

# 자동차 휠 베어링 유닛의 장수명 설계

윤기찬\* · 최동훈\*\*  
(1999년 2월 20일 접수)

## A Design of an Automotive Wheel Bearing Unit for Long Life

Ki-Chan Yoon and Dong-Hoon Choi

**Key Words:** Wheel Bearing Unit(휠 베어링 유닛), Fatigue Life(피로수명), Double Row Angular Contact Ball Bearing(복렬 앵글러 컨택 볼 베어링), Cornering Acceleration(선회가속도), Optimum Design(최적설계)

### Abstract

This paper presents a new design method of the 1 generation wheel bearing unit using a numerical optimization technique in order to increase bearing fatigue life. For calculating the fatigue life, a method of load analysis is studied on the automotive wheel bearing system. The design variables selected are ball size, initial contact angle, number of balls, pitch diameter, pre-load, and distance between ball centers. The method of feasible directions in ADS (Automated Design Synthesis) is utilized to automatically find the optimum design variables. To validate the design method, a computer program is developed and applied to a practical passenger car model. The optimum design results demonstrated the effectiveness of the proposed design method showing that the system life of the optimally designed wheel bearing unit is enhanced in comparison with that of the initial ones within the given available design space.

### 1. 서론

자동차의 발전 방향은 환경 친화력 있는 자동차의 개발과 운전자가 보다 안전하고 편안하게 운전 할 수 있는 자동차의 개발로 요약될 수 있다. 전자의 관점에서 보면, 차량의 경량화와 컴팩트화가 수반되어 에너지 소비율을 저감시키는 기술 개발이 중요하며, 이를 구현하기 위해서는 기계요소의 소형, 경량화가 필수적이다. 후자의 관점에서 보면, 차량의 고급화, 고 신뢰성화를 들 수 있으며, 이를 구현하기 위한 각종 편의시설의 장착 및 자동차를 구성하고 있는 기계 요소들의

안전계수 상향 조정은 차량의 무게를 증가시키는 요인이 된다. 이들 두 가지 발전방향은 요소설계 관점에서 서로 trade-off가 있으며 어느 것 하나 소홀히 할 수 없는 중요한 것들이다.

1960년대 말부터 전륜구동형 자동차의 개발이 시작되었으며, 이는 휠 베어링 설계에 커다란 변화를 가져왔다. 유지보수의 편리성, 컴팩트화 및 신뢰성 확보를 위하여 자동차용 휠 베어링은 유닛(unit)화가 급속히 발전되었으며, 이미 상품화된 휠 베어링 유닛이 널리 보급되고 있다.<sup>(1)</sup> 허브 유닛은 속도센서, ABS센서 등 각종 센서류의 장착 뿐만 아니라,<sup>(2,3)</sup> 심지어는 steering knuckle과 같은 주변부품과의 조합으로 더욱 복잡한 형상으로 발전하고 있기 때문에 베어링 부의 가용설계공간(available design space) 확보에 많은 제약은 받고 있다.<sup>(4)</sup> 특히, 차량의 신규 개발시, 차량의 제원(특히, 총 중량)이 변경되더라도 원가절감 차원에

\* 회원, 한양대학원 기계설계학과 / FAG한화베어링(주)

\*\* 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : dhchoi@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0443 FAX : (02)2296-1710

서 부품들의 외부치수의 변경 없이 기존의 부품들을 carry-over하여 사용하고자 하는 강력한 요구가 있다. 또한, 차량의 보증기간이 길어짐에 따라 휠 베어링 유닛은 요구수명을 만족시키기 위하여 부하용량화 설계를 필요로 하게 되었다. 이는 휠 베어링 유닛의 경량화, 고 신뢰성화 및 경제성 등을 고려한 설계를 위하여 주어진 가용설계 공간에서 최대의 수명을 발휘하도록 설계되어야 함을 의미한다.<sup>(5,6)</sup>

본 논문에서는 복렬 앵글러 컨택 볼 베어링으로 구성된 자동차용 휠 베어링 유닛의 수명계산을 위한 하중해석 방법에 대하여 고찰하였으며, 수치 최적화기법과 기존의 설계 경험 식들을 조합하여 1세대 휠 베어링 유닛의 설계 방법을 제안하였다. 제안된 설계 방법의 유용성을 검증하기 위하여 실제 차량 모델을 대상으로 적용중인 휠 베어링 유닛의 내부설계 인자를 설계변수로 하여 휠 베어링 시스템의 수명을 극대화시키기 위한 최적설계를 수행하였다.

## 2. 하중 및 수명해석

### 2.1 타이어에 작용하는 하중

휠 베어링 유닛의 수명해석을 위해서는 차량의 기본적인 제원으로부터 주어진 선회조건에 따른 타이어에 작용하는 하중을 구하고, 이 하중으로부터 베어링 하중을 계산하는 과정이 필요하다. Fig. 1은 휠 베어링 하중해석을 위하여 필요한 차량의 기본 제원을 나타낸 것이며, Fig. 2는 차량의 선회조건에 따른 타이어 작용하중을 계산하기 위한 전륜(front axle)의 자유물체도를 나타낸 것이다. 여기서,  $W_{axle}$ 은 전륜(front wheel)에 작용하는 무게,  $H_{cg}$ 는 차량의 무게 중심 높이,  $S_T$ 는 좌우 타이어 중심간 거리,  $R_T$ 는 타이어 동반경(dynamic radius)이다.

일반적으로 휠 베어링의 초기설계단계에서는 선회조건에 따른 정하중만을 고려하여 하중 및 수명해석을 수행한 후, 안전계수를 고려한 베어링 제조업체의 자체 판정기준으로 수명평가를 실시하는 것이 일반적인 방법이다. 따라서 정의하기 곤란한 타이어에 작용하는 충격하중 및 마찰력의 영향은 고려하지 않았다.

