

## 선회용 유성 기어박스의 유성기어 베어링 설계

박영준\*, 이근호<sup>+</sup>, 송진섭<sup>+</sup>, 남용윤<sup>+</sup>, 박성하<sup>++</sup>

(논문접수일 2011. 10. 17, 수정일 2011. 11. 11, 심사완료일 2011. 11. 14)

### Planet Bearing Design of Slewing Planetary Gearbox

Young-Jun Park\*, Geun-Ho Lee<sup>+</sup>, Jin-Seop Song<sup>+</sup>, Yong-Yun Nam<sup>+</sup>, Sung-Ha Park<sup>++</sup>

#### Abstract

In order to meet the service life of planetary gearbox, a planet bearing, well known as the component with the highest failure rate, is designed. To predict the bearing fatigue life, ISO standard(ISO/TS 16281) is used, and the design parameters of the bearing are optimized using a parametric method. The whole planetary gearbox model is developed using a commercial software to calculate loads acting on planet bearings accurately. The results state that the designed bearings are satisfied with the life of 15,000hours, and the bearings that consist of 22rollers of 58mm have 1.6times longer life and better load sharing relatively than 22rollers of 28.5mm. Also, the increase in preload of taper roller bearings on the output pinion shaft prolongs the life of planet bearings regardless of roller's length.

**Key Words :** Planet bearing(유성기어 베어링), Planetary gearbox(유성 기어박스), Bearing fatigue life(베어링 피로 수명), Needle roller bearing(니들 롤러 베어링), Dynamic load rating(동정격 하중), Dynamic equivalent load(동등가 하중)

#### NOMENCLATURE

$a_{ISO}$  life modification factor based on systems approach of life calculation  
 $a_1$  life modification factor for reliability  
 $C_r$  basic dynamic radial load rating  
 $C_u$  fatigue load limit  
 $c_L$  spring constant of a roller with line contact  
 $c_s$  spring constant of a roller lamina  
 $D_{we}$  effective roller diameter  
 $e_C$  contamination factor

$F_r$  bearing radial load  
 $f_i[j,k]$  stress correction function for consideration of edge load at the inner ring contact  
 $f_e[j,k]$  stress correction function for consideration of edge load at the outer ring contact  
 $i$  number of rows of rolling elements  
 $L_{nmr}$  modified reference rating life  
 $L_{we}$  effective roller length  
 $L_{10r}$  basic reference rating life  
 $M_Z$  moment acting on tilted bearing  
 $n_s$  number of laminae

\* 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부 (yjpark77@kimm.re.kr)

주소: 대전광역시 유성구 장동 171번지

+ 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부

++ (주)삼양감속기 기술연구소

$P_k$	dynamic equivalent load of bearing lamina $k$
$p_{He}$	contact stress between outer ring and roller
$p_{Hi}$	contact stress between inner ring and roller
$Q_{oe}$	rolling element load for basic dynamic load rating of outer ring
$Q_{oi}$	rolling element load for basic dynamic load rating of inner ring
$q_{ce}$	basic dynamic load rating of bearing lamina at the inner ring contact
$q_{ci}$	basic dynamic load rating of bearing lamina at the inner ring contact
$q_{ee}$	dynamic equivalent load of bearing lamina at the inner ring contact
$q_{ei}$	dynamic equivalent load of bearing lamina at the inner ring contact
$q_{j,k}$	load on the lamina $k$ of roller $j$
$s$	radial operating clearance of bearing
$x_k$	distance between center of lamina $k$ and roller center
$Z$	number of roller
$\alpha$	nominal contact angle of bearing
$\gamma$	auxiliary parameter
$\delta_j$	elastic deflection of roller $j$
$\delta_{j,k}$	elastic deflection of the lamina $k$ of roller $j$
$\delta_r$	relative radial displacement of both raceways
$\kappa$	viscosity ratio
$\lambda$	reduction factor for stress concentrations
$v$	adjustment factor for exponent variation
$\varphi_j$	angular position of roller $j$
$\psi$	total misalignment between inner raceway and outer raceway
$\psi_j$	total misalignment between inner raceway and outer raceway in plane of roller $j$

### 1. 서론

기어는 한 축에서 다른 축으로 동력을 전달하는 부품으로 가장 오래된 기계요소이며, 기어, 벨트, 체인 등 다양한 기계적 동력전달장치 중에서 가장 많이 사용되고 내구성이 뛰어나다. 또한, 동력전달 효율도 98% 정도로 우수하여 여러 산업 분야에 다양하게 활용되고 있다.

최근 들어 부피가 크고 무거운 일반 평행축 기어박스를 대체할 목적으로 동력밀도(power density)가 높고, 소형, 경량화 제작이 가능한 유성 기어박스의 사용이 늘고 있는 추세이다. 그러

나 유성 기어박스의 높은 동력밀도로 인하여 핵심 구성요소인 선기어, 유성기어, 링기어 및 유성기어를 지지해주는 유성기어 베어링에 큰 하중이 작용하게 된다. 이 중에서도 유성기어 베어링이 내구성에 문제를 일으키는 요소로 보고되고 있으며, 유성기어박스가 요구하는 내구 수명을 보장하는 유성기어 베어링을 설계하는 것이 무엇보다도 중요하다.

