

하이포이드 기어 액슬의 신뢰성 및 수명에 관한 연구

한승룡* , 김하수** , 강희용*** , 양성모***

A Study on the Reliability and Life of Hypoid Gear Axle

S.Y. Han,* H.S. Kim,** H.Y. Kang,*** S.M. Yang,***

ABSTRACT

This paper presents the development of an algorithm for the reliability and life of a hypoid gear axle system (located in the last section of power train) in heavy vehicles. The algorithm is developed about expecting the reliability and service-life for applied loads on each component in the system using the Weibull's probabilistic distribution and the extended Palmgren's model. The probabilistic method is used to obtain the life of components for applied load of bearings and gear teeth using the existed empirical results. Also this model is involved in predicting the failure which is related to the number of load cycles with the approaching load. Then the precious evaluation of the reliability and life in the axle system can be effectively carried out. Thus the general procedures of a reliability and life design, including the mathematical formulation and numerical examples, are illustrated for a hypoid gear axle system.

Key Words : Hypoid gear(하이포이드 기어), Palmgren's model(팔그린 모델), Life and Reliability(수명과 신뢰성), Weibull distribution(와이블 분포).

1. 서 론

자동차, 항공기, 공작 기계 등 모든 산업 분야에서 구동 및 동력 전달에 사용되고 있는 기어 구동 장치는 중요한 기계요소이다. 이러한 기어의 설계는 기계 요소에 작용하는 응력, 형상, 재료 및 제작 등 수많은 인자를 고려하여 강도 계산하고 설계하여 시제작 후 시험을 통해 재설계를 함으로써 목적하는 기계 요소를 최종 결정하는 순서로 이

루어진다.

고성능, 고부하를 요구하고, 비교적 짧은 시간에 기어를 재설계하는데 있어서 컴퓨터 시뮬레이션의 필요성이 산업현장에서 그 어느 때보다도 강조되고 있다. 여기에 확률론적 개념을 도입한 신뢰성을 설계에 이용하면, 설계 기술자가 제품 개발 단계에서 자신이 설계한 기어 장치의 신뢰성과 수명을 예측하고 문제점을 보완함으로써, 효율적인 설계를 할 수 있다.

* 아시아 자동차(주)
 ** 전북대학교 대학원
 *** 전북대학교 기계공학부

A. Palmgren은 1947년 G. Lundberg와 함께 표면 하의 반복 응력에 의한 피로 기구와 Weibull의 재료 파손에 의한 이론을 도입한 베어링 수명 이론을 발표하였으며, 1987년에는 기본 정격 수명식에 신뢰도, 재료, 운전 조건에 의한 수명 보정 계수를 고려한 수명식 사용을 주장하였다.^(1,2) David. G. Lewicki⁽³⁾는 저 접촉비를 갖는 기어 시스템에서 동하중이 피로 수명에 미치는 영향을 분석하였고, V. A. Avakov와 R. G. Shomperlen⁽⁴⁾은 일정 응력에서 피로 수명 분포 함수를 통계학적 접근 방법으로 다루었다. Lowell E. Wilcox⁽⁵⁾는 유한 요소법(Finite Elements Method)을 이용하여 하이포이드 기어 응력을 계산, 분석하는 알고리즘을 개발하였으며, 입력 토오크와 내부의 전단, 굽힘, 면압 응력 사이의 관계를 이(齒)표면 형태와 이(齒) 접촉 형태, 위치, 축 변형 데이터를 이용 분석하였다. M. Savage와 C. K. Brikmanis⁽⁶⁾는 스파이럴 베벨 기어를 장착한 헬리콥터 변속 시스템의 동적 하중 해석과 신뢰성 시뮬레이션을 가능하게 하였다.

그러나 기어 부품수명은 많은 연구가 이루어져 왔음에도 불구하고 기어와 베어링을 시스템으로 통합하여 각 부품과 시스템 전체와의 수명연구는 미흡한 실정이다. 따라서, 본 연구는 자동차용 리어 액슬(Fig.1)에 주어진 조건에서 사용되는 하이포이드 기어 액슬에 확률로써 정의되

는 신뢰성을 적용하여, 시스템의 구성 요소들이 하이포이드 기어 액슬 시스템의 신뢰성 변화에 어떠한 영향을 미치는가를 개인용 컴퓨터를 이용하여 분석 평가 하였다. 설계 단계에서, 제품을 사용할 경우 임의의 시점에서 시스템의 정상 가동률 및 평균 수명을 예측 할 수 있게 하여, 설계기간과 비용을 단축하면서 시스템의 신뢰 설계 영역을 제시하는데 그 목적이 있다.

