

고주파 공진법에 의한 베어링의 이상 진단

Diagnosis of Bearing by High Frequency Resonance Technique

신 준*, 이 정 철*, 오 재 응**, 장 경 영***
J. Shin, J. C. Lee, J. E. Oh, K. Y. Jang

ABSTRACT

There has been a suggestion of many techniques as the methods of diagnosis for rotational machinery. In this study, HFRT was used as the analysis method for ball bearing of automobile and was compared with the conventional ANC technique. And this paper presented the computer simulation process about fault types and noise for the validity of the algorithm and identification of the physical meanings of HFRT. Also, experiment was performed using ball bearing and the results showed that HFRT was much more effective than the conventional methods in diagnostic process.

1. 서 론

회전기기 사용의 증가에 의해 과급되는 생산설비의 안정성과 경제성을 향상시키려는 노력이 다수에 의해 이루어져 왔고, 그에 따라 자동차와 같은 기기내에서 발생하는 결함 또는 이상의 조기진단이 가능해지고 있다. 그 방법으로, 초기결함의 발생 가부 및 결함의 진전 상태를 경향적으로 분석하기 위해 수집된 신호 고유의 특정 통계치(Kurtosis, RMS, Crest Factor, PTP 등)를 이용한 방법이 과거부터 사용되어지고 있다. 또한 결함의 조기 발견을 위한 정밀진단법으로 파워 스펙트럼(Power spectrum), 첵스트럼(Cepstrum) 등 다수의 방법이 존재한다.^{1,2)}

본 연구에서는 정밀이상진단의 한 방법으로, 힐버트 변환(Hilbert Transform)을 기본 알고리즘으로 사용하는 고주파공진법(HFRT: High Frequency Resonance Technique)을 사용하고자 한다. 이 고주파 공진법은 포락선 해석(Envelope analysis)이라고도 불리워지고 있으며, 종래의 저주파 대역 신호처리를 탈피하여 구조물의 구조적 공진(Structural resonance)이 발생하는 5KHz~14KHz의 고주파 대역을 관심영역으로 설정하고, 적정 폭을 갖는 밴드패스 필터(Band pass filter)를 통과시켜 특정신호만을 분리시킨 다음 진폭변조를 하여 신호의 포락선(Envelope)을 찾아냄으로서 결함의 특정 주파수 및 주기성을 알 수 있게 한다.^{4,5)}

* 한양대학교 대학원 정밀기계공학과
** 한양대학교 공과대학 자동차공학과, 정회원
*** 한양대학교 공과대학 정밀기계공학과

본 연구의 대상물로서는 자동차 회전기의 축 지지요소인 볼 베어링을 사용하였으며, 관심주파수 대역도 베어링의 외륜 공진주파수 주변대역으로 설정, 전술한 절차를 거쳐 신호의 포락선을 구하고 결함의 특징적 주기성 탐지를 주 목적으로 하고 있다. 본 연구에서는 여러 형태의 결함 중 내용의 결함에 국한하여 1015 rpm과 1800 rpm의 두가지 경우에 대하여 시뮬레이션과 실험을 실시하였다. 우선 적용 알고리즘의 타당성 검토를 위해 모의 결함 데이터를 생성하고 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 종래의 ANC (Adaptive Noise Cancelling) 방법과의 비교를 통한 고주파 공진법의 유효성을 입증하고자 한다. 그리고 실험을 통하여 본 연구에서 제시한 진단 기법이 베어링의 이상 진단에 효과적으로 적용될 수 있음을 검증한다.

2. 이론 해석

2.1 볼 베어링의 결함 주파수

볼 베어링의 이상에 의한 충격진동의 주파수는 베어링의 고유진동수 및 고주파이지만 볼 베어링을 진단할 경우에 필요한 것은 이 론식에서 구할 f_i , f_b , f_o 에 관련된 볼의 회전에 의해 발생하는 주파수이다. 베어링의 내륜, 외륜, 볼에 점결함이 있는 경우의 진동은 잘 알려져 있고⁸⁾, 결함신호를 생성하는 결함특정 주파수는 아래 Table 1과 같다.⁹⁾

2.2 Adaptive Noise Cancelling

기본적인 ANC의 형태는 Fig.1과 같다.³⁾ Fig.1에서 신호 s 는 신호 s 와는 상관되

Table 1 Defect frequency of ball bearing

f_i	Outer race defect	$f(\text{Hz}) = \frac{n}{2} f_b (1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta)$
f_i	Inner race defect	$f(\text{Hz}) = \frac{n}{2} f_b (1 + \frac{BD}{PD} \cos \beta)$
f_b	Ball defect	$f(\text{Hz}) = \frac{BD}{PD} f_b [1 - (\frac{BD}{PD} \cos \beta)^2]$

where n : number of balls
 f_b : natural frequency of bearing
 BD : Ball diameter
 PD : Ball pitch diameter
 β : contact angle

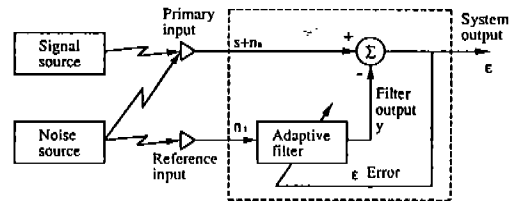


Fig.1 The concept of Adaptive Noise Cancelling

지 않는 잡음(noise) n_0 를 받아들이는 센서에 어떤 경로를 통하여 전달되어 신호와 잡음이 합쳐진 $s + n_0$ 라는 주(Primary) 입력을 형성한다. 그리고 잡음 n_0 와는 어떤 경로를 통하여 상관되는 잡음 n_1 이 기본(Reference) 입력을 형성한다. n_1 은 잡음 n_0 에 근사한 출력 y 가 되도록 필터링 된다. 이때 출력 ϵ 은,

$$\epsilon = s + n_0 - y \tag{1}$$

식(1)의 양변을 제곱하고 기대치를 취한 다음 s 와 n_0 가 상관되지 않음을 생각하면,

$$E[\epsilon^2] = E[s^2] + E[(n_0 - y)^2] \tag{2}$$

그런데 $E[s^2]$ 는 필터의 조정에 영향을 받지 않으므로 최소출력은 $E[(n_0 - y)^2]$ 이 최소화 될 때 $E[(n_0 - y)]$ 도 최소가 되어 식(1)로부터 다음과 같이 된다.

