

# 원형 슬롯 레스트릭터를 갖는 외부 가압 공기 저널 베어링의 소음 및 진동 특성

박정구<sup>†</sup> · 노병후<sup>\*</sup> · 김경웅<sup>\*\*</sup>

## Noise and Vibration Characteristics of Externally Pressurized Air Journal Bearings with a Circular Slot Restrictor

Jung-Koo Park, Byoung-Hoo Rho and Kyung-Woong Kim

**Key Words :** Air Bearing(공기 베어링), Noise(소음), Slot Restrictor(슬롯 레스트릭터), Vibration(진동)

### Abstract

The purpose of the present paper is to investigate the noise and vibration characteristics of externally pressurized air journal bearings with a circular slot restrictor. To do this, the nonlinear transient analysis including rotor imbalance was performed for a rotor-bearing system. The effects of radial clearance and the width of the bearing and mass eccentricity of the rotor on the noise and vibration characteristics of the bearing are also examined. The results show that the noise and vibration of the rotor-bearing system first increase up to critical speed of the system, and then decrease up to instability threshold speed of the system as the rotational speed of the rotor increases, and the noise of the bearing is markedly influenced by the mass eccentricity of the rotor and the radial clearance and the width of the bearing.

### 기호설명

$C$	radial clearance of the bearing [m]
$c_a$	sound speed of the air [m/sec]
$c_s$	sound speed of the bearing [m/sec]
$D$	diameter of the bearing [m]
$e$	mass eccentricity of the rotor [m]
$f_{px}, f_{py}$	reaction forces of the air film [N]
$h$	film thickness [m]
$h_s$	film thickness of the slot [m]
$L$	length of the bearing [m]
$m$	mass of the rotor [kg]
$N$	sound pressure level [dB]
$N_b$	averaged sound pressure level [dB]
$p$	pressure of the air film [N/m <sup>2</sup> ]
$p_a$	ambient pressure [N/m <sup>2</sup> ]
$p_f$	pressure fluctuation of the air film [N/m <sup>2</sup> ]

$p_i$	pressure of the incident wave [N/m <sup>2</sup> ]
$p_m$	mean pressure of the air film pressure [N/m <sup>2</sup> ]
$p_{ref}$	reference sound pressure [N/m <sup>2</sup> ]
$p_s$	air supply pressure [N/m <sup>2</sup> ]
$p_t$	pressure of the transmitted wave [N/m <sup>2</sup> ]
$r$	radial coordinate [m]
$R_b$	radius of the bearing [m]
$R_s$	radius at the inlet of the slot [m]
$T$	period of the steady state response [sec]
$T_g$	absolute temperature [°K]
$t$	time [sec]
$t_b$	thickness of the bearing [m]
$x, y, z$	coordinates [m]
$z_a$	acoustic impedance of the air [kg/m <sup>2</sup> ·s]
$z_s$	acoustic impedance of the bearing [kg/m <sup>2</sup> ·s]
$\Gamma_o$	feeding parameter, $12\mu C_D R_b \sqrt{(R_g T_g)/(p_a t_s^2)}$
$\kappa$	specific heat ratio
$\mu$	dynamic viscosity of the air [Pa·sec]
$\theta$	angular coordinate [rad]
$\rho_a$	density of the air [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_s$	density of the bearing [kg/m <sup>3</sup> ]
$\Omega$	angular velocity of the rotor [rad/sec]

