

# 와이블-역승법을 이용한 기계류부품의 가속시험 방법 개발

이근호<sup>†</sup>·김형의\*·강보식\*\*

## Development of accelerated life test method for mechanical components using Weibull-IPL(Inverse Power Law) model

Geunho LEE, HyoungEui KIM and BoSik KANG

**Key Words:** Weibull distribution(와이블 분포), IPL(역승법), Reliability(신뢰성), Accelerated life test (가속수명시험), Mechanical parts(기계부품), Cumulative damage(누적손상)

### Abstract

This study was performed to develop the accelerated life test method using Weibull-IPL(Inverse Power Law) model for mechanical components. Weibull-IPL model is concerned with determining the assurance life with confidence level and the accelerated life test time. From the relation of weibull distribution factors and confidence limit, the testing times on the no number of failure acceptance criteria are determined. The mechanical components generally represent wear and fatigue characteristics as a failure mode. IPL based on the cumulative damage theory is applied effectively the mechanical components to reduce the testing time and to achieve the accelerating test conditions. As the actual application example, accelerated life test method of agricultural tractor transmission was described. Life distribution of agricultural tractor transmission was supposed to follow Weibull distribution and life test time was calculated under the conditions of average life (MTBF) 3,000 hours and 90% confidence level for one test sample. According to IPL, because test time can be shorten in case increase test load, test time could be reduced by 482 hours when we put the load 1.1 times of rated load than 0.73 times of rated load that is equivalent load calculated by load spectrum of the agricultural tractor. This time, acceleration coefficient was 11.7.

### 기호설명

$t_{test}$  : 시험 사이클  
 $N_k$  : 특정 반복 응력상태에서 총반복수  
 $n_{eq}$  : 등가 사이클  
 $n_k$  : 특정 반복 응력상태에서 작용반복수  
 $t_{test}$  : 가속시험시간

$t$  : 수명시험거리  
 $T_{eq}$  : 등가평균토크  
 $\beta$  : 형태모수  
 $\theta$  : 척도모수  
 $\omega_{eq}$  : 등가평균회전속도

### 1. 서론

기계류 부품의 신뢰성 확보에 대한 요구가 국내 외적으로 증가되고 있는 현실에서 신뢰성 평가에 대한 중요성은 새삼 거론할 필요가 없다. 그러나 기계류 부품의 시험시 부각되는 문제점은 부품 가격이 고가이고, 시험장비의 활용 한계로 인하여 시험 샘플수가 적어지고, 시험시간이 장시간 요구되는 특성에 따라 신뢰성 평가에 어려움이

† 한국기계연구원 신뢰성평가센터  
 E-mail : ghlee762@kimm.re.kr  
 TEL : (042)868-7161 FAX : (042)868-7186

\* 한국기계연구원 신뢰성평가센터

\*\* 한국기계연구원 신뢰성평가센터

많다는 것이다. 따라서 적은 샘플수와 적절한 기간의 시험시간으로 평가하고자 하는 기계류부품의 신뢰성을 확보하고자 하는 노력이 지속적으로 진행되었으며, 이에 대한 대표적인 시작은 1950년대의 피로와 마모에 대한 설계연구로 거슬러 올라간다. 또한 Weibull에 의한 재료의 강도와 수명간의 통계 분포 발표에 따라 기계류 부품에 신뢰성 추정에 크게 기여하였다.<sup>(1)</sup> 신뢰성 기술은 1962년 미국 NASA의 Apollo<sup>(2)</sup> 계획에 따른 신뢰성 및 품질관리 확보에 따라 발전하였으며, 기계류분야에서는 항공기부품의 수명추정과 자동차 부품의 수명확보 노력에 따라 각각의 분야에서 발전하였다. 신뢰성 기술은 시험 및 평가에 한정되는 기술아니라 제품의 설계, 제작 및 생산 전반에 관계되는 기술로서 매우 광범위하다. 본 연구에서는 신뢰성평가센터에서 주로 실시하는 기계류부품의 수명평가와 신뢰성 인증을 위한 평가에 고장분포에 따른 통계적인 추정과 제품의 특성에 따른 확정적 수명예측 방법을 활용하여 적절한 신뢰성 평가 방법을 제안하고자 한다.

