

## 고속 회전형 공구헤드의 설계 및 성능시험

김인환\*, 구자함#, 허남수\*\*

(#,\*,\*\* 경남과학기술대학교 기계공학과)

### Design and Performance Test of High-speed Swivel Tool Head

In-Hwan Kim\*, Ja-Ham Koo<sup>#</sup>, Nam-Soo Hur<sup>\*\*</sup>

(Received 10 June 2014; received in revised form 17 July 2014; accepted 20 August 2014)

#### ABSTRACT

At present, a high-speed swivel tool head of a small size is required to improve the productivity of CNC automatic lathes. Hence, there is growing interest in shorter machining times with higher cutting speeds. However, an increase in the rotation speed of a swivel tool head also has adverse effects, such as vibration and noise caused by the swivel tool head system. In this work, the fatigue life and contact pressure of a swivel tool head bearing system driven by gears were calculated. Based on the calculated results, a prototype swivel tool head was manufactured and its static and dynamic characteristics, i.e., the vibration, noise and precision, were measured using a reliability testing device which allows the application of cutting force to the end of the swivel tool head.

Key Words : Swivel tool head(회전 공구대), Fatigue life(피로수명), Maximum contact stress(최대접촉응력)

#### 1. 서 론

최근, 공작기계의 개발 경향이 고생산성과 고정밀도를 추구하게 됨에 따라 공작기계와 절삭공구의 고속·고정밀화에 대한 연구의 필요성이 대두되고 있다. 또한, 정밀 소형 부품을 가공하는 CNC 자동선반은 기존의 선삭가공만으로는 복잡

한 형상의 부품을 가공하는 것이 어렵기 때문에 크로스 드릴 같은 경사방향 가공의 필요성이 절실하다.

따라서, CNC 자동선반의 가공기능을 보조하고, 다양한 절삭공구를 부착할 수 있는 회전형 공구헤드 시스템의 개발이 필요하며, 생산성을 향상시키기 위한 회전형 공구헤드의 소형, 고속화 개발이 필요하다.

국내 자동선반에 사용하는 기존의 공구헤드는 고정형 터렛(turret)방식으로서, 축의 회전수가 5,000~6,000 rpm, 폭의 크기가 60~70 mm이다. 그러나 생산성 향상을 위해 설계되어야 할 회전공구헤드는 축의 회전수가 10,000 rpm, 폭의 크기가 30~40 mm 정도 요구하게 되므로 기존의 경우보다 극한상태에서 구동을 하게 된다. 소형·고속

\* Dept. of Mechanical Eng., Kyungnam National Univ. of Science and Technology

# Corresponding Author : Dept. of Mechanical Eng.,  
Kyungnam National Univ. of Science and Technology  
E-mail : winapi@gntech.ac.kr

\*\* Dept. of Mechanical Eng., Kyungnam National Univ. of Science and Technology

회전형 공구헤드를 설계하기 위해서는 이에 적합한 베어링의 선정이 매우 중요하지만, 최근까지 회전형 공구헤드에서의 베어링에 대한 연구는 부족한 실정이다. 공구헤드의 수명을 베어링의 수명과 동일하다고 본다면 베어링에 대한 해석과 설계에 대한 체계적인 연구방법이 이루어져야만 한다.

지금까지 기어와 베어링에 관한 실험적 방법 또는 해석적인 방법에 의한 연구는 많이 이루어졌다. 스파이럴 베벨기어에 관해서는 축과 베어링을 함께 모델링하여 토크에 의해 발생하는 기어의 전달력과 베어링 반력을 구하여 수명을 해석한 연구가 있으며, 이를 3축 기어 동력전달장치에 적용한 연구가 있다<sup>[1-2]</sup>. 베어링에 관한 연구로는 공작기계 스피indle에 사용하는 베어링의 수명예측<sup>[3-5]</sup>, 축-베어링 시스템의 유연성을 고려한 베어링의 수명예측<sup>[6]</sup>, 모멘트를 고려한 축-베어링 시스템의 수명예측<sup>[7]</sup>, 공구툴 베어링시스템의 수명을 예측한 것 등이 있다<sup>[8]</sup>.

본 연구에서는 CNC 자동선반용 소형·고속 회전형 공구헤드의 수명이 10년 이상 될 수 있도록 하기 위하여, 공구헤드의 베어링에 대한 접촉응력 해석과 수명해석을 수행하여 설계조건에 적합한 베어링을 설계하고, 회전형 공구헤드의 신뢰성을 시험하기 위한 실험장치를 제작하여 개발한 회전형 공구헤드의 소음 및 정밀도를 측정하였다.

