

탄소 표면경화처리 구름베어링의 유효 경화 깊이에 대한 고찰

이 한 영[†]

계명대학교 공과대학 신소재공학과

Study on Effective Case Depth for Case Hardened Rolling Bearings

Han-Young Lee[†]

Dept. of Advanced Materials Engineering, Keimyung University

(Received January 4, 2016 ; Revised February 4, 2016 ; Accepted February 5, 2016)

Abstract – The effective case depth for case-hardened rolling bearing has been discussed. For this purpose, rolling contact fatigue tests for ball bearings built with inner race of various hardness values were conducted until L_{10} calculating rating life using a bearing life test machine under radial loading. Then, the distribution of residual stress below the inner raceway, which depended on the hardness value, was measured by X-ray diffraction. As a result, the linear relationship was established between the hardness value of the inner race and the theoretical shear stress evaluated at the depth where the residual stress disappeared below the inner raceway. Based on the relationship, it could be found that the factor of safety in bearing manufacturer's rules for the effective case depth of case hardened rolling bearings was set higher. However, it could be also found that the hardness values at the depth where the maximum shearing stress acted below the raceway surface in a tapered roller bearing hardened by the carburizing process, were not sufficient for preventing plastic deformation under the basic dynamic load rating. Consequently, further efforts were still required to reduce or to disperse the contact load on the material design of a rolling bearing in order to prolong its life.

Keywords – case hardening (표면경화), rolling bearing (구름베어링), effective case depth (유효경화깊이), hardness (경도), plastic deformation (소성변형)

1. 서 론

일반적으로 구름베어링에 침탄처리의 적용은 표면을 고경도로 하고 심부는 저경도로 유지시켜 내충격 하중 용으로 활용하기 위함이다[1, 2]. 일반적으로 이러한 침탄처리나 고주파열처리 등과 같은 표면경화처리의 관리는 경화층의 두께를 측정하여 판단한다. 이때 기준이 되는 것이 유효경화깊이나 전경화깊이다[3].

구름접촉을 하는 베어링은 일반적으로 반복되는 내·외륜과 볼의 접촉으로 손상이 축적되어 최종적으로 접촉면상에 spalling이나 flaking 등과 같은 표면박리가

발생하여 수명에 이르게 된다[4-6]. 이러한 손상 축적은 일반적으로 구름접촉 시 발생하는 두 개의 전단응력- τ_{xz} , τ_{xy} -에 기인하나 이들의 최대값은 궤도 표면 하 소정의 깊이에 작용하는 것으로 알려져 있다[4-6]. 따라서 소성변형량은 경도와 밀접한 관계가 있기 때문에 특히 경도의 기울기가 있는 침탄처리 구름베어링의 경우, 최대전단응력이 작용하는 깊이에서의 경도는 베어링 수명에 매우 중요하다 할 수 있다[7]. 그럼에도 불구하고 현재 침탄처리 구름베어링의 관리는 유효경화 깊이로만 하고 있으며 이 규정도 관례에 따라 베어링 내·외륜의 살 두께에 따라 정해져 있다. 이로 인해 침탄처리 구름베어링의 침탄처리 조건은 베어링 형변에 따라 상이한 것이 일반적이다.

[†]Corresponding author : lhy@kmu.ac.kr

Tel: +82-53-580-5548, Fax: +82-53-582-8141

일반적으로 재료 속의 잔류응력분포는 소성변형의 정도와 밀접한 관계가 있다[8, 9]. 따라서 구름베어링의 깊이 방향으로의 소성변형을 잔류응력으로 해석하여 경도와 소성변형 저항능과의 상관관계가 정립된다면 현재의 침탄처리 구름베어링의 유효경화 깊이에 대한 규정의 유효성을 고찰할 수 있을 것으로 사료된다.

본 연구에서는 경도가 상이한 4종류의 베어링 내륜을 제작하여 구름접촉시험을 한 후 잔류응력 분포를 조사하여 경도와 두 전단응력(τ_x , τ_y)에 대한 소성변형 저항능과의 상관관계를 유추하였다. 이후 이들의 관계를 이용하여 시판되는 침탄처리 tapered roller bearing의 유효경화 깊이와 수명에 대해서도 고찰을 시도하였다.

