

공학석사 학위논문

자동차용 소형 PMDC 전동기의 진동 특성에 관한 연구

지도교수 양 보 석

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2006년 2월

부경대학교 대학원

음향진동공학과

윤 동 호

윤 동 호의 공학석사 학위논문을 인준함

2005년 12월

주 심 공학박사 배 동 명 

위 원 공학박사 윤 종 락 

위 원 공학박사 양 보 석 

목 차

ABSTRACT	3
1. 서 론	4
2. PMDC 전동기의 구조 및 소음 · 진동발생 기구	6
2.1 PMDC 전동기의 구조	6
2.2 PMDC 전동기의 소음 및 진동 발생 기구	9
2.2.1 소음원과 전달경로와 특성요인도	9
2.2.2 전동기 속도와 토크	11
2.2.3 브러쉬와 정류자	12
2.2.4 기어와 웜	16
2.2.5 베어링과 아마추어	17
2.2.6 하우징으로부터 소음 방출	17
3. 선루프용 전동기의 소음 및 진동 특성 분석	19
3.1 전동기의 시험 결과 및 분석	19
3.1.1 시험조건	19
3.1.2 무부하시 결과 및 분석	22
3.1.3 부하시 결과 및 분석	28
3.2 Campbell 선도 분석을 통한 공진 가능성의 확인	34
3.2.1 무부하, 피니언 CW 회전시 결과 및 분석	34
3.2.2 무부하, 피니언 CCW 회전시 결과 및 분석	36
3.3 충격시험을 통한 고유진동수의 분석	37
3.4 소음 계측을 통한 소음특성의 분석	42
4. 선루프용 전동기의 회전체동역학 해석	47
4.1 유한요소 모델링 및 모델 개선(updating)	48
4.1.1 선루프 전동기 축계의 유한요소 모델	48
4.1.2 축계 유한요소 모델 개선(FE model updating)	49
4.1.3 Bush 베어링 동특성	61
4.2 선루프 전동기 축계에 대한 진동해석	67

5. 결론	78
참고문헌	79

Vibration Characteristics and Analysis of Small PMDC Motor for Automotive Applications

Dong-Ho Youn

*Department of Interdisciplinary Program of
Acoustics and Vibration, Graduate School
Pukyong National University*

ABSTRACT

The small Permanent Magnet Direct Current (PMDC) motor for automotive application is almost brush type and uses ferrite magnet. Basically, depending on its application, brush type motors are from 1,500rpm to 10,000rpm, and in the view point of vibration characteristics, those motors have distinctive noise and vibration characteristics, related with the system. Especially, some applications, which need high torque and low rpm through a worm gear, have different characteristics each other.

Recently, due to the increasing demand on comfortable circumstances in the car, reducing noise and vibration play a more important role than ever before in the development of motors for automotive. Therefore, vibration and noise characteristics of the PMDC motor for sunroof were analyzed through diverse experimental measurement in this paper. Also, based on finite element method for rotating shaft rotordynamic behaviour of the motor shaft was analyzed. Model parameters used in finite element analysis were updated using optimization scheme. Furthermore, bush bearing parameter was identified using measured modal parameters. Finally, rotordynamic analysis was conducted using updated model parameters and identified bearing parameters. The results from this research will be directly used in the design of next model for sunroof in industry.

1. 서 론

영구자석형 직류전동기(Permanent Magnet type Direct Current motor, PMDC motor)란 고정자로 영구 자석을 사용하고 회전자(전기자)로 코일을 이용하여 구성된 전기기계의 하나로, 전기자에 흐르는 전류의 방향을 전환시킴으로써 자력의 반발, 흡인력으로 회전력을 생성시키는 전동기이다. 구조와 작동 원리가 비교적 간단하고, 저렴한 가격으로 생산이 가능하며, 회전 제어가 용이하여 제어용 전동기로서 아주 우수한 특성을 가지고 있으므로, 생활 주변의 여러 부분에서 널리 사용되고 있다. 특히 자동차용 와이퍼(wiper), 윈도우(window), 안테나(antenna), 좌석(seat), 선루프(sunroof) 등의 구동에는 대부분 영구자석형 직류전동기가 사용되고 있다.

그러나 이 전동기는 구조상 브러시(brush)와 정류자(commutator)에 의한 기계식 접점이 발생하며, 이에 따른 소음과 진동 발생이 다른 종류의 전동기에 비해 상대적으로 큰 결점이 있다.

전동기의 진동과 소음은 크게 전자기적인 원인과 기계적인 원인 그리고 공기 역학적인 원인 등으로 구분되며, 이들 중 전자기적 및 기계적인 원인에 의한 것은 전동기의 작동 원리에 기인한 것으로 근본적으로 피할 수 없는 현상이다. 영구자석을 사용하는 직류 전동기에서는 전자기적인 원인에 의한 영향이 기계적인 원인에 의한 것보다 상대적으로 작다. 또한 자동차용 소형 직류 전동기의 경우, 강제 냉각장치가 없으므로 공기역학적인 소음원 역시 고려되지 않는다. 따라서 전동기의 진동 및 소음 저감 설계에는 통상 기계적인 진동과 소음을 대상으로 하고 있다.

지금까지의 연구들은 주로 전동기의 설계 및 생산 후 품질 관리의 측면이 강조되어 왔다. 즉, 전동기의 생산 공정 상 품질 관리의 목적으로 구동 시 기준치 이상의 소음·진동을 배출하는 전동기의 원인 분석 및 개선이 주요 관심사였으며, 소음·진동 원인으로 예상되는 각 부품을 단계별로 확인하는 실험적 방법이 주로 사용되었다. 그러나 최근의 경량화, 고효율화, 저소음, 저진동화의 요구에 신속하고 경제적으로 대응하기 위해서는 생산 후 품질 관리의 관점이

아닌 설계 단계에서 고성능을 보장하는 적극적인 설계 개념의 도입이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 선루프(sunroof) 용 직류 전동기의 진동 소음 특성을 다양한 조건에서의 실험을 통하여 분석하였으며, 또한 회전축계용 유한요소 모델을 이용하여 축계의 동적 거동을 해석하였다. 신뢰성 있는 해석을 위해서 주요 유한요소 파라미터들을 최적화 기법을 이용하여 개선(update)하였다. 해석적으로 그 동특성을 파악하기 어려운 부시(bush) 베어링의 강성계수는 실험적으로 구해진 고유진동수와 개선된 유한요소 모델을 이용하여 추정하였다. 최종적으로 개선된 유한요소 모델을 이용하여 회전체동역학 해석을 수행하였다.

2. PMDC 전동기의 구조 및 소음·진동 발생 기구

영구자석 직류전동기는 윈도우 리프트, 좌석 액추에이터, 안테나 리프터, 윈드 쉴드 와이프, 선루프 등과 같은 자동차 부품에 널리 사용된다. 이들의 소음과 진동레벨은 오늘날 자동차의 승객 공간에서 체험하는 전체적인 소음과 진동에 크게 기여한다. 전동기내의 소음과 진동원에 대한 깊은 이해는 전동기 소음 및 진동 레벨을 저감하기 위한 방법을 연구하는데 필수적이다. 전동기 소음과 진동을 저감하기 위한 기본적인 접근법은 가진력의 저감, 전달경로의 차단 및 증폭인자를 제거하는 것이다. 전동기가 조립된 구조물의 소음과 진동은 개별적인 구조물과 전동기의 특성과 관련된다. 여기서는 전동기만의 소음과 진동특성으로 제한하고 전동기를 지지하는 구조물의 영향은 고려하지 않는다.

2.1 선루프용 PMDC 전동기의 구조

차량용 선루프 전동기는 크게 전기에너지를 회전에너지로 바꿔주는 전동기 부분과 이를 감속하여 선루프 윈도우 구동에 필요한 토크와 회전수로 변환시켜주는 기어 부분으로 나누어진다. 아마추어(armature), 브러시 및 정류자 등이 전동기부에 속하며, 웜 휠(worm wheel)과 피니언기어(pinion gear) 등은 기어부에 속한다. Fig. 2.1은 본 연구의 대상으로 사용된 차량용 선루프 전동기의 구조를, Table 2.1은 연구대상 전동기의 구성 요소들을 나타내었다.

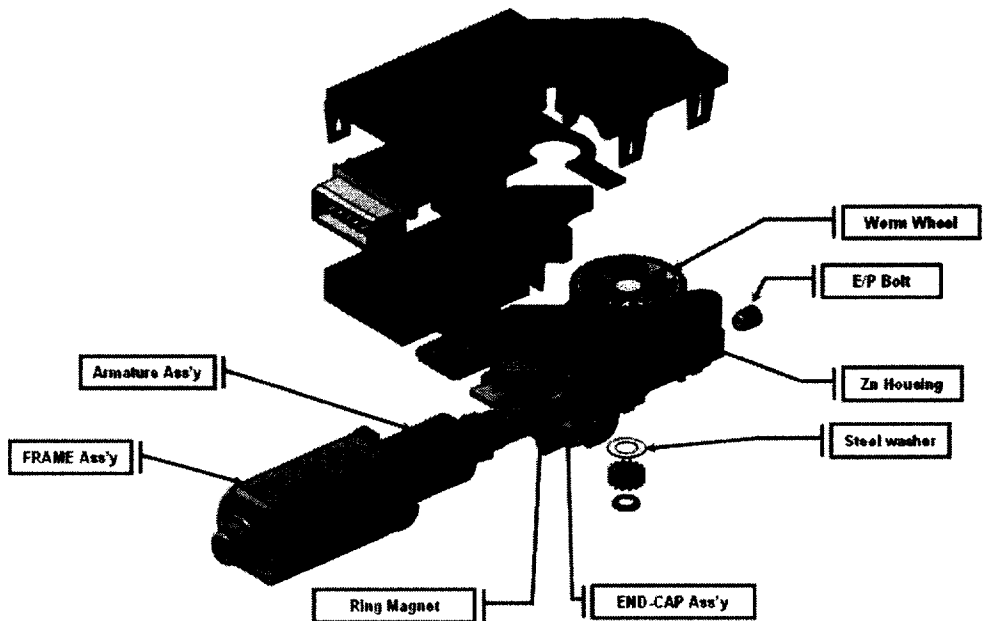


Fig. 2.1 Schematic of sunroof motor

Table 2.1 Element of PMDC motor

	• Permanent magnet (Ferrite) DC brushed motor • Brush holder of plug-in style with interfaced electrically to PCB • EMC filtering/suppression • 2 Pole magnetic ring for communication with Micom. and System • Worm shaft and wheel for Speed and Torque change • Zn Gear Housing • Plastic housing of ECU • Pinion Gear for operating the system
---	---

Fig. 2.2는 $23.5 \pm 5^\circ\text{C}$, 13.5V_{DC} 에서의 전동기 기준 성능을 나타낸다. 일반적으로 직류전동기의 성능곡선은 회전 속도와 토크와 전류치로 그 한계를 설정하고, 선루프용 전동기와 같은 종류의 성능은 웜휠기어에서 1차 감속을 통해 마지막 피니언기어 기준으로 그 성능이 정의된다. Table 2.2는 Fig. 2.2의 그림에 대한 내용을 정리하여 나타낸 것이며, Table 2.3에서는 본 연구 대상 전동기의 특성을 정리하였다.

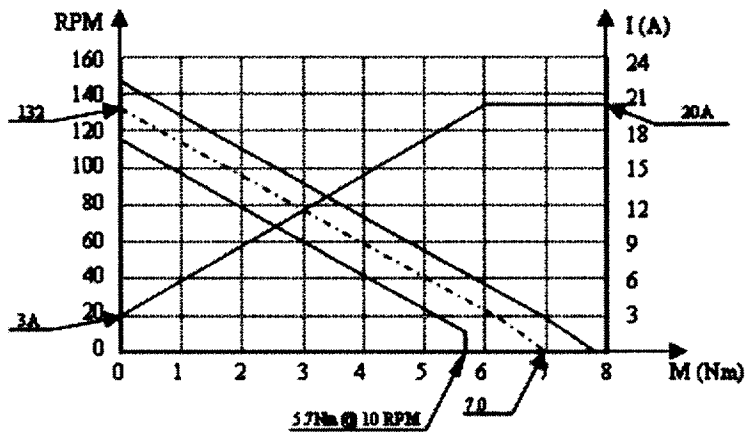


Fig. 2.2 Standard performance curve of PMDC motor($13.5 \pm 0.2 V_{DC}$)

Table 2.2 Basic specification of motor ($13.5 \pm 0.2 V_{DC}$ @ $23.5^{\circ}C$)

Item	Specification
No load speed	$132 \pm 10\%$ rpm
Rotational speed at 1.5 N·m	$105 \pm 10\%$ rpm
Rotational speed at 4.0 N·m	$56 \pm 10\%$ rpm
Stall torque	$7.0 \pm 10\%$ N·m
Stall current	20A Max.

Table 2.3 Characteristics of PMDC motor

Item	Specification
Teeth No. of worm wheel	72
Gear housing material	Zinc
Pinion gear direction(CW)	Sun-roof closing
Pinion gear direction(CCW)	Sun-roof opening
Operating speed range applied in sunroof (opening/closing)	3,876 ~ 4,032 rpm

2.2 PMDC 전동기의 소음 및 진동 발생 기구

2.2.1 소음원과 전달경로와 특성요인도

PMDC 전동기는 주로 자기물질이 영구적으로 고정된 정적인 강제 하우징과 평행한 슬롯에 감긴 코일과 함께 회전하는 아마추어로 구성된다(Fig. 2.1 참조). 브러시가 하우징의 하나에 부착된 브러시 홀더에서 구속되는 동안에 아마추어는 하우징에 위치한 베어링에 의해 지지된다. 브러시는 아마추어에 고정된 정류자를 통하여 외부 회로에서 내부 회로로 전류를 운반하는데 사용되는 수단으로서 사용된다. 자기장내에서 전류 운반 전도체의 결과로서 발생하는 토크에 의해 회전자는 연속적으로 회전한다. 윈도우 리프트와 같은 응용에서 웜과 기어 감속은 출력 토크를 향상시키고 출력 속도를 줄이기 위하여 사용된다.

전동기로부터 방출되는 소음과 진동의 주요 원은 브러시와 정류자 사이의 상호 작용, 기어 맞물림 특성 및 베어링과 아마추어 축의 상호 작용에 기인한다. 전동기의 구동력은 아마추어에 작용하는 전자기력(토크)이고, 이는 정류주파수(정류자에서 bar의 수 $\times$ 축 회전주파수)로 변동한다. 아마추어와 전동기 하우징 양쪽 모두에 작용하는 전자기력의 반경방향 성분은 아마추어가 자기장의 중심에 위치하지 않는 한 발생한다. 이 반경방향 성분은 2극 전동기의 경우 아마추어 회전과 정류 주파수에서 뚜렷하다. 반경방향 힘은 아마추어 불평형에 의해 존재한다. 충격력은 브러시와 정류자 사이에서 발생하고, 정류 주파수에서 변동한다. 마찰력(frictional force)은 브러시와 정류자 사이에서 작용하고, 축 회전과 정류 주파수에서 변동한다. 기어 맞물림력(gear meshing force)은 기어와 웜 양쪽에서 기어 맞물림 주파수(gear meshing frequency, 잇 수 $\times$ 기어 회전주파수)로 작용한다. 다른 힘은 저널베어링과 축사이의 마찰력, 과도한 유격이 있을 때 저널베어링과 축사이의 충격력(impact force), 베어링 정렬불량에 기인한 힘, 브러시를 정류자 표면으로 미는 스프링력이 포함된다. 주요가진 주파수는 아마추어 회전주파수와 그 조화성분(harmonics), 정류주파수와 그 조화성분, 그리고 기어 맞물림 주파수와 그 조화성분이다. 전동기 내에서 변동 힘(fluctuating force)은 관련된 전동기 요소에서 진동을 야기할 수 있다. 지금까지 설명한 여러 유형의 전동기 대부분은 습기와 물의 침투를 막기 위하여 밀봉(sealing)이 되어 있고, 전동기 소음은 전동기 하우징으로부터 방출되는 진동의 결과이다. 소음과 진동원 및 연관된 전달경로를 나타내면 Fig. 2.3과 같다.

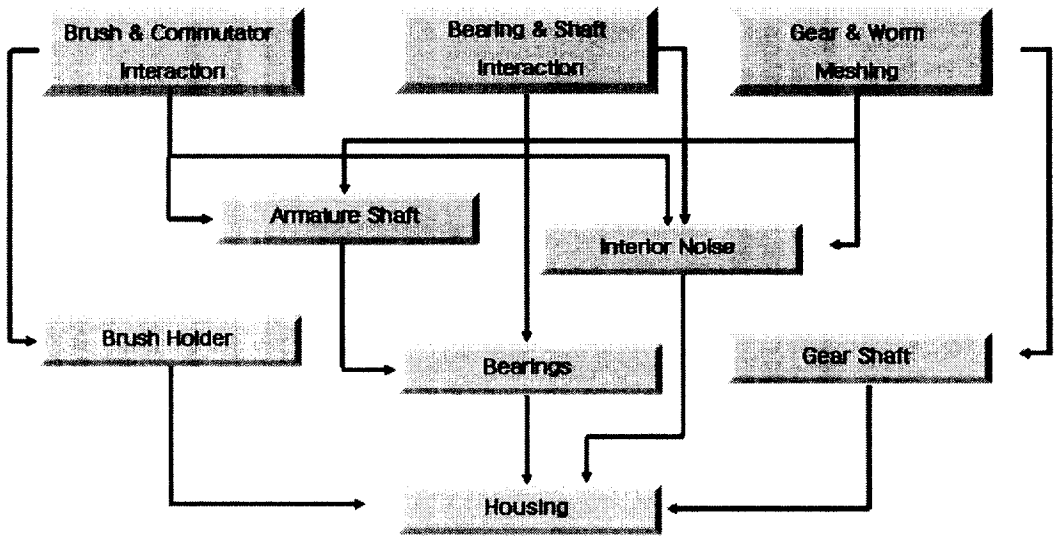


Fig. 2.3 Noise and vibration sources and transmitted paths

Fig. 2.4는 전자기적 소음 인자를 나타내는 특성요인도로서, 설계단계에서 제품의 성능을 위해서 감안해야 하는 자속 량과 코일 권선 타입과 회전체와 자석사이의 공극관련 인자들과, 코깅 토크(Cogging torque)와 브러시의 스위칭 (switching)에 관련되는 설계인자들을 나타내었다.

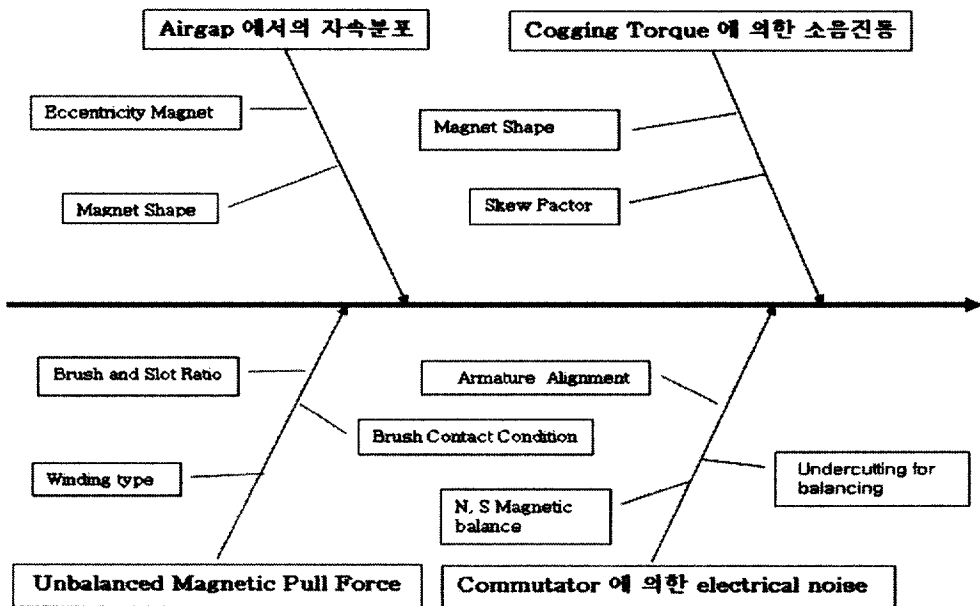


Fig. 2.4 Electromagnetic noise factors

Fig. 2.5는 기계적 소음인자의 특성요인도로서, 물리적으로 서로 맞물리는 모든 인자들을 나타낸 것으로, 본 연구에서의 동역학 해석에서 관련된 모든 부품들의 관계를 알 수 있다.

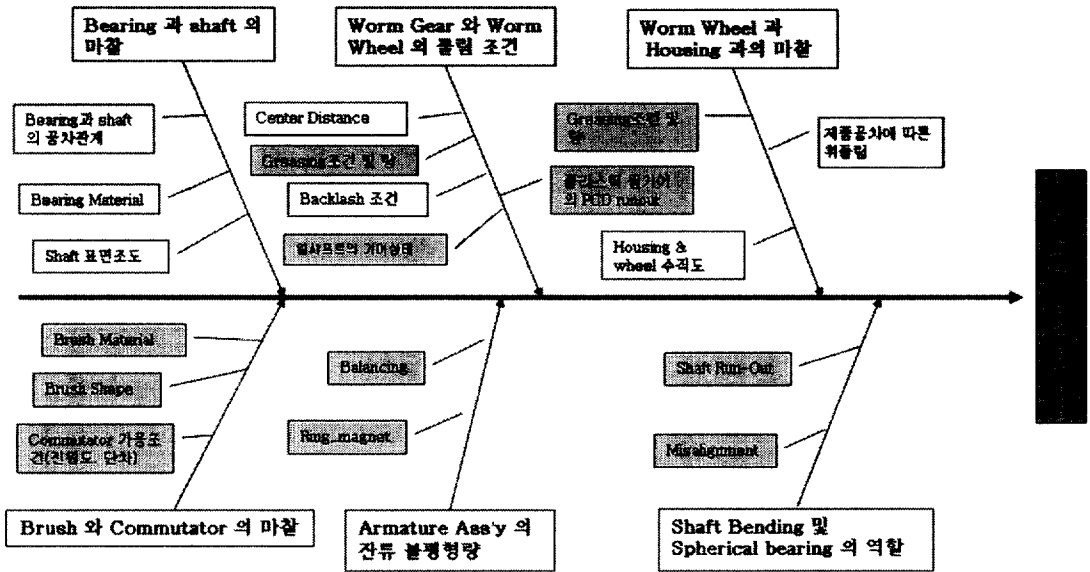


Fig. 2.5 Mechanical noise factors

2.2.2 전동기 속도와 토크

전동기 속도와 토크에 대한 직류전동기 방정식으로부터, 전동기의 속도와 토크는 인가된 전압과 아마추어 전류에 직접 관련이 있다. 아마추어에 인가하는 전류가 높을수록 출력 토크는 높아지고, 전동기의 속력은 낮아질 것이다. 전류의 동적 요소(전류 변동)는 전동기 속도의 동적 요소와 토크 특성에 직접적인 관련이 있다. 유사한 변동이 전동기 속도와 토크 특성에 대하여 기대된다. 전류 변동의 결과적인 주파수는 정류 주파수와 그 조화성분에 직접적으로 관련된다.

아마추어 축의 비틀림 진동은 웜과 기어의 동적인 하중에 영향을 주고, 그 역의 관계도 성립하며, 웜과 기어 맞물림 특성은 아마추어 축의 비틀림 진동에 영향을 줄 수 있다. 비틀림 진동의 결과적인 효과는 정류자와 브러시 표면의 마찰 특성에 영향을 미친다. 비틀림 진동 레벨은 시험되는 전동기의 형태와 그것의 운전 부하점(operating load point)과 함께 변화한다. 그러나 비틀림 진동주파수는 아마추어 회전 주파수(이는 또한 기어 맞물림 주파수)에 있는

것으로 관찰되었다. 이들 결과들은 아마추어의 회전속도는 일정하게 유지되지 않는다는 것을 나타낸다. 정류주파수(변동되는 전자기력 주파수)에서의 비틀림 진동은 회전주파수에서의 그것만큼은 심각하지는 않으며, 이는 아마추어 관성의 감쇠효과 때문이다.