본 연구에서 수명 시험을 위하여 부품이 시장에서 조사된 사용방법을 토대로 하여 와이블 분포에 따른 수명추정과 역승법에 의한 가속패턴을 작성하고, 시험기간을 고려한 가속계수 결정과 가속시험법을 제안하였다. 와이블 분포에 따른 수명추정에서는 무고장 데이터에 의한 신뢰도 추정방법을 도입하여 평균수명 MTBF 혹은  $B_x$  수명 등을 추정하였다. 추정된 평균수명으로부터 시험기간을 결정하기 위해서는 하중의 특성과 부품 재료의 피로강도가 요구된다. 누적손상이론에 기초한 역승법에 따라 시간에 따라 변하는 부하를 부하 특성의 빈도 배분으로 통계적 분석한 로드 스펙트럼<sup>(3)</sup>과 각 부품에 대한 S-N 곡선으로부터 가속조건과 시간을 산출하였다. 또한 제안된 방법을 이용하여, 농업용 트랙터 변속기에 대한 피로수명 예측과 가속시험법 개발을 목적으로 하고 있다.

## 2. 와이블 분포에 의한 추정법

### 2.1 와이블 분포

기계류 부품의 수명시험시간 산출을 위해서는 각 부품의 수명 분포 형태를 알아야한다. 일반적으로 마모나 피로 파손에 의한 고장형태를 갖는

기계류 부품의 수명은 Fig. 1에서 보여 주는 바와 같이, 형태모수  $\beta$  값이 1보다 큰 경우 사용시간이

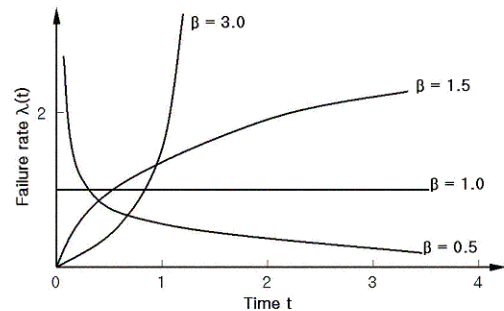


Fig. 1 Failure rate on Weibull distribution

증가할수록 고장율이 증가하는 Weibull 분포를 따르는 것으로 조사되어 있다. 따라서 실제로 경험적이거나 이론적으로(재료의 특성 연구 등)  $\beta$  값이 알려져 있거나, 어느 정도의 범위 내에 있다고 볼 수 있는 경우 대상부품의 신뢰도 및 고장분포는 다음 관계식에 따라 구할 수 있다.

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{\theta}\right)^\beta\right] \quad (1)$$

그러나 기계류부품 중에는 대형, 고가의 장비가 많고, 수명시험에 소요되는 비용(시험장비, 에너지 사용료 등)도 다른 전자, 전기 등 부품류에 비해 월등히 높은 경우가 많다.<sup>(4)</sup> 따라서 총 시험비용과 시간의 제약으로 불가피하게 소수의 시료( $n=1$  또는 2)만으로 한정된 시간동안에 시험을 종료해야 하는 상황이 발생한다. 그 결과 관측되는 고장수도 극히 적어, 대부분의 경우 무고장(고장수=0) 상태에서 시험이 종료된다. 시료수도 극히 적고 고장수도 0인 이러한 극단적 상황에서 시험대상부품의 요구신뢰도에 대한 검증은 높은 불확실성으로 인해 사실상 의미가 없으며, 그 대안으로 불가피하게 시험대상부품의 수명이나 신뢰도 추정 값을 구하여 신뢰성 평가지표로 사용하는 방안을 제시한다.<sup>(5)</sup>

### 2.2 무고장 데이터에 의한 신뢰도 추정

수명시험에 들어간  $n$ 개 제품 중  $r$ 개의 고장시간이 관측되고, 관측된 고장 및 관측중단시간을  $t_1, t_2, \dots, t_n$ 이라 하자. 이 때 형태모수  $\beta$  값이 알려져 있을 경우 척도모수  $\theta$ 의 MLE는 다음과 같다.

$$\theta = \left[ \sum_{i=1}^n \frac{t_i^\beta}{r} \right]^{\frac{1}{\beta}} \quad (2)$$

