

원통형 로울러 베어링의 소음 특성에 관한 연구

노병후[†] · 김대곤* · 김경웅

한국과학기술원 기계공학과, * (주)알피엠텍 부설연구소

A Study on the Noise Characteristics of Cylindrical Roller Bearings

Byoung-Hoo Rho[†], Dae-Gon Kim* and Kyung-Woong Kim

*Department of Mechanical Engineering, KAIST, *R&D Center, RPMTECH Co., Ltd.*

Abstract – The purpose of the paper is to investigate the noise characteristics of cylindrical roller bearings. For the sake of simplicity, it is assumed that the cylindrical roller bearing is infinitely long, and there is no outside force acting on the bearing. The effects of radial clearance of the bearing, viscosity of the lubricant and number of the roller on the noise of the bearing are also examined. Results show that the fundamental frequency of the bearing noise corresponds to the multiplication of number of the roller and whirling frequency of the roller center or the retainer. The acoustical frequency spectra of the roller bearing are pure tone spectra, containing the fundamental frequency of the bearing and its super-harmonics. The low viscosity of the lubricant, high radial clearance of the bearing, and low number of the roller decrease the bearing noise. The results and discussions of the present paper could aid in the low-noise design of the cylindrical roller bearing.

Key words – cylindrical roller bearing, noise.

1. 서 론

구름 베어링은 적은 마찰 특성을 가지며 큰 부하를 지지할 수 있기 때문에, 전기 모터 및 펌 그리고 펌프와 발전기 등과 같은 여러 종류의 회전 기계에 광범위하게 사용되고 있다. 최근 회전 기계들의 효율 증대와 고성능화를 위하여 이러한 회전 기계들이 점차 고속으로 운전되도록 설계 되고 있다. 그 결과 베어링과 관련된 진동 및 소음 문제가 고속 회전 기계에서 많이 발생되고 있으며, 특히 소음과 관련된 문제는 환경 소음의 규제로 인하여 이에 대한 특성 연구가 절실히 요구되고 있는 실정이다.

구름 베어링에 의해 발생하는 소음은 베어링 요소의 제조 오차와 조립 오차 또한 작동 속도 및 부가 하중 그리고 윤활제 등과 같은 여러 가지 인자들에 의하여 영향을 받는다. 이러한 관점으로부터 많은 연구자들이 구름 베어링의 음향학 특성과 관련된 연구를 수행하여 왔다. 이와 관련된 연구로서, Jayaram & Jarchow [1]

는 여러 종류의 윤활제에 대하여 축의 운전 속도 및 부가 하중이 볼 베어링의 소음 특성에 미치는 영향을 음압 측정 실험을 통하여 분석하였다. Nagamatsu & Fukuda[2]는 수직으로 설치된 고속 볼 베어링에 대하여 베어링 부를 지지하는 하우징의 재질 변화에 따른 볼 베어링 부의 소음 특성을 음압 측정 실험을 통하여 분석하였다. Ananthapadmanaban & Radhakrishnan[3]은 구름과 미끄럼 접촉 상태에 대하여 표면의 불규칙성이 미치는 소음 발생 스펙트럼을 음압 측정 실험을 통하여 분석하였다. Igarashi & Yabe[4]는 축방향 하중이 가해지는 볼 베어링에 대하여 내륜 및 외륜 그리고 볼에 각각 하나의 결함이 존재하는 경우에 대한 소음 발생 주파수 성분을 음압 측정 실험을 통하여 분석하였다. Tandon & Nakra[5,6]는 볼 베어링의 결함을 감지하는 수단으로서 인텐시티 측정 기법을 이용하였으며, 인텐시티 측정 기법이 음압 측정 기법보다 결함을 감지하는 효과적인 방법으로 사용되어 질 수 있음을 보고하였다. 그러나 이러한 연구들은 대부분 실험에 의존하고 있는 실정이며, 이론 해석이라 하더라도 소음 발생 주파수와 이의 요인 분석에 초점을 두고 있다. 베어