$$(\epsilon - s) = (n_0 - y) \tag{3}$$

그러므로 전체출력이 최소화 되도록 필터를 조정하고 적용시키는 것은 출력 ϵ 이 신호 s 에 가장 근이한 최소자승 추정치가 되도록 하는 것이다.^{10,11)}

한편 잡음제거기(Noise Canceller)의 일반적인 모델에 적용되는 알고리즘에는 LMS 알고리즘이 간결성과 계산의 용이함 때문에 많이 사용되고 있다. 본 연구에서는 LMS 알고리즘을 이용한 단일출력의 적응 트랜스버설 필터(Adaptive Transversal Filter)를 이용

하였는데 그 형상은 Fig. 2와 같다.

k 번째 출력신호 y_k 를 벡터 형태로 나타내면,

$$y_k = W_k^T X_k = X_k^T W_k \quad (4)$$

여기서 W_k : 가중 벡터
 X_k : 입력 벡터

오차 ϵ_k 는 미지계통의 출력(desired response)과 적응 필터(Adaptive Filter)의 출력 y_k 사이의 차로써 정의된다. 따라서 평균제곱오차(mean square error)는 (4)식을 제곱하고 양변에 기대치를 취하면 다음과 같다.

$$E[\epsilon_k]^2 = E[d_k]^2 - 2E[d_k X_k^T] W_k + W_k^T E[X_k X_k^T] W_k \quad (5)$$

한편 평균제곱 오차의 최소화를 위해 그라디언트(gradient)법이 사용되는데, 오차함수를 가중치에 대하여 미분함으로써 얻을 수 있으며 가중벡터 W_{k+1} 은 가중벡터 W_k 에 음의 기울기에 비례하는 변화를 합한 것으로 (6)식과 같다.

$$W_{k+1} = W_k - \mu \nabla_k \quad (6)$$

여기서 ∇_k 는 k 번째 반복(iteration)의 실제 기울기를 표시하고, μ 는 적응이득(adaptation gain)이라 하며 안전성과 수렴률을 제어하는 변수이다. 그런데 추정 기울기 ∇_k 성분은 가중 성분들에 대하여 순간오차의 편도함수의 관계가 있는데 식(6)에서 실제 기울기 대신에

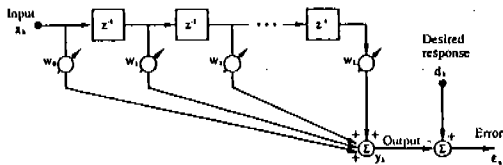


Fig. 2 Adaptive linear combiner in the form of single-input transversal filter

추정 기울기를 사용하면 식(7)과 같은 Widrow-Hoff LMS 알고리즘을 얻게 된다.^{12, 13)}

$$W_{k+1} = W_k + 2 \mu \epsilon_k X_k \quad (7)$$

식(7)에서 가장 중요한 인자는 μ 인데 일반적으로 μ 는 $0 < \mu < 1$ 의 값을 갖지만 μ 값을 찾는데 어떠한 보편적인 방법도 알려지지 않았으며, 따라서 본 연구에서는 다음 식을 사용하였다.

$$0 < \mu < \frac{1}{(L+1)(\text{signal power})} \quad (8)$$

여기서 $(L+1)$: 가중치의 수

2.3 고주파 공진법 (HFRT)

힐버트 변환(Hilbert transform)을 기본 이론으로 사용하는 이 기법은 포락선 분석법(Envelope analysis)라고도 불리우지는데, 계의 구조적 공진(structural resonance)이 일어나는 5 kHz 이상의 고주파 신호를 원하는 대역으로 밴드 패스 필터링시켜 정보를 얻기 위한 처리로, 진폭변조를 가함으로써 특정 결합신호의 시간지연 및 주파수 특성을 구할 수 있다. 힐버트 변환은 콘볼루션 적분(convolution integral), 위상 이동계, 해석적 신호의 허수부 등으로 각각 정의될 수 있는데, 해석적 신호 $z(t)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.¹⁴⁾

$$z(t) = x(t) + j\hat{x}(t) \quad (9)$$

여기서 $z(t)$: 해석적 신호
 $\hat{x}(t)$: $H.T[x(t)]$

그러므로, $z(t)$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$z(t) = A(t)e^{j\phi(t)} \quad (10)$$

여기서 $A(t) = [x^2(t) + \hat{x}^2(t)]^{1/2}$
 $\phi(t) = \tan^{-1}[\hat{x}(t)/x(t)]$

또한 신호의 포락선은 식(10)을 이용하여 표현할 수 있으며, 식(10)의 순간위상 신호를 사용하여 결함 발생의 순간 주파수(instantaneous frequency)를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$f_{ins} = (1/2\pi) (d\Phi/dt) \quad (11)$$

