



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

碩士學位論文

시간영역과 주파수영역을 통합한 풍력  
발전기 베어링의 결함 진단 기법

濟州大學校 大學院

풍력특성화 협동과정 메카트로닉스 전공

李 京 顯

2012 年 8 月

# 시간영역과 주파수영역을 통합한 풍력 발전기 베어링의 결함 진단 기법

指導教授 崔 勁 賢

李 京 顯

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2012 年 8 月

李京顯의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 \_\_\_\_\_ 印

委 員 \_\_\_\_\_ 印

委 員 \_\_\_\_\_ 印

濟州大學校 大學院

2012 年 8 月

# Wind Turbine Gearbox Bearing Fault Diagnosis using Time and Frequency Domain Analysis

Kyoung-Hyoun Lee

(Supervised by professor Kyung-Hyun Choi)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement  
for the degree of Master of Engineering

2012 . 8

This thesis has been examined and approved.

---

Thesis director, Jong-Hwan Lim, Prof. of Mechatronics. Eng.

---

Thesis director, Yang-Hoi Doh, Prof. of Electronic. Eng.

---

Thesis director, Kyung-Hyun Choi, Prof. of Mechatronics. Eng.

June 2012

---

Multidisciplinary Graduate School Program for Wind Energy  
GRADUATE SCHOOL  
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

# 목 차

LIST OF FIGURES .....	1
LIST OF TABLES .....	3
ABSTRACT .....	4
1. 연구 배경 및 필요성 .....	5
2. 이론적 배경 .....	7
2-1. 풍력 발전기의 드라이브 트레인 .....	7
2-2. 베어링 일반 .....	8
2-3. 베어링 결함주파수 .....	9
2-4. 시간 영역분석 .....	13
2-5. 주파수 영역분석 .....	15
3. 통합 결함 진단 .....	18
3-1. 시간 영역에서의 진동 경향성 분석 .....	19
3-2. 주파수 영역 해석을 위한 포락선 분석 .....	20
3-2-1. 대역통과필터링 .....	21
3-2-2. 힐버트 변환 .....	24
4. 베어링 진동 신호 처리 및 결함 진단 결과 .....	26
4-1. 분석 대상 풍력 발전기 및 데이터 측정 .....	26
4-2. RPM Estimation .....	27
4-3. 경향성 분석 .....	28
4-4. 대역 통과 필터링 .....	33
4-5. 주파수 영역해석 결과 및 결함 주파수 검출 .....	34
5. 결과의 고찰 .....	39
5-1. 효율 .....	39
5-2. 고장 검증 .....	39
6. 결론 .....	41
참 고 문 헌 .....	42

## LIST OF FIGURES

그림 1 풍력발전기의 드라이브 트레인 .....	7
그림 2 구름 요소 베어링 .....	8
그림 3 구름 요소 볼 베어링의 구조 .....	9
그림 4 시간에 따른 진동 신호 .....	13
그림 5 시간에 따른 진동의 실효치 경향 .....	15
그림 6 시간영역으로부터 전개된 주파수영역 .....	16
그림 7 시간 영역 파형으로부터 전개된 주파수 영역 .....	16
그림 8 주파수 영역 분석을 이용한 결함 검출 .....	17
그림 9 통합 진동 감시 진단 기법 .....	18
그림 10 풍속에 따른 진동의 경향 .....	20
그림 11 포락선 분석(Envelop Analysis) 절차 .....	21
그림 12 대역통과(Band Pass filter) 필터링 후 신호 .....	22
그림 13 정상상태의 베어링 진동 신호-주파수 영역 .....	22
그림 14 결함이 발생한 베어링의 진동 신호-주파수 영역 .....	23
그림 15 대역필터 영역에 따른 결함주파수 검출 .....	24
그림 16 힐버트 변환을 적용한 주파수 영역 분석 .....	25
그림 17 진동측정을 위한 가속도 센서의 설치 위치 .....	26
그림 18 GMF(Gear Mesh Frequency) Estimation .....	28
그림 19 메인 베어링의 평균값 경향 분석 .....	29
그림 20 메인 베어링의 실효값 경향 분석 .....	30
그림 21 메인 베어링의 최대값 경향 분석 .....	30
그림 22 발전기 베어링의 평균값 경향 분석 .....	31
그림 23 발전기 베어링의 실효값 경향 분석 .....	32
그림 24 발전기 베어링의 최대값 경향 분석 .....	32
그림 25 2000~4000Hz 대역 통과 결과 .....	33
그림 26 4000~6000Hz 대역 통과 결과 .....	34
그림 27 6000~8000Hz 대역 통과 결과 .....	34

그림 28 Envelope Analysis 결과-2011/12/24-1600RPM .....	35
그림 29 Envelope Analysis 결과-2011/11/23-1600RPM .....	36
그림 30 Envelope Analysis 결과-2011/12/19-1111RPM .....	37
그림 31 Envelope Analysis 결과-2011/12/12-890RPM .....	38

## LIST OF TABLES

표 1 구름요소 베어링의 결함 주파수 .....	13
표 2 월별 측정 데이터 수 .....	27
표 3 베어링 결함주파수-1600RPM .....	36
표 4 베어링 결함주파수-1111RPM .....	37
표 5 베어링 결함주파수-890RPM .....	38
표 6 진단 기법 별 데이터 처리 및 사용자 확인 수 .....	39



## ABSTRACT

The current trend in wind turbine technology is to develop larger wind turbine due to economic reasons. As a result of this increase in size of blades and tower height, the mechanical and electrical loads increase simultaneously. Increase in loads increases the chance of turbine faults and failures ; the resulting down time has huge economic implications. Therefore the large turbines need condition monitoring systems to diagnose faults in individual components of the transmission system, because vibrations caused by one faulty component can cause other components to develop faults as well. Hence large turbines require condition monitoring systems in order to improve their availability and reliability.

In this research, the bearing defects diagnosis method has been proposed which is integrated time and frequency domain analysis method in order to improve reliability and effectiveness of defects diagnosis.

In the first diagnosis step using time domain trending analysis for generator bearing, the mean value, rms and maximum value according to high speed shaft RPM have been plotted. Every parameters has shown different trending result with defects free bearing result. In order to detect and clarify where the defects is located in the bearing, the frequency domain analysis using envelope analysis has been carried out. At the result of envelope analysis, the fault frequency of bearing outer race has been detected with its harmonics.

The result can prove the proposed method is able to detect and diagnose the bearing defects clearly and precisely.

## 1. 연구 배경 및 필요성

최근 풍력발전기술은 풍력에너지 사업의 경제성 확보를 위하여 소형발전기에서 대형발전기 개발 사업으로 성장하고 있다. 특히 해상풍력발전의 경우 대용량 풍력 단지 구성을 위한 풍력발전기의 대형화가 필수적임으로 풍력발전기의 대형화는 중요한 기술개발로서 연구 및 사업이 진행되고 있다.

하지만, 발전기의 대형화는 필연적으로 타워 높이와 블레이드(blade) 길이를 증가시키고 이로 인해 풍력터빈의 구성 요소들이 견디어야 할 기계적, 전기적 허용 하중의 증가를 가져오기 때문에, 결과적으로 터빈 고장이 발생할 가능성을 더욱 높아지게 하고, 풍력발전기의 고장은 발전기의 가동중단 시간(Down Time)을 발생시키며 그에 따라 발전량 손실을 일으켜 큰 손실을 가져오게 한다. 또한 고장 진단 및 관리가 올바르게 수행되지 않을 경우 2차 고장 및 발전기 수명을 낮추는 결과를 초래 할 수 있다.

따라서 대형 풍력발전기 일수록 시스템 상태 감시를 통하여 고장을 사전에 진단 및 예방함으로써 풍력터빈의 가동률 및 신뢰성을 증대시키는 기술이 필수적이다.[1]

특히 동력 전달 주축(Shaft), 기어박스(Gear Box), 발전기(Generator) 등으로 구성된 드라이브 트레인(Drive Train)은 하중을 지탱하고 저속 및 고속으로 회전하는 회전력을 전달하는 매우 중요한 요소임과 동시에 가장 고장이 많이 날 수 있는 환경에서 동작된다. 또한 고장이 발생할 경우, 수리 및 교환에 많은 시간과 비용이 소요되어 높은 발전기 가동 중단시간(Down Time)과 유지보수 비용을 초래하게 된다. 따라서 풍력발전기의 가동중단시간으로 인한 발전량 손실을 줄이고 풍력발전기의 수명을 연장하기 위하여 상태감시를 통한 드라이브트레인의 사전 결함진단 및 예방이 필수적으로 이루어 져야 한다.

이러한 드라이브트레인의 상태감시 기술은 크게 진동신호 해석을 통해 결함을 진단하는 진동 기반감시 기술(Vibration based monitoring)과 윤활유에 포함되어 있는 금속 성분의 검출을 통해 결함을 확인하는 유체 기반 감시 기술(Oil based monitoring)로 나누어진다.[2] 이중 진동 기반감시 기술은 직접 발전기의 접근 없이도 진단이 가능하다는 장점을 가지고 있어 드라이브 트레인의 상태감

시를 위한 핵심 기술로서 많은 연구가 진행되고 있다.

진동 기반 감시 기술은 풍력터빈 구성 요소들로부터 측정된 진동을 분석하여 구성 요소의 현재 상태 또는 성능을 추정한다. 이를 위해서 측정 대상의 진동 주파수 특성을 감지하기에 적합한 센서를 선정하여 장착하며, 위치 측정 센서, 속도 측정 센서, 가속도계 센서 등이 사용된다. 또한 측정된 진동을 해석하는 방법은 크게 시간 영역분석(Time domain analysis)과 주파수 영역분석(Frequency domain analysis)으로 나뉘게 된다.

진동 기반의 감시 기술 중, Time domain analysis는 진동 현상이 실시간으로 변화하는 것을 관측하고 판단하는 방법으로 진동의 진폭을 시간영역으로 산출하여 분석하는 방법이다. 시간 영역분석은 평균(Mean Value), 최대값(Maximum Value), 실효치(RMS: Root Mean Square), 첨도(Kurtosis), 파고율(Crest Factor)등의 단순한 산술적 계산으로 얻어지는 값들을 이용하여 상태 분석 할 수 있는 장점을 가지고 있다. 하지만 많은 주파수 성분이 서로 중첩되어 복잡한 진동현상을 나타내는 풍력 발전기의 진동 특성상 시간 영역분석은 주파수(진동수)를 정량적으로 파악할 수 없어 결함의 종류 및 위치를 정확히 알아낼 수 없는 단점이 있다.

이에 반해 주파수 영역분석이란 시간 영역의 신호를 주파수 영역의 신호로 변환하여 각 주파수마다의 레벨(Level)로 분해하고 표시하는 방법을 말한다. 주파수 영역 분석은 신호를 주파수로 변환하여 분석하므로, 기계 진동에 대한 이상원인 파악을 위한 진단에는 보다 적합한 방법이라고 할 수 있다. 하지만 진동 신호의 경향을 파악하기 어렵고 신호 처리의 복잡성으로 인해 많은 양의 신호를 분석하는데 어려움이 있다.[3] 이러한 시간영역 분석과 주파수 영역 분석의 단점들로 인하여 진동 기반 상태감시 기술을 실제 풍력 발전기에 적용하는데 많은 어려움이 따르고 있다.

따라서 본 논문에서는 효율적이고 정확한 기어박스 및 발전기의 베어링 결함진단을 위하여 시간 영역과 주파수 영역을 통합한 풍력발전기 기어박스 및 발전기 베어링의 결함 진단 분석 기법을 제안하고 실제 운전 중이 풍력 발전기에서 측정된 진동 신호의 분석을 통하여 결함을 진단함으로써 제안된 기법의 검증을 수행하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2-1. 풍력발전기의 드라이브 트레인

풍력발전기의 낫셀 안은 블레이드로부터 얻어진 바람에너지를 전달하는 드라이브 트레인으로 구성되어 있다. 드라이브 트레인이란 블레이드에서 생산되는 기계적 동력을 전기적 동력으로 변환시키기 위한 기계적, 전기적 요소들로 이루어진 동력 전달 계통으로 주축, 주축 베어링, 커플링 등으로 이루어진 터빈 축 어셈블리, 기어박스, 발전기 구동축(High Speed Shaft), 발전기 등으로 구성된다.[4] 그림 1은 풍력발전기의 드라이브 트레인의 모습을 보여주고 있다. 그림에서와 같이 모든 축들은 베어링으로 하중을 지지하고 회전을 하게 된다. 주축을 지지하고 있는 베어링의 경우 회전 속도는 느리지만 큰 하중을 지지하고 있고 기어박스 안에서 기어와 축을 연결하고 있는 베어링은 기어의 하중지지 및 회전력을 전달하며 기어박스의 출력단과 발전기의 입력부의 고속 회전축을 지지하는 베어링은 최고 1800rpm정도의 고속 회전력을 전달한다.

