

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2013.37.11.1323>

ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

휠 로더 차축 테이퍼 롤러 베어링의 내구수명

유 대 원* · 이 재 학**†

* 한국산업기술대학교 지식기반기술·에너지대학원 기계시스템설계학과, * 한국산업기술대학교 기계설계공학과

Endurance Life of Taper Roller Bearing for Wheel Loader Axles

Dae Won Yoo* and Jai Hak Lee**†

* Machine System Design, Graduate School of Knowledge based Technology and Energy, Korea Polytechnic Univ.,

* Dept. of Mechanical Design Engineering, Korea Polytechnic Univ.

(Received March 8, 2013 ; Revised August 9, 2013 ; Accepted September 3, 2013)

Key Words: Wheel Loader(휠 로더), Axle(차축), Taper Roller Bearing(테이퍼 롤러 베어링), Endurance Life(내구수명), Preload(예압)

초록: 휠 로더는 다양한 작업이 가능한 건설장비 중의 하나로서, 기능적 다양성과 구조적 신뢰성 향상의 요구가 증대되고 있다. 휠 베어링은 로더의 수명을 결정하는 핵심부품 중 하나이며, 테이퍼 롤러 베어링이 사용되고 있다. 일반적인 베어링 수명은 하중과 회전속도로 계산되고 있다. 테이퍼 롤러 베어링의 초기 예압은 내구수명에 직접적인 영향을 미치는 중요한 인자이다. 본 논문은 테이퍼 롤러 베어링에 작용하는 하중, 회전속도, 열 변형에 따른 초기 예압량을 포함한 내구수명 및 예압특성 관계를 제시하였다. 사용온도가 100℃라면, 상온에 비해 과다 예압 상태가 되며, 내구수명은 약 20.3% 감소하는 결과를 나타내었다.

Abstract: A wheel loader is a type of construction machinery that is capable of performing a variety of tasks, and demands on its functional diversity and structural reliability are growing. A wheel bearing is one of the core components that determine the life of the loader; taper roller bearings are commonly used for this purpose. The lifetime of a bearing is typically calculated based only on its load and revolution speed. The initial preload of a taper roller bearing is a critical factor that directly affects its endurance life. In this study, the relations between the endurance life and preload characteristics including the amount of preload according to the weight, rotational speed, and thermal modification applied to tapered roller bearings are presented. When the temperature is 100°C, an excessive preload condition is expected compared with that at room temperature, and the durable life decreases by 20.3 %.

1. 서 론

구름 베어링은 1900년대부터 사용되기 시작한 이후 공작기계, 자동차, 컴퓨터 등 많은 산업분야에 걸쳐 사용되기 시작하였다. 이는 구름 베어링이 마찰저항이 적고 유지가 비교적 편리하기 때문이다. 그러나 베어링 내부의 기하학적인 구조가 복잡하기 때문에 베어링의 운동 특성을 해석하는 것은 쉽지 않다. 구름 베어링의 주요 구성 요소는 크게 외륜, 내륜, 볼 또는 롤러로 구성되

어 있으며, 등 간격을 유지시키기 위해 케이지로 구성되어 있다.

구름 베어링의 운동을 규명하기 위하여 수많은 연구자들에 의해 다양한 분야에서 실험적 혹은 해석적인 연구가 진행되어 왔으나, 아직 해결해야 할 과제들이 많이 남아있는 실정이다. 베어링에 관한 연구동향을 살펴보면 다음과 같다.

1886년도에 수명 예측 방법이 Hertz⁽¹⁾에 의해 이론화 되었으며, 1896년에는 접촉 탄성 이론을 바탕으로 Cattaneo⁽²⁾는 이차 탄성 접촉 이론을 제안하였다. 베어링 요소들 간의 상호운동에 대한 체계적인 연구는 1960년대 Jones⁽³⁾에 의하여 이루

† Corresponding Author, jhlee@kpu.ac.kr

어졌다. Jones는 궤도론 제어 가정(Race control hypotheses)을 도입하여, 볼에 작용하는 원심력과 자이로스코픽 모멘트(Gyroscopic moment)가 고려된 베어링 내의 하중분포를 구하였다.

그 이후 Harris⁽⁴⁾는 롤러 베어링 해석에 탄성유체윤활 이론을 적용하여 볼에 작용하는 마찰력과 미끄럼 등을 예측함으로써, 축방향하중이 작용하는 고속회전 볼 베어링의 적절한 초기 예압량은 피로수명을 증가시키고 소음을 감소시키며, 궤도면의 손상인 스키딩을 방지할 수 있는 방법을 연구하였다. 또한 고속 회전상태에서의 자이로스코픽 모멘트를 줄이기 위해 베어링의 전동체와 내륜 및 외륜 사이의 접촉각을 줄이는 연구를 수행하였다. 구름 베어링의 해석에 있어 자이로스코픽 모멘트의 영향을 체계적으로 적용하였으며, 여러 가지 형태의 베어링을 해석하였다. 많은 구름 베어링에 대한 해석적 연구는 Harris에 의해 시작되었다고 할 수 있다.

