'89 韓國自動制御學術會議論文集 1989. 10. 27~28

Bearing 의 이상진단을 위한 모니터링 시스템 개발
(The Developement of Conditioning monitor system for Bearing)

오 재응 전 의식 ◦김 인수
(J. E. Oh E. S. Jeon I. S. Kim)

한양대학교 정밀 기계공학과
(Han Yang Univ.,Dept. of Prec. Mech.Eng.)

In this study, a variety of method to diagnose a fault of rotatory machine is suggested. Apprehending the physical meaning of each techniques,computer simulation is performed. The result from this computer simulation and the signal of the faulted ball bearing is studied from all its aspect.
It is found that this conditioning monitor system is effective.

1. 서 론

최근 플랜트의 효율성 증대 와 돌발적인 이상예방등 설비유지비의 절감을 위해 이상진단에 관한 연구가 요구되고 있다.

이러한 기계구조물, 특히 회전기기의 이상을 모니터링하는경우 구조물의 운전에 기인하여 발생하는 진동신호를 이용한 기법들이 종래부터 많이 사용되고 있으며, 일반적으로 이러한 기법들은 통계적인 방법과 신호처리법으로 대별할수 있다.

통계적인 방법은 RMS , Peak 치, Crest Factor Kurtosis 값, PDF 등의 변화를 관측함으로서 이상발생의 유무를 감지하는 간이진단의 역활을하였다.

이에반해 신호처리법으로는 스펙트럼, 켑스트럼 ANC 법, Envelope 분석법, Filtering,Correlation 등의 정밀진단법이 있다. 이러한 신호처리법의 주목적은 기계내 주요요소의 양호 또는 불량상태를 적절히 진단해 내는데 있다. 그러나 탐지하고자 하는 진동신호가 주위의 진동신호에 의해 훼손되어 있다면 이 목적을 수행하기 어렵다. 따라서 ,이같은 불필요한 진동신호를 제거하고 분석의 용이성을 제공하는 데 그목적을 둔다.

본 연구에서는 회전기계의 이상진단을 위하여 간이 진단법인 통계적인 방법과 정밀진단법인 일반적인 신호처리법을 사용, 회전기계의 주요요소인 베어링의 진동신호를 분석함으로 결함의 조기탐지 및 결함 종류의 판별을 위한 종합적인 소프트 웨어의 개발을 그 주요내용으로 한다.

2. 베어링의 진동

(1) 볼 베어링의 고유진동수

볼 베어링에는 볼이 내륜 혹은 외륜에 충돌하는 것에 의해 진동이 발생한다. 이 진동은 충격진동이고, 이때 발생하는 주파수는 베어링 각 부분의 고유진동수이다.

고유진동수는 베어링의 부착상태에 의해 영향을 받지만, 고유진동수로 더욱 현저히 나타나는 것은 외륜의 진동이다. 내륜 및 외륜의 기하학적 형상은 사각형 단면의 원환에 근사하므로 고유진동수는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$f_n=\frac{n(n^2-1)}{2\pi(D/2)^2\sqrt{n^2+1}}\sqrt{\frac{EIg}{\gamma A}}\ [\mathrm{Hz}] \qquad (1)$$

단,
- E : 재료의 종탄성계수
- I : 원환의 관성모멘트
- γ : 재료의 비중량
- A : 원환의 단면적
- D : 원환중심축의 직경
- n : 파수

2) 내륜에 점결함이 있는 경우의 진동

결함, 압력, 상처, swearing 등의 점 결함이 내륜 일부에 생기는 경우에는 그림 1 과 같은 진동이 발생한다. 이 경우 진동주파수는 식(2) 와 같이 표현된다.

$$f_i=\frac{1}{2}f_0\left(1+\frac{d}{D}\cos\alpha\right) \qquad (2)$$

3) 외륜에 점결함이 있는 경우의 진동

외륜에 점결함이 발생한 경우에는 그림 2와 같은 진동이 발생한다. 이때 주파수는 식(3) 와 같다.

$$f_c = \frac{1}{2} f_0 \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (3)$$