3. 컴퓨터 시뮬레이션

3.1 HFRT에 의한 시뮬레이션

모의 데이터를 발생시키려 하는 대상물은 6206 볼 베어링으로서 그 사양은 Table 2와

Table 2 Specification of 6206 ball bearing

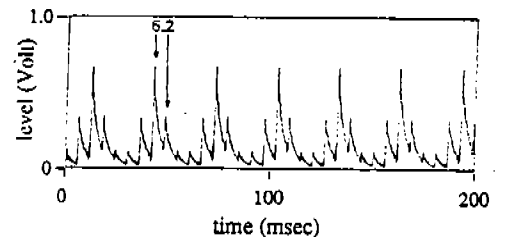
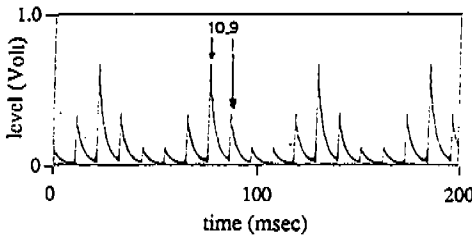
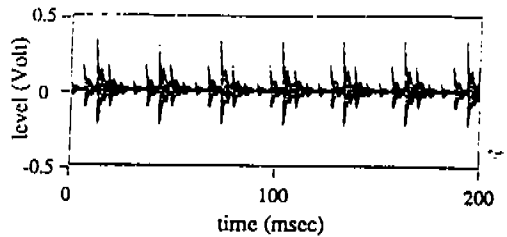
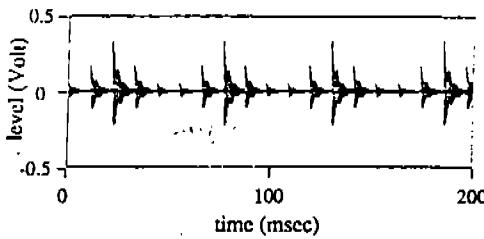
Nomenclature	Symbol	Dimension
Ball diameter	BD	9.52 mm
Inner raceway groove radius	r _i	5.09 mm
Outer raceway groove radius	r _o	5.2 mm
Inner groove curvature center	D _i	47.3 mm
Outer groove curvature center	D _o	45.4 mm
Ball pitch diameter	PD	46.6 mm
Number of ball	Z	9
Radial clearance	C _d	40 μm
Bearing width	B	16 mm
Sectional area of inner race	A _i	71 mm ²
Sectional area of outer race	A _o	64.7 mm ²
Damping factor	C	0.00294 N.S/μm
Young's modulus	E	2.12 × 10 ⁴ kg/cm ²
Sectional moment of inertia	I	98 mm ⁴
Poisson's ratio	V	0.25

같다.

우선 결함 신호의 특성을 알아보기 위하여 Fig.3에 잡음이 첨가되지 않은 경우의 각 rpm에 대한 내륜 결함의 시간 데이터와 포락선 데이터를 나타내었다.

본 시뮬레이션에서는 실험의 경우와 동일한 조건을 갖추기 위하여 1015 rpm과 1800 rpm에 대하여 잡음의 비중이 결함 신호의 비중보다 큰 -5 dB의 S/N비로 잡음을 첨가시키고 내륜에 결함을 발생시켜 수행하였다. Fig. 4와 Fig.5는 각 rpm 상태에서 내륜에 결함이 발생한 경우로 시간영역상에서는 비록 잡음이 많이 첨가되었지만, 이론 결함 주파수를 발견할 수 있었다. 그러나 포락선의 경우는 신호잡음비의 변화에는 큰 영향을 받지 않고 쉽게 이론 결함주기치를 알 수 있었다.

한편 임의 데이터의 위상 정보를 분석해 보면 신호변동의 복잡성을 알 수 있다. 그러나 본 연구의 경우 필요로 하는 정보가 특정 결함 주파수이므로 이를 위해 위상신호를 미분하고 FFT(Fast Fourier Transform) 과정을 거침으로서 결함 순간 주파수를 구할 수 있을 것이다. 그러므로 본 연구에서도 식(11)을 사용, 위상 스펙트럼을 구한 결과 이론 결함 주파수와 근소한 차이를 갖는 주파수 성분들



