

## 저널 공기 베어링에 의해 지지되어진 강체 로터 계의 동특성 해석

### Dynamic Characteristics Analysis of a Rigid Rotor System Supported by Journal Air Bearings

권 대규\* · 谷 順二\*\* · 이 성철\*\*\*

Tae-Kyu Kwon, Junji Tani and Seong-Cheol Lee

**Key Words** : Tilting-pad gas bearing(틸딩 패드 가스 베어링), Reynolds equation(레이놀즈 방정식), Steady-state performance(정상상태 성능), Damping coefficients(감쇠계수)

#### ABSTRACT

In this paper, the dynamic characteristics of a super high-speed tilting-pad air bearing(TPGB) used in a turbo expander with high expansion ratio are analyzed. The dynamic behavior and stability of a rotary system supported by two journal air bearings are investigated numerically. The transient response of the shaft is obtained by simultaneously solving the equation of motion of the shaft and the dynamic Reynolds equation. The stiffness and damping coefficients of the bearing are calculated from the loading coefficients of the bearing are calculated from the loading capacity, shaft velocity and displacement by using a curve fitting method. The natural frequencies of the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> rigid modes can be calculated from these coefficients. The theoretical method of a rigid rotor system is verified by experimentsut.

#### 기호설명

$C_{xx}, C_{xy}, C_{yx}, C_{yy}$  : 감쇠계수

$C_{xx}, C_{xy}, C_{yx}, C_{yy}$  : 무차원 감쇠계수

$C_{mxx} = c_{xx}R/I_t\omega^2, C_{myx} = c_{yx}R/I_t\omega^2$

$C_{myx} = c_{yx}R/I_t\omega^2, C_{myy} = c_{yy}R/I_t\omega^2$

$C_r$  : 기준 간극  $R_{pad} - R$

$C_r$  : 피벗 간극  $R_{pad} - R - e_p$

$d$  : 패드 표면으로부터 피벗 볼 중심까지의 거리

$e$  : 편심

$e_p$  : 피벗트의 중앙 업셋

$H$  : 무차원 공기막두께 ( $= h/C_r$ ),

$h$  : 기체막 두께

$\bar{H}$  : 질량중심 각 운동량

$H_p$  : 피벗 포인트의 공기막 두께

$i$  : 패드 번호를 위한 지수

$j$  : 베어링 번호를 위한 지수

$I_t, I_p$  : 관성모멘트, 극관성 모멘트

$l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$  : 23.5mm, 26.46mm, 10.8mm, 14.1mm, 90.2mm, 91.1mm

$k_{xx}, k_{xy}, k_{yx}, k_{yy}$  : 강성계수

$K_{xx}, K_{xy}, K_{yx}, K_{yy}$  : 무차원 강성계수

$K_{mxx} = k_{xx}R/I_t\omega^2, K_{myx} = k_{yx}R/I_t\omega^2$

$K_{myx} = k_{yx}R/I_t\omega^2, K_{myy} = k_{yy}R/I_t\omega^2$

$m, m_1, m_2$  : 축 질량(0.21kg), 불균형 질량

$P, p_a$  : 무차원 압력 ( $P = p/p_a$ ), 주위압력

$R$  : 축 반경(8 mm)

$t, T$  : 시간과 무차원 시간

$U_j, U_m$  :  $U_j = m_1R/mC_r, U_m = m_2R^2/2I_tC_r$

$x, y$  : 축의 질량 중심좌표

$x_j, y_j$  : j 번째 베어링(j=1, 2) 좌표

\* 전북대학교 기계공학과 연구원

E-mail : kwon6821@hanmail.net

Tel : (011) 658-5863, Fax : (063) 270-2315

\*\* 일본 동북대학 교수

\*\*\* 전북대학교 기계공학과 교수

- $\bar{x}$  : 패드의 원통방향 좌표
- $x'$  : 중심선에 대한 수직좌표
- $y'$  : 축과 베어링 중심을 통과하는 좌표
- $\bar{z}$  : 패드의 축 좌표
- $\beta_p$  : 패드 끝부분부터 피벗 점까지 각도
- $\delta_i$  :  $i$  번째 피벗 지지변형
- $\Lambda$  : 베어링 정수  $(= (6\mu\omega R^2)/(p_a C_r^2))$
- $\omega$  : 축의 각속도
- $\theta$  : 패드 경사각도
- $\Psi$  : 중심선으로부터의 각좌표
- $\Psi_{pi}$  :  $i^{\text{th}}$  피벗의 위치
- $\mu$  : 공기 점도
- $\phi$  :  $x, y$  평면을 회전하는 각좌표