만약 고장수가 0이면  $\theta = \infty$ 가 되어 의미 없는 결과가 나오게 된다. 이러한 경우( $r=0$ ) 한가지 방법은  $\theta$ 의 추정 값으로 90% ( $1 - \alpha = 0.1$  또는  $\alpha = 0.9$ ) 신뢰하한을 사용하는 것이다. 앞에서 소개한 와이블분포에 있어서의 신뢰구간(정시중단) 식을 사용하면 90% 신뢰하한으로 구해지는  $\theta$ 의 추정 값은 다음과 같다.

$$\theta = \left[ \frac{2 \sum_{i=1}^n t_i^\beta}{\chi^2(2r+2 : \alpha=0.1)} \right]^{\frac{1}{\beta}} \quad (3)$$

### 2.3 평균수명 및 백분위수 추정

최우 추정량  $\theta$ 를 이용한 100p 백분위수  $t_p$  ( $B_{10} B_5 B_1$  life 등)는 다음과 같이 추정된다.

$$t_p = \theta [-\ln(1-p)]^{\frac{1}{\beta}} \quad (4)$$

$r=0$ 인 경우 최우 추정량을 구할 수 없으므로 앞에서 소개한 신뢰하한 추정치를 사용하여 100p 백분 위수  $t_p$ 에 대한  $100(1-\alpha)\%$  신뢰하한을 구하면 다음과 같다.

$$t_p = \theta [-\ln(1-p)]^{\frac{1}{\beta}} = \left[ \frac{-2 \ln(1-p) \sum_{i=1}^n t_i^\beta}{\chi^2(2r+2 : \alpha)} \right]^{\frac{1}{\beta}} \quad (5)$$

그리고 최우 추정량  $\theta$ 를 이용한 MTBF의 추정량은 다음과 같다.

$$MTBF = \theta \Gamma(1 + \frac{1}{\beta}) \quad (6)$$

$r=0$ 일 때는  $\theta$ 의 신뢰하한  $\theta$ 를 사용하여 MTBF의  $100(1-\alpha)\%$  신뢰하한을 구하면 다음과 같다.

$$MTTF = \theta \Gamma(1 + \frac{1}{\beta}) \quad (7)$$

## 3. 역승법에 의한 가속계수 산출

### 3.1 누적손상이론

누적손상가설(cumulative damage hypotheses)을 적용한 피로 파괴 해석은 1920년 스웨덴 Palmgren의 볼베어링 변동 하중 연구와 1945년 미국 Miner의 항공기 피로 파괴 해석 문제 연구에 적용되었는데 이러한 선형 누적 손상법 (linear cumulative damage rule)을 Palmgren-Miner rule 또는 Miner rule이라고 한다. 그리고 선형 누적 손상법(linear

cumulative damage rule)은 크기가 다른 다수의 반복 하중이 각각 일정한 반복수로써 작용할 때 피로 수명을 예측하는 방법이다. 이 방법은 어떤 응력 수준에서 부품의 총수명 시간에 대한 사용 시간의 비는 같은 응력 수준에서 부품이 파괴될 때까지 기대되는 총반복수에 대한 작용 반복수의 비와 같다는 이론에 근거한 것이며, 차량의 기어 설계에서 가장 널리 이용되고 있는 방법이다.

변동 하중을 받는 부품의 수명을 예측하기 위해서는 변동뿐만 아니라 부품의 작동 조건 등 재료의 강도를 약화시킬 수 있는 제반 요인을 고려하여야 한다. 그러나 수명을 정확히 예측하는 일은 대단히 어려운 것으로 인식되고 있으며, 피로 파괴의 모형에 따라서도 수명에 차이가 있을 수 있다. 동적인 스트레스를 받는 기계 부품의 내구성 예측에 대한 기존의 방법들은 정적이거나 일정한 부하 또는 요동(oscillating)하는 부하 등을 기초로 하여 여기에 최고 부하(peak load)나 운전 부하 팩터(operational load factor)를 도입하고, 실제 부하와의 차이는 안전계수의 계산으로 보완하려고 했다. 그러나 이러한 방법들은 동시에 모든 기계요소를 최적화하지 못하고, 하나의 요소에 대해서만 할 수 있다는 단점이 있다.<sup>(6)</sup>

누적손상이론에 기초한 임의 부하 피로 해석(random load fatigue analysis)은 실제 현장에서 계측한 부하를 기초로 하기 때문에 이러한 단점이 없으며 설계뿐 아니라 실내 시험(lab test)을 위한 자료를 제시한다.

