[UCI]I804:24011-200000234211

2007 년 2월
석사학위 논문

진동법을 이용한 중·소형 연안선박의 기관이상 진단에 관한 실험적 연구

조선대학교대학원
선 박 해 양 공 학 과
양 재 형

진동법을 이용한 중·소형 연안선박의 기관이상 진단에 관한 실험적 연구

A Study on Fault Diagnosis of Ship Engine System by Experimental Method for Small and Medium Size Ships

2007년 2월

조선대학교대학원

선 박 해 양 공 학 과

양 재 형

진동법을 이용한 중·소형 연안선박의 기관이상 진단에 관한 실험적 연구

지도 교수 윤 덕 영

이 논문을 공학 석사학위 신청 논문으로 제출함.

2006 년 11월

조선대학교대학원

선 박 해 양 공 학 과

양 재 형

양재형의 석사학위 논문을 인준함

위원장　조선대학교 교수 권 영 섭　(인)

위원　조선대학교 교수 박 제 웅　(인)

위원　조선대학교 교수 윤 덕 영　(인)

2006년　11월

조선대학교 대학원

Contents

Abstract

제1장 서 론 ····· 1
1.1 연구배경 ····· 1
1.2. 연구의 목적 및 목표 ····· 2

제2장 이론 고찰 ····· 3
2.1 진동법을 이용한 진단기술 ····· 3
2.2 기기 결함 유형분석 ····· 4
2.3 베어링 이상현상 ····· 5
2.4 응용사례 (미해군 태평양 함대) ····· 8

제3장 실험조건 및 방법 ····· 9
3-1. System 구성 ····· 9
3-2. 실험조건 ····· 11
3-3. 실험방법 ····· 12

제4장 진동에너지 총량 분석 및 결과 ····· 13
4-1. 분석방법 ····· 13
4-2. AP Graph ····· 14

4-3. 분석결과 ••27

제5장 Frequency Domain 분석 및 결과 ••••••••••••••••••••••••••••28
5-1. 분석방법••28
5-2. Frequency Domain••30
5-3. 분석결과 ••40

제6장 결 론 ••41

ABSTRACT

A Study on Fault Diagnosis of Ship Engine System by Experimental Method for Small and Medium Size Ships

Yang Jae Hyoung
Advisor : Prof. Yoon Duck Young, Ph.D
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering
Graduate School of Chosun University

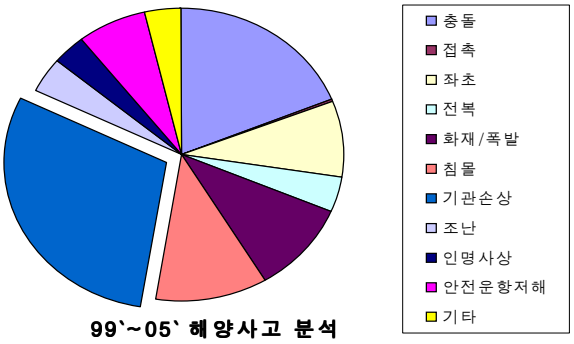
This paper experimental result about on Fault Diagnosis of Ship Engine System by Experimental Method for Small and Medium Size Ships.

For the condition monitoring a simple power transmission system witch simplifies a ship engine system model was R.M.S. Velocity and Frequency Domain on its several positions were measured using sensors. Artificial defects were introduced to each component of the experimental system, and the measured vibration signals were compared with those under normal conditions for various rotation speeds and rod. R.M.S and Frequency Domain of the measured signals in time domain were obtained to compare vibration levels, and frequency characteristics of signals were found through spectrum analysis in frequency domain.

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

지난 7년 (1999년 ~ 2005년)간의 해양사고 데이터를 분석해보면, 여러 유형의 사고 중에 기관고장으로 인한 사고가 전체 사고의 약 30%를 차지하고 있다.



[그림 1.1] 해양사고 분석 (해양경찰청 자료)

기관고장으로 인한 사고는 인재형 사고로써, 사고가 발생되었을 경우 화재, 좌초, 인명손상 등의 2·3차 사고로 이어질 수 있는 위험한 사고이다. 기관고장의 원인으로는 무리한 운행과 관리소홀, 기관의 노후화 등에 있겠다. 하지만 많은 중·소형 선박의 선주들이 영세하여 전문 자격을 갖춘 전문 기관사를 구하지 못하고, 선주가 기관정비 및 관리까지 하는 실정이다. 정부에서도 이들을 지원하고 기관사고로 인한 사고율을 감소시키고자 중·장기 계획을 세워 해년마다 많은 투자를 하고 있지만 사고는 좀처럼 줄어들지 않고 있다.

본 논문에서는 사고감소를 위한 대책의 일한으로써 진동법을 이용한 예방정비법의 도입을 위한 기초실험을 수행하고자 한다.

1.2 연구의 목적 및 목표

세계 최고의 조선 대국인 우리나라는 일부 고부가가치 선박의 특정 설비를 제외하고는 설비에 대한 진동데이터를 관리하는 기기는 거의 없다. 선박은 공장 자체가 움직인다고 볼 수 있는 선체 진동을 고려하여야 하기에 육상 설비들에 비해 열악한 환경에서 설비들이 운전되고 있다. 그러므로 설비들의 수명이 짧아지고 예측하지 못한 갑작스러운 고장이 발생할 확률이 매우 높다. 외국 선사에서는 선박 관리 프로그램을 도입하여 육·해상 간의 효율적인 보전업무를 위하여 노력하고 있으나 진동데이터 축적의 부족으로 인하여 많은 어려움을 겪고 있다.

따라서 본 논문에서는 선박의 설비들 중에 가장 중요하다고 생각되어지는 기관부 중에 회전부에 대한 진동데이터 관리 및 분석에 대한 기초연구를 수행하고자 한다. 현재 외국 선사에서 도입하여 사용하는 선박 관리 프로그램은 대형선을 위주로 한 것이기에 중·소형 연안선박과는 그 진동 패턴이 다르다는 것을 직시하고, 진동법을 이용한 중·소형 연안선박 예방정비법의 도입에 필요한 속도별 / 부하별 / 결함별 기초 진동 데이터 구축을 위한 실험을 통하여 정상상황과 결함상황에서의 진동에너지 총량 데이터와 Frequency Domain을 비교 분석하여, 중·소형 연안선박의 기관예방정비법의 연구에 도움이 되고자 한다.

제 2 장 이론 고찰

2.1 진동법을 이용한 진단기술

1940년도 미 해군성에서 적용되기 시작한 진동분석 기술은 1960년대에 이르러서 설비의 중요성이 강조되었던 발전소, 석유화학 공장을 위주로 적용되기 시작했고, 1970년대 컴퓨터의 급속한 발전과 함께 저렴한 가격으로 일반 산업체에까지 적용되고 있다.

진동을 이용한 관리 기술은 크게 다음의 두 가지로 나뉜다.

첫 번째는 상태감시(Condition Monitoring)라고 하는 기술로써 단순히 진동의 크기를 측정하여 기계 상태를 감시하고 일정 크기 이상의 진동을 고장으로 규정함으로써 고장 발생을 미연에 대처할 수 있는 역량을 키우는 것이다. 상태감시는 결함의 심각도를 진동레벨로써 나타내어 기계의 상태를 평가할 수 있도록 하였다.

또 다른 한가지 기술은 정밀진단기술(Precision Diagnosis Tech.)라고 불리는 고급 기술로서 기계설비로부터 진동을 측정하고 정밀 분석함으로써 현재의 기계상태 뿐 아니라 진동을 발생시키고 있는 근본적인 원인을 찾아 제거하고자 하는 기술이라고 할 수 있다. 결함이 존재하는 설비의 경우 그 결함의 원인에 따라 다른 주파수를 발생하기 때문에 주파수 분석을 통하여 결함의 원인의 추정이 가능하다.

이 기술은 단순한 상태감시와는 달리 진동을 정밀 분석 할 수 있는 고도로 훈련된 요원이 필요로 하는 것으로 진동 자체를 저감함으로써 고장의 빈도를 줄일 수 있다.

현재 중요 설비들(발전소 , 석유화학 설비 , 제철소 등)에서는 위의 두 가지 방법을 이용한 설비관리를 시행하고 있으며, 보다 쉽게 측정 , 분석하여 대책 등을 마련 하기위한 전문가 시스템 구축 연구가 진행되어지고 있다.

2.2 기기 결함 유형 분석

미해군(US NAVY)의 태평양 함대(PACFLT) 소속 항공모함들의 1986년부터 1992년까지의 정비형태 분석 자료를 살펴보면 기기정비의 과반수이상에서 Balance , Alignment , 그리고 Bearing 문제들이 주종을 이루고 있음을 표 2.1에서 알 수 있다.

Ship	No. of Machine	Balance	Alignment	Bearing	Others
CV 41 , 43	1755	22	10	25	43
CV 59 ~ 67	4877	21	13	25	41
CV 68 ~ 69	527	28	15	22	35
AVT16	388	20	19	13	48

[표 2.1] 기기 결함 상태

물론 기기의 결함들은 서로 상관관계가 있으나, 그 중에서도 특히 Bearing 문제들의 대다수는 Imbalance와 Misalignment에 의해 일어나는 것으로 알려져 있다. 이러한 문제들로 인해 실험실 조건에서 베어링 수명시험을 실시한 결과 베어링의 실제 수명은 100년에서 1000년 정도가 된다는 것이 많은 연구를 통해 구명되었지만 구름요소 베어링들의 대부분은 실제로 자기 수명의 10%밖에 사용되지 못한다.

2.3 베어링의 이상현상

구름베어링은 실제적으로 모든 종류의 기계에 사용되고 있다. 베어링의 제작사들은 B-10 규격에서 정하는 수명의 베어링들을 공급하고 있지만 실제적으로 이 수명만큼 사용하지 못하고 있는 것이 현실이다.

베어링 수명단축, 즉 고장의 이유로는 과도한 진동, 충분치 못한 윤활유, 외부환경의 오염, 설치불량 등에서 그 원인을 찾을 수 있다. 그러나 고장이 진행중인 베어링은 그 고장에 앞서 명백한 고장 신호를 내보내고 있다.

새 베어링이던 혹은 사용된 베어링이던 간에 좋은 상태에 있는 베어링은 대부분 적은 혹은 경미한 소음이 발생된다. 이때 주파수 분석기로 주파수와 진폭을 분석해보면, 특정 주파수에서의 큰 피크 없이 광대역에서 매우 적은 진폭 피크가 나타나게 되는 것을 볼 수 있다.

1단계

만일 내륜 혹은 외륜의 흠집, Cage의 균열 혹은 베어링 볼이나 롤러의 미세한 깨짐 등 베어링에 기계적 결함이 진행된다면, 매우 높은 고주파의 초음파와 진동이 발생하게 된다.

초음파와 금속과 금속이 충돌할 때 발생되는 Spike Energy가 점점 증대되지만, 주파수 분석기로 측정한다 할지라도 어떠한 중요한 변화도 감지할 수 없다. 오직 극 고주파를 측정할 수 있도록 설계된 장비만이 베어링의 초기 결함이 시작될 때 그 결함을 측정할 수 있다.

2단계

만일 눈으로 식별할 수 있을 정도의 결함이 진행된다면, 매우 경험 있는 사람은 청각으로도 소리의 변화를 감지하게 된다. 이 단계에서는 가속도 센서를 이용하여

주파수 분석기로 결함을 감지 할 수도 있다.

