

공작기계용 볼 베어링의 억지끼워맞춤과 내부틈새변화에 관한 해석적 연구

FE-analysis of Shrink Fits and Internal Clearance for Ball Bearing of Machine Tool

김웅¹, 이춘만^{2,✉}, 황영국¹
Woong Kim¹, Choon Man Lee^{2,✉} and Young Kug Hwang¹

¹ 창원대학교 기계설계공학과 (Department of Mechanical Design, Changwon Univ.)

² 창원대학교 메카트로닉스공학부 (Department of Mechatronics, Changwon Univ.)

✉ Corresponding author: cmlee@changwon.ac.kr, Tel: 055-213-3622

Manuscript received: 2009.3.2 / Accepted: 2009.3.5

The bearing clearance is influenced by shrink fit and thermal expansion during operation. The designer must take into account the reduction of clearance after installation to the interference fits, and thermal expansion must be considered. The purpose of this study is to grasp the internal clearance variation and behavior of a bearing which is a deep connected with fatigue life of bearing and performance of spindle through FEM(Finite Element Method). Finite element analysis is performed by using commercial code ANSYS according to variation of thermal condition and rotational speeds. This paper presents correct negative internal clearance according to temperature during operation. Furthermore, interrelation between thermal expansion and contraction are presented to maintain adequate contact force for three type of spindle system(HSK-A60, HSK-40E, HSK-32E). The influence of the centrifugal force and Internal clearance variation of bearing is studied to operating rotational speed.

Key Words: Bearing Internal Clearance (베어링 내부 내부틈새), Preload (예압), High Speed Spindle (고속 스피들), Shrink Fit (억지끼워 맞춤), Thermal Expansion (열팽창)

1. 서론

공작기계의 최근 추세는 고속화, 고정도화, 고강성화, 무인자동화의 방향으로 개발되어가고 있다. 그 중에서도 주축 속도의 고속화는 생산성 향상이라는 측면에서 급속한 발전이 이루어지고 있으며 이와 동시에 제품의 품위 향상을 위해서 시스템의 고강성화에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 공작기계의 회전 정도는 가공 후 공작물의 가공정밀도와 직결되는 중요한 요소이고 이 회전 정도에 영향을 미치는 원인 중의 하나로 주축을 지지하는 베어링의 운동오차를 들 수 있다.¹

공작기계의 주축으로 가장 많이 채용되고 있는 구름베어링은 내륜 및 외륜을 주축 또는 하우징에 고정하여 하중을 받았을 때, 궤도륜과 축 또는 하우징의 끼워맞춤면에서 반경방향, 축방향 및 회전 방향에 상대적인 작용이 발생하지 않게 하기 위해 끼워맞춤면에 간섭을 주어 억지끼워맞춤을 실시한다. 즉 초기에 베어링의 전동체와 궤도륜면 사이의 접촉결합부를 음으로 함으로서 축계의 강성과 회전정밀도를 향상시키고, 베어링의 과도한 내부틈새를 방지하고자 하는 것이다. 또한 베어링은 전동체와 궤도륜 사이의 내부틈새를 가지고 있다.² 베어링이 가지고 있던 내부틈새는 일반적으로 억

지키워맞춤에 의해 감소되고, 사용중 내륜과 외륜의 온도차에 의한 열팽창으로 감소된다. 베어링 내부틈새가 지정된 내부틈새보다 작으면 과도한 접촉응력에 의한 유막의 파괴와 늘어붙음의 발생을 초래하여 베어링의 수명을 단축 시키고 클 경우는 축 떨림, 진동 및 소음의 원인이 되고 있다. 이에 축계의 강성을 높이고 진동을 억제하여 회전 정밀도 등을 향상시킬 목적으로 초기 예압 하중을 가하고 있다. 이와 같이 공작기계 베어링 측면에서 내부틈새 및 끼워맞춤, 적용 예압의 선정은 매우 중요하다. 하지만 주축 운전시 발생하는 온도 및 회전속도와 상호 연관성을 가지기 때문에 구체적인 초기값의 선정이 쉽지 않다. 특히 주축이 고속화 될수록 열변형, 원심력 등의 영향이 커져 이론보다 경험에 의존하여 선정하는 경우가 많다.^{3,4}