2.2.3 브러시와 정류자

브러시와 정류자는 주로 사람이 느낄 수 있는 소음, 즉 거슬리는 소리(harshness)가 날수 있는 주요 인자이고, 그 경로를 보면, 소음원은 브러시가 정류자 표면에서 바운싱(bouncing)하는 결과로 발생하고, 브러시와 정류자 사이의 변동, 브러시가 정류자 위에서 바(슬롯)를 통과할 때 브러시가 받는 충격의 결과로 이어진다.

Fig. 2.6은 정류자 위에서의 브러시의 가능한 진동 모드를 나타낸 것이다. 물론 브러시가 정류자에 가장 이상적으로 자리를 잡아서 스위칭을 하게 되면, 그 소음은 운전자(driver)의 귀에 거슬리는 소리로 들리지 않는다. 하지만, 자동차 부품처럼 대량 생산 체제를 요구하는 제품들은 브러시 홀더와 브러시 사이 그리고 제품자체의 공차(clearance)내에서 분포를 가지기 때문에, 불가피하게 이런 현상이 나타날 수 있다.

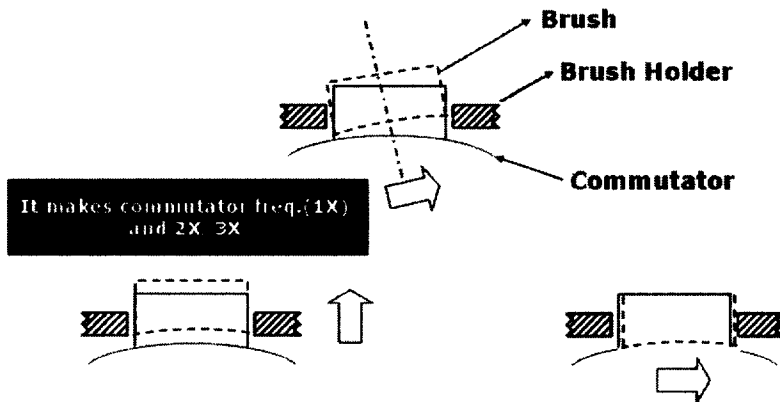
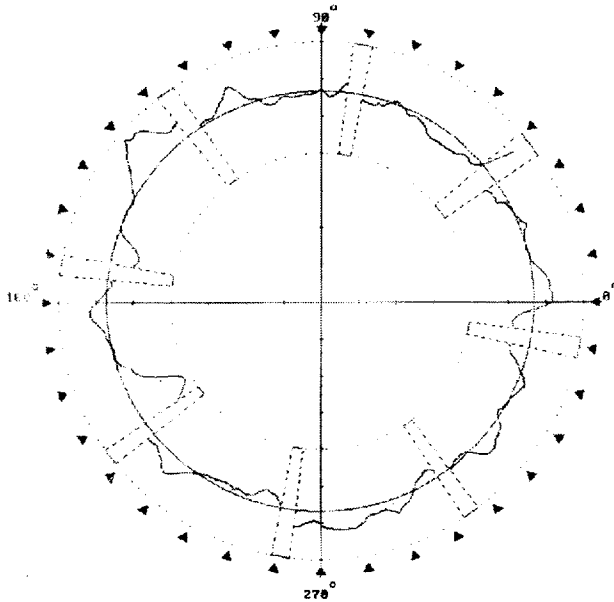


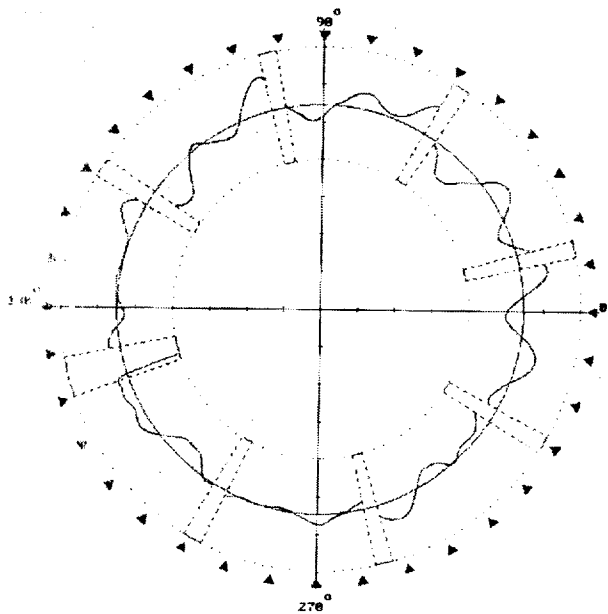
Fig. 2.6 Vibration mode of brush in brush holder

정류자의 진원도(roundness)는 브러시 소음에 영향을 미치는 매우 중요한 인자이고, 실제 자동차 분야에서 하이 피치(high pitch) 소음을 야기하는 주요인 중의 하나이다. 정류자에서 특히 바와 바 사이에서의 형상 굴곡(profile waviness)은 브러시 바운스에 대해 영향을 미친다. 충격은 바 사이에서 브러시

가 슬롯을 통과할 때마다 브러시와 정류자 사이에서 발생한다. Fig. 2.7은 다른 진원도를 가지는 두 정류자의 형상을 나타낸다. 전체적인 전동기 소음레벨에서 6 ~ 7dB 차이가 두 정류자사이에서 얻어진다. 더 미세한 정류자 진원도(또는 더 적은 바사이의 형상 변화)는 브러시 소음과 전체적인 전동기 소음을 줄일 수 있다. 정류자의 진원도는 종종 배어링 저널에서의 아마추어 축의 진원도와 연관되어 있다. 이것은 정류자가 가공될 때 아마추어 축이 양쪽 저널에서 지지되기 때문이다. 아마추어 축 저널에서의 더 미세한 진원도는 특히 구름 요소 배어링에서, 정류자의 진원도 뿐만 아니라 배어링 소음을 감소시킨다. [3]



(a) Roundness $2.60\mu\text{m}$, slot to slot $1.20\mu\text{m}$



(b) Roundness $5.00\mu\text{m}$, slot to slot $3.70\mu\text{m}$

Fig. 2.7 Example of surface shape of commutator

브러시 소음은 또한 아마추어의 회전속도와 관련이 있다. 아마추어의 회전속도는 가해주는 전압을 변화시킴으로써 조절될 수 있다. 축의 회전속도가 높을수록 더 높은 소음이 야기된다. 슬롯들 사이의 더 높은 충격력 또는 정류자와 브러시에서의 높은 지점(high spots)은 소음 증가의 주요 원인이다.

마찰과 그것의 변동은 또한 브러시 소음에 영향을 미칠 수 있다. 브러시에 작용하는 마찰력은 브러시 재료, 브러시 설계, 정류자 표면조건, 브러시 스프링 압력, 온도 그리고 브러시와 정류자의 상대 속도와 관련된다. 브러시와 정류자 사이의 마찰 감소는 고효율과 저소음을 위하여 선호된다. 브러시 소음에 대한 브러시와 정류자사이의 마찰 영향은 다양한 금속 흑연(graphite) 브러시 재료의 사용에 의해 연구되었다. Fig. 2.8은 브러시의 쇼어 경도값의 비교와 Fig. 2.9는 브러시의 구리 함유량을 현재 전 세계에서 유명한 선루프 직류전동기를 생산하는 업체 중의 제품을 골라서 대상 제품에 적용을 해서 비교한 데이터이다. 비록 그 수준 자체는 2 ~ 3dB 차이라 하더라도, 사람의 귀로 듣기로는 B사의 제품이 가장 저소음을 나타내었다. 따라서 낮은 경도와 높은 구리 함유량을 가져가는 것이 대상 모터에서는 가장 좋은 것으로 나타났다. 하지만, 절대적으로 그렇게 설계할 수 없는 것이 바로 내구성(durability)과 직결되기 때문에, 절충점을 찾아야 한다.

흑연의 윤활효과는 브러시와 정류자사이의 마찰 감소를 돕는다. 하지만, 각 자동차용 직류전동기의 전류한계치와 그 적용과 쓰임에 따라, 규격 (specification)은 다 틀리고, 브러시 제작자(maker)에 따라 3 ~ 5%의 첨가제 또는 윤활제에 따라 그 성향은 극히 틀리다. 최근 들어서는 브러시 제작자들이 원가를 높이더라도, 품질향상을 위해 제품형성 후 불소계의 오일을 첨가하는 경우도 있다.

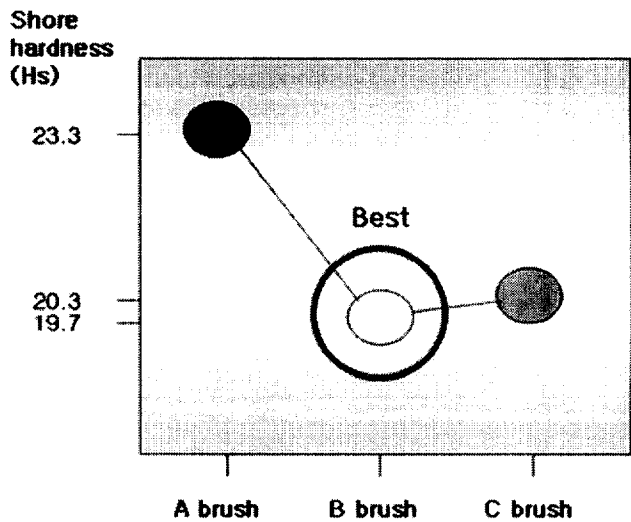


Fig. 2.8 Comparison of material hardness

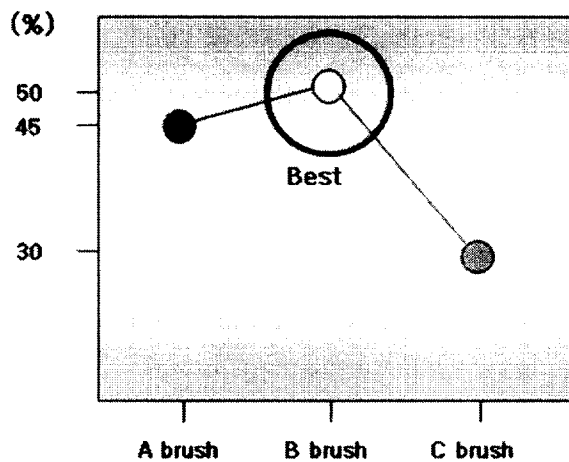


Fig. 2.9 Comparison of copper content

전동기의 초기 구동동안 브러시 상의 높은 지점(high spots)과 가공된 정류자는 브러시, 브러시 홀더 그리고 아마추어의 진동을 야기할 수 있다. 이러한 높은 지점들은 초기 구동(pre-running) 후에 제거될 것이고 더 큰 (그리고 더 안정된) 접촉 면적이 부품의 마모와 함께 얻어진다. 브러시가 자리를 잡고(seated-in brush) 완전한 정류자 접촉면적을 가진 전동기에 대하여 소음과 진동은 더 낮아지고 안정된다.

2.2.4 기어와 웜

기어와 웜 감소는 출력 속도를 낮추고 출력 토크를 증가시키기 위한 것이며, 적용분야로서 윈도우 리프트, 트렁크 리프트, 파워 시트, 선루프 등을 위하여 PMDC 전동기에서 다목적으로 널리 사용된다. 또한 비용과 무게, 그리고 소음을 위해 플라스틱 재료는 널리 사용된다. 플라스틱 기어는 그들의 낮은 접촉(충격) 강성과 높은 내부 감쇠특성으로 인하여 강재(steel) 기어보다 더 정숙하다. 낮은 굽힘 강성은 주로 플라스틱과 관련되고 하중 작용 시 기어 이빨과 기어 몸체에 큰 변형을 야기할 수 있다. 플라스틱 재료의 이빨과 몸체 변형과 조합한 기어 제조, 결합과 공정 공차(형상 에러, 이빨 간격(tooth spacing) 에러 등)는 소음발생의 중요한 요인으로 야기된다.

소음이 기어 맞물림 주파수와 그 조화성분에서 증가할 뿐만 아니라, 기어 소음은 정류주파수와 그 조화성분에서 증폭된다. 전동기 소음에 대한 기어의 기여는 넓은 주파수영역을 포함한다. 기어 맞물림 주파수의 조화성분들이 시스템의 고유진동수와 일치할 때, 공진으로 인해 더 높은 소음 레벨이 발생할 수 있다. 이 소음을 감소시키기 위해서는 기어 이빨과 몸체 변형 감소, 기어와 웜 축의 변형, 등거리(equidistance) 및 완전한 인벌류트 치형의 변형에서의 감소가 필요하다. 기어와 웜 사이의 접촉비(contact ratio)를 증가시키는 것은 제조 공정에서부터 각 이빨의 에러를 동일하게 할 수 있을 뿐만 아니라, 더 많은 이빨에 같은 하중을 균일하게 분포시키고 기어 이빨과 축의 변형을 감소시킬 수 있다.

진폭 변조(modulation)는 종종 전동기 소음의 시간 신호와 주파수 스펙트럼에서 관찰된다. 이 진폭 변조는 종종 경험되는 저주파수의 주기(cyclic) 소음원이다. 디지털 신호분석은 전동기 소음의 변조 특성을 나타낸다. 이것은 특히 고유진동수에서 이빨 맞물림 주파수와 그 조화성분 주위에서 웜 회전주파수의 측대역 성분(sidebands)의 존재를 나타낸다. 이빨 간격에러(tooth spacing error)는 그러한 소음의 원인일 수 있다. 웜 축의 변형은 기어와 웜 사이의 나쁜 맞

물림 상태(증가된 중심거리)를 야기하고 변조된 소음을 만든다.

2.2.5 베어링과 아마추어

축과 베어링의 상호작용은 회전기계에서 소음과 진동의 주요 원인 중의 하나이다. 아마추어 축은 대개 적층(laminations), 권선(windings), 정류자 및 웜으로 구성되고, 두 베어링에 의해 지지된다. 볼 및 저널베어링은 아마추어가 비교적 높은 속도(수천 rpm)로 회전하는 제품에서 주로 사용된다.

아마추어의 불평형(unbalance)은 전동기 진동의 주요 원인 중의 하나이다. 전동기가 전동기의 회전주파수와 조화성분이 그 부근의 고유진동수를 가지는 구조물에 결합되었을 때 과도한 소음과 진동을 야기할 수 있다. 시스템은 불평형과 베어링 틈새에 의해 축과 베어링 사이에 충격(바운싱)을 야기할 수 있는데, 이는 변위센서로 축의 진동을 측정함으로써 확인할 수 있다. 충격은 회전주파수의 고차성분 진동을 발생시킬 수 있다. 더 나은 동적 평형잡기(양면에서 0과 180도 모두)는 진동과 소음을 분명히 감소시킬 수 있다.

베어링에서의 공차를 줄임으로써 아마추어 불평형에 의한 충격을 줄일 수 있다. 그러나 전동기의 소음과 진동은 베어링의 정렬불량에 보다 민감하다. 정렬불량은 마찰의 증가로 인해 베어링의 성능을 감소시킬 수 있고 축과 베어링 사이에 과도한 힘을 발생시킬 수 있다. 정류주파수에서의 진동은 베어링이 정렬되었을 때와 비교해서 베어링이 정렬되지 않았을 때 정류주파수에서 진동이 증폭된다. 베어링 정렬불량은 아마추어가 위치해야하는 마그넷 하우징의 축을 벗어난 위치를 야기할 수 있게 한다. 중심 위치를 벗어남에 따라서 전자기력의 크기는 증가한다. 이 정렬불량은 실제로 아마추어 축에 작용하는 예하중(preload)에 의하여 저널베어링의 강성을 증가시킨다. 더 높은 베어링 강성은 브러시와 정류자의 상호작용이 베어링을 통하여 전동기 하우징에 더 잘 전달될 수 있도록 한다. 마찰력에 의하여 회전속도의 감소가 발생하고 특별히 정류주파수와 그 조화성분인 고주파수 진동에서 정렬불량에 의하여 소음이 증가한다. 자동 조심형 볼 베어링이 정렬불량과 소음을 줄이기 위하여 추천된다.

2.2.6 하우징으로부터 소음 방출

윈도우 리프터와 같은 응용에 대한 웜과 기어 감속 전동기의 전형적인 구조는 전동기 하우징과 기어 하우징의 2개의 주요 하우징을 가진다. 전동기 하우징은 자기특성을 위하여 강제로 만들어지고, 기어 하우징은 전형적으로 알루미늄, 아연 또는 플라스틱으로 구성된다. 이들 두 하우징의 동적인 연결

(dynamic coupling)은 대개가 비교적 약하다. 하우징의 고유진동수와 그 모드는 기계적인 충격시험방법을 이용하여 측정될 수 있다. 전동기가 윈도우 리프터와 같은 응용에 대하여 밀봉이 되어있고, 결과적인 소음은 하우징을 통하여 전동기 외부로 전달된다. 하우징은 가진과 관련하여 진폭을 가지고 가진 주파수에서 진동할 것이다. 그러나 하우징의 진동 진폭은 그들이 가진 주파수와 같다고 할 때, 그들의 고유진동수에서 증폭할 것이다. 고유진동수와 그들의 모드형상은 전동기 소음 스펙트럼에서 주요 피크와 상관있음을 볼 수 있다. 하우징의 구조 변경은 고유진동수를 변화시키고 하우징의 방사소음을 감소시키기 위하여 행해질 수 있다.

감쇠 재료와 리브(ribs)가 모드 해석과 음압의 연구에 기초하여 전동기 하우징에 추가될 수 있다. 감쇠 처리의 효과는 특별히 비교적 높은 진동수에서의 주요 피크(고유진동수)에서 하우징 진동을 줄이는 것이다. 리브는 주요 가진원으로부터 고유진동수를 이동시키고, 소음과 진동의 진폭을 줄인다.

3. 선루프용 전동기의 소음 및 진동 특성 분석

진동 실험을 수행한 가장 중요한 목적은 대상 전동기에 대한 고유진동수를 파악하기 위한 것으로, 이는 운전영역 내에서 전동기의 고유진동수와 가진주파수가 일치하면 공진(resonance)에 의해 과대한 진동이 발생하고 모터의 정숙성을 방해하며 모터의 성능 및 내구성을 현저히 저하시키기 때문이다. 그러므로 전동기의 설계 시 공진회피 설계가 요구되고, 이는 질량(mass)과 강성(stiffness)의 함수인 전동기의 고유진동수를 전동기의 정격운전 주파수 또는 주요 가진주파수 성분과 일치하지 않도록 설계하는 것을 말한다.

전동기 운전시의 특성을 파악하기 위하여 무부하 조건(13.5V, 피니언 CW/CCW 회전) 및 선루프 closing과 opening의 부하조건(13.5V)에 대하여 진동을 측정하여 시간파형과 주파수 스펙트럼을 관찰하였다. 전동기 공진여부는 Campbell 선도를 작성하여 확인하였다. 이를 위하여 전동기를 무부하 조건에서 9 ~ 17V로 1V 단위로 입력전압을 변경하면서 주파수 스펙트럼의 크기를 조사하였다. 고유진동수는 충격해머(impact hammer)로 전동기 단품의 여러 부위를 타격하여 주파수 응답함수를 구함으로써 파악하였다.

3.1 시험 결과 및 분석

3.1.1 시험조건

실차 설치 상태에서의 선루프 전동기 시스템에 의한 실내 소음을 저감시키기 위해서는 기본적으로 차량에 부착되지 않은 단품 상태에서 전동기부 및 기어부와 같은 선루프 전동기를 이루는 주요 부품들의 운전 주파수에 따른 소음 기여도를 체계적으로 분석하여 이들 각 성분이 실차 부착상태에서 어떻게 영향을 받는지 조사할 필요가 있다. 이를 위해 선루프 전동기의 단품 시험을 다음과 같이 실시하였다.

Table 3.1은 진동측정에 사용된 장비를 나타내고, Table 3.2는 대상 전동기에 대하여 입력 전압의 크기에 대응하는 회전자의 회전속도를 나타낸다.

Table 3.1 Vibration measurement equipments

Equipment	Model
Accelerometers	Dytran 3225F (9.6mV/g)
Amplifier(conditioner)	Dytran 4103C
Data recorder	Sony PC204Ax
Frequency analyser	Zonic Medallion 2300

Table 3.2 Relation of rotating speed with input voltage (no load, CW)

Input voltage (V)	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Rotating speed (rpm)	3,143	3,501	3,860	4,219	4,577	4,935	5,294	5,652	6,011

단품 시험을 위해서 정격 전압(13.5V)의 무부하 상태에서 전동기 상태가 안정될 때까지 일정한 회전수(rpm)로 공회전 시키는 에이징(aging)을 실시한 후 시험을 수행하였다. 측정 위치는 Fig. 3.1에 보이는 것과 같이 프레임 쪽의 베어링인 rear 베어링 부, 전기자를 둘러싸고 있는 원통형 셀인 요크(yoke) 부, 워축의 베어링인 front 베어링 부 및 각각 워와 기어의 맞물림 위치에서의 아연과 알루미늄하우징 표면에서이다.

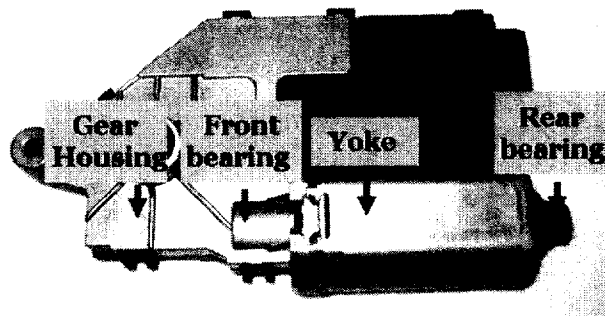


Fig. 3.1 Acceleration measurement points

실차에서 선루프 전동기 시스템에 의한 실내 소음은 고체음(structure-borne noise)이 주 원인이다. 이 소음을 주파수 분석하여 보면 선루프 전동기 시스템에 의한 진동이 그대로 차체를 타고 전달되므로, 전동기에 의한 진동의 주파수와 실내 소음 주파수가 밀접한 관계를 갖게 된다. 또한 단품 상태에서 전동

기의 각 부품에 의한 실내 소음의 기여도 분석을 하기위해서 주파수 분석을 실시하며, 그 결과를 확인하기 위해 각 부품에 의한 진동의 기본주파수를 파악하여야 한다.

본 시험에서는 단품 상태에서 각 부품에 의한 이론상의 기본주파수가 실제로 계측 시험에서 잘 일치하는 지와 그때의 진동량의 기여도를 지배하는 성분이 이론적으로 타당한지를 분석하였다.

취득한 데이터의 처리는 여러 주파수 성분들을 가지는 정상 상태 신호의 처리에 용이한 해닝(Hanning) 가중치를 사용하였다. 데이터 취득 및 주파수 분석 조건을 Table 3.3에 나타내었다.

Table 3.3 Condition of data aquisition and frequency analysis

Data sampling time	1.0667s
No. of data sampling	8,192(= 2^{14})
Max frequency	3,000Hz
Frequency width	0.9375Hz
Window function	Hanning window

1) 선루프 전동기의 기본 주파수

선루프 전동기 시스템의 무부하 기본주파수는 각각 전동기의 회전수인 4,554 ~ 4,614rpm(75.9 ~ 76.9Hz)과 3,792 ~ 3,828rpm (63.2 ~ 63.8Hz)으로 계측되었다. 회전자 assembly가 1회전 할 때를 1차(order, 1X)라 하면, 선루프 전동기는 정류자 슬롯 수가 8이므로 회전자 assembly가 1회전 할 때 브러시는 8번 섭동되어 8차(8X) 성분이 발생된다. 전동기의 정류자 주파수는 607.2 ~ 615.2Hz ($63.2 \times 8 = 607.2$)로 계측되었다. Table 3.4는 선루프 전동기의 기본 진동주파수를 정리하여 나타내었다.