[†]주저자 · 책임저자 : okmr@kaist.ac.kr

링에서 발생하는 방사 소음의 특성 해석과 관련된 연구로서, Rho & Kim[7]은 유체 윤활 저널 베어링에 대하여 축의 불균형 질량을 고려한 축-베어링 시스템의 비선형 과도 응답 해석으로부터 베어링 내 윤활 막에서 발생되어지는 압력 변동에 의한 소음 특성을 규명하였으며, Rho, Kim & Kim[8,9]은 베어링 내 윤활 막에서의 압력 변동에 대하여 평면파의 전달 이론을 적용하여 베어링 외면에서 외부 공기층으로 전달되어지는 압력 변동을 계산하고, 이를 면적으로 에너지 평균화함으로써 베어링의 소음을 예측할 수 있는 기법을 제시하였다. 또한 이들은 축의 운전 속도 및 윤활제 점도, 그리고 베어링 간극 등이 베어링의 진동 및 소음 특성에 미치는 영향을 분석하였다. 그러나 이러한 연구는 유체 저널 베어링의 소음 특성 연구에 초점을 두고 있다. 구름 베어링은 유체 저널 베어링에 비하여 소음이 크다. 또한 구름 베어링 중에서도 로울러 베어링이 볼 베어링보다 소음이 크며, 이의 주파수 스펙트럼도 보다 더욱 넓게 퍼져 있다는 것이 일반적으로 잘 알려져 있다. 따라서 로울러 베어링으로 지지 되어지는 회전 기계에 대하여 베어링 부에서 방사되는 소음과 관련된 문제점을 진단하고 예방하며, 보다 정숙한 회전 기계의 설계를 위하여 로울러 베어링의 음향학적 특성에 대한 연구가 절실히 요구되고 있다.

따라서 본 연구의 목적은 구름 베어링의 음향학적 특성을 규명하기 위한 기초 연구로서 원통형 로울러 베어링에 대한 소음 특성을 알아보는 것이다. 해석의 간편성을 위하여 무부하 조건의 무한장 원통형 로울러 베어링에 대하여 해석을 수행하였으며, 또한 베어링의 경방향 내부 틈새와 윤활 유체의 점도 그리고 로울러 개수가 베어링의 소음 특성에 미치는 영향을 함께 알아보았다. 이러한 연구는 구름 베어링의 음향학적 특성을 평가하는데 도움을 줄 수 있을 뿐만 아니라, 구름 베어링으로 지지 되는 회전 기계의 이상 현상에 대한 진단에도 큰 도움을 줄 것으로 기대된다.

2. 로울러 베어링의 운동학

무한장 원통형 로울러 베어링의 개략도를 Fig. 1에 나타내었으며, 로울러는 순수구름접촉 상태에 있다고 가정하였다. 베어링 외륜이 고정되어 있는 경우에 Fig. 2(a)에 나타낸 바와 같이 로울러 중심 혹은 리테이너의 각속도 ω_c 는 다음과 같이 된다.

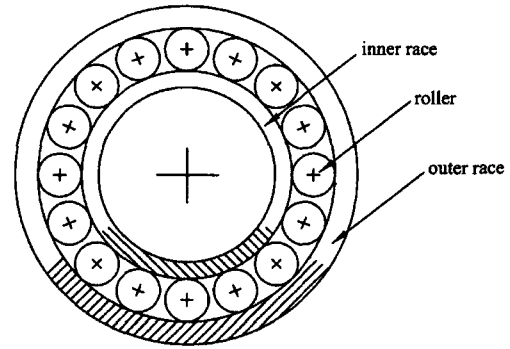


Fig. 1. Schematic diagram.

