의 식

$$p = p_0 + \varepsilon \hat{p} e^{i\nu t} + o(\varepsilon^2)$$

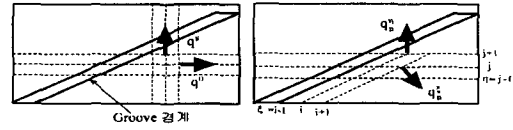


Fig. 5 Coordinate transformation

$$Q^\xi = Q_0^\xi + \varepsilon \widehat{Q}^\xi e^{i\nu t} + o(\varepsilon^2)$$

$$Q^\eta = Q_0^\eta + \varepsilon \widehat{Q}^\eta e^{i\nu t} + o(\varepsilon^2)$$

$$Q^V = Q_0^V + \varepsilon \widehat{Q}^V e^{i\nu t} + o(\varepsilon^2) \quad (14)$$

처럼 정상성분 $p_0, Q_0^\xi, Q_0^\eta, Q_0^V$ 와 ε 에 의한 진동성분 $\hat{p}, \widehat{Q}^\xi, \widehat{Q}^\eta, \widehat{Q}^V$ 로 나누어진다. 여기서 $\hat{p}, \widehat{Q}^\xi, \widehat{Q}^\eta, \widehat{Q}^V$ 는 복소수이다. 또한 앞에서의 계수 A, B, C, D, E 도 정상성분과 진동성분으로 나누어진다.

이렇게 구해진 섭동성분과 정상상태성분을 기본 질량유량 방정식 (1) 에 대입하여 ε 의 0 차와 1 차의 교란지배방정식을 얻는다.

정상상태 압력 p_0 에 관한 방정식 :

$$Q_0^\xi = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho(-A_0 p_{0\xi} + B_0 p_{0\eta} + D_0) d\eta$$

$$Q_0^\eta = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \rho(B_0 p_{0\xi} - C_0 p_{0\eta} + E_0) d\xi \quad (15)$$

교란압력 \hat{p} 에 관한 방정식 :

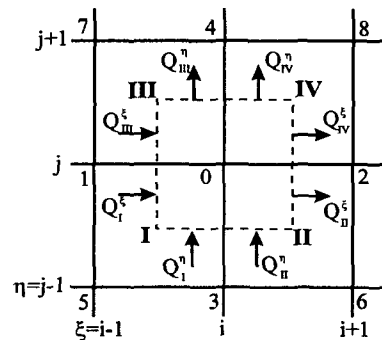


Fig. 6 Flux Equilibrium

$$\begin{aligned}\widehat{Q}^\xi &= \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho \{-A\widehat{p}_\xi + B\widehat{p}_\eta\} d\eta \\ &+ \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho \widehat{h} \{-\widehat{A}p_{o\xi} + \widehat{B}p_{o\eta} + \widehat{D}\} d\eta \\ \widehat{Q}^\eta &= \int_{\xi_1}^{\xi_2} \rho \{B\widehat{p}_\xi - C\widehat{p}_\eta\} d\xi \\ &+ \int_{\xi_1}^{\xi_2} \rho \widehat{h} \{\widehat{B}p_{o\xi} - \widehat{C}p_{o\eta} + \widehat{E}\} d\eta\end{aligned}\quad (16)$$

여기서 진동성분 \widehat{A} , \widehat{B} , \widehat{C} , \widehat{D} , \widehat{E} 는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}\widehat{A} &= h^2\alpha/4\mu J, \widehat{B} = h^2\beta/4\mu J, \widehat{C} = h^2\gamma/4\mu J \\ \widehat{E} &= -s_\eta r\omega, \widehat{D} = +s_\xi r\omega\end{aligned}\quad (17)$$

한편, Fig.6에서 $\xi = \xi_1$, $\xi = \xi_2$, $\eta = \eta_1$, $\eta = \eta_2$ 의 검사체적사이에 흡수되는 유량은

$$Q^V = \int \int_V \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} dV \quad (18)$$

이며, 흡수되는 유량도 지배방정식과 마찬가지로 섭동시키면 다음과 같다.

$$Q_0^V = \int \int_V \frac{\partial(\rho h_0)}{\partial t} dV \quad (19)$$

따라서 이를 지배방정식과 마찬가지로 분리하면

$$\widehat{Q}^V = j\omega t \left(\rho \widehat{h} \int \int_V dV \right) \quad (20)$$