4) 볼에 점결함이 있는 경우의 진동

볼에 점결함이 있는 경우의 진동 및 그 주파수는 그림 3 및 식 (4)와 같이된다.

$$f_b = \frac{1}{2} f_0 \frac{D}{d} \left\{ 1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \alpha \right\} \quad (4)$$

3. 베어링의 이상검출법

베어링의 이상을 검출하는데는 통계적 방법과 일반적인 신호처리법을 이용하는 방법이 많이 쓰이고있다. 본 장에서는 이상진단 모니터링 시스템의기초가 되는 이상진단법에 대해 논하고자 한다

(1) 통계적 방법에 의한 이상검출법

베어링으로 부터 얻은 시간 데이터를 x(t) 라 하면, RMS 치 R은 다음과 같다.

$$R = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T X^2(t)\, dt} \quad (5)$$

여기서 평균치 $M = \frac{1}{T} \int_0^T X(t)\, dt$

RMS 변화를 관찰하면 결함이 진전하는 경우 RMS 값도 증가한다고 알려져 있다 [1][2]. Peak치와 RMS 값의 비를 crest factor라 하며 이는 베어링의 하중이나 속도에 부분적으로 민감하지 않으면서 초기결함을 감지할 수 있는 factor로 알려져 있다.

확률밀도함수는 통계적인 특징을 잘나타낸 factor로 입증되었으며, 실험을 N 번 행하였을 경우, 결과 A 가 N[A]번 발생하였을 때 A 의 확률은 다음과 같이 정의된다.

$$\mathrm{Prob}[A] = \lim_{N \to \infty} \frac{N[A]}{N} \quad (6)$$

임의의 시간 t_1 에서 측정된 값이 ξ 이하일 경우 즉, $A = x(t_1) \leq \xi$ 일 때 발생될 확률은

$$\mathrm{Prob}[x(t_1) \leq \xi] = \lim_{N \to \infty} \frac{N[x(t_1) \leq \xi]}{N} \quad (7)$$

진폭 ξ 를 임의의 값으로 취함으로 식 (7)은 일반화 될 수 있으며 ξ 의 결과함수를 시간 t_1 에서 {x(t)}의 확률분포함수 (Probability Distribution Function) 라 하며 다음과 같이 표시된다.

$$P_x(\xi, t_1) = P(x, t_1) = \mathrm{Prob}[x(t_1) \leq \xi] \quad (8)$$

윗식은 편리하게 $P(x, t_1)$ 으로 사용하며 데이타의 확률분포 형상을알아보기 위하여 주어진 변수에 의한 분포함수의 기울기를 구하여보면

$$p(x, t_1) = \frac{dP(x, t_1)}{dx} \quad (9)$$

와 같으며, $p(x, t_1)$ 를 시간 t_1 에서 {x(t)} 의 확률밀도함수(P.D.F.) 라 한다.

Kurtosis value는

$$K = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} (x-\mu)^4 \cdot p(x)\, dx}{\left(\int_{-\infty}^{\infty} (x-\mu)^2 p(x)\, dx \right)^2} \quad (10)$$

와 같이 정의되며 이 값은 무차원화된 값이므로 입력데이타의 절대량에 관계없이 상대적인 값으로 표시되므로 설비이상 진단에 유효하게사용되고 있다.

(2) 자기상관함수 (Auto Correlation)

두개 변수간의 관계성을 알아보는 것을 일반적으로 상관해석(correlation) 이라고 한다. 보통, 음향, 진동공학에서 불규칙 신호 (Random signal) 를 취급하는 경우에 많이 이용되는 방법으로, 두 신호간의 시간지연치 τ 의 함수로 표현되는 자기상관함수가 있다. 그 형태는 다음과 같다.

$$R_{xx}(\tau) = \lim_{T \to \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) x(t+\tau)\, dt \quad (11)$$

(3) 파워 스펙트럼(Power Spectrum)

신호 특정주파수 성분의 검출에 용이하게 사용되는 기법으로 앞 절의 자기상관함수와 푸리에 변환의 관계를 가지고 있다. 그 형태는 식 (12) 과 같다.