2. 연구방법 및 내용

2-1. 시험편

본 연구에서는 일반적으로 베어링 강으로 알려진 고탄소크롬강 STB2를 베어링 형번 #6206의 내륜(내경:30 mm, 궤도경:37.175 mm, 궤도폭:4.81 mm)으로 제작하였다. 이들은 일반적인 베어링 내륜의 제작과정을 거친 후 소정의 열처리를 하였다. 열처리는 830°C에서 40분 유지한 후 유냉하는 소입과정을 거치고, 각각 180°C, 250°C, 350°C, 440°C에서 2시간씩 tempering 처리를 하였다. 그 결과 tempering 온도에 따라 5회 측정 평균 경도가 각각 HRC 62.8, 59.9, 55.2, 49.1 정도인 것으로 확인되었다. 이 후 이들을 연삭하고 베어링 형번에 상응하는 외륜(HRC 62.3)과 볼(HRC 63.1)과 함께 조립하여 완전한 ball 베어링을 제작한 후 수명시험을 하였다. 이때 볼의 위치고정을 위하여 페놀수지로 된 실제 #6206의 retainer를 사용하였다.

2-2. 구름접촉시험 및 X선 응력측정

내륜의 볼과의 구름접촉시험은 Fig. 1에 나타난 레이디얼 하중 방식의 베어링 수명시험기를 사용하였다.

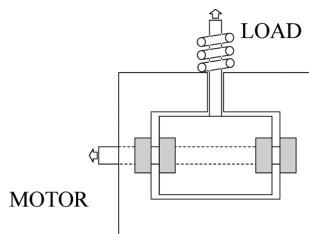


Fig. 1. Schematic diagram of rolling contact fatigue tester for bearing.

Table 1. Rolling contact fatigue test conditions for bearing

| | |
|--------------------------------------|---|
| Life test machine | Radial load bearing test machine |
| Radial Load | 5.9×10^3 N (at 0.3C test) 11.9×10^3 N (at 0.6C test) |
| Rotational speed | 2,000 rpm |
| Calculating rating life (L_{10}) | 308.6 hr (at 0.3C test) 38.6 hr (at 0.6C test) |
| Lubrication | Turbine oil #68 |

Table 2. Conditions of X-ray diffraction

| Tube | Crk α |
|---------------------------|---------------------|
| Diffraction plane | α -Fe (211) |
| Current in tube | 10 mA |
| Voltage in tube | 30 kV |
| Irradiation area | 2×4 mm ² |
| Filter | V |
| Incident angle (ψ) | 0°, 15°, 30°, 45° |

이 시험기는 1회 시험에 4개의 베어링을 장착하는 형식으로 중간의 두 베어링을 스프링의 힘으로 들어 올려 소정의 레이디얼 하중을 가하는 방식이다. 이때 시험하중은 이 베어링의 기본 동정격하중(19.8×10^3 N)의 30%(이하 0.3C 시험) 및 60%(이하 0.6C 시험)가 되는 두 하중을 선정하였다(최대접촉압력 P_{max} 이 각각 2,514 MPa, 3,167 MPa로 산출됨). 그리고 총 회전시간은 두 하중에서 각각의 L_{10} 계산수명(calculating rating life)인 308.6 hr, 38.6 hr까지 시험하였다. 모든 시험은 #68터빈오일 속에서 2,000 rpm으로 일정한 속도로 이루어졌다. 이들 시험조건을 Table 1에 요약하였다.

이후 베어링을 분해하여 각 경도 별 내륜의 궤도면을 순차적으로 전해 연마하면서 깊이 방향으로의 잔류응력 분포를 X선 회절장치를 이용하여 측정하였다. X선 회절시험의 조건을 Table 2에 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 궤도면 하의 잔류응력 분포

Fig. 2는 0.3C시험 후 내륜의 볼 궤도면 하부의 잔류응력 분포를 나타낸 것이다. 시험 전 내륜에는 어느 것도 연삭가공에 의해 최표면층에만 잔류응력이 존재하는 것으로 확인되었으나 그림에서 보듯이 약 HRC

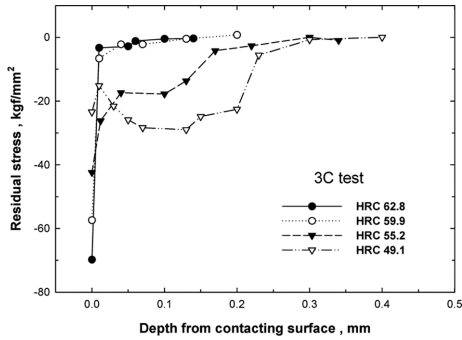


Fig. 2. Distribution of residual stress below inner raceway after 0.3C test.

