

고속 주축베어링의 볼 접촉각 변동을 고려한 주축 설계공차

이찬홍*

(논문접수일 2010. 9. 13, 심사완료일 2010. 9. 30)

Design Tolerance of High Speed Spindle considering the Variation of Ball Contact Angle in the Angular Contact Ball Bearings

Chan Hong Lee*

Abstract

Angular contact ball bearings in a high speed spindles are under the extreme conditions, such as high temperature, big centrifugal force and thrust cutting forces. So, the assembly contacts between spindle shaft and inner ring of bearings, bearing housing and outer ring of bearings are occasionally unstable at high speed revolution. Furthermore, the ball contact angle of a bearing, which influence stiffness and lifetime of bearings, are changed according to external loads and rotational speed. To analyze internal forces of a bearing under high speed revolution, the ball contact angles are calculated using nonlinear equations in consideration of rotational speed, thrust loads and raceway form. Diameter increase of inner and outer ring by influence factors, such as internal forces to inner and outer ring, centrifugal force and temperature of inner and outer rings are calculated to establish stable state in bearing assembly in high speed spindle. Finally, contribution ratio of influence factor to assembly design tolerance of inner and outer rings are shown and the stable assembly design tolerance are proposed.

Key Words : High Speed Spindle(고속 주축), High Speed Angular Contact Ball Bearing(고속 앵글러 콘택트 볼 베어링), Bearing Contact Angle(베어링 접촉각), Design Tolerance of Spindle Units(주축의 설계공차)

1. 서론

모든 기업은 세계시장에서 제품의 가격경쟁력을 확보하기 위해서 대량생산 체제의 구축과 고속가공을 통한 보유 생산

설비 및 인력활용의 효율성을 높이려고 한다. 또한 근래 비철 금속류와 신소재 가공이 항공, IT 산업계에서 확산되고 있어 재료의 특성상 고속가공의 필요성이 급격히 증가하고 있다.

* 한국기계연구원 초정밀기계시스템연구실 (chlee@kimm.re.kr)
주소: 305-343 대전광역시 유성구 장동 171

고속가공을 위해서는 생산장비에 고속 이송계와 고속 주축이 장착되어야 하고, 고 가공속 관성력과 안정된 회전성능, 발열억제 및 냉각이 고려되어야 한다. 특히 고속주축은 현재 4만 rpm을 상회하는 상품이 출시되고 있어, 고속 회전시 내부 부품이 원심력으로 인한 팽창과 발열로 인한 열변형, 진동 현상을 우선적으로 고려해야 한다. 그래서 과거에 저속 고강성 주축을 설계하던 방식을 고속 주축에 적용하는 경우, 생각해야할 기술적 사항이 많이 있게 된다. 주축이 고속으로 회전하면 1만 rpm이하에서 무시하였던, 베어링 볼의 자이로스코프 효과와 원심력에 의해 반경 방향으로 이동하면서 내외륜과 볼의 접촉각이 초기 접촉각과는 다르게 각각 변화한다⁽¹⁾. 이 현상은 베어링의 내력크기와 방향을 모두 변화시켜 내외륜에 작용하는 부하와 축 및 반경방향 강성, 베어링의 회전 수명까지도 영향을 미치게 된다^(2,3).

주축의 안정된 회전성능은 지지 베어링의 운동특성과 직결되므로 회전수에 따른 베어링의 내력 변화를 고려하여 주축의 설계공차를 적절히 결정해야 한다. 적절한 설계공차는 주축 하우징과 베어링 외륜의 조립을 원활하게 하고, 축방향 하중과 발열시 베어링 외륜에 과도 응력을 완화하는 역할을 한다. 그리고 고속 회전시에 발생하는 베어링 내부의 열과 내력 방향 변화에도 주축과 베어링 내륜의 조립이 확고하게 유지하기 위해서도 적절한 주축 설계공차가 적용되어야 한다.

본 연구에서는 우선 고속주축의 외부에서 작용하는 하중에 대해 정리를 해서, 지지 베어링에 작용하게 되는 외부 부하로 정의 하고, 고속 회전시 지지 베어링 내부에서 발생하는 볼, 내외륜의 원심력과 볼의 접촉각 변화를 고려하여 외부 부하에 대한 베어링의 운동학적 거동을 파악하였다. 또한 고속 회전시 내외륜의 온도상승과 열팽창이 베어링 내부에서 일어났을 때 주축과 베어링의 안정된 조립상태 유지를 위해서 주축의 설계공차 범위를 제안하였다. 그리고 베어링에 작용하는 영향요소 중 어떤 것이 설계공차에 가장 영향을 주는 지 규명하였다.

