

동기 제어되는 동압 베어링의 동특성에 관한 연구

노병후* · 김경웅*

A Study on Dynamic Characteristics of Synchronously Controlled Hydrodynamic Journal Bearing

Byoung-Hoo Rho, Kyung-Woong Kim

Key Words : Hydrodynamic Bearing(동압 베어링), Stability(안정성), Whirl Instability(휨 불안정성), Unbalance Response(불균형 응답), Active Control(능동 제어)

Abstract

In this paper synchronous whirl of bearing is employed as control algorithm of actively controlled hydrodynamic journal bearing to suppress the whirl instability and unbalance response of a rotor-bearing system. Also, the cavitation algorithm implementing the Jakobsson-Floberg-Olsson boundary condition is adopted to predict cavitation regions in the fluid film more accurately than conventional analysis which uses the Reynolds condition. The stability and unbalance responses of a rotor-bearing system are investigated for various control gain and phase difference between the bearing and journal motion. It is shown that the unbalance response of a rotor-bearing system can be greatly improved by synchronous whirl of the bearing, and there is an optimum phase difference, which gives the minimum unbalance response of the system, at given operating condition. It is also found that the speed at onset of instability can be greatly increased by synchronous whirl of the bearing.

기호설명

C : bearing clearance
 c_{ij} : damping coefficients of bearing ($i, j = x, y$)
 D : diameter of bearing
 e : mass eccentricity
 f_{ux}, f_{uy} : unbalance forces in x and y direction
 g_s : switch function or cavitation index
 h : film thickness
 k_{ij} : stiffness coefficients of bearing ($i, j = x, y$)
 L : length of bearing
 m : mass of rotor
 P_s : dimensionless oil supply pressure, $p_s LD/W$
 p : oil pressure
 p_c : cavity pressure of oil
 t : time
 V_x : surface velocity of journal in x-direction
 x, y, z : coordinates
 x_b, y_b : coordinates of bearing center

x_j, y_j : coordinates of journal center
 α : control gain of active control bearing
 β : fluid bulk modulus
 ϕ : phase difference of active control bearing
 μ : oil viscosity
 ν : whirl ratio
 θ : angular coordinate
 θ_f : fluid film contents
 ρ : oil viscosity
 ρ_c : oil viscosity at cavity pressure
 ω_j : angular velocity of journal

1. 서론

산업 기술의 발달로 인하여 터빈, 압축기 및 발전기 등의 회전 기계들이 고속화되고 있다. 또한 발전 설비에서의 회전 기계들은 보다 시스템을 안전하게 운전되어지도록 설계하고 있다. 베어링은 이러한 회전 기계의 성능을 좌우하는 핵심 부품이다. 회전 기계의 불균형 응답과 고속화에 걸림돌

* 한국과학기술원, 정회원

로 작용하는 쉘 불안정 현상을 억제하기 위하여 많은 연구가 행해졌다. 특히, 틸팅-패드, 플로팅링 및 비진원형 베어링은 진원형 베어링에 비하여 보다 넓은 운전 영역에서 보다 효과적으로 사용할 수 있다^(1,3). 축-베어링 시스템의 능동 제어에 관한 연구로서, Hathout⁽⁴⁾ 등은 회전체의 진동을 억제하기 위하여 하이브리드 스퀴즈 필름 댐퍼를 이용하였다. 이러한 종류의 베어링들도 비록 진원형 베어링에 비하여 그 진동 특성이 우수하나, 쉘 불안정 현상을 그다지 많이 향상시키지는 못하고 있다. 따라서 축-베어링 시스템의 진동과 쉘 불안정성 향상을 위한 보다 효과적인 방법이 요구되고 있다. 쉘 불안정성 현상이 유막 내 발생하는 우력 성분에 기인하는 것으로서, 베어링의 적절한 운동으로 인하여 이 우력 성분을 줄일 수 있다면 시스템의 안정성을 보다 효과적으로 높일 수 있을 것이다. Lee⁽⁵⁾ 등은 이러한 관점에서 외부 가압 베어링의 능동 제어에 대하여 연구하였다. 그러나 발전 설비에서의 회전 기계를 지지하는 베어링의 유효제는 유체이며, 또한 베어링 중심과 저널 중심이 일치하지 않는 동심 조건이 아니게 된다.

본 연구에서는 저널 중심의 선회 운동과 동기되어 선회 운동하도록 베어링을 능동 제어하는 경우에 대하여, 축-베어링 시스템의 불균형 응답과 쉘 불안정 현상에 관하여 연구하였다. 이를 위하여 동기 제어되는 베어링의 제어 계인과 위상차에 따른 응답 특성을 해석하였다.

