

## 라비니오 유성기어의 신뢰성 및 수명에 관한 연구

김태현\*, 김하수\*\*, 강희용\*\*\*, 양성모\*\*\*

### A Study on the Reliability and Life of the Ravigneaux Planetary Gear Train

T.H. KIM\*, H.S. KIM\*\*, H.Y. KANG\*\*\*, S.M. YANG\*\*\*

#### ABSTRACT

The precise estimation of the reliability and life of the Ravigneaux planetary gear train used in an automatic transmission is necessary in order to enable accurate material and geometric properties to reliability distribution and the number of load cycles at failure. These are critical for the probabilistic design of complex planetary gear system as Ravigneaux type particularly during various gear ratios. The Ravigneaux planetary gear train has five gears, such as a forward and a reverse sun gear, a short and a long pinion, and an annulus gear. In this paper, the Ravigneaux gear system is analyzed to figure out the reliability distribution, i.e. the probability of survival in the system without its overhaul. First, the reliability method based on the Weibull distribution is used in conjunction with the Palmgren's model to predict both the individual reliabilities of its components and the number of load cycles when the system failed. Then using the presented method, the life of the Ravigneaux gear system can be determined. Also the different design parameters such as tooth face width, material property, and Weibull exponent are applied and reached to optimal ones. Thus, the precise evaluation of the reliability and life of the Ravigneaux planetary gear train used in an automatic transmission can be effectively carried out.

**Key Words** : Ravigneaux planetary gear (라비니오 유성기어), Reliability and life(신뢰성 및 수명), Weibull distribution (와이블 분포), Palmgren's model (팔그린 모델)

#### 제 1 장 서 론

요즈음, 기어와 기어시스템 설계는 기존의 정적인 하중과 균일한 강도를 유지하는 단순함보다, 사실적이고 여러 가지 인자를 고려한 더욱 복잡한 설계 개념을 시도

하고 있다.<sup>(1)(2)</sup> 따라서 강도계산의 불확실성을 보완하고 여유 있는 강도 확보를 위해서 단순히 적당한 안전계수를 곱하여 설계하는 방법보다는 구체적이고 실제적인 방법에 대한 접근이 시도되었으며, 이것은 확률론적이고 통계적인 설계기법을 통해서 가능해지고 있다.

확률론적 설계는 다변적인 설계 환경을 수학적으로 모

\* 대우상용차(주)  
\*\* 전북대학교 대학원  
\*\*\* 전북대학교 공과대학 기계공학부

델팅하기 위해서 여러 하중과 강도의 특성 등을 통계적인 기법을 이용하여 분석하며, 이러한 확률론적인 접근방법은 통계에 대한 지식뿐만 아니라 하중과 강도에 대한 원론적인 분석을 필요로 하고 이러한 것이 기초가 되어, 설계자는 기계 시스템에 '신뢰성' 또는 '잔존확률'의 개념을 적용한다.<sup>(2),(3)</sup>

유성기어 감속기구는 일반 외접 원동형 감속장치에 비해서 부피, 중량에 대한 감속비가 크고, 축중심이 일치하는 잇점 때문에 헬리콥터의 변속기나, 자동차의 자동변속기에 주로 쓰이고 있다. 따라서, 앞서 말한 신뢰도의 필요성에 비추어 볼 때 유성기어의 신뢰성에 대한 평가는 유성기어를 설계하는 과정에서 중요한 부분이라 할 수 있다.

기계 시스템에 대한 확률론적 설계개념은 Haugen와 Smith에 의해 적용되었으며,<sup>(2)</sup> Rao에 의해서 에피사이클릭(epicyclic)기어 장치의 설계에 응용되었다.<sup>(4)</sup> 이상의 두 연구는 작용 하중과 구성 요소의 강도 분포가 사용 회전수에 대해서 무한의 수명을 갖는 하중인 내구 한계 하중의 존재를 제시하였다.

Lundberg, Palmgren<sup>(5)</sup> 그리고 Coy, Townsend, Zaretsky<sup>(6)</sup> 등은 구름 접촉 요소인 베어링과 고강도 기어의 이(齒)의 내구 수명은 작용하중 이하에서도 한계수명을 갖는다는 것을 보였다. 이러한 한계수명은 접촉표면의 피팅현상에 의한 것으로 잘 설계된 기어와 베어링이라 할지라도 불충분한 윤활 상태와 예기치 못한 사용 환경에서 발생하게 되며 기어와 베어링의 수명을 단축시키고 급기야 파손에 이르게 하는 원인이 된다고 분석하였다.

Rao는 에피사이클릭(epicyclic)기어 장치의 신뢰성을 평가하는 과정에서 단순히 기어 치면의 피팅현상과 굽힘 응력의 영향만을 고려하였다.<sup>(4)</sup> 그후 Savage, Coy는 유성기어에 베어링이 포함된 유성기어 시스템의 수명 및 신뢰성을 고려하였다.<sup>(3)</sup>

기존의 유성기어는 태양 기어, 유성 기어, 내접 기어로 이루어진 가장 기본적인 구조의 유성기어 시스템에 대해서 수명 및 신뢰성 분석을 하였는데, 실제 유성기어가 응용되는 경우, 이러한 형태로 사용되는 경우는 일부이며 실제로는 기구학적 전환과 조합을 통해서 그 기구학적 결합 형태가 다양하고, 특색 있는 경우가 대부분이다. 그 대표적인 경우가 자동차에 쓰이는 자동변속기의 유성기어 부분으로, 두 개 또는 그 이상의 유성기어를 기구학적으로 조합하여서 4에서 7, 8가지의 속도 변화를 조합 변속하여, 각 단에서 기어에 전달되는 토크와 상대 회전수가

각기 다르게 되므로 같은 엔진 토크와 RPM이라 할지라도 사용 단에 따라서 그 수명 분포가 달라진다.

