

## 머시닝센터 주축 고장예측에 관한 연구

이태홍<sup>\*,#</sup>

<sup>\*</sup>오산대학교 기계과

### A Study on Diagnosis and Prognosis for Machining Center Main Spindle Unit

Tae-Hong Lee<sup>\*,#</sup>

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Osan University  
(Received 31 May 2016; accepted 30 June 2016)

#### ABSTRACT

Main Spindle System has effect on performance of machine tools and working quality as well as is required of high reliability. Especially, it takes great importance in producing automobiles which includes a large number of working processes. However, main spindle unit in Machine tools are often cases where damage occurs do not meet the design life due to driving in harsh environments. This is when excessive maintenance and repair of machine tools or for damage stability has resulted in huge economic losses. Therefore, this studying propose a method of accelerated life test for diagnosing and prognosis the state of life assessment main spindle system.

Time status monitoring of diagnostic data - through the analysis of the frequency band signals were carried out inside the main spindle bearing condition monitoring and fault diagnosis.

**Key Words :** Main Spindle System(주축시스템), Diagnosis and Prognosis(진단 및 예측), Accelerated Life Test(가속수명시험), Accelerated Factor(가속 계수), Condition Monitoring(상태 감시)

#### 1. 서 론

공작기계는 제조업에서 필요로 하는 "기계를 만드는 기계" 기계부품 가공기로 널리 알려져 있다. 특히, 자동차, 항공, IT산업에서 공작기계의 중요성은 부품 생산성과 품질에 많은 영향을 준다<sup>[10]</sup>. 공작기계는 불확실성이 포함된 열악한 환경에서 구동되기 때문에 설계수명<sup>[11]</sup>을 만족하지 못하고 파손되는 사례가 자주 발생 한다 따라서, 제조 부품 산업분야에서 내구성능 및 고품질의 우수한 공작기계의 요구가 커지고 내구 신뢰성 개념을 도

입한 설계와 평가의 중요성이 증대되고 있다<sup>[1]</sup>. M/C (Machining Center)공작기계는 주축시스템, 칩 켄베이어, 공구 매거진, 테이블 및 CNC 시스템과 같은 유닛으로 구성되어 있으며 각 유닛들이 서로 연계되어 공작기계 기능을 실현하므로 각 유닛들의 신뢰성이 전체 시스템의 내구 신뢰성을 결정하는 요소이다.<sup>[1],[2]</sup> 특히, M/C 공작기계에서 주축 시스템은 직접 절삭 가공이 이루어지는 주요 유닛이므로 M/C공작기계 성능에 매우 큰 영향을 미치고 높은 내구신뢰성이 요구 되는 것이 사실이다<sup>[2],[3]</sup>. 따라서 본 연구에서는 M/C공작기계 스피들 주요 고장 원인인 주요 부품으로 앵귤러 컨택트 볼베어링(Angular Contact Ball Bearing)을 선정하고 고장 메커니즘을 분석하였다. 고장을 일으키는 주

# Corresponding Author : leeth@osan.ac.kr  
Tel: +82-31-370-2653, Fax: +82-31-370-2659

된 메커니즘은 절삭가공 시 절삭하중에 의한 피로 파괴로 나타났다<sup>[2]</sup>. 따라서 가속 스트레스 조건으로 절삭하중(절삭력)을 설정하여 가속 수명 시험을 계획하였다. 시험을 통해 공작기계 스핀들에 대한 진동값 데이터베이스를 확보하고 이를 정량화하여 상태진단 알고리즘을 개발하여 주축 수명에측하는데 적용 가능성을 제시하고자 한다.

## 2. 가속수명시험

### 2.1 가속 수명 시험 개발

공작기계 스핀들 고장 메커니즘 분석 및 가속 수명 시험 기법을 개발하기 위해서는 고장 메커니즘에 따라 고장에 영향을 많이 미치는 물리량(진동, 온도, 외력)을 선정하고 이를 바탕으로 공작기계 상태 모니터링을 위한 센서 및 주요 인자를 선정하였다.

