

가진 주파수가 틸팅패드 저어널베어링의 강성 및 감쇠계수에 미치는 영향

하현천 · 양승헌 · 김호종*

한국중공업 기술연구원,
*두원공과대학 기계공학과

Effects of Exciting Frequency on the Stiffness and Damping Coefficients in a Tilting Pad Journal Bearing

Hyun Cheon Ha, Seong Heon Yang and Ho Jong Kim*

Research and Development Center, Korea Heavy Industries & Construction Co. (HANJUNG)
*Doowon Technical College

Abstract—This paper describes the effects of exciting frequency on the stiffness and damping coefficients of a 5-pad tilting pad journal bearing, LOP (load on pad) type. The stiffness and damping coefficients are investigated experimentally under the different values of exciting frequency, bearing load and shaft speed. These coefficients are estimated by measuring the response of the relative displacement between the bearing and the shaft and acceleration of the bearing due to the known exciting loads acting on the bearing. In order to analysis the response of exciting load, displacement and acceleration, a FFT analyzer is used. It is shown that the variation of exciting frequency has a little effect on both the stiffness and damping coefficients. Both the stiffness and damping coefficients in the loading direction are decreased by the increase of shaft speed but increased by the increase of bearing load.

Key words—tilting pad journal bearing, stiffness and damping coefficients, exciting frequency.

1. 서 론

터빈발전기와 같은 대형 고속 회전기계는 설계, 가공, 제작, 운전 등 여러 가지 원인에 의해 운전 중에 축계에서 과도한 진동이 발생한다. 축의 진동이 과도하게 되면, 축 자체의 파손은 물론 회전기계를 구성하고 있는 전체 시스템의 손상을 유발하게 된다. 따라서 회전기계를 설계할 때는 반드시 로터-베어링의 회전 축계 진동을 정확하게 예측하여 운전 중에 축계 진동이 과도하게 되지 않도록 하여야 한다.

회전축계의 엄밀한 진동 예측을 위해서는 축을 지지하고 있는 베어링의 정확한 동적 특성 즉, 강성 및 감쇠계수가 필요하다. 왜냐하면, 베어링의 강성 및 감쇠계수는 시스템의 위험속도, 불평형응답 특성, 그리

고 불안정 현상 등 운전 특성에 직접적인 영향을 미치는 중요한 요소이기 때문이다[1-3]. 특히, 터빈 베어링은 복잡한 고속 회전기계의 한 부분이지만, 베어링의 운동 특성은 전 시스템의 동역학적 거동에 지대한 영향을 미치는 핵심 기계요소이다. 따라서 터빈발전기의 축계 진동해석과 설계 기술의 향상을 위해서는 베어링의 동특성 즉, 유막의 강성 및 감쇠계수를 실험적으로 규명할 수 있는 기술 개발이 필요하다.

베어링의 강성 및 감쇠계수는 베어링 형상, 부하하중, 회전속도, 유동상태 등에 따라 민감하게 변화되기 때문에, 이를 실험적으로 측정하기 위한 연구가 수행되었음에도 불구하고 아직까지 실험 기법이나 정량적 평가에 대해서 체계적으로 정립되지 않은 상태이다[4-6].

본 논문에서는 5패드 틸팅패드 저어널베어링의 동

적 특성을 실험적으로 측정하기 위하여 자체적으로 실험 장치를 설계, 제작하였다. 이 실험장치를 이용하여 동 베어링의 강성 및 감쇠계수를 실험적으로 평가할 수 있는 실험 및 측정 기법을 제시하고, 가진 주파수, 부하하중, 회전속도 등의 변화에 따른 베어링의 강성 및 감쇠계수의 특성을 규명하여 축계 진동해석과 안정성 평가 등에 필요한 설계 자료를 제시코자 한다.

2. 베어링의 동적 특성 측정 이론

베어링의 강성 및 감쇠계수를 실험적으로 측정하기 위해서는 축에 임의의 외력을 가한 후, 그 때 축심의 응답과 유막반력을 측정하여 이들의 관계로부터 유막계수들을 구할 수 있다. 이를 실험적으로 구현하기 위해서는 실제 축계와 같이 베어링을 고정시키고 회전축을 가진시키는 방법과 회전축을 고정시키고 베어링을 가진시키는 방법 즉, 두 가지 방법이 있다. 전자의 방법은 현실적으로 구현하기에 어려움이 많기 때문에 본 논문에서는 후자의 방법을 택하였다.

