

H F R T 기법을 이용한 결함 볼베어링의 진동분석

Vibration Analysis of Ball Bearing Fault using HFRT

김 예 현*, 강 병 용*, 김 동 일*, 장 호 경**
(Ye-Hyun Kim*, Byoung-Yong Kang*, Dong-Il Kim*, Ho-Gyeong Chang**)

이 논문은 1994학년도 영남대학교 학술연구조성비에 의한 것임.

요 약

본 연구에서는 결함이 있는 볼베어링을 모델링하여 결함의 형태별로 진동분석을 하였다. 진동측정은 단일결함과 복합결함이 있는 볼베어링에 대하여 결함위치와 회전속도 변화에 대한 진동신호를 측정하고, 신호 성분들은 고주파 공진기법을 이용해 FFT시켰다.

실험결과 단일결함과 복합결함이 있을 때 결함으로 인해 발생하는 주파수는 결함 특성 주파수와 그 배수의 고조파 성분 피크들이 나타남을 확인 하였다. 고주파 공진기법을 이용한 신호처리는 결함의 유무 뿐만 아니라 결함의 부위도 진단이 가능함을 알 수 있었다.

Abstract

In this study, the bearing defects were modeled and the vibration of ball bearing faults was presented for the defective pattern. The vibration signal was measured for the single and multiple defected ball bearing at the various defect positions and rotation speed, and then the signal components using the HFRT (high frequency resonance technique) were analyzed by FFT.

The experimental data analysis has shown that the frequencies generated in the single or multiple defected ball bearings appear with the characteristic defect frequency and harmonics of ball pass frequency peak. Signal processing by HFRT makes it possible not only to detect the presence of a defect but also to diagnose the defect part of the bearing.

I. 서 론

현대의 기계들은 대부분 회전부를 갖고 있으며, 회

전부는 회전축, 기어, 베어링등으로 구성되어 있다. 회전부에서 전체 시스템의 운전상태를 결정하는 가장 필수적인 베어링은 고속화와 장시간의 운전에 의해 피로 파괴와 미세 간극부의 마모등에 의해 과도한 진동을 야기시켜 돌발적으로 파손 될 수 있다. 그러므로 베어링 결함에 대한 상태를 조기에 판정하고 대

*영남대학교 물리학과

**경산대학교 물리학과

접수일자: 1994년 12월 16일

책을 수립 함으로써 인적, 경제적 피해를 최대한 줄일 수 있다^[1-4].

진동신호가 기계 상태에 대한 많은 정보를 내포하고 있기 때문에 볼베어링 결함진단의 경우도 주로 진동신호를 이용하고 있으며, 볼베어링의 결함여부 뿐만 아니라 결함의 종류까지 판별하기 위해서는 정밀진단 방법이 필요하다. Braun^[1] 등은 구름베어링의 국부 결함들에 의해 생성되는 진동신호를 결함의 주기적 충격에 의한 주기함수로 간주하여 이로 인해 발생하는 진동특성에 관하여 분석하였으며, McFadden^[2-4]은 일정한 반경하중을 받는 구름베어링 내에 있는 한 개의 점결함과 다중의 점결함에 의해 발생하는 진동신호를 서술하는 모델을 개발하였으며, 진동신호를 베어링의 부하분포, 축의 회전속도, 전달함수의 영향등을 고려하여 해석하였다. Darlow^[5, 6]는 주파수 영역에서 신호처리 기법에 관한 연구로서 운전중의 상태에서 베어링 결함을 탐지하기 위해서는 베어링 하우징 부위의 진동을 계속하여 결함 신호를 탐지한 후 고주파 공진기법(HFRT: high frequency resonance technique)으로 신호처리를 행함으로써 결함의 부위를 예측하는데 유용함을 밝힌바 있다. 고주파 공진기법은 구조물의 구조적 공진(structural resonance)이 발생하는 10~14KHz의 고주파수 대역을 고려하여 볼베어링의 고유진동수 영역의 진동신호에 대한 포락선(envelope)을 검파함으로써 결함에 의한 충격파들의 주기성을 검출하는 방법이다.

본 연구에서는 볼베어링의 결함을 조기에 검출하는 정밀진단의 실험적 방법을 연구하였으며, 실험에 사용된 볼베어링은 내륜, 외륜, 볼등에 전기연필(electric pencil)을 이용하여 인위적으로 깊이 30 μ m, 폭 50 μ m의 결함이 있도록 제작 하였다. 볼베어링의 결함의 형태에 따라 결함 특성 주파수가 각기 다르므로 베어링의 결함형태를 내륜, 외륜, 볼등의 단일결함 일때와 내륜과 볼, 내륜과 외륜 그리고 볼과 외륜등의 복합결함이 있는 경우를 조사하였다. 축 회전속도를 720rpm~1200rpm으로 변화시켜 볼베어링의 결함에 의해 발생하는 진동특성을 진동계로 측정하고, 고주파 공진기법을 이용한 FFT처리를 하여 결함 볼베어링의 상태를 진단하였다.