## 2. 공구헤드의 구조 및 베어링 해석

CNC 자동선반용 회전형 공구헤드의 구조를 기어, 베어링과 축으로 단순화하면 모터로부터 수직축의 스파이럴 베벨기어와 수평축의 스파기어를 통하여 모듈러 축에 동력이 전달되고, 모듈러축의 양 끝단에는 엔드밀(end mill)이나 드릴(drill) 같은 절삭공구가 부착된다.

회전형 공구헤드의 모터는 수직축(vertical shaft)의 끝단에 연결되고, 수직축은 2개의 베어링으로 지지되고 있으며, 스파이럴 베벨기어를 통하여 모터의 동력을 수평축으로 전달하게 되므로, Fig. 1과 같이 나타낼 수 있다.

수평축은 2개의 베어링으로 지지되고 있으며,

베어링의 사이에 위치한 스파기어를 통하여 모듈러 축으로 동력을 전달한다. 모듈러 축은 2개의 베어링으로 지지되며, 양 쪽 끝단에 절삭공구를 부착할 수 있는 툴홀더(tool holder)가 설치되어 있으므로, 소재를 가공 할 경우 발생하는 절삭력이 모듈러 축에 하중으로 작용하게 된다. 공구 헤드에 적용된 기어와 베어링의 사양은 각각 Table 1과 Table 2에 나타내었다.

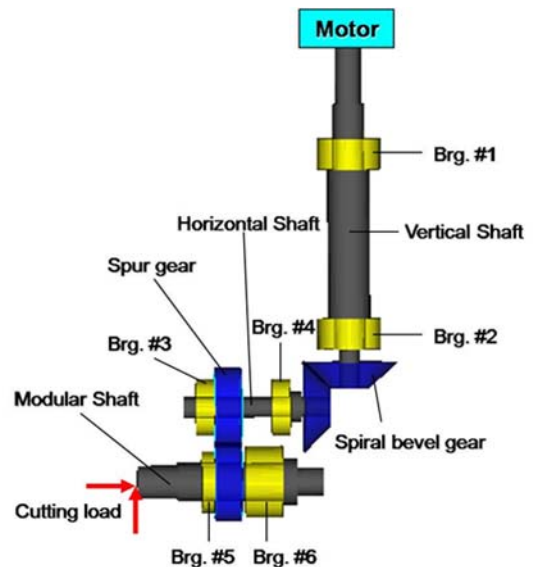


Fig. 1 Schematic diagram of swivel tool head

Table 1 Specifications of gears

	Spiral Bevel gear	Spur gear
Pitch diameter(mm)	20	29
Pressure angle(°)	20	20
Number of tooth	20	29
Module	1	1
Face width(mm)	4.5	-
Pitch cone angle(°)	45	-
Spiral angle(°)	35	-

**Table 2 Specifications of bearings**

No.	Vertical Shaft		Horizontal Shaft		Modular Shaft	
	1	2	3	4	5	6
Model (NSK)	7901C DB	7901C DB	607	7902C DB	6802	7902C DB

### 2.1 기어의 전달력과 분력

일반적인 스파이럴 베벨기어와 스퍼기어에 대한 전달력과 분력은 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다. 모터로부터 입력된 토크와 스파이럴 베벨기어의 기하학적 형상을 고려하여 전달력( $W_{bt}$ ), 반경방향 분력( $W_{br}$ ), 축방향 분력( $W_{ba}$ )을 구하는 식은 다음과 같다<sup>[1-2]</sup>.

$$r_{ave} = r - \frac{b}{2} \sin \gamma \quad (1)$$

$$V_{ave} = \frac{\pi \times 2 \times r_{ave} \times N}{1000 \times 60} \quad (2)$$

$$W_{bt} = \frac{1000 \times H}{V_{ave}} \quad (3)$$

$$W_{bt} = \frac{1000 \times H}{V_{ave}} \quad (4)$$

$$W_{br} = W_{bt} \tan \phi \cos \gamma \quad (5)$$

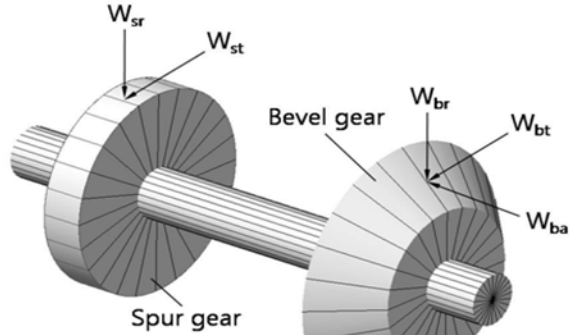
$$W_{ba} = W_{bt} \tan \phi \sin \gamma \quad (6)$$

