

## 유막 저어널 베어링이 회전체에 미치는 진동 특성에 관한 연구

박성환\*, 오택열\*\*

### A Study on the Vibration Characteristics of Rotor System with Fluid Film Bearing

Sung Hwan Park\*, Taek Yul Oh\*\*

#### ABSTRACT

The dynamic behavior of rotor-bearing system has been investigated using finite element method. A procedure is presented for dynamic modeling of rotor-bearing system which consists of shaft elements, rigid disk, flexible bearing and support structure. A finite element model including the effects of rotary inertia, shear deformation, gyroscopic moments is developed. Linear stiffness and damping coefficients are calculated for 2 lobe sleeve bearing. The whirl frequency, mode shape, stability and unbalance response of rotor system including effects of bearing coefficient and support structures are calculated.

**Key Words** : Bearing(베어링), FEM(유한 요소법), Natural Frequency(고유진동수), Mode Shape(고유형상), Whirl(선회), Rotor System(회전체), Stiffness(강성), Damping(감쇠)

#### 기호설명

[M] = Mass Matrix  
[K] = Stiffness Matrix  
[C] = Damping Matrix  
N = Shape Function

#### 1. 서론

최근 회전기계가 성능 향상을 위하여 경량화되는 동시에 고속화되고 있다. 회전체의 동특성은 회전 기계가 제작된 후 변경하기는 어렵기 때문에, 제작에 앞서 기계의 회전부를 구성하는 회전체 시

스템의 정확한 동특성을 해석하여 설계에 적용하여야 한다.

회전체의 동적해석은 Rankine<sup>[1][2]</sup>에 의하여 시작되었으며 비감쇠 정상상태에서 위험속도를 고찰하였고, Jeffcott<sup>[2][3]</sup>는 강체 베어링을 갖는 단순 회전체에 대한 감쇠 불평형 응답 해석을 하였다. 그 후 많은 사람들에 의하여 탄성 베어링으로 지지된 회전체의 불평형 선회와 안정성, 베어링의 탄성과 감쇠 등에 관한 연구를 수행되었다.<sup>[1][4][5][6]</sup> 최근 들어서 회전체 역학에 대한 연구는 많은 발전을 이루었으며 베어링 및 지지특성, 비틀림, 불평형 응답 및 안정성에 대한 연구가 많이 진행되고 있다. 특히 베어링의 동특성은 회전체 시스템 거동

2001년 5월 31일 접수

\* Bruel and Kjaer Korea Sound & Vibration Team

\*\* 경희대학교 기계산업시스템공학부

의 동적 거동에 증대한 영향을 미치며, 움직이는 표면을 분리하는 유막의 강성과 감쇠특성은 회전체 시스템의 임계속도와 응답을 변화시키는데 커다란 영향을 미친다.<sup>[4][7]</sup> 구조물이 복잡하고 대형일 경우 전체 구조물에 대한 해석은 상당히 어려우므로 지지부를 강체로 가정한 회전축 계에 대한 연구가 많았다. 이와 같이 지지부의 영향을 충분히 고려하지 않은 회전체의 해석은 지지부의 공진점이 축의 위험속도에 근접할 경우 많은 오차를 포함할 수 있다. 본 연구에서는 회전체 시스템에 베어링 효과와 지지 구조물의 영향을 고려한 유한요소 모델을 개발하고 시스템의 공진과 안정성, 선회 고유진동수와 고유형태(Mode Shape), 그리고 불균형 응답특성 등 회전체 시스템의 종합적인 동특성을 분석하고자 한다.

## 2. 유한요소 모델링

### 2.1 축 유한요소

본 유한요소 해석에 사용되는 보 요소(Beam Element)는 초기에 요소의 단면은 균일한 원형단면이고 직선이며 절점당 5자유도를 가지는 2절점 10자유도 요소이다. 보 요소를 모델링 하는데 있어서 회전관성, 자이로 모멘트, 감쇠, 전단력 등의 효과를 고려하였다. Fig. 1의 자유물체도로부터 축 요소의 운동방정식은 식 (1)과 같이 5개의 편미분 방정식으로 주어진다.

$$\begin{aligned}
 \rho A \ddot{u} &= \frac{\partial Q_x}{\partial z} \\
 \rho A \ddot{v} &= \frac{\partial Q_y}{\partial z} \\
 \rho I_x \ddot{\theta}_x - \rho I_z \omega \dot{\theta}_y &= \frac{\partial M_x}{\partial z} + Q_y \\
 \rho I_y \ddot{\theta}_y + \rho I_z \omega \dot{\theta}_x &= \frac{\partial M_y}{\partial z} + Q_x \\
 \rho I_z \ddot{\theta}_z &= G I_z \frac{\partial \theta_z}{\partial z}
 \end{aligned} \quad (1)$$

