

진동 신호처리에 의한 기계상태 진단 및 결함 탐지

은 희 준

<한국표준연구소 음향연구실>

1. 서 론

기계적 결함이 발생할 때 맨 처음 나타나는 현상은 해당 부위의 진동이다. 이 진동은 기계의 다른 부위로 전달되어 이차 진동을 발생시킬 수 있고 이 과정에서 진동에너지의 일부가 대기 중의 소음으로 발산된다. 따라서 기계 가동시에 발생하는 소음과 진동을 측정 분석함으로써 기계의 나부상태를 진단할 수 있다. 숙련된 기능공이 기계나 엔진의 소음을 듣고 이상 여부를 판단하는 것은 이러한 기술의 한 초보적인 예라고 볼 수 있다. 소음진동에 의한 주기적인 상태 진단은 기계의 예방 정비에 큰 몫을 차지한다. 특히 연속 가동이 불가피한 발전소 터빈과 같은 고속회전 기계들은 사소한 결함이라 할지라도 이를 초기에 방지하지 않으면 급속히 확대진행되어 기계에 치명적인 피해를 줄 수 있다. 미국의 조사보고에 의하면 전체 산업체 기계 고장의 20~40%정도가 진동발생과 직접 관련이 있는 것으로 나타나 있다.

또한 진동분석기술은 생산라인에서의 제품 품질관리에도 효과적으로 이용될 수 있다. 베어링과 기어 박스등에 대한 응용이 그 예이다.

기계 시스템이 점차 복잡해지는 현재의 추세에서 진동 분석기술은 기계 설계자와 사용자에게 모두 필수적인 도구로서 등장하고 있으며, 이에 따라서 분석기술도 단순한 진동 레벨측정

이나 주파수 분석의 단계를 넘어서서 점차 복잡한 신호처리를 요구하고 있다. 본 논문에서는 기계 진동분석에 의한 상태진단과 결함탐지 기술에 대한 기본적인 개념을 설명하고, 이 기술의 응용에 따르는 실질적인 문제들을 실제 측정예와 병행하여 논술하고자 한다.

2. 신호처리 기술

기계상태를 판단하는 데이터의 수집은 측정된 진동신호에 대한 적절한 신호처리에 의해서 이루어진다. 기계에서 발생하는 진동신호는 복잡한 특성을 가지며, 진동을 발생하는 기계부품의 운동과 관련된 많은 주파수 성분들로 구성된다. 신호처리는 필요에 따라서 시간 domain 혹은 주파수 domain 에서 수행될 수 있다.

2.1. 시간 Domain 신호처리 기술

시간 domain 신호처리로서 간단한 예는 crest factor 및 impact index 분석등을 들 수 있으나 근래 FFT 분석기가 보편화되면서 시간신호에 대한 同期 평균(synchronous average)과 correlation 분석등이 널리 이용되고 있다. 同期 평균에 의해서 불규칙 잡음속에 숨어있는 신호를 찾아내는 예가 그림 1에 나타나있다.

이 그림에서 보듯이 시간 신호에 대한 동기평균에 의해서 대상신호와 관계없는 배경신호를 제거함으로써 S/N 比를 크게 제고시킬수 있다.

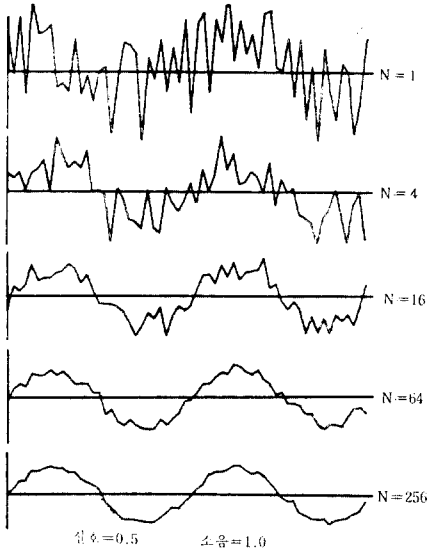


그림 1 同期평균에 의한 신호탐지

correlation 분석은 기본적으로 power 스펙트럼과 동일한 데이터를 주지만 경우에 따라서는 스펙트럼보다 더 편리하게 이용될 수 있다.

한개의 신호에 대해서는 자기상관(autocorrelation)분석을, 두개 이상의 신호에 대해서는 相互상관(cross-correlation)분석을 할 수 있다. 이러한 분석의 결과로서 결정되는 상관함수는 한 신호와 임의로 선정된 시간간격만큼 이동한 또 다른신호(autocorrelation에서는 본래의 신호 자체) 사이의 상관성을 시간간격의 함수로서 나타

낸다. 그림 2는 네가지 특성의 시간신호에 각각 대응하는 자기상관함수와 power 스펙트럼을 비교해서 보여준다.

상관함수는 시간신호에 숨어있는 특정주파수 성분의 존재를 확인하는데 이용될 수도 있으나 correlation 분석(특히 cross-correlation)의 가장 큰 활용은 진동전파로 확인과 진동원 탐지등 시스템 분석에서 찾을 수 있다.