연구 방법으로는 먼저 등가 토오크, 피크 토오크를 이용하여 종감속 기어 이(齒)에 작용하는 힘과 베어링에 전달되는 하중을 을 분석한다. 기어의 이론적 하중 분석은 구름접촉이라 가정하여 피치점을 기준으로 행하여지므로 반복 하중에 의한 표면 피팅으로 파손을 예측하는 Palmgren의 모델을 종감속 기어셋과 베어링에 적용시켜 피니언의 인너 및 아우터 베어링과 파이로트(pilot) 및 디프 사이드(diff side)베어링의 수명을 비교한다.

본 연구는 하이포이드 기어 액슬을 링 기어, 피니언 기어, 베어링과 축으로 단순화 모델링하고 기어가 충분한 림, 적당한 재료로 만들어져 초기에 굽힘응력(bending stress)으로 인한 이의 파손이 일어나지 않고, 톱 스크어링을 저지하기 위한 기하학적 형태와 윤활이 잘 된다고 가정한다.

2. 하이포이드 기어

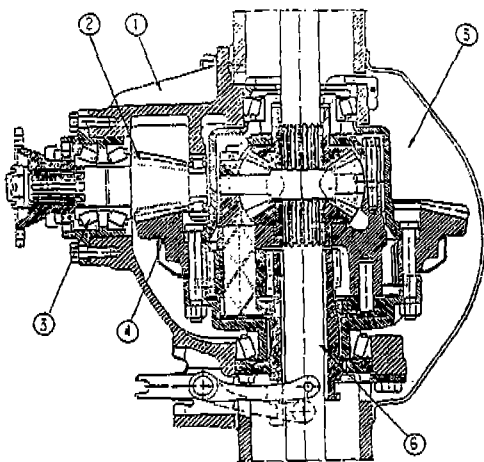
2-1 하이포이드 기어

자동차용 드라이브 기어에 하이포이드 기어가 제조 과정이 까다롭고 서로 맞물릴 때 미끄럼과 구름 마찰이 혼합되어 전달 효율이 떨어짐에도 불구하고 많이 사용되고 있다. 이는 큰 하중, 큰 회전력 전달이 가능하고, 오프셋(off set)에 따른 추진축 높이를 조절 할 수 있으며 기어 물림을 이 크고 구동 전달 상태가 부드럽고 정속하기 때문이다.

피치 지름(D)은 기어의 크기를 나타내고 기어의 응력과 수명 계산에 사용되기 때문에 동력성능에 맞도록 초기 설정이 중요하다. 피니언의 치폭을 조절하여 링 기어와의 강도 균형(strength balance)을 유지하는데 필요한 피니언과 기어의 피치 지름(D)은 치폭(F_w), 피치각(δ), 원추 거리 O_D 를 이용한 식을 구하면 다음과 같다.

$$D_p = 2 \times \left(O_{DP} - \frac{F_{WP}}{2} \right) \times \sin \delta_p \quad (1)$$

$$D_G = 2 \times \left(O_{DG} - \frac{F_{WG}}{2} \right) \times \sin \delta_G \quad (2)$$



- ① Final reduction gear set
- ② Pinion gear
- ③ Taper roller bearing
- ④ Ring gear
- ⑤ Housing
- ⑥ Axle shaft

Fig. 1 Rear axle system

하이포이드 기어는 읍셋(E) 때문에 스파이럴각(ψ)의 차이가 생긴다. 그 차이는 동일한 표준 피치를 유지하기 위해 피니언 크기 변화를 수반하게 되며, 특히 종감속비를 변경하기 위해 잇수를 조정 할 경우 피니언 크기 변화로 인한 응력 및 수명에 큰 영향을 주므로, 드라이브 액슬 시스템의 신뢰성 변화를 파악할 수 있는 하나의 중요한 인자이다. Fig.2는 스파이럴각(φ)을 나타내는 것으로 기어 이(齒)의 피치원 점에서 피치 지름(D)과 기어 컷터와 이루는 사이 각을 말하며, 아래 식은 피니언과 링 기어의 스파이럴각을 근사적으로 구하는데 사용된다.