베어링의 피로 수명은 베어링 궤도면 혹은 전동체 표면의 일부가 반복 접촉 응력에 의한 박리현상(flanking)이 발생하는 시점까지를 의미하며, 이 현상은 발생하는 지점에 따라 주원인이 최대전단응력인 표면 아래(subsurface) 박리와, 윤활제, 이물질 및 표면 거칠기와 같은 간접 영향에 의한 표면(surface) 박리로 구분된다<sup>(11,12)</sup>. 베어링 설계 관점에서 일반적으로 사용되는 베어링의 수명 계산식<sup>(2,3)</sup>은 표면 아래 박리 이론에 근거하고 있다. 따라서 본 연구에서의 베어링 수명에 대한 정의는 표면 아래 피로 파손과 관련된 Lundberg-Palmgren<sup>(7)</sup>의 피로 수명 이론을 근간으로 하였다.

본 연구에서는 기어박스의 요구 수명을 만족하는 유성기어 베어링을 설계하였다. 베어링 수명을 확인하기 위하여 ISO/TS 16,281을 이용하였으며, 설계 변수법(parametric method)<sup>(6)</sup>을 적용하여 베어링의 요구 수명을 만족하도록 설계 변수를 최적화하였다. 또한, 베어링에 작용하는 하중을 정확하게 예측하기 위하여 상용 소프트웨어를 이용하여 전체 유성 기어박스를 모델링하여 하중 해석을 수행하였다.

## 2. 유성 기어박스의 모델과 하중 해석

### 2.1 유성 기어박스 모델

유성 기어박스 모델은 Fig. 1과 같이 기어, 베어링, 축,하우징, 캐리어 등의 기어박스 구성 요소의 물리적 특성이 모두 반영되도록 구성되었다. 기어는 이수, 모듈, 비틀림각, 압력각, 축간 거리 등과 같은 매크로 지오메트리(macro-geometry) 뿐만 아니라 크라우닝(crowning), 치형 수정(profile modification)

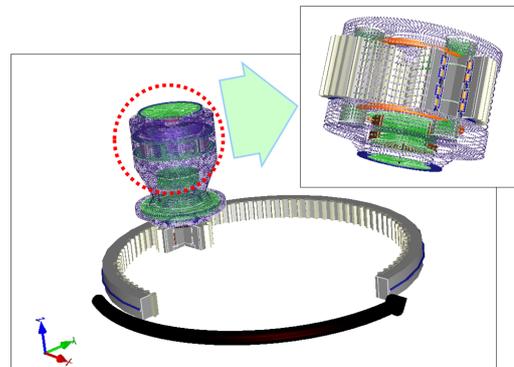


Fig. 1 Entire model of planetary gearbox used in this study

등과 같은 마이크로 지오메트리(micro-geometry)도 모사하였고, 기어 접촉 해석을 위하여 비선형 물림 강성(non-linear mesh stiffness)이 고려되었다. 구름 베어링은 하중에 따라 베어링의 변형량이 변동될 수 있도록 비선형 강성으로 모델링되었으며, 출력축에 사용된 테이퍼 롤러 베어링의 예하중(preload)에 의한 강성 변형도 고려되었다. 즉, 베어링에 작용하는 하중이 변화함에 따라 베어링의 강성도 변경된다. 이것은 전체 기어박스 변형을 예측하는데 있어서 매우 중요한 요소이다. 또한, 기어박스 시스템의 유연성(flexibility)을 보장하기 위하여 캐리어, 링기어 및 하우징(housing)은 3D 유한요소모델로 구성하였다<sup>(4,8,9)</sup>.

### 2.2 유성기어 베어링의 하중 분석

유성기어 베어링의 수명 해석을 수행하기 위해서는 가장 먼저 유성기어에 작용하는 하중을 계산해야 한다. 본 연구에서 사용된 유성기어트레인은 선기어를 통하여 입력된 동력이 3개의 유성기어에 의해 하중 분할이 이루어진 후 캐리어를 통하여 출력 동력으로 전달되는 구조로서 구조 분석을 통한 유성기어의 하중은 Fig. 2와 같이 3개의 유성기어에 균등 분할된다고 생각할 수 있다. 그러나 Fig. 1의 기어박스 모델 해석 결과를 보면 선회베어링의 링기어와 출력축 피니언 사이의 상호 작용, 출력축의 테이퍼 롤러 베어링의 특성, 축, 하우징 및 캐리어의 변형(deflection) 등으로 유성기어에 작용하는 하중은 Table 1과 같이 약간의 차이를 나타낸다. 즉, 시스템 해석 결과로부터 유성기어의 위치에 따라 작용하는 하중의 크기가 다르며, 그로 인하여 유성기어 베어링의 수명도 달라질 것으로 예측할 수 있다.