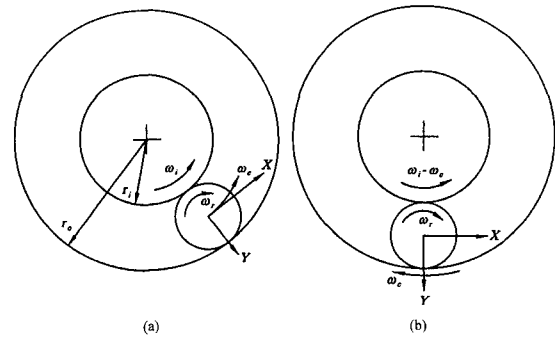


Fig. 2. Angular velocity of the roller.

$$\omega_c = \frac{\omega_r}{2} \left(1 - \frac{2r_r}{r_i + r_o} \right) \quad (1)$$

여기서 ω_r 는 베어링 내륜의 각속도, r_r 는 베어링 내륜의 외반경, r_o 는 베어링 외륜의 내반경이며, r_r 은 로울러의 반경이다. 로울러 중심이 고정되어 있는 좌표계를 생각할 때의 베어링 내륜과 외륜의 상대 각속도는 Fig. 2(b)와 같이 나타낼 수 있다.

3. 지배방정식

원통형 로울러 베어링에서의 윤활 문제는 Fig. 3(a)에 보인 바와 같이 반경이 r_1, r_2 인 두 원통 사이의 문제로 생각할 수 있으며, 이 경우 Fig. 3(b)에 보인 바와 같이 등가 반경 r_e 를 가지는 하나의 원통과 무한 평판 사이의 문제로 바꾸어 해석할 수 있다[10].

$$\frac{1}{r_e} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \quad (2)$$

본 연구에서는 베어링에서 방사되는 소음 특성을 규명하기 위하여 로울러와 베어링 외륜 사이의 윤활 문

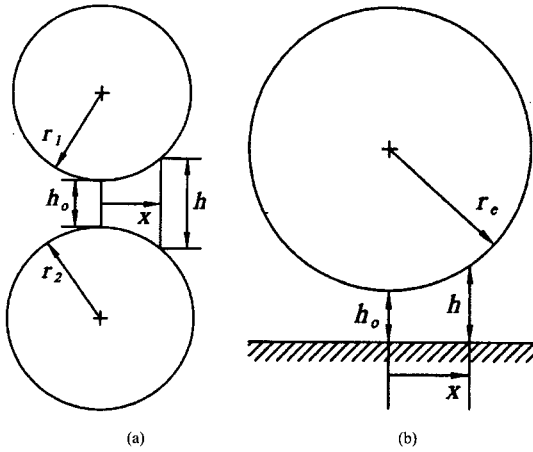


Fig. 3. Equivalent radius of the roller.

제를 다루었으며, 이 경우의 등가 반경은 다음과 같이 표현되어 질 수 있다.

$$\frac{1}{r_e} = \frac{1}{r_r} - \frac{1}{r_o} \tag{3}$$

윤활 유체의 유동 방향이 Fig. 3(b)에 보인 바와 같이 x 방향이고, 등은 조건하의 비압축성 뉴턴 유체의 경우, 베어링 내 윤활 유체의 압력을 지배하는 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\mu u_m \frac{dh}{dx} \tag{4}$$

여기서 p 는 윤활 유체의 압력, h 는 유막두께, μ 는 점성계수이며, u_m 은 윤활 유체의 평균 유동 속도이다. 한편 로울러의 탄성 변형을 고려하지 않는 경우의 유막두께 h 는 다음의 관계식으로 표현될 수 있다.

$$h = h_o + \frac{x^2}{2r_e} \tag{5}$$

여기서 h_o 는 최소유막두께이다. 무부하 조건에서의 정상 상태 최소유막두께 h_o 는 로울러의 원심력을 무시하는 경우에 근사적으로 경방향 내부틈새 c 의 1/4값을 갖는다.