II. 이 론

1. 볼베어링 요소들의 회전속도

Fig. 1은 내륜과 외륜의 공통 접촉각이 α 인 볼베어링이 회전축에 의해 일정한 하중을 받으며 일정한 속도로 회전한다고 가정 하였으며, 볼은 미끄러짐이 없고 볼과 궤도면의 접촉점이 불변이며 동적인 영향은 무시 하였다.

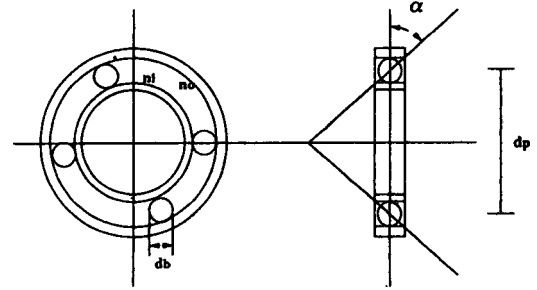


Fig. 1. Schematic diagram of rolling ball bearing

축의 회전속도(speed of revolution)를 $f_r(Hz)$ 이라고 할 때, 내륜과 외륜속도의 중간값인 케이지의 회전속도 $f_c(Hz)$ 와 볼 회전속도 $f_b(Hz)$ 는 (1), (2)식과 같다^[7]. d_b 는 볼의 직경이며 d_p 는 pitch 직경이다.

$$f_c = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) \quad (1)$$

$$f_b = \frac{f_r d_p}{2d_b} \left(1 - \left(\frac{d_b}{d_p} \right)^2 \cos^2 \alpha \right) \quad (2)$$

베어링 내륜과 볼의 접촉점에서 케이지에 대한 내륜의 회전속도는 (3)식과 같다.

$$f_i = f_r - f_c \quad (3)$$

볼베어링의 내륜에 결함이 있을 때 Z개의 볼은 베어링이 360° 회전하는 동안 내륜결함과 접촉하게 되며 내륜결함 주파수는 (4)식과 같이 주어진다.

$$f_{ir} = z(f_r - f_c) = \frac{z f_r}{2} \left(1 + \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) \quad (4)$$

외륜에 결함이 있을 때 Z개의 볼은 케이지 회전속도 $f_c(Hz)$ 에서 외륜결함을 통과하며 외륜결함 주파수는 (5)식과 같이 주어진다.

$$f_{or} = \frac{z f_r}{2} \left(1 - \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) \quad (5)$$

볼에 결함이 있을 때 내륜과 외륜에 각각 접촉하게 되며 볼결합 주파수는 (6)식과 같이 주어진다.

$$f_{br} = f_r \frac{d_p}{d_b} \left(1 - \left(\frac{d_p}{d_b} \right)^2 \cos^2 \alpha \right) \quad (6)$$

2. 국부적인 결함에 의한 진동생성 모델

베어링의 국부적인 결함은 결함의 부위에 따른 특징적인 진동 주파수를 갖지만 진동신호를 측정하는 센서가 하우징에 위치하는 경우 이 특징적인 주파수 성분이 직접 관측되기 보다는 하우징의 고유 진동수에 진폭 변조되어 나타난다^[1, 8]. 부하하중(load)을 고려 하지않는 경우 횡 방향의 부하하중이 적거나 축회전속도가 저속인 경우 부하하중에 의한 영향은 무시 할 수 있다. 진동신호를 함수의 식으로 나타내면 (7)식과 같다. *는 convolution integral을 의미하며,

$$X(t) = g(t) * \left(\sum_j \delta(t - jT_d) \right) \quad (7)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = 1 \quad (8)$$

$\delta(t)$ 는 Dirac delta 함수로서 (8)식과 같이 정의 된다. 이때 $\delta(t - t_0) = 0, t \neq t_0$ 이며, $g(t)$ 는 베어링의 결함으로 인해 발생한 충격진동이 하우징에 전달 되었을 때의 하우징의 응답 진동신호로서 (9)식과 같이 나타낼 수 있다. ω_k 는 k번째 고유 진동수를 가지며, $-\alpha_k$ 는 감쇠비이고 θ_k 는 위상각이다.

$$g(t) = \sum_k A_k e^{-\alpha_k t} \sin(\omega_k t + \theta_k) \quad (9)$$

(7)식의 Fourier 변환식은 (10)식과 같이 되며 Fig. 2에서와 같은 스펙트럼이 얻어진다. 즉 비주기적 함

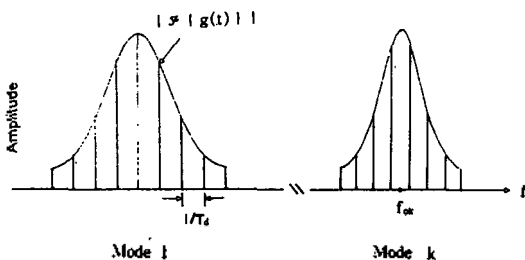


Fig. 2. Spectrum generated by localized defect

수 $g(t)$ 의 스펙트럼은 연속적이지만 주기적인 충격에 의해 $1/T_d$ 간격의 단속적인 스펙트럼(discrete spectrum)이 나타나며 고유진동수 f_{ok} 와 감쇠비 $-\alpha_k$ 를 갖는 다중 모우드들이 존재한다. 이때 스펙트럼의 크기는 하우징 구조의 주파수 응답의 크기로 나타내 진다.