$$S_{xx}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) e^{-j2\pi f \tau}\, d\tau \quad (12)$$

(4) 파워 캡스트럼(Power Cepstrum)

2 차적인 신호처리 기법으로 신호에 내재하는 주기성 탐지가 주목적이다. 적용은 음성인식 및 지질학적 지진파분석, 회전기기의 이상진단등에 많이 사용되며 스펙트럼의 로그 스펙트럼 (Log Spectrum) 으로 다음식과 같이 표현된다.

$$C_p(\tau) = \mathcal{F}^{-1}\{\log F_{xx}(f)\} \quad (13)$$

Cepstrum에 사용되는 용어를 Spectrum의 경우와 비교 설명하면 표 1과 같다.

(5) Adaptive Noise Cancelling

기본적인 Adaptive Noise Cancelling 의 형태는 그림 4와 같다.

그림 4에서 신호 s 와 상관되지 않는 noise 가 받아들이는 sensor에서 어떤 경로를 통하여 전달된 신호 S 와 noise 가 합쳐져 $n_0 + S$ 라는 Noise Canceller 에서의 Primary 입력을 형성한다 그리고 신호 와는 상관되지 않으나 noise 와는 어떤 경로를 통하여 상관되는 noise n_1 이 Canceller 에서 Referenc입력을 형성한다.

noise n_1 은 noise n_0 에 근사한 출력 y 가 되도록 filtering 된다. 이 출력 y 는 system의 출력 $\varepsilon = s + n_0 - y$ 를 산출하기 위하여 Primary 입력 $S + n_0$ 로 부터 감해진다.

Noise Cancelling System 의 실제적 목적은 신호 S 에 가장 유사한 system출력 ε 를 계산하는 것이다. 이때 출력 ε 는

$$\varepsilon = s + n_0 - y \quad (14)$$

양 변을 자승하면

$$\varepsilon^2 = s^2 + (n_0 - y)^2 + 2s(n_0 - y) \quad (15)$$

식 (16) 의 양변에 주기치를 취하고 S 가 n_0 와 y 에 상관되지 않음을 생각하면

$$E[\varepsilon^2] = E[s^2] + E[(n_0 - y)^2] + 2E[s(n_0 - y)] = E[s^2] + E[(n_0 - y)^2] \quad (16)$$

가 된다. 그런데 $E[s^2]$는 filter가 $E[\varepsilon^2]$이 최대가 되도록 조정되어질 때, 아무런 영향을 받지 않음으로 최소출력 power 는 다음과 같이 된다.

$$\min E[\varepsilon^2] = E[s^2] + \min E[(n_0 - y)^2] \quad (17)$$

또한 $E(\varepsilon^2)$이 최소화 될때 $E[(n_0 - y)^2]$도 최소가 된다. 따라서 Filter출력 y 는 Primary 입력중 Noise n_0 의 최적한 최소자승 추정치이다. 그리고 $E[(n_0-y)^2]$이 최소화 될 때 도 즉시 최소가 되어 식 (14) 로 부터

$$(\varepsilon - s) = (n_0 - y) \quad (18)$$

가 된다. 그러므로 전체출력 power 가 최소화 되도록 Filter를 조정하고 적응시키는 것은 출력 ε 이 신호 s 에 가장 근이한 최소자승 추정치가되도록 하는 것이다. 이러한 처리과정중 사용되는 알고리즘으로 (L.M.S : 최소자승법) 이 있다.

출력 ε 는 신호 s 와 Noise 를 모두 포함하게 되는데 식 (14) 로부터 출력의 Noise 성분은(n_0-y) 가 된다. 따라서 $E[\varepsilon^2]$ 을 최소화하는 것이 $E[(n_0 - y)^2]$을 최소화 하므로 전체출력 power 를 최소화하는 것이며, 출력에서 s 는 일정하므로 전체출력 power 를 최소화하는 것이 곧 S/N 을 최대화하는 것이다.

