

# 공기냉각 모터내장형 주축계의 열거동에 관한 연구

이 득 우,\* 최 대 봉,\* 최 현 기\*

## Study on Thermal Behavior of Motor Integrated Spindle With Air Cooling System

Deug-Woo Lee\*, Dae-Bong Choi,\*  
Hyeun-Kee Choi\*

### ABSTRACT

Recently, motor integrated spindle is often used in a high speed spindle system of machine tools in order to increase machining speed. The important problem in high speed motor integrated spindle is to reduce thermal effect occurred by motor and ball bearings. In this study, the effect of heat transfer from motor is investigated. The experimental equipment is composed with oil-air lubrication method, air cooling system and angular contact ball bearings. The results show that the thermal effect in motor is larger than in ball bearing until DmN 800,000 with air cooling.

**Key Words** : Motor Integrated Spindle, Oil-air Lubrication, Thermal effect, High Speed Spindle, Air cooling system

### 1. 서 론

최근 산업의 발전과 함께 부품가공의 고능률화와 고품위화에 대한 요구가 높아지고 있으며, 이를 위한 공작기계의 고속, 고정도화에 관한 많은 연구가 수행되고 있다.<sup>(1,2)</sup> 그 중에서 주축의 고속, 고정도화에 대한 연구는 NC공작기계의 발달과 함께 꾸준히 연구되어 왔으며, 윤활방식, 구동방법, 냉각방법 등에 대한 연구결과들이 보고되고 있다.<sup>(3)</sup> 또한 최근의 공작기계는 다기능화 개념에 의한 복합가공기능이 첨가되고 있는데, 이에따라

저속에서부터 고속까지의 넓은 범위에서 사용 가능한 주축의 개발이 요구되고 있다.

이러한 요구조건에 대해 현재 많은 연구가 수행되고 있는 것이 모터내장형 주축이다. 모터내장형 주축은 구조가 간단하고, 외부로부터의 구동에 따른 벨트 및 풀리에서의 진동, 고속회전시의 벨트의 파손 문제 등이 쉽게 해결되는 장점을 가지고 있다. 또한 모터에 권선절환방식이 채용됨에 따라 저속에서 고속으로의 사용이 용이하게 되어 활용폭도 매우 넓게 되었다. 그러나 모터내장형 주축의 가장 큰 문제점은 모터에서 발생하는 열에 의한

\* 한국기계연구원 자동화연구부 공작기계그룹

열변형 및 베어링의 열손상이며, 이의 냉각방법에 관한 것이 하나의 주요 연구분야이다. 주축의 냉각방법으로는 냉각자켓을 설치하여 공냉, 유수냉 등으로 강제 냉각하는 방법과 극저온유체에 의한 직접 냉각방법 등이 제시되고 있다. 그러나 냉각자켓에 의해 주축의 하우징부만을 냉각할 경우, 모터 및 축부의 열방출에는 효과적이지 못하고 오히려 베어링의 내외륜의 온도 차이에 의한 베어링 내부에하중을 증가시켜 고속회전이 어려워질 수 있다. 따라서 축과 하우징의 온도차이를 최대한 제어할 필요성이 있어 최근에는 축내부의 냉각방법으로 축에 냉각자켓, 냉각핀, 히트파이프, 전자냉각 등을 사용하여 냉각하는 방법들이 연구되고 있다.<sup>4)</sup> 또한 모터내장형 주축에 관한 연구로는 모터 제작회사인 MITSUBISHI 社 및 주축베어링 제작회사인 FAG, SKF, NSK 등에서 일부 수행되고 있으나, 주로 자사 상품의 제원으로만 제시하고 있고 그다지 연구 결과에 대해서는 발표가 되지 않고 있는 실정이다.<sup>5,6)</sup>

그러므로 본 연구에서는 공작기계용 모터내장형 주축의 열특성에 관련된 성능특성을 파악하여 주축의 설계 및 제작에 관련된 기초 자료를 제공하고자 한다. 특히 모터내장형 주축의 냉각방식으로 적용이 단순하고, 가장 경제적인 강제 공기냉각방식을 채용하여 공기냉각시의 주축의 열거동을 파악함으로써 모터내장형 주축의 설계시 용량에 따른 냉각방식의 선정에 대한 기초자료를 제시하고자 한다. 이를 위해 모터내장형 시험주축을 제작하고, 운전조건에 따른 모터 및 베어링에서의 온도 및 온도분포를 측정하여 이들의 열거동을 추적하였다.