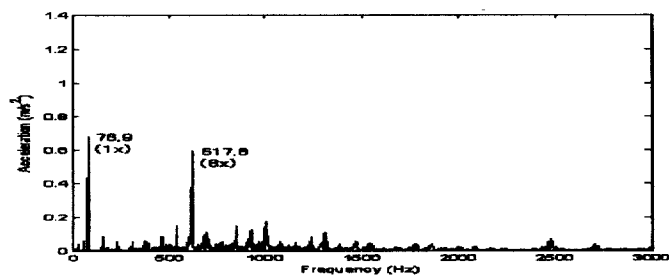
Table 3.4 Basic vibration frequency of PMDC motor for sunroof
(13.5V_{DC}, no load)

Rotational frequency (1X)	4,554 ~ 4,614rpm (75.9 ~ 76.9Hz)
Rotor frequency (8X)	607.2 ~ 615.2Hz

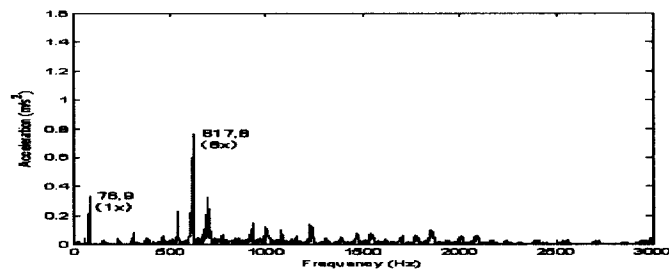
3.1.2 무부하시 결과 및 분석

1) 전동기의 무부하, CW 조건

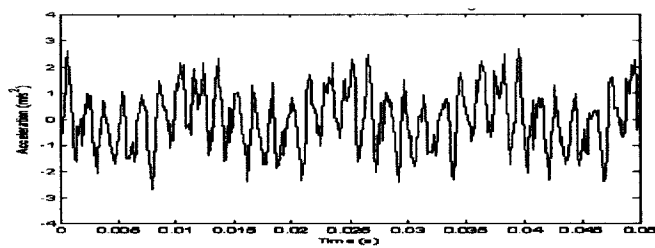
Fig. 3.2는 rear 베어링과 yoke부에서 측정된 가속도 신호의 주파수 스펙트럼과 시간응답파형을 나타낸다. Rear 베어링에서는 회전주파수 성분(1X)과 8X 성분(617.8 Hz)이 탁월함을 알 수 있다. 그리고 1X의 조화성분들이 넓은 차수에 걸쳐 미소하게 나타나고 있다. Yoke부에서는 8X 성분(617.8Hz)이 탁월하다. Fig. 3.3은 front 베어링과 기어 하우징에서의 스펙트럼과 시간파형을 보인다. Front 베어링에서 8X 성분(608.4Hz)의 진폭이 매우 크고, 이 성분의 양측에 1X의 폭을 갖는 측대역 성분들이 나타나고 있으며, 1X보다는 8X성분의 진폭이 크다. Fig. 3.2와 3.3에서 운전주파수(1X)가 서로 다른 것은 측정을 CW 방향에 대하여 두 번으로 나누어 실험을 실시하였기 때문이다. 기어 하우징의 스펙트럼을 보면, 8X 성분과 그 조화성분인 16X가 크게 나타난다. 아울러 26X 부근에서 운전주파수의 고차 조화성분들이 확대되고 있는 것을 볼 수 있다. 또한 Fig. 3.2와 3.3의 Rear 베어링, 요크 부, front 베어링 및 기어 하우징의 모든 요소에서 정류자 주파수인 8X 성분이 크게 발생하고 있다.



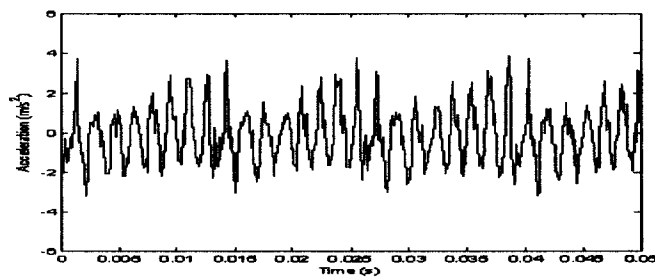
(a) Rear bearing



(b) Yoke

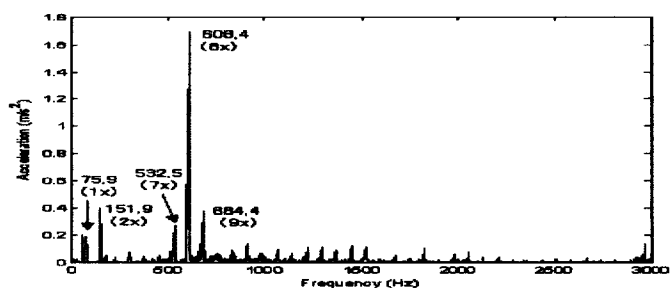


(c) Rear bearing

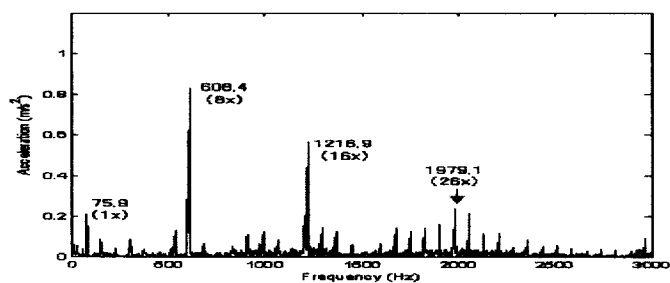


(d) Yoke

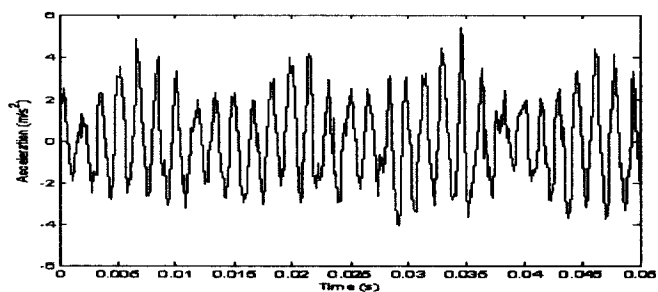
Fig. 3.2 Frequency spectrum and time of motor (CW, no load)



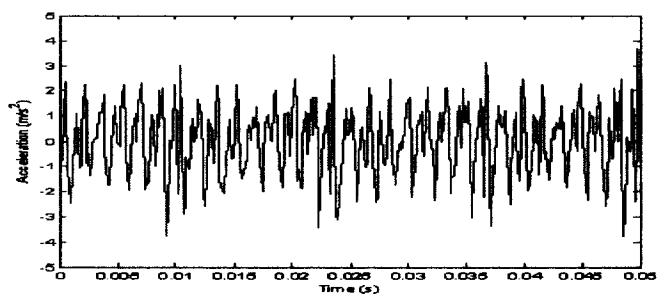
(a) Front bearing



(b) Gear housing



(c) Front bearing



(d) Gear bearing

Fig. 3.3 Frequency spectrum and time signal of motor (CW, no load)

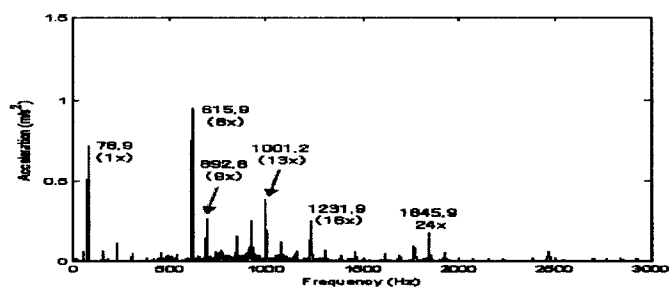
시간 파형의 그림에서 0.05초 동안 3.5사이클 정도로 주기적으로 나타나는 파형은 회전자의 회전주파수(1X) 성분으로 주기는 0.013s(1/76.9Hz)이고, 각 사이클 내에서 8회 진동하는 성분이 8X 성분(0.0016s = 1/617.8Hz)으로 보인다. 매 회전 사이클마다

주기적으로 시간파형이 변동하는 것은 8X 성분의 진폭이 일정하지 않고 시간에 따라 변동하는 것으로, 이는 정류자 표면의 단차 또는 진원도(roundness)가 좋지 못하기 때문에 발생하는 것으로 추정할 수 있다. 또한 그런 제품은 하이 퍼치라고 불리는 사람의 귀에 거슬리는 소리를 유발한다.

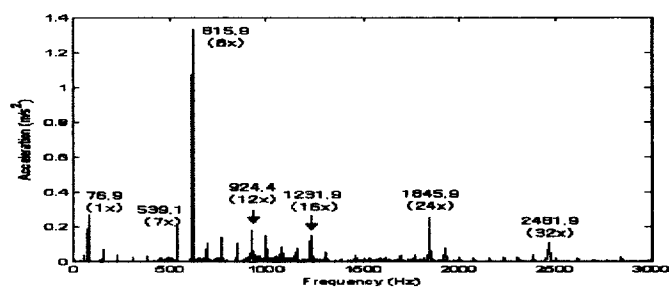
2) 무부하, CCW 조건

Fig. 3.4와 3.5는 무부하에서 전동기를 CCW 방향으로 회전할 때 측정된 주파수 및 시간파형을 나타낸다. Fig. 3.4는 rear 베어링과 yoke부에 대한 결과이다. Rear 베어링의 경우, 8X 성분이 큰 값을 보이고, 8X의 조화성분(16X, 24X)들이 뚜렷이 나타나고 있다. 아울러 9X, 11X, 13X 등이 크게 나타나고 있다. Yoke부도 8X 성분의 진폭이 크게 나타나고, 그 조화성분들과 함께 12X, 16X 등이 뚜렷이 나타나고 있다. Fig. 3.5는 front 베어링과 기어 하우징에 대한 결과를 나타낸다. Front bearing의 경우에 8차 성분(8X)이 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 기어 하우징의 경우에, 8X 성분의 조화성분인 16X, 24X 및 32X 성분이 현저하게 나타남을 알 수 있다.

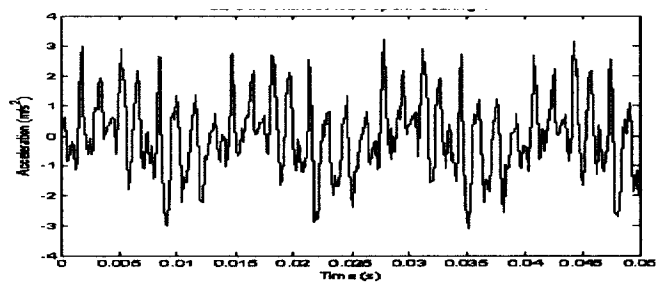
CW 방향과 마찬가지로 CCW 방향일 때에 정류자 표면의 단차에 의해 8X 성분이 크게 나타남을 시간 파형 및 주파수 응답을 통해 확인이 가능하다.



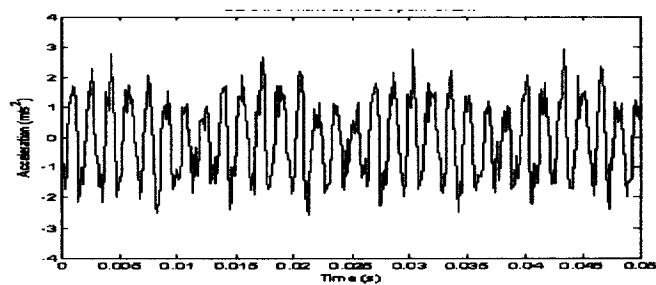
(a) Rear bearing



(b) Yoke

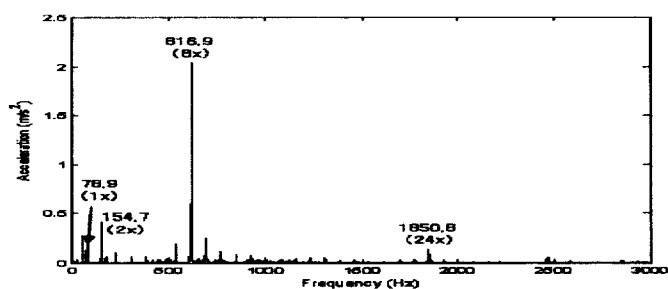


(c) Rear bearing

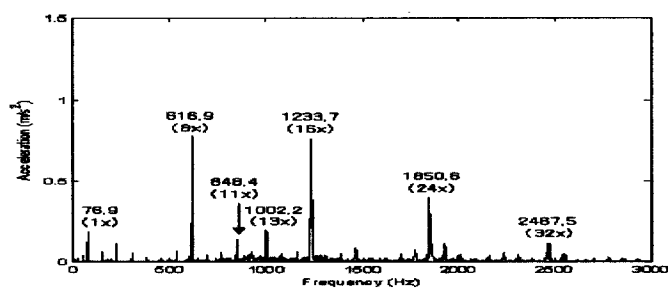


(d) Yoke

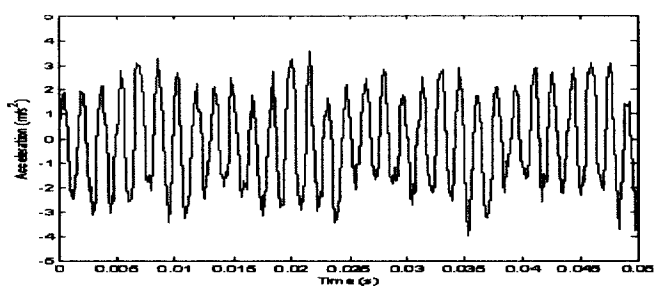
Fig. 3.4 Frequency spectrum and time signal of motor (CCW, no load)



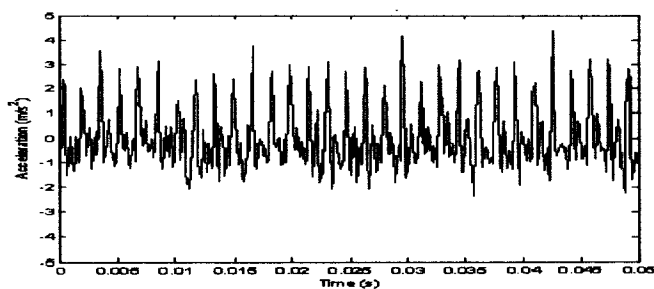
(a) Front bearing



(b) Gear housing



(c) Front bearing



(d) Gear housing

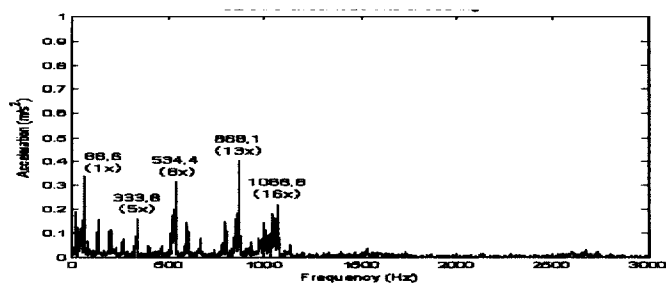
Fig. 3.5 Frequency spectrum and time signal of motor (CCW, no load)

3.1.3 부하 시 결과 및 분석

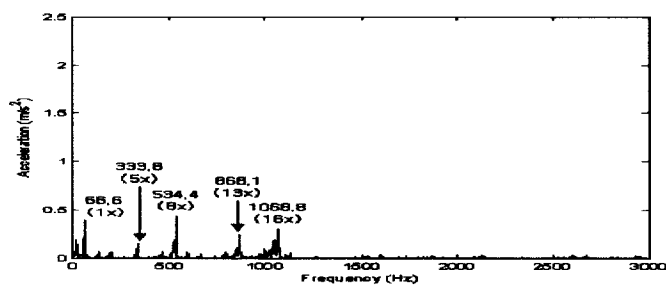
부하시험은 선루프를 closing 또는 opening 할 때, 전동기의 front 베어링 외의 여러 부위의 진동을 측정하는 것을 말한다.

1) Closing(CW), 부하 조건

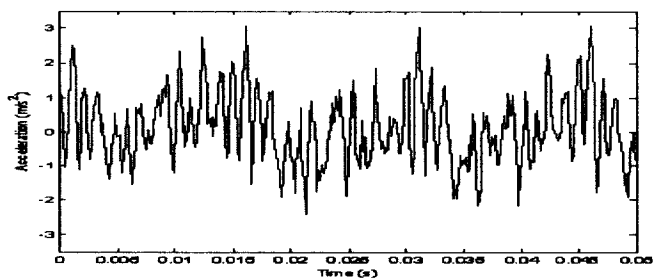
Fig. 3.6은 선루프를 closing할 때의 주파수성분 및 시간신호를 나타낸다. 동일한 전동기에서 무부하 상태일 때보다 다양한 주파수 성분들이 발생함을 알 수 있다. 불평형에 의한 1X(66.6Hz)성분, 정류자 slot에 의한 8X (534.4Hz)와 16X (1068.8Hz) 외에도 13X (868.1Hz) 성분이 탁월한 성분으로 나타남을 보여 준다. 한편 Fig. 3.7의 부하 시 front 베어링과 기어하우징에서 측정된 신호의 주파수 성분에서는 28.1 Hz성분이 크게 나타남을 알 수 있다.



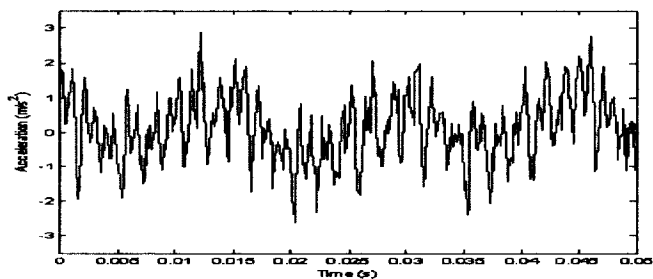
(a) Rear bearing



(b) Yoke

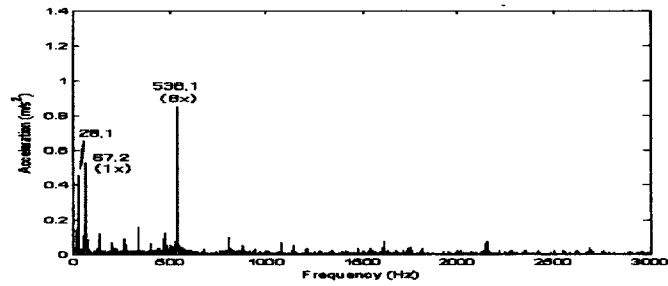


(c) Rear bearing

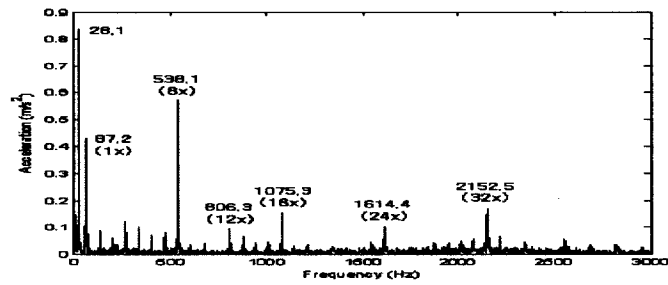


(d) Yoke

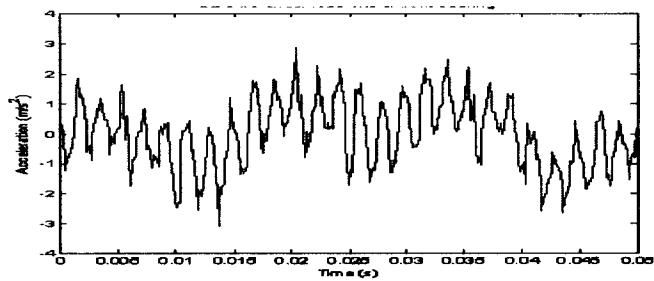
Fig. 3.6 Frequency spectrum and time signal of motor (closing, load)



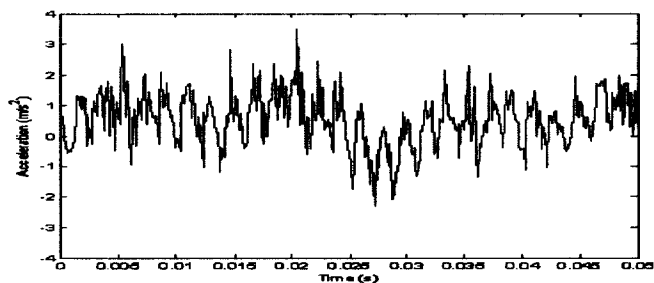
(a) Front bearing



(b) Gear housing



(c) Front bearing

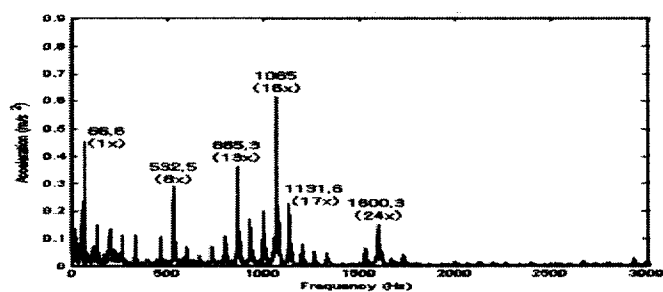


(d) Gear housing

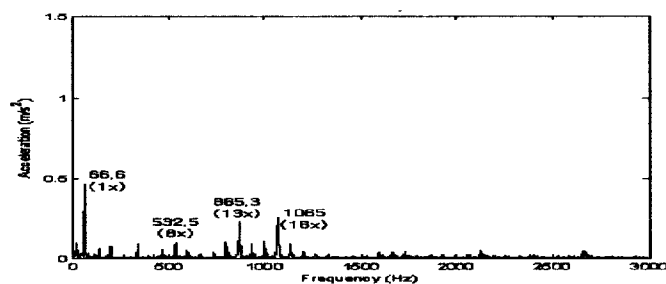
Fig. 3.7 Frequency spectrum and time signal of motor (closing, load)

2) 부하, opening(CCW) 조건

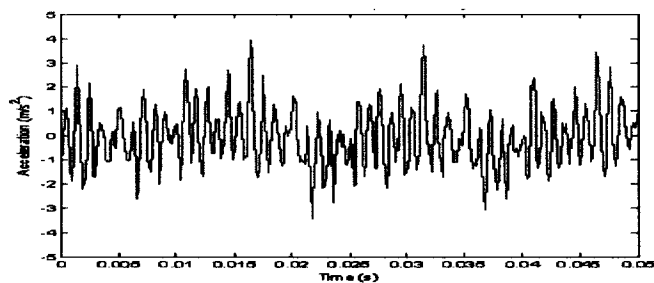
Fig. 3.8(a) 및 (b)에서 보면 진동 스펙트럼 경향은 비슷하다. 베어링부의 진동이 yoke에 비하여 상대적으로 큼을 알 수 있다. 선루프 opening시 부하가 있을 때의 진동신호인 Fig. 3.9와 무부하일 때인 Fig. 3.5를 비교하면, 부하 시에는 저주파수(27.2Hz) 진동이 크게 발생함을 알 수 있다.



