

다구찌 방법을 이용한 휠 베어링 유니트의 형상설계

안태길*, 이상훈#

Design of a Wheel Bearing Unit Using Taguchi Method

Tae Kil Ahn*, Sang Hoon Lee#

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, operating temperature, loading conditions, bearing geometry, the internal clearance of bearing and so on.

In this paper, we analyze the relation between loads and deformations of wheel bearing units for optimal bearing unit design. On the basis of it, we calculate the endurance life of wheel bearing units and analyze the contribution of bearing geometric parameters on the endurance life by using Taguchi method.

Key Words : Automotive wheel bearing unit(차륜용 베어링 유니트), Endurance life(내구 수명), Geometric parameters (형상 변수), Taguchi Method(다구찌 방법)

기호설명

acc = car cornering acceleration, g
 CL = distance between bearing ball centers, mm
 Q = ball normal load, kgf
 Qc = basic dynamic capacity of a raceway contact, kgf
 Qe = Equivalent rolling element load, kgf
 SHG = height of car weight center, mm
 STR = tread, mm
 SRW = tire radius, mm
 W = car weight per axle, kgf
 Z = ball number

α = ball contact angle, rad
 ϕ = ball position, rad
 c = basic load capacity, kgf
 a = axial direction
 i = inner bearing
 o = outer bearing
 r = radial direction

1. 서론

자동차 구동부의 핵심적인 부분 중 하나인 휠(wheel)의 경우 지금까지 주로 적용되던 테이퍼 혹은 볼 베어링에서 신뢰성 향상, 경량화 및 조립의

접수일: 2002년 11월 7일; 게재승인일: 2003년 7월 11일
교신저자: 두원공과대학 컴퓨터응용설계
E-mail: leesh@doowon.ac.kr, Tel: 031-670-7208
* 호서대학교 기계설계

간편성 등의 장점으로 인하여 새로운 개념인 유니트 베어링으로의 사용이 증가하고 있는 추세이다. 최근의 경량화, 소형화의 요구를 수용할 수 있는 유니트 베어링의 효율적인 설계기술에 필수적인 것이 베어링의 내구수명 예측이며, 이를 기반으로 한 최적 형상의 설계 기술이라고 할 수 있다. 휠 베어링의 내구수명은 차륜계의 하중조건, 베어링 내부의 기하학적 형상, 조립 조건, 윤활 조건, 내부트름새, 운전 상태 등 고려해야 할 인자들이 매우 다양하며 서로 복잡하게 연관되어 있어 베어링 내구수명의 예측과 평가시 이러한 인자들의 영향에 매우 주의를 기울여야 한다.^{1,7}

본 연구에서는 휠 베어링 유니트의 내구수명과 관련된 여러 인자들의 특성을 고려한 실용적인 관계식을 정립하여 내구수명을 예측하였다. 그리고 설계변수와 내구 수명과의 관계를 정량적으로 평가하기 위해 다구찌 방법을 이용하여 규명하였다. 결과적으로 휠 베어링 유니트의 형상 인자들이 수명에 미치는 영향을 정량화하여 효율적인 베어링 유니트의 설계에 이용하고자 한다.

2. 베어링 유니트의 내구수명 계산

2.1 하중 해석

국내·외 승용차에서 휠 베어링 유니트는 대부분 복렬 앵글러 컨택트형 베어링을 사용하며, Fig. 1 은 그 형상을 3 차원적으로 나타낸 것이다. 타이어에 장착된 개략적인 모습과 베어링 유니트의 위치와 작용하중은 Fig. 2 와 같다. 타이어에 작용하는 수직하중 V_1 과 수평하중 L_1 은 차량의 선회가속도 acc 에 따라 다음과 같이 계산된다.⁶

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

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

여기서 W 는 차축당 작용하는 차량하중, SHG 는 차량 무게중심의 높이이다. 그리고 STR 은 윤거, g 는 중력가속도이다.