어떤 부품에 반복 하중이 작용할 때, 이 부품의 수명을  $N_1$  사이클이라고 하면 이 반복 하중의 한 사이클은  $1/N_1$ 의 수명을 사용한 것과 같다. 만약 반복하중 사이클  $n_1$ 이 작용하였다고 하면, 사용 수명은  $n_1/N_1$ 이 된다. 크기가 다른 반복 하중이 작용할 경우에도 같은 원리가 적용될 수 있다. 즉, 피로 수명이  $N_i$  사이클인 응력 수준에서 실제 작용한 반복 하중의 사이클을  $n_i$ 라고 하면 이 변동 하중에 의하여 소모된 수명은  $n_i/N_i$ 가 된다. 이러한 원리를 적용하면

부품의 피로 파괴는 재료의 수명이 100% 소모되었을 때 일어난다. 이를 수학적으로 표현하면 피로 파괴는 다음과 같은 조건에서 일어난다.

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_k}{N_k} \geq 1 \quad (8)$$

여기서  $n_k$ 와  $N_k$ 는 각각 특정 반복 응력 상태에서 작용 반복수와 총반복수 즉, 피로 수명을 나타낸다. 부품에 작용하는 하중의 총 작용 시간을  $X$ 라고 하면, 이 부품의 피로 수명 life는 다음과 같이 계산된다.

$$Life = \frac{X}{\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}} \quad (9)$$

3.2 역승식 이론

일반적으로 기계부품의 피로 수명은 Basquin의 식에 따라 Fig. 2에서의 같은 S-N 곡선에서 다음과 같이 표현된다.<sup>(7,8)</sup>

$$S = C \cdot N^{-b} \quad (10)$$

여기서, S : stress

C : fatigue life coefficient

b : fatigue exponent

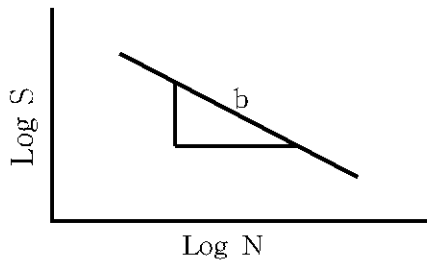


Fig. 2 S-N curve.

식(10)을 변형하면 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$N = \frac{C_1}{S^x} \quad (11)$$

여기서,  $x = 1/b =$  inverse power law exponent

그리고 사용조건에서 손상량은 식 (12)로 나타낼 수 있으며, 등가 손상량 및 등가 사이클은 식 (13)으로 나타낼 수 있다.

$$D_{field} = \sum \frac{n_i}{N_i} = \sum \frac{n_i}{\frac{C_1}{S_i^x}} \quad (12)$$

$$D_{eq} = \frac{n_{eq}}{N_{eq}} = \frac{n_{eq}}{\frac{C_1}{S_{eq}^x}}, n_{eq} = \sum n_i \quad (13)$$

따라서, 등가 손상량 및 사용조건에서 손상량이

같다고 하면, <sup>(9)</sup>

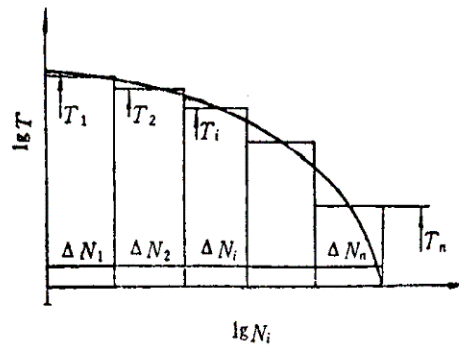


Fig. 3. Typical load spectrum.

$$D_{eq} = D_{field}$$

$$\left(\frac{1}{C_1}\right) n_{eq} S_{eq}^x = \left(\frac{1}{C_1}\right) \sum n_i S_i^x$$

이고, 등가 하중은 다음과 같이 계산된다.