본 연구에서는 현대위아(주) BEDLESS VMC모델에 적용된 12,000rpm주축 대한 무고장 보증시험을 계획하여 진행하였으며, 이를 위하여 BEDLESS 모델에 적용할 하중조건을 계산하고 가속수명시간을 계산하여 시험을 진행하였다. 시험을 진행하면서 측정된 실시간 진동데이터는 상태진단 알고리즘에 활용하였다.

### 2.2 고장모드 및 고장 메커니즘 분석

공작기계 관련 문헌조사를 통하여 가장 빈번하게 발생하는 주요 고장 유닛과 고장모드 및 메커니즘을 분석하였다<sup>[2][4]</sup>. 필드에서 가장 많은 고장을 일으키는 부품은 축 하중 지지 베어링과 디스크스프링으로 나타났다. 베어링은 Sealing 문제로 인한 이물질 침입으로 일어나는 마모와 절삭과정에서 가해지는 하중으로 인한 피로파괴가 주된 고장 요인으로 나타났다. 디스크 스프링은 주축의 드로바(Draw Bar)에 쓰이는 부품으로 스프링력(Spring Force) 불량 또는 절삭유 침투에 의한 부식이 대부분이다. 따라서 본 연구에서는 디스크 스프링 신뢰성 시험은 차후 과제하고, 베어링부품에 대하여 가속 수명 시험을 계획하도록 하였다.

### 2.3 스트레스 수준 결정

본 연구에서는 고가의 공작기계 주축 한 개의 시료가 준비된 관계로 단일가속스트레스에서 한 개의 수준으로 시험을 진행하도록 하였다. 시료 수 제한으로 인한 영향을 최소화하기 위해서 필드에서의 작동 프로파일을 참고<sup>[2][4]</sup>하여 실사용 하중 조건의 평균하중, 평균 회전수를 도출하였다. 다양한 사용조건을 평균하중 계산식을 통하여 하나의 하중조건으로 계산하고 이를 하나의 하중으로 인가하였다. 하중 F, 회전속도 N, 작동시간 t에 대하여 평균하중( $F_m$ )과 평균 분당 회전수( $N_m$ )은 다음의 식 (1) 과 식(2)를 이용하여 부과 하중의 평균을 구할 수 있다<sup>[5]</sup>.

$$F_m = \sqrt{\frac{F_1^p N_1 t_1 + F_2^p N_2 t_2 + \dots + F_n^p N_n t_n}{N_1 t_1 + N_2 t_2 + \dots + N_n t_n}} \quad (1)$$

$$N_m = \frac{N_1 t_1 + N_2 t_2 + \dots + N_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \quad (2)$$

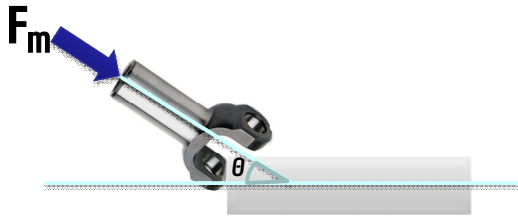
여기서, 불 베어링 경우 p=3이다.

앞서 논한 평균하중을 구하기 위해서 실제 환경과 유사한 작동조건에서의 하중 값을 알아야 한다. 하지만 공작기계 기종이 바뀔때 따라서 주요 사용조건이 변화하고 이에 따른 절삭조건을 매번 측정하는 것은 어려움이 따른다.

