

## 차륜용 베어링 유니트의 초기 접촉각 선정

### A Selection of Initial Contact Angle of Automotive Wheel Bearing Units

안 태 길\*, 이 상 훈\*\*, 현 준 수\*\*\*  
T. K. Ahn, S. H. Lee, J. S. Hyun

#### ABSTRACT

An automotive wheel bearing is one of the most important components to guarantee the service life of a passenger car. The endurance life of a bearing is affected by many parameters such as material properties, heat treatment, lubrication conditions, temperature, loading conditions, bearing geometry, internal clearance and so on. In this paper, we analyze the relation between loads and deformations of wheel bearing units. On the basis of it, we calculate the endurance life of wheel bearing units and suggest a method to determine the initial contact angle to achieve a maximum endurance life with considering stress concentration.

주요기술용어 : Automotive wheel bearing unit(자동차용 휠 베어링 유니트), Endurance life(내구수명), Initial contact angle(초기 접촉각), Stress concentration(응력집중)

#### Nomenclature

$W$  : car weight per axle, kgf  
 $SHG$  : height of car weight center, mm  
 $STR$  : tread, mm  
 $SRW$  : tire radius, mm  
 $CL$  : distance between bearing ball centers, mm  
 $acc$  : cornering acceleration, g  
 $Q$  : ball normal load, kgf  
 $Z$  : ball number  
 $\alpha$  : deformed ball contact angle, rad  
 $\psi$  : ball position, rad

$i, o$  : inner, outer bearing  
 $a, r$  : axial, radial

#### 1. 서 론

자동차의 차륜용 베어링은 차량의 주행에 의하여 연속적이고 반복적인 부하를 받으며, 구조물 내부에 장착되어 외부로부터 직접적인 영향을 받지 않는 베어링들과는 다르게 노면과 주행 조건에 따라 변화가 심한 외력과 충격력에 노출되어 있다. 따라서 자동차 구동부의 내구수명을 보장하기 위해서는 휠(wheel) 베어링의 안정적인 내구수명을 확보하는 것이 필수적이다.

구름베어링의 수명은 Hertz의 탄성 접촉 이론을 출발점으로 하여 많은 연구가 진행되어 왔으며, 내구수명 계산식이 ISO 규격으로 제정되어

#### Subscripts

$c$  : basic dynamic load capacity, kgf

\* 회원, 호서대학교 기계설계

\*\* 회원, 두원공대 컴퓨터응용설계

\*\*\* 회원, FAG 한화베어링(주)

있다.<sup>1-6)</sup> 베어링의 내구수명에 관련된 인자들은 차량의 제원, 주행조건, 베어링의 형상, 재질 등 여러 가지가 있으며, 이들의 영향은 서로 복잡하게 연관되어 있다.<sup>1)</sup> 수명을 최대화하도록 설계되어야 하는 여러 인자들 중 대부분은 베어링이 장착되는 공간과 베어링의 형상에 의하여 제약을 받아 비교적 선택이 용이하다.<sup>2)</sup> 이러한 제약을 받지 않는 인자인 초기 접촉각은 일반적으로 차륜의 모멘트 하중을 지지하기 위하여 가능한 크게 설계되는데, 이 각이 과도하게 커지면 볼이 궤도면의 모서리와 접촉하게 되어 응력 집중이 발생하고 베어링의 조기 파손을 야기한다.<sup>1)</sup> 따라서 베어링의 사용 환경을 고려하여, 예상되는 최대 하중이 작용할 때 응력 집중을 방지하도록 초기 접촉각을 선정하여야 한다.

본 연구에서는 먼저 기존 형태의 베어링에 대하여 적용되던 내구수명 관련 이론식을 유니트 베어링의 해석에 적합하도록 확장시켜 휠 베어링 유니트의 하중을 해석하고, 주어진 적용조건하에서 응력 집중을 고려하여 내구수명을 최대화하는 초기 접촉각 선정 방법을 제시하고자 한다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 휠 베어링 유니트의 하중해석

일반적으로 휠 베어링 유니트는 복렬 앵글러 컨택트 베어링을 사용하며(Fig. 1), 타이어에 장착된 개략적인 모습은 Fig. 2와 같다. 타이어에 작용하는 수직 하중  $V_1$ 과 수평 하중  $L_1$ 은 차량의 선회가속도  $acc$ 에 따라 다음과 같이 계산된다.<sup>2)</sup>

$$V_1 = \frac{1}{2} W + \frac{SHG}{STR} \frac{acc}{g} W \quad (1)$$

$$L_1 = \frac{acc}{g} \left( \frac{1}{2} W + \frac{SHG}{STR} \frac{acc}{g} W \right) \quad (2)$$

