

유한요소법을 이용한 베어링의 끼워맞춤 및 틈새 변화에 관한 연구

*황영국¹, 이춘만, 정원지², 심영호³

¹ 창원대학교 기계설계공학과 대학원, ² 창원대학교 기계설계공학과, ³(주)광진기계

A Study on the Tight Fits and Internal Clearance Variation of Ball Bearing using FEM

*Y. K. Hwang¹, C. M. Lee, W. J. Chung², Y. H. Sim³

¹ Graduate school, CNU, ² Dept. of Mech. Design & Manufacturing, CNU, ³ Kwang Jin Machinery Co., Ltd

Key words : Bearing internal clearance, Preload, High speed spindle, Tight fits

1. 서론

최근 공작기계 기술은 생산성 향상을 지향한 고속화 기술, 생산 공정의 합리화를 위한 다기능 복합화 기술, 환경 대응화 및 지능·정보화 기술 개발이 중요시 되고 있다. 이를 실현하기 위해 공작기계의 주축 회전속도와 이송속도는 점점 고속화 되고, 강성은 증대되고 있다.

공작기계의 주축에 채용되고 있는 베어링의 종류로는 구름베어링, 미끄럼베어링, 공기정압베어링, 자기베어링 등이 있다. 이중 구름베어링은 강성과 부하용량이 크고, 취급이 용이하며, 규격화가 되어 있는 등의 이유로 공작기계 주축베어링으로 가장 많이 채용되고 있다.

구름베어링은 일반적으로 틈새를 가지고 있다. 베어링이 초기 가지고 있던 틈새는 일반적으로 역시 끼워맞춤에 의해 감소되고, 사용 중 내륜과 외륜의 온도 차에 의한 열팽창으로 감소된다. 베어링의 틈새가 지정된 틈새 보다 작으면 과도한 접촉 응력에 의한 유막의 파괴와 늘어붙음의 발생을 초래하여 베어링의 수명을 단축시키고, 클 경우는 축 떨림, 진동 및 소음의 원인이 되고 있다. 따라서 베어링을 사용할 때에는 초기에 사용 용도에 적합한 틈새급의 베어링을 선정하여야 한다.⁽¹⁾

공작기계 주축에 채용되고 있는 베어링에는 축계의 강성을 높이고 진동을 억제하여 회전정밀도 등을 향상시킬 목적으로 초기 예압 하중을 가하고 있다. 즉 초기에 베어링의 전동체와 궤도면 사이의 틈새값을 음으로 함으로서 축계의 강성과 회전정밀도를 향상시키고, 베어링의 과도한 틈새를 방지하지하고자 하는 것이다.⁽²⁾ 하지만 예압 하중이 과도할 경우 베어링 수명이 단축되므로 적절한 틈새를 유지할 수 있는 예압 하중을 선정해야 한다.

이상에서 보는 바와 같이 공작기계 베어링 측면에서 틈새 및 끼워맞춤, 적용 예압의 선정은 대단히 중요하다. 하지만 이들에 대한 구체적인 값의 선정은 매우 전문적인 분야이고, 상호 연관성을 가지고 있으므로 쉽지 않다. 특히 주축이 고속화 될수록 열변형, 원심력 등의 영향이 커져 이론 보다는 경험에 의존하여 선정하는 경우가 많다. 따라서 고속 회전시 베어링의 틈새변화 및 그에 대한 거동특성을 분석하는 것은 대단히 중요하다.

본 논문에서는 베어링에 적용되는 예압 하중 및 원심력이 베어링의 끼워맞춤과 틈새변화에 미치는 영향 및 그때의 베어링 내륜의 형상변화를 알아보기 위해 유한요소해석을 수행하였다.

2. 베어링의 틈새 변화

베어링의 틈새는 베어링의 끼워맞춤 상태나 운전중 원심력, 온도상승에 따라 크게 변동하고 베어링의 수명 및 주축 성능과 직결되므로 운전 중 베어링의 틈새 변화 및 그 거동을 파악하는 것은 대단히 중요하다.

일반적으로 베어링의 역시 끼워맞춤시 접촉면의 표면거칠기와 물성치 차이를 고려한 베어링의 반경방향 틈새 감소량은 식(1)로 나타낼 수 있다.⁽²⁾

$$u = \Delta D_m - \Delta D_s - \Delta D_t \quad (1)$$

여기서 u 는 유효 끼워맞춤량, ΔD_m 는 가공공차에 의한 끼워맞춤량, ΔD_s 는 smoothing에 의한 끼워맞춤량 감소이고, ΔD_t 는

열팽창에 의한 끼워맞춤량 감소이다.

