Transactions of KSAE, Vol. 13, No. 1, pp.126-131 (2005)

Copyright © 2005 KSAE
1225-6382/2005/073-16

기계 결함 시뮬레이터(MFS)를 이용한 결함 신호 분석

배 태 한[1] · 장 석 동[1] · 송 철 기[*2]

경상대학교 대학원 기계설계학과[1] · 경상대학교 기계항공공학부[2]

Fault Detection Analysis by Using a Machinery Fault Simulator

Taehan Bae[1] · Sukdong Jang[1] · Chul Ki Song[*2]

[1]*Department of Mechanical and Design, Gyeongsang National University, Gyeongnam 660-701, Korea*
[2]*School of Mechanical and Aerospace Engineering, ReCAPT, Gyeongsang National University, Gyeongnam 660-701, Korea*
(Received 12 May 2004 / Accepted 12 November 2004)

Abstract : This paper presents experimental results by using the machinery fault simulator which is monitoring its conditions with an acceleration signal. Components of the machinery, for example, motor, belt pulley, belt, bearing, and gear, with artificial defects were used for the experiment.

Key words : Fault detection(결함 감지), Machinery fault simulator(기계 결함 시뮬레이터), Shaft misalignment (축 어긋남), Bearing fault(베어링 결함), Gear tooth fault(기어 이 결함), Shaft unbalancing(축 불평형)

1. 서 론

기업체에서는 경제적인 공장운영을 위하여 품질관리나 생산성 향상에 깊은 관심을 가지고 있다. 그래서 "기계고장진단" 또는 "기계건강진단"이라는 말을 많이 사용하고 있고, 그 중요성도 인식하고 있다. 기계를 진단하여 고장을 사전에 예방하려는 노력은 상당히 오래 전부터 시도되어 왔다. 기계 상태진단을 통하여 기계 가동율을 증가시키고, 사전에 부품을 준비하고, 인건비를 절감하는 등의 효과를 얻을 수 있다.

최근 계측기와 컴퓨터의 발전으로 다양한 고장진단법이 개발되고 있으나 실제로 상품화 또는 실용화된 예는 아직 많지 않은 편이다.[1] 더욱이 선진국에서 그러한 기술전수를 기피하는 입장이라서 고장진단을 하는 방법의 국산화는 더욱 중요한 과제라 할 수 있다.[2]

최근 기계상태 진단에 대한 연구들이 활발히 이루어지고 있다. 진동의 주파수분석을 통한 회전기계의 이상 파악하고,[3,4] 진동신호를 이용하여 볼 베어링의 결함에 관한 연구,[5] 회전기계 볼 베어링의 자동진단시스템에 관한 연구 등이 이루어졌다.[6,7]

또한 바이스펙트럼(Bispectrum)의 신경회로망(Neural network)적용에 의한 회전기계 이상진단에 관한 연구가 이루어졌고,[8] 회전기계의 이상진동진단 시스템이 개발되었다.[9-11]

본 연구에서는 기계장치의 개별적 결함부분에 대한 신호 분석한 기존의 연구와는[4-6,10] 달리, 기계결함 시뮬레이터를 사용하여 축 이음, 축 정렬, 베어링, 기어 등의 여러 결함요소를 인위적으로 복합화한 시스템으로 구성함으로써, 상호 결합된 진동신호의 주파수 분석으로 공작기계의 이상상태 원인을 판단할 수 있음을 보여주었다.

실험장치에 가속도 센서를 설치하고, 모터, 벨트,

*To whom correspondence should be addressed.
cksong@gsnu.ac.kr

풀리, 베어링, 기어 등으로 구성된 시뮬레이터에서 인위적으로 주어진 결함상태와 정상상태를 비교하였으며, 축 이음을 강체 커플링, 고무 커플링, 기어 커플링 그리고 플렉시블 커플링 등으로 달리하여 각각의 진동 신호를 비교분석하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 장치로 Spectra Quest사에서 제조한 기계결함 시뮬레이터이다.[12] 이 장치는 축의 정렬(Alignment), 발란싱, 위상측정, 축의 편심 질량, 풀리의 정렬, 베어링 결함 등에 의해 발생되는 진동 또는 소음 특성을 연구하기에 적합하다.