따라서, 본 연구에서는 기존의 유성기어에 대한 신뢰성 해석을, 자동변속기의 변속기구 중 하나인 라비니오II 형에 적용하기 위한 모델링방법에 대해서 연구하였으며, 변속기의 특성상 각 단수에 따라 기어에 부하되는 토크와 회전 속도가 다른 경우에 대해서 전체 변속기 시스템의 수명 및 신뢰성을 해석하는 방법을 연구하였고, 실제로 사용되고 있는 기어열에 적용하여 설계변경에 따른 전체 기어 시스템의 수명과 신뢰성에 미치는 영향을 평가하였다.

## 제 2 장 유 성 기 어 기 구

### 2.1 유성 기어의 기구학

유성기어의 기본적으로 Fig. 1 과 같이 태양 기어, 유성 기어, 링 기어, 캐리어로 구성되어 있다. 기어의 재질은 충분한 강도를 가지고 있으며, 기어의 형상은 잘 설계되고, 충분한 윤활이 이루어져 이뿌리면의 파손과 스코어링(scoring) 등이 일어나지 않으며, 기어 치면의 피팅에 의해 파손이 일어난다고 가정한다. 유성기어는 일반 기어열의 프레임 부분을 고정시키지 않고 캐리어로 변환시켜 유성기어가 내측은 태양 기어, 외측은 링 기어와 맞물려 회전 하면서 그 주위를 공전하도록 기구학적으로 전환된 기구이다.

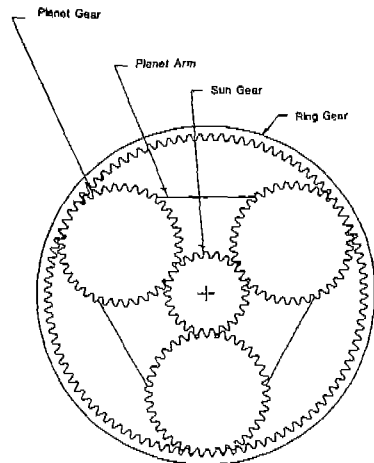


Fig.1 Planetary gear

유성기어를 구성하는 요소들의 입력회전에 대한 상대속도는 입출력단의 조합에 따라서 다르며, 중첩법과 각속도법을 이용하여 구할 수 있다. Table 1은 각 조합에 따른 감속비를 정리한 것이다. 유성기어는 단순히 1개만으로 쓰이기도 하지만, 특별로 연결하여 2단 감속 하거나, 3렬 이상으로 연결하기도 하고, 단순 결합이 아닌 기구학적 전환을 하여 보다 다양하고 목적에 맞는 속도 변환기구로 쓰인다.

Table 1 Ratio of Planetary gear

| RING GEAR | CARRIER | SUN GEAR | RATIO           | VELOCITY    |
|-----------|---------|----------|-----------------|-------------|
| output    | input   | fixed    | $Z_3/(Z_1+Z_3)$ | ADD         |
| input     | output  | fixed    | $(Z_1+Z_3)/Z_3$ | REDUCE      |
| fixed     | input   | output   | $Z_1/(Z_1+Z_3)$ | ADD         |
| fixed     | output  | input    | $(Z_1+Z_3)/Z_1$ | REDUCE      |
| input     | fixed   | output   | $Z_1/Z_3$       | REV. ADD    |
| output    | fixed   | input    | $Z_3/Z_1$       | REV. REDUCE |

Z1 : No. of teeth of sun gear  
Z3 : No. of teeth of ring gear

2.2 유성기어의 치면하중

치면에 작용하는 하중은 입력 토크와 기어 반경에 의해 구해지고, 유성기어가 n개 있을 경우 F가 n으로 분할되므로

$$F_s = \frac{T}{nR} \tag{1}$$

이다. 기어의 잇수와 모듈을로써 기어의 반경이 식(2)와 같이 구해지고,

$$R = \frac{D}{2} = \frac{N_s M}{2} \tag{2}$$

이렇게 구해진 기어의 반경 방향에 수직으로 전해지는 하중이 압력각에 의해 치면에 수직인 하중과 반경 방향 하중으로 전환되어, 이 관계는 다음과 같이 식(3)으로 쓸

수 있다.

$$F = \frac{2 T_i}{n M N_s \cos \phi} \tag{3}$$

여기서, F는 치면 하중,  $T_i$ 는 입력 토크, n은 유성 기어 개수, M은 모듈을,  $N_s$ 는 태양 기어 잇수이고  $\phi$ 는 압력각을 나타낸다.