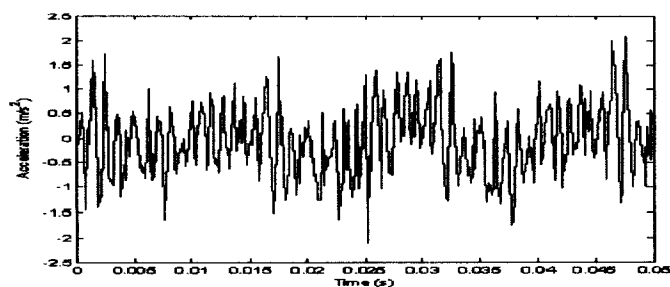
(a) Rear bearing



(b) Yoke

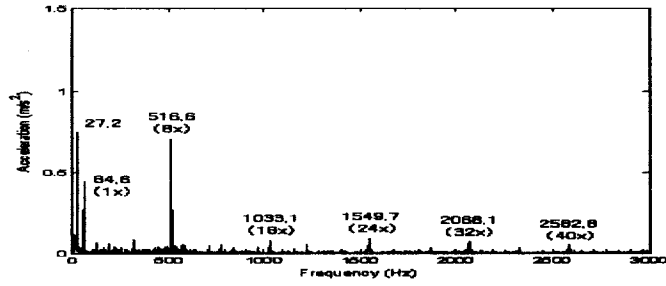


(c) Rear bearing

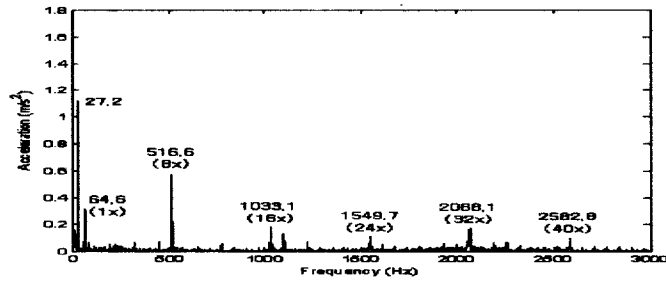


(d) Yoke

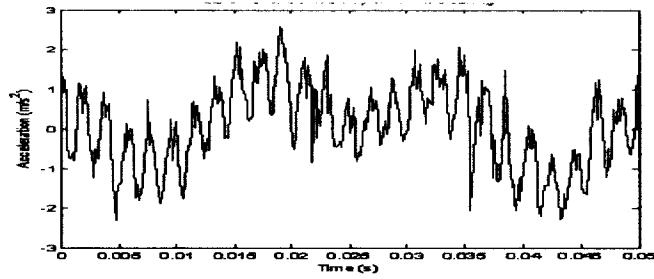
Fig. 3.8 Frequency spectrum and time signal of motor (opening, load)



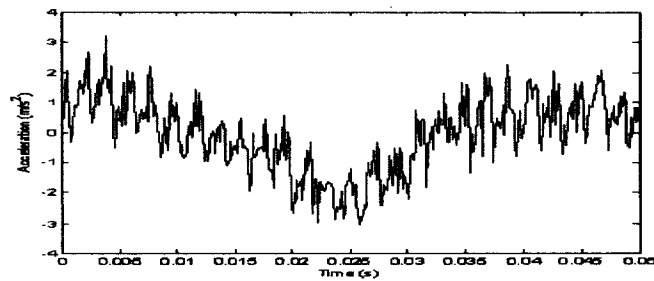
(a) Front bearing



(b) Gear housing



(c) Front bearing



(d) Gear housing

Fig. 3.9 Frequency spectrum and time signal of motor (opening, load)

3.2 Campbell 선도 분석을 통한 공진 가능성 확인

Campbell 선도는 공진 가능성을 조사하기 위하여 사용되는 일반적인 방법으로서, 각 운전속도에서 주요 주파수 성분의 크기에 비례하는 원으로서 진동의 크기를 나타낸다. 이 선도에서는 가진력 주파수를 함께 나타내며, 가진력 주파수의 선은 좌표 원점으로부터 퍼지는 직선으로 표현된다. 즉, 1X 선은 1×운전속도(회전 주파수) 가진을 나타내고, 불평형의 경우는 가진 진동수가 회전주파수가 된다. 선루프용 PMDC에서의 8X 선은 정류자 슬롯에 의한 정류주파수(commutation frequency)를 나타낸다. 또한 2X는 회전주파수의 2배 성분의 가진력 주파수를 나타내고, 정렬불량(misalignment)과 같은 가진력이 이에 해당된다. 원으로 표시되는 진동 크기가 급격히 증가했다가 줄어드는 영역은 공진으로 의심되는 부분이며, 운전영역내에서 이런 부분이 존재할 경우, 그 크기에 따라 더욱 정밀한 분석이 요구되거나, 심각할 경우는 재설계가 이루어져야 한다.

가속도는 회전자의 뒀과 뒀 휠이 맞물리는 지점의 아연 하우징(Fig. 3.10)에서 측정하였다.

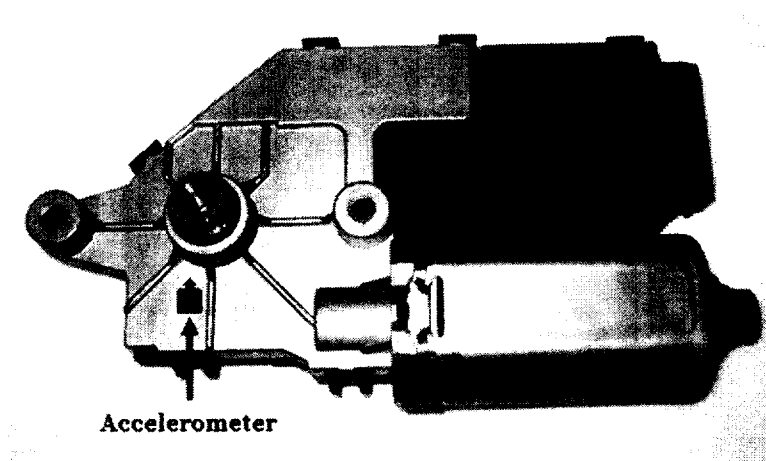


Fig. 3.10 Acceleration measuring point of motor

3.2.1 무부하, 피니언 CW 회전 시 결과 및 분석

Fig. 3.11은 9 ~ 17V 범위에서 입력전압을 1V 단위로 변경하면서 측정한 각 회전주파수에서의 주파수 성분(가속도)의 크기를 원(circle)으로 나타낸 것이다. 그림에서 가속도의 최대 값은 입력전압이 12V일 때 회전주파수(1X)의 성분

값으로서, 0.578m/s^2 이다. 각각의 입력 전압에 대한 1X와 8X 가속도 성분의 크기가 상대적으로 큰 값을 나타낸다. 1X가 높은 값을 나타내는 것은 편심 (eccentricity), 정렬불량 및 질량 불평형 등이 원인일 수 있다. 8X는 정류자와 브러시에 의한 마찰로 판단된다. 가속도의 크기가 상대적으로 큰 주파수인 70.3Hz, 562.5Hz, 705.9Hz 등이 전동기의 공진 주파수와 일치하는지의 여부를 확인할 필요가 있다.

Fig. 3.12는 입력전압에 대응하는 전동기의 회전자 회전속도(무부하, closing)에 따른 가속도의 크기를 나타내었다.

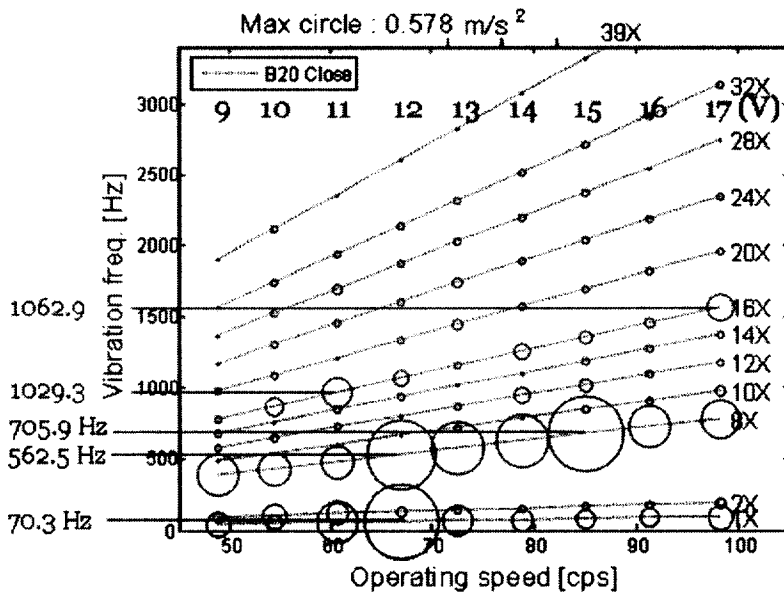


Fig. 3.11 Campbell diagram (no load, CW)

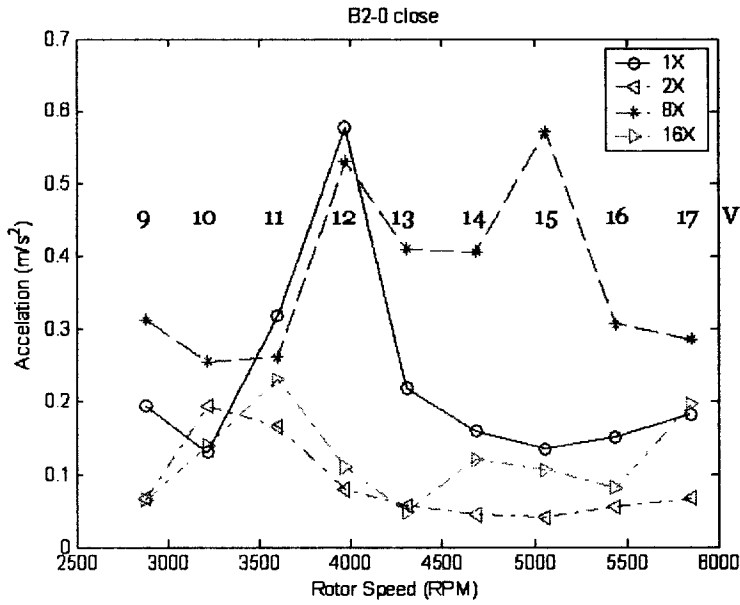


Fig. 3.12 Acceleration and rotor speed by voltage (no load, CW)

3.2.2 무부하, 피니언 CCW 회전 시 결과 및 분석

Fig. 3.13은 무부하, CCW 조건에서 각 전압별로 구한 주파수성분의 크기를 하나의 그림에 나타낸 것이다. 회전자의 회전주파수(1X), 정류주파수(8X) 및 정류주파수의 3배수(24X) 성분이 크게 나타난다. 상대적으로 큰 값을 나타내는 주파수인 64.3Hz, 70.3Hz 및 100.2Hz 등의 주파수가 전동기의 고유진동수와 일치하는지의 공진 여부를 파악할 필요가 있다. Fig. 3.14는 Campbell 선도에서의 원의 직경인 가속도의 크기를 회전자 회전속도의 배수성분에 대하여 나타내었다. 정류주파수로 보이는 8X성분이 상대적으로 가장 큼을 확인할 수 있다.

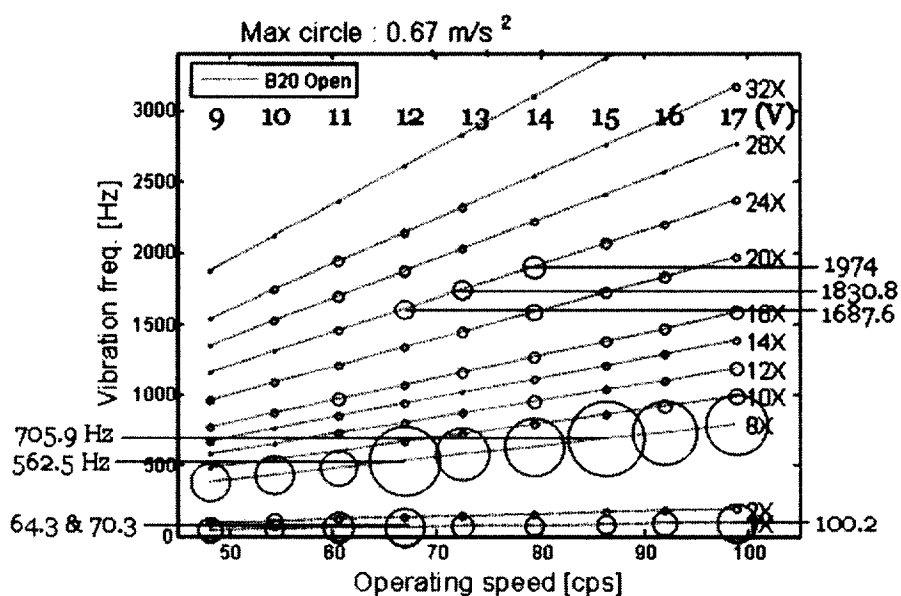


Fig. 3.13 Campbell diagram (no load, CCW)

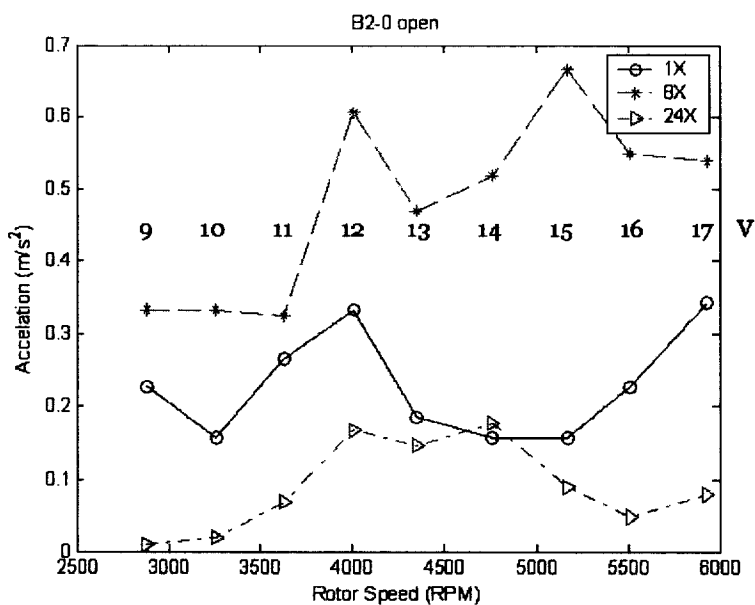


Fig. 3.14 Acceleration along to rotor speed (no load, CCW)

3.3 충격 시험을 통한 고유진동수의 분석

모드 해석에 사용되는 가장 널리 알려진 가진 방법인 충격 가진 시험(impact test)을 수행하였다. 이 시험에서는 가진시키기 위해, 충격력을 가하고 동시에 힘 측정이 가능한 힘 센서(force sensor)가 부착된 충격 해머(impact hammer)를 사용하였다. 사용된 해머는 Dytran 5850A model이고, 감도는 100mV/Lb, 최대 입력 힘의 범위는 1,000Lbs이다. 응답(response)은 감도가 9.6mV/g인 Dytran 가속도계(accelerometer)를 front 베어링부에 부착하여 측정하였다.

(1) 전동기의 고유진동수 분석

Fig. 3.15는 대상 전동기에 대한 가속도계의 부착 위치와 충격을 가한 위치를 나타낸다. 각 지점에 대하여 5회 충격을 가하였고, 그에 대한 응답을 평균(averaging)하여 주파수 응답함수(FRF, frequency response function)를 구하였다.

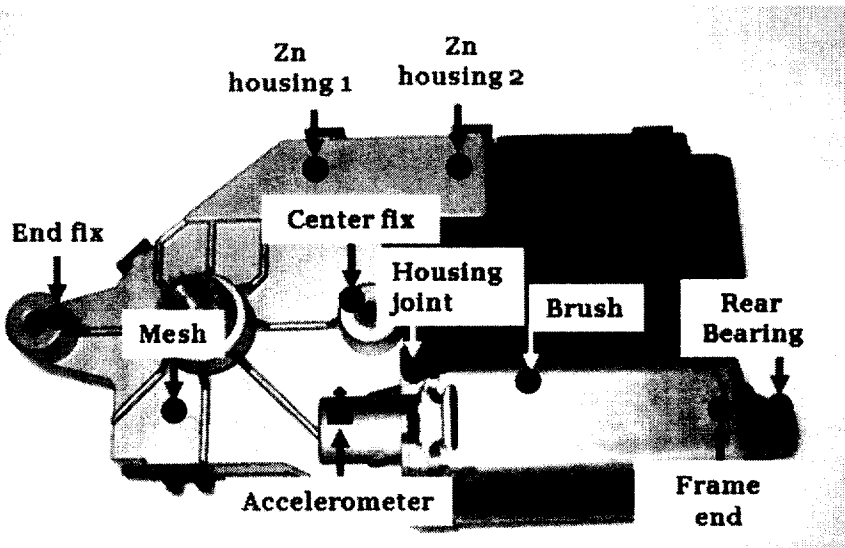


Fig. 3.15 Hammering point to PMDC motor and measuring position

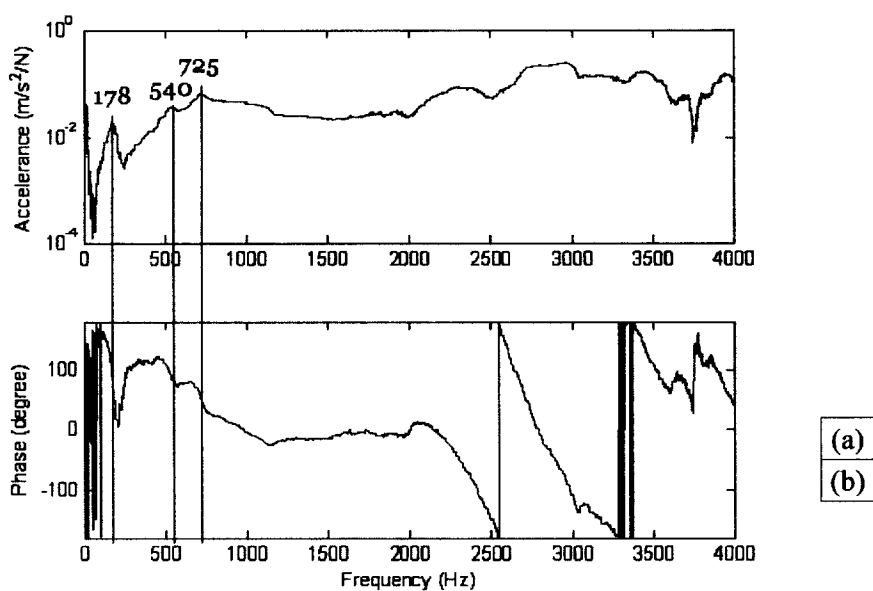


Fig. 3.16 Impulse response at rear bearing of PMDC motor
(soft tip, plastic) (a) FRF, (b) phase

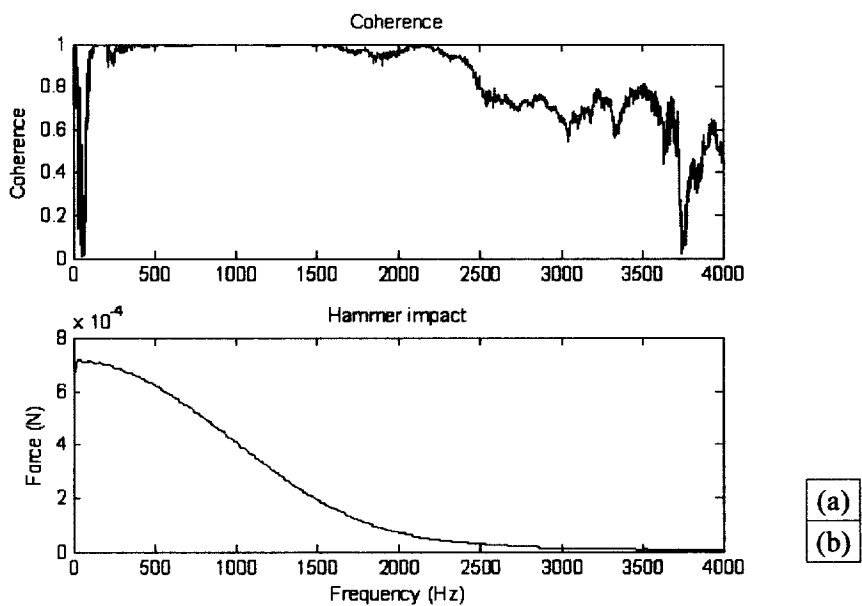


Fig. 3.17 Impulse response at rear bearing of PMDC motor
(soft tip, plastic) (a) Coherence (b) Frequency response of
impact hammer

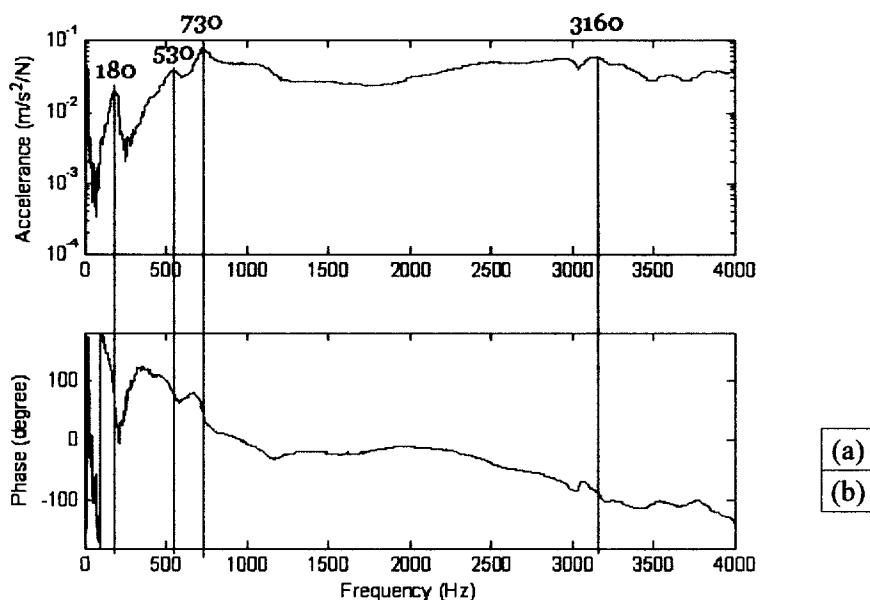


Fig. 3.18 Impulse response at rear bearing of PMDC motor
(hard tip, aluminum) (a) FRF, (b) phase

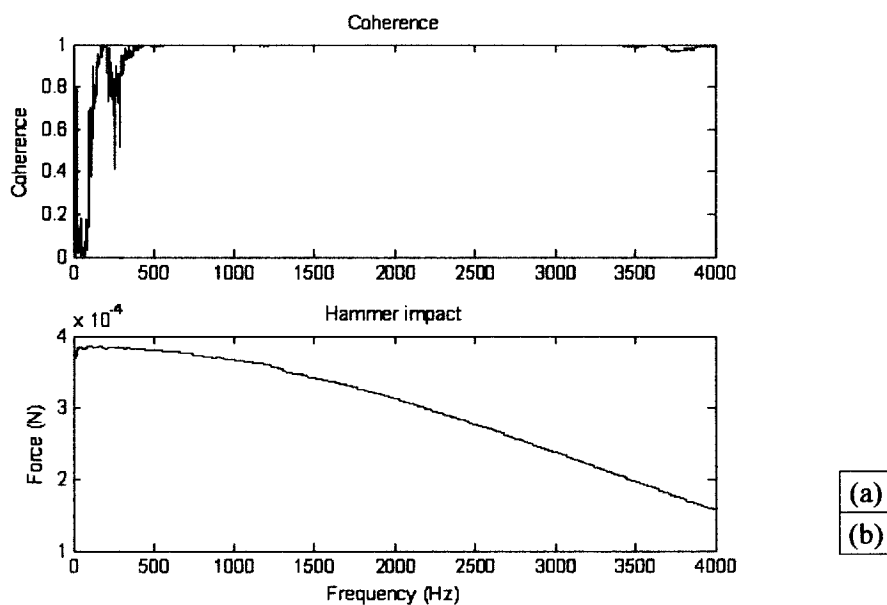


Fig. 3.19 Impulse response at rear bearing of PMDC motor
(hard tip, aluminum) (a) Coherence (b) Frequency
response of impact hammer

Fig. 3.16(a)와 3.18(a)는 실험적으로 구한 주파수 응답함수(FRF)를 나타내며, 충격력에 대한 가속도 응답을 나타내는 액셀러런스(accelerance)이다. 각각 몇 개의 피크치가 나타나지만 비교적 높은 감쇠로 인해 피크들이 선명하지는 않으며 위상의 변화도 완만한 편이다. 이는 재료내부의 감쇠효과라기보다는 각 결합부에서의 비선형 특성에 의한 것으로 추정된다. 각각의 피크치에서 위상이 $\pm 90^\circ$ 이면, 각각의 피크치는 고유진동수에 해당한다고 간주하였다. 그림에서 평균값을 취하면 대략 179Hz, 535Hz, 728Hz 및 3,160Hz가 고유진동수임을 알 수 있다. 한편, 피크치를 이용한 고유진동수의 확인은 고유진동수가 아주 근접해 있는 경우에는 적합하지 않다. 또한, 각각의 고유진동수에 대한 모드형상(mode shape)에 따라서, 움직임이 없는 노드 점(nodal point)에서 충격을 가할 경우 FRF에서 피크가 잘 나타나지 않는 경우가 있기 때문에 본 연구에서는 가진위치와 측정점을 다양하게 변화시키면서 측정하였다. Table 3.5에서는 FRF, 위상, 기여도 함수 및 충격 해머의 주파수응답을 종합하여 가진 지점에 따라서 조사된 전동기의 고유진동수를 나타낸다.