4. 베어링 소음

무부하 조건에 있는 무한장 원통형 로울러 베어링의 정상 상태 응답의 경우, 로울러 하나에 대하여 베어링 외륜과 로울러 사이에 작용하는 윤활 유체의 압력은

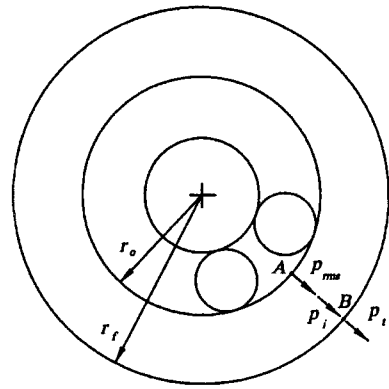


Fig. 4. Transmission of plane waves.

식 (4)에 의하여 구할 수 있으며, 이의 압력 분포가 로울러 중심 혹은 리테이너의 각속도 ω 를 가지고 베어링 중심에 대하여 회전을 하게 될 것이다. 이러한 정상 상태 응답에 대하여 원주 방향으로의 임의 위치 (Fig. 4에서의 A)에서의 압력 변동 크기는 다음과 같이 압력 제공근 평균 값으로 나타내었다.

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} [p(t) - p_m]^2 dt} \tag{6}$$

여기서 T 는 정상 상태 응답의 주기, p_m 은 정상 상태 응답에 대한 압력의 시간 평균값이다. 베어링 내 윤활 유체의 압력 변동에 의하여 발생하는 음원은 베어링의 반경 방향으로 전달되는 선음원으로 가정하였으며, 이의 관계를 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 베어링 외륜의 내경부 A에서는 압력 경계조건으로 인하여 식 (6)에 의하여 구하여진 p_{rms} 크기를 갖으며, 베어링 외륜의 외경부 B에서 입사되는 압력 p_i 는 다음과 같은 관계식을 만족한다고 가정하였다.

$$(p/p_{rms})^2 = (r/r_i) \tag{7}$$

여기서 r_i 는 베어링 외륜의 외반경이다. 한편 베어링 외륜의 외경부에서 반경 방향으로 외부 공기에 전달되어지는 압력 크기는 경계면에서의 평면파 전달 이론을 적용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p_i = p_{rms} \frac{2z_a}{z_a + z_s} \tag{8}$$

여기서 z_a 와 z_s 는 각각 공기와 베어링에서의 음향 임피던스로서, 각 매질의 밀도와 음속의 곱이다.

베어링의 소음은 베어링 외륜의 외경부에서 반경 방향으로 외부 공기에 전달되는 음압 수준의 에너지 평균값으로 정의하였으며 다음과 같다[9].

$$N_b = 10 \log \left[\frac{1}{A_A} \int 10^{0.1N} dA \right] \quad (9)$$

여기서 A 는 베어링 외륜의 외경부 면적이며, N 은 베어링 외륜의 외경부 임의 위치에서 반경 방향으로 외부 공기에 전달되는 음압 수준으로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$N = 20 \log(p/p_{ref}) \quad (10)$$

여기서 p_{ref} 는 기준 압력 변동 크기로서, 20×10^{-6} N/m²이다. 참고로 무부하 운전 조건의 무한장 원통형 로울러 베어링인 경우, 베어링 외륜의 외경부에서 외부 공기에 전달되어지는 음압 수준은 원주 방향으로 모두 같은 값을 갖게 되므로, 식 (9)와 식 (10)에서 얻어지는 음압 수준은 같게 된다.