2.3 라비니오 II형(Ravigneaux II type) 유성기어열

Fig. 2는 ZF사의 4HP 14Q 자동변속기의 단면도로써 기어열 부분에 라비니오 II형 유성기어열을 장착하고 있다. Fig. 3은 라비니오 II형 유성기어열을 해석하기 위한

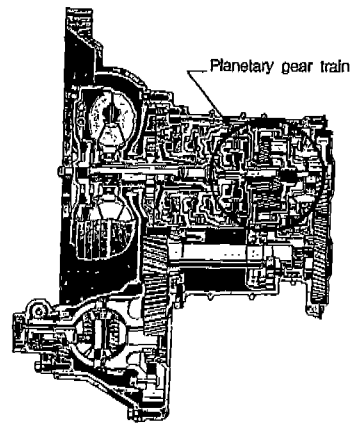


Fig. 2 Ravigneaux II type planetary gear train in ZF 4HP 14Q

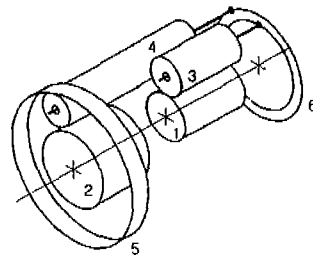
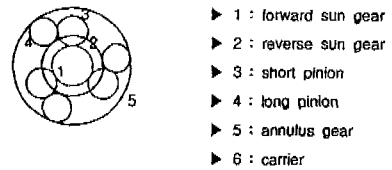
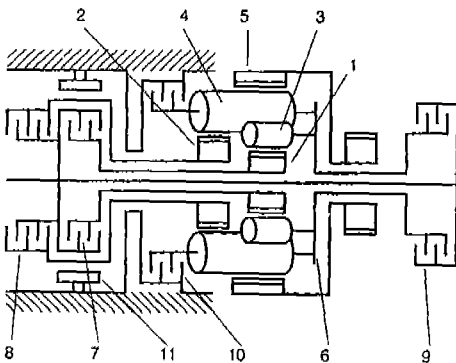


Fig.3 Simple drawing of ravigneaux II type gear train

모델로 전진태양기어(forward sun gear), 후진태양기어(reverse sun gear), 짧은 피니언(short pinion), 긴 피니언(long pinion), 환형기어(annulus gear), 캐리어(carrier)로 이루어져 있다. 라비니오 II형 유성기어열은 라비니오 II형이 드라이브 모드(drive mode)에서 3단의 변속을 할 수 있는데 반해 오버 드라이브(over drive)기능을 추가하여 4단변속 주행을 할 수 있도록 변형한 유성기어열이다. 본 연구에서 모델링을 한 라비니오 II형 유성기어열은 2개의 유성기어를 기구학적으로 전환한 기어열로서, 간단하고 밀집한 구조로 전진 4단, 후진 1단의 변속이 가능해 부하 토크가 비교적 작은 승용차용 자동변속기의 기어열로 선택된다.

구조적 특징은 전진태양기어에 짧은 피니언이 접하고, 후진태양기어에 긴 피니언이 접하고, 짧은 피니언과 긴 피니언이 서로 접하고, 피니언과 긴 피니언은 캐리어에 고정되어 회전하며, 긴 피니언과 환형기어가 접하고, 입력회전은 전진태양기어와 후진태양기어, 캐리어이고, 출력회전은 환형기어이다.

라비니오 II형 유성기어열을 각 변속단으로 셋팅하기 위해서 클러치를 각 요소에 장착하여 동력을 전달하고, 고정단으로 하기 위해 브레이크를 사용한다. Fig. 4는 KM 175-5 자동변속기의 기어열과 클러치, 브레이크의 연결을 간략하게 나타낸 것으로 클러치와 브레이크의 적절한 조합으로 변속하게 되어있다.



1 : forward sun gear      7 : rear clutch  
 2 : reverse sun gear    8 : front clutch  
 3 : short pinion        9 : end clutch  
 4 : long pinion        10 : low reverse brake  
 5 : annulus gear       11 : kick down brake  
 6 : carrier

Fig. 4 Simple drawing of K175 auto T/M

2. 4 변속기구

Table 2는 각단별 변속비를 나타낸 것으로써, Z는 각기어의 잇수, FSG는 전진태양기어, RSG는 후진태양기어, SP는 짧은 피니언, LP는 긴 피니언, AG는 환형기어, CR은 캐리어를 나타낸다. 제 3 속의 특징은 기어의 회전에 의한 동력전달이 아니고, 기어열이 고정되어 스프라인의 역할을 한다.

Table 2 Reduction gear ratio

| Gear         | First                          | Second   | Third                                 | Fourth                           | Reverse                         |
|--------------|--------------------------------|--|---------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|
| Input        | forward sun gear               | forward sun gear   | forward sun gear                      | forward sun gear                 | reverse sun gear                |
| Operate      | low reverse brake, rear clutch | kick down brake, rear clutch   | front clutch, rear clutch, end clutch | kick down brake, end clutch      | front clutch, low reverse brake |
| Fixed        | carrier                        | reverse sun gear   | Utilization                           | reverse sun gear                 |                                 |
| Power flow   | FSG → SP → LP → AG             | FSG → SP → LP (RSG Revolution) → AG                                      | FSG, RSG, CR → AG                     | CR → LP (RSG Revolution) → AG    | RSG → LP → AG                   |
| Reduce ratio | Z <sub>2</sub> /Z <sub>3</sub> | (1+Z <sub>2</sub> )/Z <sub>3</sub> * (1+Z <sub>5</sub> /Z <sub>4</sub> ) | 1                                     | 1+Z <sub>2</sub> /Z <sub>3</sub> | Z <sub>2</sub> /Z <sub>3</sub>  |

2. 5 치면하중

기어의 수명 분석을 위해서는 치면에 부하되는 하중을 해석해야 한다. 라비니오 II형은 전진 4단, 후진 1단의 변속이 이루어지므로 각 단에 따라 치면부하하중을 구해야 한다. 또한 단순 유성기어와 달리 긴 피니언의 경우 후진태양기어, 짧은 피니언, 환형기어 등 3개의 기어와 접하여 동력을 전달하기 때문에 자유물체도를 통해 해석한다. 라비니오 II형 유성기어열을 구성하는 각 기어가 각 단에서 치면에 부하되는 하중은 Table 3과 같다.