$$X(f) = G(f) \sum_{j=-\infty}^{\infty} \frac{1}{T_d} \delta\left(f - \frac{j}{T_d}\right) \quad (10)$$

3. 고주파 공진기법(HFRT)

Hilbert transform을 기본 이론으로 사용하는 기법은 포락선 분석(envelope analysis)이라고도 불리워 진다^[4, 5]. 구조물의 구조적 공진이 일어나는 고주파 진동신호를 관심 영역으로 band pass filter시켜 정보를 얻기위한 방법으로 베어링 진동특성을 얻기 위해 이용한다.

진폭과 위상이 변조된 임의의 신호는 (11)식과 같이 실수값을 갖는 함수로 나타낼 수 있다. $A(t)$ 는 진폭 함수이다.

$$g(t) = Re[A(t)e^{i\phi(t)}] \quad (11)$$

$$\phi(t) = 2\pi f_0 t \quad (12)$$

순수 진폭 변조의 경우에 위상 함수는 (12)식과 같다. f_0 는 반송파(carrier) 주파수이며, 만일 위상각의 진동수만을 포함 한다면 복소수 함수 $A(t)e^{i\phi(t)}$ 의 허수부는 실수부의 힐버트 변환으로 (13)식과 같다.

$$h(t) = Im[A(t)e^{i\phi(t)}] = H[g(t)] \quad (13)$$

임의의 실시간 함수 $g(t)$ 로부터 등가인 해석신호는 허수 성분을 얻도록 $g(t)$ 를 힐버트 변환 시킴으로써 유도될 수 있다. 이때 진폭 변조된 성분 $A(t)$ 는 원신호 $g(t)$ 의 포락선으로서 해석적 신호(analytic signal)라고 부르며 (14)식과 같다. 즉 포락선 검파기의 출력파형은 변조된 신호의 포락선과 같다.

$$A(t) = \sqrt{g^2(t) + h^2(t)} \quad (14)$$

III. 실험방법

Fig. 3은 볼베어링의 결함으로 인해 발생하는 충격 진동의 진동 분석을 위한 실험 장치도이다.

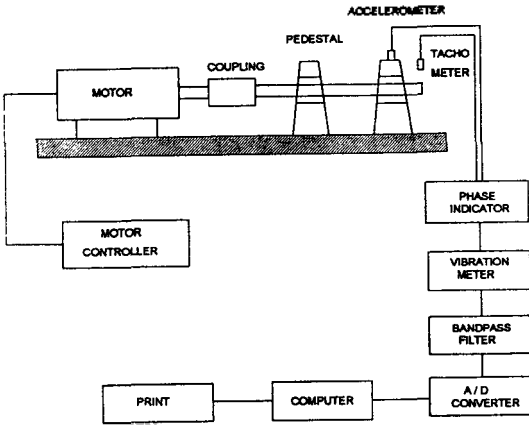


Fig. 3. Schematic diagram for defect frequency in rolling ball bearing

지지축대로 사용한 하우징은 폭 180mm, 높이 128mm 이며 지지축대 내부의 베어링은 단열 앵글러 컨택트 볼베어링(NACHI 7204)으로서 베어링을 고정시키기 위해 snap ring(직경 47mm)을 이용하였다. 모터는 정격출력 400W(1/2HP), 토크(torque) 0.22인 직류 모터(D. C Motor, Sung Il Type SDF-90)를 사용하였으며, 베어링 외륜은 고정시키고 내륜은 DC motor와 coupling을 이용하여 회전수를 720rpm, 1080 rpm, 1200rpm으로 변화시켜 가며 측정하였다. 베어링 시험편은 볼베어링의 내륜, 외륜, 볼, 내륜과 볼, 내륜과 외륜, 볼과 외륜등에 인위적으로 전기연필을 이용하여 깊이 30 μ m, 폭 50 μ m의 결함이 있도록 제작하였다. 사용된 볼베어링 사양은 Table 1과 같다.

Table 1. Specification of test ball bearing (NACHI Type 7204)

Specification	Size (mm)
Pitch diameter	33.50
Ball diameter	7.95
Inner diameter	20.00
Outer diameter	47.00
Number of balls	11

베어링의 결함으로 인해 발생한 충격신호는 하우징을 통해 진폭 변조되며 가속도계(Accelerometer B&K Type 4370)와 진동계(Vibration Meter B&K Type 2511)를 이용하여 베어링의 진동신호를 측정하고, 동조식 대역통과 필터(Bandpass Filter B&K Type 1621)를 이용하여 베어링의 관심 주파수 영역을 통과 시킨후 A/D변환기에 의해 digital화 하였으며 이 신호를 컴퓨터로 입력하였다. 실험시 사용된 A/D변환기는 12비트 A/D변환기를 사용하여 진동신호를 digital data로 만들어 분석하였다. 샘플링 속도는 40KHz로 하여 주파수 분석이 20KHz까지 가능하도록 하였으며 샘플수는 15,000개로서 375msec 동안의 신호를 수집하였다.