본 실험에서는 AC 모터의 회전속도를 800 rpm으로 고정하여 실시하였으며, 실험장치는 모터, 축, 베어링, 기어, 벨트 등으로 구성되어 있다.

모터축와 동력축은 Fig. 2에 나타난 바와 같이 각도 1.5°의 축 어긋남을 만들었으며, 이 축 어긋남을 보정하기 위하여 Fig. 3의 커플링을 사용하였다. 가속도 센서는 Endevco사 제품의 모델 751-10 (감도: 10.02 mV/g)를 사용하여 베어링을 지지하는 하우징 상단(bearing_B)에 위치하고, 가속도계로 검출되는 신호를 퓨리어 스펙트럼(Fourier Spectrum) 분석하였다. 0 ~ 800 Hz까지 3200 라인으로 4초 동안 10회

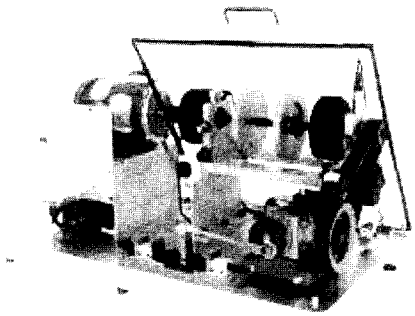


Fig. 1 Machinery fault simulator

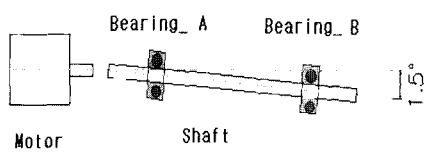


Fig. 2 Shaft misalignment

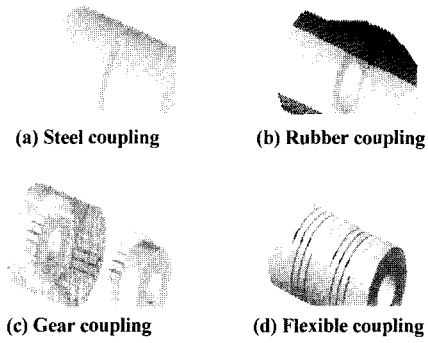


Fig. 3 Couplings

반복 실험하였다. 모든 진동은 동력의 전달과정으로부터 발생된다. 따라서 모터, 축, 베어링, 기어, 벨트 등과 같은 곳에서 진동이 발생되므로 이런 요소들의 신호 특성을 파악하고, 결함의 원인을 알아보았다.

본 연구에 사용된 시뮬레이터에서 정상적인 요소에 의한 신호 특성과 비교하기 위하여, 인위적인 결함을 포함하는 각 요소로 교체하면서 반복 실험을 수행하였다.

3. 실험 및 고찰

3.1 모터의 진동실험

전기기계는 60 Hz의 전기 동력을 사용하고 있으나, AC 모터의 고유적인 특성에 의하여 120 Hz의 진동이 발생한다. 이를 자기변형이라 한다. 반면에 DC 모터는 120 Hz를 발생하지 않기 때문에, 다양한 속도와 동작의 부드러움을 필요로 하는 곳에는 DC 모터로 대체하여 사용하여야 할 것이다.[8] Fig. 4는 본 실험장치로 얻은 모터 상단에서 얻은 진동으로 120 Hz의 진동이 두드러져 있음을 보여준다.

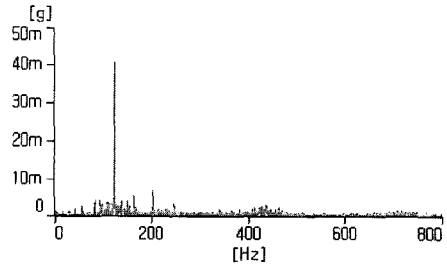


Fig. 4 Frequency characteristics of a AC motor

3.2 축 어긋남에 의한 진동

3.2.1 커플링 연결 때

Fig. 5는 네 종류, 강체 커플링, 고무 커플링, 기어 커플링, 플렉시블 커플링을 연결하였을 때 효과를 비교한 그림이다. Fig. 5(a)는 강체 커플링를 사용한 결과로, 120 Hz와 600 Hz 부근의 진동이 크게 나타났음을 보여준다. 120 Hz는 3.1절에서 설명하였던 AC 모터에 의해 발생된 진동이 동력축 끝단까지 전달된 진동이다. Fig. 5(b)의 고무 커플링을 사용한 결과는 (a)의 강체 커플링에 비교하여 진동감쇠가 조금 이루어졌음을 알 수 있어 고무 커플링의 효과가 우수하다고 보기는 어렵다.