$$S_{eq} = \left(\frac{\sum n_i S_i^x}{n_{eq}}\right)^{\frac{1}{x}} \quad (14)$$

가속계수 AF는 다음과 같이 사용조건에서의 사이클 수에 대한 시험에서의 사이클 수의 비로 표현된다.

$$AF = \frac{N_{field}}{N_{test}} = \frac{\frac{C_1}{S_{field}^x}}{\frac{C_1}{S_{test}^x}} = \left[\frac{S_{test}}{S_{field}}\right]^x \quad (15)$$

3.3 부하 스펙트럼 분석

실제 사용조건에서 측정된 부하는 모두 시간 함수로서 표현된다. 이러한 데이터를 설계 및 내구성 시험에 이용하기 위해서는 부하 스펙트럼으로 변환시켜야 한다. 부하 스펙트럼은 전형적인 작업 조건에서 작업을 수행할 때 측정된 시간 함수의 부하를 통계적으로 처리하여 Fig. 3에서의 같이 빈도수의 함수로 나타낸 것이다. 일반적으로 사용되는 부하 스펙트럼은 직교 좌표계의 세로축에 부하 수준을 큰 것부터 작은 순서로 배열하여 표시하고, 가로축에 각 부하 수준의 빈도수를 나타낸다. 로그-로그 스케일을 기본으로 한다. 트랙터 구동 장치에 작용하는 부하 토크는 비주기적이고 임의로 변화되는 형태를 나타내기 때문에 토크 선도에서 일정한 크기의 부하 토크가 발생한 회수를 정확하게 세기는 쉽지 않다. 발생 빈도를 결정하는 방법에는 여러 가지가 있으나 일반적으로

레인플로우법(Rainflow counting)을 많이 사용한다.

4. 트랙터 변속기 가속 시험법 산출

4.1. 와이בל분포에 따른 평균수명

농업용 트랙터 변속기의 수명은 문헌조사에 의해 형태모수  $\beta=1.6$ (출처: Allison T/M사 시험자료)의 Weibull분포를 따른다. 합격기준을 시료 1set의 사용시간로부터 실 주행거리 3,000 시간의 신뢰도 90 %에서 평균수명 MTBF으로 하고, 척도모수  $\theta$ 의 90 % 신뢰하한은 식(16)과 같다.

$$MTBF = \theta \Gamma\left(\frac{\beta+1}{\beta}\right) = \theta \Gamma\left(\frac{2.6}{1.6}\right) \quad (16)$$

따라서 척도모수  $\theta$ 는

$$\theta = \frac{MTBF}{\Gamma\left(\frac{2.6}{1.6}\right)} = \frac{3000}{0.89657} = 3346$$

이고, 각 시료의 시험 주행거리를 얻기 위하여, 척도모수  $\theta$ 의 90 % 신뢰하한 관계식인 식(17)으로부터

$$\theta = \left[ \frac{2 \sum_{i=1}^n t_i^\beta}{\chi^2(2r+2 : \alpha=0.1)} \right]^{\frac{1}{\beta}} \quad (17)$$

$$2 \sum_{i=1}^n t_i^\beta = \theta^\beta \times \chi^2(2r+2 : \alpha=0.1)$$

무고장 데이터의 경우  $r=0, n=1, \beta=1.6$ 이고 각 시료의 수명 시험거리는  $t = t_1$  이므로

$$2 t_1^{1.6} = \theta^\beta \times \chi^2(2r+2 : \alpha=0.1)$$

그러므로 각 시료별 시험거리는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$t = \left( \frac{\theta^{1.6} \times 4.61}{1.6} \right)^{\frac{1}{1.6}} = 5,634 \text{ hr}$$

따라서 각 시료 1set를 신뢰수준 90 %에서 3,000 시간 평균수명 MTBF를 보장하기 위하여 5,634 시간을 수명시험을 실시하여야 한다.

4.2. 역승법에 의한 가속시험법

5,634 시간의 수명시험을 실시하는 것이 현실적으로 불가능하므로, 트랙터의 부하 스펙트럼을 이용한 등가 평균 토크를 계산하여 농업용 트랙터 변속기의 가속 수명 시험 시간을 계산하였다.