2.2. 주파수 Domain 신호처리 기술

기계 상태 진단을 위한 신호처리는 주파수 domain에서 이루어지는 경우가 많고 이와 관련된 많은 기술이 개발되어 있다. 대부분의 기계 진동은 시간에 대한 定常신호의 특성을 갖지만 현재 개발된 신호처리 기술의 상당수는 非定常신호에 대해서도 적용될 수 있다. 이들 기술은 기본적으로 시간신호에 대한 Fourier 분석에 바탕을 둔다.

(1) 주파수 분석

진동 신호에 대한 주파수 분석은 처리된 데이터의 활용 목적에 따라서 一定대역분석(constant bandwidth analysis) 혹은 一定百分率 대역분석(constant percentage bandwidth analysis)을 할 수 있다. 일정대역 분석의 대표적인 예로서 FFT 분석에 의한 협대역 분석을 들 수 있다. 일정대역 분석은 분석 범위내의 모든 주파수에 대한

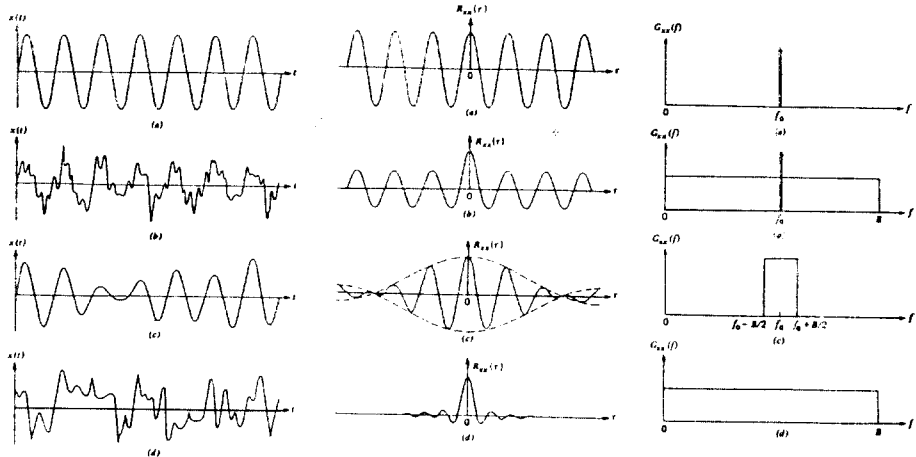
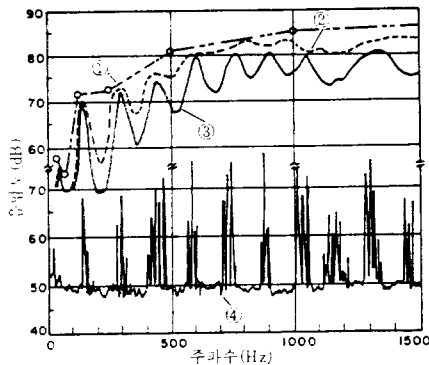


그림 2 상관함수와 스펙트럼의 관계

분해능을 일정하게 유지하기 때문에 조화합수(harmonic)와 같이 스펙트럼에 일정한 간격으로 나타나는 성분을 쉽게 인지할 수 있고, 또 공진주파수와 같이 특정의 좁은 주파수대역에서 나타나는 현상을 쉽게 탐지할 수 있다. 반면에 이 분석에서는 한번에 넓은 주파수범위를 포함할 수 없는 단점이 있다. 일정 백분율 대역분석에서는 요구되는 주파수 분해능에 따라서 여러가지 백분율을 선택할 수 있으나 진동신호분석에서는 23%백분율을 바탕으로 한 $\frac{1}{3}$ 옥타브 밴드 분석을 흔히 사용한다. 이 분석은 대수 주파수 축에 의해서 나타내지기 때문에 넓은 주파수 범위를 포함할 수 있으며, 특히 진동체의 미세한 변화(예컨대 기계 회전속도의 작은 변화)에 따른 복잡한 주파수의 변화가 일정 백분율 스펙트럼에서는 스펙트럼의 수평이동으로만 나타나는 경우가 많아서 시각적인 비교분석을 훨씬 쉽게 할 수 있다. 그림 3은 동일한 신호에 대한 스펙트럼을 몇가지 주파수 대역폭에 따라서 비교해서 보여준다.



① 옥타브 밴드 분석, ② 1/3 옥타브 밴드 분석,
③ 8% 대역폭 분석, ④ 2Hz 대역폭 분석
그림 3 주파수 대역폭에 따른 스펙트럼

(2) 주파수 변환

이 방법은 진동신호에서 임의로 선정한 주파수 밴드를 분리하여 그 밴드를 저주파 영역으로 변환 시킴으로써 주파수 분해능을 제고시킬 수 있다.

(3) 次順(order)분석

시간신호의 샘플링 주기를 기계회전속도와 同

調시킴으로써 회전속도와 관련되는 진동성분을 스펙트럼에 고정시킬수 있다.