따라서, 미국 Third Wave에서 개발한 절삭가공 상용 소프트웨어인 AdvantEdge7.1을 이용하여 주요 공정과정에 대한 절삭력을 얻고 이에 대한 평균하중을 계산하였다. 시뮬레이션 가공 조건 및 공구 직경은 Table 1과 같다. 가공 조건은 현대위아 CNC 머신 F550 모델로 자동차 Head Cylinder 가공과정의 주요 공정의 한 부분을 대상으로 하였다. Table 2는 시뮬레이션을 이용한 평균 절삭력 값이다. 가속수명 시험을 위한 평균 하중과 회전수는 식(1), 식(2)에 대입하여 평균하중( $F_m$ ) 462.6N, 평균 회전수( $N_m$ ) 9,881rpm으로 계산되었다. 또한 Fig. 1은 주축 시험장치 하중 부과 방법으로 1 개의 축으로 인가됨에 따라 축방향, 반경방향의 분력을 고려하여 하중인가 각도  $\theta$ 는 13.8

**Table 1 Cutting Conditions for Cutting forces**

Machining Type	Process	rpm	Feed Rate (mm/min)	Feed per tooth (mm/tooth)	D.O.C (mm)	Cutting Speed (m/min)	Tool Dia. (mm)
Face Milling	Rough	6500	150	0.05	1,2,3	510	25
	Finish	10,000	150	0.05	0.2	785	25
End-Mill	Rough	9,500	1000	0.053	1,2,3,	596	6
	Finish	10,000	500	0.025	0.2	628	6
Drilling	-	6500	1000	0.16	-	300	14



**Fig. 1 The method of load Device for main spindle**



**Fig. 2 Load Device for Main Spindle**

도로 계산 되었다. Fig.2는 주축 시험 장치로써 주축을 고정해주는 지그, 절삭력을 모사할 수 있는 하중부와 장치 및 Bench치로 구성 되어있다<sup>[9]</sup>. 하중부와 장치 앞쪽에는 주축의 회전 속도와 힘을 지지해주는 2쌍의 베어링으로 구성되어 있으며, 베어링은 FAG사의 B7005-C-T-P45로써 동적 하중이 14.6kN이며, Oil급유 방식일 경우 50,000rpm까지 가능한 주축전용 Steel Ball 베어링을 채택 하였다.

**Table 2 The result of cutting forces**

Machining Type	Process	Radial Force(N)	Axial Force(N)
Face Milling	Rough	150	95
	Finish	35	10
End-Mill	Rough	108	33
	Finish	4	1
Drilling	-	16	164
Tapping	-	4	45

#### 2.4 무 고장 보증 시험을 위한 가속계수

가속 수명 시험을 위한 시험시간 및 가속계수를 계산하기 위하여 고장 시간 분포는 Weibull 분포를 따른다고 가정하였다<sup>[6]</sup>. 이때  $n$ 개의 시료에서 고장이 발생하지 않는다고 할 때, 신뢰수준 CL (%)로 보증수명을 검증하기 위한 시험시간은 식 (3)과 같다.

$$t_n = t_p \cdot \left[ \frac{\ln(1-CL)}{n \cdot \ln(1-p)} \right]^{\frac{1}{\beta}} \quad (3)$$

여기서,  $t_n$  = 무고장 수명시간,  $p$ =불 신뢰도 (0.1),  $t_p$  =보증 수명 시간,  $\beta$ =형상모수 (1.3)  $CL$  = 신뢰 수준 (70%),  $n$ =시료수 (1) 이다. 보증 수명을 만족시키기 위한 무 고장 수명시간과 목표 가속 시험 시간( $t_a$ )를 이용하여 가속계수(AF)를 산출하

고 가속 시험에 사용 될 하중을 계산한다<sup>[2][5]</sup>. 가속계수(AF)는 식(4)와 같으며, 가속계수 값은 Table 3과 같다.

$$AF = t_d / t_n = \left( \frac{L_t}{L_f} \right) = \left( \frac{C_t / P_t}{C_f / P_f} \right)^p = \left( \frac{P_f}{P_t} \right)^p \quad (4)$$

$$P_f = P_t \left( \frac{1}{AF} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (5)$$

식(4)에서 베어링 수명  $L_t = (동\ 정격하중 C_t / 동\ 등가하중 P)^p$ 이며, 여기서  $p = ball\ bearing\ 3, Roller\ Bearing\ 10/3$ 이다. 식 (3)-(5)를 통하여 BEDLESS 주축의 무 고장 시험을 위한 가속계수(Acceleration Factor) 및 시험시간을 계산하면 Table 3과 같다.