식 (1)에 전단변형의 효과를 고려하고 보 이론으로부터 전단 및 굽힘 변형의 관계를 적용하고 변위함수를 절점변위와 형상함수의 선형조합으로 나타내어<sup>[8]</sup> 유한요소의 행렬을 구하면 다음과 같다.

$$[M] = \rho A \int_0^L N_T^T N_T dz + \rho I \int_0^L N_\phi^T N_\phi dz$$

$$+ \rho I_p \int_0^L N_\phi^T N_\phi dz \quad (2)$$

$$[K] = EI \int_0^L (N_T)^T N_T dz + kAG \int_0^L (N_r)^T N_r dz + G I_p \int_0^L (N_\phi)^T N_\phi dz \quad (3)$$

여기서  $N$ 은 형상함수를 나타낸다<sup>[3][7]</sup>.

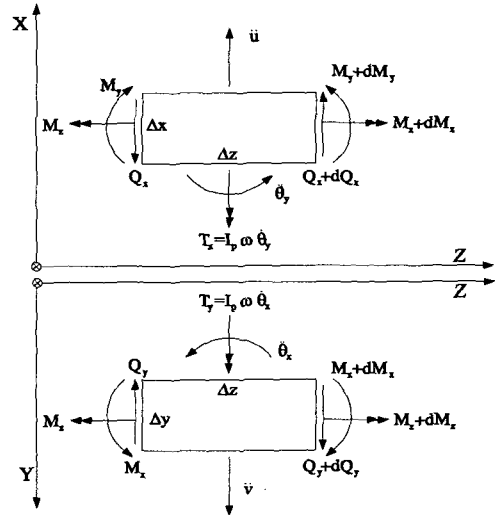


Fig. 1 Freebody diagram for the shaft element

### 2.2 불평형 디스크요소

회전체 시스템에 있어서 디스크는 두께가 얇고 딱딱하여 강체로 이상화하였다. Fig. 2에서 XY좌표계는 고정좌표계이고, ξη좌표계는 회전속도 ω로 회전하는 디스크에 고정된 이동좌표계이다. 디스크는 제조 시 정원을 만들 수 없고 재질이 균질하지 않는 등의 이유로 편심량 ε을 가진다. 따라서 두 베어링 중심을 연결하였을 때 베어링의 중심과 디스크 평면과 만나는 점은 O점이 되고, 디스크의 질량 중심은 G점이 되며, O'점은 디스크의 기하학적인 중심이 된다. 불평형 질량에 의한 힘,  $F_u$ 는 Fig. 2로부터 구할 수 있으며 정상상태 정속도 선회라는 가정하에서 아래 식과 같이된다.

$$\{F_u\} = \begin{Bmatrix} F_{ux} \\ F_{uy} \end{Bmatrix} = m \varepsilon \omega^2 \begin{Bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \end{Bmatrix} \quad (4)$$

여기서  $F_{ux}$ ,  $F_{uy}$ 는 불균형에 의한 X와 Y방향의

힘이다. 따라서 디스크요소의 유한요소 방정식은 다음과 같다.

$$[M]_d \{\ddot{q}\} + \Omega [C]_d \{\dot{q}\} = \{F\}_d \quad (5)$$

여기서  $[M]_d$ ,  $[C]_d$ ,  $\{F\}_d$ 는 각각 디스크 요소의 질량, 감쇠 및 힘 벡터이다.

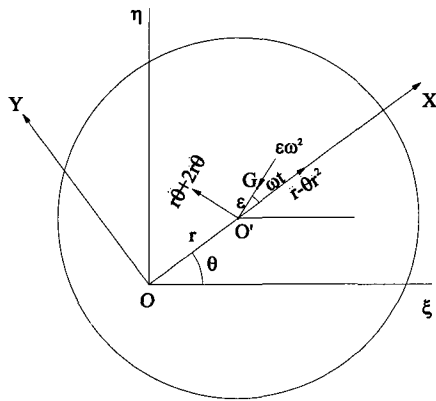


Fig. 2 Unbalanced disk element

### 2.3 유막저어널 베어링 요소

저어널 베어링의 동특성 해석을 위해서는 베어링 유막의 압력분포를 해석하여야 하며 이를 위하여 Reynolds 방정식을 요소별로 유한요소법으로 재구성하여 강성 및 감쇠계수를 구하여야 한다. 유한요소법으로 구한 베어링내 유막의 압력분포는 유막 두께, 경계조건, 윤활유 특성 등에 의하여 결정되며 난류 및 온도의 영향을 많이 받는다. 저어널 베어링의 Reynolds 방정식은 다음과 같다.

