

## 테이퍼 베어링 유닛의 내구수명 예측

안 태 길<sup>1)</sup> · 이 상 훈<sup>\*2)</sup>

호서대학교 자동차공학과<sup>1)</sup> · 두원공과대학 자동차공학과<sup>2)</sup>

## Endurance Life Estimation of Taper Bearing Units

Taekil Ahn<sup>1)</sup> · Sanghoon Lee<sup>\*2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Automotive Engineering, Hoseo University, Baebang-myeon, Asan-si, Chungnam 336-795, Korea

<sup>2)</sup>Department of Automotive Engineering, Doowon Technical College, Juksan-myeon, Anseong-si, Gyeonggi 456-718, Korea

(Received 12 February 2007 / Accepted 7 June 2007)

**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. Generally, a tapered roller bearing gives longer endurance life than that of an equivalent size ball bearing. Consequently, the application of taper bearing units will be increased for more compact design and extended warranty. In this paper, we derive the relation between loads and deformations of a taper bearing unit. On the basis of that, we calculate the endurance life of the taper bearing unit considering initial axial clearance.

**Key words** : Taper bearing unit(테이퍼 베어링 유닛), Endurance life(내구 수명), Axial clearance(축 방향 틈새), Wheel Bearing(차륜용 베어링)

### Nomenclature

$C$  : basic dynamic load capacity, kgf  
 $CL$  : distance between bearing load centers, mm  
 $F$  : bearing force, kgf  
 $LF$  : bearing fatigue life, rev  
 $W$  : car weight per axle, kgf  
 $SHG$  : height of car weight center, mm  
 $STR$  : tread, mm  
 $SRW$  : tire radius, mm  
 $Z$  : number of rollers  
 $acc$  : cornering acceleration, g  
 $l$  : effective roller length, mm  
 $\alpha$  : contact angle, deg

$\delta$  : bearing displacement, mm  
 $\psi$  : position angle, rad

### Subscripts

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

### 1. 서론

자동차 구동부의 핵심적인 부품중 하나인 차륜용 베어링의 경우 지금까지 주로 적용되던 베어링 단품에서 신뢰성 향상, 경량화 및 조립의 간편성 등의 장점으로 인하여 새로운 개념의 베어링 유닛의 사용이 증가하고 있는 추세이다. 차량의 주행에 의하여 연속적이고 반복적인 부하를 받으며, 노면과 주

\*Corresponding author, E-mail: leesh@doowon.ac.kr

행조건에 따라 변화가 심한 외력과 충격력을 수용할 수 있는 유닛 베어링의 효율적인 설계기술에 필수적인 것이 베어링의 내구수명 예측이다. 구름베어링의 수명은 Hertz의 탄성 접촉이론을 출발점으로 하여 많은 연구가 진행되어 왔으며 내구수명 계산식이 ISO 규격으로 제정되어 있다.<sup>1-3)</sup> 베어링의 내구수명에 관련된 인자들은 차량의 제원, 주행조건, 베어링의 형상, 재질 등 여러 가지가 있으며, 이들의 영향은 서로 복잡하게 연관되어 있다. 구름베어링은 전동체 형상에 따라 크게 볼 베어링과 롤러 베어링으로 나눌 수 있는데, 같은 크기의 베어링의 경우 일반적으로 볼 베어링보다 롤러 베어링의 부하 하중 능력이 크기 때문에 동일 하중조건일 경우 롤러 베어링의 수명이 볼 베어링보다 월등히 우수하다. 이런 이유로 인하여 앞으로 차량의 경량화와 휠 베어링의 소형화가 요구되는 추세로 볼 때, 롤러 베어링의 일종인 테이퍼 롤러 베어링이 휠 베어링으로 적용되는 비율이 증가할 것으로 예상된다. 그런데 하중의 지지가 점접촉에 의하여 이루어지는 볼 베어링의 경우 베어링의 하중 및 수명에 관련된 이론식들이 비교적 잘 규명되어 있으나, 선접촉에 의하여 하중을 지지하는 테이퍼 베어링에 대한 연구는 부족한 실정이다.<sup>4,6,8)</sup>

본 연구에서는 일반적인 롤러 베어링에 대하여 적용되는 하중과 변위관련 이론식을 테이퍼 베어링 유닛의 하중 해석에 적용하여 그 내구 수명을 예측하고자 한다. 그런데 이러한 이론식은 상당부분 비선형 거동과 복잡한 적분식을 포함하고 있어 수치해법을 통하여 주어진 차량 및 주행조건에 대한 테이퍼 베어링 유닛의 내구수명을 계산하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 테이퍼 베어링의 하중 해석