Table 3 Tooth surface load

| Gear | First                   | Second   | Fourth                               | Reverse                 |
|------|-------------------------|--|--------------------------------------|-------------------------|
| FSG  | $\frac{T_i}{3 R_{FSG}}$ | $\frac{T_i}{3 R_{FSG}}$  |                                      |                         |
| SP   | $\frac{T_i}{3 R_{FSG}}$ | $\frac{T_i}{3 R_{FSG}}$  |                                      |                         |
| LP   | $\frac{T_i}{3 R_{FSG}}$ | $\frac{T_i}{3 R_{FSG}} \cdot (1 - \frac{R_{RSG}}{R_{AG}} \cdot ratio 2)$ | $\frac{T_i}{3 R_{AG}} \cdot ratio 4$ | $\frac{T_i}{3 R_{RSG}}$ |
| AG   | $\frac{T_i}{3 R_{FSG}}$ | $\frac{T_i}{3 R_{FSG}} \cdot (1 - \frac{R_{RSG}}{R_{AG}} \cdot ratio 2)$ | $\frac{T_i}{3 R_{AG}} \cdot ratio 4$ | $\frac{T_i}{3 R_{RSG}}$ |
| RSG  |                         | $\frac{T_i}{3 R_{FSG}} \cdot \frac{R_{FSG}}{R_{AG}} \cdot ratio 2$       | $\frac{T_i}{3 R_{AG}} \cdot ratio 4$ | $\frac{T_i}{3 R_{RSG}}$ |

여기서,  $T_i$ 는 입력토크,  $R_x$ 는 X기어의 피치원 반경이고 ratio a는 a변속단의 감속비를 나타낸다.

예를 들어, 4단의 경우, 모든 기어(LP, AG, RSG)의 치면하중은 같으므로 한 기어의 치면하중만 알면 된다. 입력되는 곳이 캐리어이므로 역으로 출력기어인 AG에서

구한다.

$$\text{즉 } T_{out} = T_i \times \text{ratio } 4 = F \times R_{AG} \text{ 이므로}$$

$$F = \frac{T_i}{3 R_{AG}} \times \text{ratio } 4 \quad (4)$$

여기서, 3은 유성기어의 숫자를 나타낸다.

### 제 3 장 수 명 과 신 리 성

#### 3. 1 수명과 동적부하용량

기어시스템의 수명상태를 표현하는 방법은 여러 가지가 있겠지만 신뢰도라는 개념을 도입하면 일정 가동시간에서 그 시스템이 정상적으로 작동할 확률로써 그 수명상태를 표현할 수 있다. 한 기어 시스템의 신뢰도는 회전수가 증가함에 따라 일정한 분포곡선을 그리며 점차적으로 감소하며 그 분포는 어느 일정한 신뢰도의 감소를 보였을 때 그 시스템의 수명이 다 했다고 할 수 있다. 이때 신뢰도의 분포곡선은 와이불 분포를 갖으며,<sup>(7)</sup> 본 연구에서 모델링한 라비니오 II형 유성기어열의 신뢰도 분포 역시 와이불 분포에 근거한다. 신뢰도가 0.9라는 것은 어느 모집단의 90%가 정상작동할 확률을 의미하며 10%가 파손된 것을 나타낸다. 그리고 어느 기어시스템이 100만 입력회전후에 그 신뢰도가 0.9 (전체 모집단의 10% 파손)가 되게 하는 최대 출력토크를 그 시스템의 동적부하용량이라 한다.

반복하중으로 인한 표면 피팅 피로는 구름마찰요소에 대한 파손형태로서, 베어링과 기어의 표면에 반복적으로 하중이 부하 되면 표면 피팅 현상이 발생하고 이로 인하여 파손된다. 이러한 반복적인 부하하중과 이로 인해 파손된 반복하중의 회수 관계로부터 파손을 예측하기 위한 모델이 팔그린 모델이다.<sup>(8)</sup> 팔그린 모델은 원래 구름운동을 하는 베어링에 적용하였으나, 본 연구에서는 기어의 접촉에서 반복하중으로 인한 표면피팅만을 고려한 기어의 하중-수명관계 모델로서 팔그린 모델을 적용하였다.

팔그린 모델은 식(5)로서 표현된다.

$$L_{10} = \left( \frac{C}{F} \right)^p \quad (5)$$

$L_{10}$ 은 기어 치면에 반복하중이 작용하여 전체 모집단 치면의 90%가 잔존할 때 수명을 나타내며 90%신뢰도 수

명이라고 말한다. C는 기어 재질의 동적 부하용량이며 F는 치면에 작용하는 반복하중의 크기이고, p는 하중-수명 계수이다.  $L_{10}$ 값은 와이불 분포를 보이는 신뢰성 분포선도를 결정하는 중요한 인자로서 Fig. 5에서 볼 수 있는 것과 같이 신뢰성 분포선도의 위치를 결정하고, 오른쪽으로 위치할수록 신뢰성의 감소가 느리게 되어 결국 수명이 길다는 것을 나타낸다. 일반적으로 기계시스템의 수명은  $L_{10}$ 값에 해당하는 회전수를 기준으로 하고 있다.