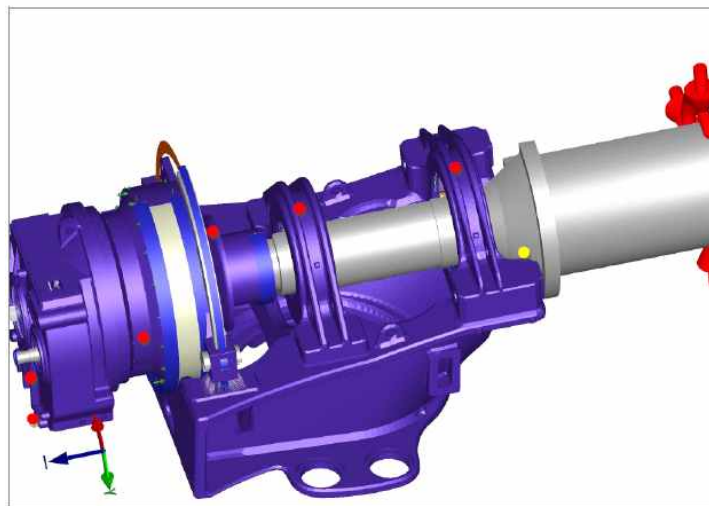


그림 1 풍력발전기의 드라이브 트레인

풍력 발전기의 풍력 발전기 드라이브 트레인에 속해 있는 베어링들은 극한 운전 조건에서 동작하고 있기 때문에 고장 위험에 노출 되어 있다. 또한 풍력발전

기의 시스템 구조상 여러 종류의 기어와 축이 연결되어 운전됨으로 베어링의 고장 발생은 다른 부품의 2차 고장을 야기 할 수 있고 2차 고장 발생 시 기어박스의 교체 및 발전기의 운전 정지 시간이 길어져 큰 경제적 손실을 가져오게 된다. 또한 기어박스과 발전기 특성상 유관으로 베어링 내부를 검사하거나 확인하기 어렵기 때문에 진동 신호나 온도, 오일 등을 이용한 결함 검사가 이루어지고 있다.

## 2-2. 베어링 일반

베어링이란 하중과 동력을 받은 상태에서 자체 윤활성 내지 전동체(볼, 롤러)의 미끄럼성을 이용하여 회전, 왕복, 측압, 각도요동운전 등의 다양한 운동형태로 힘을 전달시키거나 움직여 주는 기계적 부품을 말한다.[5] 풍력 발전기의 드라이브 트레인의 경우에도 주축, 기어 축 고속 축의 하중 지지 및 회전력 전달을 위하여 여러 개의 구름 요소 베어링이 사용된다.



그림 2 구름 요소 베어링

일반적으로 베어링은 그림 7에서와 같이 구름요소(rolling elements), 두개의 링 (ring or race), 케이지(cage) 등으로 구성된다. 구름요소로는 볼(ball)과 롤러(roller) 등이 있고, 볼과 롤러 등이 운동하는 영역으로 두개의 링, 외륜과 내륜이 있다. 케이지는 여러 개의 구름 요소들이 운동하며 볼의 간격을 유지시켜주는 역할을 한다. 이러한 요소들은 회전 기계 내에서 축 등의 회전이 쉽게 하지만, 접촉 피로와 마모는, 베어링이 결함을 갖게 하는 주된 원인이 된다[6].

### 2-3. 베어링 결함 주파수

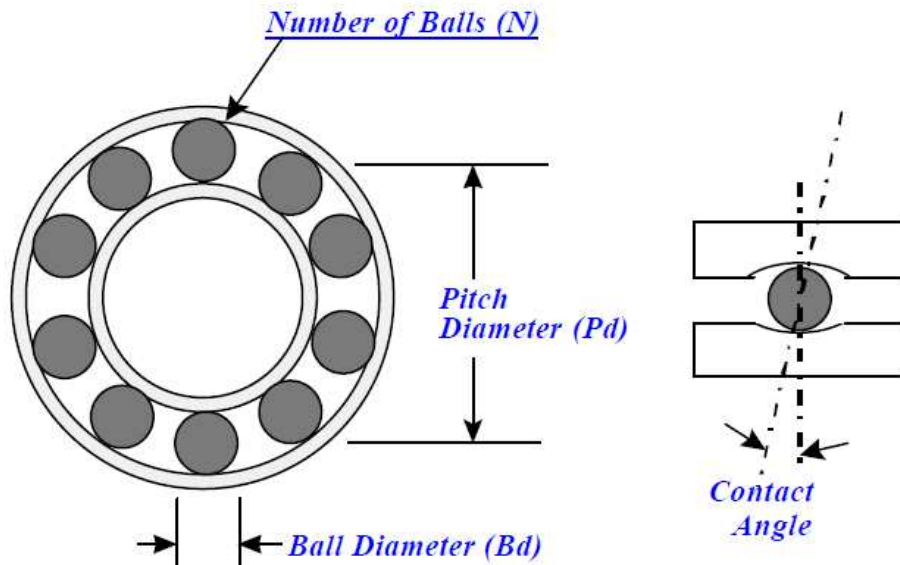


그림 3 구름 요소 볼 베어링의 구조

그림 8는 구름 요소 볼 베어링의 구조를 보여주고 있다. 내륜의 지름, 외륜의 지름, Pitch의 지름을 각각  $D_i, D_o, D$ , 볼의 지름을  $d$ , contact Angle을  $\alpha$ 라 하면 피치의 지름은 다음의 식 1과 같이 정의 할 수 있다.

$$D = \frac{D_i + D_o}{2} \quad \dots (1)$$

또한 내륜의 지름과 외륜의 지름은 식 2와 같이 정의 할 수 있다.

$$D_i = D - d \cos(\alpha) \quad \cdots (2)$$

$$D_o = D + d \cos(\alpha) \quad \cdots (3)$$

또한 내륜과 외륜이 회전운동을 한다고 할 때 주파수 각속도를 선속도로 표현하면 다음의 식 (4),(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$V_i = \omega_i \frac{D_i}{2} \quad \cdots (4)$$

$$V_o = \omega_o \frac{D_o}{2} \quad \cdots (5)$$

케이지의 회전운동에 대한 선속도는 슬립현상이 일어나지 않는다는 가정 하에 식(6)과 같이 내륜과 외륜 속도의 평균으로서 나타낼 수 있다.

$$V_c = \frac{V_i + V_o}{2} \quad \cdots (6)$$

식(2),(3),(4)와 (5)를 이용하여 식(6)을 표현하면 다음과 같다.

$$V_c = \frac{\omega_i(D - d \cos(\alpha))}{4} + \frac{\omega_o(D + d \cos(\alpha))}{4} \quad \cdots (7)$$

회전 선속도(m/s)를 회전 주파수(Hz)로 변환하기 위하여 양변을  $\pi D$ 로 나누어 주면 케이지의 회전 주파수는 다음의 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_c = \frac{f_i(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} + \frac{f_o(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} \quad \cdots (8)$$

일반적으로 베어링은 외륜 또는 내륜중 한 곳은 고정되어 동작하게 된다. 따라서 외륜 고정된 경우, 외륜회전에 관련된 부분이 생략됨으로 식(8)은 다음의 식(9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$f_c = \frac{f_i(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} \quad \dots (9)$$

구름요소와 내륜의 접촉으로 인한 회전 주파수  $f_{ri}$ 는 다음 식(10)으로 정의 할 수 있다.

$$f_{ri} = f_c - f_i \quad \dots (10)$$

식 (8)를 식(10)에 대입하여 정리하면 식(11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_{ri} = \frac{f_o(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} - \frac{f_i(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} \quad \dots (11)$$

베어링에 존재하는 구름 요소의 수를 적용하여 전체의 ball passing frequency inner race  $f_{bphi}$ 는 식 (12)로 나타낼 수 있다.

$$f_{bphi} = \frac{Z(f_o - f_i)(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} \quad \dots (12)$$

앞에서 말한 바와 같이 대부분 외륜은 고정되어 동작됨으로 외륜에 의한 성분을 제외하면 최종적으로 식(13)과 같이 정의 할 수 있다.



$$f_{bpf_i} = \frac{-Zf_i(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} \dots (13)$$

$f_i$  내륜의 회전 주파수로 내륜은 축과 결합되어 회전함으로 축의 회전 주파수로 알 수 있으며 이는 축의 RPM을 60초로 나누어 주어 구할 수 있다. 식 (13)은 내륜에 결합이 발생 했을 시 구름요소와 내륜에 의해 발생하는 결합 주파수로 정의 된다. 따라서 베어링의 설계 값과 내륜과 결합되어 있는 축의 회전 속도를 알게 되면 내륜의 결합 주파수를 구할 수 있게 된다.

$$f_{ro} = f_o - f_c \dots (14)$$

같은 방법으로 구름 요소와 외륜의 접촉으로 발생하는 회전 주파수  $f_{ro}$  는 식(14)와 같이 정의 할 수 있고, 식 (8)을 이용하여  $f_{bpf_i}$  를 유도했던 방식과 같은 방법으로  $f_{bpf_o}$  를 유도하면 다음과 같다.

$$f_{ro} = \frac{f_o(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} - \frac{f_i(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} \dots (15)$$

$$f_{bpf_o} = \frac{Z(f_o - f_i)(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} \dots (16)$$

$$f_{bpf_o} = \frac{-Zf_i(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha))}{2} \dots (17)$$

구름 요소에 결합이 생겼을 경우 그 결합 주파수  $f_{bpf_i}$  는 구름 요소의 자체 회전에 의한 주파수 성분에 의해 결정된다. 따라서 구름요소의 슬립현상이 일어나지 않는다는 가정 하에  $f_{bpf_i}$  를 정의하면 다음 식(18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_{bsf} = f_{ri} * \frac{D_i}{d} \quad \dots (18)$$

앞에서 유도된  $f_{ri}$  대입하여 정리하면 식 (19)와 같이 최종적으로 나타낼 수 있다.

$$f_{bsf} = \frac{f_o - f_i}{2} \frac{D}{d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)^2\right) \quad \dots (19)$$

앞에서 유도한 결함주파수를 다음의 표1에 정리 하였다.[7]

$f_{inner} = \frac{1}{2} N \omega \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right)$ $f_{outer} = \frac{1}{2} N \omega \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right)$ $f_{roller} = \frac{1}{2} \omega \left(\frac{D}{d}\right) \left(1 - \left[\frac{d}{D} \cos \alpha\right]^2\right)$ $f_{cage} = \frac{1}{2} \omega \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right)$	<p><b>N</b> – Number of rollers</p> <p><b><math>\omega</math></b> – Inner race speed</p> <p><b>d</b> – Roller diameter</p> <p><b>D</b> – Roller pitch diameter</p> <p><b><math>\alpha</math></b> – Contact angle</p>
---	--

표1. 구름요소 베어링의 결함 주파수

#### 2-4. 시간 영역분석(Time Domain Analysis)

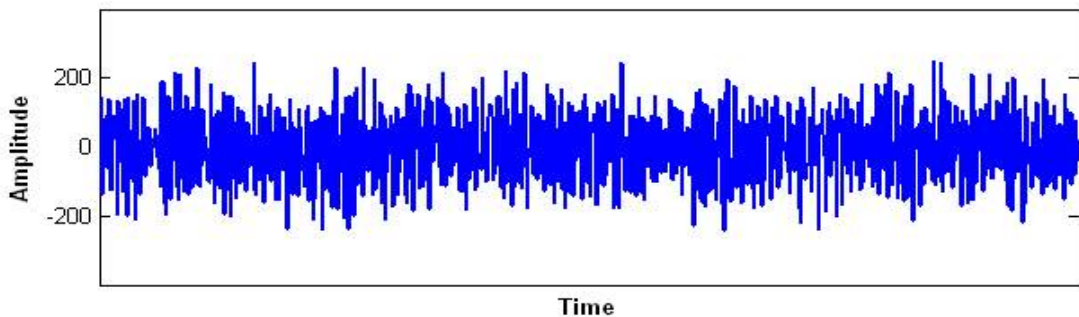


그림 4 시간에 따른 진동 신호

시간 영역분석이란 그림 4에서 나타내고 있는 것과 같은 시간에 따른 진동의 신호를 해석하여 결함을 분석하는 방법을 말하며 진동의 통계량을 이용하는 방법을 신호 처리의 기본으로 한다. 시간 파형으로부터 특징을 분석하는 가장 기본적인 방법은 확률 기본량을 계산하는 것이다. 평균값의 경우, 전체적인 진동 파형  $x(t)$ 의 샘플링 값을  $x_1, x_2, \dots, x_n$ 이라 하면, 통계 기본량으로서 설비 진단에 널리 사용되는 다음 식을 계산할 수 있다.[8]

#### 2-4-1. 평균치(Mean Value)

평균은 시간 영역 신호의 전체를 대표하는 값으로써 정의는 식(20)과 같다.

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{N} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad \dots (20)$$

평균은 모든 관측 값들에 포함된 정보에 기초하기 때문에 측정된 진동 데이터의 전체적인 특성을 잘 나타낸다. 따라서 평균은 시간영역의 분석에서 신호 전체를 대표하는 값으로 많이 이용된다, 하지만 극단적인 관측 값의 영향에 민감하다는 단점을 가지고 있다.

#### 2-4-2. 실효치(RMS: Root Mean Square)

실효치에는 평균치의 정보와 산포 정도의 정보(분산)가 포함되어 있고, 신호가 가지는 에너지의 평방근을 의미한다. 따라서 신호의 진폭 크기, 즉 물리량을 직접 나타내는 값으로서 가장 잘 이용된다. 진동의 심각한 정도를 나타내는 특성인 진동 진폭을 정량화 하는 하나의 방법으로서 실효치를 사용하고 있다. 이는 시간에 대한 변화량을 고려하고 진동의 파괴적 능력을 나타내는 에너지량과 직접 관련된 진폭을 표시하므로 진동 크기의 표현에 가장 적절하다. 실효치의 정의는 식 (21)와 같다

$$x_s = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} \quad \dots (21)$$

그림 5은 2007년부터 2010년 초까지 베어링에서 측정 된 진동의 실효치를 나타내고 있다. 진동의 실효치는 일정한 범위안에서 변동하다가 2007년 중반 이후 급격히 증가하다가 베어링을 교체 한 후 급격히 낮아지는 경향을 보여주고 있다. 이와 같이 측정된 진동 데이터의 통계적 수치를 이용하여 이상 현상을 감지하여 결함을 여부를 진단 할 수 있다.