## 1. 서론

동압 기체 베어링은 매우 안정하고, 보통의 저널 베어링에 있어서 발생하는 불안정한 진동을 최소화하는데 적용되고 있다<sup>(1)</sup>. 따라서, 동압 기체 베어링은 터보 기기, 극저온 기기 및 항공기엔진 등의 고성능 회전기에 널리 사용되어지고 있다<sup>(2-5)</sup>. 동압 기체 베어링의 형식인 틸딩 패드 기체 베어링은 특히, 고속 회전시에 발생하는 동적 안정성에 뛰어난 특성을 가지고 있고, 초고속으로 안정하게 회전할 필요가 있는 용도에 적용되고 있다.

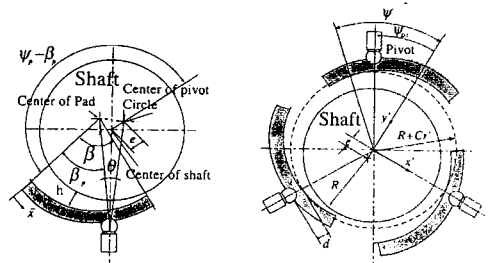
동압 기체 베어링은 축의 기동 및 정지시에 있어서 위험속도를 안전하게 통과하기 위해, 위험속도에서의 진동을 억제하고, 운전 가능한 회전수를 크게 하기 위해서 능동 제어를 이용하는 방법이 고안되어지고 있다. 동압 기체 베어링에 능동제어를 적용하기 위한 기초연구로서 로터 시스템의 동적 해석이 필요하다. 한편, 진동특성을 포함하고 있는 틸딩 패드 기체 베어링의 동특성에 관한 종래의 연구는 이론적 연구에 편중하고 있고, 실험적인 검토가 되어지는 예는 적다. 본 논문은 2개의 틸딩 패드 기체 베어링에 의해 지지되어진 강체 로터 시스템을 해석하고, 실험을 통하여 그 거동을 조사하는 것을 목적으로 한다. 그리고, TPGB를 이용한 공기 팽창기를 이용하여, 고속회전기계의 자려진동 및 동기진동의 동특성을 측정하고, 해석결과와의 검증을 수행한다.

## 2. 기초방정식과 모델링

### 2.1 기초방정식의 도입

$x, y$  평면상에 선택되어진 축은 강체로 가정하면, 축의 운동은 기하학적 축의 운동으로 표시할 수 있다. Fig.1은 TPGB의 구성을 표시하고 있다. 기체 베어링은 반경방향에

설치되어진 피벗으로부터 지지되어진 3개의 패드로 구성된다. 동압 기체 베어링으로 지지되어진 축이 회전하면 유체의 점성력에 의해서 축과 베어링 사이의 간극에 기체막이 형성된다. 그 기체막에 압력이 발생하고, 축의 하중을 지지한다. 유체의 관성을 무시하고, 유체의 흐름을 2차원 압축성, 층류, 등온으로 가정하면 공기막 압력은 연속방정식과 운동량 방정식으로부터 유도되어진 무차원 동적 레이놀즈 방정식으로부터 구해진다.



(a) Model of a pad (b) Tilting-pad journal bearing  
Fig. 1 Configuration of the TPGB and fluid film thickness.

