

진동신호 분석에 의한 베어링 결함탐지에 대한 연구

김진오^o 서상준 은희준
한국표준연구소 음향표준연구실

A Study on the Defect Detection of Rolling Bearings
by Vibration Analysis

J. O. Kim S. J. Suh H. J. Eun
Korea Standards Research Institute

1. 서론

볼(혹은 토울러) 베어링은 기계의 회전부품을 지지하는 중요한 요소로서, 많은 기계적 고장이 이의 결함에 의해서 발생한다. 이들 결함에는 각 요소의 표면에 있는 흠과 먼지, 볼의 구형상, 궤도면의 파형 등 여러가지가 있다. 베어링을 체계하지 않고도 결함을 찾아내는 적절한 방법은 진동측정에 의한 것이다.⁽¹⁾ 베어링은 회전시 구상요소들간에 주기적인 접촉이 이루어지게 되어 고유한 진동 스펙트럼을 형성한다.⁽²⁾⁽³⁾ 이러한 베어링의 진동 특성과 진동발생요인을 규명하면 정밀 진동측정에 의하여 결함탐지가 가능하다.

본 논문은 베어링 구성요소의 결함과 진동주파수의 상관관계를 규명하여, 진동스펙트럼 분석을 통한 베어링의 결함유무 및 그 부위 판별을 위한 연구의 일차적인 결과이다.

2. 베어링의 진동발생 메카니즘

베어링의 진동은 주로 운동체인 볼과 어들 운동체가 지나가는 내륜 외륜의 궤도면간의 주기적 접촉에 의하여 발생한다. Fig. 1 과 같이 구성되어 있는 베어링에서 나타날 수 있는 진동 주파수들은 기구학적 해석에 의하여 Table 1과 같이 구해진다.⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 따라서 정상 베어링의 진동 스펙트럼과 비교하여 피크 레벨이 높은 주파수의 발생요인을 확인하는 맥에 이 표를 활용함으로써 이상 베어링의 결함 부위를 찾아낼 수 있다.

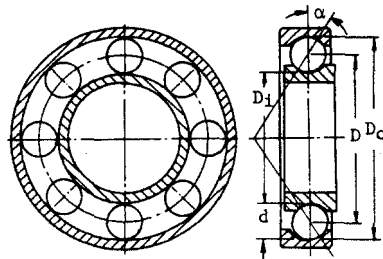


Fig. 1 Elements of Rolling-Contact Bearing

Table 1. Discrete Frequencies Expected from Rolling Bearing (when inner race is rolling and outer race is stationary)

No.	Vibration Mechanism	Frequency (Hz)
1	Shaft rotational speed, f_r	$N/60$
2	Rotational speed of retainer	$\frac{f_r}{2} (1 - \frac{d}{D} \cos \alpha)$
3	Rotational frequency of rolling element	$\frac{f_r}{2} \cdot \frac{D}{d} (1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha)$
4	Frequency of contact between a fixed point on a outer race and a rolling element	$\frac{n \cdot f_r}{2} (1 - \frac{d}{D} \cos \alpha)$
5	Contact frequency between a fixed point on a rolling element with the inner and outer races	$f_r \cdot \frac{D}{d} (1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha)$
6	Frequency of relative rotation between the retainer and inner race	$\frac{f_r}{2} \cdot (1 + \frac{d}{D} \cos \alpha)$
7	Frequency at which a rolling element contacts a fix point on an inner race	$\frac{n \cdot f_r}{2} (1 + \frac{d}{D} \cos \alpha)$

* N : shaft speed (rpm)
n : number of rolling elements

3. 실험장치 및 방법

베어링의 진동을 측정하기 위하여 먼저 베어링의 내륜을 회전시킬 회전장치를 제작하였다.⁽⁶⁾ 이 장치는 Fig. 2에 도시된바와 같이 전동기의 진동이 스피indle에 전달되는 것을 차단하기 위해서 자기결합기 (magnet coupling) 를 사용하였고, 직류전동기에 공급되는 전원의 직류전압을 조절함으로써 회전 속도를 임의로 선택할 수 있다. Fig. 3은 회전 장치에 사용된 자기결합기의 구조를 보여준다.

측정장치는 Fig. 4 와 같이 구성되어 있다. AFBMA 의 시험구경⁽⁷⁾에 따라 내륜을 1800 rpm 으로 회전시키고 외륜에 부착한 진동 가속도계에서 나오는 신호를 진폭증폭기를 거쳐 FFT 분석기로 분석한다. 진동 스펙트럼을 32개 평균을 취하여 잡음신호를 제거하도록 하였다.

