

독립현가형 AWD 차량의 구동축 가속 수명 평가에 관한 연구

김도식

한국기계연구원 신뢰성평가센터

A Study on the Accelerated Life Evaluation of Drive Shaft for Independent Suspension type AWD Vehicle

Do Sik Kim

Reliability Assessment Center, Korea Institute of Machinery & Materials

Abstract

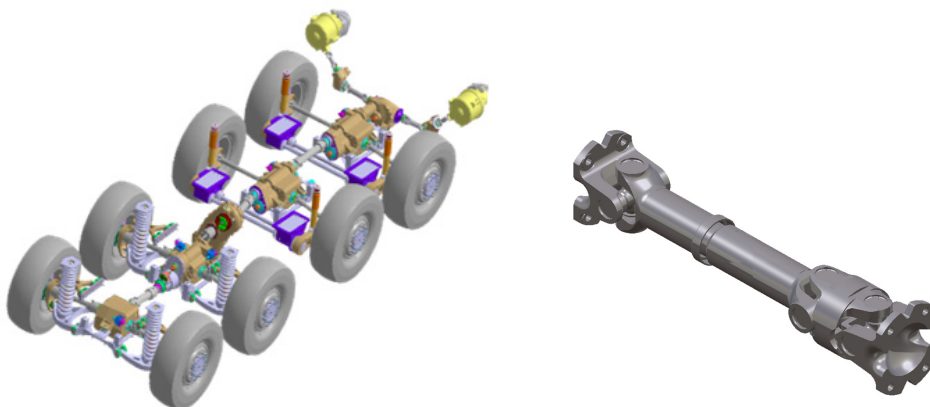
This paper proposes an accelerated life evaluation of drive shaft. The life test of drive shaft for independent suspension type AWD vehicle should be performed by use of the least test sample because many number of samples can't be used for the test because of its mass capacity and high price. We calculated the no failure test time by application of no failure test concept, and the already performed test data for drive shaft are applied for some kinds of reliability coefficients which are needed for calculation of life test time. And, for analysis of real driving condition of vehicle, the load spectrum is prepared using the needed road condition and vehicle data. The inverse power model is used for accelerated life test. The equivalent torque of load spectrum is achieved by use of Miner's Rule, and then the final accelerating condition is determined by decision of the accelerated test torque. This paper shows that the accelerated life test results corresponds with the target life and the proposed life test method can be very well applied to no failure life test for mass capacity machinery components.

Keywords: Drive Shaft, Lifetime Test, Load Spectrum, Accelerated Life Test, No Failures test, AWD type Vehicle

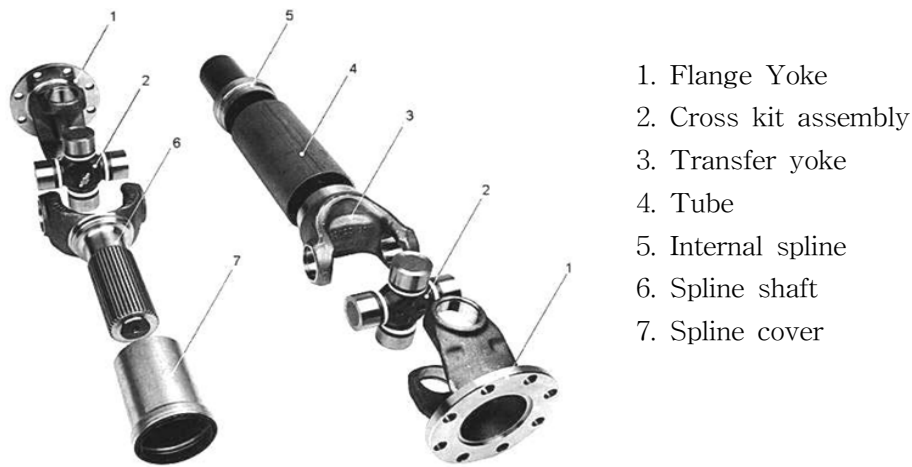
1. 서론

독립현가형 AWD(all wheel drive)형태의 특수차량에는 동력전달을 담당하는 전달축(propeller shaft)이 널리 사용된다. 전달축은 변속기, 부변속기, 액슬, 종감속기와 더불어 주요 핵심부품 중 하나이다. 변속기와 부변속기, 부변속기와 액슬, 액슬과 종감속기 사이에 전달축이 사용된다. 독립현가형 액슬이기 때문에 모든 축이 유니버설조인트 형태로 축이 일직선이 아닌 경우에서도 원활히 동력을 전달하게 된다. 전달축 중에서 구동축(drive shaft)은 액슬과 종감속기 사이의 동력전달을 담당하는데, 전축부에는 조향기능까지도 담당하고 있기 때문에 더블카단(double cardan) 형태로 조인트부가 하나 더 있는 형태로 장착된다. 구동축은 구동력 전달과 조향기능을 담당하고 있으며, 특수차량 구동계에 있어서 신뢰성이 중요시되는 구성품으로 신뢰성이 취약한 부품이기도 하다 Bayrakceken et al(2007), Pantazopoulos et al(2007). 본 연구에 적용되는 구동축의 형태는 더블카단형 구동축(double cardan drive shaft) 형태로 일반 승용차량용 등속조인트와는 다른 형태로, 큰 구동력을 전달하기 위한 구조이며. 구동축은 크로스키트조립체, 플랜지요크, 전달요크, 튜브, 스플라인샤프트, 스플라인커버 등으로 구성 되어 있다.