실험적인 연구는 1945년부터 Palmgren^(5,6)에 의해 많은 진전을 보여 왔으며, 하중, 회전속도, 베어링의 유형 및 윤활유량 등을 포함한 구름 접촉 베어링의 동력손실에 관한 실험식을 제안하였다. 지금까지 Palmgren의 연구는 모든 베어링 제작업체들이 사용하고 있으며, 많은 베어링에 대한 실험적 인자를 계속적으로 제공하므로 구름베어링 사용자들은 그의 식을 많이 사용하고 있다.

Yoon⁽⁷⁾은 유전 알고리즘의 최적화 기법을 이용한 볼 베어링의 설계 방법에 대해 연구하였으며, 준정적해석 기반 볼 베어링 해석 프로그램을 개발하였다. Kang⁽⁸⁾은 구름베어링의 운동 및 발열 메커니즘을 해석하고 각각의 발열 원을 세분화하여, 주축베어링의 발열량을 예측할 수 있는 이론식을 검토하였다. Ahn⁽⁹⁾은 선 접촉에 의하여 하중을 지지하는 테이퍼 롤러 베어링에 대한 연구를 하였으며, 수치해법을 통하여 주어진 차량 및 주행조건에 대한 테이퍼 베어링 유닛의 내구수명을 계산하였다.

본 논문은 휠 로더의 핵심 부품 중 하나인 테이퍼 롤러 베어링의 내구수명 및 예압특성 관계에 대해 연구하였다. 기존 연구는 베어링에 작용하는 하중과 회전속도만으로 해석을 하였으나, 이는 정확한 수명 예측이 어렵다는 단점을 가지고 있다. 또한 높은 온도를 유지한 상태에서 사용되는 경우도 있기 때문에 열 변형을 고려한 내구수

명이 필요하다. 본 논문에서는 이러한 단점을 보완하기 위해 하중, 회전속도, 베어링의 축 방향 열 변형을 포함한 초기 예압량에 대해 내구수명 및 예압 특성 관계를 제시하여, 테이퍼 롤러 베어링의 설계 효율 향상에 목적을 두었다.

2. 이론적 배경

2.1 차량의 회전과 휠 하중의 관계

휠 베어링 수명을 해석하기 위해서는 타이어에 작용하는 하중을 구하고, 이 하중으로부터 베어링 하중을 계산하는 과정이 필요하다. Fig. 1은 휠 베어링 하중해석을 위한 차량의 회전조건을 나타낸 것이다. 여기서, W_a 는 차축에 작용하는 힘, T_R 은 타이어의 반지름, H_{CG} 는 차량의 무게 중심 높이, T_L 은 좌우 타이어의 중심간 거리, α_c 는 구심 가속도, g 는 중력 가속도이다. 로더가 주행하는 도로 면의 조건이 평평하다고 가정한다면, 구심 가속도에 의해 변화된 수평, 수직 하중을 받는다. 이는 차축 하중과 차량 제원으로부터 힘 평형 조건에 의해 구할 수 있다. 로더가 회전 운동을 할 경우 힘과 모멘트 평형관계는 식 (1)~(4)와 같다.

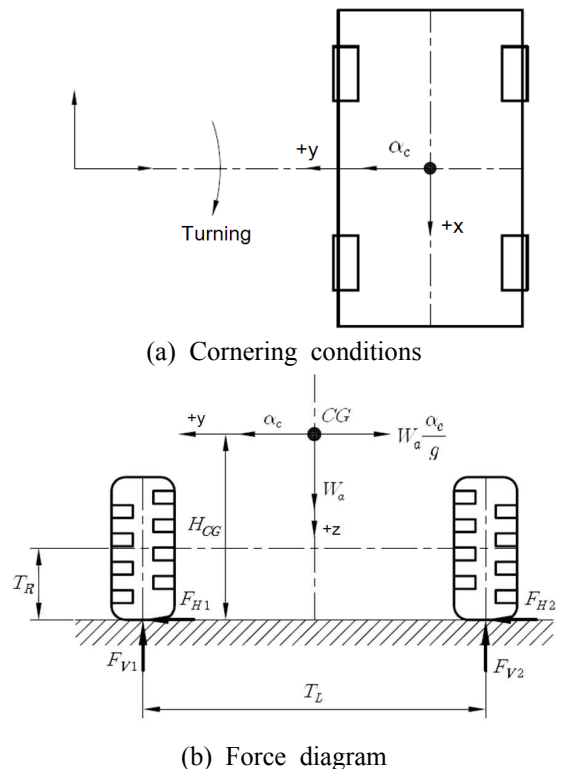


Fig. 1 Cornering conditions and force diagram

$$\sum F_y = 0, \quad F_{H1} + F_{H2} - \frac{W_a \alpha_c}{g} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_z = 0, \quad F_{V1} + F_{V2} - W_a = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_{CG} = 0, \quad -\frac{F_{V1} T_L}{2} - F_{H1} H_{CG} + \frac{F_{V2} T_L}{2} - F_{H2} H_{CG} = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_1 = 0, \quad -\frac{W_a T_L}{2} - \frac{W_a H_{CG} \alpha_c}{g} + F_{V2} T_L = 0 \quad (4)$$