Fig. 2의 자유물체도로부터 힘 평형 방정식 및

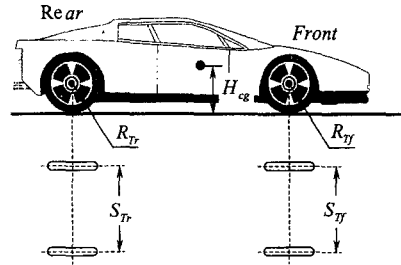


Fig. 1 Input data of automotive for load analysis

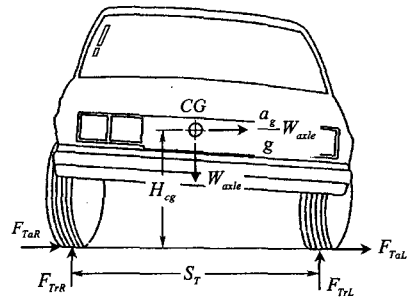


Fig. 2 Free-body diagram for tire load calculation

모우먼트 평형 방정식을 구하여, 선회 가속도에 따른 타이어에 작용하는 축방향 하중 ( $F_{Ta}$ ) 및 반경방향 하중( $F_{Tr}$ )을 계산하면 다음과 같다.<sup>(7)</sup>

$$F_{TrR} = \frac{W_{axle}}{2} - \frac{H_{cg}}{S_T} \frac{a_g}{g} W_{axle} \tag{1}$$

$$F_{TaR} = -\frac{a_g}{g} \frac{W_{axle}}{2} + \frac{H_{cg}}{S_T} \left( \frac{a_g}{g} \right)^2 W_{axle} \tag{2}$$

$$F_{TrR} = \frac{W_{axle}}{2} + \frac{H_{cg}}{S_T} \frac{a_g}{g} W_{axle} \tag{3}$$

$$F_{TaR} = -\frac{a_g}{g} \frac{W_{axle}}{2} - \frac{H_{cg}}{S_T} \left( \frac{a_g}{g} \right)^2 W_{axle} \tag{4}$$

여기서,  $a_g$ 는 좌·우 회전(cornering)의 정도를 나타내는 선회가속도이며,  $g$ 는 중력가속도이다.

### 2.2 베어링 해석

Fig. 3은 전형적인 1세대 휠 베어링 유닛으로 각 열이 동일한 내부설계를 갖는 복렬 앵글러 컨

택 베어링 형식으로 설계되어 있다. 이 베어링에는 조립의 단순화 및 무유지보수를 위하여 그리이스가 충전되어 있고, 시일링 장치가 결합되어 있다. 기존 휠 베어링으로 주로 사용되었던 테이퍼드 로울러(tapered roller) 베어링에 비하여 부하 용량은 다소 작기는 하지만 작은 마찰 토크, 무유지보수, 조립의 단순화, 예압조정 불필요 등의 장점을 갖고있기 때문에 현재 승용차 구동륜의 대부분은 1세대 휠 베어링 유닛을 채택하고 있다.<sup>(4)</sup>

2.1절에서 구한 타이어에 작용하는 하중으로부터 베어링에 작용하는 하중( $F_{r1}, F_{r2}, F_{a1}, F_{a2}$ )을 구하기 위하여 Fig. 4의 자유물체도를 구성하였다. 이를 이용하여 힘 평형 방정식과 모우먼트 평형 방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\sum F_r = -F_{r1} - F_{r2} + F_{Tr} = 0 \tag{5}$$

$$\sum F_a = F_{a1} - F_{a2} + F_{Ta} = 0 \tag{6}$$

$$\sum M_o = F_{Tr}(S - L_{LP}) - F_{r1}S - F_{Ta}R_T = 0 \tag{7}$$

상기 3개의 방정식으로부터 4개의 미지수 반력을 구할 수 없으므로 부정정(indeterminate) 문제가 된다. 우선, 바깥쪽 (outside, subscript "1") 베어링과 안쪽 (inside, subscript "2") 베어링에 작용하는 반경방향 하중( $F_{r1}, F_{r2}$ )은 식 (5)와 식 (7)을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

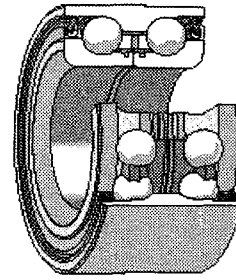
$$F_{r1} = \frac{F_{Tr}(S - L_{LP})}{S} - \frac{F_{Ta}R_T}{S} \tag{8}$$

$$F_{r2} = \frac{F_{Tr}L_{LP}}{S} + \frac{F_{Ta}R_T}{S} \tag{9}$$

베어링에 작용하는 축방향 하중( $F_{a1}, F_{a2}$ )을 구하기 위하여 식 (6)과 다음 식 (10)의 축방향 변위 적합조건을 이용하였다.

$$\delta_{a1} + \delta_{a2} - \delta_0 = 0 \tag{10}$$

여기서,  $\delta_{a1}$ 와  $\delta_{a2}$ 는 안쪽 및 바깥쪽 베어링의 축방향 변형량이고,  $\delta_0$ 는 베어링 조립시 가해지는 초기예압량이다.