입력된 data는 본 연구를 위해 만들어진 주기성을 쉽게 검출 하기위한 Envelope Detector Program에 의해 Fig. 4와 같이 처리, 분석을 거친후 그 결과를 monitoring 하면서 printer로 출력 시켰다. 시험대상으로 사용된 볼베어링(NACHI 7204)의 내륜, 외륜, 볼의 공진주파수(resonance frequency)를 포함하는 주파수 영역의 진동신호를 band pass filtering시키면 잡음이 제거되어 결함에 기인되는 울림(ringing) 현상이 좀더 부각되며 이 신호의 포락선을 검파함으로써 결함으로 인해 발생하는 충격파들의 주기성을 찾아 결함을 분석 할 수 있으며, 이 신호를 FFT시켜

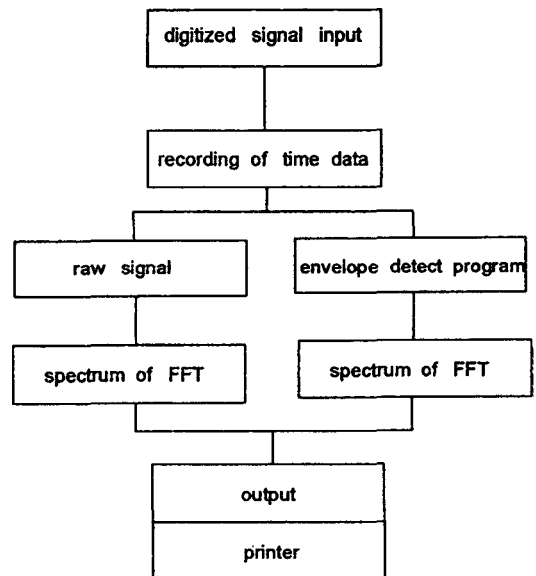


Fig. 4. Diagram of signal analysis for bearing

주파수 영역에서의 진동특성을 분석하여 결함을 판정하였다^[4]. 진동신호 처리를 이용한 각 결함들의 해석에서 기준 주파수 대역폭은 모터의 회전 진동수의 불규칙한 변동에 따른 주파수 흔들림을 고려하여 반복 측정하여 그 평균값을 적용 하였으며 결함 특성 주파수 피크 주위의 근소한 차이를 가지는 측대파들을 추출할 수 있으며, 이것은 포락선으로 처리한 후 필터링을 고려하여 무시하였다.

IV. 실험결과

볼 베어링의 결함형태에 따른 결함 특성 주파수가

각기 다르므로 결함을 형태별로 모델화하고 회전수를 변화시켜 가며 시간 영역에서의 분석, 주파수 영역에서의 진동을 분석하였다.

Fig. 5는 축 회전속도 1080rpm에서 베어링의 내륜, 외륜, 볼에 결함이 있을 때 충격진동이 발생한 것이며, 진동이 하우징을 통해 진폭 변조되어 진동계로 입력된 충격신호이다. Fig. 5의 raw신호를 시간 영역으로 분석하여 직접 FFT 스펙트럼으로 분석 하였을 때는 결함의 존재 유무만 확인 할 수 있었으며, 결함의 위치를 구별할 수 없었다.

Fig. 6은 결함의 형태에 따라 나타난 충격신호가 하우징을 통해 진폭 변조된 후 진동계를 거쳐 A/D변

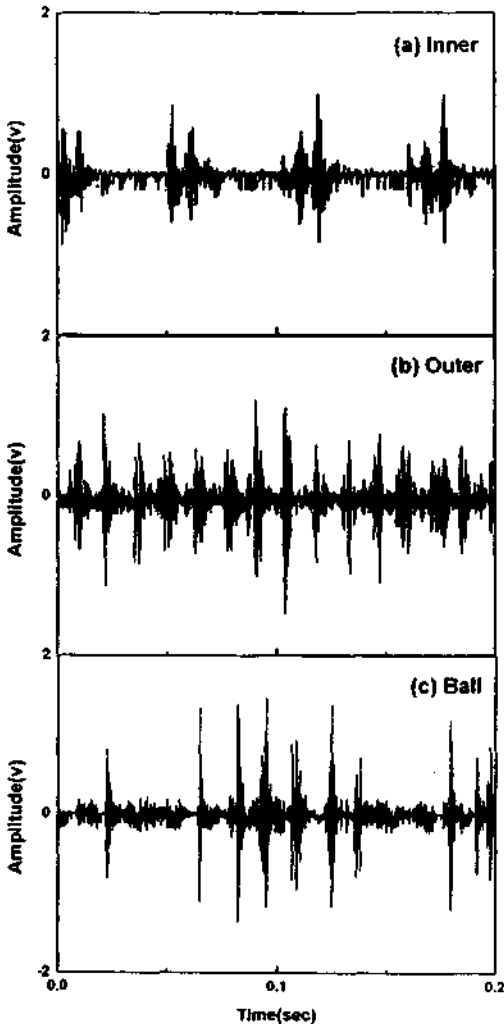


Fig. 5. Raw signal obtained from defected bearing (1080 rpm)