(4) 3차원 spectral mapping

진동 진폭을 주파수와 시간의 함수로 나타내는 방법으로서, 충격등이 포함된 非定常 신호처리 에 특히 효과적이다. 그림 4는 이의 한예를 보여준다.

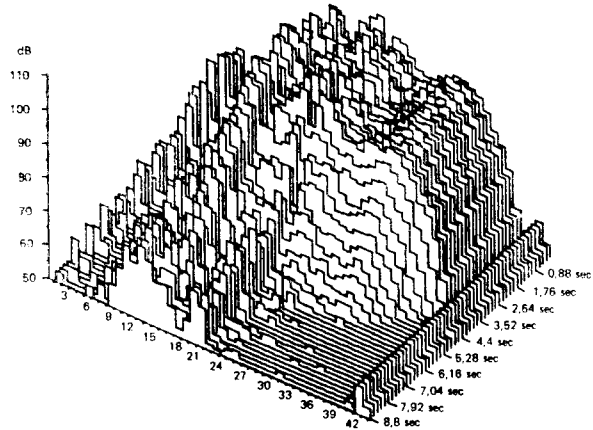


그림 4 삼차원 스펙트럼 표현 예

(5) cepstrum 분석

진동체의 非線型 동작에 의해서 나타나는 조화합수와 sideband 등은 파워 스펙트럼에서 규칙적인 주파수 간격으로 나타나는 경우가 많다. 스펙트럼의 이러한 반복성 성분은 흔히 진동원 탐지와 진동 메카니즘의 이해에 중요한 데이터가 될 수 있다. 간단한 경우에는 파워 스펙트럼에서 시각적으로 분간할 수도 있으나 일반적으로 이들 성분은 스펙트럼의 다른 성분들과 섞여있기 때문에 시각적인 판단이 쉽지 않다. cepstrum 분석은 파워 스펙트럼의 반복성 성분을 찾아내는 기술로서, 이것은 마치 스펙트럼 분석에 의해서 시간신호의 반복성 성분, 즉 주파수를 찾아내는 것에 비유될 수 있다. 따라서 cepstrum의 수학적 정의 역시 기본적으로 시간신호에 대한 스펙트럼의 정의, 즉 Fourier 변환에 의해서 다음과 같이 주어진다.

$$C_x(\tau) = |\mathcal{F}\{\log\{|F_{xx}(f)|\}\}|^2 \quad (1)$$

여기서 F_{xx} 와 C_x 는 각각 power 스펙트럼과 파워 cepstrum 이고, 기호 \mathcal{F} 는 Fourier 변환을 의미한다. 즉 파워 cepstrum은 대수 파워 스펙트럼의 파워 스펙트럼으로서 정의된다. Cepstrum의 독립변수 τ 는 quefrequency (frequency에서 유도변형됨)라고 부르며, 파워 스펙트럼에 나타나는 반복성 성분 사이의 주파수 간격의 역수로서 시간의 단위를 갖는다. 신호처리에서의 cepstrum의 활용범위는 다양하지만 기계 진동분석에서는 특히 터어빈 날개 상태와 기어 상태 진단에 크게 활용되고 있다. 기어에 대한 활용에 대해서는 3절에서 실제 측정에 의해 자세히 설명한다.

3. 신호처리 기술과 상태진단

기계 진동분석 기술은 필요한 신호측정, 신호처리 및 이에 의해서 얻어지는 데이터의 해독등 세단계로 구성된다. 이들 세단계가 그림 5의 기계진동 분석 시스템에 도해적으로 나타나 있다.

진동 발생의 일차적인 원인은 움직이는 부품에 의해서 발생하는 힘이다. 이 힘이 주위의 기계구조물에 가해질때 구조물의 운동이 진동으로 나타난다. 이때 발생하는 진동과 본래 힘과의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{진동} = \text{힘} \times \text{mobility}$$

Mobility는 힘을 받는 진동 구조체의 강성과 댐핑등 기계적 및 재료적 특성에 의해서 결정되기 때문에 동일한 힘에 의해 나타나는 진동일 지라도 측정부위에 따라서 크게 다를 수 있다. 이러한 이유로 진동신호의 측정을 위한 센서(sensor)의 설치 위치는 대상진동을 적절히 나

타낼수 있는 신호가 방출되는 부위로 선정해야 한다. 일반적으로 진동 발생원에 가까이 센서를 설치하면 진동 전달경로에 의해서 진동 형태가 변하는 것을 최소화시킬수 있으며, 이를 위한 진동 발생원의 예측은 경험에 의존하는 경우가 많다.

센서에 의해서 감지된 진동신호는 전압이나 전하로 변환되어 신호 조정(conditioning) 단계를 거쳐서 분석기에 시간 신호로서 입력된다. 입력된 신호는 필요에 따라서 시간 domain 혹은 주파수 domain으로 처리되어 기계의 상태를 나타내는 판단 기준을 결정하는 데이터로서 이용된다.