- Outer race
- Inner race
- Ball
- Cage
- Grease
- Seal

Fig. 3 Wheel bearing unit (1generation)

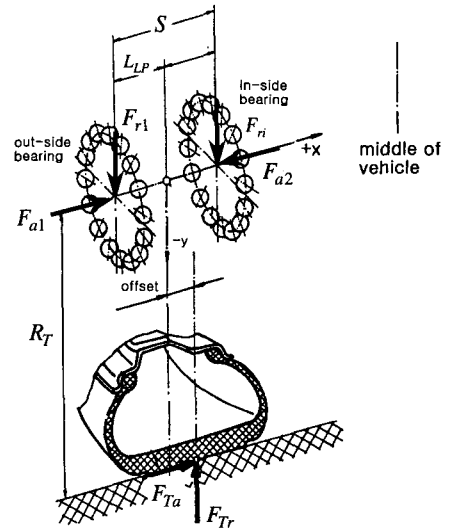


Fig. 4 Free-body diagram for bearing load analysis

축방향 하중과 반경방향 하중을 동시에 받는 볼 베어링을 해석하기 위하여 A. B. Jones가 제안한 준정적(quasi-static) 해석식을 변형한 정적(static) 해석식을 사용하였다.<sup>(8)</sup> 일반적으로 자동차 응용 분야는 회전속도가 상대적으로 저속이므로 베어링에 작용하는 원심력과 자이로스코픽 모우먼트의 영향은 고려하지 않아도 무방하므로 준정적 해석식을 정하중에 대한 식으로 단순화할 수 있다. 이 경우, 각 진동체( $q$ )의 볼-내륜 및 볼-외륜의 접촉하중( $Q_q$ )과 접촉각( $\alpha_q$ )이 동일하게 되므로 안쪽 및 바깥쪽 베어링의 볼과 궤도와의 접촉 형상은 Fig. 5와 같이 된다.

볼의 접촉위치에서 내·외륜의 전체 변형량( $\delta_q$ )

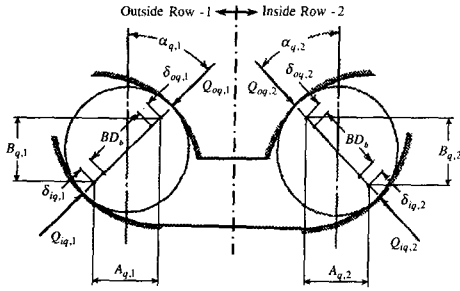


Fig. 5 Ball-raceway contact under static load

은 식 (11)로 구하며, 접촉각  $\alpha_q$ 는 다음의 식 (12)로부터 구한다.

$$\delta_q = \delta_{iq} + \delta_{oq} = \sqrt{A_q^2 + B_q^2} - BD_b$$

where,  $B = f_i + f_o - 1$  (11)

$$\alpha_q = \tan^{-1} \frac{A_q}{B_q} \quad (12)$$

여기서,  $D_b$ 는 볼 직경이고,  $f_i$  및  $f_o$ 는 각각 내륜(inner race, subscript "i") 및 외륜(inner race, subscript "o") 궤도곡률대 볼 직경비이며, 각 열의  $\delta_{iq}$  및  $\delta_{oq}$ 는 각각 볼-내륜과 볼-외륜의 접촉 변형량(contact deformation)이다. 내·외륜의 궤도곡률 중심 궤적간 축방향 거리 ( $A_q$ ) 및 반경방향 거리 ( $B_q$ )는 내·외륜의 상대적인 축방향 변위 ( $\delta_a$ ) 및 반경방향 변위 ( $\delta_r$ ) 변화에 따라 식 (13)과 식 (14)로부터 구할 수 있다.

$$A_q = BD_b \sin \alpha_0 + \delta_a \quad (13)$$

$$B_q = BD_b \cos \alpha_0 + \delta_r \cos \psi_q \quad (14)$$

여기서,  $\alpha_0$ 는 베어링의 초기 접촉각이고,  $\psi_q$ 는 원주방향의 볼 위치(angular location)를 나타내는 각도( $2\pi q/z$ )이다.

전동체 하중  $Q_q$ 는 볼과 궤도와의 접촉을 Hertz의 탄성변형으로 가정하여 식 (15)를 이용하여 구

할 수 있다.<sup>(11)</sup>

$$Q_q = K \delta_q^{3/2}$$

$$\text{where, } K = \left[ \frac{1}{K_o^{2/3}} + \frac{1}{K_i^{2/3}} \right]^{-3/2} \quad (15)$$

여기서,  $K$ 는 베어링의 내부 형상과 재질에 따른 하중-변형 계수이며,  $K_o, K_i$ 는 각각 외륜 및 내륜의 변형상수(deflection coefficient)이다.

또한, 안쪽 및 바깥쪽 베어링에 작용하는 외력과  $z$ 개의 전동체 하중 사이의 시스템 힘 평형 관계식을 유도하면 식 (16) ~ (19)와 같다.

$$F_{a1} - \sum_{q=1}^z Q_{oq} \sin \alpha_{oq} = 0 \quad (16)$$

$$F_{a2} - \sum_{q=1}^z Q_{iq} \sin \alpha_{iq} = 0 \quad (17)$$

$$F_{r1} - \sum_{q=1}^z Q_{oq} \cos \alpha_{oq} \cos \psi_q = 0 \quad (18)$$

$$F_{r2} - \sum_{q=1}^z Q_{iq} \cos \alpha_{iq} \cos \psi_q = 0 \quad (19)$$

바깥쪽 및 안쪽 베어링의 축방향 변위( $\delta_{a1}, \delta_{a2}$ ) 및 반경방향 변위( $\delta_{r1}, \delta_{r2}$ )와 축방향 베어링 하중 ( $F_{a1}, F_{a2}$ )을 구하기 위하여 식 (6)의 축방향 힘 평형방정식과 식 (10)의 변위 적합 조건식 및 베어링에 작용하는 외력과 전동체 하중사이의 평형 관계식 (16)~(19)로 구성된 6개의 비선형 연립방정식을 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson) 수치해법으로 계산하면, 6개의 미지수( $\delta_{a1}, \delta_{a2}, \delta_{r1}, \delta_{r2}, F_{a1}, F_{a2}$ )를 구할 수 있다.

