



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

승강기용 권상기의 결함에  
따른 진동의 스펙트럼 분석



濟州大學校 大學院

메카트로닉스工學科

宋 太 福

2010 年 11 月

# 승강기용 권상기의 결함에 따른 진동의 스펙트럼 분석

指導教授 崔 勁 賢

宋 太 福

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함.

2010 年 11 月

宋太福의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審 查 委 員 長 \_\_\_\_\_ (인)

委 員 \_\_\_\_\_ (인)

委 員 \_\_\_\_\_ (인)

濟州大學校 大學院

2010 年 12 月

# The Analysis of the Spectrum of Vibrations in Defective Elevator Traction Machine

Tae-Bok Song

(Supervised by professor Kyung-Hyun Choi)

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

2010. 12.

This thesis has been examined and approved.

Department of Mechatronics Engineering  
GRADUATE SCHOOL  
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

# 목 차

그림 목차 .....	iii
표 목차 .....	v
Abstract .....	vi
<b>I. 서론</b> .....	1
1. 연구 배경 및 목적 .....	1
2. 논문의 구성 .....	2
<b>II. 진동의 개념</b> .....	3
1. 진동의 개요 .....	3
2. 진동의 스펙트럼 분석 .....	5
3. 진동의 해석을 위한 조건 .....	7
<b>III. 승강기 구조 및 원리</b> .....	8
1. 승강기의 정의 및 원리 .....	8
2. 승강기의 구조 .....	8
3. 승강기용 권상기의 구조 .....	8
<b>IV. 회전체의 진동 특성</b> .....	13
1. 질량 불평형(Mass Unbalance) .....	13
2. 축 휨(Bent Shaft) .....	15
3. 기어 결함(Gear Fault) .....	16
4. 베어링 결함(Bearing Fault) .....	20
5. 공진(Resonance) .....	23
<b>V. 권상기 결함에 따른 진동의 스펙트럼 분석</b> .....	25
1. 질량 불평형(Mass Unbalance) .....	26
2. 베어링 결함(Bearing Fault) .....	29
3. 기어 결함(Gear Fault) I .....	32

4. 기어 결함(Gear Fault) II .....	36
5. 공진 (Resonance) .....	40
<b>VI. 결론</b> .....	<b>43</b>
<b>VII. 참고문헌</b> .....	<b>45</b>



## 그림 목차

Fig. 2.1 Harmonic motion .....	3
Fig. 2.2 Multiple vibration frequency .....	5
Fig. 2.3 Time domain .....	5
Fig. 2.4 Sine wave according to frequency .....	6
Fig. 2.5 Frequency domain .....	6
Fig. 3.1 Structure of elevator(Dongyang E/L) .....	9
Fig. 3.2 Structure of elevator's traction machine(Dongyang E/L) .....	10
Fig. 3.3 Structure of elevator's brake .....	11
Fig. 3.4 Drum type brake .....	12
Fig. 4.1 Static mass unbalance .....	14
Fig. 4.2 Spectrum of mass unbalance .....	14
Fig. 4.3 Bent shaft .....	15
Fig. 4.4 Spectrum of bent shaft .....	15
Fig. 4.5 Normal worm gear .....	16
Fig. 4.6 Worn worm gear .....	17
Fig. 4.7 Spectrum of worm gear .....	18
Fig. 4.8 Spectrum of gear's over load .....	18
Fig. 4.9 Spectrum of eccentric gear and backlash .....	19
Fig. 4.10 Spectrum of missaligned gear .....	19
Fig. 4.11 Structure of bearing .....	20
Fig. 4.12 Spike energy according to bearing's fault .....	22
Fig. 4.13 Amplification according to resonance .....	24
Fig. 5.1 PMT's EVA-625 .....	25
Fig. 5.2 EVA Vibration Analysis Tools .....	26
Fig. 5.3 Measurement of vibration .....	27
Fig. 5.4 Raw data according to mass unbalance .....	27

Fig. 5.5 Spectrum of horizontal vibration .....	28
Fig. 5.6 Spectrum of vertical vibration .....	28
Fig. 5.7 Measurement of vibration .....	29
Fig. 5.8 Polluted bearing .....	30
Fig. 5.9 Raw data according to bearing fault .....	30
Fig. 5.10 Spectrum of bearing fault .....	31
Fig. 5.11 Raw data according to replaced bearing .....	31
Fig. 5.12 Spectrum of replaced bearing .....	32
Fig. 5.13 Measurement of vibration .....	33
Fig. 5.14 Vibration sensor .....	34
Fig. 5.15 Worn worm shaft .....	34
Fig. 5.16 Raw data according to gear's fault .....	35
Fig. 5.17 Spectrum of gear's fault .....	35
Fig. 5.18 Measurement of vibration .....	37
Fig. 5.19 Raw data according to gear's overload .....	37
Fig. 5.20 Spectrum of gear's overload .....	38
Fig. 5.21 Raw data (adjust overbalance) .....	38
Fig. 5.22 Spectrum (adjust overbalance) .....	39
Fig. 5.23 Measurement of vibration .....	40
Fig. 5.24 Raw data according to resonance .....	41
Fig. 5.25 Spectrum of steady state(8 sec ~ 10 sec) .....	41
Fig. 5.26 Spectrum of resonance(14 sec ~ 16 sec) .....	42

## 표 목차

Table 4.1 Fault frequency of bearing .....	21
Table 5.1 Spec of experimental traction machine .....	26
Table 5.2 Spec of experimental traction machine .....	29
Table 5.3 Spec of experimental traction machine .....	33
Table 5.4 Spec of experimental traction machine .....	36
Table 5.5 Spec of experimental traction machine .....	40



## Abstract

The main maintenance method within the elevator industry is one of preventive maintenance. This method can cause the inherent danger of sudden breakdowns of machinery despite regular maintenance. At the same time, this method causes excess costs due to unnecessary parts replacement and extra check-ups.

On the other hand, predictive maintenance, which diagnoses the condition of the mechanical system by measuring the vibration within the machinery, can be much more economical. This type of maintenance is aimed at predicting malfunctions and discovering the cause of the malfunctions. A typical way is to measure and analyze the spectrum of the vibrations in defective elevator traction machinery. This type of analysis is then expected to prevent future faults beforehand by clarifying the fundamental causes behind the faults.

The research uses figures on the following: mass unbalance, bent shaft, gear fault, bearing fault and resonance. These are indicative of the qualities of vibrations within operating rotational machine. Another option is to analyze the characteristics of vibrations within defective elevator traction machinery.

So, through the analysis of the characteristics of vibration in defective traction machinery, some efforts have been made to change the focus within maintenance from preventive maintenance to predictive maintenance.

# I. 서론

## 1. 연구의 배경 및 목적

승강기 산업 분야에서의 일반적인 정비방법은 예방정비(Preventive Maintenance)라 할 수 있다. 예방정비란 설비상태와 고장 유무와는 관계없이 기계 제작자 또는 사용자의 평균 수명 기간에 근거한 경험에 따라 일정한 주기로 수행하는 정비 방법이다. 이는 전혀 이상이 없는 부품을 일정 시간에 이르러 교환한다거나 점검을 함으로써, 실질적으로 남아있는 수명만큼의 경제적인 손실을 가져올 뿐만 아니라 주기적인 정비에도 불구하고 갑작스런 기계 고장의 위험성은 항상 존재하고 있다.

이에 반해, 예측정비(Predictive Maintenance)는 운전 중에 상태를 감시하고 예측하는 기술로써 운전 중에 기계의 진동, 온도 등의 측정을 통하여 기계설비의 상태를 지속적으로 검토하는 방법으로 설비의 이상 징후, 원인, 부위 또는 정도 등을 조기에 발견하고 이에 따른 기계정비에 관한 구체적인 계획을 수립하고 적절한 시기를 선택하여 정비할 수 있기 때문에 가장 경제적인 방법이라 할 수 있다. 이러한 기계 상태의 지속적인 관찰에 의한 예측정비에 이용되는 변수로는 진동을 비롯하여 온도, 소음, 압력, 윤활유 분석 등 여러 가지가 있으나 그 중 진동을 측정하고 해석하는 방법이 설비의 이상 상태를 예측하고 진단하는 가장 일반적이고 유효한 수단으로 알려져 있다. [12]

기존의 승강기 산업분야에서의 진동에 관한 연구는 진동이 발생하는 근본적인 원인을 규명하여 제거하는 방식이 아닌 승강기 내에 진동이 전달되지 않도록 감쇠시키는 방법만을 주로 연구하였는데, 이는 기기의 수명에 관점이 있는 것이 아니라 오로지 승차감에 관점을 맞추었기 때문이라 할 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 일반적인 산업현장에서 쓰이는 회전 기기에서의 진동의

특성을 기반으로 승강기용 권상기의 결함에 따른 진동 특성을 분석하여, 추후 진동의 특성에 따른 권상기의 결함을 예측 진단할 수 있도록 하는데 목적이 있다.

## 2. 논문의 구성

본 논문은 7장으로 구성되었으며, 각 장의 내용을 요약하면 다음과 같다.

제 I 장에서는 연구의 배경 및 목적에 대해서 언급하였다.

제 II 장에서는 회전체의 진동에 대한 개요와 진동에 대한 시간영역의 데이터를 주파수영역으로 변환하는 FFT 분석, 그리고 회전체 진동의 해석을 위한 조건에 대해서 설명하였다.

제 III 장에서는 승강기의 구조 및 원리와 본 연구의 핵심인 권상기의 전반적인 구성품에 대해서 자세하게 설명하였다.

제 IV 장에서는 일반적인 회전체의 결함 발생하는 원인과 진동의 특성에 대하여 설명하였다.

제 V 장에서는 일반적인 회전체의 진동의 특성을 기반으로 승강기용 권상기의 결함 발생 시 진동을 측정하여 그 특성을 분석하였다.

끝으로, 제 VI 장에서는 본 연구를 통하여 얻어낸 결론을 정리하였다.

## II. 회전체 진동의 개념

### 1. 진동의 개요

조화 운동은 진동의 가장 간단한 형태로써 시간의 함수로써 나타내면 이것은 Fig. 2.1과 같이 정현 곡선으로 나타내진다. 기준 위치에 서의 진동체의 순간 운동은 다음과 같이 수학적 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$x(t) = X \sin \omega t$$

$x(t)$  : 운동의 순간 진폭

$X$  : 운동의 최대 진폭

$\omega$  : 각속도

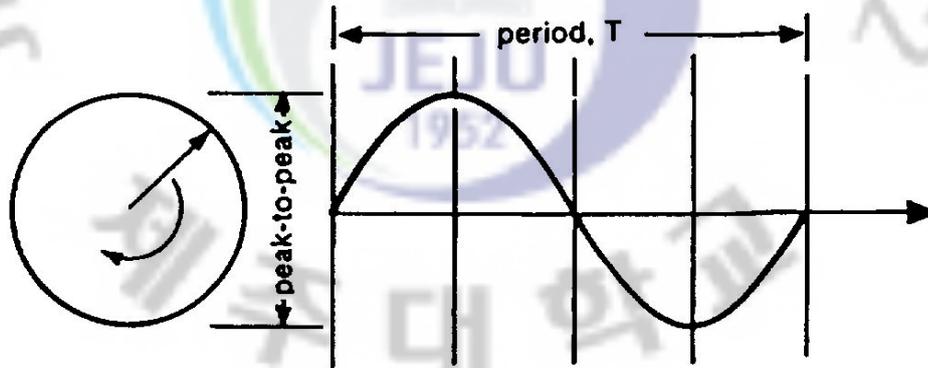


Fig. 2.1 Harmonic motion

진동은 시계의 추와 같은 규칙적 운동이나 지진과 같은 불규칙적 운동으로 발생된다. 이 운동이 일정한 시간  $\tau$ 에 따라 반복되는 경우, 이를 주기운동(Periodic motion)이라고 한다. 이 때 반복시간  $\tau$ 를 진동의 주기(Period)라고 하며, 그 역수

$f = 1/\tau$ 를 주파수(frequency)라고 한다. 주파수는 통상 매 분당 발생하는 사이클의 수 cpm 또는 Hertz (1 Hertz = 60 cpm)로 나타낸다. 진동주파수는 어떠한 특별한 문제점을 알아내기 위한 기계 진동을 분석할 때 가장 중요하다. 주파수를 알으로써 어느 부품에 결함이 있으며 문제점이 무엇인가를 알 수 있기 때문이다. 진동을 유발시키는 힘은 기계 부품의 회전운동에 의해 생긴다. 이 힘은 부품의 회전속도에 따라서 방향과 진폭이 변화하기 때문에 많은 진동문제들은 회전속도와 밀접한 관계를 가지는 주파수를 갖게 된다. 진동주파수를 알아내고, 이 주파수와 각종기계 부품의 회전속도와의 관계를 지음으로써 결함부품을 찾아낼 수 있는 것이다. 모든 문제점들은 기계부품의 회전속도와 일치하는 진동주파수를 나타내지 않고, 각기 다른 진동주파수를 일으킨다는 사실이다. Fig. 2.2는 대부분의 기계진동이 여러 가지 다른 주파수들로 구성되어 있음을 보여준다. 복합적인 진동신호 일지라도 때로는 조화적인 주파수를 포함하고 있다. 조화적인 주파수란 기본 또는 주요 주파수의 정수배인 주파수이다. 통상 기본주파수는 1×RPM에서 발생한다. 예를 들면 2×RPM, 3×RPM 또는 그 이상의 주파수에서 상당한 진동의 크기가 있음을 볼 수 있다. 그러나 복합적인 진동신호의 주파수들은 기본 주파수와 그 배수 주파수에 반드시 국한되지 않는다. 복합적인 진동신호의 모든 주파수들이 기계 문제점을 분석하는데 중요하지만 기본주파수와 탁월주파수는 특별히 중요하다. 기본주파수는 회전체의 회전속도와 같은 1×RPM 주파수이고, 탁월주파수는 가장 큰 진폭을 가지는 주파수이다. 기본주파수와 탁월주파수는 항상 같지 않다. 탁월주파수가 기본주파수와 다를 때 통상 탁월주파수가 문제점을 보다 잘 나타내고 있다.