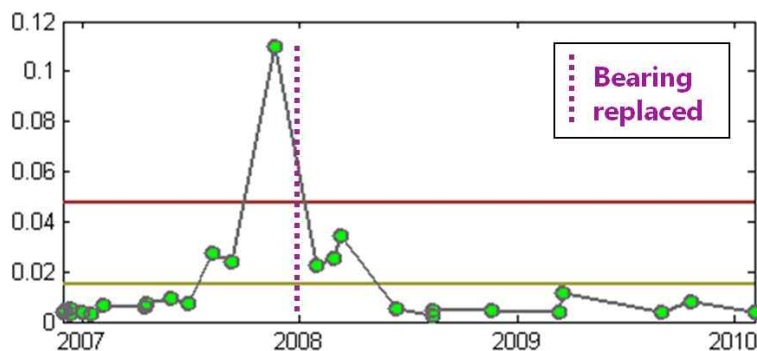


그림 5 시간에 따른 진동의 실효치 경향

#### 2-5. 주파수 영역 분석(Frequency Domain Analysis)

주파수 영역분석이란 주어진 정상시계열을 서로 다른 주기를 갖는 사인이나 코사인 함수와 같은 주기함수의 일차 결합으로 나타내어 여기서 얻어진 주기나 그 역수의 주파수의 영향력을 스펙트럼 형식으로 표시하여 그 시계열의 주기성을 파악하는 방법이다. 그림 6은 각각의 파형(1X rpm, 2X rpm, 3X rpm 등)을 대수적으로 더해서 전체적인 파형이 이루어지며 이것은 오실로스코프나 진동분석기에 의해 분석될 수 있다. [9]

일반적으로 시간영역에서 나타내는 그림들은 X축은 시간(sec 또는 min)이고, Y축은 진폭(변위, 속도 또는 가속도)을 나타낸다. 시간 영역을 나타내어 사용하면 실제 기계의 운동이 표시되고 여러 가지 진동 변수들이 분석되므로 보다 정확하게 신호를 분석할 수 있는 방법이다.

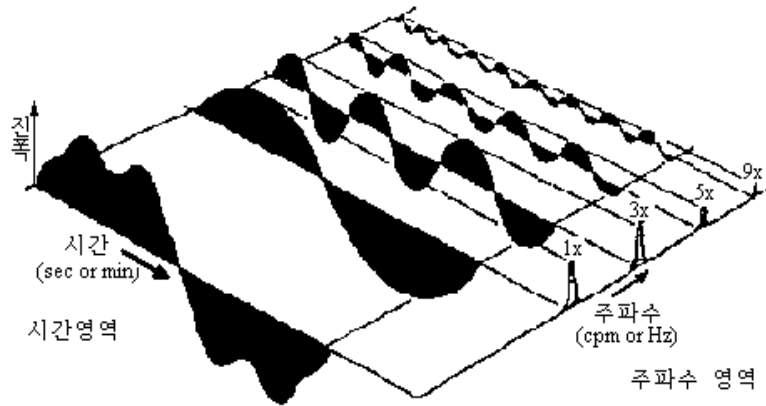


그림 6 시간영역으로부터 전개된 주파수영역

주파수 분석을 위한 처리 기법 중 가장 많이 사용되는 기술이 FFT(Fast Fourier Transform)기법이다. FFT란 시간영역 자료(진폭대 시간)를 주파수 영역 자료(진폭대 주파수)로 바꾸는 Computer Transform이다. 푸리에는 어떠한 복잡한 파형도 단순한 정현파도 조합하여 그림 6과 같이 복잡한 다른 파형을 만들 수 있다.

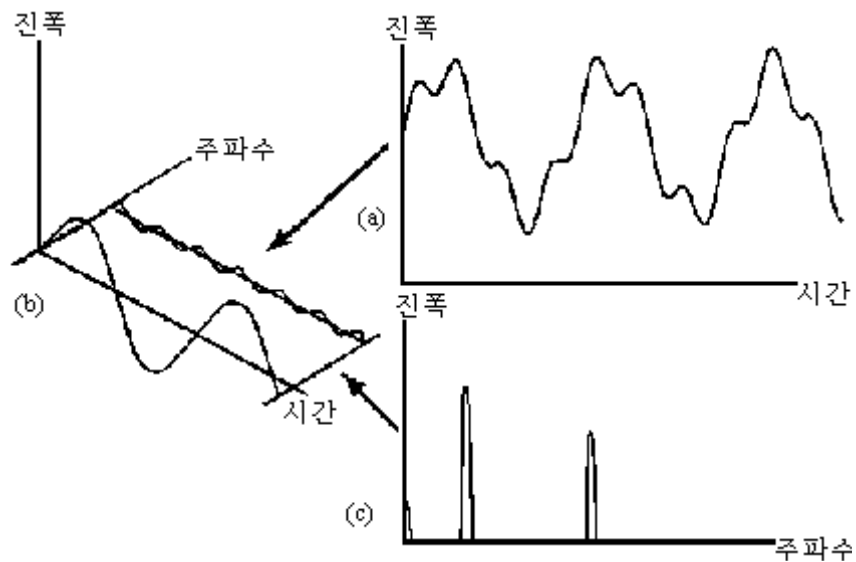


그림 7 시간 영역 파형으로부터 전개된 주파수 영역

또한 그림 7과 같이 복잡한 파형도 단순한 정현파 성분으로 분리할 수 있다. 여기서 (a)와 같이 시간 파형은 시간축으로 그려져 있고, 이 시간영역 파형을 그림 (b)에서와 같이 각각의 회전수의 정수배에 해당하는 정현파형으로 분리하고, 이를 진폭, 시간 및 주파수의 3차원 좌표로 표시한다.

그림 7(c)에서 각 파형에 따라 분석자가 진폭대 주파수의 주파수 영역을 보도록 하여 준다.

시간파형(그림 7(a))을 주파수 영역(그림 7(c))으로 보면 각기 단순한 정현파는 진폭(높이로 결정됨)과 주파수(주파수축에 따라 그 위치로 결정됨)를 가지는 수직선으로 나타난다. 시간영역의 파형을 주파수 영역으로 표현한 것을 스펙트럼이라 한다. 이 스펙트럼을 Signature 또는 FFT라고도 한다.

그림 8는 이러한 주파수 영역분석을 이용한 결함 분석의 예를 보여주고 있다. 시간영역의 진동데이터를 FFT를 통하여 주파수 영역으로 변환하고 결함 주파수를 검출하여 결함의 유무 및 위치를 진단하고 있다.

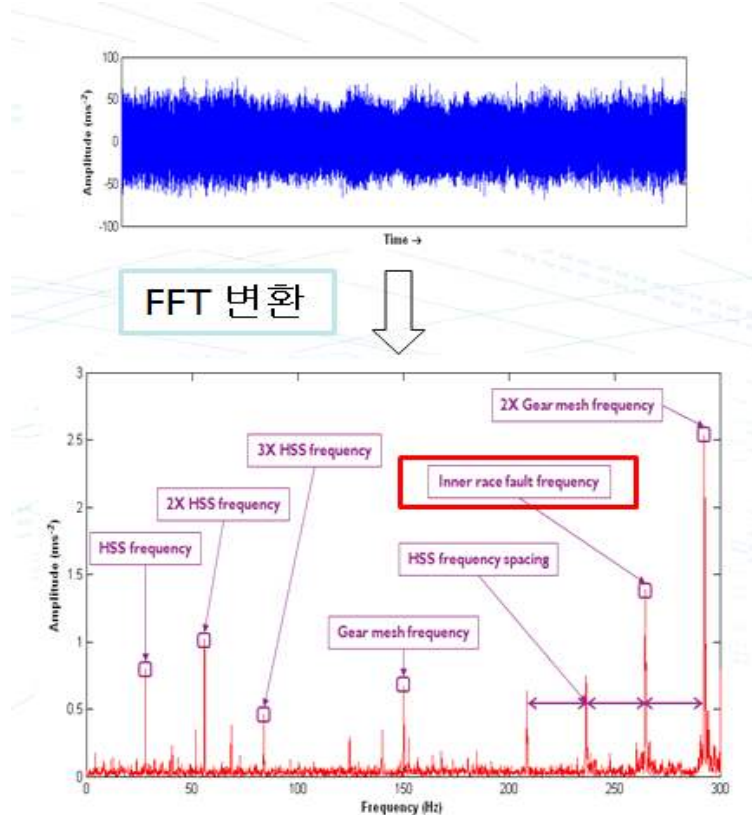


그림 8 주파수 영역 분석을 이용한 결함 검출

### 3. 통합 결함 진단

진동 신호를 이용한 베어링의 결함 분석을 위해서는 시간 영역 분석 또는 주파수 영역 분석을 수행 하여야 한다. 하지만 시간 영역 분석의 경우 결함의 종류 및 위치를 검출하기 어렵고 주파수 영역의 경우 신호 처리 절차가 복잡하여 많은 양의 데이터를 처리하기에는 시간이 많이 소요 된다. 따라서 효율적인 신호 해석을 위해서는 시간 영역 분석과 주파수 영역 분석을 통합적으로 수행하여야 할 필요가 있다. 따라서 본 논문에서는 효율적인 신호 해석을 위해서 시간영역 분석과 주파수 영역 분석을 통합적으로 수행하는 통합 결함 진단 기법을 개발하였다. 시간 영역에서 진동의 통계적 특징을 나타내는 경향 분석을 이용하여 1차 이상여부를 확인 한 후, 이상 감지 시 정확한 결함의 진단을 위한 주파수 영역 분석을 수행하게 된다. 제안된 진단 기법은 신호처리 및 결함 진단 과정을 1단계 시간영역 분석, 2단계 주파수 영역 분석으로 구성함으로써 시간영역이 갖는 데이터 처리의 신속성과 주파수 영역이 갖는 결함 진단의 정확성 향상을 확보하였다.

다음 그림9는 본 연구에서 제안하는 통합 분석 방법의 수행 과정을 보여주고 있다.

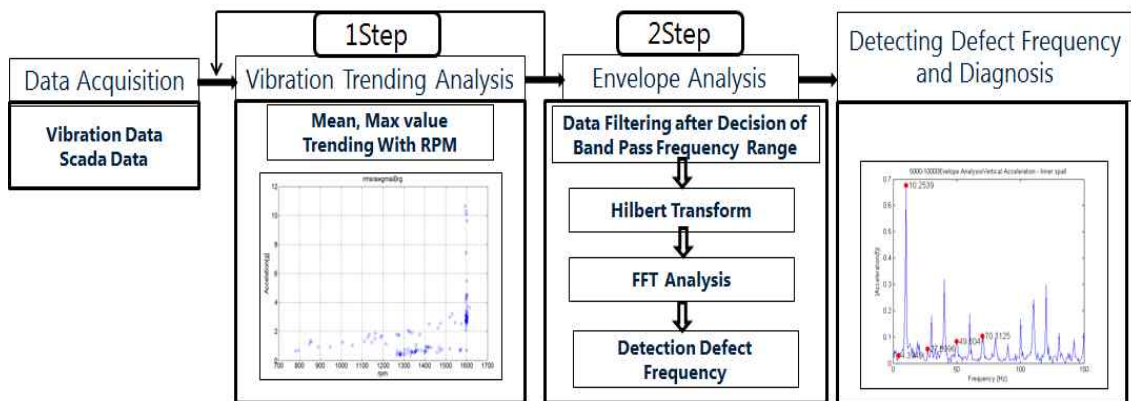


그림 9 통합 진동 감시 진단 기법

분석 단계는 1단계 시간 영역에서의 진동 경향 분석과 2단계 주파수 영역분석

을 위한 Envelope 분석으로 나누어진다. 분석 1단계에서는 동기 RPM에 따른 진동 값의 변화에 대한 경향을 분석하여 데이터의 이상 유무를 확인한다. 이상 현상이 감지 될 경우 결함의 정확한 유무와 종류를 확인하기 위한 2단계 주파수 영역의 분석을 수행하고 이상 유무가 감지되지 않은 경우에는 분석을 종료하게 된다. 2단계에서는 경향 분석에서 문제가 의심되었던 진동데이터를 추출하여 주파수 영역 분석을 실시한다. 주파수 분석을 위한 진동 데이터의 신호 처리를 수행하고 그 결과를 바탕으로 베어링 결함의 유무 및 종류와 위치에 대한 진단을 수행한다.

통합 진동 감시 진단기법은 시간 영역분석에서 결함진단의 한계와 모든 데이터에 대한 주파수 영역분석의 신호 처리 및 진단의 문제점을 상호 보완하여 효율적이고 정확한 진단을 할 수 있는 장점을 가지고 있다.

### 3-1. 시간영역에서의 진동 경향성 분석(Time domain Trending Analysis)

시간영역의 분석은 풍력발전기에서 측정된 진동데이터의 통계적 수치를 산출하는 방법을 이용하여 결함유무를 검출하게 된다.