### 2.3 접촉응력 계산

2.2절에서 구한 전동체 하중과 접촉각을 이용하여 볼과 궤도 사이의 접촉응력(contact stress)을 계산할 수 있다. Harris에 의하여 요약된 Hertz의 접촉응력 계산식은 식 (20)과 같다.<sup>(9)</sup>

$$\sigma_{\max} = \frac{3Q}{2\pi ab} \quad (20)$$

여기서,  $a, b$ 는 접촉 타원의 장반경 및 단반경으로 식 (21) 및 식 (22)에 의하여 계산된다.

$$a = a^* \left[ \frac{3Q}{2\sum\rho} \left( \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3}$$

where,  $a^* = \left( \frac{2\chi^2\varepsilon}{\pi} \right)^{1/3}$  (21)

$$b = b^* \left[ \frac{3Q}{2\sum\rho} \left( \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3}$$

where,  $b^* = \left( \frac{2\varepsilon}{\pi\chi} \right)^{1/3}$  (22)

여기서,  $\sum\rho$ 는 합성곡률반경,  $E$  및  $\nu$ 는 각각 재료의 탄성계수 및 푸아송 비이고,  $\chi = a/b$ 는 타원변수로 다음의 식 (23)을 Newton-Raphson 반복법을 이용하여 수치적으로 구한다.

$$\frac{(\chi^2 + 1)\varepsilon - 2\mathfrak{S}}{(\chi^2 - 1)\varepsilon} = \frac{(\rho_{11} - \rho_{12}) + (\rho_{21} - \rho_{22})}{\sum\rho} \quad (23)$$

여기서,  $\mathfrak{S}$ 와  $\varepsilon$ 은 각각 1차 타원 적분 및 2차 타원 적분으로 식 (24)와 식 (25)를 수치적분하여 해석적으로 구한다.

$$\mathfrak{S} = \int_0^{\pi/2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\chi^2} \right) \sin^2 \phi \right]^{-1/2} d\phi \quad (24)$$

$$\varepsilon = \int_0^{\pi/2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\chi^2} \right) \sin^2 \phi \right]^{1/2} d\phi \quad (25)$$

#### 2.4 피로수명 계산

전통적으로 베어링의 수명이라 함은 베어링 궤도면 혹은 전동체 표면의 일부가 반복 접촉응력에 의하여 박리현상(flaking)이 발생하는 시점까지를 말한다. 이러한 박리현상은 최대전단응력이 주원인인 표면하(sub-surface) 기점형과 윤활제나 이물질과 같은 간접영향에 의한 표면(surface) 기점형으로 크게 두 가지로 구분된다.<sup>(10)</sup> 순수 베어링설계 관점에서 전통적으로 사용되는 베어링의 수명 계산식은 전자의 이론에 근거한 Lundberg-

Palmgren<sup>(11)</sup>의 피로 수명식이다.

2.2절에서 구한 전동체 하중으로부터 Lundberg와 Palmgren의 피로 수명식을 이용하여 휠 베어링의 수명을 해석적으로 구할 수 있다. 볼 베어링의 기본 동적 부하용량(Basic dynamic load rating)은 식 (26)과 같다.<sup>(11,12)</sup>

$$Q_{c\xi} = 98.1 \left( \frac{2f_\xi}{2f_\xi - 1} \right)^{0.41} \frac{(1 \mp \gamma)^{1.39}}{(1 \pm \gamma)^{1/3}} \left( \frac{\gamma}{\cos\alpha} \right)^{0.3} D_b^{1.8} z^{-1/3} \quad (26)$$

여기서,  $\gamma = D_b \cos\alpha_0 / D_m$ 이며, 위쪽 부호는 내륜, 아래쪽 부호는 외륜의 경우에 대한 계산 부호이다. 또한,  $\xi$ 는  $i$  또는  $o$ 를 나타내는 것으로 각각 볼-내륜과 볼-외륜 접촉에 대한 것이다.

한편, 회전륜인 내륜과 비회전륜인 외륜에 대한 동가하중(dynamic equilibrium load)은 다음 식 (27)과 식 (28)로 계산한다.

$$Q_{ei} = \left( \frac{1}{z} \sum_{q=1}^z Q_{iq}^3 \right)^{1/3} \quad (27)$$

$$Q_{eo} = \left( \frac{1}{z} \sum_{q=1}^z Q_{oq}^{10/3} \right)^{3/10} \quad (28)$$

식 (26)과 식 (27) 및 (28)에서 구한 기본 동적 부하용량 및 동등가하중으로부터 베어링의 피로 수명은 다음 식 (29) 및 (30)으로 구할 수 있다.

$$L_\xi = \left( \frac{Q_{c\xi}}{Q_{e\xi}} \right)^3 \quad (29)$$

$$L_{10} = \left( L_i^{-10/9} + L_o^{-10/9} \right)^{9/10} \quad (30)$$

여기서,  $L_i, L_o$ 는 각각 볼-내륜 및 볼-외륜 접촉에 의한 피로수명을 의미하고,  $L_{10}$ 은 90% 신뢰도를 갖는 베어링 시스템의 피로수명이다.