타이어에 작용하는 하중과 휠 베어링 유니트의 각 베어링에 대한 축방향 힘 F_a , 경방향 힘

F_r 과 모멘트 M 은 힘과 모멘트의 평형관계에 의해 식(3), (4), 그리고 (5)와 같다.

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

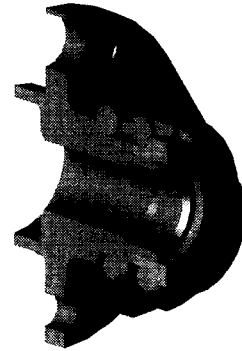


Fig. 1 An automotive wheel bearing unit

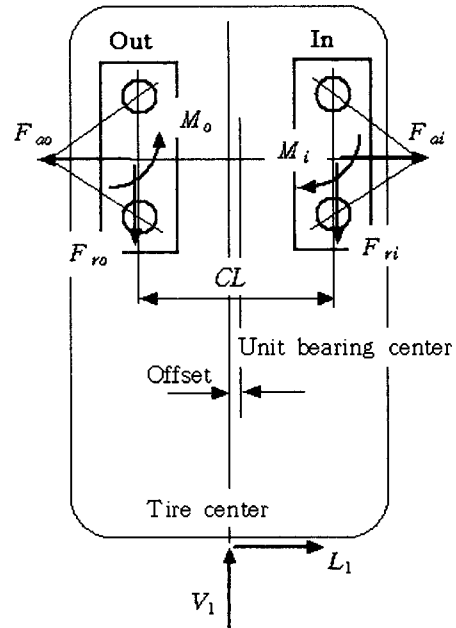


Fig. 2 Forces on the wheel bearing unit

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

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

여기서 하첨자 o 는 바깥쪽, i 는 안쪽을 의미한다. 이 때 베어링의 볼 개수를 Z 라고 할 때, 각 볼의 위치는 다음과 같이 표현할 수 있다.

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

베어링 유니트에 작용하는 하중과 모멘트는 각 볼에서 변형 후의 접촉각 α 와 작용하는 전동체 하중 Q 에 대하여 다음과 같은 관계가 있다.¹

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

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

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

여기서 d_m 은 베어링의 피치직경(pitch diameter)이다. 또한 전동체 하중 Q 와 접촉각 α 는 베어링의 축방향 변위 δ_a , 경방향 변위 δ_r , 그리고 외륜에 대한 내륜의 기울어짐 각 θ 의 함수이다.

2.2 기하학적 구속조건

휠 베어링 유니트에 작용하는 하중을 해석하기 위해서는 각 베어링의 축방향 변위 δ_{ao} , δ_{ai} 와 경방향 변위 δ_{ro} , δ_{ri} 와 기울어짐 각 θ_o , θ_i 의 6 개 변수를 알아야만 한다. 그러나 힘과 모멘트의 평형조건에서는 3 개의 식만 얻을 수 있으므로, 본 연구에서는 휠 베어링 유니트의 하중해석을 위해 다음과 같은 3 개의 기하학적 구속조건을 가정하였다.

우선 휠 베어링의 구조상 각 베어링의 볼 중심사이의 거리는 하중이 작용하여도 일정하게 유지된다. 따라서 초기에 설정된 베어링 유니트의 축방향 틈새 δ_0 는 하중이 작용한 후에도 동일한 값을 갖는다. 틈새가 음의 값은 내, 외륜에 의하여 볼이 눌러진 것을 의미하며(예압), 이 관계는 다음과 같이 표현할 수 있다.

