

포락선 분석을 이용한 산업용 기어박스의 결함 검출

박영준 이근호 이재정

Faults Detection of Industrial Gearbox using an Envelope Analysis

Y. J. Park G. H. Lee J. J. Lee

Abstract

This study was conducted to detect faults in a gearbox comprised of gears, bearings and shafts. The envelope analysis was used as a method of detection, which could detect breakage and pitting of gears and bearings, and misalignment of shafts effectively. Vibration measured at the increaser was analyzed to characterize the faults. When the increaser has a defect, peaks with a constant period appear in the time history of vibration and its harmonic components also in the envelope spectrum. The envelope analysis showed that a crack in the stepped output shaft caused the increaser to generate the abnormal peaks.

Keywords : Fault detection, Envelope analysis, Modulation, Gearbox, Vibration characteristics

1. 서론

대부분의 기계시스템에서 동력전달용 기계요소로 가장 많이 사용되는 것이 기어(gear)이다. 기어는 높은 동력전달효율과 다양한 속도비를 갖는 기계요소로서, 감속을 통한 높은 구동력을 전달하는데 많이 사용되고 있다. 기어를 이용한 동력전달장치를 기어박스(gearbox)라 하며, 기어박스는 기어, 축, 베어링, 오일실 등의 기계요소로 구성되어 있다. 기어박스는 동력원과 부하축 사이에 위치하여 고속, 저토크의 입력 부하를 저속, 고토크의 출력 부하로 변환(감속기, reducer)해주거나, 저속, 고토크의 입력 부하를 고속, 저토크의 출력 부하로 변환(증속기, increaser)해주는 역할을 한다.

기어박스의 이상 진동신호는 주로 기어물림, 베어링 및 축 결함에 의해 발생하는 것이며, 결함은 기어, 베어링 및 축의 설계, 제작 및 가공 불량에 의한 것이다. 기어박스에 고장이 있으면 진동과 소음이 발생하므로 제품에 대한 신뢰도가 하락하고 경우에 따라서는 전체 시스템의 정지까지도 발생할 수 있다(Bae et al., 2000).

따라서 이러한 기어박스의 고장을 조기에 감지하여 고장이 생긴 기계요소에 대한 처리 및 교환은 막대한 손실을 예방할 수 있다. 그러나 여러 기어쌍으로 구성된 기어박스의 경우, 고장이 있는 요소와 부위를 식별하는 것은 쉬운 일이 아니다. 또한, 기어박스에서는 기어의 결함과 더불어 축의 정렬불량 및 질량불균형, 베어링 결함 등 다양한 고장원인이 있을 수 있으며, 기어박스에서 발생한 신호는 잡음에 노출되고 전파 과정에서 변조되어 측정된 신호만으로 기어박스의 고장원인을 정확히 찾아내기는 쉽지 않다(Bae et al., 2000).

기어박스의 결함을 검출하는 방법은 신호처리 기술에 따라 몇 가지 방법으로 나눌 수 있다. 첫 번째는 시간 영역에서 시간 동기화평균(time synchronous averaging)을 이용하는 방법(Braun, 1979)과 Kurtosis를 이용하는 방법(Stewart, 1980)이 있다. 두 번째는 주파수 영역에서 스펙트럼 분석(spectral analysis)을 이용하여 진단하는 방법(Randall, 1982)이 있다. 이 방법은 협대역(narrow band)에서 zoom이나 window 분석 기술을 적용하여 결함에 의해 변조(modulation)된 측대파(sideband)의 크기를 기어 맞물림 주파수(gear mesh frequency)

This study was financially supported by Korea Energy Management Corporation (KEMCO). The article was submitted for publication on 2009-02-10, reviewed on 2009-03-13, and approved for publication by editorial board of KSAM on 2009-03-20. The authors are Young Jun Park, Senior Researcher, Geun Ho Lee, Responsible Researcher, and Jae Jung Lee, Researcher, Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM). Corresponding author: Y. J. Park, Senior Researcher, Systems Engineering Research Division, Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM), Daejeon, 305-343, Korea; Fax: +82-42-868-7186; E-mail: <yjpark77@kimm.re.kr>.

의 크기와 비교함으로써 결함여부를 판단한다. 세 번째는 시간-주파수 분석법(Staszewski and Tomlinson, 1994)으로 이동 창문(moving window) 해석에 기초한 STFT (short time Fourier transform)에 의한 방법과 짧은 시간에 대해 주파수 특성을 파악할 수 있으며 초기결함의 검출에 많이 사용되는 웨이블릿(wavelet) 방법이 있다. 네 번째로 대역통과(band-pass) 필터와 저역통과(low-pass) 필터를 이용하여 포락선(envelope)을 검출하는 방법이 있다(Park et al., 2008).