기존에 구동축에 대한 수명데이터를 확보하고 이 자료를 기초로 하여 수명평가를 수행하면 정확한 수명 평가가 이루어질 수 있으나, 특수차량용 구동축은 사용수량이 많지 않고, 적용 분야가 다르기 때문에, 소형 차량에 비해서 수명데이터를 취득하기가 어려운 것이 현실이다. 따라서, 적용분야의 실차 로드스펙트럼을 분석하고 Lee et al(1994), Lee et al(2003), 기존에 획득한 전달축의 수명데이터를 사용하여 수명평가 방법을 개발하도록 한다 Kim(2010), 동우정공(2010). 특수차량용 구동축은 시험체 용량이 크고, 시료 비용이나 시험비용이 고가이기 때문에, 최소한의 시료수와 시험비용과 시험시간을 사용하여 평가가 이루어 지도록 하는 시험방법이 필요하다. 본 연구에서는 경제성을 고려한 구동축의 가속수명평가 방법을 제안 하였으며, 이 방법을 이용하여 구동축의 신뢰성 평가를 입증하는데 적용하였다.



<그림 1> Independent suspension type AWD vehicle and drive shaft



<그림 2> Drive shaft configuration

2. 구동축의 수명분석 및 가속시험

구동축의 수명분포는 마모나 열화고장이 잘 반영되는 와이블(Weibull) 분포를 사용한다. 와이블 분포는 분포의 형태를 결정하는 형상모수(shape parameter, β)와 수명특성을 갖는 척도모수(scale parameter, θ)로 구성되어 있다. 확률밀도함수(probability density function)를 사용하여 특정기간에 대한 고장확률을 구할 수 있으며, 다음과 같이 표현할 수 있다 Wasserman(2003).

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

$$t > 0, \beta > 0, \theta > 0$$

아이템이 특정시간까지 고장이 발생할 누적고장확률을 나타내는 함수를 누적분포함수(cumulative distribution function)라 하며, 다음과 같이 표현된다.

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{\theta}\right)^\beta\right] \tag{2}$$

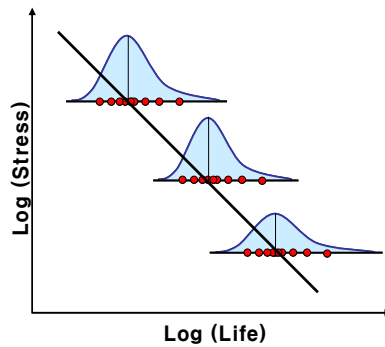
신뢰도함수(reliability function)는 어떠한 아이템이 시간 t 이전까지 고장이 나지 않을 확률을 의미하며 시간에 따라 신뢰도 값은 변화한다.

$$R(t) = 1 - F(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{\theta}\right)^\beta\right] \tag{3}$$

고장율함수(hazard function)는 주어진 구간의 시점까지 고장나지 않은 아이템이 순간적으로 고장날 조건부 확률로서, 고장메커니즘에 관한 정성적 해석에 중요한 척도로 다음과 같이 표현된다.

$$h(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{\beta}{\theta} \left(\frac{t}{\theta}\right)^{\beta-1} \quad (4)$$

가속수명시험은 평가시간을 단축시킬 목적으로 사용조건보다 가혹한 조건에서 수행하는 시험으로, 가속수명시험시의 스트레스수준은 사용조건에서 관측하고자 하는 고장모드를 유발시킬 수 있는 범위 내에서 선택되어야 하며 사용조건에서 발생하지 않는 고장모드를 유발시켜서는 안된다. 스트레스 수준을 높일수록 시험시간은 단축되지만 추정의 불확실성이 증가하는 점을 고려하여야 하므로 스트레스수준은 요구한계(specification limit)는 초과하되 설계한계(design limit)는 초과하지 않는 수준에서 결정되어야 한다. 가속수명시험을 통하여 사용조건 수명을 추정하기 위해서는 수명과 스트레스와의 관계에 대한 모델이 필요하다. 가속모델은 수명분포의 척도모수, 평균수명, B₁₀수명, 고장률등과 같은 모수를 스트레스 변수들의 함수로 표현하는 것으로, <그림 3>은 일반적인 가속시험 형태를 보여주고 있다. 수명분포와 수명스트레스 관계의 조합에 의하여 여러가지 모델이 있을 수 있으며, 구동축의 가속모델은 부하에 의한 수명-응력 모델로서 역승모델(inverse power law model)이 적용된 형태로 수식(5)와 같이 정의할 수 있다 Nelson(1990).



