

유체 윤활 저널 베어링의 음원 특성에 관한 연구

노병후 · 김경웅

한국과학기술원 기계공학과

A Study on the Characteristics of Sound Source of Hydrodynamic Journal Bearings

Byoung-Hoo Rho and Kyung-Woong Kim

Department of Mechanical Engineering, KAIST

Abstract – Results of theoretical investigations on acoustical properties of hydrodynamic journal bearings are presented. Nonlinear analysis including rotor imbalance is performed for a rotor-bearing system in order to obtain acoustical properties of hydrodynamic journal bearings. Furthermore, a cavitation algorithm, implementing the Jakobsson-Floberg-Olsson boundary condition, is adopted to predict cavitation regions in a fluid film. Acoustical properties of hydrodynamic journal bearings are identified through frequency analysis of oil pressure fluctuation calculated from the nonlinear transient analysis. The results show that the acoustical frequency spectra of the fluid film are pure tone spectra, containing the frequency of the shaft rotation and its super-harmonics. The analysis also shows that super-harmonics are predominant at the neighborhood of the fluid film reformation and rupture regions.

Key words – journal bearing, noise, unbalance.

1. 서 론

산업 기술의 발달은 회전기계의 고성능화를 요구하고 있으며, 이로 인하여 산업기계에서의 회전 기계들이 점차 고속으로 운전되도록 설계되고 있다. 이 결과, 발전기 및 압축기 등의 고속 회전 기계 분야에서의 기계 부품들에 대한 기계적인 진동 및 소음 문제가 설계자에게 큰 관심으로 대두되고 있다. 회전 기계를 지지하는 베어링은 회전 기계의 안전한 운전 및 그 성능을 좌우하는 핵심적인 기계 요소이다. 이 베어링들에 대한 진동 특성에 대한 연구는 많이 수행되고 있지만[1-3], 베어링의 음향학적 특성에 대한 유용한 정보는 찾아보기 힘들다. 베어링의 음향학적 연구의 주 관심은 불순물 등으로 인한 베어링의 마모현상 진단 혹은 회전기계의 베어링 내 마모 입자 검출 등과 관련된 메가 헤르쯔 범위의 음향 방출에 대한 연구에

초점을 두고 있었으며[4-5], 지금까지 유체 윤활 저널 베어링에 대한 가정주파수 범위에서의 음향학적 특성에 대한 해석적인 연구는 없다. 따라서 고속 회전 기계에서 발생하는 베어링의 소음과 관련된 문제점을 예방하고, 보다 정숙한 회전 기계의 설계를 위하여 베어링의 음향학적 특성에 대한 연구가 필요하다. 이러한 연구는 베어링의 음향학적 특성을 평가하거나 이해하는데 도움을 줄 수 있을 뿐만 아니라, 회전 기계의 이상 현상에 대한 진단에도 큰 도움을 줄 것으로 기대된다.

본 논문의 목적은 유체 윤활 저널 베어링의 음향학적 특성을 알아보는 것이다. 이를 위하여 유체 윤활 저널 베어링으로 지지된 축-베어링 계에 대하여 축의 불균형 질량을 고려한 비선형 해석을 수행하였다. 이 비선형 해석으로부터 얻은 축-베어링 계의 정상 상태 응답에 대하여 베어링 내에서의 유막 압력에 대한 변동 성분을 주파수 분석함으로써 베어링의 음향학적 특성을 조사하였다.

[†]주저자 · 책임저자 : bhrho@mail.kaist.ac.kr

2. 지배방정식

축-베어링 계의 좌표계를 Fig. 1에 나타내었으며, 본 해석에서 고려한 유체 윤활 저널 베어링은 베어링 상단에 축방향 급유홈이 있다. 이는 산업 회전 기계에서 일반적으로 많이 채택되고 있는 형식이다. 베어링과 축은 진원이며, 하중은 x 방향으로 작용하고, 축방향 급유홈에는 일정 압력의 유체가 팍 채워져 있다고 가정하였다. 유체의 압축성 효과를 고려하는 층류상태의 2차원 비정상상태 유니버설 레이놀즈 방정식은 다음과 같다[6].

$$\frac{\partial}{\partial x}(g_s h^3 \frac{\partial \theta}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z}(g_s h^3 \frac{\partial \theta}{\partial z}) = \frac{6\mu}{\beta} [V_s \frac{\partial}{\partial x}(\theta, h) + 2 \frac{\partial}{\partial t}(\theta, h)] \tag{1}$$