여기서,  $r$ 은 피치원 직경,  $b$ 는 치폭,  $r_{ave}$ 는 축 중심에서 피치원까지의 거리를 나타내고,  $V_{ave}$ 는 피치원에서의 평균 피치라인 속도를 나타낸다.  $N$ 은 베벨기어의 분당 회전속도이고,  $H$ 는 구동 동력을 kW단위로 나타낸 것이며,  $\phi$ 와  $\gamma$ 는 Table 1에서 명시된 스파이럴 베벨기어의 압력각(Pressure angle)과 피치 콘 각(Pitch cone angle)이다.

스퍼기어에 의한 전달력( $W_{st}$ )과 반경방향 분력( $W_{sr}$ )은 다음과 같다.

$$W_{st} = \frac{1000 \times H}{V} \quad (7)$$

$$W_{sr} = W_{bt} \tan \phi$$



**Fig. 2 Transmitted forces and separating forces of spiral bevel gear and spur gear**

### 2.2 베어링의 최대 접촉응력 해석

ASNI/AGMA/AWEA 6006-A035에 따른 베어링의 최대 접촉 응력(Maximum contact stress) 해석 방법은 다음과 같다. 베어링 볼의 접촉점에서의 곡률 합계는 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sum \rho_{point} = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} \quad (8)$$

여기서,  $\rho_{11} = \frac{2}{D_W}$ ,  $\rho_{12} = -\rho_{22} \times S$ ,

$$\rho_{21} = \frac{2}{\frac{D_{pw}}{\cos \alpha_o} - D_W}, \rho_{22} = \frac{-2}{\frac{D_{pw}}{\cos \alpha_o} + D_W}$$

이다.

또,  $D_w$ 는 볼의 직경,  $S$ 는 베어링 볼과 내륜 접촉 시의 반지름 비,  $D_{pw}$ 는 베어링 볼들의 피치 직경,  $\alpha_o$ 는 베어링의 접촉각을 나타낸다. 이들 곡률로부터 접촉 압력식에 사용되는  $\mu$ 와  $\nu$ 를 구할 수 있다. 결과적으로 접촉압력( $p_o$ )은 식 (9)와 같다.

$$p_o = \frac{858}{\mu \nu} \sqrt[3]{Q(\sum \rho_{point})^2} \quad (9)$$

여기서, 최대 접촉력은 베어링의 사용조건에 따라 계산할 수 있다. 각 접촉 베어링에 축방향 하중이 작용하고, 배면조합의 경우에는 다음과 같이 최대 접촉력이 계산된다.

$$Q_{\max} = \frac{7.86 \times F_r}{2 \times Z \times \cos\alpha} \quad (10)$$

각 접촉 베어링에 축방향 하중이 없고, 배면조합의 경우에는 다음과 같이 최대접촉력이 되며,

$$Q_{\max} = \frac{4.37 \times F_r}{2 \times Z \times \cos\alpha} \quad (11)$$

레이디얼 베어링인 경우는 다음과 같다.

$$Q_{\max} = \frac{4.37 \times F_r}{2 \times \cos\alpha} \quad (12)$$

여기서, Z는 볼의 개수이고  $\alpha$ 는 접촉각이다.

### 3. 해석 및 측정시험 결과

#### 3.1 공구헤드의 신뢰성 시험장치 개발

본 연구에서 개발한 회전형 공구헤드의 신뢰성 시험장치는 Fig. 2와 Fig. 3과 같이 회전형 공구헤드의 축을 정방향 또는 역방향으로 회전시키면서 모듈러 축의 끝단에 축 방향과 반경 방향으로 하중을 가할 수 있으며, 자동선반의 CNC 제어부를 사용하여 실제 회전형 공구헤드의 가공 사이클과 같은 하중조건을 부여할 수 있도록 제작하였다.