식 (2), (4)를 통해 수직하중 F_{V1} , F_{V2} 를 식 (5), (6)과 같이 구할 수 있다. 수평하중은 수직하중과 구심력관계에 의해 식 (7)을 만족한다. 따라서 수평하중은 식 (8), (9)와 같이 표현할 수 있다.

$$F_{V1} = W_a \left(\frac{1}{2} - \frac{H_{CG} \alpha_c}{T_L g} \right) \quad (5)$$

$$F_{V2} = W_a \left(\frac{1}{2} + \frac{H_{CG} \alpha_c}{T_L g} \right) \quad (6)$$

$$F_{H1,2} = \frac{\alpha_c}{g} F_{V1,2} \quad (7)$$

$$F_{H1} = W_a \left[\frac{1}{2} \frac{\alpha_c}{g} - \frac{H_{CG}}{T_L} \left(\frac{\alpha_c}{g} \right)^2 \right] \quad (8)$$

$$F_{H2} = W_a \left[\frac{1}{2} \frac{\alpha_c}{g} + \frac{H_{CG}}{T_L} \left(\frac{\alpha_c}{g} \right)^2 \right] \quad (9)$$

구심 가속도는 도로 형태⁽¹⁰⁾에 따라 Table 1과 같으며, 타이어에 작용하는 수직, 수평하중과 구심 가속도의 관계는 Fig. 2와 같다. 위 식에서 W_a 는 차축에 발생하는 하중 518,949 N과 차축의 무게 3,728 N을 적용하였으며, H_{CG} 는 1,300 mm,

Table 1 Centripetal acceleration on each road types

Road type	Centripetal acceleration (G)
Highway	0.60
Intercity road	0.78
Rural road	0.73
Urban road	0.82
Unpaved road	0.60

T_L 은 2,400 mm이다.

2.2 휠 하중과 베어링 하중의 관계

Fig. 3은 휠 베어링의 위치를 나타내었으며, 배면조합(Back to back) 방식으로 조립되어 있다. 베어링 위치에 따라 아래 첨자 o 는 외측, i 는 내측 베어링을 의미한다. 각각의 베어링에 작용하는 하중을 구하기 위해서는 다음 식 (10)~(12)와 같이 힘 평형 조건으로부터 유도할 수 있다.

$$\sum F_y = 0, \quad F_{ai} - F_{ao} + F_H = 0 \quad (10)$$

$$\sum F_z = 0, \quad F_{ro} + F_{ri} - F_V = 0 \quad (11)$$

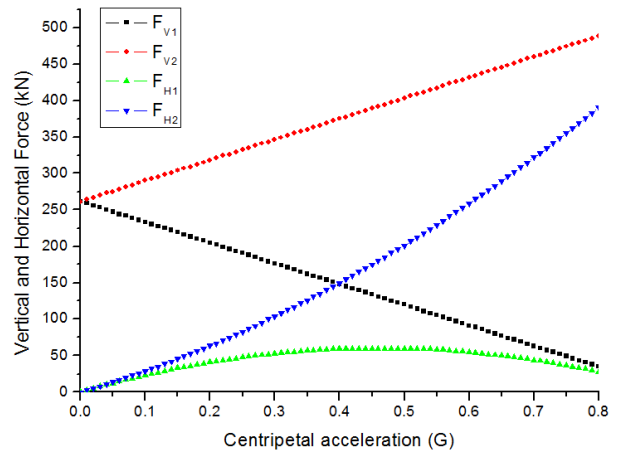


Fig. 2 Centripetal acceleration and wheel forces

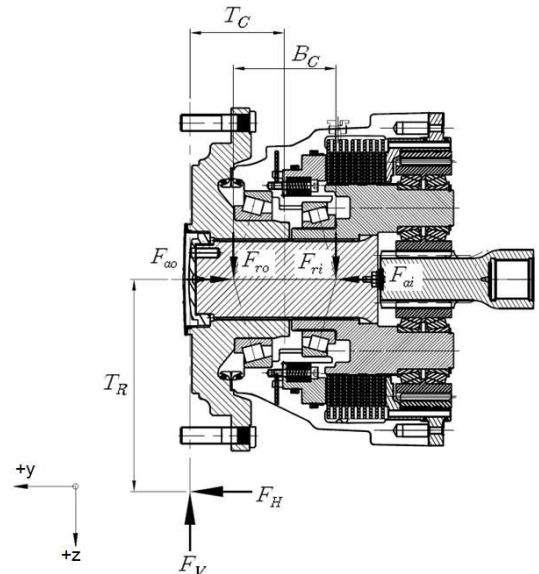


Fig. 3 Force diagram of wheel bearing

$$\sum M_i = 0, F_{ro}B_C - F_V \left(T_C + \frac{B_C}{2} \right) - F_H T_R = 0 \quad (12)$$