3단계

결함이 더욱 진행된다면 쉽게 청각으로 소리의 변화를 감지 할 수 있다. 베어링 주파수나 그 배수성분의 주파수를 가속도 센서를 이용 주파수 분석기를 이용 쉽게 측정 할 수 있다.

4단계

이 단계를 넘어설 경우 베어링의 잔존 수명은 기계의 회전 주파수 및 부하량, 윤활유 상태 및 외부 환경에 의존하게 된다.

저속으로 회전하는 경우는 결함이 진행될수록 베어링의 마모가 진행되게 된다. 이 경우 속도 R.M.S 값은 점점 줄어들게 되며 대신 회전속도에서의 진동 변위 값은 매우 증가 하게 된다. 베어링 내부가 점점 거칠어지며 이에 따라 온도가 급격하게 올라가게 되고 이로 인해 윤활유나 그리스가 급격히 없어지게 되며 궁극적으로 베어링은 멈추게 된다.

고속으로 회전하는 경우는 베어링결함에 야기되는 표면의 변형이 증가할수록 진동 및 소음이 증가하게 되며, 베어링이 과열되어 몇 시간 혹은 몇 분 안에 베어링의 파손이 발생 할 수도 있다.

절대로 이 단계까지 베어링을 사용해서는 안 된다. 왜냐하면 기계에 심각한 손상을 초래할 수 있으며, 화재 혹은 관리인원의 상해로 이어질 수 있기 때문이다.

단 계	증 상
1단계	- 소음정상 - 온도정상 - 초음파 및 음파 , Spike Energy의 증가 - 베어링 외륜의 손상 - 낮은 총진동값, 베어링 주파수 미 발생 - 잔존수명은 B-10규격에서 정한 수명의 10%이상
2단계	- 약간 소음증가 - 온도 정상 - 초음파 및 음파 , Spike Energy의 대폭적 증가 - 베어링 외륜의 심한 손상 시작 - 베어링 주파수 발생 - 잔존수명은 B-10규격에서 정한 수명의 5% 미만
3단계	- 상당 수준의 소음 - 약간의 온도상승 - 매우 높은 초음파 및 음파 , Spike Energy의 발생 - 심각한 베어링 외륜의 손상 - 베어링 주파수 및 조화성분 주파수 발생 - 잔존수명은 B-10규격에서 정한 수명의 1% 미만
4단계	- 소음레벨의 변화 - 현저한 온도 상승 - 초음파 및 음파 , Spike Energy의 대폭적 증가 후 점진적 감소 - 파손 직전의 베어링 외륜 손상 - 총진동 변위값 및 속도값 증가 - 저주파의 베어링 주파수 발생 - 잔존수명은 B-10규격에서 정한 수명의 0.2% 미만

[표 2.2] 베어링 결함 단계별 증상

2.4 응용사례 (미해군 태평양 함대)

원양 작전 수행이 많은 미 해군 (US NAVY)의 태평양 함대(PACFLT)의 항공모함들은 1975년 이래로 진동분석을 기본으로 한 예방정비프로그램을 시행하고 있으며, 1986년부터는 모든 기함에서 정비부원들이 진동데이터를 수집하고, Expert Software System을 구축하여 전체적인 데이터를 분석한 Database를 구축해 오고 있다. 기함당 수백, 수천이나 되는 기기들에 대해 진동데이터를 분석하고 분석결과를 토대로 기기수리를 추천한다. 보수기록은 물론 추후의 보수기록도 보관 유지한다. Expert System은 기기의 문제점을 진단하고 필요한 정비를 추천한다. 그리고 또한 각각의 기기에 기기의 전반적인 상태에 반비례하는 정비점수를 부여하고 정비를 필요로 하는 기리를 100으로 기준을 정하여 수치로 표시한다. 100보다 큰 수치는 보수를 필요로 하는 나쁜 상태를 말하며 100보다 적은 수치는 정비가 필요치 않은 만족할만한 수치로 표시된다.

	1986	1987	1988	1989	1990	1991	1992
평균 정비점수	101	111	108	103	98	92	89

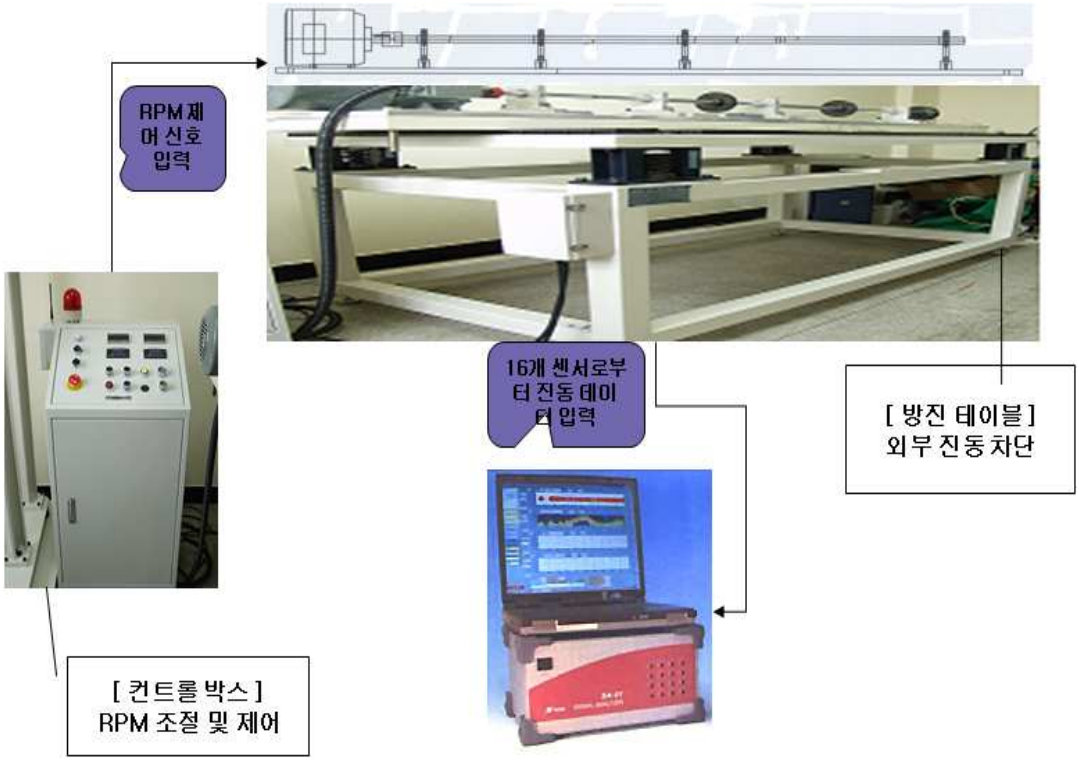
[표 2.3] 정비점수표

표 2.2에서 보여주는 data는 1986년부터 1992년까지 미 태평양함대 소속의 항공모함 전체의 진동측정 data의 평균 정비점수이다. 여기에서 보듯이 프로그램 초기에는 평균 정비점수가 111이었고, 1992년에는 90으로써 1986년에는 태평양함대의 각 함정 대부분의 기기들이 보수를 요하는 것을 의미하며 1992년에는 모든 기기들이 평균적으로 만족 할만한 상태임을 알 수 있다.

제 3 장 실험조건 및 방법

3.1 System 구성

자체 설계하여 제작한 Rotor-Kit Unit와 SA-01 등을 이용하여 Rotor-Kit 에 설치되어 있는 16개 센서로부터 입력되는 진동 신호를 컴퓨터로 전송하여 진동 데이터를 분석할 수 있도록 그림 3.1과 같이 System을 구성하였다.



[그림 3.1] 시스템 구성도

종류	재원
Rotor Kit	동력 : 3Hp 4P AC Motor (AC Brake 장착) Shaft : 2000mm * ⌀25mm 부하디스크 : 2kg , 5kg , 10kg 베어링 : NSK 7007A 회전속도 : 50rpm ~ 3600rpm
분석기	장비명 : SA - 01 (Rion) 사용채널수 : 16개 채널 rpm 측정기 : Microlog MX (SKF)
센서	PV - 90I - 소구경센서 - 사용수량 : 8Sets - Frequency Range : 1 ~ 25KHz - Resonance Frequency : 70KHz - 부착부위 : 베어링 하우징 수직 / 수평 - Attachment : 왁스 고정 PV - 87 - 대구경센서 - 사용수량 : 8Sets - Frquency Range : 1 ~ 3KHz - Resonance Frequency : 7KHz - 부착부위 : 모터 부하측 수직 / 수평 방진테이블 각 부위 수직 / 수평 - Attachment : Magnetic 고정

[표 3.1] System 재원

컨트롤 박스는 Rotor Kit의 속도 제어와 더불어 위험상황에 대처하기 위한 긴급 정지 기능을 부가하였으며, 실험의 편의성을 위하여 무선 컨트롤러도 추가하였다. 속도제어는 인버터를 이용하여 3rpm씩 상승할 수 있도록 하였다. Rotor Kit은 기성제품을 참고, 재설계하여 제작을 하였으며, 샤프트 끝단에 부하디스크를 부착할 수 있도록 하였다. 베어링 지지는 총 4개로 구성하였으며, NSK 7007A를 사용하였으며, 베어링을 샤프트에 열박음을 할 경우 실험에 소요되는 샤프트와 베어링의 수요가 크게 증가하는 문제점이 발생하여 베어링과 샤프트의 탈부착을 용이하게 하기위하여 열박음을 하지 않고 특수 하우징을 설계하였다. 또한 외부 진동데이터를 차단하기 위하여 방진패드 , 방진스프링 , 방진높이조절볼트 등 총 3단계의 방진을 거치는 방진테이블을 설치하여 정확한 실험을 도모하였다. (방진테이블의 성능은 예비실험을 통해 얻어진 진동데이터를 분석하여 검증하였지만 본 논문에는 성능 검증 진동 데이터는 삽입하지 않았다.)

3.2 실험조건

실험은 표 3.2와 같이 총 4가지 조건을 주어 일대일 조합방식으로 2700가지의 실험조건을 부여하여 실험을 수행하였다.

표 3.2의 상태조건에서 베어링 내륜 / 볼 / 외륜 손상은 임의적으로 정상상태 베어링과 동종 베어링의 각 해당 부위에 임의의 미세손상(연삭방식)을 가하였으며, 측정조건은 Sample Length는 고정하고 Avg. 변화에 따라 5회에서는 Frequency Span을 200 / 500 / 1000 / 2000Hz 조건을 주었고, 1000 / 2000 Hz에 대해서는 Linear한 그래프를 얻기 위하여 Avg. 30회에서 Avg. 5회와 동일조건 실험을 수행하였다.

상태조건	속도조건 (단위 : rpm)	부하조건 (단위 : kg)	측정조건
정상상태 3도(좌) 기울림 (정상상태) 베어링 내륜손상 베어링 볼손상 베어링 외륜손상	675 , 885 1110 , 1335 1560 , 1785 1995 , 2220 2430 , 2640 2865 , 3075 3285 , 3495 3600	0 2 4 5 7 10	Frequency Span : 200Hz / 500Hz 1000Hz / 2000Hz Sample Length : 2048Lines Avg.: 5회 (200Hz / 500Hz 1000Hz / 2000Hz) Avg. : 30회 (1000Hz / 2000Hz)

[표 3.2] 실험조건 상세표

3.3 실험방법

표 3.2에서 부여된 각 조건에서 부여한 조건별 상세조건에 대하여 각 일대일 조합방식에 의해 실험을 수행하였다.