여기서 시간에 대한 미분은 s 와 θ 가 상수라고 가정하고 미분하게 된다. 따라서 이를 일반좌표계의 값으로 치환하면 다음과 같다.

$$Q_0^V = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \int_{\xi_1}^{\xi_2} \frac{\partial(\rho h_0)}{\partial t} |J| d\xi d\eta \quad (21)$$

$$\widehat{Q}^V = j\omega t \left(\widehat{h} \int_{\eta_1}^{\eta_2} \int_{\xi_1}^{\xi_2} |J| d\xi d\eta \right) \quad (22)$$

이 교란 압력의 방정식도 정상상태의 압력과 마찬가지로 방법으로 차별화하여 그 분포를 구하여 성분에 따라 적분하여서 강성 및 감쇠계수를 얻을 수 있다.

앞에서 설명한 방법들은 베어링의 종류에 관

h_x		$-c \cos \theta$	$-c \cos \theta \cos \theta$	$-c \sin \theta \cos \theta$
h_y		$-c \sin \theta$	$-c \cos \theta \sin \theta$	$-c \sin \theta \sin \theta$
h_z	$-c$		$c \sin \theta$	$c \cos \theta$
h_x	$\frac{c}{L} r \sin \theta$	$\frac{c}{L} z \sin \theta$	$\frac{c}{L} s \sin \theta$	
h_y	$-\frac{c}{L} r \cos \theta$	$-\frac{c}{L} z \cos \theta$	$-\frac{c}{L} s \cos \theta$	

Fig. 7 Perturbed height functions

계없이 해를 구할 수 있는 일반화된 방법이다. 이러한 베어링의 강성 및 감쇠계수를 얻기 위한 섭동함수를 Fig.7 에 나타내었다.

이와 같이 구해진 지배방정식을 격자간격이 1 인 일반 좌표계에서 이산화 하여 대수방정식을 변환한 후 정상상태의 압력분포 및 교란압력 분포를 구하고 이를 적분해서 각 방향의 베어링 반력, 강성 및 감쇠계수를 계산하였다. 자세한 유도과정은 참고문헌[6]에 자세히 서술되어 있다.

2.2 베어링의 모델링

앞절에서 설명한 일반좌표계로 변환하기 위해서는 식(2)부터 사용되는 (ξ, η) 의 좌표계를 잡아야 한다. 본연구에서 적용한 베어링의 경우 그루브를 축방향으로 따라가며 ξ 좌표계를 원주방향으로 η 좌표계를 Fig. 8 과 같이 잡았다. 각각의 좌표계의 시작점은 위에서 보았을 때 그루브의 가장 아래의 왼쪽을 원점으로 잡아서 η 는 반시계방향으로 ξ 는 위로 올라가면서 비틀어지는 방향으로 잡았다. 그루브 방향인 ξ 방향으로의 그리드 개수를 30개로 하였으며, 원주방향으로 그리드 개수를 60개로 잡고 그루브 부분에는 10 개를 잡았기 때문에 그루브가 없는 부분의 그리드 개수는 50개로 잡아 각각의 그리드 (ξ, η) 에서의 축방향길이와 원주방향 각도인 (s, θ) 값을 계산하였다. 이러한 그리드의 형상을 Fig.9 에 나타내었다.

그루브의 피치를 P 라하면 그루브가 기울어지는 각도 β 는 다음의 식으로 표현된다.

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{2\pi R}{P} \right) \quad (23)$$