실질적으로 차량이 출고되면서 폐차될 때까지의 주행조건을 정량적으로 모델링하는 것은 불가능하다. 따라서 휠 베어링의 하중 및 수명해석을 위하여 일반적으로 사용되는 차량의 선회가속도 및 주행빈도는 Table 1과 같이 정의된다.<sup>(4)</sup> 특별

**Table 1** Cornering acc. data for life calculation

Lateral Acc. ( $a_g$ )	-0.25g	0g	0.25g
Combined Running	5%	90%	5%

한 경우, 차량의 주행조건은 자동차 업체별, 혹은 차량 종류별로 제공되기도 한다. 차량의 주행조건에 대한 베어링 각 열의 피로수명( $L_{10,com}$ )은 신뢰 가속도( $a_g$ ) 및 주행 빈도(%)의 조합으로 식 (31)을 이용하여 계산할 수 있다.

$$L_{10,com} = \frac{1}{\left\{ \frac{\lambda_{a_g, -0.25g}}{L_{10, -0.25g}} \right\} + \left\{ \frac{\lambda_{a_g, 0g}}{L_{10, 0g}} \right\} + \left\{ \frac{\lambda_{a_g, 0.25g}}{L_{10, 0.25g}} \right\}} \quad (31)$$

여기서,  $\lambda_{a_g}$ 와  $L_{10}$ 은 각 신뢰조건에서의 주행빈도 및 90% 신뢰 수명을 나타낸다. 또한, 휠 베어링 유닛은 복렬 베어링이므로 휠의 안쪽 및 바깥쪽 각 열 수명의 조합 평균 수명이 휠 베어링 전체 시스템 수명( $L_{10,system}$ )으로 정의되므로, 다음의 식 (32)와 같이 정의된다.

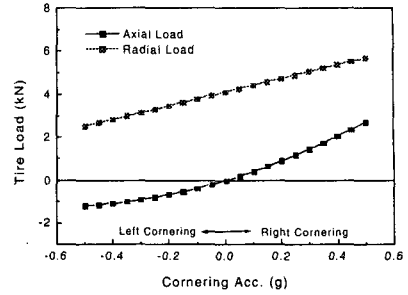
$$L_{10,system} = \left( L_{10,com,1}^{-10/9} + L_{10,com,2}^{-10/9} \right)^{9/10} \quad (32)$$

일반 승용차의 경우, 휠 베어링 시스템 수명에 대한 판정기준은 주행 거리로 환산하여 통상 300,000 km 이상으로 한다.<sup>(4)</sup>

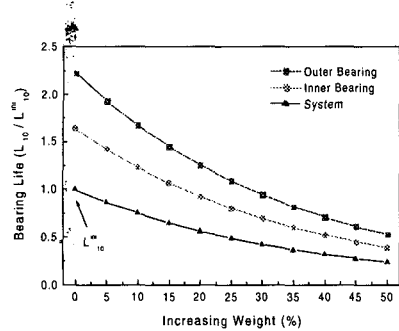
### 3. 해석결과

휠 베어링 수명 평가를 위한 범용 하중해석 프로그램을 FORTRAN 90언어를 사용하여 작성하였으며 컴파일러는 Digital FORTRAN(6.0)을 사용하였다. 개발된 프로그램의 유용성을 검증하기 위하여 X사의 XX 차량의 제원을 이용하여 Table 1의 주행조건으로 하중해석 및 수명해석을 수행하였다.

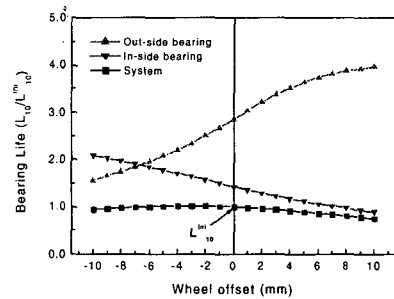
Fig. 6은 신뢰가속도의 영향을 고찰하기 위하여 좌-우 신뢰조건 변화에 따른 한쪽(우측) 타이어에 작용하는 반경방향 및 축방향 하중 변화를 나타낸 그래프이다. 운전자 관점에서 우회전시, 우측



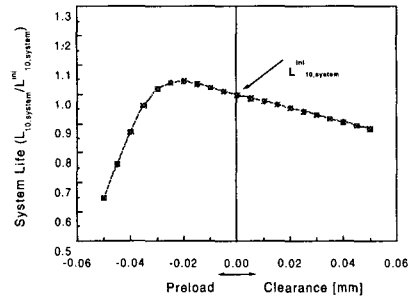
**Fig. 6** Cornering acceleration vs. tire load.



**Fig. 7** Axle weight vs. bearing life



**Fig. 8** Wheel offset vs. bearing life



**Fig. 9** Pre-load/clearance condition vs. system life

타이어에는 좌측 타이어에 작용하는 하중에 비하여 큰 축방향 및 반경방향 하중이 작용하며, 좌회전시에는 좌측 타이어에 작용하는 하중에 비하여 작은 축방향(-) 하중 및 반경방향 하중이 작용함을 알 수 있다.

Fig. 7은 차량의 중량증가에 따른 휠 베어링의 수명변화를 나타낸 그래프이다. 액슬(Axle)에 작용하는 하중이 5% 증가하면, 베어링의 시스템 수명이 약 13% 정도 감소하는 경향이 있다. 베어링의 수명은 차량의 중량에 민감하게 반응함을 알 수 있다.

Fig. 8은 타이어 중심과 베어링 중심사이의 거리, 즉, Fig. 2의 오프셋(offset)량에 따른 안쪽, 바깥쪽 베어링 및 시스템 수명분포를 보여준다. 오프셋량 또한 베어링의 수명에 영향을 미치는 인자임을 알 수 있으므로 적절한 오프셋량을 선정해야 함을 알 수 있다.

일반적으로 시스템의 강성과 수명을 향상시키기 위하여 베어링에는 예압이 가해지는데, 휠 베어링에도 적절한 초기 예압(정위치 예압)이 가해진다.<sup>(13)</sup> Fig. 9는 베어링에 가해지는 초기 예압량의 변화에 따른 베어링의 시스템 수명 변화를 나타낸다. 초기 예압이 약  $-20\mu\text{m}$  근방에서 수명이 최대가 됨을 알 수 있으며, 예압이 커질수록 수명이 급격하게 변하고, 틈새가 커질수록 수명이 비교적 완만하게 감소함을 알 수 있다. 이는 베어링 설계시, 초기 예압 범위의 선정에 특별히 주의해야 함을 시사한다.