일반적으로 베어링이 경방향과 축방향 하중을 동시에 받을 때, 하중과 변위와의 관계는 Fig. 1과 같이 나타낼 수 있으며, 베어링의 원주방향에 따른 변위  $\delta_\psi$ 와 축방향, 경방향 변위  $\delta_a, \delta_r$  사이의 기하학적인 관계는 다음과 같다.<sup>7)</sup>

$$\delta_\psi = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \cos \psi \quad (1)$$

또한  $\delta_\psi$ 의 최대 값은 다음과 같다.

$$\delta_{\max} = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha = \frac{2\epsilon}{2\epsilon - 1} \delta_a \sin \alpha \quad (2)$$

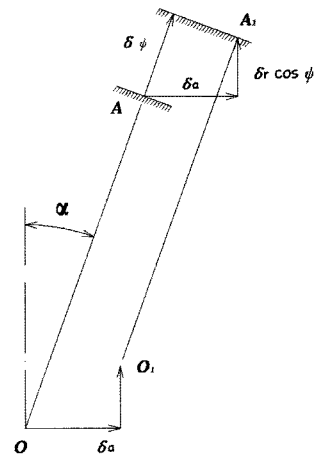
where 
$$\epsilon = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{\delta_a \tan \alpha}{\delta_r} \right)$$

테이퍼 베어링에 축방향 하중만이 작용할 때 ( $\delta_r = 0$ ), 하중과 축방향 변위  $\delta_{a0}$  사이의 관계는 다음과 같은 근사식으로 표현된다.<sup>7)</sup>

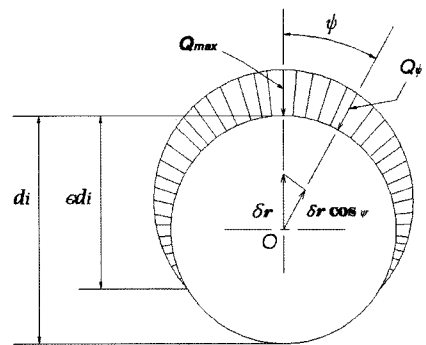
$$\delta_{a0} = 0.0006 \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \sin \alpha} = \frac{\delta_{\max}}{\sin \alpha} \quad (3)$$

where  $Q_{\max}$  : max. roller normal load (kgf)

식 (2)와 (3)에서 다음과 같은 관계를 유도할 수 있다.



(a) Axial view



(b) Radial view

Fig. 1 Bearing displacements due to radial and axial loading

$$\delta_a = 0.0006 \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8}} \frac{2\epsilon - 1}{2\epsilon} \quad (4)$$

또한 베어링의 하중분포는 다음과 같은 관계를 만족한다.

$$F_a = Z \sin \alpha Q_{\max} J_a(\epsilon) \quad (5)$$

$$F_r = Z \cos \alpha Q_{\max} J_r(\epsilon) \quad (6)$$

where  $J_a(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_l}^{\psi_l} \left[ 1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi) \right]^{1.11} d\psi$ ,  
 $J_r(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_l}^{\psi_l} \left[ 1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi) \right]^{1.11} \cos \psi d\psi$  and  
 $\psi_l = \cos^{-1}(1 - 2\epsilon)$

따라서 베어링의 경방향과 축방향 하중이 주어지면 식 (5), (6)로부터 수치해법을 이용하여  $Q_{\max}$  와  $\epsilon$  을 구할 수 있고, 식 (2), (4)에서 경방향과 축방향 변위를 구할 수 있으며 반대의 경우에도 적용이 가능하다.

### 2.2 테이퍼 베어링 유닛의 하중 해석

차량의 바퀴에 장착된 일반적인 테이퍼 베어링 유닛의 개략적인 모습은 Fig. 2와 같다. 타이어에 작용하는 수직하중  $V$ 와 수평하중  $L$ 은 차량의 선회가속도  $acc$ 에 따라 다음과 같이 계산된다.<sup>6)</sup>

$$V = \frac{1}{2} W + \frac{SHG}{STR} \frac{acc}{g} W \quad (7)$$

$$L = \frac{acc}{g} \left( \frac{1}{2} W + \frac{SHG}{STR} \frac{acc}{g} W \right) \quad (8)$$

타이어에 작용하는 하중 및 휠 베어링 유닛의 각 베어링에 대한 하중과 모멘트의 평형을 고려하면 다음과 같은 관계식을 유도 할 수 있다.

$$L + F_{ao} - F_{ai} = 0 \quad (9)$$

$$V - F_{ro} - F_{ri} = 0 \quad (10)$$

$$SRW \cdot L - \left( \frac{CL}{2} + Coffset \right) V + CL \cdot F_{ro} = 0 \quad (11)$$