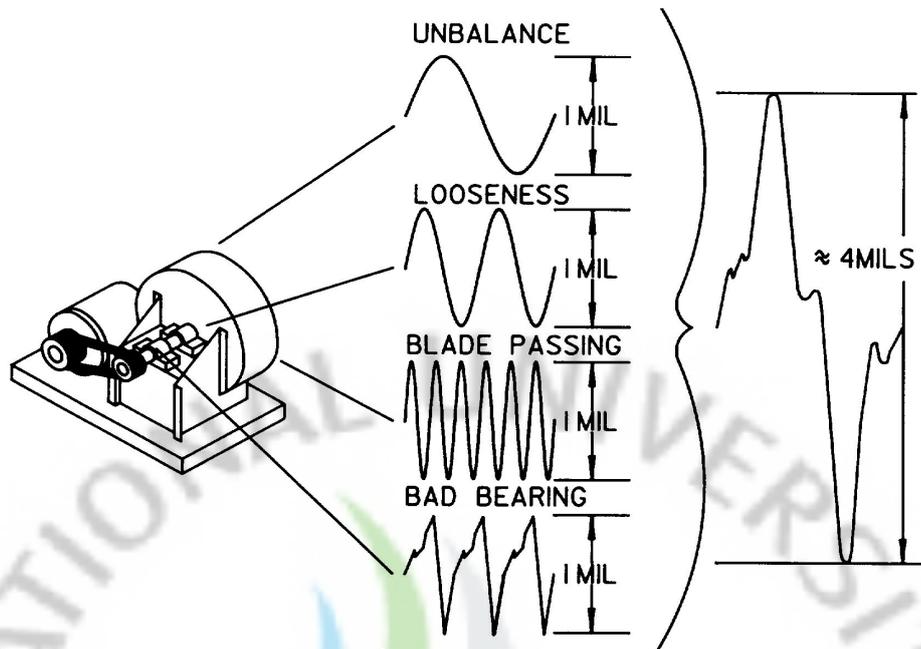


Fig. 2.2 Multiple vibration frequency

2. 진동 스펙트럼(Vibration Spectrum)

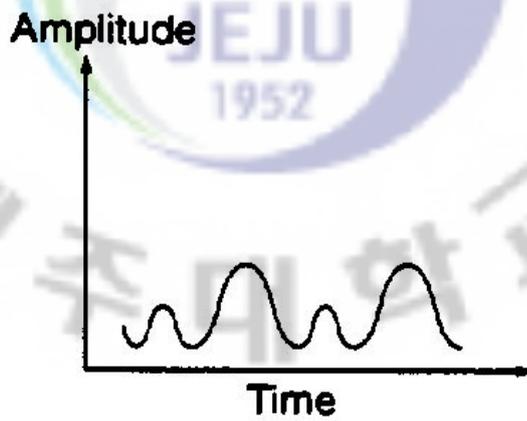


Fig. 2.3 Time domain

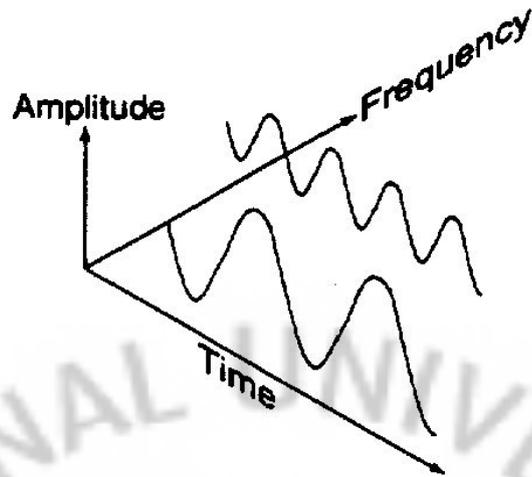


Fig. 2.4 Sine wave according to frequency

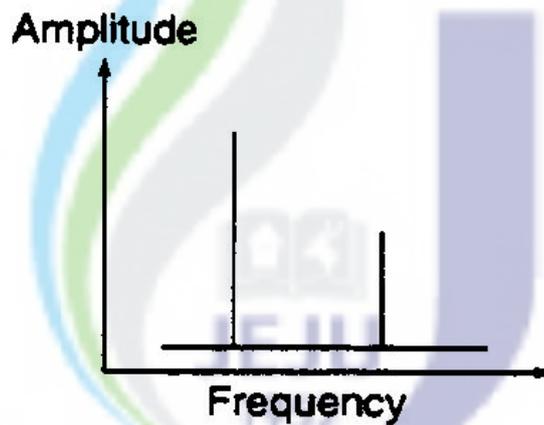


Fig. 2.5 Frequency domain

Fig. 2.3과 같이 시간 영역 파형을 측정하면 실제 기계운동이 표시되고 여러 가지 진동 변수들이 분석되므로 대단히 정확한 방법이다. 그러나 시간 영역 파형 그 자체로 기계의 결함을 알아내기는 상당히 어렵기 때문에 Fig. 2.4처럼 주파수 별로 정현파형으로 분리하여 이를 FFT(Fast Fourier Transform)분석하여 Fig. 2.5와 같이 주파수 영역으로 변환하여 분석하는 것이다.

### 3. 회전체 진동의 해석을 위한 조건

기본적으로 각각의 기계류는 구동측과 피구동측으로 나뉜다. 이를 연결하고 동력을 전달하기 위해 각종 타입의 커플링과 기어, 또는 벨트 등의 기계 요소가 접목되며 기계 중요도에 따라 베어링 타입과 위치, 그리고 기타 공정 물질에 의한 요소들이 고려된다. 기계 요소별 냉각 방식과 기기타입도 다르게 되며 이들 모두는 기계 상태에 직, 간접적인 영향을 주게 된다. 각종 측정기를 이용하여 수집된 데이터는 기계 타입에 따라, 그리고 운전 조건에 따라 각각 다른 방식과 전달 경로를 통하게 되며, 이 경우 이용하는 진단 방식도 차이가 있게 된다. 그러면 해당 기계류에 대해 무슨 정보를 사전에 알고 있는 것이 상태 해석과정에 중요한 것인가?

회전 기계류의 진동 특성은 그 성분들의 대부분 회전 속도와 관련되어 나타난다는 점이다. 따라서 계기를 이용한 진동 데이터 수집 당시부터 이를 기준으로 주파수 범위와 수집 조건을 결정해야 하고 센서 타입에 따라 제한이 있을 경우 최소한의 수집 범위를 결정해야 한다.

베어링인 경우는 크게 유체 유막을 활용하는 저널 베어링과 구름요소 베어링으로 구분되며 각각 진동 전달 특성이 다르므로 이에 따른 진동 측정 및 분석 방식이 다소 차이가 있게 된다. 각각의 타입에 따른 종류별, 그리고 볼 개수 및 사이즈 정보 등을 통해 실제 데이터 측정 이전에 각 요소별 관련 주파수 범위를 계산하여 분석에 참조하여야 한다.

기어인 경우는 크게 워기어, 헬리컬 기어 등이 승강기에 활용되고 있으며, 기어 결함 주파수(Gear Mesh Frequency)를 계산하기 위하여 진동기 회전수, 감속비 등을 미리 파악하여 분석에 참조하여야 한다.

지금까지 언급한 각종 기계류 관련 정보들은 사전에 한번만 제대로 수집하여 기록관리 하게 되면 각종 상황 발생 시 매우 유용하게 활용할 수 있으며 이를 기본으로 각종 기계 종류별의 데이터 수집 계획 및 종류, 그리고 공정과의 상관성 해석 등에 대한 계획을 수립할 수 있다.

### Ⅲ. 엘리베이터의 구조 및 원리

#### 1. 승강기의 정의

“승강기”라 함은 건축물 기타 공작물에 부착되어 일정한 승강로를 통하여 사람이나 화물을 운반하는데 사용되는 시설로서 엘리베이터(elevator), 에스컬레이터(escalator), 휠체어리프트(wheel-chair lift), 등 행정안전부령으로 정하는 것을 말한다.[1]

#### 2. 엘리베이터의 원리 및 구조

##### 2.1 엘리베이터의 원리

Fig. 3.1은 현재 가장 많이 사용되고 있는 엘리베이터의 구조도로서 권상기(traction machine)의 출력축(out shaft)에 조립된 쉬브(sheave)에 와이어로프(wire rope)를 걸어 한 끝에는 카(car)를, 다른 끝에는 균형추(counter weight)를 매단 로프식 엘리베이터이다.

일반적으로 로프식 엘리베이터는 균형추방식을 주로 사용한다. 이 방식은 권상기 쉬브(sheave)와 와이어로프(wire rope) 사이의 마찰력을 이용하여 카를 움직이는 것으로 카의 반대쪽에 균형추가 와이어로프에 의해 두레박식으로 연결되어 있다.[3]

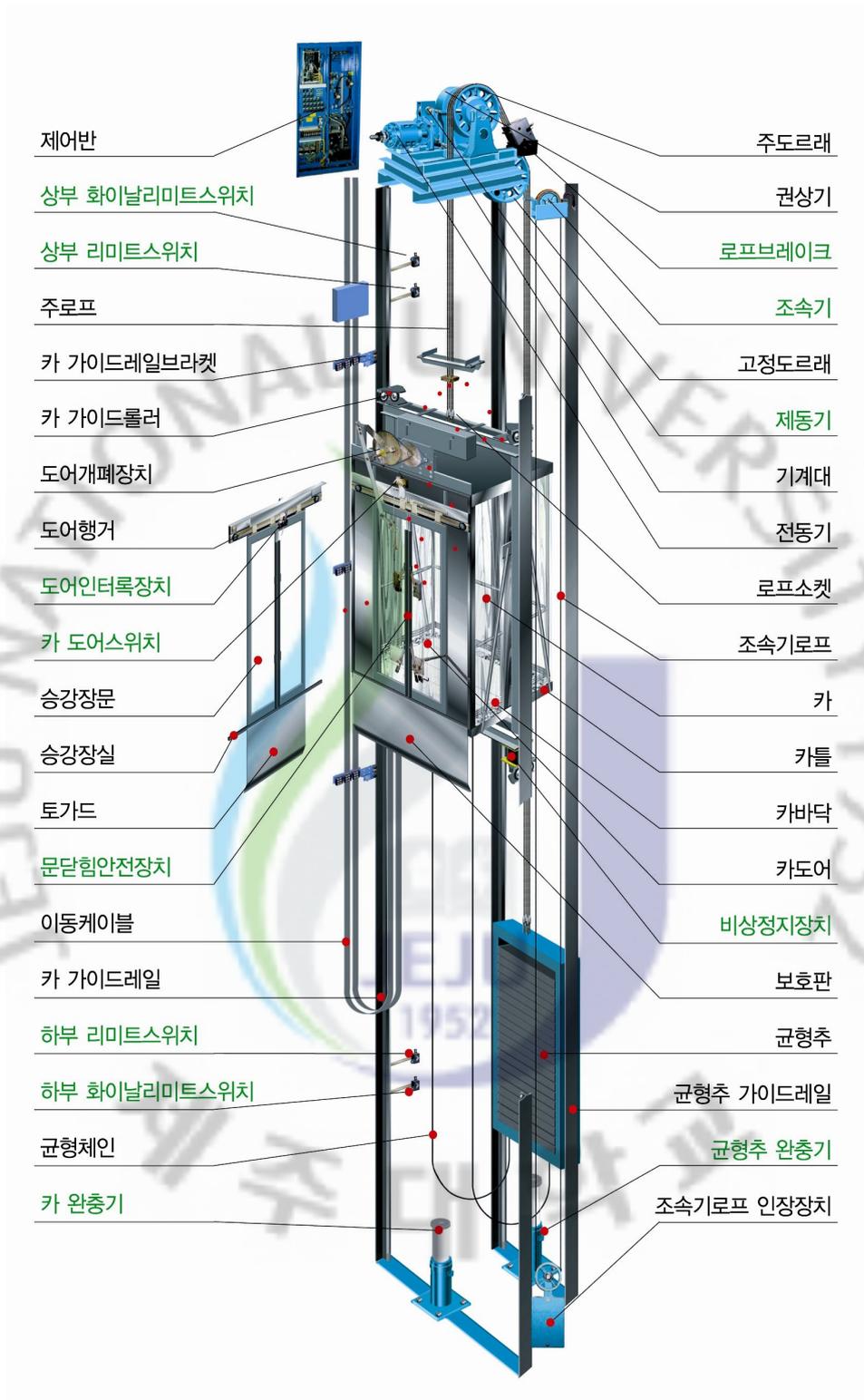


Fig. 3.1 Rope type elevator(sponsored by Dong yang E/L Co., Ltd)

## 2.2 권상기(traction machine)의 구성 요소

권상기란, 주로프가 걸린 쉬브를 회전시켜 카를 상승 또는 하강시키는 장치로서 크게 분류하면 전동기의 회전을 기어를 통해 일정비율로 감속하여 카를 구동하는 기어식(Geared)과 전동기의 회전축에 직접 쉬브를 부착하여 카를 구동하는 기어레스(Gearless)방식으로 나뉜다.[3]

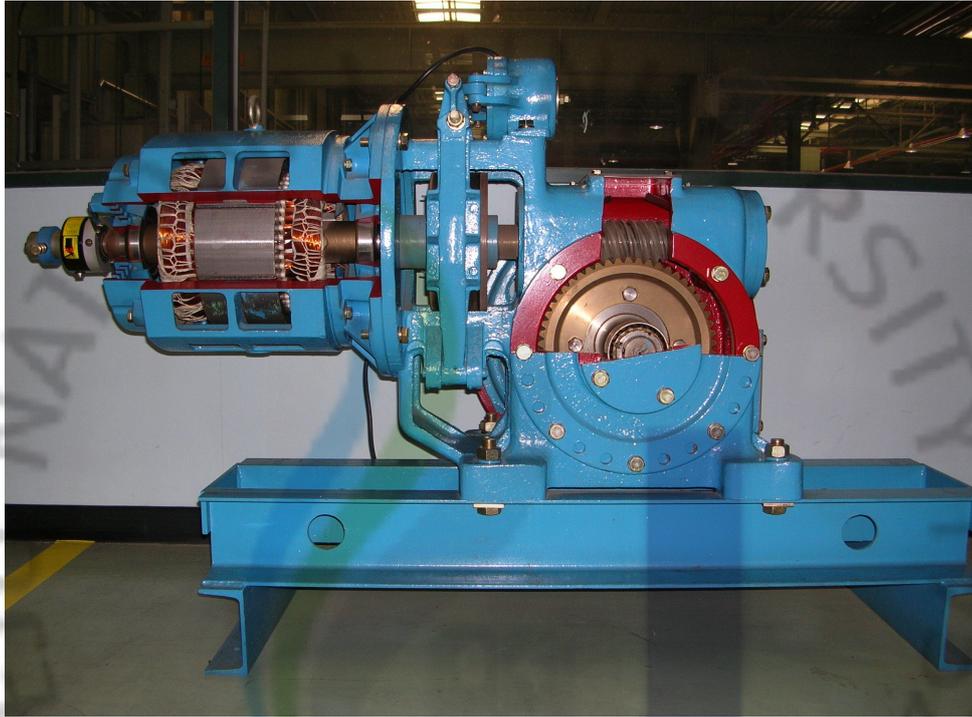


Fig. 3.2 Traction machine of geared type  
(sponsored by Dong yang E/L Co., Ltd)