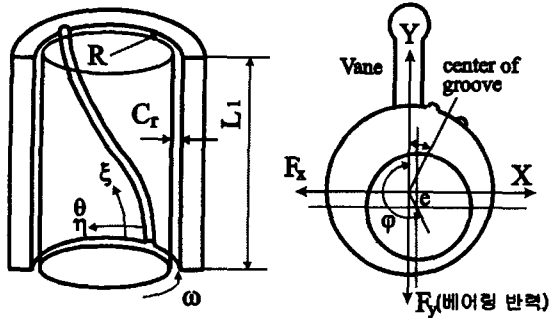


Fig. 8 Coordinates for bearing analysis

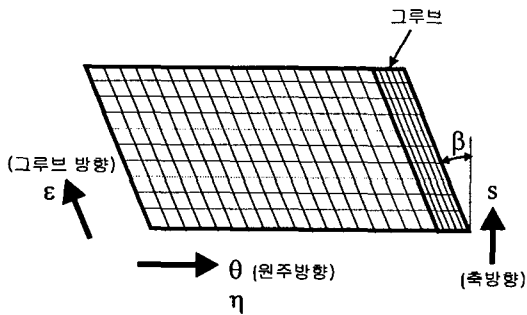


Fig. 9 Grid of bearing surface

2.3 축 시스템의 궤적계산

본 절에서는 선택한 베어링 및 축계를 주장성, 주감쇠, 연성강성 및 연성감쇠를 고려하여 Fig. 10 과 같이 4 자유도계로 모델링 하였다.

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= -mu\omega^2 \sin(\omega t) + F_{x_{ext}} - F_{x_{h1}} - F_{x_{h2}} \\
 m\ddot{y} &= mu\omega^2 \cos(\omega t) + F_{y_{ext}} - F_{y_{h1}} - F_{y_{h2}} \\
 I_1 \ddot{\alpha} &= mdZ_3 |\omega^2 \cos(\omega t) + I_p \omega \dot{\beta} + M_{y_{ext}} + M_{y_{h1}} + M_{y_{h2}} \\
 I_1 \ddot{\beta} &= mdZ_3 |\omega^2 \cos(\omega t) - I_p \omega \dot{\alpha} + M_{x_{ext}} + M_{x_{h1}} + M_{x_{h2}}
 \end{aligned}
 \tag{24}$$

베어링의 궤적을 계산할 때에는 운동방정식 (24)를 풀어야 하는데 이 운동방정식을 풀 때 x, y 값이 변하면 편심량 ε 과 자세각 φ 가 변하게 되고 변화된 편심량 및 자세각에 따라 강성 및 감쇠계수가 달라지므로 각각의 계산단계마다 계산을 수행해야 한다. 그러므로 운동방정식을 음해법(Implicit time integration)으로 계산할 수 있는 ρ-Family 방법에 의하여 3도 간격으로 궤적을 계산하였고, 회전각 0 도에서 먼저 회전때의 위치값들을 비교하여 수렴할 때까지 계산하였다.

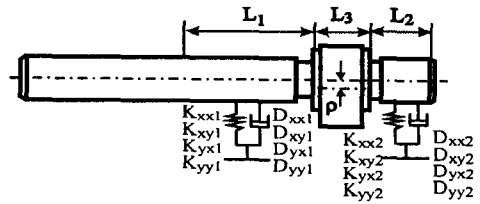


Fig.10 Modeling of equation of motion for shaft-bearing system

3. 프로그램의 작성 및 동작

본 연구에서는 베어링의 해석 및 사용자 편의를 위하여 MicroSoft Visual C++ 5.0을 사용하여 프로그램을 작성하였다. GUI (Graphic User Interface)를 적용하여 사용자가 베어링의 형상을 눈으로 보면서 베어링 데이터를 입력시키도록 하였다.

Fig. 11 은 베어링의 데이터를 입력받는 화면을 나타낸다. 회전축의 동특성을 계산하기 앞서서 회전축의 모델링이 제대로 입력되었는지를 이 프로그램에서 입력받은 데이터를 가지고 Fig. 12 와 같이 화면상에 그림을 그려줌으로써 사용자가 입력데이터를 맞게 넣었는지 확인할 수 있도록 하였다.

Fig.13 은 압력분포를 계산하였을 경우 베어링 내부의 압력분포를 그려주고 각 좌표계로의 강성 및 감쇠계수 및 베어링 하중지지력을 나타낸 예이다.

또한, 외력을 계산하기 위한 압축실 내부의 형상 데이터를 입력받을 수 있는 화면을 Fig.14 에 나타내었고, 이 데이터를 가지고 외부 하중, 즉 압축실의 편심캠에 작용하는 하중을 구하고 그 하중에 응답하는 축의 궤적을 계산하여 주베어링과 보조베어링에서의 축의 움직임의 예를 Fig.15에 나타내었다.