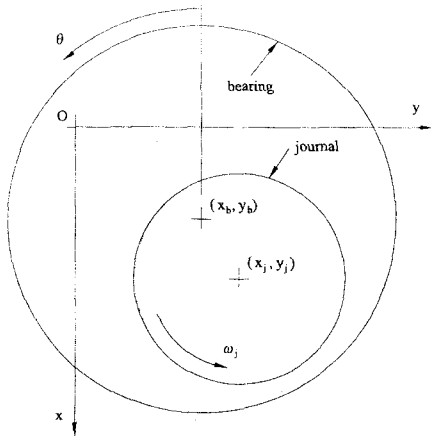


Fig. 1 Coordinate system

2. 지배 방정식

원주 방향 급유홈을 갖는 저널 베어링의 좌표계를 Fig. 1에 나타내었다. 베어링 내 발생하는 공

동 현상을 보다 정확하게 예측하기 위하여 유체의 압축성 효과를 고려하였으며, 이에 대한 비정상상태 유니버설 레이놀즈 방정식은 다음과 같다⁽⁶⁾.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\theta, h) + \frac{V_x}{2} \frac{\partial}{\partial x}(\theta, h) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\beta g_s h^3}{12\mu} \frac{\partial \theta_f}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\beta g_s h^3}{12\mu} \frac{\partial \theta_f}{\partial z} \right) \quad (1)$$

여기서 g_s 는 스위치 함수로서 공동 영역에서는 0의 값을 가지며, 나머지 영역에서는 1의 값을 갖는다. 또한 유막함유율 θ_f 및 유막함유율과 압력과의 관계식 그리고 유막두께 표현식은 다음과 같다.

$$\theta_f = \rho / \rho_c \quad (2)$$

$$p = p_c + \beta g_s (\theta_f - 1) \quad (3)$$

$$h = C + (x_j - x_b) \cos \theta + (y_j - y_b) \sin \theta \quad (4)$$

여기서 ρ_c 는 공동압력 p_c 에서의 유체의 밀도이며, C 는 베어링 간극, 그리고 x_j, y_j 와 x_b, y_b 는 저널과 베어링 중심의 좌표이다. 또한 계산에 필요한 압력 경계조건은 다음과 같다.

$$\text{급유홈에서} \quad p = p_s \quad (5a)$$

$$\text{축방향 끝단에서} \quad p = 0 \quad (5b)$$

$$\text{압력 주기성} \quad p(\theta + 2\pi, z) = p(\theta, z) \quad (5c)$$

베어링 내 발생하는 유체의 압력을 지배하는 방정식인 식 (1)을 수치해석하기 위하여 엘로드 알고리즘⁽⁷⁾을 사용하였으며, 가우스 소거법을 이용한 유한차분법으로 수치해석하였다. 대칭성을 이용하여 베어링 반쪽 면에 대하여 노드 수는 원주방향 및 축방향으로 127개와 17개의 등간격으로 분할하였다.

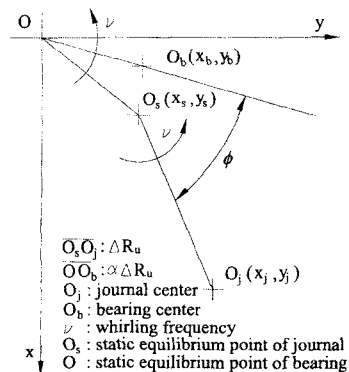


Fig. 2 Definition of control gain and phase difference

3. 운동 방정식

본 연구에서는 축-베어링 시스템의 불균형 응답과 휠 불안정성을 억제시키기 위하여, 저널 중심의 선회 운동과 동기되어 베어링 중심이 선회 운동하도록 베어링을 능동 제어하였다. Fig. 2는 베어링 중심이 저널 중심과 같은 선회 주파수를 가지고 선회 운동하는 관계를 보여주고 있으며, 베어링 중심은 저널 중심에 대하여 다음과 같은 식으로 제어된다.

$$\Delta x_b = \alpha(\Delta x_j \cos \phi + \Delta y_j \sin \phi) \quad (6a)$$

$$\Delta y_b = \alpha(\Delta y_j \cos \phi - \Delta x_j \sin \phi) \quad (6b)$$

여기서 α 는 저널 중심의 변위에 대한 베어링 중심의 변위비를 나타내는 제어 계인이며, ϕ 는 베어링 중심과 저널 중심이 이루는 위상차이다. 그리고 Δx_j , Δy_j 와 Δx_b , Δy_b 는 각각 정적평형위치를 기점으로 하는 저널과 베어링 중심의 변위이다.