본 연구는 3개의 기어박스로 구성된 기계시스템에 대해 시험을 수행하고 측정된 진동신호를 분석하여 기어박스를 구성하고 있는 기계요소에 대한 결함 검출을 목적으로 수행되었다. 그리고 결함 검출 방법으로는 기어, 베어링, 축의 꺾힘이나 파손, 축의 정렬 불량 등을 효과적으로 검출할 수 있는 포락선(envelope) 분석을 이용하였다.

2. 맞물림 기어의 진동 특성

기어쌍의 맞물림으로 발생하는 진동신호의 원인은 기어의 치형오차, 부하조건, 윤활유 상태, 기어박스의 공진 등 다양하나, 대부분의 경우 기어 회전량에 대한 피니언 회전량의 이론값과 실제값의 차이로 정의되는 전달오차(transmission error)에 기인한다. 이러한 전달오차는 기어 맞물림 과정에서 이론적인 기어 치형과 실제 제작된 기어 치형과의 차이에서 발생한다. 이러한 제작상의 오차를 완전히 제거하는 것은 불가능하므로 기어 맞물림 과정에서 진동과 소음은 정도의 차이는 있으나 항상 발생한다. 기어의 치형이 이상적인 경우 일정 속도와 일정 부하상태에서는 다음과 같은 진동신호가 나타난다(Staszewski et al., 1997).

$$x(t) = \sum_{k=1}^N X_k \cos(2\pi k f_m t + \phi_k) \quad (1)$$

여기서 X_k 는 조화성분의 크기, f_m 는 기어 맞물림 주파수, k 는 맞물림 주파수의 차수를 나타낸다. 그러나 기어치의 고장이 발생한 경우에는 진폭 및 위상 변조가 발생하므로 식 (1)은 다음과 같이 변형된다.

$$x(t) = \sum_{k=1}^N a_k(t) \cos(2\pi k f_m t + \phi_k(t)) + e(t) \quad (2)$$

여기서 $e(t)$ 는 부가된 잡음성분을 나타낸다. 각각의 변조함수는 식 (3)과 식 (4)와 같으며, f_r 은 축의 회전속도를 나타낸다.

$$a_k(t) = \sum_{n=1}^M A_{k,n} \cos(2\pi k f_r t + \psi_{k,n}) \quad (3)$$

$$\phi_k(t) = \sum_{n=1}^M \phi_{k,n} \cos(2\pi k f_r t + \theta_{k,n}) \quad (4)$$

여기서 $a_k(t)$ 와 $\phi_k(t)$ 는 각각 시간에 따른 진폭 및 위상 변조를 의미한다. 기어치 접촉면의 불규칙한 치형으로 인하여 하중 변화에 따른 진폭 변조가 나타나며, 일정하지 않은 기어치 간격으로 인하여 접촉점이 이론적인 피치원 위치에 있지 못하므로 위상 변조가 발생한다. 이러한 변조현상은 기어, 베어링 및 축의 고장이 진행됨에 따라 넓은 주파수 범위로 확장되며 시간 영역에서 충격 성분의 형태로 나타나고, 주파수 영역에서는 맞물림 주파수의 측대파 성분으로 나타난다(Bac et al., 2000).

3. 기어박스의 결함 검출

가. 기어 결함 검출

기어의 진동 발생 메커니즘은 주로 원주 방향의 전달 하중이나 치형 오차로 인하여 발생하는 강제 진동과 이것에 의해 생기는 충격에 의한 자유 진동으로 구분할 수 있다. 기어에서 발생하는 가장 기본적인 진동은 강제 진동으로서, 두 기어의 연속적인 맞물림에 의해 발생하는 맞물림 진동이며, 이 때 발생하는 기어 맞물림 주파수(GMF) f_m 은 식 (5)와 같다.

$$f_m = \frac{N}{60} \times Z \quad [Hz] \quad (5)$$

여기서 N 은 기어의 회전수(rpm), Z 는 기어의 이수를 나타낸다. 기어의 표면에 결함이 생기면 기어 맞물림 주파수뿐만 아니라 2차, 3차 조화 성분들의 진동과 소음도 발생하게 된다.

기어 이를 단순한 모형을 외팔보(cantilever beam)로 가정하면 식 (6)과 같이 고유진동수를 표현할 수 있다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \quad [Hz] \quad (6)$$

여기서 k , m , c 는 각각 기어 이의 강성, 질량, 감쇠를 나타낸다. 기어 표면에 손상이 발생하면 맞물리는 기어와 접촉하는 동안 충격이 발생하고, 이때 기어 이는 고유진동수로 자유 진동을 하게 된다. 통상 기어 이의 고유진동수는 1~10 kHz 대역의 높은 주파수로서, 이 진동 성분은 기어박스로 전파되는 과정에서 감쇠되기 때문에 실제로는 크게 문제가 되지 않는다.