베어링 내외륜의 온도차에 의한 베어링의 반경방향 틈새 감소량은 식(2)로 나타낼 수 있다.⁽²⁾

$$\Delta D_{td} = \frac{\Delta T \alpha (d + D)}{2} \quad (2)$$

여기서 ΔD_{td} 는 온도차에 의한 반경방향 틈새 감소량, ΔT 는 내륜과 외륜의 온도차, α 는 열팽창 계수, d 는 베어링 내경, D 는 베어링 외경을 나타낸다.

이외에도 베어링내부 틈새 변화에는 원심력에 의한 내외륜의 팽창량, 볼의 열팽창량등 다양한 요인이 영향을 미칠 수 있다.

3. 유한요소해석

베어링에 적용되는 예압 하중 및 원심력에 따른 베어링의 틈새 변화 및 내륜 구름면의 형상 변화를 보기 위해 상용프로그램인 ANSYS를 이용하여 접촉비선형 해석을 수행하였다.

3.1 모델링

본 연구에서는 해석을 위해 K사의 직경 45mm, 최대 20,000rpm 스피들을 후면 베어링부위만을 고려하여 2차원 축대칭 형상으로 단순화하여 모델링 하였다. 유한요소모델은 Fig. 1과 같으며 주축과 베어링 내륜의 두 부분으로 구분하여 모델링 하였다. 해석에 사용된 요소는 2차원 4절점 요소이고, 요소의 거동은 축대칭이다.

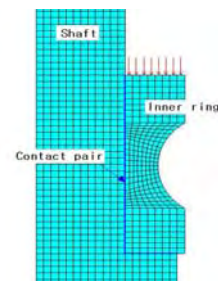


Fig. 1 FE model of the inner ring and shaft

하중조건은 예압 및 주축 회전의 의한 원심력의 효과를 구분하기 위해 다단계 하중을 적용하였고, 적용 하중의 범위는 Table 1과 같다. 이때 베어링이나 모터부의 발열에 의한 열팽창 효과는 배제하고 해석을 수행하였다.

Table 1 Load conditions for finite element analysis

Initial preload [N]	Rotational speed [rpm]
100, 300, 500	10,000, 20,000

3.2 해석결과 및 고찰

베어링에 적용되는 예압 하중 및 원심력에 따른 베어링 내부의 틈새 변화를 알아보기 위해 Fig. 2에 보이는 S_1 , B_1 , B_2 점의 변위를 분석해 보았다. 이때 S_1 , B_1 은 원심력에 따른 축과 베어링 내경의 팽창성분, B_2 는 베어링 내륜 구름면의 팽창성분으로 가정하였다.

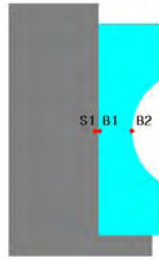


Fig. 2 Sampling points for bearing clearance analysis

Table 2는 참고지점들에 대한 변위 해석결과이며, Fig. 3은 원심력과 예압 하중에 따른 축과 베어링의 반경방향 팽창량의 차이를 나타낸 그래프이다. 그 결과 원심력에 의한 팽창량의 차이에 따른 축과 내륜의 틈새가 주축회전수가 증가할수록 큰 폭으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 주축이 고속화 될수록 축과 내륜의 억지 끼워맞춤량이 감소되므로 축과 베어링 내륜의 미끄럼을 방지하기 위해서는 주축이 고속화 될수록 억지 끼워맞춤량을 증가시켜야 할 것으로 판단된다.

Table 2 Results of finite element analysis

Rotational speed [rpm]	Preload [N]	Displacement [μm]					
		S1		B1		B2	
		x	y	x	y	x	y
10,000	100	10.64	-5.61	29.22	-4.37	28.36	-4.58
	300	10.64	-5.61	28.67	-6.56	28.14	-7.11
	500	10.64	-5.61	28.11	-8.75	27.92	-9.64
20,000	100	42.60	-22.44	117.82	-14.20	113.88	-14.52
	300	42.60	-22.44	117.27	-16.39	113.66	-17.05
	500	42.60	-22.44	116.71	-18.58	113.44	-19.58

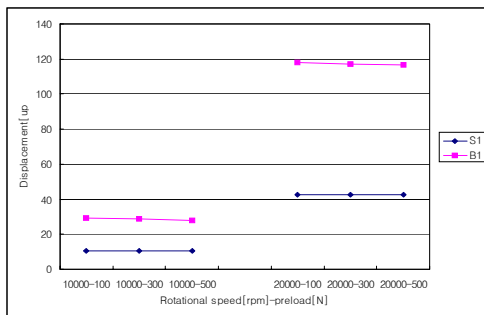


Fig. 3 Radial clearance variation due to preload and rotational speed

비선형 해석을 수행한 결과 주축과 베어링의 변형 형상은 Fig. 4, 5와 같다. Fig. 4는 예압 하중만을 적용했을 때의 주축과 베어링 내륜의 변형형상이고, Fig. 5는 주축회전에 의한 원심력까지 적용된 경우이다. 그림에서 확인할 수 있듯이 예압 하중이 증가할수록 베어링 내륜 구름면의 형상이 더욱 오목하게 변한다. 일반적으로 하중이 작용하지 않는 경우 베어링의 틈새변화량 ΔC 에 의한 접촉각 α 는 식 (3)같이 주어진다.⁽³⁾