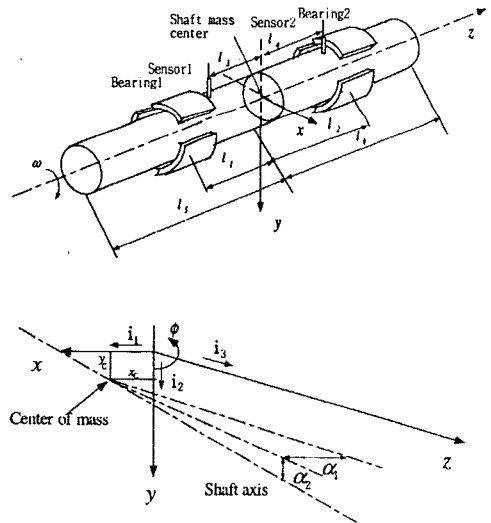


Fig. 2 Configuration of the bearing-rotor system and the selected coordinate system.

1 개의 패드의 하중성분은 다음과 같이 구해진다.

$$f_{\beta_i, x} = \int \int_{\Omega} (P_i - 1) \cos \phi \, d\phi \, d\bar{z} \quad (1)$$

$$f_{\beta_i, y} = \int \int_{\Omega} (P_i - 1) \sin \phi \, d\phi \, d\bar{z}$$

여기서,  $P_i$ 는 무차원 압력  $(= p/p_a)$ ,  $\phi$ 는 Fig.2에 표시한 것처럼  $x, y$  평면을 회전하는 각좌표,  $\bar{z}$ 는 무차원 좌표  $(\bar{z}/R)$ ,  $i$ 는 패드의 번호( $i=1,2,3$ )이다. 베어링의 총 하

중의 크기와 방향은 3개의 패드에 작용하는 힘의 합력을 계산하고, 식(2)로부터 구해진다.

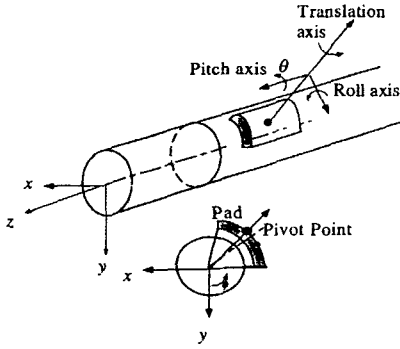


Fig. 3 Coordinate of pad

$$f = \left( \left( \sum_{i=1}^3 f_{\rho_i, x} \right) + \left( \sum_{i=1}^3 f_{\rho_i, y} \right) \right)^{1/2} \quad (2)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left( \left( \sum_{i=0}^3 f_{\rho_i, x} \right) / \left( \sum_{i=0}^3 f_{\rho_i, y} \right) \right)$$

피봇을 강체로 가정하면 각 패드에는 Fig. 3에 표시한 것처럼 3개의 회전 자유도가 존재한다. 본 논문에는 패드의 피치 운동만 고려한다. 식 (2)로부터 j번째의 베어링에 있어서 i 번째 패드의 피치 운동 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{d^2 \theta_{ij}}{dt^2} = DM_{p_i} - C_p \frac{d\theta_{ij}}{dt} \quad (3)$$

여기서,  $\theta_{ij} = \theta_{ij} R / C_r$ ,  $D = \rho_a R^4 / J C_r \Omega^2$ ,  $\theta_{ij}$ 는 패드의 피치각,  $C_p$ 는 피봇 마찰,  $J$ 는 패드의 관성 모멘트,  $M_{p_i}$ 는 공기막의 압력에 의한 i 번째 베어링에서 j 번째의 패드에 발생하는 무차원 모멘트이다.

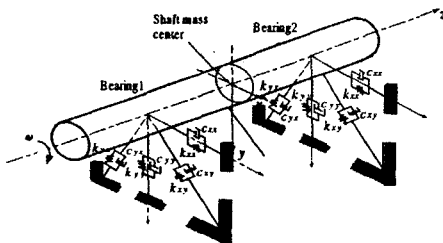


Fig. 4 Gas Film Coefficients

그리고, Fig. 4와같이 j번째의 베어링의 x, y 방향의 하중성분을  $f_{ix}, f_{iy}$ 로 표시하면 다음과 같이 축의 변위와 속도로 표시할 수 있다<sup>[3]</sup>.

$$\begin{aligned} f_{ix} &= -k_{xx}x_j - k_{xy}y_j - c_{xx}\dot{x}_j - c_{xy}\dot{y}_j \\ f_{iy} &= -k_{yx}x_j - k_{yy}y_j - c_{yx}\dot{x}_j - c_{yy}\dot{y}_j \end{aligned} \quad (4)$$

여기서,  $x_j, y_j, \dot{x}_j, \dot{y}_j$ 는 j 번째 베어링의 축 변위와 속도이다.

