

## 공작기계 주축 거동시 온도분포 특성에 관한연구.

임영철\*,김종관 \*\*

### A Study on the Thermal Distribution Analysis of Operational Spindle System of Machine Tool

Young Chule Lim\*, jong kwan Kim\*\*

#### ABSTRACT

This paper has studied thermal characteristics of machine tool to develop high speed spindle and optimum design considering the thermal deformation.

Comparing the test data of temperature measurement and structural analysis data using FEM, we verified the test validity and predicted thermal deformation, influence of spindle generation of heat, and established cooling system to prevent the thermal deformation.

1) The temperature rise of spindle system depends on increasing number of rotation and shows sudden doubling increment of number of rotation over 7,000rpm.

2) Oil jacket cooling can be effective cooling method below 8,000rpm but, over 8,000rpm, it shows the decrement of cooling effect.

3) Comparing FEM analysis results and revolution test results, we can confirm approximate temperature change consequently, it is possible to simulate temperature rise and thermal distribution on the inside of spindle system.

4) We can confirm that simulated approach by FEM analysis can be effective method in thermal-appropriate design..

**Key Words** : Machine Tool(공작기계), Spindle(주축), FEM(유한요소법)

#### 기호설명

$H_s$  스핀 모멘트에 의한 베어링 발열량

$M_s$  편 모멘트에 의한 회전 모멘트

$H_g$  자이로 모멘트에 의한 베어링 발열량

$M_g$  자이로 모멘트

$M_l$  작용 하중에 의한 모멘

$H_l$  축하중에 대한 구름 모멘트

$H_v$  유(油)의 점성마찰에 의한 발열량

$M_l$  속도항의 동마찰 모멘트

## 1. 서론

컴퓨터의 발달과 더불어 응용기술의 발전은 FEM 이나 수치 계산법등에 의한 구성요소내 온도 분포나 열변형의 이론적 해석을 가능하게 했다. 본 논문에서는 현재 상황에서 가장 기본적이며 경제적인 방법으로 설계를 통하여 구조적인 열변형을 최소화하기 위해 현재 보편화된 재킷 오일 냉각과 세라믹 볼 베어링 등의 공작기계 운전 중 발생하는 열적변형을 억제시킨 구조로 자체 설계·제작된 실험 주축계를 대상으로 주축계를 2차원 축 대칭 형상으로 발열거동을 정상상태로 간주하고 구조형상 변화에 따른 열적거동을 시뮬레이션을 통해 해석하고 실제 가동시험을 통한 온도변화 측정치를 비교·분석하여 이들의 상관관계를 고찰함으로써 FEM해석의 구조설계 활용성 검토 및 주축 고속화와 정밀도 향상에 유리한 열적특성이 안정된 주축 구조설계 최적화 방안을 제시하고자 한다.

## 2. 주축계 해석이론 및 모델링

### 2.1 베어링 발열이론

Model 주축에서 사용된 앵글러 볼베어링에서의 발열은 볼의 미끄럼 모멘트와 베어링의 동마찰 토크에 의해 발생하며, 미끄럼 모멘트에 의한 발열은 스핀 모멘트와 자이로 모멘트에 의해서 주로 발생된다. 베어링의 동마찰 토크에 의한 발열은 하중하의 동마찰 토크 발열과 유(油)의 점도, 양, 회전수에 의해 결정되는 동마찰 토크의 발열로 나뉘어 진다. 따라서, 베어링에 발생되는 총 발열량은 스핀 모멘트에 의한 발열량과 자이로모멘트의 발열량, 작용하중에 의한 발열량, 사용 윤활유의 점성마찰에 의한 발열량의 합으로 계산하였다.

4가지 베어링의 발열 요소를 고려한 베어링의 총 발열량은 다음 식으로 나타내어진다.

$$H_T = H_s + H_g + H_l + H_v$$

### 2.2 해석주축계의 모델링

주축과 주축계를 구성 하는 주요부만을 단순화하여 모델링 하였다. 따라서 주축계 전체에서 주축 부분만을 축대칭 형상으로 모델링 하였고 주축 형상 변화에 따른 온도분포의 변화도를 알아보기 위해 주축에 공구 장착용 Tool holder를 부착한 형상을 모델링 하였다. Fig. 2.1 ~ 2.2은 주축 자체만의 경우와 공구가 장착된 두 경우의 Mesh generation 결과이다.



Fig. 2.1 Mesh generation of spindle without tool



Fig. 2.2 Mesh generation of spindle with tool

이 Mesh Model에 열전도율, 발열량, 열전달을 등의 조건을 입력하여 다음의 모델링 조건에 기초하여 해석 주축계를 모델링 하였다.