<sup>†</sup> (주)알피엠텍 연구개발팀, jkpark@rpmtech.co.kr

<sup>\*</sup> 한국과학기술원 기계공학과, bhrho@mail.kaist.ac.kr

<sup>\*\*</sup> 한국과학기술원 기계공학과, taeho@kaist.ac.kr

### 1. 서론

발전기 및 공작 기계용 회전 기계들의 고성능화를 위하여, 이 회전 기계들이 점차 고속으로 운전되도록 설계되고 있다. 회전 기계를 구성하는 기계 요소인 베어링은 회전 기계를 지지하며, 회전 기계의 안전한 운전 및 그 성능을 좌우하는 핵심 부품으로, 회전 기계의 고속화로 인한 베어링의 진동 및 소음 특성 변화가 설계자에게 큰 관심으로 대두되고 있는 실정이다. 베어링으로 지지되는 회전 기계의 진동 특성 및 이의 저감과 관련된 연구는 현재까지도 많이 수행되고 있으나[1-5], 소음 특성과 관련된 연구는 아직까지도 미비한 실정이다. 음향학 관점에서의 축-베어링 시스템에 대한 연구는 주로 불순물 및 이상 현상 등에 의한 베어링 면의 마모 및 이상 현상 진단이라는 음향 방출에 초점을 두고 있으며[6-7], 이는 가청주파수 영역을 벗어나는 100 kHz 이상의 주파수 대역을 다루고 있다. 또한 이러한 음향방출과 관련된 연구는 신호 처리와도 밀접하게 관련되어 있다. 가청 주파수 범위에서의 베어링 소음 특성과 관련된 연구로서, 유체 운할 저널 베어링에 대하여 축의 불균형 질량을 고려한 비선형 과도 응답 해석으로부터 얻어진 유막 압력을 주파수 분석함으로써, 이의 음원 특성을 규명한 연구가 있었으며[8], 이의 유막 압력 변동에 대하여 평면파 전달 이론을 적용하여 베어링 부의 소음을 예측할 수 있는 방법을 제시한 연구가 있었다[9]. 그러나 공기 운할 베어링은 유체 베어링과는 달리 공동 현상이 발생하지 않으며, 대기압 이하의 압력이 허용되기 때문에, 공기 베어링에 대한 음원 특성에 대한 연구가 유체 베어링과는 별도로 수행되어야 할 것이다.

초정밀 회전 기계 및 공작 기계용 고속 스핀들 시스템에서 많이 사용되고 있는 원형 슬롯 레스트릭터를 갖는 공기 운할 저널 베어링을 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 이 베어링은 베어링 반경 방향 간극과 비슷한 크기의 간극  $h_s$ 를 갖는 슬롯을 통하여 공기를 공급하는 형태로서, 이와 같은 개념의 베어링은 Shires 와 Dee에 의하여 처음으로 제안되었다[10]. 그림에 나타낸 바와 같이 원주 방향으로 동일한 크기의 슬롯이 있는 원형 슬롯 레스트릭터 공기 운할 저널 베어링에 대한 정특성 및 동특성 그리고 안정성에 대한 연구가 수행되었으나[11-14], 이의 소음 특성에 대한 연구는 없다.

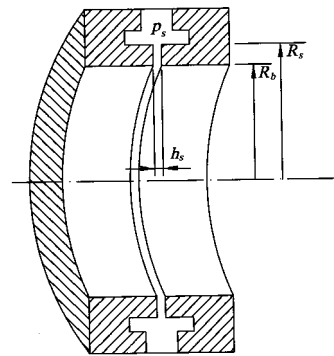


Fig. 1 Slot restricted journal bearings

따라서 본 연구의 목적은 원형 슬롯 레스트릭터를 갖는 외부 가압 공기 운할 저널 베어링에 대하여, 이의 소음 및 진동 특성을 알아보는 것이다. 이를 위하여 본 연구에서는 축의 불균형 질량에 의한 질량 편심 및 베어링 간극과 베어링 길이가 베어링의 소음 및 진동 특성에 미치는 영향을 함께 알아보았다.

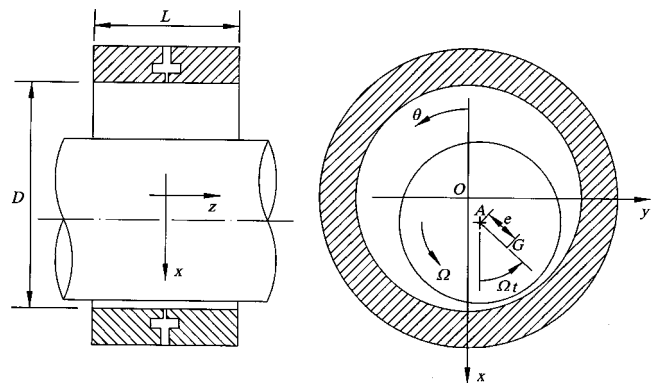


Fig. 2 Coordinate system

### 2. 공기베어링의 해석

본 연구에서 고려한 원형 슬롯 레스트릭터를 갖는 공기 운할 저널 베어링에 대한 좌표계를 Fig. 2에 나타내었다. 축과 베어링은 모두 강체이며, 축은 병진 운동을 한다. 또한 축에 작용하는 외력은 없다. 베어링 내 공기막의 압력을 지배하는 등온, 등점도, 이상기체에 대한 층류 상태의 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{R_b^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( ph^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( ph^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu\Omega \frac{\partial}{\partial \theta} (ph) + 12\mu \frac{\partial}{\partial t} (ph) \quad (1)$$