여기서 공동함수 g_s 는 캐비테이션 영역에서는 0의 값을, 유체의 압력이 발생하는 완전유막영역에서는 1의 값을 갖는다. 그리고 유체의 유막 함유율 θ_s 는 다음과 같이 정의된다.

$$\theta_s = \rho_s / \rho_c \tag{2}$$

여기서 ρ_c 는 유체의 공동 압력에서의 윤활제 밀도이다. 그리고 베어링의 유막 두께식은 Fig. 1에 나타난 각좌표 θ 를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h = C + x \cos \theta + y \sin \theta \tag{3}$$

여기서 x, y 는 저널 중심의 좌표이며, C 는 베어링

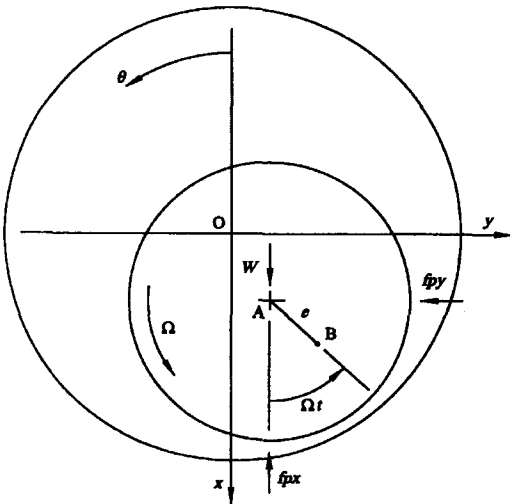


Fig. 1. Coordinate system.

간극이다. 추가적으로, 완전유막영역에서의 유체 압력은 유체의 체적탄성계수와 공동함수를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다[7].

$$p = p_c + \beta g_s (\theta_s - 1) \tag{4}$$

여기서 p_c 는 유체의 공동압력이며, 본 연구에서는 절대압력 0으로 취하였다.

베어링 내 윤활제 압력에 대한 경계조건은 기하학적 형상, 급유조건 그리고 주기 조건에 의하여 결정되며, 그 식은 다음과 같다.

$$p = \begin{cases} p_s, & \text{at the axial groove } (\theta = 0^\circ) \\ 0 & \text{at the axial ends} \\ p(\theta, z) = p(\theta + 2\pi, z) \end{cases} \tag{5}$$

여기서 p_s 는 축방향 급유홈에서의 급유압력으로, 본 연구에서는 대기압으로 급유된다고 가정하였다.

지배방정식인 식 (1)을 수치해석하기 위하여 캐비테이션 알고리즘[7]을 사용하였으며, 컬럼방법[8]을 이용한 유한 차분 해석을 수행하였다. 컬럼방법은 본 연구에서 수행한 축방향 급유홈을 갖는 베어링과 같이 축방향 경계조건이 있는 경우에 수치적으로 매우 유용한 방법이다. 수치 해석을 위한 격자는 등간격으로 분할하였으며, 대칭성을 이용하여 베어링의 길이 방향 반쪽면에 대하여 원주방향 및 축방향으로 각각 151개와 23개로 구성하였다. 이 수치 해석의 수렴 조건은 다음과 같다.

$$\frac{\sum_{i,j} |(\theta_{i,j}^k - \theta_{i,j}^{k-1})|}{\sum_{i,j} (\theta_{i,j}^k)} < 10^{-6}, \quad (g_s)_{i,j}^k = (g_s)_{i,j}^{k-1} \tag{6}$$

여기서 k 는 반복 횟수이다.

3. 운동방정식

축의 불균형 질량을 고려하는 축-베어링 시스템의 운동 방정식은 Fig. 1에 나타난 좌표계에 대하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$m\ddot{y} = m e \Omega^2 \cos \Omega t + f_{py} + W \tag{7}$$

$$m\ddot{x} = m e \Omega^2 \sin \Omega t + f_{px} \tag{8}$$

여기서 m 은 축 질량이며, e 는 질량편심, Ω 는 축의 회전 각속도, W 는 x 방향으로의 하중이다. 그리고 유막에서의 반력 f_{px} 와 f_{py} 는 베어링 내 유막 압력을 적분

하여 계산할 수 있다.

$$f_{px} = \int_A p \cos\theta dA \quad (9)$$

$$f_{py} = \int_A p \sin\theta dA \quad (10)$$

본 연구에서는 4차 Runge-Kutta 적분법을 이용하여 저널 중심의 과도 응답을 계산하였으며, 베어링 내 유막에서 발생하는 유막 압력은 매 시간마다 식 (1)을 수치적으로 풀어서 구하였다. 이러한 비선형 해석의 초기 위치는 주어진 운전 조건에 대응하는 정적평형위치로 취하였다.