(a) time and envelope data at 1015 RPM

(b) time and envelope data at 1800 RPM

Fig.3 Inner race defect signal according to RPM

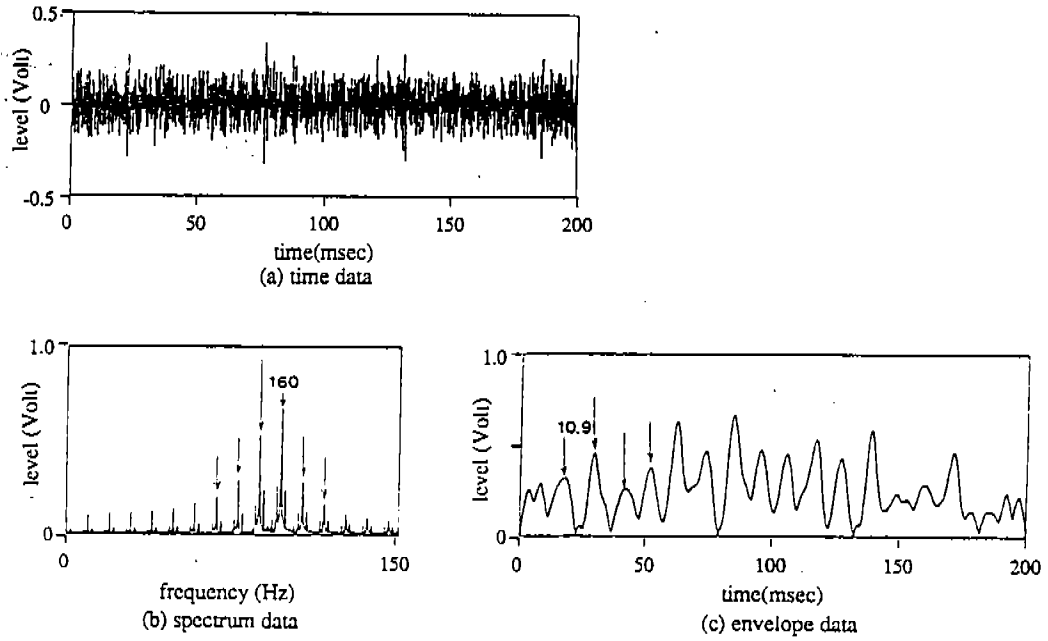


Fig.4 Inner race defect signal with-5dB noise at 1015 RPM

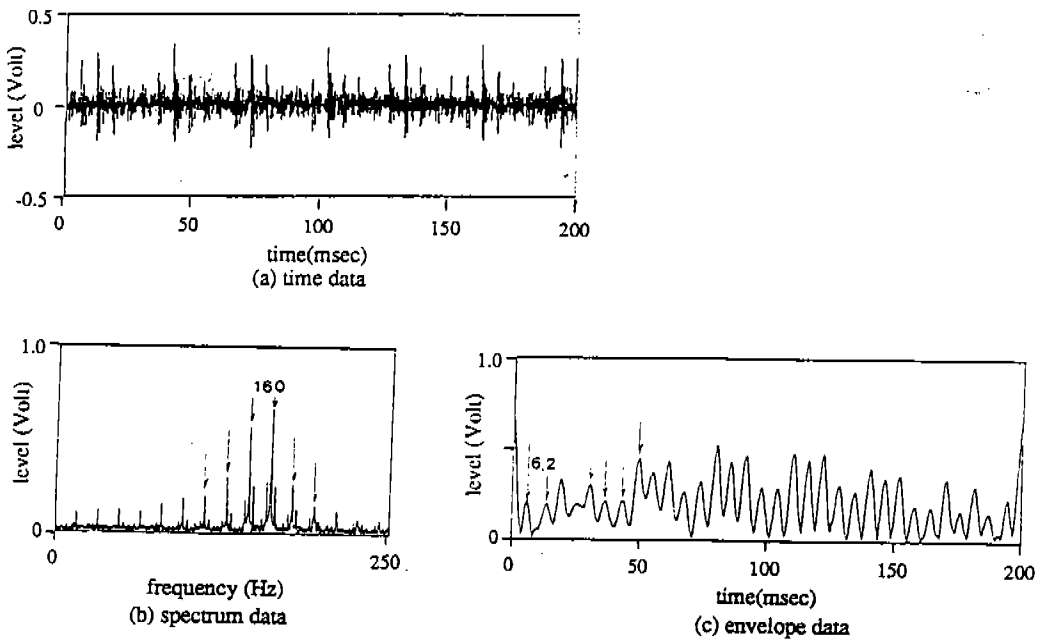
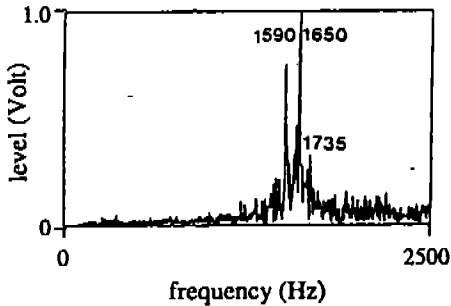


Fig.5 Inner race defect signal with-5dB noise at 1800 RPM

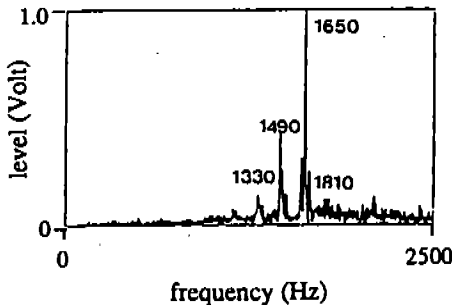
을 추출할 수 있었다. 이때 발생하는 오차량은 시뮬레이션 과정에서 야기된 데이터의 주파수 해상도와 관련된 것이므로 무시해도 될 것으로 생각된다. 또한 잡음의 비중이 큰 -5 dB 경우에서도 올바른 위상 스펙트럼을 구할 수 있었다. Fig.6은 회전 속도 1015 rpm, 1800 rpm에서 신호대 잡음비가 -5 dB 일때의 모의 내륜 결함을 가진 신호의 위상 스펙트럼을 구한 것이다. 각각의 경우 큰 어려움 없이 특정 결함 주파수 성분을 구할 수 있다.

3.2 ANC에 의한 시뮬레이션

본 절에서는 HFRT에 의한 시뮬레이션 결과와의 비교를 위하여 ANC 기법에 의한 시뮬레이션을 행하였다. 먼저 1015 rpm의 내륜 결함신호의 경우로, Fig.7이 그 결과를 나타내고 있다. (a)의 그림이 ANC 후의 시간 데이터로서 앞절의 Fig.4와 비교해 보면 전



(a) 1015 RPM



(b) 1800 RPM

Fig.6 Phase spectrum of inner race defect signal with -5 dB noise

의 시간 데이터에 비해서는 주변 잡음이 감소 되었음을 알 수 있다. (b)의 그림은 ANC 후의 포락선 데이터로서 ANC 기법은 결함 주기의 탐지에 큰 역할을 담당하지는 못하고 있는 것을 알 수 있다.

한편 1800 rpm의 경우는 Fig.8에 나타나 있는데 이 경우도 ANC 후가 신호의 특정 포락선 탐지에 큰 기여를 하지 못하고 있는 것을 알 수 있다.

4. 실험

4.1 실험장치 및 방법

본 실험은 반경방향 하중을 받는 래디얼 볼 베어링의 결함형태에 따른 진동현상을 해석하기 위하여 수행하였다. 베어링의 외륜은 고정시키고 내륜은 벨트로 연결하였으며, 연결한 축과 함께 구동 모터로 1015 rpm과 1800 rpm으로 회전시키고 하중은 134kg으로 운전하였다. 볼 베어링은 K사의 6206 제품을 사용하였으며, 볼 베어링의 내륜에 약 20 μm의 깊이, 폭 40 μm 정도의 결함을 방전 가공기를 이용하여 발생시켰다. 한편 본 실험의 측정계 및 데이터 처리 시스템의 계통도는 Fig.9에 나타나 있다.