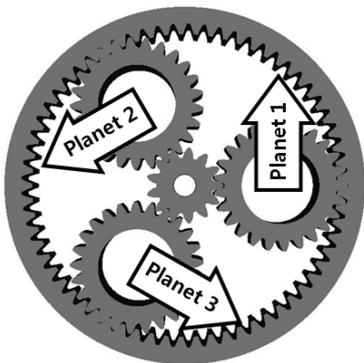


Fig. 2 Load sharing amongst planet gears

Table 1 Comparison between kinematic and system analysis

Planet	Load acting on planets, N	
	Kinematic analysis	System analysis
1	168245.96	168247.77
2	168245.96	168243.73
3	168245.96	168246.38

### 3. 레디얼 롤러 베어링의 피로 수명 예측

#### 3.1 레디얼 롤러 베어링의 내부 하중 분포<sup>(3)</sup>

레디얼 롤러 베어링에서 전동체의 탄성 변형은 얇은 판(lamina) 모델로 설명할 수 있다. 롤러의 탄성 변형을 계산하기 위하여 Fig. 3과 같이 롤러를 동일한 크기의 얇은 판으로 최소 30개 이상 나눈다.  $j$ 번째 롤러의  $k$ 번째 얇은 판에 대하여 하중-변형 방정식은 식 (1)과 같다.

$$q_{j,k} = c_s \delta_{j,k}^{10/9} \tag{1}$$

궤도륜의 반경 방향 변형,  $\delta_r$ 에 대해  $j$ 번째 롤러의 탄성 변형은 식 (2)로, 내륜과 외륜사이의 미스얼라인먼트(mis-alignment) 각도는 Fig. 4와 같이 식 (3)으로 나타낼 수 있다. 식 (2)와 (3)을 이용하여  $j$ 번째 롤러의  $k$ 번째 얇은 판의 탄성 변형은 식 (4)와 같으며, 식 (4)의 오른쪽 수식이 음(-)이면 변형량은 영(zero)이다.

$$\delta_j = \delta_r \cos \varphi_j - \frac{s}{2} \tag{2}$$

$$\psi_j = \arctan(\tan \psi \cos \varphi_j) \tag{3}$$

$$\delta_{j,k} = \langle \delta_j - x_k \tan \psi_j \rangle \tag{4}$$

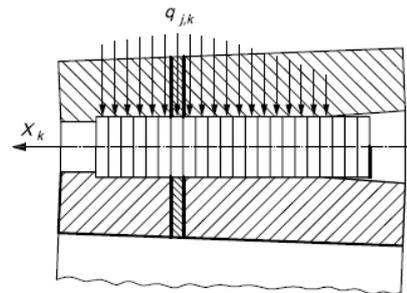


Fig. 3 Lamina model

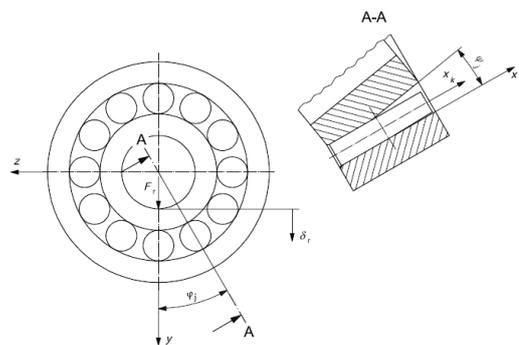


Fig. 4 Misaligned roller bearing

두 궤도륜에 작용하는 외력과 모멘트에 대한 전동체 하중 사이에는 다음과 같은 힘-모멘트 평형 관계식이 존재한다.

$$F_r - \frac{C_L}{n_s} \sum_{j=1}^Z \left( \cos \varphi_j \sum_{k=1}^{n_s} \delta_{j,k}^{10/9} \right) = 0 \quad (5)$$

$$M_Z - \frac{C_L}{n_s} \sum_{j=1}^Z \left( \cos \varphi_j \sum_{k=1}^{n_s} x_k \delta_{j,k}^{10/9} \right) = 0 \quad (6)$$

### 3.2 레디얼 롤러 베어링의 피로 수명<sup>(3)</sup>

레디얼 롤러 베어링의 내륜에 대한 동정격 하중,  $Q_{ci}$ 와 외륜의 동정격 하중,  $Q_{ce}$ 은 롤러 베어링의 반경방향 동정격 하중,  $C_r$ 을 이용하여 계산할 수 있다. 이 때  $\lambda v$ 는 0.83을 사용한다. 또한, 롤러의 얇은 판에 대한 동정격 하중인  $q_{ci}$ 와  $q_{ce}$ 은  $Q_{ci}$ 와  $Q_{ce}$ 을 이용하여 구할 수 있다.