### 2.3 해석을 위한 경계조건 정립과 물성치 계산

열전도 FEM 해석을 위해 요구되는 입력조건은 크게 사용재료의 물성치와 발열량, 열전도율과 열전달율, 그리고 측정된 온도 등이다.

FEM 해석을 위해서 주어진 열전도율과 앞서 계산한 베어링 발열량을 도입하여 계산한 최고 회전수 10,000rpm때의 열전달율의 대표적인 결과를 Table 2.1에 나타낸다.

해당부분	열전달율 W/m <sup>2</sup> ·k	해당 부분	열전달율 W/m <sup>2</sup> ·k
Front Bearing	266.8	Rear Bearing	283.0
Head앞쪽	6.57	Head 뒷쪽	2.84
하우징앞쪽	4.68	하우징 뒷쪽	3.34
Spindle 앞부분	46.3	Spindle 뒷부분	8.07

Table 2.1 Calculated result of the heat transfer coefficient on spindle components. (max 10,000 rpm)

## 2.4 실험대상 주축의 명세

FEM 해석 및 실제 가동 실험 대상으로 하는 주축 실험장치는 자체제작 한것으로 그 명세는 Table 2.2에 표시하였다. 여기에 탑재된 주축은 중공 주축으로 주축 전·후반부에 세라믹 볼을 내장한 앵글러 콘택트 볼베어링을 조합한 2점지지 구조로 설계되었다.

Experimental spindle	
최고 RPM	10,000
모터출력	2.2KW
베어링 윤활방식	Air Oil Lub
Main Spindle Type	7015CTY P4
예압법	정위치 예압
예압량	220N
베어링 접촉각	15°
볼직경	∅7.938
볼갯수	29EA
주축외경	∅75
주축 테이퍼	BT40
냉각방식	Oil Jacket Cooling
사용윤활유	Spindle油 #10(10cst)

Table 2.2 Specification of experimental spindle

## 3. 주축계의 온도분포 해석 및 측정실험

### 3.1 주축의 온도분포 해석 및 측정

주축계의 온도분포를 해석을 위해 축만 모델링 하여 베어링에서 발열이 축으로 전도되는 현상을 추정했다. 모델링은 앞서 제시한 바와 같이 2종의 다른 구조의 형상으로 모델링 하였으며, 계산된 Table. 2.1, 2.2의 베어링의 발열량과 열전달율 등 각종 재질특성을 입력하여 동일 요소를 사용하여 Mesh model화하고 이를 해석하였다. Fig. 3.1, 3.2에 이들 FEM해석 결과인 온도분포를 나타냈다. 이들 결과는 주축 온도분포 상태가 최고 회전수인 10,000rpm에서의 각종 입력값들을 대입하여 해석한다. 주축만의 해석결과에서 보다 공구 장착용 홀더를 부착한 모델의 경우는 온도구배가 집중되지 않고 보다 더 넓게 확산되어 있음을 확인할 수 있었다.



Fig. 3.1 Temperature distribution of spindle with tool

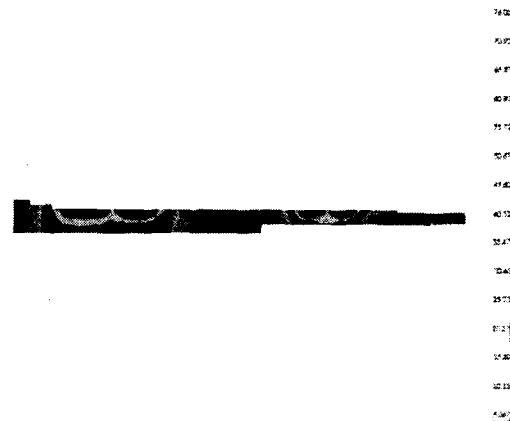


Fig. 3.1 Temperature distribution of spindle without tool

특정적으로 공구가 없는 상태에서 온도 분포가 확산된 결과를 나타냈고 여기에 공구를 장착시키므로서 보다 안정된 온도 분포와 온도 하강현상은 사전 열적 특성이 고려된 주축 형상 설계의 결과이다.

### 3.2 주축계 온도분포 측정 실험

#### 3.2.1 주축의 온도변화 측정장치 및 방법

실험주축부에 열전대가 부착된 주축 부위의 개략도를 Fig. 4.1에 나타냈다.