가속도계에 의해 측정된 출력신호는 컨디셔닝 앰프를 통하여 증폭되어 FFT 분석기로 입력되고 A/D 변환기에 의해 디지털화 된다. 불규칙 신호의 오차를 줄이기 위해 FFT 분석기에서 파워 스펙트럼(Power Spectrum)을 감시하면서 시간 데이터를 컴퓨터로 입력시킨다. 이렇게 입력된 데이터는 본 연구를 위해 만들어진 HFRT 분석 소프트웨어에 의해 처리, 분석을 거친 후 그 결과를 감시(monitoring)하면서 프린터와 X-Y Plotter로 출력시켰다. Fig.10은 계산 과정의 흐름도를 보여준다.

4.2 HFRT를 사용한 결과 및 고찰

본 장에서는 내륜 결함 볼 베어링의 실험 데이터를 취득하고 본 기법을 적용하여 시간, 주파수, 포락선 데이터 변동을 살펴보았다.

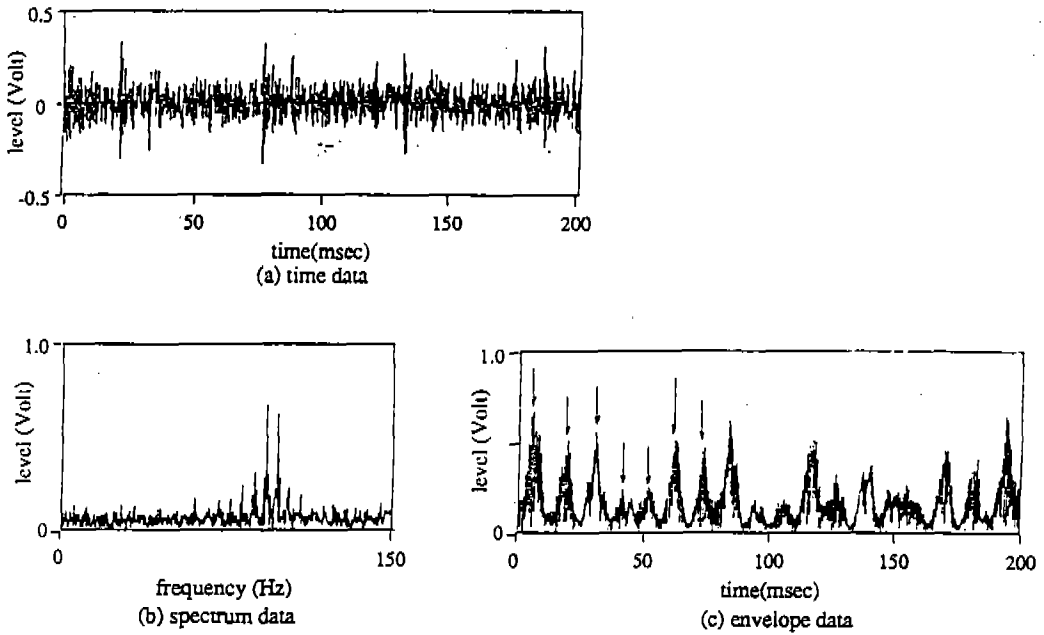


Fig.7 Inner race defect signal after ANC with- 5 dB noise at 1015 RPM

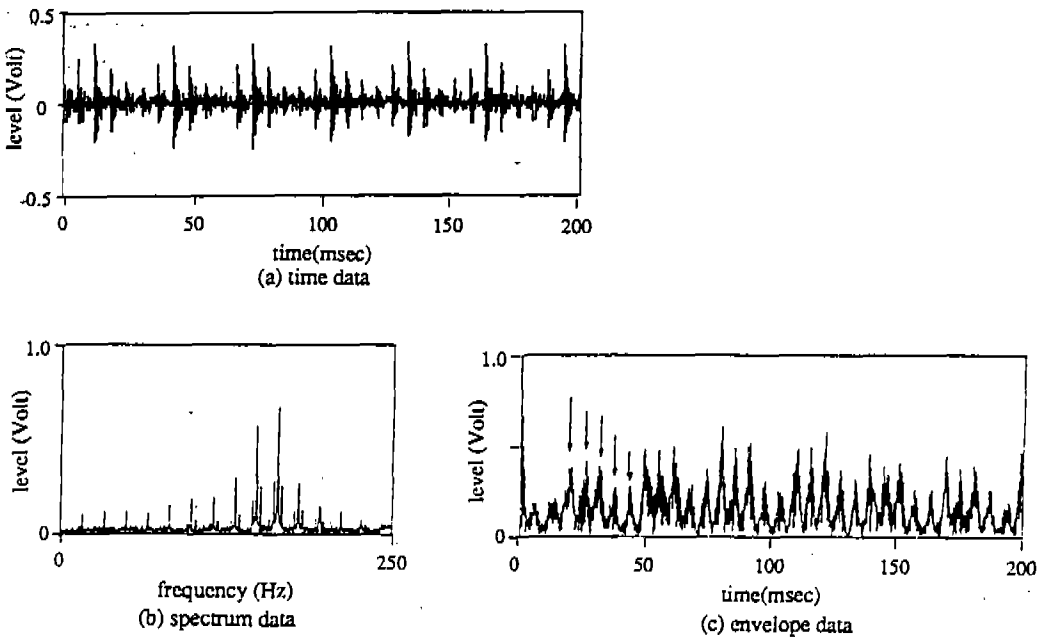


Fig.8 Inner race defect signal after ANC with- 5 dB noise at 1800 RPM

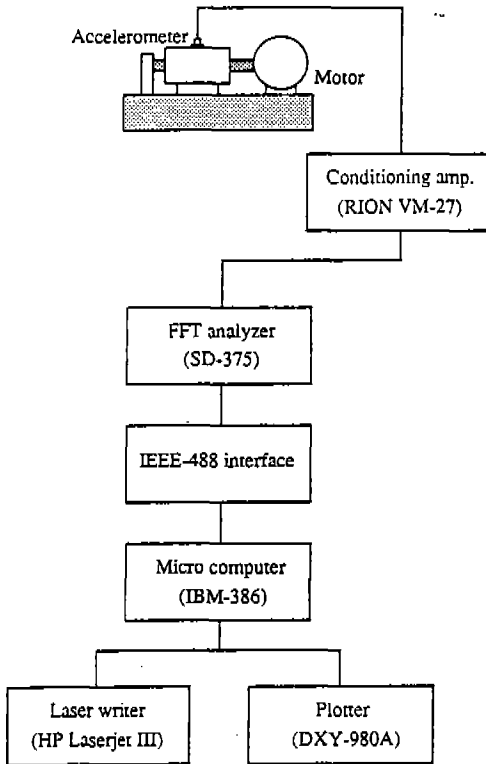


Fig.9 Flowchart for data processing and measuring system

Fig.11은 1015rpm, 하중 134.6kg의 내륜결합 신호, Fig.12는 1800rpm, 하중 134.6kg의 내륜결합 신호를 각각 나타내고 있다. 신호의 레코딩 타임 (recording time)은 200msec로 하였으며 처리하지 않은 시간 데이터는 주변 구조물의 진동신호와 베어링의 진동신호의 복합작용으로 인하여 이론적으로 계산된 주기값을 탐지할 수 없었다. 