(6) 포락선 분석법 (Envelope Analysis)

Hilbert Trasform 을 기본이론으로 사용하는 이 기법은 HFRT (High Frequency Resonance Technique) 라고도 불리워진다.

Background noise에 의해 훼손되기 쉬운 저주파역 신호분석을 탈피, 계의 구조적공진 (structural resonance) 이 일어나는 5 kHz 이상의 고주파 신호를 원하는 대역으로 bandpass filtering 시켜 정보를 얻기위한 처리로, 진폭변조를 가함으로써 특정신호의 시간지연 및 주파수 특성을 구할 수 있다.

$$\tilde{x}(t) = \mathcal{H}[x(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(u)}{\pi(t-u)}\, du \quad (19)$$

여기서 x(t) : 실수치함수(real-vaulued funtion)

$\tilde{x}(t)$: H.T. [x(t)]

해석적 신호 z(t) 는 다음과 같이 표현된다.

$$z(t) = x(t) + j\,\tilde{x}(t) = A(t)e^{j\phi(t)} \quad (20)$$

여기서

$$A(t) = \sqrt{x^2(t) + \tilde{x}^2(t)} \quad (21)$$

$$\phi(t) = \tan^{-1}[\tilde{x}(t)/x(t)] \quad (22)$$

그러므로 신호의 envelope 는 앞 의 정의 을 사용하여 구할 수 있으며, 식 (21) 을 빌어 표현할 수 있다. 또한 식 (22) 의 순간 위상 신호를 사용하여 결함발생의 순간주파수 (instantaneous frequenccy) 를 다음과 같이 구할 수 있다

$$f_0 = \left(\frac{1}{2\pi}\right)\frac{d\phi(t)}{dt} \quad (23)$$

4. Computer Simulatin

(1) 소프트웨어의 개요

본 장에서는 개발된 소프트웨어를 이용, 인공결함을 만들어 결함 분석능력을 검증하였다. 그림 5는 소프트웨어의 개략도이다. 본 소프트웨어는 크게 시뮬레이션 신호발생부분과 이상진단 부분으로 나뉘어진다. 그림 6 ~ 8은 소프트웨어의 각 부분상세도이다.

(2) 시뮬레이션 모델설정

시뮬레이션시 본 연구에서는 6206 베어링을 대상으로 하였다.

(3) 외란이 없는 경우 베어링의 결함분석

본 절에서는 외란이 없는 경우 결함을 발생시켜 Spectrum 및 Cepstrum 법을 이용, 결함의 종류를 분석하고자 한다. 그림 9는 내륜결함이 발생한 경우의 진동신호이며 이때 Cepstrum해석으로부터 6.2 msec의 rahmonics 가 발견됨을 알 수 있다. 이는 표 3에서 언급된 베어링의 내륜 결함주파수 162.6 Hz와 일치한다.

그림10은 외륜 결함의 신호를 나타내며 계산식으로부터 얻은 특정 시간지연치(9.3 msec) 와 일치한다.

그림 11 은 내륜과 외륜결함이 서로 복합된 경우를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이 결함의 복합과는 무관하게 각각의 결함에 기인된 rahmonics 가 발생됨을 알 수 있다.

그림 12 는 세가지 종류의 결함이 모두 복합된 경우로 noise 가 전혀 없으므로 켑스트럼상에서 정확한 결함정보를 구할수 있다.

(4) 외란이 있는 경우 베어링의 결함분석

앞 절에서는 외란이 없는 경우의 베어링 결함신호를 나타내었다. 만일 외란이 있는 경우에는 같은 해석방법으로 결함을 분석 할 수 있는지 의문시 된다. 그림 13 은 S/N 비가 10 dB 일때의 분석결과를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 S/N 비가 높은 경우는 별이상없이 내륜 결함 성분을 찾을 수 있었다.

그림 14 는 S/N 비가 낮은 경우 (-8 dB)의 결함 신호를 나타낸다. Spectrum 과 Cepstrum의 분석결과 결함신호를 용이하게 찾을 수 가 없었다.