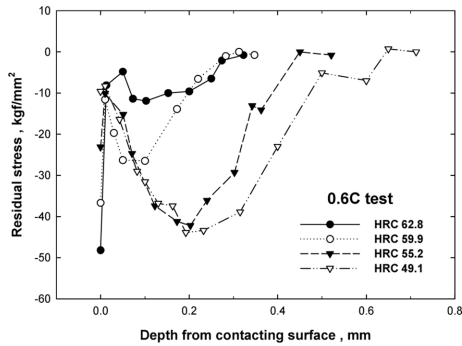


Fig. 3. Distribution of residual stress below inner raceway after 0.6C test.

62.8의 내륜의 경우도 최표면에만 커다란 압축의 잔류응력이 존재하는 것으로 밝혀졌다. 그러나 경도가 낮아질수록 최표면의 압축 잔류응력은 감소하나 내부로 잔류응력의 존재범위는 깊어질 뿐만 아니고 극대 현상은 커지고 있음을 알 수 있다[9]. 동일 하중 시험이었음에도 불구하고 이러한 결과를 보인 것은 경도에 따라 소성변형 저항능이 변화하기 때문으로 사료된다. Fig. 3은 0.6C시험 결과를 나타낸 것이나 이 경우는 0.3C의 경우(Fig. 2)보다 그 경향이 더욱 현저하다. 이것은 하중 증대로 소성변형량이 크게 증가하였기 때문으로 사료된다. 일반적으로 구름접촉 시에는 깊이 방향으로 전단응력의 크기가 변화하는 것으로 알려져 있다[4]. 결국 Fig. 2와 Fig. 3에서 각 경도에서 잔류응력이 소멸되는 깊이(잔류응력이 0이 되는 깊이)에서의 전단응력 값이 그 경도에서의 소성변형 저항능을 나타내는 것으로 생각할 수 있다. Table 3에 Fig. 2 및 Fig. 3에서 각 경도 별 잔류응력이 소멸되는 깊이와 그 깊이에서의 이론적인 정적 전단응력(τ_{st}) 및 동적 전단응력(τ_{zy}) 값을 나타내었다[4]. 잔류응력이 소멸되는

Table 3. Depth from raceway surface where residual stress disappeared in Fig. 2 and Fig. 3 and theoretical shear stress evaluated at the depth according to the hardness of inner race

| Hardness (HRC) | 0.6C test | | | 0.3C test | | |
|----------------|------------|------------------------------------|------------------------------------|------------|------------------------------------|------------------------------------|
| | Depth (mm) | τ_{st} (kgf/mm ²) | τ_{zy} (kgf/mm ²) | Depth (mm) | τ_{st} (kgf/mm ²) | τ_{zy} (kgf/mm ²) |
| 62.8 | 0.325 | 78.6 | 52.8 | - | - | - |
| 59.9 | 0.335 | 77.6 | 51.7 | 0.130 | 76.6 | 58.6 |
| 55.2 | 0.475 | 61.1 | 39.5 | 0.270 | 60.8 | 40.6 |
| 49.1 | 0.635 | 48.2 | 30.6 | 0.325 | 53.9 | 35.4 |

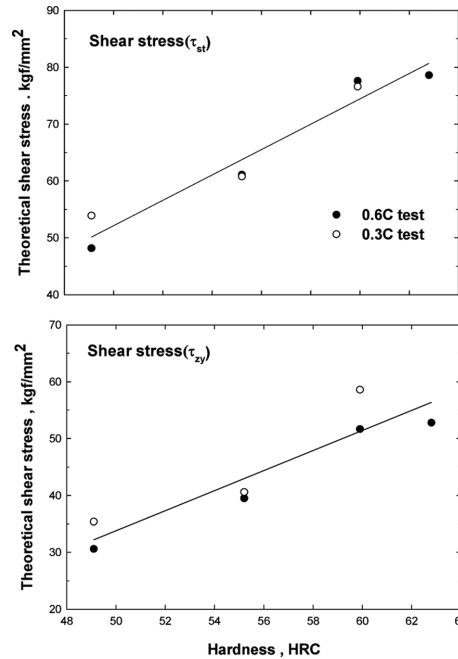


Fig. 4. Theoretical shear stress as a function of the hardness.