축에 가해지는 하중은 에어실린더(air cylinder)를 이용하였으며, 하중의 크기는 정밀 레귤레이터(regulator)를 사용하여 공기압을 조절할 수 있도록 하였다. 또한, 에어실린더는 최고압력 5 kgf/cm<sup>2</sup>일 때 156 kgf의 하중을 가할 수 있는  $\varnothing 63$  mm 크기의 실린더를 사용하였다.



Fig. 2 Reliability test device for swivel tool head

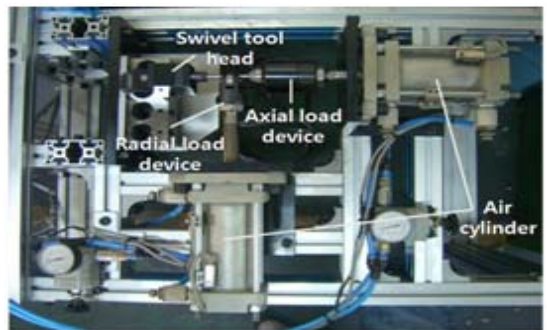


Fig. 3 Loading system of reliability test device

#### 3.2 베어링의 접촉응력과 수명 해석

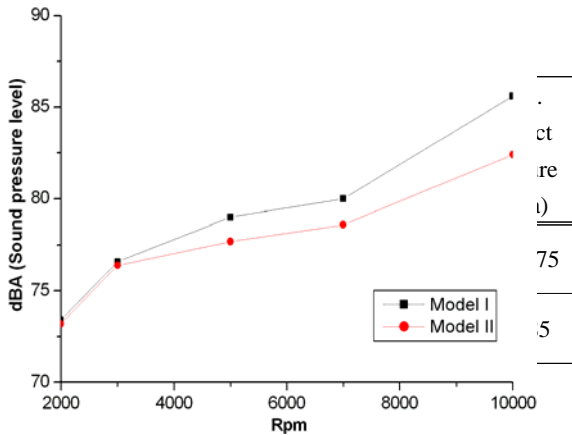
베어링의 최대접촉응력과 수명을 구명하기 위하여, 회전형 공구헤드의 스피어럴 베벨기어와 스피어기어에 작용하는 토크와 공구의 절삭력에 의하여 베어링에 가해지는 하중들을 해석한 결과는 Table 3과 같다.

ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03에서는 베어링 볼의 접촉응력이 1300 MPa 이하가 되어야 한다고 규정하고 있다<sup>9)</sup>. 그러나, Table 3의 해석 결과에서 5번 베어링의 최대접촉압력이 허용범위를 넘는 것으로 나타났다. 따라서, 5번 베어링의 설계가 적당하지 않다고 볼 수 있으며, 7902C DB로 교체하였을 때의 해석결과는 Table 4와 같다.

Table 3과 Table 4에서 보는 바와 같이, Model I의 5번 베어링에서는 1406.75 MPa의 접촉응력이 발생하였으나, Model II의 5번 베어링에서는 1133.75 MPa의 최대접촉응력이 발생하는 것으로

**Table 3 Bearing analysis results (Model I)**

Brg. No	Model	Radial load (N)	Axial load (N)	Life (hr)	Max. contact pressure (MPa)
1	7901C DB	46.02	-	296,793	564.29
2	7901C DB	280.53	58.49	7,137	1,254.01
3	607	47.35	-	403,590	968.14
4	7902C DB	371.70	58.49	10,306	1,219.58
5	6802	298.62	-	1,110	1,406.64
6	7902C DB	127.56	281.55	4,453	853.85



**Fig. 6 Sound pressure level of swivel tool head with radial load along the rotating speed**

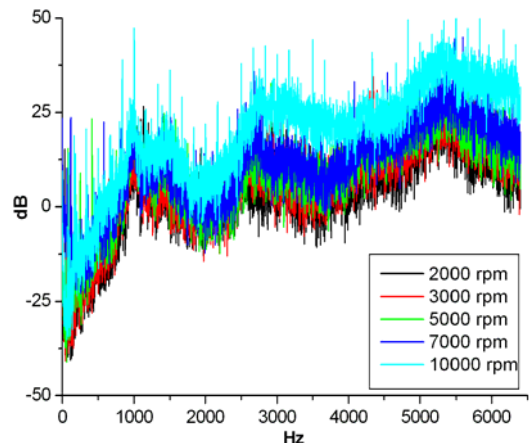
나타나 ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 규정을 만족하였다. 또한, 수명도 기존의 1110 시간에서 2715 시간으로 증가된 것을 알 수 있다.