Fig. 5(c)의 기어 커플링을 사용한 결과에서는 기어의 특성으로 인해 150 Hz ~ 250 Hz 사이에서 13.3 Hz 간격으로 오히려 더 많은 진동이 발생되었음을 보여준다. Fig. 5(d)는 플렉시블 커플링을 사용한 그림으로 축 어긋남을 충분히 보정하였음을 나타내고 있다. 따라서 축 정렬이 요구되는 기계시스템에서 플렉시블 커플링을 사용한다면 진동을 충분히 감쇠시킬 수 있음을 알 수 있다.

이 후의 실험에서는 플렉시블 커플링을 사용하여 베어링 결함, 기어치형 파손, 회전체의 불평형 등의 실험을 수행하였다.

3.3 베어링 결함에 의한 진동

Fig. 6은 베어링의 구조를 나타내고, Table 1은 실험에 사용된 베어링의 중요치수이다(D: pitch diameter of bearing, d: diameter of ball, r1: radius of inner cage, r2: radius of outer cage, α: contact angle).

베어링에 결함이 발생한 경우 볼(ball)이 결함 부위를 통과함에 따라 주기적인 충격진동을 발생하며, 그 주기는 베어링의 결함발생 유형(외륜, 내륜, 볼 등)에 따라 다르므로 결함에 의한 충격진동주파수를 검출하여 결함발생 유형을 추정할 수 있다.

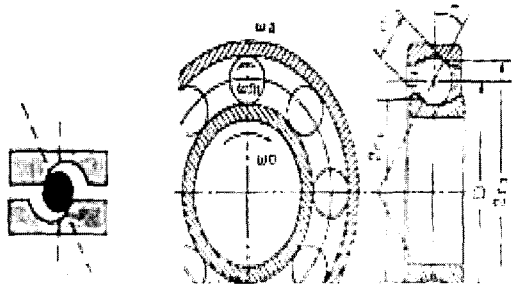
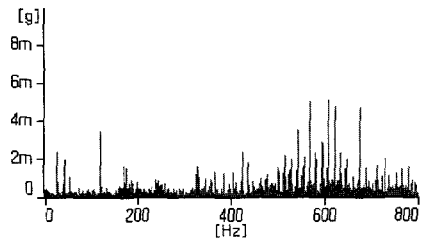
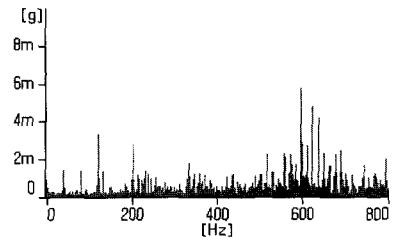


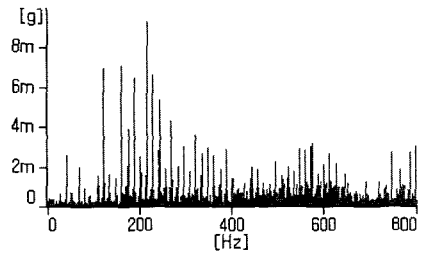
Fig. 6 Structure of ball bearing



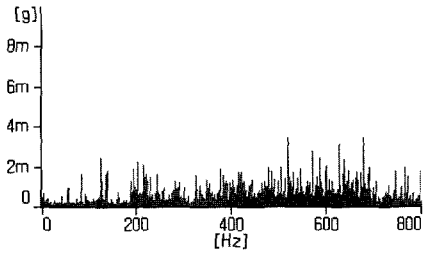
(a) Steel coupling



(b) Rubber coupling



(c) Gear coupling



(d) Flexible coupling

Fig. 5 Effects of shaft coupling

Table 1 Specifications of ball bearing

Dimension	Symbol	Size
Ball diameter	d	7.145 mm
Bearing pitch diameter	D	28.52 mm
Contact angle	α	0
Number of balls	Z	8