정적평형위치 근방의 미소 진동에 대하여 베어링 내에서의 유막력 변화는 선형 이론에 의하여 근사화시킬 수 있다. 이는 주어진 운전 조건의 정적평형위치에서 Lund⁽⁸⁾가 제안한 섭동법을 이용하여 계산하고자 하는 운전 조건에서의 베어링의 선형화 계수들을 구할 수 있다. 이 선형화 계수들을 이용하여 축-베어링 시스템의 운동 방정식을 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x}_j \\ \Delta \ddot{y}_j \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x}_j - \Delta \dot{x}_b \\ \Delta \dot{y}_j - \Delta \dot{y}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_j - \Delta x_b \\ \Delta y_j - \Delta y_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{ix} \\ f_{iy} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

여기서 f_{ix} , f_{iy} 는 축의 불균형 질량에 의한 각 방향으로의 불균형력이며, m 은 저널의 질량이다. 그리고 c_{ij} 와 k_{ij} 는 베어링의 감쇠와 강성 계수이다. 복소수 변수 $r = \Delta x_j + j\Delta y_j$ 를 도입하고, 불균형 질량에 의한 응답을 다음과 같이 가정하자.

$$r = r_f e^{j\omega t} + r_b e^{-j\omega t} \quad (8)$$

이러한 불균형 응답은 타원형 모양을 하게 되며, 이 타원 모양의 장축과 단축의 길이는 다음과 같다.

$$A_k = |r_f| + |r_b| \quad (9a)$$

$$B_k = |r_f| - |r_b| \quad (9b)$$

이러한 불균형 응답의 장축 길이를 불균형 응답의 크기로 정하였다. 한편 시스템의 응답을 $\Delta x_j = X_j e^{j\lambda t}$, $\Delta y_j = Y_j e^{j\lambda t}$ 라 하면 λ 에 대한 4차 특성방정식이 얻어진다. 이 특성방정식으로부터 Routh-Hurwitz 안정성 판별 조건을 이용하여 시스템의 안정한계속도를 결정할 수 있으며, 또한 그 속도에서의 휠버를 계산할 수 있다.

Table 1 Specification and parameter values

$W = 981.0$ (N)	$D = 80$ (mm)
$C = D/1000$	$P_s = 0.5$
$L/D = 0.5$	$me = 80$ (mm.gr)
$\beta = 1.0 \times 10^8$ (Pa)	$\mu = 29$ (cp)

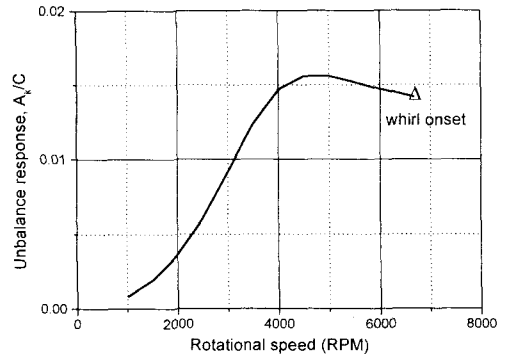


Fig. 3 Unbalance response of a rotor-bearing system

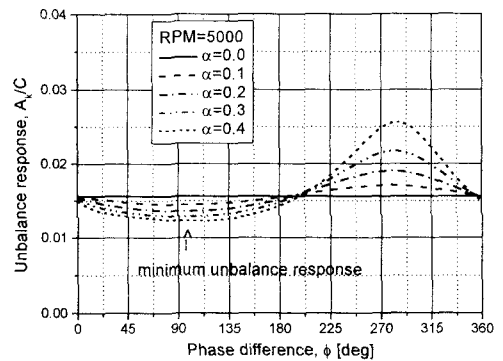


Fig. 4 Unbalance responses at 5000 rpm

4. 결과 및 고찰

축-베어링 시스템의 사양과 운전 조건에 대하여,

이차원 뉴턴-랩슨법을 이용하여 하중 조건을 만족하는 정적평형위치를 계산하였다. 이 위치에서 섭동법을 이용하여 베어링의 선형화 계수들을 구하였으며, 시스템의 불균형 응답과 안정성 판별을 하였다.

베어링 사양과 변수들은 Table 1에 나타내었으며, 이 시스템의 불균형 응답을 Fig. 3에 나타내었다. 저널의 회전속도가 5000rpm 일 때, 제어 계인과 위상차 변화에 따른 시스템의 불균형 응답을 Fig. 4에 나타내었다. 불균형 응답은 제어 계인과 위상차에 대하여 큰 영향을 받으며, 고정된 제어 계인에 대하여 불균형 응답을 최소화하는 최적의 위상차가 존재함을 알 수 있다.