타이어에 작용하는 하중과 휠 베어링 유니트의 각 베어링에 대한 축방향 힘  $F_a$ , 경방향 힘  $F_r$ , 과 모멘트  $M$ 의 평형을 고려하면 다음과 같다.

$$L_1 - F_{ao} + F_{ai} = 0 \quad (3)$$

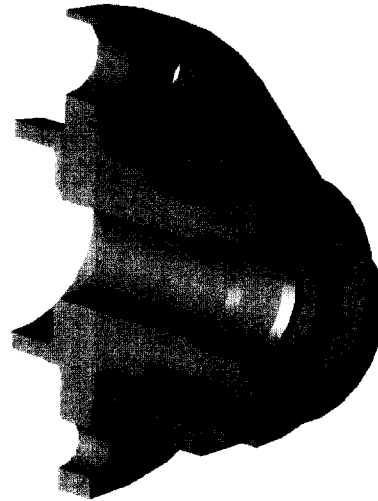


Fig. 1 A wheel bearing unit

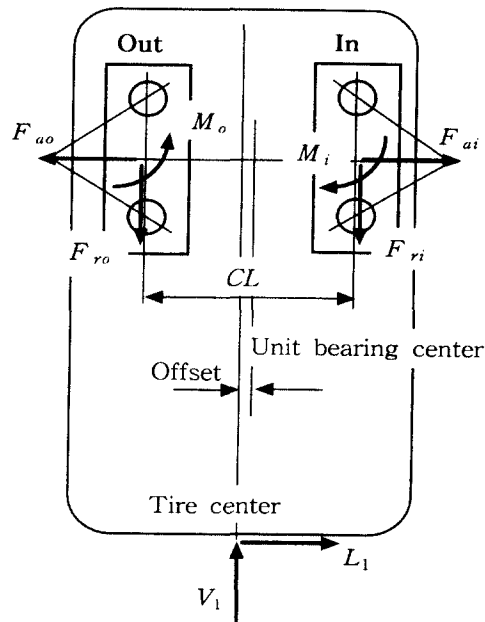


Fig. 2 Schematic diagram of tire and wheel bearing unit

$$V_1 - F_{ro} - F_{ri} = 0 \quad (4)$$

$$M_o - \left( \frac{CL}{2} + Offset \right) V_1 + CL F_{ro} + SRW L_1 - M_i = 0 \quad (5)$$

베어링의 볼 개수를  $Z$ 라고 할 때, 각 볼의 위치는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\psi_n = \frac{2\pi}{Z}(n-1) \quad (n=1, \dots, Z) \quad (6)$$

앵글러 컨택트 베어링에 작용하는 하중과 모멘트는 각 볼의 변형 후 접촉각  $\alpha$ 와 작용하는 하중  $Q$ 에 대하여 다음과 같은 관계가 있다.<sup>1)</sup>

$$F_a = \sum_{n=1}^Z Q_{\psi_n} \sin \alpha_{\psi_n} \quad (7)$$

$$F_r = \sum_{n=1}^Z Q_{\psi_n} \cos \alpha_{\psi_n} \cos \psi_n \quad (8)$$

$$M = \frac{1}{2} d_m \sum_{n=1}^Z Q_{\psi_n} \cos \alpha_{\psi_n} \cos \psi_n \quad (9)$$

여기서,  $d_m$ 은 베어링의 피치경(pitch diameter)이고,  $Q$ 와  $\alpha$ 는 베어링의 축방향 변위  $\delta_a$ , 경방향 변위  $\delta_r$ , 외륜에 대한 내륜의 기울어짐 각  $\theta$ 의 함수이다.

### 2.2 휠 베어링 유니트의 기하학적 구속조건

앞에서 살펴본 바와 같이 휠 베어링 유니트에 작용하는 하중을 해석하기 위해서는 각 베어링의 축방향 변위  $\delta_{ao}$ ,  $\delta_{ai}$ 와 경방향 변위  $\delta_{ro}$ ,  $\delta_{ri}$ 와 기울어짐 각  $\theta_o$ ,  $\theta_i$ 의 6개 변수를 알아야만 한다. 그러나 힘과 모멘트의 평형조건에서는 3개의 식만 얻을 수 있으므로, 본 연구에서는 휠 베어링 유니트의 거동과 관련하여 다음과 같은 3개의 기하학적 구속조건을 가정하였다.

