

풍력 발전기용 요 드라이브의 가속수명시험 조건에 관한 연구

이용범 · 강보식[†]

한국기계연구원 신뢰성평가센터

A Study of Accelerated Life Test Conditions for Yaw Drive of Wind Turbine

Young-Bum Lee · Bo-Sik Kang[†]

Reliability Assessment Center, Korea Institute of Machinery & Materials

Wind turbine, which is attracting part of the renewable energy and is researching continuously, is going to be large size for high efficiency. There is a yaw system rotating the nacelle, weighted about 600 tons, to be perpendicular with the wind direction blowing in the large wind turbine. The wind turbine is focusing on the reliability improvement because working environment effect is bigger than any other points and specially, the reliability improvement of the yaw drive is required by the customer because it is the key component of the wind turbine. Because of this, the establishment of criteria for yaw drive is required because yaw drive system is the part of the wind turbine closely related with ensuring the reliability. So, this study did the failure analysis of the yaw drive system, which is consisted with 10 sets of yaw drives through researching and analyzing the site conditions. Also this study designed the life test method based on the failure analysis and working condition of the yaw drive. To design the accelerated life test of the yaw drive, this study reviewed the torque, lubrication condition, and frequency of use and etc. Finally, this selected the torque as the acceleration factor which is affected mainly to the system and also, the test equipment was developed based on the requirement of the life and performance test.

Keywords: Wind turbine(풍력발전), Yaw drive(요 드라이브), Accelerated Life Test(가속수명시험), Nacelle(나셀), Gear box(기어박스)

1. 서론

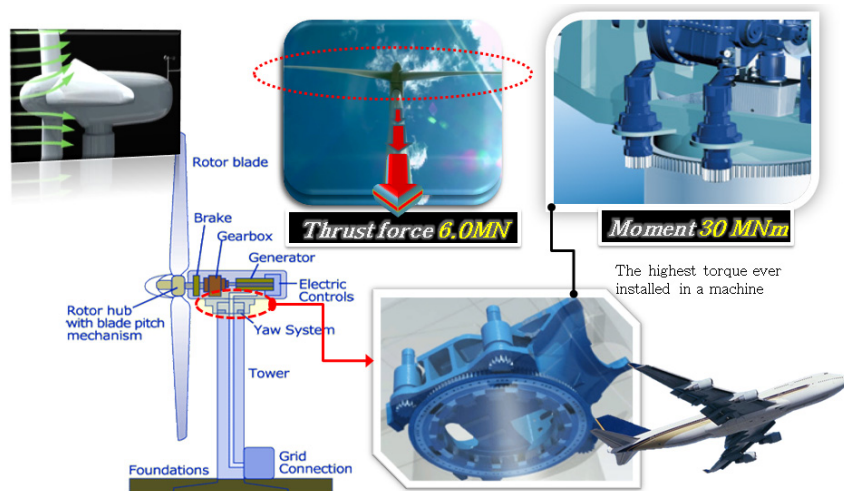
풍력발전기에는 바람 방향에 따라 나셀을 회전시켜주는 요 시스템(yaw system)이 있다. 요 시스템은 20년 이상의 장 수명, 고효율 및 경량화와 등의 요구조건을 만족시키기 위하여 대부분 유성기어 구조를 사용한다고 Park(2011)은 언급하고 있다. 풍력발전기는 1980년대 50kW급 제품이 상용화된 이후 지속적으로 대형화되어 육상용은 3MW급, 해상용은 5~7MW급 모델이 시장의 주력 제품으로 부상되고 있다. 풍력발전기 Rotor가 바람이 불어오는 방향을 향하도록 나셀을 회전시키는 요 시스템 거대한 무게의 나셀 하부에 부착되어 타워와 회전을 시킨다. 이는 <그림 1>과 같이 수직 하중은 5.0 MN 이상이고 회전 토크는 30 MNm 이상이 되어서 대형풍력발전기에

서는 다수의 요 드라이브가 사용된다는 것을 Lee(2014)와 Soren(2011)은 언급하였다. 최근 재생에너지의 수요증가로 인하여 풍력발전은 화력발전을 대체할 수 있는 가장 보편화된 전력생산 방법으로 각광을 받고 있고, 보다 큰 전력을 생산하기 위해 풍력발전기는 대형화 추세이며, 진동과 소음의 발생으로 인하여 대형풍력발전기는 주로 해상에 설치되므로 수리가 용이하지 못해서 신뢰성 확보가 매우 중요하다는 것을 Kim(2014)는 설명하였다. Park(2012)과 Lee(2005)는 유압 구성 부품인 유압펌프와 씰에 대한 고장분석과 가속수명시험에 관한 연구를 수행하였으며, Petro(2014)는 풍력발전기 기어박스의 운환성능에 따른 기어박스의 효율 개선에 관해 연구하였다. Thommy(2000)는 요 시스템이 외부의 하중을 받을 경우 이를 제어하는 연구를 수행하였으며, Zhipeng(2014)는

* 본 연구는 “에너지 기술개발 사업, 7 MW급 Yaw & Pitch Drive 기술 개발(NE 4880)”의 일환으로 수행되었습니다.