여기서  $R_b$ 는 베어링 반경,  $p$ 는 공기막 압력,  $h$ 는 유막 두께,  $\mu$ 는 공기의 점성계수,  $\Omega$ 는 축 회전 각 속도이다. 그리고 유막 두께  $h$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$h = C + x \cos \theta + y \sin \theta \quad (2)$$

여기서  $C$ 는 베어링 간극이며,  $x$ 와  $y$ 는 베어링 중심에 대한 저널 중심의 좌표이다.

한편, 슬롯 부분에서의 공기막 압력을 지배하는 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r p h_s^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{p h_s^3}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 12 \mu h_s \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3)$$

여기서  $r$ 은 베어링의 축방향 중심축을 기점으로 하는 반경방향 좌표이다.

식 (1)과 (3)을 수치 해석하기 위하여 다음과 같은 압력 경계 조건을 적용한다. 베어링 축방향 양 끝에서는 대기압이며, 슬롯 급기부에는  $p_s$ 의 크기로 가압된 공기가 급기 된다. 반경 방향으로  $R_s$  위치의 슬롯 입구에서는 면적 감소로 인한 압력 강하가 발생할 것이다. 원주 방향 흐름을 무시하는 경우의 슬롯 입구부에서의 압력은 다음과 같은 유량 보존식을 만족한다[14].

$$\Gamma_o \frac{p_s}{p_a} \phi = \frac{R_s}{p_a^2} \cdot p \Big|_{r=R_s} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \Big|_{r=R_s} \quad (4)$$

여기서

$$\phi = \begin{cases} \left\{ \frac{2\kappa}{\kappa-1} \right\}^{\frac{1}{2}} \left( v^{\frac{2}{\kappa}} - v^{\frac{1+\kappa}{\kappa}} \right)^{\frac{1}{2}} & \text{for } v = \frac{p|_{r=R_s}}{p_s} \geq \left\{ \frac{2}{\kappa+1} \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \\ \left\{ \frac{2\kappa}{\kappa-1} \right\}^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa+1}} & \text{for } v = \frac{p|_{r=R_s}}{p_s} < \left\{ \frac{2}{\kappa+1} \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \end{cases}$$

여기서  $\kappa$ 는 비열비이며,  $\Gamma_o$ 는 급기계수,  $p_a$ 는 대기압이다. 그리고 베어링 면과 접하는 슬롯 출구부와 슬롯과 접하는 베어링 면에 대해서는 다음과 같은 유량 보존식을 만족해야 한다 [14].

$$\left[ h_s^3 p \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{h_s^3 p}{R_b} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right]_{r=R_b(\text{slot})} = \left[ 2h^3 p \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{2h^3 p}{R_b} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right]_{z=0(\text{bearing})} \quad (5)$$

본 논문의 수치 해석을 위한 격자는 축방향 대칭성을 이용하여 베어링의 축방향 반쪽 면에 대하여 원주 방향 및 축 방향으로 각각 91개와 13개의 등간격 격자를 구성하였으며, 슬롯부에서는 반경 방향으로 6개의 등간격 격자를 구성하였다. 이와 같이 구성된 격자에 대하여 유한 차분 해석을 수행하였으며, 수치 해석에 사용한 압력 수렴 조건은 다음과 같다.

$$\frac{\sum_{\text{all nodes}} |p_{ij}^k - p_{ij}^{k-1}|}{\sum_{\text{all nodes}} |p_{ij}^k|} < 10^{-6} \quad (6)$$

여기서  $k$ 는 수치 해석을 위한 반복 계산 횟수이다.