맞물림 진동에 의한 강제 진동 성분은 절손(breakage), 마모(wear), 피팅(pitting) 등의 결함 유형에 따라 진폭 변조나

주파수 변조를 일으키고, 이에 의해 측대와 성분과 맞물림 주파수의 고차 조화 성분(nf_m)들이 발생한다. 이때 기어 결함 주파수는 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다(Yang, 2006).

$$f_g = (nf_m \pm kf_r) [Hz], \quad (k, n = 0, 1, 2, \dots) \quad (7)$$

나. 베어링 결함 검출

기어박스에서 주로 사용되는 구름 베어링에서는 베어링 형상과 운전 속도에 따라 결정되는 특정한 베어링 주파수가 검출되며, 이때 측정된 진동의 크기로 베어링의 상태를 알 수 있다. 손상이 발생한 베어링은 기본적으로 다음과 같은 결함 주파수를 발생한다.

$$f_r = \frac{rpm}{60} [Hz] \quad (8)$$

$$f_c = \frac{f_r}{2} \left[1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \phi \right] [Hz] \quad (9)$$

$$f_b = f_r \frac{Pd}{2Bd} \left[1 - \left(\frac{Bd}{Pd} \right)^2 \cos^2 \phi \right] [Hz] \quad (10)$$

$$f_i = \frac{Nf_r}{2} \left[1 + \frac{Bd}{Pd} \cos \phi \right] [Hz] \quad (11)$$

$$f_o = \frac{Nf_r}{2} \left[1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \phi \right] [Hz] \quad (12)$$

여기서 f_r , f_c , f_b , f_i , f_o 는 각각 구름 베어링의 내륜 회전 주파수, 기본 열 주파수(fundamental train frequency, FTF), 볼 자전 주파수(ball spin frequency, BSF), 내륜 통과 주파수(ball pass frequency of inner race, BPFI), 외륜 통과 주파수(ball pass frequency of outer race, BPFO)를, Bd , Pd , N , ϕ 는 각각 볼의 직경, 피치 직경, 볼 수, 접촉각(contact angle)을 의미한다.

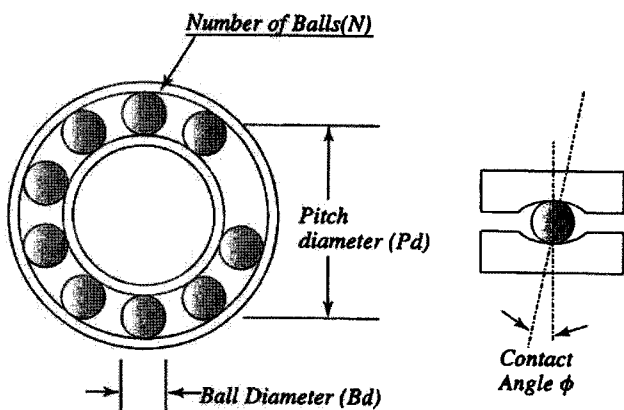


Fig. 1 Geometrical dimension of ball bearing.

다. 포락선 분석

기어박스로부터 측정된 진동 신호가 결함 원인에 따른 주파수 대역이 다른 여러 성분들의 합으로 이루어지는 경우는 필터에 의한 신호처리가 효과적이다. 그러나 주파수 성분들이 곱으로 이루어진 경우에는 필터에 의한 처리만으로는 유용한 결과를 얻을 수 없다. 결함이 발생한 경우, 결함으로 인한 충격 가진에 의해 시스템고유진동수에서의 진동이 발생한다. 즉, 측정된 진동파형은 고유진동에 의한 파형에 대해 결함에 의한 반복 주파수가 진폭 변조된 것이다. 이와 같이 변조 주파수와 피 변조 주파수 사이의 비가 큰 신호로부터 변조 주파수 성분의 정보를 얻는 데는 포락선 분석(envelope analysis)이 효과적이다. 즉, 포락선 분석은 진폭 변조된 신호에서 측대파의 주파수인 변조 주파수 성분을 검출하는데 유익한 기법이다. 이 기법은 충격에 의한 진동이 발생하여 진폭 변조된 경우에 적용이 가능하다(Yang, 2006).

포락선 분석은 그림 2와 같이 진동 신호를 증폭하고 분석하고자 하는 진동수 범위를 대역 통과 필터(BPF)를 이용하여 선택한 후 절대치 회로를 통과시켜 파형의 음 부분을 양으로 전환하여 파형의 밀도를 높이고 저역 통과 필터(LPF)를 이용하여 밀도가 높은 파형에 관한 포락 부분만이 남도록 처리하는 것이다.