한편 식 (9)와 같이 표현되는 베어링의 소음은 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$N_b = N_i - \Delta N \quad (11)$$

여기서 N_i 는 로울러와 베어링 외륜 사이에서 발생하는 윤활제의 압력 변동에 대한 에너지 평균화된 음압 수준이며, ΔN 은 베어링의 재질 및 두께와 관련된 상수로서 다음과 같이 표현된다.

$$N_i = 10 \log \left[\frac{1}{A_A} \int 10^{0.1N_{rms}} dA \right] \quad (12)$$

$$\Delta N = 20 \log \left(\frac{z_a + z_s}{2z_a} \right) + 10 \log \left(\frac{r_f}{r_i} \right) \quad (13)$$

여기서 N_{rms} 는 로울러와 베어링 외륜 사이에서 발생하는 윤활제의 압력 변동에 기인하는 음압 수준으로서 다음과 같다.

$$N_{rms} = 20 \log(p_{rms}/p_{ref}) \quad (14)$$

즉, 식 (11)에서 식 (14)에서 보는 바와 같이, 식 (9)와 같이 표현되는 베어링의 음압 수준은 로울러와 베어링 외륜 사이에서 발생하는 윤활 유체의 압력 발생에 기인하는 에너지 평균화된 음압 수준 N_i 에서 베어링의 두께 및 재질과 관련된 상수 ΔN 을 빼 준 값이 된다. 즉, 상수 ΔN 은 베어링 재료의 구조 감쇠 값으로 사용되고 있음을 의미한다.

Table 1. Specification and parameter values

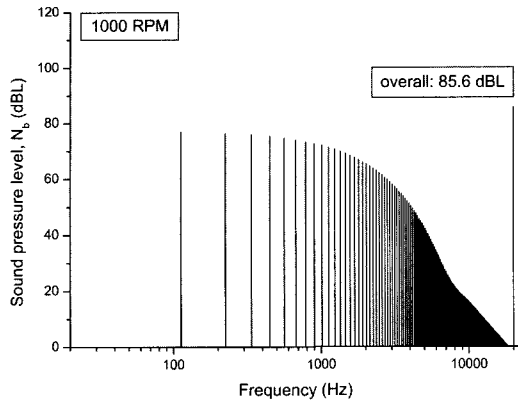
Outer radius of the outer race, r_f [mm]	45.00
Inner radius of the outer race, r_o [mm]	40.75
Outer radius of the inner race, r_i [mm]	29.75
Radius of the roller, r_r [mm]	5.50
Radial clearance of the bearing, c_r [μ m]	55.0
Number of the roller, Z	16
Oil dynamic viscosity, μ [Pa·sec]	0.0411
Density of the bearing, ρ_b [kg/m ³]	7700.0
Sound speed of the bearing, c_b [m/s]	5050.0
Density of the air, ρ_a [kg/m ³]	1.18
Sound speed of the air, c_a [m/s]	344.0

5. 해석결과 및 고찰

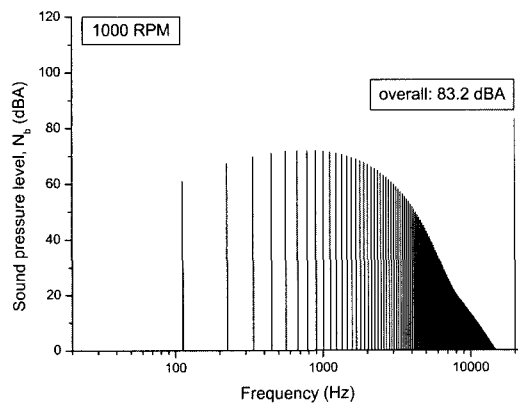
본 해석에서 사용한 원통형 로울러 베어링의 사양 및 변수값들을 Table 1에 나타내었으며, 이는 단일 원통형 로울러 N210EC 사양과 비슷하다.