<그림 3> Life distribution vs. life-stress relationship

$$L(V) = \frac{1}{KV^n} \quad (5)$$

여기에서, L은 수명(life), K는 상수, V는 부하(stress, load, torque), n은 가속지수(power index)이며, 가속시험시 역승모델의 필드조건과 시험조건과의 가속계수(accelerated factor)는 식(6)과 같다.

$$AF = \left(\frac{V_{test}}{V_{field}} \right)^n \tag{6}$$

여기서, 상수 K와 지수 n 값은 일반적으로 알려진 데이터를 참조할 수 있으나, 실제 수명 시험을 수행하여 획득하는 것이 보다 정확하다. 일반적인 신뢰성 수명분석을 위한 시험법은 구동축이 사용되는 현장조건 하에서의 수명과 구동축의 가속시험 수명결과를 비교하여 예측하는 것이다. 실제현장조건은 실차 작동시 부하를 측정된 로드스펙트럼 데이터가 존재하여야 하며 이를 분석하여 정량화하여야 한다. 구동축의 수명은 일반적인 수명곡선인 스트레스와 반복 사이클로 이루어진 S-N 선도를 시험을 통하여 작성할 수 있다. 이 선도를 정확하게 작성하기 위해서는 <그림 3>에서 처럼 각 스트레스 수준별로 여러 개의 시료를 파괴될 때까지 시험하여야 한다.

시험시료는 많을수록 정확한 결과를 얻을 수 있으므로 가능한 많은 시료를 시험하는 것이 좋으나 경제적인 제약이 따른다, 그리고, 시험수준을 결정하는 것도 어려움이 따른다. 일반 재료시험의 경우는 많이 알려져 있어서 그 결과를 예상할 수 있지만, 여러 재질과 형상으로 이루어진 제품은 설계상에서와 다른 고장모드가 나타날 수도 있고, 가속시험시 가속지수 값 등을 정확히 알 수 없는 경우가 많다. 한편 시료의 크기가 크고 부하가 큰 경우는 시험장비의 용량제한, 시험시간 및 비용 제약도 따른다. 따라서, 시료수를 최소로 하고 시험시간도 최소로 하면서 가능한 정확한 결과를 찾아내는 방법을 적용하여 수명을 평가하고자 한다.

3. 가속시험법 개발

3.1 구동축의 강도해석 결과 비교

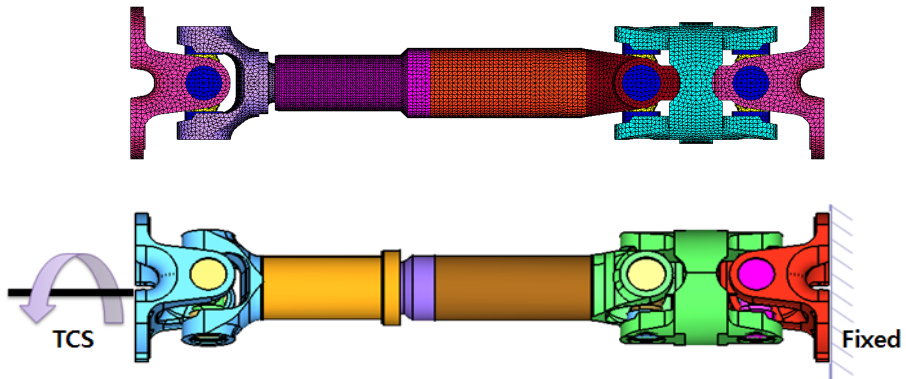
피로수명시험 수행 전에 제조사에서 해석한 구동축에 대한 모델링 및 강도수명해석 결과를

<표 1> Materials of the drive shaft

Component	Benchmark material	Design Material
Flange Yoke-Center	S45C	SCM440
Yoke Shaft		
Yoke Sleeve		
Center Yoke		
Welding Yoke		
Flange Yoke-Hub		
Cross Joint A'ssy	SCM440	
Tube	-	STKM13B

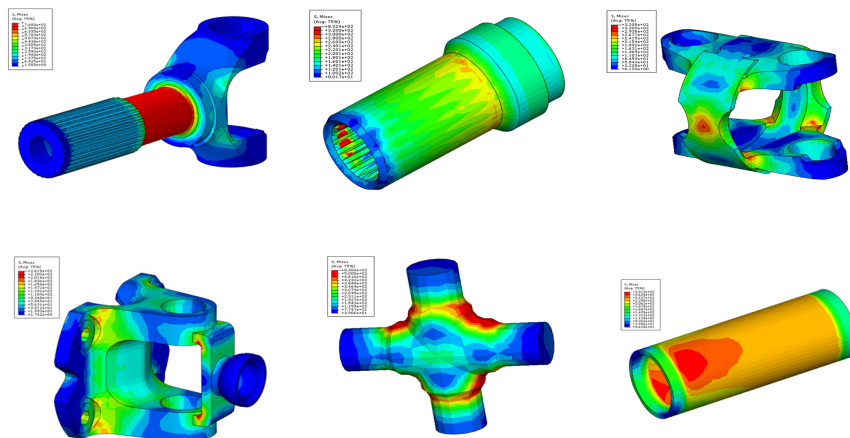
<표 2> Mechanical properties of the drive shaft