3.3.1 외륜 결함

베어링 외륜에 결함이 있는 경우, 정지상태로 있는 외륜표면 상의 점과 회전하고 있는 볼이 서로 접촉함으로써 발생되는 진동의 외륜 결함 주파수(f_{Outer})는 식 (1)로 나타낸다.

$$f_{Outer} = \frac{Z}{2} f(1 - \frac{d}{D}\cos\alpha) \quad (1)$$

식 (1)에서 볼 케이지 결함시 발생되는 기본 train 주파수는 f_{Outer}/Z가 되며, 베어링 외륜의 굴곡이나 홈에 의해 발생하는 결함주파수는 nf_{Outer}가 된다(n=정수). 본 실험에 사용된 베어링의 외륜결함 주파수는 40 Hz이다.

Fig. 7은 베어링의 외륜 결함에 의한 진동 신호이고, Table 2에 정상 베어링과 비교한 결과를 정리하였다. 40 Hz 간격으로 피크가 생기고, 특히 x7(286 Hz)에서 정상 베어링에선 나타나지 않던 결함주파수가 두드러지게 나타나고 있다.

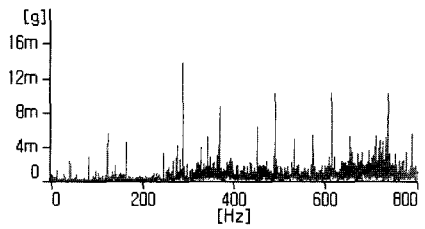


Fig. 7 Frequency characteristics of a defected bearing on outer race

Table 2 Peak values between a normal bearing and a defected bearing on outer race

		×1	×3	×7
Theory	Hz	40.0	120.0	280.0
Normal	Hz	40.8	122.0	-
	Peak(10^{-3}g)	2.8	2.0	-
Defect	Hz	40.8	122.5	286.0
	Peak(10^{-3}g)	2.4	5.4	13.8

3.3.2 내륜 결함

내륜 결함으로 인하여 회전상태의 내륜 표면 점과 볼의 접촉주파수(f_{Inner})는 식 (2)로 나타낸다.

$$f_{Inner} = \frac{Z}{2} f(1 + \frac{d}{D}\cos\alpha) \quad (2)$$

Fig. 8과 Table 3은 볼 베어링의 내륜결함에 의한 진동 신호을 나타낸다. 정상상태에선 나타나지 않던 결함신호가 x2, x4, x6처럼 고주파신호에서 두드러지게 나타남을 알 수 있고, 그 주의에 여러 개의 변조된 신호가 나타났다. 본 실험에 사용된 베어링의 내륜결함 주파수는 66.7 Hz이다.

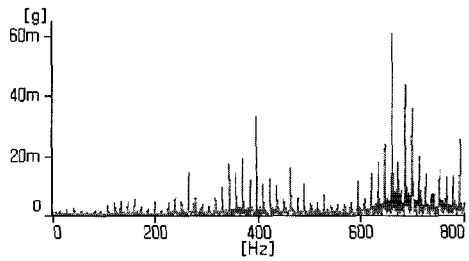


Fig. 8 Frequency characteristics of a defected bearing on inner race

Table 3 Peak values of a normal bearing and a defected bearing on inner race

		×2	×4	×6
Theory	Hz	113.4	226.8	400.1
Normal	Hz	-	246.3	386.0
	Peak(10^{-3}g)	-	1.2	1.3
Defect	Hz	-	266.7	395.5
	Peak(10^{-3}g)	-	14.5	32.9

3.3.3 베어링 볼 결함

베어링 볼의 마모 또는 파손에 의해 변형이 생겼을 때 발생하는 결함이다.

볼 결함 주파수(f_{Ball})는 식 (3)으로 나타낸다.[9]

$$f_{Ball} = \frac{D}{d} f\{1 - (\frac{d}{D}\cos\alpha)^2\} \quad (3)$$

베어링 볼 결함에 의한 발생되는 진동의 이론주파수는 식 (3)에 의해 계산된 49.8 Hz이다.