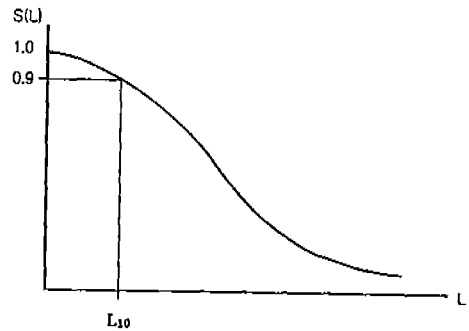


Fig.5 Weibull distribution for probability of survival

와이불 분포식은 식(6)과 같다.

$$S(t) = e^{-\lambda t^p} \quad (6)$$

일반적으로 기계요소의 와이불 지수는 2.5이며, 식(5)의  $L_{10}$ 은  $S(L_{10}) = 0.9$  을 의미하므로 식(6)을 기계요소 에 적용하는 과정에서 Time(t)을 Life(L)로 바꾸어, 식(5)와 식(6)를 결합하면

$$\ln S(L) = \ln\left(\frac{1}{0.9}\right) \cdot \left(\frac{L}{L_{10}}\right)^p \quad (7)$$

으로, 기어 시스템 회전수 즉, 작동 회전수가 L일 때 신뢰도가 S(L)임을 나타내는, 팔그린 피팅 피로수명모델에 의한 신뢰도 분포식을 얻을 수 있다. 그러므로 위의 신뢰도 분포식에서  $L_{10}$ 값을 알면 기계시스템의 신뢰도분포를 알 수 있고, 어느 사용시간에서 그 시스템이 정상작동할 확률을 구함으로써 수명을 예측할 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 각 기어 치면의 동적부하용량을 구한 후 식(7)에 의해  $L_{10}$ 값을 구하고, 연속확률법칙에 근거하여 각 기어와 기어들이 조합된 기어열의  $L_{10}$ 값을 구하며 기어시스템의 수명분포를 평가한다.

### 3. 2 기어 치면의 동적 부하용량

반복 피팅 피로하중을 받는 기어 치면에 식(5)의 끌그린 모델을 적용하여  $L_{10}$ 을 구하기 위해서는 치면의 동적 부하용량을 알아야 한다. 기어 치면의 동적 부하용량은 치면하중이 작용할 때 헤르츠접촉에 의한 접촉타원의 장축의 길이의 제곱으로 계산되는 헤르츠 접촉압력에 비례하고 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{b}{\sum \rho} = \frac{W_d \cdot \sin \phi}{1/R_1 + 1/R_2} \quad (8)$$

위 식에서  $b$ 는 헤르츠 접촉타원의 장축 길이, 좌변의 분모는 두 치면의 치형이 접촉할 때 접촉곡률의 합을 나타낸다. 우변의  $W_d$ 는 접촉하는 두 기어의 치폭중 작은 값이며,  $\phi$ 는 기어의 압력각,  $R_1$ ,  $R_2$ 는 접촉하는 두 기어의 피치원 반경이다. 따라서 기어치면의 동적부하용량은 다음 식(9)로 나타낼 수 있다.

$$C_t = \frac{B_1 \cdot b}{\sum \rho} \quad (9)$$

여기서  $B_1$ 는 재료상수로서 Buckingham의 연구에서 실험적으로 구한 하중-응력계수이다.<sup>(8)</sup>

따라서 각 기어치면하중이  $F$ 라 할 때 치면의  $L_{t10}$ 값은 다음 식(10)로 구할 수 있다.

$$L_{t10} = \frac{B_1 \cdot W_d \cdot \sin \phi}{F \cdot (1/R_1 + 1/R_2)} \quad (10)$$

### 3. 3 기어의 수명 및 신뢰성

기어의 신뢰도는 기어를 구성하는 이(齒)의 신뢰도를 이용하여 구할 수 있는데 연속확률법칙에 의하면 다음 식(11)과 같다.

$$S_G = S_1 \times S_2 \times S_3 \times \dots \times S_{N_t} \quad (11)$$

여기서  $S_i$ 는  $i$  번째 이의 신뢰도이고,  $N_t$ 는 기어의 잇수이다. 이때, 기어의 모든 이는 치형과 재질이 동일하므로 한 이(齒)의 신뢰도를  $S_i$ 라 할 때 다음 식(12)으로 다시 쓸 수 있다.

$$S_G = S_i^{N_t} \quad (12)$$

식(12)의 양변에 자연로그를 취하고 식(4)을 좌우변에 대입하여 정리하면 다음 식(10)과 같이 기어의  $L_{G10}$ 를 구할 수 있다.

$$L_{G10} = \left(\frac{1}{N_t}\right)^{\frac{1}{e}} \cdot \left(\frac{C_t}{F_G}\right)^{R_G} \quad (13)$$