실험에 소요된 총 실험조건은

상태 5조건 * 속도 15조건 * 부하 6조건 * 측정 6조건 = 2700조건

으로 2700개의 조건에 대하여 각 3회 8100회 실험을 수행하였다. 본 실험의 신뢰도를 높이기 위해서 예비실험을 총 7000여회 실행하여 표 3.2의 측정조건을 설정하였다.

제 4 장 진동에너지 총량 분석 및 결과

4.1 분석방법

16개의 센서를 통해 얻어진 데이터를 SA-01를 통하여 노트북에 저장하고, SA-01 분석 소프트웨어를 이용하여 AP 값 (진동에너지 총량 값 , Overall Frequency R.M.S. Velocity)을 일차로 분석하였다.

일차분석에서 3Hz미만에서 센서 접촉 공진이 나타나 실험에서 얻어진 AP 값들이 과도한 값(특히 소구경 센서인 PV-90I에서 두드러지게 나타남)을 가지게 되어 전체 데이터를 엑셀을 이용하여 3Hz 미만의 센서 접촉 공진 데이터를 삭제한 후 이를 SA-01 분석 소프트웨어를 통해 2차 해석을 하였으며, 2차 해석을 통해 얻어진 AP값들은 엑셀에 기록, 그래프로 표현하여 정상상태와 각 손상조건별 AP 값을 수직 , 수평 값 별로 비교 / 분석 할 수 있게 하였다.

(센서 접촉 공진의 경우 소구경 센서인 PV-90I의 경우는 3Hz 미만에서 나타났고, 대구경 센서인 PV-87의 경우는 2Hz 미만에서 나타났지만 동일 분석 조건을 부여하기 위하여 동일하게 3Hz 미만 데이터를 삭제하여 분석하였다.)

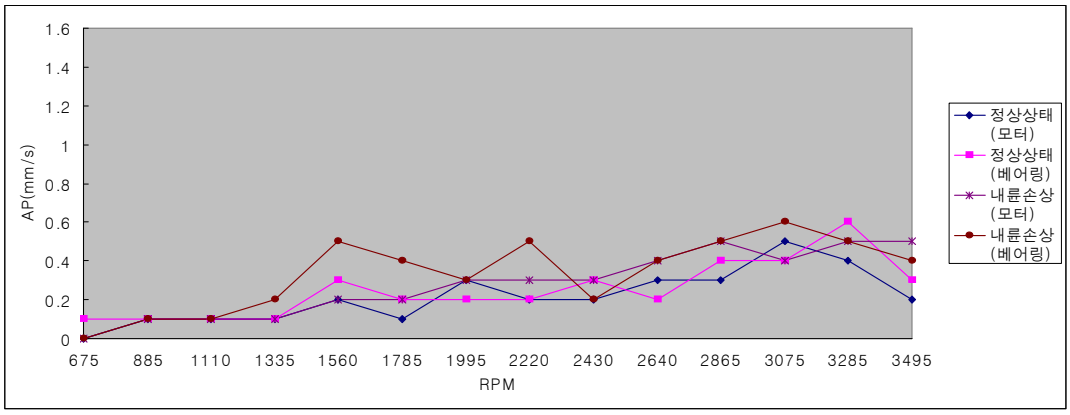
4.2 AP Graph

실험에서 얻어진 데이터양이 방대하여 분석한 결과 중에 표 4.1 의 실험조건 결과에 대한 해석결과를 본 논문에는 삽입하였다.

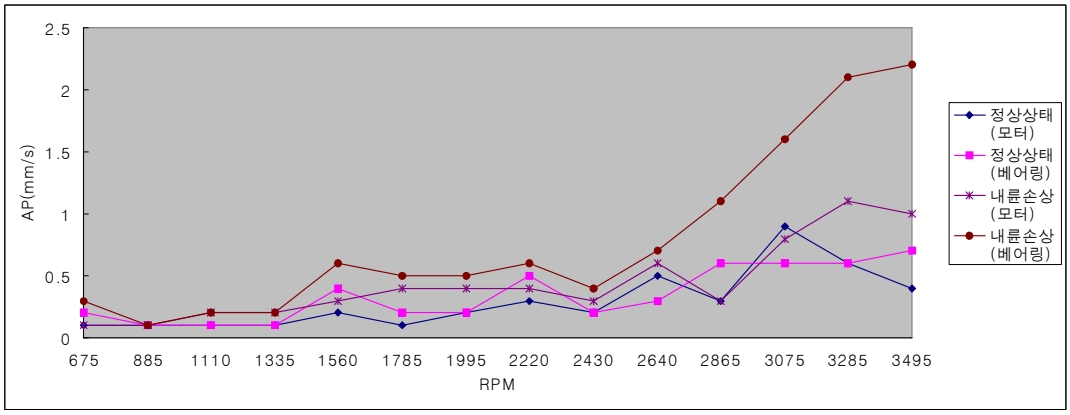
상태조건	속도조건 (단위 : rpm)	부하조건 (단위 : kg)	측정조건
정상상태 베어링 내륜손상 베어링 볼손상 베어링 외륜손상	675 , 885 1110 , 1335 1560 , 1785 1995 , 2220 2430 , 2640 2865 , 3075 3285 , 3495 3600	0 5 10	Sample Length : 2048Lines Avg. 5회 Frequency Span : 200Hz

[표 3.2] 실험조건

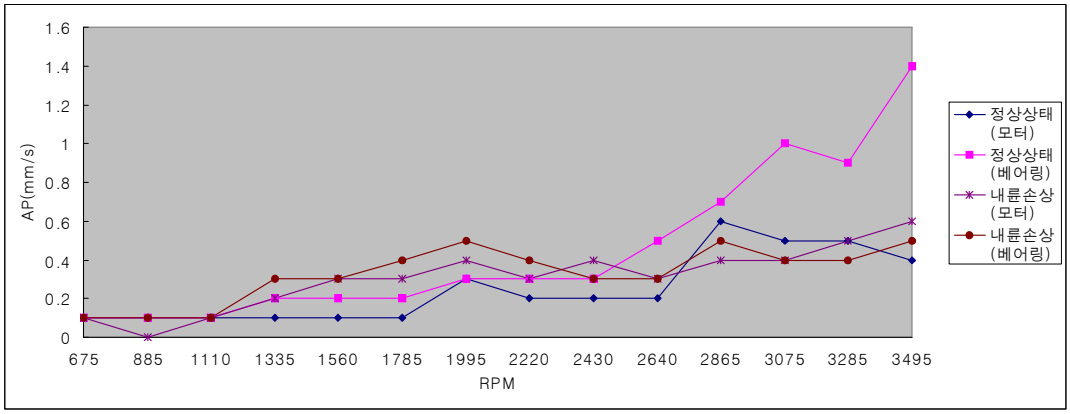
4.2.1 베어링 내륜 손상 수직방향 그래프



[그림 4.1] 0 Kg 부하

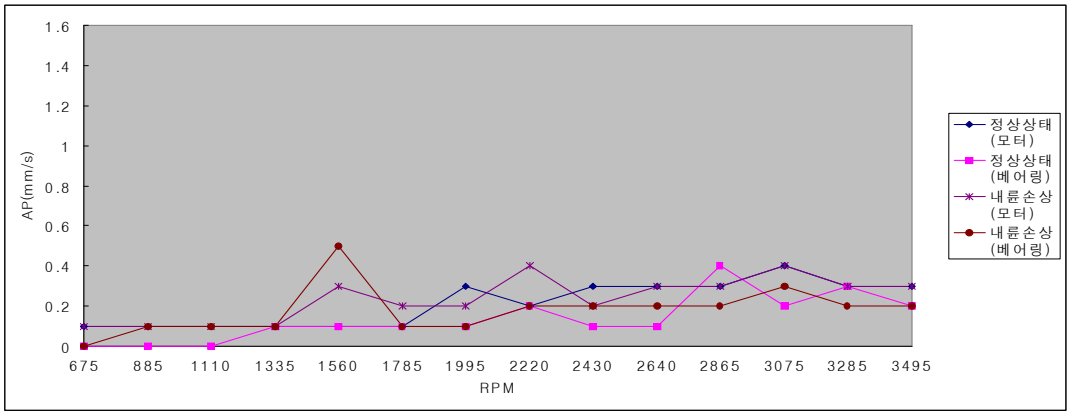


[그림 4.2] 5 Kg 부하

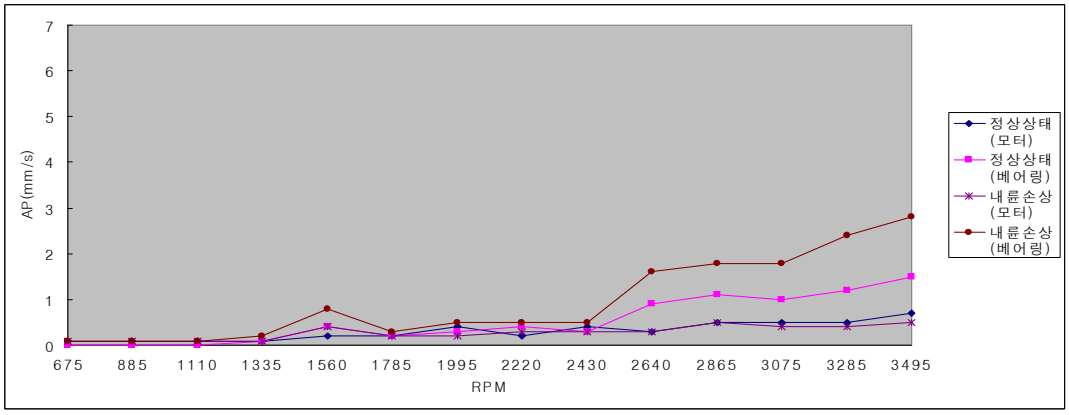

1.6
1.4
1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
AP(mm/s)
675
885
1110
1335
1560
1785
1995
2220
2430
2640
2865
3075
3285
3495
RPM
정상상태 (모터)
정상상태 (베어링)
내륜손상 (모터)
내륜손상 (베어링)