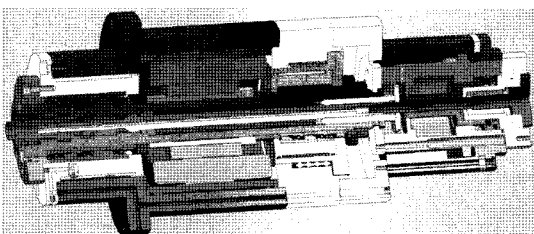


Fig. 1 High Speed Spindle Units with 40,000rpm

2. 고속 주축의 회전 환경

고속 머시닝센터의 예를 들면, 현재 고속 주축의 회전수는 20,000~50,000rpm정도가 돼서 대부분 고속 미소 밀링 가공을 위해서 사용이 된다. 10년 전 같이 고속 주축으로 저속 고부하 밀링가공을 하는 일은 현재 거의 없다. 그래서 Fig. 2와 같이 축방향의 절삭력은 대부분 800N이하이고, 반경방향의 절삭력도 600N이하가 된다. 주축의 강성으로 볼 때 더 큰 절삭력 부하를 가할 수도 있지만, 장착되는 밀링공구의 세장비가 매우 크기 때문에 공구에서 절삭력으로 인한 굽힘 현상으로 반경 및 축방향의 큰 절삭력이 주축까지 도달하지 못한다.

그리고 고속 주축에서는 지지 베어링의 과도한 발열을 막기 위해서 전부 베어링과 후부 베어링의 위치를 고착해서 예압이 과도하게 많이 공급될 수 있는 정위치 예압을 사용하지 않고, 전후부 지지 베어링의 예압을 항상 일정하게 유지하기 위해서 후부 베어링 주위에 불부쉬로 직선 안내계를 구성하고 직렬로 스프링을 설치한 정압 예압장치를 사용한다(Fig. 2). 이때 스프링력이 약 500N정도 전후부 베어링에 축방향으로 가해지게 된다. 이외에 주축에는 불평형으로 인한 부하가 작용할 수 있으나 고속용 부품이므로 Balancing을 매우 엄격하게 실시하므로 무시할 정도의 부하가 걸리게 된다.

3. 주축용 앵귤러 콘택트 베어링의 Kinematics

고속 주축에는 대부분 초고속 회전을 위해 세라믹 Angular Contact Ball Bearing을 사용하고 윤활제로는 Air-Oil을 채용하고, 베어링 배열은 Double Back to Back을 사용해서 Fig. 2와 같이 정압 예압장치를 사용하는 경우가 많다. Air-Oil 윤활은 최소한의 윤활을 함으로써 오일내의 교반작용으로 인한 발열을 최소한으로 감소시키고, 베어링의 레이스에는 매우 미량의 윤활유만 잔존할 뿐이다.

고속용 앵귤러 콘택트 베어링은 볼의 질량을 감소시키기

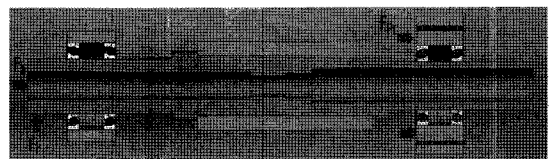


Fig. 2 External Forces of High Speed Spindle

위해 Steel 볼보다는 세라믹 볼을 사용해서 질량이 반 이
 로 감소되었다. 그리고 내외륜의 레이스 곡률은 제조사마다
 차이가 있지만, NTN 베어링의 경우 1.08 정도로서 볼의 지
 림보다 8%정도 큰 정도이다. 즉 볼의 움직임 공간이 약간
 정도 있음을 의미한다. 베어링의 운동학적 설명을 위해 Fig.
 3에 외부의 하중이 없고 회전하지 않는 베어링의 초기 조립
 상태 볼 접촉각 α_n 을 나타내었다.