[†] 교신저자 lyb662@kimm.re.kr

2014년 8월 17일 접수; 2014년 10월 21일 수정본 접수; 2014년 10월 25일 게재 확정.



<그림 1> Yaw System of Wind Turbine

비정적 상태에서의 유성기어박스의 고장진단방법에 관해 설명하였다. 본 연구는 7 MW급 대형 풍력발전기용 요 드라이브의 기어박스와 피니언 기어의 신뢰성을 입증하기 위해 현장조건을 조사하고, 보증수명시간을 산출과 무고장 수명시험 시간을 확인하였다. 무고장 시험은 장시간의 시험이 필요하므로 가속 수명시험조건을 정립하고 수명시험시간을 도출하였다. 또한 현장조건을 재현하는 시험 장치를 구축하여 수명시험에 활용하도록 하였다.

커지면서 블레이드는 지면근처에서 지상 150m까지 회전하게 됨으로서 동일한 시간에 풍속과 풍압이 다르기 때문에 블레이드를 지속적으로 변화시켜 최적이 되도록 개별 피치 제어(individual pitch control)를 한다. <그림 3>은 기어와 베어링부에서 발생하는 고장형태 사진이며, <표 1>은 요 드라이브의 고장모드와 고장 메커니즘을 분석하여 나타내고 있다.

이는 풍력발전기가 발전을 할 때 풍압에 의한 메인 축에 장착된 3개의 블레이드 힘이 동일하게하기 위한 것으로서 지속적으로 작동이 된다. 또한 요 시스템의 제어도 순간적으로 변환하는 바람의 방향을 추종해서 제어함으로 사용빈도가 증가되어서 고장률 증가할 것으로 예측이 된다.

2. 요 시스템의 고장분석 및 신뢰성 확보

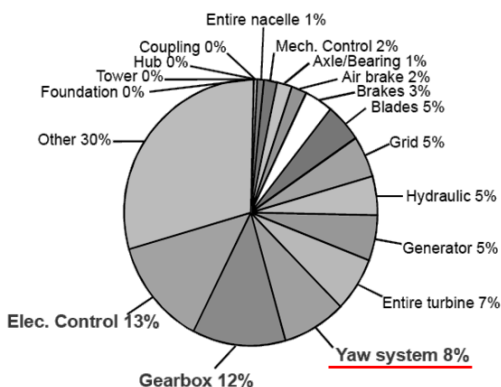
2.1 요 시스템 고장분석

풍력발전기의 고장은 <그림 2>와 같이 고장원인을 알 수 없는 고장이 약 30%이고, 전기제어부분의 고장이 13%, 메인 기어박스부분의 고장이 12% 그리고 요 시스템 고장이 8%로 나타나고 있다.

최근 풍력발전기가 대형화 되고 블레이드의 회전지름이

2.2 신뢰성 목표 및 신뢰성 분배

풍력발전기는 대형화, 육상에서 해상으로 개발되고 있는 추세이다. 이는 육상에서 고르지 못한 풍속과 대형화의 한계로 인해 해상으로 진출하여 발전효율을 높이고자 하기 위함이다. 풍력발전기는 그 설치 장소의 유지 보수가 용이하지 못한 장소에 설치되는 것이 일반적이며 특히 해상용의 경우 유



<그림 2> Failure Rates of Wind Turbine

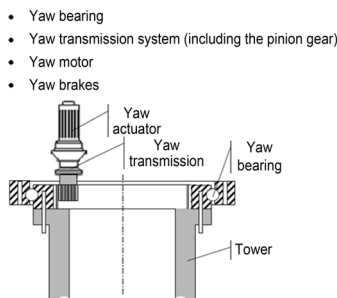


<그림 3> Failures of Gear & Bearing

<표 1> 요 드라이브 고장분석

Primary components	Function	Failure modes	Failure mechanisms	
Shaft	출력 토크 전달 실린더 배럴 조립상태 유지	축 파손	1-1	소재 강도 미흡
		씰	1-2	변형
Seal	하우징 내부오일 밀봉	누유	2-1	고속, 흡집
Bearing	회전축 지지, 기어 지지, 차체와 스프라킷 연결	베어링 마모	3-1	과 속도 부하, 충격
		피니언	3-2	횡하중, 충격 발생
Planetary gear	토크 증대, 동력전달	기어부 마모	4-1	과 속도 부하, 충격
		전기모터	4-2	과 속도 부하, 충격
		베어링 조립부 손상	4-3	횡하중, 충격 발생
Pinion	토크 증대, 동력전달	기어부 마모	5-1	과 속도 부하, 충격
		기어부 절손	5-2	과 속도 부하, 충격
Housing & cover	내부부품 유지 윤활용 오일 충전(보유)	체결 부 파손	6-1	과부하, 충격
		외부부식	6-2	표면처리 불량
		균열 및 핀 홀	6-3	외력 발생
Electric motor	기어박스에 동력전달	베어링 조립부 손상	7-1	횡하중, 충격 발생