## 2. 모터내장형 주축계의 열원

모터내장형 주축계는 주축계 내부에 모터를 내장하고 있기 때문에 열원으로 베어링과 모터 두가지를 가지고 있다.

베어링에서의 발열은 불의 미끄럼모멘트와 동마찰도 오크에 의해 주로 발생하는 것으로 알려지고 있는데, 미끄럼모멘트에 의한 발열은 스피너모멘트와 자이로모멘트에 의해 발생하며 베어링의 동마찰도오크에 의한 발열은 베어링의 형식이나 하중의 크기에 따라 결정되는 하중항과 윤활제의 특성에 의해 결정되는 점성항에 의해 발생한다.

$$\begin{aligned} \text{즉, } H_{\text{total}} &= H_{\text{spin}} + H_{\text{gyro}} + H_{\text{load}} + H_{\text{viscous}} \\ &= f(V, W, \nu) \end{aligned}$$

로 수식화할 수 있다. 여기서 H는 발열열량, V는 회전속도, W는 부하, ν는 윤활제 점도이다.

위식의 각항은 회전속도, 부하, 점도등의 영향을 받고 있으며, 여러가지의 실험자료를 근거로 한 경험식으로 계산할 수 있다. 그런데 모터내장형 주축의 경우에는 모터와 베어링의 열원이 중첩되어 모터에서 전달되는 열이 베어링의 성능특성에 영향을 미치고 있고, 특히 점도의 경우 온도에 따라 민감하게 변하기 때문에 이론해석에 어려운 문제점을 가지고 있다.

한편 모터의 발열량 계산은 소비동력의 측정 등으로 가능하나 모터의 로터부분과 스테이터부분으로 열원이 구분되어 얻어져야 축과 하우징을 통한 열거동을 예측할 수 있고, 주축계의 열특성을 파악할 수 있기 때문에 실제적으로 매우 어렵다.

따라서 모터내장형 주축계의 열원 파악은 이론적인 예측 이전에 실험을 통해 각 열원의 발열량을 측정하여 두 열원사이의 열거동을 규명하여야만 이론적인 예측이 가능하며, 이에 의한 주축 설계를 수행할 수 있다.

## 3. 실험장치

Fig. 1은 모터내장형주축의 개략도를 보여주고 있으며, Table 1에는 사용된 Built-in Motor의 제원을 나타내었다.

### 3. 1. 시험주축

주축은 선단베어링과 후단베어링사이에 Built-in Motor가 설치되어 있고, 모터의 로터는 스텝슬리브에 의해 축에 설치되었다. 모터스테이터의 외측에는 모터에서 발생하는 열을 냉각하기 위한 냉각자켓이 설치되어 있고, 전부에서 후부로 냉각공기를 공급하여 냉각할 수 있는 구조로 되어 있다. 베어링에서 발생하는 열은

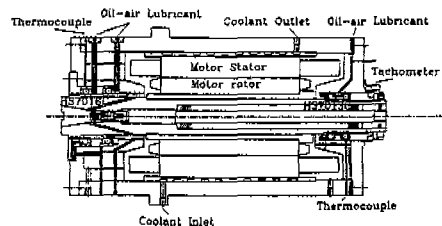


Fig. 1 Schematic drawing of motor integrated spindle

Table 1 Specification of Built-in Motor

출력(kW)	연속정격		15
	단시간정격		18.5(30min)
속도(rpm)	기저속도	연속	600
		단시간	600
	최고속도		10000
토크(kg-m)	연속		24.3
	단시간		30.0
크기(mm)	rotor	외경	∅161.02
		내경	∅95
		길이	355
	stator	외경	∅254.5
		내경	∅162
		길이	440
중량(kg)	rotor		39
	stator		70

주로 Oil-Air 윤활시스템에 의해 공급되는 압축공기로 제거되도록 하였다.

축의 직경은 선단이 80mm 후단이 65mm로 선단베어링은 HS7016C이고 후단베어링은 HS7013C로 공작기계용 P4급 베어링이다. 그리고 베어링사이의 설치 간격은 400mm이다.