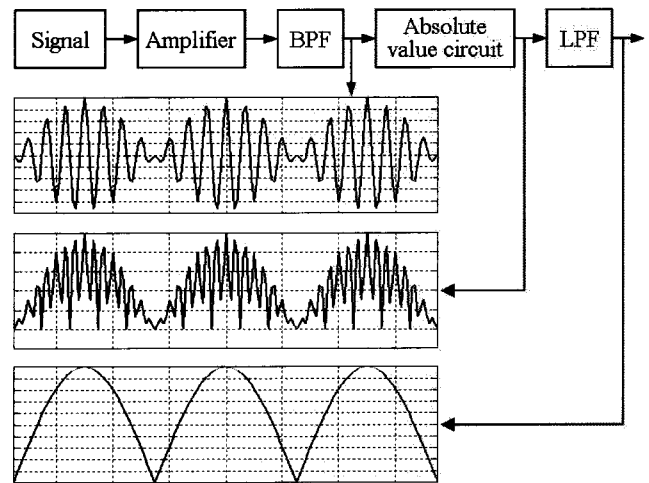


Fig. 2 Signal processing of modulation signal.

그림 3은 300 Hz의 진동신호가 20 Hz의 변조 주파수에 의해서 진폭 변조된 신호를 주파수 분석한 것이며, 그림 4는 그 신호를 포락선 분석한 것이다. 그림 3을 살펴보면, 20 Hz의 변조 주파수에 의해서 300 Hz 근방에 280 Hz와 320 Hz의 측대파 성분이 나타남을 알 수 있다. 또한, 그림 4에서와 같이 포락선 분석을 통하여 변조된 신호로부터 20 Hz의 변조 주파수를 찾아낼 수 있다. 이 변조 주파수는 결함이 발생한 기어 박스에서 충격 가진의 반복 주파수와 일치한다.

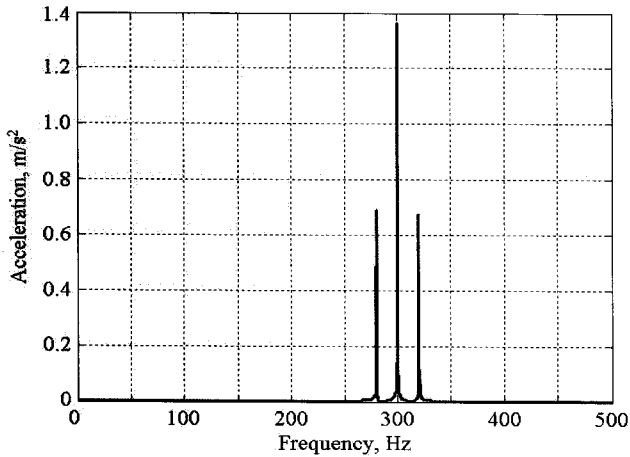


Fig. 3 Frequency spectrum (FFT).

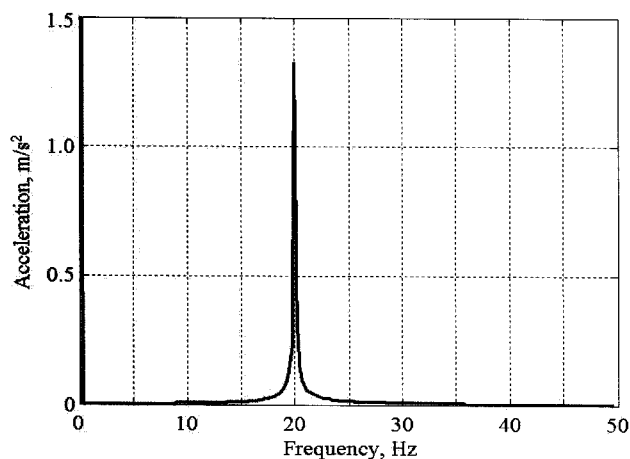


Fig. 4 Envelope spectrum.

4. 시험 장치 및 방법

가. 시험 장치

본 연구에 사용된 시험 장치는 모터, 감속기, 변속기, 증속기, 다이내모미터(dynamometer)로 구성된 55 kW 용량의 소형 드라이브트레인(drivetrain)으로서 그 구성은 그림 5와 같으며, 제원은 표 1에서와 같다. 또한, 기어박스의 결함 검출에 사용된 기어박스는 증속기로서, 그림 6은 증속기의 내부 구조도를 나타낸 것이다.

나. 시험 방법

시험은 변속기에 최대 토크(640 Nm)가 가해지도록 모터와 다이내모미터의 조건을 설정하여 수행하였다. 즉, 모터의 속도는 1250 rpm, 변속기의 입력 및 출력 속도는 각각 400 rpm, 164 rpm, 다이내모미터의 입력 속도는 492 rpm이었다.