Table 3.5 Natural frequency of PMDC motor by impact hammer

Impact point	Frame end	Rear bearing	End fix	Brush
Natural frequency (Hz)	190	179		
	550	535		560
	735	728	730	740
	1,130			1,180
	3,000		3,000	3,060
	3,190	3,160	3,170	
	3,320		3,350	
	3,630			3,700

Table 3.6 Harmonic frequency of rotor assembly of PMDC motor

Harmonic	1X	2X	8X	16X	24X
Freq. (Hz)	76.15	152.3	609.2	1,218.4	1,827.6

충격 시험에 사용된 전동기의 구동 전압인 13.5V에서 회전자 assembly의 정격 회전속도는 약 75.16Hz(1X)이다. Fig. 3.11 및 3.13의 Campbell 선도에서 보였듯이 진동 진폭이 비교적 큰 차수 성분들은 1X, 2X, 8X, 16X, 24X 등이다.

Table 3.6에서는 전동기의 각 차수에 대한 주파수를 나타낸다. 특히 8X는 정류자 주파수, 16X 및 24X는 정류자 주파수의 배수 성분들이다. 충격시험을 통해 측정된 고유진동수(Table 3.5)와 전동기 회전자 assembly의 배수성분에 의해 흔히 발생할 수 있는 주파수가 일치하는 부분이 있는지의 여부를 판단할 필요가 있으며, 특히, 상대적으로 진동레벨이 큰 주파수인 1X와 정류자 주파수(8X, 609.2Hz) 등은 공진을 회피하는 운전이 이루어져야 한다. 실험에 사용된 전동기의 경우, 운전속도 76.15Hz에서는 1X 및 정류자 주파수가 고유진동수와 직접 일치하지 않는 것으로 나타났다. 그러나 기동 및 정지 시에는 closing 및 opening 조건 모두에서 운전속도 70.3Hz에서 1X 성분(70.3Hz), 8X 성분(562.5Hz), 24X 성분(1687.6Hz)이 고유진동수와 근접한 공진영역을 통과하고 있음을 알 수 있다. 예로 8X 성분의 가진 주파수(562.5Hz)가 560Hz의 고유진동수와 공진을 일으키고, 운전속도 88.23Hz에서는 이의 8X 가진 성분(705.9Hz)이 728 ~ 740 Hz의 고유진동수와 공진을 일으켜 진폭이 크게 되는 것을 보인다.

Table 3.7 Exciting frequency and natural frequency of PMDC motor

Operation speed	Exciting frequency	Resonant frequency
64.3Hz	16X (1,029Hz)	1,130Hz
70.3Hz	1X (70.3Hz)	
	8X (562.5Hz)	535Hz, 550Hz, 560Hz
88.23Hz	8X (705.9Hz)	728Hz ~ 740Hz

3.4 소음 계측을 통한 소음특성 분석

전동기 소음은 무부하, 입력전압 13.5VDC의 조건에서 각각 피니언과 커버 방향에 대하여 선루프 전동기를 CW 및 CCW 회전할 때 측정하였다. Fig. 3.20 은 전동기의 소음을 측정하는 사진이다.

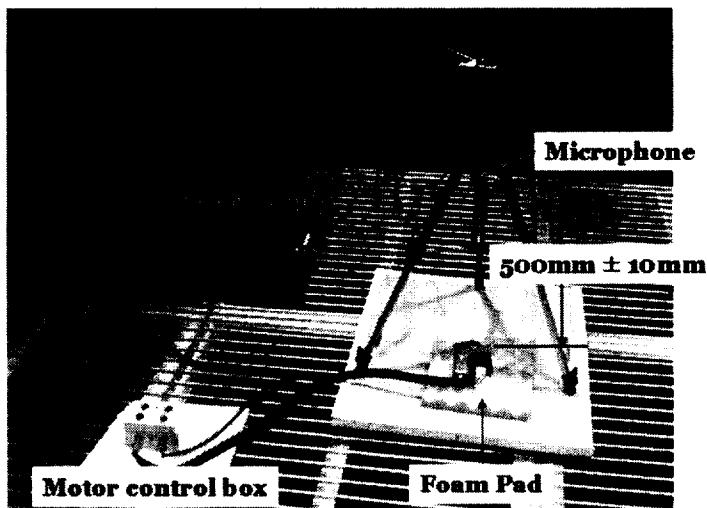
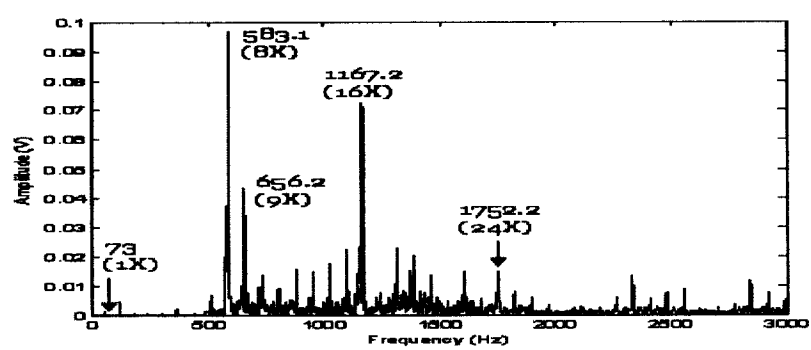


Fig. 3.20 Noise measurement at the anechoic chamber

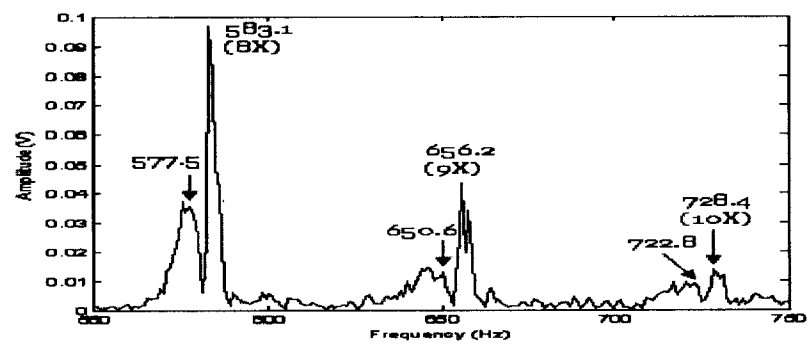
측정은 A-특성 1/3옥타브에 의한 배경소음(background noise) 레벨이 25dB 미만인 무향실(anechoic chamber)에서 실시하였고, 측정에 사용된 장비는 Sound Level Meter (OnoSokki LA5110), Microphone(OnoSokki MI1233) 및 측정데이터 저장을 위한 Data Recorder(Sony PC204) 이다. 각각의 측정조건에 따른 소음을 먼저 Data Recorder로 저장한 후 데이터를 재생(replay)하면서 분석 장비(Zonic Medallion)를 이용하여 수행하였다. 주파수분석을 위한 시간파형의 샘플링 시간은 1.067s, 샘플링 개수는 8192 ($= 2^{13}$)개이다. 최대주파수 범위는 3,000Hz이고, 3,200개의 이산주파수를 가지므로 주파수의 증분량은 0.9375Hz로 표현된다.

Fig. 3.21은 전동기를 13.5V의 입력전압으로 구동할 때, 무부하와 CW 피니언 회전조건에서 측정한 커버 방향의 소음을 분석한 것이다. Fig. 3.21(a)의 주파수 스펙트럼을 보면 회전자 회전속도(1X, 73Hz)에 대한 8X(583.1Hz)와 16X(1,167.2Hz) 성분이 탁월하게 나타난다. 그 외에도 회전자 회전속도의 정류 주파수인 8X 이상의 고차 배수성분들이 크게 나타남을 알 수 있다. Fig. 3.21(b)는 8X 주위의 주파수를 확대하여 나타내었다. 그림에서 회전자 회전주파수의 정수배와 인접한 주파수 성분이 함께 나타나고 있다. Fig. 3.21(c)에서는 전동기 소음의 시간파형을 나타내고 있는데 0.01365s 는 회전자 가 1회전하는데 걸린 시간이고 이의 역수는 회전자의 회전주파수($\approx 73\text{Hz}$)가 된다. 소음의 8X와 16X성분은 시간파형을 통해서도 확인이 가능한데, Fig. 3.21(c)에서 회전자 1회전 주기에 대하여 8회 및 16회의 진동이 발생하고 있음을 확인할

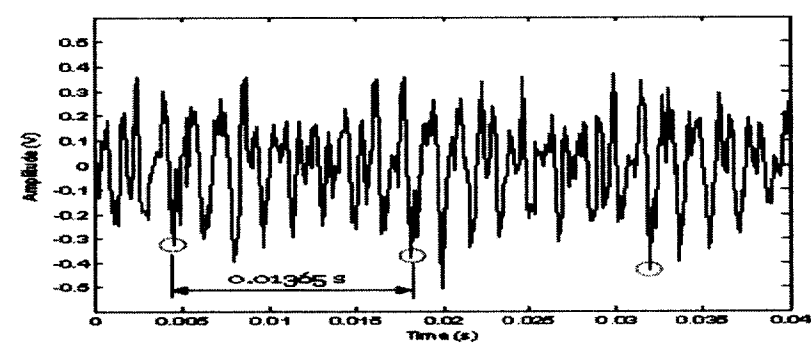
수 있다.



(a) Frequency spectrum

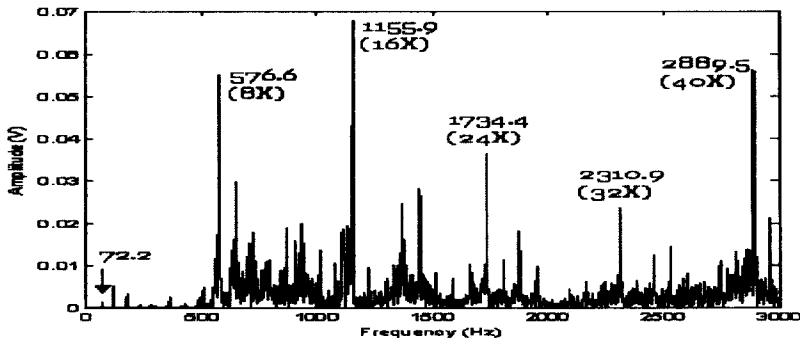


(b) Frequency spectrum (zoom)

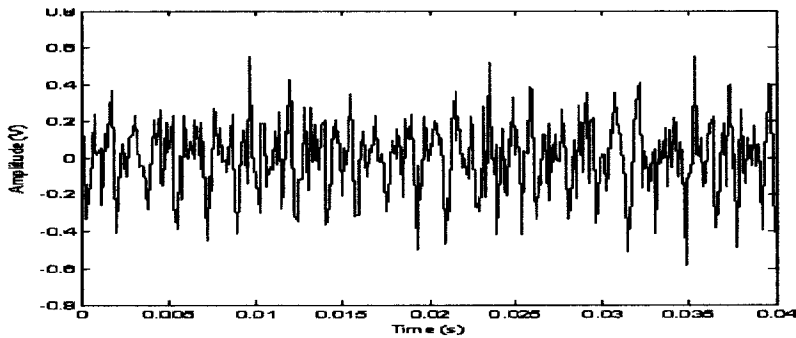


(c) Time waveform

Fig. 3.21 Noise from cover side (13.5VDC, no load, closing)



(a) Frequency spectrum

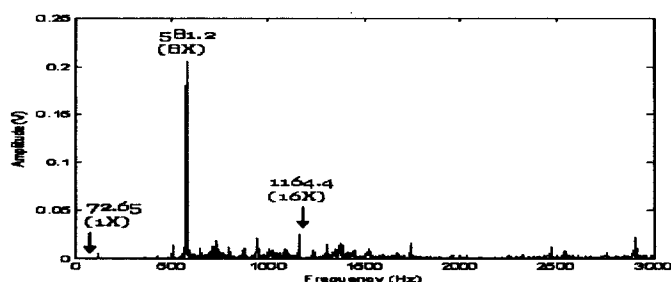


(b) Time waveform

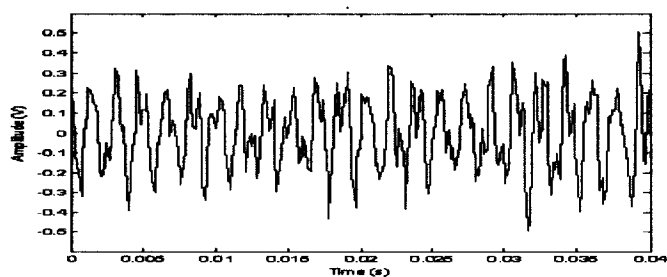
Fig. 3.22 Noise from pinion gear side (13.5VDC, no load, CW)

Fig 3.22(a)는 전동기 피니언방향의 소음(13.5V, 무부하, CW)을 주파수영역에서 나타낸 것이다. 정류자 주파수(8X)와 그 배수성분들(16X, 24X, 32X, 40X)이 비교적 크게 나타남을 알 수 있다. Fig. 3.21과 3.22를 비교해 볼 때, 동일한 조건에서 피니언방향의 소음이 커버방향의 소음보다 더 큰 것으로 판단된다.

Fig 3.23과 3.24는 각각 전동기의 커버와 피니언의 측정소음에 대한 주파수 스펙트럼과 시간파형을 나타낸 것이다. 커버와 피니언방향 모두에서 정류자주파수(8X)의 소음이 탁월하다. 피니언방향의 소음이 커버방향에 비해 8X 성분을 제외하고는 회전의 고차 배수(11X, 12X, 16X, 24X 등) 성분에서 비교적 높은 경향을 보인다.

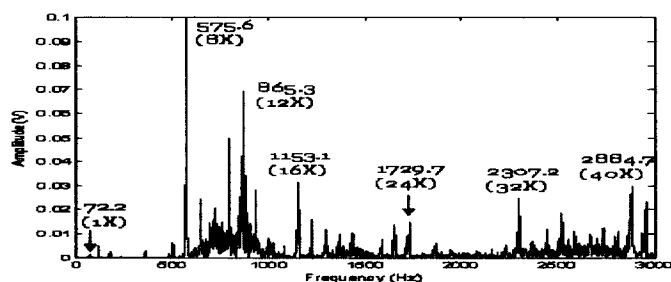


(a) Frequency spectrum

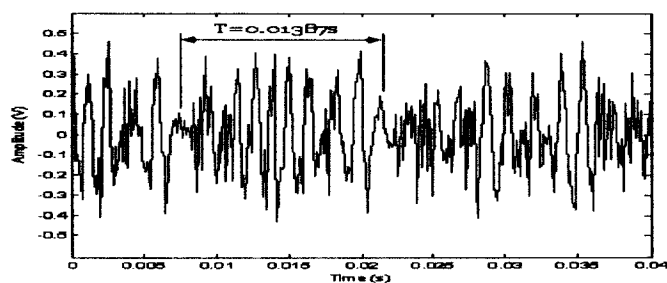


(b) Time waveform

Fig. 3.23 Noise from the cover side (13.5VDC, no load, CCW)



(a) Frequency spectrum



(b) Time waveform

Fig. 3.24 Noise from pinion gear side (13.5VDC, no load, CCW)

4. 선루프용 전동기 축계의 회전체 동역학 해석

회전기계에서 발생하는 진동을 체계적으로 해석 또는 예측하기 위해서는, 먼저 축의 거동에 영향을 미치는 모든 작용력을 정확히 분석하는 것이 필수적이다. Fig. 4.1에 선루프 전동기 축계에 작용하는 힘들을 개략적으로 나타내었다.

첫 번째로 작용하는 힘으로서 베어링(bearing)에서의 반력으로서, 모든 회전축계는 통상 베어링이라고 하는 기계요소를 가지며, 그 회전운동을 원활하게 하면서 나머지의 모든 자유도를 구속시키는 역할을 하게 된다. 축의 거동에 따라서 베어링에서는 항상 반력이 작용하게 되며 그 반력을 축 변위에 비례하는 선형의 강성계수 또는 감쇠계수로서 모델링 하여 해석을 수행하는 것이 일반적이다. 통상 베어링의 강성 및 감쇠계수는 회전축계의 거동을 결정짓는 아주 중요한 요소로서 그 동특성을 파악하는 것은 진동해석에서 아주 중요한 절차 중의 하나이다. 본 선루프 전동기 축계에 사용된 bush 베어링의 동특성 분석은 다음 장에서 자세히 설명하도록 한다.

두 번째는, 회전하는 로터에서 항상 작용하는 힘인 불평형력으로서, 제작과 조립 시에 발생하는 피할 수 없는 불평형(unbalance), 즉 무게중심의 편심은 항상 존재하게 되고 회전수의 제곱에 비례하여 원심력으로 작용하게 된다. ISO 등의 규격에서는 회전기계의 등급에 따라 이러한 불평형의 크기의 제한치를 권장하고 있으며, 이 기준에 근거하게 평형잡기(balancing)를 수행하는 것이 일반적이다.[6]

세 번째는, 모든 전동기 축계에서 작용하는 전자기력(electro-magnetic force)으로서, 축을 회전시키는 토크를 발생시키는 원동력으로서, 특히 DC형 전동기에서는 불가피한 토크 변동이 발생하여 비틀림 운동을 가진시키는 기본적인 작용력이 된다. 또한 축이 다른 작용력으로 인해 변형될 때, 전동기 회전자는 그 공극 내에서 편심지게 되며, 이 때 편심에 대한 전자기력의 작용하게 된다.

네 번째 작용력으로는, 전동기 코어(core)에 전원을 공급하는 브러시와 정류자사이에 작용하는 접촉력으로서, 이는 PMDC에서 발생하는 진동 소음의 중요 원인 중 하나이지만, 작용력 자체는 크지 않기 때문에, 일반적으로 축의 거동에 직접적으로 영향을 미치는 요소는 아니며, 소음 저감을 위해서 독립적으로 고려되어야 할 사항이다.

마지막으로, 기어력(gear force)은 선루프 전동기 축계의 진동에 가장 크게

영향을 미치는 요소 중의 하나이다. 직접적인 동력전달 기구로서 웜기어에서의 큰 감속비에 의해 축에는 축 방향력과 웜 휠(worm wheel)의 동적 편심 또는 제작오차에 의해서 반경방향의 힘 등이 복잡하게 발생하여, 그 작용력을 정확히 분석하기가 용이하지 않다.

본 연구는 선루프용 전동기에 작용하는 여러 작용력들을 고려한 포괄적인 강제진동해석의 선행 연구로서, 신뢰성있는 유한요소모델의 수립하여 베어링의 동특성을 파악하고 자유진동해석과 불평형에 의한 강제진동해석 까지를 수행하였다. 정확한 해석모델을 수립하기 위하여 최적화 알고리즘을 적용하여 유한요소 모델을 개선(update)하였다. bush 베어링의 동특성을 규명하기 위해 다양한 실험 조건의 시도하였으며, 측정된 고유진동수와 개선된 유한요소 해석모델을 이용하여 위험속도선도(critical speed map)를 계산하여 베어링 강성계수를 역 추정하였다.

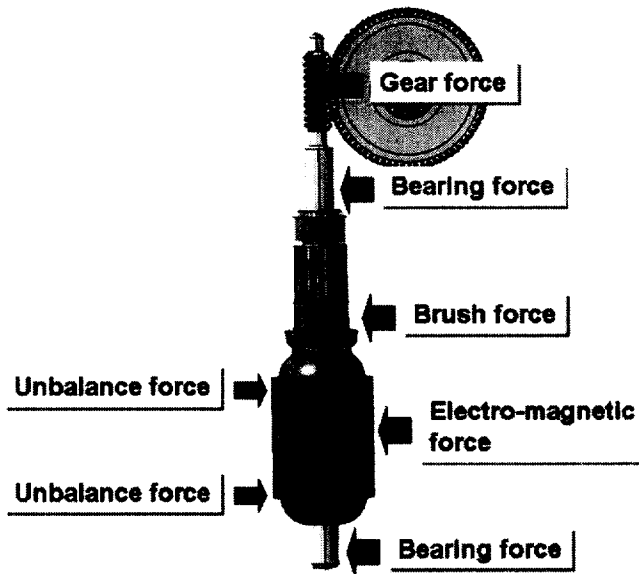


Fig. 4.1 Applied forces to rotor of PMDC motor

4.1 유한요소 모델링

4.1.1 선루프 전동기 축계의 유한요소 모델

Fig. 4.2는 유한 요소로 분할된 선루프 전동기 축계 모델을 나타내며, 충분한

해석 정도를 가질 수 있도록 총 22개의 유한요소로 분할하였다. 전동기 코어 회전자는 집중질량과 집중 관성모멘트를 갖는 4개의 원판(disk) 요소로 모델링 하였으며, brush ring과 ring magnet도 원판 요소로 그 질량관성모멘트가 절점에 집중하여 작용하는 것으로 모델링 하였다.[7] 본 선루프 전동기에 사용된 베어링은 오일의 공급이 불필요한 ‘bush’ 베어링으로서, bush 링을 고정하는 판스프링 등에 의해 그 강성 및 감쇠특성을 이론적으로 파악하기가 용이하지 않으므로, 실험적인 추정방법을 이용하였으며 베어링 동특성 파악을 위한 절차는 다음 장에서 자세히 설명한다.

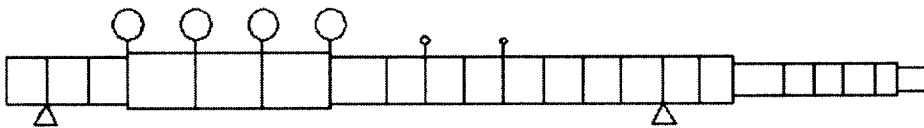


Fig. 4.2 Finite element model for the rotor of geared motor

4.1.2 축계 유한요소 모델 개선 (FE model updating)

유한요소법은 실제의 축계 또는 구조물의 동적 거동에 대한 근사 값을 공학적 범위 내에서 훌륭하게 제공하지만, 해석 결과는 실험에 의한 결과와 일치하지 않는 경우가 종종 발생한다. 이는 해석 모델에 포함된 오차(error) 때문이며,

- 1) 해석 모델이 실제 모델의 물리적 거동을 정확히 표현하지 못함으로 기인하는 **모델 구조 오차**
- 2) 연속체인 실제 구조물을 이산화 할 때 충분히 자유도가 고려되지 않음으로 발생하는 **모델 차수 오차**
- 3) 해석 모델은 정확하지만 파라미터의 수치적인 값들이 정확하지 않아 발생하는 **모델 파라미터 오차**

로 구분된다. 측정이 정확하고 해석 모델이 원래의 운동을 정확히 재현할 수 있다면, 이론적인 예측과 측정된 응답 사이의 차이는 실제 시스템의 파라미터 값과의 오차로 발생하는 경우가 대부분이다. 이러한 파라미터들의 추정 및 개선을 위한 기술을 총칭하여 모델 개선(model updating)이라고 한다.[8]

모델 개선법은 모드 데이터(modal data)를 직접 이용하는 직접법(direct method)과 모드 데이터와 주파수영역의 데이터를 이용가능하며 반복적으로 모델 파라미터를 개선하는 반복법(iterative method)으로 분류된다.[9] 본 연구에서는 반복법의 일환으로서 최근 공학 전반에 널리 이용되고 있는 최적화

(optimization) 알고리즘을 이용하여 모델을 개선하는 기법을 이용하였다.

1) 최적화 알고리즘을 이용한 모델 개선(model updating)

최적화 기법을 이용한 모델 파라미터 개선의 흐름을 Fig 4.3에 나타내었으며, 먼저 개선할 파라미터를 선정하여 초기 모델을 정하고 유한요소 해석법을 정립한 후, 목적함수(objective function)를 정식화하고 이에 따라 실험 데이터를 확보한다. 일반적으로 실험데이터에 의한 값과 해석에 의한 값의 차이를 최소화 하도록 반복적으로 파라미터를 개선해가면서 실험치에 가장 가까운 해석치를 산출하는 모델의 파라미터를 구하며, 이 절차는 최적화 알고리즘에 의해 자동적으로 수행된다.