$$\nabla \cdot \left( \frac{\rho h^3}{G\mu} \nabla P \right) = \nabla \cdot \left( \rho h U + \frac{\rho^2 h^2}{G\mu} F \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \rho V \quad (6)$$

여기서 G는 난류계수로 층류시는 12의 값을 가지는 무차원 수이다. 유막력의 성분  $F_x$ ,  $F_y$ 는 저어널 중심  $x$ ,  $y$ 와 그 속도성분의 함수로 표현될 수 있으며 유막력은 각각의 변수에 있어서 선형은 아니지만 저어널의 진동이 정적 평형위치 근처에서 일어나고 진폭과 속도가 무시할 수 있을 정도로 작다면 Taylor 급수의 첫 번째 차수성분만으로 충분한 정확성을 가지고 접근할 수 있다. 정적인 평형 중

심점에 대한 저어널의 진동이 매우 작다면 저어널 중심에 작용하는 비선형 동적 유막반력은 변위와 그 속도의 선형 함수로 표현할 수 있으며 변위성분의 계수를 유막의 강성계수라 하고 속도성분의 계수를 감쇠계수라 하며 다음과 같다.

$$[K]_b = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix}_b = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial x} & \frac{\partial F_x}{\partial y} \\ \frac{\partial F_y}{\partial x} & \frac{\partial F_y}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[C]_b = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix}_b = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \\ \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \end{bmatrix}$$

### 2.4 베어링 지지구조물의 영향

회전체의 해석에 있어서 지지구조물의 영향을 무시할 수 없다. 지지구조물의 동특성은 일반적으로 유한요소 모델을 이용하여 지지구조물과 회전체의 상호작용을 감안하여 지지특성을 구한다. 그러나 복잡한 회전체 시스템의 지지구조물을 수학적으로 모델링하여 구조 동특성을 해석하거나 표현하기가 어렵기 때문에 모달 시험을 통하여 얻은 주파수 응답함수를 분석하는 것이다. 이 방법의 가장 큰 장점은 지지구조물의 질량, 감쇠 및 강성이 주파수 응답함수에 포함된다는 것이다. 일반적으로 변위-힘 관계는 동강성 행렬  $[D_s]$ 의 항으로 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$[D_s] \{q_s\} = \{F_s\} \quad (8)$$

여기서 동강성 항  $d_{ij}$ 는 복소수로서 표현될 수 있으며  $k_{ij}$ 는 지지 강성,  $m_{ij}\omega^2$ 은 관성 계수이다.

$$d_{ij} = (k_{ij} - m_{ij}\omega^2) + i\omega c_{ij} \quad (9)$$

실제로 구조시험에서 리셉턴스(Receptance)를 얻기 위하여 가진력과 응답을 구하여 구할 수 있으며 식(8)에서 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\{q_s\} = [R_s] \{F_s\} \quad (10)$$

여기서  $[R_s]$ 는 리셉턴스 행렬이고 동강성 행렬은 리셉턴스 행렬식으로부터 구할 수 있다.

Fig. 3은 지지구조물의 영향을 고려한 베어링부를 2자유도 모델로 모델링한 그림이다. 구조시험에서 베어링의 수직 및 수평방향의 이방성으로 인한

여 양방향의 강성 및 고유진동수가 차이가 나며 회전체의 정지 시에 측정된 고유진동수는 운전중의 고유진동수와 개략적으로 비슷하나 베어링의 으로 인하여 약간의 차이가 발생한다.<sup>[2]</sup> Fig. 3에서 지지 구조물의 등가 강성 및 감쇠에 관한 동적 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + C_b(\dot{y} - \dot{y}_1) + K_b(y - y_1) &= f \\ m_s\ddot{y}_1 + C_s\dot{y}_1 + C_b(\dot{y}_1 - \dot{y}) + K_s y_1 & \\ + K_b(y_1 - y) &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

임의의 주파수  $\omega$ 에서 동기강제응답을  $y = Y e^{j\omega t}$ ,  $y_1 = Y_1 e^{j\omega t}$ ,  $f = F e^{j\omega t}$ 로 가정하고 식(11)에서  $Y_1$ 을 계산하고 정리하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} F = \left[ K_b - \frac{K_b^2 + j\omega C_b K_b}{K_s + K_b + j\omega(C_s + C_b)} \right] Y \\ + \left[ C_b - \frac{K_b C_b + j\omega C_b^2}{K_s + K_b + j\omega(C_s + C_b)} \right] Y \\ - m\omega^2 Y \end{aligned} \quad (12)$$