드라이브 트레인으로부터 측정된 진동 데이터와 측정 당시 발전기의 운전 상태 정보를 가지고 진동의 경향 분석을 수행한다. 이러한 경향 분석은 각각의 진동 데이터로부터 구해진 평균값 및 최고값, 실효값은 동기 RPM과 함께 도시된다. 영국의 대형 해상풍력단지의 발전기에서 측정된 베어링의 진동 데이터 분석에 따르면 일반적으로 결함이 없는 베어링의 통계적 진동 값(평균, 실효값, 최대값)은 동기 풍속에 따라 증가하는 경향을 보인다. 그림 10는 해상풍력단지의 발전기에서 측정된 베어링의 진동 데이터를 분석한 그래프이다.

따라서 1단계 진동 경향 분석에서는 이와 같은 정상 상태의 경향과 비교를 통해 이상 유무를 확인하게 된다. 데이터 이상의 판단 기준은 도시된 데이터들을 일정 rpm 구간으로 나누어 분산의 기울기를 구하고 기울기가 급격하게 증가하거나 음의 값을 갖는 경우에 이상이 있음을 알리게 된다.



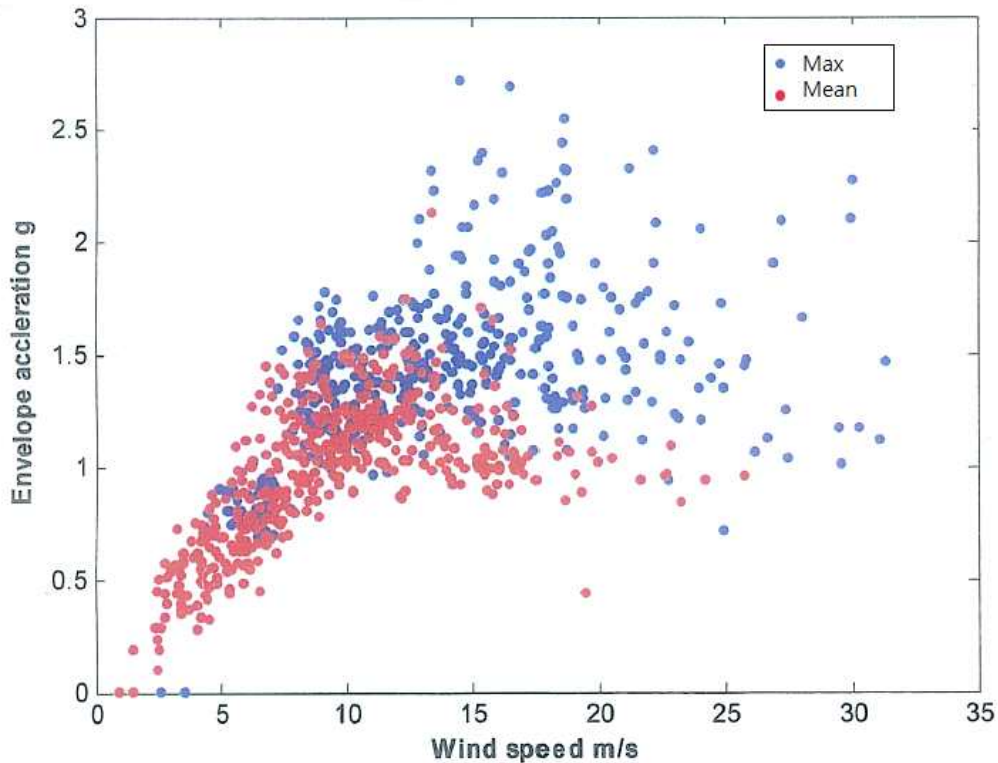


그림 10 풍속에 따른 진동의 경향

### 3-2. 주파수 영역 해석을 위한 포락선 분석(Envelope Analysis)

풍력 발전기 드라이브 트레인에는 다양한 기어, 축 베어링들로 구성되어 있기 때문에 측정된 진동 데이터는 각 부품으로부터 발생하는 여러 가지 주파수 성분들로 이루어져 있다. 따라서 각 부품별 진동데이터 해석을 위해서는 주파수 영역 해석이 필요하다. 주파수 영역 해석은 1단계 분석에서 데이터의 이상이 감지된 경우 수행되며 시간 영역의 진동 데이터를 주파수 영역으로 변환하여 결함의 유무 및 종류, 위치 등의 세부적인 진단이 이루어진다.

따라서 상대적으로 작은 진폭을 갖는 결함 주파수를 명확하게 검출해 내기 위해서는 몇 단계의 신호 처리 단계를 거쳐야 한다.

본 연구에서는 고주파 영역에 변조되어 포함된 베어링의 결함 주파수를 효과적으로 검출하기 위해 포락선 분석(Envelope Analysis)을 이용한 주파수 분석을 연구하였다. 그림13는 2단계 주파수 영역의 해석을 위한 포락선 분석의 과정을

나타낸다.

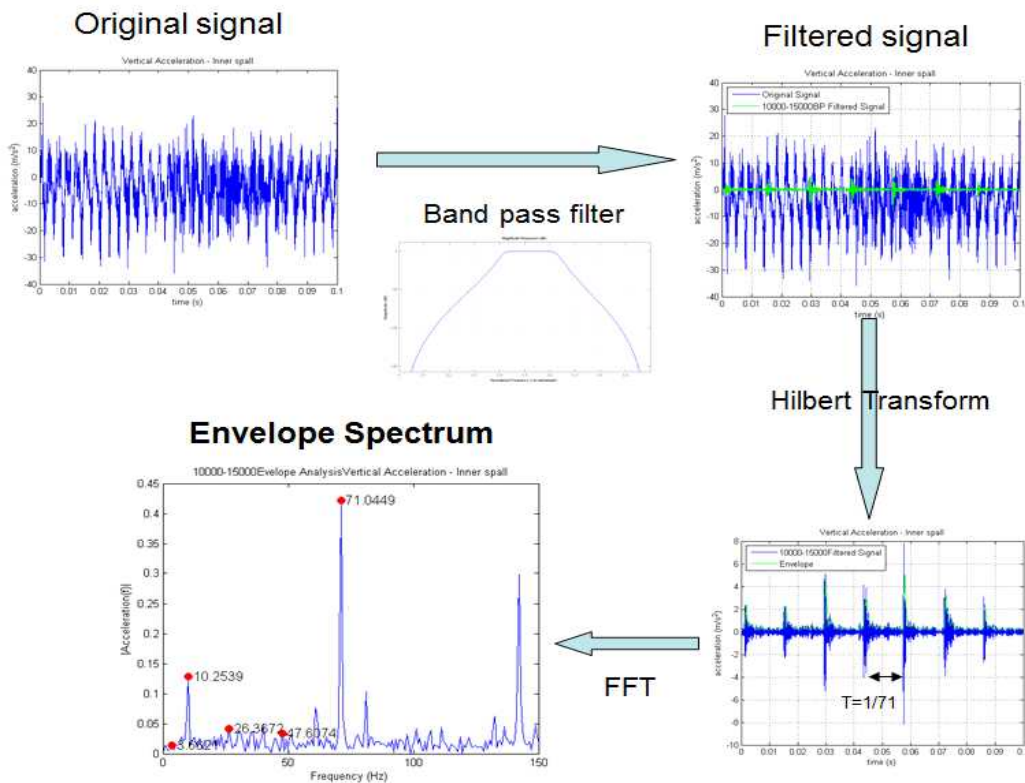


그림 11 포락선 분석(Envelope Analysis) 절차

그림 11에서와 같이 포락선 분석은 총 3단계에 걸친 데이터 처리가 이루어진다. 첫 번째로는 결함 신호만을 검출하기 위하여 시간영역의 데이터의 대역 통과 필터링을 수행한다. 필터링된 데이터는 힐버트 변환에 의해 포락선이 구해지고, FFT를 이용하여 주파수 영역으로 변환된다.

### 3-2-1. 대역통과필터링 (Band Pass Filtering)

실제 풍력 발전기에서 측정된 진동 데이터는 여러 가지의 주파수 성분으로 이루어져 있고 베어링 결함으로 인한 충격 신호는 고주파 영역에 변조되어 나타나기 때문에 대역 통과 필터링을 이용하여 결함에 의한 충격 신호 대역만을 필터링하여 분석할 필요가 있다. 본 연구에서는 결함 신호가 존재하는 대역 확인과 필터링을 위하여 대역 통과 필터(Band Pass filter)를 사용하였다.

그림 12는 원 진동 신호를 대역 필터링 한 후의 데이터 변화를 보여주고 있다.

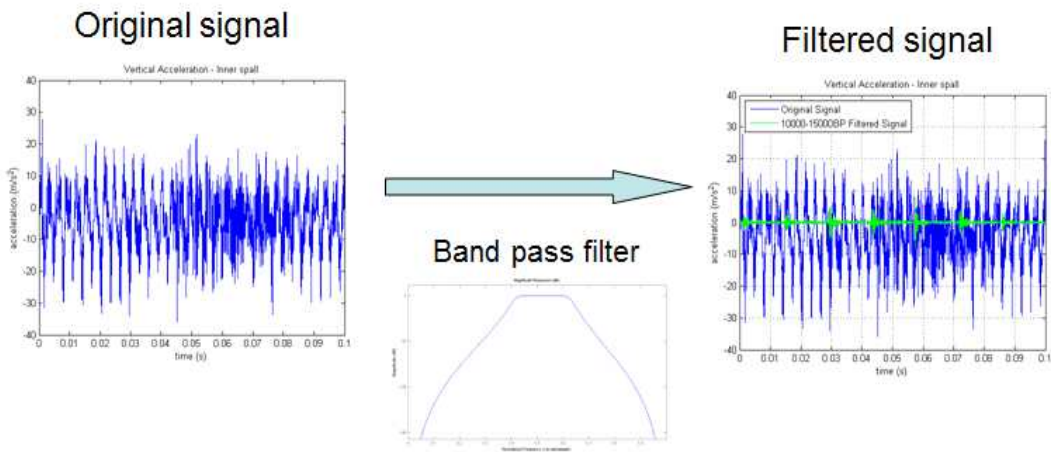


그림 12 대역통과(Band Pass filter) 필터링 후 신호

그림 12에서와 같이 대역 필터링을 이용하여 진동신호를 필터링 할 경우, 베어링 결함 신호가 포함되어 있는 신호대역만을 필터링 할 수 있다. 즉, 주파수 대역을 선정하여 그 대역만을 포락선 처리과정에 포함시키는 것이다.

따라서 올바른 대역 필터링을 위해서는 결함 신호가 포함되어 있는 신호대역에 대한 결정이 필요하다. 통과 대역의 범위를 결정하기 위해서는 먼저 스펙트럼 상에서의 고주파 성분 등으로 중요한 주파수 대역으로 인식되는(베어링의 충격파에 의한 공진부분으로 인식되는) 부분을 확인하여야 한다. [3] 그림 13와 14은 정상상태 베어링과 결함이 존재하는 베어링의 진동 데이터를 주파수 영역으로 변환한 결과를 나타내고 있다.

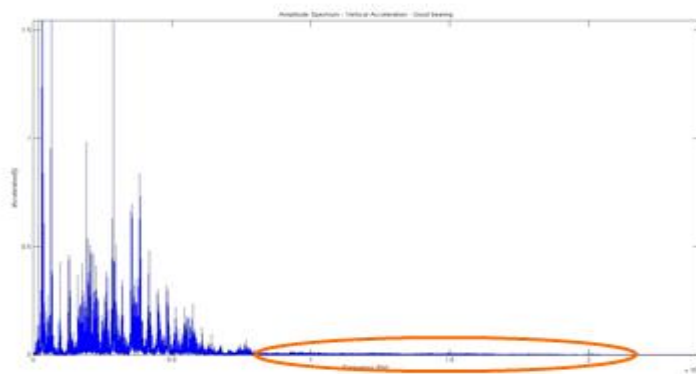


그림 13 정상상태의 베어링 진동 신호-주파수 영역

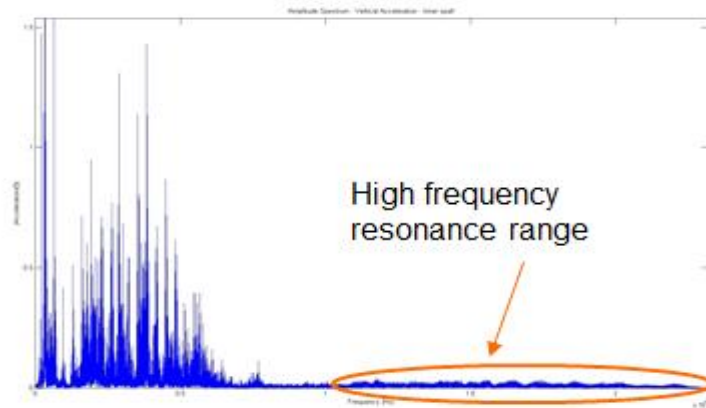


그림 14 결함이 발생한 베어링의 진동 신호-주파수 영역

그림 13와 14에서 알 수 있듯이 정상상태 베어링의 경우 고주파 영역의 성분이 나타나지 않은 반면 결함이 존재하는 베어링의 데이터의 경우는 고주파 영역의 성분들이 나타나고 있다. 베어링 재질의 특성으로 인해 베어링의 공진 주파수와 결함주파수가 합성되어 고주파 영역에 나타나게 되는 것이다. 이 과정을 통하여 결함 신호가 존재하는 주파수 영역을 예측하여 필터링 대역으로 정 할 수가 있다.

그림 15는 각 대역별로 대역통과 필터링 한 후 Envelope Analysis를 한 결과를 보여주고 있다. 그림에서와 같이 베어링 결함 주파수의 신호 영역을 확인하고 그 영역을 필터링하여 포락선 해석을 할 경우 다른 진동신호로부터 분리된 명확한 결함 신호를 검출할 수 있다.