이에 본 논문에서는 열팽창과 원심력이 끼워맞춤 및 내부틈새변화에 미치는 영향을 파악하기 위한 유한요소모델을 구축하고 열팽창과 원심팽창에 의한 영향을 해석적 방법을 통해 규명함으로써 베어링의 수명 및 주축 성능과 직결되는 베어링의 끼워맞춤 및 내부틈새변화의 거동을 파악하는데 그 목적이 있다. 베어링과 주축의 접촉 접합부에서 역시끼워맞춤량의 변화를 예측하기 위해 베어링 발열시 주축과 베어링 내륜의 열변형을 과도 열전달 해석, 열-구조 연성해석, 비선형 구조해석을 통해 분석하였다. 또한 베어링에 적용되는 예압하중 및 원심력이 베어링 내부틈새변화에 미치는 영향을 고려하기 위해 접촉 비선형 구조해석을 실시하였다. 기존의 연구⁵에서는 HSK-A63 급에 대하여 열해석과 비선형 해석을 실시하였으나 본 논문에서는 더 나아가 HSK-A63(20,000rpm)과 같은 중질삭가공용 주축과 HSK-32E, HSK-40E(40,000 rpm)와 같은 고속가공용 주축에 대하여 그 결과를 분석하였다.

2. 유한요소해석 모델

공작기계의 회전 정도는 가공 후 공작물의 가공정밀도와 직결되는 중요한 요소이고 이 회전 정도에 영향을 미치는 원인 중의 하나로 주축을 지지하는 베어링의 운동오차를 들 수 있다. Fig. 1 은 주축과 베어링 사이에 상호작용력에 대하여 나타내었다.

본 연구에서는 주축에 고정되어 있는 베어링 내륜의 외주면상에 유입되는 열이 주축과의 접촉

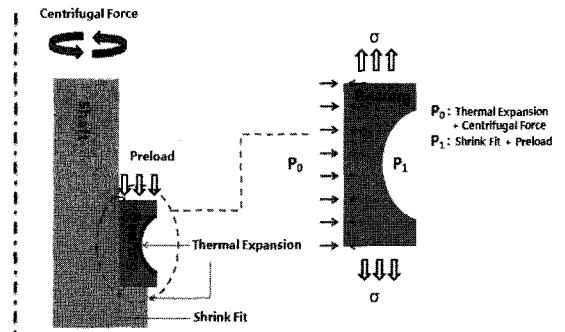


Fig. 1 Schematic diagram of spindle-bearing system

결합부에 미치는 열적, 역학적 영향을 고려하고자 한다. 기계운전 중에 발생하는 열은 내륜으로부터 축에 전달된다. 열변형 해석은 이러한 유입열량과 접촉 열전달계수, 베어링의 냉각에 따른 강체대류를 고려하였다. 이를 통해 베어링 내륜-주축 시스템의 온도분포를 구하고 이 온도분포를 부하조건으로 하여 구조해석을 수행하였다. 이는 공작기계 운전시 주축과 베어링의 정밀도를 허용수준 이내로 유지하기 위한 접쇄 선정과 베어링에 적용되는 예압 하중 및 원심력에 따른 베어링의 내부틈새 변화를 고찰하기 위한 것이다.

Table 1 Material properties

| Property | Spindle (SCM415) | Inner Ring (SUJ 2) |
|-----------------------------|------------------|--------------------|
| Modulus(GPa) | 205 | 210 |
| Poison's ratio | 0.29 | 0.3 |
| Density(g/cc) | 7.85 | 7.81 |
| Thermal Conductivity(W/m-K) | 44.5 | 45.6 |
| Specific Heat(J/g-°C) | 0.475 | 0.475 |

Table 1 은 주축과 베어링 내륜으로 사용한 SCM415 와 SUJ2 의 물성치를 나타낸다. 해석 모델은 국내스핀들 전문 업체의 설계도면을 참고하여 HSK-A63, HSK-40E, HSK-32E 급 스핀들을 주축과 후면베어링 부위만을 Table 2 와 같이 각각 모델링 하였으며 상용프로그램인 ANSYS Workbench 를 이용하여 과도 열전달 해석과 접촉 비선형 해석을 실시하였다.