이러한 단점을 극복하기 위해 ANC 를 수행한 결과 그림 15 를 얻었다. 그림으로부터 내륜과 볼의 결함이 표 3에서 얻은바와 거의 일치함을 알 수 있었다.

5. 실험결과 및 고찰

본 장에서는 실험 data 를 취득하여 time domain 및 frequency domain에서 다양한 신호처리기법을 적용하여, 원하는 결함주파수 및 결함 주기값을 구하고자 한다.

기본적인 data acquisition system ,data 전송 흐름도는 그림 16 와 같다.

실험에 사용한 bearing 은 6206 으로 그 사양은 표 2와 같다.

(1) time data 의 분석

본절에서 분석한 time data 는 6206 ball bearing에서 내륜결함에 의해 발생하는 신호를 사용하여, 작용반경 방향 하중의 변화에 따른 신호의 변동을 체크하였다.

신호의 recording time은 200 msec로 하였으며 처리하지 않은 time data 는 주변구조물의 진동신호와 bearing 의 진동신호의 복합작용으로 인한 이론적으로 계산된 시간 지연값을 탐지 할 수 없었다. 그러나 부하의 증가에 따라 신호 증폭의 증가 경향은 확실히 알 수 있었다.

그림 17 은 1015 rpm에서의 각 부하 (182.6, 230.6,278.6 Kg) 에 해당하는 신호를 나타낸다.

그림 18 은 1800 rpm에서의 각 부하 (182.6 230.6,278.6 Kg) 에 해당하는 신호를 나타낸다.

time data 로는 특징적인 신호의 양상을 발견할 수 없으므로, frequency domain 처리가 필요하리라고 사료되어 진다.

(2) spectrum data 분석

200 msec의 recording time 으로부터 관심주파수 영역은 2560 Hz 로 결정되어 진다.

그림 19 는 1015 rpm에서 각 부하에 해당하는 spectrum을 나타내고, 그림 20 은 1800 rpm에서 각 부하에 해당하는 spectrum을 나타내고 있다 전반적인 파형의 형상은 내륜 공진주파수 (1600 Hz) 를 중심으로 각 rpm 에 해당되는 결함주파수 성분이 sideband로 나타난다.

그러므로, 정보의 손실은 미소하다는 가정하에 원하는 주파수 대역(여기서는 1300 ~ 1900 Hz) 을 band pass filtering 한 후, inverse F.F.T 를 사용하여 다시 time domain 의 신호를 구하였다. 그 결과는 1015 rpm에서 그림 21 1800 rpm에서 그림 22 를 구하였다. 이 결과를 그림을 그림 17,18과 비교해보면 아무처리를 하지않은 time data 보다 이론 결함주기 (1015rpm 에서 10.9 msec, 1800 rpm에서 6.2 msec) 에 근사한 파형을 얻을 수 있었다.

(3) envelope를 사용한 분석

filtering 처리를 한 time data 를 사용 envelope 분석을 행하였다.

그림 23 은 1015 rpm에서 100 msec의 시간영역을 갖는 envelope 신호이며, 그림 24 는 1800 rpm 에서 envelope 신호이다.

취득한 data의 상태에 따라 그림 23 에서 1015 rpm의 경우 약 11 msec 의 내륜결함을 감지 할 수 있으며, 그림 24 에서는 1800 rpm 의 경우로 약6.3 msec의 내륜결함을 감지 할 수 있었다.

(4) 자기상관함수(auto-correlation function) 의 분석

auto-correlation의 average 를 이용하여 결함주기를 정확하게 발견할 수 있었다. 그림 25, 26은 1015 rpm,1800 rpm 에서의 auto-correlation 으로 결함주기를 간단하게 감지할 수 있었다.

6. 결 론

1. S/N 비가 높은 경우에는 Specrum, Filtering Cepstrum 및 Correlation 을 이용하여 결함의 검출 및 분석이 가능하였다.

2. S/N 비가 낮은경우에도 ANC 법이나 Envelope Analysis를 통하여 결함신호의 분석이 가능하였다.

3. 종래의 고주파 Envelope analysis 에서 탈피 요소의 공진주파수 대역 Bandpass filter를 이용하여 ,저주파대역에서의 Envelope analysis 도 가능함을 알았다.