$$\varphi_P = 25 + 5 \times \sqrt{Z_G / Z_P} + 90 \times \frac{E}{D} \quad (3)$$

$$\varphi_G = \varphi_P - \varepsilon' \quad (4)$$

여기에서, $\varepsilon' =$ 읍셋 각 $\left(\tan \varepsilon' = \frac{E}{R'} \right)$

$R' = \frac{D - F_w}{2}$: 평균기어반경

F_w : 기어치폭

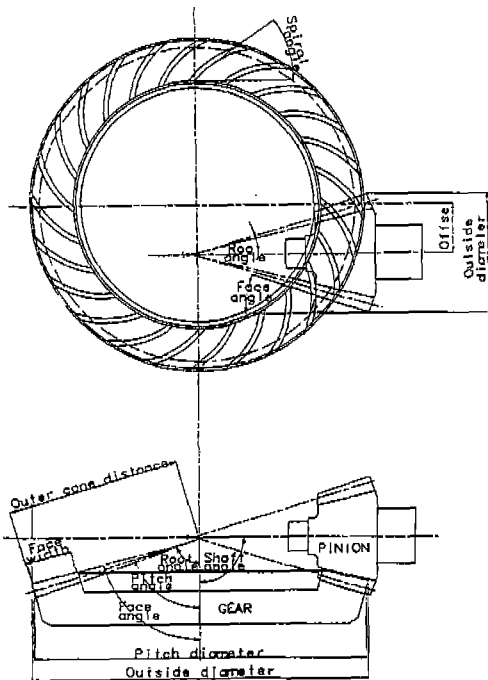


Fig. 2 Hypoid gear nomenclature-axial plane

2-2 하이포이드 기어 및 베어링에 부하된 하중

하이포이드 기어 치면에 작용하는 하중을 구하기 위해 피니언 기어에 전달되는 토오르크를 알아야 한다. 입력 토오르크는 자동차 상태, 운행 변속 단수에 따라 가변적이기 때문에 기준 토오르크를 정하기가 어렵다. 그러나 본 연구에서는 이러한 변동 토오르크를 통계적으로 구하여 사용하였는데, 이는 변속기의 각 단별(H_n) 사용 빈도수를 백분율로 나타내어, 하중 수명 계수(F_U)와 토오르크 계수(F_M)를 이용하여, 최대 엔진 토오르크(T_{MAX})의 등가 토오르크(T_{EP})를 식(5)을 이용하여 구한 다음, 베어링 수명 계산에 이용한다.

$$T_{EP} = T_{MAX} \sqrt[3]{\frac{1}{100} [F_{U1}(H_1 \frac{F_{M1}}{100}) + F_{U2}(H_2 \frac{F_{M2}}{100}) + F_{U3}(H_3 \frac{F_{M3}}{100}) + F_{U4}(H_4 \frac{F_{M4}}{100}) + F_{U5}(H_5 \frac{F_{M5}}{100})]} \quad (5)$$

하이포이드 기어에 전달되는 힘은 치면에 수직으로 작용하고, 이 수직하중(W_N)은 접선방향 하중(W_{TP}), 축방향 하중(W_{AP})과 반경방향 하중(W_{RP})으로 분리되는데, 축방향 하중(W_{AP})은 베어링에 트러스트(thrust) 하중(F_a)으로 작용하고, 반경방향 하중(W_{RP})은 베어링에 래디얼(radial) 하중(F_r)으로 영향을 준다.

이 전달된 반경방향 하중과 축방향 하중은 크기와 방향이 일정치 않아 실제 상태에서 얻어지는 수명과 같은 값이 되도록, 베어링의 중심에 일정하게 작용하는 상당 하중, 즉 동등가 하중(dynamic equivalent force)을 구하여 베어링의 정격 수명을 계산한다.

본 연구에서는 Fig.3과 같이, 하이포이드 기어 액슬을 베어링과 하이포이드 기어로 모델링하여, 전진시 동력이 시계 방향일 경우의 피니언 기어에 수직으로 작용하는 하

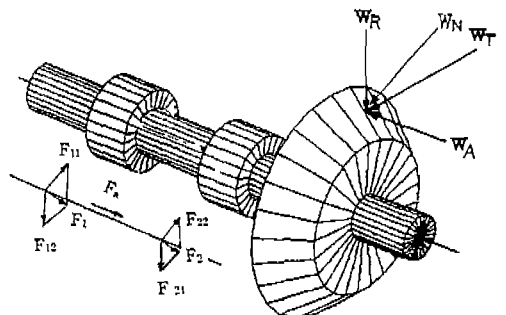


Fig. 3 Diagram of gear loads

중(W_N)과 접선방향 하중(W_{TP}), 반경방향 하중(W_{RP}), 축 방향 하중(W_{AP})을 아래와 같이 구하였다.

$$W_N = \frac{W_{TP}}{\cos \phi \cos \varphi_P + \mu \sin \varphi_P} \quad (6)$$

$$W_{TP} = \frac{2T_{EP}}{D_P} \times 10^3 \quad (7)$$

$$W_{RP} = W_N(\cos \phi \sin \varphi_P \cos \delta_P + \sin \phi \sin \delta_P - \mu \cos \varphi_P \cos \delta_P) \quad (8)$$

$$W_{AP} = W_N(-\cos \phi \cos \varphi_P \sin \delta_P + \sin \phi \cos \delta_P - \mu \cos \varphi_P \sin \delta_P) \quad (9)$$