진동의 측정과 분석은 그림 6의 순서에 따라 실시하였으며,

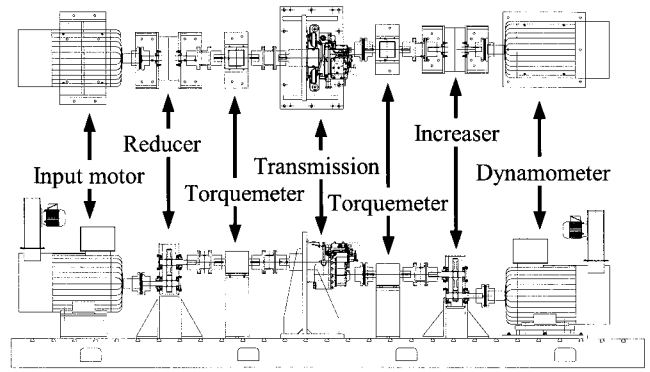


Fig. 5 Test equipment used for the study.

Table 1 Specification of test rig

Item	Specification
Input motor	110 kW, 1775 rpm, 590 Nm
Reducer	Gear ratio: 1.56 (61/39)
Transmission	55 kW, 3000 rpm, 640 Nm Gear ratio: 2.44 forward 2.54 reverse
Increaser	Gear ratio: 3.00 (25/75)
Dynamometer	110 kW, 1775 rpm, 590 Nm

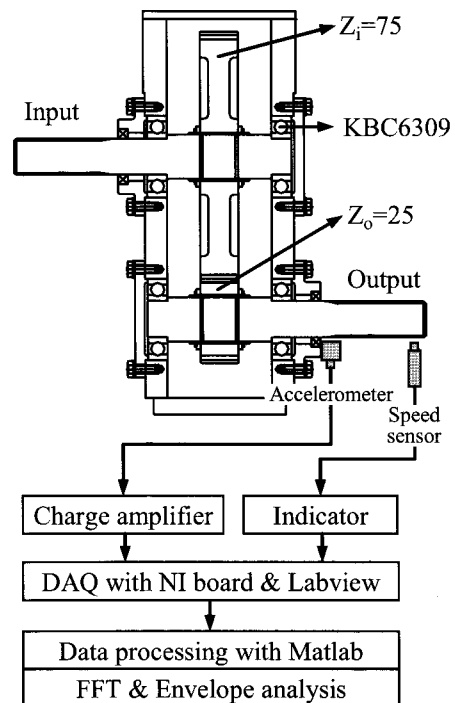


Fig. 6 Schematic diagram of increaser and experimental set-up.

계측과 신호 처리에 사용된 장비는 가속도계, 속도센서, 신호 증폭기, 데이터로거(Data logger)로서 각 장비의 제원은 표 2와 같다.

진동 측정을 위한 가속도계는 증속기 출력축 베어링에 설

Table 2 Specifications of equipments used for measurement and analysis

Equipment	Specifications
Data logger	Analog inputs: 40 channels Input resolution: 16 bits Sampling rate: 1 MS/s
Accelerometer	Sensitivity: $10 \pm 2\%$ pC/m/s ² Freq. Range: 0.2~26,000 Hz
Charge amplifier	Freq. range: 0.3~40,000 Hz Max input: 7 V(rms)
Speed sensor	Freq. range: 1~20,000 Hz Detection: hall element
Indicator	Pulse to voltage converter Output range: ± 10 V

치하였으며, 진동 측정 시 회전 속도에 대한 정보를 얻기 위하여 비접촉 속도 센서를 출력축에 설치하였다.

가속도계의 신호는 증폭기를 통하여 데이터 로거에서 필터링, A/D 변환을 거쳐 PC에 저장된다. 증폭기와 데이터 로거의 동적 범위(dynamic range)는 가속도계의 감도를 고려하여 설정하였으며, 저장된 데이터는 Matlab을 이용하여 1.6 kHz의 범위에서 FFT 분석을, 50 Hz 범위에서 포락선 분석을 실시하였다. 데이터 측정 시간은 60초, 샘플링은 $\Delta t = 244.1 \mu s$, $\Delta f = 1$ Hz로 하였으며, 필터링 주파수 밴드는 차단 주파수가 0.7 Hz 인 하이패스 필터를 사용하였다. 가속도계는 제조업체의 지침에 따라 측정할 때마다 보정하였다.

5. 결과 및 고찰

가. 결함발생 전·후의 증속기 진동 분석

진동 특성은 변속기가 최대부하 상태일 때 증속기 진동이 가장 크게 나타났기 때문에 이를 기준으로 분석하였다. 그림 7과 8은 변속기에 작용하는 토크가 최대 토크인 640 Nm이고, 증속기의 입력 속도가 164 rpm, 출력 속도가 492 rpm일 때의 진동 특성을 시간 함수로 나타낸 것이다. 그림 7은 증속기에 결함이 발생하기 전의 그래프이며, 그림 8은 결함이 발생한 후의 그래프이다.