이러한 불균형 응답을 최소화하는 최적 위상차의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 이 최적 위상차는 회전 속도가 증가할수록 감소한다. 저속에서는 제어 계인에 대한 최적 위상차의 변화는 거의 없으나, 회전 속도가 증가할수록 제어 계인의 영향이 커짐을 알 수 있다.

이러한 최적 위상차로 제어되는 경우의 시스템 불균형 응답을 Fig. 6에 나타내었다. 제어 계인이 0.4인 경우에 불균형 응답은 전체적으로 20~30% 향상된 결과를 보여주고 있으며, 이는 제어 계인을 증가시킬수록 그 저감 효과는 클 것이다.

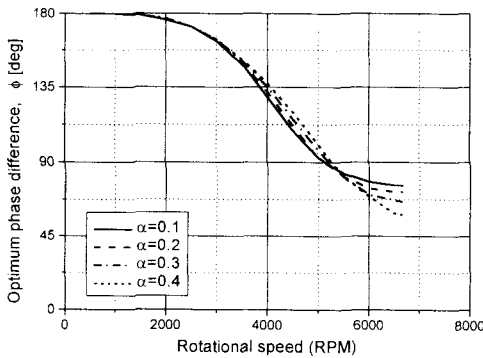


Fig. 5 Optimum phase difference for various control gain

베어링의 동기 제어에 의한 축-베어링 시스템의 안정성 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 주어진 제어 계인에 대하여 시스템의 안정한계속도를 최대화하는 최적의 위상차가 존재함을 알 수 있다. 이 경우 휠비는 감소한다.

안정한계속도를 최대화 하는 최적 위상차의 변화와 그 때의 안정한계속도를 Fig. 8에 나타내었다. 제어 계인에 따라 안정한계속도는 증가한다.

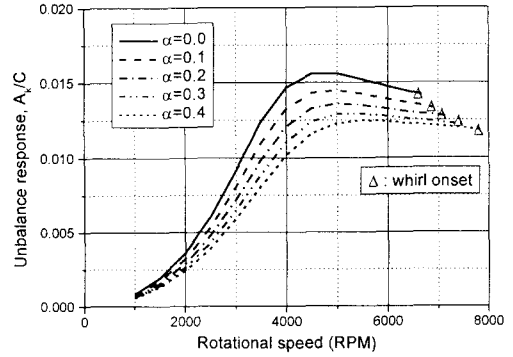


Fig. 6 Unbalance responses for various control gain

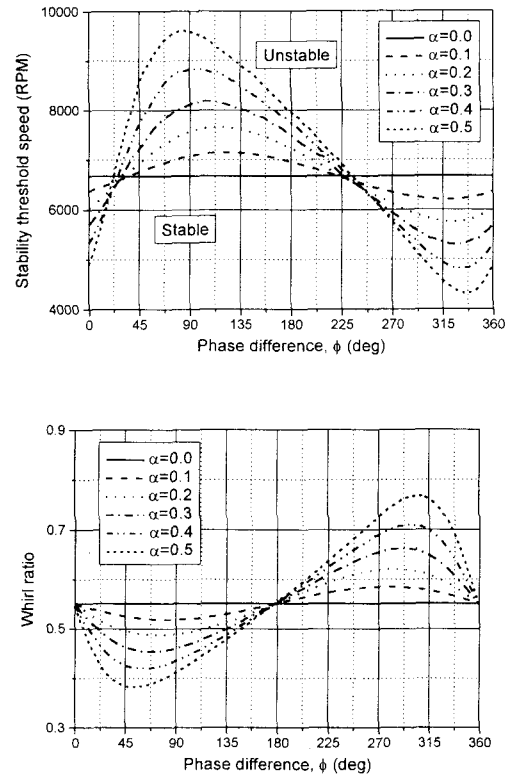


Fig. 7 Stability characteristics of a rotor-bearing system

이상의 결과로부터 주어진 제어 계인에 대하여 동기 제어 베어링의 위상차를 두 경우에 대하여 생각할 수 있다. 첫째는 불균형 응답을 최소화하는 위상차이며, 둘째는 안정한계속도를 최대화 하는 위상차이다. 제어 계인이 0.4일 때, 두 경우의 최적 제어에 대한 시스템 응답 특성을 Fig. 9에 나타내었다. 불균형 응답을 최소화하는 위상차로

제어시, 시스템의 불균형 응답을 가장 효과적으로 줄일 수 있으며, 더불어 안정한계속도도 증가하게 된다. 그러나, 안정한계속도를 최대로 하는 위상차로 제어시, 불균형 응답을 최소로 하는 위상차 제어보다 시스템의 안정한계속도를 보다 높일 수 있게 된다.