[그림 5.3] 10 Kg 부하

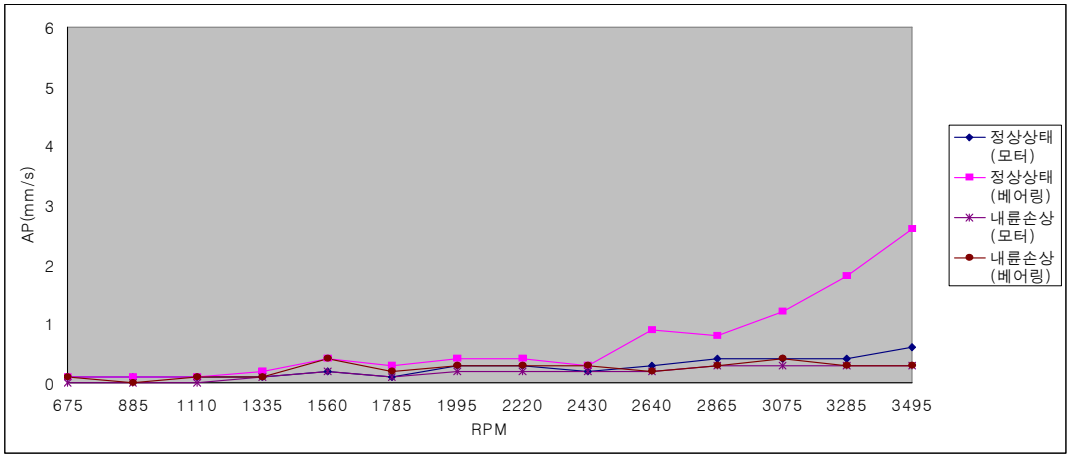
4.2.2 베어링 내륜 손상 수평방향 그래프



[그림 4.4] 0 Kg 부하

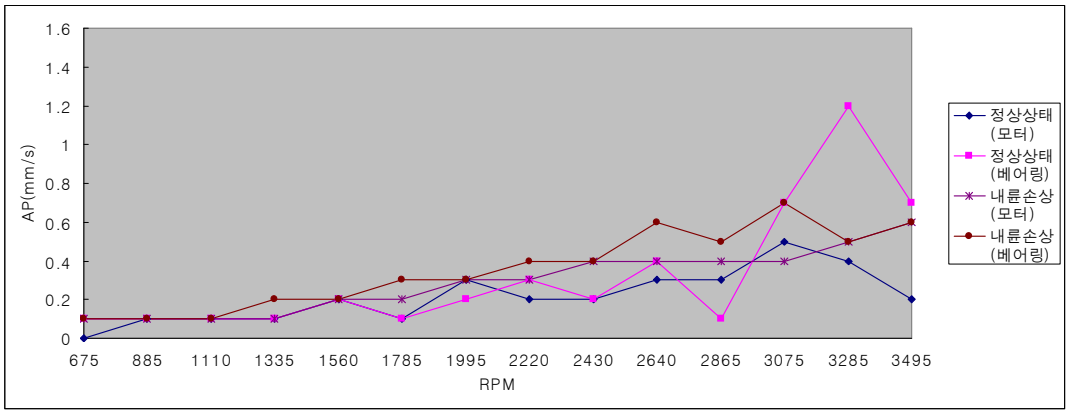


[그림 4.5] 5Kg 부하

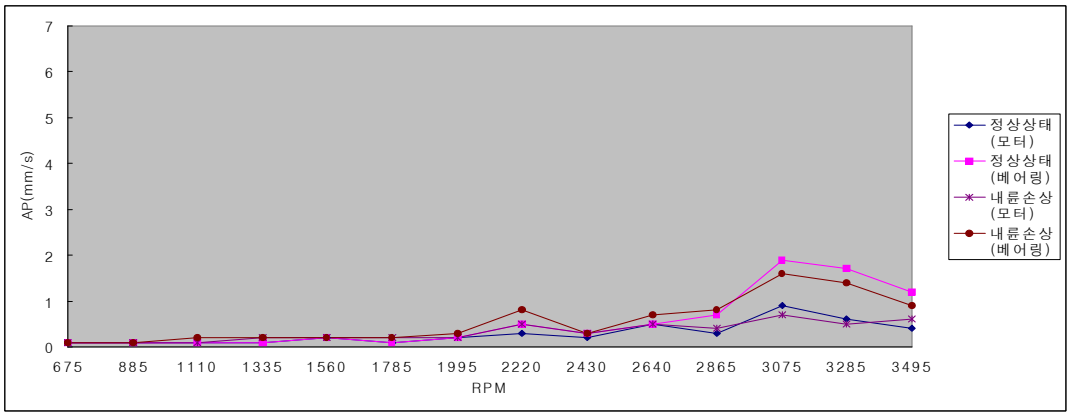

6
5
4
3
2
1
0
AP(mm/s)
675
885
1110
1335
1560
1785
1995
2220
2430
2640
2865
3075
3285
3495
RPM
정상상태 (모터)
정상상태 (베어링)
내륜손상 (모터)
내륜손상 (베어링)

[그림 4.6] 10 Kg 부하

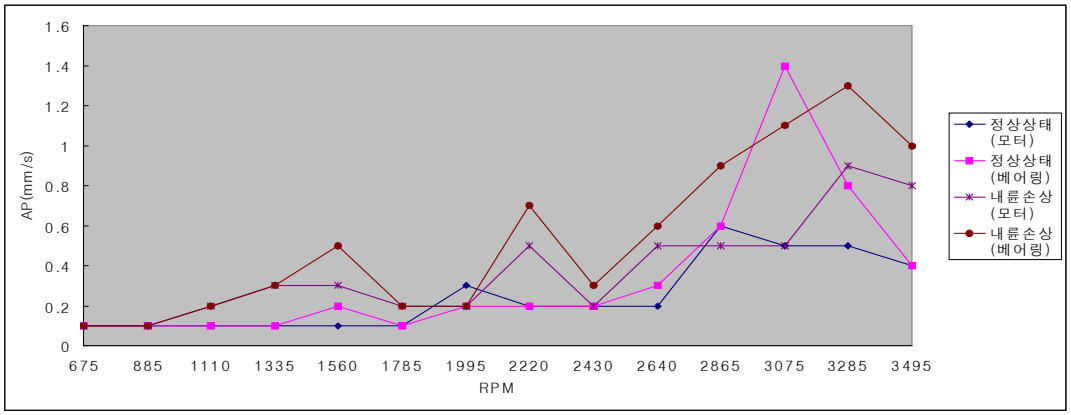
4.2.3 베어링 볼 손상 수직방향 그래프



[그림 4.7] 0 Kg 부하

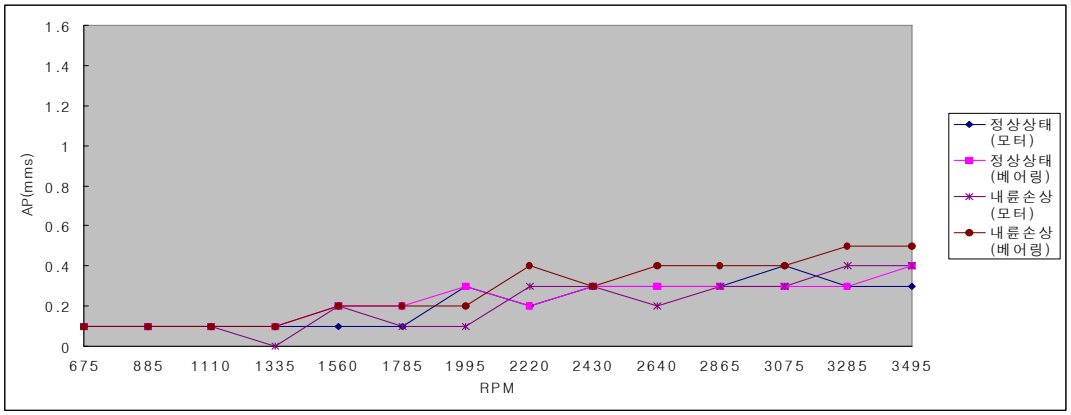


[그림 4.8] 5 Kg 부하

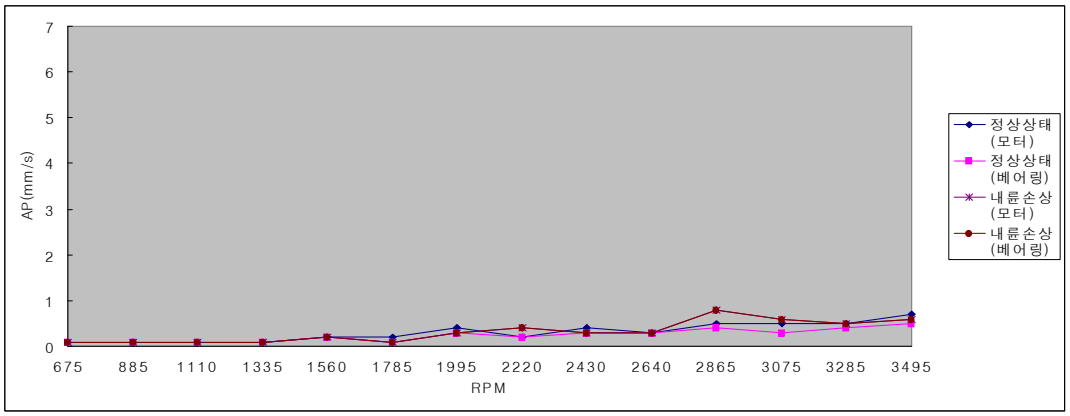

1.6
1.4
1.2
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
AP(mm/s)
675
885
1110
1335
1560
1785
1995
2220
2430
2640
2865
3075
3285
3495
RPM
정상상태 (모터)
정상상태 (베어링)
내륜손상 (모터)
내륜손상 (베어링)