결함이 발생한 후 진동의 피크값은 결함 발생 전과 비교하여 약 15배 정도 증가하였으며, 일정한 주기를 갖는 피크값을 확인할 수 있었다.

결함 전·후의 증속기 상태에 대한 주파수 특성을 확인하기 위하여 주파수 분석을 수행하였다. 그림 9와 10은 각각 결함 전·후의 시간 함수를 주파수 영역으로 변환하여 나타낸 것이다. 그림 10을 살펴보면, 결함이 발생하였을 때 100~1,600 Hz의 넓은 범위에 걸쳐 주파수 성분이 나타남을 알 수 있었다.

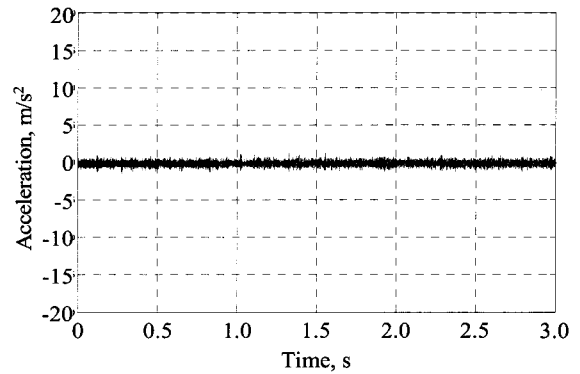


Fig. 7 Time history before fault occurrence.

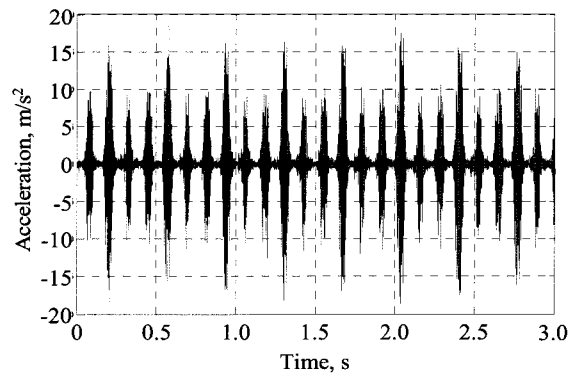


Fig. 8 Time history after fault occurrence.

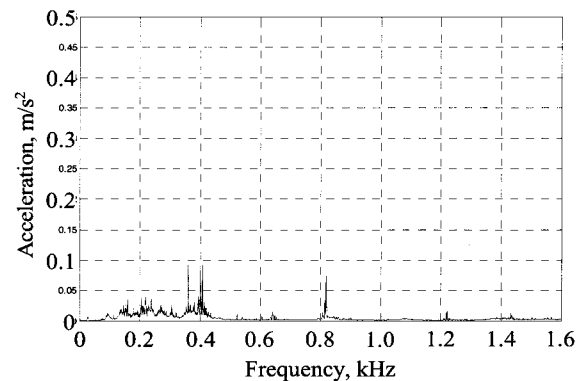


Fig. 9 Vibration characteristics before fault occurrence at frequency domain.

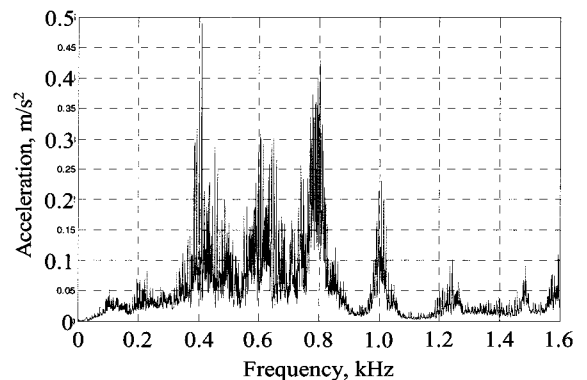


Fig. 10 Vibration characteristics after fault occurrence at frequency domain.

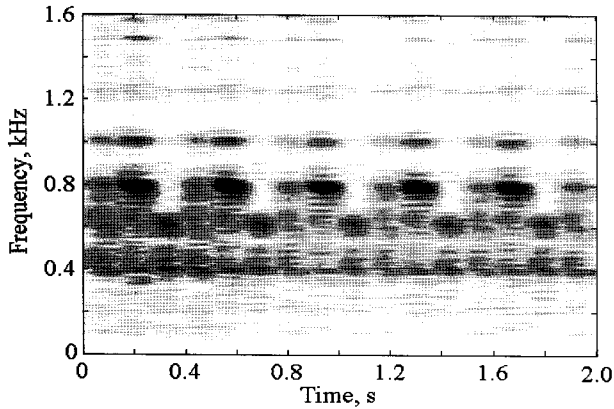


Fig. 11 Vibration characteristics after fault occurrence at time-frequency domain.