우선 휠 베어링 유니트의 구조상 각 베어링의 볼 중심사이의 거리는 일정하게 유지된다. 따라서 초기에 설정된 베어링 유니트의 틈새  $\delta_0$ 는 하중이 작용한 후에도 동일한 값을 갖는다. 틈새가 양의 값이면 베어링의 외륜, 볼, 내륜이 기하학적으로 접촉된 상태에서 내륜과 외륜사이의 거리가 증가한 것을 의미하고 음의 값은 내, 외륜에 의하여 볼이 눌러진 것을 의미한다. 결과적으로 각 베어링의 축방향 변위의 합은 초기 틈새의 값과 일치한다.

$$\delta_{ao} + \delta_{ai} = \delta_0 \quad (10)$$

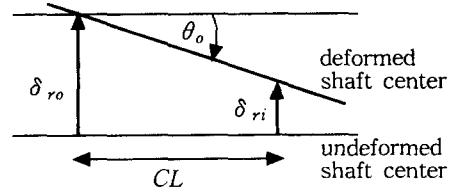


Fig. 3 Wheel shaft model

또한 휠 베어링 유니트의 경우 축방향 길이가 비교적 짧으므로 유니트의 외륜과, 내륜과 결합된 차축을 강체로 가정할 수 있다. Fig. 3과 같이 각 베어링의 외륜에 대한 내륜의 경방향 변위  $\delta_{ro}$ ,  $\delta_{ri}$ 와 바깥쪽 베어링의 기울어짐 각  $\theta_o$  사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\theta_o = \tan^{-1} \left( \frac{\delta_{ro} - \delta_{ri}}{CL} \right) \quad (11)$$

마지막으로 안쪽 베어링은 바깥쪽 베어링과 마주보고 있는 형상이므로 안쪽 베어링의 기울어짐 각  $\theta_i$ 는  $\theta_o$ 와 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\theta_i = -\theta_o \quad (12)$$

식(7)-(9)을 각각의 베어링에 대하여 적용하여 식(3)-(5)와 식(10)-(12)의 6개의 식으로부터 각 베어링의 변위들을 수치적으로 구할 수 있으며, 이를 이용하여 각 베어링에 작용하는 하중 및 내부 응력분포 등을 구할 수 있다.

### 2.3 휠 베어링 유니트의 내구수명

베어링의 피로 내구 수명  $L_i$ 는 회전륜인 경우 다음과 같이 주어진다.

$$L_i = \left( \frac{Q_c}{Q_{ei}} \right)^3 \quad (13)$$

여기서,  $Q_c$ 는 베어링의 동정적 하중(basic dynamic capacity)이고,  $Q_{ei} = \left( \frac{1}{Z} \sum_{n=1}^Z Q_{\psi_n}^3 \right)^{\frac{1}{3}}$ 이다. 고정륜인 경우는 다음과 같다.

$$L_o = \left( \frac{Q_c}{Q_{eo}} \right)^3 \quad (14)$$

여기서,  $Q_{eo} = \left( \frac{1}{Z} \sum_{n=1}^Z Q_{\phi_n}^{10/3} \right)^{0.3}$  이다.

결과적으로 작용하는 하중에 대하여 회전륜과 고정륜의 수명을 고려한 베어링의 수명  $L$ 은 다음과 같다.

$$L = (L_i^{-1.11} + L_o^{-1.11})^{-0.9} \quad (15)$$

승용차용 휠 베어링의 내구 수명 계산시 일반적으로 적용되는 운전조건은 직진비( $acc = 0g$ )가 0.9이고, 좌·우회전비( $acc = \pm 0.25g$ )가 각각 0.05이다. 따라서 주행조건을 고려한 베어링의 수명은 다음과 같다.

$$L_{tot} = \frac{1}{\left(\frac{0.9}{L}\right)^{직진} + \left(\frac{0.05}{L}\right)^{좌회전} + \left(\frac{0.05}{L}\right)^{우회전}} \quad (16)$$

바깥쪽과 안쪽 베어링의 수명을 고려한 최종적인 휠 베어링 유니트의 내구 수명은 다음과 같다.

$$L_{unit} = [L_{tot-in}^{-1.11} + L_{tot-out}^{-1.11}]^{-0.9} \quad (17)$$

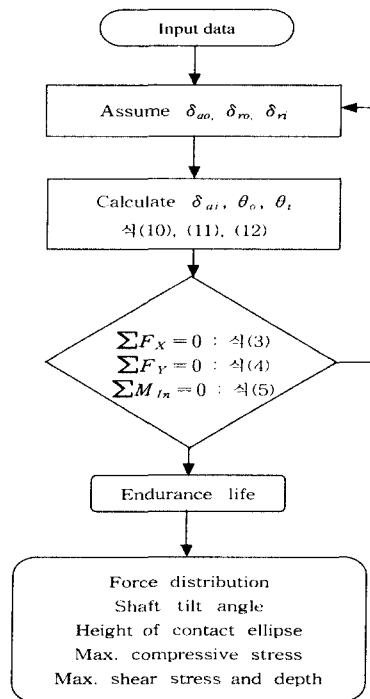


Fig. 4 Flow chart for the endurance life calculation of wheel bearing units

앞에서 살펴본 가정과 이론들을 근거로 하여 휠 베어링 유니트의 내구 수명을 계산하는 알고리즘은 Fig. 4와 같이 간략하게 나타낼 수 있다.