Material	Yield strength (MPa)	Tensile strength(MPa)	Elongation (%)
S45C	620	690	17
SCM440	830	980	12
STKM13B	305	440	20



<그림 4> FE modeling of the drive shaft test

보았다. 우진정밀(2011) 구동축은 크게 크로스키트부, 요크부, 튜브등으로 구성되어 있는데, 구성품 재질은 <표 1>과 같이 SCM440, S45C, STKM13B등으로 구성되어있으며, 각 재질의 기계적 물성치는 <표 2>와 같다. <그림 4>와 같이 모델링하고 Mesh를 하여 FE 모델이 생성되었다. 이 모델에 비틀림 토크를 인가하여 각 부품에 따라 조립된 상태로 강도해석이 수행되었고 이에 따른 결과를 <그림 5>와 <표 3>에 나타내었다. 적용 토크 값은 예상 최대 하중 값에 Shock Factor를 고려하여 산정되게 되며, Shock Factor는 예기치 않은 상황에 대하여 충분한 안전을 확보하기 위하여 설계에 반영하기 위한 계수로 적용되었으며, 적용토크는 7,254 Nm이다. 비틀림 토크가 인가되었을 경우 가장 많은 응력을 받는 부위는 요크 부위로 일반적인 구동축의 고장모드의 경우에도 요크부와 크로스키트부위가 제일 많이 파괴되는 것으로 나와 있다.



<그림 5> Stress analysis of the drive shaft test

<표 3> Percentage of maximum stress of yield strength

Component	Percentage of maximum stress of yield strength (%)
Flange Yoke-Center	32
Yoke Shaft	90
Yoke Sleeve	94
Tube	92
용접 Yoke	33
Center Yoke	34
Flange Yoke-Hub	32
Cross Joint A'ssy	52

3.2 구동축의 부하스펙트럼 분석

가속시험을 설계하기 위해서는 구동축이 적용되는 실제 차량의 운용 조건을 알아야 한다. 실제 운용 조건을 분석하고 이에 맞는 가속모델을 적용하고 시험부하 조건과, 수명 보증을 위한 시험 사이클 산출 등을 필요로 한다. 적용차량의 운용 조건은 미국 육군과 해병대 운용조건인 AMCP 706-335와 LAV-25 자료에 요구 조건이 나타나 있으며, MKBF(Mean kilometer between failure) 32,000 km를 요구하고 있다. 단, 총 주행거리와 포장과 비포장도로 등 각종 주행로에 대한 사용 점유율 등을 명시하고 있으나, 실제 차량에 가해지는 부하는 차종별로 다르기 때문에, 각 차종별 부하스펙트럼은 각 차량별로 실측하거나 가상으로 모의해서 부하조건을 산출하게 된다. 차량 제작사에서 두 가지 요구 조건을 모두 고려하여 차량에 맞는 부하 조건을 모의 계산하여 <표 4>와 같이 차속별로 부하 로드스펙트럼을 정리하였다. 데이터를 보면 차속은 5km/h에서 104 km/h까지 속도별로 점유시간과 구동축에 인가되는 토크와 속도 값을 나타내었으며, 이 데이터를 기반으로 맨 우측 항에 시간과 회전속도를 고려하여 구동축에 인가되는 토크와 사이클로 환산하였다. 이 데이터는 총 38,000 km 주행에 관한 것으로 차량 제작사에서 기존 요구 조건에 비하여 수명 목표를 높게 책정한 것이다. 주행시간으로는 약 1,911 hr 정도 되며, 구동축에 인가되는 총 피로 사이클은 55,676, 882 사이클을 받게 된다. 실차로드스펙트럼은 여러 종류의 부하조건이 혼합되어 있어 이를 대표하는 조건의 값을 구하여 분석을 수행하게 되는데, 이를 위하여 부하에 대한 피로손상 정도의 정량화로 누적손실효과(cumulative damage effect)를 고려한 Miner's Rule을 도입하여 등가 토크 값을 구하였다. 부하 로드스펙트럼은 실차에서 구동축에 전달되는 부하를 실측한 데이터로 구동축에 전달되는 토크로 환산한 데이터이다. 등가토크 계산은 구동축의 경우 작동거리에 따른 평균부하에 대한 등가토크 계산은 다음과 같다. 여기에서 평균 등가부하에 대한 등가 토크 T_{mi} 는 다음 계산식 (7)에 따른다.