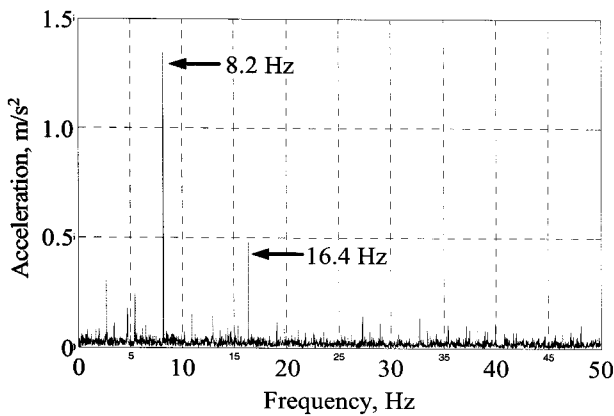


Fig. 12 Envelope spectrum after fault occurrence.

그림 11은 시간과 주파수 영역의 분석 결과를 함께 나타낸 것이다. 즉, 시간, 주파수, 진동값의 관계를 2차원 평면에 나타내기 위한 것으로서 진동의 크기는 색의 짙음과 옅음으로써 표현하였다. 그림 10과 그림 11을 통하여 400 Hz와 800 Hz에서 일정한 주기의 진동 신호가 나타남을 확인할 수 있었다.

그림 8, 10, 11의 결과를 토대로, 증속기 구성 요소의 고장으로 인하여 발생한 일정한 주기의 충격 가진이 증속기의 구성 요소에 자유진동을 발생시키는 원인인 것으로 판단되었다.

증속기 구성 요소 중에서 결함의 원인을 찾기 위하여 포락선 분석을 수행하였다. 포락선 분석 시 대역 통과 필터는 주파수 분석의 결과를 토대로 100~1,600 Hz로 설정하였으며, 저역 통과 필터는 50 Hz로 설정하였다. 그림 12는 결함 발생 후의 시간 데이터를 이용하여 포락선 분석을 수행한 결과이다.

그림 12를 살펴보면, 8.2 Hz와 그의 2차 조화(harmonic) 성분인 16.4 Hz에서 피크가 나타났다. 즉, 일정한 주기의 충격 가진 주파수는 8.2 Hz임을 알 수 있었다. 포락선 분석 결과와 시험 조건을 통하여 증속기의 구성 요소 중 8.2 Hz의 가진 주파수를 발생시키는 요소가 증속기 결함의 원인으로 판단되었다.

나. 증속기 구성요소의 결함 주파수

증속기의 결함 원인을 밝혀내기 위하여 증속기 구성 요소인 기어, 베어링, 축에 대한 결함 주파수를 구하였다.

증속기의 기어 맞물림 주파수는 식 (5)를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다. 여기서 25는 출력축 기어의 이수를, 492는 출력축의 회전속도(rpm)를 나타낸다.

$$f_m = \frac{25}{60} \times 492 = 205 \text{ Hz} \quad (13)$$

베어링의 결함 주파수는 식 (8)~(12)를 이용하여 구할 수 있으며, 계산 결과는 표 3과 같다. 증속기에 사용된 4개의 베어링은 모두 규격번호가 6309인 KBC의 제품으로서, f_r 는 8.2 Hz, Bd 는 17.38 mm, Pd 는 72.5 mm, N 은 8개, ϕ 는 0°이었다.

Table 3 Fault frequency of ball bearing

Fault	Frequency, Hz
Rotating of inner race	8.2
Fundamental train	3.1
Ball spin	16.1
Ball pass of inner race	24.9
Ball pass of outer race	40.6

축의 결함은 주로 질량 불평형(unbalance), 정렬불량(misalignment) 등에 의한 현상과 유사하며, 축의 결함 주파수는 회전 주파수와 동일한 1차 성분 또는 그의 조화 성분으로 나타난다. 따라서 베어링의 내륜 회전 주파수와 동일한 8.2 Hz가 된다.

다. 증속기의 결함 원인 분석

포락선 분석 결과와 결함 주파수의 이론적 분석을 비교하여 증속기의 결함 원인을 규명하였다. 포락선 분석 결과에서 나타난 8.2 Hz와 그의 조화 성분은 출력축의 회전 주파수 및 베어링의 내륜 회전 주파수와 일치하였으며, 이를 근거로 증속기의 결함 원인은 출력축 또는 출력축의 베어링으로 판단되었다.