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

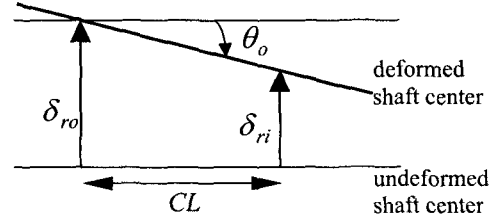


Fig. 3 Wheel shaft model

또한 휠 베어링 유니트의 경우 축방향 길이가 비교적 짧으므로 베어링 유니트와 결합된 축 부위를 강체로 가정하면, Fig. 3 과 같이 각 베어링의 외륜에 대한 내륜의 경방향 변위 δ_{ro} , δ_{ri} 와 바깥쪽 베어링의 외륜에 대한 내륜의 기울어짐 각 θ_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 마주 보고 있는 형상이므로 안쪽 베어링의 기울어짐 각 θ_i 와 바깥쪽 베어링의 기울어짐 각 θ_o 는 다음과 같은 관계를 가진다.

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

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

2.3 내구 수명

베어링의 피로 내구 수명 L_i 는 회전륜의 경우 다음과 같다.

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

여기서 Q_c 는 베어링의 동정격 하중이고, 내륜의

등가 전동체 하중 Q_{ei} 는 $Q_{ei} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{n=1}^Z Q_{\phi_n}^3 \right)^{\frac{1}{3}}$ 이다.

고정륜인 경우는 다음과 같다.

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

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

결과적으로 작용하는 하중에 대하여 회전륜과 고정륜의 수명을 고려한 베어링의 수명 L 은 다음과 같다.¹

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

승용차용 휠 베어링에서 내구수명을 계산 시 일반적으로 적용되는 운전조건은 직진 비($acc=0g$)가 0.9 이고, 좌, 우회전이($acc=\pm 0.25g$)가 각각 0.05이다. 따라서 주행조건을 고려한 베어링의 수명은 다음과 같다.⁶

$$L_{tot} = \frac{1}{\left(\frac{0.9}{L} \right)_{straight} + \left(\frac{0.05}{L} \right)_{left} + \left(\frac{0.05}{L} \right)_{right}} \quad (16)$$

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

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

3. 설계변수의 민감도 해석

앞에서 살펴본 바와 같이 휠 베어링 유니트의 내구수명은 크게 차량 제원과 베어링 형상과 관련된 변수로 구분할 수 있다(Table 1). 효과적인 휠 베어링 유니트의 설계는 주어진 차량 제원에 대하여 베어링 유니트의 내구수명을 극대화하도록 베어링의 내부 형상을 설계하는 것이다.

본 연구에서는 베어링의 내부 형상과 관련된 인자들이 내구수명에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 최소 실험횟수로 각 인자의 영향을 파악할 수 있는 다구찌 방법을 이용하였다. 베어링의 내부 형상과 관련된 설계 인자는 Table 2와 같다. 이때 유효 볼 중심 간 거리는 베어링의 접촉 각을 고려한 축 상에서 유효거리이고, 볼 중심 간 거리는 도면 상 볼의 중심 거리를 의미한다. 현재 설계 값에서 각 변수의 증감이 베어링의 내구수명에 미치는 영향을 파악하기 위하여 직교 배열표는 $L_{27}(3^{13})$ 형을 선택하였다. 또한 볼 직경과 궤도반경과는 설계치가 연관성을 가지므로 이 인자들의 교호작용도 검토하였다.⁷

Table 1 Design specifications of a wheel bearing unit

차량 제원		베어링 형상	
차축 당 하중	430 (kgf)	볼 직경	11.113 (mm)
윤거	1500 (mm)	접촉각	35 (deg)
차량 무게중심의 높이	545 (mm)	내륜 궤도반경	5.76 (mm)
선회가속도	0 (straight) ± 0.25 (cornering)	외륜 궤도반경	5.89 (mm)
타이어 반경	306 (mm)	피치 직경	55.9 (mm)
Offset	26.5 (mm)	유효 볼 중심 간 거리	59 (mm)
		볼 개수	15