Fig. 10은 선회조건 변화에 따른 볼과 궤도의 접촉각 및 전동체 하중 분포를 나타낸 그래프이다. 바깥쪽(1st row) 베어링은 좌회전(-0.25g) 시에, 안쪽(2nd row) 베어링은 우회전(0.25g) 시에 가장 큰 전동체 하중이 작용하며, 직진(0g) 시에 비하여 적은 수의 전동체가 하중을 분담하고 있고, 전동체별 접촉각의 변화가 심하게 나타남을 알 수 있다.

#### 4. 최적설계

최근 들어 상용화되고 있는 무단변속기(CVT) 장착 차량이나 전기와 화석연료를 복합적으로 사용하는 하이브리드(hybrid) 차량 등은 차량의 중량을 크게 증가시키는 경향이 있으며, 이는 차량의 무게를 지지하는 휠 베어링의 피로수명을 단

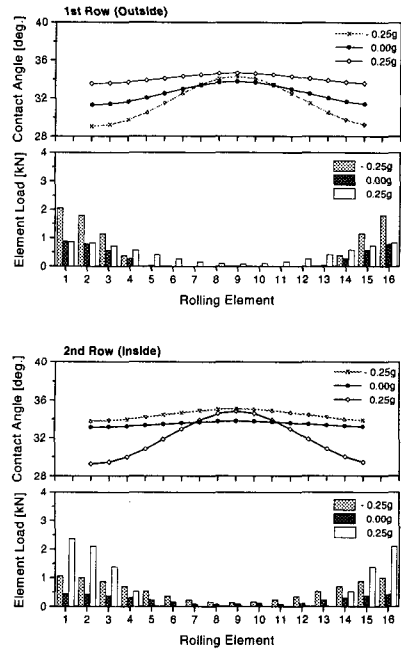


Fig. 10 Contact angle & load distributions

축시키는 결과를 초래한다. 차량 제원이 변경된 경우 (베어링 관점에서는 주로 차량의 무게가 증가한 경우), 설계 변경 검토는 우선 경제성을 고려하여 기존의 베어링을 carry-over하여 사용될 수 있는지 여부를 검토하고, 기존 베어링이 용량부족으로 사용이 불가능한 경우, 신 설계를 착수하는 것이 현장 설계의 기본이다.

주어진 설계공간에서 휠 베어링 유닛의 수명을 최대화하기 위한 변경 가능한 설계변수로는 베어링 예압 및 베어링 자체의 설계변수 즉, 볼 크기, 볼 개수, 초기 접촉각, 피치경, 볼 중심간 거리 등이 있다. 경제성을 고려한 설계를 위하여 볼 크기는 표준(standard) 볼을 사용해야 하므로 볼 크기는 이산변수(discrete variable)로 다루는 것이 타당하다. 그러나, 설계공간 상의 많은 제약으로 휠 베어링 유닛의 내·외경 및 폭 치수는 표준화가 되어있지 못하며, 공간상의 제약을 극복하기 위하여 비표준 볼을 사용하는 경우가 점차 증가하고 있다. 전체적인 차량의 제작비용에 대한 경제성을 고려한다면, 비표준 볼을 사용함으로써 발생하는 부가적인 비용증가 요인은 그다지 큰 문제가 아닐 수도 있다. 따라서 본 논문에서는 볼 크기를 연속변수(continuous variable)로 취하여

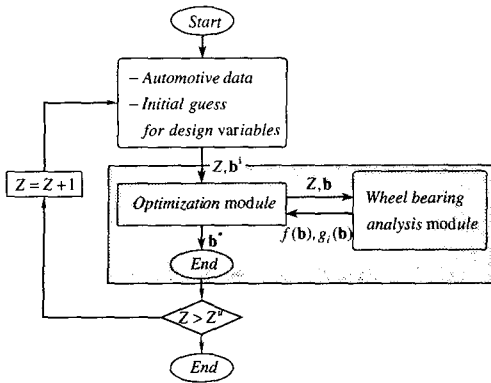


Fig. 11 Overall procedure of wheel bearing design

설계문제를 정의하였다.

3장에서 사용한 실제 차량의 제원을 이용하여 휠 베어링 유닛의 외부치수의 변경 없이, 주어진 가용 설계공간(내경 $d$ , 외경 $D$ , 폭 $B$ )에 대하여 베어링의 내부 설계 인자를 설계변수로 취하여 휠 베어링 유닛의 피로수명을 극대화하기 위한 최적설계를 수행하였다.

4.1 최적설계 정식화

주어진 설계공간 내에서 휠 베어링 유닛의 장수명을 위한 최적설계를 수행하기 위하여 다음과 같이 최적설계문제를 정의하였다

$$\begin{aligned}
 &\text{Maximize } L_{10,system} \\
 &\text{subject to } g_1 = t_{min}^* \leq t_{min,o} \\
 &\quad g_2 = t_{min}^* \leq t_{min,i} \\
 &\quad g_3 = C_{ball}^* \leq C_{ball} \\
 &\quad g_4 = S_{seal}^* \leq S_{seal} \\
 &\quad g_5 = L_{system,0.8g}^* \leq L_{system,0.8g} \\
 &\quad g_6 = \sigma_{max,0.8g} \leq \sigma_{max,0.8g}^*
 \end{aligned}$$

목적함수는 시스템 수명의 최대화로 하였으며, 설계변수( $\mathbf{X}$ )는 베어링의 내부설계 인자인 볼 크기( $D_b$ ), 피치경( $D_m$ ), 초기접촉각( $\alpha_0$ ), 볼 중심간 거리( $S_{bc}$ ), 초기예압량( $\delta_0$ )으로 하였으며, 정수형 설계변수인 볼 개수( $z$ )는 고정시키고 최적화과정을 반복 수행하였다.