식 (12)를 등가 시스템의 식으로 나타내면

$$F = K_{eq} Y + j\omega C_{eq} Y - m\omega^2 Y \quad (13)$$

따라서 등가 강성 및 감쇠특성은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} K_{eq} &= \frac{K_s K_b (K_s + K_b) + \omega^2 (K_b C_s^2 + K_s C_b^2)}{(K_s + K_b)^2 + \omega^2 (C_s + C_b)^2} \\ C_{eq} &= \frac{K_b^2 C_s + K_s^2 C_b + \omega^2 C_s C_b (C_s + C_b)}{(K_s + K_b)^2 + \omega^2 (C_s + C_b)^2} \end{aligned} \quad (14)$$

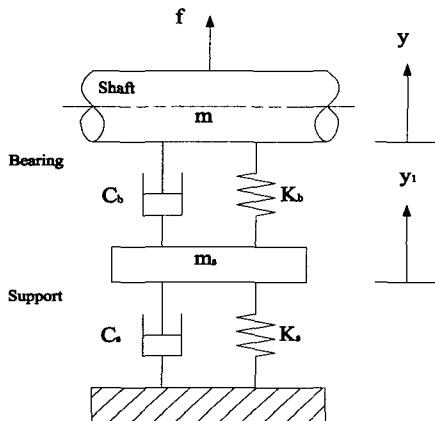


Fig. 3 2 DOF model of bearing with support

## 2.5 시스템의 유한요소 방정식

Fig. 4는 단순 회전체 시스템으로 양끝이 유막 적어질 베어링으로 지지되어 있으며, 축의 중앙에 불균형 디스크가 위치해 있다. 앞에 주어진 각각 요소의 유한요소 방정식으로부터 로터-베어링 시스템의 유한요소 방정식은 아래 식으로 주어진다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (15)$$

여기서  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ ,  $\{F\}$ 는 각각 회전체 시스템의 질량, 감쇠, 강성행렬 및 힘 벡터이다.

유한요소 방정식 (15)를 풀기 위하여 Newmark 법을 사용하였으며, 일정 시간간격동안 가속도가 선형적으로 변한다는 가정을 전제로 한다.

$$\begin{aligned} \{ \ddot{q}_{n+1} \} &= \{ \ddot{q}_n \} + [(1 - \delta)\{ \ddot{q}_n \} + \delta\{ \ddot{q}_{n+1} \}] \Delta t \\ \{ q_{n+1} \} &= \{ q_n \} + \{ \dot{q}_n \} \Delta t + [(\frac{1}{2} - \alpha)\{ \ddot{q}_n \} \\ &+ \alpha\{ \ddot{q}_{n+1} \}] \Delta t^2 \end{aligned} \quad (16)$$

변위  $\{q_{n+1}\}$ 의 계산을 위하여 식 (15)에 시간  $t_{n+1}$ 을 적용하고 시간  $t_{n+1}$ 에서 변위의 해는 식(16)을 재배열함으로써 얻을 수 있으며 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (a_0[M] + a_1[C] + [K])\{q_{n+1}\} &= \\ \{F\} + [M](a_0\{q_n\} + a_2\{\dot{q}_n\} + a_3\{\ddot{q}_n\}) & \\ + [C](a_1\{q_n\} + a_4\{\dot{q}_n\} + a_5\{\ddot{q}_n\}) & \end{aligned} \quad (17)$$

여기서

$$\begin{aligned} a_0 &= 1/\alpha \Delta t^2, \quad a_1 = \delta/\alpha \Delta t, \quad a_2 = 1/\alpha \Delta t \\ a_3 &= \frac{1}{2\alpha} - 1, \quad a_4 = \frac{\delta}{\alpha} - 1, \quad a_5 = \frac{\Delta t}{2} (\frac{\delta}{\alpha} - 2) \end{aligned}$$

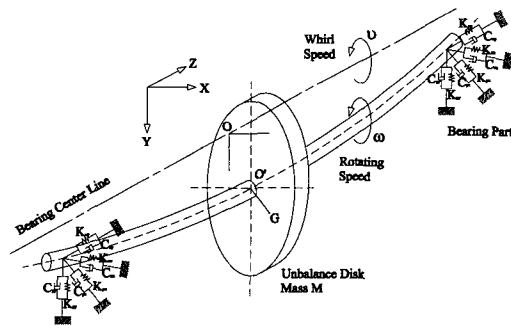


Fig. 4 Simple rotor on fluid film bearing

그리고 Newmark 파라메타는 다음과 같다.

$$\alpha = \frac{1}{4} (1 + \gamma)^2, \quad \delta = \frac{1}{2} + \gamma$$

식 (17)로부터  $\{q_{n+1}\}$ 을 구할 수 있고 속도와 가속도는 식 (16)에서 구할 수 있다. 상기의 식에서 사용된 파라메타,  $\gamma$ 는 ADF(Amplitude Decay Factor)으로 본 해석에서는 0.005를 사용하였다.