이번에는 주축 베어링이 고속으로 회전하고 축방향의 부
 하 $F_a + F_{pro}$, 즉 축방향 절삭력과 베어링 예압 등을 받고 있고,
 베어링 볼도 자이로스코프 효과와 원심력 F_c 을 받는 경우,
 Fig. 4와 같이 볼 접촉각이 내륜에서는 초기 각도 α_n 보다 큰
 각도 α_o 로 외륜에서는 초기 각도보다 작은 α_i 로 변화한다.

이와 같은 고속 회전상태에서 볼의 내외륜 접촉각을 계산
 하기 위해서는 축, 반경 방향의 힘 방정식과 모멘트 방정식
 3개를 모두 만족해야 한다⁽¹⁾. 이 식들은 서로가 종속적으로
 연결되어 있고 비선형이어서 Newton-Raphson 해법을 통해
 수치해석으로 풀어야 접촉각을 얻을 수 있다.

$$F_a - \sum_{j=1}^Z \left[\frac{K_{ij}(A_{1j} - X_{1j})\delta_{ij}^{1.5} - \frac{\lambda_{ij}M_{gj}}{D}(A_{2j} - X_{2j})}{(f_i - 0.5)D + \delta_{ij}} \right] = 0 \quad (1)$$

$$F_r - \sum_{j=1}^Z \left[\frac{K_{ij}(A_{2j} - X_{2j})\delta_{ij}^{1.5} - \frac{\lambda_{ij}M_{gj}}{D}(A_{1j} - X_{1j})}{(f_i - 0.5)D + \delta_{ij}} \right] \cos \psi_j = 0 \quad (2)$$

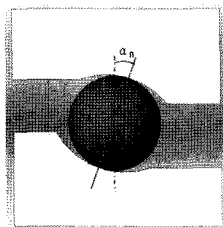


Fig. 3 Angular Contact Ball Bearing at Still State

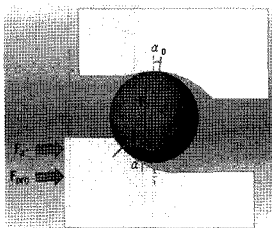


Fig. 4 Angular Contact Ball Bearing at High Speed

$$M - \sum_{j=1}^Z \left[\frac{K_{ij}(A_{1j} - X_{1j})\delta_{ij}^{1.5} - \frac{\lambda_{ij}M_{gj}}{D}(A_{2j} - X_{2j})}{(f_i - 0.5)D + \delta_{ij}} + \lambda_{ij}f_i M_{gj} \right] \cos \psi_j = 0 \quad (3)$$

식 (1), (2), (3)의 해와 기호설명은 참고문헌⁽¹⁾에 서술되
 어 있다. 이 식을 회전수의 변화에 대한 볼 접촉각 변화로
 수치적으로 표시한 것이 Fig. 5이다.

Fig. 5의 예에서 나타난 바와 같이 베어링 예압을 저(L),
 중(M), 고(H)로 나누어 계산한 결과로 보면, 주축의 회전속
 도가 증가할수록 외륜의 접촉각 α_o 은 0에 접근해서 볼이 외
 륜의 최고점 인근에 위치함을 알 수 있고, 내륜의 접촉각 α_i
 은 증가하여 내륜의 최저점에서 점점 멀어져 반경방향의 힘
 을 지지하기 어려워짐을 알 수 있다⁽²⁾. 두 개의 직렬연결 접
 촉점 방향과 강성을 고려하여 총체적인 축 및 반경방향에
 따른 힘과 변위의 관계를 분석해보면, 축과 반경방향의 강성
 은 회전수가 증가할수록 감소하게 된다.

이와 같이 베어링 내력은 고속 회전상태와 정지상태가 판
 이하게 다르기 때문에 정확한 주축 설계공차를 위해서 회전

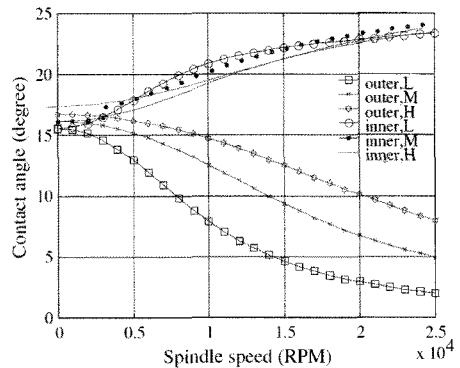
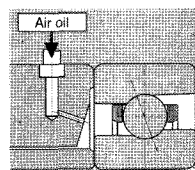