Fig. 1과 같은 좌표계에서 x, y 방향에 대해서 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\sum F_x = m \Delta \ddot{x}; \Delta F_x - \Delta P_x = m \Delta \ddot{x} \quad (1)$$

$$\sum F_y = m \Delta \ddot{y}; \Delta F_y - \Delta P_y = m \Delta \ddot{y} \quad (2)$$

여기서

$$\begin{Bmatrix} \Delta P_x \\ \Delta P_y \end{Bmatrix} = [k] \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + [c] \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

식 (3)을 식 (1)과 (2)에 대입하고 정리하면, 가진력과

응답의 함수로 표현되는 베어링계의 운동방정식이 얻어진다.

$$\begin{Bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{Bmatrix} = [k] \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + [c] \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} + [c] \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

위 식에서의 $[k]$ 와 $[c]$ 는 각각 유막의 강성 및 감쇠계수의 행렬로서, 본 논문에서 실험적으로 구하고자 하는 미지의 행렬이며, 다음 식으로 표현된다.

$$[k] = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial P_x}{\partial x} & \frac{\partial P_x}{\partial y} \\ \frac{\partial P_y}{\partial x} & \frac{\partial P_y}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial P_x}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial P_x}{\partial \dot{y}} \\ \frac{\partial P_y}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial P_y}{\partial \dot{y}} \end{bmatrix} \quad (6)$$

유막계수를 실험적으로 규명하기 위해서는 우선 가진 방법을 결정해야 한다. 본 논문에서는 직교하는 두 축에 서로 다른 주파수의 가진력을 인가시키는 방법 즉, 복합 가진법을 이용한다. 이는 2개의 서로 다른 주파수(ω_1, ω_2)의 가진력을 서로 직교하는 x, y 방향에서 베어링에 동시에 가하여 그때의 베어링과 회전축과의 상대적인 응답을 측정함으로써 유막계수를 구하는 것이다.

각각의 방향에서 베어링에 가해지는 가진력을 다음과 같이 두면,

$$\begin{aligned} \Delta F_x &= A \sin(\omega_1 t - \alpha_1) \\ \Delta F_y &= B \sin(\omega_2 t - \alpha_2) \end{aligned} \quad (7)$$

이 가진력에 의한 베어링과 축의 상대변위는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta x &= a_1 \cos \omega_1 t + a_2 \sin \omega_1 t + a_3 \cos \omega_2 t + a_4 \sin \omega_2 t \\ \Delta y &= b_1 \cos \omega_1 t + b_2 \sin \omega_1 t + b_3 \cos \omega_2 t + b_4 \sin \omega_2 t \end{aligned} \quad (8)$$

식 (8)을 식 (4)에 대입하고 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \Delta F_x &= \{a_1 k_{xx} + b_1 k_{xy} + a_2 \omega_1 c_{xx} + b_2 \omega_1 c_{xy} - m a_1 \omega_1^2\} \cos \omega_1 t \\ &\quad + \{a_2 k_{xx} + b_2 k_{xy} + a_1 \omega_1 c_{xx} + b_1 \omega_1 c_{xy} - m a_2 \omega_1^2\} \sin \omega_1 t \\ &\quad + \{a_3 k_{xx} + b_3 k_{xy} + a_4 \omega_2 c_{xx} + b_4 \omega_2 c_{xy} - m a_3 \omega_2^2\} \cos \omega_2 t \end{aligned}$$

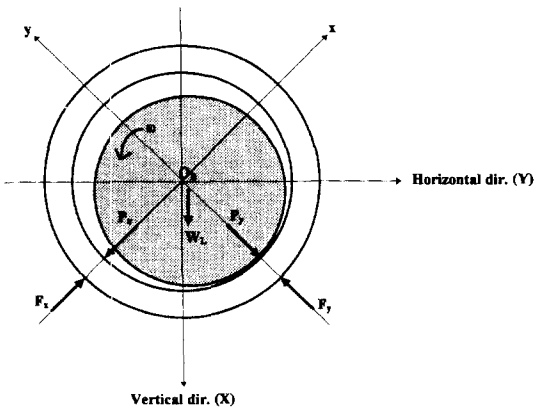


Fig. 1. Bearing coordinate system.

$$+ \{a_4 k_{xx} + b_4 k_{yy} + a_3 \omega_x c_{xx} + b_3 \omega_y c_{yy} - ma_4 \omega_x^2\} \sin \omega_x t \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \Delta F_y = & \{a_1 k_{yx} + b_1 k_{yy} + a_2 \omega_x c_{yx} + b_2 \omega_y c_{yy} - mb_1 \omega_x^2\} \cos \omega_x t \\ & + \{a_2 k_{yx} + b_2 k_{yy} + a_1 \omega_x c_{yx} + b_1 \omega_y c_{yy} - mb_2 \omega_x^2\} \sin \omega_x t \\ & + \{a_3 k_{yx} + b_3 k_{yy} + a_4 \omega_x c_{yx} + b_4 \omega_y c_{yy} - mb_3 \omega_x^2\} \cos \omega_x t \\ & + \{a_4 k_{yx} + b_4 k_{yy} + a_3 \omega_x c_{yx} + b_3 \omega_y c_{yy} - mb_4 \omega_x^2\} \sin \omega_x t \end{aligned} \quad (10)$$

식 (8)의 양변에 $\cos \omega_x t$, $\sin \omega_x t$, $\cos \omega_y t$, $\sin \omega_y t$ 를 각각 곱하고, 시간 t 에 관하여 응답의 1주기 τ 에 대하여 적분을 수행하면, 계수 $a_1 \sim a_4$, $b_1 \sim b_4$ 는 다음과 같이 얻어진다.