### 3. 운동방정식

축의 불균형 질량을 고려하는 경우의 축-베어링 시스템의 운동방정식은 Fig. 2에 보인 바와 같은 좌표계에 대하여 다음과 같이 표현되어질 수 있다.

$$m\ddot{x} = m e \Omega^2 \cos \Omega t + f_{px} \quad (7)$$

$$m\ddot{y} = m e \Omega^2 \sin \Omega t + f_{py} \quad (8)$$

여기서  $m$ 은 축의 질량,  $e$ 는 질량편심이고,  $f_{px}$ 와  $f_{py}$ 는 공기막 압력에 기인하는 반력 성분으로서, 식 (1)과 (3)에 의하여 구하여진 공기막 압력을 적분하여 구할 수 있다. 이 운동방정식으로부터 얻어지는 저널 중심의 가속도를 매 시간 간격마다 적분하여 그 다음 위치의 저널 중심 위치를 결정할 수 있으며, 이 운동방정식의 적분은 수정된 Euler 방법을 사용하였다. 이의 비선형 해석을 위한 저널 중심의 초기 위치는 베어링 중심으로 정하였다.

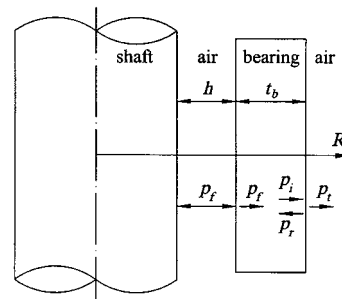


Fig. 3 Reflection and transmission of plane waves

### 4. 베어링 소음

비선형 해석으로 얻어지는 저널 중심의 정상상태 응답에 대하여, 각 노드점에서의 공기막 압력 변동 크기를 다음과 같이 정의할 수 있다[8].

$$p_f = \sqrt{\frac{1}{T} \int_t^{t+T} (p - p_m)^2 dt} \tag{9}$$

여기서  $T$  는 정상 상태 응답의 주기이며,  $p_m$  은 정상 상태 응답에서의 공기막 압력의 시간 평균값이다. 베어링 내 공기막 압력 변동에 의하여 발생하는 음원은 베어링의 반경 방향으로 전달되는 선음원으로 가정하였으며, 이를 Fig. 3 에 나타내었다. 베어링에서의 에너지 손실은 무시하였으며, 베어링 두께에 의한 감쇠 효과를 무시하였다. 베어링 외경부에서 반경 방향으로 외부 공기에 전달되어지는 압력 크기는 경계면에서의 평면파 전달 이론을 적용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다[15].

$$p_t = p_f \frac{2z_a}{z_a + z_s} \tag{10}$$

여기서  $z_a$  와  $z_s$  는 각각 공기와 베어링에서의 음향 임피던스로서, 각 매질의 밀도와 음속의 곱이다. 베어링 외경부의 임의 위치에서 반경 방향으로 외부 공기에 전달되는 음압 수준은 다음과 같다.

$$N = 20 \log \left( \frac{p_t}{p_{ref}} \right) \tag{11}$$

여기서  $p_{ref}$  는 기준 압력 변동 크기로서,  $20 \times 10^{-6} \text{ N/m}^2$  이다.

베어링의 소음은 식 (11)과 같이 표현되는 음압 수준의 에너지 평균값으로 정의할 수 있으며, 이 경우 다음과 같이 표현될 수 있다[9].

$$N_b = 10 \log \left[ \frac{1}{A} \int_A 10^{0.1N} dA \right] \tag{12}$$

Table 1 Specification and parameter values

$\Gamma_o = 40.9$	$m = 0.5 \text{ (kg)}$
$R_b = 15 \text{ (mm)}$	$C = 30 \text{ (}\mu\text{m)}$
$R_s = 18 \text{ (mm)}$	$p_s = 6 \text{ (atm)}$
$\mu = 1.8 \times 10^{-5} \text{ (N}\cdot\text{s/m}^2\text{)}$	$L = 15 \text{ (mm)}$
$e = C/1000$	$h_s = 9 \text{ (}\mu\text{m)}$
$\rho_a = 1.18 \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$c_a = 344 \text{ (m/sec)}$
$\rho_s = 7700 \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$c_s = 5050 \text{ (m/sec)}$