Fig. 5 Ball Contact Angle with Spindle Speed⁽²⁾

Table 1 Specification of Angular Contact Ball Bearing

| | (mm) |
|-------------------|------------|
| Bearing Type | NTN, HSE |
| Outer Dia., d_o | 68 |
| Inner Dia., d_i | 40 |
| PCD, d_m | 53.85 |
| Ball Dia., D | 6.35 |
| Ball Number, Z | 19 |
| Angle α_n | 20° (0rpm) |
| Race radii | 1.08 |



상태의 내력을 기준으로 베어링의 내외륜 지름변위를 분석해야 한다. 실제적인 비교를 위해서 3절부터는 Table 1에 나타낸 고속용 베어링 사양을 사용하여 분석결과를 수치로 표시하도록 한다.

4. 축방향 부하에 의한 베어링의 지름변화

볼 접촉각은 베어링의 형태, 볼의 재료, 축과 반경방향의 부하, 내외륜 곡률, 회전수에 따라 변화하는 다변수 종속 인자이므로 간단한 수식으로 표시할 수 있으면 가장 좋은 방법이 될 수 있으나, 비선형적으로 연결되어 있는 연립방정식의 형태로 수식이 만들어지고 수렴을 통한 해법도 간단하지 않다(식(1)~(3)). 그래서 수식의 경향을 알기 위해, 상용되는 주축 베어링의 운전조건을 기본으로 하여 계산 하고 결과를 수치화함으로써 각 영향인자가 주축 설계공차에 미치는 경향을 살펴보도록 한다.

고속주축의 상용 운전조건을 정지 상태와 차별화하기 위해 회전수 35,000rpm에서 접촉각을 분석하도록 한다. 이때 베어링의 축방향 예압력은 480N이고, 절삭력은 축방향으로 100N이 가해지는 것으로 가정한다. 베어링 볼은 회전시 원심력이 발생하여 외륜에 부하를 주게 되지만 베어링이 회전하면서 생기는 기본현상이고 이 힘이 없이는 볼 접촉도 없으므로 축방향 부하영향 분석에서 함께 다룬다. 이러한 조건에서 볼의 외륜 접촉각 α_o 는 17.6°, 내륜 접촉각 α_i 는 25°를 얻었다. 여기서 볼의 공전 속도는 식 (4)에 의해서 15,561 rpm가 얻어진다. 경향으로 볼 때, F_a 가 커지면 α_o 가 증가해서 외륜에 가하는 부하 증가율은 낮아지고, 회전속도 증가에 따른 볼의 원심력 증가는 α_o 를 감소시킨다. Fig. 6에서 Q_{or} 이

외륜의 지름을 팽창시키는 하중이므로 구해야 할 수치이다. 이 수치를 통해서 베어링 하우징의 설계공차를 예상해 볼 수 있다. 그리고 Q_{ir} 은 내륜의 지름을 감소시키는 하중으로 작용한다. 우선 식 (6)과 (7)의 평형방정식에 의해서 식 (8)과 (9)를 이용해 Q_o 와 Q_r 를 구하면 Q_{or} 과 Q_{ir} 은 얻을 수 있다.

$$N_m = 0.5(1 - \frac{D}{d_m} \cos\alpha)N_i \tag{4}$$

$$F_c = m_g r_m \omega_m^2 \tag{5}$$

$$Q_{ia} - Q_{oa} = 0 \tag{6}$$

$$Q_{ir} + F_c - Q_{or} = 0 \tag{7}$$

$$Q_o = \left[1 + (\cot\alpha_i + \frac{F_c}{Q_{ia}})^2 \right]^{\frac{1}{2}} Q_{ia} \tag{8}$$