### 1)감속기(reducer)

기어방식을 사용하는 권상기의 감속기는 일반적으로 워م 감속기와 헬리컬 감속기가 있다. 워م 감속기는 감속비를 크게 할 수 있고 가공이 용이한 반면 역구동이 곤란하고 토크(torque)의 전달 효율이 낮아 용량이 큰 전동기가 필요하며, 헬리컬 감속기는 토크의 전달효율이 높으나 기어의 가공이 어렵고 워م 감속기에 비해 소음이 큰 단점이 있어 주로 엘리베이터에는 워م 감속기를 많이 사용한다.[13]



Fig. 3.3 Worm gear type reducer

### 2) 전동기(electric motor)

전동기는 전기적 에너지를 기계적 에너지로 바꾸는 장치이며, 전동기에서 얻어진 동력은 가장 편리한 동력원이며 에너지 변환 효율이 좋고, 기동이나 정지가 스위치에 의해 아주 간단하게 이루어지고 필요에 따라 속도제어도 가능하다.[13]

엘리베이터용 전동기는 일반 산업용 전동기에 비해 기동빈도가 상당히 높기 때문에 회전력이 큰 것이 요구되며, 빈번한 기동 및 정지에 따른 발열을 고려하여 설계되어져 있으며, 카의 정격속도를 만족하는 회전특성과 충분한 제동력 등을 가져야 하므로 동일전동기에 비해 크기가 크다.[3]

### 3) 브레이크(brake)

엘리베이터 제동기의 기능은 제어적으로 정지한 엘리베이터가 카와 균형추의 무게 불균형에 의한 움직임을 제한하는 것이다. 브레이크의 기능을 상실하면 정지중 엘리베이터가 미끄러질 수 있으므로 사고의 위험이 높다. Fig. 3.4와 같이 코일에 전원을 차단하면 스프링의 압축력에 의해 브레이크 슈에 부착된 라이닝이 드럼을 밀착시켜 동작되고, 코일에 전원을 인가하면 전자력에 의해 개방된다.

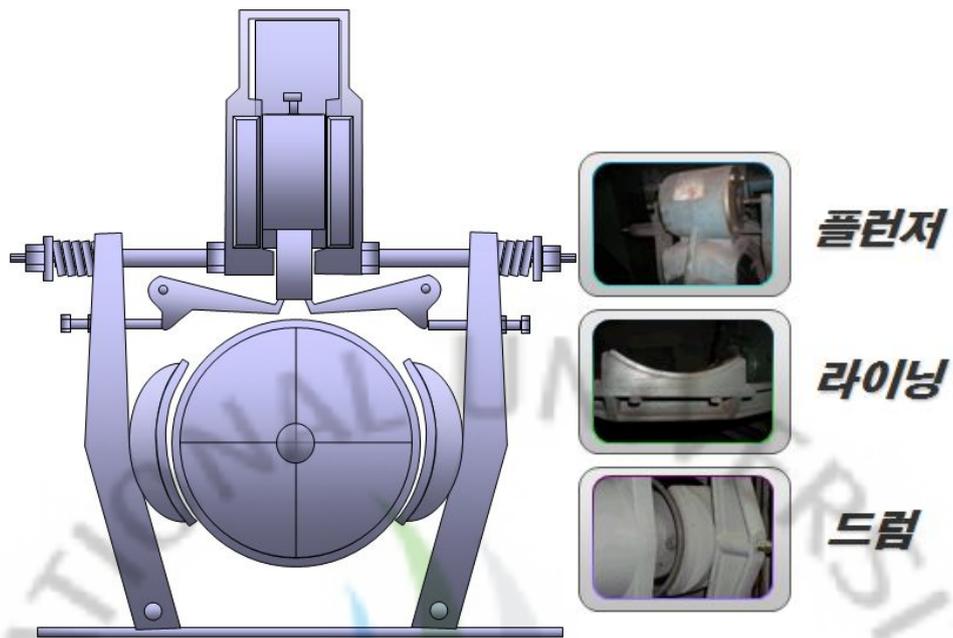


Fig. 3.4 Drum type brake

## IV. 회전체의 진동 특성

아래 5가지에 대해서는 산업현장에서 일반적으로 사용되고 있는 회전체의 결함에 따른 진동의 원인 및 특성을 설명하였다. 승강기용 권상기에서의 부품 결함에 따른 진동 특성을 파악하는 데 기본적인 지식으로 활용하여 결함을 진단하는데 연관성을 찾고자 하였다.

- 질량 불평형(Mass unbalance)
- 축 휨 (Bent shaft)
- 기어 결함 (Gear fault)
- 베어링 결함 (Bearing fault)
- 공진 (Resonance)

### 1. 질량 불평형(Mass unbalance)

#### 1.1 원인

회전자의 제작이나 조립 시 발생하는 오차, 운전시의 고정자와의 접촉에 의한 마멸이나 부식에 의한 변형으로 Fig. 4.1과 같이 회전자의 질량 중심선이 축의 기하학적 중심선과 일치하지 않을 때 불평형이 발생한다. 이 불평형 상태로 회전하면 원심력이 발생하여 회전자는 어느 한 단면의 중심이 궤도를 그리며 회전하는 휘둘림 운동을 하고 베어링 부분에 동하중이 가해져 진동과 소음이 발생하게 된다.

특히, 승강기 분야에서는 고속회전을 하는 전동기 부분과 브레이크 드럼에서 발생하며, 고속용 승강기인 경우는 주로 도르래에서 질량 불평형이 발생한다.

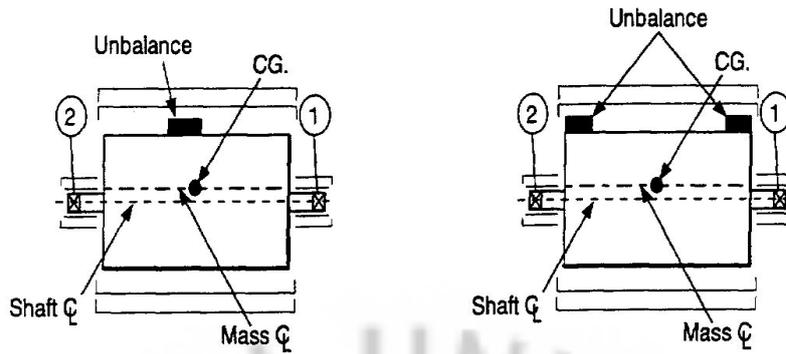


Fig. 4.1 Static mass unbalance

### 1.2 특성

1×RPM에서 고진동이 발생하지만 이러한 진동이 항상 불평형에 따른 진동은 아닐 수 있으며, 1×RPM에서의 진폭이 통상 전체 진동의 80% 이상을 차지한다. 진동의 진폭은 축의 기하학적 중심으로부터 질량 중심까지의 거리에 비례한다. Fig. 4.2와 같이 수평방향의 진동은 수직방향 진동의 2~3배 높게 나타나고, 불평형 진동이 심하면 원주방향의 진동은 축방향의 진동보다 훨씬 높게 나타난다. 그리고 수평 대 수직 진동의 비가 6대1 이상이면 특히 공진 문제가 있음을 나타낸다.

### 1.3 주파수 파형

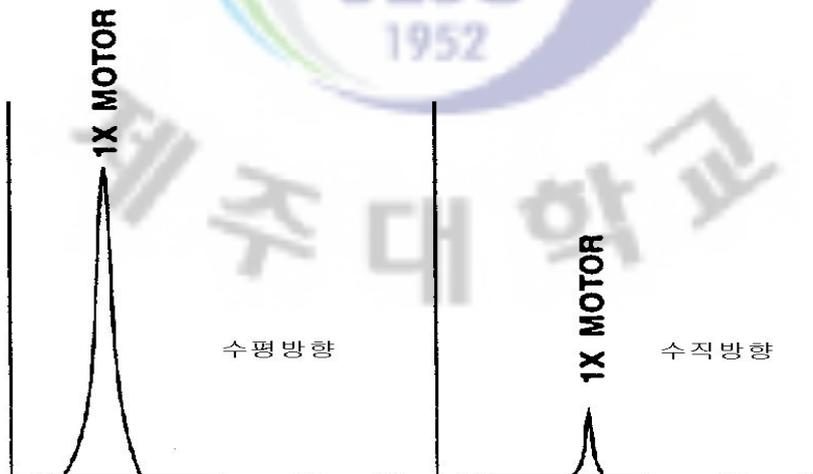


Fig. 4.2 Spectrum of mass unbalance

## 2. 축 휨 (Bent Shaft)

### 2.1 원인

일반적인 승강기에서 볼 때 전동기의 반부하축 축 부분이 외팔보 형태로 설계가 되기 때문에 장시간 사용에 따른 축 휨이 발생할 가능성이 있고, 베어링의 결함으로 인하여 축 하중을 받아 휨이 발생할 가능성이 있다.

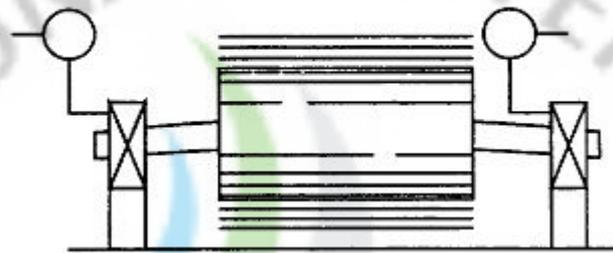


Fig. 4.3 Bent shaft

### 2.2 특성

축이 휨 발생으로 인해 높은 축 방향 진동이 발생하는 것을 Fig. 4.4를 보면 알 수 있다. 축의 휨이 발생한 부위가 축 중심 부근인 경우는 통상적으로  $1 \times \text{RPM}$ 에서 발생하고 커플링 부근인 경우는  $2 \times \text{RPM}$  성분보다 더 높은데서 발생할 수 있다.

### 2.3 주파수 파형

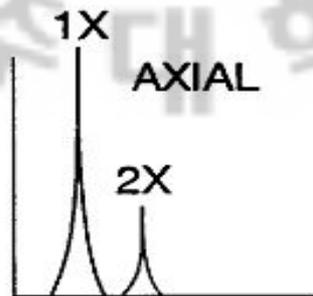


Fig. 4.4 Spectrum of bent shaft

### 3. 기어 결함 (Gear Fault)

#### 3.1 원인

기어의 결함이 발생하는 일반적인 원인으로는 제작상의 결함이나 부적절한 조립으로 인한 경우와 과도한 부하, 부적당한 윤활유 및 오염 등을 들 수 있다. 특히, 승강기분야에서 많이 사용되는 웜기어인 경우, 기어 이빨의 마모되는 원인은 장기간 사용으로 인한 정상적인 마모, 기어 재질의 부적합, 윤활유의 부족, 균형추(Counter Weight)의 오버밸런스 불량을 들 수 있다.

#### 3.2 특성



Fig. 4.5 Normal worm gear

진동 분석으로 다음과 같은 기어의 결함을 알아낼 수 있다.

- 기어 이빨의 마멸
- 기어 이빨에 가해진 과부하
- 기어의 편심 및 백래쉬(Backlash)

- 균열, 이빨 빠짐 또는 깨진 기어 이빨
- 기어 축의 오정렬(Miss-alignment)

위와 같은 기어의 결함은 항상 기본 GMF(Gear Mesh Frequency = 기어 이빨 수 × RPM)에서 일어나는 것이 아니고 2배나 3배의 GMF에서도 일어날 수 있으며, 실제 기어 이빨 마모 시 가장 먼저 감지되는 가장 빈번한 주파수는 3×GMF이다. 왜냐하면 한 개의 이빨이 다른 이빨과 맞물려 돌아갈 때의 미끄럼 작용, 이빨들이 맞물릴 기어의 이뿌리에 다다를 때의 구름 작용, 이빨이 빠져 나올 때의 또 다른 미끄럼 작용해서 3개의 주파수를 발생시키기 때문이다. 기어의 상태가 좋고, 축 정렬이 잘되어 있으면 GMF의 진폭이 낮을 뿐만 아니라 특히 측대파의 진폭이 낮다.

#### 1) 기어 이빨의 마멸



Fig. 4.6 Worn worm gear

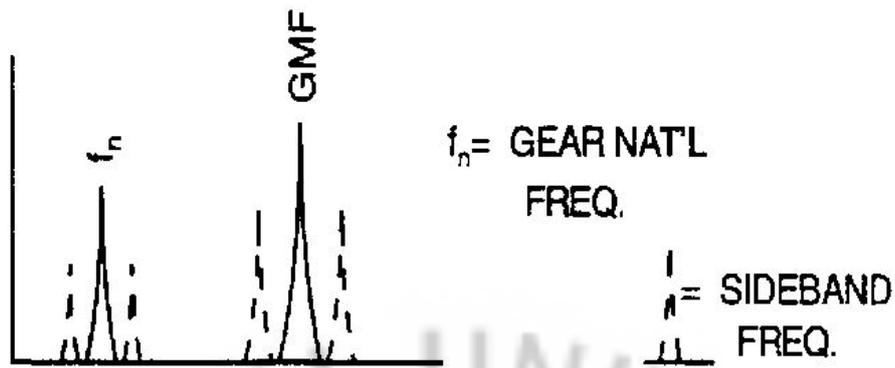


Fig. 4.7 Spectrum of worm gear

Fig. 4.7은 기어 이빨의 마멸을 나타내는 스펙트럼이다. 기어 이빨의 마멸이란 치면에 걸친 표면 손상을 말하는데, 이러한 결함을 아는데 주요한 척도는 GMF가 아닌 기어의 고유진동수이다. 기어 이빨의 마멸이 심각하면 측대파가 GMF 부근에서 나타나 뿐만 아니라 기어의 고유진동수 부근에서도 나타난다. 측대파가 GMF 부근에 있는 경우 측대파의 진폭은 GMF 진폭보다 마멸 상태의 보다 좋은 척도이다.