또한 주파수 특성을 알고자 스펙트럼을 관찰하였는데 레코딩 타임이 200msec이므로 관찰 주파수 영역은 2560Hz로 결정되어 진다. 전반적인 파형은 임의의 공진 주파수를 중심으로 각 rpm에 해당하는 결합 주파수 성분들이 분포하는 형태를 이루고 있지만 특정결합 주파수를 찾아낼 수는 없었다. 최종적인 처리로서 주파수 데이터를 특정 밴드를 갖는 밴드패스 필터링시킨 후, 낮은 주파수 대역으로 진폭변조를 가하여 포락선을 구하였다. 포락

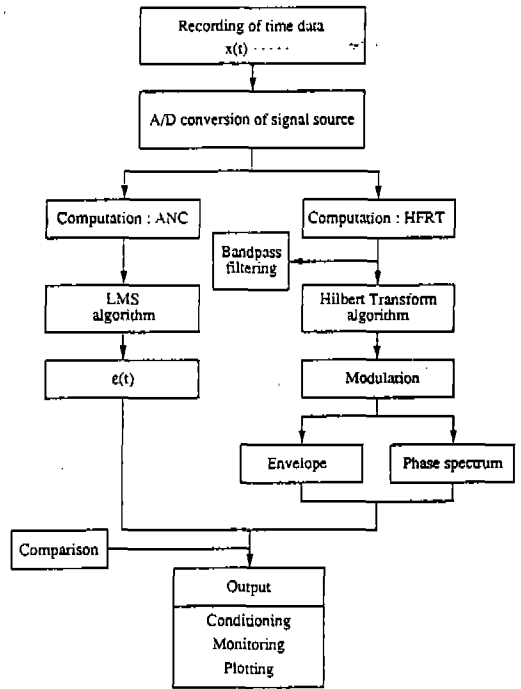


Fig.10 Flowchart of diagnostic process

선 분석의 결과 각 회전수에 대응하는 주기를 가지고 결합성분들이 사이드 밴드로 존재하는 파형을 얻을 수 있었다. 전반적으로 포락선 신호는 1015rpm에서 이론 결합주기 10.9msec에 근접한 10.7~11msec의 값을 가지고 있으며, 1800rpm에서는 이론치 6.2에 근접한 5.8~6.5msec를 보이고 있다.

또한 Fig.13은 1015rpm, 1800rpm에서의 위상 스펙트럼을 나타내고 있다.

4.3 ANC를 사용한 결과 및 고찰

본 절에서는 하중이 134.6kg인 경우에 ANC 처리를 거친 후 포락선 분석을 행하였다.

Fig.14는 1015rpm에서 하중이 134.6kg의 경우로 ANC를 하기 전인 Fig.11의 경우와 비교해 보면 시간 데이터 상에서 약간의 변동만이 발생했을 뿐 스펙트럼이나 포락선에서는 거의 동일한 형태의 신호를 나타내고 있다.

그러므로 ANC를 통하여 기대되었던 결합 주기탐지의 정밀도에는 큰 효과를 거두지 못

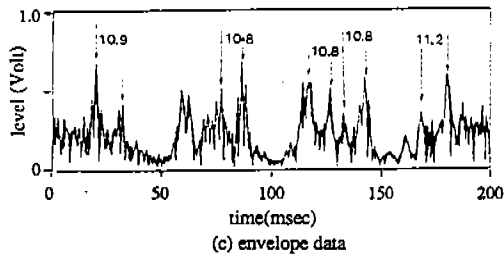
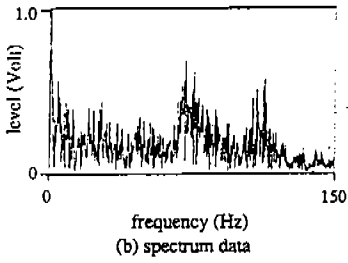
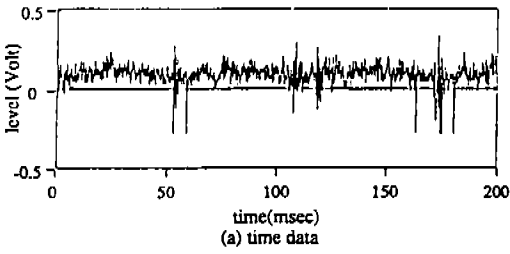