[그림 4.9] 10 Kg 부하

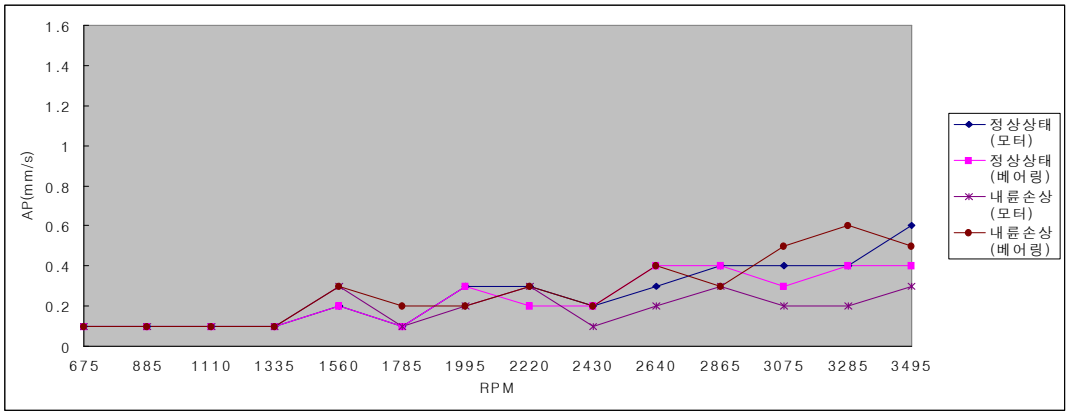
4.2.4 베어링 볼 손상 수평방향 그래프



[그림 4.10] 0 Kg 부하

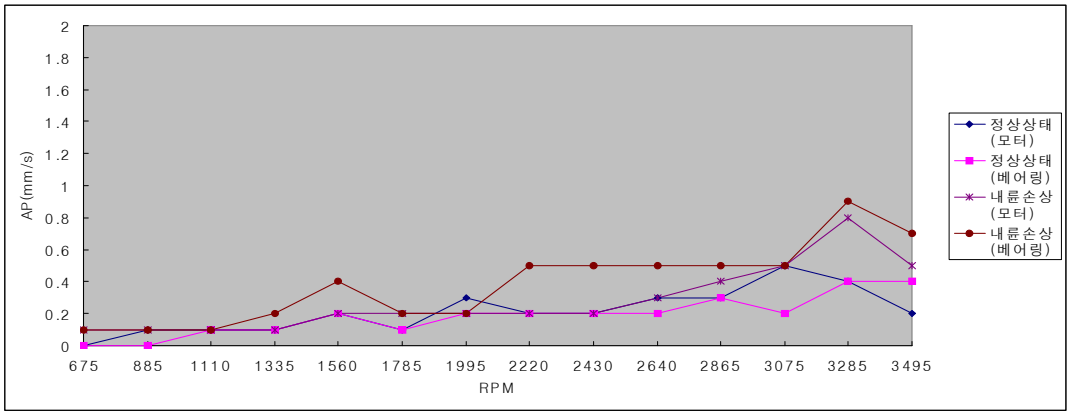


[그림 4.11] 5 Kg 부하

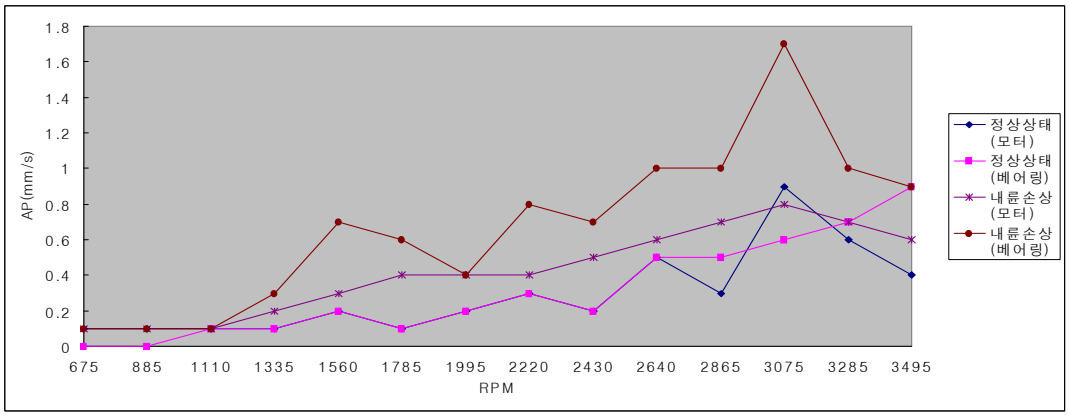


[그림 4.12] 10 Kg 부하

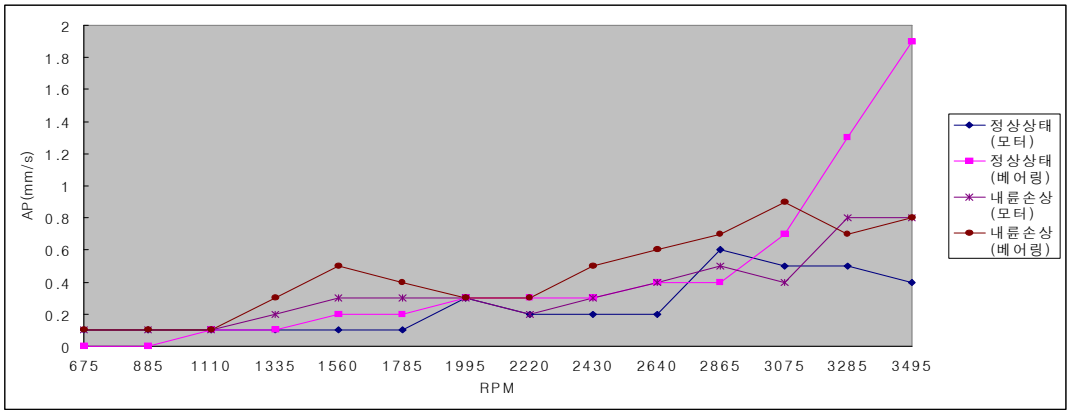
4.2.5 베어링 외륜 손상 수직방향 그래프



[그림 4.13] 0 Kg 부하

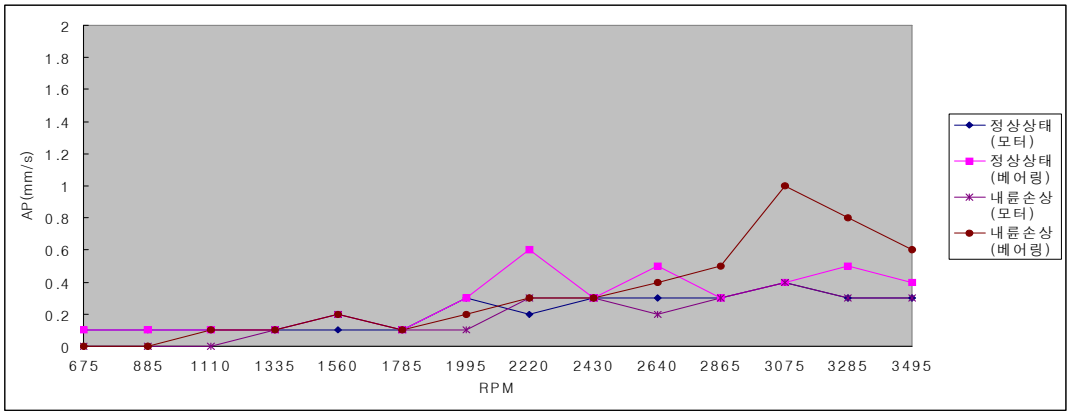


[그림 4.14] 5 Kg 부하

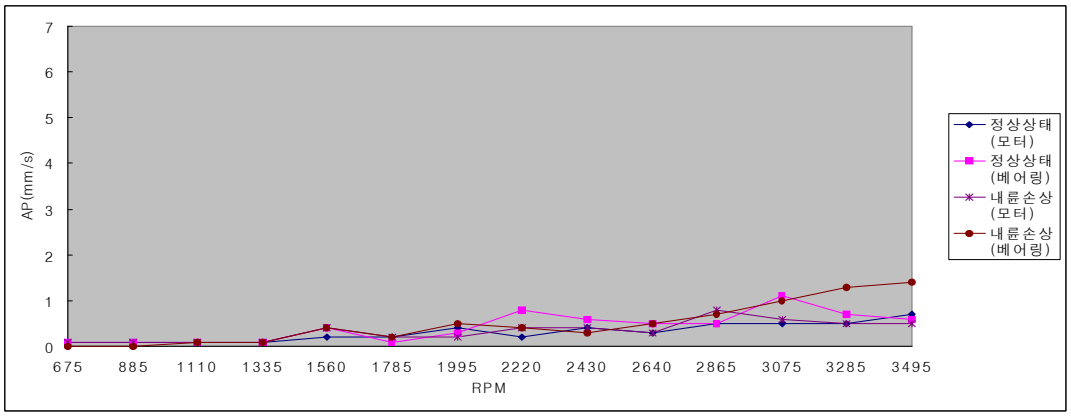


[그림 4.15] 10 Kg 부하

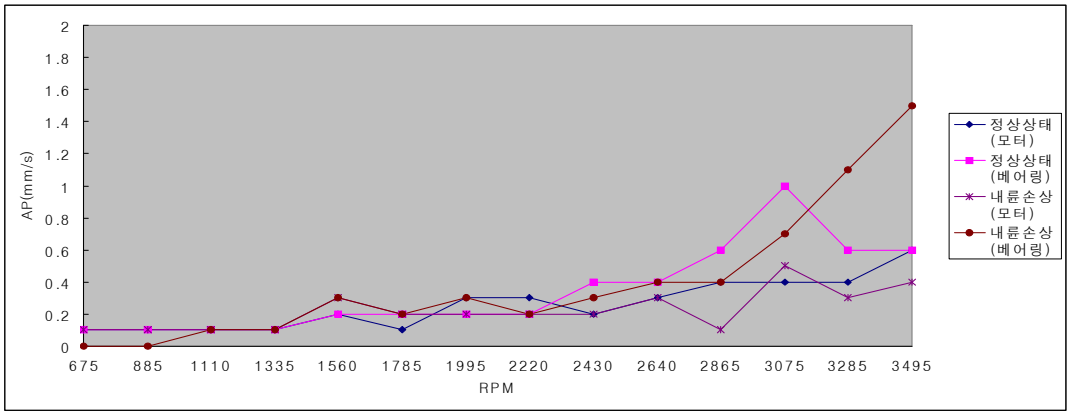
4.2.5 베어링 외륜 손상 수평방향 그래프



[그림 4.16] 0 Kg 부하



[그림 4.17] 5 Kg 부하



[그림 4.18] 10 Kg 부하

4.3 분석결과

1) 저속운전속도(1110rpm이하)영역에서는 결함상태의 AP 값과 정상상태의 AP 값의 차이가 수직/수평 방향 모두에서 차이가 거의 없음을 확인하였다.

2) 중속운전속도(1110rpm~2430rpm)영역에서는 결함상태의 AP 값이 정상상태의 AP 값보다 다소 높게 나타났으며, 특히 내륜과 외륜의 5KG부하 수직 방향 AP값에서는 많은 차이가 나고 있음을 확인하였다.

3) 고속운전속도(2430rpm이상)영역에서는 다수의 그래프에서 결함상태의 AP값이 정상상태의 AP 값보다 오히려 높게 측정되는 양상을 보이고 있다.

4) 수직 방향에서 측정한 AP 값들이 수평 방향에서 측정한 AP 값들에 비해 상태평가에 유리함을 알 수 있다.

제 5 장 Frequency Domain 분석 및 결과

5.1 분석방법

16개의 센서를 통해 얻어진 데이터를 SA-01를 통하여 노트북에 저장하고, SA-01 분석 소프트웨어를 이용하여 FFT Frequency Domain을 일차로 분석하였다.

일차분석에서 AP값 분석과 동일하게 3Hz미만에서 센서 접촉 공진이 나타나 실험에서 얻어진 데이터에서 3Hz 미만의 FFT 분석 데이터들이 과도한 값(특히 소구경 센서인 PV-90I에서 두드러지게 나타남)을 가지게 되어 전체 데이터를 엑셀을 이용하여 3Hz 미만의 센서 접촉 공진 데이터를 삭제한 후 이를 SA-01 분석 소프트웨어를 통해 2차 해석을 하였으며, 2차 해석을 통해 얻어진 정상상태와 각 손상조건별 FFT Frequency Domain을 수직 , 수평 값 별로 비교 / 분석 할 수 있게 하였다.

(센서 접촉 공진의 경우 소구경 센서인 PV-90I의 경우는 3Hz 미만에서 나타났고, 대구경 센서인 PV-87의 경우는 2Hz 미만에서 나타났지만 동일 분석 조건을 부여하기 위하여 동일하게 3Hz 미만 데이터를 삭제하여 분석하였다.)

베어링의 손상 관심 주파수는 다음의 공식에 의해 계산하였고, 이를 표5.1과 같이 정리하고 각 관심주파수 배수표를 만들어 분석에 활용하였다.