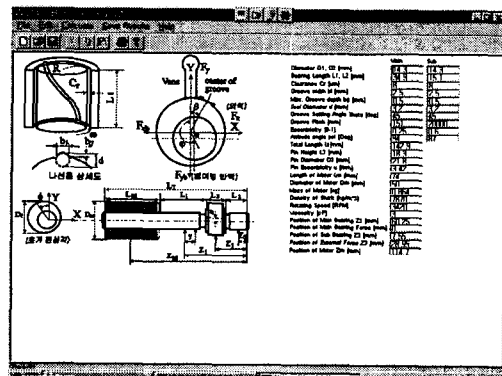


Fig. 11 Input Screen

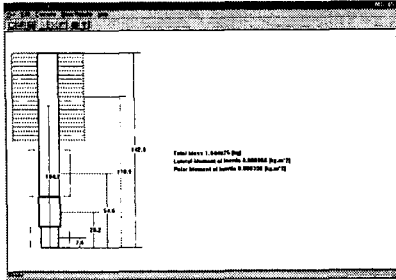


Fig.12 Shaft modeling screen

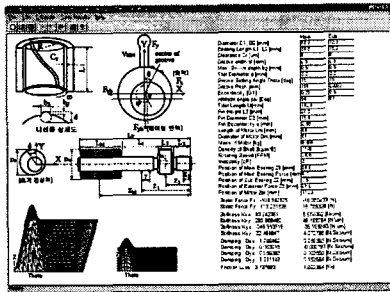


Fig. 13 Example of output screen

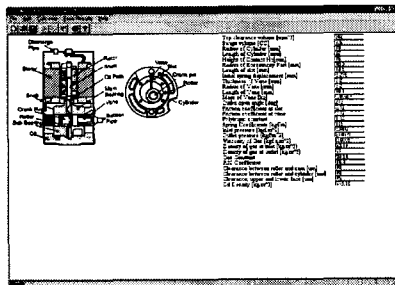


Fig. 14 Input for external force

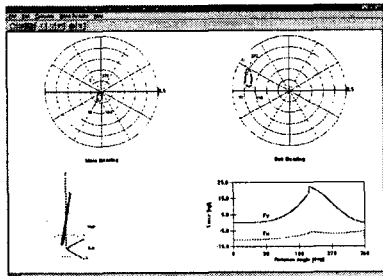


Fig. 15 Results of orbit

4. 결 론

본 연구에서는 일반좌표계에서의 유체유동에 대한 지배방정식을 이용하여 그루브를 갖는 베어링 전면에 대하여 압력분포를 해석하고 강성 및 감쇠계수를 계산하기 위한 섭동압력도 계산하여 베어링의 동특성 계수들을 구하는 프로그램을 작성하였다. 또한 베어링에 따라 궤적을 계산할 수 있는 프로그램을 작성하였다.

사용자가 형상을 눈으로 보면서 데이터를 입력할 수 있는 Window95 패키지를 완성하여 베어링의 설계시에 설계 데이터를 쉽게 얻을 수 있는 기반을 마련하였다.

5. 후 기

본 연구는 (주)LG전자의 지원으로 수행되었으며 지원하여 주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

6. 참고문헌

- [1] William A. Gross, *Fluid Film Lubrication*, John Willey & Sons, New York, 1980.
- [2] 장인배, 황평, 한동철, "자기 디스크와 헤드 사이의 극소 공기윤활막 해석에 관한 연구", 대한 기계학회 논문집, 제 13 권, 제 3 호, 1989.
- [3] 이기방, 박상신, 한동철, " K_n 계수를 고려한 공기베어링의 $Q = P^a H^b$ 해법", 대한기계학회 추계학술대회 논문집, 1991.
- [4] 박상신, 황평, 장인배, 한동철, "극소 공기막을 갖는 공기베어링의 직접수치해법을 이용한 정적해석", 대한 기계학회 논문집, 제 15 권, 제 1 호, 1991.
- [5] O. Pinkus, *Theory of Hydrodynamic Lubrication*, McGraw-Hill, NY, 1961.
- [6] 박상신, "초정밀 공작기계용 공기베어링의 해석 및 진동특성 측정에 관한 연구", 서울대학교 박사학위 논문, 1995.
- [7] G.Bazzi and E.Anderheggen, "The ρ -Family of Algorithms for Time-Step Integraion with Improved Numerical Dissipation", *Earthquake engineering and structural dynamics*, Vol.10, 537-550, 1982.