지 보수의 작업 여건이 더 좋지 못하고 높은 비용이 요구되므로 고 신뢰성을 요구하고 있다. <그림 1>에서와 같이 풍력발전기에서 Yaw 드라이브는 600톤 정도의 나셀 무게와 블레이드의 저항으로 5 MN의 트러스트 힘과 35 MNm의 모멘트가 작용하는 요 베어링에 외접상태로 설치되어 운용된다. 또한 출력부에서 42000 Nm의 토크를 구현하기 위해서는 감속비가 1/1109로 상당히 큰 감속비로 제작되어야 한다. 또한 Yaw 드라이브는 7 MW급 풍력발전기에서 10 sets가 설치되어 운용되고 있다. 풍력발전기의 현장사용조건은 25년 정도 일반적으로 사용된다. 이것은 1년 365일 24시간 1달은 25일로 계산하였을 경우 219,000시간이 된다. 풍력발전기의 전체 사용률은 15% 정도로 낮은 편이므로 요 시스템의 설계수명은 $219,000 \times 0.15 = 32,850$ hr이 된다. 신뢰성을 확보하기 위해 B10 Life 보증수명은 32,850시간으로 한다.



<그림 4> Explanation of the Yaw System for the Wind Turbine

<그림 4>는 요 드라이브 시스템의 동작 메커니즘을 보여주고 있다. 풍력발전기 타워의 상단부에 요 베어링이 설치되어 있고, 요 베어링은 나셀의 하중을 지지해 주는 역할을 하며, 바람의 방향에 따라 나셀을 회전시켜 회전 날개를 통해 동력

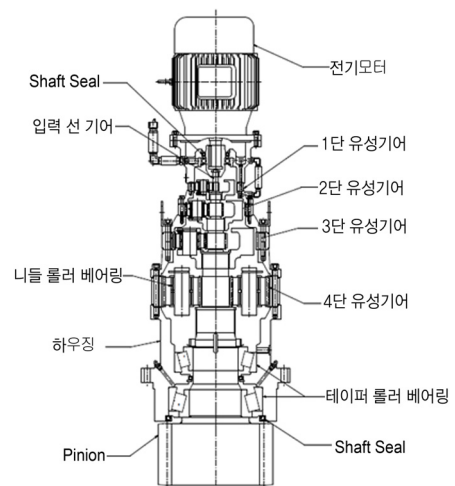
을 얻을 수 있도록 최적의 각도로 회전시켜 주는 역할을 한다.

풍력발전기의 주요 구성품은 타워, 블레이드, 발전기, 터어빈, 브레이크, 베어링, 전기장치 등으로 구성된다. 하나의 모듈인 요 시스템은 <그림 5>에서와 같이 전기모터, 1단 유성기어, 2단 유성기어, 3단 유성기어, 4단 유성기어, 테이퍼 & 니들 롤러 베어링, 하우징, 피니언 등으로 구성된다.

부품의 목표 신뢰도를 계산하기 위해서는 동일한 n 개의 부품으로 구성된 시스템에 대한 목표신뢰도(요구신뢰도)를 부품에 할당하는 방법으로는 식 (1)과 식 (2)에서와 같이 구한다. 여기에서 시스템 목표신뢰도(R_s), 부품 수(n), 부품신뢰도(R)을 나타내고 있으며, 시스템은 단 하나의 부품이 고장이 나더라도 시스템 고장으로 연결되는 직렬구조이다.

$$R_s = R^n \tag{1}$$

$$R = R_s^{1/n} \tag{2}$$



<그림 5> Layout of the Yaw Drive



<그림 6> Allocation of the Yaw System

예를 들어, $R_s = 0.9$ 일 때 부품 신뢰도 R 과 B_{100p} 수명의 p 값은 시료 1개의 경우 0.2이고, 시료가 2개인 경우 0.106, 시료가 3개일 경우 0.072, 시료가 10개이면 0.022이다. <그림 5>는 요 드라이브 조립 체를 나타내고 있다. 일반적으로 7 MW 급 풍력발전기에서 요 드라이브 시스템은 10개의 요 드라이브가 설치된다. 그러므로 25년 동안 10개 중 1개가 고장날 것을 예측하는 신뢰도를 0.9로 하면 요 드라이브 시료 당 신뢰도는 B_1 수명을 보증하여야 한다. <그림 6>은 요 시스템에서 시료가 10개인 경우 직렬시스템의 경우를 나타내고 있다