$$\{a\} = \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau} \begin{Bmatrix} \int_0^\tau \Delta x \cos \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta x \sin \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta x \cos \omega_y t dt \\ \int_0^\tau \Delta x \sin \omega_y t dt \end{Bmatrix} \quad (11)$$

$$\{b\} = \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau} \begin{Bmatrix} \int_0^\tau \Delta y \cos \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta y \sin \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta y \cos \omega_y t dt \\ \int_0^\tau \Delta y \sin \omega_y t dt \end{Bmatrix} \quad (12)$$

식 (9)과 (10)에 대해서도 위의 과정을 적용하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} & a_1 k_{xx} + b_1 k_{yy} + a_2 \omega_x c_{xx} + b_2 \omega_y c_{yy} - ma_1 \omega_x^2 \\ & = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau \Delta F_x \cos \omega_x t dt \\ & a_2 k_{xx} + b_2 k_{yy} + a_1 \omega_x c_{xx} + b_1 \omega_y c_{yy} - ma_2 \omega_x^2 \\ & = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau \Delta F_x \sin \omega_x t dt \\ & a_3 k_{xx} + b_3 k_{yy} + a_4 \omega_x c_{xx} + b_4 \omega_y c_{yy} - ma_3 \omega_x^2 \\ & = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau \Delta F_x \cos \omega_y t dt \\ & a_4 k_{xx} + b_4 k_{yy} + a_3 \omega_x c_{xx} + b_3 \omega_y c_{yy} - ma_4 \omega_x^2 \\ & = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau \Delta F_x \sin \omega_y t dt \\ & a_1 k_{yx} + b_1 k_{yy} + a_2 \omega_x c_{yx} + b_2 \omega_y c_{yy} - mb_1 \omega_x^2 \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} & = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau \Delta F_y \cos \omega_x t dt \\ & a_2 k_{yx} + b_2 k_{yy} + a_1 \omega_x c_{yx} + b_1 \omega_y c_{yy} - mb_2 \omega_x^2 \\ & = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau \Delta F_y \sin \omega_x t dt \\ & a_3 k_{yx} + b_3 k_{yy} + a_4 \omega_x c_{yx} + b_4 \omega_y c_{yy} - mb_3 \omega_x^2 \\ & = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau \Delta F_y \cos \omega_y t dt \\ & a_4 k_{yx} + b_4 k_{yy} + a_3 \omega_x c_{yx} + b_3 \omega_y c_{yy} - mb_4 \omega_x^2 \\ & = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau \Delta F_y \sin \omega_y t dt \end{aligned} \quad (14)$$

식 (13)과 (14)의 연립방정식 즉, 2개의 4원 연립일차방정식의 해를 구하면 유막계수가 되고, 다음과 같은 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} k_{xx} \\ k_{yy} \\ c_{xx} \\ c_{yy} \end{Bmatrix} = [U]^{-1} \{u_1\}, \quad \begin{Bmatrix} k_{yx} \\ k_{yy} \\ c_{yx} \\ c_{yy} \end{Bmatrix} = [U]^{-1} \{u_2\}, \quad (15)$$

여기서

$$[U] = \begin{bmatrix} a_1 & b_1 & a_2 \omega_x & b_2 \omega_x \\ a_2 & b_2 & -a_1 \omega_x & -b_1 \omega_x \\ a_3 & b_3 & a_4 \omega_y & b_4 \omega_y \\ a_4 & b_4 & -a_3 \omega_y & -b_3 \omega_y \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$\{u_1\} = \{c\} + m\{e\}, \quad \{u_2\} = \{d\} + m\{f\} \quad (17)$$

이고

$$\{c\} = \begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau} \begin{Bmatrix} \int_0^\tau \Delta F_x \cos \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_x \sin \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_x \cos \omega_y t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_x \sin \omega_y t dt \end{Bmatrix}, \quad (18)$$

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ d_4 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau} \begin{Bmatrix} \int_0^\tau \Delta F_y \cos \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_y \sin \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_y \cos \omega_y t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_y \sin \omega_y t dt \end{Bmatrix} \quad (19)$$

$$\{e\} = \begin{Bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \\ e_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} a_1 \omega_x^2 \\ a_2 \omega_x^2 \\ a_3 \omega_y^2 \\ a_4 \omega_y^2 \end{Bmatrix} \quad (20)$$

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} b_1 \omega_x^2 \\ b_2 \omega_x^2 \\ b_3 \omega_y^2 \\ b_4 \omega_y^2 \end{Bmatrix} \quad (21)$$

위에서 유도된 식 (11), (12), (18), (19), (20), (21)의 우변 항을 살펴보면, 이들은 모두 복소 Fourier 함수의 실수부와 허수부로 표현되어 있다. 따라서 $\{a\}$, $\{b\}$, $\{e\}$, $\{f\}$ 는 베어링 케이싱에 부착한 변위 센서로부터, $\{c\}$, $\{d\}$ 는 가진기에 부착되어 있는 load cell로부터 검출되는 전기 신호를 FFT analyzer로서 주파수 분석하여 가진 주파수에 대한 실수부와 허수부를 취하면 얻어진다.