$$Q_i = \frac{Q_{ia}}{\sin\alpha_i} \tag{9}$$

상기 식으로부터 볼 한 개에서 작용하는 내력은 $F_c=30.7N$, $Q_{ia}=F_a/19=30.5N$, $Q_o=100.8N$, $Q_{or}=96.1N$, $Q_i=72.17N$, $Q_{ir}=65.4N$ 을 얻을 수 있다. 그래서 외륜에 작용하는 총 부하는 $19 \cdot Q_{or}$ 로서 1825N이다. 베어링의 외륜 두께 t 가 4mm이고 폭 W 가 15mm, 평균 반지름 r_o 가 64mm 일 때, 식 (10)에 나타낸 내부압력에 의한 원통 팽창량 계산식에 의해서 반지름 방향의 팽창량을 계산할 수 있다. 결국 축방향으로 작용하는 절삭력과 베어링 예압력의 합 580N과 35,000rpm의 회전상태에서 베어링 외륜의 지름 팽창량 δ_d 는 1.5 μ m 이다.

$$\delta_d = 2 \frac{Pr_o^2}{E \cdot t} \tag{10}$$

- P: 원통 내부압력, $P=19 \cdot Q_{or}/(2r_o\pi W)$, (N/mm²),
- r_o : 외륜의 평균반경(mm), W : 베어링 폭(mm)
- t : 외륜의 두께(mm), E : 탄성계수(N/mm²)

그리고 내륜을 누르는 총 부하 $19 \cdot Q_{ir}$ 은 내륜의 압축력으로 작용하여 내륜지름 압축량이 0.69 μ m에 해당한다. 이 압축량은 다음 절의 원심력으로 인한 내륜의 팽창 계산 때 고려하도록 한다.

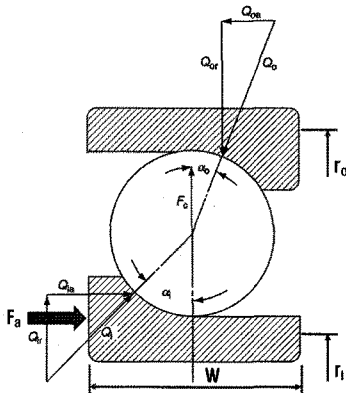


Fig. 6 Ball Position under Thrust Forces

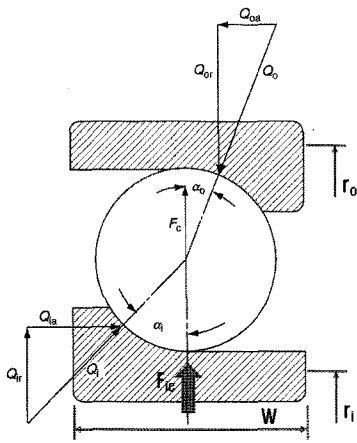


Fig. 7 Ball Position under Centrifugal Force of Inner Ring Mass

5. 원심력에 의한 베어링의 지름변화

고속 주축에서 원심력으로 인한 변형은 불가피한 현상으로 부품 설계시 이 변형에 대비하여 공차를 마이너스로 지시한다. 베어링 내부에서 원심력을 고려해야 할 요소는 볼과 내륜이다. 볼에 대한 원심력은 전 절에서 회전을 위한 기본 조건으로 정의하였으므로, 본 절에서는 내륜의 원심력에 의한 변형을 집중하여 분석한다.

고속 회전시 베어링 내륜에는 Fig. 7과 같이 볼에 의한 하중 Q_{or} 과 내륜 질량으로 인한 원심력 하중이 서로 반대 방향으로 작용한다.

내륜의 원심력으로 인한 내륜 지름의 팽창량 δ_d 는 식 (10)과 비슷하게 식 (11)에 나타냈다. 식에서 알 수 있듯이, 내륜의 반지름이 증가할수록 3승에 비례하여 지름 팽창량이 증가하므로 가장 큰 영향을 미치고 있고, 회전수는 자승에 비례하므로 다음으로 많은 영향을 미치고 있다. 그래서 고속 주축의 베어링은 베어링 조립상태의 미소 변화를 위해서도 작은 구경의 베어링을 사용하는 것이 유리하다.

$$\delta_d = \frac{2\rho r_i^3}{E} \cdot \left(\frac{2\pi N_i}{60} \right)^2 \quad (11)$$

ρ : 내륜 재료의 밀도(kg/mm³),

r_i : 내륜의 평균반경(mm), N_i : 주축 회전수(rpm)