Table 2 Modeling of spindle-bearing system

| Type | Spindle inside diameter (mm) | Spindle Outside diameter (mm) | Bearing Width (mm) | Spindle Length (mm) |
|---------|------------------------------|-------------------------------|--------------------|---------------------|
| HSK A63 | 27 | 70 | 20 | 100 |
| HSK 40E | 22.5 | 40 | 15 | 100 |
| HSK 32E | 16.7 | 35 | 14 | 100 |

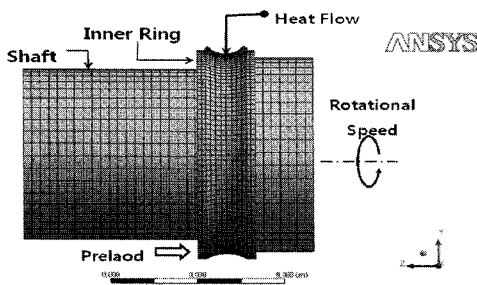


Fig. 2 FE-model

Fig. 2 는 베어링 내륜의 발열량에 의한 열팽창과 주축 회전에 따른 원심팽창량을 고려하기 위한 HSK-A63 급 스피들 유한요소모델로써 주축과 베어링 내륜 두 부분으로 구분하여 모델링 하였다.

베어링의 발열량은 발열이론을 적용하여 계산하였고,⁵ 베어링 발열부는 내륜과 볼 접촉부로 가정하여 열유동(heat flow)을 베어링 내륜에 적용하였다. 그리고 베어링의 발열은 내륜과 외륜으로 각각 50%씩 분산된다고 가정하여 내륜의 발열량을 전체 발열량의 1/2 로 입력하였다. 베어링의 냉각은 에어·오일 윤활방식으로써 유한요소모델에서 베어링에는 강제대류로 열전달율은 283.0W/m-K 으로 하여 적용하였다.⁶

3. 해석 결과

3.1 과도 열전달 해석 결과

주축 회전속도에 따른 열팽창을 고려하기 위해 Table 3 과 같이 5,000rpm, 10,000rpm, 15,000rpm, 20,000rpm 으로 회전할 때 발생하는 발열량에 대하여 0~7200 초까지 HSK-A63, HSK-32E, HSK-40E 급

스핀들 모델에 대하여 해석을 실시하였다. 0~3,600 초까지는 각 회전속도에 따른 열유동을 입력하였으며, 유한요소해석의 수렴과 스피들의 열팽형을 확인하기 위해 3,600 초에서 7,200 초까지는 20,000rpm 에 해당하는 발열량으로 고정하여 해석을 실시하였다.

Table 3 Heat flow input

| Time(sec) | Rotation Speed (rpm) | Heat Flow(W) | | |
|---------------|----------------------|--------------|------|------|
| | | A63 | 40E | 32E |
| 0 ~ 900 | 5,000 | 9.8 | 6.5 | 4.9 |
| 900 ~ 1,800 | 10,000 | 32.1 | 20.4 | 16.3 |
| 1,800 ~ 2,700 | 15,000 | 77.2 | 49 | 39.2 |
| 2,700 ~ 3,600 | 20,000 | 132.6 | 84.2 | 71.1 |
| 3,600 ~ 7,200 | 20,000 | 132.6 | 84.2 | 71.1 |

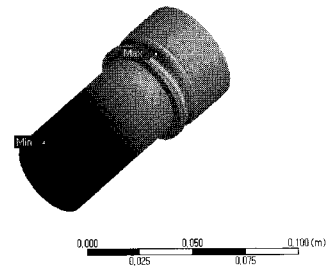
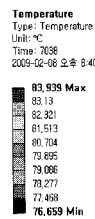


Fig. 3 Temperature distribution by the transient thermal analysis

Fig. 3 은 HSK-40E 에 대한 7,200 초에서 과도 열전달 해석 결과로써 최고 온도는 내륜의 안내면에서 83.94° C 가장 크게 나타났으며 최저온도는 60° C 로 주축 끝 단에서 나타났다. 이는 주축이 구동되면 베어링이 회전함에 따라 마찰손실에 의해 대량의 열이 발생하므로, 주축계에 급격한 온도상승이 일어날 것임을 알 수 있다. Fig. 4 는 시간에 따른 온도 그래프를 나타낸 것으로써 약 1 시간 경과 후에 온도가 정상상태에 도달함을 알 수 있다.