위 식으로부터 반경방향 하중 F_{ro} , F_{ri} 는 식 (13), (14)와 같이 구할 수 있으나, 축 방향 하중 F_{ao} , F_{ai} 를 구하기에는 조건식이 부족하다.

$$F_{ro} = F_V \left(\frac{1}{2} + \frac{T_C}{B_C} \right) + \frac{F_H T_R}{B_C} \quad (13)$$

$$F_{ri} = F_V \left(\frac{1}{2} - \frac{T_C}{B_C} \right) - \frac{F_H T_R}{B_C} \quad (14)$$

하지만, 베어링에 하중이 작용하는 동안 베어링의 축 방향 변형량의 합은 초기 변형량과 같다는 조건으로부터 식 (15)와 같이 표현할 수 있다. 여기서 δ_o 는 초기 예압량이며, δ_{ao} 는 외측 베어링의 축 방향 변형량, δ_{ai} 는 내측 베어링의 축 방향 변형량이다.⁽⁹⁾

$$\delta_{ao} + \delta_{ai} - \delta_o = 0 \quad (15)$$

또한 베어링의 온도 변화에 대한 축 방향 변형량은 식 (16)과 같으며, 여기서 L_h 는 온도 변화에 대해 변형된 길이, α_l 은 베어링강의 선팽창계수 $12.5 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, L_o 는 상온에서의 초기 길이, ΔT 는 온도변화량이다. L_h 는 내·외측 베어링에 대해 계산되므로, L_{hi} , L_{ho} 로 표현할 수 있다.

$$L_h = \alpha_l L_o \Delta T \quad (16)$$

따라서, 식 (15)는 축 방향 열 변형을 포함한 식 (17)과 같이 표현할 수 있다.

$$(\delta_{ao} + L_{ho}) + (\delta_{ai} + L_{hi}) - \delta_o = 0 \quad (17)$$

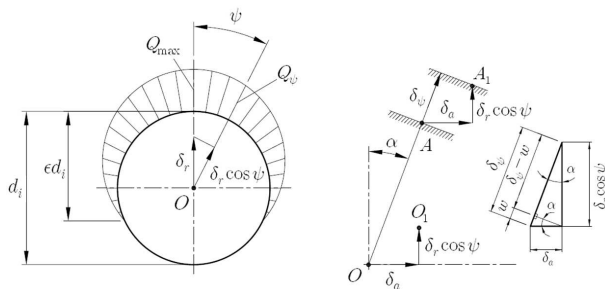


Fig. 4 Rolling bearing displacement due to combined radial and axial loading

2.3 베어링 하중과 변형의 관계

식 (17)를 계산하기 위해 베어링에 작용하는 하중과 변형의 관계를 알아야한다. 베어링에 하중이 작용하는 동안 베어링 내·외륜이 서로 평행을 유지한다면, 하중과 변위와의 관계는 Fig. 4와 같이 나타낼 수 있다. 접촉각에 대한 위치각 ψ 에서 하중방향 변형량 δ_ψ 는 식 (18)과 같이 유도된다. 변형이 최대인 지점은 위치각 $\psi = 0^\circ$ 인 지점이므로 식 (19)와 같이 표현할 수 있다.⁽⁴⁾

$$\delta_\psi = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \cos \psi \quad (18)$$

$$\delta_{\max} = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \quad (19)$$

ϵ 는 베어링의 부하율로 전체 직경에 대해 하중이 작용하는 면의 투영 길이의 비로 정의되며, 식 (20)과 같이 위치각과 관계를 나타내고 있다. 또한 ϵ 가 하중이 시작되는 각도일 때 $\delta\psi = 0$ 이므로, 식 (21)과 같이 유도된다.⁽⁴⁾

$$\epsilon = \frac{1}{2}(1 - \cos \psi) \quad (20)$$

$$\epsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\delta_a \tan \alpha}{\delta_r} \right) \quad (21)$$

위 식들을 조합하면, 임의의 위치각과 최대변형과의 관계를 식 (22)와 같이 유도할 수 있다. 위치각이 0° 일 때 $\epsilon = 0$ 이므로, $\delta_\psi = \delta_{\max}$ 관계를 만족한다. 또한 위치각 90° 라고 가정한다면, $\epsilon = 0.5$ 이고, $\delta_\psi = 0$ 이다.⁽⁴⁾

$$\delta_\psi = \delta_{\max} \left\{ 1 - \frac{1}{2\epsilon}(1 - \cos \psi) \right\} \quad (22)$$

δ_{\max} 의 식 (19)를 부하율 ϵ 로 표현하면, 식 (23)과 같다. 테이퍼 롤러 베어링에 축 방향 하중만이 작용한다면, 하중과 축 방향 변위의 관계식은 식 (24)와 같이 근사식으로 표현된다. 여기서, l 은 전동체의 유효 접촉거리이다. 또한, 반경방향 변위 $\delta_r = 0$ 이므로, 식 (25)와 같이 표현할 수 있다.^(9,11)

$$\delta_{\max} = \delta_a \sin \alpha \frac{2\epsilon}{2\epsilon - 1} \quad (23)$$

$$\delta_{ao} = 0.0006 \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \sin \alpha} \quad (24)$$

$$\delta_{ao} = 0.0006 \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \sin \alpha} = \frac{\delta_{\max}}{\sin \alpha} \quad (25)$$