여기서 ϕ 는 압력각, φ 는 스파이럴각, δ 는 피치각, μ 는 마찰계수를 나타낸다. 또한, 디프 사이드 베어링의 수명 계산을 위한 링기어에 전달되는 세 방향의 하중은 아래와 같다.

$$W_{TG} = W_N(\cos \phi \cos \varphi_G + \mu \sin \varphi_G) \quad (10)$$

$$W_{RG} = W_N(\cos \phi \sin \varphi_G \sin \delta_G + \sin \phi \cos \delta_G - \mu \cos \varphi_G \cos \delta_G) \quad (11)$$

$$W_{AG} = W_N(-\cos \phi \sin \varphi_G \cos \delta_G + \sin \phi \cos \delta_G - \mu \cos \varphi_G \sin \delta_G) \quad (12)$$

기어 피치 지름(pitch diameter)으로 부터 베어링 작용점까지의 거리와 이 세힘(식(7)~(9))을 이용하여 피니언의 인너, 아우터 및 파이로트 베어링의 반경방향 하중(F_r), 축방향 하중(F_a)을 구하면 식(13), 식(14)과 같고,

$$F_r = \frac{b}{a} W_{RP} + \frac{D_P/2}{b} W_{AP} \quad (13)$$

$$F_a = \frac{a}{b} W_{TP} \quad (14)$$

베어링 치수 표에 기재되어 있는 고유의 레이디얼 계수(X), 트러스트 계수(Y)를 이용하여 베어링에 작용하는 동등가 하중은 식(15)을 이용하여 구한다.

$$F = XF_r + YF_a \quad (15)$$

또한 계산된 동등가 하중과 베어링의 부하능력을 나타내는 기본 동정격 하중(basic dynamic load rating) C_K 를 이용한 정격 수명은 식(16)과 같다.

$$L = \left(\frac{C_K}{F}\right)^p \quad (16)$$

하중 수명 계수(load life factor) p는 볼 베어링일 경우 3.0 롤러 베어링일 경우 10/3을 사용하며 베어링의 피로 수명을 자동차에서는 일반적으로 주행 거리(L_s)로 나타내며 식(17)과 같다.

$$L_s = \frac{Z_P}{Z_G} \times 2\pi \times R_r \times L \quad (17)$$

여기서 Z_P 는 피니언 기어의 잇수, Z_G 는 링 기어의 잇수 이고 R_r 은 타이어의 동하중반경을 의미한다.

2-3 하이포이드 기어 강도

중감속 기어셋 부하 용량을 결정하는 구성 부품은 기어, 샤프트, 베어링, 하우징이며 이중 기어 강도가 기본적으로 결정된 후 기어에 걸리는 하중을 고려하여 그 외 부품에 대한 강도와 강성이 결정되기 때문에, 중감속 기어셋의 용량은 기어 강도에 의해 결정된다고 볼 수 있다.

기어 이(齒)에 작용하는 하중 때문에 생기는 응력은 기어 이뿌리 근처의 파손을 일으키는 굽힘 응력(bending stress)과 치면에 작용하는 반복 하중에 의한 면압 응력(contact stress)이 있으며, 면압 응력에서 피로에 의한 피팅(pitting)이 발생되고, 이 피팅이 진전되면 파손 피팅으로 발전되어 기어의 피로 파손을 가져온다.

일반적으로 굽힘 강도보다는 면압 강도를 더 중요시 여기므로, 아울러 본 연구에서는 전술한 바와 같이 굽힘 강도로 인한 조기파손은 없는 것으로 간주한다. 응력 계산에 대한 일반적인 식과 강도 계수(strength factor), 인성 계수 (durability factor)는 식(18), 식(19), 식(20), 식(21)과 같다.

$$S_T = TQ \frac{K_Q K_M}{K_V} K_Q \quad (18)$$

$$Q = \frac{P_d K_S}{F_w DJ} \quad (19)$$

$$S_C = K_Q R \sqrt{\frac{T C_Q C_M}{C_V}} \sqrt[3]{\frac{T_C}{T}} \quad (20)$$

$$R_P = \frac{C_P}{D} \sqrt{(2C_f C_S) / FI} \quad (21)$$

여기서, T = input torque(Kg.m)
 I, J = geometric factor
 T_c = peak torque(Kg.m)
 K_o, C_o = overload factor
 S_t, S_c = bending, contact stress(Kg/mm²)
 K_M, C_M = load distribution factor
 Q = strength factor
 K_v, C_v = dynamic factor
 P_d = diametal pitch (mm)
 K_Q = unit conversion factor
 F_w = face width (mm)
 K_s = size factor
 D = pitch diameter (mm)
 R = durability factor
 C_p = elastic coefficient of the gear pinion material combination