### 3.3 소음 진동 측정시험

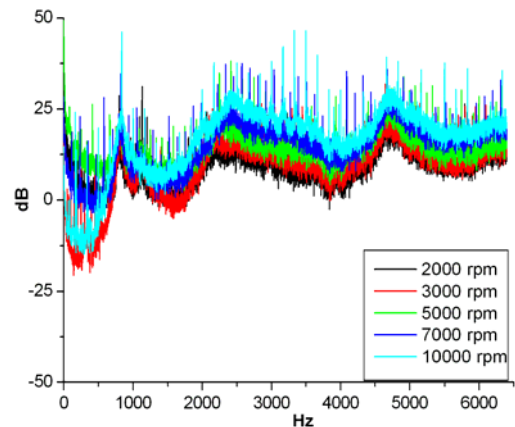
소음·진동 측정은 반경방향 하중이 가해진 상태에서 회전속도를 2,000rpm, 3,000rpm, 5,000rpm, 7,000rpm, 10,000rpm으로 단계적으로 상승시키며 시험하였다. 하중조건은 이론적 계산으로부터  $\varnothing 7$ 의 엔드밀과 드릴을 사용하였을 경우의 최대 절삭

력인 반경방향 하중 21 kgf, 축방향 하중 29 kgf를 적용하였다. 가속도 센서는 모듈러축 하우징의 상부 중앙에 부착하였으며, 회전형 공구헤드로부터 1m 떨어진 곳에 소음 측정센서를 설치하여 소음을 측정하였다.

Fig. 4는 반경방향 하중이 가해질 경우, 회전속도 변화에 따른 진동 레벨을 주파수 영역에서 나타낸 그래프이며, Fig. 5에서는 10,000 rpm에서의 Model I과 Model II의 진동 레벨을 비교하였다. Fig. 6에서는 Model I과 Model II의 회전속도에 따른 음압 레벨을 나타내었다. 전체적으로 회전속도



(a) Model I



(b) Model II

**Fig. 4 Acceleration level with radial load**

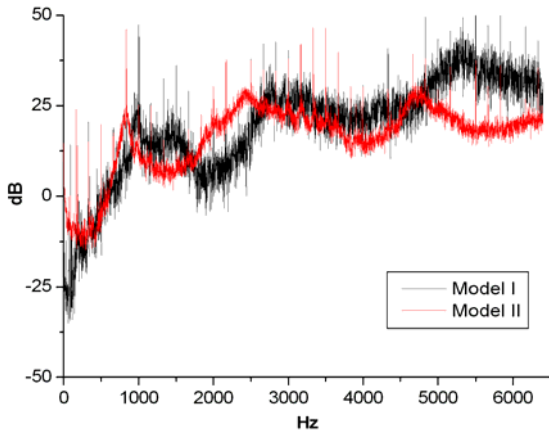


Fig. 5 Acceleration level with radial load at 10,000 rpm

가 높아짐에 따라 진동 레벨이 증가하는 일반적인 현상이 나타났으며, Model I에 비하여 Model II의 진동 레벨이 낮은 것으로 측정되었다.

이러한 현상은 Fig. 5에서 보는 바와 같이 주파수 대역이 높아질수록 더욱 확연히 나타났다. 또한, Fig. 6에서와 같이 Model I과 Model II의 음압 레벨이 3,000rpm의 회전속도에서는 78 dB 정도로 유사하였으나, 회전속도가 높아짐에 따라 소음 레벨의 차이가 증가하는 경향을 나타내었다.

### 3.4 정밀도 측정시험

정밀도 시험을 위한 작동 순서는 정지 상태에서 축방향 가압 실린더와 반경방향 가압 실린더가 동시에 전진하여 축에 부하를 주는 방식으로 수행하였으며, CNC 선반용 툴 드라이브에 대한 성능 및 신뢰성 시험 자료(RS B 0189)에 따라 시험하였다<sup>[10]</sup>.