따라서 식 (23)과 식 (25)를 정리하면, 식 (26)과 같다.

$$\delta_a = 0.0006 \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \sin \alpha} \frac{2\epsilon - 1}{2\epsilon} \quad (26)$$

Hertz 접촉이론에 의해 변형과 전동체에 작용하는 하중은 지수배로 식 (27)과 같이 비례한다. 이는 식 (22)를 식 (38)과 같이 표현할 수 있다는 의미이다. 여기서, 선 접촉을 하는 롤러 베어링이므로 지수 n 은 1.11의 값을 가진다.⁽⁴⁾

$$\delta \sim Q^n \quad (27)$$

$$Q_\psi = Q_{\max} \left\{ 1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi) \right\}^{1.11} \quad (28)$$

베어링에 작용하는 하중과 전동체에 작용하는 하중에 대해 힘 평형을 고려하면, 반경방향 및 축방향 하중은 식 (29), (30)으로 나타낼 수 있다.⁽⁴⁾

$$F_r = \sum_{-\psi}^{+\psi} Q_\psi \cos \alpha \cos \psi \quad (29)$$

$$F_a = \sum_{-\psi}^{+\psi} Q_\psi \sin \alpha \quad (30)$$

위 식은 식 (31)과 식 (32)로 표현할 수 있으며, Z 는 롤러의 개수이다. 식 (35)는 두 식의 관계를 나타낸다.⁽⁴⁾

$$F_r = Z Q_{\max} J_r(\epsilon) \cos \alpha \quad (31)$$

$$F_a = Z Q_{\max} J_a(\epsilon) \sin \alpha \quad (32)$$

여기서,

$$J_r(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi}^{+\psi} \left\{ 1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi) \right\}^{1.11} \cos \psi \, d\psi \quad (33)$$

$$J_a(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi}^{+\psi} \left\{ 1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi) \right\}^{1.11} \, d\psi \quad (34)$$

$$F_a = F_r \frac{J_a(\epsilon)}{J_r(\epsilon)} \tan \alpha \quad (35)$$

베어링 부하율 ϵ 에 따라 위치각이 결정되며, 식 (33)~(35)에 의해 Fig. 5와 같은 관계 그래프를 표현할 수 있다. 식 (31)에 의해 식 (26)을 정리하면, 식 (36)과 같다. 이 식을 간단히 표현하면, 식 (37)과 같이 표현할 수 있다. 여기서 K 는 베어

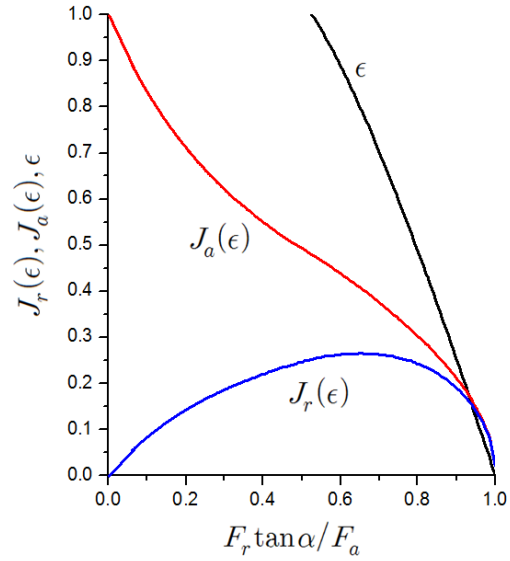


Fig. 5 $J_r(\epsilon), J_a(\epsilon), \epsilon$ vs. $F_r \tan \alpha / F_a$ for line contact bearings

링 제원에 의해 정해지는 값이며, $f(\epsilon)$ 는 베어링 부하율의 함수로만 정의된다.

$$\delta_a = 0.0006 \frac{F_r^{0.9}}{l^{0.8} Z^{0.9} J_r^{0.9}(\epsilon) \sin \alpha (\cos \alpha)^{0.9}} \frac{2\epsilon - 1}{2\epsilon} \quad (36)$$

$$\delta_a = K F_r^{0.9} f(\epsilon) \quad (37)$$

여기서,

$$K = \frac{0.0006}{l^{0.8} Z^{0.9} \sin \alpha (\cos \alpha)^{0.9}} \quad (38)$$

$$f(\epsilon) = \frac{2\epsilon - 1}{2\epsilon J_r^{0.9}(\epsilon)} \quad (39)$$

초기 변형량 조건인 식 (17)를 식 (37)을 이용하여, F_r 과 ϵ 로 표현하면 식 (40)과 같다.

$$\{K_o F_{ro}^{0.9} f(\epsilon_o) + L_{ho}\} + \{K_i F_{ri}^{0.9} f(\epsilon_i) + L_{hi}\} - \delta_o = 0 \quad (40)$$

식 (35)를 이용하여, 식 (10)의 평형식을 F_r 과 ϵ 로 표현하면 식 (41)과 같다.