베어링 내륜이 1000 rpm으로 회전하고 있을 때의 베어링 외륜의 외경부에서 외부 공기층으로 방사되는 소음의 주파수 스펙트럼을 Fig. 5(a)에 나타내었으며 이의 A-청감 보정된 음압의 주파수 스펙트럼을 Fig. 5(b)에 나타내었다. 베어링에서 방사되는 소음의 성분은 Fig. 5(a)에서 보는 바와 같이 기본 주파수 성분이 약 112 Hz에 해당되며, 이의 고조화 성분들로 구성됨을 알 수 있다. 또한 고조화 성분의 크기는 주파수가 커질수록 점점 작아짐을 알 수 있다. 베어링 내륜이 1000 rpm으로 회전할 때의 로울러 중심 또는 리테이너의 회전 각속도 ω 는 44.19 rad/s이며, 이의 주파수 성분은 약 7 Hz에 해당된다. 로울러의 개수가 16개이므로, 로울러 개수에 대응하는 주파수는 약 112 Hz에 해당된다. 즉, 원통형 로울러 베어링에서 방사되는 소음원의 기본 주파수는 로울러 중심 혹은 리테이너의 선회 주파수와 로울러 개수의 곱에 해당됨을 알 수 있다. 또한 Fig. 5(b)에서 보는 바와 같이 A-청감 보정된 음압 성분은 1 kHz 부근에서 최대가 됨을 알 수 있다.

베어링 내륜의 여러 가지 운전 속도에 대하여 베어링 소음의 주파수 스펙트럼 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 앞서 기술한 바와 같이 모든 회전 속도에 대하여 기본 주파수는 로울러 중심 혹은 리테이너의 선회 주파수와 로울러 개수의 곱에 대응되며, 앞서 언급한 바와 같이 베어링의 소음 성분은 기본 주파수 성분과 이의 고조화 성분들로 구성되고 있음을 알 수 있다.



(a) Frequency spectrum



(b) A-weighted frequency spectrum

Fig. 5. Frequency spectrum of the roller bearing.

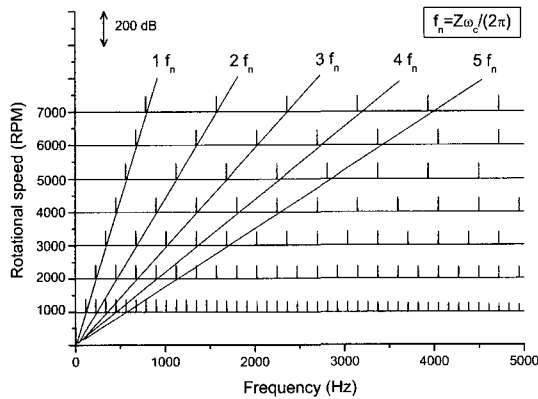


Fig. 6. Frequency spectra of the roller bearing with respect to the rotational speed.

베어링 내륜의 회전 속도에 따른 베어링의 음압 수준과 이의 A-청감 보정된 음압 수준을 Fig. 7에 나타내었다. 베어링 소음은 회전 속도에 따라 증가하고 있

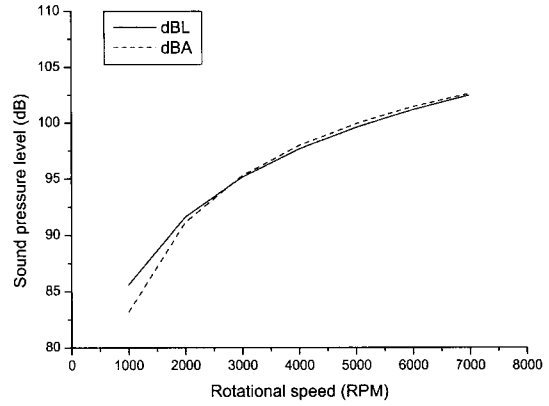


Fig. 7. Sound pressure level of the cylindrical roller bearing.

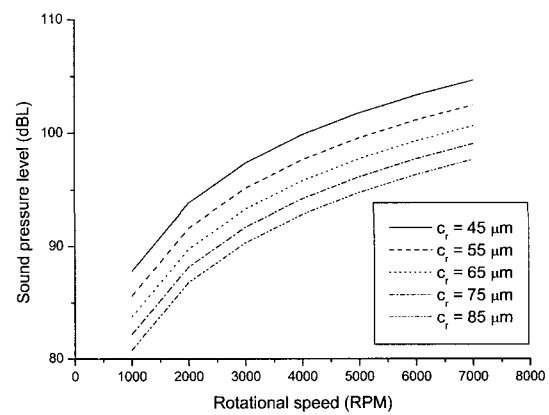


Fig. 8. Sound pressure level change with respect to radial clearance of the bearing.