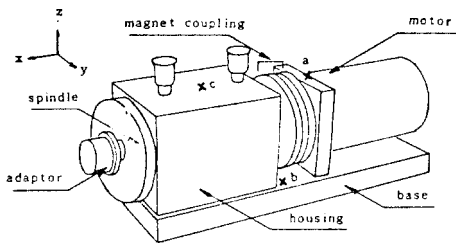


Fig. 2. Bearing driving system

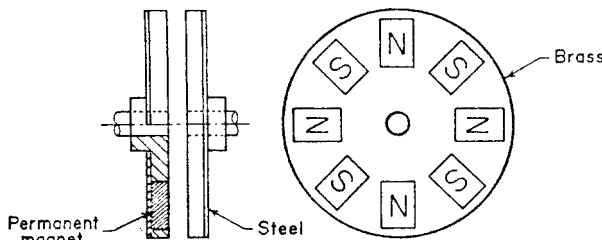


Fig. 3. Magnet coupling

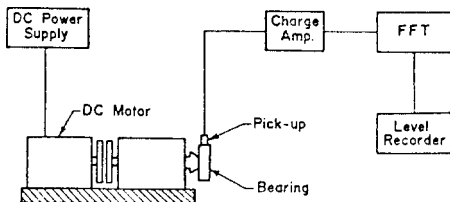


Fig. 4. Vibration measuring instruments

4. 실험 결과

실험에는 6208형 베어링을 사용하였다. 이 베어링의 각 부의 치수와 실험조건들은 Table 2와 같으며 이들을 Table 1의 식에 대입한 결과가 Table 3이다. 이 표에서 보듯이 각 요소별 결함에 의한 기본 진동 주파수는 200 Hz 이하의 값을 갖는다.

실험에 사용한 베어링은 K 사에서 제공받은 것으로서, 다음과 같은 세가지 특징으로 분류한 것이다.

- a : 궤도면의 표면거칠기가 심함.
- b : 볼의 일부가 불량함.
- c : 궤도면의 진원도가 부적합함.

이들 베어링에 대해 Fig.5 와 같은 방법으로 실제 측정된 진동 스펙트럼이 Fig. 6 이다. Fig. 6 (b) 와 (c) 에서 2500 Hz 근방의 피크는 외륜의 기본 공진주파수에 해당한다. 실험대상 베어링에 대해 강제진동 방법으로 구한 공진주파수는 대체로 2500 Hz 이상으로서, Table3에 나타난 주파수들과는 충분히 떨어져 있거고 판단된다. Fig. 6(a) 에서 2300 Hz 근방의 피크가 뚜렷하지 않은 것은 이 베어링의 진동이 전반적으로 높게 나타난 때문인 것으로 이해된다. Fig. 6(a) 를 (b), (c) 와 비교하면 표면거칠기에 의해서 발생하는 진동 에너지는 비교적 전 주파수 영역에 고르게 분포되는 반면에 볼의 결함과 과도면 진원도에 의한 진동은 주로 베어링의 기본 공진주파수 이하의 주파수범위에서 나타난 더고 볼 수 있다.

Fig. 7 은 Fig. 6 의 스펙트럼 중 에서 200 Hz 이하의 저주파 범위를 확대한 것이다. 이 그림의 큰 피크들은 스핀들 회전 주파수인 30 Hz 및 그 harmonic 들에 해당하며, 본 실험에 사용한 회전 장치에 balancing이 필요함을 의미한다. 스핀들 unbalance 에 의한 진동 성분을 제외하고 Fig. 7(a) 와 (c) 에서는 결과와 관련된 뚜렷한 피크가 나타나지 않은 반면에 (b) 에는 많은수의 작은 피크들이 나타나 있다. 이들 피크는 볼의 결함과 관련된 주파수들의 modulation 에 의해 발생한 sideband 들인 것으로 믿어진다.

Table 2. Bearing geometry and rotating speed

ball diameter, d	11.9 mm
bearing pitch diameter, D	60.1 mm
inner race speed, N	1800 rpm
contact angle, α	0 deg.