2) 기어 이빨에 가해진 과부하

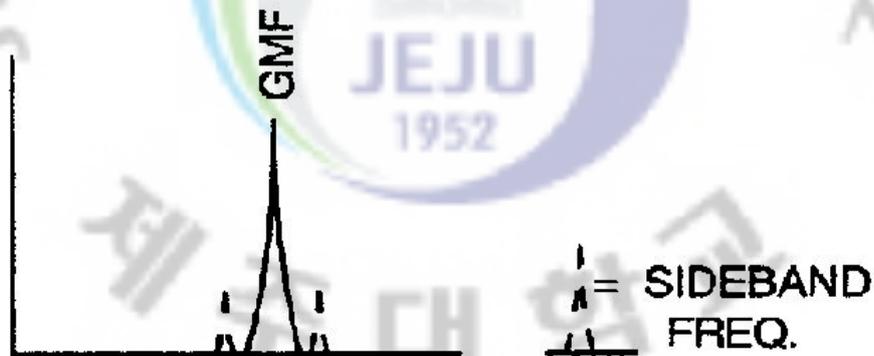


Fig. 4.8 Spectrum of gear's over load

Fig. 4.8은 과부하가 걸린 기어 이빨을 나타내는 스펙트럼이다. 높은 GMF 진폭은 반드시 기어 상태에 문제점을 나타내지는 않지만 만일 부하가 과도하고 오래 지속되면 기어 치면의 피로가 발생하기 시작한다. 특히 측대파 진폭이 낮은

상태로 있고, 기어 고유 진동수가 가진 되지 않는 한 GMF 진폭이 증가하였다 하여 심각한 문제가 생긴 것은 아니다.

### 3) 기어 편심 및 백래쉬(Backlash)

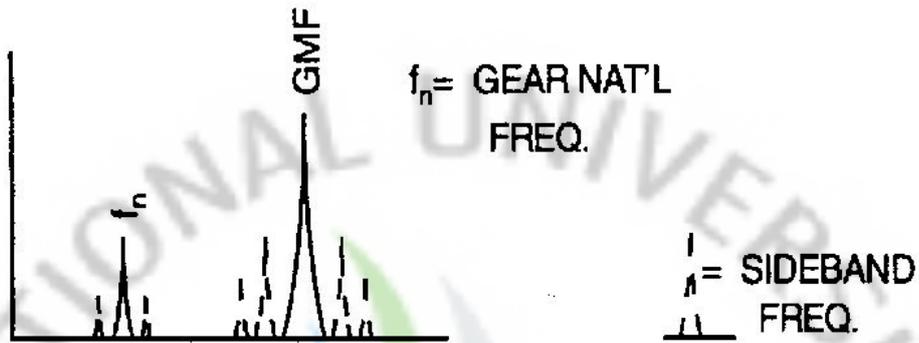


Fig. 4.9 Spectrum of eccentric gear and backlash

Fig. 4.9은 심한 기어 편심 또는 백래쉬를 나타내는 스펙트럼이다. 편심 및 백래쉬는 GMF뿐만 아니라 기어 고유 진동수를 가진시키며, 또한 고유진동수 및 GMF 근방에 많은 측대파를 발생시킨다. 편심 기어는 고유 진동수와 GMF를 변조시키며, 이들 주파수에는 편심 기어의 1×RPM의 측대파가 생긴다. 편심 기어를 억지로 맞물리게 하면 큰 힘, 응력 및 진동이 발생한다.

### 4) 기어 축 오정렬

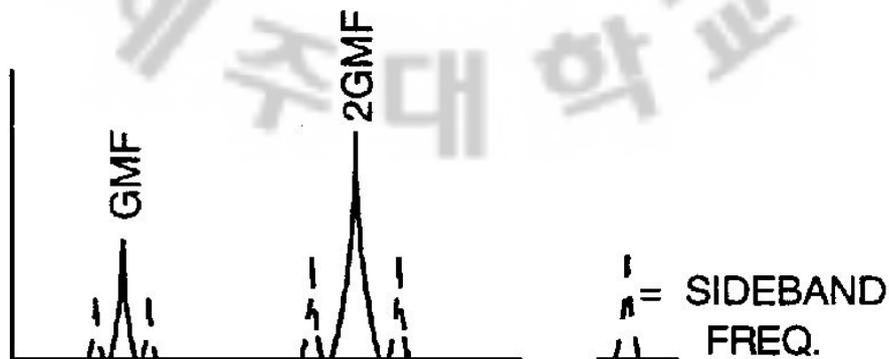


Fig. 4.10 Spectrum of miss-aligned gear

Fig. 3.10은 항상 거의 고주파 GMF를 가진 시키는 오정렬된 기어를 나타낸다. 기어의 정렬 상태가 나쁘면 때로는 기본 GMF에서 진폭이 작고  $2 \times \text{GMF}$  또는  $3 \times \text{GMF}$ 에서 진폭이 더 높게 나타난다.

#### 4. 베어링 결함 (Bearing Fault)

##### 4.1 원인

Fig. 4.11과 같이 승강기에 주로 사용되는 구름베어링의 경우 발생하는 진동 신호는 몇 가지 성분을 포함하고 있으며, 그 성분으로 베어링의 내륜이나 외륜 또는 볼이 손상되었을 때 주파수의 진폭이 증가됨을 알 수 있다. 이러한 베어링 요소들의 주파수를 분석함으로써 어느 부분의 손상되는지를 진단할 수 있다.

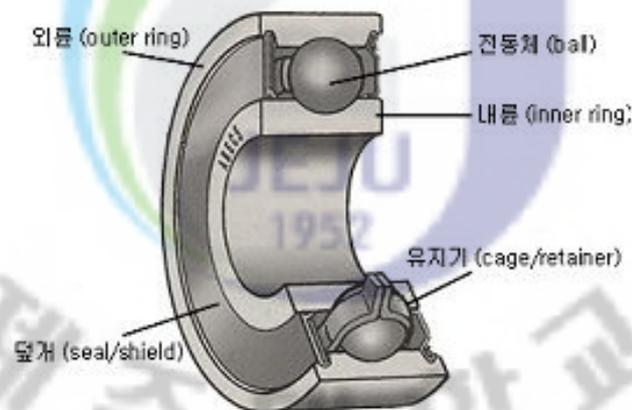


Fig. 4.11 Structure of bearing

이러한 베어링의 수명을 단축시키는 원인으로는 부적절한 윤활, 부적절한 설치, 부적절한 베어링 선정 그리고 정상적으로 마모되는 경우 순이다.

대부분의 경우 베어링 결함의 약 90%는 내륜 또는 외륜이 얇게 깨지는 경우이며, 나머지는 구름요소와 케이지의 결함인 경우이다. 베어링 결함은 베어링의

파손에 의해 발생할 수 있겠지만 불충분한 윤활에 의한 금속간의 접촉을 일으키거나, 그리스(Grease)에 의한 손상, 베어링에 비정상적인 과도한 축하중에 의한 문제일 수 있다.

#### 4.2 특성

베어링 결함 주파수는 운전속도의 정수배가 아님을 알 수 있다. 대부분의 회전체에서 진동 원인은 대부분은 회전속도의 정수배의 진동주파수로 이루어지며, 주파수가 회전속도의 정수배가 아닌 것은 구름 베어링의 결함, 기어의 결함 등에서 한정적으로 발생된다. 그리고 기어에서는 작은 진폭이라도 기어관련 주파수가 항상 수반하지만, 베어링 결함 주파수는 베어링에 문제가 있어야만 나타나게 된다.

베어링 결함 주파수가 발생하였을 때 통상적으로 허용될 수 있는 진동의 허용치는  $1 \times \text{RPM}$  진동 허용치보다 작아야 하고, 베어링 결함 주파수가 조화파로 발생되고 있는가를 관찰해야 하며 특히 결함 주파수 주위에 측대파가 존재하는가를 관찰해야 한다.

Table 4.1 Fault frequency of bearing

Inner Race Defect = BRFI = $(\frac{N_b}{2} + 1.2) \times \text{RPM}$
Outer Race Defect = BRFO = $(\frac{N_b}{2} - 1.2) \times \text{RPM}$
Ball(or Roller) Spin = BSF = $\frac{1}{2}(\frac{N_b}{2} - \frac{1.2}{N_b}) \times \text{RPM}$
Cage Defect = FTF = $(\frac{1}{2} - \frac{1.2}{N_b}) \times \text{RPM}$
여기서, $N_b$ = Ball이나 Roller의 개수

베어링 치수는 모르지만 Ball이나 Roller의 개수를 알면 Table 4.1과 같이 공식을 이용해서 개략적인 주파수를 알 수 있다. 베어링 결함주파수를 알고 있으므로

해서 동일 기계에서 두 가지 형태의 베어링을 채택하고 있는 경우 베어링 규격에 따라 각기 다른 주파수를 가지고 있기 때문에 어느 베어링이 손상이 되었는지 또한 이 베어링의 어느 부분이 손상이 되었는지까지 분석이 가능하다.

그리고 구름 베어링의 상태를 평가하는 데 Spike Energy(짧은 시간 동안에 금속간의 충격으로 인한 불규칙 진동에 의하여 생기는 진동 에너지)가 유용하게 쓰인다. 베어링은 매우 정밀하게 만들어지기 때문에 진동의 크기가 다른 부품에 비해 매우 낮아야 한다. 따라서 결함 초기 단계에서는 베어링 진동이 다른 부품에 의한 진동에 파묻혀 버린다. Fig. 4.12에서와 같이 베어링의 결함은 부품간에서 간헐적인 충격의 원인이 되어 공진 주파수를 야기한다.

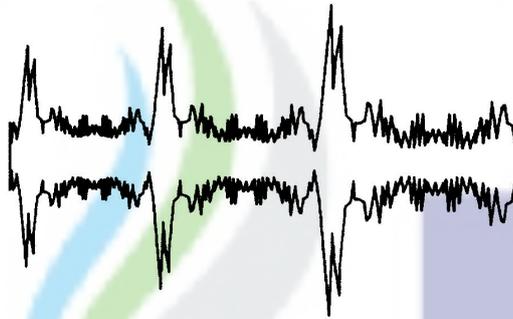


Fig. 4.12 Spike energy according to bearing's fault

#### ① 외륜과 내륜의 결함시의 주파수 특성

다른 부품의 결함주파수보다 외륜과 내륜 결함 시 발생하는 주파수는 매우 잘 나타난다. 또한 내륜 한 곳에만 결함이 발생하였을 때에는 주파수 진단만으로 이들 결함을 찾아내기가 어렵다. 왜냐하면 진폭이 작게 나타나고 특히 축이 내륜에 끼워져 함께 회전하는 경우에는 계산상의 결함 주파수와 차이가 있을 수 있기 때문이다. 구름 베어링에 대한 주파수 분석을 실시할 경우 관심을 두어야 할 부분은 진동의 크기가 아니라 주파수 성분이다. 베어링 주파수의 진폭은 베어링의 상태가 악화될 때 더 작아지는 경우가 많이 있기 때문이다.

#### ② Cage 결함시의 주파수 특성

Table 4.1에 따르면 내륜이 축과 함께 회전하는 경우에 Cage 결함 주파수는 항상  $1 \times \text{RPM}$  이하에서 발생함을 알 수 있으며, 대부분의 경우  $0.35 \times \text{RPM} \sim$

0.45×RPM에서 나타난다. Cage 주파수는 보통 단독으로 나타나지는 않으며, Ball 또는 Race 주파수의 측대파로 발생한다. 외륜 결함 시 Cage 주파수(FTF)가 측대파로 나타난다.

### ③ 볼(Ball) 결함시의 주파수 특성

볼 자체의 결함이 발생할 경우 볼 주파수(BSF)뿐만 아니라 Cage 주파수(FTF)도 발생하게 된다. 또한, 볼에 심한 손상이 있음에도 불구하고 기본 볼 결함주파수나 그 조화주파수가 나타나지 않고 볼 주파수(BSF)가 다른 주파수들의 측대파로 나타난다. 그리고 Cage가 파손된 경우에도 볼 주파수(BSF)가 나타나기도 한다. 볼 주파수(BSF)가 나타났다고 반드시 볼(Ball)에 결함이 있다고 판단할 수는 없지만 볼과 관련된 문제가 있다는 것을 의미한다.

## 5. 공진 (Resonance)

### 5.1. 원인

공진이란 가진부의 가진주파수와 종진부의 고유주파수의 비가  $\sqrt{2}$  ( $\frac{\text{가진주파수}}{\text{고유주파수}} \leq \sqrt{2}$ ) 이하일 때 발생한다. 가진주파수와 고유주파수의 비가  $\sqrt{2}$ 를 초과하면 진동이 감쇠가 되며, 일치할 때 공진이 가장 심해진다. 가진주파수는 불평형, 오정렬, 베어링 결함, 기어 결함 등으로부터 발생된다. 공진은 기기의 수명과 관계가 있기 때문에 엘리베이터 설계 시 공진을 없애는 것이 중요하다.

승강기에서 일반적으로 가진주파수는 일정하지만 카가 주행할 때 카를 매달고 있는 로프의 길이는 카의 위치에 따라 변화하게 되므로 종진주파수(로프의 고유주파수)는 변하게 된다. 로프의 길이는 짧아질수록 고유주파수가 증가하고, 어느 특정 길이가 되면 로프의 진동을 가하는 가진주파수(웜기어 주파수)와 로프 자체의 고유주파수의 비가 공진의 범위에 들게 될 때 진동을 증폭시켜 카 내에 전달이 된다.

## 5.2. 특성

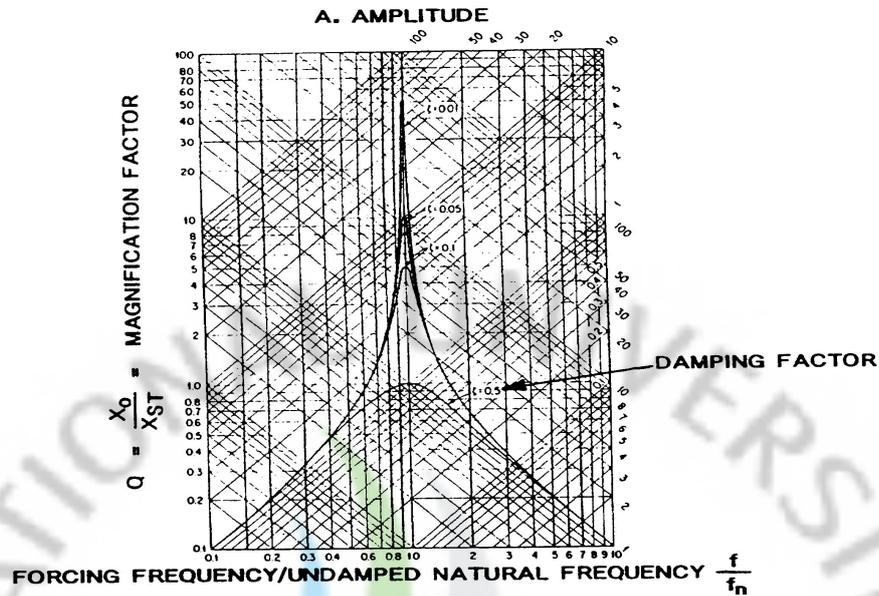


Fig. 4.13 Amplification according to resonance

이 가진 주파수는 여러 원인에 의해 발생될 수 있으며, 여러 다른 주파수에서 일어날 수 있다. 예를 들면 이것은  $1 \times \text{RPM}$ 은 불평형에 의해서,  $2 \times \text{RPM}$ 은 오정렬 (Misalignment)에 의해서, 기어 잇수  $\times \text{RPM}$ 은 기어 주파수에 의해서, Blade 수  $\times \text{RPM}$ 은 Blade Pass 주파수 또는 구름 베어링의 결함 주파수에 의해서도 발생될 수 있다. Fig. 4.13은 가진 주파수( $f$ )가 계의 고유 진동수( $f_n$ )와 같을 때 즉  $f/f_n=1.0$ 일 때 문제점이 발생하는 것을 보여주고 있다. 문제점이 발생할 때 Fig. 4.13은 10배 또는 50배까지도 진동이 증폭될 수 있음을 보여주고 있다.