Fig. 5 는 열-구조 연성 해석 결과로써 과도 열전달 해석 결과를 구조해석으로 가져와 베어링-주축 시스템의 열변위를 확인하였다. Table 4 는 열팽창 결과를 확인하기 위하여 주축 변위와 내륜의

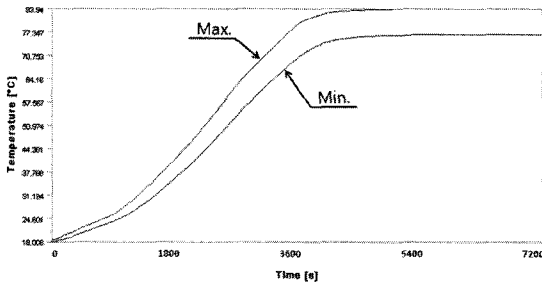


Fig. 4 Temperature variation with time

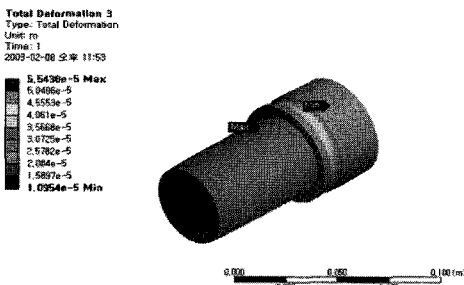


Fig. 5 Displacement of Thermal-structure coupled analysis

열변위를 나타내었다. 해석결과에서 주축과 내륜의 접합부에서 열변위는 주축보다 내륜의 열팽창이 더 크음을 알 수 있다. 그리고 열변위는 주축의 직경이 작을수록 열변위가 크게 나타났지만 내륜과 주축의 열변위차는 적게 나타났다. 이는 고속 가공용 스피들인 HSK-32E 급과 같이 직경이 작을수록 에어-오일 냉각에 의한 주축과 내륜간의 열팽형이 빠르게 일어나기 때문으로 판단된다. 따라서 중절삭용 스피들인 HSK-A63 와 같이 직경이 클수록 휨쇄량이 더 많이 줄어들므로 열변위에 의한 접합부의 억지끼워맞춤량 감소를 고려하여 초기휨쇄량을 더 증가시켜야 함을 알 수 있다.

Table 4 Result of the thermal-structure coupled analysis

| Type | Part | Displacement[μm] |
|---------|------------|-------------------------------|
| HSK-A63 | Inner Ring | 21.6 |
| | Spindle | 14.3 |
| HSK-40E | Inner Ring | 27.2 |
| | Spindle | 23.8 |
| HSK-32E | Inner Ring | 30.4 |
| | Spindle | 28.1 |

3.2 비선형 구조 해석 결과

베어링에 적용되는 예압 하중 및 원심력에 따른 베어링 내부의 내부틈새 변화와 억지끼워맞춤량을 알아보기 위해 베어링과 주축 접합부에 접촉 비선형 해석을 실시하였다. Fig. 7 과 같이 베어링과 주축 억지끼워맞춤량의 변화를 보기 위해 주축과 베어링의 접촉부에 대하여 축방향, 반경방향 변위를 측정하였다. 그리고 베어링 내부틈새변화를 보기 위해 예압이 가해지는 베어링 측면의 변위를 측정하였다. 여기서 δ_I 는 베어링의 반경방향 변위, δ_S 는 주축의 반경방향 변위, δ_B 는 베어링 측면의 변위, δ_{SI} 는 주축의 반경방향 변위와 내륜의 반경방향 변위차를 나타낸다. Table 5 는 베어링-주축 시스템의 각각의 적용 조건에 따른 비선형해석 결과이다.