$$\alpha = \cos^{-1} \left(1 - \frac{C - \Delta C}{2A} \right) \quad (3)$$

여기서 C는 베어링 내부의 초기틈새이고, A는 내륜 구름면과 외륜 구름면의 곡률중심간의 거리이다. 따라서 해석결과 베어링 내륜의 곡률반경이 줄어들수록 곡률 중심간 거리가 짧아져 접촉각이 더 커질 것으로 판단된다. 따라서 고속 회전시 진동체의 원심력증가와 함께 예압 하중이 접촉각 변화에 큰 영향을 미칠 것으로 판단된다.

해석결과 축방향에서 베어링 내륜이 직접 주축과 접촉하는 부위의 변형량이 그렇지 않은 부위의 변형량보다 적은 것으로

나타났다. 이는 일차적으로 해석모형을 구성하는 과정에서 Lock nut, spacer 등의 접촉부를 생략하고 예압 하중만을 적용하여 주축과 직접 접촉하는 부위와는 달리 마찰력에 의한 영향이 고려되지 않았기 때문으로 판단된다. 하지만 실제 상황에서 양끝단의 구속 상태의 차이에 따라 원심력에 의한 팽창량의 차이가 발생할 경우 해석결과에서 보는 바와 같이 베어링 내륜의 정렬불량을 유발하여 베어링의 성능 및 수명에 영향을 줄 수 있으므로 설계 및 제작단계에서는 이에 대한 충분한 고려가 이루어져야 할 것으로 판단된다.

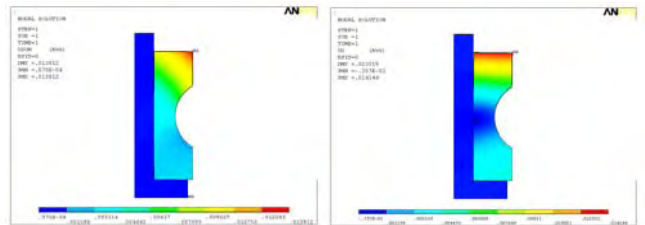


Fig. 4 Deformation results for preload

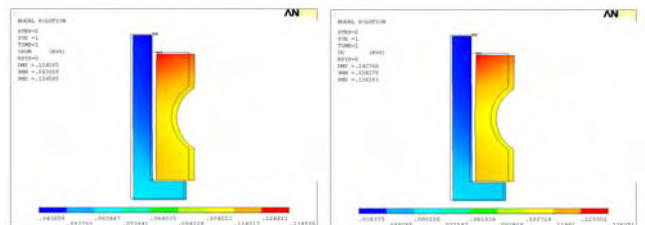


Fig. 5 Deformation results for preload and rotational speed

4. 결론

본 논문에서는 유한요소해석을 통하여 베어링의 틈새 변화 및 내륜 구름면의 형상 변화를 알아보았다. 해석결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 해석적 방법으로 주축 회전수 및 예압 하중에 대한 축과 내륜의 팽창량을 정량적으로 확인하였다. 향후 고속주축의 설계에서 축과 베어링의 미끄럼을 방지하기 위한 휜쇠량을 선정하는데 참고자료로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

(2) 해석결과 예압 하중과 원심력이 증가할수록 내륜 구름면의 곡률반경이 줄어들어 접촉각이 커지는 것으로 나타났다.

(3) 베어링 내륜의 축방향 구속 상태에 따라 원심력에 의한 팽창량 차이를 확인할 수 있었다. 이는 베어링 내륜과 축의 정렬불량을 유발하여 베어링의 성능에 악영향을 미친다. 따라서 설계단계에서 이에 대한 고려가 꼭 필요할 것으로 판단된다.

향후 운전 중 베어링의 거동 변화를 정확히 예측할 수 있도록 더욱 엄밀한 해석모델의 구축과 그에 대한 검증이 필요할 것으로 사료된다.

후기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI04-01-03)과 (주)광진기계의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Michael M. Khonsari, E. Richard Booser, "Bearing Design and Lubrication," JOHN WILEY & SONS, pp. 385-414, 2001.
2. Avraham Harnoy, "Bearing Design in Machinery," Marcel Dekker, pp. 418-436, 2003.
3. Mohammed A. Alfares, Abdallah A. Elsharkawy, "Effects of axial preloading of angular contact ball bearings on the dynamics of a grinding machine spindle system," Journal of Materials Processing Technology, Vol. 136, pp. 48-59, 2003.