구속조건으로는 현장에서 사용되는 휠 베어링

유닛의 설계 경험식을 이용하였다.  $g_1, g_2$  및  $g_3$ 는 볼 크기에 대한 기하학적인 구속조건으로 각각 외륜 및 내륜의 궤도 최소두께( $t_{min}^*$ )를 유지시키기 위한 구속조건과 시일링 장치를 설치하기 위한 최소 공간( $S_{seal}^*$ ) 확보를 위한 것이다. 한편  $g_4$ 는 적용 볼 개수에 대한 기하학적 구속조건으로 케이지 장착을 위해 필요한 최소 공간( $C_{ball}^*$ ) 확보를 위한 것이다. 또한 휠 베어링의 안정성을 확보하기 위하여 극악 선회조건(0.8g)에서의 최소 수명( $L_{system,0.8g}^*$ )에 대한 구속조건( $g_5$ )과 볼과 궤도사이의 최대 접촉응력( $\sigma_{system,0.8g}^*$ )에 대한 구속조건( $g_6$ )을 적용하였다. 수년에 걸친 실험을 통하여 구해진 설계 경험 지수(\*)들은 보안관계상 밝히지 않기로 한다.

4.2 최적설계 절차 및 방법

4.1절에 정의한 최적화 수식을 이용하여 최적설계를 수행하였다. 연속변수를 다루는 도함수에 기초한 국부 최적화기법 (gradient-based local optimization technique)에서는 볼 개수와 같은 정수형 설계변수를 직접 다루기 곤란하다. 이러한 정수형 변수 문제(integer problem)를 해결하기 위하여 개발된 branch-and-bound 방법은 정수형 변수 최적화 문제를 연속변수 최적화 문제(continuous problem)로 가정하여 해를 구한 후, 그 해가 포함된 이산변수 범위에 대한 상·하한 구속조건을 추가하여 반복적으로 해를 찾는 방법이다.<sup>(14)</sup> 그러나, 베어링 해석 프로그램에서 볼 개수는 반드시 정수형 변수로 선언되어 사용되므로 이 방법의 적용은 불가능하다. 그러므로 본 논문에서는 주어진 설계공간에서 적용가능한 볼 개수를 미리 예측하여, 볼 개수를 고정하고 최적화과정을 반복 수행하였다.

설계 프로그램의 전반적인 흐름도인 Fig. 11에서 보는 바와 같이, 베어링 해석 모듈은 최적화 모듈로부터 입력된 볼 개수( $z$ )와 설계변수 벡터  $\mathbf{b}$ 를 이용하여 목적함수  $f(\mathbf{b})$ 와 정규화(normalized)된 구속조건  $g_i(\mathbf{b})$ 를 계산하여 최적설계 모듈에 입력하게 되고 최적화가 완료되면, 볼 개수를 증가시켜 상기 과정을 반복하게 된다.

최적화 모듈로는 Vanderpaats가 개발한 ADS



(Automated design synthesis)를 사용하였으며, 방향 탐색 (direction search) 방법으로는 MFD (method of feasible direction)를 사용하였고, 선탐색 (one-dimension search) 방법으로는 다항근사법 (polynomial approximation method)을 이용하여 최적설계를 수행하였다.<sup>(15,16)</sup>

4.3 최적설계 결과

국내 자동차에 기 적용중인 휠 베어링 유닛의 제원을 초기치로하여 최적설계를 수행하였으며, 결과는 다음과 같다. 설계변수와 목적함수 및 차량 제원에 대한 내용은 보안관계상 초기치에 대한 최적치의 비율로 나타내었다

Fig. 12에서 보는 바와 같이 볼 개수 변화에 따른 목적함수 즉, 시스템 수명은 볼 개수가 초기치 16개에 비하여 1개 적은 15개에서 최대치를 보였다.

Fig. 13은 최고의 수명향상을 보인 볼 개수가 15개인 경우의 설계변수 및 목적함수의 변화를 나타낸 것이다. 초기치에 비하여 휠 베어링 유닛의 외부치수 변경 없이 시스템 수명이 약 1.5배 향상된 결과를 도출하였다. Fig. 14는 최적해의 유용성을 보이기 위하여 휠 베어링 유닛의 초기 설계 치수와 최적설계 치수를 도식적으로 나타낸 것으로, 제작 가능한 형상의 최적해를 얻었음을 알 수 있다.

시스템 수명의 가장 큰 상승효과가 있었던 볼 개수 15개의 경우, 총 최적화 반복회수는 18회이며, 150번의 함수계산을 수행하였다. Fig. 15는 최적화 과정이 진행되는 동안 목적함수( $-L_{10,system}$ ) 값의 변화 및 구속조건 최대 위배량을 나타낸 그래프이다. 최적화 과정이 진행됨에 따라 주어진 구속조건을 모두 만족하면서 목적함수의 값이 안정적으로 수렴해감을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 자동차용 휠 베어링의 수명을 해석적으로 구하기 위한 하중해석 방법에 대하여 고찰하였으며, 기존 설계 경험식을 바탕으로 최적설계문제를 정의하여 자동차용 1세대 휠 베어링 유닛의 장수명을 위한 설계방법을 제안하였다. 도출된 결론을 요약하면 다음과 같다.