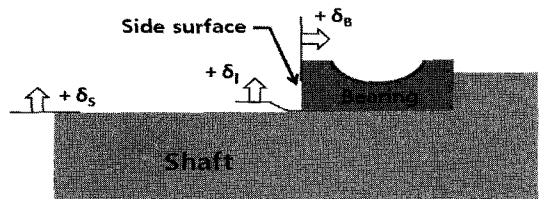


Fig. 6 Directional deformation values

Fig. 7 은 회전수와 예압에 따른 주축의 변위를 나타내었으며 Fig. 8 은 원심력과 예압하중에 따른 베어링의 변위를 나타내었다. 그 결과 20,000rpm 급 HSK-A63 이 가장 큰 변위를 나타내고 있다. 이는 HSK-A63 이 주축 직경이 다른 스피들에 비해 크기 때문에 원심력에 의한 영향을 가장 많이 받는 것을 알 수 있다. 그 결과 주축과 내륜 접합부의 내부틈새는 주축회전수가 증가할수록 큰 폭으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 그리고 회전속도에 비해 그 영향은 적으나 적용 예압이 증가할수록 베어링 내륜과 주축의 반경방향 변위가 증가함을 알 수 있다. 그리고 주축과 내륜의 반경방향 변위를 비교하였을 때 내륜이 더 많은 원심팽창량을 가지는 것을 알 수 있다.

따라서 주축이 고속화 될수록 주축과 내륜의 억지끼워맞춤량이 감소되므로 주축과 베어링 내륜의 미끄럼을 방지하기 위해서는 스피들이 고속화 될수록 억지끼워맞춤량을 증가시켜야 할 것으로 판단된다. Fig. 9 는 베어링 측면의 축방향 변위 해석결과를 나타낸 그래프이다. 그 결과 회전수와

Table 5 Result by structural analysis

| Type | Rotational Speed [rpm] | Preload [N] | Directional Deformation [μm] | | | |
|---------|------------------------|-------------|---|------------|---------------|------------|
| | | | δ_S | δ_I | δ_{SI} | δ_B |
| HSK A63 | 10000 | 100 | 13.5 | 17.3 | 3.8 | 3.4 |
| | | 200 | 13.7 | 17.9 | 4.2 | 3.4 |
| | | 500 | 14.8 | 18.2 | 3.4 | 3.6 |
| | 20000 | 100 | 29.4 | 42.5 | 13.1 | 7.2 |
| | | 200 | 30.7 | 43.1 | 12.4 | 7.9 |
| | | 500 | 31.9 | 44.8 | 12.9 | 8.1 |
| HSK 40E | 10000 | 100 | 8.4 | 10.1 | 1.7 | 1.8 |
| | | 200 | 8.2 | 10.4 | 2.2 | 1.8 |
| | | 500 | 9.5 | 11.8 | 2.3 | 2.5 |
| | 20000 | 100 | 16.4 | 19.5 | 3.1 | 3.2 |
| | | 200 | 16.7 | 20.1 | 3.4 | 3.6 |
| | | 500 | 17.3 | 21.4 | 4.1 | 4.5 |
| | 30000 | 100 | 38.2 | 49.1 | 10.9 | 7.2 |
| | | 200 | 38.9 | 49.8 | 10.9 | 7.8 |
| | | 500 | 38.4 | 49.9 | 11.5 | 8.7 |
| | 40000 | 100 | 65.3 | 85.5 | 20.2 | 13.2 |
| | | 200 | 65.9 | 86.1 | 20.2 | 13.9 |
| | | 500 | 66.4 | 87.2 | 20.8 | 14.7 |
| HSK 32E | 10000 | 100 | 7.4 | 9.1 | 1.7 | 1.1 |
| | | 200 | 7.2 | 9.4 | 2.2 | 1.1 |
| | | 500 | 7.7 | 10.2 | 2.5 | 1.5 |
| | 20000 | 100 | 15.4 | 18.1 | 2.7 | 2.8 |
| | | 200 | 15.7 | 18.2 | 2.5 | 3.1 |
| | | 500 | 16.1 | 18.4 | 2.3 | 3 |
| | 30000 | 100 | 36.2 | 45.1 | 8.9 | 6.4 |
| | | 200 | 35.9 | 45.8 | 9.9 | 6.8 |
| | | 500 | 36.4 | 47.9 | 11.5 | 7.4 |
| | 40000 | 100 | 61.3 | 76.5 | 15.2 | 11.7 |
| | | 200 | 61.9 | 77.8 | 15.9 | 11.9 |
| | | 500 | 62.4 | 77.6 | 15.2 | 12.6 |

예압이 증가할수록 베어링 측면부의 변위가 증가하지만 축방향 변위에 있어 적용예압에 비해 회전수가 더 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 따라서 주축의 고속회전시 베어링 내륜의 곡률반경이 줄어들어 베어링 볼과 내륜간의 접촉각이 더 커질 것으로 예상된다.