### 3. 이론해석

#### 3.1 운동방정식의 도입

축은 3개의 패드에 의해 기계적인 비접촉에 의해 지지되어진다. 고속으로 회전하는 경우, 불균형 힘  $F_u$ 와 모멘트  $M_u$ 가 발생하고, 축과 동기적으로 회전한다.  $F_u$ 는 축의 질량중심의 단면에 있는 균형 질량  $m_1$ 에 의해 발생되고,  $M_u$ 는 축의 질량중심에 대해서 대칭의 2개의 균형 질량  $m_2$ 에 의해 발생된다고 가정하면, 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$|F_u| = Rm_1\omega^2, \quad |M_u| = 2m_2R\rho_a\omega^2 \quad (5)$$

여기서  $\rho_a$ 는  $m_2$ 로부터 질량중심 단면까지의 거리이다. 그리고,  $F_u$ 와  $M_u$ 의 사이의 각은  $\phi_u$ 로 가정한다. Fig. 1에 있어서 강체 로터 시스템의 병진운동 방정식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -k_{xx}(x_1 + x_2) - k_{xy}(y_1 + y_2) - c_{xx}(\dot{x}_1 + \dot{x}_2) \\ &\quad - c_{yx}(\dot{y}_1 + \dot{y}_2) + m_1R\omega^2 \cos \omega t \\ m\ddot{y} &= -k_{xy}(x_1 + x_2) - k_{yy}(y_1 + y_2) - c_{xy}(\dot{x}_1 + \dot{x}_2) \\ &\quad - c_{yy}(\dot{y}_1 + \dot{y}_2) + m_1R\omega^2 \sin \omega t \end{aligned} \quad (6)$$

회전운동에 대해서는 우선 축의 질량중심에 대한 각 운동량을  $H$ 로 하면

$$\vec{H} = (I_t \omega_1) \vec{i}_1 + (I_t \omega_2) \vec{i}_2 + (I_t \omega_3) \vec{i}_3 \quad (7)$$

가 된다. 여기서  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ 는 각각  $i_1, i_2, i_3$  방향의 회전 각속도이다. 축에 가해지는 모멘트와 각 운동량 사이는 다음 식으로 성립된다.

$$\begin{aligned} \vec{M} = \frac{d\vec{H}}{dt} &= (I_t \dot{\omega}_1 + I_p \omega_2 \omega_3) \vec{i}_1 \\ &\quad + (I_t \dot{\omega}_2 - I_p \omega_3 \omega_1) \vec{i}_2 + (I_p \dot{\omega}_3) \vec{i}_3 \end{aligned} \quad (8)$$

식(8)로부터 다음 식이 구해진다.

$$\begin{aligned}
I_t \ddot{\alpha}_1 + I_p \dot{\omega} \dot{\alpha}_2 &= k_{xx}(x_2 l_2 - x_1 l_1) + k_{xy}(y_2 l_2 - y_1 l_1) \\
&\quad c_{xx}(\dot{x}_2 l_2 - \dot{x}_1 l_1) + c_{xy}(\dot{y}_2 l_2 - \dot{y}_1 l_1) \\
&\quad + \frac{m_2 R \omega^2 l}{2} \sin(\omega t - \phi_u) \\
-I_t \ddot{\alpha}_2 + I_p \dot{\omega} \dot{\alpha}_1 &= -k_{xx}(x_2 l_2 - x_1 l_1) - k_{xy}(y_2 l_2 - y_1 l_1) \\
&\quad -c_{xx}(\dot{x}_2 l_2 - \dot{x}_1 l_1) - c_{xy}(\dot{y}_2 l_2 - \dot{y}_1 l_1) \\
&\quad + \frac{m_2 R \omega^2 l}{2} \sin(\omega t - \phi_u) \\
I_p \dot{\omega} &= 0
\end{aligned} \tag{9}$$