### 3. 회전체의 진동해석

회전체 시스템의 저 진동 운전 신뢰성 확보를 위하여 시스템의 캠벨선도와 안정성, 모드형상, 선회 고유진동수 및 응답 등을 해석하였다. 본 해석에 사용된 회전체 시스템은 탄성축, 3개의 디스크 그리고 2개의 유막 제어널 베어링 및 지지구조물로 구성되어 있으며 Fig. 5와 같이 모델링 하였다.

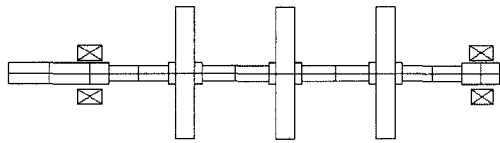


Fig. 5 Schematic of rotor bearing system

본 해석에 사용된 베어링은 2 lobe sleeve 베어링으로 Fig. 6과 Fig. 7은 회전속도에 대한 베어링의 강성 및 감쇠계수의 변화를 보여주고 있다. 회전속도가 증가함에 따라 편심율의 감소로 강성계수의 값이 작아지며 감쇠계수가 작아지는 이유는 회전속도가 증가하면서 온도상승에 따른 점성의 감소에 기인하는 것으로 사료된다.

지지구조물의 동특성을 해석하기 위하여 모달시험을 수행하였으며 Fig. 8은 모달시험에서 구한 좌측 베어링부의 주파수 응답함수이다. 그림에서 보면 26, 31, 64Hz의 베어링부의 고유진동수 성분이 존재함을 확인할 수 있다. 만일 회전속도가 베어링부의 고유진동수와 근접할 경우 시스템의 안정성에 많은 영향을 미치게 된다. 이상의 모달시험 결과로부터 구한 데이터를 Matlab으로 옮겨 지지구조물의 동강성을 계산하였다.

Fig. 9는 지지구조물과 유막의 등가 강성을 나타내고 있으며 등가 강성계수는 베어링 유막의 강성계수에 비하여 강성계수의 값이 전체적으로 작아졌으며 특히 회전수가 변화하여도 큰 변화를 보이지

않고 있어, 일정한 값으로 적용하여도 큰 오차가 없을 것으로 예상된다. 즉 지지구조물 강성의 영향이 베어링 유막의 강성의 영향보다 더 지배적임을 알 수 있다. Fig. 10은 등가 감쇠계수의 값을 나타내고 있는데 감쇠계수는 강성계수에 비하여 회전수의 변화에 따라 상당한 값의 변화를 나타내고 있으나 베어링 유막의 경우와 비교하면 값에서 많은 차이를 보이고 있다. 따라서 감쇠계수는 베어링 유막의 감쇠계수의 영향이 지지구조물의 영향보다 더 지배적임을 예상할 수 있다.

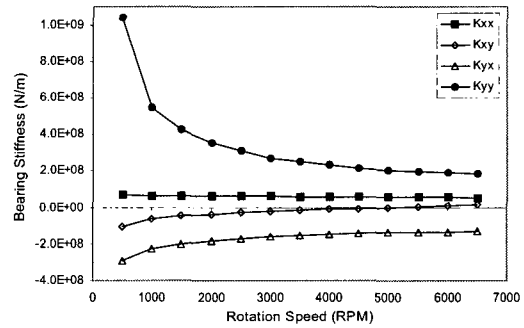


Fig. 6 Bearing stiffness coefficients

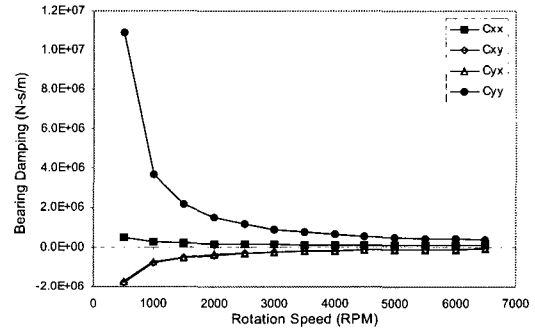


Fig. 7 Bearing damping coefficients

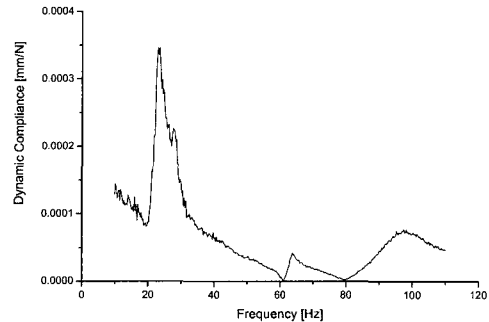


Fig. 8 FRF of left bearing( $G_{yy}$ )