Table 2에 따른 베어링 내부 설계 인자에 대한 분산분석의 결과는 Table 3과 같다. 분석 결과를 살펴보면 각 인자의 주어진 변화 수준에 대하여 설계 기준 1에서 $\pm 1.9\%$ 의 설계 변수의 변화를 갖는 내륜 궤도반경이 내구 수명에 가장 큰 영향을 미치는 변수임을 나타내고 있다. 그리고 설계 기준 1에서 $\pm 1\%$ 의 설계 변수의 변화를 갖는 볼 직경이 2번째로 내구 수명에 영향을 미치는 설계변수임을 알 수 있다. 그 외의 인자인 외륜 궤도 반경, 볼 수 등의 인자는 분석결과 내구 수명에 영향을 미치는 수준이 낮고, 앞의 두 인자들의 교호작용이 다른 인자들보다 비교적 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 이 두 인자들의 교호작용의 특성을 살펴보면 Table 4와 같다. 즉, 볼 직경을 클수록, 내륜 궤도반경이 작을수록 베어링의 내구수명은 증가하는 것을 알 수 있다.

Table 2 Control factors

열	제어인자	수준			비고 (1 기준)
		0	1	2	
1 (A)	볼 직경(mm)	11.88	12	12.12	±1 %
2 (B)	내륜 궤도반경(mm)	6.18	6.3	6.42	±1.9 %
3,4	A × B				
5 (C)	외륜 궤도반경(mm)	6.18	6.3	6.42	±1.9 %
6,7	A × C				
9 (D)	볼 개수	14	15	16	±1 개
10 (E)	볼 중심간 거리 (mm)	13.5	15	16.5	±10 %
12 (F)	접촉각(deg)	30	35	40	±14 %
8,11,13	오차 (err)				

Table 3 Analysis of variances

인자	변동(S)	자유도 (ϕ)	분산(S/ ϕ)	검정통계 량(F_0)
A	3582	2	1791	16.9**
B	5802	2	2901	27.4**
A × B	1653	4	413	3.9
C	531	2	266	2.5
A × C	356	4	89	0.8
D	655	2	328	3.1
E	118	2	59	0.6
F	515	2	258	2.4
Err	635	6	106	
T	13848			

Table 4 A × B interaction effect

	A ₀	A ₁	A ₂
B ₀	96.6	149.2	257.7
B ₁	66.3	86.9	124.5
B ₂	49.1	61.5	79.7

4. 결론

본 연구에서는 차륜용 베어링 유니트에 적합

한 경계조건을 가정하여, 베어링 유니트의 적용조건에 대한 내구 수명을 계산하였다. 이를 기반으로 하여 베어링의 형상 변수들이 베어링의 내구 수명에 미치는 영향을 다구찌 방법을 이용하여 해석하였다. 그 결과 베어링의 내구 수명에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 내륜 궤도 반경과 볼 직경이며, 그 외의 베어링 내부형상과 관련된 인자들은 비교적 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 또한 내륜 궤도반경이 작을수록, 볼 직경은 클수록 베어링의 내구 수명이 증대되는 것으로 나타났으나 내륜 궤도반경이 과도하게 작아지면 윤활면에서 나쁜 영향이 나타날 수 있으므로 주의하여야 한다.

참고문헌

- Harris, T. A., Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, 1991.
- Tallian, T. E., "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.
- Gupta, P. K., Tallian, T. E., "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.
- Kiblawi, A., "Fatigue Life Factors and Dynamic Rating Increase for Tapered, Cylindrical and Ball Bearings," SAE Transactions, Vol. 93, 1984.
- Gupta, P. K., "On the Geometric Imperfections in Ball Bearings," ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 19-25, 1988.
- Ahn, T. K., Lee, S. H. and Hyun, J. S., "A Selection of Initial Contact Angle of Automotive Wheel Bearing Units," J. of KSAE, Vol. 10, No. 1, pp. 162-167, 2002.
- Hyun, J. S. and Park, T. J., "Temperature Characteristics of High Speed Angular Contact Ball Bearing," J. of the KSPE, Vol. 18, No. 2, pp. 96-101, 2001.
- Lee, S. B., Introduction to Taguchi Method, Sangjosa, 2000.