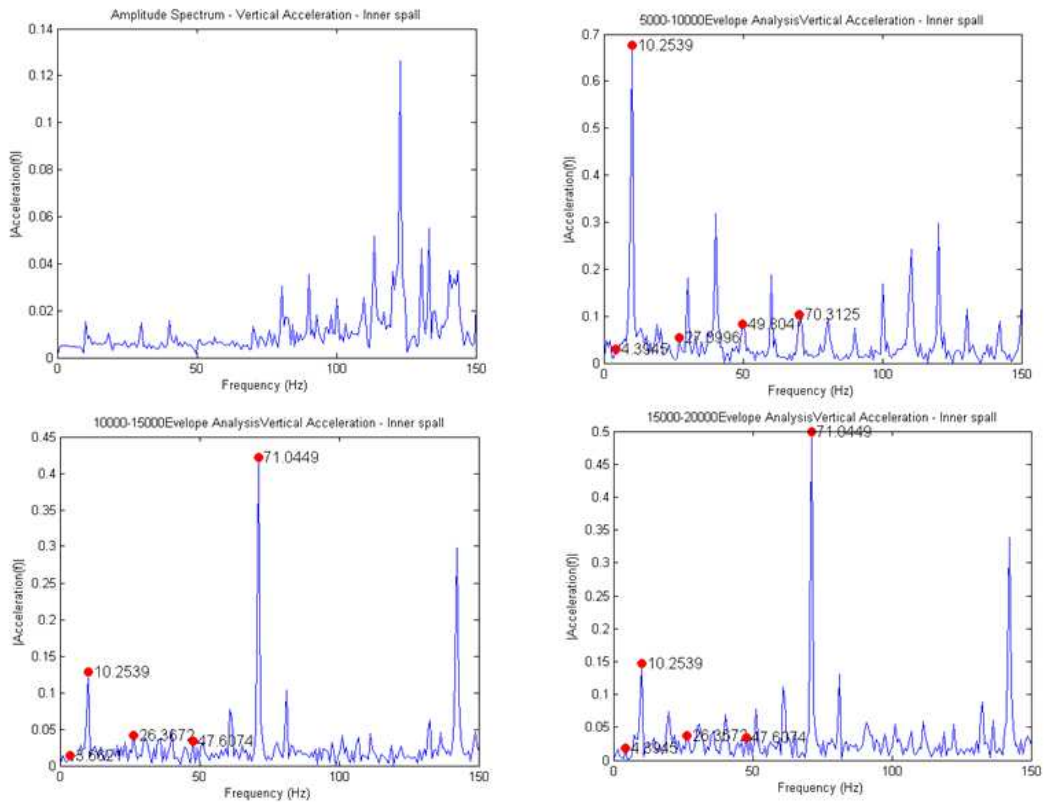


그림 15 대역필터 영역에 따른 결함주파수 검출

### 3-2-2. 힐버트 변환(Hilbert Transform)

포락선(envelope) 처리는 변조 주파수와 피 변조 주파수 사이의 비가 큰 신호로부터 변조주파수 성분의 정보를 얻는 데 효과적이다. 즉 베어링의 결함 신호와 고유진동에 의해 진폭 변조된 신호를 분리하여 충격 주파수를 검출하는데 용이하다. 힐버트 변환 기법은 원 신호로부터 최소 위상 함수의 위상을 계산하는 기법으로서 포락선을 구하는데 효과적이다.

그림 16는 힐버트 변환을 적용한 신호모델을 분석한 것이다.

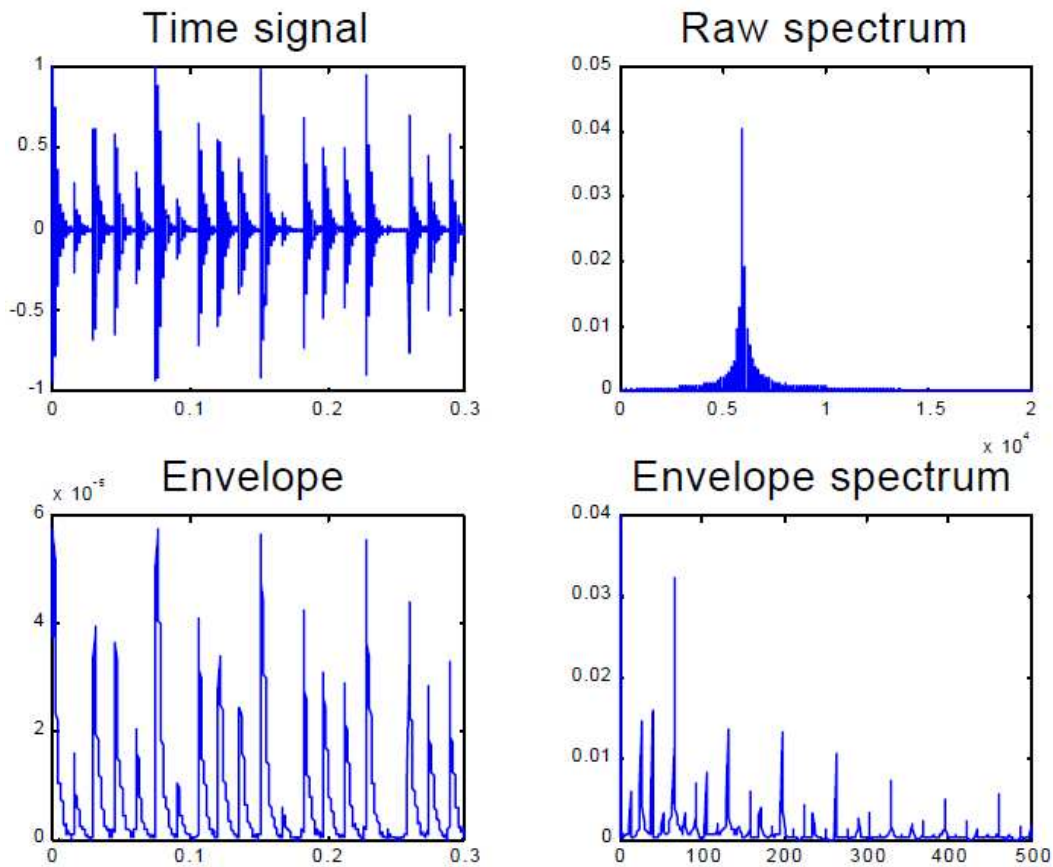


그림 16 힐버트 변환을 적용한 주파수 영역 분석

그림 16에서와 같이 원 신호의 주파수는 6kHz 의 고주파에서 반응을 나타내지 만, 힐버트 변환을 통해 포락선을 구하여 스펙트럼을 살펴보면, 저주파수들이 크 게 나타난다. 따라서 포락선 처리를 적용한 주파수 영역처리는 베어링의 결함으 로 나타나는 충격의 주파수를 확인하는 데 유용하다.

#### 4. 베어링 진동 신호 처리 및 결함 진단 결과

본 연구에서는 제안된 분석 기법의 검증을 위하여 실제 운전 중인 2MW급 육상 풍력발전기에서 측정된 진동 데이터를 바탕으로 베어링의 결함 분석을 실시하였다.

SCADA 데이터의 손실로 인해 GMF를 이용한 동기 RPM 예측함으로서 RPM정보를 획득하였고 이를 바탕으로 RPM에 따른 베어링 진동의 경향성 분석 결과를 도출하였다. 또한 포락선 분석을 이용한 주파수 영역해석을 통하여 베어링의 결함 주파수를 검출 하였다.

##### 4-1. 분석 대상 풍력 발전기 및 데이터 측정

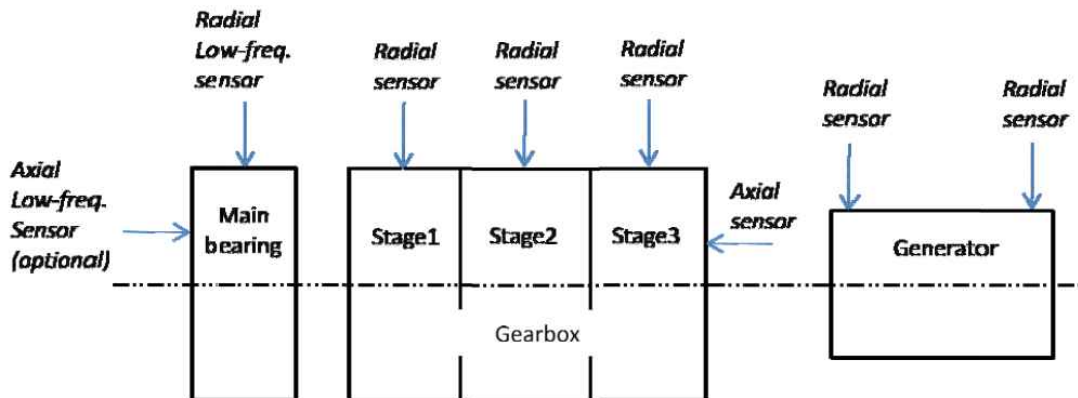


그림 17 진동측정을 위한 가속도 센서의 설치 위치

데이터 측정 기간은 2011년 8월부터 12월까지 측정하였고, 월별 측정된 데이터 수는 표1과 같다. 단, 데이터의 전송 손실로 인해 매달 같은 수의 데이터 획득이 불가능하였고 8월에 측정된 데이터는 획득하지 못하였다.

그림 19는 드라이브 트레인에 설치된 가속도 센서의 위치를 나타내고 있다. 그림에서와 같이 드라이브 트레인의 진동을 측정하기 위하여 총 8개의 가속도 센



서를 설치하였고 진동은 20초간 25kHz의 sampling rate으로 측정되었다. 발전기의 입력부에 위치한 베어링에서 측정된 진동 데이터를 대상으로 하여 제너레이터의 고속축을 지지하는 베어링의 결함진단 분석을 수행하였다.

	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
N of data set	25	17	0	42	51

표 2 월별 측정 데이터 수

데이터 측정 기간은 2011년 8월부터 12월까지 측정하였고, 월별 측정된 데이터 수는 표1과 같다. 단, 데이터의 전송 손실로 인해 매달 같은 수의 데이터 획득이 불가능하였고 8월에 측정된 데이터는 획득하지 못하였다.

#### 4-2. RPM Estimation

RPM에 따른 진동의 경향 분석과 베어링의 결함 주파수를 구하기 위해서는 SCADA데이터로부터 동기화된 RPM 또는 속도·가속도 정보를 제공받아야 한다. 하지만 SCADA데이터의 손실로 RPM정보를 제공 받지 못하여 기어박스의 디자인과 진동 신호를 이용한 RPM Estimation을 수행하였다.

일반적으로 기어박스에서 측정된 진동은 두 기어가 서로 맞물려 회전할 때 생기는 기어의 이의 충격에 의한 진동GMF(Gear Mesh Frequency)가 가장 크게 나타나게 된다. 식(2)는 GMF 주파수의 정의를 나타내고 있다.

$$f_{mesh} = N_W \omega_W = N_P \omega_P \cdots (22)$$

여기서  $N_W$  는 휠기어의 이빨 수,  $\omega_W$ 는 초당 회전수,  $N_P$ 은 피니언 기어의 이빨 수,  $\omega_P$ 는 피니언 기어의 이빨 수이다. 따라서 진동신호를 주파수 영역으로 변환한 뒤 기어의 회전으로 나올 수 있는 주파수 영역을 정한 후 그 영역 안에서 가장 amplitude가 큰 주파수 신호를 찾고 그 주파수 값에 기어 이빨수로 나누어 준 후, 60을 곱하여 주면 기어의 RPM을 구할 수가 있다. 따라서 회전속도 와 는



다음과 같이 정리 할 수 있다.

$$\omega_W = \frac{f_{mesh}}{N_W}, \omega_P = \frac{f_{mesh}}{N_P} \dots (23)$$

다음 그림 은 기어박스의 출력 단(고속 축)에 설치된 센서의 데이터를 주파수 변환 결과를 나타내고 있다. 출력 단의 고속 축은 49개의 이빨로 이루어진 피니언 평기어에 의한 GMF가 가장 크게 나타나게 된다.