여기서 하중과 모멘트의 평형 관련 수식은 3개이고, 구하여할 미지수는 각 베어링의 축방향, 경방향

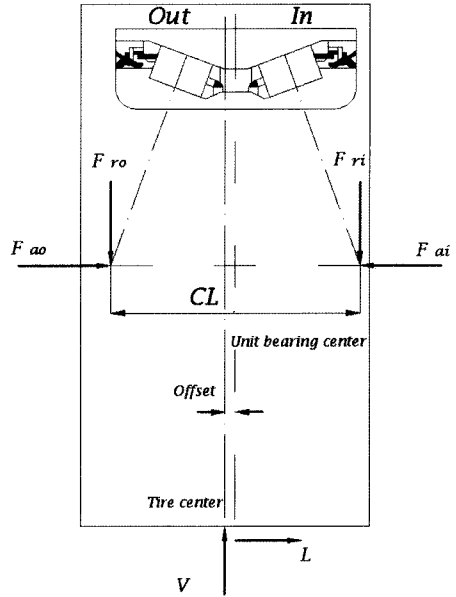


Fig. 2 Schematic diagram of tire and taper bearing unit

하중 4개이므로 하나의 관계식이 더 필요하게 된다. 이 관계식은 베어링 유닛의 구조와 관련된 초기 틸트 각  $\delta_0$ 의 값이 변형 후에도 동일하다는 기하학적인 조건으로부터 얻을 수 있다.

$$\delta_{ao} + \delta_{ai} = \delta_0 \quad (12)$$

식 (12)는 식 (4), (6)을 이용하여 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$K_o f(\epsilon_o) F_{ro}^{0.9} + K_i f(\epsilon_i) F_{ri}^{0.9} - \delta_0 = 0 \quad (13)$$

where  $K = \frac{0.0006}{l^{0.8} Z^{0.9} \sin \alpha (\cos \alpha)^{0.9}}$ ,  $f(\epsilon) = \frac{2\epsilon - 1}{2\epsilon J_r^{0.9}(\epsilon)}$

그리고 식 (9)는 식 (5), (6)을 이용하여 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$L + F_{ro} \frac{J_a(\epsilon_o)}{J_r(\epsilon_o)} \tan \alpha_o - F_{ri} \frac{J_a(\epsilon_i)}{J_r(\epsilon_i)} \tan \alpha_i = 0 \quad (14)$$

결과적으로 타이어에 작용하는 하중이 주어지면 식 (10), (11)로부터  $F_{ro}$ ,  $F_{ri}$  를 구하고, 식 (13), (14)로부터  $\epsilon_o$ ,  $\epsilon_i$  를 구하면  $F_{ao}$ ,  $F_{ai}$  를 구할 수 있다.

### 2.3 테이퍼 베어링 유닛의 내구 수명

테이퍼 베어링의 내구 수명 LF는 ISO에 동정적

하중  $C$  와 동등가 하중  $F_{eq}$  로부터 다음과 같이 제시되어 있다.<sup>7)</sup>

$$LF = \left( \frac{C}{F_{eq}} \right)^{10/3} \times 10^6 \quad (\text{rev.}) \quad (15)$$

$$F_{eq} = \frac{J_r(0.5)J_1(\epsilon)}{J_1(0.5)J_r(\epsilon)} F_r \quad (16)$$

where

$$J_1(\epsilon) = \left\{ \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi}^{\psi} \left[ 1 - \frac{1}{2\epsilon}(1 - \cos\psi) \right]^{4.4} d\psi \right\}^{1/4}$$

$$\text{and } C = b_m f_c (l \cos\alpha)^{7/9} Z^{3/4} d_e^{29/27} \quad (17)$$

여기서  $b_m, f_c$  는 재질과 베어링 내부 형상에 관련된 상수로서 베어링 제조사에 의해 결정되는 값이며,  $d_e$  는 볼러의 평균 지름이다.

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

$$LF_{tot} = \frac{1}{\left( \frac{0.9}{LF} \right)_{\text{직진}} + \left( \frac{0.05}{LF} \right)_{\text{좌회전}} + \left( \frac{0.05}{LF} \right)_{\text{우회전}}} \quad (18)$$

차량의 바퀴에 장착된 바깥쪽과 안쪽 베어링의 수명을 고려한 최종적인 테이퍼 베어링 유닛의 내구 수명은 다음과 같다.

$$LF_{unit} = [(LF)_{tot-in}^{-1.11} + (LF)_{tot-out}^{-1.11}]^{-0.9} \quad (19)$$

앞에서 살펴본 이론식들을 바탕으로 Fig. 3 과 같은 알고리즘을 이용하여 수치적 방법으로 테이퍼 베어링 유닛의 내구수명을 계산할 수 있다.

### 3. 내구 수명 계산 예

차량 제원과 테이퍼 베어링 유닛 형상이 Table 1 과 같은 경우에 본 연구에서 개발한 프로그램을 이용하여 베어링 유닛의 초기 축방향 틈새에 따른 내구 수명을 계산하였다.