3. 수명과 신뢰성

3-1 동적 용량 모델링

여기서 사용된 신뢰성은 구동장치를 구성하는 구성 요소의 와이블 분포 수명에 근거하고, 구동 장치의 각 구성 요소와 구동 장치의 전체 수명과 동적 용량을 계산하여 해석한다. 각 구성 요소의 동적 용량(D_i)은 출력 토오크의 형태로 나타내며, 구성 요소 시스템의 동적 용량을 구하는데 사용된다.

$$D_i = (L_{i10})^{\frac{1}{P_i}} \times T_o \quad (22)$$

기어 구동 장치에 대한 동적 용량(D_T)은 출력 토오크이고, 이것은 90%의 신뢰성에서 출력축의 100만 회전에 대한 기어 구동 장치 수명(L_D)을 나타내는 것으로, 식(23)은 기어 구동 장치의 동적 용량(D_T)을 구하기 위해 반복적으로 풀어진다.

$$L_D = \sum_{i=1}^n \left(\frac{D_T}{D_i} \right)^{P_i} \quad (23)$$

하중-수명 지수를 찾기 위해, 기어 구동 장치의 90% 신뢰성 수명들은 10~100% 사이 동적 용량의 출력 토오크에서 계산된다. 수명은 토오크에 대해 로그-로그 좌표 상에 그려진다. 이 곡선은 직선으로 접근하므로, 선형회귀를 사용하여 100만 사이클에서 합수의 기울기와 값을 찾을 수 있다. 음의 기울기 역수는 기어 구동 장치에 대한

하중-수명 지수이다. 100만 사이클에서 합수 값은 하중-수명 지수에 대응하는 기어 구동 장치의 동적 용량이 된다. 선형회귀로부터 동적 용량 값과 기어 구동 장치에 대한 하중-수명 지수의 관계는 식(24)으로 주어진다.

$$L_{T10} = \left(\frac{D_T}{T_o} \right)^{P_T} \quad (24)$$

여기서, D_T 는 100만 출력 회전에 대한 출력 토오크이다. P_T 는 하중-수명 지수이고 L_{T10} 은 기어 구동 장치의 90% 신뢰성 수명을 나타낸다.

3-2 신뢰 수명

트럭과 버스에서는 피니언 기어보다 링기어에 더 큰 응력이 작용하기 때문에 보통 피니언 기어의 수명을 링기어의 수명 대비 80% 정도 수준에 맞추어 두 기어의 수명을 동등하게 설계를 하고 응력 수명 선도의 경사(slope)치를 급형 응력은 약 5.68정도, 면압 응력은 약 17.696 수준에 맞추어 설계를 한다.

본 연구에서는 피팅에 의한 기어의 수명을 구하고자 하므로 면압 응력과 최대 토오크를 기준으로 하였으며, 각 요소의 계산된 수명을 이용하여 종감속 기어셋의 등가 수명(equivalent life)을 식(25)과 같이 구할 수 있다.

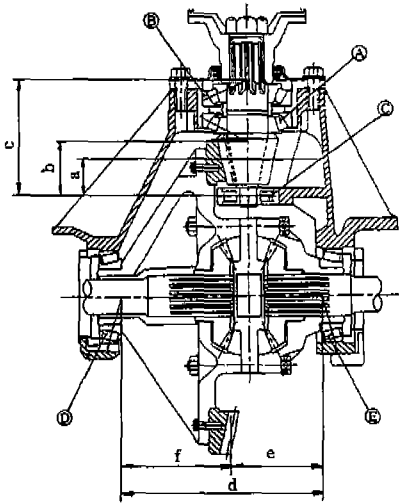
$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^{1.1}} + \frac{1}{L_2^{1.1}} + \dots + \frac{1}{L_n^{1.1}} \right)^{\frac{1}{1.1}}} \quad (25)$$

기어 구동 장치의 수명을 계산하기 위해 기어 구동 장치의 잔존 확률은 구성 요소 잔존 확률들의 곱으로 표시된다.

$$S_T = \prod_{i=1}^n S_i \quad (26)$$

기어 디프 셋에 대한 파손 확률을 그림으로 그릴 때, 수명 선도가 사용되는데 선형회귀는 직선으로 접근하는데 사용되며, 잔존 확률 50 ~ 95 % 사이 선형회귀의 범위를 갖는다. 또한 근사 직선 기울기가 기어 구동 장치의 와이블 지수(e_T)를 갖으며, 기어 구동 장치의 수명(L_{T10})은 신뢰성을 $S_T = 0.9$ 에서 근사 직선으로부터 계산된 수명이다. L_{T10} 은 주어진 출력 토오크에서 기어 구동 장치의 수명이며, 기어 구동 장치의 수명(L_{T10})과 와이블 지수(e_T)를 사용한 식은 다음과 같다.