원심력에 의한 내륜의 팽창량은 식 (11)에 의해서 내륜 평

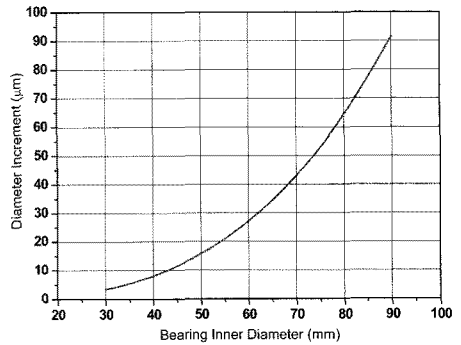


Fig. 8 Diameter Increment with Bearing Diameter under 35,000rpm

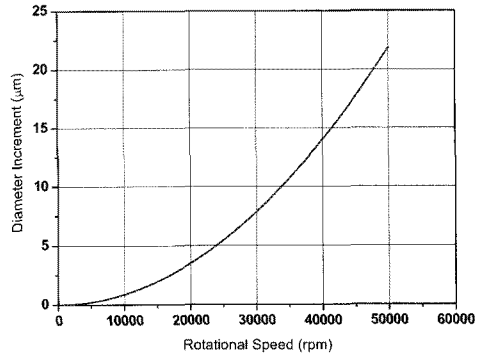


Fig. 9 Diameter Increment with Rotational Speed

균반경 44mm, 회전수 35,000rpm에서 10.7μm를 얻었다. 전 절에서 얻어진 베어링 내력으로 인한 내륜 압축량 0.69μm을 빼면 10μm의 지름팽창이 생긴다.

6. 열변형에 의한 베어링의 지름변화

주축 베어링이 고속 회전을 하면 베어링 내력으로 인한 내외륜과 볼의 접촉마찰 때문에 발열이 시작되고, 추가하여 회전 가감속도의 증감을 심하게 하면 볼과 내외륜과 미끄럼이 급속히 증가하여 발열이 심하게 일어난다. 주축 회전수의 가속에 한계치를 두는 이유도 이러한 급속 발열이 접촉면을 손상시키기 때문이다. 일반적으로 고속 주축에서 Air-Oil운활을 할 경우, 베어링 외륜에서의 상승온도는 한 예로 Fig. 10과 같이 나타난다⁽⁴⁾.

그림에서와 같이 회전수 35,000rpm에서는 외륜의 온도 증가분이 약 25℃에 이르고 있다. 내륜의 경우는 Air-Oil의

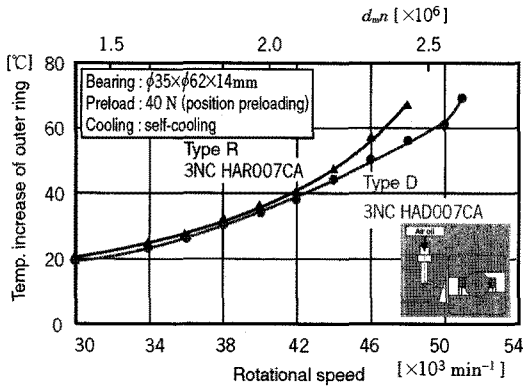


Fig. 10 Temperature Increase of outer Ring with Rotational Speed⁽⁴⁾

냉각효과 때문에 외륜 온도보다 약 3°C 정도 낮은 경향을 보여서 약 22°C 정도의 증가분을 보일 것으로 예측된다. 그래서 본 논문에서도 내외륜의 온도상승을 동일한 수준으로 22°C와 25°C로 결정하였다. 내외륜의 온도상승으로 인한 지름 팽창량 δ_d 는 식 (12)로 나타낼 수 있다.

$$\delta_d = d_o \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (12)$$

d_o : 초기 내외륜 지름(mm), α : 재료의 선팽창 계수($1/^\circ\text{C}$)
 ΔT : 온도 상승량($^\circ\text{C}$)

식에 따르면 지름의 팽창량은 온도 상승량에 비례하지만 선팽창계수가 Steel인 경우 $12 \times 10^{-3} \text{ mm}/^\circ\text{C}$ 이므로 변화값이 크게 나타난다. 식 (12)에 의해 내외륜의 온도상승에 따른 지름 팽창량을 계산한 결과가 Fig. 11에 나타나 있다.