<표 4> Drive shaft load spectrum of the vehicle

Mode	Speed (Km/h)	FREQ (%)	Time	Drive shaft		Number of cycles
				Torque(Nm)	Speed(rpm)	
1	104	9.0	33.4	124.3	2499.2	5008397
2	45	4.5	38.6	285.2	1081.4	2504522
3	45	4.5	38.6	145.2	1081.4	2504522
4	30	4.5	57.9	472.8	720.9	2504407
5	30	4.5	57.9	217.7	720.9	2504407
6	20	1.5	29.0	723.1	480.6	836244
7	20	1.5	29.0	326.6	480.6	836244
8	60	9.0	57.9	216.8	1441.8	5008813
9	32	4.5	54.3	405.6	769.0	2505402
10	32	4.5	54.3	204.1	769.0	2505402
11	22	4.5	79.0	624.0	528.7	2506038
12	22	4.5	79.0	296.9	528.7	2506038
13	17	1.5	34.1	858.7	408.5	835791
14	17	1.5	34.1	384.2	408.5	835791
15	19	12.4	251.1	682.8	456.6	6879136
16	12	3.3	106.9	1052.2	288.4	1849798
17	12	8.8	283.2	1155.2	288.4	4900493
18	12	8.8	283.2	544.3	288.4	4900493
19	9	2.4	103.0	1716.0	216.3	1336734
20	9	2.4	103.0	275.8	216.3	1336734
21	7	0.8	44.1	2396.1	168.2	445057
22	7	0.8	44.1	933.1	168.2	445057
23	9	0.24	10.3	2111.6	216.3	133673
24	7	0.06	3.6	2870.8	168.2	33304
25	6	0.02	13.3	3617.6	144.2	11248
26	5	0.006	0.5	4538.6	120.2	3606
Sum		100	1911.1			55,677,350

$$T_{mi} = \left[\frac{\sum N_i t_i T_i^n}{\sum N_i t_i} \right]^{\frac{1}{n}} \tag{7}$$

여기서, T_i 는 구동축의 작동토크, N_i 는 구동축의 회전속도, t_i 는 구동축의 작동시간, n 은 가속지수($n=5.0$)이며, 가속지수 값은 당 센터에서 기 수행한 지게차용 프로펠러 샤프트 신뢰성 관련 시험데이터를 참조하였다. 일반 승용차가 아닌 특수차량용에 사용되는 동력 전달축 중에서 유사한 모델을 시험 수행한 결과로 16개의 시료를 사용하여 가속지수와 형상모수 값을 획득하였으며, 부하를 실제 사용 수준으로 하여 시험한 데이터를 적용하여 가속성이 성립하는지도 확인한 결과이다. 동일한 모델은 아니지만 같은 구조 형태를 갖는 유사한 모델의 실제 피로수명 시험 데이터이므로, 이 데이터를 채택하여 적용 계산하였다. 구동축 가속지수 5.0을 사용하여 계산한 등가토크 값 계산 결과는 1,140 Nm이다. 이를 다시 말하면,

38,000 km 주행시 실제 차량에서 받는 다양한 부하조건의 누적 피로는 등가토크인 1,140 Nm의 부하로 55,677,350 사이클의 누적 피로 조건을 받는 조건과 동등한 효과를 받는다고 볼 수 있다.

3.3 무고장 시험 조건 결정

구동축의 수명 평가를 위하여 수많은 시료를 사용하고 부하 수준별로 여러 개의 시험을 수행하면 정확한 데이터를 획득 할 수 있으나, 시료자체가 고가이고, 시험동력이 크고 시간이 많이 소요되므로 무고장 시험 개념을 사용하여 시험조건을 결정하고자 한다 Nelson (1985). 실제로 수명시험을 시행할 때 흔히 겪는 문제의 하나는 관측되는 고장 데이터 수가 매우 적거나 무고장인 경우가 많다는 점이다. 기계류 부품의 수명분포로 널리 사용되는 와이블 분포의 무고장 데이터 분석에 대해 적용하는 것으로, 데이터 수가 적을 경우 형태 및 척도모수 모두에 대한 추정의 신뢰도는 더욱 떨어진다. 따라서 여기서는 형상모수(β)의 값은 알려져 있다고 가정한다. 실제로 경험적이나 이론적으로(재료의 특성 연구 등) 형상모수의 값이 알려져 있거나 어느 정도의 범위 내에 있다고 볼 수 있는 경우가 많다. 그렇지 않다면 먼저 가능한 형상모수의 값을 추측하여 사용하고 그 값을 변화시켜 가면서 결과를 비교 분석해 볼 수도 있다. 본 연구에서는 사전에 수행한 데이터를 사용하여 수명데이터를 분석한 결과 형상모수 값은 3.1 가속지수 값은 5.0 이라는 데이터를 획득하였기 때문에 이 데이터를 참고로 무고장 시험시간을 산출할 수 있다 동우정공(2010).