### 3. 초기 접촉각의 선정

Fig. 5에서와 같이 휠 베어링에 하중이 가해지면 볼과 궤도면 사이에 타원형의 접촉면이 발생한다. 이 접촉면에 응력이 분포되게 되는데, 이 면이 궤도의 턱에 접하게 되면 턱 부위에서의 응력집중현상 때문에 조기 파손이 발생할 수 있다.

따라서 베어링이 수용할 수 있는 최대 하중은 이 접촉면이 궤도의 턱에 접하는 순간이라고 볼 수 있다.

변형 후, 외륜 궤도면에 형성된 접촉 타원의 하단부와 외륜 궤도면의 상단부 사이의 수직거리  $H_o$ 는 다음과 같다.

$$H_o = \frac{D}{2} (1 - \cos(a + \phi)) \quad (18)$$

여기서,  $\phi = \sin^{-1}\left(\frac{2a}{D}\right)$ 이며,  $D$ 는 볼 직경,  $a$ 는 접촉타원의 장반경으로  $Q$ 의 함수이다.<sup>1)</sup> 마찬가지로 내륜 궤도면에 형성되는 접촉타원의 수직거리  $H_i$ 도 정의할 수 있다.

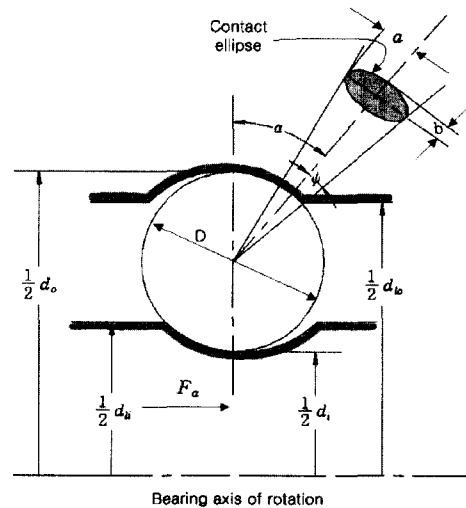


Fig. 5 Ball-raceway contact under limiting load

2절에서 살펴본 휠 베어링 유니트의 내구수명 계산과정은 응력집중에 의한 베어링의 수명 저하를 고려하지 못하므로, 본 연구에서는 응력집중을 고려한 베어링 유니트의 최대 내구수명을 얻을 수 있는 초기 접촉각을 도출하기 위하여 다음과 같은 목적 함수를 도입하였다.

$$F = L_{unit} - \sum_{bearing}^{outer} \sum_{inner}^{n=1} (G_o \Delta H_o + G_i \Delta H_i) \quad (19)$$

여기서,  $\Delta H_o = \frac{1}{2}(d_o - d_{i0}) - H_o$ , 즉 외륜 케도의 턱 높이와  $H_o$  사이의 차이이고,  $\Delta H_i$ 는 내륜의 경우이다. 이 값이 0보다 커지면 응력집중이 발생하게 된다.  $G_o$ 와  $G_i$ 는 내구수명 값과  $\Delta H_{o,i}$  사이의 단위를 보정하기 위한 상수이다. 그런데 응력집중이 발생하지 않은 경우에는 접촉 타원이 내구수명에 영향을 주지 않으므로,  $\Delta H$ 가 0보다 큰 경우에는  $G$ 가 양의 값을 갖도록 하고,  $\Delta H$ 가 0보다 작은 경우에는  $G$ 가 0이 되도록 하였다. 따라서 이 목적함수는 베어링 유니트의 각 볼과 내, 외륜 케도면에 발생하는 접촉타원을 감시하여  $\Delta H_{o,i}$ 가 0보다 커지는 경우에만 베어링 유니트의 수명이 감소하도록 되어 있으므로, 이 함수값을 최대로 하는 초기 접촉각은 응력집중을 고려한 내구수명을 최대로 만드는 값이다.