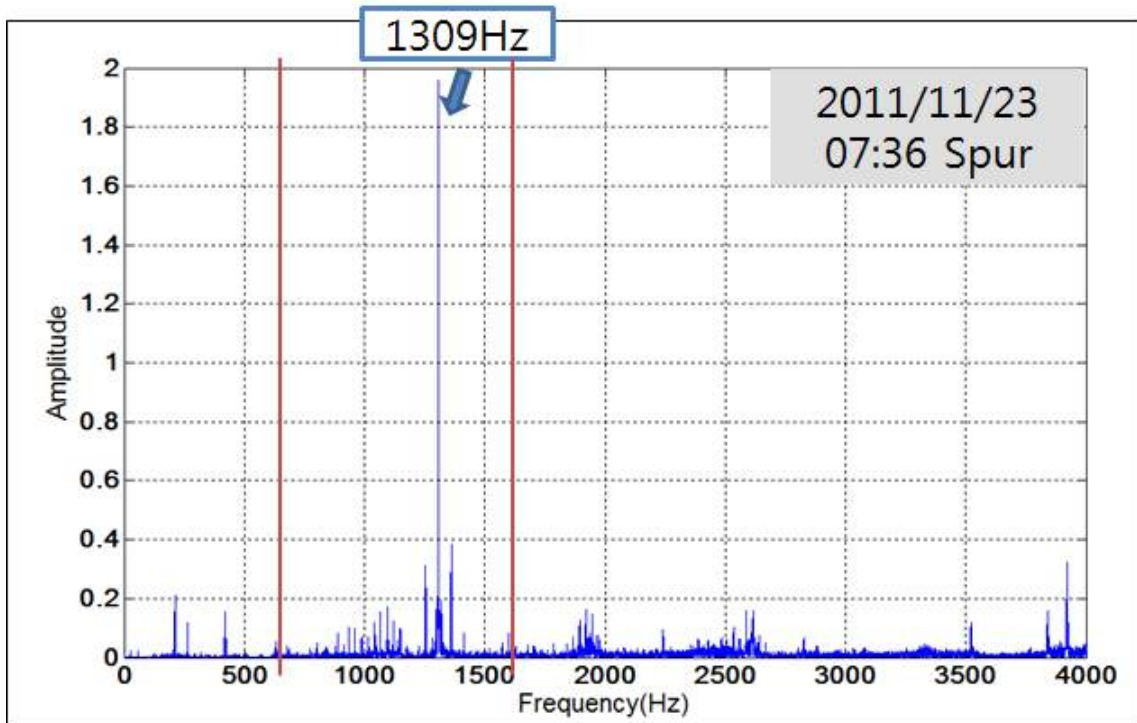


그림 18 GMF(Gear Mesh Frequency) Estimation

그림3에서와 같이 GMF는 약 600Hz부터 1600Hz사이의 신호 중 가장 amplitude가 큰 주파수인 1039Hz가 된다. 따라서 동기 RPM은 식()에 의해 1272RPM이 된다. 위와 같은 방법으로 모든 데이터 Set의 RPM을 예측하여 적용하였다.

#### 4-3. 경향성 분석

하중을 가장 많이 받는 주축의 메인 베어링과 가장 빠른 속도로 회전하고 있는

발전기 입력단의 베어링을 대상으로 하여 시간 영역 경향 분석을 실시하였다. 그림 22, 23, 24는 메인 베어링에서 측정된 진동의 평균값, 실효값, 최대값 경향성 분석 결과를 보여주고 있다. 그림 22에서와 같이 메인 베어링 진동 값의 평균은 RPM이 증가 할수록 커지는 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 이와 마찬가지로 최대값과 실효값 역시 같은 경향을 보이는 것을 알 수 있다.

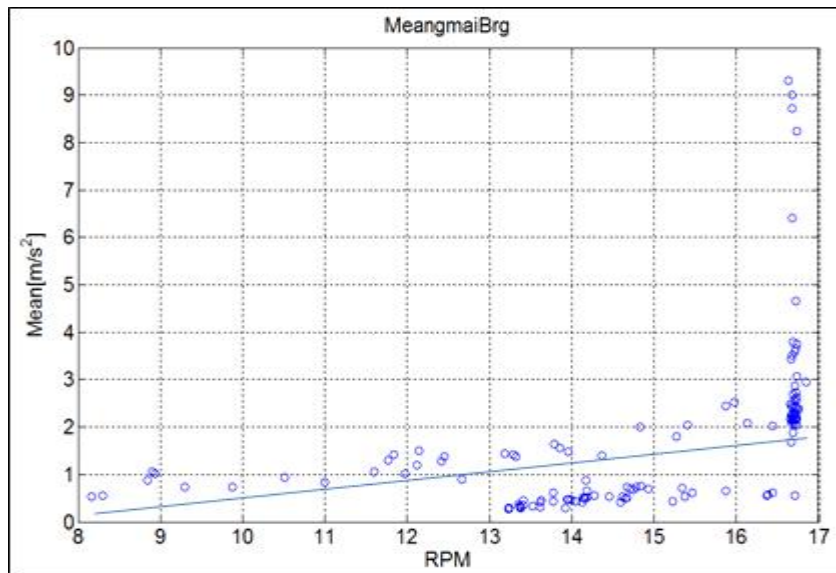


그림 19 메인 베어링의 평균값 경향성 분석

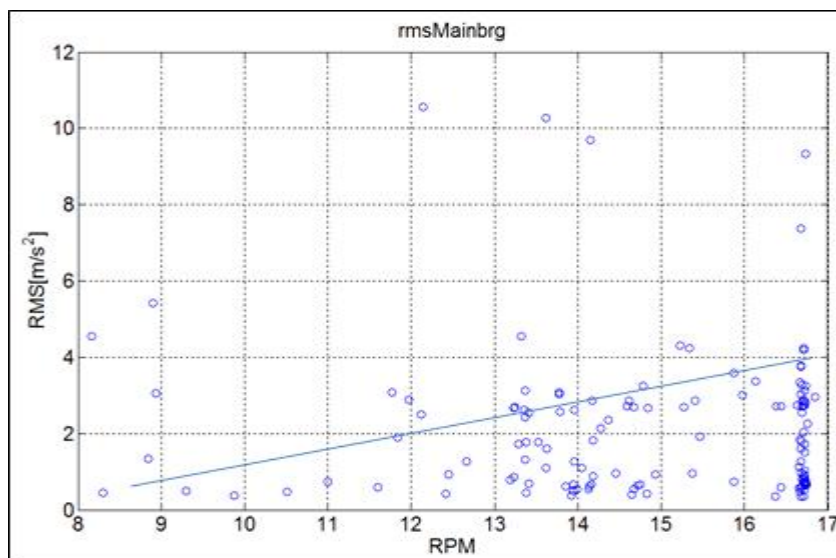


그림 20 메인 베어링의 실효값 경향성 분석

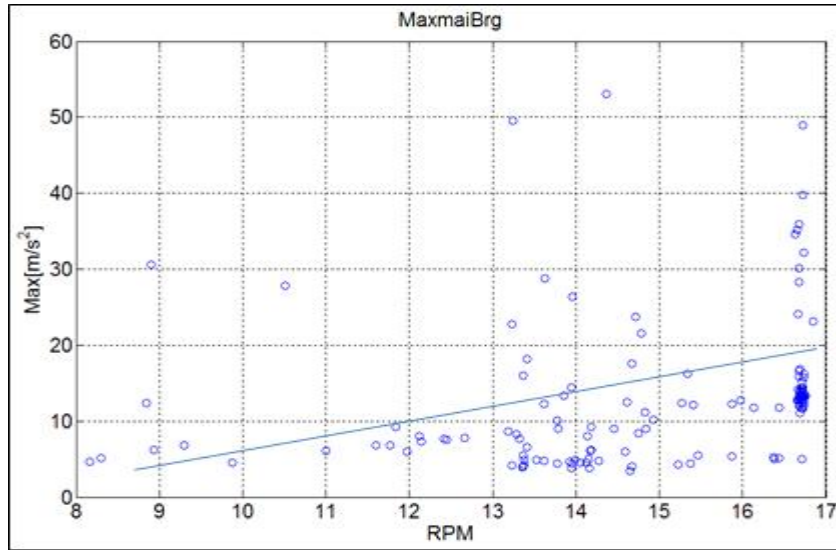


그림 21 메인 베어링의 최대값 경향성 분석

위와 같은 경향 분석의 결과는 이론적 배경에서 말한 정상상태에서의 RPM에 따른 진동의 경향과 일치함으로 이상 현상이 없는 것으로 판단하였다. 이 후에 주파수 영역해석을 통한 진단에서도 결함 주파수는 검출되지 않았다.

다음 그림 25, 26, 27은 발전기 베어링 진동의 평균값, 실효값, 최대값 경향 분석결과를 보여주고 있다.

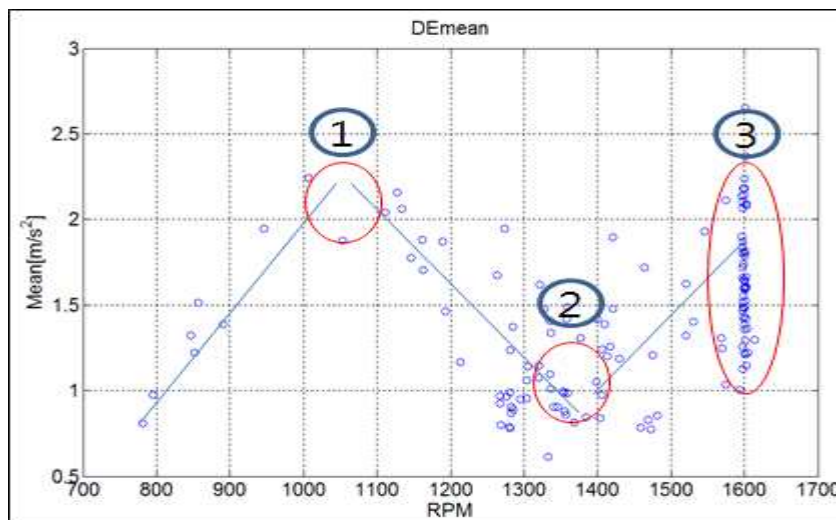


그림 22 발전기 베어링의 평균값 경향 분석

그림 25에서와 같이 발전기 베어링의 진동 평균값은 1100RPM까지는 증가하다가 그 이후로 감소하는 경향을 보이고 1400RPM이후엔 다시 증가하는 경향을 보인다. 평균값과 마찬가지로 실효값, 최대값의 경향도 같은 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 이 결과는 정상상태의 경향과 다른 결과이므로(정상상태의 경향과는 달리) 결함의 존재가 의심된다고 판단할 수 있다. 따라서 정확한 결함의 유무와 위치를 분석하기 위해 2단계 주파수 영역해석을 실시하였다. 또한 신호 처리 및 진단의 신속성을 위하여 데이터 측정 빈도수가 가장 높은(그림 22의 3번 영역) 영역을 대상으로 분석을 실시하였다.

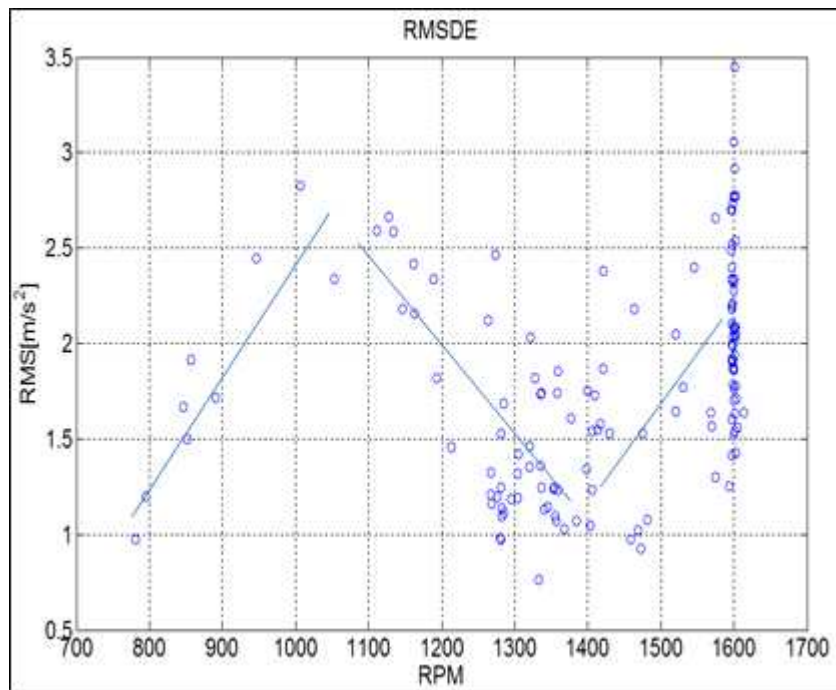


그림 23 발전기 베어링의 실효값 경향 분석

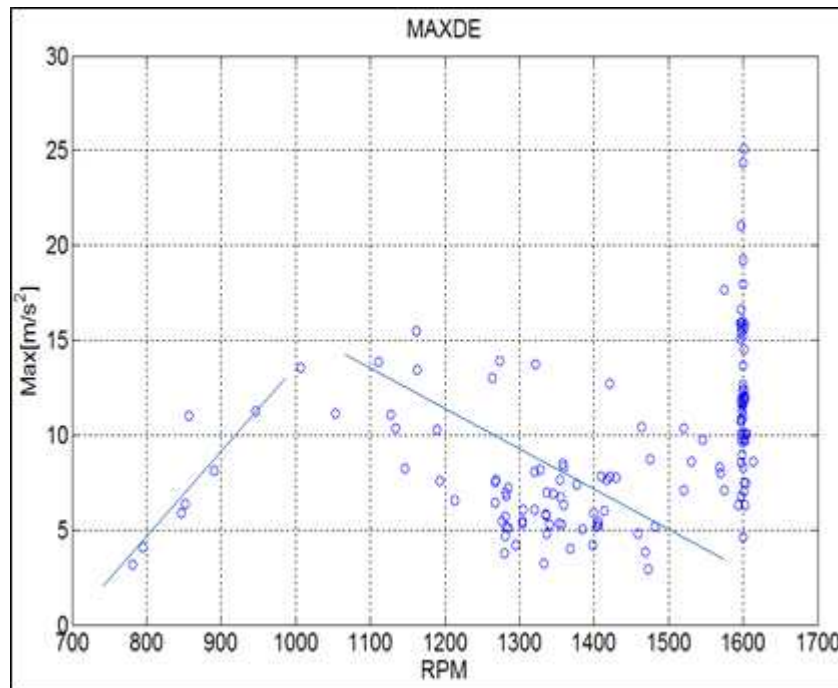


그림 24 발전기 베어링의 최대값 경향 분석

#### 4-4. 대역 통과 필터링

결함 주파수가 존재하는 대역의 확인을 위하여 3가지 대역을 선정하여 신호의 대역 필터링을 수행하고 주파수 영역 해석을 통하여 결과를 비교하였다. 결함에 의해 발생한 주파수 성분은 여러 선행 연구에서 증명된 것과 같이 베어링 재료 특성에 의해 수 kHz 영역에 존재하기 때문에 대역 필터 전체 범위를 2000~8000Hz으로 정하였다. 또한 더 협소한 필터 대역을 산출하기 위해 전체 범위를 2000~4000Hz, 4000~6000Hz, 6000~8000Hz로 나누어 분석하였다.