REFERENCES

1. Wheeler, P.G, " Bearing Analysis Equipment Keeps Downtime Down." Plant Engineering, 25 pp.87-89, 1968

2. Monk.R., " Vibration Measurement Given Early Waring of Mechanical Faults", Processing Engineering, Nov, pp 135-137,1972

3.D.Duer and R.M.Stewart, " Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis.", ASME, 77-Dat-83,1977,Oct

4.M.R.Hoeprich and R.L.Wider, "Environmental Factors and Bearing Damage.", SAE,No 800678, 1980

5.D.B.Board," Incipient Failure Detection in CH 47 Helicopter Transmissions.",ASME,75-NA/GE-16 1976, Jan.

6.Bernard Whalem and John R.Glover,etc,"Adaptive Noise Cancelling:Principles and Application." IEEE, Vol 63,No.12,1975,Dec.

7.이정철,"ANC 법에 의한 Cepstrum해석의 개선에 관한 연구",한양대학교 대학원,1986.12.

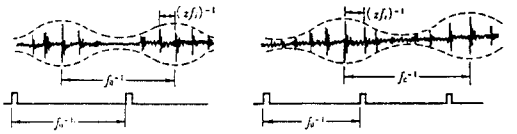

그림 1. 내륜에 점결함이 존재할 때의 진동

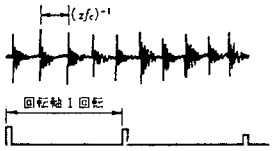

그림 2. 외륜에 점결함이 존재할때의 진동