깊이는 하중이 증가할수록 그리고 동일 하중에서는 경도가 적어질수록 깊어짐을 알 수 있다. 그리고 Fig. 4는 이들을 그래프로 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 소성변형 저항능(이론적인 전단응력)은 경도와 상관성이 높은 직선관계이고 하중과도 거의 무관한 것으로 밝혀졌다. 이들의 비례식을 구하면

$$\tau_{st} = 2.23 \times H_{RC} - 59.17$$

$$\tau_{zy} = 1.76 \times H_{RC} - 54.45$$

이 얻어진다. 여기서 τ_{st} 및 τ_{zy} 는 각각 이론적인 정

Table 4. Dimension and theoretical effective case depth calculated for four taper bearings

| | Race thickness (mm) | | BDLR* (kgf) | Theoretical effective case depth (mm) | | | |
|----------|------------------------|------|----------------|---------------------------------------|-------------|-------------|-------------|
| | IR** | OR** | | IR** | | OR** | |
| | | | | τ_{st} | τ_{zy} | τ_{st} | τ_{zy} |
| #32006J | 4.7 | 5.3 | 3,900 | 0.285 | 0.290 | 0.204 | 0.216 |
| #30313J | 12.3 | 11.6 | 18,800 | 1.098 | 1.109 | 0.704 | 0.741 |
| #32330JR | 27.9 | 31.7 | 126,000 | 1.860 | 1.912 | 1.117 | 1.233 |
| #32252 | 40.6 | 45.0 | 179,000 | 1.781 | 1.876 | 1.182 | 1.343 |

*BDLR : Basic dynamic load rating

**IR : Inner race, OR : Outer race

적 전단응력 및 동적 전단응력으로 환산한 소성변형 저항능을 의미한다. 또한 H_{rC} 는 로크웰 경도를 의미한다. 이것을 비이커스 경도(H_v)로 환산하면

$$\tau R_{st} = 0.117 \times H_v - 7.34$$

$$\tau R_{zy} = 0.092 \times H_v - 13.1$$

로 비이커스 경도와 소성변형 저항능과의 관계가 얻어진다.

3-2. 유효경화깊이에 대한 고찰

상기의 결과를 이용하여 시판되는 bearing 중 살 두께가 상이한 4종류의 침탄처리 tapered roller bearing을 선정하여 유효경화깊이에 대한 규정의 유효성을 검토하였다.

현재 이들 베어링의 열처리 적부평가 기준은 일반적인 침탄처리의 경우와 마찬가지로 H_v 550 경도를 나타내는 유효경화깊이로 규정되어 있다. 이 H_v 550인 경도를 나타내는 궤도면 하 이 부위에 작용하는 소성변형 저항능 τR_{st} 및 τR_{zy} 를 앞의 상관관계식을 이용하여 계산하면 각각 57.01 kgf/mm^2 과 37.5 kgf/mm^2 가 얻어진다. Lundberg-Palmgren의 이론[10]에 근거하여 이 정도의 전단응력이 작용하는 궤도면 하 깊이(이론적인 유효경화 깊이)를 산출하고 그 결과를 Table 4에 나타내었다. Table 4에는 선정된 4종류의 베어링 내륜과 외륜의 이론적 유효경화깊이 외에 살 두께(race thickness) 및 정격하중(BDLR)도 함께 나타내었다. 현재 침탄처리 베어링의 최적의 유효경화깊이에 대한 규정은 업계 관례에 따라 베어링 내·외륜의 살 두께로 정해져 있다.