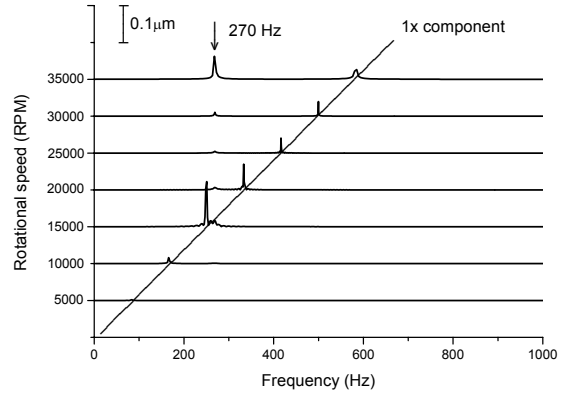


Fig. 4 Whirl amplitude of the journal

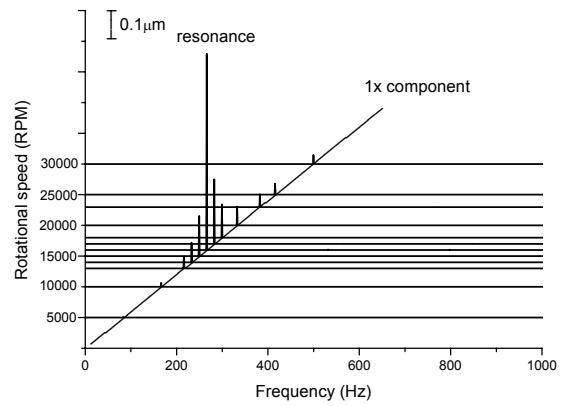


Fig. 5 Whirl amplitude of the journal

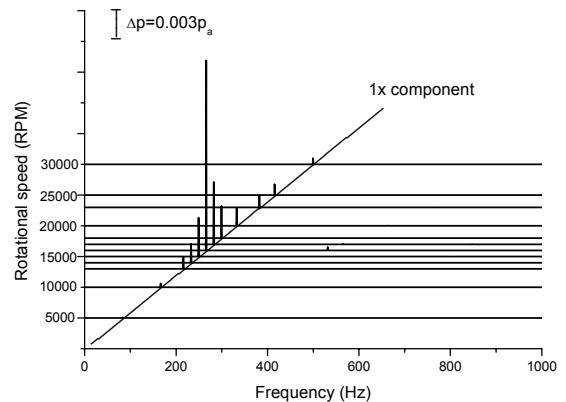


Fig. 6 Pressure fluctuation at the outlet of the slot

### 5. 결과 및 고찰

본 해석에서 사용한 베어링 사양 및 변수값들을

Table 1에 나타내었다. 이 시스템의 비선형 해석으로부터 계산된 저널 중심의 응답을 Fig. 4에 나타내었다. 고속에서 270 Hz 성분의 피크 값을 볼 수 있으며, 이의 두 배수 성분에 대응되는 약 33000 rpm에서 휠 불안정이 발생된다. 이 비선형 해석으로 얻어진 정상 상태 응답의 저널 응답을 Fig. 5에 나타내었으며, 슬롯 출구부에서의 음압 변동 크기에 대한 주파수 특성을 Fig. 6에 나타내었다. 정상 상태 응답에서의 저널 진동 성분과 슬롯 출구부에서의 음압 변동 성분은 축 회전 주파수에 대응하는 1차 성분이 지배적임을 알 수 있다.

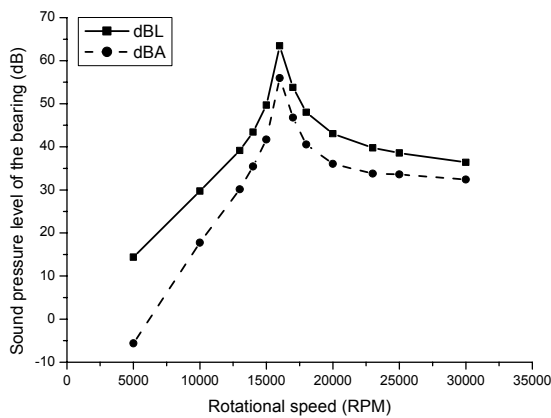


Fig. 7 Averaged sound pressure level of the bearing

Table 1에 주어진 시스템에 대한 베어링의 평균화된 음압 수준을 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 16000 rpm에서 공진이 발생하며, 이후 축의 진동 진폭이 작아짐을 알 수 있으며, 이와 같은 현상과 유사한 소음 결과가 얻어졌다. 즉, 베어링에서 방사되는 소음은 축의 진동 진폭과 매우 밀접하게 관련되어 있음을 알 수 있다.