## V. 권상기 결함에 따른 진동의 스펙트럼 분석

PMT사의 EVA-625(소음진동측정기)를 사용하여 측정하였으며, 측정방법은 진동센서를 권상기의 결함부위에 설치하여 일정한 속도로 승강기가 상승 및 하강하는 상태로 아래와 같이 5가지에 대한 결함이 발생한 현장에 대해서 진동데이터를 측정하였다.

진단기법으로는 PMT사에서 제공하는'EVA Vibration Analysis Tools'을 사용하였으며, 측정한 원 데이터(Raw Data)를 FFT(Fast Fourier Transform) 분석을 하여 진동의 주파수(수평축) 및 진폭(수직축)의 특성을 분석하였다.

일반적인 회전 기기에서 발생하는 결함에 대한 진동의 특성을 이론적 배경으로 하여 승강기용 권상기에서 주로 발생할 수 있는 5가지 결함에 대한 진동의 특성을 분석하여 설명하였다.



Fig. 5.1 PMT's EVA-625

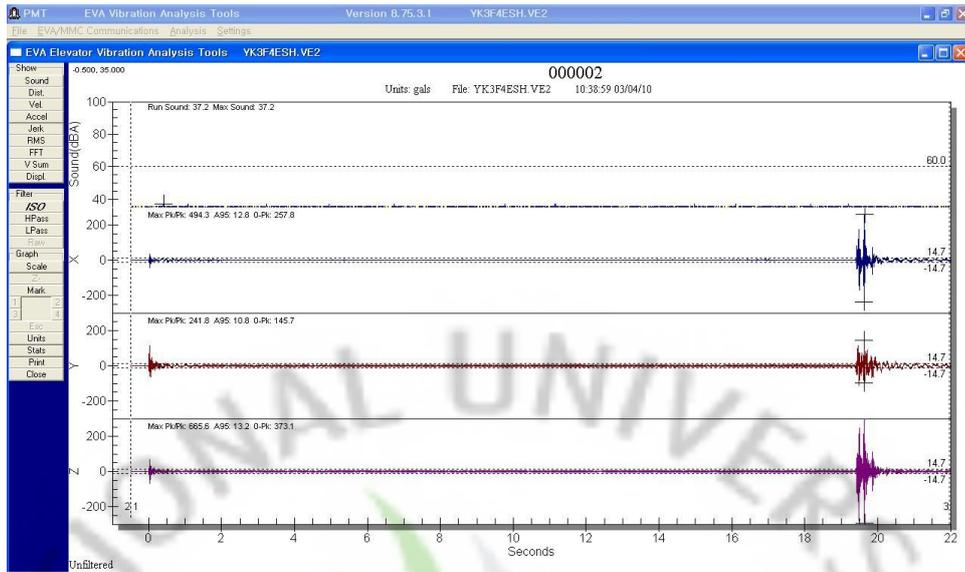


Fig. 5.2 EVA Vibration Analysis Tools

## 1. 질량 불평형

### 1.1 실험 권상기 설명

전동기의 고정자와 회전자와의 변형으로 인하여 회전자의 질량 중심선이 축의 기하학적 중심선과 일치하지 않아 불평형이 발생한 상태이다. 회전하면서 원심력이 발생하여 휘돌림 운동을 하고 있으며 이로 인하여 도르래 축 베어링 부분에 동하중으로 인하여 심한 진동이 발생하고 있다.

Table 5.1 Spec of experimental traction machine

Type	Traction Machine
Power	5.5 kw
Voltage	380 V
Current	13.5 A
Decelerator	웜기어, 두줄나사
Rotating Speed	1700 rpm
Pole	4 p
Bearing-Drive	#6310
Bearing-NonDrive	#6308

## 1.2 진동 측정



Fig. 5.3 Measurement of vibration

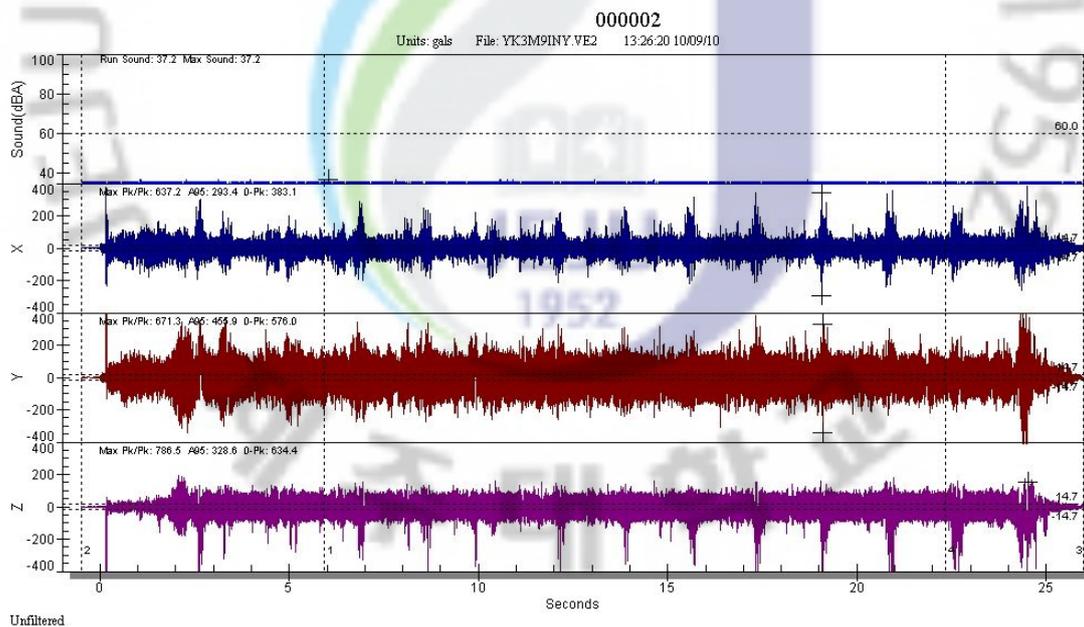


Fig. 5.4 Raw data according to mass unbalance

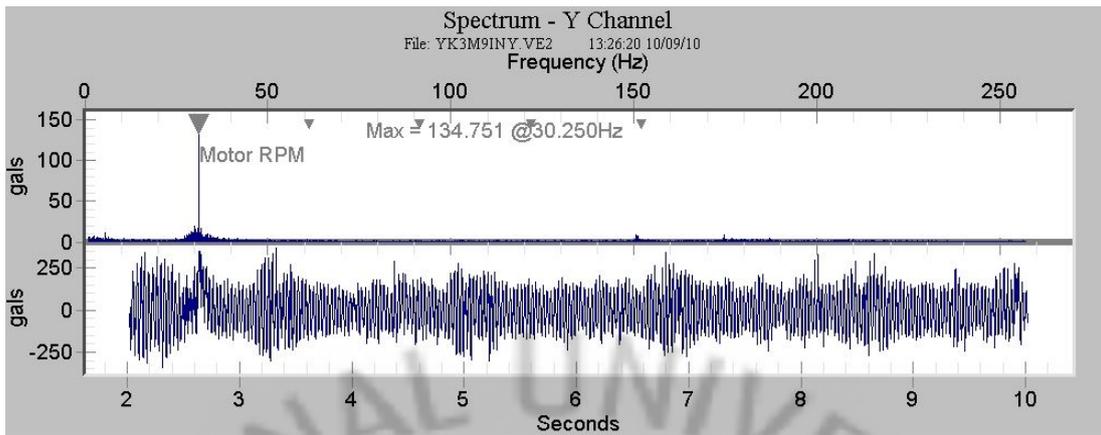


Fig. 5.5 Spectrum of horizontal vibration

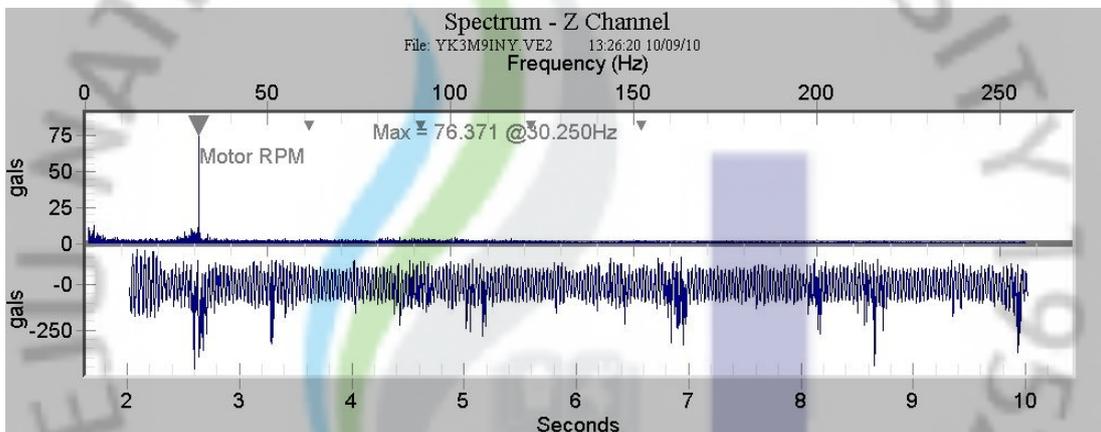


Fig. 5.6 Spectrum of vertical vibration

### 1.3 진동 분석

전동기 부분의 질량 불평형으로 인해서 심한 진동이 발생하는 경우이다. Fig. 5.4와 같이 수평 및 수직방향 모두 심한 진동이 발생함을 알 수 있다. 전동기 주파수( $1 \times \text{RPM}$ )인 30.25 Hz가 수평/수직 방향 모두 매우 심하게 발생함을 알 수 있고, Fig. 5.5과 Fig. 5.6을 비교하여 볼 때 수평 방향(134.7 gals)이 수직방향(76.3 gals)보다 심하다는 것을 알 수 있다.

이러한 질량 불평형으로 인하여 베어링에도 충격이 가해져 원 데이터를 보면 Spike energy 가 발생하는 것을 알 수 있다. 스펙트럼 분석을 보면 5Hz 정도의 도르래 축 베어링의 내륜 주파수가 발생하고 있다.

## 2. 베어링 결함

### 2.1 실험 권상기 설명

본 권상기는 전동기의 반부하측 베어링이 윤택상태가 좋지 않아 심한 진동이 발생하는 경우이다. 전동기 반부하측(Bearing-NonDrive)에 진동센서를 부착하여 측정하였다.

Table 5.2 Spec of experimental traction machine

Type	Traction Machine
Power	5.5 kw
Voltage	170 V
Current	26.2 A
Decelerator	웜기어, 두줄나사
Rotating Speed	1700 rpm
Pole	4 p
Bearing-Drive	#6310
Bearing-NonDrive	#6308