데이터의 해독은 그림 5의 마지막 단계로서, 진동의 발생원을 찾아내고 기계상태를 판단하는 핵심적인 부분이다. 데이터의 해독에 의한 판단 기준 결정은 주로 다음의 세가지 방법에 의해서 이루어진다.

- 형태인지
- 모델 분석
- 모델 분석과 형태인지의 혼합

형태인지는 전체적인 진동레벨(overall vibration level)의 시간신호에 대한 피크치 분석에 의할 수도 있고 주파수 분석 결과에 의할수도 있다. 어떠한 데이터를 이용하든 형태인지에 의한 판단 기준의 결정은 통계적 분석결과에 바탕을 둔다. 따라서 일반적으로 이 방법에서는 예상되는 개개의 파손상태에 대한 많은 데이터 수집과 분석이 필요하며, 한 기계장치에 대해서 적용될 수 있는 기준이 동일한 종류의 다른 장치에 대해서는 적용이 안 될 수도 있다.

두번째 방법인 모델분석에 의한 판단기준 결

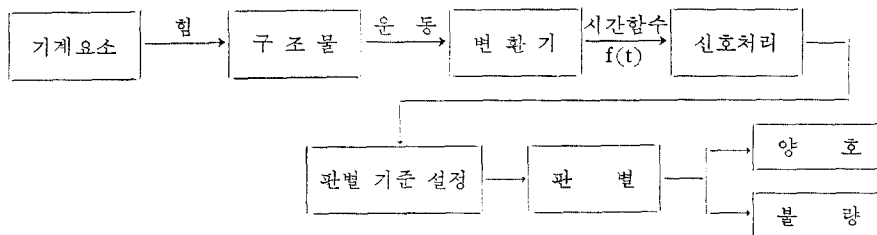


그림 5 기계진단 시스템 도해

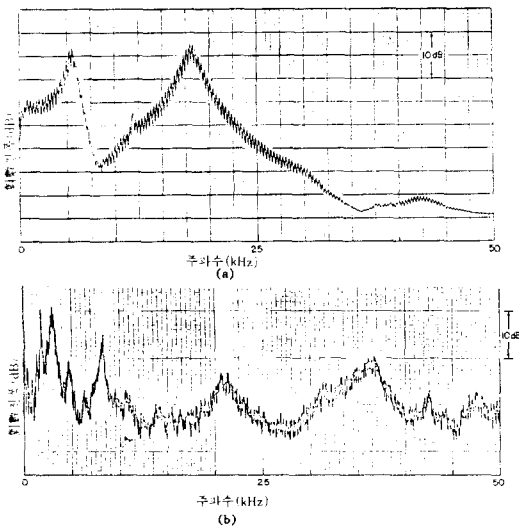


그림 6 베어링의 진동 스펙트럼

정은 기계부품(혹은 구조물)에 대한 적절한 이론적 모델을 이용해서 전형적인 파손에 의해 나타날 수 있는 진동신호의 변화를 예측하는 것이다. 이 방법의 가장 큰 장점은 한 부품에 대해서 얻어진 결과를 일반화하여 비슷한 종류의 다른 부품에 대한 평가에 적용할 수 있다는 것이다. 이 방법의 핵심은 적절한 모델化에 있으며, 베어링과 기어등 회전부품에 대해서는 신빙성 있는 모델이 개발돼 비교적 성공적으로 이용되고 있다. 그림 6은 이러한 방법에 관한 이용의 한 예로서, 외륜에 한개의 흠이 있는 베어링의 진동 스펙트럼 모델분석의 결과(그림 a)와 실제 측정결과 (그림 b)를 비교해서 보여준다.

이 그림에서 두개의 큰 피크는 시스템 공진 주파수에 해당한다. 이들 피크 이외에 축의 회전 속도 간격을 갖는 작은 피크들이 나타나 있다.

이러한 피크는 결함과 직접 관련되는 주파수(일반적으로 회전주파수 혹은 그의 조화함수)와 시스템의 공진주파수가 동조(modulate)하기 때문에 발생한다. 그림 a와 b의 비교에서 이들 피크의 존재를 포함한 전반적인 스펙트럼 특성이 25 kHz 이상의 고주파 영역을 제외한 주파수 범위에서 상당히 비슷함을 볼 수 있다.