부하스펙트럼 데이터는 MKBF 38,000 km 기준으로 MKBF 55,677,350 사이클 이므로 이를 B_{10} 으로 환산하면 B_{10} 29,448,242 사이클이다. 약 3.0×10^7 사이클이 된다. 수명분포는 형상모수(β)가 3.1인 와이블(weibull) 분포이며, 보증수명은 B_{10} 수명 3.0×10^7 사이클이며, 신뢰수준은 80%로 적용하고 시험시료 수량을 2개로 결정하면 무고장 시험시간은 식 (8)과 같다.

$$t_n = B_{100p} \cdot \left[\frac{\ln(1-CL)}{2 \cdot \ln(1-p)} \right]^{\frac{1}{\beta}} = 3.0 \times 10^7 \cdot \left[\frac{\ln(1-0.8)}{2 \cdot \ln(1-0.1)} \right]^{\frac{1}{3.1}} \approx 5.8 \times 10^7 \text{ cycles} \quad (8)$$

여기에서 t_n 는 무고장 시험 시간, B_{100p} 는 보증 수명, CL 은 신뢰 수준(confidence level), n 은 시험 중인 전체 아이템의 개수(시료수), p 는 불신뢰도(B_{10} 수명이면 $p = 0.1$), β 는 형상 모수이다. 특수차량 부품은 시험 시료 수량 공급에 한계가 있기 때문에 최소 수량인 2개를 적용하였다.

3.4 가속 시험 조건 결정

신뢰수준 80%로 시료 2개를 사용하여 B_{10} 수명 3.0×10^7 사이클을 보증하기 위해서는 등가토크 조건으로 5.8×10^7 사이클을 수행하여 2개 모두 이상이 없으면 되는 것이다. 그러나, 5.8×10^7 사이클을 수행하기에는 장기간의 시험시간이 필요하고 비용도 많이 필요하기 때문에,

가속시험을 수행하여야 한다. 본 연구에서는 토크 부하를 가속인자로 선정하였으며, 가속 모델은 식(6)과 같이 역승모델을 사용하였다. 실제 차량에서 가해지는 정격토크 값은 엔진 최대토크, 토크컨버터비, 변속기 1단 토크비, 부변속기 저단비, 액슬기어비 등을 고려하였을 경우 4,513 Nm이다. 이 경우가 차량의 최대 정격토크 값이며, 부하스펙트럼에서 구한 등가 토크 값은 1,140 Nm로 약 25% 정도 이다. 필드조건은 1,140 Nm 시험조건을 정격조건 4,513 Nm으로 할 경우 가속계수를 구하면 식 (9)와 같다.

$$AF = \left(\frac{T_{test}}{T_{eq}} \right)^n = \left(\frac{T_{max}}{0.25 T_{max}} \right)^5 = 997.67 \quad (9)$$

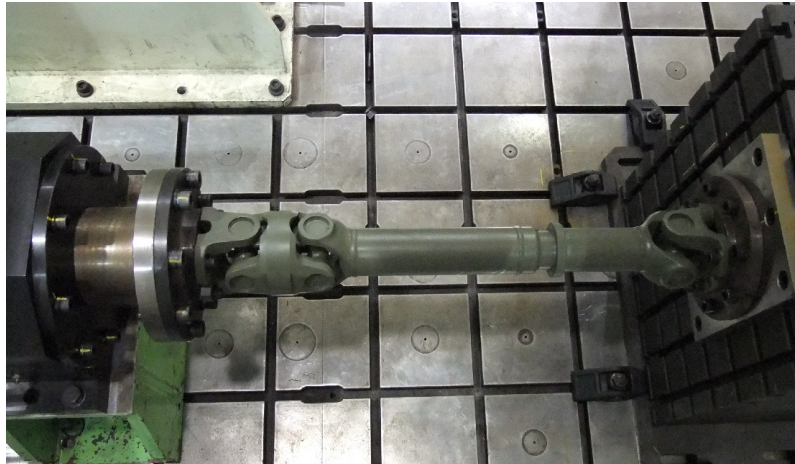
여기에서 AF는 가속계수, T_{test} 는 가속조건에서의 토크, T_{eq} 는 사용조건에서의 토크, n 은 가속지수($n=5.0$)이다. 가속지수 값은 앞에 언급된 지게차용 데이터를 사용하였다. 따라서, 가속수명 시험시간은 다음과 같이 계산된다.

$$t_{na} = \frac{t_n}{AF} = \frac{5.8 \times 10^7}{997.67} \approx 6.0 \times 10^4 \quad (10)$$