여기서,  $e$ 는 와이블 지수이고  $F_G$ 는 기어의 치면하중,  $P_G$ 는 기어의 하중-수명계수이다. 식(13)은 한 기어와 접촉하는 기어의 경우이며, 짧은 피니언의 경우는 동시에 두 기어와 접촉하므로 양쪽 기어(전진태양기어, 긴 피니언 이(齒))의  $L_{10}$ 를 이용하여 연속확률법칙에 근거하여 구한다. 그러므로, 이 기어를  $c$ 라 하고  $c$  기어와 접촉하는 기어를  $a, b$ 라 할 때 연속확률법칙에 의하여

$$S_c = S_{at}^{N_c} \cdot S_{bt}^{N_c} \quad (14)$$

이고,  $S_{at}$ ,  $S_{bt}$ 는  $a, b$  기어 이(齒)의 신뢰도이며,  $N_c$ 는  $c$  기어의 잇수이다. 양변에 자연로그를 취한 뒤 식(7)을 대입하여 정리하고,  $L_{C10}$ 를  $c$  기어의  $L_{10}$ 값이라 하고,  $L_{a10}$ ,  $L_{b10}$ 를 각각  $a, b$ 기어를 구성하는 이(齒)의  $L_{10}$ 이라 하면 다음 식(15)로 쓸 수 있다.

$$L_{c10} = \left(\frac{1}{N_c}\right)^{\frac{1}{e}} \cdot \frac{L_{a10} \cdot L_{b10}}{(L_{a10}^e + L_{b10}^e)^{\frac{1}{e}}} \quad (15)$$

긴 피니언과 같이 동시에 3개의 기어(후진태양기어, 짧은 피니언, 환형기어)와 접촉하는 경우는 2개 기어와 접촉하는 기어의 경우와 동일한 과정으로 구할 수 있고  $d$ 기어가  $a, b, c$  기어와 접촉한다고 할 때 다음 식(16)과 같다.

$$L_{d10} = \left(\frac{1}{N_d}\right)^{\frac{1}{e}} \cdot \frac{L_{a10} \cdot L_{b10} \cdot L_{c10}}{((L_{a10} L_{b10})^e + (L_{b10} L_{c10})^e + (L_{c10} L_{a10})^e)^{\frac{1}{e}}} \quad (16)$$

### 3. 4 기어 시스템의 수명 및 신뢰성

기어 시스템의 신뢰도는 연속 확률법칙에 의해 각 기어들의 신뢰도의 곱으로 표시된다.

$$S_{T/M} = \prod_{i=1}^n S_i \quad (17)$$

식(17)의 양변에 자연로그를 취하고 식(4)을 대입하여 정리하면 다음 식(18)을 얻는다.

$$\ln S(L_{T/M}) = \ln\left(\frac{1}{0.9}\right) \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{L_{T/M}}{L_{i10}}\right)^{e_i} \quad (18)$$

위 식에서  $S_{T/M}$ 은 기어시스템의 작동수명이  $L_{T/M}$ 일 때 그 시스템의 신뢰도이고,  $L_{i10}$ 은 각 기어의  $L_{10}$ 이며,  $e_i$ 은 각 기어의 와이בל 지수이다. 그런데 각 기어의 와이בל 지수가 같다면 그 기어 시스템의 와이בל 지수도 같은 값을 갖겠지만, 서로 다른 와이בל 지수일 경우는 다르게 되고, 따라서 기어 시스템은 정확한 와이בל 분포를 갖지 못한다. 따라서 시스템의 와이בל 지수는 선형회귀를 통하여 근사치의 기울기를 추정한다. 전체 신뢰도의 50%에서 95%까지 10구간으로 분할하여 각 구간에서 기어들의 신뢰도를 구하고 식(18)에 의해 기어 시스템의 신뢰도를 구한다. 이렇게 저장된 10개의 값으로 선형회귀를 이용하여 직선의 기울기를 구하면 그 기울기가 기어 시스템의 와이בל 지수가 된다.

이러한 과정을 통해 구한 기어시스템의 와이בל 지수를  $e_{T/M}$ 이라 하고  $L_{10}$ 값을  $L_{T/M10}$ 이라 하면 다음 식과 같은 기어 시스템의 수명분포식을 얻을 수 있다.

$$\ln S(L_{T/M}) = \ln\left(\frac{1}{0.9}\right) \cdot \left(\frac{L_{T/M}}{L_{T/M10}}\right)^{e_{T/M}} \quad (19)$$

#### 제 4 장 수치 계산 및 해석

본 연구에서 모델링한 라비니오 II형이 적용되고 있는 KM175-5의 기어열을 구성하는 각 기어와, 기어가 조합된 기어 시스템이 각 단에서 나타내는 수명과 신뢰성의 관계를 검토하였다. 이를 위해서 Fig. 6 과 같은 알고리즘을 이용하여 수치계산을 하였고, 기어시스템 하중-수명 지수는 각 기어의  $L_{10}$  수명 중 가장 작은 값에 해당하는 토크의 5%에서 부터 50%까지 10단계로 나누어 증가시키면서 각 요소의  $L_{10}$ 값을 구한 후, 연속확률법칙을 이용하여 기어시스템의  $L_{10}$ 값을 구하고, 10개의 값으로 선형회귀를 통한 직선의 기울기를 하중-수명 지수로 하였다.