Fig. 5에 현재 업계에서 사용하는 베어링 내·외륜의 살 두께에 따른 유효경화깊이의 범위와 Table 4에서 얻어진 이들 베어링 내·외륜의 이론적 유효경화

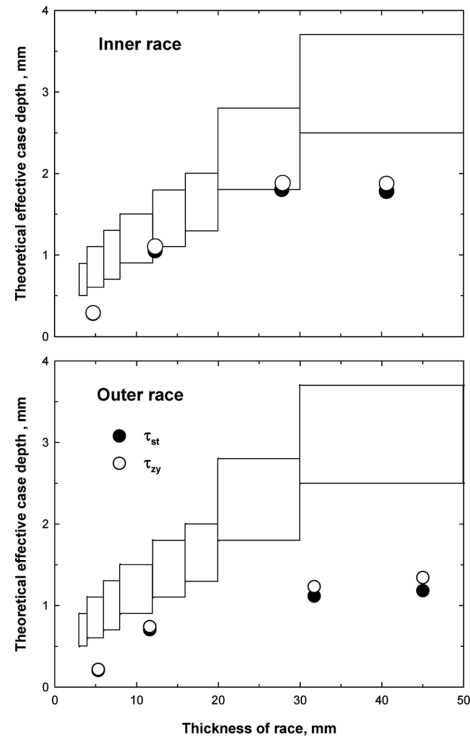


Fig. 5. Theoretical effective case depth calculated along with race thickness (Rectangle : standard ranges of effective case depth along with race thickness prescribed in bearing industry).

깊이도 함께 도식 하였다. 그 결과, 현재 베어링 업계에서 사용하는 침탄처리의 유효경화깊이에 대한 규정은 이론적인 유효경화깊이보다 크게 안전 측으로 설정되어 있는 것으로 밝혀졌다. 이것은 충격하중 등을 고려하여 안전율을 높게 잡았기 때문으로 사료된다. 특히 외륜의 경우, 안전율을 더욱 크게 설정한 것으로

Table 5. Maximum shear stress values and theoretical hardness values evaluated for four taper bearings under each basic dynamic load rating

| | Static maximum shear stress (τ_{st}) | | | Dynamic maximum shear stress (τ_{dy}) | | |
|----------|---|-------------------------------|---------------|--|-------------------------------|---------------|
| | Depth (mm) | Stress (kgf/mm ²) | Hardness (Hv) | Depth (mm) | Stress (kgf/mm ²) | Hardness (Hv) |
| #32006J | 0.18 | 82.2 | 765 | 0.07 | 68.0 | 882 |
| #30313J | 0.38 | 88.0 | 815 | 0.23 | 72.9 | 935 |
| #32330JR | 0.78 | 78.7 | 735 | 0.46 | 64.8 | 847 |
| #32252 | 0.79 | 72.9 | 686 | 0.49 | 60.0 | 794 |

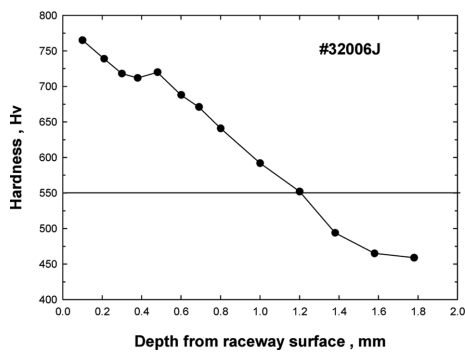


Fig. 6. Distribution of hardness below inner raceway of #32006J before test.

확인되었다.

3-3. 침탄처리 베어링 수명에 대한 고찰

한편 Table 5는 선정된 4종류의 베어링에 각각의 정격하중이 작용하는 것을 가정하고 Lundberg-Palmgren의 이론[10]에 근거하여 궤도면 하에 발생하는 최대 전단응력 (τ_{st} 및 τ_{dy})값과 그때의 깊이를 나타내었다. 이와 함께 표 중에는 앞에서 얻어진 상관관계식을 이용하여 산출된 그 깊이에서의 손상축적이 일어나지 않을 이상적인 경도 값도 함께 나타내었다. Fig. 6은 선정된 4종류의 베어링 중 #32006J 내륜의 궤도면으로부터 깊이 방향으로 측정된 실제 경도분포이다. 그림에서 보듯이 표면경도는 Hv 760정도이나 내부로 갈수록 감소하여 심부는 Hv 450정도를 나타내고 있고, 이 경우의 유효경화 깊이가 약 1.2 mm인 것을 알 수 있다. 따라서 이 베어링의 유효경화깊이는 살 두께를 고려할 때 규정에 부합되고 있다.