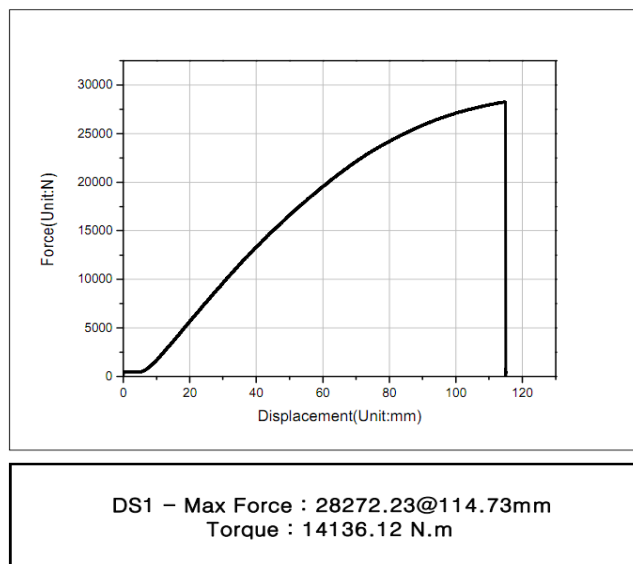
수명 평가 기준은 발체 시료 2개를 6.0×10^4 사이클까지 가속 수명시험 한 후, 2개 모두 고장이 없이 만족하는 것으로 결정하였다.

4. 시험결과

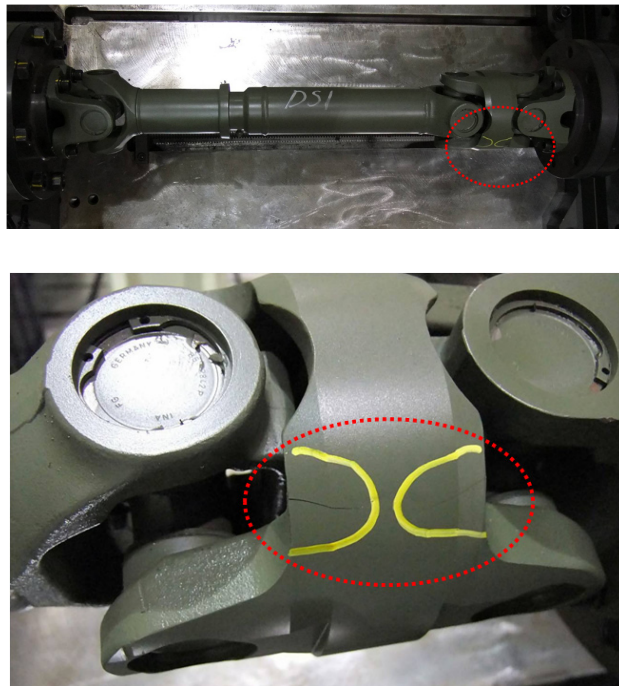
구동축 피로시험 전에 시료 자체의 안전성 확인 및 해석 결과와의 비교를 위하여 정강성 시험을 수행하였다. 정강성 시험은 <그림 6>과 같이 한쪽 축은 베이스에 고정하고 반대 축은 유압식 액추에이터에 부착하여 토크를 인가하는 방식이다. 정강성 시험은 시료가 파괴 될 때 까지 토크를 서서히 증가시켜 파괴시의 토크 값을 알아내는 시험이다. 파괴시 토크 값은 매우 크므로 유압식 비틀림 피로 시험 장비에서는 어렵고 직선 구동형 유압식 액추에이터를 조합하여 시험을 수행하였다. 시험 결과는 <그림 7>과 같은 결과를 얻었으며, 파괴시 토크 값은 14,136 Nm로 정격토크 4,513 Nm의 3배 이상의 값으로 안전하다고 할 수 있다.



<그림 6> Experiment apparatus of the drive shaft test



<그림 7> Test result of the drive shaft static strength



<그림 8> Test results of the drive shaft

유압 피로 시험을 위하여 유압식 비틀림 피로 시험기(torsional rotary actuator)를 사용하여 피로시험을 수행하였다. 시험장비는 최대토크 용량이 ± 11 kNm, 최대회전각도가 ± 45 deg 이고, 시료의 온도는 실제 사용온도인 85°C 이상 올라가지 않도록 제한하였고, 시험하중은 4,513 Nm로 편하중 사인파형으로 인가하였으며, 시험 사이클은 2 Hz를 유지하였다.