정방향으로 5분간 회전 후 정지하고 가압 실린더 모두 후진, 10초 후 다시 가압하여 역방향으로 5분간 회전 후 다시 가압 실린더 모두 후진 후 10초 정지의 동작을 1사이클로 800시간 동안 시험하였다. 이러한 방식으로 회전형 공구헤드에 축방향 하중과 반경방향 하중을 가하면서 시간이 경과함에 따라 발생하는 모듈러축의 처짐량을 전자마

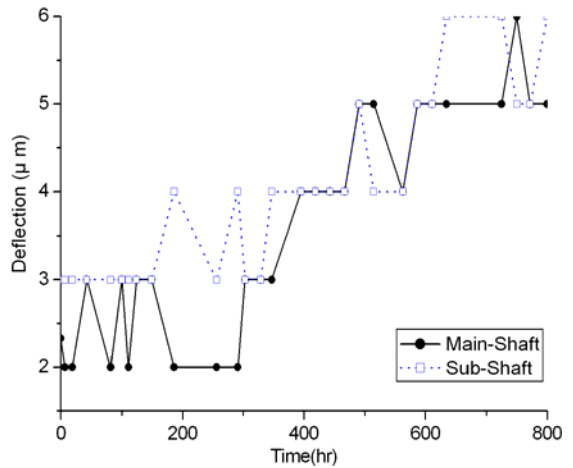


Fig. 7 Deflection of Modular Shaft(Model II)

이크로미터를 이용하여 측정하였으며, 그 결과는 Fig. 7과 같이 800시간 후, 모듈러축의 주축은 5.5 μm, 부축은 5.2μm의 처짐을 보였다.

## 4. 결론

본 연구에서는 고속 회전형 공구헤드 축-베어링 시스템의 최대접촉응력과 수명해석을 통하여, 소형·고속 회전형 공구헤드를 개발하였고, 개발품의 진동, 소음 및 수명 신뢰성 시험을 한 결과는 다음과 같다.

1. 개발된 회전형 공구헤드의 수명은 14년(하루 사용시간을 0.5시간, 자동선반 주축 가공 10시간 기준) 정도이다. 이는 기존 자동선반 공구헤드의 수명 신뢰수준인 7년에 비해서는 2배에 이르는 수명 신뢰성을 가지는 것으로 나타났다.
2. 개발된 회전형 공구헤드의 소음은 2,000~10,000rpm에서 73~82dB으로 측정되었다. 현재 국내 자동선반 공구헤드의 소음수준은 86dB으로서 기존의 국내 공구헤드에 비해 10,000 rpm에서 약 5% 소음감소 효과를 나타내었다.
3. 800시간 사용 후의 주축과 부축의 정밀도가 5.5μm의 처짐이 발생하는 수준으로 측정되어서, 10μm 수준의 기존 회전형 공구헤드보다 정밀도면에서 상당히 양호한 것으로 나타났다.

## 후 기

이 논문은 2014년도 경남과학기술대학교 기성회 연구비 지원에 의하여 연구되었음.

## 참고문헌

- (1) Kim, H. S. and Yang, S. M., "A study on the life and reliability of spiral bevel gear drive systems," Proceedings of KSAE Annual Spring Conference, pp. 342~347, 1993.
- (2) Jin, J. S., Kim, H. S., Kang, H. Y., Yang, S. M., "Reliable life evaluation of gear driving system for the intermediate shaft," Proceedings of KSMTE Annual Spring Conference, pp. 229~234, 1999.
- (3) Hwang, P., Kwon, S. I., Yang, S. H., "A Study on the Life Prediction Characteristics of the Rolling Bearing in the Machining Center Main Spindle," Proceedings of KSPE Annual Autumn Conference, pp. 768~772, 1995.
- (4) Kim, D. H., Lee, C. M., "A Basic Study on the Fatigue Life Prediction for the Rolling Bearing," Proceedings of KSMPE Annual Autumn Conference, pp. 69~70, 2010.
- (5) Lim, J. S., Chung, W. J., Lee, C. M., "Selection of Bearing Position for Improving Static and Dynamic Stiffness of 40,000rpm High-speed Spindle," Journal of KSMPE, Vol. 8, No. 1, pp. 10~17, 2009.
- (6) Yoon, K. C., Choi, D. H., "Ball-Bearing Selection Considering Flexibility of Shaft-Bearing System," Journal of KSTLE, Vol. 16, No. 1, pp. 39~45, 2000.
- (7) Kim, W. D. and Han, D. C., "Prediction of the Fatigue Life of Deep Groove Ball Bearing under Radial and Moment Loads," Journal of KSME, Vol. 18, No. 7, pp. 1654~1663, 1994.
- (8) Yazhou J., Guixiang S. and Zhixin J., "A Reliability approach to machine tool bearings," Journal of Reliability Eng. and System Safety, Vol. 50, pp. 127~134, 1995.
- (9) "Standard Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines," ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03.
- (10) KATS, Tool drive unit for CNC lathes, RS B 0189, 2007.