그림 7과 8은 결함이 없는 기어와 결함이

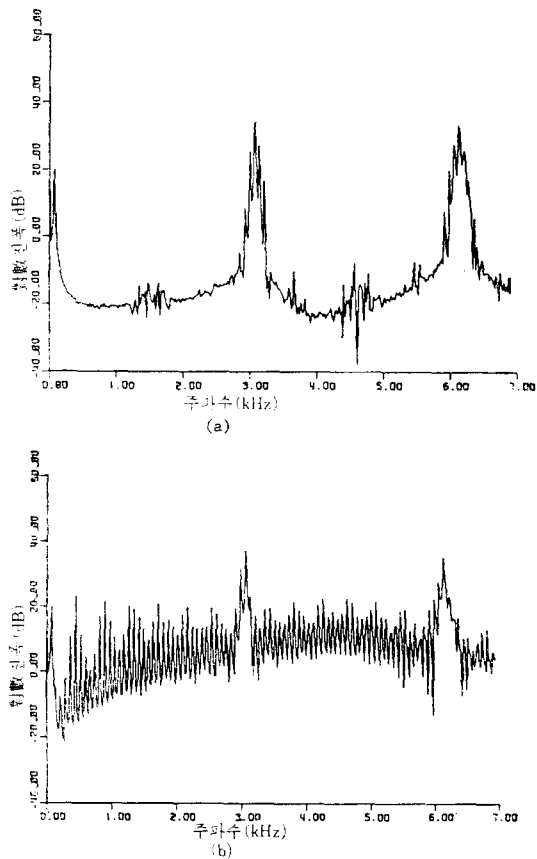


그림 7 기어의 모델 분석 스펙트럼

있는 기어의 모델분석결과와 실제 측정결과를 각각 보여준다. 그림 7은 모델분석 결과로서, a는 결함이 없는 경우이고 b는 pitch line에 한개의 흠이있는 기어의 경우를 나타낸다. 이들 그림의 두개의 큰 피크는 tooth-meshing 주파수와 그의 첫번째 조화함수를 나타내며, 결함이 없는 기어의 경우에도 toothmeshing에 의한 진동을 피할 수 없음을 보여주고 있다. 흠이 있는 기어의 경우에 (그림 b) 가장 큰 특징은 sideband의 존재이다. 앞의 베어링 스펙트럼 경우와 마찬가지로 기어스펙트럼의 이러한 sideband는 tooth-mesh 주파수가 결함과 직접 관련되는 주파수(일반적으로 축의 회전주파수 혹은 그의 조화함수)에 의해서 동조(modulate)됨으로써 발생한다. 따라서 sideband의 간격을 측정함으로써 동

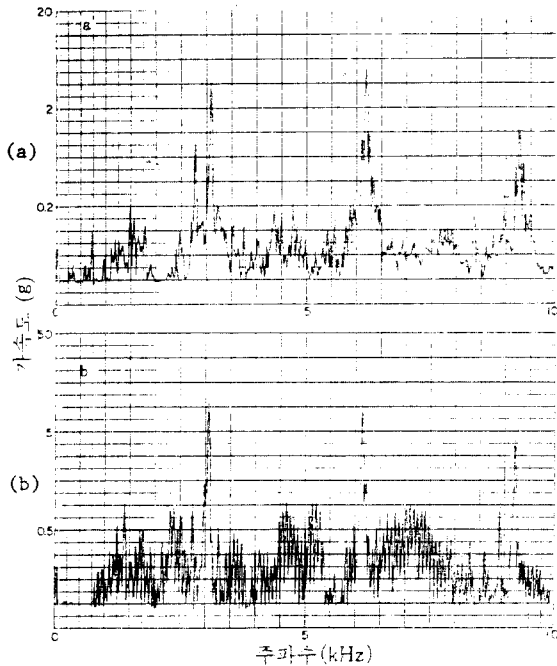


그림 8 실제 기어의 진동 스펙트럼

조의 원인이 되는 주파수, 즉 결함의 원인을 찾아낼 수 있다. 예를 들어서 그림 b의 비교적 큰 sideband 들은 기어축의 회전주파수 간격으로서 나타나고 있으며, 이것은 기어 물림축의 어긋남에 의해서 발생하는 비틀림 진동때문에 나타난다. 또한 이 보다 작은 크기로 촘촘하게 나타난 sideband 들은 이 시스템의 비틀림 고유진동수의 1차 조화함수에 의해서 발생한 것이다.

그림 8의 a와 b는 각각 7의 a와 b의 기어 모델이 대응하는 실제 기어의 진동 스펙트럼을 보여준다. 모델분석의 경우와 마찬가지로 실제

측정에서도 흠이 있는 기어의 진동 스펙트럼은 많은 sideband의 존재로서 특징지을 수 있다. 이들 sideband는 그림 7의 모델분석에서 가정한 것과 동일한 결함에 의해서 발생한 것으로서, 실제로 진동분석에 의해서 결함의 원인을 찾아낸 한 예이다.

이상의 예에서 보듯이 상태진단과 결함탐지를 위한 진동 스펙트럼 분석에서는 결함에 수반되는 일차적인 특정 주파수 성분의 인지와 함께 이들 주파수의 동조에 의해서 발생하는 sideband의 인지 역시 중요하다. 위의 예에서는 sideband의 존재를 시각적으로 분별할 수 있었다. 그러나 많은 실제 스펙트럼에서는 sideband의 시각적인 분별이 쉽지 않으며, 이를 위해서는 앞의 2절에서 설명한 cepstrum 분석 방법을 쓸 수 있다. 그림 9는 cepstrum 분석의 한예로서 트럭 기어 박스 진동의 신호처리 결과를 보여준다.