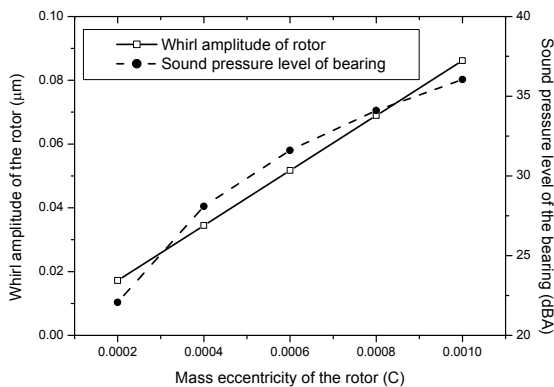


Fig. 8 Effects of mass eccentricity of the rotor

축이 20000 rpm으로 회전하고 있을 때의 축의 질량 편심 변화에 따른 축 진동 및 베어링 소음 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 축의 질량 편심 증가에 따라 축 진동은 선형적으로 증가하나, 베어링에서 방사되는 소음은 선형적으로 증가하지는 않고 있음을 볼 수 있다. 이는 축 중심의 변위에 대한 베어링 내에서의 공기막 압력 변화가 선형적인 관계에 있지 않음을 의미한다.

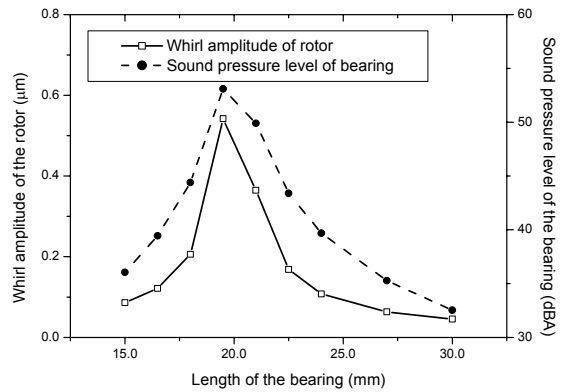


Fig. 9 Effects of the bearing width

축이 20000 rpm으로 회전하고 있을 때의 베어링 길이 변화에 따른 축 진동 및 베어링 소음 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 베어링에서 방사되는 소음의 변화는 축 진동 변화와 유사하다. 앞서 언급한 바와 같이 축 진동 크기에 비례해서 베어링에서 방사되는 소음의 크기가 변화하지는 않고 있음을 볼 수 있다.

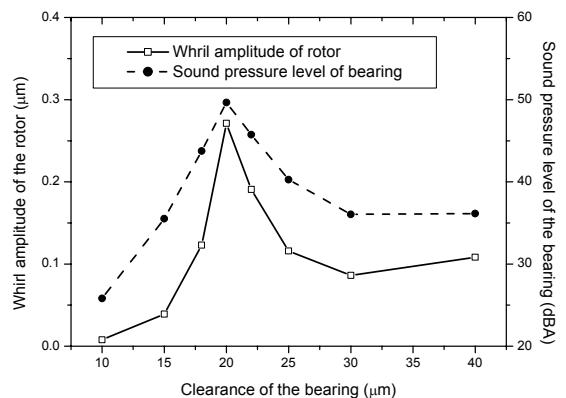


Fig. 10 Effects of the radial clearance

축이 20000 rpm으로 회전하고 있을 때의 베어링 반경 방향 간극 변화에 따른 축 진동 및 베어링 소음 변화를 Fig. 10에 나타내었다. 전체적인

경향은 베어링 간극이 커질수록 축 진동 진폭과 베어링에서 방사되는 소음의 크기는 증가하고 있음을 알 수 있다. 그러나 반경 방향 간극이 20  $\mu\text{m}$  일 때는 공진 현상이 나타나며, 이 근방에서 축 진동 진폭과 베어링 소음이 증가하고 있음을 볼 수 있다. 즉, 베어링 간극을 줄이는 것이 축 진동과 베어링 소음을 적게 하는데 도움이 되나, 시스템의 공진은 피해야 함을 의미한다.