#### 4. 설계 예제

차량 제원과 휠 베어링 유니트의 형상이 Table 1과 같은 경우에, 앞에서 제시한 목적함수를 이용하여 초기 접촉각을 구하였다. 이때 예상되는 최대 하중조건을 고려하기 위하여 차량 선회가속도  $acc$ 를 0.8g로 하였다.

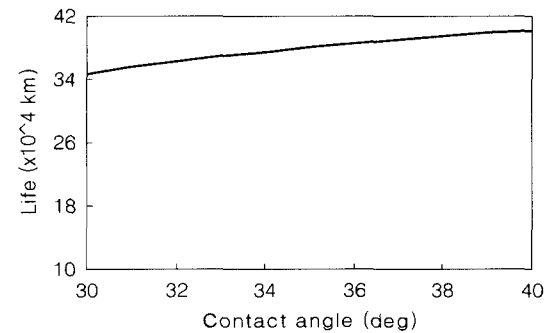
식(19)의 목적함수를 최대로 하는 초기 접촉각은 36°로 구하여졌으며, 선정된 결과를 확인하기 위하여 초기 접촉각에 대한 휠 베어링 유니트의 수명과 목적함수를 나타낸 것은 Fig. 6과 같다.

그 결과를 살펴보면, 예상했던 바와 같이 초기 접촉각이 증가함에 따라 유니트 베어링의 계산된 수명은 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나 볼

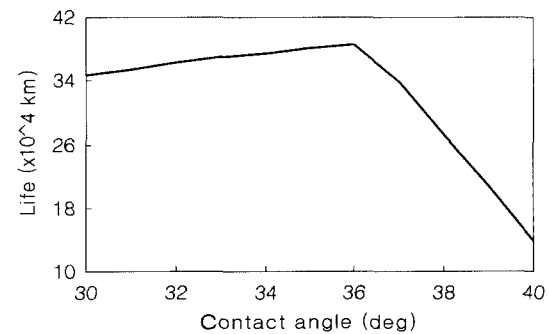
과 케도면에 발생하는 접촉면적이 케도 턱을 넘어서면(36° 이후) 목적함수 값은 감소하나(Fig. 6-b), 수명 계산 값은 계속 증가하는 것(Fig. 6-a)을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서 제시한 목적

Table 1 Parameters of a wheel bearing unit

Car weight per axle	1088(kgf)
Height of car weight center	590(mm)
Tread	1540(mm)
Tire radius	306(mm)
Pitch diameter	61(mm)
Ball number	15
Ball diameter	11.906(mm)
Inner groove radius	6.16(mm)
Outer groove radius	6.31(mm)
Distance between ball centers	15.04(mm)
Offset	-3.25(mm)
Initial clearance	0.0(mm)



(a) Calculated bearing unit life of eq.(17)



(b) Calculated cost function of eq.(19)

Fig. 6 Estimation of the initial contact angle

함수를 이용하면, 응력 집중을 피하면서 휠 베어링 유니트의 최대 내구 수명을 얻을 수 있는 초기 접촉각을 선정할 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 기존 형태의 베어링에 대하여 적용되던 내구수명 관련 이론식을 이용하고, 휠 베어링 유니트의 해석에 적합하도록 경계조건에 대한 가정을 도입하여, 베어링 유니트의 하중을 해석하고 내구 수명을 계산하였다. 이를 기반으로 하여, 주어진 적용조건하에서 볼과 궤도 턱 사이에 발생할 수 있는 응력집중을 고려하여 내구수명을 최대화하는 초기 접촉각 선정방법을 제시하였다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부의 산업기반기술개발사업(중기거점)의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- 1) T. A. Harris, Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, 1991.
- 2) 안태길, "승용차용 Wheel Bearing Unit의 내구성 평가 소프트웨어 개발," 제1회 중기거점기술 워크샵, pp.268-275, 1998.
- 3) T. E. Tallian, "Rolling Bearing Life Prediction. Corrections for Material and Operating Conditions, Part I: General Model and Basic Life," ASME Journal of Tribology, Vol.110, pp.2-12, 1988.
- 4) P. K. Gupta, T. E. Tallian, "Rolling Bearing Life Prediction. Corrections for Material and Operating Conditions. Part III: Implementation in Bearing Dynamics Computer Codes," ASME Journal of Tribology, Vol.112, pp.23-26, 1990.
- 5) A. Kiblawi, "Fatigue Life Factors and Dynamic Rating Increases for Tapered, Cylindrical and Ball Bearings," SAE Transactions, Vol.93, 1984.
- 6) P. K. Gupta, "On the Geometrical Imperfections in Ball Bearings," ASME Journal of Tribology, Vol.110, pp.19-25, 1988.