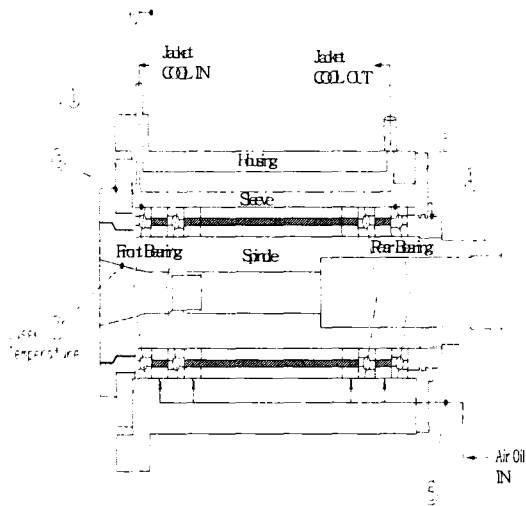


Fig. 4.1 Layout for position of temperature sensing point

여기서 ① 전 부베어링, ② 후 베어링, ③전부 플렌지 ④ 후부플렌지, ⑤ Airoil 장치 IN, ⑥ 실온, ⑦ 내부 온도 측정점들로 Thermo-couple이 매설된 위치들이다. 주축의 가동시험은 회전수를 1,000rpm에서부터 시작하여 30분간 운전한 후 각각 1,000rpm 단위로 증가시키면서 최고 회전수인 10,000rpm 까지 동일시간 간격의 운전하에서 온도변화 상태를 측정하였다.

주축 내부온도 측정은 비접촉 레이저 온도측정기 만을 사용하고 일정위치⑥에 매 회전수 증가시마다 온도를 지속적으로 측정하며 온도가 평행을 이루는 평균값을 기록하였다.

### 3.2.2 주축 온도변화 측정결과 및 고찰

공구가 장착되지 않는 주축계에서 열전대를 부착시킨 주축의 5개 주요 부위의 회전수별 온도변화 측정결과를 정리하여 Table 4.3 에 나타낸다.

Table 4.3 에서와 같이 베어링은 전·후부 모두 30분 간격으로 1000 rpm씩 증가되어도 약간의 완만한 온도 상승 결과를 나타나고 6000rpm에서 급격한 온도 상승이 일어나고, 적정조건은 5000rpm 이내로 고려될 수 있으며 6000rpm이상의 비교적 고속에서는 급격한 발열현상을 확인할 수 있었다.

## 4. 주축 가동실험 결과와 FEM 해석 결과의 비교 및 고찰

FEM해석에 의한 결과와 실제 측정실험 결과의 비교고찰을 통해서 해석 결과의 타당성과 시뮬레이션의 응용 가능성을 확인하였다.

Table 4.3 The results of temperature rise on each parts of Spindle system by spindle speed.(without tool)

회전수 (rpm)	축 외부 온도 (°C)					⑦	⑥
	①	②	③	④	⑤		
0	22.6	22.6	22.7	22.7	22.7	21	23.3
1,000	22.8	22.8	23.1	23.0	23.4	23	23.3
2,000	23.4	23.3	23.2	23.3	23.5	24	23.5
3,000	23.7	23.4	23.3	24.5	24.1	25	23.6
4,000	24.2	24.2	23.8	24.8	24.5	28	23.8
5,000	24.8	25.3	24.3	25.6	25.0	28	23.9
6,000	28.2	28.2	25.5	26.0	25.9	29	23.1
7,000	28.1	28.9	26.2	27.1	27.3	30	23.6
8,000	30.2	29.1	26.8	27.6	28.2	31	23.7
9,000	32.0	31.4	27.5	29.6	29.0	34	23.8
10,000	33.4	34.2	28.0	30.0	29.6	36	23.7

Fig. 5.1은 측정부위 ①의 전부 베어링에서 비교 결과로 8000rpm까지는 1°C 이내이고 이후 2°C 정도의 온도차를 확인하였다. Fig. 5.3은 측정부위 ⑦의 주축 내부에서의 비교결과들이다. 7,000rpm이상의 회전수에는 급격한 온도상승이 FEM해석 결과와 실험결과 양쪽에서 모두 나고 있으며 상승률도 거의 유사함을 나타내고 있다.

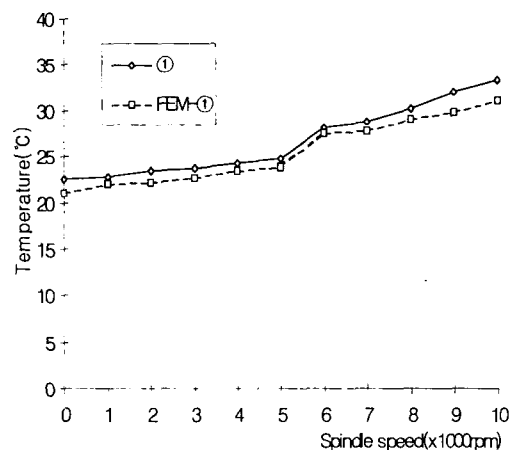


Fig. 5.1 Comparison between simulated and measured Temperature on ① front bearing point

Fig. 5.2는 측정부위 ②의 후부 베어링에서 비교 결과들이다.