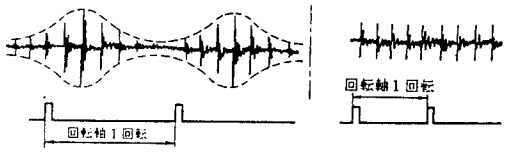

그림 3 볼에 점 결함이 존재할 때의신동

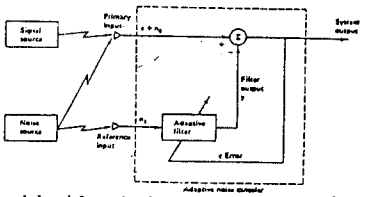

그림 4. Adaptive Noise Cancelling 의 형태

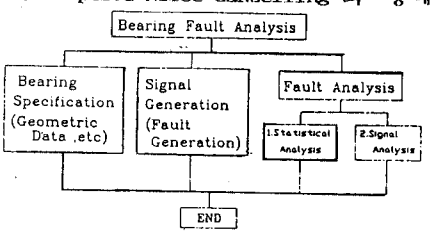

그림 5. 소프트웨어의 개략도

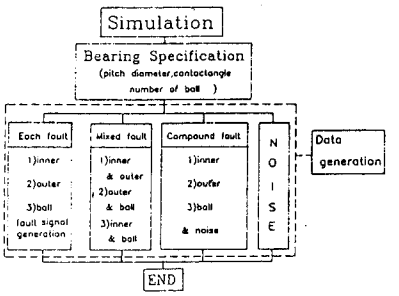

그림 6. 시뮬레이션 신호발생부분

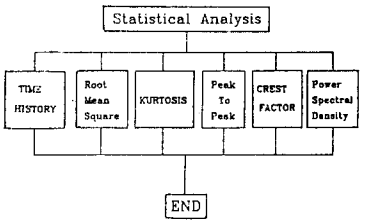

그림 7. 통계적 분석부분 상세도

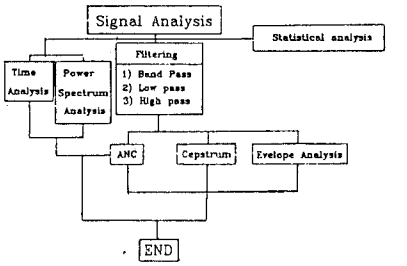

그림 8. 신호처리부분 상세도

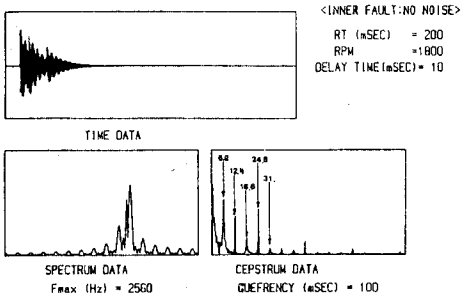

그림 9. 내륜 결함신호

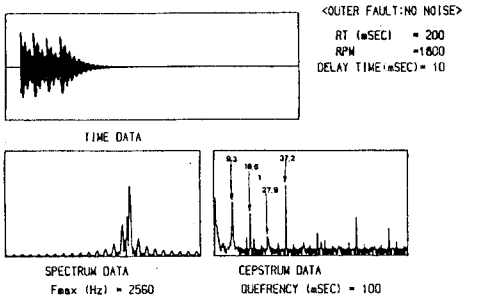

그림 10. 외륜 결함신호

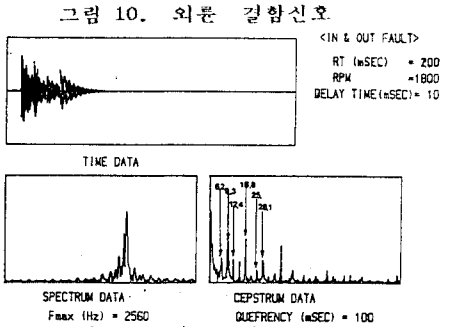

그림 11. 외륜, 내륜 복합결함신호

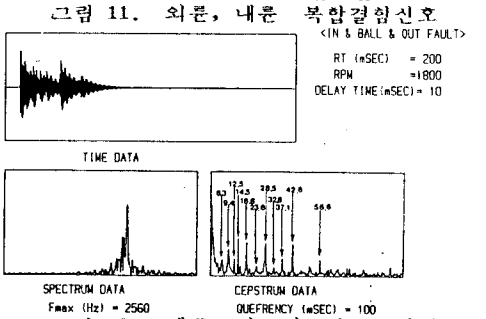

그림 12. 내륜, 외륜과 볼 복합결함신호

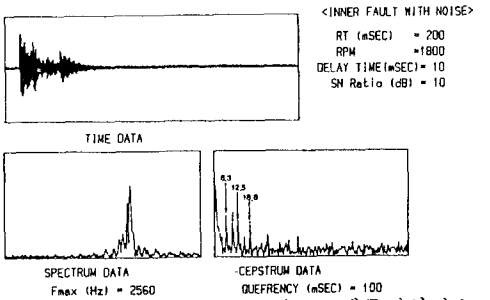

그림 13. S/N 비가 높은경우 내륜결함신호

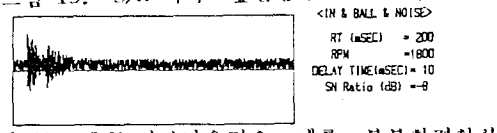

그림 14. S/N 비가낮은경우 내륜, 볼복합결함신호

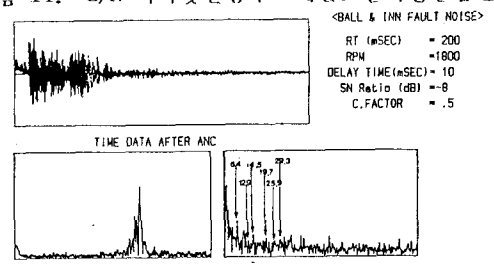

그림 15. ANC 수행후의 볼과 내륜결함 신호

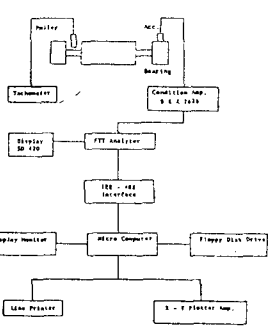

그림 16.