기본열 주파수 : 케이지 손상 혹은 부적절한 운동으로 발생

$$FTF = (Hz/2)[1-(B/P)COS\Phi] \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \text{식(1)}$$

내륜 볼 통과 주파수 : 손상된 내륜에 볼이나 롤러가 통과하면서 발생

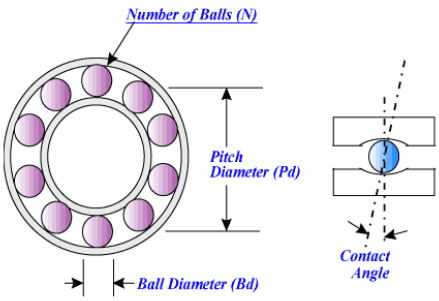
$$BPFI = (N/2)Hz[1+(B/P)COS\Phi] \cdots\cdots\cdots\cdots \text{식(2)}$$

외륜 볼 통과 주파수 : 손상된 외륜에 볼이나 롤러가 통과하면서 발생

$$BPFO = (N/2)Hz[1-(B/P)COS\Phi] \cdots\cdots\cdots\cdots \text{식(3)}$$

볼 회전 주파수 : 볼이나 롤러 결함으로 발생

$$BSF = (P/2B)Hz[1-(B/P)^2COS^2\Phi] \cdots\cdots\cdots\cdots \text{식(4)}$$



[그림 5.1] 베어링 구조

RPM	HZ	기본열	내륜	외륜	볼회전
675	11.25	4.82	96.38	72.37	37.08
885	14.75	6.33	126.37	94.88	48.61
1110	18.50	7.93	158.49	119.01	60.97
1335	22.25	9.54	190.62	143.13	73.33
1560	26.00	11.15	222.75	167.25	85.69
1785	29.75	12.76	254.87	191.38	98.05
1560	26.00	11.15	222.75	167.25	85.69
1785	29.75	12.76	254.87	191.38	98.05
1995	33.25	14.26	284.86	213.89	109.59
2220	37.00	15.87	316.99	238.01	121.95

2430	40.50	17.37	346.97	260.53	133.48
2640	44.00	18.87	376.96	283.04	145.02
2865	47.75	20.48	409.08	307.17	157.38
3075	51.25	21.98	439.07	329.68	168.91
3285	54.75	23.48	469.06	352.19	180.45
3495	58.25	24.98	499.04	374.71	191.98
3600	60.00	25.73	514.03	385.97	197.75

[표 5.1] 주요 관심 주파수 1X 성분표

5.2 Frequency Domain

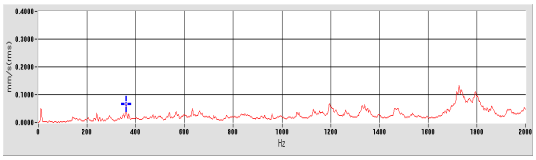
실험에서 얻어진 데이터양이 방대하여 분석한 결과 중에 본 논문에는 표 5.1 의 실험조건 결과에 대한 해석결과를 삽입하였다.

상태조건	속도조건 (단위 : rpm)	부하조건 (단위 : kg)	측정조건
정상상태 베어링 내륜손상 베어링 볼손상 베어링 외륜손상	 675 3075	0 5 10	Sample Length : 2048Lines Avg. 30회 Frequency Span : 2000Hz