베어링의 미스얼라인먼트가 심하면 전동체의 끝부분에 응력 집중(edge stress)이 발생한다. 베어링의 수명을 정확하게 예측하기 위해서는 미스얼라인먼트에 의해서 발생하는 응력 집중을 반드시 고려해야 한다. 식 (11)과 (12)는 각각 내륜과 외륜에 대한 응력 집중 함수를 나타낸 것이다.

$$Q_{ci} = \frac{1}{\lambda v} \frac{C_r}{0.378 Z (\cos \alpha) i^{7/9}} \times \left\{ 1 + \left[ 1.038 \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{143/108} \right]^{9/2} \right\}^{2/9} \quad (7)$$

$$Q_{ce} = \frac{1}{\lambda v} \frac{C_r}{0.364 Z (\cos \alpha) i^{7/9}} \times \left\{ 1 + \left[ 1.038 \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{143/108} \right]^{-9/2} \right\}^{2/9} \quad (8)$$

$$q_{ci} = Q_{ci} \left( \frac{1}{n_s} \right)^{7/9} \quad (9)$$

$$q_{ce} = Q_{ce} \left( \frac{1}{n_s} \right)^{7/9} \quad (10)$$

$$f_i [j, k] = \left[ \left( \frac{p_{Hi,j,k}}{271} \right)^2 D_{we} (1-\gamma) \frac{L_{we}}{n_s} \right] / q_{j,k} \quad (11)$$

$$f_e [j, k] = \left[ \left( \frac{p_{He,j,k}}{271} \right)^2 D_{we} (1+\gamma) \frac{L_{we}}{n_s} \right] / q_{j,k} \quad (12)$$

내륜과 외륜에서  $j$ 번째 롤러의  $k$ 번째 얇은 판에 대한 동등가 하중은 다음과 같다. 식 (13)과 (14)는 베어링에 작용하는 외부

하중에 대해서 상대적으로 내륜이 회전하고 외륜이 고정되어 있는 경우에, 식 (15)와 (16)은 내륜이 고정되어 있고, 외륜이 회전하는 경우에 사용된다.

$$q_{kci} = \left[ \frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_i [j, k] q_{j,k})^4 \right]^{1/4} \quad (13)$$

$$q_{kce} = \left[ \frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_e [j, k] q_{j,k})^{4.5} \right]^{1/4.5} \quad (14)$$

$$q_{kci} = \left[ \frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_i [j, k] q_{j,k})^{4.5} \right]^{1/4.5} \quad (15)$$

$$q_{kce} = \left[ \frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z (f_e [j, k] q_{j,k})^4 \right]^{1/4} \quad (16)$$

레디얼 롤러 베어링의 기본 정격 수명(basic reference rating life)과 보정 정격 수명(modified reference rating life)은 각각 식 (17), (18)과 같으며, 본 연구에서는 보정 정격 수명을 베어링의 피로 수명으로 평가하였다.

$$L_{10r} = \left\{ \sum_{k=1}^{n_s} \left[ \left( \frac{q_{kci}}{q_{kce}} \right)^{-4.5} + \left( \frac{q_{kce}}{q_{kci}} \right)^{-4.5} \right] \right\}^{-8/9} \quad (17)$$

$$L_{nmr} = a_1 \left( \sum_{k=1}^{n_s} \left\{ a_{ISO} \left( \frac{e_c C_u}{P_k}, \kappa \right) \right\} \right) L_{10r} \quad (18)$$

여기서,  $a_1$ 은 신뢰도에 대한 조정 계수로서 Table 2와 같으며,  $a_{ISO}$ 는 윤활유의 점도와 오염도, 베어링의 피로 한도에 대한 조정 계수로서 식 (19)와 같이 계산할 수 있다.

$$a_{ISO} = 0.1 \left[ 1 - (2.5671 - \frac{2.2649}{\kappa^{0.054381}})^{0.83} \left( \frac{e_c C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9.3}$$

for  $0.1 \leq \kappa < 0.4$

Table 2 Reliability factor,  $a_1$

Reliability	$a_1$	Reliability	$a_1$
90	1.00	99.4	0.190
95	0.64	99.6	0.160
96	0.55	99.8	0.120
97	0.47	99.9	0.093
98	0.37	99.92	0.087
99	0.25	99.94	0.080
99.2	0.22	99.95	0.077

$$a_{ISO} = 0.1 \left[ 1 - \left( 2.5671 - \frac{1.9987}{\kappa^{0.19087}} \right)^{0.83} \left( \frac{e_c C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9.3}$$

for  $0.4 \leq \kappa < 1$

$$a_{ISO} = 0.1 \left[ 1 - \left( 2.5671 - \frac{1.9987}{\kappa^{0.071739}} \right)^{0.83} \left( \frac{e_c C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9.3}$$

for  $1 \leq \kappa \leq 4$  (19)

#### 4. 유성기어 베어링의 설계 및 해석

##### 4.1 유성기어 베어링의 설계

베어링을 설계하기 위하여 가장 먼저 고려해야 할 사항은 베어링의 설치 공간, 작업 환경 및 하중과 속도 조건이다. 본 연구에서 유성기어 베어링의 설계를 위한 요구조건은 다음과 같다.

i) 설치 공간 : 유성기어의 유성핀 외경은 60mm로 고정해야 하며, 유성기어의 림(rim) 두께를 고려하여 내경은 95mm보다 작아야 한다.

ii) 작업 환경 : 좁은 설치 공간에서 높은 하중을 지지해야 하며, ISO VG 150인 윤활유에 잠겨서 작동한다.

iii) 베어링이 지지해야 할 하중과 회전 속도는 각각 약 170kN과 최대 2.254rpm이다.