가속 시험시간을 산출하기 위해서는 가속모형을 결정하고 가속하고자 하는 가속 요소를 찾아내는 것이 중요하다. 일반적으로 변속기의 내구성 평가는 주로 기어로 구성된 동력전달부품의 피로수명을 평가대상으로 하고 있으며, 기어류 부품의 수명과 인가하중 사이에는 일반적으로 다음의 식과 같

은 가속모형이 성립하는 것으로 알려져 있다.

$$N \cdot T^X = Constant \quad (18)$$

여기서 N과 T는 각각 수명과 토크를 나타내며, X는 수명지수로서 그 값은 실험적인 수치로서 5~8 정도이다.

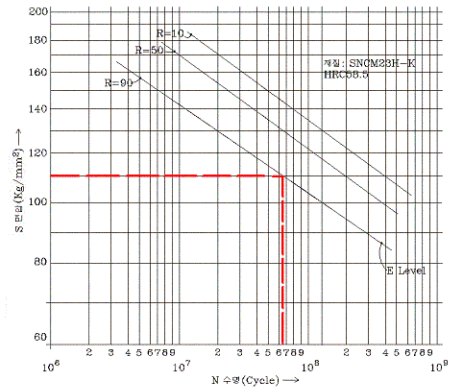


Fig. 4 S-N curve of transmission

여기에서 X값은 Fig. 4의 변속기를 고부하 시험을 실시하여 얻은 피팅 Life S-N 선도를 참조하여 X를 6으로 하였다. 식(19)의 가속모형과 실차 데이터로부터 등가평균토크 및 등가평균회전속도 사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다. 등가평균토크 및 등가평균회전속도란 실차 데이터와 같이 실시간 변동하는 토크 및 회전속도조건에서 부품에 인가되는 피로손상과 동일한 크기의 피로손상을 유발하는 평균적인 토크 및 회전속도를 말한다.

$$\omega_{eq} \sum \Delta t_i = \omega_1 \Delta t_1 \left( \frac{T_1}{T_{eq}} \right)^X + \dots + \omega_n \Delta t_n \left( \frac{T_n}{T_{eq}} \right)^X \quad (19)$$

여기서  $\omega_{eq}$  는 등가평균회전속도를,  $T_{eq}$ 는 등가평균토크를 나타낸다.

그런데,  $\omega_{eq} = \frac{\sum \Delta t_i \omega_i}{\sum \Delta t_i}$  이므로,  $T_{eq}$ 는 다음의 식(20)과 같이 계산된다.

$$T_{eq} = \left[ \frac{\sum \omega_i \Delta t_i T_i^X}{\sum \omega_i \Delta t_i} \right]^{1/X} \quad (20)$$

농업용 트랙터 변속기에 걸리는 부하 스펙트럼은 Renius<sup>(10)</sup>의 연구에 의하면 Fig. 5에서의와 같다. 그런데 Fig. 5의 부하 스펙트럼은 회전속도를 포함하고 있지 않고, 농업용 트랙터의 경우 주로 쟁기 부하 작업에서 고부하 작업을 하는데, 이 때의 엔진 회전수와 작업 속도 범위는 한정되어 있기 때문에 등가평균회전속도를 일정하게 가정한다.

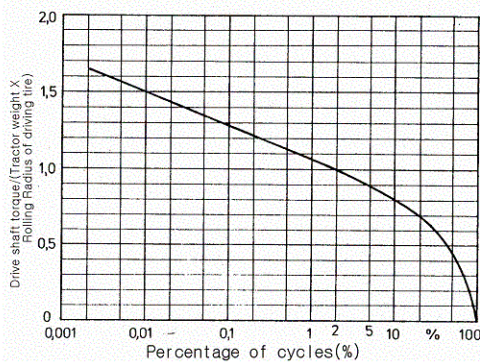


Fig. 5 Load spectrum of tractor.