베어링계의 운동방정식에서 베어링의 관성항인

$\{e\}$ 와 $\{f\}$ 는 엄밀한 면에서 베어링의 절대 가속도로 구해져야 하는데, 위에서 유도된 식에서 보면, 베어링의 관성항이 상대 가속도에 의해 계산된다. 따라서 본 실험에서는 보다 엄밀한 유막계수를 구하고자 시험 베어링에 가속도 센서를 부착하여, 베어링의 절대 가속도를 측정하여 $\{e\}$, $\{f\}$ 대신 절대 가속도에 의한 베어링의 관성 항 $\{e'\}$ 와 $\{f'\}$ 를 이용하였다.

이와 같이, 베어링에 가해지는 가진력은 load cell로써, 축과 베어링과의 상대변위 및 속도는 변위 센서로써, 베어링의 가속도는 가속도 센서로써 측정하여 FFT analyzer에 의한 주파수 분석으로 $\{a\}$, $\{b\}$, $\{c\}$, $\{d\}$, $\{e'\}$ 및 $\{f'\}$ 를 구한 다음, 이 값들을 이용하여 연립방정식의 해를 구하면, 베어링의 유막계수가 얻어진다. 그리고, 이들 유막계수를 수평 및 수직 방향의 직교 좌표계로 좌표 변환하여 베어링의 강성 및 감쇠계수를 구하였다.

3. 실험 장치

Fig. 2는 베어링의 강성 및 감쇠계수를 실험적으로

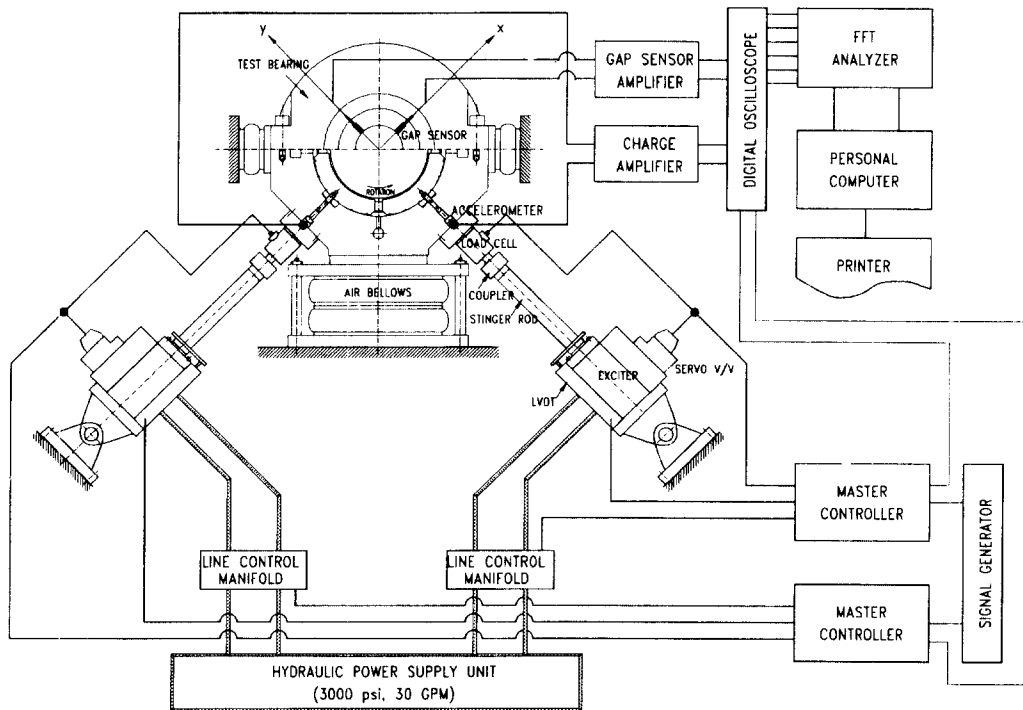


Fig. 2. Experimental apparatus for dynamic test.

Table 1. Specificatin of a hydraulic exciting system

No	Name	Specification
1	Exciter head	-Stroke: 2" -Total (static+dynamic) force: 10,000 lb
2	Master controller	-Static+Dynamic: continuously variable -Dual loo master controller
3	Signal generator	-independent dual signal generation -0~600 kHz for sign-wave
4	Hydraulic supply unit	-Oil: ISO VG 32 -Pressure: Max. 210 bar -Flow rate: 120 l/min (60 l/min × 2)

측정하기 위한 실험 장치의 개략도를 보여주고 있다. 실험 장치는 시험 베어링, 회전축, 하중인가장치, 동력전달장치, 윤활유공급장치, 신호처리장치, 그리고 유압가진장치 등으로 구성되어 있다.

시험 베어링은 패드가 5개로 구성된 LOP(load on pad)형 베어링이며, 패드는 케이싱 상부에 2개, 하부에 3개로 조립되어 있다. 베어링의 직경은 300.91 mm이며, 폭은 149.8 mm이고 베어링의 간극은 0.450 mm이다. 각 패드는 모두 원호각이 64°로 동일한 크기로 제작되었으며, 축방향 및 원주방향의 중앙에 피봇 홈이 만들어져 있다.