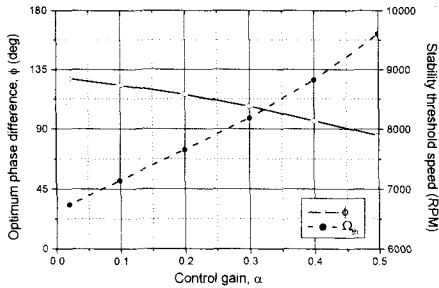


Fig. 8 Optimum phase for stability improvement

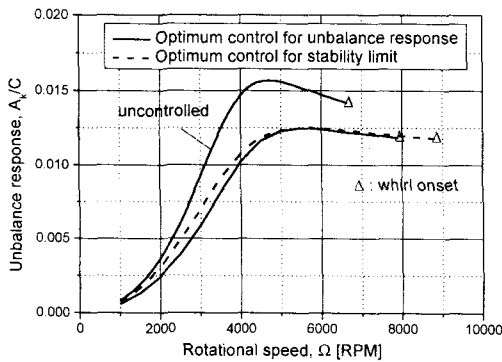


Fig. 9 Optimum control for synchronous control

5. 결론

본 연구에서는 정적 평형 위치 주위의 저널 중심의 선회 운동과 동기되도록 제어되어지는, 능동 제어 베어링으로 지지된 축-베어링 시스템에 대하여 불균형 응답 및 휠 불안정성에 대하여 연구하였다. 또한 베어링 내 발생하는 공동에 대한 경계를 보다 정확히 예측하기 위하여 캐비테이션 알고리즘을 사용하였다. 해석 결과 다음의 결론을 얻었다.

(1) 저널 중심의 선회 운동과 동기되도록 베어링을 제어함으로써, 축-베어링 시스템의 불균형 응답과 휠 불안정성 현상을 효과적으로 개선시킬 수 있음을 확인하였다.

(2) 불균형 응답은 제어 계인과 위상차에 대하

여 크게 영향을 받는다. 주어진 운전 조건에서 불균형 응답을 최소화하는 최적의 위상차가 존재한다. 이 최적 위상차는 저속에서 180°가 되며, 회전속도가 증가할수록 감소한다. 또한 이는 제어 계인에도 영향을 받으며, 고속에서 그 영향이 커진다.

(3) 시스템의 안정한계속도도 제어 계인과 위상차에 크게 영향을 받는다. 제어 계인이 고정된 경우, 시스템의 안정성이 최대가 되는 최적의 위상차가 존재하며, 이 최적 위상차는 제어 계인이 증가할수록 작아진다.

참고문헌

- (1) Adams, M. L. and Payandeh, S., 1983, "Self-Excited Vibration of Statically Unloaded Pads in Tilting Pad Journal Bearings," ASME J. of Lubri. Technol., Vol. 105, pp. 377~384.
- (2) Cheong, Y. M. and Kim, K. W., 1994, "An Analysis of the Circumferentially Grooved Floating Ring Journal Bearing Considering the Variation of Cavitation Region," JSME International Journal, Vol. 37, No. 4, pp. 804~811.
- (3) Vaidyanathan, K. and Keith, T. G., 1989, "Numerical Prediction of Cavitation in Noncircular Journal Bearings," STLE Tribology Transactions, Vol. 32, No. 2, pp. 215~224.
- (4) Hathout, J. P., El-Shafei, A. and Youssef, R., 1997, "Active Control of Multi-Mode Rotor Bearing Systems Using HSFDS," ASME J. of Tribology, Vol. 119, pp. 49~56.
- (5) Lee, J. B. and Kim, K. W., 1999, "Effects of Synchronous Vibration of Bearings on Stability of Externally Pressurized Air Journal Bearings," ASME J. of Tribology, Vol. 121, pp. 830~835.
- (6) Vijayaraghavan, D. and Keith, T. G., 1989, "Effect of Cavitation on the Performance of a Grooved Misaligned Journal Bearing," Wear, Vol. 134, pp. 377~397.
- (7) Elrod, H. G., 1983, "A Cavitation Algorithm," ASME J. of Lubri. Technol., Vol. 103, No. 3, pp. 350~354.
- (8) Lund, J. W., 1987, "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings," ASME J. of Tribology, Vol. 109, pp. 37~42.