본 PMDC 모터의 경우, 회전자는 적층된 코어와 코일이 감겨져 있기 때문에 균질한(homogeneous) 요소로 모델링할 수 없으며, 통상의 유한요소 해석의 경우 부가질량으로서 질량효과는 포함시킬 수 있지만 그 강성의 영향을 정량적으로 평가하기 어렵다. 따라서 이 회전자 코어부분의 강성 직경은 개선되어야 할 우선 파라미터로 선택되었다.

본 연구에서 사용한 최적화 알고리즘은 HGASA(Hybrid Genetic Algorithm & Simulated Annealing)로써, 그 특징과 성능은 참고문헌에 잘 나와 있다.[10] 이 최적화 알고리즘은 유전자 알고리즘(Genetic Algorithm, GA)과 시뮬레이티드 어닐링(Simulated Annealing, SA)의 장점을 결합하고 국부최적화 기법인 심플렉스법(Simplex method)을 도입하여 최적화 시간의 감소와 최종해의 정확도를 향상시킨 알고리즘으로, Fig 4.4에 그 흐름도를 나타내었다. 먼저 유전자 알고리즘을 수행하며 FAC(function assurance criterion) 값에 의해서 GA가 종료되고 GA의 최적 값을 초기값으로 사용하여 SA 알고리즘이 수행된다. SA 알고리즘이 수렴된 후에는 다시 국부최적화 알고리즘인 Simplex method가 수행되어 해의 정도를 향상시킨 후 프로그램이 종료된다.

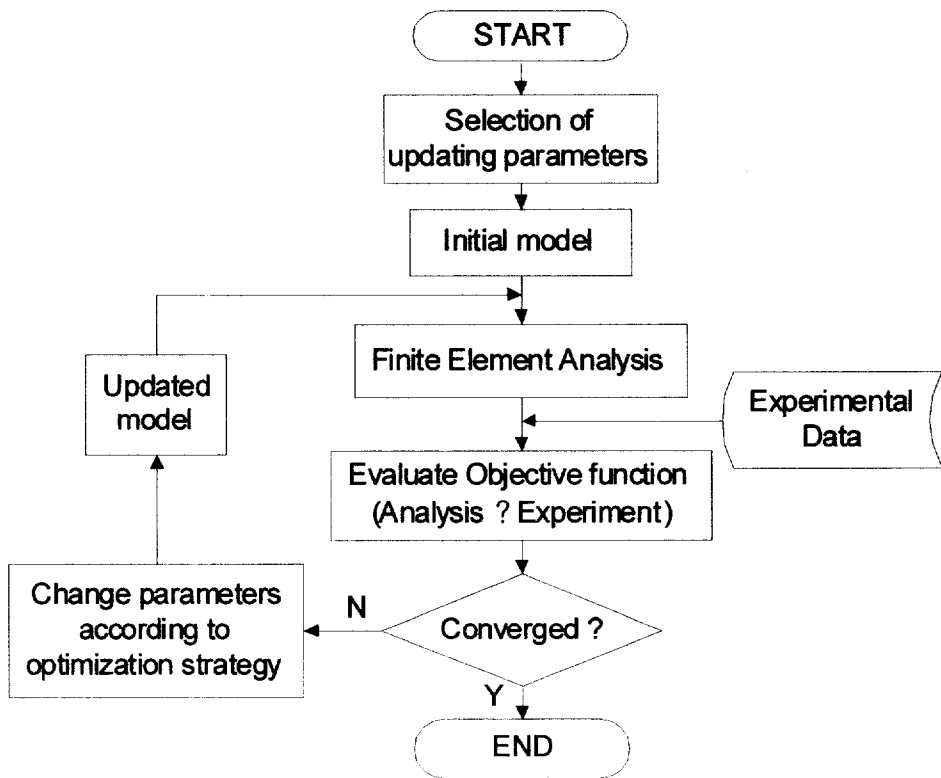


Fig. 4.3 Flowchart of model updating using optimization scheme

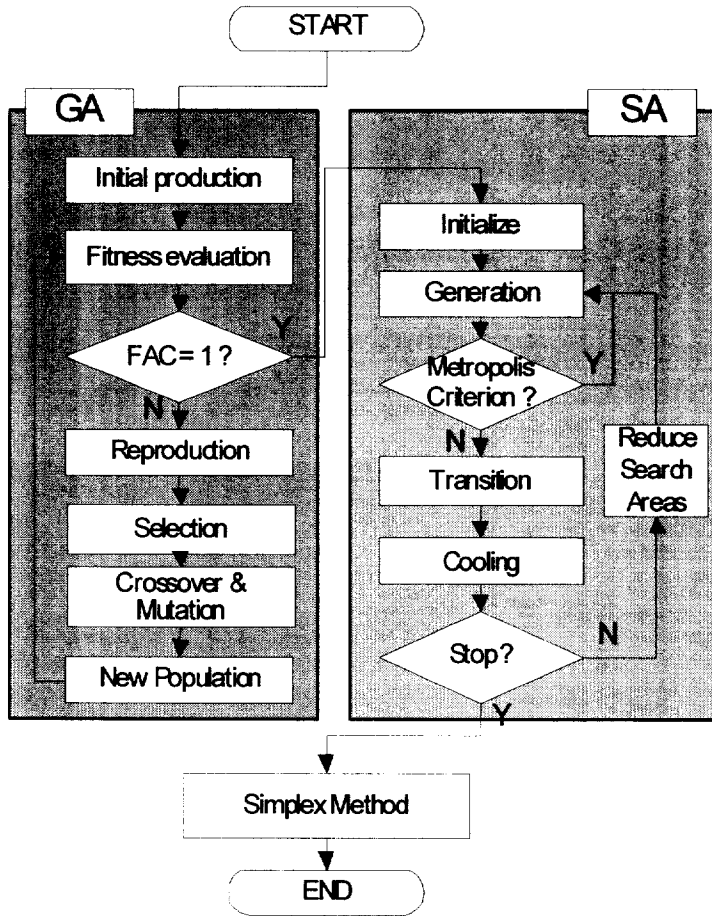
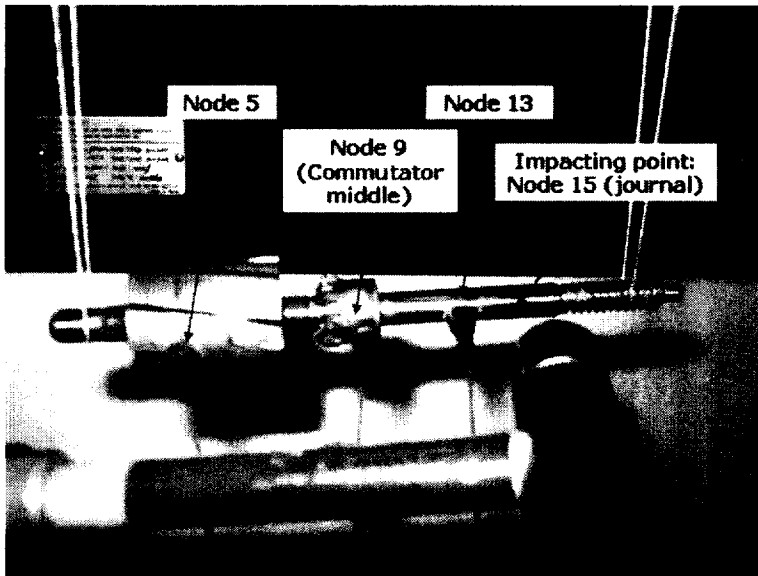


Fig. 4.4 Flowchart of HGASA

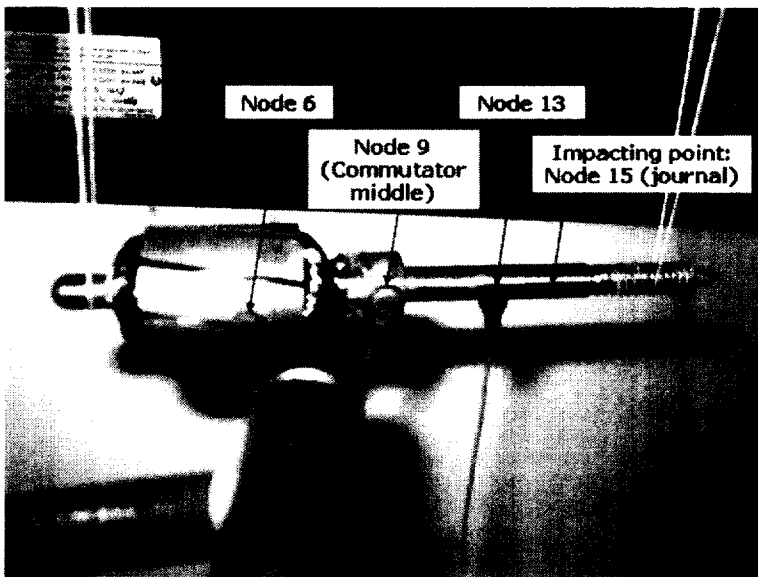
2) 선루프용 전동기 축 만의 모드 시험(modal test)

회전하는 축계 부분만을 분리하여 이에 대한 진동 특성을 파악하는 것은 회전 축계에 대한 회전체동역학 해석을 하기 전에 선행되어야 할 기초 실험에 해당되며, 이는 축계의 유한요소 모델링에 대한 검증 또는 파라미터 개선을 위한 중요한 정보를 제공한다. 선루프 전동기 축계에 대해서 코일이 감겨지지 않은 경우 및 코일이 감겨진 축에 대해서 충격해머를 이용한 모드시험(modal test)을 수행하였다. Fig. 4.5에 실험도를 나타내었으며, 축계를 실로 매달아 수평 방향으로 충격 해머를 이용하여 임팩트를 가하여 자유 진동시키고, 3개의 소형 가속도계를 적절한 절점에 부착하여 응답을 계측한 후, 분석기를 이용하여 주파수 응답함수(frequency response function, FRF)를 구하였다.[11] 여기서

노드 점은 Fig. 4.1의 모델링 된 유한요소에 기준하여 설정하였다. Table 4.1에 본 측정에 사용된 계측기와 조건을 정리하여 나타내었다.



(a) Without coil



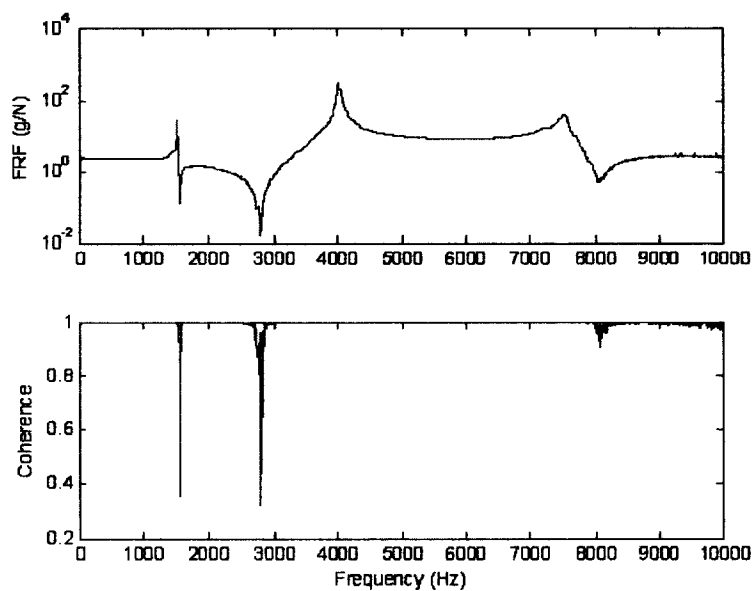
(b) With coil

Fig. 4.5 Experiment for modal analysis

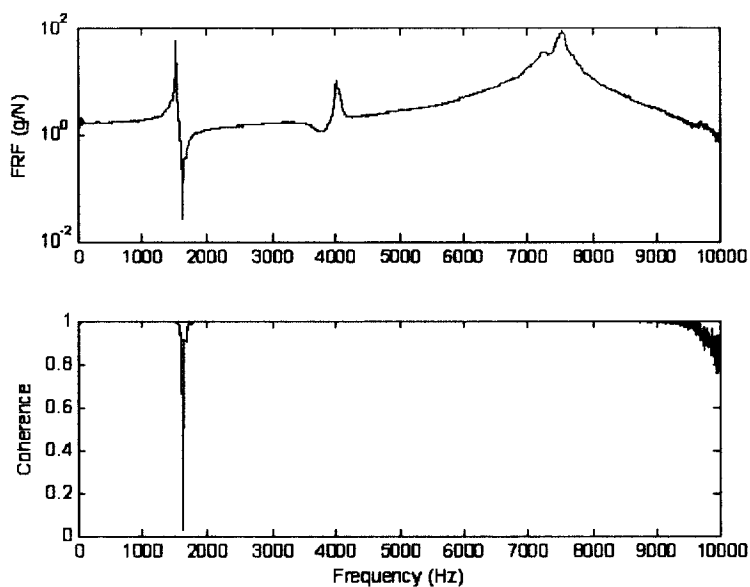
Table 4.1 Modal testing equipment and condition

Instruments	Sensitivity	Range	Etc.
Hammer	100 mV/lb	50 Lbs F (222.41 N)	
Accelerometer	10 mV/G	1.6 ~ 10,000 Hz	3 EA
Conditions	Free-free		

Fig. 4.6에 코일이 없는 경우에 대한 FRF를 나타내었으며, 이들 측정된 FRF로부터의 고유진동수는 각각 1차 1516 Hz, 2차 4017 Hz, 3차 7522 Hz로 정리할 수 있다. 또한 코일이 있는 경우에 대한 FRF를 Fig. 4.7에 나타내었으며, 그 고유진동수는 각각 1380 Hz, 3792 Hz 및 7284 Hz로 분석되었다.

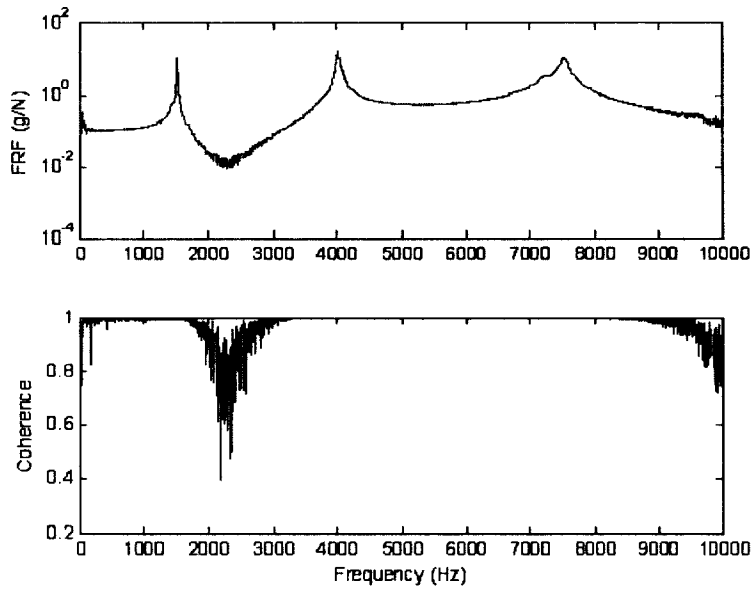


(a) Accelerance, $H_{13,15}$



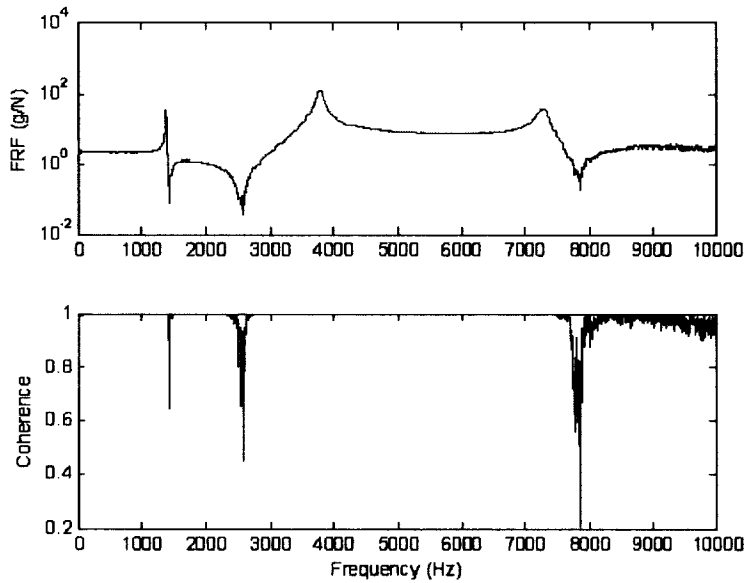
(b) Accelerance, $H_{9,15}$

Fig. 4.6 Frequency Response Function for the shaft without coil (continue)



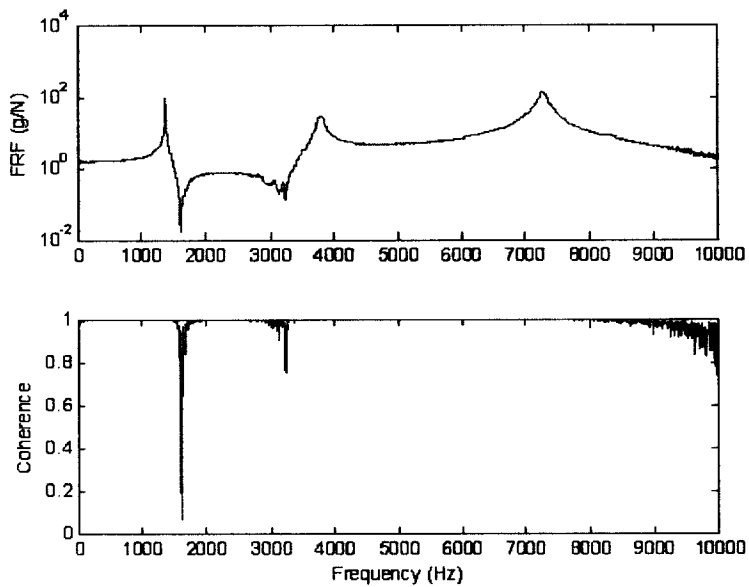
(c) Accelerance ($H_{5,15}$) and coherence

Fig. 4.6 Frequency Response Function for the shaft without coil

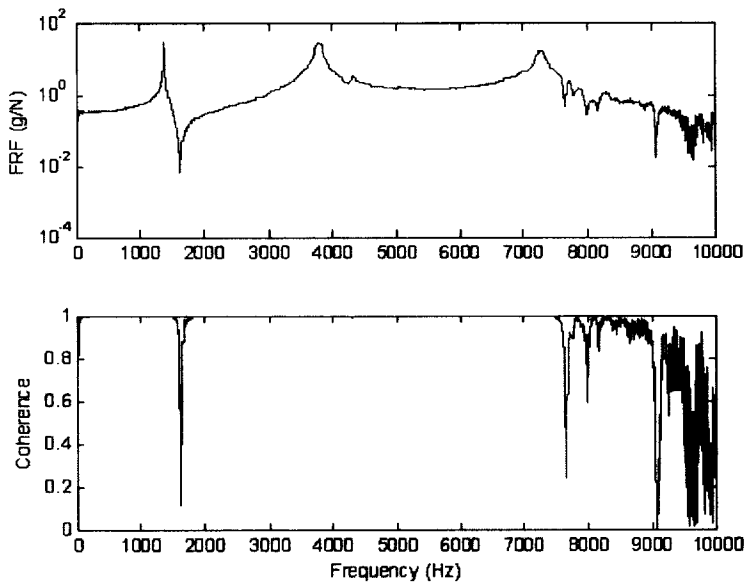


(a) Accelerance ($H_{13,15}$) and coherence

Fig. 4.7 Frequency Response Function for the shaft with coil (continue)



(b) Accelerance ($H_{9,15}$) and coherence



(c) Accelerance ($H_{6,15}$) and coherence

Fig. 4.7 Frequency Response Function for the shaft with coil

3) 유한요소 모델 개선

개선할 파라미터를 선택하는 것은 모델 개선에서 중요한 부분으로서 응답에 대한 감도가 큰 파라미터를 선택해야 하며, 너무 많은 파라미터를 선정하는

경우 수렴성이 나빠지고 수치해석상 ill-condition에 빠질 확률이 높아진다. 통상 회전축계용 유한요소의 경우, 밀도, 탄성계수 등의 재료 물성치와 직경 등의 기하학적 수치 및 부가질량 또는 극관성모멘트 등이 주로 개선 대상의 파라미터로 선정된다. 특히, 전동기 축계의 경우, 전동기 회전자부분은 주로 열박음 되거나 강한 끼워 맞춤으로 조립되고 이때 이 회전자부분 축의 강성은 회전자의 강성에 의해 커지게 되어 기하학적 축 직경 또는 회전자의 외경을 이용할 경우, 실제의 물리적 거동과는 큰 오차를 불러오게 된다. 본 연구에서는 회전자 코어의 코일을 포함한 경우와 배제한 경우의 두 가지 경우의 실험을 바탕으로 유한요소 모델 개선을 수행하였다. 모델 개선을 위한 최적화 정식화는 아래와 같다.

(1) 목적함수 :

$$F_1(x) = \sum_{j=1}^3 \left| \frac{\omega_j^X - \omega_j^A}{\omega_j^A} \right| \quad (4.1)$$

여기서 ω_j^X , ω_j^A 는 각각 실험적 및 이론적으로 구해진 고유진동수이다.

(2) 개선 파라미터 :

Case 1 : 코일을 제거한 축

- 1) 모터 코어부분의 강성 직경, $D_s(4) = D_s(5) = D_s(6)$
- 2) 웜기어부의 강성 및 기하학 직경, $D(19) = D(20) = D(21)$
- 3) 재료의 종탄성계수, E
- 4) 재료의 밀도, ρ

Case 2 : 코일을 포함한 축

- 1) 모터 코어부분의 강성 직경, $D_s(4) = D_s(5) = D_s(6)$
- 2) 코일을 포함한 코어의 부가질량, $dm(4)$
- 3) 코일을 포함한 코어의 부가질량, $dm(5)$

(3) 구속조건

Case 1 : 코일을 제거한 축

$$8 \leq D_s(4) \leq 25(\text{mm}), 5.2 \leq D_s(19) \leq 8(\text{mm})$$

$$190 \leq E \leq 220(\text{GN/m}^2), 7700 \leq \rho \leq 7900(\text{kg/m}^3)$$

Case 2 : 코일을 포함한 축

$$8 \leq D_s(4) \leq 25(\text{mm})$$

$$12 \leq dm(4) \leq 50 \text{ (g)}, 12 \leq dm(5) \leq 50(\text{g})$$

$$dm(7) = 96.7 - dm(4) - 2 \times dm(5)$$

목적함수는 실험적으로 구해진 1차에서 3차까지의 고유진동수와 이론적 고유진동수의 차이를 최소화하는 것으로 설정하였으며, 측정된 고유진동수를 이용한 모델 개선은 가장 널리 이용되는 방법이며, FRF를 이용하는 방법에 비해 짧은 계산시간 내에 항상 신뢰성 있는 응답을 기대할 수 있기 때문이다.[12] 개선할 파라미터로는, 전동기 코어부분의 강성 직경은 규명되어야할 중요한 파라미터이며, 재료 물성치로는 종탄성계수와 밀도를 선택하였다. 이들 물성치는 재료 종류에 따라 일반적으로 제시되는 값이 있지만, 열처리 등에 의해 실제의 값과는 조금씩 차이를 보이기 때문에 개선 파라미터로 선택하였다.