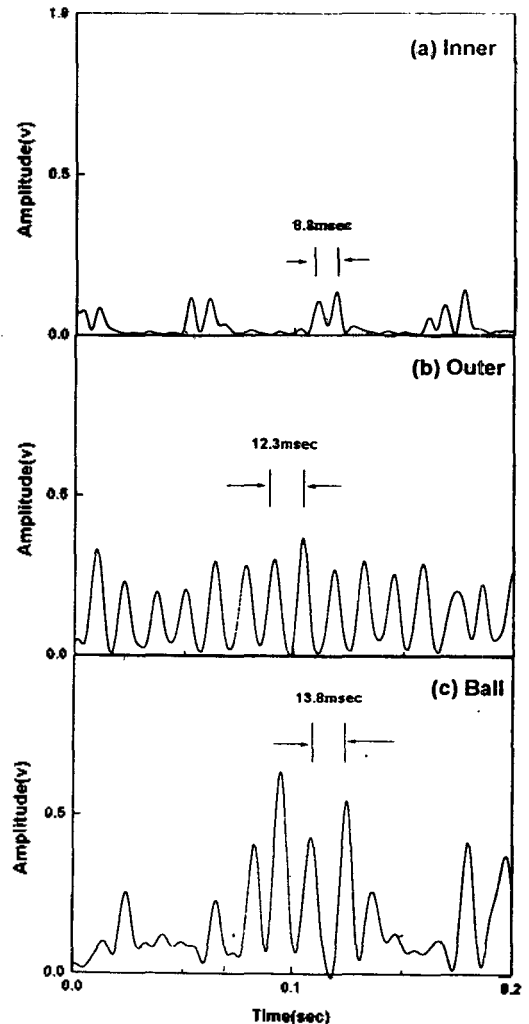


Fig. 6. Envelope detected signal for defected bearing (1080 rpm)

환기에 의해 digital화 된 후 본 연구를 위해 만들어진 Envelope Detector Program에 의해 처리된 신호로서 포락선기법의 출력 파형은 변조된 신호의 포락선과 같으므로 포락선 검파기를 사용하게 되면 고주파수 영역의 신호들이 감쇠되어 나타나고, 결함의 주기성을 갖는 저주파수 영역의 스펙트럼이 부각된다. 볼베어링(NACHI 7204) 시험편의 경우 축 회전수가 1080rpm에서 내륜, 외륜, 불결함이 있을 때 주기값이 8.3~13.8msec로서 결함 부위에 따라 각기 다른 주기값을 가짐을 알 수 있었다.

Fig. 7~9는 볼베어링에 내륜, 외륜, 불등의 결함이

있을 때 축 회전수를 각각 720rpm, 1080rpm, 1200rpm으로 변화시켜 측정된 신호로 포락선 검파에 의해 처리된 신호를 FFT시킨 스펙트럼이다. 축 회전속도를 720rpm~1200rpm으로 변화 시킴에 따라 결함 특성 주파수(characteristic defect frequency)가 내륜결함이 있을 때 80Hz~129Hz, 외륜결함이 있을때 52Hz~88Hz, 불결함이 있을때 48Hz~83Hz로 이동됨을 알 수 있었다. 그리고 내륜, 외륜, 불결함으로 발생하는 결함 특성 주파수들은 720rpm일때 80Hz, 52Hz, 48Hz이며, 1080rpm일때 117Hz, 80Hz, 72Hz이고, 1200rpm일때 129Hz, 88Hz, 83Hz로서 이론 결함 주