공기막의 간극  $C_r$ 을 이용해서 식(6)과 (9)를 무차원화하면 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$[\dot{V}] + [C][V] + [K][V] = A \cos T + B \sin T \tag{10}$$

여기서,  $V = [X \ A_1 \ Y \ A_2]^T$

$$\{A\} = [U_f - U_m \sin \phi_u \ 0 \ -U_m \cos \phi_u]$$

$$\{B\} = [0 \ U_m \cos \phi_u \ U_f \ -U_m \sin \phi_u]$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 2K_{xx} & \frac{l_2 - l_1}{R} K_{xx} & 2K_{xy} & \frac{l_2 - l_1}{R} K_{xy} \\ (l_2 - l_1)K_{mxx} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} K_{mxx} & (l_2 - l_1)K_{mxy} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} K_{mxy} \\ 2K_{yx} & \frac{l_2 - l_1}{R} K_{yx} & 2K_{yy} & \frac{l_2 - l_1}{R} K_{yy} \\ (l_2 - l_1)K_{myx} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} K_{myx} & (l_2 - l_1)K_{myy} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} K_{myy} \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} 2C_{xx} & \frac{l_2 - l_1}{R} C_{xx} & 2C_{xy} & \frac{l_2 - l_1}{R} C_{xy} \\ (l_2 - l_1)C_{mxx} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} C_{mxx} & (l_2 - l_1)C_{mxy} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} C_{mxy} + G \\ 2C_{yx} & \frac{l_2 - l_1}{R} C_{yx} & 2C_{yy} & \frac{l_2 - l_1}{R} C_{yy} \\ (l_2 - l_1)C_{myx} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} C_{myx} - G & (l_2 - l_1)C_{myy} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} C_{myy} \end{bmatrix}$$

이다. 여기서,  $[C]$ 와  $[K]$ 는 무차원 감쇠와 강성행렬이다. 일반적으로 이와 같은 계수는 회전 모멘트, 감쇠, 비대칭적인 베어링의 성질에 의해 비대칭행렬이 된다. 여기서, 로터의 고유 진동수를 구하기 위한 식(10)의 동차식으로부터 해를 구한다.

#### 4. 수치해석

TPGB의 특성을 수치해석으로 해석하고 그 결과를 조사한다. 수치해석에 사용하는 매개변수를 표1에 표시한다. 무차원 레이놀즈 방정식을 유한요소법으로 해를 구하는 것으로부터 식(1)의  $P_i$ 가 구해진다. 식(1)과 식(2)의 계산결과로부터 식(4)의  $f_{ix}, f_{iy}$ 가 구해진다.  $f_{ix}, f_{iy}$ 의 계산결과에 최소자승법을 적용해서 식(4)의 강성계수  $k_{xx}, k_{xy}, k_{yx}, k_{yy}$ 와 감쇠계수  $c_{xx}, c_{xy}, c_{yx}, c_{yy}$ 을 구할 수 있다.

예압이 0.5일 경우의 강성계수와 감쇠계수의 계산치를

Fig. 5, Fig. 6에 표시한다. 이 그림에 있어서 계수는  $K_{xx} = k_{xx} C_r / p_a R^2$ ,  $C_{xx} = c_{xx} C_r / p_a R^2$ 와 같이 무차원 되어진다. 예압  $P_r$ 가 0.5일 경우 강성계수와 감쇠계수를 회전수의 함수로 표시하고, 무차원화 했던 식(10)의 운동방정식에 대입하여 동기하는 진동수를 계산했다. Fig. 7은 시스템의 고유주파수를 해석방법에 의해 계산되어지고, 강성계수와 회전속도에 의한 1과 2 차모드를 표시한다.