Fig. 9에서 보듯이 800 Hz 이하의 영역에서의 진

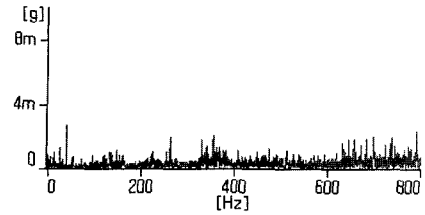


Fig. 9 Frequency characteristics of a defected bearing on balls

동신호는 정상 베어링에서의 진동신호와 비슷하게 나타났으나 실험시 큰 소음레벨이 발생하였다. 800 Hz 이상의 소음레벨은 연구범위로 삼지 않았으므로 확인하지 않았으나, 베어링 볼 결함에 대한 진단은 800 Hz 이상 영역의 진동실험이나 소음측정으로 진단해야 될 것이다.

3.4 기어 치형 파손 결함

기어가 회전할 때 이가 맞물리면서 진동이 발생한다. 이의 맞물림이 변화할 때마다 맞물려 있는 이의 합성 스프링 정수가 변화하며 충격성이 있는 진동이 발생한다.

충격파형의 반복 주파수는 식 (4)와 같이 표시된다.[10]

$$f_z = Z f \quad (Hz) \tag{4}$$

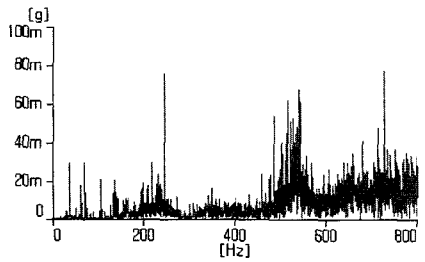


Fig. 10 Frequency characteristics of a defected gear

Table 4 Peak values of a normal gear and a defected gear

		×1	×2	×3
Theory	Hz	240.0	480.0	720.0
Normal	Hz	243.0	486.0	728.0
	Peak(10^{-3}g)	3.2	1.7	1.6
Defect	Hz	242.0	484.0	726.0
	Peak(10^{-3}g)	75.1	53.2	76.2

Fig. 10과 Table 4는 토크를 제어하기 위한 기어박스의 베벨기어 치형이 하나 파손되었을 때의 진동신호를 보여준다. x1, x2, x3에서 큰 피크가 있음을 보여주고 있다.

3.5 회전체의 불평형

회전기계의 이상진동 중에 발생빈도가 가장 많은 것이 편심 질량에 의한 불평형에서 기인되는 진동이다. 불평형의 원인으로서는 재질면을 포함한 회전체의 편심, 이물질 부착, 베어링의 편심 등이 있다. 불평형에 기인된 진동은 원심력의 작용에 의해 회전에 동기인 정현파적인 진동으로 되는 것이 특징이다. 회전기계의 회전수 N(rpm)를 시간으로 나누어 주면 다음의 식 (5)처럼 나타낼 수 있다.[11]

$$f = \frac{N}{60} \quad (Hz) \tag{5}$$

Fig. 11은 회전체에 중심에서 반경 0.070 m 떨어진 위치에 0.042 kg의 질량을 부착하였을 때 나타나는 신호로 회전주파수인 13.3 Hz와 그의 하모닉 성분으로 나타나고 있음을 알 수 있다. Table 5에서 보듯이 정상상태와 비교하여 쉽게 결함진단을 할 수 있다.

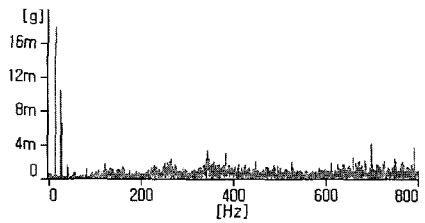


Fig. 11 Frequency characteristics due to unbalancing

Table 5 Peak values of unbalancing shaft

		×1	×2	×3
Theory	Hz	13.3	26.6	40.0
Normal	Hz	13.3	26.6	40.5
	Peak(10^{-3}g)	1.3	1.4	2.8
Defect	Hz	13.25	26.6	40.7
	Peak(10^{-3}g)	17.7	10.3	1.7