Fig. 2에서 볼 수 있듯이, 시험 베어링을 가진하기 위해 2개의 유압 가진기(hydraulic exciter)를 베어링 하부에 서로 직각으로 설치하였다. 유압가진장치는 signal generator, master controller, exciter head, hydraulic power supply, line control manifold, LVDT, load cell 등으로 구성되어 있으며, Table 1은 유압가진장치의 세부 사양을 나타내고 있다.

유압 가진기로부터 베어링에 가해지는 가진력의 크기를 측정하기 위해 exciter head에 2개의 load cell을 설치하였다. 그리고, 축과 베어링의 상대변위는 베어링 케이싱에 직각으로 eddy current형 비접촉식 변위 센서를 설치하였으며, 베어링의 절대 가속도를 측정하기 위해 압전형 가속도 센서를 exciter head 부에 설치하였다. 각 센서로부터 검출되는 전기 신호의 파형과 주파수를 분석하기 위해 digital oscilloscope와 FFT analyzer를 설치하였다.

4. 실험 방법

본 논문에서는 유막계수를 실험적으로 규명하기 위해 서로 다른 주파수를 가진 $\Delta F_1 = A \sin(\omega_1 t - \alpha_1)$ 및 $\Delta F_2 =$

$B \sin(\omega_2 t - \alpha_2)$ 를 시험 베어링에 인가하는 복합가진법을 이용하였다. 이 때, 무엇보다 중요한 것은 가진 주파수(ω_1, ω_2)와 가진력의 크기(A, B)를 적절하게 설정하는 것이다.

가진 주파수는 signal generator를 이용하여 설정하는데, 설정 시 검토하여야 할 사항은 다음과 같다. 첫째, 축의 회전 주파수와 회전 주파수의 조화 주파수(harmonic frequency)를 피한다. 둘째, 시험 베어링 계를 구성하고 있는 각종 요소들과의 공진 주파수를 피한다. 셋째, 외부의 불필요한 가진원을 가능한 한 없앤다. 특히, 가진 주파수가 가진기의 고유 진동수와 근접할 경우, 공진 현상등이 발생할 수 있기 때문에 주의하여야 한다.

그리고, 가진력의 크기는 master controller를 이용하여 설정한다. 본 논문에서는 가진력의 크기를 설정하기 위하여 다음과 같은 방법을 이용하였다. 즉, 시험 베어링에 부착된 변위 센서로부터 검출되는 가진 응답을 digital oscilloscope를 통해 그 크기를 관찰하여, 가진 응답의 최대 진폭이 베어링의 반경방향 틈새(450 μm)의 1/20 이하가 되도록 설정하였다. 그 이유는 베어링의 가진 응답을 가능한 한 최소화함으로써 동특성 실험이 선형 거동 하에서 수행될 수 있도록 하기 위함이다.

Fig. 2에서 보듯이, 가진력($\Delta F_1, \Delta F_2$)은 exciter head의 load cell로부터 검출한다. 이 전기적 신호를 FFT analyzer로 주파수 분석하여 식 (18), (19)의 $c_1 \sim c_4, d_1 \sim d_4$ 를 구한다. 변위 센서로부터 검출되는 전기 신호를 digital oscilloscope로 파형을 분석함으로써 가진력의 크기를 결정하는데 이용하였다. 그리고, 이 신호를 FFT analyzer로 주파수 분석하여 식 (11), (12)의 $a_1 \sim a_4, b_1 \sim b_4$ 를 구하였다. 그리고, 시험 베어링의 하반부에 부착한 가속도 센서의 신호를 주파수 분석하여 베어링의 관성항($e'_1 \sim e'_4, f'_1 \sim f'_4$)을 구하였다.

Fig. 3(a)는 베어링의 x 및 y 축에 각각 14, 22 Hz의 주파수로서 가진할 경우, exciter head의 load cell로부터 검출되는 전기 신호(No. 1과 No. 3)와 베어링 케이싱에 부착된 변위 센서로부터 검출되는 전기 신호(No. 2와 No. 4)의 파형을 나타낸 것이다. Fig. 3(b)는 load cell의 14 Hz 신호를 FFT analyzer로써 주파수 분석한 예이다.

본 논문에서는 가진주파수, 회전속도, 그리고 부하 하중의 변화에 따른 유막계수의 변화를 실험적으로

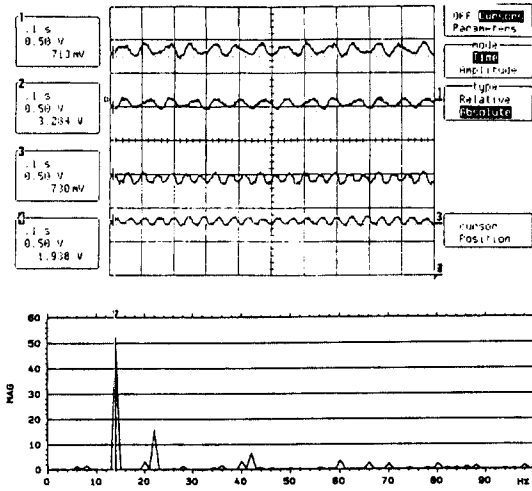


Fig. 3. (a) Time signals of load cell (No. 1 & 3) and displacement sensor (No. 2 & 4). (b) Spectrum of No. 1 (load cell) signal.