Table 3. Calculated frequencies from Table 1 & 2

No.	1	2	3	4	5	6	7
Freq. (Hz)	30.0	12.0	72.8	108.3	145.6	18.0	161.7

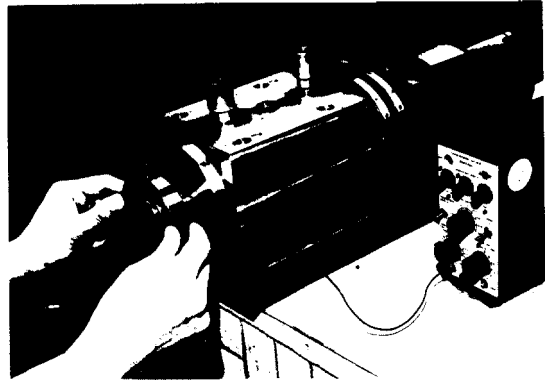


Fig. 5. Method of bearing rotating and vibration measurement

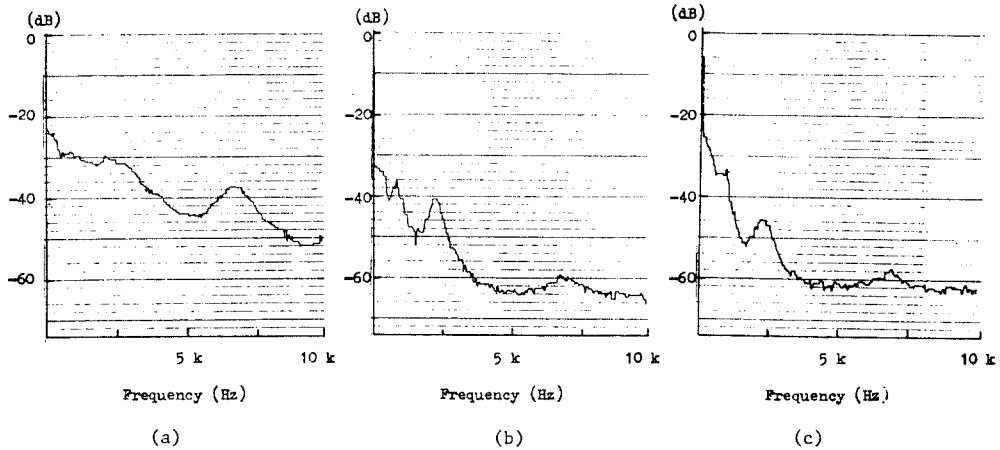


Fig. 6. Bearing vibration spectrum, 0-10 kHz (0 dB = 10 mm/sec, rms)

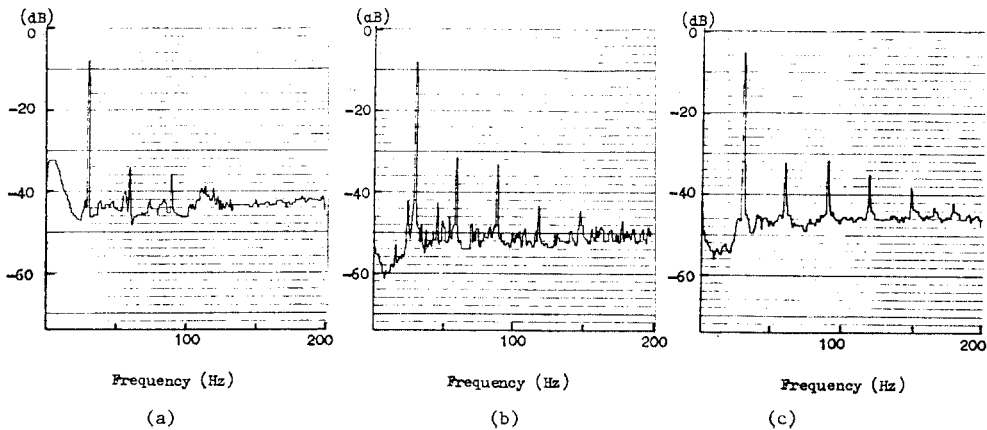


Fig. 7. Bearing vibration spectrum, 0-200 Hz (0 dB = 10 mm/sec, rms)

5. 결 론

이상의 결과들로부터 다음의 결론을 얻었다.
Discrete 한 결함의 경우 진동 스펙트럼은 많은 피크 및 sideband 가 존재하며, 연속적인 결함의 경우 뚜렷한 피크를 나타내지 않고 전반적인 레벨 증가를 보인다. 앞으로 다양한 샘플 베어링에 대해 연구를 계속하면 좀 더 구체적인 결과가 얻어지리라 본다.

측정된 스펙트럼을 계산치와 비교해서 결함의 원인을 구명하기 위해서는 cepstrum 분석을 병행하는 것이 필요하겠다. 또한 background 진동을 확인하여 베어링에서 측정된 진동신호를 보정함으로써 순수한 베어링 진동을 찾아낼 수 있다. 베어링 자체에 대해서도 두 개 이상의 위치에서 측정된 진동신호를 multi-channel 로써 분석할 때 좀 더 신빙성있는 결함탐지 기술의 개발이 가능할 것이며, 이러한 문제는 앞으로 계속 연구가 수행되어야 할 것이다.

(참 고 문 헌)

- [1] R. G. White & J. G. Walker, Noise and Vibration, Ch. 23, John Wiley & Sons, New York, 1982.
- [2] S. Braun & B. Datner, Analysis of Roller/ Ball Bearing Vibration, J. of Mechanical Design, Vol. 101, pp.118-125, Jan. 1979.
- [3] 五上嵐昭男外, "缺陷をもつころがり軸受の振動・音響に關する研究," 日本機械學會 論文集 (C編) 47卷 422號 (昭58-10)
- [4] L. L. Faulkner, Handbook of Industrial Noise Control, ch.8, Industrial Press Inc. 1976.
- [5] 小野繁, ころがり軸受の應用設計, 大河出版 (昭和 54)
- [6] 은희준, 서상준, 김전오, 진동 차단음 위한 자기결합 동력전달장치 제작 - 정밀측정 자동화 기술 개발연구 중간보고서 편책 2, 한국표준연구소, 1984.
- [7] The Anti-Friction Bearing Manufacturers Association, Rolling Bearing Vibration and Noise, AFBMA Standard 13, 1968.
- [8] R. B. Randall & Jens Hee, Cepstrum Analysis, Brdel & Kjaer Technical Review, No. 3 - 1981.

* 본 연구는 1983년도 과학기술 저 특정연구 개발 사업인 "정밀측정자동화 기술 개발에 관한 연구" 의 일환으로 수행되었다.