3.6 복합 결함 신호

Fig. 12는 기계시스템에서 각각의 결함을 가진 부

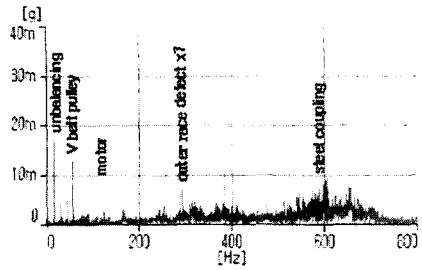


Fig. 12 Frequency characteristics of a defected simulator

품을 모두 조립한 후 가동한 상태에서 측정한 신호이다. 앞에서 실험한 결함신호를 바탕으로 신호를 분석한 결과, 각각의 결함신호의주파수 대역이 구별되므로 복합적인 결함신호일지라도 결함 원인을 쉽게 판별할 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

기계의 결함진단을 위한 데이터를 수집하기 위해서 동력전달 과정에 있는 요소들의 분석이 중요하다. 이를 위해 인위적인 결함을 제작하여 실험하고 분석하였다.

축정렬이 어긋나 있을 때 유연한 이음체를 이용한다면 진동감쇠에 도움이 될 것이다. 대부분의 회전축은 베어링으로 지지하게 되어있는데, 내륜과 외륜의 결함신호는 피크치는 뚜렷하게 나타났다. 하지만 볼결함 신호는 저주파 영역의 진동으로는 측정되지 아니하며, 심한 소음을 발생하므로 소음측정으로 결함진단해야 할 것이다. 기어치형의 결함은 기어잇수에 비례한 진동이 유발되므로 쉽게 판단할 수 있었다. 본 연구실험을 통하여 기계결함 시뮬레이터의 유용성을 확인할 수 있어 앞으로의 기계 결함 진단에 많은 활용을 할 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 교육인적자원부가 주관하는 경상대학교 BK21사업단과 경상대학교 항공기부품기술연구센터(ReCAPT)의 후원으로 수행되었으며, 이에 감사드린다.

References

1) J. B. Chai, "A Defect Diagnosis of Machinery Condition," KSNVE, Vol.6, No.4, pp.387-393, 1996.
2) N. J. Nam and W. T. Kwon, "Dectection Monitoring and Diagnosis for Machines," KSPE, Vol.11, No.2, pp.5-6, 1994.
3) Y. S. Jung, J. N. Woang and K. S. Kim, "Defect Identification through Frequency Analysis of Vibration -In Case of Rotary Machine," KSPE, Vol.12, No.11, pp.82-90,1995.
4) M. S. Park, "Machinery Condition Monitoring Using Vibration Signals," Thesis for Master's Degree, GSNU, 1997.
5) S. H. Jung and Y. P. Park, "A Study on Fault Detection of Ball Bearing Using Vibration Signal," KSME, Vol.9, No.12, pp.3260-3269, 1995.
6) J. H. Yoon, S. G. Kim, J. H. Kim, J. H. Yu and J. M. Lee, "A Study on the Automatic Diagnosis System of Ball Bearings for Rotating Machinery," KSME, Vol.16, No.8, pp.1787-1798, 1995.
7) B. S. Yang, W. K. Jang, D. S. Lim and H. J. Kim, "Development of Vibration Diagnosis System for Rotating Machine," KSNVE, Vol.6 No.3, pp.323-332, 1996.
8) J. E. Oh and J. C. Lee, "A Study on the Fault Diagnosis of Diagnosis of Rotating Machinery Using Neural Network With Bispectrum," Transactions of KSAE, Vol.3, No.6, pp.262-273, 1995.
9) Victor, Work, Machinery Vibration:Measurement and Analysis, McGraw-hill, Inc. pp.125-234, 1991.
10) B. H. Choi, Fault Detection of Bearings Using Signal Analysis, HRDKOREA, pp.79-89, 1992.
11) B. H. Choi, Machinery Diagnosis, HRD KOREA, pp.76-79, 1994.
12) User Operating Manual for Machinery Fault Simulator^{TM} Ver.2.0, Spectra Quest Inc.