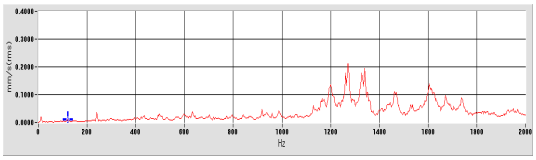
[표 5.2] 실험조건

5.2.1 베어링 내륜 손상과 정상상태의 비교

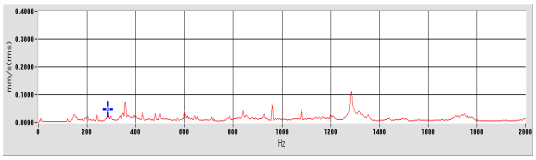
[1] 675RPM 0 Kg 부하



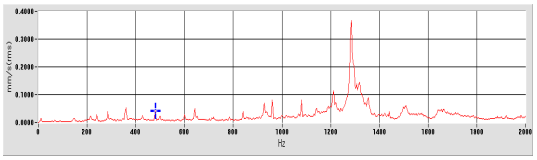
[그림 5.2] 정상상태 수직



[그림 5.3] 정상상태 수평

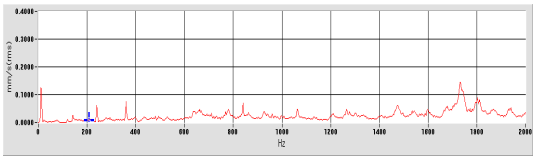


[그림 5.4] 내륜손상 수직

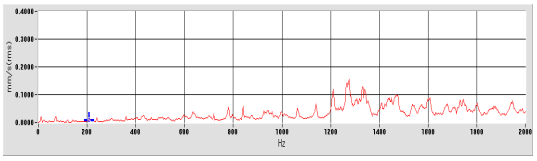


[그림 5.5] 내륜손상 수평

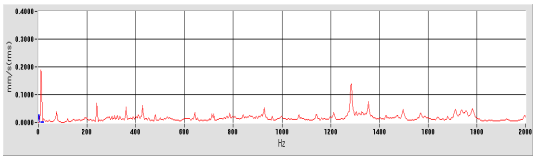
[2] 675RPM 5 Kg 부하



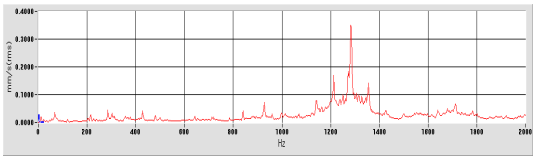
[그림 5.6] 정상상태 수직



[그림 5.7] 정상상태 수평

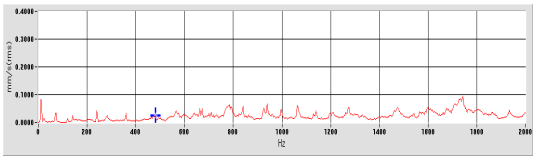


[그림 5.8] 내륜손상 수직

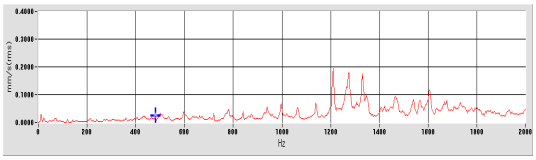


[그림 5.9] 내륜손상 수평

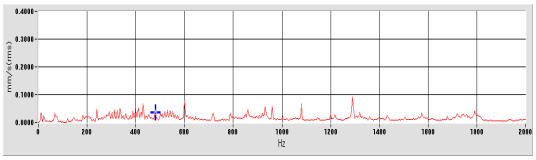
[3] 675RPM 10 Kg 부하



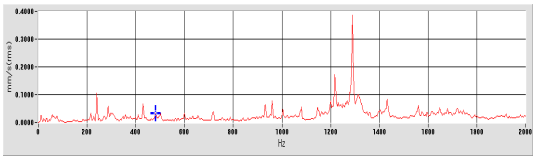
[그림 5.10] 정상상태 수직



[그림 5.11] 정상상태 수평

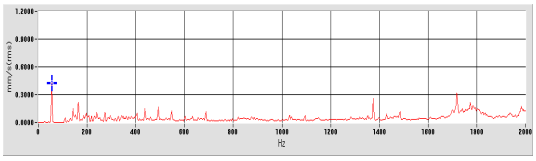


[그림 5.12] 내륜손상 수직

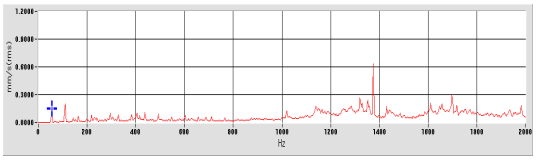


[그림 5.13] 내륜손상 수평

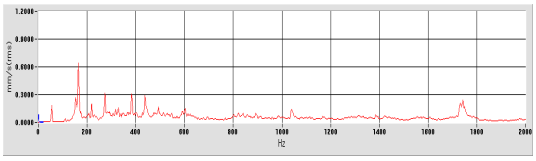
[4] 3075RPM 0 Kg 부하



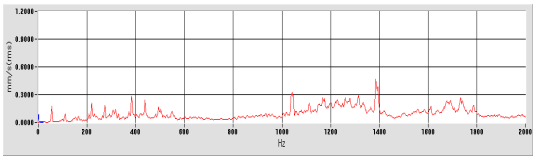
[그림 5.14] 정상상태 수직



[그림 5.15] 정상상태 수평

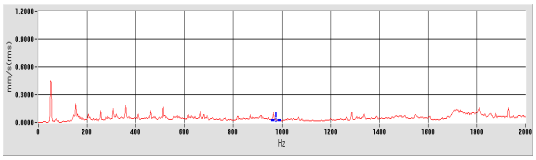


[그림 5.16] 내륜손상 수직

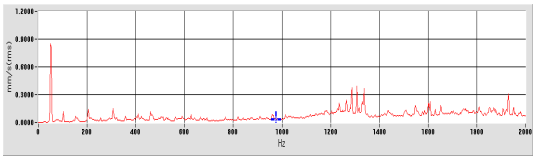


[그림 5.17] 내륜손상 수평

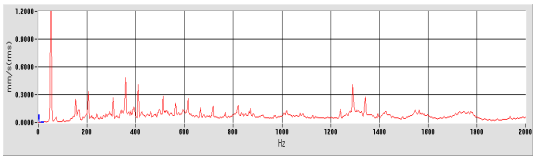
[5] 3075RPM 5 Kg 부하



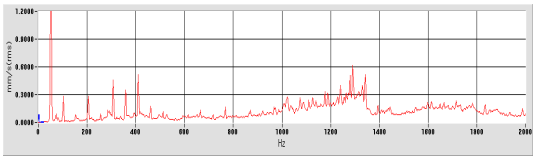
[그림 5.18] 정상상태 수직



[그림 5.19] 정상상태 수평

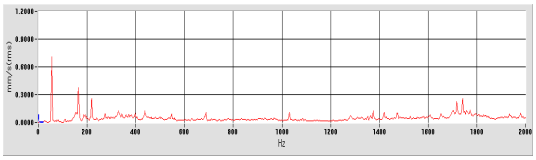


[그림 5.20] 내륜손상 수직

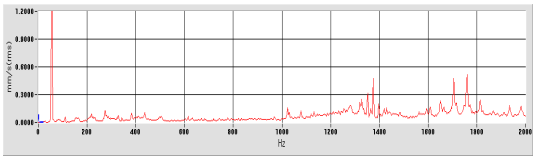


[그림 5.21] 내륜손상 수평

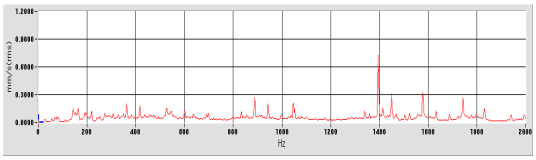
[6] 3075RPM 10 Kg 부하



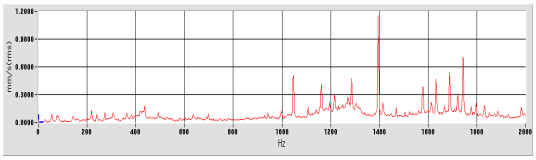
[그림 5.22] 정상상태 수직



[그림 5.23] 정상상태 수평



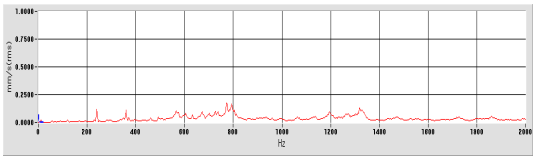
[그림 5.24] 내륜손상 수직



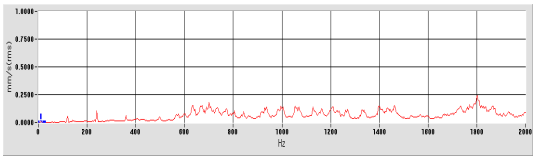
[그림 5.25] 내륜손상 수평

5.2.2 베어링 볼 손상과 정상상태의 비교

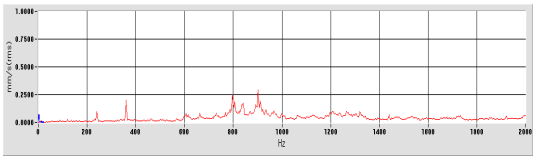
[1] 675RPM 0 Kg 부하



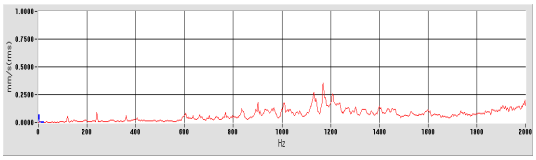
[그림 5.26] 정상상태 수직



[그림 5.27] 정상상태 수평

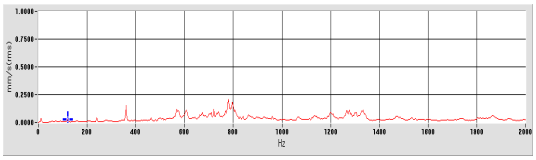


[그림 5.28] 볼손상 수직

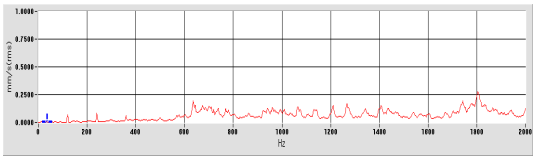


[그림 5.29] 볼손상 수평

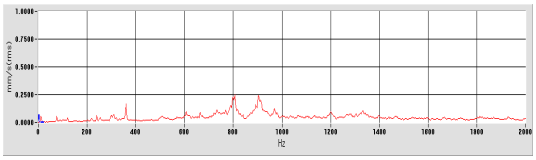
[2] 675RPM 5 Kg 부하



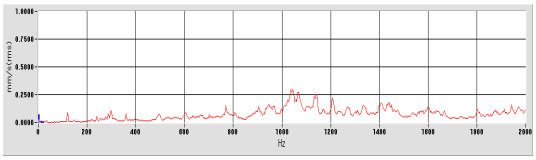
[그림 5.30] 정상상태 수직



[그림 5.31] 정상상태 수평

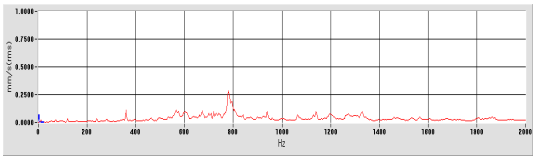


[그림 5.32] 볼손상 수직

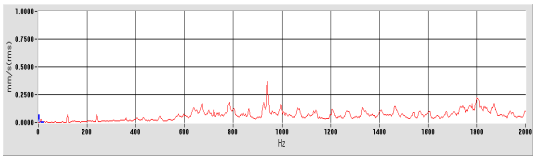


[그림 5.33] 볼 손상 수평

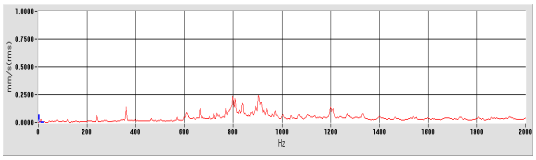
[3] 675RPM 10 Kg 부하



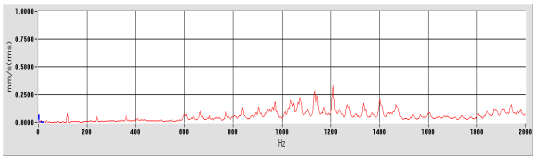
[그림 5.34] 정상상태 수직



[그림 5.35] 정상상태 수평

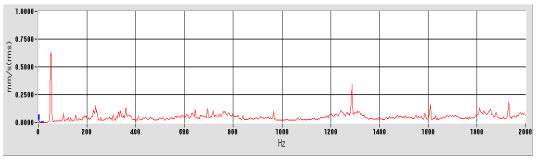


[그림 5.36] 볼손상 수직

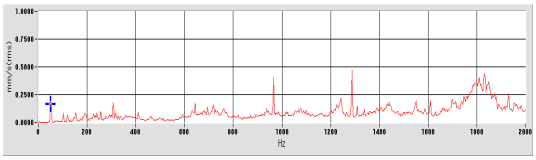


[그림 5.37] 볼손상 수평

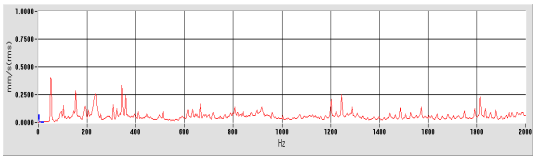
[4] 3075RPM 0 Kg 부하



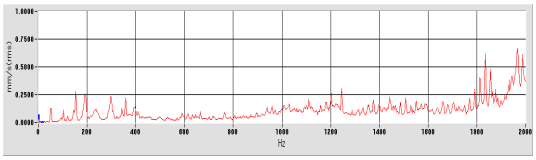
[그림 5.38] 정상상태 수직



[그림 5.39] 정상상태 수평

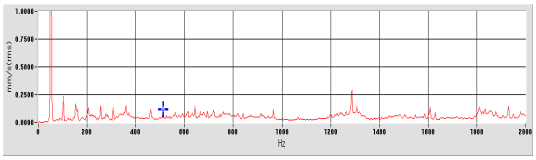


[그림 5.40] 볼손상 수직

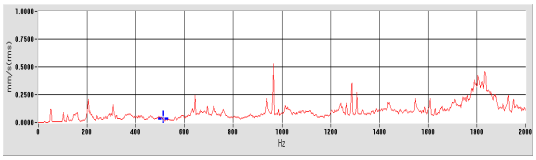


[그림 5.41] 볼손상 수평

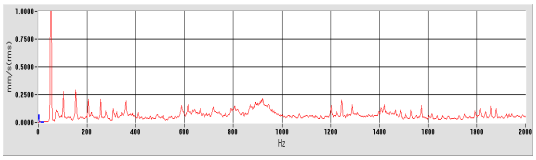
[5] 3075RPM 5 Kg 부하



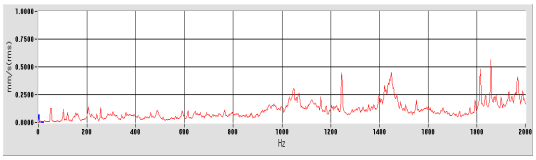
[그림 5.42] 정상상태 수직



[그림 5.43] 정상상태 수평

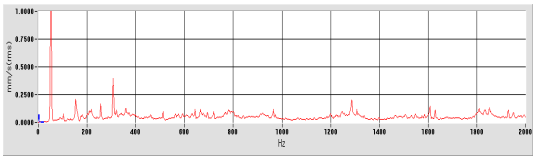


[그림 5.44] 볼손상 수직

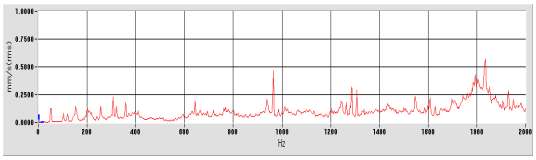


[그림 5.45] 볼손상 수평

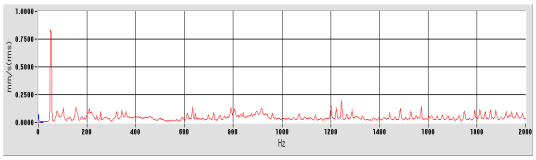
[6] 3075RPM 10 Kg 부하



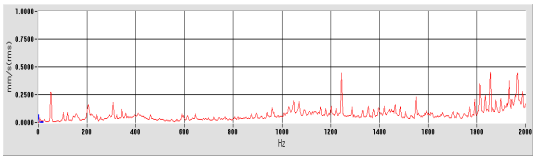
[그림 5.46] 정상상태 수직



[그림 5.47] 정상상태 수평



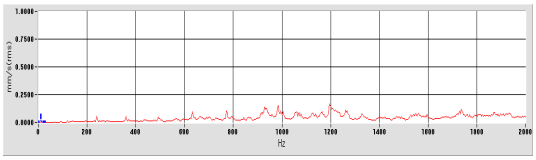
[그림 5.48] 볼손상 수직



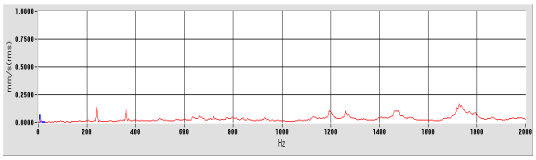
[그림 5.49] 볼손상 수평

5.2.1 베어링 외륜 손상과 정상상태의 비교

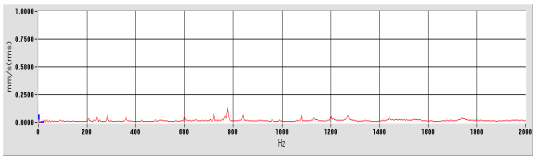
[1] 675RPM 0 Kg 부하



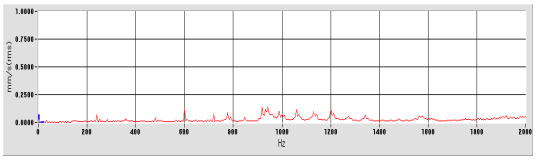
[그림 5.50] 정상상태 수직



[그림 5.51] 정상상태 수평

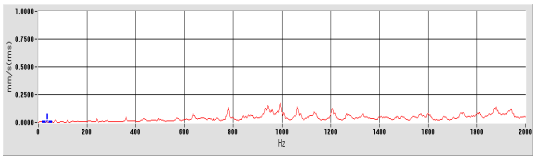


[그림 5.52] 외륜손상 수직

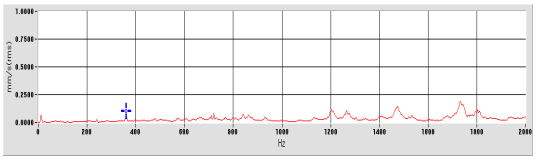


[그림 5.53] 외륜손상 수평

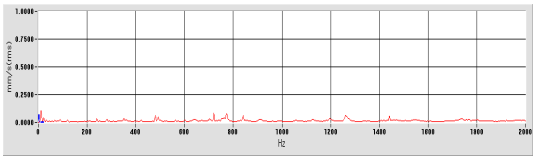
[2] 675RPM 5 Kg 부하



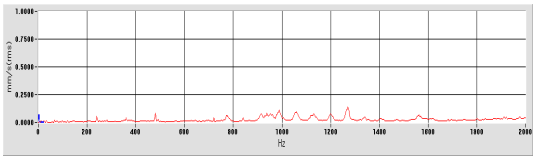
[그림 5.54] 정상상태 수직



[그림 5.55] 정상상태 수평

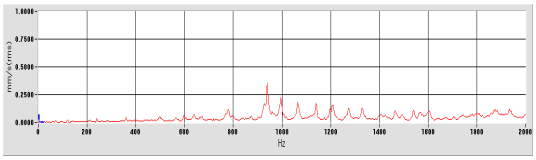


[그림 5.56] 외륜손상 수직

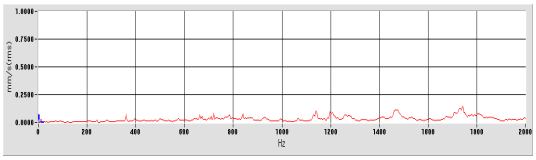


[그림 5.57] 외륜손상 수평

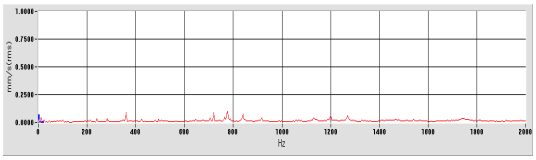