Fig. 4에 나타난 결과를 살펴보면, 초기 축방향 틈새가 0.1 mm로부터 감소할수록 내구 수명이 완만히

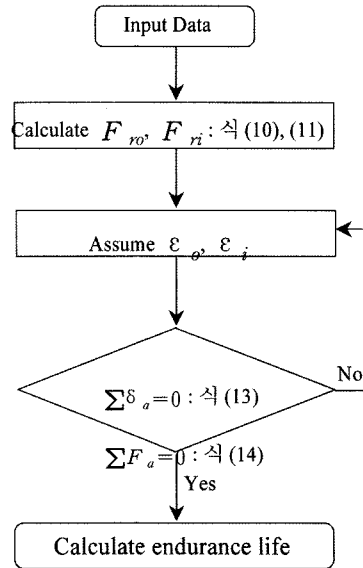


Fig. 3 Flow chart for calculating the bearing endurance life

Table 1 Parameters of a taper bearing unit

Car weight per axle	640 (kgf)
Height of car weight center	705 (mm)
Tread	1540 (mm)
Tire radius	343 (mm)
Number of rollers (Z)	20
Effective roller length (l)	11.25 (mm)
Average roller diameter (de)	8.36 (mm)
Contact angle (a)	21 (deg)
Distance between bearing load centers (CL)	39.5 (mm)
Offset	4.55 (mm)
$b_m$	1.1
$f_c$	87.2

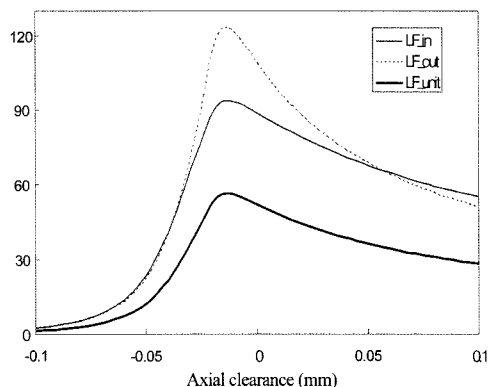


Fig. 4 Estimated endurance life of a taper bearing unit

증가하다가 -0.015 mm 근방, 즉 어느 정도의 예압이 작용할 때 내구 수명이 최대가 되며 이 보다 예압량이 증가하면 수명이 급격히 감소하는 것을 알 수 있다. 따라서 테이퍼 베어링 유닛의 조립 후 축방향으로 과도한 예압이 걸리지 않도록 관리하는 것이 필요하다.

#### 4. 결 론

일반적인 테이퍼 베어링에 관련된 하중과 변위사이의 관계식을 테이퍼 베어링 유닛에 적용하여 운전조건에 따른 베어링 유닛의 내구 수명을 계산하였다. 그 결과 테이퍼 베어링 유닛은 축방향 틈새가 커질수록 완만하게 수명이 감소하며, 약간의 - 틈새에서 수명이 최대가 되었다가 음의 값이 커질수록 수명이 급격히 감소하는 경향을 보였다. 또한 본 연구에서 제시한 이론적인 관계식 및 알고리즘을 이용하면 베어링 유닛의 축방향 틈새, 내부 형상, 차량 제원 등의 설계변수에 따른 베어링 유닛의 내구 수명 및 내부 하중 분포 등을 예측할 수 있다. 따라서 본 연구의 결과를 테이퍼 베어링 유닛의 설계에 매우 유용하게 사용할 수 있다.

#### 후 기

이 논문은 2006년도 호서대학교의 재원으로 학술연구비 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호-20060100)

#### References

- 1) A. Kiblawi, "Fatigue Life Factors and Dynamic Rating Increases for Tapered, Cylindrical and Ball Bearings," SAE Paper No. 841122, 1984.
- 2) 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.
- 3) P. K. Gupta and 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.
- 4) B. J. Cave and H. P. Nixon, "A Family of Tapered Roller Bearings for Front Wheel Drive Vehicles," SAE 810756, 1981.
- 5) T. J. Krabill, "Fatigue Life Comparison of Ball and Tapered Roller Bearings Under Wheel Bearing Load Conditions," SAE 890869, 1989.
- 6) T. K. Ahn, S. H. Lee and J. S. Hyun, "A Selection of Initial Contact Angle of Automotive Wheel Bearing Units," Transactions of KSAE, Vol.10, No.1, pp.162-167, 2002.
- 7) T. A. Harris, Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, 3rd ed., 1991.
- 8) C. H. Hwang, K. J. Jun, J. W. Yoon, T. W. Park, S. H. Kim and K. D. Yi, "Development of a Fatigue Life Prediction Program for the Hub Bearing Unit," Transactions of KSAE, Vol.13, No.5, pp.142-151, 2005.