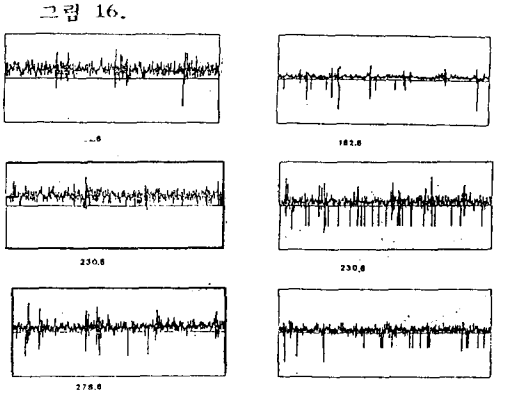

그림 17. 1015 rpm 내륜결함신호 그림 18. 1800 rpm 내륜결함신호

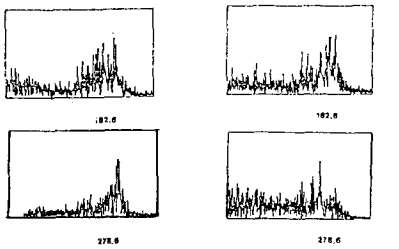

그림 19. 1015rpm 그림 20. 1800rpm

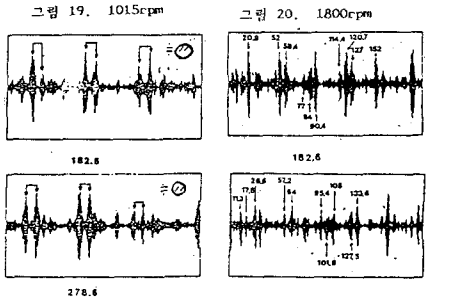

그림 21. Filtering 1015 rpm 그림 22. Filtering 1800 rpm

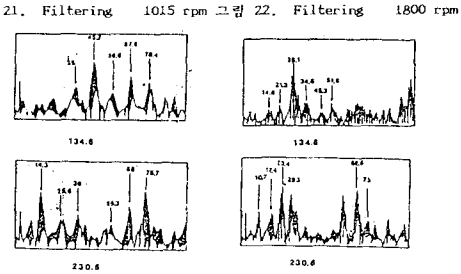

그림 23. 1015rpm Envelope 그림 24. 1800rpm Envelope

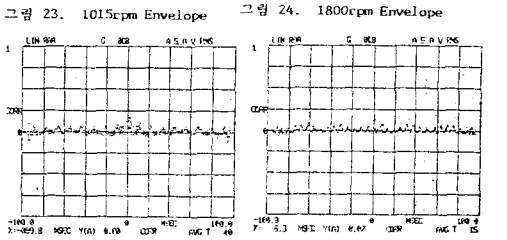

그림 25. 1015rpm 자기상관함수 그림 26. 1800rpm

표 1 Spectrum과 Cepstrum의 용어비교

Spectrum	Cepstrum
Frequency	Quefrency
Harmonics	Rehmonics
Magnitude	Gamnitude
Phase	Saphe
Filter	Lifter

표 2. 6206 베어링의 Dimension

Nomenclature	Symbol	Dimension
Ball Dia.	d	9.52 mm
Inner raceway groove radius	ri	5.08 mm
Outer raceway groove radius	ro	5.2 mm
Inner groove curvature center	Di	47.3 mm
Outer groove curvature center	Do	48.4 mm
Ball pitch Dia.	D	48.6 mm
Number of ball	Z	9
Radial clearance	Cd	40 μm
Bearing width	B	15 mm
Sectional area of inner race	Ai	71 mm²
Sectional area of outer race	Ao	64.7 mm²
Damping factor	C	0.00294 N·S/cm
Young's modulus	E	2.12×10⁶ kg/cm²
Sctional moment of inertia	I	98 mm⁴
Poisson's ratio	V	0.25

표 3. 결함주기 및 주파수

defect	1o15rpm	18oorpm
outer	16.5msec (6o.5Hz)	9.3msec (1o7.4Hz)
inner	1o.9msec (91.7Hz)	6.2msec (162.6Hz)
ball	25.2msec (4oHz)	14.2msec (7o.3Hz)