### 3. 시험결과 및 고찰

#### 3.1 주축 시험 및 데이터 추출

2절에서 구한 시험조건으로 BEDLESS 주축에 대하여 데이터 취득을 위한 보증시험을 진행하였다. BEDLESS 주축 카트리지가 외부에 수평방향, 수직방향 두 개의 가속도계를 부착하여 데이터를 취득하였다. 데이터는 Fig.3과 같이 LabVIEW를 통하여 취득하였으며, 25.6kHz로 매 시간마다 2분간의 데이터를 저장하였다. Fig.3을 이용하여 취득한 데이터는 다음에서 논의될 상태진단에 활용되었다.

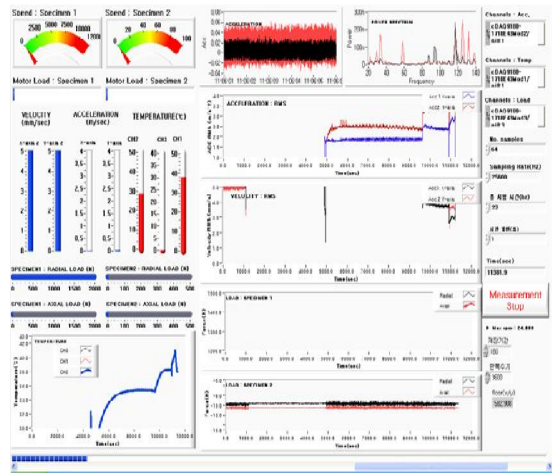


Fig. 3 Acquisition of data through the Labview

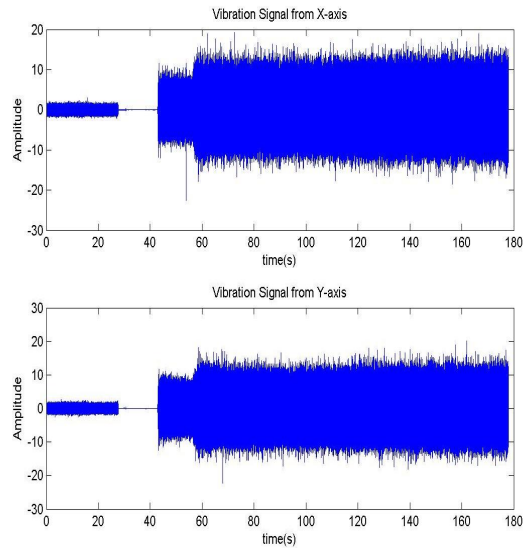


Fig. 4 Vibration data for MCT Main Spindle

Table 3 Failure Assurance Test Accelerator Factor for Main Spindle

2 year warranty	No-fail test	Acceleration Factor	Acceleration Test	Before Acceleration Load	Acceleration Load
8,900 Hour	57,968 Hour	27.7	2,092 Hour	463N	1,400N