$$F_H - F_{ro} \frac{J_a(\epsilon_o)}{J_r(\epsilon_o)} \tan \alpha_o + F_{ri} \frac{J_a(\epsilon_i)}{J_r(\epsilon_i)} \tan \alpha_i = 0 \quad (41)$$

따라서 식 (40), (41)에서 베어링의 반경방향 하중인 F_{ri} , F_{ro} 값과 바퀴의 수직하중 F_V , 수평

Table 2 Dimensions of taper roller bearing

Description	Outer	Inner
Bearing type	32032XM	32028XM
Dimensions $d_o/d_i/b$ (mm)	240/160/51	210/140/45
Contact angle α (°)	17	17
Contact distance l (mm)	36	31
Number of rollers Z	29	28
Basic static load C_o (kN)	853	647
Basic dynamic load C (kN)	472	365

하중 F_H , 초기 예압량 δ_o , 그리고 K 는 알고 있는 값이 된다. 그리고 두 식은 내·외측 부하율인 ϵ_i, ϵ_o 만의 함수가 되기 때문에 각 베어링의 축 방향 하중 F_{ai}, F_{ao} 을 구할 수 있다.

2.4 내구수명

내구수명 L 은 ISO 281 규격으로 제정되어 있으며, 식 (42)와 같다. 여기서 C 는 베어링의 동정격하중이며, F_{eq} 는 동등가하중이다. 또한 테이퍼 롤러 베어링은 한 바퀴당 두 개씩 사용되므로, 베어링의 복합 수명은 식 (44)와 같다.⁽¹⁰⁾

$$L_{o,i} = \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^3 (\times 10^6 rev.) \quad (42)$$

$$F_{eq} = \frac{J_r(0.5)J_1(\epsilon)}{J_1(0.5)J_r(\epsilon)} F_{ro,ri} \quad (43)$$

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

$$L_{unit} = \{ (L_o)^{-1.11} + (L_i)^{-1.11} \}^{-0.9} \quad (44)$$

2.5 해석

해석을 위한 베어링의 제원은 Table 2와 같다. 위 식들을 바탕으로 구심 가속도가 0.0G, T_C 는 128.47 mm, B_C 는 139.24 mm, T_R 은 711 mm일 때, 내·외측 베어링 롤러에 작용하는 하중을 계산하면, Fig. 6과 같이 내측 베어링보다 외측 베어링 하중이 큰 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 내·외측 베어링 롤러에 작용하는 하중

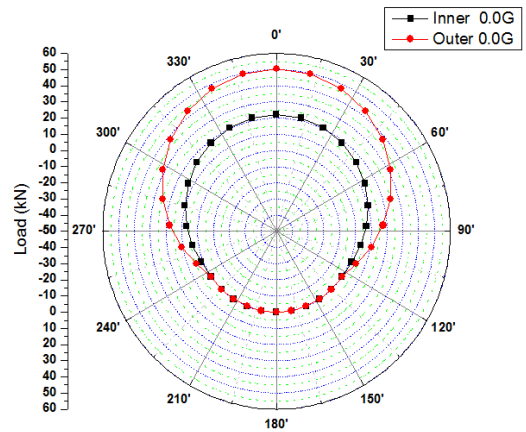
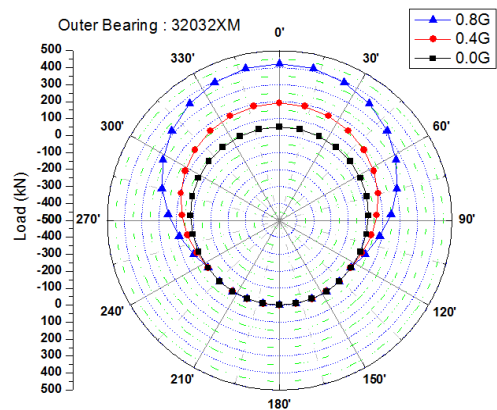
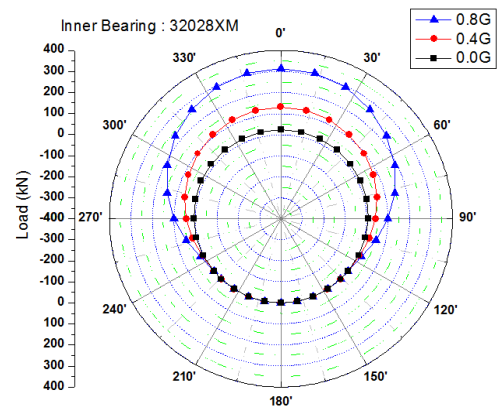


Fig. 6 Contact load distributions of bearings



(a) Outer bearing



(b) Inner bearing

Fig. 7 Contact load distributions of bearings on the centripetal acceleration

을 구심 가속도가 포함된 0.0G, 0.4G, 0.8G로 나타내었다. 구심 가속도가 증가하면, 베어링 롤러에 작용하는 하중이 증가하는 것을 알 수 있다. 베어링에 온도가 상승한다면, Fig. 8과 같이 하