Fig.11 Inner race defect signal with 134.6 kg load at 1015 RPM

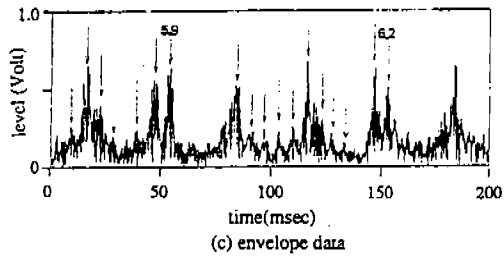
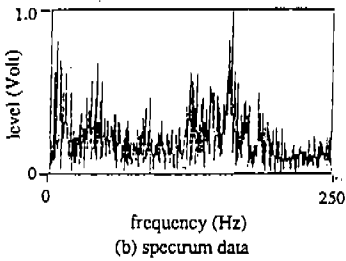
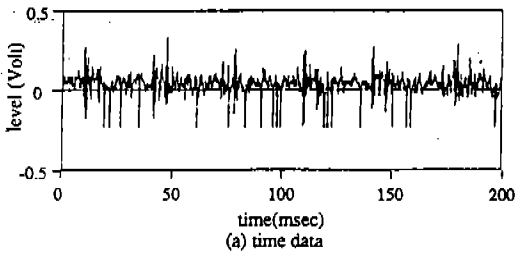


Fig.12 Inner race defect signal with 134.6 kg load at 1800 RPM

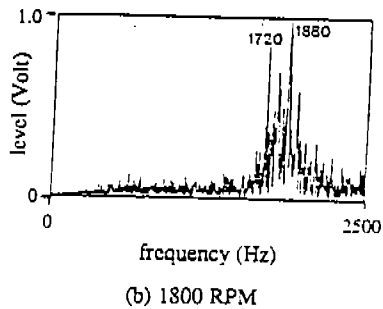
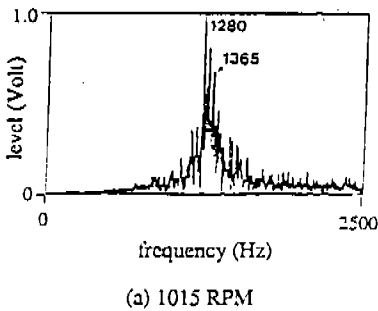