베어링의 갯수는 고속회전과 주축계의 강성을 고려하여 전반부베어링과 후반부베어링으로 각각 2개씩 설치되어 있고, 베어링의 배열은 고속회전에 적합한 T-O-T(tandem-O- tandem) 배열인 병렬 배면조합을 채택하였다.

베어링의 예압은 스프링 12개를 원주방향으로 균일하게 배치하여 정압예압을 가하도록 설계되었다. 본 연구에서 주어진 예압량은 69Kg이다.

주축의 회전수는 모터 후단에 설치된 타코메타에서 측정이 되며, 주축베어링에서 발생하는 열은 선단 및 후단 베어링의 외륜 1mm 상단에 설치된 T형 열전대에 의해 측정하였다.

### 3.2 시험주축의 윤활방식

베어링부의 윤활방식은 특히 고속주축의 경우 베어링의 재질, 크기, 운전속도 영역 등에 따라 적합한 방식이 선정되어야 한다.

본 연구의 시험주축의 경우, 운전영역이 DmN 1,000,000까지 이므로 Oil-air윤활방식을 채택하였다. Oil-air윤활방법은 압축공기에 극히 미량의 윤활유를 분사시켜 베어링에 공급하는 윤활방식으로 베어링에서

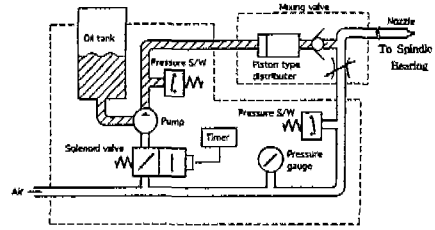


Fig. 2 Oil-air Lubricator

의 발열도 매우 작고, 대량으로 공급되는 압축공기에 의해 베어링을 냉각할 수 있는 효과가 있다. Fig. 2는 Oil-air 윤활에서 윤활유 공급장치의 개략도이다. 윤활유는 공급장치의 피스톤형 분배기에서 시간당 일정량이 토출되어 미세관을 따라 선단 및 후단베어링의 볼에 균일한 양으로 압축공기와 함께 공급된다.

### 3.3 시험주축의 냉각방식

모터내장형 주축의 가장 큰 문제점은 모터에서 발생하는 열의 처리로 모터하우징의 냉각과 축의 냉각으로 나누어 볼 수 있다. 하우징의 냉각방법으로는 냉각자켓을 설치하여 공냉, 유수냉 등으로 강제 냉각하는 방법과 극저온유체에 의한 직접 냉각방법등이 있으며, 본 시험주축에서는 하우징의 냉각자켓에 모터내장형 주축의 냉각방식으로 적용이 단순하고 설치가 간단한 강제 공냉방식을 채용하였다.

## 4. 실험방법

Fig. 3은 실험장치의 구성도를 보여주고 있다. 실험은 회전수와 운전시간에 따라 베어링 및 모터에서의 온도 분포를 측정한다. 이를 위해 선단 및 후단베어링부에 설치된 열전대를 시간에 따라 온도를 기록할 수 있는 온도계에서 측정하고, 주축 표면의 열분포는 열상장치를 사용하여 시간에 따라 측정한다. 시험주축의 측정점은 Fig. 3에 나타내었다.

본 연구에서는 모터내장형 주축의 회전수에 따른 열거동을 추적하기 위해 윤활 및 모터 냉각조건은 일정하게 유지하였다. 모터의 냉각은 공기냉각으로 설치된 냉각자켓에 대기온도(20℃)상태인 공기를 6기압으로 37.5mm의 냉각핀을 따라 유동시키며 행하였고, Oil-air 윤활은 시간당 0.265cc의 윤활유를 공급유량 65.8 l/min으로 베어링에 분사하였다. 여기서 사용된 윤활제

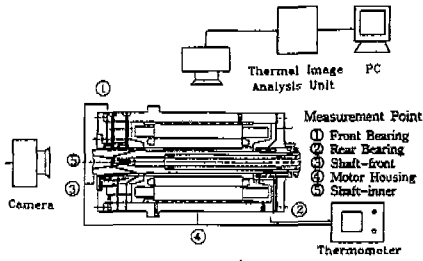


Fig. 3 Schematic diagram of experimental setup

의 점도는 10 cSt(40℃)인 스피indel오일이다.