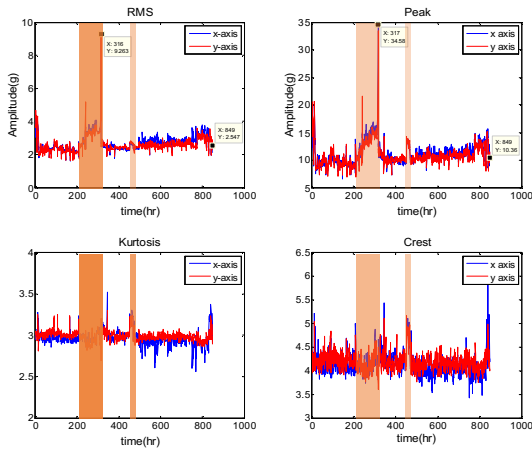


Fig.5 Analysis of the results of MCT Spindle in the time domain

### 3.2 DATA 처리 분석

가속시험을 통한 보증 시험에서의 실시간 상태 모니터링 데이터를 통해서 시험 진행 도중의 스핀들의 상태진단을 시행하였다. Fig. 4에서와 같이 초기에 스핀들 구동을 위한 정지 구간 (0~25초), 정지 구간 (25~43초), 가속구간 (40초), 구동 구간 (55초~)에 따라 진폭이 다르게 나타나는 것을 볼 수 있다. 데이터 처리를 위해 매 시 측정된 데이터에서 구동된 구간에서 3초간의 데이터를 추출하여 이용하였다.

### 3.3 시간영역 분석 결과

시간 영역에 대하여 데이터 처리<sup>[7][9]</sup>한 결과는 Fig.5에서와 같이 보증수명 시험을 진행한 구간 동안 고장이 일어나지 않은 것으로 판단된다. x=200~316 구간과 x=450~475 구간 동안 RMS 및 Peak 값이 증가하는 양상은 하중인가장치의 베어링이 파손이 되어 진동이 유입된 것으로 주파수 분석 결과 확인 되었다(Fig. 5음영 부분). 이후 하중인가장치의 베어링 교체 후 신호가 다시 정상범위로 돌아온 것을 볼 수 있다. 데이터 후반부 (x=800 이후)에서도 전체적으로 신호가 증가하는 양상을 띠게 되는데 주축의 열화가 진행되는 것보

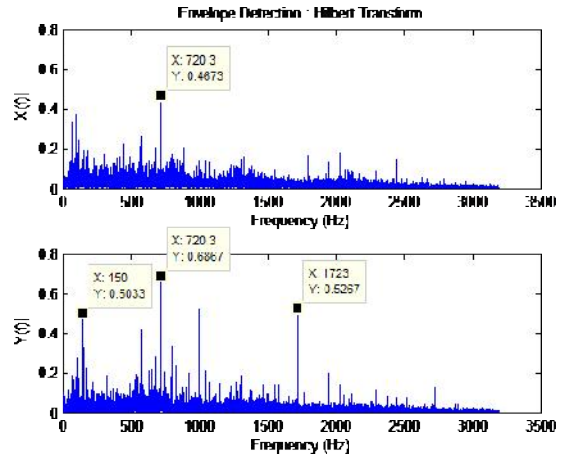


Fig. 6 Envelop treated bearing signal

다는 하중인가장치의 베어링의 열화로 인한 효과로 생각된다. 하중인가장치의 열화로 인한 결과로 판단한 까닭은 다음절에서 서술할 주파수 영역 분석 결과에 따른 것이다. Kurtosis 값의 경우에도 하중인가장치의 열화가 진행됨에 따라 같이 값이 증가한 양상을 보이지만 베어링 교체 이후의 구간에서 정상상태를 유지함에 따라 3의 값을 보인다. Crest factor 역시 Kurtosis 값과 유사한 경향성을 보인다.

### 3.4 주파수영역 분석 결과

주파수 영역에서의 분석<sup>[8][9]</sup>을 위해서 MCT 주축에 장착된 베어링의 특성 주파수를 계산하고 Envelope 처리한 베어링 신호와 비교하여 고장의 유무를 판단하였다. 시험에 사용한 모델에 쓰인 베어링은 NSK사의 70BNR10HT 제품으로 내경 70mm, 외경 110mm, 접촉각 18°이다. 베어링 특성 주파수는 Table4에 계산하였다. 신호분석을 위한 Envelope 과정에 Bandpass 필터는 Butterworth 필터를 사용하였으면 차수는 5, 주파수범위는 50~5000Hz로 설정하였다. 먼저 고장이 의심되는 x=200~316 구간에서 Envelope 처리 하여 신호를 분석한 결과, Fig.6에서와 같이 몇 개의 주파수에서 신호가 검출

**Table 4 Calculation of the characteristic frequency of MCT Spindle front bearing**

rpm=9,000 PD=88.7 d=9.3	
Z=25, $\alpha=18^\circ$	
FTF	67.52 Hz
BSF	708.21 Hz
BPFO	1688.03 Hz
BPFI	2061.97 Hz

되었다. 150 Hz의 경우는 주축의 회전속도에 의한 회전 주파수(9000 rpm/ 60s = 150Hz)이다. 720Hz의 경우 BSF (Ball Spin Frequency)로 추정할 수 있으나, 하중인가장치 베어링의 외륜(Outer Race)에서 발생한 BPFO (Ball Pass Frequency Outer race)로 유추되어진다.