각 기어의 입력 데이터는 Table 4와 같이 현재 적용되고 있는 사양을 적용하였다. 그리고 전체 기어시스템 회전수에서 후진이 차지하는 비율이 극히 미미하기 때문에

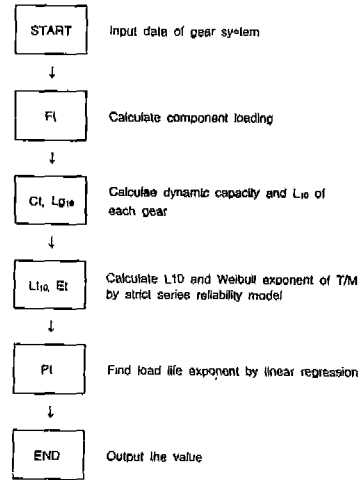


Fig.6 Flow chart of simulation program

Table 4 Input data

|   |  |
|---|--|
| load-life factor of each tooth                              | 4.3  |
| Weibull exponent of each tooth                              | 2.5  |
| material constant (B1)<br>ANSI 9310 vacuum arc remelt steel | 19,600 psi<br>135 MPa                          |
| pressure angle  | 15 deg   |
| module  | 2.5  |
| number of teeth FS<br>RS<br>SP<br>LP<br>AN                  | 26<br>34<br>22<br>20<br>74                     |
| tooth width of FS<br>RS<br>SP<br>LP<br>AN                   | 18.0 mm<br>11.8<br>17.6<br>31.1<br>27.3 & 19.0 |
| engine output torque (rated)                                | 24.5 kg-m                                      |
| engine output speed   | 3500 rpm                                       |

후진의 경우는 제외하였으며, 3단의 경우 기어의 구름접촉에 의한 동력전달이 아닌 스프라인 역할을 하므로 신뢰도 평가에서 제외하였다. 1, 2, 4단에서 수명과 신뢰성을 검토한 결과 Fig. 7에서 Fig. 9까지의 그래프에서 보는 바와 같이 각 기어와 기어시스템의 신뢰성 분포를 알 수 있었다. 이 그래프에서 보는 바와 같이 4단에서 각 기어

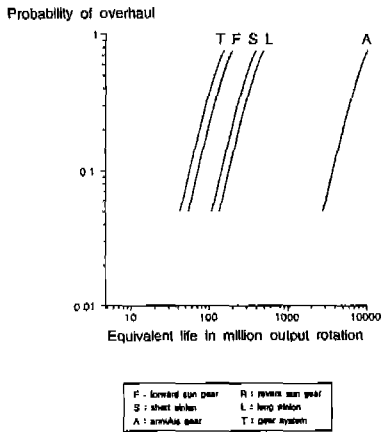


Fig. 7 Life gears and gear system of former at 1st ratio

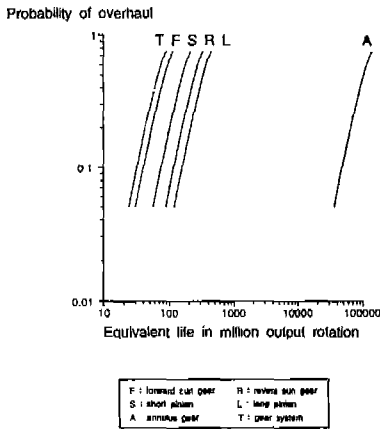


Fig. 8 Life gears and gear system of former at 2nd ratio

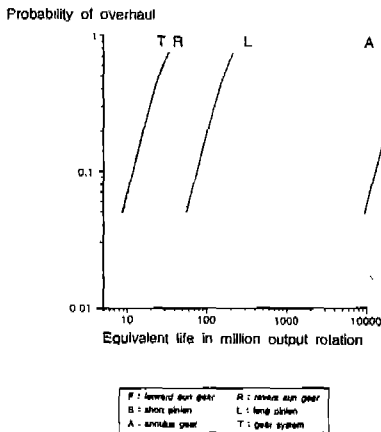


Fig. 9 Life gears and gear system of former at 4th ratio

와 기어시스템의 신뢰성이 가장 낮은 분포를 보였고, 1단에서 가장 높은 신뢰성, 즉 긴 수명을 나타내고 있었고, 각 단에서 기어시스템의  $L_{10}$  값이 실제 제품의 값과 근사하였다. 그리고, 각 기어의 수명 분포 중에서 환형기어의 수명이 상대적으로 높게 나타나 있다. 한 시스템의 최적 수명은 각 요소의 수명이 적절히 분포될 때 가장 이상적이라 할 수 있는데 환형기어의 수명이 필요이상으로 높게 나타나 결과적으로 지나친 치수를 확보한 결과로 해석된다.

이 사실은 기어시스템을 다시 재 설계할 경우 패키지 (Package) 설계상의 문제로 치폭을 줄여야 할 때, 기어열의 외형을 결정하는 환형기어의 치폭을 줄이는 것이 가장 최적의 방법임을 추정할 수 있다. 따라서 환형기어의 치폭을 전진태양기어와 짧은 피니언의 치폭과 비교하여 27mm에서 19mm로 약 30% 축소하였을 때 전체 기어시스템의 수명과 신뢰성 분포에 대해서 검토하여 보았다. 그 결과는 Fig. 10에서 Fig. 12에 나타내었고, 기존설계와 재설계에서 환형기어와 기어시스템의  $L_{10}$  수명을 Table 5에서 비교하여 보았다. Fig. 10에서 Fig. 12까지의 그래프와