음을 볼 수 있으나, 선형적으로 비례하여 증가하지는 않고 있음을 볼 수 있다.

베어링의 경방향 내부틈새 변화에 따른 베어링의 음압 수준 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 베어링의 경방향 내부틈새가 클수록 베어링의 음압 수준은 작아짐을 알 수 있다. 이러한 현상은 베어링의 경방향 내부틈새가 커질수록 로울러와 베어링 외륜 사이의 최소유막두께가 커져 로울러와 베어링 외륜 사이에서 발생되어지는 압력의 크기가 작아지기 때문이다.

윤활 유체의 점도 변화에 따른 베어링의 음압 수준을 Fig. 9에 나타내었다. 윤활 유체의 점도가 작아질수록 베어링의 음압 수준은 작아짐을 알 수 있다. 이는 윤활 유체의 점도가 작아짐으로써 윤활 유체에서의 발생 압력이 작게 나타나기 때문이다.

로울러 개수 변화에 따른 베어링의 음압 수준을

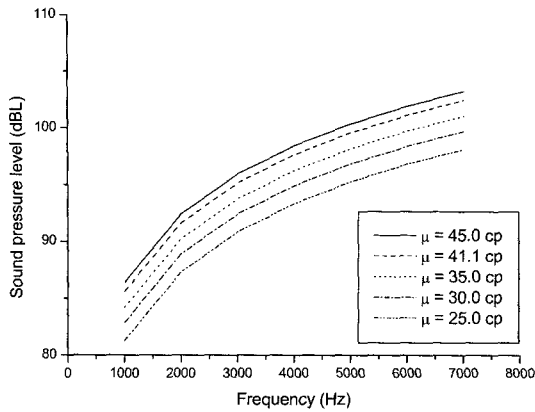


Fig. 9. Sound pressure level change with respect to the oil viscosity.

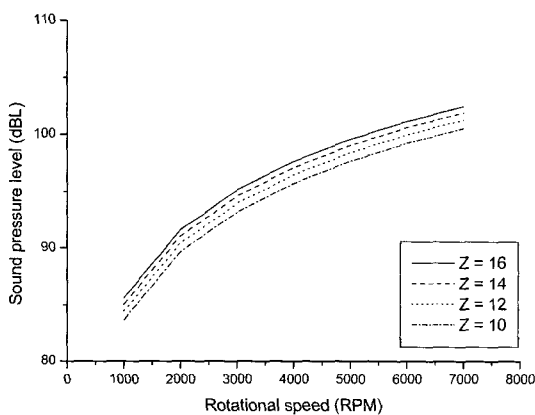


Fig. 10. Sound pressure level change with respect to number of the roller.

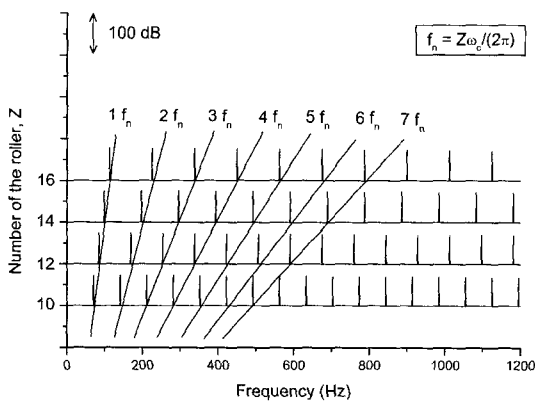


Fig. 11. Frequency spectra of the bearing noise with respect to number of the roller.