평가하기 위해 다음과 같은 실험 조건을 설정하였다.

- 저어널의 회전속도(N): 1,200~3,600 rpm
- 부하하중(W_L): 5, 10 kN
- 윤활유의 공급 온도(T_o): $40 \pm 0.5^\circ\text{C}$
- 윤활유의 공급 유량(Q_o): 120 l/min
- x축 가진 주파수: 고정(회전 주파수의 0.5배)
- y축 가진 주파수: 변화(회전 주파수의 0.6~0.9배)

5. 결과 및 고찰

본 논문에서는 가진 주파수를 회전 주파수 보다 작게 설정한 경우에 대해서만 실험적으로 베어링의 강성 및 감쇠계수를 구하여 분석하였다.

Fig. 4와 Fig. 5는 각각 $N=3000$ rpm, $W_L=10$ kN인 상태에서 x축의 가진 주파수(0.5x)를 고정시키고, y축의 가진 주파수를 각각 회전속도의 0.6, 0.7, 0.8, 0.9배로 증가시키면서 측정한 베어링의 강성계수 k 와 감쇠계수 c 의 분포를 나타낸 그림이다. 이들 그림에서 보면, 가진 주파수의 변화가 LOP형 5패드 틸팅패드 저어널 베어링의 강성 및 감쇠계수에 미치는 영향은 거의 없음을 알 수 있다. 동 베어링에서는 가진 주파수와 관계 없이 하중 방향의 강성 및 감쇠계수인 k_{xx} 와 c_{xx} 가 가장 크게 나타난다. 이 같은 이유는 LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링에서는 하중이 하부패드에 의해 서만 집중적으로 지지되고 결국, 하중 방향으로의 강

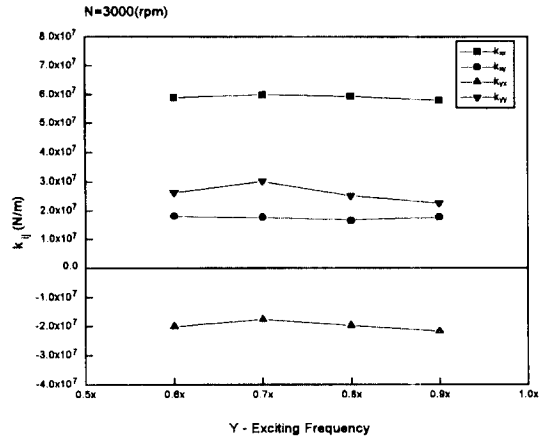


Fig. 4. Stiffness coefficients vs. exciting frequency ($W_L=10$ kN).

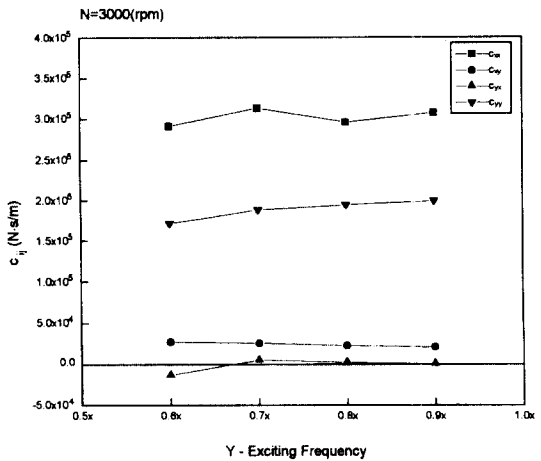


Fig. 5. Damping coefficients vs. exciting frequency ($W_L=10$ kN).

성과 감쇠계수가 커지기 때문이다. 그리고, 주 강성과 감쇠수에 비해 크기는 작지만 연성(cross coupled)강성 및 감쇠계수가 나타남을 알 수 있다. 이는 이론적으로는 동 베어링에서 편심각이 발생하지 않는 것으로 예측되지만, 가공 공차나 조립 공차 등의 복합적인 요인에 의해 운전 중에 편심각이 발생되어 나타난 현상으로 판단된다. 여러 가지 운전조건하에서 실험을 수행한 결과, 다른 모든 실험조건에서도 거의 이와 유사한 경향을 보인다. 결론적으로 베어링의 강성 및 감쇠계수는 가진 주파수의 영향을 거의 받지 않는다고 판단된다.