### 2.2 진동 측정



Fig. 5.7 Measurement of vibration



Fig. 5.8 Polluted bearing

### 2.3 진동 측정

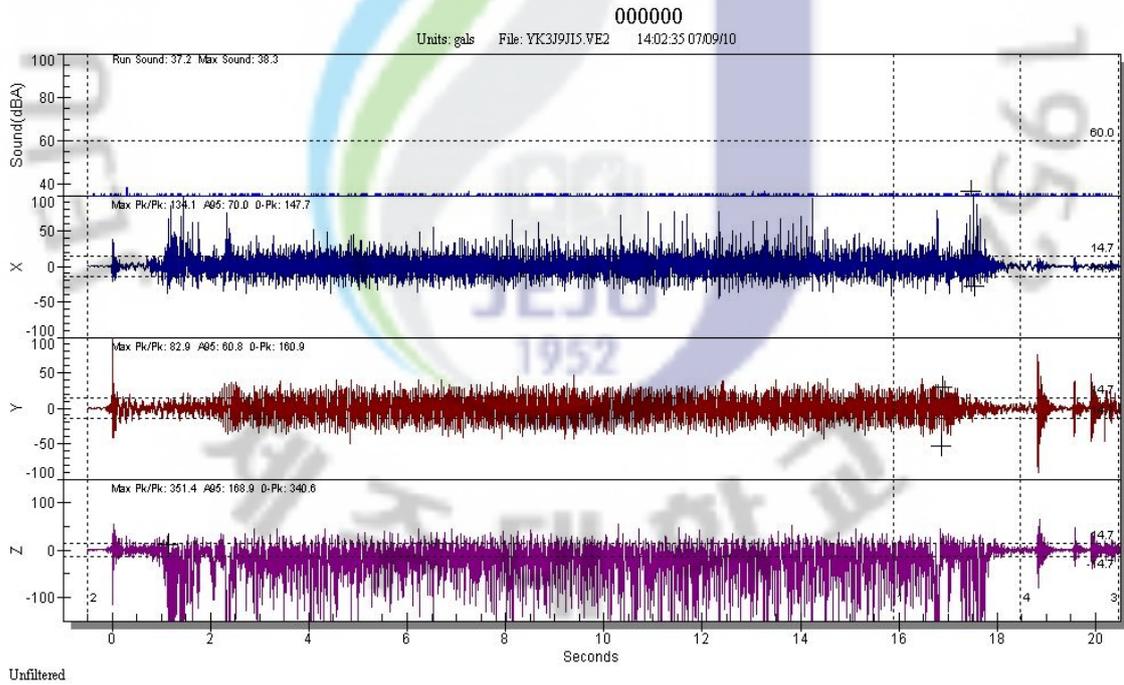


Fig. 5.9 Raw data according to bearing fault

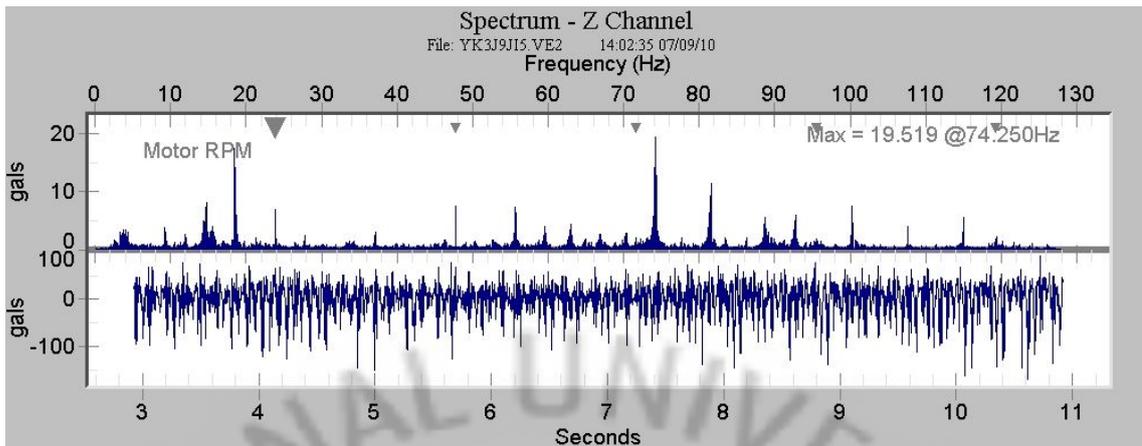


Fig. 5.10 Spectrum of bearing fault

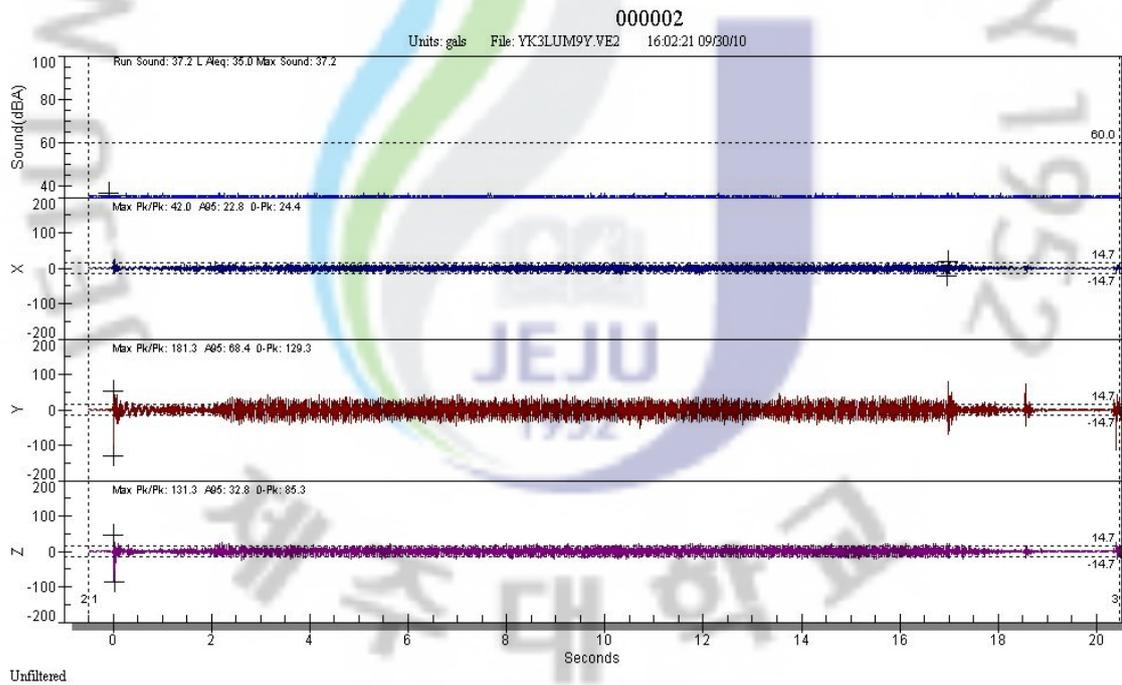


Fig. 5.11 Raw data according to replaced bearing

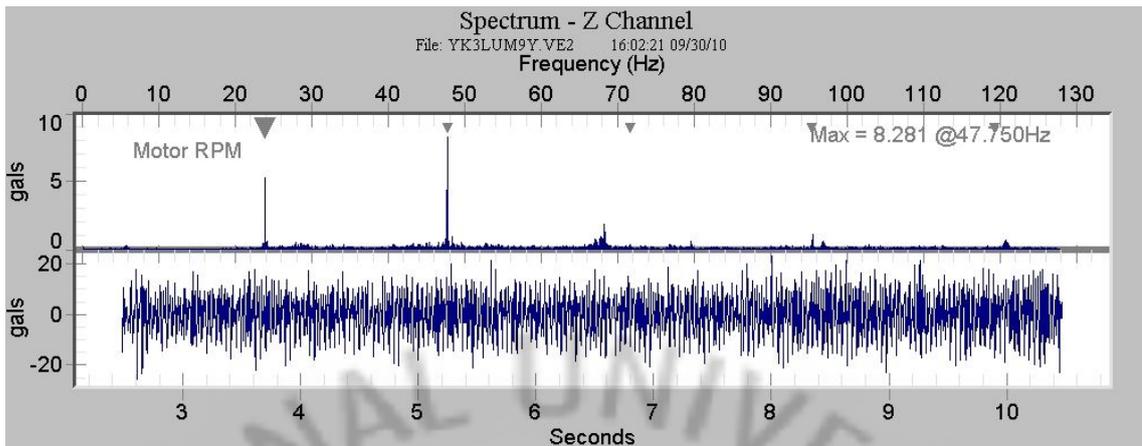


Fig. 5.12 Spectrum of replaced bearing

## 2.4 진동 분석

본 실험권상기는 베어링 부위에서 가장 흔하게 발생하는 경우로, Fig. 5.8처럼 반부하측의 베어링 윤활상태가 불량하여 심한 진동이 발생하는 경우이다. 원 데이터는 Fig. 5.9와 같이 축 방향으로 170 gals 크기의 진폭이 심하게 발생함을 알 수 있다. 진동의 스펙트럼 분석 결과 전동기 주파수( $1 \times \text{RPM}$ ,  $2 \times \text{RPM}$ )는 7 Hz 정도로 다른 주파수에 비해 다소 작음을 알 수 있다. 그러나 베어링 외륜 주파수 (74.2 Hz) 가 24 gals 이상의 높은 진폭으로 발생함을 알 수 있다.

반부하 측의 베어링을 교체한 후에 Fig. 5.11의 원 데이터를 보면 X, Y, Z 축 모두 진폭이 감소하였음을 알 수 있다. Fig. 5.12과 같이 진동의 스펙트럼을 분석한 결과 전동기 주파수( $1 \times \text{RPM}$ ,  $2 \times \text{RPM}$ )를 제외한 다른 모든 주파수가 사라졌음을 알 수 있다.

## 3. 기어 결함(기어 이빨의 마멸)

### 3.1 실험 권상기 설명

본 실험 권상기는 감속기 워축의 심한 마모로 인하여 진동이 발생하는 경우로, 감속기 상부에 진동센서를 부착하여 진동을 측정하였다.

Table 5.3 Spec of experimental traction machine

Type	Traction Machine
Power	5.5 kw
Voltage	310 V
Current	15.2 A
Decelerator	웜기어, 두줄나사
Rotating Speed	1700 rpm
Pole	4 p
Bearing-Drive	#6310
Bearing-NonDrive	#6308