그림28, 29, 30은 대역필터를 이용하여 각 대역별 진동 데이터의 필터링 후 주파수 영역 해석 한 결과를 보여주고 있다. 각각의 그림에서와 같이 6000~8000Hz영역을 통과 대역으로 하여 분석한 결과에서 가장 명확한 신호가 얻어지는 것을 알 수 있다. 이 결과를 통하여 결함 주파수는6000~8000Hz대역에 존재함을 확인하였기 때문에 모든 해석 대상 데이터를 같은 필터대역을 적용하여 필터링 한 후 주파수 영역 분석을 실시하였다.



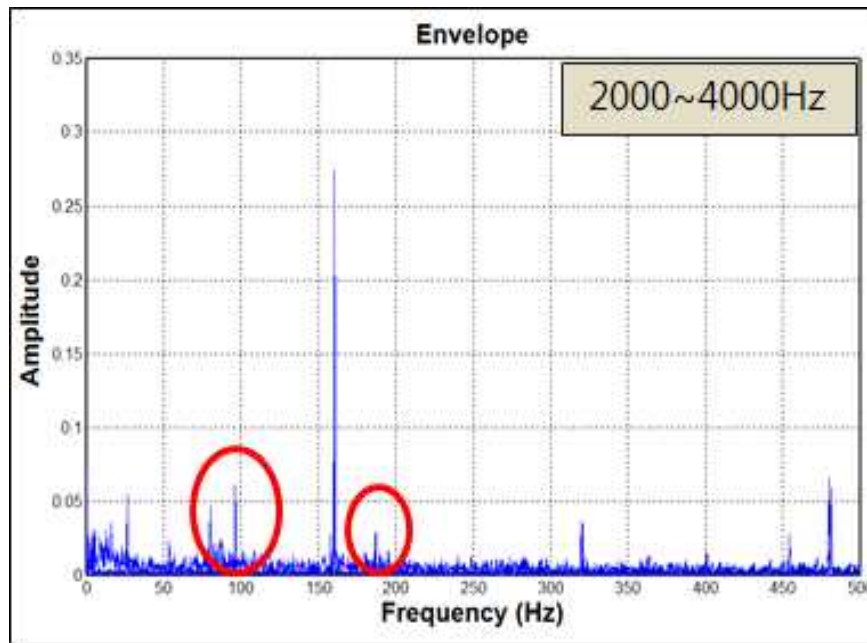


그림 25 2000~4000Hz 대역 통과 결과

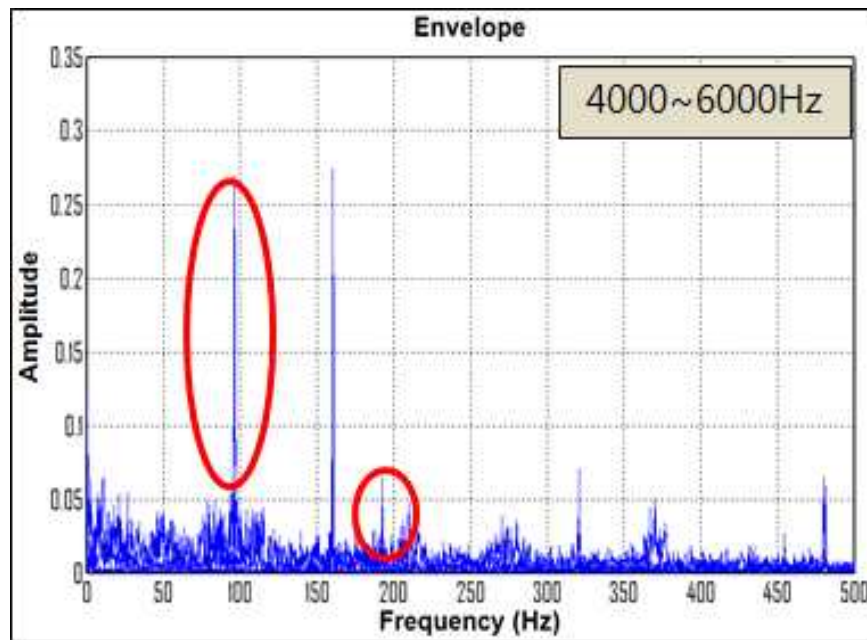


그림 26 4000~6000Hz 대역 통과 결과

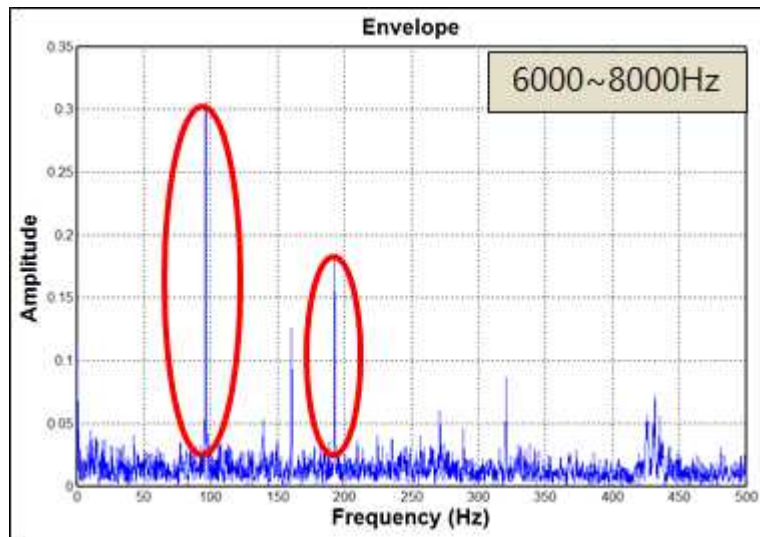


그림 27 6000~8000Hz 대역 통과 결과

#### 4-5. 주파수 영역해석 결과 및 결함 주파수 검출

그림 31, 32는 1600 RPM에서의 진동 데이터를 Envelope 분석한 결과이다. 2011년 12월 24일 데이터 결과를 보면 베어링 외륜에 대한 결함 주파수 (95.7Hz)가 선명하게 나타난 것을 확인 할 수 있다. 또한 2차 하모닉 성분 (95.7Hz×2) 또한 명확하게 나타난 것을 확인 할 수 있다.

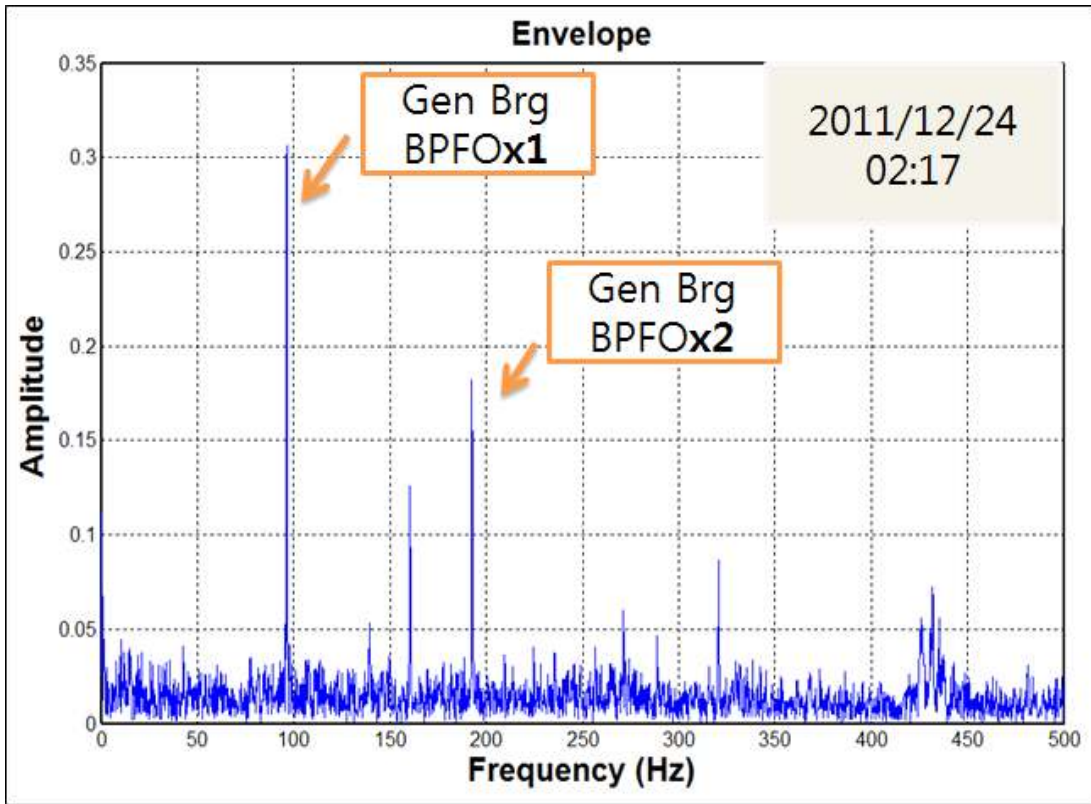


그림 28 Envelope Analysis 결과-2011/12/24-1600RPM

2011년 11월 23일 데이터 역시 1600RPM에서 베어링 외륜의 결함 주파수가 검출 되었다. 그 밖에 약1600RPM에서 측정된 진동 데이터 중 12개의 데이터에서 베어링의 외륜에 대한 결함 주파수가 검출 되었다. 또한 결과의 정확한 검증을 위하여 다른 RPM에서 측정된 데이터의 해석을 수행 하였다.



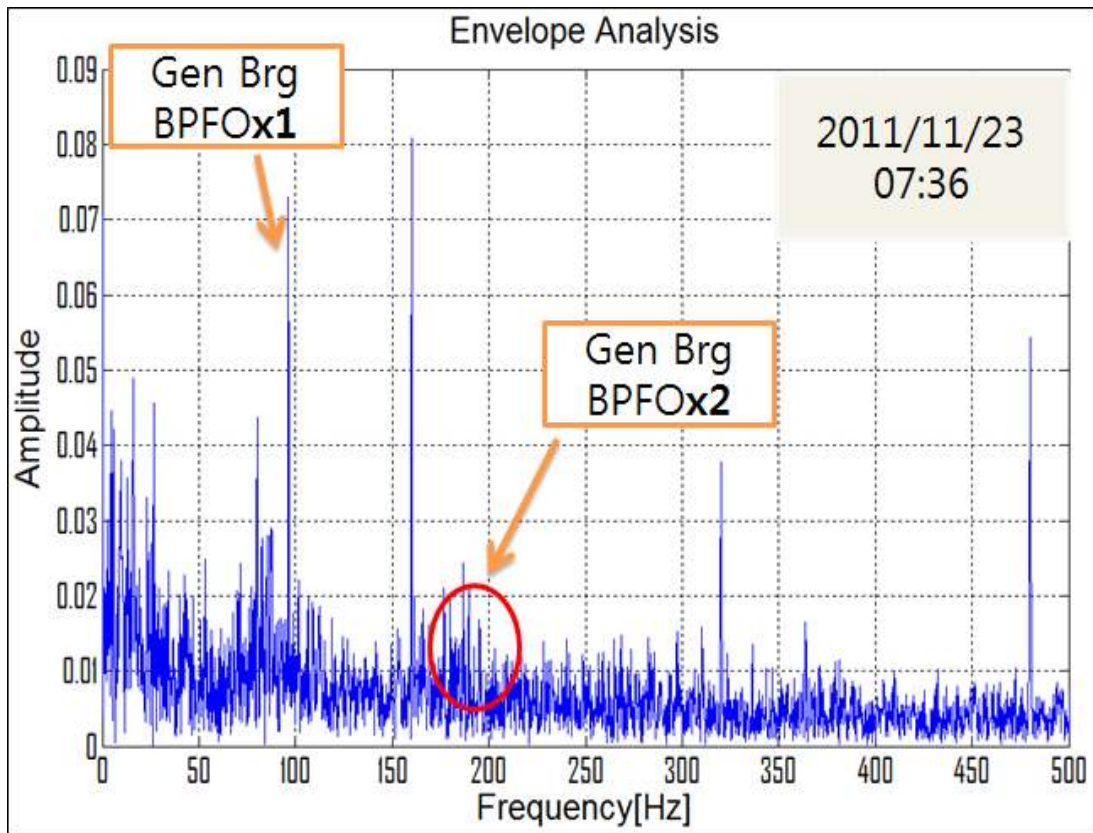


그림 29 Envelope Analysis 결과-2011/12/24-1600RPM

	BPFI	BPFO	FTFI	BSF
Hz	144	95.7	10.6	63.1

표 3 베어링 결함주파수-1600

그림 30와 31는 각각 890RPM과 1111RPM에서의 포락선 검사를 수행한 결과 보여주고 있다. 그림 30에서와 같이 800RPM에서의 베어링 외륜의 결함 주파수가 검출되었고 그림 31에서도 1111RPM에서의 베어링 외륜 결함 주파수와 하모닉 성분의 검출을 확인하였다.