유성기어의 내경과 유성핀의 외경에 의한 베어링의 설치 공간이 매우 협소하여 좁은 공간에서도 큰 하중을 지지할 수 있는 형식의 베어링이 필요하였다. 그래서 유성기어 베어링으로 니들 롤러 베어링을 선정하였다. 또한, 니들 롤러 베어링의 제작과 하중에 관련된 요구조건은 다음과 같다.

iv) 베어링 설계 제한 조건 : 롤러의 직경이 10mm를 넘지 않아야 하고, 롤러의 길이는 가공성을 고려하여 60mm이하로 한다. 또한, 베어링의 수명은 기어박스의 요구 수명인 15,000 시간 이상이어야 하며, 최대의 하중지지 효과를 구현하기 위하여 롤러를 최대한 많이 가져갈 수 있는 풀 컴플리먼트(full complement) 베어링으로 설계해야 한다. 풀 컴플리먼트 베어링이란 롤러의 가이드 역할을 하는 케이지를 없애는 대신 그 공간에 더 많은 롤러를 채워 베어링의 하중 지지 능력을 최대화한 것이다.

베어링 수명을 만족하는 최적의 니들 롤러 베어링을 설계하기 위하여 베어링 성능에 영향을 미치는 인자인 롤러 수, 롤러 직경, 롤러 길이를 설계 변수로 선정하였으며, 설계 변수법을 적용하여 Table 3의 형상 설계를 수행하였다. 요구하는 베어링 형식이 풀 컴플리먼트이므로 롤러 수와 직경이 결정되면 베어링의 피치원 직경(pitch circle diameter)과 유성기어의 내경은 자동으로 결정된다. Fig. 5와 식 (20)을 이용하여 롤러의 지름과 유성기어의 내경을 계산하였다. 여기서  $d_{roller}$ 는 롤러의 지름,  $d_{planet\ pin}$ 은 유성핀의 외경,  $d_{inner\ dia.\ of\ pg}$ 는 유성기어 내경,  $\theta$ 는 베어링 중심에서 1개의 롤러가 차지하는 각도를 의미한다.

$$d_{roller} = \frac{\tan(0.5\theta)}{\sqrt{1 + \tan^2(0.5\theta)} - \tan(0.5\theta)} d_{planet\ pin} \quad (20)$$

$$d_{inner\ dia.\ of\ pg} = d_{planet\ pin} + d_{roller}$$

계산 결과, 제한 조건을 만족하는 베어링 제원은 Table 3과 같이 총 6가지의 경우가 존재하였으며, 그 제원을 이용하여 베

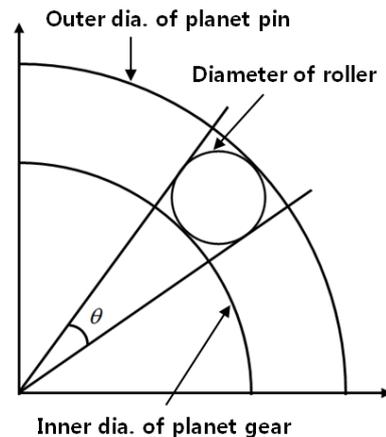


Fig. 5 Determination of roller diameter

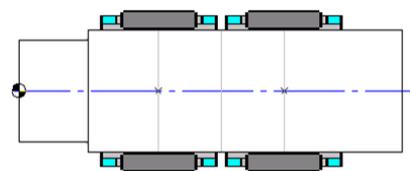


Fig. 6 Installation of case 3

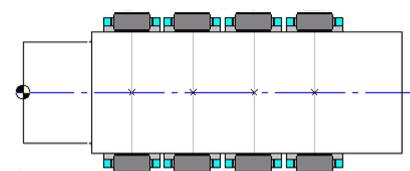


Fig. 7 Installation of case 6

Table 3 Roller geometry and bearing property

Case	No. of roller	Roller dia. mm	Roller length, mm	Dynamic load rating, N
1	24	9.01	58	2.56E5
2	23	9.46	58	2.62E5
3	22	9.96	58	2.69E5
4	24	9.01	28.5	1.45E5
5	23	9.46	28.5	1.49E5
6	22	9.96	28.5	1.53E5

어링의 동정적 하중을 계산하였다. 설계된 베어링은 롤러 길이가 58mm인 경우 Fig. 6과 같이 2개, 28.5mm인 경우 Fig. 7과 같이 4개가 직렬로 설치된다.