4. 유막에서의 음압수준

이러한 비선형 해석으로부터 계산된 축-베어링계의 정상상태 응답에 대하여, 베어링 내 유막에서의 압력 변동을 계산할 수 있으며, 이의 압력 변동은 각 노드 점에 대하여 다음과 같이 RMS 크기를 갖는 값으로 나타낼 수 있다.

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_t^{t+T} (p - p_m)^2 dt} \quad (11)$$

여기서 T 는 정상상태응답의 주기이며, 유체의 평균 압력 p_m 은 시간 평균값으로 다음과 같다.

$$p_{rms} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} p dt \quad (12)$$

소음은 압력 변동의 크기로서 정의되며, 식 (11)과 같이 표현되는 각 노드 점에서의 압력 변동 크기는 유막에서의 음압 수준으로 표현되어질 수 있다[9].

$$N = 20 \log(p_{rms}/p_{ref}) \text{ [dB]} \quad (13)$$

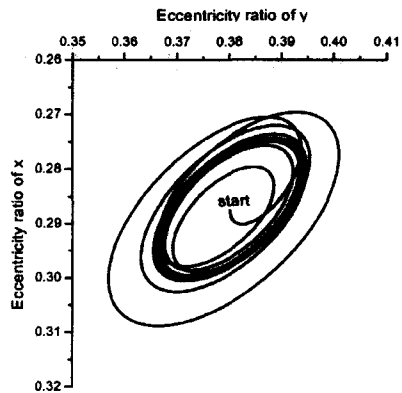
여기서 p_{ref} 는 기준이 되는 압력 변동값으로 매질이 유체인 경우 1×10^{-6} Pa의 값을 갖는다.

5. 결과 및 고찰

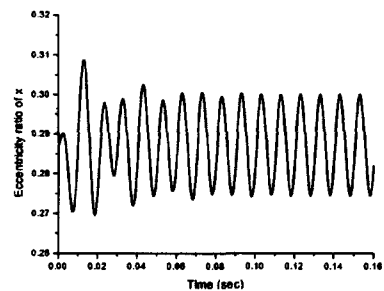
본 해석에서 사용한 베어링의 사양 및 윤활제의 물성치를 Table 1에 나타내었다. 축의 회전 속도는 6000 rpm이며, 이의 회전 주파수 성분은 100 Hz이다. 주어진 운전 조건에 대응하는 축-베어링 시스템의 정적평형위치는 2차원 Newton-Raphson법을 이용하여 구하였으며, 이 위치를 비선형 해석의 초기 위치로 정하였다. 축의 불균형 질량을 고려한 축-베어링 시스템의 비선

Table 1. Specification of the bearing and parameter values

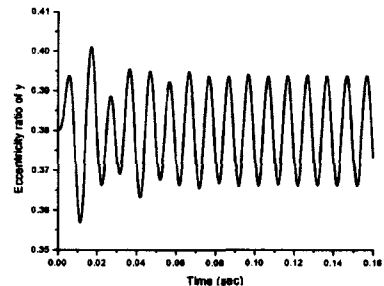
Applied load	$W = 981.0 \text{ (N)}$
Diameter of the bearing	$D = 80 \text{ (mm)}$
L/D ratio	$L/D = 0.3$
Radial clearance of the bearing	$C = D/1000$
Oil supply pressure	$p_s = 1 \text{ (atm)}$
Rotational angular velocity of the rotor	$\Omega = 6000 \text{ (rpm)}$
Mass eccentricity of the rotor	$e = 0.01C$
Fluid bulk modulus	$\beta = 1(109 \text{ (N/m}^2\text{)})$
Oil viscosity	$\mu = 0.029 \text{ (Pa} \cdot \text{sec)}$



(a) Loci of the journal center



(b) Time response of journal center in x direction



(c) Time response of journal center in y direction

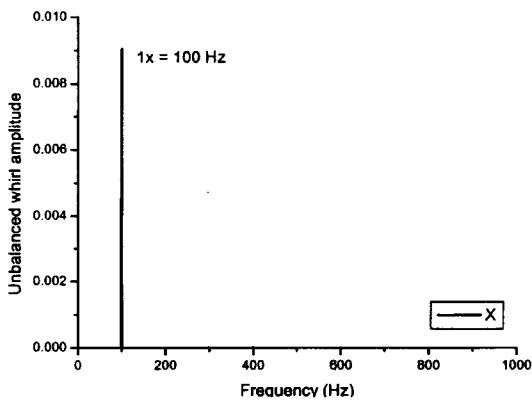
Fig. 2. Nonlinear transient responses.