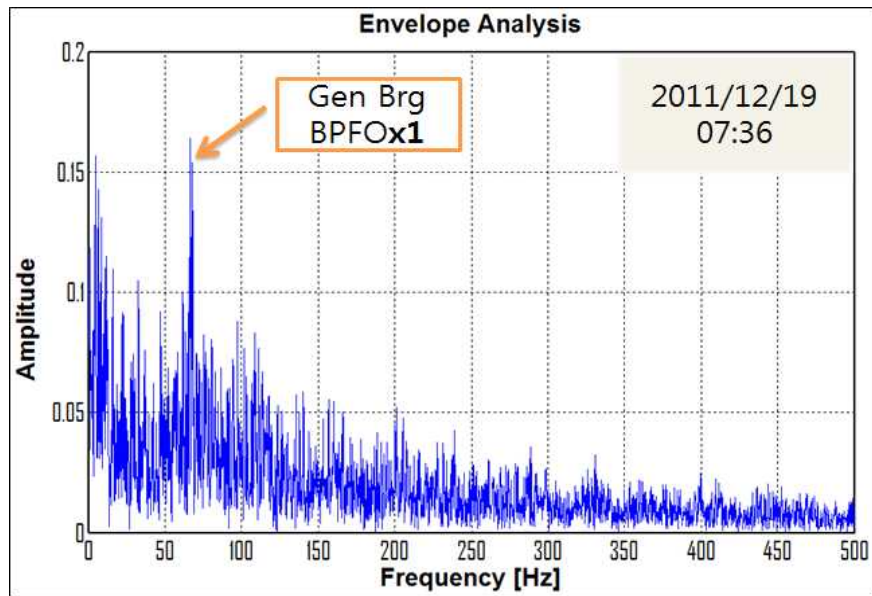


그림 30 Envelope Analysis 결과-2011/12/24-1111RPM

	BPFI	BPFO	FTFI	BSF
Hz	100.2	66.2	7.4	43.8

표4 베어링 결함주파수-1111

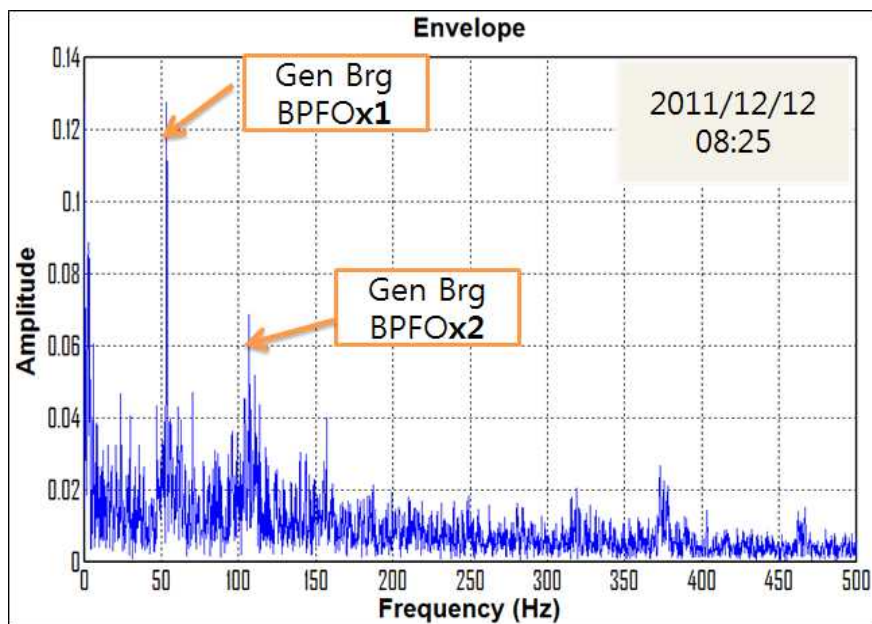


그림 31 Envelope Analysis 결과-2011/12/12-890RPM

	BPFI	BPFO	FTFI	BSF
Hz	80.3	53.3	5.9	35.1

표 5 베어링 결함주파수-890

## 5. 결과의 고찰

### 5.1 효율

표 6은 본 연구에서 진행 된 데이터 처리 수와 사용자 확인수를 기존의 주파수 영역 분석의 경우와 비교한 결과를 보여주고 있다.

	주파수 영역 기법 (결함 무/결함 유)	통합 진단 기법 (결함 무/결함 유)
데이터 처리 수	405/405	135/255
사용자확인 수	135/135	1/41

표 6 진단 기법 별 데이터 처리 및 사용자 확인 수

표 6에서와 같이 제안된 통합 진단 기법은 결함이 존재 하지 않을 경우, 각 진동 데이터의 통계적 수치를 구하는 135번의 데이터 처리 과정만이 필요하고 그 결과를 분석하는 1번의 사용자 확인 절차를 필요로 한다. 또한 결함이 존재 할 경우, 데이터 빈도수가 가장 높은 곳의 데이터(40개)를 대상으로 하여 3단계의 주파수 영역의 신호처리를 수행하므로 120번의 데이터 처리와 각각에 대한 40번의 사용자 확인(결함주파수 검출)이 수행되어 총 255번의 신호 처리수와 41번의 사용자 확인을 필요로 하였다. 하지만 주파수 영역 기법만을 사용할 경우, 결함이 존재하거나 존재하지 않을 경우 모두 각 데이터에 대한 주파수 영역 신호 처리와 사용자 확인이 필요하게 되어 405 번의 신호처리 135번의 사용자 확인을 필요로 하게 된다. 따라서 제안된 통합 진단 기법은 기존의 주파수 영역 해석 기법에 비해 적은 데이터 처리와 사용자 확인을 요구함으로써 보다 실용적이고 효율적이라고 판단된다.

### 5.2 고장 검증

제안된 베어링의 통합 진단법을 이용하여 실제 운전 중이 2MW급 육상 풍력 발전기에 설치되어 있는 발전기 입력 단의 베어링에서 측정된 진동 데이터의 결함 분석을 실시하였다. 동기 RPM에 따른 진동의 평균값과 실효값, 최대값을 구

하여 도시하였고 이를 통하여 1단계 경향성 분석을 실시하였다. 분석 결과로는 진동의 평균값, 실효값, 최대값 모두 1100RPM까지 증가하는 경향을 보이다가 그 이후로 감소하는 경향을 보이고 1400RPM이후엔 다시 증가하는 이상 경향이 나타났다. 따라서 결함의 정확한 유무와 위치를 알아내기 위해 주파수 영역에서의 Envelope 분석을 실시하였다. Envelope 분석 결과 베어링 외륜의 결함 주파수가 검출되어 베어링 외륜에 결함이 존재할 것으로 진단되었다. 현장 검사 결과 실제로 베어링 외륜에 결함이 존재하는 것을 확인할 수 있었다.

## 6. 결론

본 논문에서는 효율적이고 정확한 결함진단을 위해 시간영역 분석과 주파수 영역 분석을 통합한 통합 결함 진단법을 제안하였고 실제 운전중인 2MW급 육상 풍력발전기로부터 측정된 진동 데이터를 이용하여 제안된 진단법의 검증을 위한 결함 진단 분석을 실시하였다. 1단계 진단에서는 간단한 계산으로 얻을 수 있는 통계적 수치인 평균값, 실효값, 최대값과 동기 RPM을 이용하여 경향 분석을 실시하고 이상 현상이 있을 시에 결함의 정확한 유무와 위치를 확인하기 위하여 2단계 주파수 영역분석을 실시하였다. 주파수 영역분석에서는 베어링 결함에 의해 발생하는 주파수 성분을 명확하게 검출하기 위해 Envelope 분석을 수행하였다. 경향성 분석결과 간단한 계산만으로 베어링 진동 신호의 이상 현상을 진단할 수 있었고 Envelop 분석을 통하여 정확한 결함의 유무와 위치를 진단해 낼 수 있었다. 이러한 결과는 진동 분석을 위한 계산의 복잡성을 개선하고 결과에 대한 이해도를 높일 수 있음을 증명 하였고 또한 SCADA 데이터 손실 에 의해 동기 RPM을 획득 하지 못할 경우, 주파수 분석을 통한 동기 RPM의 예측할 수 있음을 보임으로서 제안된 진단법이 정확하고 신속한 결함의 진단뿐만이 아니라 실제 발전기의 적용에도 용이할 것으로 판단된다.

하지만 제안된 결함 진단 기법 역시 다른 결함진단 기법과 마찬가지로 경향분석의 이상 유무판단, 필터링 영역 결정 등과 같이 사용자의 판단을 통한 결정이 이루어져야 하는 부분을 포함하고 있다. 따라서 제안된 기법의 효과적인 적용을 위해서는 사용자의 진동과 베어링 결함에 대한 깊은 이해도를 필요로 한다. 따라서 향후 연구로 결함 신호의 여러 가지 특성을 파악하고 이를 적용한 자동화 진단 기법을 개발 할 경우, 기법의 신뢰성을 높이고 실제 단지에서 사용할 수 있는 활용성을 높일 수 있을 것으로 판단된다.

## 참고 문헌

1. 김홍섭외 1명, 2002. “기어박스에서의 베어링 결함 진단”, 기계관련 산학연 연합 심포지엄(한국소음진동공학회)
2. 양보석, 2006. "기계설비의 진동 상태 감시 및 진단 1편", 도서출판 인터비전
3. Ian Howard, 1994. "A Review of Rolling Element Bearing Vibration "Detection, Diagnosis and Prognosis"", Aeronautical and Maritime Research Laboratory Airframes and Engines Division
4. 황병선, 2009. "최신 풍력터빈의 이해", 도서출판 아진
5. Simon Haykin, 2005. "신호와 시스템", 범한서적
6. 권오현, 이승현, 2005. “유도전동기 베어링의 원거리 실시간 결함진단시스템 개발”, 한국안전학회지, 제20권 제3호, 2005년
7. Nader Sawalhi, Robert B Randall, 2010. “Simulation of the vibration generated by entry and exit to/from a spall in a rolling element bearing”, Proceedings of 20th International Congress on Acoustics, ICA 2010
8. Tahsin Doguer, Jens Strackeljan, 2009. "Vibration Analysis using Time Domain Methods for the Detection of small Roller Bearing Defects", SIRM 2009 - 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machines
9. Tahsin Doguer, Jens Strackeljan, 2008. "New Time Domain Method for the Detection of Roller Bearing Defects", Proceedings of International Conference on Condition Monitoring & Machinery Failure Prevention Technologies CM 2008, Edinburgh, July 2008

10. Pavel Boskoski, Bojan Musizza, Janko Petrovcic, Dani Juricic, 2009.  
"Fault diagnostic system based on approximate reasoning", Annual  
Conference of the Prognostics and Health Management Society,  
2009
11. 고정우 2010, “국소푸리에 변환을 이용한 과동 스펙트럼 분석” 제주대학  
교 석사학위 논문

## 감사의 글

무사히 석사과정을 마칠 수 있게 해주신 하느님께 감사드립니다.

부푼 꿈을 안고 진학하였던 풍력대학원 석사 과정도 어느덧 이렇게 마지막 마무리를 하는 시간까지 오게 되었습니다. 먼저 태어나서 지금까지 항상 저의 편이 되어주고 저를 올바르게 클 수 있도록 길러주신 부모님께 정말 감사한 마음을 표현하고 싶습니다. 제가 힘들때 좌절 할때 기쁠 때 언제나 저의 편이 되어주시고 격려 해주시고 사랑으로 감싸주신 부모님이 있었기에 이렇게 대학원 생활을 마칠 수 있었습니다. 앞으로 사회에 나가서도 항상 부모님의 가르침을 기억하고 자랑스러운 큰아들이 될 수 있도록 노력하겠습니다. 또한 항상 나를 멋있는 형으로 생각해주고 격려해준 하나 밖에 없는 동생에게도 감사하는 마음을 전합니다.

2009년 여름, 무턱대고 풍력대학원에 진학하고 싶다면 면담 신청하였을 때 흔쾌히 저를 받아주신 최경현 교수님께 진심어린 감사와 존경의 마음을 전합니다. 많이 모자랐던 저를 열정 하나만 보시고 제자로 거두어 주셨고 대학원 생활 동안에도 올바른 연구 방향과 아버지 같은 따뜻한 마음을 주셨던 교수님이 계셔서 보람 있고 유익한 대학원 생활을 할 수 있었습니다. 또한 풍력대학원을 위하여 항상 고생하시는 허종철 교수님께도 감사의 말씀을 전합니다. 저는 대학원 생활뿐만이 아니라 학부시절부터 최경현 교수님과 허종철 교수님께서 만들어주신 누리 사업단, 풍력 대학원 덕분에 교환학생 및 인턴쉽 등 최고의 교육환경에서 다양한 혜택을 누리며 학부 및 대학원 생활을 할 수 있었습니다. 그리고 항상 인자한 마음으로 지도해주신 도양희 교수님께도 감사의 마음을 전합니다.

또한 모든 연구 및 업무 진행에 있어서 공학도로서의 올바른 자세를 알려주신 김형찬, 고정범, 당현우 선배와 유지연 선생님, 항상 같이 고민하고 연구한 풍력대학원 1기 동기들, 모자란 선배임에도 불구하고 잘 믿고 따라준 후배 박재희, 조한나, 인턴쉽 기간동안 많은 가르침을 준 신원씨, 신종호 박사님, 오세웅 지사장님 및 로맥스 관계자분들 모두 감사의 말씀을 전합니다.

마지막으로 항상 내 마음의 기둥이 되어주고 믿고 기다려준 사랑하는 김현미에게 감사의 말을 전합니다.