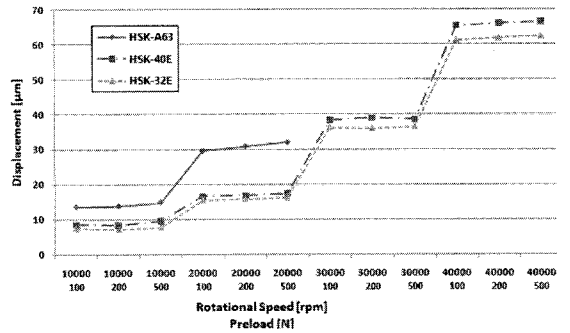


Fig. 7 Radial displacement at the spindle(δ_S)

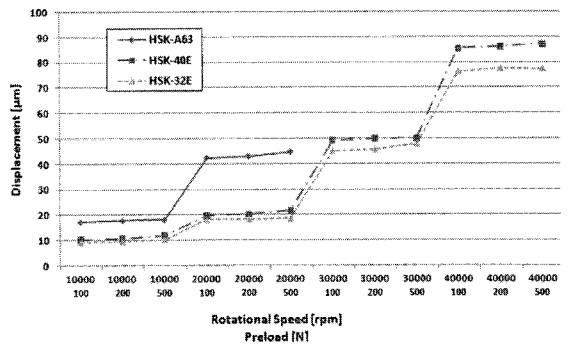


Fig. 8 Radial displacement at the bearing(δ_I)

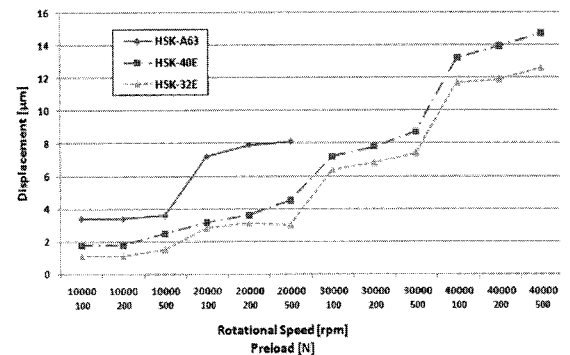


Fig. 9 Axial displacement at the side surface of the Bearing(δ_B)

Fig. 10 은 주축의 원심팽창량과 내륜의 원심팽창량의 변위차를 나타낸다. 스피들의 회전수가 증가함에 따라 변위차도 커지는 것을 알 수 있으며 그리고 적용예압 보다는 회전수 변화에 대하여 더 큰 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. HSK-40E 와 HSK-32E 와 같은 고속용 스피들에서는 20,000rpm 이상에서 변위차의 폭이 상대적으로 커지는 것을

알 수 있다. 주축 원심팽창량과 내륜 원심팽창량의 변위차를 통해 원심력에 의한 억지끼워맞춤량의 감소를 예측함으로써 설계단계시 설정할 초기 억지끼워맞춤량을 예상할 수 있을 것으로 판단된다. 따라서 유한요소해석 결과 10% 정도의 허용오차를 고려하였을 때 중절삭용 스피들 HSK-A60 급에서는 15 μm 이상, 고속절삭용 스피들 HSK-40E 급에서는 23 μm 이상, HSK-32E 급에서는 18 μm 이상의 억지끼워맞춤량이 필요할 것으로 판단된다.