실험은 무부하상태에서 회전수를 각각 2000rpm, 4000rpm, 6000rpm, 8000rpm인 경우에 있어 80분까지 연속 운전하며 10분 간격으로 온도분포를 측정하였다.

### 5. 결과 및 고찰

Fig. 4는 회전수 4000rpm인 경우의 하우징표면, 축내부, 축선단, 선단베어링에서의 온도변화를 보여주고 있다. 실험시간 80분까지 전체적으로 온도상승이 계속적으로 이루어지고 있음을 볼 수 있으며, 이는 아직 주축시스템이 온도의 평형상태에까지 도달되지 않은 천이상태임을 알 수 있다. 결과에서 보듯이 운전시작후 40분까지는 전반부베어링에서의 온도증가가 6℃이지만, 축내부 및 모터하우징에서는 10℃이상 높게 나타나고 있고, 축내부의 온도상승이 보다 높게 나타나고 있다. 이 결과는 모터의 로터에서 발생된 열이 축으로 전달되어 베어링으로 전달되고, 모터스테이터에서 발생된 열이 하우징을 통해 베어링으로 전달되고 있음을 알 수 있다. 또한 시험주축계의 경우, 축심을 냉각하는 부분

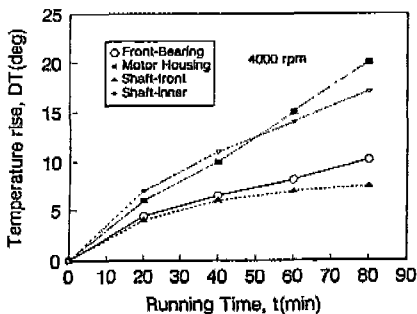
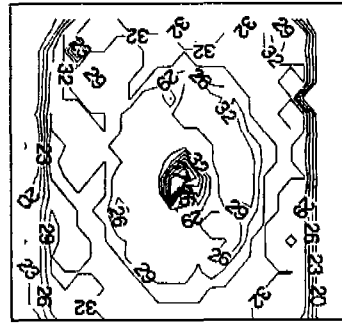


Fig. 4 Temperature rise of spindle

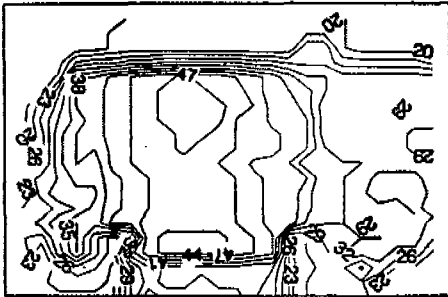
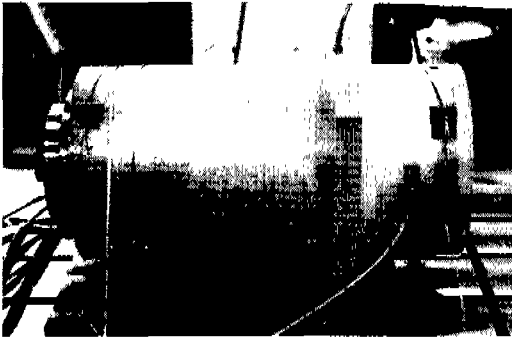


(4000rpm, 2시간경과후)

Fig. 5 Temperature distribution in front view of spindle

이 없기 때문에 열이 축적되는 열적으로 취약한 구조를 가지고 있어 온도상승이 보다 높게 일어나는 것으로 생각된다. 따라서 운전시작후 운전초기영역에서는 축을 통한 베어링에의 열전도가 하우징을 통한 열전도에 비해 크게 나타나고, 운전시간이 50분이 경과함에 따라 하우징부분의 온도가 축에 비해 높아져 하우징을 통한 베어링으로 열전도가 증가됨을 알 수 있다. 또한 축부와 하우징부의 온도차이에 따른 열변형량의 차이로 주축의 정도에 영향을 미칠 것으로 생각되며 이에 대한 대책이 필요하다.