Fig. 6과 Fig. 7은 $W_L=10$ kN에서 x축의 가진 주파

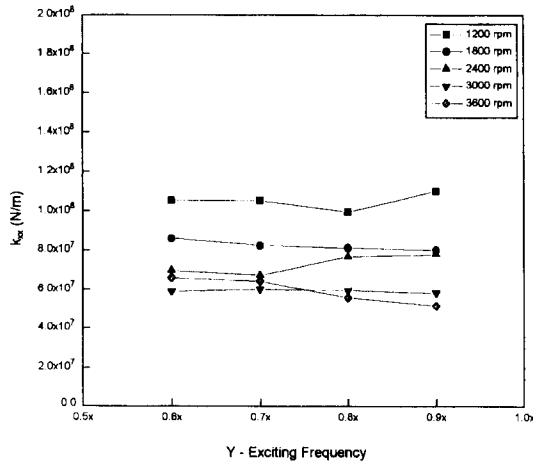


Fig. 6. Variation of k_{xx} with the shaft speed ($W_1=10$ kN).

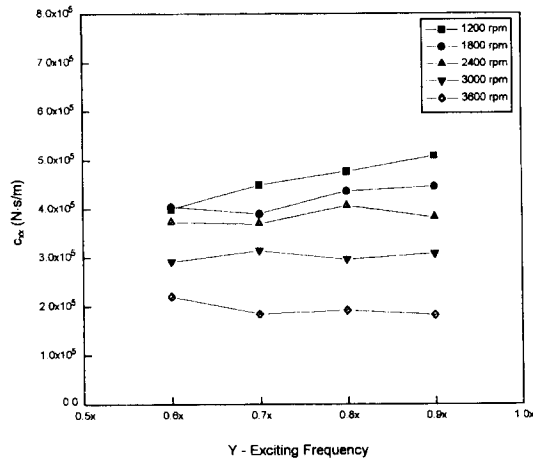


Fig. 7. Variation of c_{xx} with the shaft speed ($W_1=10$ kN).

수(0.5x)를 고정시키고, y축의 가진 주파수를 각각 회전속도의 0.6, 0.7, 0.8, 0.9배로 증가시키면서, 축의 회전속도의 변화(1200, 1800, 2400, 3000, 3600 rpm)에 대한 하중 방향의 강성계수 k_{xx} 와 감쇠계수 c_{xx} 의 변화를 나타낸 그림이다. 이들 그림에서 알 수 있듯이, LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링에서 회전속도가 증가하면 하중방향의 강성 및 감쇠계수가 뚜렷하게 감소됨을 알 수 있다. 이 같은 이유는 저속에서는 편심율이 크기 때문에 동 베어링의 하중이 하부패드에 의해서만 집중적으로 지지되고 결국, 하중방향으로의 강성과 감쇠계수가 커지기 때문이다. 이와 반대로, 고속에서는 편심율이 줄어들게 되고, 이것에 의해 하중방향으로의 강성과 감쇠계수가 작아진다. 다시

말하면, 유체 윤활 저어널베어링에서는 축의 회전속도가 증가하면, 베어링의 편심율이 감소하게 되어 동압 발생의 주요인인 썸기효과(wedge effect)가 감소되고, 이것에 의해 지지 강성이 작아진다.

Fig. 8과 Fig. 9는 $N=1800$ rpm에서 x축의 가진 주파수(0.5x)를 고정시키고, y축의 가진 주파수를 각각 회전속도의 0.6, 0.7, 0.8, 0.9 배로 증가시키면서, 부하하중의 변화(5, 10 kN)에 대한 하중방향의 강성계수 k_{xx} 와 감쇠계수 c_{xx} 의 변화를 나타낸 그림이다. 이들 그림에서 알 수 있듯이, 같은 회전속도 하에서 k_{xx} 와 c_{xx} 는 부하하중이 증가함에 따라 그 값이 증가하는 경향을

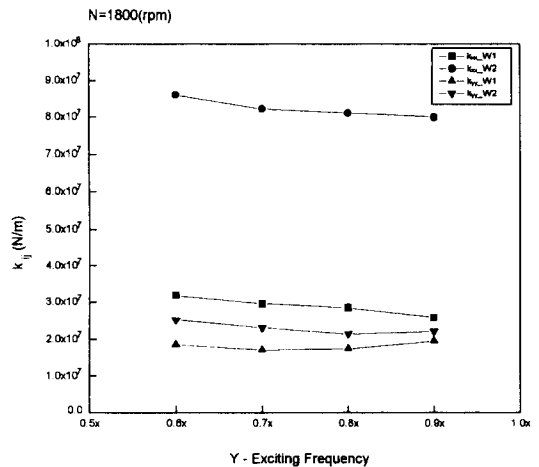


Fig. 8. Variation of stiffness coefficients with the bearing loads ($W_1=5$ kN, $W_2=10$ kN).

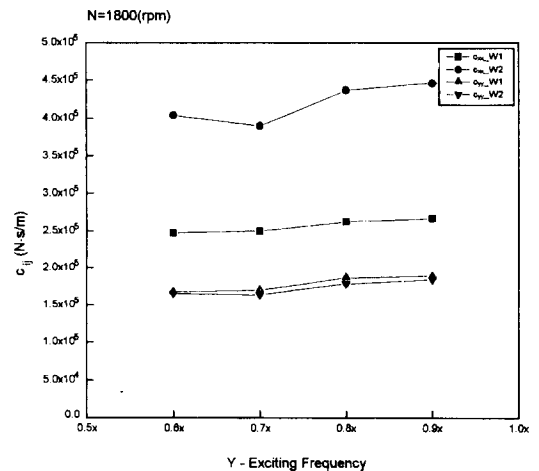


Fig. 9. Variation of damping coefficients with the bearing loads ($W_1=5$ kN, $W_2=10$ kN).