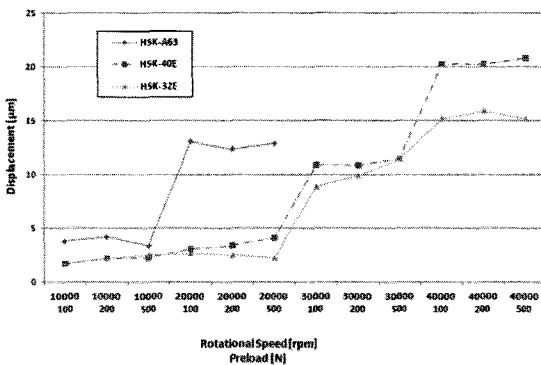


Fig. 10 Difference of radial displacement(δ_R)

4. 결론

본 논문에서는 열팽창과 원심력이 베어링의 끼워맞춤 및 내부틈새변화에 미치는 영향을 파악하기 위한 유한요소모델을 구축하고 열팽창과 원심팽창에 의한 영향을 해석적 방법을 통해 규명함으로써 베어링의 수명 및 주축 성능과 직결되는 베어링의 끼워맞춤 및 내부틈새변화의 거동을 파악하는데 그 목적이 있다.

1) 베어링의 발열과 주축 회전수 및 예압하중에 대한 유한요소모델을 구축하였다. 그 결과로 주축과 베어링 내륜의 팽창량을 정량적으로 확인하였으며 이를 통해 고속 주축의 설계에서 주축과 베어링의 미끄럼을 방지하기 위한 억지끼워맞춤량 및 베어링의 내부틈새 변화량을 알 수 있다.

2) 열전달 해석 결과에서는 주축과 베어링 내륜을 비교시 내륜이 더 많이 팽창함에 따라 끼워맞춤량이 감소하고, 비선형 구조해석에서도 주축의 원심팽창량 보다 내륜의 원심팽창량이 상대적으로 더 커 억지끼워맞춤량이 감소함을 알 수 있다. 이에 대한 정량적 수치를 통해 적절한 억지끼워맞춤량을 산출할 수 있을 것이다.

3) 베어링 내부틈새는 예압이 가해지는 베어링의 측면 변위를 측정하여 평가하였으며 해석 결과 예압 하중과 원심력이 증가할수록 내륜 구름면의 곡률반경이 줄어들어 접촉각이 커져 베어링의 내부틈새가 줄어들 것으로 보인다.

후 기

본 연구는 지식경제부 지방기술 혁신 사업 [RTI04-01-03]의 지원으로 수행되었음.

참고문헌

- Song, C. K. and Shin, Y. J., "Effect of Preload Accuracy of High speed Spindle," Transactions of the KSME, Vol. 11, No. 2, pp. 65-70, 2002.
- Hwang, Y. H., Lee, C. M. and Chung, W. J., "A Study on the Tight Fit and Clearance Variation of Ball Bearing using FEM," Proc. of KSPE Autumn Conference, pp. 245-246, 2006.
- Khonsari, M. M. and Booser, E. R., "Bearing Design and Lubrication," John Wiley & Sons, pp. 385-414, 2001.
- Baek, K. K., Kim, S. T., Kim, D. B. and Kim, T. H., "A study on the thermal characteristics of the high speed spindle considered heat transfer," Proc. of KSPE Autumn Conference, pp. 285-290, 2000.
- Kim, W., Lee, C. M. and Hwang, Y. K., "A Study on the Shrink Fits and Internal clearance Variation for Ball Bearing of Machine Tool using FEM," International Multi Conference of Engineers and Comptuer Scientists, pp. 1856-1860, 2009.
- Adnan, Ö., Demdtin, T., Murat, D. A. and Sadri, S., "Stress analysis of shrink-fitted joint for various fit forms via finite element method," Materials & Design, Vol. 26, No. 4, pp. 281-289, 2005.
- Kim, J. K., Kim, S. B., Lee, J. K. and Kim, H. J., "A study on the thermal Behavior of Machine Tool Spindle system," Transaction of KSME, Vol. 8, No. 1, pp. 28-34, 1999.
- Kim, S. M., Lee, K. J. and Lee, S. K., "Effect of bearing support structure on the high-speed spindle bearing compliance," International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 42, No. 3, pp. 365-373, 2002.

9. Alfares, M. A. and Elsharkawy, A. A., "Effect of axial preloading of angular contact ball bearing on the dynamics of a grinding machine spindle system," *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 136, No. 1, pp. 48-59, 2003.
10. Min, X., Shuyun, J. and Ying, C., "An improved thermal model for tool bearing," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 47, No. 1, pp. 53-62, 2007.