### 3.2 진동 측정



Fig. 5.13 Measurement of vibration

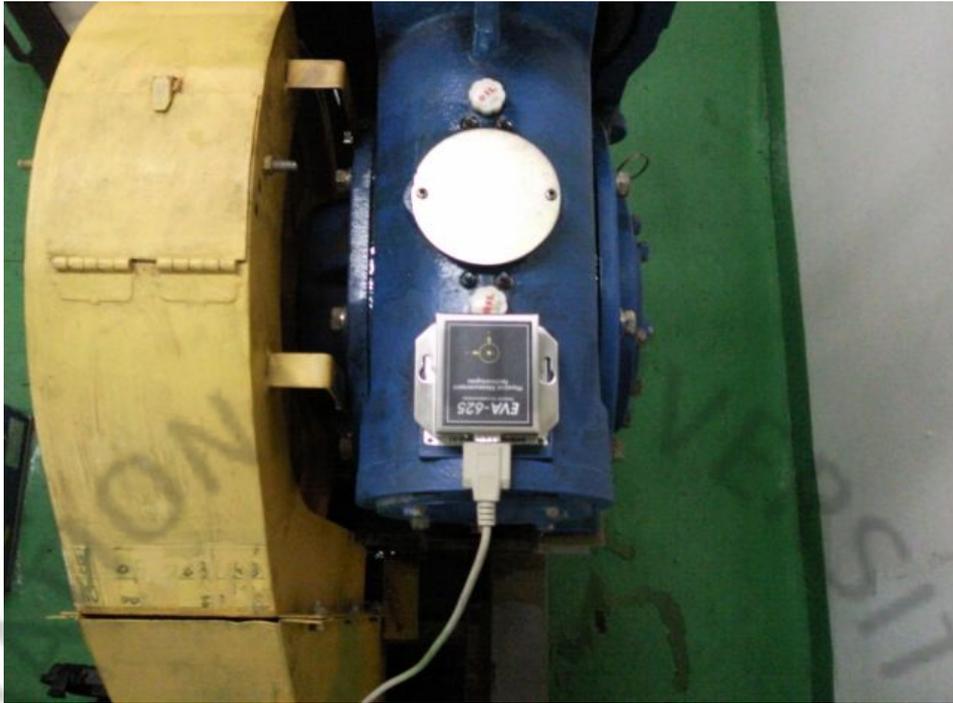


Fig. 5.14 Vibration sensor

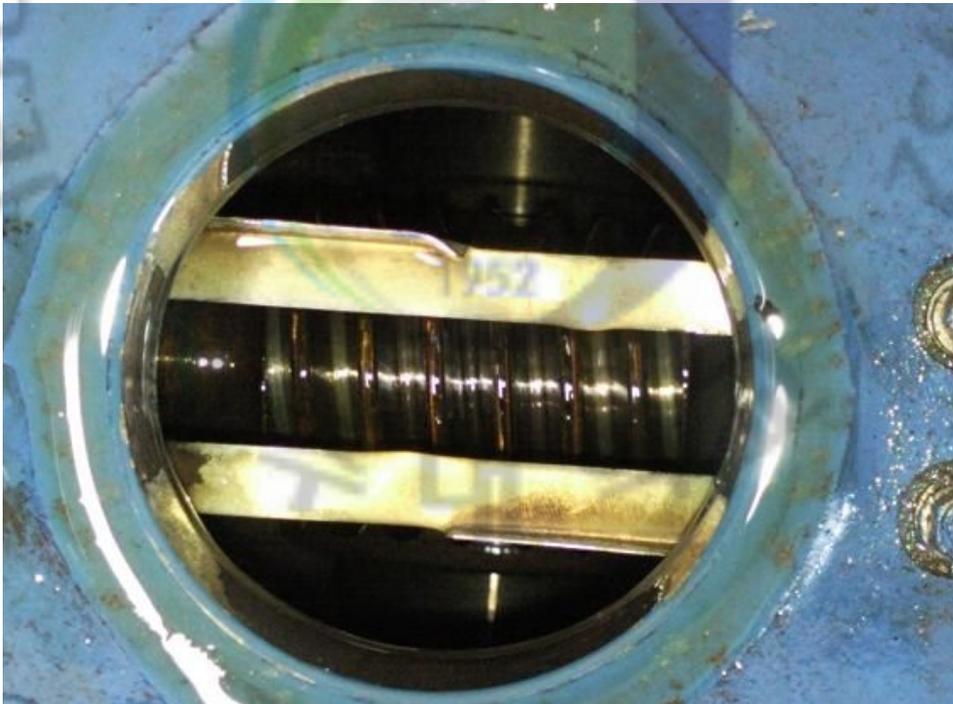


Fig. 5.15 Worn worm shaft

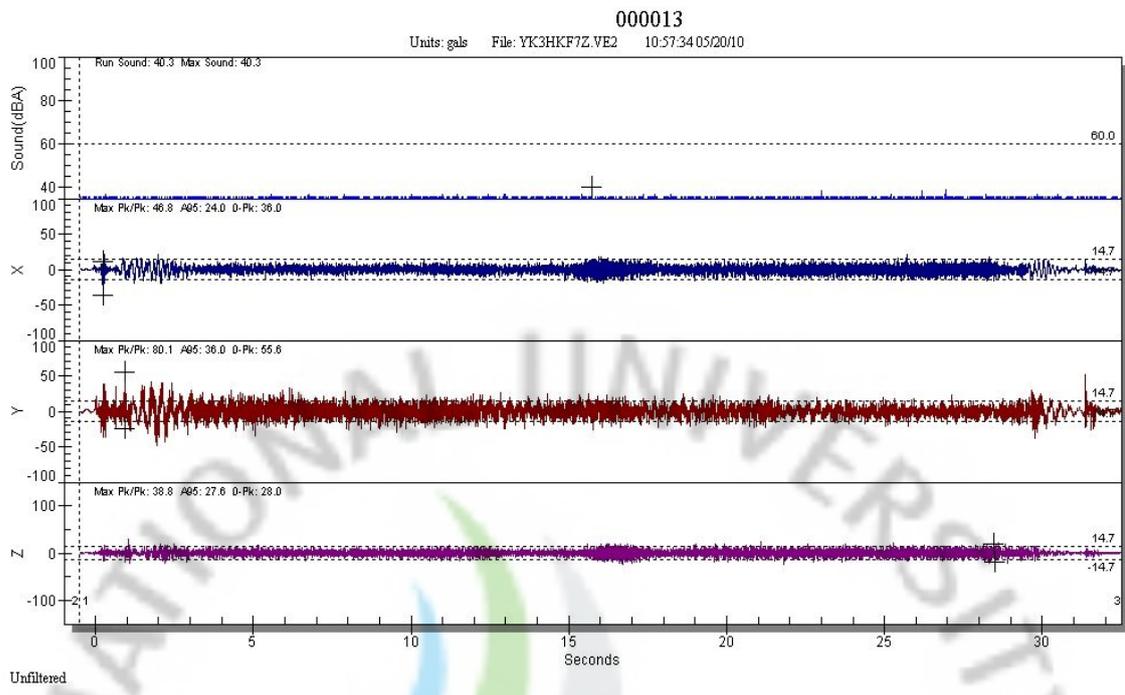


Fig. 5.16 Raw data according to gear's fault

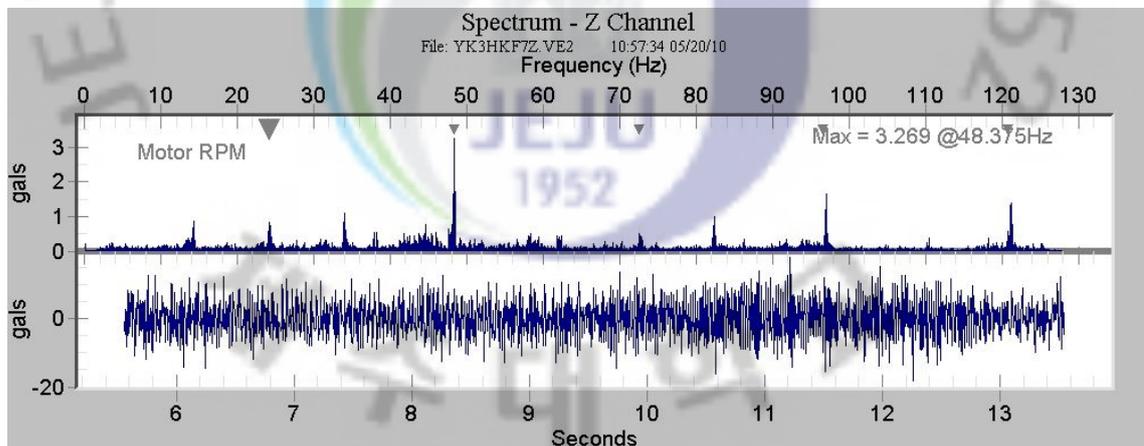


Fig. 5.17 Spectrum of gear's fault

### 3.3 진동 분석

본 실험 권상기는 감속기의 워 축이 심하게 마모되어 진동이 발생한 경우이다. 전동기 회전주파수( $1 \times \text{RPM} = 24.3\text{Hz}$ ,  $2 \times \text{RPM} = 48.6\text{Hz}$ )가 기본적으로 발생하며, GMF(Gear Mesh Frequency = 기어 이빨수  $\times$  RPM)가  $1 \times \text{GMF}$ ,  $2 \times \text{GMF}$ 가 발생함을 알 수 있다.

## 4. 기어 결함(기어 이빨에 가해진 과부하)

### 4.1 실험 권상기 설명

본 실험 권상기는 카와 균형추 간의 오버밸런스율의 불량으로 인하여 기어 이빨에 과부하가 가해지는 경우이다. 일반적으로 균형추의 무게를 설정함에 있어서 카의 무게에 정격하중의 오버밸런스율(45%~50%) 정도의 무게를 더한 만큼을 설정한다. 그러나 실험 권상기는 오버밸런스율이 15%로 카 측으로 기어 이빨이 항상 과부하가 발생하고 있다. 이러한 상태로 오랫동안 운영을 하게 되면 기어 이빨의 마멸이 급속도로 진행이 되어 수명 단축을 야기하게 된다.

Table 5.4 Spec of experimental traction machine

Type	Traction Machine
Power	15 kw
Voltage	170 V
Current	71 A
Decelerator	워기어, 두줄나사
Rotating Speed	1700 rpm
Pole	4 p
Bearing-Drive	#6312
Bearing-NonDrive	#6310

## 4.2 진동 측정

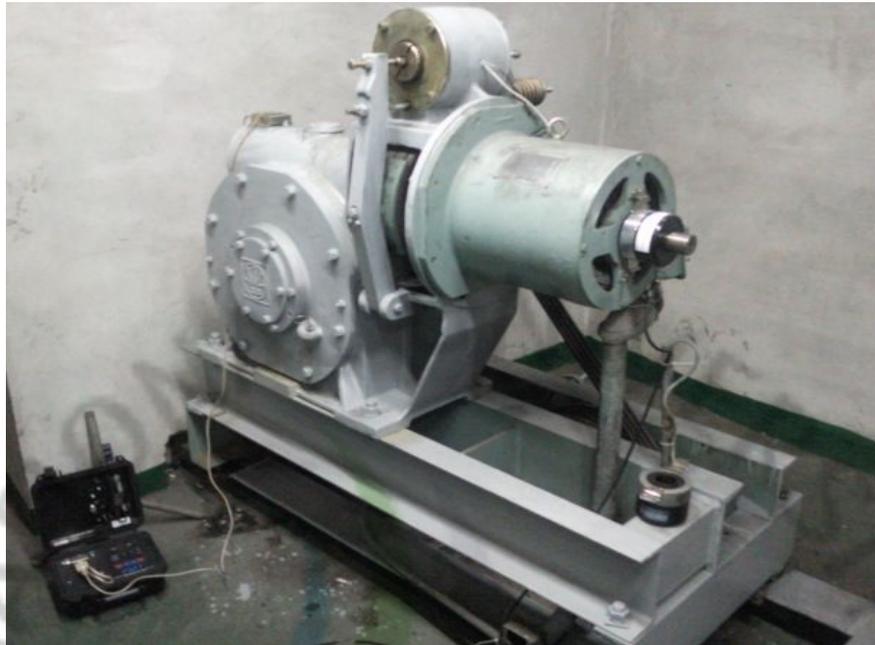


Fig. 5.18 Measurement of vibration

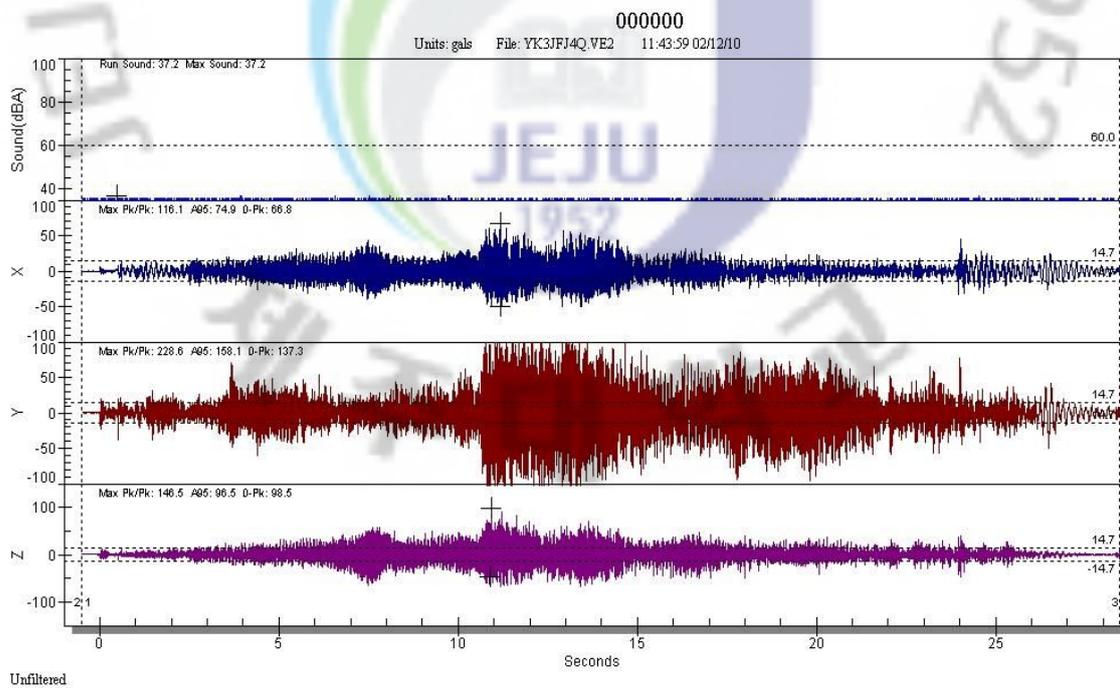


Fig. 5.19 Raw data according to gear's overload

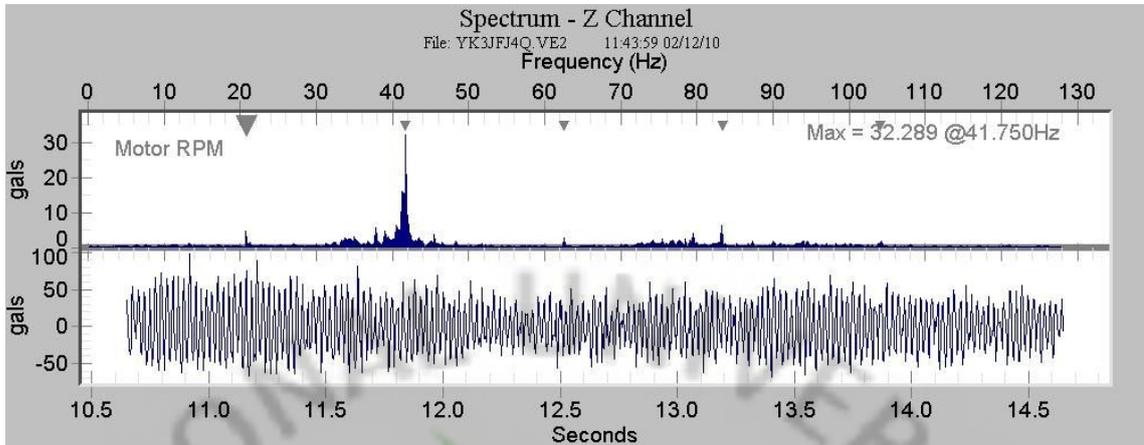


Fig. 5.20 Spectrum of gear's overload

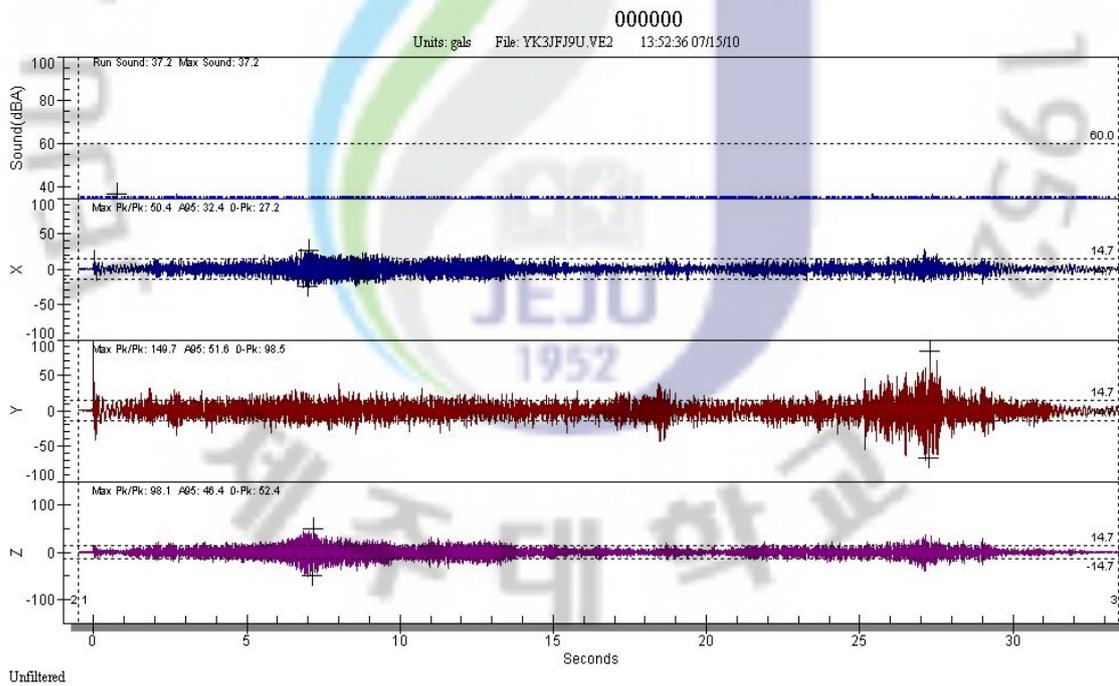


Fig. 5.21 Raw data (adjust overbalance)

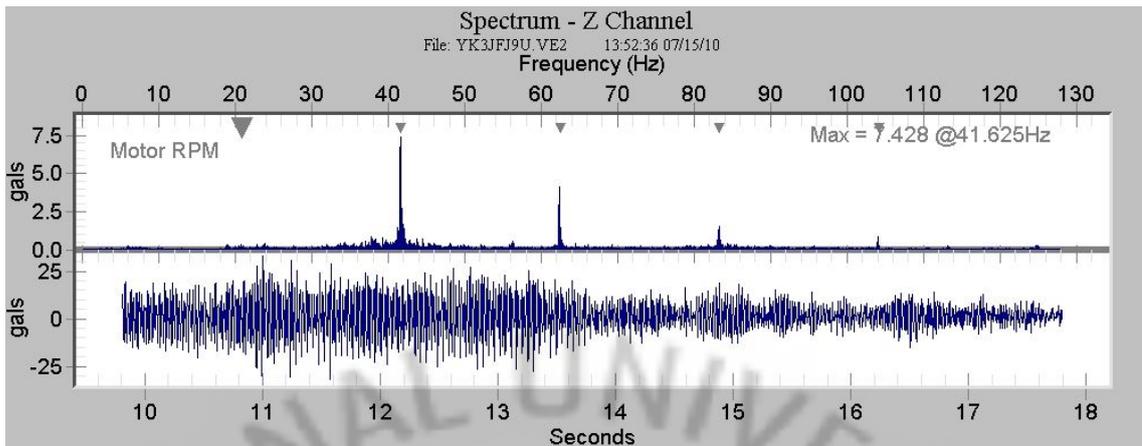


Fig. 5.22 Spectrum (adjust overbalance)

#### 4.3 진동 분석

본 실험 권상기는 오버밸런스를 15% 정도로 부적절하게 설정하여 권상기 부위에서 심한 진동이 발생하는 경우로, Fig. 5.19와 같이 원 데이터를 보면 수평 및 수직 방향으로 심한 진동이 발생되고 있음을 알 수 있다. Fig. 5.20의 스펙트럼 분석을 보면, 전동기 회전주파수( $1 \times \text{RPM} = 20.4\text{Hz}$ )가 5 gals 정도의 크기로 기본적으로 발생하며, 기어 결함주파수인 GMF(Gear Mesh Frequency =  $41.7\text{Hz}$ )가 32 gals 크기의 높은 진폭으로 발생함을 알 수 있다.

오버밸런스를 48%로 적정하게 재조정 한 후 5개월이 지난 후 다시 진동을 측정하여 분석하였다. Fig. 5.21과 같이 원 데이터를 보면 수평 및 수직방향 모두 진동이 줄어들었음을 알 수 있고, Fig. 5.22의 스펙트럼 분석을 보면, 기어 결함주파수인 GMF의 진폭이 7.4 gals로 줄어들었음을 알 수 있다.