Fig. 11에 의하면 베어링이 윤활상태에서 내외륜의 온도가 22°C와 25°C가 되는 경우, 내외륜의 지름 팽창량은 각각 11.6과 19.2 μm 가 되고, 이 수치는 원심력에 의한 영향보다 큰 것을 의미한다. 외륜은 베어링 하우징과 조립될 때 헐거운 끼워맞춤을 주게 되나 열 팽창량이 이것보다 커서 외륜은 열응력을 받는 억지끼워맞춤 상태로 유지된다.

그리고 내륜은 축과 조립될 때 억지끼워맞춤을 하는데 열 팽창량이 이보다 커지게 되면 문제가 될 수 있다. 만약 윤활상태가 악화될 경우에는 온도상승이 더 증가하여 베어링의 지름 팽창량이 40 μm 에 근접해서 내륜의 조립 불안정 상태가 돼서 주축을 손상시킬 가능성이 있다. 일반적인 경향으로 볼 때, 채용 베어링의 지름이 증가하면 동일 조건 온도상승에서

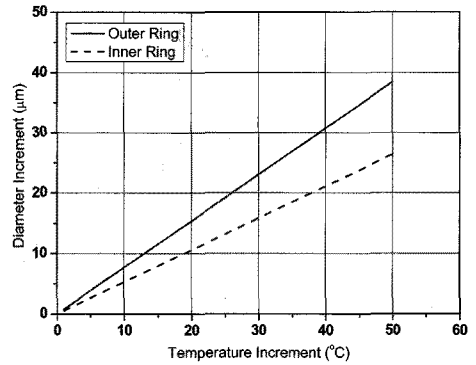


Fig. 11 Diameter Increment with Temperature

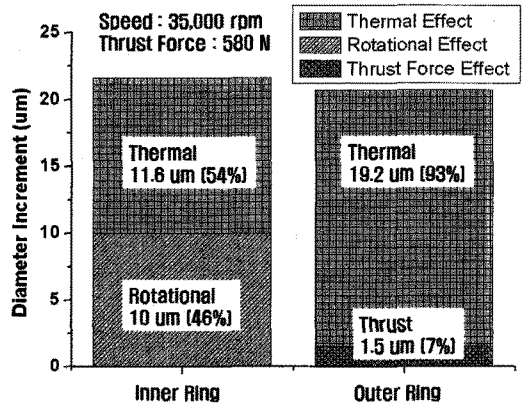


Fig. 12 Influence of thermal, rotational and thrust forces Effect upon Inner and Outer Ring Diameter Increment

팽창량이 더 커지므로 베어링이 대형화 될수록 주축의 조립 상태는 불안정 하게 된다.

상기 3~5절에서의 결과를 정리해 보면 주축의 설계공차에 가장 영향을 많이 미치는 요소는 열팽창에 의한 베어링의 내외륜 지름변화라고 할 수 있고, 다음으로 원심력에 의한 내륜팽창이 큰 영향을 미친다. 그 다음으로 예압과 절삭력에 의한 축방향 부하는 고속 주축인 경우는 무시해도 좋을 만큼 미소하다.

그래서 Fig. 12를 분석해보면 고속 회전시 베어링 외륜은 고정 부품이므로 자체 원심력에 의한 영향은 없고, 축하중과 열변형에 의해서 지름이 20.7 μm 팽창을 하고, 내륜은 회전 부품이므로 자체 원심력의 영향이 반 정도 되고 열변형의 영향도 반 정도 되어서 지름 팽창은 21.6 μm 정도 된다. 축방향

하중은 내외륜의 지름팽창에 미소하게 작용한다.

이 결과로부터 베어링의 내외륜 조립공차에 대한 것을 평가해 보도록 한다. 일반적인 정밀 베어링 축 조립공차는 축 지름 10~120mm 범위에서 추천 억지끼워맞춤 0~4.5 μ m를 제안하고 있고, 베어링 하우징 지름 30~250mm 범위에서 헐거운끼워맞춤 0~7 μ m를 제안하고 있다. 상기의 고속 베어링 지름 팽창을 생각해 보면 베어링 조립상 문제가 있을 수 있음을 알 수 있다. 베어링 제조사에서 제공하는 고속 베어링의 추천 조립공차도 본 논문에서 제안한 계산기법을 통하여, 대상 고속주축의 운전조건과 부하를 고려하여 적절한 조립공차가 되는 지 검토해야 한다.