$$\log\left(\frac{1}{S_T}\right) = \log\left(\frac{1}{0.9}\right) \left(\frac{L_T}{L_{T10}} \right)^{e_T} \quad (27)$$



A	Inner bearing	a	47.9
B	Outer bearing	b	74
C	Pilot bearing	c	151.5
D	Diff. lh bearing	d	180.9
E	Diff. rh bearing	e	73.81
		f	107.09

Fig. 4 Bearing type and location of gear set

Table 1 Input gear data

	Pinion Gear	Ring Gear
Number of Teeth	10	41
Pitch Diameter (mm)	100.21	338
Outcone Distance (mm)	184.75	175.63
Pitch Angle (°)	15.5	74.5
Pressure Angle (°)	22.5	-
Root Angle (°)	14	70
Face Angle (°)	19.51	75.65
Spiral Angle (°)	50	44.15
Face width (mm)	51.2	47
Pinion offset	30	
Hand of Spiral Angle on Pinion	LH	
Direction of Pinion Rotation	C.W.	

LH: Left Hand. RH: Right Hand.
C.W: Clock Wise Direction. C.C.W.: Counter Clock Wise Direction

4. 수치 계산 및 검토

Fig. 4는 하이포이드 기어로 구성된 중감속 기어셋을 나타내며, 야지에서 사용 실적이 확인된 기어 제원으로,

Table 2 Bearing configuration

	Pinion Bearing			Gear	
	INNER (A)	OUTER (B)	PILOT (C)	DIFF SIDE LH (D)	DIFF SIDE RH (E)
Bearing Type	Taper Roller Bearing	-	Roller Bearing	Taper Roller Bearing	-
Bearing Mounting Type	Scradle	-	-	-	-
Out. Diameter (mm)	φ120	φ110	φ72	φ135	-
Inner Diameter (mm)	φ55	φ50	φ30	φ60	-
Basic Dynamic Load Rating (kg)	13400	11700	5400	16100	-
Basic Dynamic F_e/F_r	X	1	1	-	1
	Y	0	0	-	0
Load Rating F_e/F_r	X	0.4	0.4	-	0.4
	Y	0.73	0.73	-	1.4
Equivalent factor (e)	0.83	0.83	-	0.42	0.42
Weibull Exponent	1.5	-	-	-	-
Load Life Factor (p)	3.3	-	3	3.3	3.3

Table 3 Output data

Load (Kg)	Pinion	Inner	Outer	Pilot	Gear	LF	RfL
	W_{TP}	W_{IN}	W_{OP}	W_{PP}	W_{GC}		
	1528	2452	1700	1105	1877	1895	1189
	1864	456			556		
					1479		
Life in Output Rotation (10 ⁶)	3602	518	620	116	3602	1250	5502
Rotating Meter (km)	9552687	335445	401222	75394	9552687	3316234	15651316
Bending Stress (kg/mm ²)	S_T	55	-	-	68	-	-
	S_{AT}	70	-	-	79	-	-
Contact Stress (kg/mm ²)	S_C	261	-	-	261	-	-
	S_{AC}	280	-	-	280	-	-

본 연구에서 개발된 알고리즘에 적용하여 해석하였다.

기어 접촉부의 하중을 분석하기 위해서는 기어의 회전 방향 및 장착 위치를 알아야 하는데, 본 연구에서는 기어의 축을 따라 기어 뒤에서 볼 때 시계 방향을 양의 방향으로 하였고, 기어 회전을 지지하고 있는 베어링의 위치와 형태를 정확히 파악하였다. Table 1과 Table 2는 기어와 베어링의 입력 제원을 나타낸 것이다.

Fig. 5는 본 논문의 알고리즘으로써, 파워 트레인의 제원과 타이어의 동하중 반경 등을 입력하여 기어 치면에 작용하는 하중을 계산한 다음, 선형회귀에 의하여 각 요소의 동적용량과 신뢰 수명을 계산한다. Table 3은 계산된 각 요소의 수명 값과 주행 가능 거리를 나타낸 것으로,