베어링의 특성에 따른 회전체 모델의 안정성을 확인하기 위하여 Fig. 11과 같이 비감쇠 위험속도 선도를 구하였다. 운전속도가 4800RPM이므로 회전체가 안정하려면 운전속도의 20%범위 이내에 위험속도가 존재해서는 안되며<sup>[10]</sup>, 4800RPM에서 2차 위험속도와 만나는 베어링 강성은  $5.0 \times 10^5 \text{N/m}$ 이므로 이 근처에 베어링부의 강성이 존재할 경우 시스템은 불안정성을 포함하게 된다. 따라서 베어링의 강성이 이보다 커야 하는데  $K_{xx}$ 와  $K_{yy}$ 가 훨씬 큰 영역에 존재하므로 본 회전체가 안정하다는 것을 예측할 수 있다.

Fig. 12는 회전속도의 변화에 따른 위험속도를 나타내는 Campbell선도이다. 그림에서 보면 회전속도가 2600RPM 근처에서 1차 모드의 전·후방 선회와 10%이내에서 근접하게되고, 이 영역이 정격 운전속도가 될 경우 시스템이 상당히 불안정하게 된다. 그림에서 보면 회전체 시스템의 운전속도는 4000 ~ 8000RPM사이에 존재한다면 공진 문제로부터 자유로울 수 있다.

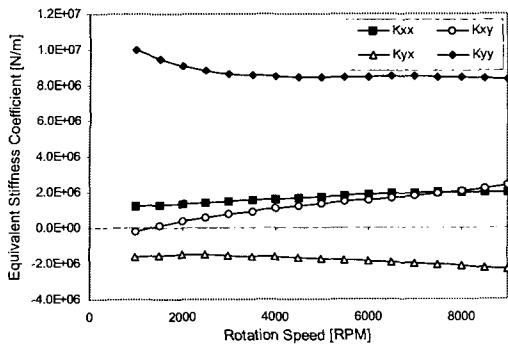


Fig. 9 Equivalent stiffness coefficient

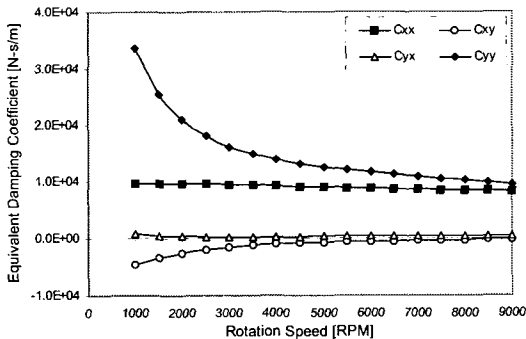


Fig. 10 Equivalent damping coefficient

Table 1은 지지구조물의 영향을 고려하였을 때와 고려하지 않았을 때 4800RPM에서의 고유진동수를 비교한 표이다. Table 1에서 알 수 있듯이 지지구조물의 영향은 고유진동수를 낮게 하고 있으며 지지구조물의 영향을 고려하면 고유진동수의 차이가 1차 모드에서 2.6% 정도로 낮게 나타나고 있다. 따라서 저차모드가 중요시되는 회전체의 해석에 있어서 지지구조물의 영향을 무시할 수 없음을 알 수 있다.

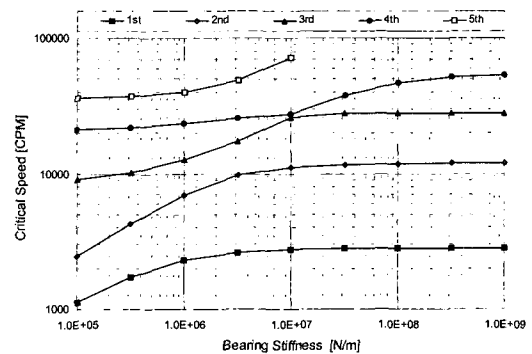


Fig. 11 Undamped critical speed map

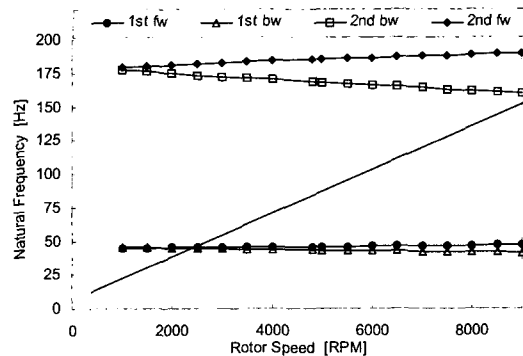


Fig. 12 Campbell diagram of rotor system

Table 1 Comparison of natural Frequency (4800rpm)