Table 1의 고속 베어링 경우를 예로 들어 보면, 우선 베어링의 내외경 제조공차를 확인하고, 조립시작을 기준으로 주축 Shaft와 베어링 내륜의 추천 억지끼워맞춤 공차를 24 μ m로 만들어 최악의 경우 2.4 μ m의 억지끼워맞춤이 돼서 주축 Shaft와 내륜이 고속 회전에서도 분리되는 일이 없어야 하고, 베어링 하우징과 베어링 외륜의 추천 헐거운끼워맞춤 공차는 16 μ m정도로 만들어 하우징과 외륜이 최소 5 μ m정도 억지 끼워맞춤이 되도록 한다. 여기서 주의할 점은 베어링 내륜은 무한정 크기로 억지끼워맞춤을 할 수 있는 것이 아니고 내륜의 열처리와 코팅, 재료적 특성 때문에 한계가 있으므로 베어링 제조사에 재료적 관점에서 설계 억지끼워맞춤의 타당성 여부를 문의해야 한다.

7. 결론

본 연구에서는, 고속 회전시 베어링의 볼 접촉각이 변화하므로, 이를 바탕으로 베어링의 내력을 분석하고 내외륜에 수직으로 작용하는 하중으로 변환해서 내외륜의 지름변화를 고려하고, 원심력과 열변형으로 인한 내외륜의 지름변화도 분석해서 총체적으로 주축의 설계공차를 적절하게 결정할 수 있도록 방법론을 제안하였다.

- (1) 고속 회전상태에서 베어링 예압과 축방향 절삭력, 볼 원심력을 고려하여, 앵글러 콘택트 볼 베어링에서 내외륜에 작용하는 내력과 볼 접촉각의 변화를 분석하여 주축 베어링의 조립 설계공차를 결정하였다.
- (2) 축방향 하중이 커지면 내외륜 볼 접촉각은 정지상태 접촉각에 근접하고, 볼의 원심력이 커지면 접촉각은 내륜

에선 증가, 외륜에선 감소한다. 축방향 하중으로 인한 내외륜의 지름 팽창량은 1.5 μ m이하로서 미미한 영향을 미친다.

- (3) 베어링 내륜은 원심력과 열변형에 의한 영향을 주로 받고, 기여율은 35,000rpm에서 46%와 54%정도로서 총 내륜 지름 팽창량이 21.6 μ m 정도이다.
- (4) 베어링 외륜은 축하중과 열변형에 의한 영향을 받고, 기여율은 7%와 93%로서 총 외륜지름 팽창량이 20.7 μ m정도로 주로 열변형의 영향을 받고 있다.
- (5) Shaft와 내륜의 추천 조립공차는 억지끼워맞춤 공차 24 μ m로 해서 원심력과 열변형의 영향에도 불구하고 2.4 μ m의 억지끼워맞춤이 되도록 하고, 하우징과 외륜의 조립공차는 헐거운끼워맞춤 공차 16 μ m로 만들어 5 μ m정도 억지끼워맞춤이 되도록 한다.

참고 문헌

- (1) Tedric, A. H. and Michael, N. K., 2007, *Rolling Bearing Analysis, fifth edition*, Taylor & Francis, USA, pp. 80.
- (2) Chen, J. S. and Hwang, Y., 2006, "Centrifugal force induced dynamics of a motorized high-speed spindle," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, Vol. 30, No. 1-2, pp. 10~19.
- (3) Jdrzejewski, J. and Kwasny, W., 2010, "Modelling of angular contact ball bearings and axial displacements for high-speed spindles," *CIRP annuals-Manufacturing Technology*, Vol. 59, pp. 377~382.
- (4) Koyo Co. Ltd., 2005, "Precision Ball & Roller Bearings for Machine Tools," CAT. NO. B2005E-1, pp. 44.
- (5) Spachtholz, G., 2008, "Erweiterung des Leistungsbereiches von Spindellagern," WZL Aachen, Apprimus Verlag, Germany, pp. 15~20.
- (6) Jiang, S. and Zheng, S., 2010, "Dynamic Design of a High-Speed Motorized Spindle-Bearing System," *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, Vol. 132, (034501) pp. 1~5.