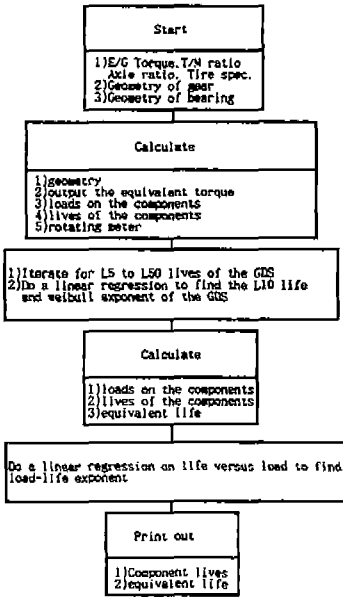


Fig. 5 Program flow chart

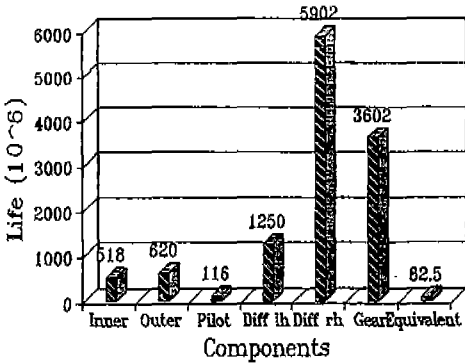


Fig. 6 Compare of the components and equivalent life

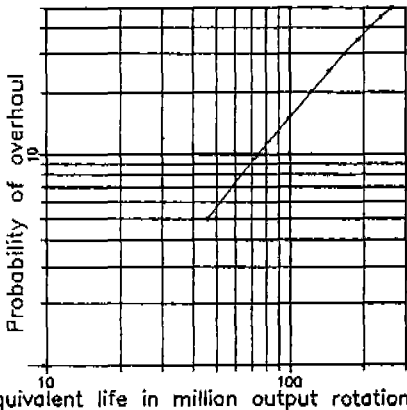


Fig. 7 Life versus probability of failure design

Fig. 7 Life versus probability of failure design

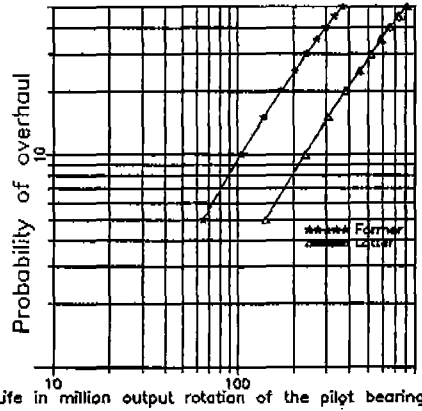


Fig. 8 Compare of the former and latter pilot bearing

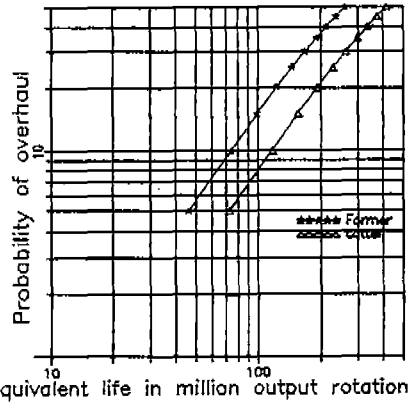


Fig. 9 Compare of the former and latter reliability equivalent life.

각 구성 요소의 수명을 비교한 그래프가 Fig. 6이다. 여기서 현 입력 데이터 기준으로 결과 값을 고찰해 볼 때, 기어의 수명 보다 파이로트 베어링의 수명이 작아 전체 수명 저하에 영향을 미치므로 파이로트 베어링의 동정격 하중을 재검토, 동정격 하중이 큰 롤러 베어링으로 변경하는 것이 바람직한 것으로 판단된다.

Fig. 7은 로그-로그 좌표를 이용하여, 종감속 기어 시스템의 등가 신뢰 수명을 선형회귀를 통하여 등가 신뢰 수명을 검토한 것으로 쉽게 그래프 상에서 검토할 수 있다. 예를 들어 90% 신뢰 수명 L_{10} 은 82.5×10^6 cycle 임을 쉽게 확인할 수 있다. 파이로트 베어링의 동정격 하중을 30% 높였을 경우 Fig. 8과 같이 베어링 수명이 116×10^6 cycle에서 256×10^6 cycle로 약 220% 증대됨을 고찰 할 수 있다. 재설계에 의한 파이로트 베어링으

로 시스템 전체의 등가 수명을 구하면 Fig. 9와 같이 82.5×10^6 cycle에서 130×10^6 cycle로 약 157% 증대되었음을 알 수 있다.

중감속 기어 시스템의 다양한 유사 모델의 변경 파라메터인 옵셋의 영향을 검토하면 다음과 같다. Fig. 10은 옵셋이 증가할 수록 피니언의 피치 지름과 기어의 수명은 증가하나 등가 수명은 감소하는 경향을 나타낸다. 이는 피니언 피치 지름의 증대와 스파이럴 각의 변화에 따라 베어링에 작용하는 하중이 증가하여 수명이 감소하고, 이로 인한 등가 수명이 영향을 받기 때문이다. 또한 현 기어셋의 옵셋(30mm)에 피니언 스파이럴을 50° 에서 43° 로 변경할 경우 파이로트 베어링의 동정격 하중을 30% 증대시켜 얻은 값과 같은 효과를 볼 수 있다.