형 해석은 4차 Runge-Kutta법을 이용하여 수행하였다.

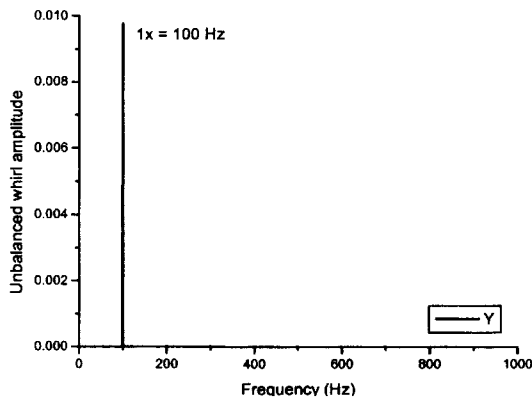
비선형 해석에 의한 축 중심의 시간 응답을 Fig. 2에 나타내었으며, 이의 해석으로부터 얻어지는 정상 상태 응답에 대한 축 중심의 x, y 방향 주파수 스펙트럼을 Fig. 3에 나타내었다. 축 중심의 위치는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 축의 불균형 질량에 의하여 정적 평형위치로부터 교란되어 초기 과도 응답이 나타난다. 이후 축 중심의 궤적이 타원형 모양으로 수렴하는 정상 상태 응답에 도달하게 된다. Fig. 3에서 보인 바와 같이 저널 중심의 정상 상태 응답은 축의 회전속도 성분과 동기된 1차 회전수 주파수 성분이 지배적임을 알 수 있다.

이 정상 상태 응답에서의 압력 변동값과 이의 음압 크기 분포를 Fig. 4에 나타내었다. 베어링 내 유막에서의 음압 크기는 베어링 내 최대 유막 압력이 발생하는 위치 근방에서 피크 값이 나타나고 있음을 볼 수 있

며, 또한 유체의 압력이 발생하는 유막 재형성 위치 및 유막이 파단되는 케비테이션 위치 근방에서도 피크 값이 나타나고 있음을 볼 수 있다.

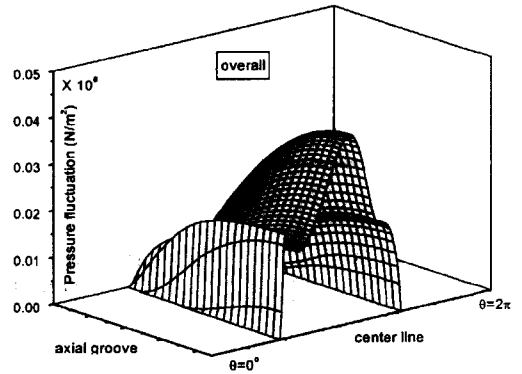


(a) Unbalanced response of x direction

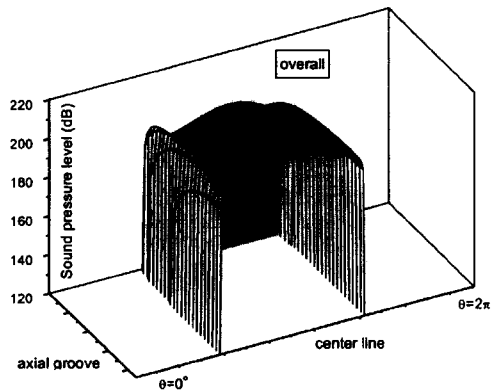


(b) Unbalance response of y direction

Fig. 3. Frequency spectra of the whirl amplitude.



(a) Pressure fluctuation distribution



(b) Sound pressure level distribution

Fig. 4. Pressure fluctuation and sound pressure level distributions.

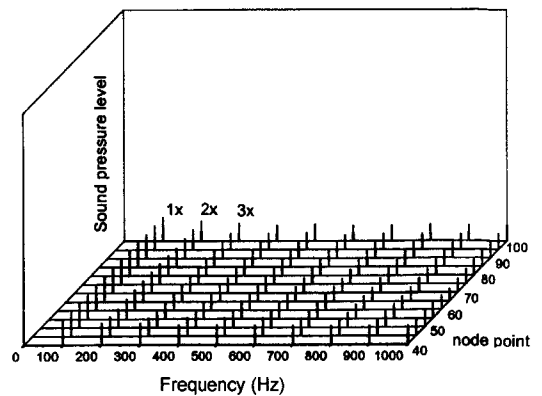


Fig. 5. Frequency spectra of the sound pressure.