[3] 675RPM 10 Kg 부하



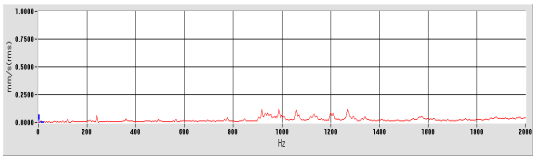
[그림 5.58] 정상상태 수직



[그림 5.59] 정상상태 수평

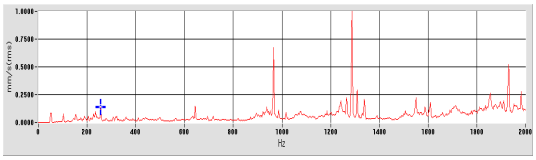


[그림 5.60] 외륜손상 수직

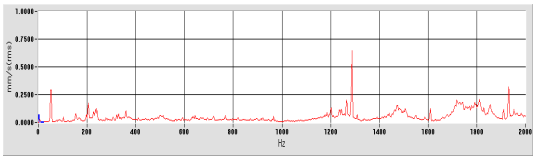


[그림 5.61] 외륜손상 수평

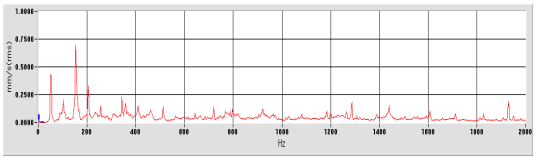
[4] 3075RPM 0 Kg 부하



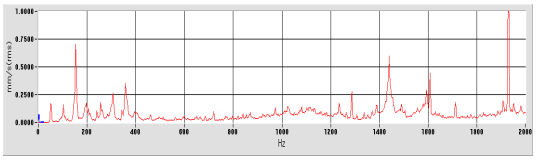
[그림 5.62] 정상상태 수직



[그림 5.63] 정상상태 수평

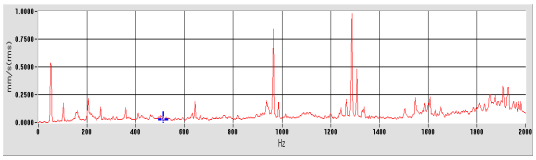


[그림 5.64] 외륜손상 수직

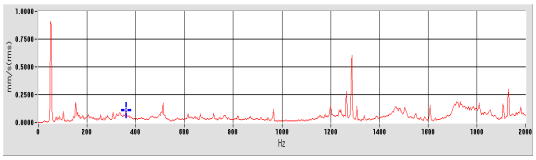


[그림 5.65] 외륜손상 수평

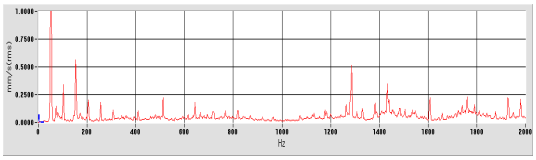
[5] 3075RPM 5 Kg 부하



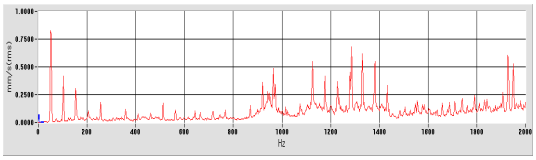
[그림 5.66] 정상상태 수직



[그림 5.67] 정상상태 수평

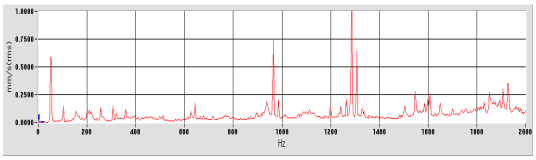


[그림 5.68] 외륜손상 수직

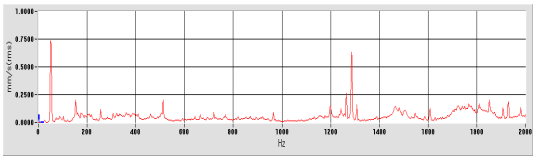


[그림 5.69] 외륜손상 수평

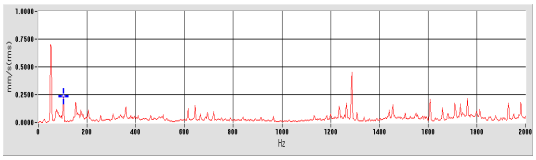
[6] 3075RPM 10 Kg 부하



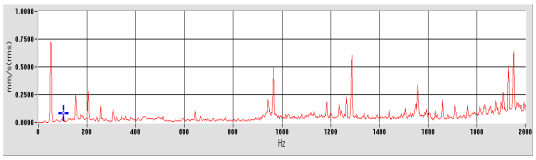
[그림 5.70] 정상상태 수직



[그림 5.71] 정상상태 수평



[그림 5.72] 외륜손상 수직



[그림 5.73] 외륜손상 수평

5.3 분석결과

1) 앞서 구한 결함주파수 1X성분(표 5.1참조)의 배수 성분들이 Frequency Domain 상에 나타남을 알 수 있다. 또한 운전속도의 증가와 부하의 증가에 따라 배수성분 주파수 성분의 Peak 값이 증가하고, Side Band 성분들이 나타남을 알 수 있다.

2) 200Hz이하 성분만 분석할 경우 손상상태를 확인하기 힘든 경우가 발생하거나(저속운전조건), Unbalance(그림 5.20 , 그림 5.21), Misalignment, Mount 불균형(그림 5.54 , 그림 5.55) 등으로 오인하는 경우가 발생하지만, 2000Hz까지 확장하여 해석할 경우 각 결함 주파수의 배수 성분과 Side Band 성분이 나타남을 확인할 수 있다.

3) 외륜 손상의 고속운전의 Frequency Domain을 살펴보면 정상상태에서도 결함 주파수와 그 유형이 검출되고 있는 것을 알 수 있다. 하지만 손상이 발생했을 경우의 수직 / 수평 Frequency Domain을 동시에 비교하면 수평 Frequency Domain에 주요 결함주파수의 배수성분과 Side Band 성분들이 나타나고 있고, 수직에서는 Low Frequency 영역의 성분들이 검출됨을 알 수 있다.

4) Frequency Domain을 분석할 때에는 측정방향을 수직 , 수평을 동시에 측정하고, Range를 2000Hz까지 확인하는 것이 필요함을 알 수 있다.

6. 결　　론

진동법을 이용한 중·소형 연안선박의 기관 예방 정비법을 위한 기초실험을 수행하여 AP 값과 Frequency Domain을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

첫째, 상태감시를 위한 AP 값은 운전속도와 부하에 따라 값이 변하고, 정상상태와 손상상태의 구별이 힘들다.

둘째, Frequency Domain에서 손상상태를 확인할 수 있으나, 측정영역을 2000Hz까지 측정 분석하고, 수직방향과 수평방향을 동시에 계측하여 함께 분석하여야 해석의 오류를 막을 수 있다.

이상과 같이 실험을 통하여 얻은 결론은 진동법을 이용한 기관 예방정비를 위해서는 상태감시를 위한 진동에너지 총량 값을 이용한 관리기법보다 넓은 영역에서의 Frequency Domain에서의 결함주파수 검출을 통한 적극적인 예방정비가 더 필요함을 알 수 있었고, 많은 상황적 연구가 필요함을 느끼게 되었다.

참 고 문 헌

1. 양보석, “기계설비의 진동 상태 감시 및 진단”, 도서출판 인터비젼, 2006.

2. 양보석, “회전기계의 진동”, 도서출판 인터비젼, 2003.

3. 김남휘, “선박충돌사고에 있어서의 인적요소의 고찰”, 조선대학교 대학원 선박해양공학과 석사학위 논문, 2006.

4. 전형식, 글렌 화이트, “예방(예지)정비의 필요성”, 한국소음진동공학회지, 제4권 제4호, 459-467, 1994.

5. 양보석역, “진동법에 의한 설비진단의 실제”, 일오출판사, 1999.

6. 양보석, “회전기계의 저진동설계 및 진동트러블 대책”, 한국소음진동공학회 회전기계 소음·진동 현황 및 대책 세미나, 5-30, 2001.

7. 함종석, “회전기계의 상태감시 및 진단을 위한 진동신호의 변환 및 표시소개”, 한국소음진동공학회, 소음·진동 제14권 제1호, 11-17, 2004.

8. 김한규, “진동과 설비진단 - 1”, 선일계측시스템(주) 기술교육자료.

9. 김민호, “설비진단기술의 향후 발전방향과 정밀진단기법”, 한국소음진동공학회 회전기계 소음·진동 현황 및 대책 세미나, 33-58, 2001.

10. Ronald L. Allen, Ducan W. Mills, "Signal Analysis", Wiley Interscience, 2004.

11. William Weaver, Jr. Stephen P. Timosenko, Donovan H. Yuong, " Vibration Problems in Engineering, Wiley, 1990.

12. James I. Taylor, "The Vibration Analysis Handbook", VCI, 1994.

저작물 이용 허락서

학 과	선박해양공학	학 번	20057142	과 정	석사
성 명	한글: 양 재형 한문 : 梁 在 亨 영문 : Yang Jae Hyoung				
주 소	광주광역시 광산구 송정동 950-13				
연락처	E-MAIL : redfogs@naver.com				
논문제목	**한글 : 진동법을 이용한 중·소형 연안선박의 기관이상 진단에 관한 실험적 연구**				
	영문 :A Study on Fault Diagnosis of Ship Engine System by Experimental Method for Small and Medium Size Ships				

본인이 저작한 위의 저작물에 대하여 다음과 같은 조건아래 조선대학교가 저작물을 이용할 수 있도록 허락하고 동의합니다.

- 다 음 -

1. 저작물의 DB구축 및 인터넷을 포함한 정보통신망에의 공개를 위한 저작물의 복제, 기억장치에의 저장, 전송 등을 허락함
2. 위의 목적을 위하여 필요한 범위 내에서의 편집·형식상의 변경을 허락함. 다만, 저작물의 내용변경은 금지함.
3. 배포·전송된 저작물의 영리적 목적을 위한 복제, 저장, 전송 등은 금지함.
4. 저작물에 대한 이용기간은 5년으로 하고, 기간종료 3개월 이내에 별도의 의사 표시가 없을 경우에는 저작물의 이용기간을 계속 연장함.
5. 해당 저작물의 저작권을 타인에게 양도하거나 또는 출판을 허락을 하였을 경우에는 1개월 이내에 대학에 이를 통보함.
6. 조선대학교는 저작물의 이용허락 이후 해당 저작물로 인하여 발생하는 타인에 의한 권리 침해에 대하여 일체의 법적 책임을 지지 않음
7. 소속대학의 협정기관에 저작물의 제공 및 인터넷 등 정보통신망을 이용한 저작물의 전송·출력을 허락함.

동의여부 : 동의( ) 반대(V)

2007년 2월 23 일

저작자: 양 재 형 (서명 또는 인)

조선대학교 총장 귀하