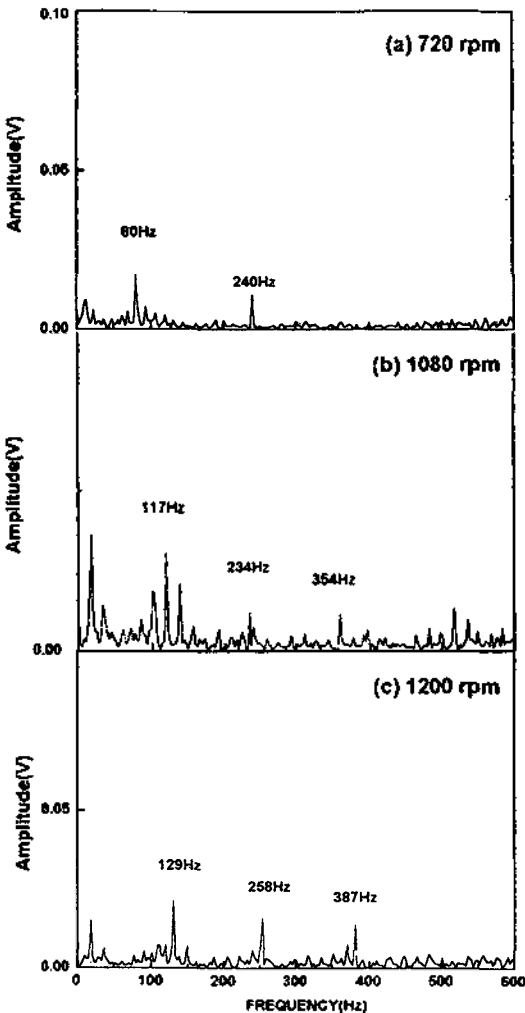


Fig. 7. Spectrum of envelope detected signal for inner race defective bearing

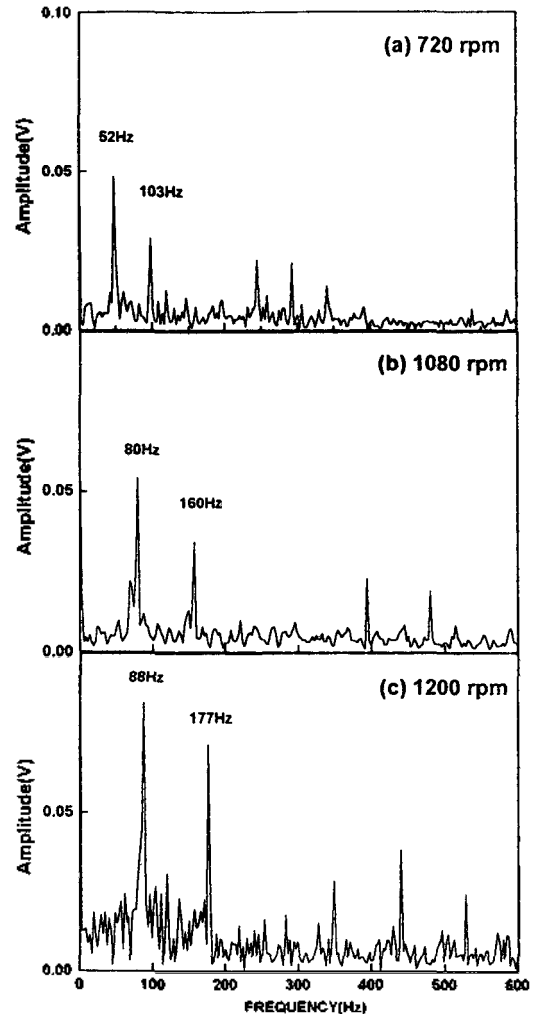


Fig. 8. Spectrum of envelope detected signal for outer race defective bearing

파수식(4), (5), (6)과 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있었고, 그 비교값은 Table 2와 같다. 축 회전 속도가 일정할 때 결함으로 인해 발생하는 주파수는 결함 특성 주파수와 고조파 성분의 피크들이 배수로 나타남을 알 수 있었다. 이것은 비주기 함수 $X(t)$ 의 스펙트럼은 연속적이지만 결함으로 인해 발생하는 충격진동의 주기적인 충격에 의해 단속적인 스펙트럼이 나타나므로 이 신호의 Fourier 변환 함수 $X(f)$ 는 주기적인 충격에 의해 $1/T_d$ 간격의 측대파(side lobe)들 뿐만 아니라 그것들의 고조파 성분(harmonic of ball pass)들이 발생함을 알 수 있었다^[3, 9].

Table 2. Comparison of predicted and measured frequencies

Defect	r.p.m	Predicted(Hz)	Measured(Hz)
Inner race	720	78	80
	1080	117	117
	1200	130	129
Outer race	720	54	52
	1080	81	80
	1200	90	88
Ball	720	49	48
	1080	73	72
	1200	82	83