<표 5> Test results of the drive shaft

No of test shaft	Target Cycles	Test Torque (Nm)	Number of Test Cycle (No Failure)	Number of Test Cycle (Failure)
Drive Shaft 1	60,000	4,513	60,000 (O.K)	857,726
Drive Shaft 2	60,000	4,513	60,000 (O.K.)	200,000 stop

시험장비는 <표 6>의 지그에 회전식 유압 액추에이터를 부착하여 반복 토크를 가하는 방식이다. 평가 목표대로 시료 2개에 대하여 시험을 수행하였으며, 그 결과는 <그림 8>과 <표 5>와 같다. 시료 모두 4,513 Nm로 60,000 사이클을 수행하면 목표수명을 만족하는 것이다. 시료 2개 모두 60,000 사이클까지 문제없이 도달하여 목표 수명은 만족하는 것으로 판명되었다. 추가적으로 시료1은 파괴될 때까지 시험을 수행하였고, 그 결과 857,726 사이클에서 <그림 8>과 같이 요크부에서 파괴가 발생 함을 볼 수 있었다. 파괴부위는 구동축에서 많이 발생하는 요크부와 크로스킥트부위로 실제와 유사한 고장재현이 발생함을 알 수 있다. 2번째 시료도 파괴가 발생할 때까지 수행하려 하였으나, 장비사정으로 인하여 200,000 사이클에서 시험을

중단하였다. 2개 시료 모두 목표수명이상 만족하고 있어서 실제 차량에서도 수명에서는 문제가 없을 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 독립현가용 AWD 차량의 구동축에 대한 수명평가를 위하여 부하스펙트럼분석과 무고장 시험 산출 및 가속수명시험을 결합한 시험방법을 제안하였고 시험을 수행하여 수명평가를 하였다. 가능한 최소시료수를 사용하여 수명평가를 하고자 할 경우 무고장 시험법을 적용하여 목표시험 시간을 산출하는 방법을 제안 하였고, 무고장 시험 계산과 가속시험을 위한 인자인 형상모수와 가속지수 등은 기 수행한 전달축 시험 결과에서 획득한 값을 적용 하였으며, 평가 기준이 되는 실차 부하 조건을 얻기 위하여 차량제조업체에서 수행한 주행 조건과 차량 운행 모사를 이용한 부하스펙트럼을 참조하여 구동축에 인가되는 부하 조건을 분석하였다. 마이너법칙을 사용하여 실차 조건의 등가토크와 사이클로 대표성을 갖는 값으로 단순화 시키고 이 조건을 가속하여 시험에 필요한 가속 조건을 결정하였다. 이 가속조건은 차량의 정격 조건으로 실제 재현되는 부하범위에 있으며, 시험 사이클도 길지 않아 단시간 내에 수행이 가능하였다.

수명시험결과 구동축은 무고장 시험 조건의 목표 값을 만족하는 것을 알 수 있으며, 추가적으로 파괴가 될 때까지 수행하여 그 고장모드를 확인하였다. 추가적인 시료, 시간 비용이 제공된다면, 많은 시험 데이터를 확보하여 실제 구동축의 수명데이터를 획득하여 정확한 지수를 적용할 수 있을 것이다. 본 연구결과와 방법은 유사한 동력전달축의 수명평가에도 적용이 가능하고, 부하스트레스를 받는 가속수명모델이 적용되는 유사한 기능의 타 부품 수명평가에도 적용 될 수 있다고 판단된다.

참고문헌

- [1] Bayrakceken, H., Tasgetiren, S. and Yavuz, I.(2007), Two Cases of Failure in the Power Transmission System on Vehicles: A Universal Joint Yoke and a Drive Shaft, Engineering Failure Analysis, Vol. 14, 716-724.
- [2] Pantazopoulos, G., Sampani, A. and Tsagaridis, E.(2007), Torsional Failure of a Knuckle Joint of a Universal Steel Coupling System during Operation - A Case Study, Engineering Failure Analysis, Vol. 14, 73-84.
- [3] Lee, S.R., Kim, W.D., Lee, H.J., Han, S.W. and Kim, K.S.(1994), Measurement of Service Torque by using the Telemetry System and Prediction of Fatigue Life of Driveshaft for Passenger Car, Proceeding on KSME Autumn Annual Meeting, Vol. 1, 508-516.

- [4] Lee, G.H., Kim, H.E. and Kim, D.S.(2003), Study of the Accelerated Life Test Method for Power Train Components under Cyclic Loads using Weibull-IPL(inverse power law) Model, ASME International Mechanical Engineering Congress, IMECE2003-42652.
- [5] Kim, D.S., Kim, H.E., Yoon, S.H. and Kang, E.S.(2010), Lifetime Estimation of an Axle Drive Shaft by Calibrated Accelerated Life Test Method, Transactions of the KSME(A) Vol. 34 No.3 273-281
- [6] 동우정공(2010), 지게차용 프로펠러 샤프트의 신뢰성 향상 최종보고서, 지식경제부
- [7] Wasserman, G.S.(2003), Reliability Verification, Testing and Analysis in Engineering Design, Marcel Dekker, New York.
- [8] Nelson, W., (1990), Accelerated Testing; Statistical Models, Test Plans, and Data Analysis, WILEY, New York.
- [9] 우진정밀(2011), 대형 AWD용 더블카단구동축 및 휠허브 모듈 개발에 관한 연구 2차년도보고서, 지식경제부
- [10] Nelson W., (1985), Weibull Analysis of Reliability Data with Few or No Failures, Journal of Quality Technology, Vol. 17, No. 3, 140-146.