이 그림의 왼쪽부분은 스펙트럼을, 오른쪽 부분은 cepstrum을 보여준다. 왼쪽의 두개 스펙트럼을 비교할 때 나쁜 상태의 기어 진동 스펙트럼은 많은 수의 명확한 피크들로서 특징 지어진다. 이들 피크, 즉 sideband는 기어 결함에 의해서 나타나며, sideband 사이의 주파수 간격에 해당하는 시간간격이 그림 오른쪽의 cepstrum에 나타나 있다. 이 중에서 95.9 ms, 즉 10.4 Hz의 cepstrum 성분은 기어 박스의 두번째 기어의 회전속도에 해당함을 확인함으로써 이 두 기어의 회전상태에 결함이 있음을 암시하고 있다. 이것은 cepstrum 분석에 의해서 결함의 원인을 찾아낸 한예가 된다.

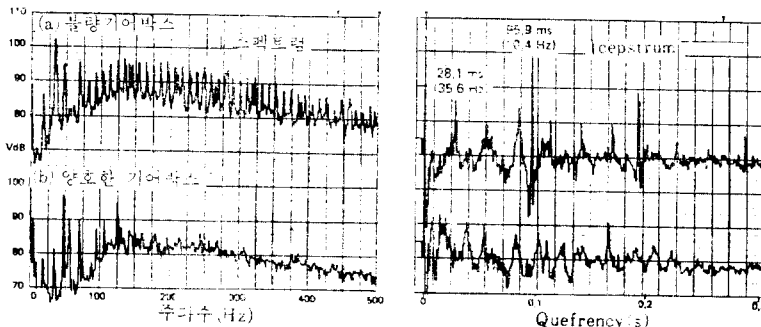


그림 9 기어박스 cepstrum 분석 예

기계상태 진단기술에 대한 이상의 논술에서 진동신호 형태 인지와 모델 분석 방법에 대해서 살펴보았다. 흔히 다른 분야의 응용이 기술의 복합적 활용을 필요로 하는 것과 마찬가지로 상태진단 기술에서도 형태인지와 모델 분석을 병행하는 것이 바람직하다. 그 이유는 물리적 모델분

석에 의해서 아무리 정확하게 결정된 판단 기준 일지라도 결국은 실제 경우에 대한 통계적 신뢰성이 요구되기 때문이다.

4. 진동 스펙트럼 분석에 의한 베어링 결함 탐지

진동신호 처리에 의한 기계상태 진단과 결함 탐지기술은 국내 산업계에서도 이미 부분적으로 활용되고 있으며, 몇몇 연구 기관에서 이와 관련된 연구를 수행하고 있다. 본 절에서는 이의 한 예로서 한국표준연구소에서 수행중인 베어링 결함탐지 기술 개발 연구의 중간결과를 요약 제시하고자 한다. 이 연구에 사용된 샘플 베어링들은 국내 모 회사제품으로서 이의 중요 치수들이 표 1에 나타나 있다.

표 1 실험용 베어링 치수

명 칭	기 호	치수(mm)
외륜 궤도 직경	r_o	72.0
내륜 궤도 직경	r_i	48.2
볼 의 직 경	d	11.9
베어링 피치 직경	D	60.1

베어링의 내륜 회전속도 N 을 1,800 rpm으로 하고 축방향 부하가 없는 상태로 외륜을 정지시켰을 경우 각 요소별 결함에 의한 진동주파수가 표 2에 주어져 있다. 이들 주파수는 베어링 진동 모델에 의해서 이론적으로 계산된 것이다. 이표에서 보듯이 각 요소별 결함에 의한 기본 진동 주파수는 200 Hz 이하의 값을 갖는다.

그림 10은 실제로 측정된 베어링의 진동 스펙트럼을 10 kHz까지의 주파수 범위에서 보여 주고 있다. 그림 a, b, c는 각각 다음과 같은 결함을 갖는 베어링들의 스펙트럼이다.

베어링 a : 궤도면의 표면거칠기가 심함.

베어링 b : Ball의 일부가 불량함.

베어링 c : 궤도면의 진원도가 부적합 함.

그림 b와 c에서 2,500 Hz 근방의 피크는 외륜에서 발생하는 기본 공진주파수에 해당한다. 이 결론은 실험대상 베어링에 대한 강제진동 방법에 의해서 결정된 공진주파수와 비교함으로써 확인한 것이다. 이 방법에 의해서 결정된 베어링 공진주파수들은 대체로 2,500 Hz 이상으로서, 표 2에 나타난 결함에 의한 주파수들과는 충분히 떨어져 있다고 판단하였다. 그림 a에서 2,500 Hz 근방의 피크가 뚜렷하지 않은 것은 이