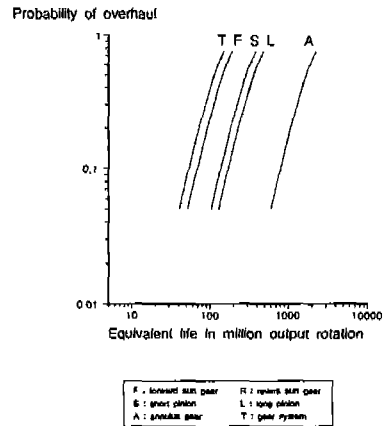


Fig. 10 Life of gears and gear system of latter at 1st ratio

Table 5 Comparison of former  $L_{10}$  value and latter of annulus gear and gear system

| Element      |        | $L_{10}$ [ million output rotation ] |         |         |
|--------------|--------|--------------------------------------|---------|---------|
|              |        | 1st                                  | 2nd     | 4th     |
| Annulus gear | former | 3840.2                               | 48087.0 | 12171.0 |
|              | latter | 802.7                                | 10052.0 | 2544.1  |
| Gear system  | former | 57.5                                 | 32.2    | 11.3    |
|              | latter | 54.4                                 | 31.5    | 10.7    |



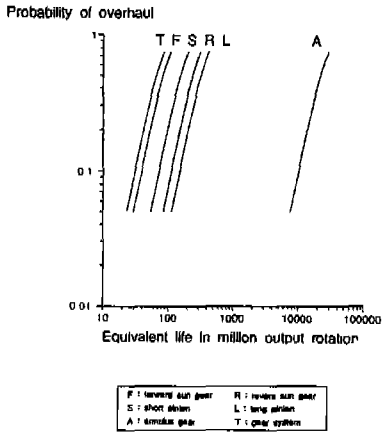


Fig. 11 Life of gears and gear system of latter at 2nd ratio

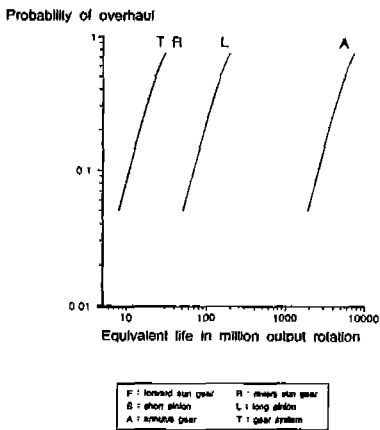


Fig. 12 Life of gears and gear system of latter at 4th ratio

Table 5에서 알 수 있는 바와 같이 환형기어의 수명이 80% 감소되었지만, 전체기어시스템의 수명은 약 5% 감소를 나타내었다. 따라서, 환형기어의 치폭을 19mm로 축소하여도 전체 기어시스템의 수명에 큰 영향 없이 보다 균형적인 시스템이 되었음을 알 수 있다.

### 제 5 장 결 론

본 연구에서 라비니오 II형 유성기어열에 대한 수명평가와 예측을 위한 신뢰성 분포를 구하기 위해 와이블 분

포와 팔그린 모델을 이용하여 모델링하였으며 그 결과는 다음과 같다.

1. 자동차용 자동변속기의 기어열로 적용되는 라비니오 II형 유성기어열의 신뢰성 분석을 위한 모델링을 하였다.
2. 라비니오 II형 유성기어열에 작용하는 토크와 각 구성요소의 재질 및 형상을 기본으로 각 기어의 수명과 전체 기어 시스템의 수명 분포를 예측할 수 있는 알고리즘을 개발하였다.
3. 라비니오 II형 유성기어열은 4단 변속에서 가장 낮은 수명분포를 보이고 있어서 신뢰설계시 4단변속에 관계된 요소의 강도에 중점을 두어야 한다.
4. 분석한 기어시스템의 최적설계를 위한 방법을 실제 사용제품을 이용하여 고찰하였고, 재설계시 수정가능한 요소를 제시 하였다.

끝으로, 본 연구로부터 보다 실제에 가까운 선행실험을 위해 기어의 이뿌리파손과 스크링파손등의 다른 파손양상을 함께 고려할 수 있는 방법으로 확장하여 연구가 계속되어야 할 것이며, 자동변속기의 다른 요소들에 대한 신뢰설계 모델링 방법에 대한 연구로 진행되어 종합적이고 실무적인 평가가 요구된다.

### 제 6 장 참고 문헌

1. Bury, K. V., "On Probability Design", ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 4, Nov. pp. 1291-1295, Nov.1974.
2. Haugen, E. G., "Probabilistic Mechanical Design", Wiley, NewYork, 1980.
3. Savage, M., Paridon, C.A., & Coy, J. J., "Life and Reliability model for planetary Gear trains", ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and automation in Design, Vol. 105, No.3, pp. 291-297, Sep. 1983.
4. Rao, S. S., "Reliability Analysis and Design of Epicyclic gear Trains", ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 101, No. 3, Oct. pp. 625-632, Oct.1979.
5. Lundberg, G. and Palmgren, A., "Dynamic Capacity of Rolling Bearings", ACTA Polytechnic, Mechanical Engineering series, Vol. 2, No. 4, 1952.
6. Coy, J. J., Townsend, D. P. and Zaretsky, E.

V., "Dynamic Capacity and Surface Fatigue life for Spur and Helical Gears", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 98, No. 2, pp. 267-276, April 1976.

7. 박경수, "신뢰도공학 및 정비이론", 희중당, 1982.
8. Buckingham, E. K., "Accelerated Gear-Life Tests", Machine Design, pp. 87-91 July, 1974.