**4.2 유성기어 베어링의 해석**

3장에서 언급한 식 (1)~(19)을 이용하여 유성기어 베어링의 피로 수명을 예측하였다. 총 6 가지의 니들 롤러 베어링 중에서 2 가지 경우(Case 3 & 6)를 선정하여 분석하였다. 선정 기준은 롤러 길이가 58mm인 3가지 경우(Case 1, 2, 3)와 28.5mm인 3가지 경우(Case 4, 5, 6) 중에서 동정적 하중이 가장 큰 것으로 결정하였다. Table 4와 5는 각각 롤러 길이가 58mm와 28.5mm인 경우의 베어링 피로 수명을 나타낸 것이다. 해석 조건은 출력축에 장착된 테이퍼 롤러 베어링의 예하중이 200㎍일 때이다. Table 4의 LH와 RH는 각각 Fig. 6에서 왼쪽과 오른쪽의 베어링을, Table 5의 1, 2, 3, 4는 Fig. 7의 왼쪽에서 오른쪽 방향으로의 베어링 순번을 나타낸다. Table 6과 7은 각각 롤러 길이가 58mm와 28.5mm인 경우의 베어링에 작용하는 하중과 하중 분할을 나타낸 것이다. 하중 분할은 하중 분할 계수(LSF, load sharing factor)로 정량화하였으며, 베어링에 작용하는 평

균 하중과 최대 하중으로 비를 의미한다.

Table 4의 롤러 길이가 58mm인 경우의 결과를 분석해 보면, 두 번째 유성기어의 왼편 베어링 수명이 약 38,000 시간으로 최소 피로 수명을 나타낸다. 2장에서도 언급한 것과 같이 유성기어에 작용하는 하중은 유성기어의 위치에 따라 다르며, 같은 유성기어에 장착된 2개의 베어링도 하중 분할이 균일하지 않음을 알 수 있다. 같은 유성기어에 장착된 베어링의 하중 분할을 분석하기 위하여 각 베어링에 작용하는 하중을 Table 6에 나타냈다. 분석 결과, 각 유성기어에 장착된 2개의 베어링(LH, RH)에 크기가 다른 반경 방향 하중이 작용하는 것이 확인되었으며, 이로 인하여 베어링의 수명이 달라진다. 두 번째 유성기어 베어링의 경우 LSF가 1.12로 다른 유성기어에 비하여 하중 분할이 더 불균일함을 알 수 있다.

Table 5의 롤러 길이가 28.5mm인 경우의 결과를 분석해 보면, 첫 번째 유성기어의 네 번째 베어링과 두 번째 유성기어의 첫 번째 베어링 수명이 약 23,500 시간으로 최소 피로 수명을 나타낸다. 여기서도 유성기어에 작용하는 하중은 유성기어의 위치에 따라 다르고, 같은 유성기어에 장착된 4개의 베어링도 하중 분할이 균일하지 않음을 확인할 수 있다. 같은 유성기어에

**Table 4 Bearing fatigue life of case 3**

Planet pin	BRG position	Bearing fatigue life	
		Mrevs	Hours
1	LH	81.45	60229.0
	RH	56.06	41454.1
2	LH	51.73	38253.1
	RH	90.18	66679.1
3	LH	68.90	50949.9
	RH	67.13	49638.1

**Table 5 Bearing fatigue life of case 6**

Planet pin	BRG position	Bearing fatigue life	
		Mrevs	Hours
1	1	51.86	38345.5
	2	588.41	435086.7
	3	815.51	603011.9
	4	31.83	23534.7
2	1	32.00	23661.8
	2	485.74	359169.9
	3	1058.00	782318.4
	4	50.60	37418.3
3	1	43.28	32004.1
	2	542.46	401113.4
	3	888.91	657288.4
	4	38.04	28128.8

**Table 6 Load acting on bearings and LSF of case 3**

Planet pin	BRG position	Radial load, N	Average load, N	LSF
1	LH	85769.9	84421.4	1.02
	RH	83072.9		
2	LH	95178.8	84852.1	1.12
	RH	74525.3		
3	LH	89262.4	84561.8	1.06
	RH	79861.2		

**Table 7 Load acting on bearings and LSF of case 6**

Planet pin	BRG position	Radial load, N	Average load, N	LSF
1	1	56651.6	42212.9	1.45
	2	27108.2		
	3	23917.5		
	4	61174.7		
2	1	64934.6	42434.5	1.53
	2	28630.2		
	3	22242.6		
	4	53930.7		
3	1	59666.2	42284.8	1.41
	2	27760.0		
	3	23374.6		
	4	58338.9		

장착된 베어링의 하중 분할을 분석하기 위하여 각 베어링에 작용하는 하중을 Table 7에 나타냈다. 분석 결과, 각 유성기어에 장착된 4개의 베어링(1, 2, 3, 4)에 크기가 다른 반경 방향 하중이 작용하는 것이 확인되었으며, 이로 인하여 베어링의 수명이 달라진다. 두 번째 유성기어 베어링의 경우 LSF가 1.53으로 베어링에 작용하는 하중 편차가 다른 유성기어에 비하여 높음을 알 수 있다. 또한, 유성기어 베어링으로 4개의 니들 롤러 베어링을 적용하게 되면 유성핀과 유성기어 사이의 미스얼라인먼트의 발생으로 인하여 양쪽 끝에 위치한 베어링에는 응력 집중이 발생하게 되어 가운데 위치한 2개의 베어링(2, 3)에는 작