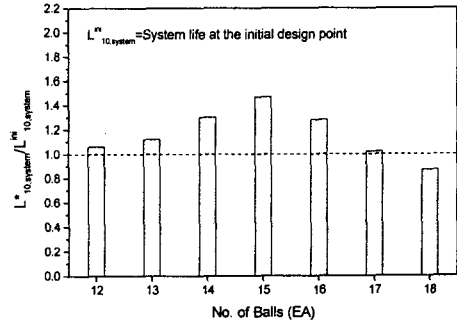


Fig. 12 Optimization results (1)

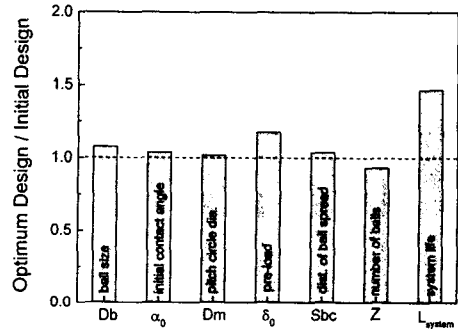


Fig. 13 Optimization results (2)

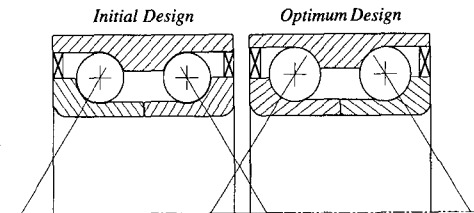


Fig. 14 Comparison of initial and optimum design (cross section of wheel bearing unit)

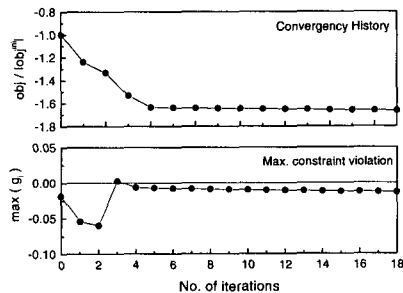


Fig. 15 Convergency history and max. constrain violation

(1) 힘, 모우먼트 평형방정식, 축방향 변위 적합 조건 및 베어링 시스템 평형 방정식으로 구성된 6개의 비선형 연립방정식으로부터 복렬 앵글러 컨택 볼 베어링으로 구성된 휠 베어링 유닛의 정적거동 해석 및 수명예측을 성공적으로 수행할 수 있었다.

(2) 제안된 설계방법을 이용하여 실제 차량 모델에 대하여 휠 베어링 유닛의 설계를 수행한 결과, 차량의 베어링 장착 부위(축, 하우징)의 설계 변경 없이 약 1.5배의 수명증가 효과를 보이는 최적해를 구하였다. 이는 제한된 설계공간을 극복한 장수명 휠 베어링 유닛의 설계가 가능함을 시사한다.

(3) 구현된 설계 프로그램은 빠른 시간 내에 유용한 설계 가이드라인을 제공함과 동시에 현장 설계 효율 향상에 크게 기여할 것으로 판단된다.

레드론에 대한 강도평가 부분을 보완하고, 볼 크기와 같은 이산설계변수를 직접 처리할 수 있는 최적화기법에 대한 연구를 수행함으로써 보다 유용성 있는 설계 결과를 도출할 수 있을 것으로 판단한다. 아울러 1세대 휠 베어링 유닛뿐만 아니라 형상이 더욱 복잡하고 설계 공간 확보가 더욱 어려운 2, 3, 4세대 휠 베어링 유닛의 설계에도 최적화 기법을 적용한 장수명 설계가 가능할 것으로 기대한다.

## 후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 최적설계신기술 연구센터의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

(1) Hofmann, H. and Tröster, M., 1988, "Progress with Car Wheel Bearing Units," *Ball and Roller Bearing Engineering · Industrial Engineering published by FAG*, 27 No. 2, pp. 13~15.

(2) Hofmann, H. and Bayer, O., 1990, "ABS Wheel Bearing," *Ball and Roller Bearing Engineering · Industrial Engineering published by FAG*, 501, pp. 19~24.

(3) Ouchi, H., 1996, "Hub Unit Bearing with

Annular Passive Sensor," *NSK Technical Journal*, No. 662, pp.1~7.

(4) Kiener, H., *Rolling Bearing for Car Hub*, WTS871221E, SKF.

(5) Tussey, R. P. and Christiansen, P. J., 1981, "Integral Ball Bearing Spindle for Automotive Wheel Applications," *SAE Technical Paper Series* 810755.

(6) Lorosch, H. K., 1996, "구름베어링의 적정치수 결정과 경제적 베어링 장치의 설계," *월간 기계설계기술*, 2월호, pp. 63~70.

(7) 한화기계(주) 부설연구소, 1995, "승용차 중동륜용 휠 베어링 유니트 기술개발에 관한 연구," 통산산업부 연구보고서.

(8) Jones, A. B., 1960, "A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings Under Arbitrary Load and Speed Conditions," *Journal of Basic Engineering*, Vol. 82, pp. 309~320.

(9) Harris, T. A., 1991, *Rolling Bearing Analysis : 3rd ed.*, John Wiley and Sons, Inc.

(10) 白谷隆明, 1996, "트랜스미션용 베어링의 장수명화 기술," *월간 기계설계기술*, 2월호, pp. 37~41.

(11) Lundberg, G. and Palmgren, A., 1947, "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," *ACTA POLYTECHNICA, Mechanical Engineering Series 1, Royal Swedish Academy of Engineering Science*, No. 3, Vol. 7.

(12) ISO, 1985, "Explanatory note on ISO 281/1-1977," Technical Report 8646.

(13) Harris, T. A., 1965, "How to Compute the Effects of Preloaded Bearings," *Product Engineering*, July 19.

(14) Rao, S. S., 1996, *Engineering Optimization; Theory and Practice*, John Wiley & Sons, Inc., New York.

(15) Vanderplaats, G. N., 1984, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design ; with Applications*, McGraw-Hill, New York.

(16) Vanderplaats, G. N., 1985, "ADS- A Fortran Program for Automated Design Synthesis version 1.10," *Engineering Design Optimization*, Inc.