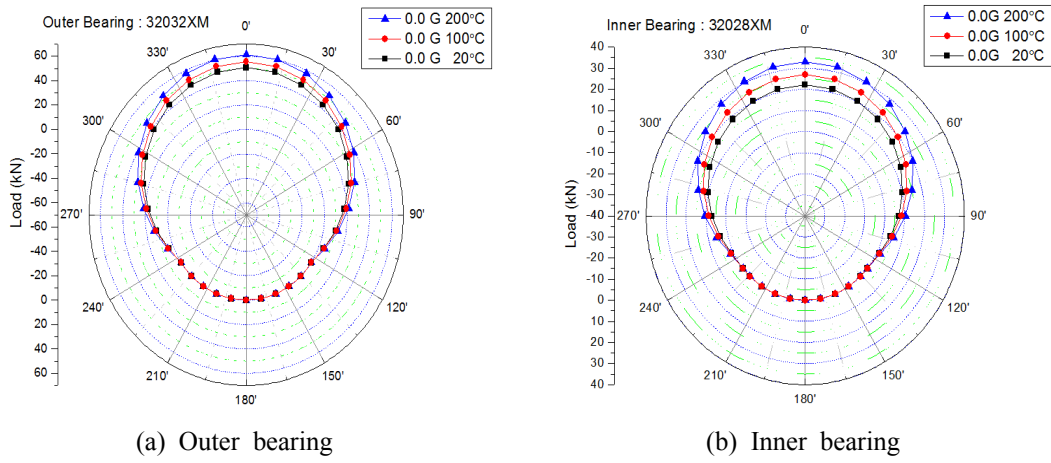


Fig. 8 Contact load distributions of bearings on the temperature effect

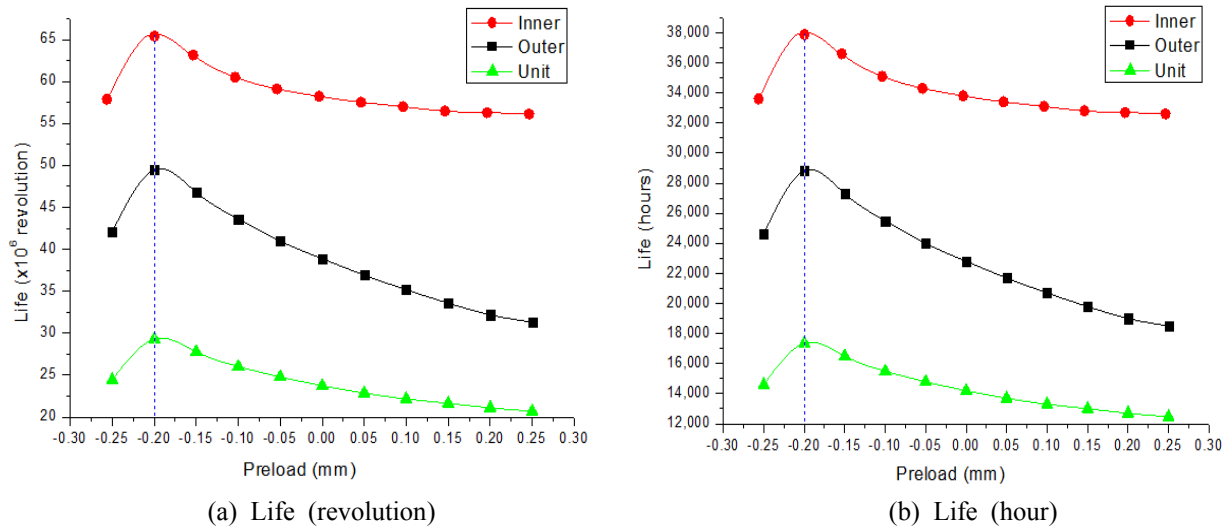


Fig. 9 Basic rating life for 20°C

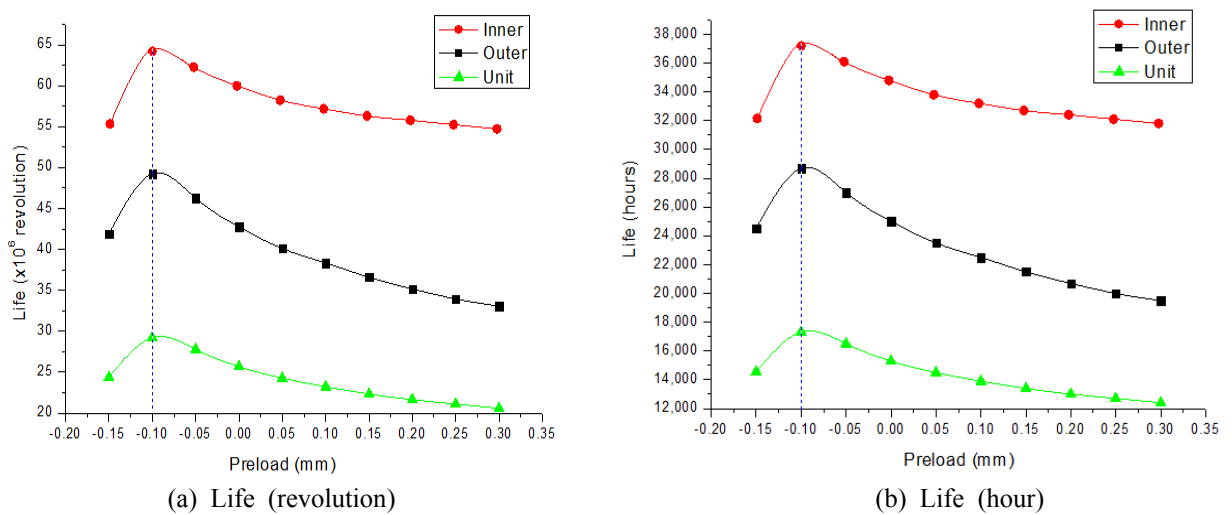


Fig. 10 Basic rating life for 100°C

중이 증가하는 것을 알 수 있으며, 구심 가속도는 0.0G이다.

베어링의 사용온도가 상온 20℃일 때 수명 곡선은 Fig. 9와 같다. 최대 수명을 나타내는 구간은 -0.2 mm이며, 17,375의 수명시간을 갖는다. 사용온도가 100℃일 경우 Fig. 10과 같이 적정 예압 구간은 -0.1 mm이다. 열 변형을 포함하지 않은 상온 20℃구간인 -0.2 mm에서 사용할 경우 과다 예압 상태이므로, 내구수명이 약 20.3 % 감소하는 결과를 나타낸다. 따라서 베어링의 수명을 평가하기 위해서는 사용온도 구간에 대한 분석이 필요하다는 것을 확인하였다.

3. 결 론

휠 로더 차축에 사용되는 테이퍼 롤러 베어링에 대해 축 방향 열 변형을 포함한 내구수명을 분석하였다. 기존 연구는 하중과 회전속도로 수명을 분석하였으나, 이는 사용온도에 따른 축 방향 열 변형을 포함하지 않아 정확한 예압 구간을 예측하는데 문제점을 가지고 있다. 따라서 베어링의 축 방향 열 변형을 포함한 내구수명과 예압 특성 관계를 분석하였으며, 결론은 다음과 같다.

(1) 베어링의 축 방향 열 변형을 포함한 초기 예압량 공식을 제시하였으며, 사용온도가 증가하면 내·외측 베어링에 작용하는 하중이 증가하는 것을 확인하였다.

(2) 상온 20℃에서 베어링을 사용할 경우 최대 수명을 나타내는 예압 구간은 -0.2 mm이며, 17,375의 수명시간을 갖는다. 100℃일 경우 적정 예압 구간은 -0.1 mm이다. 열 변형을 포함하지 않은 상온 20℃구간인 -0.2 mm에서 사용할 경우 과다 예압 상태이므로, 내구수명이 약 20.3 % 감소하는 결과를 나타내었다.

(3) 향후 베어링이 조립되는 하우징과 축에 대한 열 변형을 포함한 연구가 추가적으로 필요하며, 축 방향만이 아닌 반경방향에 대해서도 심도 있는 연구가 필요하다.

참고문헌

- (1) Hertz, H., 1896, *On the Contact of Rigid Elastic Solids and on Hardness*, MacMillan, London, pp. 163~183.