Mode		Bearing Only	Included Support
1st	Backward	42.9 Hz	42.4 Hz
	Forward	46.8 Hz	45.6 Hz
2nd	Backward	167.2 Hz	165.9 Hz
	Forward	189.9 Hz	186.4 Hz
3rd	Backward	361.4 Hz	360.7 Hz
	Forward	406.5 Hz	406.2 Hz

Fig. 13, 14, 15는 운전속도 4800RPM에서 지지 구조물의 영향을 고려하였을 때의 고유형상(Mode Shape)을 보여주고 있으며, Fig. 13은 42.4Hz의 1차 후방 선회 모드이고 Fig. 14는 45.6Hz의 1차 전방 선회 모드이다. 그리고 Fig. 15는 186.4Hz의 2차 전방 선회 모드이다.

Fig. 16은 좌측 베어링의 변위응답 및 위상을 보여 주고 있으며 2740RPM에서 최대값을 가지며 0.014mm정도를 나타내고 있고 Fig. 17은 중앙 디스크의 변위응답 및 위상을 보여 주고 있으며 2740RPM에서 최대값을 가지며 0.25mm정도를 진

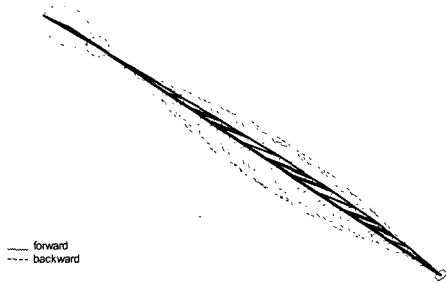


Fig. 13 First backward mode at 4800RPM

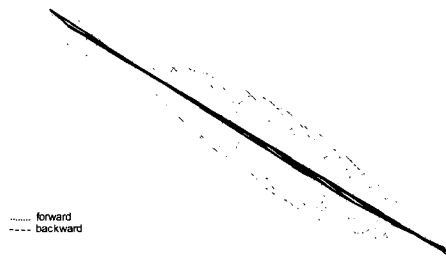


Fig. 14 First forward mode at 4800RPM

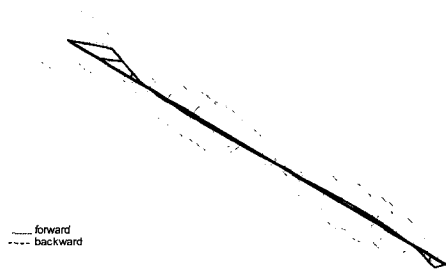


Fig. 15 Second forward mode at 4800RPM

폭을 보여주고 있으며 수직방향의 응답이 지배적임을 알 수 있다.

Fig. 18은 4800 RPM에서 회전체 시스템의 동적 처짐을 보여주고 있다. 수직방향의 변위는 주로 질량에 의한 처짐이고 수평방향 변위는 주로 회전에 의하여 발생한다. 최대 처짐은 중앙 디스크에서 발생하여 수평성분과 수직성분의 합으로 표시된다. 최대처짐은 중앙부에서 발생하며 값은 0.005mm정