#### 4. 결 론

본 연구는 공작기계 스피ن들의 신뢰도 향상을 위하여 가속수명시험을 통한 무고장 보증 시험 정립하고, 시험 중 실시간으로 모니터링 되는 데이터를 상태진단 알고리즘을 통하여 분석하였다. 시험기종은 현대위아의 12,000rpm MCT주축을 사용하였다. 핵심 고장부품으로 선정된 베어링에 대하여 가속조건을 하중으로 설정하고 시험을 진행하였다. 보증수명 8900시간을 만족하기 위해서 가속 계수 27.7의 값으로 시험을 계획한 결과 가속시험 시간은 총 2092.2시간(=87.2일)으로 약 3달간의 시험을 계획하여 진행하였다. 가속도계를 통하여 측정된 진동데이터를 시간 영역, 주파수 영역에서 분석을 시행한 결과 무 고장 보증 시험 구간에서는 고장이 나타나지 않은 것으로 판단된다.

향후 계획으로는 무 고장 보증 시험 이후 Run-to-failure 시험을 통하여 시스템의 열화 정보를 얻는 것을 제안하며, 현재 예산 및 시간적인 제약으로 1기씩 시험하고 있는 시료의 수도 최소 2기 이상 시험 한다면 보다 양질의 결과를 얻을 수 있을 것이라고 기대된다. 또한 공작기계 주축 보다 테스트 벤치의 열화가 더 빨리 진행되는 오

류가 있었으므로 향후 이 문제에 대하여 많은 연구가 필요하다.

#### REFERENCES

1. Lee, S. H. and Kim, J. S., "The Failure Mode Analysis of Machine Tools using Performance Test,": Proceeding of KSPE 2002 Spring Conference, pp. 90~93, 2002.
2. Lee, T. H., "A Study on the Failure and Life Assessment of High Speed Spindle" Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 31, No. 1, pp. 67~73, 2014.
3. Shin H. R. and Hong W. P., "Reliability Prediction for Machining Center Spindle", Proceeding of KSME 2010 Spring Conference, pp. 25~26, 2010.
4. Hyundai WIA Corp. Performance Evaluation Standards for Machining Center Ver.4.0, 2006.
5. NSK Ltd, Rolling Bearings, Motion & Control, pp. A29~A30. 2005.
6. Weibull Database, Barringer & Associates, Inc., <http://www.barringer1.com/> (accessed 1 Aug. 2016)
7. Zhou, W., Habetler, T. G., and Harley, R. G., "Bearing condition monitoring methods for electric machines: A general review." Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives, 2007. SDEMPED 2007. IEEE International Symposium on. IEEE, 2007.
8. Randall, R. B., and Antoni, J., "Rolling element bearing diagnostics-A tutorial." Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 25, No. 2 pp. 485-520, 2011
9. Hyundai WIA-Seoul National University-Industry Cooperation Agency "Diagnosis and Prognosis Machine-tool Spindle Unit", University-Industry Report, 2014
10. Park, D. K and Cho, Y. T et al "Optimal Design Techniques of the Ultra Precision Cutting

Unit through using Optimized Bearing positioning and Latest Lubrication Systems" J. of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol.13 No.6, pp.15~22, 2014.

11. Choi, J.W. "Development of a Tool for Automation of Analysis of a Spindle System of Machine Tools", J. of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol.14 No.2, pp.121~126, 2015.