- (2) Cattaneo, C., 1947, "A Theory Second Order Elastic Contact," *Univ. Roma Rend. Mat. Appl.* 6, pp. 505~512.
- (3) Jones, A. B., 1960, "A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearing Under Arbitrary Load and Speed Condition," *Journal of Basic Engineering*.
- (4) Harris, T. A., 1984, *Rolling Bearing Analysis*, Second Edition, John Wiley & Sons, pp.158~193.
- (5) Palmgren, A. and Snare, B., 1957, "Influence of Load and Motion on the Lubrication and Wear of Rolling Bearing," *Mech. Eng.*, Vol. 79, pp.454~458.
- (6) Palmgren, A., 1958, *Ball and Roller Bearing Engineering*, Third Edition, Burbank, Philadelphia, pp.73~99.
- (7) Yoon, K. C., 2000, "Design Methods of Application-Based Exclusive Ball Bearings Using Genetic Algorithms," Ph.D. Thesis, Hanyang University, pp.1~11.
- (8) Kang, H. S., 2005, "Study on the Development of a Ultra-High-Speed Spindle System Considering Thermal Characteristics," Ph.D. Thesis, Chonnam University, pp.1~100.
- (9) Ahn, T, K, and Lee, S, H., 2007, "Endurance Life Estimation of Taper Bearing Units," *Trans of the KSAE*, pp.160~164.
- (10) Kim, G, H., 2001, "A Study on the Durability Evaluation and Analysis Techniques of Wheel Bearing Hub Unit for Passenger Car," Ph.D. Thesis, Korea University, pp.1~224.
- (11) KBC, 2005, *Rolling Bearing, Catalog GB 41 500 KA*, pp.96~99.