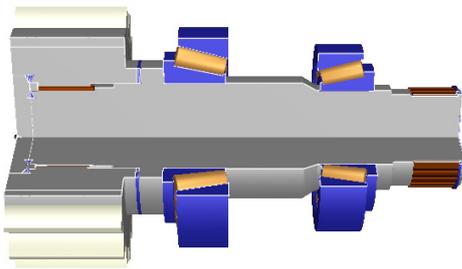


Fig. 8 Output pinion shaft with two taper roller bearings

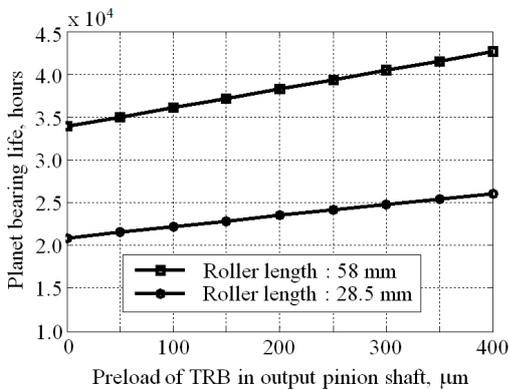


Fig. 9 Planet bearing life with respect to preload of TRB

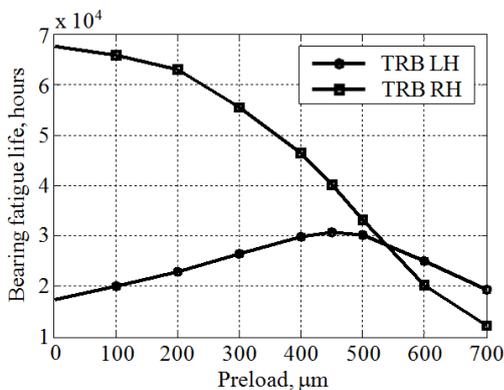


Fig. 10 Taper roller bearing life with respect to preload

은 하중이 작용하는 반면 양쪽 끝에 위치한 2개의 베어링(1, 4)에는 가운데 베어링에 비하여 약 2.5배 정도의 큰 하중이 작용하게 되어 베어링 수명이 단축된다.

이상의 결과와 같이 두 경우 모두 베어링의 요구 수명인 15,000 시간을 만족하였다. 그러나 58mm의 롤러를 사용했을 때 28.5 mm의 롤러를 사용했을 때보다 약 1.6배의 수명 증가 효과가 있으며, 상대적으로 균일한 하중 분할을 가지고 있어서 사용하기에 유리할 것으로 판단된다.

유성 기어박스의 출력축은 Fig. 8과 같이 2개의 테이퍼 롤러 베어링(taper roller bearing, TRB)으로 지지되어 있다. 테이퍼 롤러 베어링에 예하중을 가하게 되면 베어링의 강성(stiffness)이 증가하여 출력축의 변형량이 감소하며, 이로 인하여 유성핀과 유성기어의 미스얼라인먼트를 감소시킬 수 있다<sup>(1,5,10)</sup>. 유성 베어링에서의 미스얼라인먼트의 감소는 베어링 수명의 증가를 가져올 수 있으므로 테이퍼 롤러 베어링의 예하중을 변화시키며 유성기어 베어링의 수명 변화를 분석하였다.

Fig. 9는 출력축 테이퍼 롤러 베어링의 예하중에 따른 유성기어 베어링의 수명 변화를 나타낸 것이다. 니들 롤러 베어링의 롤러 길이에 관계없이 예하중이 증가할수록 유성기어 베어링의 수명이 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 즉, 유성기어 베어링의 관점에서는 테이퍼 롤러 베어링의 예하중이 크면 클수록 미스얼라인먼트가 작아져서 수명은 계속해서 증가하는 것이다.

출력축 테이퍼 롤러 베어링의 최적 예하중을 결정하기 위하여 예하중에 따른 테이퍼 롤러 베어링의 수명 변화를 Fig. 10과 같이 분석하였다. 이 그래프를 통해서 예하중이 증가할수록 오른쪽의 베어링 수명은 감소하는 반면, 왼쪽의 베어링 수명은 서서히 증가하다가 감소함을 알 수 있다. 베어링 수명과 예하중의 관계, 조립 오차 등을 고려하여 테이퍼 롤러 베어링의 최적 예하중은 300~400μm로 결정하는 것이 바람직한 것으로 판단된다. 그 때 유성기어 베어링의 수명은 롤러 길이가 58mm인 경우는 40,000~42,500 시간, 롤러 길이가 28.5mm인 경우는 25,400~26,000 시간으로 예측되었다.