Fig.13 Phase spectrum of Inner race defect signal with 134.6 kg load

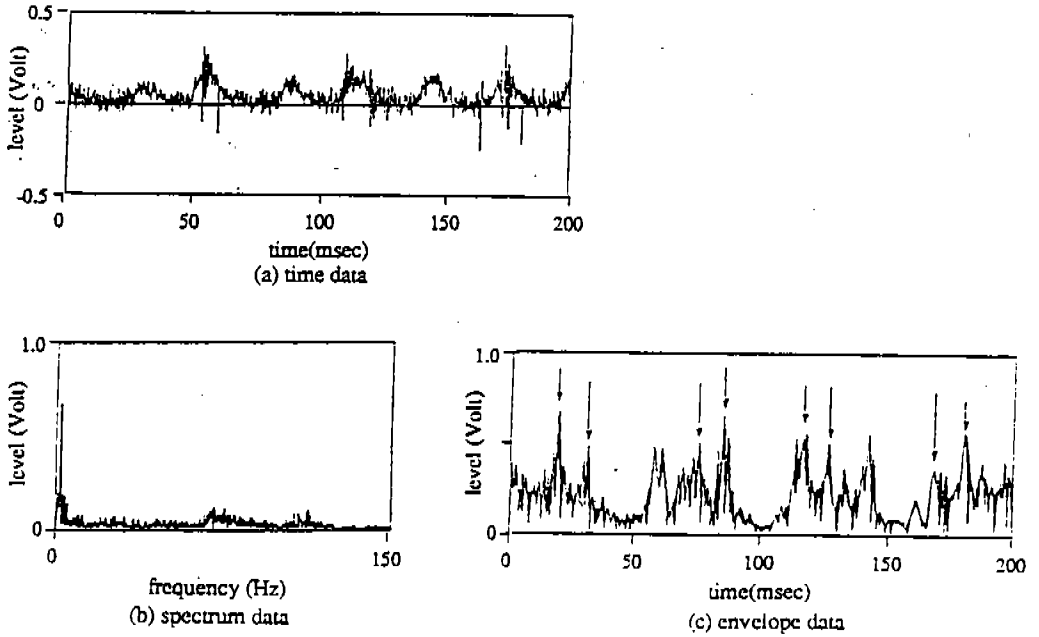


Fig.14 Inner race defect signal after ANC with 134.6 kg load at 1015 RPM

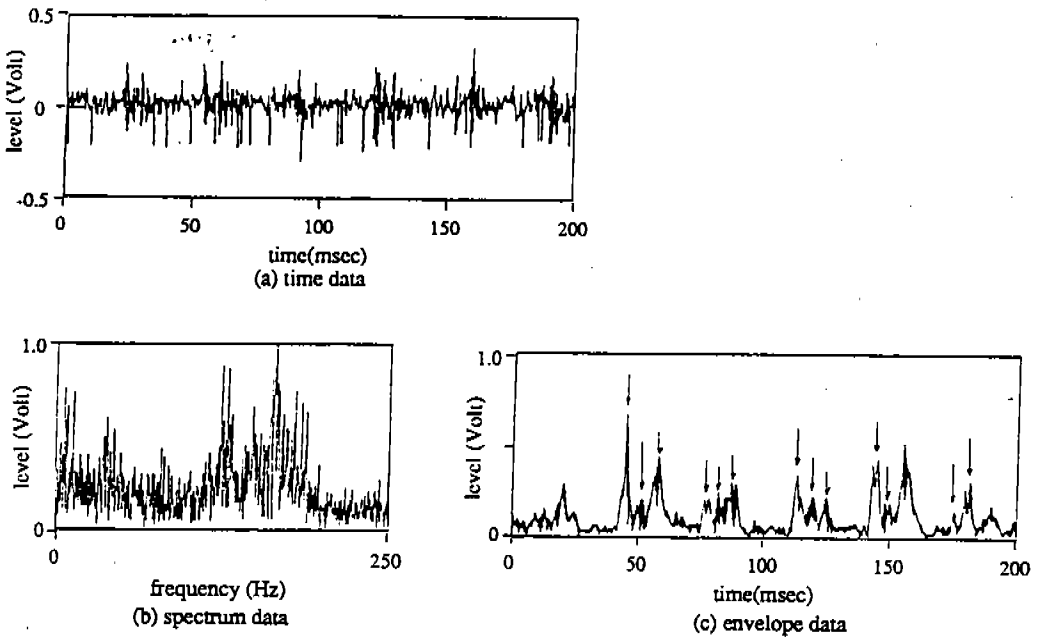


Fig.15 Inner race defect signal after ANC with 134.6 kg load at 1800 RPM

한것 같으며 탐지된 결함주기 값도 ANC전과 동일함을 알았다. Fig.15는 1800rpm, 하중 134.6kg의 경우로 ANC 전의 Fig.12와 비교해 보면 각각의 결과에 큰 변화가 발생했음을 알 수 있다.

포락선의 경우도 Fig.12의 경우보다 많은 변동이 발생하였고 ANC 전의 경우가 더 명확히 결함주기를 찾아낼 수 있다. 그러나 미약하나마 약 6.0의 결함주기를 발견할 수 있다. 위의 결과로부터 ANC를 통하여 향상된 결과를 얻을 수 없었던 이유로는 기본(reference) 입력으로 사용된 데이터의 취득에 문제점이 있었던 것으로 생각된다. Table 3에서는 ANC 전의 결과와 ANC 후의 결과를 각 rpm별로 나타내고 있다.

Table 3 Result of ANC due to the change of RPM

method RPM	After ANC	Before ANC
1015	10.9 msec	10.9 msec
1800	6.0 msec	6.1 msec

5. 결 론

6206 볼 베어링의 결함에 따른 특성분석을 위해 고주파 공진법(HFRT) 및 ANC를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 주변잡음의 최소화를 위한 구조물의 구조적 공진이 발생하는 5kHz 이상의 고주파 대역이 아니라도 HFRT를 적용할 수 있었다.

2) 주입력과 기본입력을 사용한 ANC는 비록 신호 취득의 비동기성이란 장점을 지니고 있으나, 수행의 시간적 처짐, 데이터 의존성 등으로 인하여 HFRT에 비하여 비효율적임을 알았다.

3) 종래에 잘 사용되어지지 않았던 신호의 위상정보에서도 특정순간주파수 성분을 구해낼 수 있었으며, 고주파 공진법이 베어링의 결함진단에 효과적으로 적용될 수 있음을 검증하였다.

본 기법을 한층 발전시킨다면 공장 자동화(FA) 및 회전기기를 사용하는 구조물이나 기타 이상진단 시스템(CMS)에서 많은 시간적, 경제적 이익이 기대된다.

참 고 문 헌

1. D.Duer, R.M.Stewart, 1977, "Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis", ASME, Oct.
2. G.R.Edger, D.A.Gore, 1984, "Techniques for the Early Detection of Rolling Element Bearing Failures", SAE paper No. 840440
3. 오재용, 김종관, 박수홍, 1987, "ANC법에 의한 기계 이상 진단 소프트웨어 개발 (제1보: Cepstrum해석)", 한국음향학회지, 제7권, 제4호
4. M.S.Darlow, R.H.Badgley, 1975, "Application for Early Detection of Rolling Element Bearing Failures Using the High Frequency Resonance Technique", ASME
5. 김인수, 1989, "HFRT를 이용한 Bearing의 이상 진단에 관한 연구", 한양대학교 석사학위논문
6. 豊田利夫, 昭和57年, "設備診断の進め方", 日本プラントメンテナンス協會
7. M.R.Hoeprich, R.L.Wider, 1980, "Environmental Factors and Bearing Damage", SAE Paper No. 800678
8. Gastasson O.G., Tallon T., 1962, "Detection of Damages in Assembled Rolling Bearings", Tran. of American Society of Lubrication Engineering, May
9. Weichbrodt B., Bowden J., 1970, "Instrumentation for Predicting Bearing Damage", General Electric Company Report, s-70-1021, AD 869633
10. Bernard Whalem, John R. Glover, et al, 1975, "Adaptive Noise Cancelling: Principles and Applications", IEEE, Dec., Vol. 63, No.12
11. Anthony D. Whalem, 1971, "Detection of Signals in Noise", Academic Press
12. Bernard Widrow, Samuel D. Stearns, 1985,

- "Adaptive Signal Processing", Prentice-Hall, Inc.
13. Samuel D. Stearns and Ruth A. David, 1988, "Signal Processing Algorithms", Prentice-Hall, Inc.
 14. P.D.McFadden, J.D.Smith, 1984, "Vibration Monitoring of Rolling Element Bearing by the High-Frequency Resonance Technique—A Review", TRIBOLOGY International, Feb., Vol.17, No.1
 15. D.B.Board, 1976, "Incipient Failure Detection in CH-47 Helicopter Transmissions", ASME, Jan.