베어링의 축 방향 중앙 위치에서 원주방향으로의 각 노드점에 대한 주파수 스펙트럼을 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이, 베어링 내 유막 압력 변동에 의한 소음원의 주파수 성분은 축의 회전 속도 성분 뿐만 아니라, 축의 회전속도와 동기된 고조화 성분들이 지배적임을 알 수 있다.

베어링 내 유막에서의 압력 변동에 의한 소음 성분에 대하여, 회전속도 성분 및 이의 고조화 성분들에 대한 음압 분포를 Fig. 6에서 Fig. 10에 나타내었다. 축의 회전수 성분과 동기된 1차 성분의 음압 분포도 Fig. 6의 경우는 유막 압력 변동에 의한 전체 크기의 음압 분포도 Fig. 4(b)와 유사한 크기와 분포를 갖음을 알 수 있으며, 따라서 유막에서의 음압 수준은 축 회전수의 1차 성분의 크기가 지배적임을 알 수 있다. 축

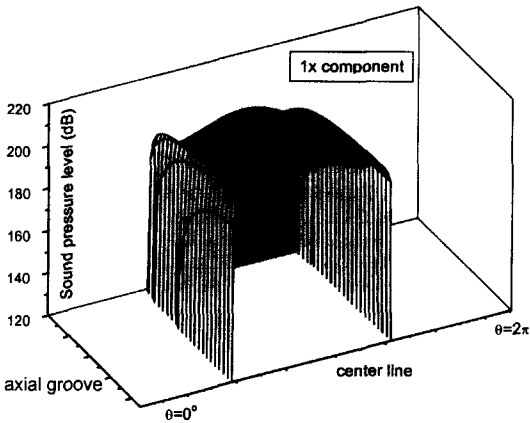


Fig. 6. Sound pressure level distribution of 1x component.

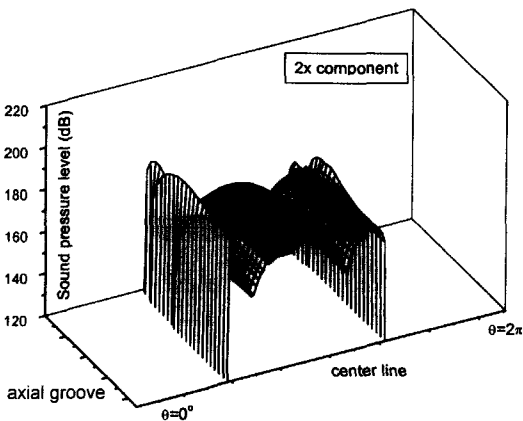


Fig. 7. Sound pressure level distribution of 2x component.

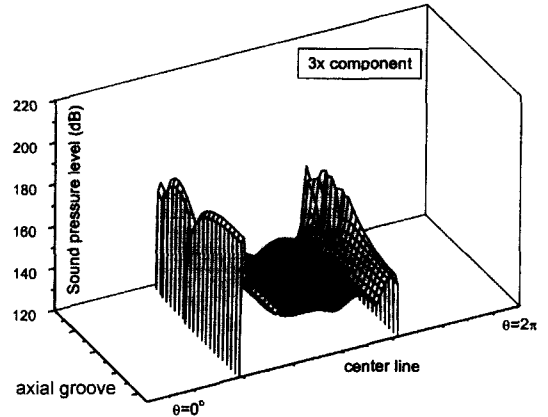


Fig. 8. Sound pressure level distribution of 3x component.

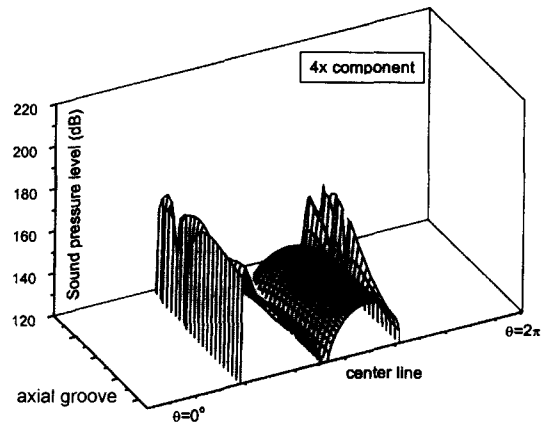


Fig. 9. Sound pressure level distribution of 4x component.