Table 4.2에 Case 1에 대한 모델 개선 결과를 나타내었으며, 개선된 고유진동수는 실험치와 잘 일치한다. 개선된 파라미터를 살펴보면, 코어 부분의 강성 직경은 기존 8mm에서 12.46 mm로 증가하여 개선되었다. 개선된 물성치들도 일반적으로 알려진 재료정수와 약간씩 차이가 남을 알 수 있다. Table 4.3에 Case 2에 대한 개선된 파라미터를 나타내었으며, 마찬가지로 실험치로 구해진 고유진동수와 양호하게 일치함을 알 수 있다. 특히 코어 부가질량의 배분이 감겨진 코일의 형태에서 예상할 수 있듯이 양단에서 질량이 중간 절점의 부가질량보다 크게 되어야 함을 알 수 있다. Fig. 4.8과 4.9에 두 가지 Case에 대한 주파수 응답함수(FRF)를 측정치와 기본 데이터를 사용한 경우 및 개선된 파라미터를 이용한 경우의 FRF를 비교하여 나타내었으며, 모델 개선을 통해서 실험치와 잘 대응되는 FRF를 구할 수 있음을 알 수 있다.

Table 4.2 Updated parameters and natural frequencies for Case 1

Parameter	Original	Updated	Measured
Core stiffness diameter D_s (mm)	8.00	12.46	
Worm gear D (mm)	5.20	5.67	
Young's modulus E (GN/m ²)	205	194	
Mass density ρ (kg/m ³)	7800	7865	
1st natural frequency (Hz)	1408.8	1515.7	1515.7
2nd natural frequency (Hz)	3426.2	4017.2	4017.2
3rd natural frequency (Hz)	5553.1	7522.0	7522.0

Table 4.3 Updated parameters and natural frequencies for Case 2

Parameter	Original	Updated	Measured
Core stiffness diameter D_s (mm)	12.46	12.06	
Added mass of core $dm(4)$ (g)	24.2	26.6	
Added mass of core $dm(5)$ (g)	24.2	18.5	
Added mass of core $dm(7)$ (g)	24.2	31.1	
1st natural frequency (Hz)	1329.9	1379.5	1379.7
2nd natural frequency (Hz)	3760.6	3791.4	3791.7
3rd natural frequency (Hz)	6241.4	7282.7	7284.0

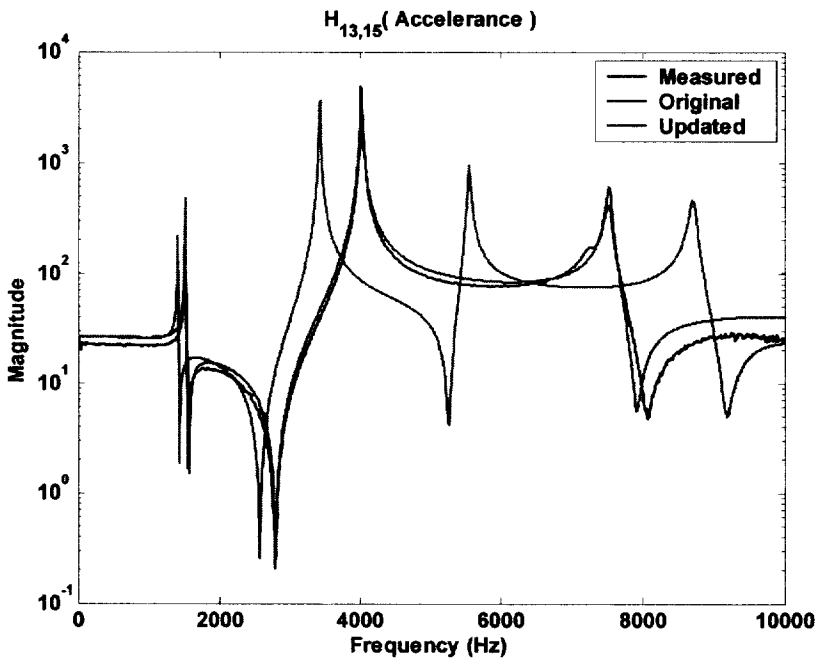


Fig. 4.8 Measured, original and updated FRF for Case 1

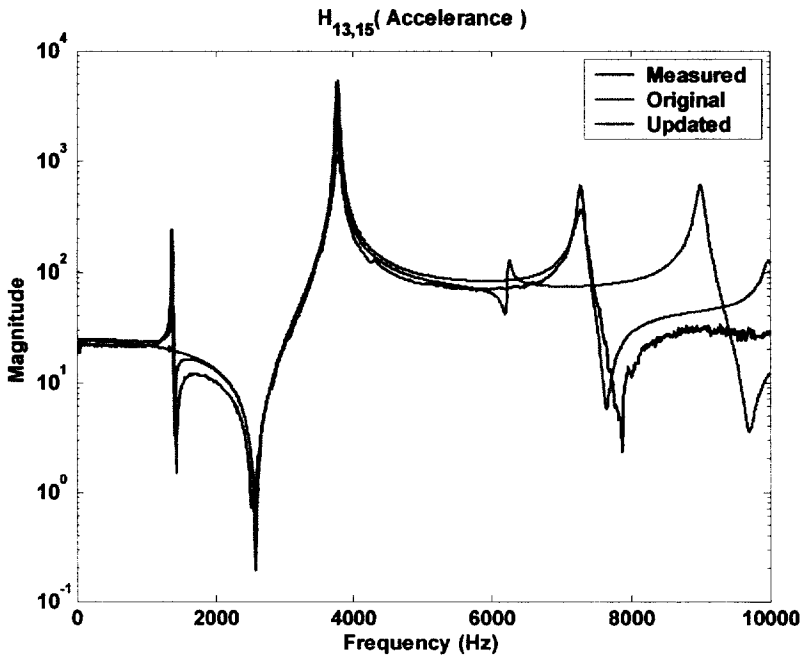


Fig. 4.9 Measured, original and updated FRF for Case 2

4.1.3 Bush 베어링 동특성

회전축계의 동적 거동은 베어링의 강성과 감쇠 특성에 지배적인 영향을 받는다. 본 선루프용 PMDC 전동기에 사용된 베어링은 oilless bush 베어링으로서, Fig. 4.10에서 보는 것과 같이 타원형 황동계 bushing과 이를 케이싱에 고정해주는 판 스프링으로 구성되어 있다. 통상의 저널 베어링(journal bearing)이나 구름요소 베어링의 경우는 많은 연구를 통해서 해석 방법이 정립되어져 있지만, bush 베어링에 대한 동특성 평가에 대한 연구는 찾아보기 힘들다.[13-15] 또한 고정 판스프링 자체의 강성 특성 및 판스프링과 bushing 사이에 마찰특성 등을 해석적으로 엄밀하게 파악하는 것은 예상보다 많은 노력의 깊은 연구를 필요로 하고, 이는 본 연구의 범위를 벗어나므로, 보다 실질적인 동특성 규명 (identification) 방법으로 실험을 통해서 측정된 고유진동수를 이용해서 동특성 계수들을 추정하는 방법을 채택하였다.

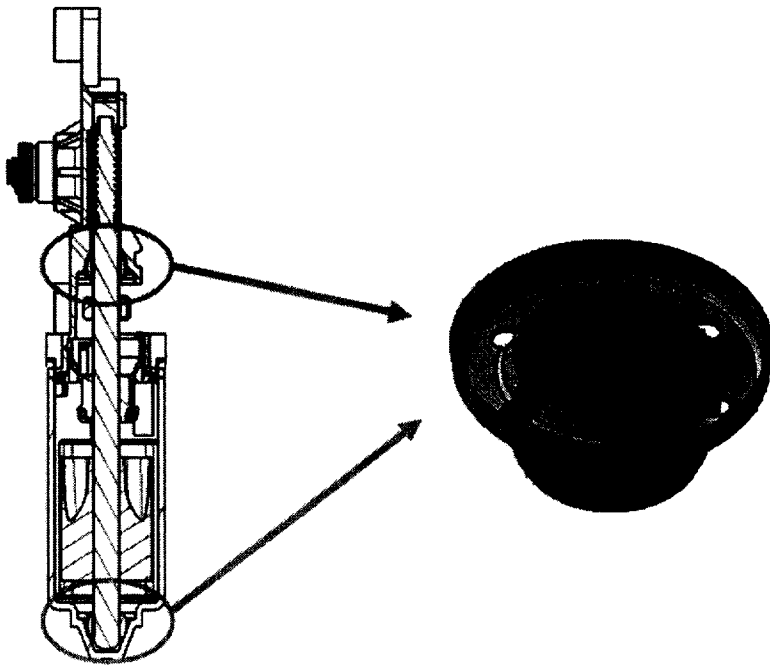


Fig. 4.10 Bush bearing of PMDC motor

1) 베어링 동특성 실험

베어링에 대한 동특성을 파악하기 위하여 다양한 방법으로 측정을 시도하였다. Fig. 4.11에 베어링 동특성 파악을 위한 실험 장치를 나타내었으며, 축을 가진하고 측정하기 위하여 아마추어 케이싱과 정류자 부분 케이싱을 절단하였다.

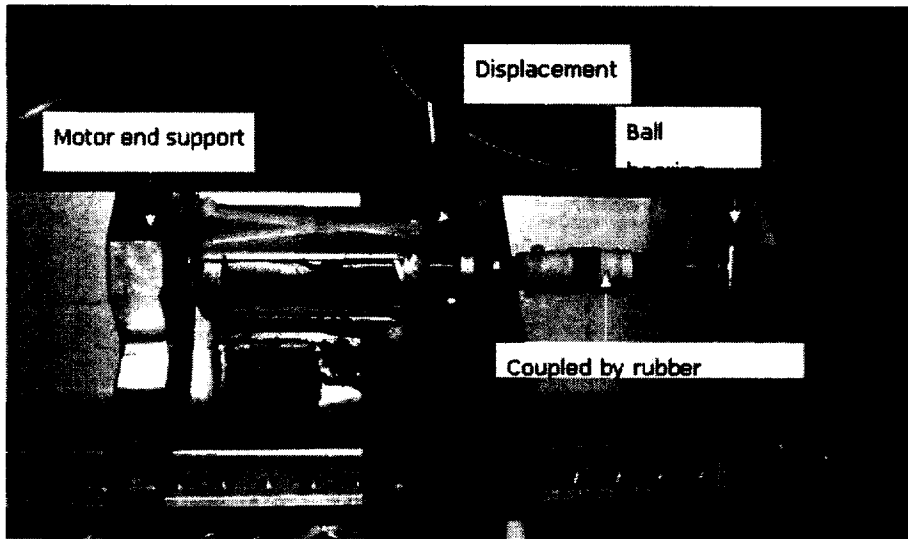


Fig. 4.11 Experimental installation for bearing test

회전 중의 진동특성 파악을 위하여 웜기어부분 끝단을 외부에서 구동되는 축에 고무를 이용하여 유연 커플링(flexible coupling)으로 연결하였다. 모터 하우징을 철판에 고정한 후 실험장치에 장착하였으며, 전동기부 끝단의 변위를 구속하기 위하여 하우징에 고정하였다.

실제로는 Fig. 4.12에서 나타낸 것과 같이 여러 가지 경우에 대해서, 다양한 위치에서 가속도계와 변위계를 동시에 사용하며, 또한 운전조건을 달리하며 실험을 수행하였으며, 베어링의 동특성 파악에 사용할 최종의 주파수 응답함수를 Fig. 4.13에 나타내었다. 본 FRF의 진폭 및 그 위상을 검토할 때, 회전속도의 증가에 따라 약간의 차이는 보이지만 1차 고유진동수가 300 Hz 부근에 존재함을 결론지을 수 있다. 이 값은 FRF를 구하지 않고 타격 시에 과도 응답의 실시간 스펙트럼을 통해서도 확인되었다. 이 실험장치 시스템은 강인한(robust) 구조가 아니고 감쇠요소가 많으며 비선형특성을 갖는 요소의 결합부분이 존재하기 때문에, 선명한 FRF를 구하기 어려웠으며, 특히 고차 고유진동수의 파악에는 애로점이 많았다.

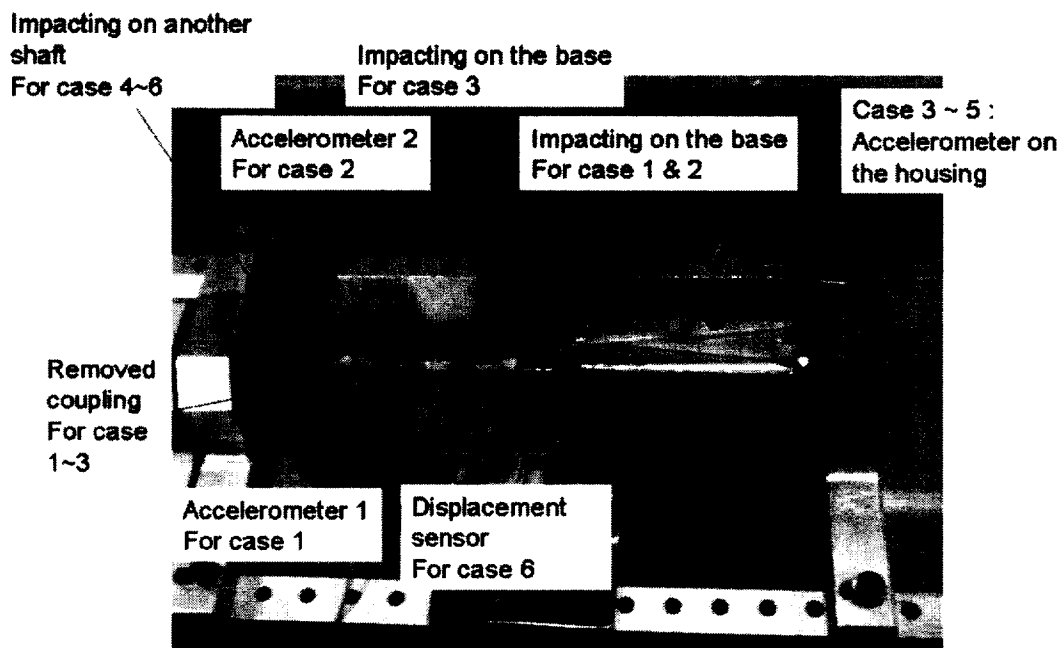


Fig. 4.12 Measurement setup for FRF of the rotating shaft

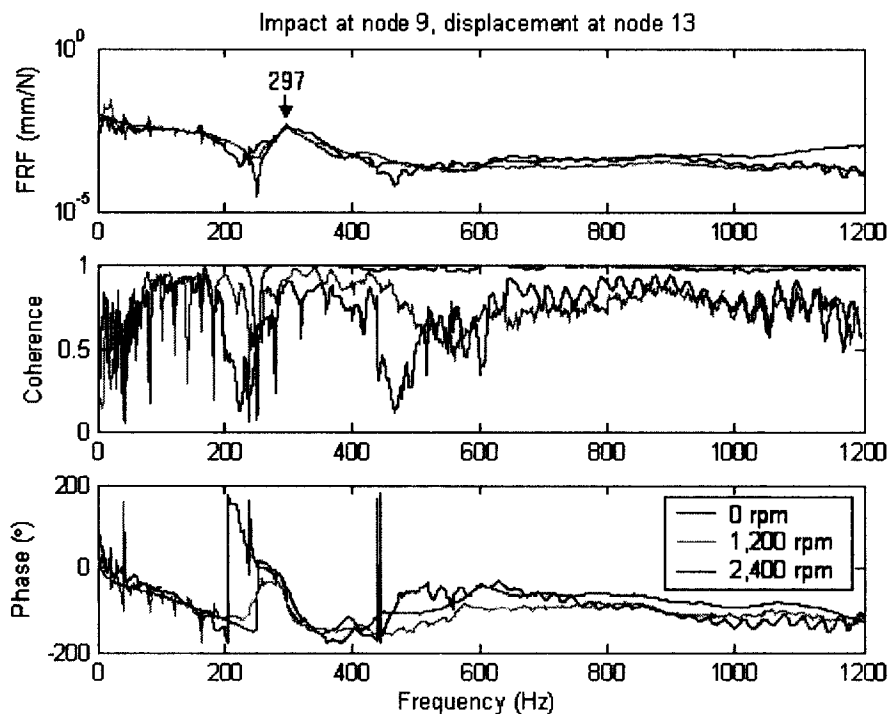
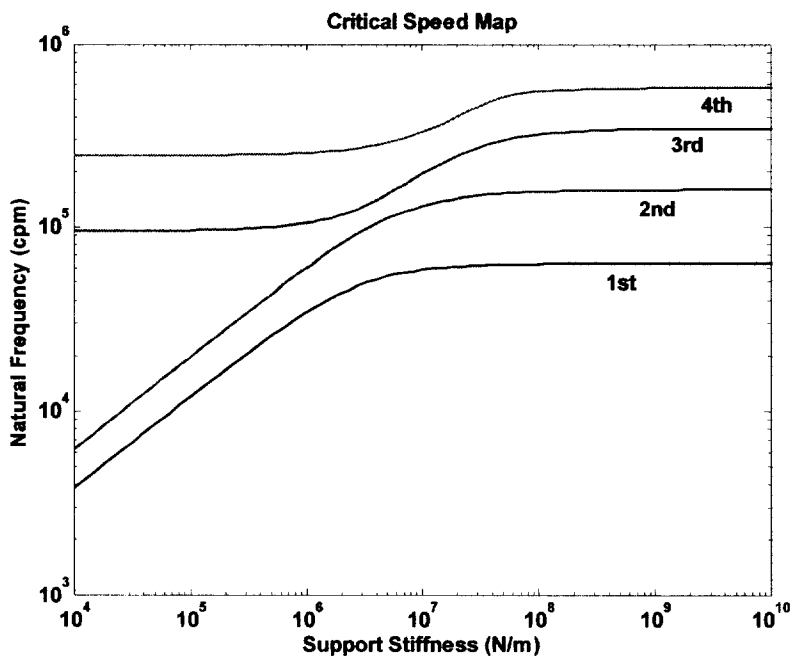


Fig. 4.13 Measured FRF of rotating shaft

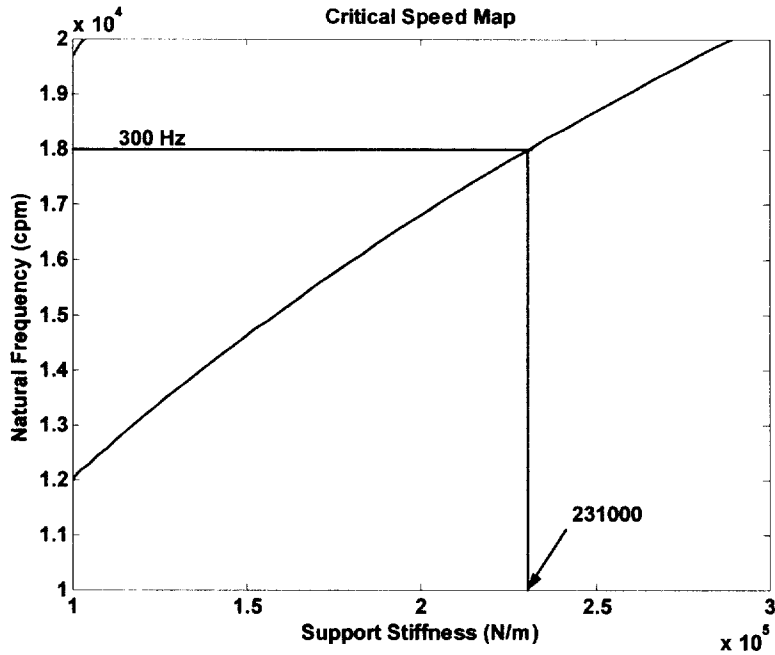
2) 베어링 강성계수의 규명

진동 실험을 통해서 구해진 1차 고유진동수 (300Hz)를 이용하여 베어링의 강성계수를 추정하였다. 본 연구에서는 대상 축에 사용된 2개의 bush 베어링의 동특성은 동일한 것으로 간주하였으며, 3장에서의 개선된 유한요소모델을 해석에 이용하였다.

지지강성의 변화에 따른 고유진동수변화를 나타내는 위험속도선도(critical speed map)를 이용하여 300Hz의 1차 고유진동수를 나타내는 지지강성을 구하였다. Fig. 4.14에 개선된 파라미터를 이용하여 구해진 위험속도선도를 나타내었으며, 확대한 선도로부터 231,000 N/m의 베어링의 지지강성을 구하였다.



(a) Critical speed map



(b) Zoomed critical speed map

Fig. 4.14 Bearing stiffness identification using critical speed map

4.2 선루프 전동기 축계의 진동해석

1) 유한요소 해석 모델

Fig. 4.15에 선루프용 PMDC 전동기의 최종 유한요소 해석모델을 나타내었다. 총 23개의 유한요소로 분할하였으며, 개선된 모델 파라미터를 포함하여 모든 파라미터를 Table 4.4에 나타내었다.

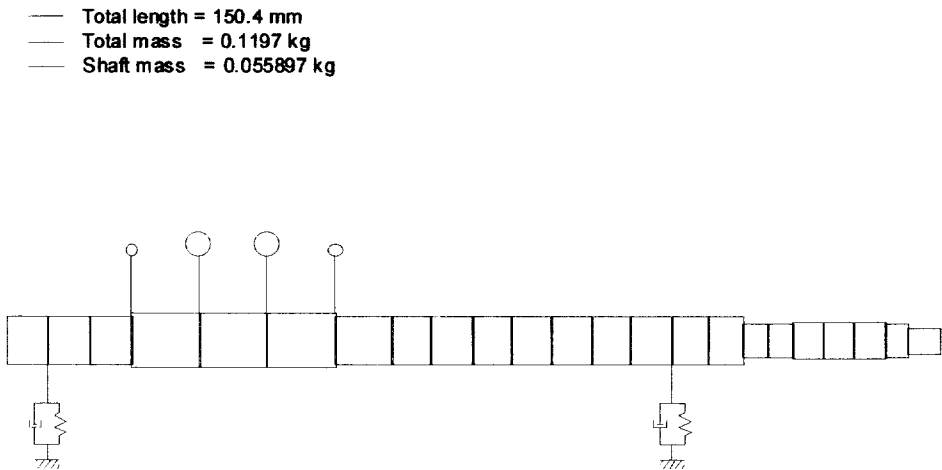


Fig. 4.15 Updated FE model for vibration analysis

Table 4.4 Updated FE model data for analysis

Shaft elements (unit : mm)							
No.	Length	Geometric diameter	Stiffness diameter	No.	Length	Geometric diameter	Stiffness diameter
1	6.6	8	8	13	6.4	8	8
2	6.8	8	8	14	6.8	8	8
3	6.8	8	8	15	5.7	8	8
4	11	8	12.1	16	5.6	8	8
5	11	8	12.1	17	4.1	5.2	5.2
6	11	8	12.1	18	4	5.2	5.2
7	9	8	8	19	5	5.6	5.6
8	6.5	8	8	20	5	5.6	5.6
9	6.5	8	8	21	5	5.6	5.6
10	6.4	8	8	22	3.4	5.2	5.2
11	6.4	8	8	23	5	4	4
12	6.4	8	8				
Disk elements							
No.	Node	dm (g)	I_p (kg · mm ²)		I_d (kg · mm ²)		
1	4	26.6	2.176		5.16		
2	5	18.5	2.176		5.16		
3	6	18.5	2.176		5.16		
4	7	33.1	2.176		5.16		
5	9	8	0.02		0.02		
6	11	3	0.02		0.02		
Material							
Young's modulus (GN/m ²)				191			
Density (kg/m ³)				7865			
Poisson ratio				0.3			
Bearing elements							
No.	Node	Stiffness (N/m)	Damping (N · m/s)				
1	2	231000	23.1				
2	15	231000	23.1				

2) 비감쇠 위험속도 선도 해석

위험속도선도(critical speed map)는 통상 베어링의 감쇠를 무시하고 강성 값을 변화시키면서 고유진동수의 변화를 파악하기 위해 사용되며, 일반적으로는 실제 베어링의 강성계수를 중첩하여 표현하는 경우가 많다. 이는 운전속도에서 공진회피의 관점에서 베어링의 강성의 허용 영역을 한 눈에 알 수 있으므로, 설계 초기에는 아주 유용한 그래프가 될 수 있다.