표 2 결함에 따른 베어링 진동주파수

진 동 발 생 요 인	진동주파수(Hz)	계산값(Hz)
축의 회전속도	$N/60$	30.0
Outer race가 정지상태일때 ball cage의 회전 속도	$\left(\frac{N}{120}\right)\left(1-\frac{d}{D}\right)$	12.03
Rolling element의 회전 주파수	$\left(\frac{N}{120}\right)\left(\frac{D}{d}\right)\left(1-\frac{d^2}{D^2}\right)$	72.80
정지상태 outer race 표면의 한점과 rolling element 사이의 접촉 주파수	$\left(\frac{nN}{120}\right)\left(1-\frac{d}{D}\right)$	108.27
Rolling element 표면의 한점과 inner 및 outer race 사이의 접촉 주파수	$\left(\frac{N}{60}\right)\left(\frac{D}{d}\right)\left(1-\frac{d^2}{D^2}\right)$	145.59
회전 inner race와 cage 사이의 상대 회전주파수	$\left(\frac{N}{60}\right)\left[1-1/2\left(1-\left(\frac{d}{D}\right)\right)\right]$	17.97
회전 iner race 표면의 한점과 rolling element 사이의 접촉주파수	$\left(\frac{nN}{60}\right)\left[1-1/2\left(1-\frac{d}{D}\right)\right]$	161.73

베어링의 진동이 전반적으로 높게 나타난 때문인 것으로 이해된다. 그림 a를 그림 b, c와 비교하면 표면거칠기에 의해서 발생하는 진동 에너지는 비교적 전 주파수대역에 고르게 분포되는 반면에 ball의 결함과 케드면 진원도에 의한 진동은 주로 베어링의 기본 공진 주파수 이하의 주파수 범위에서 나타난다고 볼 수 있다. 그러나 이 그림은 결함 종류에 따른 진동신호의 변화 가능성을 보여주는 한 예로서 선택한 것이며, 결함 종류에 따른 진동신호 형태인지에 대한 위의 결론이 실제로 활용되기 위해서는 비슷한 결함을 갖는 많은 수의 베어링에 대한 분석을 바탕으로 한 통계적 신뢰성이 보장되어야 한다.

그림 10에 의해서 더 이상의 형태인지 분석 및 표 2에 의한 모델분석을 시도하기에는 주파수 분해능이 좋지 않다. 그림 11은 그림 10의

스펙트럼중에서 200 Hz 이하의 저주파 범위를 확대한 것이다. 이 그림의 큰 피크들은 스핀들 회전 주파수인 30 Hz 및 그 조화합수들에 해당하며, 베어링 진동과는 무관하다. 스핀들 불균형에 의한 진동성분을 제외하고 그림 a와 c에서는 결함과 관련된 뚜렷한 피크가 나타나지 않은 반면에 그림 b에는 많은 수의 작은 피크들이 나타나 있다. 이들 피크는 ball의 결함에 의한 진동성분의 sideband 들인 것으로 믿어진다. 제 1장에서 설명한바와 같이 sideband는 관련된 주파수들의 同調에 의해서 발생한다. 이 스펙트럼을 표 2의 모델분석 결과와 비교해서 결함의 원인을 결정하기 위해서는 cepstrum 분석을 병행하는 것이 바람직하다. 본 실험의 현 단계에서는 아직 이 문제를 시도하지 않았다.

그럼에도 불구하고 그림 11의 세계의 스펙트

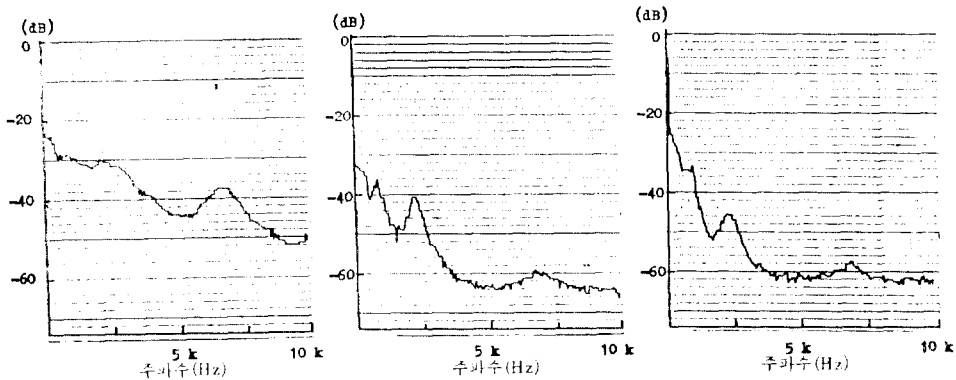


그림 10 결함에 따른 베어링 진동 스펙트럼 (0-10 kHz)
(0 dB=10 mm/s, rms)