Fig. 5, 6은 회전수 4000rpm에서 운전후 2시간이 경과한 후의 주축 측면 및 정면에서의 온도분포를 보여주고 있다. Fig. 4에서의 결과와 마찬가지로 모터의 중심부와 축의 센터부분에서 온도가 가장 높고, 열이 점점 베어링이 위치한 가장자리로 전달되고 있음을 볼 수 있다. 그리고 축은 외부로의 열방출이 미약하게 이루어지므로 온도상승이 하우징에 비해 높게 나타남을 알 수 있으며, 모터내장형 주축의 설계시 특히 축부의 방열을



(4000rpm, 2시간경과후)

(4000rpm, 2시간경과후)

Fig. 6 Temperature distribution in side view of spindle

고려하여야 한다.

Fig. 7은 회전수 6000rpm인 경우에 있어 운전시간에 따른 선단베어링, 후단베어링, 하우징표면에서의 온도변화를 보여주고 있다. 주축의 각 부위마다의 온도변화를 보면 모터하우징에서의 온도상승은 운전시간 20분이 경과한 후부터 베어링에 비해 큰 차이를 나타내고 있다. 선단베어링은 베어링 직경이 80mm로 후단베어링의 65mm에 비해 크므로 선속도가 빨라 운전초기에

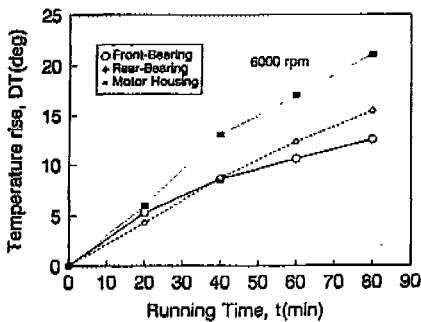


Fig. 7 Temperature rise of spindle

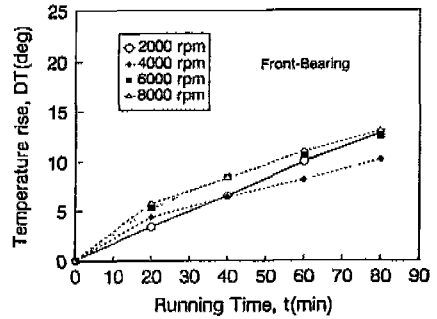


Fig. 8 Temperature rise of spindle

온도상승이 높음을 알 수 있으나 운전시간이 길어짐에 따라 후단베어링부의 온도상승이 더 높아지고 있다. 이는 본 연구에서 시험 제작된 모터내장형의 주축인 경우 구조상 후단베어링부가 모터에 근접되어 있어 모터에서의 열전달이 빠르기 때문으로 생각된다. 따라서 고속주축의 설계시 모터에 가까운 베어링의 경우 냉각방법에 대한 세심한 주의가 필요하다.

Fig. 8, 9는 회전수에 따른 선단베어링 및 후단베어링에서의 온도상승을 보여주고 있다. 회전수는 각각 2000, 4000, 6000, 8000rpm이다. 선단베어링의 경우, 운전초기 20분까지는 회전수가 증가함에 따라 온도상승율도 높아지고 있으나, 그이상으로 운전할 경우에는 회전수에 관계없이 거의 비슷한 온도상승량을 나타내고 있다. 후단베어링의 경우, 회전수가 4000rpm까지는 비슷한 온도상승량을 나타내고 있지만 그 이상으로 회전수가 증가함에 따라 온도상승량이 급격히 증가하고 있음을 볼 수 있다. 선단베어링에 대한 결과는 윤활방식으로 Oil-air윤활을 채택하고 있는 경우, 8000rpm범위 (DmN값: 800,000)에서는 베어링에서의 온도상승보다 모터에서의 발열이 전 주축시스템의 온도