보인다. 즉, 부하하중이 증가하면, 베어링의 편심율이 증가하게 되고 결국, LOP형 5패드 틸팅패드 저어널 베어링의 하부패드의 췌기효과가 증가하게 되어 하중 방향으로의 지지 강성이 커진다. 하중방향과 직교하는 방향의 주 강성은 하중이 감소되면, 상대적으로 약간 증가하는 경향을 나타내지만, 감쇠계수는 거의 일정하게 유지됨을 알 수 있다.

본 논문에서 개발된 실험장치와 실험방법으로 대형 고속 LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링의 동적 특성을 동일한 실험조건에 대해, 수 차례 반복 수행한 결과 우수한 재현성을 나타내었다. 따라서 본 논문의 실험결과는 터빈발전기용 저어널베어링과 같은 대형 고속 LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링의 강성 및 감쇠계수를 실험적으로 구하기 위한 가진 주파수의 설정 기준을 정하는데는 물론, 동 베어링의 동적 특성을 예측하기 위한 해석기술 개발 시에 참고 자료로서 매우 유용할 것으로 기대된다.

6. 결 론

LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링의 강성 및 감쇠계수의 특성을 실험적으로 평가하기 위하여 자체적으로 실험 장치를 설계/제작하고, 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링의 강성 및 감쇠계수는, 가진 주파수가 회전 주파수 이하인 경우, 가진 주파수의 변화에 영향을 받지 않고 거의 일정한 값으로 나타난다.

2. LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링에서는 지지 하중이 하부패드에 의해서만 집중적으로 지지되기 때문에, 하중방향의 강성 및 감쇠계수가 가장 크게 나타난다.

3. LOP형 5-패드 틸팅패드 저어널베어링에서 회전 속도와 부하하중의 변화에 따라 하중방향의 강성 및 감쇠계수는 뚜렷하게 변하지만, 다른 성분은 거의 영향을 받지 않는다.

4. 부하하중의 증가와 회전속도가 감소하면, 편심율이 증가되어 하부패드의 유막두께가 작아지고 췌기 효과가 더욱 커지기 때문에, 하중방향으로의 베어링의 강성 및 감쇠계수가 더욱 커진다. 이와 반대로, 부하하중이 작아지고, 고속에서는 편심율이 줄어들기 때문에 하중방향으로의 강성과 감쇠계수가 작아진다.

5. 주 강성과 감쇠계수에 비해 크기는 작지만 연성 강성 및 감쇠계수가 나타난다. 이는 가공 공차나 조립 공차 등의 복합적인 요인에 의해 운전 중에 편심각이 발생되어 나타난 현상으로 판단된다.

6. 본 논문의 실험 결과는 대형 고속 LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링의 강성 및 감쇠계수를 실험적으로 구하기 위한 가진 주파수의 설정 기준을 정하는데는 물론, 동 베어링의 정확한 동적 특성을 예측하기 위한 해석기술 개발 시에 참고 자료로서 매우 유용할 것으로 기대된다.

기호 및 약호

- A, B : 가진력의 크기
- c_{ij} : 감쇠계수
- F_x, F_y : x, y방향의 가진력
- k_{ij} : 강성계수
- m : 베어링 질량
- O_B : 베어링 중심
- P_x, P_y : x, y방향의 유막반력
- x, y : 가진 방향의 직교 좌표계
- X, Y : 부하 하중 방향의 직교 좌표계
- ω : 회전 각속도
- ω_x, ω_y : 가진 주파수
- Δ_v, Δ_r : 축과 베어링의 상대변위

참 고 문 헌

1. Muszynska, A., "Whirl and Whip Rotor-Bearing Stability Problems," J. of Sound and Vibration, Vol. 110(3), pp. 443-462, 1986.
2. Booser, E.R., Missana, A. and Ryan, F.D., "Performance of Large Steam Turbine Journal Bearing," Trans. ASLE, Vol. 13, pp. 262-268, 1970.
3. Michel Lalanne and Guy Ferraris, "Rotordynamics Prediction in Engineering," John Wiley and Sons, New York, 1990.
4. Dara Childs and Keith Hale, "A Test Apparatus and Facility to Identify the Rotordynamic Coefficients of High Speed Hydrostatic Bearings," Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 337-344, 1994.
5. Junichi Mitsui, "A Study of the Lubricant Film Characteristics of Journal Bearings (Part 3, Effects of the

Film Viscosity Variation on the Dynamic Characteristics of Journal Bearings),” JSME, Vol. 25, No. 210, pp. 2018-2029, 1982.

6. 染谷常雄, “저어널베어링 유막의 강성 및 감쇠계수에 관한 연구(제2보, 실험),” JSME, Vol. 42, No. 362, pp. 3303-3310, 1984.