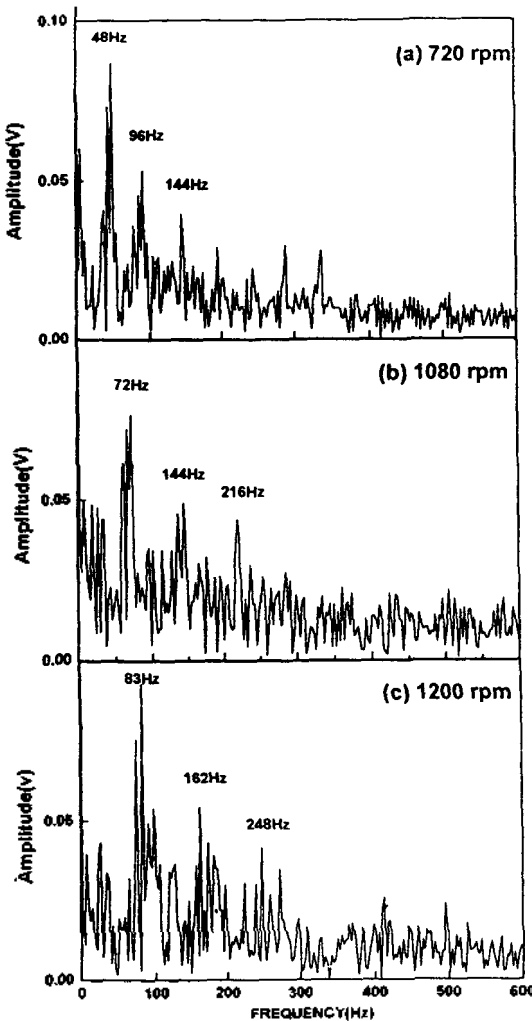


Fig. 9. Spectrum of envelope detected signal for ball detected bearing

Fig. 10은 볼베어링에 내륜과 볼, 내륜과 외륜, 볼과 외륜등의 복합결함이 있을때 축 회전수를 1080rpm으로 하여 측정된 신호로서 고주파 공진기법에 의해 처리된 신호를 FFT시킨 스펙트럼이다. 복합결함으로 인해 발생하는 주파수는 단일결함에서 나타나는 내륜결함일 때 117Hz, 외륜결함일 때 80Hz, 볼결함일 때 72Hz의 결함 특성 주파수와 그 배수의 고조파 성분들의 조합으로 이루어져 좀더 복잡하게 나타났다. 그리고 축 회전진동수의 불규칙한 변동에 따른 주파수 흔들림으로 결함 특성 주파수의 미소변화가 발생하였다.

충격신호를 포락선 검파기를 거치지 않고 직접 FFT시키면 결함의 부위를 판정하기 어려운 반면 포락선 검파기를 거친후 FFT시키면 결함에 기인되는 울림 현상이 부각되어 충격파들의 주기성을 찾아 결함 위치를 쉽게 분석할 수 있으며, 신호처리를 행함으로써 결함 특성 주파수 성분이 뚜렷이 나타남을 알 수 있었다^[10, 11]. 그리고 내륜결함이 있을 때 1080rpm에서 그 비교 스펙트럼은 Fig. 11과 같다. 또한 결함형태에 따른 주파수 분석으로 복합결함이 있을 경우에도 결함의 예측이 가능 하였다.

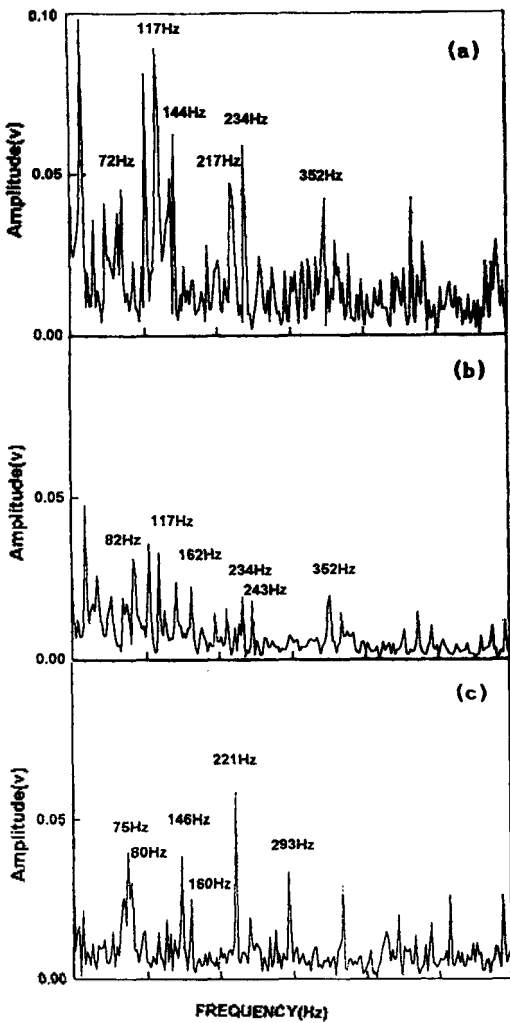


Fig. 10. Spectrum of envelope detected signal for detected bearing
 (a) inner and ball (b) inner and outer
 (c) ball and outer

V. 결 론

회전기계의 중요 부품들중의 하나이며 취약부인 볼베어링의 결함을 정밀진단하는 고주파 공진기법(HFRT)을 이용하여 결함형태를 단일결함과 복합결함으로 모델화하여 진동을 분석하였다.

볼베어링의 내륜, 외륜, 볼등에 단일결함이 있을 때 축 회전속도가 일정하면 결함으로 인해 발생하는 주파수는 결함 특성 주파수와 그 배수의 고조파 성분(harmonic of ball pass) 피크들이 나타남을 확인 하

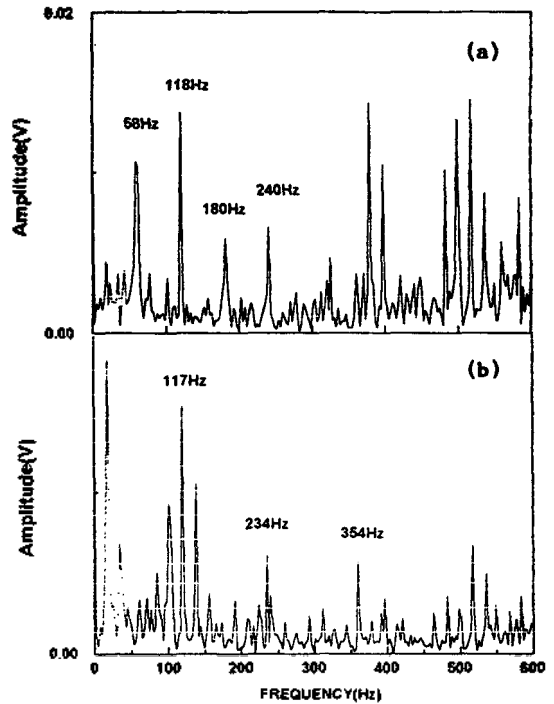


Fig. 11. Spectrum of detected signal for inner race detected bearing
 (a) FFT (b) FFT after HFRT