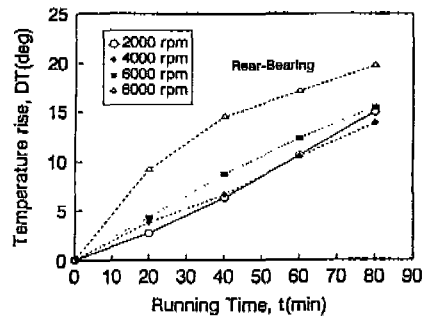


Fig. 9 Temperature rise of spindle

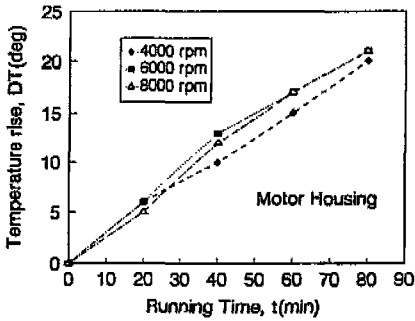


Fig. 10 Temperature rise of spindle

분포를 지배하고 있으며, 따라서 모터의 냉각방법이 주축시스템의 열제어에 주요한 인자임을 보여주고 있다. 후단베어링에서의 결과에서는 Fig. 7에서의 고찰과 같은 이유로 윤활에 의한 냉각효과가 선단베어링에 비해 작기 때문에 회전수에 민감하게 베어링에서의 온도상승이 이루어지고 있음을 알 수 있다. 모터내장형의 주축인 경우 저속에서는 베어링에서의 발열보다 모터에서의 발열이 주축시스템의 온도상승에 주 요인이며, 고속으로 될수록 베어링에서의 열발생이 주축시스템의 온도상승에 영향을 미침을 알 수 있다.

Fig. 10은 모터하우징에서의 회전수에 따른 온도변화를 보여주고 있다. 온도변화가 회전수에 거의 영향을 받지 않고, 비슷한 온도상승을 나타내고 있다. 일반적으로 모터에서의 발열은 회전속도보다 모터에 걸리는 부하에 영향이 크게 나타나는 것으로 알려져 있으며, 본 실험에서 무부하상태에서의 운전인 경우 회전수에 따른 모터에서의 열발생은 거의 일정함을 확인할 수 있었다.

이상의 결과에서 본 연구의 실험 영역인 8000rpm 범위(DmN값: 800,000)에서는 Oil-air로 베어링을 윤활할 경우, 모터내장형 주축계의 열거동은 모터에서의 열이 축과 하우징으로 전달되어 축과 하우징의 온도가 상승하며 베어링부로 전달되고, 모터에서의 발열이 전 주축시스템의 온도상승을 지배하고 있음을 알 수 있었다.

## 6. 결 론

무부하상태로 운전되는 모터내장형 주축을 시험 제작하여 열특성을 조사한 결과 다음의 결론을 얻었다.

1. 모터내장형 주축의 회전속도 및 운전시간에 따른 열분포 및 열거동에 관한 기초설계자료를 제시하였다.
2. 실험영역인 DmN값 800,000범위에서 Oil-air윤활인 경우에는 모터에서의 발열이 주축시스템의 온도상승에 지배적인 인자이다.
3. 모터에서 발생한 열이 축을 통해 베어링으로 전달되는율이 크며, 축에의 전열을 방지하기 위한 냉각이 필요하다.
4. 열강성 측면에서는 베어링에 모터에서의 열전도를 줄이기 위해 베어링 설치거리를 넓게 하는 것이 유리하다.

## 참 고 문 헌

1. 工作機械の性能評價と性能向上技術, 工作機械技術硏究會, マシニスト出版(株), 1990.
2. Text-Book, Proceedings of The 5th International Machine Tool Engineers Conference (IMEC), 1992.
3. 中村晋哉, “工作機械主軸スピンドルの高性能化”, 日本精密工學會誌 57/4, pp.605, 1991.
4. 工作機械の最先端技術, 高速・高精度・複合化手法, 日本機械學會編, 工業調査會(株), 1989.
5. Bearing Systems for High Performance Machine Tools, LeifLewinschal SKF Precision Bearings, Sweden, 1990.
6. Walter, H., and Horst V., “High-Speed Machining Obtainable with Rolling Bearing Spindle Units”, Ball and Roller Bearing Engineering, Industrial Engineering, pp.10, 1988.
7. 김석일, 최대봉, 박경호 “공작기계용 고속주축계의 오일에어윤활특성에 관한 연구(I)”, 대한기계학회 논문집, 17/2, pp.351, 1993.
8. 山田典男, “轉がり軸受の高性能化とその應用” 日本精密工學會誌 57/4, pp.578, 1991.