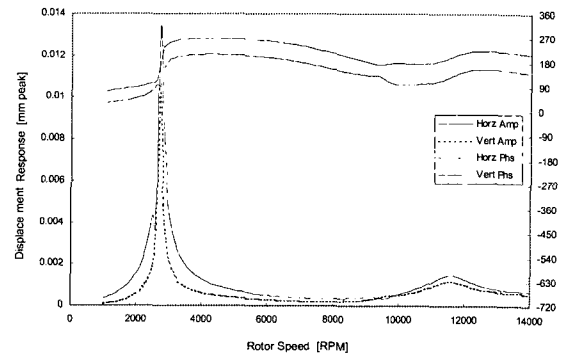


Fig. 16 Left bearing response at 4800RPM

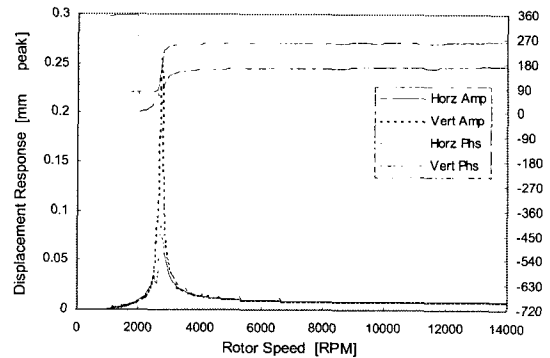


Fig. 17 Center disk response at 4800RPM

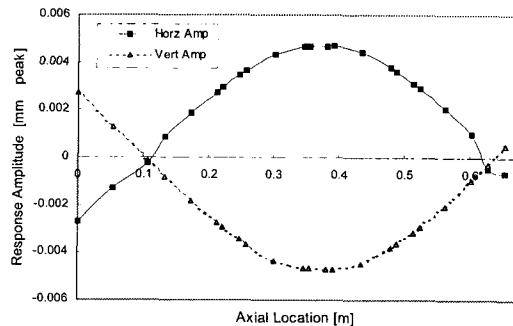


Fig. 18 Deflection shape at 4800RPM

도이다.

Fig. 19는 좌측 베어링의 회전속도에 대한 동 하중의 변화를 나타낸 값으로 역시 2740RPM에서 최대값을 가지는 것을 알 수 있으며 수직방향 하중이 수평방향 하중보다 크게 나타나고 있고 운전속도인 4800RPM에서 베어링의 동하중 값은 상당히 미소하다는 것을 알 수 있다.

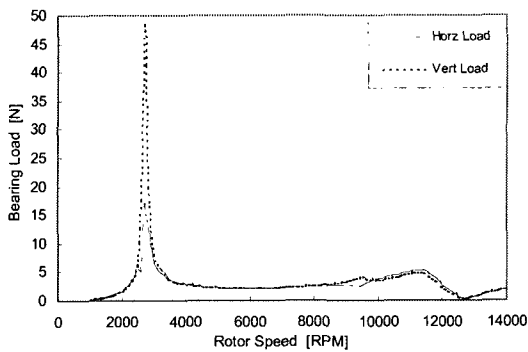


Fig. 19 Dynamic load of left bearing

#### 4. 결론

본 연구에서는 베어링의 동특성 계수 및 지지구조물의 영향을 고려하여 회전체 시스템의 동특성 해석을 수행하였다. 회전체 시스템의 해석을 위하여 유한요소법을 이용하였고 베어링의 특성 및 지지구조물의 영향을 고려한 고유진동수, 모드형상 및 응답 등을 분석하였다. 위험속도 선도를 이용하여 시스템의 안정성을 파악하였고 각각 모드의 고유진동수 및 대응하는 모드형상을 파악하였으며 응답의 해석으로 회전수의 변화에 따라 회전체의 변위 응답 및 베어링의 동하중의 변화를 구하였다. 특히 지지구조물의 영향을 고려하였을 때와 고려하지 않았을 때의 고유진동수의 차이는 최대 2.6% 이상이 발생하였다. 특히 저차 모드에서 고유진동수의 차이가 많이 발생하여 저차 모드가 중요시되는 회전체 시스템의 해석에 있어서 지지구조물의 영향을 무시하거나 배제하여서는 안 된다.

#### 참고문헌

1. Nelson, H.D., "The Dynamics of Rotor-Bearing System Using Finite Element.," Journal of

Engineering Industry, pp. 593-600 1976.  
 2. J.S. Rao, "Rotordynamics," New Age International Ltd., pp. 69-350, 1996.  
 3. Nelson, H.D., "A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory," Journal of Mechanical Design, 1980.  
 4. Ozguven, H.N., Ozkan, Z.L., "Whirl Speed an Unbalance Response of Multi Bearing Rotor Using Finite Elements," Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 106, pp. 72-79, 1984.  
 5. D.W. Childs, K. Graviss, "A Note on Critical-Speed Solutions for Finite-Element-Based Rotor Models," Transaction of ASME, Vol. 104, pp. 412-416, 1982.  
 6. G. Genta, C. Delprete, "Some considerations on the basic assumptions in rotordynamics," Journal of Sound & Vibration, Vol. 227 No. 3, pp. 611-645, 1999.  
 7. M.J. Choi, "Dynamics an Vibration of High Speed Rotor Bearing System Containing Camshaft and Crankshafts," PH. D North Carolina State Univ., 1992.  
 8. M. Petyt, "Introduction to Finite Element Vibration Analysis," Cambridge Univ. Press, pp. 315-500, 1990.  
 9. N.F. Rieger, "Rotordynamics 2 - Problems in Turbomachinery," Springer Verlag, pp. 41-190, 1988.  
 10. K. Zaveri, M. Phli., "Modal Analysis Large Structure - Multiple Exciters System," Bruel& Kjaer, 1985.