증속기의 결함 확인을 위하여 증속기를 분해하여 살펴본 결과, 출력축의 단이진 부분에서 균열이 발생하였음을 확인하였다. 그림 13은 출력축의 손상 부위와 손상된 축을 절단한 후의 단면을 나타낸 것이다. 물결무늬의 형상을 토대로 그림의 화살표 방향으로 균열이 진행되었음을 알 수 있었다. 그림 14는 축의 균열로 인한 처짐을 나타냈으며, 실측을 통하여 약 2.15°의 처짐각을 확인할 수 있었다.

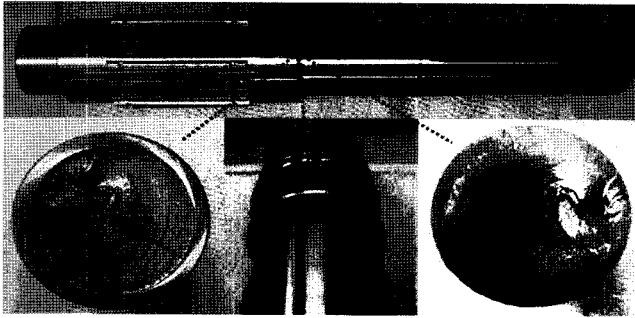


Fig. 13 Damaged output shaft of increaser.

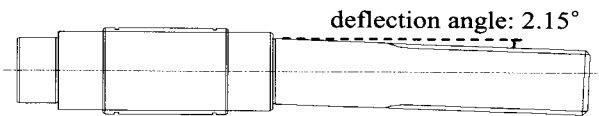


Fig. 14 Deflection angle of output shaft.

6. 요약 및 결론

본 연구는 기어박스를 구성하고 있는 기계요소에 대한 결함 검출을 목적으로 수행되었으며, 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 기어박스의 결함 검출 방법으로는 기어, 베어링, 축의 찍힘이나 파손, 축의 정렬 불량 등을 효과적으로 검출할 수 있는 포락선(envelope) 분석을 이용하였으며, 기어박스의 결함 검출을 위한 55 kW 용량의 소형 드라이브 트레인 시험 장치를 구성하였다.
- (2) 증속기의 결함 발생 전·후의 진동신호를 분석한 결과, 결함 발생 후 시간영역에서의 진동신호는 일정한 주기의 충격 가진 특성을 나타냈으며, 결함 발생 전과 비교하여 큰 피크값을 확인할 수 있었다. 또한, 충격 가진으로 인한 증속기의 결함 원인 확인을 위하여 포락선 분석을 수행하였다. 그 결과 8.2 Hz와 그의 조화 성분인 16.4 Hz에서 피크가 나타났으며, 일정한 주기의 충격 가진 주파수는 8.2 Hz임을 확인할 수 있었다.
- (3) 포락선 분석 결과와 증속기 구성요소의 결함 주파수를 토대로 증속기의 결함 원인이 출력축 또는 출력축 베어링으로 판단되었으며, 증속기 분해 확인 결과 축의 균열에 의한 것으로 확인할 수 있었다.

본 연구는 기계요소에 대한 결함 검출에 대한 내용이므로 트랙터, 이앙기, 콤바인 등 농업기계에 사용되는 변속기 및 농업용 기어박스의 결함 검출에도 적용할 수 있을 것이다.

후 기

본 논문은 지식경제부의 지원으로 수행한 “2 MW급 국산 풍력발전시스템 실증연구”사업의 위탁과제인 “2 MW급 국산 풍력발전시스템 증속기 실증연구”의 연구결과입니다.

참 고 문 헌

1. Bae, B. W and Y. S. Choi, 2000. Fault diagnosis of gear chain using vibration signal. Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A 24(7):1731-1739.
2. Braun, S. 1979. On the extraction and filtering of signals acquired from rotating machines. Journal of Sound and Vibration 65(1):37-50.
3. Park, K. H., S. J. Jung, H. Wee, J. S. Kim, K. S. Han and M. H. Kim, 2008. A study on the fault detection of auto-transmission according to gear damage. Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering 18(1): 47-56.
4. Randall, R. B. 1982. A new method of modeling gear faults. Journal of Mechanical Design, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers 104:259-267.
5. Staszewski, W. J. and G. R. Tomlinson. 1994. Application of the wavelet transform to fault detection in a spur gear. Mechanical Systems and Signal Processing 8:289-307.
6. Staszewski, W. J., K. Worden and G. R. Tomlinson. 1997. Time-frequency analysis in gearbox fault detection using the wigner-ville distribution and pattern recognition. Mechanical Systems and Signal Processing 11(5):673-692.
7. Stewart, R. M. 1980. The specification and development of a standard for gearbox monitoring. Proceeding of the 2nd International Conference on Vibration in Rotating Machinery: 353-359.
8. Yang, B. S. 2006. Condition Monitoring & Diagnostics. Inter-vision Co., LTD, Seoul, Korea.