## 5. 결론

본 연구에서는 유성 기어박스의 요구 수명을 만족하는 유성기어 베어링을 설계하였다. 베어링 수명을 확인하기 위하여 ISO/TS 16281을 이용하였으며, 설계 변수법을 적용하여 베어링의 요구 수명을 만족하도록 설계 변수를 최적화하였다. 또한, 베어링에 작용하는 하중을 정확하게 예측하기 위하여 베어링을 포함한 유성 기어박스를 모델링하여 하중 해석을 수행하였다. 설계 및 해석에 의해 도출된 결과를 요약하면 다음과 같다.

첫째, 베어링에 작용하는 하중은 베어링을 포함한 기계시스템 해석을 통하여 결정해야 한다. 유성기어 베어링의 경우, 베어링 하중은 기어에 작용하는 토크 뿐만 아니라 선회베어링의

링기어와 출력축 피니언 사이의 상호 작용, 출력축의 테이퍼 롤러 베어링의 특성 및 축, 하우징, 캐리어의 변형 등에 의해서 영향을 받는다. 그러므로 이러한 요소의 특성을 베어링 하중 계산시 고려해주어야 한다.

둘째, 베어링의 설계 요구 조건을 만족하는 6 가지의 설계 제원 중에서 동정적 하중이 가장 큰 2 가지 경우(Case 3 & 6)를 선정하여 수명 예측을 수행하였다. 두 경우 모두 베어링의 요구 수명인 15,000 시간을 만족하였다. 그러나 58mm의 롤러를 사용했을 때 28.5mm의 롤러를 사용했을 때보다 약 1.6배의 수명 증가 효과가 있으며, 상대적으로 균일한 하중 분할을 가지고 있어서 사용하기에 유리할 것으로 판단된다.

셋째, 출력축 테이퍼 롤러 베어링의 예하중의 변화에 따른 유성기어 베어링의 수명 변화를 예측하였다. 베어링의 롤러 길이에 관계없이 예하중이 증가할수록 유성기어 베어링의 수명이 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 즉, 유성기어 베어링의 관점에서는 테이퍼 롤러 베어링의 예하중이 크면 클수록 미스얼라인먼트가 작아져서 수명은 계속해서 증가하는 것이다.

## 후 기

본 논문은 지식경제부 부품소재 기술개발 사업에서 지원받아 수행된 연구결과입니다(No. 10031557).

## 참 고 문 헌

- (1) Hong, S. O., and Cho, G. J., 1999, "A Study on Preload and Arrangement of Combined bearing on Feed Drive System," *Proc. of KSMTE Autumn conference*, pp. 440~445.
- (2) ISO, 2007, *Rolling Bearings - Dynamic Load Ratings and Rating Life*, ISO 281, International Organization for Standardization, Geneva.
- (3) ISO, 2008, *Rolling Bearings - Methods for Calculating the Modified Reference Rating Life for Universally Loaded Bearings*, ISO/TS 16281, International Organization for Standardization, Geneva.
- (4) James, B., and Harris, O., 2002, "Predicting Unequal Planetary Load Sharing due to Manufacturing Errors

- and System Deflections, with Validation Against Test Data," *SAE 2002 World Congress*, SAE Technical Paper: 2002-01-0699.
- (5) Lee, C. H., 2010, "Optimization of Spindle Units Considering the Decrease of Bearing Stiffness at High Speed Revolution," *Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 19, No. 6, pp. 717~723.
- (6) Lee, S. P., Lee, I. H., Kim, Y. C., Kim, H. W., Bae, H. U., and Park, J. Y., 2010, "Structural Design and Analysis of Automotive Wheel Bearing using Parametric Method," *Proc. of KSME Autumn conference*, pp. 574~577.
- (7) Lundberg, G., and Palmgren, A., 1952, "Dynamic Capacity of Roller Bearings," *ACTA Polytechnica, Mechanical Engineering Series*, Vol. 2, No. 4, pp. 1~32.
- (8) Pears, J., Curtis, S., Poon, A., Smith, A., Poon, D., and Palmer, D., 2005, "Investigation of Methods to Predict Parallel and Epicyclic Gear Transmission Error," *2005 SAE World Congress*, SAE Technical Paper: 2005-01-1818.
- (9) Pears, J., Smith, A., Platten, M., Willson, B., Cheng, Y., and Felice, M., 2007, "Predicting Variation in the NVH Characteristics of an Automatic Transmission using a Detailed Parametric Modeling Approach," *SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition*, SAE Technical Paper: 2007-01-2234.
- (10) Yoh, E. G., Kim, Y. R., Han, K. K., Park, M. W., Lee, Y. S., and Yoo, H. I., 1998, "A Study on the Effects of the Bearing Parameters on the Main Spindle Design of Machine Tool," *Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 7, No. 2, pp. 119~125.
- (11) Yoon, J. C., Choi, D. H., and Hyun, J. S., 1999, "A Design of an Automotive Wheel Bearing Unit for Long Life," *Proc. of KSME spring conference(A)*, pp. 506~511.
- (12) Yoon, J. C., Choi, D. H., and Hyun, J. S., 2000, "A Design of an Automotive Wheel Bearing Unit for Long Life", *Trans. of the KSME (A)*, Vol. 24, No. 2, pp. 319~328.