Fig. 10에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 로울러 개수가 작아질수록 베어링의 소음은 작아짐을 알

수 있다. 이의 설명을 위하여 베어링 내륜이 1000 rpm 으로 회전하고 있을 때의 로울러 개수 변화에 따른 베어링 소음의 주파수 스펙트럼을 Fig. 11에 나타내었다. 베어링 외륜과 로울러 사이의 윤활 유체 압력을 지배하는 방정식인 식 (4)에서 보는 바와 같이 로울러와 베어링 외륜 사이에서 발생되어지는 윤활 유체의 압력은 로울러 개수에 영향을 받지 않는다. 그러나 Fig. 11에서 보는 바와 같이 로울러 개수가 작아질수록 베어링 방사 소음의 기본 주파수가 작아지며, 이는 압력 변동의 주기가 길어지게 됨을 의미한다. 즉, 같은 크기의 압력 변동이 발생하였다 하더라도, 이의 주기가 길어짐으로 인하여 압력의 제공된 평균값은 작아지게 된다. 따라서 로울러 개수가 작아질수록 베어링에서의 방사 소음은 작아지는 것으로 판단된다.

6. 결 론

구름 베어링의 음향학적 특성 규명을 위한 기초 연구로서, 무부하 조건에 있는 무한장 원통형 로울러 베어링에 대한 소음 특성을 수치 해석을 통하여 알아보았으며, 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

첫째, 베어링 소음의 기본 주파수는 로울러 중심 혹은 리테이너의 선회 주파수와 로울러 개수의 곱으로 표현된다.

둘째, 베어링 소음원의 성분은 기본 주파수와 이의 고조파 성분들로 구성되며, 베어링 내륜의 회전 속도가 증가할수록 베어링의 소음은 증가한다.

셋째, 무부하 조건의 무한장 원통형 로울러 베어링의 소음 저감을 위해서는 베어링의 경방향 내부 틈새를 크게 하거나, 윤활 유체의 점도를 낮게 하거나 혹은 로울러의 개수를 작게 하는 것이 좋다.

참고 문헌

1. V. D. Jayaram and F. Jarchow, "Experimental Studies on Ball Bearing Noise," *Wear*, Vol. 46, pp. 321-326, 1978.
2. A. Nagamatsu and M. Fukuda, "Sound Noise Generated from Ball Bearing in High Speed Rotation," *Bulletin of the JSME*, Vol. 21, No. 158, pp. 1306-1310, 1978.
3. T. Ananthapadmanaban and V. Radhakrishnan, "An Investigation of the Role of Surface Irregularities in the Noise Spectrum of Rolling and Sliding Contacts," *Wear*, Vol. 83, pp. 399-409, 1982.

4. T. Igarashi and S. Yabe, "Studies on the Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings (Second Report: Sound of Ball Bearings with One Defect)," *Bulletin of the JSME*, Vol. 26, No. 220, pp. 1791-1798, 1983.
5. N. Tandon and B. C. Nakra, "The Application of the Sound-Intensity Technique to Defect Detection in Rolling-Element Bearings," *Applied Acoustics*, Vol. 29, pp. 207-217, 1990.
6. N. Tandon and A. Choudhury, "A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings," *Tribology International*, Vol. 32, pp. 469-480, 1999.
7. B. H. Rho and K. W. Kim, "Acoustical Properties of Hydrodynamic Journal Bearings," *Tribology International*, Vol. 36, No. 1, pp. 61-66, 2003.
8. B. H. Rho, D. G. Kim and K. W. Kim, "Noise Analysis of Oil-Lubricated Journal Bearings," *IMEchE, Part C, J. of Mechanical Engineering Science*, Vol. 217, No. C3, pp. 365-371, 2003.
9. B. H. Rho, D. G. Kim and K. W. Kim, "Low Noise Design of Rotor-Bearing System," *J. of KSTLE (Korean)*, Vol. 19, No. 1, pp. 15-20, 2003.
10. T. A. Harris, *Rolling Bearing Analysis*, John Wiley & Sons, New York, 3rd Ed., 1991.