Table 1 Values of parameters in rotor-bearing system

Parameters	Value(unit)
Shaft length $l$	181.35 mm
Shaft mass $m$	0.28 kg
Shaft radius $R$	8 mm
Bearing width $L$	15.4 mm
Clearance $C_r$	20 $\mu$ m
Pad angular extent $\beta$ (deg)	110
Pivot position $\beta/\beta_p$	0.65
Dimensionless preload	0.5

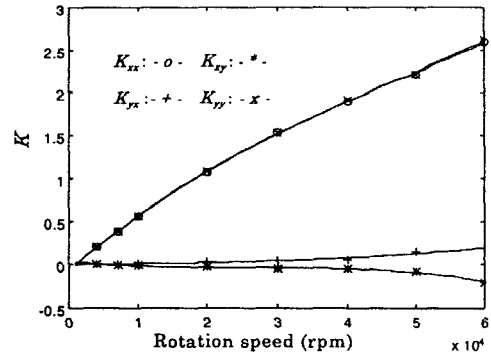


Fig. 5 Dimensionless K coefficients

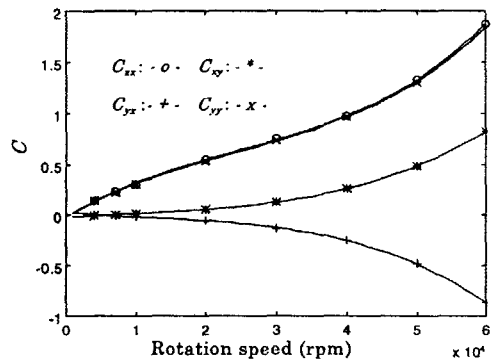


Fig. 6 Dimensionless coefficients C

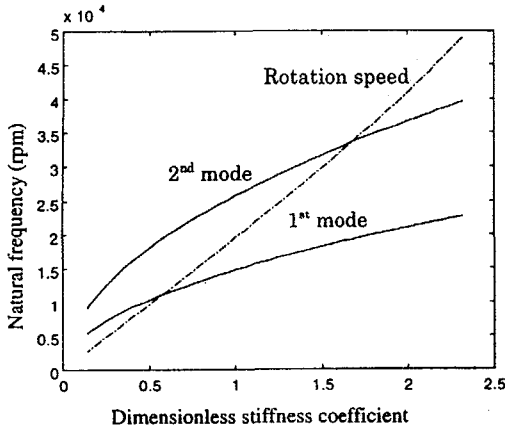


Fig. 7 Resonance frequency of 1st and 2nd rigid mode

회전속도와 1차 및 2차 모드 주파수 곡선의 교점에서 공진이 일어난다. 강체모드의 공진이 발생하는 회전속도가 Fig. 8로부터 구해지고, 각각 약 11500rpm과 33000rpm이다. 그리고, 동기진동의 모드해석을 살펴보면, 첫 번째 동기진동은 질량중심으로써 원추 모드의 공진이고, 불균형 질량  $m_2$ 의 영향을 크게 받고, 두 번째의 동기진동에는 병진 모드의 공진으로,  $m_1$ 과  $m_2$ 의 쌍방의 영향을 받는다.

### 5. 실험

Fig. 8에 TPGB의 특성을 살펴보기 위해서 공기 팽창기의 개략도를 표시한다. 이 그림에서 표시하고 있는 것처럼, 4개의 갭 센서의 위치를 각각 LR(下右), LL(下左), UR(上右), UL(上左)로 구별한다.

터빈의 레디얼 방향의 베어링으로써 TPGB를 이용하고, 스라스트 방향의 베어링으로써는 스라스트 하중을 지지하는 것에 최적으로 적용되는 정압 기체 베어링을 이용했다. 운전 중의 간격은 10~20  $\mu$ m 정도이고, 회전체의 진동 및 주파수 응답 등을 측정하기 위해서, 축의 진폭은 4개의 비접촉식 초소형 와전류식 갭센서를 이용한다. 실험은 다음과 같은 방법으로 행한다. 공기 압축기를 이용하여 고압 공기를 발생하고, 다음에 스라스트 베어링에 압축 공기를 급기하여 스라스트 베어링을 작동한다. 그 다음 급기밸브를 열고, 팽창기를 기동하고, 여러 가지 밸브를 조절해서 회전속도를 26000rpm까지 증가시킨다. 회전수를 기동으로부터 26000rpm까지 변화시킬 경우, 로터의 진동의 진폭을 측정한다.