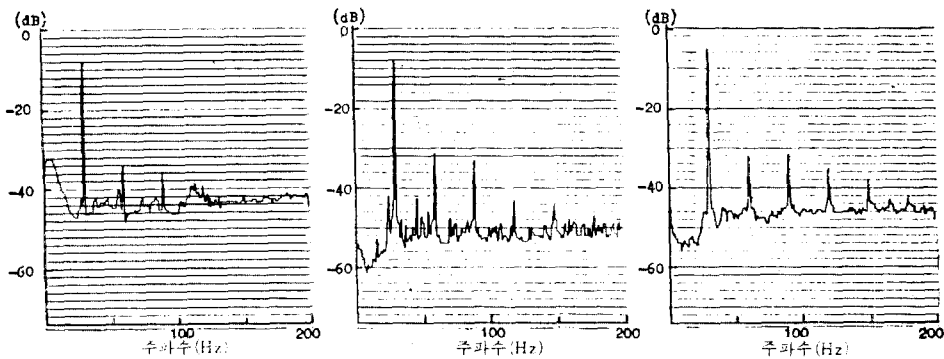


그림 11 결함에 따른 베어링 진동 스펙트럼 (0-200Hz)
(0 dB=10 mm/s, rms)

럼은 베어링 진동 특성과 결함의 관계에 대한 중요한 시사를 주고 있다. 즉 그림 a와 c는 결함이 연속적으로 분포된 경우에 해당하며 이때의 진동 스펙트럼은 전반적인 레벨 증가를 보이는 반면에 뚜렷한 피크를 나타내지 않는다. 한편 그림 b는 단속적 결함에 의한 것으로서, 이때의 진동 스펙트럼은 많은 피크 및 sideband를 가지는 특징이 있다.

베어링 진동분석에서는 측정된 진동신호 중 전동기나 다른 부품의 진동에 의한 영향을 제거하는 것이 무엇보다도 중요하다. 본 실험에서 사용한 회전장치는 전동기의 진동차단에 만족스러운 효과를 준다고 믿어진다. 그러나 스핀들의 불균형을 포함한 베어링 어댑터 근방의 배경진동은 아직도 문제가 있다. 이를 해결하는 한 방법은 베어링과 어댑터 근방에 각각의 센서를 설치하고 이 두 진동신호 사이의 cross-correlation 분석에 의해서 베어링에 나타나는 배경진동을 결정하는 것이다. 일단 배경진동이 확인되면 이에 의해서 베어링에서 측정된 진동신호를 보정함으로써 순수한 베어링 진동을 찾아낼 수 있다. 또한 베어링 자체에 대해서도 두개 이상의 위치에서 측정한 진동신호를 multichannel로서 분석할 때 좀 더 신빙성 있는 결함탐지 기술의 개발이 가능할 것이다. 이러한 문제는 앞으로 계속 수행해야 할 연구과제중의 하나이다.

5. 맺 는 말

본 해설에서 살펴본 여러가지 신호처리 기술의 선택과 활용은 궁극적으로 사용자에 의해서 결정되어야 한다. 이를 위해서는 대상기계의 특성과 상태진단의 목적인계등 여러가지 요소들을 고려해야 할 것이다. 한가지 강조할 것은 복잡하고 정교한 신호 처리가 반드시 더욱 신빙성있는 데이터를 주지는 않는다는 사실이다. 경우에 따라서는 가장 단순한 진동측정에 의해서 최적의 데이터를 얻을 수도 있다. 그러나 어떠한 기술을 활용하든 상태진단의 마지막 결정은 얻어진 데이터의 해독에 있으며, 이를 위해서는 진

동발생 메카니즘에 대한 이론적 이해를 바탕으로 한 많은 실제 경험이 필요하다. 간단한 진동 측정기를 다루어보는 것도 이러한 경험측적에 도움이 되리라고 믿는다.

진동신호 분석에 의한 기계상태 진단기술은 파손방지라고 하는 일반적인 범주에서 고려될 수 있다. 아직 국내의 통계자료는 없으나 1983년에 발간된 미국 연방표준국의 조사 보고서에 의하면 미국내에서 발생하고 있는 각종 기계적 파손으로 인한 경제적 손실이 매년 1,200억불에 이르고 있으며 이는 미국 총 생산량의 4%에 해당한다(NBS Special Publication 647-2). 비록 모든 기계적 파손이 진동신호 분석만으로서 예방될 수 있는 것은 아니지만 이러한 통계는 기계상태 진단의 필요성을 강하게 시사하고 있다. 국내에서도 이미 원자력발전소 등의 터빈과 같은 주요기기에 진동감시 장치를 설치하여 활용중에 있으며, 기타 산업체에서도 진동측정에 의한 기계상태 점검을 부분적으로 시도하고 있다. 그러나 이에 대한 국내 기술축적이 미흡한 상태에서 현재의 활용은 아직 초보적이고 단편적인 수준을 넘지 못하고 있다. 이에 대한 국내 학자들과 산업계의 관심이 제고되어야 할 것이다.

참 고 문 헌

- (1) Broch, J.T., Cross-Correlation and Cross-Spectrum Analysis, Brüel & Kjaer, 1970
- (2) Diehl, G.M., Machinery Acoustics, John Wiley & Sons, New York, 1973
- (3) Dyer, D. and R.M. Stewart, "Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis", J. of Mech. Design, **100**, 229, 1978
- (4) Faulkner, L.L., Handbook of Industrial Noise Control, Industrial Press Inc., 1976
- (5) Irwin, J.D., E.R. Graf, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hal Inc., New Jersey, 1979

(427 페이지에 계속)