기어 결함 발생 시 가장 빈번하게 발생하는 경우가 이차림 카와 균형추간의 밸런스 불량으로 인한 경우가 가장 많다. 밸런스가 불량하면 기어에 점진적으로 무리가 가게 되어 기어 이빨 마멸을 발생시키게 된다. 설치 초기가 아닌 일정 시간이 경과한 후에 발생하는 기어의 결함은 오버밸런스를 재조정 하는 것을 최우선으로 하여야 한다.

## 5. 공진

### 5.1 실험 권상기 설명

본 실험 권상기는 승강기가 운행하면서 주로프의 진동주파수가 계속 변하게 되는데, 가진 주파수인 전동기 회전주파수와 점점 근접하면서 공진이 발생하여 진동이 증폭되는 경우이다. 본 실험은 주로프의 진동주파수를 정밀하게 측정하기 위해 승강기 카 내에서 진동측정기를 설치하여 측정을 하였다.

Table 5.5 Spec of experimental traction machine

Type	Traction Machine
Power	5.5 kw
Voltage	380 V
Current	13.5 A
Decelerator	웜기어, 두줄나사
Rotating Speed	1700 rpm
Pole	4 p
Bearing-Drive	#6310
Bearing-NonDrive	#6308

### 5.2 진동 측정



Fig. 5.23 Measurement of Vibration

### 5.3 주파수 분석

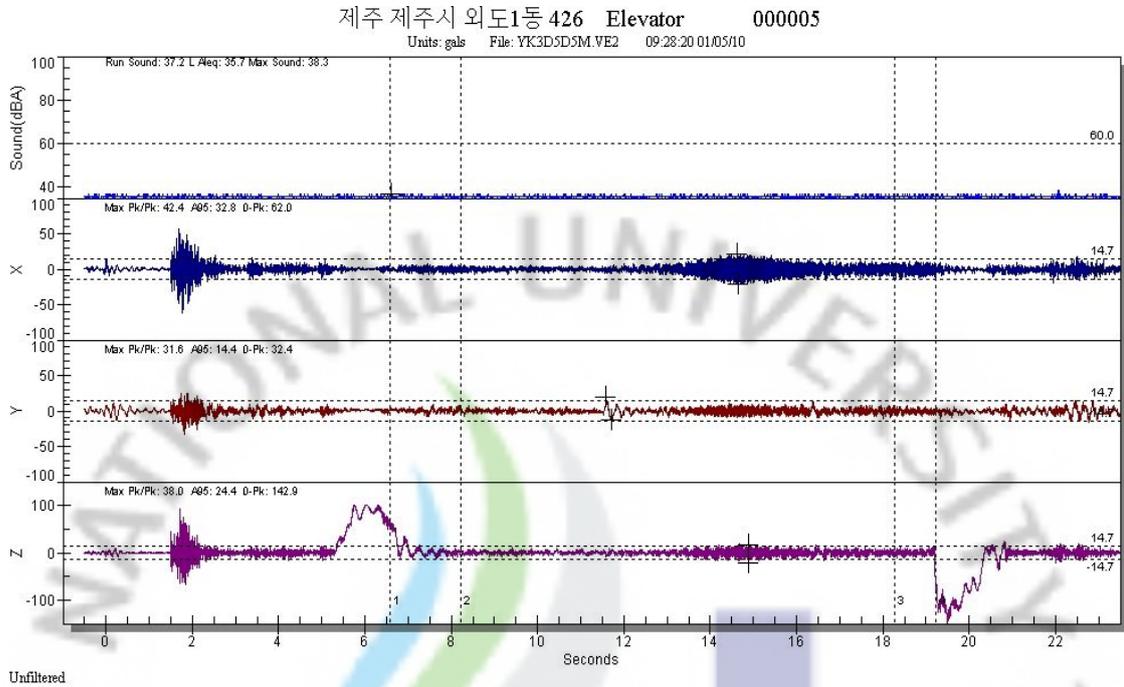


Fig. 5.24 Raw data according to resonance

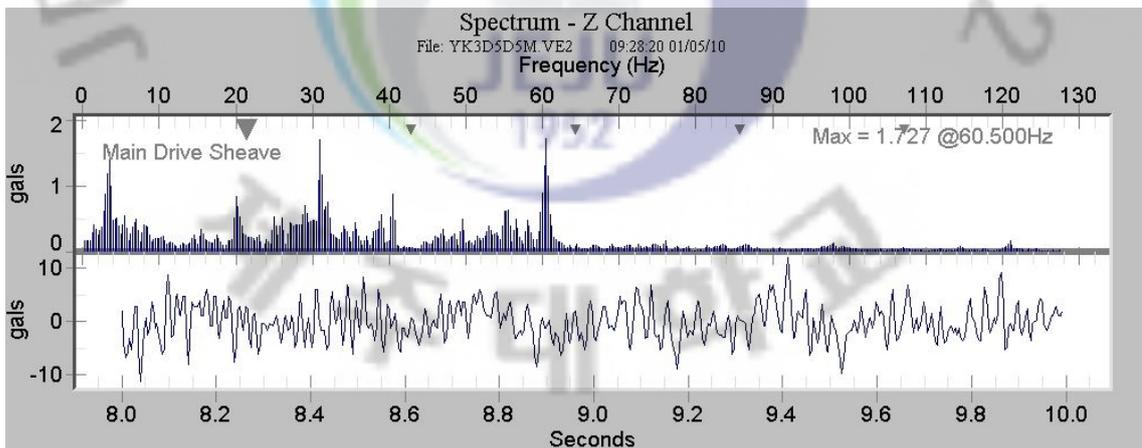


Fig. 5.25 Spectrum of steady state(8 sec ~ 10 sec)

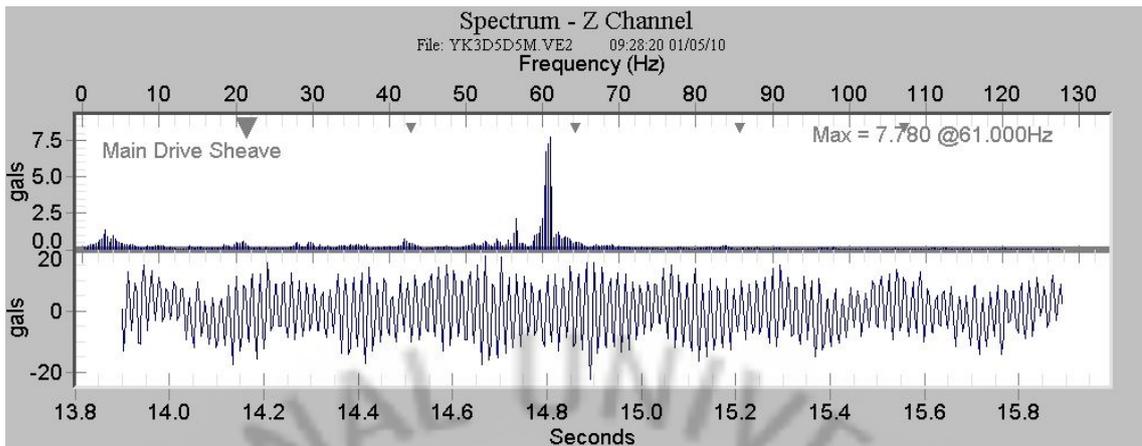


Fig. 5.26 Spectrum of resonance(14 sec ~ 16 sec)

#### 5.4 진동 분석

Fig. 5.25와 같이 진동의 스펙트럼 분석결과를 보면 정상구간(8초 ~ 10초)에서는 가진 주파수(1×RPM , 2×RPM)의 진폭이 2 gals 을 넘지 않는 것에 비해 Fig. 5.26과 같이 공진 발생 구간(14초 ~ 16초)의 진동은 2×RPM의 진폭이 7.7 gals 로 증폭되었음을 알 수 있다. 이처럼 가진주파수(전동기, 감속기)와 로프의 진동주파수가 가까워지는 구간으로 갈수록 진동이 증폭되어짐을 알 수 있다. 참고로, 원 데이터를 보게 되면 일정구간에서만 진동이 증폭되었을 때 대부분 로프에 의한 공진일 가능성이 크다.

## VI. 결론

본 연구는 일반적인 산업현장에서 쓰이는 회전 기기에서의 진동의 특성을 기반으로 승강기용 권상기의 결함에 따른 진동을 측정하고 스펙트럼 분석을 하였다. 이러한 분석을 통하여 진동이 발생하는 근본적인 원인을 규명함으로써 기기의 결함을 미연에 방지하여 현재의 예방정비에서 예측정비로의 정비의 개념이 전환될 수 있는 방법을 제시하였다.

일반적인 회전 기기의 진동 특성 중에서 승강기용 권상기와 가장 관련이 있는 질량 불평형, 축 휨, 기어 결함, 베어링 결함, 공진에 대하여 조사하였으며, 이를 기반으로 승강기용 권상기의 결함에 대하여 실험하여 그에 따른 진동의 특성을 분석하였다.

첫째, 질량 불평형에 따른 진동의 특성이다. 전반적으로 수평 및 수직방향 모두 심한 진동이 발생하였고, 전동기 주파수( $1 \times \text{RPM}$ )가 수평/수직 방향 모두 매우 높게 발생함을 알 수 있으며, 휘돌림 현상으로 인하여 주파수의 크기는 수평 방향이 수직방향보다 크다는 것을 알 수 있다. 이러한 질량 불평형은 베어링에도 충격을 가하여 Spike energy를 발생시키고, 스펙트럼 분석을 보면 도르래 결함주파수가 같이 발생하고 있다.

둘째, 베어링 결함에 따른 진동의 특성이다. 베어링의 윤활상태 불량하였을 때의 실험 결과로, 전반적으로 수직방향으로 심한 진동이 발생된다. 스펙트럼 분석 결과 전동기 주파수가 다른 진동에 비하여 다소 낮으며, 베어링 결함주파수가 높은 진폭으로 발생하는 것을 알 수 있다.

셋째, 기어 결함에 따른 진동의 특성이다. 워름 축이 심하게 마모되었을 때의 경우와 오버벨런스의 불량으로 인한 경우를 실험하였으며, 전동기 회전주파수 ( $1 \times \text{RPM}$ )가 기본적으로 발생하며, GMF(Gear Mesh Frequency)인  $1 \times \text{GMF}$ ,  $2 \times \text{GMF}$ 가 발생함을 알 수 있다.

넷째, 공진에 따른 진동의 특성이다. 전동기 주파수와 로프의 진동주파수가 일

치하는 구간에서의 진동이 증폭되는 실험을 한 결과, 가진주파수(전동기, 감속기)와 로프의 진동주파수가 가까워지는 구간으로 갈수록 진동이 증폭되어짐을 알 수 있고 다른 진동의 주파수는 감소하였다.

위와 같이 승강기용 권상기의 결함에 따른 진동의 특성을 실험을 통하여 알아보았다. 스펙트럼 분석을 통하여 모든 결함의 원인과 부위를 정확히 진단하기는 매우 힘들다. 하지만 이번 연구에서 승강기용 권상기에서 발생할 수 있는 결함의 진동 특성을 분석함으로써, 예방정비가 아닌 예측정비로의 정비개념을 전환시킬 수 있는 계기가 되었으면 한다. 앞으로, 승강기 분야에서 더 다양한 결함에 대해서 진동 분석이 이루어지길 기대한다.



## VII. 참고 문헌

- [1] 행정안전부, “승강기시설 안전관리 법규집”, 2010, pp. 15
- [2] 행정안전부, “승강기 검사기준”, 2010,
- [3] 한국승강기안전관리원, “승강기 관리교육”, 2010, pp. 97~100
- [4] 한국승강기안전관리원, “진단기술교육”, 2008
- [5] 한국승강기안전관리원, “승강기 진동 소음 기술교육”, 2004
- [6] 한국승강기안전관리원, “감속기 제조 및 마모이론”, 2002, pp. 95~132
- [7] 한국승강기안전기술원, “승강기용 워기어 타입 권상기의 진동 특성에 관한 연구”,
- [8] 한국승강기안전관리원, “진단기술교육 II”, 2009
- [9] 한국엘리베이터협회, “승강기 용어 KEA A 002 : 2005”, 2005
- [10] 산업기술시험원, “승강기 주요부품 내구연한 조사연구 보고서”, 2004
- [11] 한국승강기안전기술원, “유도전동기의 결함진단에 관한 연구”, 2006
- [12] 이병준, “회전기계의 진동 및 정비 핸드북”, 1998, pp. 10~11
- [13] 이선순, “승강기용 유도전동기의 결함 분석”, 2006, pp. 4~17
- [14] Elevator World, “Bethlehem Elevator Rope”, 2001
- [15] Theory of VIBRATION with Applications, “William T.Thomson, Marie Dillon Dahleh”, 2001
- [16] 이선순, 송지태, 양보석, “엘리베이터용 유도전동기의 결함진단”, 2006, 한국승강기공학회지
- [17] 송태복, “승강기 부품결함에 따른 진동분석을 활용한 예측진단”, 2010, 한국정밀공학회 1010년도 춘계학술대회논문집
- [18] 한국승강기안전관리원, “승강기사고사례분석 및 안전기술”, 2005
- [19] 한국승강기안전관리원, “승강기 운전제어”, 2005, pp. 4
- [20] 한국승강기안전관리원, “승강기 전문기술교육”, 2006, pp. 107

## 감사의 글

부족한 저를 늘 믿고 격려해 주신 최경현 교수님께 감사의 말씀을 전합니다. 늦게 대학원의 꿈을 이룰 수 있도록 많은 배려를 해주신 임성용 지원장님 이하 동료 직원분들께도 고마움을 전합니다. 늘 제 논문에 관심을 가지고 신경을 써주신 김성열 소장님 감사합니다. 부족한 형이지만 항상 싫은 내색하지 않고 묵묵히 도와주는 형찬이와 근현이에게도 고마움을 전합니다. 늘 제 편이 되어주고 저에게 무한한 가능성을 열어준 부모님과 형, 누나, 매형에게 고마움을 전합니다. 늘 회사와 학교라는 두 마리 토끼를 잡기위해서 가족은 늘 뒷전이었습니다. 사랑하는 아내 보람과 아들 경재에게 너무나 미안한 마음이 듭니다. 항상 바쁘다는 핑계로 남편으로서 아빠로서의 역할이 부족 했던 것 같습니다. 이 논문을 사랑하는 아내 보람이와 아들 경재에게 바칩니다.