신차 개발시 동력성능 향상을 위해 엔진 파워를 높였을 경우 현 중감속 기어 시스템의 유용 여부를 판단하는 것

은 매우 중요하다. Fig. 11은 엔진 파워가 25% 높아졌을 경우의 수명 변화를 나타낸 것으로 기어의 수명이 급격히 감소하여 시스템의 전체 수명은 130×10^6 에서 60×10^6 cycle로 46%정도 감소함을 알 수 있다.

5. 결 론

자동차용 리어 액슬의 신뢰성을 본 연구에서 개발한 알고리즘을 이용하여 중감속 기어셋 구성 요소의 하중, 기어 응력, 수명, 가능 주행 거리를 계산하고 하이포이드 기어 시스템의 전체 수명을 연구한 결론은 다음과 같다.

1) 하이포이드 기어 시스템의 신뢰성 변화에 대한 수명 값을 쉽게 확인할 수 있도록 CAE Tool을 이용한 표준화된 routine을 만들어 보았고, 설계 변수 변화에 따른 그 영향을 찾을 수 있다.

2) 기어셋의 등가 수명에 큰 영향을 미치고 설계변경이 쉬운 요소인 피니언 옵셋이나 파이로트 베어링의 변경에 따른 중감속 기어셋 요소의 수명 변화를 파악하였고, 그 영향을 분석하여 설계 인자를 변경함으로써 등가 수명을 향상시킬 수 있는 방법을 제시하였다.

3) 동력성능 향상을 위해 E/G토크 증대시, 현 중감속 기어셋의 유용 및 신규 개발 여부를 판단하기 위한 자료로 사용할 수 있다.

향후 본 연구를 기본으로 진행시켜야 할 연구 영역은 하우징, 사이드 기어, 액슬 샤프트, 허브 베어링의 수명을 고려한 종합적인 등가 수명의 계산과 안전 설계의 신뢰 영역을 찾는 것이며, Tandem 액슬과 허브 리덕션(Hub reduction) 액슬의 경우까지 검토 영역을 확장시키는 것이다.

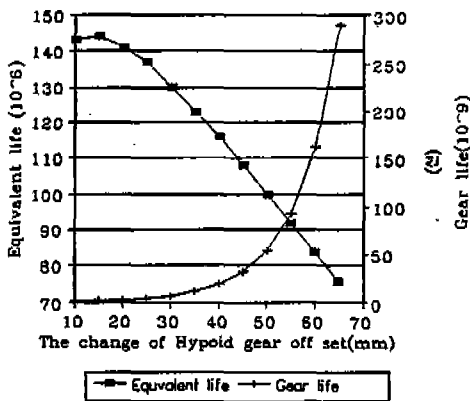


Fig. 10 The effect on life of gear and equivalent when the change of the hypoid off set

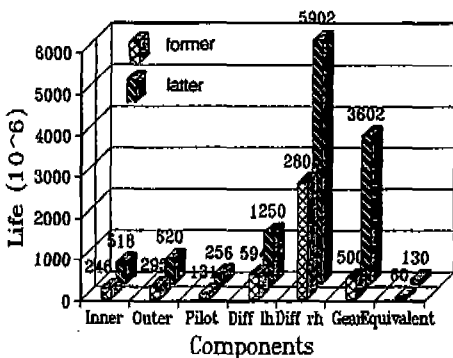


Fig. 11 Compare of the former and latter components life when change the E/G power up

참고문헌

1. A. Palmgren, "Dynamic Capacity of Rolling Bearing", Mechanical Engineering Series Vol.1
2. I.S.O.76, "Rolling Bearing - Static load rating", International Standard Organization, 1987.
3. David G. Lewicki, "Predicted effect of Dynamic Load on Pitting Fatigue Life for Low Contact Ratio Spur Gears", Technical

- Paper 2610, 1986.
4. V.A. Avakov and R.G. Shimiperlen, "Fatigue Reliability Functions", *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, October 1989, 111, p443 ~ 455.
 5. Lowell e. Wilcox, "Finite Element Analysis Pin Points Gear Tooth Stresses", Rochester, New York.
 6. M. Savage and C. K. Brikmanis, "System Life and Reliability Modeling for Helicopter Transmissions". NASA, NAG 3-55, pp1-80. 1986.
 7. Well Coleman, "Design and Manufacture of Spiral Bevel and Hypoid Gear for Heavy-Duty Drive Axle", Gleason Works, 1961.
 8. 양성모, 김하수. "스파이럴 베벨 기어 구동 장치의 수명 및 신뢰성에 관한 연구". 한국 자동차 공학회 춘계 학술 대회 p 342 - 347. 1993.
 9. "Passenger Car Drive Axle Gear Design". (Gleason Machine Devision, Rochester, New York). 1970.