Fig. 9과 Fig. 10는 회전수를 변화할 경우, LL(下左)과 UL(上左)의 위치에서 계속했던 주파수응답의 결과이다. 축의 회전수가 일차 강체 모드의 고유 주파수와 일치하면 축의 진폭은 증가하는 것을 알 수 있다. 고속 회전할 때 불균형하게 발생하는 진동의 진폭은 주로 불균형의 크기에 의해

바뀐다. 또, 고속 회전시에 있어 동기 성분은 존재하고, 고속 회전시에 있어서의 회전의 비동기 진동성분도 발생하는 것을 알 수 있다. 또한, 축이 0 rpm에서 11600 rpm까지 회전할 때, 공진 주파수에 가까워져, 축 및 베어링등에 작용하는 유체력에 의해 약 57 Hz의 유체 관련 진동 성분이 급격하게 증가한다. 이러한 속도를 안전하게 통과하기 위해서, 축의 기동 및 정지 시에, 공진 회전 속도로 진폭이 너무 크게 되지 않는 것이 중요하다.

축의 회전수가 일차 강체모드의 고유주파수와 일치하면 축의 진폭이 증가하는 것을 확인할 수 있다. 즉 그리고, 동기했던 성분이 존재하고, 고속회전시 회전수가 11600rpm에 있어서 회전축과의 자려진동에 의한 비동기의 진동성분도 발생하는 것을 관측했다.

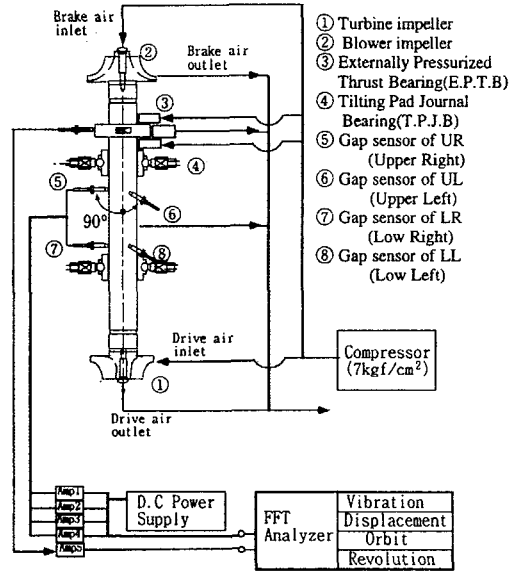


Fig. 8 Schematic diagram of testing equipment

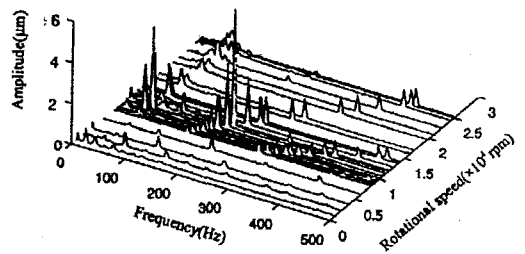


Fig. 9 Waterfall chart of frequency analysis of turbine shaft at LL gap sensor.(Experimental result).