였다. 볼베어링에 복합결함이 있을 때는 각각의 단일 결함에서 나타나는 결함 특성 주파수와 그 배수의 고조파 성분들이 조합되어 좀더 복잡하게 나타남을 알 수 있었다. 실험결과 결함으로 인해 발생하는 신호를 고주파 공진기법으로 처리한후 FFT시키면 일반적인 FFT신호처리로서 분석 할 수 없었던 결함의 유무 뿐만 아니라 결함 부위도 진단이 가능함을 확인하였다.

볼베어링 결함 진단 프로그램의 개발을 위해 결함을 패턴별로 정량화하고, 확률 밀도함수를 적용하여 진동특성에 대한 데이터베이스를 더 확보하는 방향으로 연구할 계획이다.

참 고 문 헌

1. Braun, S. and Datner, B., "Analysis of Roller/Ball Bearing Vibrations" Trans. ASME. J. of Mechanical Design, Vol 101, 118-125(1979)
2. McFadden, P. D. and Smith, J. D., "Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing," J. Sound Vib., 96(1),

69-82(1984)

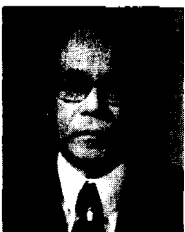
3. McFadden, P. D. and Smith, J. D., "The Vibration Produced by Multiple Point Defect in a Rolling Element Bearing," J. Sound Vib., 98(2), 263-273(1985)
4. McFadden, P. D. and Smith, J. D., "Vibration Monitoring of Rolling Element Bearings by the High Frequency Resonance Technique-A Review," Int. J. Tribology, 17, 3-10(1984)
5. Darlow, M. S. and Badgley, R. H., "Applications for Early Detection of Rolling Element Bearing Failures using the High-Frequency Resonance Technique," ASME paper No. 75-DET-46, (1975)
6. Darlow, M. S. and Badgley, R. H., "Early Detection of Defects in Rolling Element Bearings," SAE paper No. 750209, (1975)
7. Igarash, T. and Hamada, H., "Studies on the Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings,"

Bulletin of the JSME, 25(204), 994-1001(1982)

8. Meyer, L. D., Ahlgren, F. F. and Weichbrodt, B., "An Analytic Model for Ball Bearing Vibrations to Predict Vibration Response for Distributed Defects," Trans. ASME, J. of Mechanical Design, 102(2), 205-210(1980)
9. Edgar, G. R. and Gore, D. A., "Techniques for the Early Detection of Rolling Element Bearing Failures," SAE paper No. 840440, (1984)
10. Taylor, J. I., "Identification of Bearing Defects by Spectral Analysis," Trans. ASME, J. of Mechanical Design, 102, 199-204(1980)
11. Nisho, K., Hoshiya, S. and Miyachi, T., "An Investigation of the Early Detection of Defects in Ball Bearings by the Vibration Monitoring," ASME paper No. 79-DET-45, (1979)

▲ 김 예 현(정회원)

1933년 8월 12일생



1956년 9월 : 서울대학교 물리학과 대학 물리학과 졸업 (이학사)
 1975년 2월 : 영남대학교 대학원 전자공학과 졸업 (공학석사)
 1980년 9월 : 영남대학교 대학원 전자공학과 졸업 (공학박사)

1980년~1981년 : 영국 University of Southampton Institute of Sound and Vibration 객원 선임 연구원

1981년~현재 : 영국 음향학회 정회원(MIOA)

1983년~1985년 : 한국음향학회 이사

1989년 5월~현재 : 한국물리학회 평의원

1966년 3월~현재 : 영남대학교 물리학과 교수

▲ 감 병 웅(정회원)

1963년 5월 5일생



1986년 2월 : 영남대학교 물리학과 졸업(이학사)
 1988년 8월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)
 1989년 3월~현재 : 영남대학교 대학원 물리학과 박사과정

▲ 김 동 일(정회원)

1962년 10월 29일생



1985년 2월 : 영남대학교 물리학과 졸업(이학사)
 1987년 8월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)
 1992년 3월~현재 : 영남대학교 대학원 물리학과 박사과정

▲ 장 호 경(정회원)

1961년 12월 6일생



1984년 2월 : 영남대학교 물리학과 졸업(이학사)
 1986년 2월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)
 1992년 2월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학박사)

1994년 3월~현재 : 경산대학교 물리학과 전임강사