그러나 최대전단응력이 작용하는 부위에서의 실측 경도는 Table 5에 나타난 이상적인 경도(Hv 765 및 882)에 미치지 못함을 알 수 있다. 따라서 이 베어링

에 정격하중이 가해질 경우, 최대전단응력이 작용하는 부위에서는 소성변형이 일어나 손상축적이 발생하므로 손상발생의 가능성이 예측되어 유한의 수명을 가질 것이 분명하다. 이러한 경향은 다른 형변의 베어링의 경우에도 동일하였다. 사실 Table 5의 일부 형변의 베어링의 이상적인 경도 값을 보면 일반 침탄처리로는 얻기 어려운 경도수준임을 감안할 때, 침탄처리 베어링의 장수명화를 위해서는 유효경화 깊이 외에 또 다른 관리항목이 필요하다는 것을 알 수 있다. 사실 본 연구에서는 실제 이물질 혼입 등에 의한 국부적인 하중 증대를 고려하여 카탈로그상의 정격하중이라는 과도한 하중으로 계산하였다. 그러나 장수명화를 위해서는 하중을 저감하는 방법이 최선이므로 베어링 형변에 따라서는 접촉면적을 증대시킬 수 있는 재료설계 등과 같은 추가적인 관리항목이 필요한 것으로 사료된다

5. 결 론

표면경화처리 베어링의 수명과 경제성을 고려한 최적의 재료설계를 위해 경도와 소성변형 저항능과의 상관관계를 구하고 실제 침탄처리 베어링에 적용한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 베어링의 경도에 따른 궤도면 하 잔류응력 분포 해석을 통해 얻은 경도와 소성변형 저항능과의 관계는 양호한 직선 비례관계임을 확인하였다.
- 2) 이 관계를 통해, 침탄처리 베어링의 유효경화 깊이에 대한 살 두께에 따른 현행 규정은 충분한 안전율을 고려한 것으로 밝혀져, 그 규정의 유효성을 확인하였다.
- 3) 그러나 최대전단응력이 작용하는 부위의 소성변형 저항능을 평가한 결과, 유효경화깊이의 관리만으로 침탄처리 베어링의 무한 수명설계가 불가능하여 하중을 저감할 수 있는 재료설계 등도 동시에 고려되어야 할 것으로 생각되었다.

References

- [1] Watabayashi, E., Tahara, H., "Introduction to Bearing", pp. 55, Japanese Standards Association, Japan, Tokyo, 1991. (ISBN 4-542-90135-1)
- [2] Sugiyama, H. "Design of case hardening", *J. of the Japan Soci. for Heat Treatment*, Vol. 20, No. 5, pp. 225-232, 1980.
- [3] The Japan society for heat treatment, "Guidebook for Heat Treatment", Taiga book Co. Tokyo, pp. 144-148, 1990. (ISBN 4-88661-808-1)
- [4] Endo kichiro, "Surface Engineering", Ryokendo Book Co., Japan, Tokyo, pp. 148-155, 1985.
- [5] Soda, N., "Bearng", Iwanami Book Co., Japan, Tokyo, pp. 146-157, 1968.
- [6] Tedric A. Harris "Rolling Bearing Analysis(2nd edition)", John Wiley & Sons, New york, pp. 138-151, 1984. (ISBN 0-471-79979-3)
- [7] Tsushima, N., Nakashima, H., Maeda, K., "Improvement of rolling contact fatigue life of carburized tapered roller bearings", SAE Tech. Pap. Ser. SAE-860725, 1986.
- [8] Yonetani, S. "Generation and Measures of Residual Stress", Yokendo Book Co., Japan, Tokyo, pp. 1-7, 1987.
- [9] Muro, H. "Rolling contact residual stress", *J. of Japan Soci. of Lubication Eng.*, Vol. 23, No. 11, pp. 828-831, 1978.
- [10] Okamoto, Z. "Analysis of Lundberg-Palmgren theory", Semon Book Co., Japan, Tokyo, 1990.