Fig. 4.16은 PMDC 전동기 축계에 대한 비감쇠 위험속도 선도를 계산한 그

래프이다. 베어링 실험을 통해서 추정된 베어링 강성에서 세로방향으로 고유진동수를 파악할 수 있다. 본 해석 모델의 경우는 1차 고유진동수가 운전속도 영역보다 위에 위치시킨 강성 회전자(rigid rotor) 설계에 해당되며, Fig. 4.17의 모드 선도에서도 알 수 있듯이 1차와 2차 고유진동수는 축의 탄성변형이 거의 없는 강체(rigid)모드이고, 실제 운전영역 내에서 축은 탄성변형이 거의 없는 모드로 운동을 할 것이다.

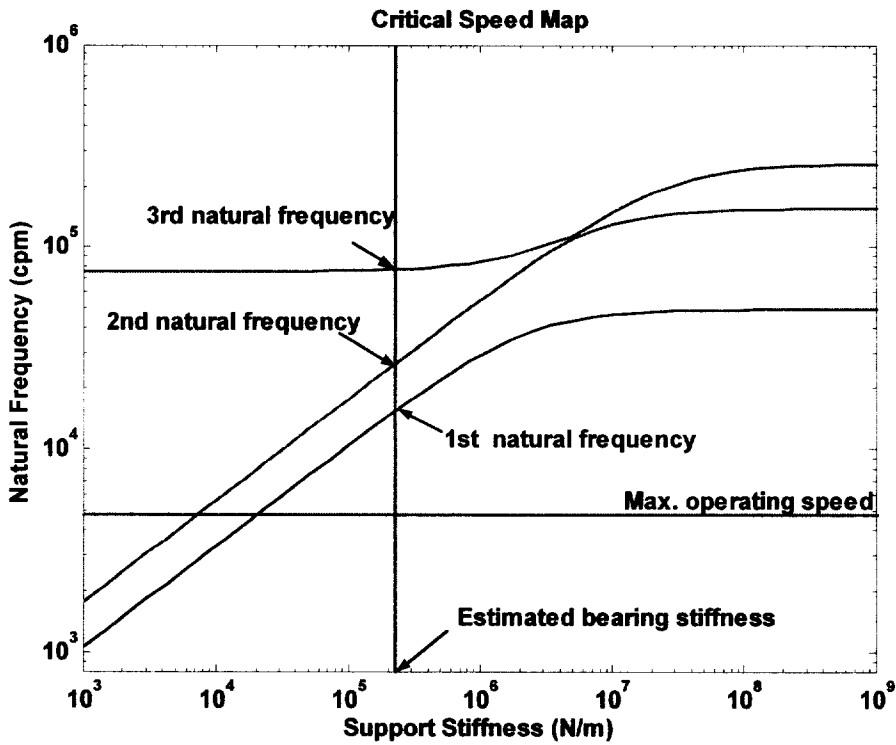


Fig. 4.16 Critical speed map

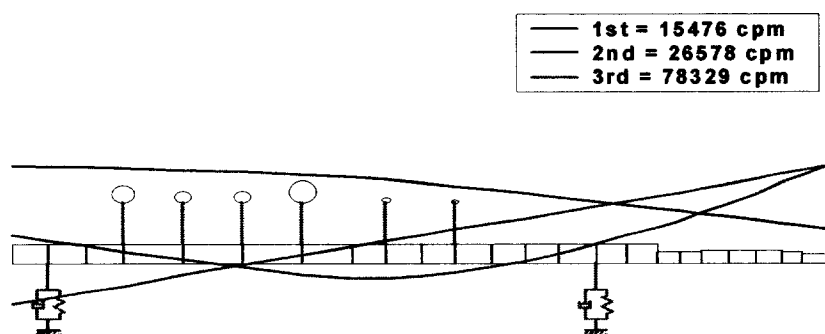


Fig. 4.17 Undamped mode shape

3) 감쇠 고유진동수 및 모드선도 해석

회전체 시스템에 대한 감쇠고유진동수 해석은 각기 다른 운전조건에서 회전체의 각 모드가 얼마나 안정한지를 평가하는 중요한 평가 수단이 된다. 회전체의 불안정(instability)은 회전체에 작용하는 큰 연성(cross-coupled) 강성계수 및 감쇠계수에 의해서 발생할 수 있으며, 이러한 연성된 힘은 저널 베어링에서의 유체동역학적인 힘이나 증기가스에 의한 공기역학적인 힘에 의해 발생할 수 있다.

현재까지 회전체의 운전 속도에서 평가된 감쇠 고유치를 회전체 안정성의 판단의 가장 중요한 척도로 이용하고 있다. 감쇠 고유치는 복소수의 형태이며 만일 고유치의 감쇠지수를 나타내는 실수부가 음이며, 이 모드와 관련된 회전체 진동은 안정하다고 판별하다고 할 수 있다. 반면 고유치의 실수부가 양이면 이 모드의 진동과 관련된 회전체의 진동은 불안정하며 진동진폭의 포락선은 시간의 경과에 따라 지수적으로 증가한다. 비록 복소 고유치의 실수부가 회전체 안정성 계산의 직접적인 결과라도 하더라도 많은 기술자는 대수감쇠율(logarithmic decrement), 또는 감쇠비, 또는 증폭계수(Q-factor)를 이용해서 감쇠의 크기를 평가하고 안정성의 정량적인 평가를 수행한다.

본 PMDC 전동기 축계에 사용된 bush 베어링은 연성효과를 유발하지 않기 때문에 시스템이 불안정화될 위험은 없다. 현재 감쇠계수를 정량적으로 평가하는 것은 수행되지 않았지만, 가시적인 감쇠효과로 작용하는 유체역학적인 요소는 없기 때문에 비교적 낮은 감쇠를 가질 것으로 추정된다.

Fig. 4.18은 운전속도 변화에 따른 감쇠고유진동수를 나타낸 캠벨(campbell)

선도로서, 통상의 회전기계는 운전속도 종속적인 베어링 강성 및 감쇠계수를 가지는 경우가 많기 때문에 이 그래프는 아주 유용하다. 또한 베어링 특성이 운전수에 비종속이더라도, 디스크 요소의 자이로스코픽 효과에 의해서 회전수에 따라서 전향(forward) 및 후향(backward) 고유진동수로 분리됨을 알 수 있다. 본 축계의 경우는 디스크 효과가 크지 않고, 베어링 동특성계수가 회전수 변화에 관계없이 일정한 값으로 가정했기 때문에, 회전수 증가에 따른 고유진동수의 변화는 적다. 그림에서 1X는 운전속도 동기성분을 나타내며, 8X는 회전속도의 8배에 해당하는 성분을 의미하며, 가진될 수 있는 고유진동수를 체크하기 위하여 일반적으로 Campbell선도에 관심 대상의 운전속도 배수성분을 함께 나타낸다.

본 PMDC 전동기에서의 배수 성분의 가진은 토크 변동에 의해 발생하는 8X의 토크 리플 및 정류자 슬롯에서 발생하는 8X 성분이 대표적이다. 본 축계는 운전속도와 같은 1차 가진성분에 의해서는 운전속도 영역 내에서 공진의 가능성은 없지만, 8X성분에 의해서 1900rpm 또는 3300rpm 부근에서는 공진 발생 가능성이 있음을 알 수 있다.

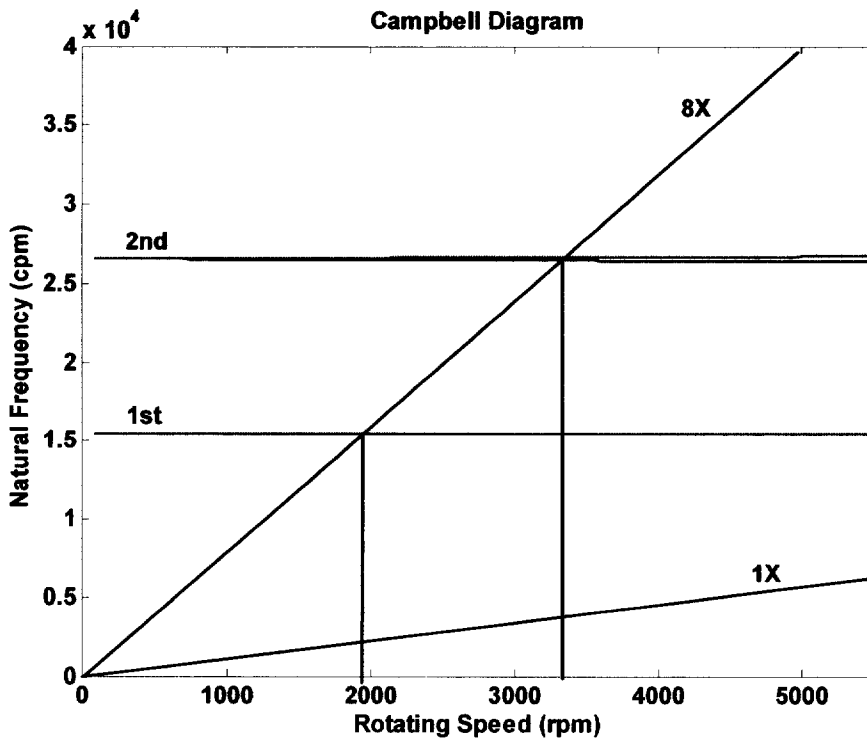


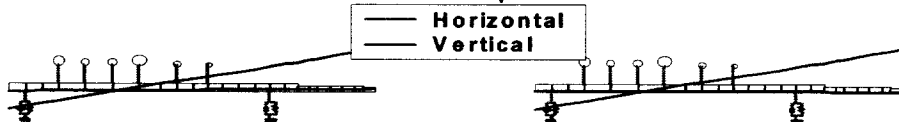
Fig. 4.18 Campbell diagram

Fig. 4.19에 운전속도 4800rpm에서의 각 고유진동수 및 그 모드형상을 나타내었다. 1차와 2차, 3차와 4차 및 5차와 6차 고유진동수는 수평, 수직의 모드 차이이며 같은 모드를 가짐을 알 수 있다. 1차와 3차 고유진동수는 축의 변형이 없는 강체모드임을 알 수 있고, 5차 고유진동수로부터 탄성 모드가 나타난다. 여기서 Bw와 Fw는 각각 backward(후향) 및 forward(전향) 휘돌림 모드를 의미한다. Fig. 4.20은 모드 선도를 3차원 형태로 표현한 것이다. 수평 수직의 강성이 같기 때문에 축은 원형 궤도로서 운동함을 알 수 있다.

$\omega_1 = 15474.08 \text{ cpm}$, Q-factor=65.7452, Bw $\omega_2 = 15475.71 \text{ cpm}$, Q-factor=65.7682, Fw



$\omega_3 = 26432.12 \text{ cpm}$, Q-factor=36.337, Bw $\omega_4 = 26717.6 \text{ cpm}$, Q-factor=36.3101, Fw

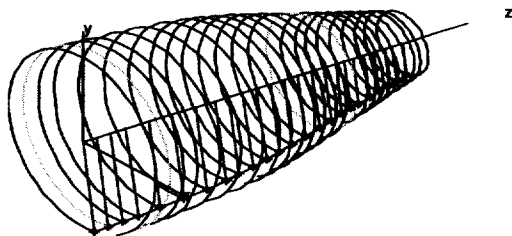


$\omega_5 = 78123.35 \text{ cpm}$, Q-factor=243.1081, Bw $\omega_6 = 78535.25 \text{ cpm}$, Q-factor=244.0998, Fw



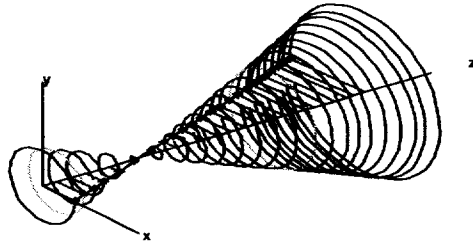
Fig. 4.19 2-dimensional mode shape

3-D Mode Shape (4800 rpm), $\omega_1 = 15474 \text{ cpm}$, Q-factor=65.7, Bw



(a) 1st mode

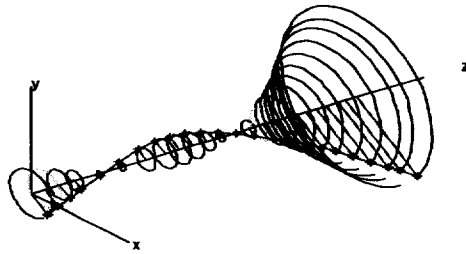
3-D Mode Shape (4800 rpm), $\omega_3=26432\text{cpm}$, Q-factor=36.3, Bw



(b) 2nd mode

Fig. 4.20 3-dimensional mode shape (continue)

3-D Mode Shape (4800 rpm), $\omega_3=78535\text{cpm}$, Q-factor=244.1, Fw



(c) 3rd mode

Fig. 4.20 3-dimensional mode shape

4) 불평형 진동 해석

모든 회전체는 굽힘 진동을 일으키는 반경력(radial force)에 대해 가능한 민감하지 않도록 설계되어야 한다. 통상 모터의 경우, ISO 1940을 기준으로 평형잡기가 수행되며, 이 규격은 허용 잔류 불평형(allowable residual unbalance)을 다음 식으로 제시하고 있다.

$$U = 9550 \cdot \frac{G \cdot m}{N} \quad (\text{g} \cdot \text{mm})$$

여기서, G 는 기계의 등급을 나타내고, N 은 정격운전속도(rpm), m 은 회전체의 질량 (kg)이다. 본 해석에서는 G 2.5등급을 이용하였으며, 구해진 불평형량은

0.995 g-mm로서 전동기 회전자 양단에 절반씩 동위상 또는 역위상으로 부가하여 응답을 구하였다. Fig. 4.21에 동위상(in-phase)으로 부가한 경우의 응답을 나타내며, 전동기 중양단(6번 절점)에서 최대 진폭이 나타나며 운전속도 4,800rpm에서 $0.75\mu\text{m}$ 의 진폭을 나타내며, 워 기어 절점에서는 $0.17\mu\text{m}$ 의 작은 진폭을 나타냄을 알 수 있다. Fig. 4.22는 2400rpm에서의 축의 휘돌림 궤적을 보여준다. Fig. 4.23과 4.24는 역위상으로 부가했을 경우의 응답과 휘돌림 궤적으로 나타내며, 응답의 크기는 동위상으로 부가했을 경우보다 훨씬 작음을 알 수 있다.

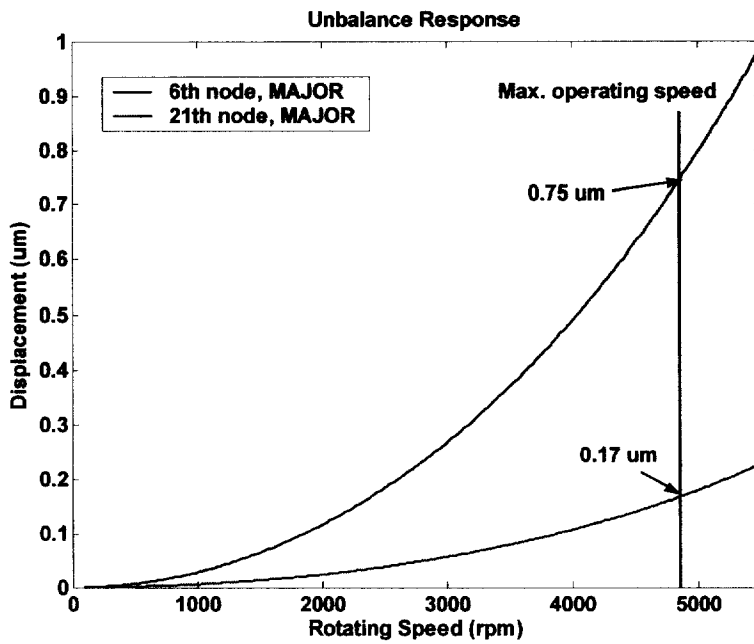


Fig. 4.21 Unbalance response for in-phase unbalance

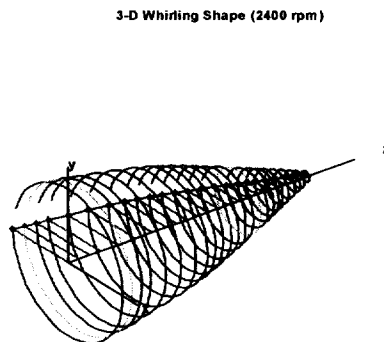


Fig. 4.22 3-dimensional whirl motion(2400 rpm, in-phase unbalance)

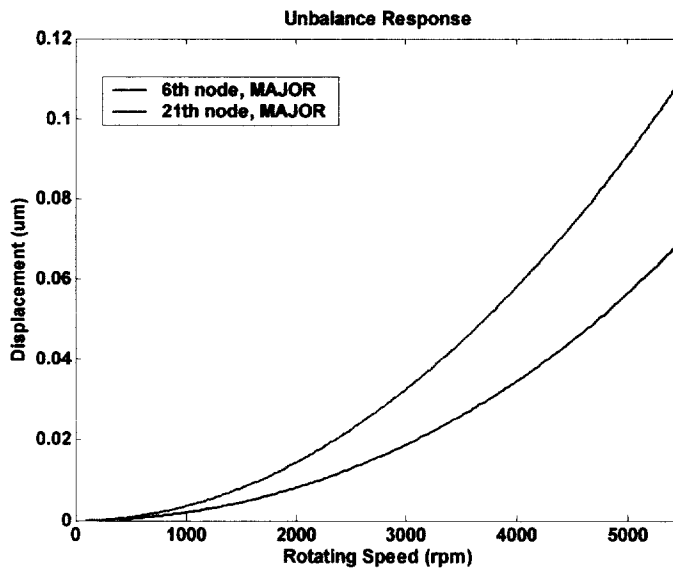


Fig. 4.23 Unbalance response for out-of-phase unbalance

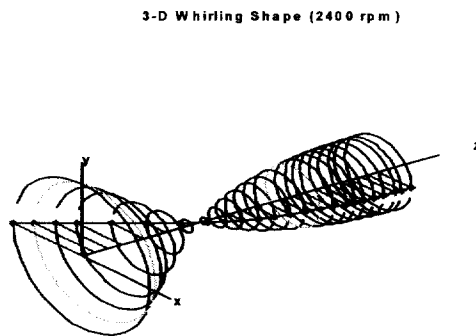


Fig. 4.24 3-dimensional whirl motion (2400 rpm, out-of-phase unbalance)

5. 결 론

본 연구에서는 자동차용 소형 영구자석형 직류 전동기(PMDC motor)를 대상으로 구동시의 소음과 진동 특성을 측정하고 분석하였으며, 회전축계용 유한요소모델을 이용하여 회전체동역학 해석을 수행하였다. 실험적으로 구해진 고유진동수를 이용하여 공진여부를 판별하였으며, 회전체동역학 해석에 앞서, 실험적으로 구해진 주파수 응답함수와 최적화 알고리즘(HGASA)을 이용하여 유한요소 모델을 개선하였다.

진동 분석 결과, 전동기 회전자의 회전주파수(1X)와 그 배수성분 및 정류자 주파수(또는 코깅 토크 주파수, 8X)와 그 배수성분이 가장 탁월하였다. 또한 소음 분석에서도 정류자 주파수(8X)와 그 배수성분이 지배적임을 알 수 있고, 따라서, 전동기의 소음저감을 위해서 정류자의 재료와 마찰압력을 최적화 하는 것이 필수적이라 할 수 있다.

전동기 축계의 진동해석에 앞서 유한요소 모델을 개선하고 이를 검증하였으며, 이를 이용하여 해석적으로 그 특성 파악이 어려운 부쉬 베어링의 동특성 계수를 역추정하였다. 이들 데이터를 이용하여 회전체 동역학해석을 수행하였으며, 고유진동수와 고유모드 및 불평형 응답해석을 수행하였다.

자동차용 소형 전동기에 대한 이러한 일련의 연구를 통해서 진동해석 기술을 확보함으로써 향후 개발되어질 새로운 전동기에서는 짧은 시간 내에 저소음, 저진동의 제품을 설계하는 것이 가능할 것으로 기대된다.

참고 문헌

- (1) 정일록, 김재용, 윤세철, 이태호, 2002, 최신 소음·진동 이론과 실무, 신광문화사
- (2) Ronald L. Eshleman, 1999, Machinery Vibrations Analysis I, Translated by NADA S&V
- (3) Hongling Kang, 1995, "The Study of DC Motor Noise and Vibration," SAE 951350, pp. 2461~2467
- (4) 양보석, 2002, 회전기계의 진동, 인터비전
- (5) Daniel J. Inman 저, 이건복, 임병덕, 정태건, 황재혁 공역, 2002, 최신기계진동학, Prentice Hall
- (6) Hatto Schneider, 양보석 역, 1994, 평형잡이 기술, 세종출판사
- (7) H. D. Nelson, 1980, "A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory," Transaction of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 102, pp. 352-359
- (8) 박윤식, 박용화, 1999, "구조물 동특성 변경 관련 분야 및 동향," 한국소음진동공학회지, Vol. 9, No.3~No.4, pp. 457~460, pp. 669~680
- (9) J. E. Mottershead and M. I. Friswell, 1993, "Model Updating in Structural Dynamics: A Survey", Journal of Sound and Vibration, Vol. 167, No. 2, pp. 347-375
- (10) 김용한, 2004, Parameter Identification of Rotor-Bearing System Using Hybrid Evolutionary Algorithms, 박사학위논문, 부경대학교
- (11) D. J. Ewins, 2000, Modal Testing: Theory, Practice and Application, Research Studies Press, England
- (12) R. I. Levin and N. A. J. Lieven, 1998, "Dynamic Finite Element Model Updating using Simulated Annealing and Genetic Algorithms," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 12, No. 1, pp. 91-120
- (13) C. R. Burrows and R. Stanway, 1977, "Identification of Journal Bearing Characteristics," ASME Journal of Dynamic System Measurement and Control, Vol. 99, pp. 167-175
- (14) J. Kraus, J. J. Blech and S. G. Graun, 1987, "In Situ Determination of Rolling Bearing Stiffness and Damping by Modal Analysis," Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 109, pp. 235-240
- (15) J. H. Chen and A. C. Lee, 1997, "Identification of Linearised Dynamic Coefficients of Rolling Element Bearings," Trans. ASME, Journal of Vibration

and Acoustics, Vol. 119, pp. 60-69

감사의 글

우선 지난 2년 동안 이 글이 완성되기까지, 지켜봐주시고 이끌어 주신 양보석 교수님에게 항상 감사합니다. 그리고 만나 볼 때 마다, 충고와 격려로 지도해주신 배동명 교수님과 윤종락 교수님에게도 감사의 말을 전합니다.

대학원에 진학을 추천해주시고 수많은 격려와 질타를 해주신 장우교 선배에게도 감사의 말을 전하며, 직장을 다니면서 대학원을 무사히 마칠 수 있게 도와준 대우정밀 SM Team 멤버의 조재만 과장, 김창화 대리, 최성호 대리, 허두석 사원에게도 감사하다는 말을 전합니다.

대학원 과정 중 항상 제가 모르는 부분이 있으면 아주 열성적으로 가르쳐주고, 저의 공부에 항상 도움을 주셨던, 지금은 호주에서 공부하고 계신 용한 형님에게도 감사의 말을 드리고 싶습니다. 항상 후배들과 이런 저런 시간을 내주신 영모형과 진대형님에게도 감사의 말을 전합니다. 그리고 종덕, 재갑, 선화, 민찬 선생님에게도 여러모로 고맙다는 말을 전하고 싶습니다.

제가 공부를 하는데 물심양면으로 밀어주신 어머님과 지금은 이 세상에 계시지 않는 아버님과 가족들, 그중 지금 오랜 기간동안 암투병으로 파이팅하고 계시는 저의 큰누님, 윤동순 여사에게도 이 글을 빌어 더 힘내보라고 전하고 싶습니다. 그리고 지난 10월에 저와 평생을 같이 하지고 약속한 김선미 양에게도 이 글을 빌어 고맙고 사랑한다는 말을 전하고 싶습니다.

마지막으로, 양보석 교수님 패밀리의 일원이 되었다는 것에 대해 어둠을 가도 부끄럽지 않은 그런 사람이 되겠다고 약속하며, 모든 일에 신중을 기하고, 학생 지도에 열심이신 양보석 교수님에게 항상 제가 모자라다는 죄송한 마음과 감사하다는 말을 이 글을 빌려 다시 한번 올립니다.