## 6. 결론

원형 슬롯 레스트리クター를 갖는 외부 가압 공기 유회 저널 베어링에 대하여 축 진동 및 베어링 소음 특성을 알아보았으며, 다음의 결론을 얻었다. 첫째, 축 진동과 베어링 소음의 주파수 성분은 축 회전 주파수 성분이 지배적이다. 둘째, 베어링에서 방사되는 소음의 크기는 축 진동 진폭 크기에 따라 크게 변화하지만, 축 진동 진폭의 크기에 정비례하여 변화하지는 않는다. 셋째, 베어링에서 방사되는 소음의 크기를 줄이거나 혹은 축의 진동 진폭을 작게 하기 위해서는 축의 질량 편심을 작게 하거나, 베어링의 반경 방향 간극을 줄이는 것이 좋다. 그러나 베어링의 반경 방향 간극에 대해서는 시스템의 공진점을 피해서 설계해야 할 것이다. 본 연구에서 제시한 결과 및 고찰은 저소음 및 저진동 회전 기계 설계에 큰 도움을 줄 것으로 기대된다.

## 후 기

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

## 참고문헌

- (1) Lund, J. W., 1965, "The Stability of an Elastic Rotor in Journal Bearings with Flexible, Damped Supports," *Journal of Applied Mechanics*, pp. 911~920.
- (2) Choy, F. K., Braun, M. J. and Hu, Y., 1992, "Nonlinear Transient and Frequency Response Analysis of a Hydrodynamic Journal Bearings," *ASME, Journal of Tribology*, pp. 448~454.
- (3) Rho, B. H. and Kim, K. W., 2002, "A Study on Nonlinear Frequency Response Analysis of Hydrodynamic Journal Bearings with External Disturbances," *STLE, Tribology Transactions*, Vol. 45, No. 1, pp. 117~121.
- (4) Lee, J. B. and Kim, K. W., 1999, "A Study on

Stability Characteristics of Actively Controlled Externally Pressurized Air Journal Bearings," *JSME International Journal, Series C*, Vol. 42, No. 2, pp. 427~434.

- (5) Rho, B. H. and Kim, K. W., 2002, "A Study on the Dynamic Characteristics of Synchronously Controlled Hydrodynamic Journal Bearings," *Tribology International*, Vol. 35, No. 5, pp. 339~345.
- (6) Yoon, D. J., Kwon, O. Y., Jung, M. H. and Kim, K. W., 1995, "Early Detection of Damages in Journal Bearings by AE Monitoring," *Journal of Acoustic Emission*, Vol. 13, No. 1, pp. 1~10.
- (7) Miettinen, J. and Anderson, P., 2000, "Acoustic Emission of Rolling Bearings Lubricated with Contaminated Grease," *Tribology International*, Vol. 33, No. 11, pp. 777~787.
- (8) Rho, B. H. and Kim, K. W., 2003, "Acoustical Properties of Hydrodynamic Journal Bearings," *Tribology International*, Vol. 36, No. 1, pp. 61~66.
- (9) Rho, B. H., Kim, D. G. and Kim, K. W., "Noise Analysis of Oil-Lubricated Journal Bearings," *IMEchE, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*. (in press)
- (10) Shires, G. L. and Dee, C. W., 1967, "Pressurized Fluid Bearings with Inlet Slots," *Proceedings of Gas Bearing Symposium, Univ. Southampton*, Paper No. 7.
- (11) Dee, C. W. and Shires, G. L., 1971, "The Current State of the Art of Fluid Bearings with Discrete Slot Inlets," *ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 93, No. 4, pp. 441~450.
- (12) Rowe, W. B. and Stout, K. J., 1973, "Design of Externally Pressurized Gas-Fed Journal Bearings Employing Slot Restrictors," *Tribology International*, Vol. 6, No. 4, pp. 140~147.
- (13) Yoshimoto, S. and Nakano, Y., 1984, "Stability of a Rigid Rotor Supported by Externally Pressurized Gas Journal Bearings with a Circular Slot Restrictor," *JSME Bulletin*, Vol. 27, No. 225, pp. 561~568.
- (14) Yoshimoto, S., Nakano, Y. and Kakubari, T., 1984, "Dynamic Properties of Externally-Pressurized Gas Journal Bearings with Circular Slot Restrictors," *JSME Bulletin*, Vol. 27, No. 229, pp. 1537~1543.
- (15) Beranek, L. L. and Ver, I. L., 1992, "Noise and Vibration Control Engineering," John Wiley & Sons.