즉, 식 (20)에서 속도 항목을 빼면 다음과 같이 변형된다.

$$T_{eq} = \left[ \frac{\sum \Delta t_i T_i^{XL}}{\sum \Delta t_i} \right]^{1/X} \quad (21)$$

이때 Fig. 5를 적용하여 계산된 등가 토크 값은 0.73이다. 그리고 시험토크를 정격토크의 1.1배로 하면 가속계수는 다음과 같이 계산되고

$$AF = \left[ \frac{T_{test}}{T_{field}} \right]^x = \left[ \frac{T_{test}}{T_{eq}} \right]^x = \left[ \frac{1.1}{0.73} \right]^6 = 11.7$$

가속 시험 시간은 다음과 같다.

$$t_{test} = \frac{t}{AF} = \frac{5,634}{11.7} = 482 \text{ hr}$$

여기서  $t$ 는 식 (21)에 의해 계산된 등가평균토크  $T = T_{eq}$ 에서 계산된 수명시험시간 5,634 시간이다. 따라서 신뢰수준 90 %에서 3,000 시간 평균수명 MTBF는 수명시험 5,634 시간을 부하 스펙트럼과 정격토크의 110 %로 증가되는 시험토크로 하는 경우의 가속계수 11.7을 적용하여 482 시간의 수명시험하여야 한다.

#### 4. 결론

본 논문은 기계류 부품의 수명 내구시험을 위한 가속시험법을 개발하기 위하여 수행되었다. 변동 하중을 받는 기계류 부품의 피로파괴모형을 근사화 할 수 있는 와이블-역승법을 이용하였다. 기계류부품의 고장 형태의 분포와 누적손상이론에 의한 역승법에 전개하여, 수명 예측 및 가속 시험시간 계산방법을 제안하였다. 실제 적용 예로서 농업용 트랙터 변속기의 가속수명시험법을 나타내었다. 농업용 트랙터 변속기의 수명 분포는 Weibull 분포를 따르는 것으로 가정하였으며 합격 기준을 시료 1개의 사용시간으로부터 추정된 평

균수명 MTBF의 90% 신뢰하한이 3,000시간이 되기 위한 수명 시험 시간을 계산하였다. 계산된 수명시험시간은 5,634시간이었고, 이것은 일정한 하중으로 시험할 경우 등가하중에 해당하는 시험시간이다. 누적손상이론에 따르면 시험 하중을 증가시킬 경우 시험시간을 단축시킬 수 있기 때문에, 농업용 트랙터 부하 스펙트럼을 이용하여 계산된 등가 하중인 정격하중의 0.73보다 높은 정격하중의 1.1배의 하중을 가함으로써, 시험시간을 482시간으로 줄일 수 있었다. 이때 가속계수는 11.7이었다. 이러한 가속 시험법은 농업용 트랙터 변속기 뿐 아니라 기어감속기, 유압호스, 베어링 등의 가속시험법 개발시 적용 될 수 있으며, 하중 또는 압력 등에 의하여 고장이 발생하는 기계류 부품 등에 폭넓게 적용될 수 있을 것으로 사료된다.

#### 참고문헌

- (1) B. S. Dhillon, 1988, "Mechanical Reliability Theory, Models and Application, AIAA Education Series.
- (2) 유동수, 2002, "신뢰성 이론상의 문제점", 신뢰성평가기술 Workshop, PP 173-192.
- (3) Renius, K. Th., 1977 Application of cumulative damage theory to agricultural tractor design elements. KONSTRUKTION 29(3);85-93.
- (4) 재단법인 일본과학기술 연맹, 2002, 고장물리와 수명예측 125-126.
- (5) 김형의, 2002, "핵심 기계류부품개발과 신뢰성 평가", 신뢰성평가기술 Workshop, PP 47-94.
- (6) SAE Information Report, 1988, Cumulative Damage Analysis for Hydraulic Hose Assemblies - SAE J 1927.
- (7) 김정규, 2001, 피로강도 평가 및 해석,전국순회신뢰 워크샵 (기계류 부품분야).
- (8) 김정규, 2002, "피로파손 해석 및 건전성 평가", 신뢰성평가기술 Workshop, PP 25-44.
- (9) Lechner, Gand H. Naunheimer, 1999, Automotive transmissions. Springer ;184-194.
- (10) Renius, K. Th., 1976, Last- und Fahrgeschwindigkeitsskizzen als Dimensionierungsgrundlagen für die Fahrgetriebe von Ackerschleppern. Fortschr.-Ber. VDI-Z, Reihe 1, Nr.49. Düsseldorf, VDI-Verlag.