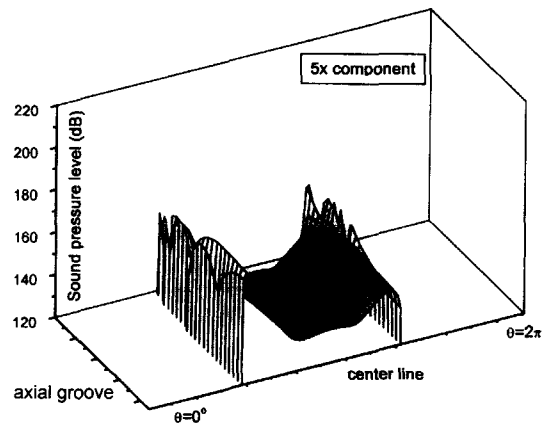


Fig. 10. Sound pressure level distribution of 5x component.

회전 주파수의 고조화 성분들의 경우에는 Fig. 7에서 Fig. 10에서 보는 바와 같이, 유막이 형성되는 위치와 유막 파단이 발생하는 위치 근방에서 피크값을 갖게 됨을 볼 수 있다. 이러한 이유는 유막 재형성 위치와 유막 파단 위치 근방에서의 유막 압력이 발생할 수 있는 시간이 유막의 케비테이션 현상으로 인하여 짧아지게 된다. 유막에서의 압력이 발생할 수 있는 시간이 짧아짐에 따라 고주파 성분의 소음이 내부 압력 발생 영역에 비하여 크게 나타나고 있는 것으로 판단된다. 이 결과는 고주파의 소음이 유막 재형성 위치와 유막 파단 위치 근방에서 크게 발생되어질 수 있음을 의미한다.

6. 결 론

축의 불균형 질량을 고려한 축-베어링 시스템의 비선형 해석을 통하여 유체 윤활 저널 베어링의 음향 특성을 연구하였으며 다음의 결론을 얻었다.

첫째, 베어링 내 유막에서의 소음 성분은 축 회전수에 대응하는 주파수와, 이의 고조화 성분들로 구성된다. 둘째, 베어링 내 유막 압력 변동에 기인하는 소음의 크기는 축 회전수와 동기된 1차 성분의 주파수 성분이 지배적이다. 셋째, 축 회전수와 동기된 고조화 성분들의 소음은 유막 재형성 위치 및 유막 파단 위치 부근에서 피크값을 갖는다.

후 기

본 연구는 산업자원부 산업기반기술개발사업(A03-A07-2207-01)의 위탁과제에서 일부 지원을 받아 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. Choy, F. K., Braun, M. J. and Hu, Y., "Nonlinear Transient and Frequency Response Analysis of a Hydrodynamic Journal Bearing," *ASME J. of Tribology*, Vol. 114, pp. 448-454, 1992.
2. Diangi, H., "Experiment on the Characteristics of Torsional Vibration of Rotor-to-Stator Rub in Turbomachinery," *Tribology International*, Vol. 33, No. 2, pp. 75-79, 2000.
3. Rho, B. H. and Kim, K. W., "A Study on Nonlinear Frequency Response Analysis of Hydrodynamic Journal Bearings with External Disturbances," *STLE Tribology Transactions*, Vol. 45, No. 1, pp. 117-121, 2002.
4. Yoon, D. J., Kwon, O. Y., Jung, M. H. and Kim, K. W., "Early Detection of Damages in Journal Bearings by AE Monitoring," *J. of Acoustic Emission*, Vol. 13, No. 1, pp. 1-10, 1995.
5. Miettinen, J. and Anderson, P., "Acoustic Emission of Rolling Bearings Lubricated with Contaminated Grease," *Tribology International*, Vol. 33, No. 11, pp. 777-787, 2000.
6. Vijayaghavan, D. and Keith, T. G., "Development and Evaluation of a Cavitation Algorithm," *STLE Tribology Transactions*, Vol. 32, No. 2, pp. 225-233, 1989.
7. Elrod, H. G., "A Cavitation Algorithm," *ASME J. of Lubrication Technology*, Vol. 103, No. 3, pp. 350-354, 1981.
8. Gross, W. A. *et al.*, "Fluid Film Lubrication," John Wiley & Sons, 1980.
9. Beranek, L. L. and Ver, I. L., "Noise and Vibration Control Engineering," John Wiley & Sons, 1992.