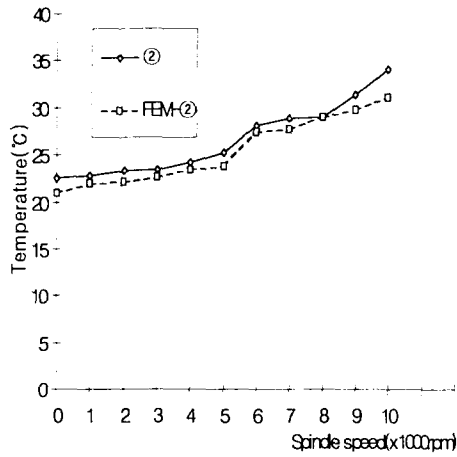


Fig. 5.2 Comparison between simulated and measured temperature on ② rear bearing

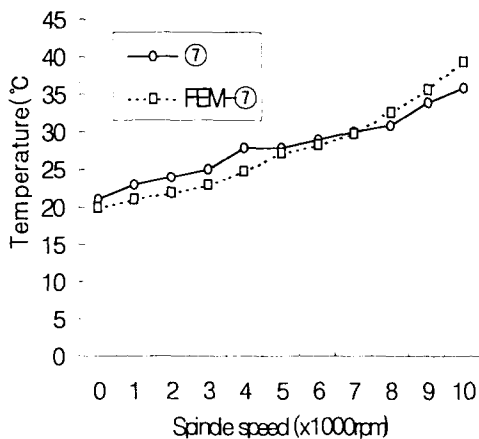


Fig. 5.3 Comparison between simulated and measured temperature on ⑦ internal point

## 5. 결 론

FEM 해석결과와 실제회전 실험을 통한 측정결과와의 비교 고찰을 통해서 다음의 결과를 확인 할 수 있었다.

1. 측정결과에서 비교를 토대로 거의 일치하는 주축계 열적특성을 확인할 수 있었으며, 시험 측정에서 불가능한 주축 내부온도 분포 결과를 예측하는 것이 가능함을 확인 하였다.

2. FEM 해석 결과에서 공구를 장착시킨 구조에서

베어링 장착부 온도 분포 구역이 축소되고 약간의 온도 강화현상을 확인 하였다.

3. 주축계 구조의 열적합 설계를 위해서 FEM 해석의 활용이 효과적인 해결방법이 될 수 있음을 확인할 수 있었다.

4. 주축계의 온도분포 상태를 시각적으로 확인하고 주축의 열적합 설계자료로 제시하였다.

## 참고문헌

1. 金 鍾寬 : “振動特性을 考慮한 工作機械의 精密高速主軸開發에 관한 研究”, 博士論文 (1992).
2. F. Zawistowski, :“Temperaturgeregelte Werkzeugmaschinen”, Microtexnic. 19. no.6 (1965), 336.
3. J.B. Bryan, :“International status of thermal error research”, Annals of the CIRP. 16. (1968) 203.
4. B. Dencker, G. Spur, :“Konstruktive Maßnahmen zur Verbesserung des thermischen Verhaltens von Drehmaschinen”, KONSTRUKTION. 21. no.6 (1969), 205.
5. T. Sata, :“Analysis of thermal deformation of machine tool by the Finite Element Method”, Annals of CIRP. 21. No.1 (1972) 123.
6. 中村晋哉, 垣野義昭, 村松 明, 浦野好市, :“モータビルトインスピンドルにおけるモータ發熱の影響と軸芯冷却の效果の解析”, 日本精密工學會誌, Vol. 60, No.7, (1994), pp. 979-983.
7. 李宜珪, 新野秀憲, 桐生雅史, 伊東諠, :“工作機械構造の熱適合設計のためのシミュレーション方法”, 日本機械學會論文集(C編), 57卷, 538號, (1991-6), pp. 2092-2099.
8. 千輝淳二, 鮎澤恭一, 鈴木英史, 垣野義昭, :“工作機械の溫度制御に関する研究(第2報)”, 精密機械, 50卷, 6号, (1984), pp. 43-48.
9. Y. Furukawa, :“Development of ultra precision machine tool made of ceramics”, Annals of the CIRP 35, 1, (1986), 279