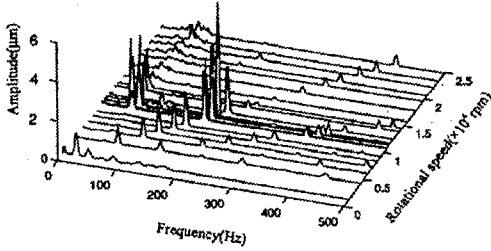


Fig. 10 Waterfall chart of frequency response of turbine shaft at UL gap sensor.(Experimental result)

Fig. 11와 Fig. 12은 Fig. 8에 표시하고 있는 변위계를 이용하여, 축의 레디얼 방향의 진동의 진폭을 측정했다. Fig. 11는 초소형 캡센서 UR(下右)의 위치에서, Fig. 12은 LR(上右)의 위치에서 계측했던 진폭이다. Fig. 11, Fig. 12으로부터 알 수 있듯이 약11760rpm의 회전속도에 진폭폭선이  $5\mu\text{m}$ 의 피크가 표시되어진다. 그것은 일차 강제모드의 공진 회전수와 매우 일치하고 있다.

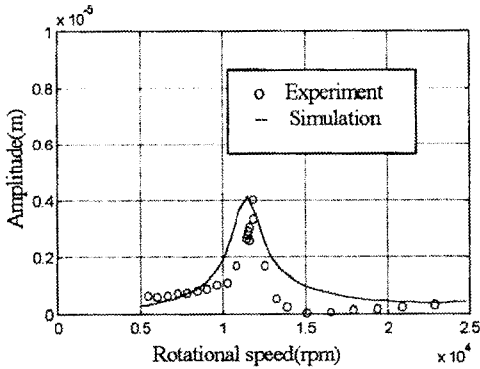


Fig. 11 Amplitude of the shaft in UR position

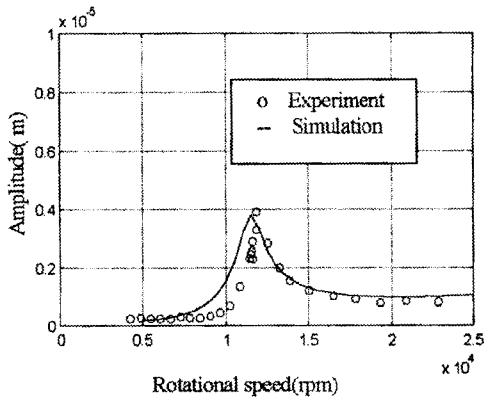


Fig. 12 Amplitude of the shaft in LR position

## 6. 결론

본 논문에는 틸딩 패드 공기 베어링에 의해 지지되어진 강제 로터 시스템의 동적 거동을 구했다. 그 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 축의 회전수가 일차 강제모드의 고유주파수와 일치하면 축의 진폭이 증가하는 것을 확인할 수 있었고, 고속 회전시에 있어서 동기했던 진동성분이 회전수 11670rpm에서 존재하고, 고속회전시에 있어서 회전축과의 자려진동에 의한 비동기의 진동성분도 57Hz에서 발생하는 것을 관측했다.

2. 로터계의 고유진동수의 실험치와 계산치가 잘 일치하고 있는 것으로부터 제작한 동압기체 베어링으로 구성된 강제 로터-계의 신뢰성을 증명하였다.

## 참고 문헌

- (1) Ino, N., Machida, A., 1992, Development of High Expansion Ratio Helium Turbo Expander, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 37, Part B pp. 835-844.
- (2) Ino, N., Machida, A., 1992, Development of Externally Pressurized Thrust Bearing For High expansion Ration Expander, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 37, pp. 817-825.
- (3) Andres, L. S., 1995, Turbulent Flow Foil Bearings for Cryogenic Applications, Trans. ASME, Journal of Tribology, Vol. 117, pp. 185-195.
- (4) Heshmat, H., Roger Ku, C. P., 1994, Structural Damping of Self-Acting Compliant Foil Journal Bearings, Trans. ASME, Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 76-146.
- (5) Fillon, M., Desbordes, H., Frene, J., Chan Hew Wai, C., 1996, A Global Approach of Thermal Effect Including Pad Deformations in Tilting Pad Journal Bearings Submitted to Unbalance Load, Journal of Tribology, Vol. 118, pp. 169-174.
- (6) 박상신, 황 평, 장인배, 한동철, 1991, "극소 공기막을 갖는 공기베어링의 직접 수치해법을 이용한 정적해석" 대한기계학회 논문집, 제15권 제 1호, pp. 120-126.