2.3 보증 수명 및 무고장 시험시간 계산

풍력발전기는 현장에서의 요구수명이 약 25년(365일×24시간×25년 = 219,000시간)이다. 전체 풍력발전기에서 요 드라이브의 사용률은 약 15%이므로 보증수명은 3.3×10^4 시간 (219,000×0.15 = 32 850시간 ≈ 33,000시간)으로 볼 수 있다. 요 드라이브의 고장 모드는 기어의 피팅으로써 A사의 현장 취득 데이터에서 형상 모수(β) 1.7을 인용하여 적용한다. <표 2>의 현장조건으로부터 구한 등가토크는 25 930 Nm이며, 등가회전수는 0.37 r/min이다.

신뢰성 평가 기준에서 규정된 요 드라이브의 수명 3.3×10^4 시간(B_1 수명)을 보장하기 위한 무고장 합격 기준을 만족하는 시험 시간의 계산은 다음에 따른다. 수명 분포의 형상 모수(β)가 1.7인 와이블(Weibull) 분포를 따르고, 보증 수명은 3.3×10^4 시간(B_1 수명)이다. 신뢰수준은 70%, 시료는 4개 일 경우 Lee(2006)가 사용한 무고장 시험 시간(t_n)은 식(3)과 같다.

$$t_n = B_{100p} \cdot \left[\frac{\ln(1-CL)}{n \cdot \ln(1-p)} \right]^{\frac{1}{\beta}} \tag{3}$$

$$= 33\,000 \cdot \left[\frac{\ln(1-0.7)}{4 \cdot \ln(1-0.01)} \right]^{\frac{1}{1.7}} = 243\,764.5$$

여기에서 t_n 은 무고장 시험 시간, B_{100p} 는 보증 수명, CL 은 신뢰수준(confidence level), n 은 시험 중인 전체 아이템의 개수(시료수), p 는 불 신뢰도(B_1 수명이면 $p = 0.01$), β 는 형상 모수이다.

3. 요 드라이브의 가속수명시험과 장치 개발

3.1 기어 피팅에 대한 수명 모델 개발

요 드라이브의 무 고장 시험을 계산한 결과 244,000시간을

수명시험을 수행해야 요 드라이브의 신뢰성을 확보할 수 있다. 그렇지만 이것은 현실적으로 수행하기 어려운 시간이므로 요 드라이브의 경우 가속수명시험을 수행해야 함을 ANSI/AGMA (2001)은 언급하고 있다. 그러므로 요 드라이브의 현장조건에서 기어박스에 걸리는 토크와 회전수에 대한 가속수명시험 모델을 도출하고 유효율 조건에 따라 요 드라이브의 수명이 영향을 받으므로 유효율의 조건에 대해 가속모형을 도출하고자 한다. 또한 기어박스 및 피니언의 경우 굽힘에 대해서도 영향을 받으므로 3가지 경우에 대해 가속 모형을 도출하고자 한다. 그렇지만 토크 및 회전수에 대한 영향이 요 드라이브에 미치는 영향이 크므로 가속수명시험에서는 역송모형을 적용한 토크만을 가속인자로 선정하여 수명시험 설계를 수행하였다. 식 (4)에서 수명시험시간에서 접촉횟수는 강도에 대한 상수 A , 상수 λ_1 , 상수 λ_2 , 오일 동점도 $v(cP)$ 로 나타낼 수 있다.

$$N = AS_c^{-\lambda_1} v^{\lambda_2} \tag{4}$$

$$N = 60nqt_f \tag{5}$$

$$S_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{dF} \frac{C_f}{I}} \tag{6}$$

$$W_t = \frac{2\tau}{du} \tag{7}$$

$$60nqt_f = A (C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{dF} \frac{C_f}{I}})^{-\lambda_1} v^{\lambda_2} \tag{8}$$

$$t_f = A \frac{1}{60q} (C_p \sqrt{2\tau K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d^2 u F} \frac{C_f}{I}})^{-\lambda_1} n^{-1} v^{\lambda_2} \tag{9}$$

$$t_f = A \frac{1}{60q C_p^{\lambda_1}} (C_p \sqrt{\frac{F d^2 u I}{2 K_o K_v K_s K_m C_f}})^{0.5 \lambda_1 \tau^{-0.5 \lambda_1} v^{-\lambda_2} n^{-1}} \tag{10}$$

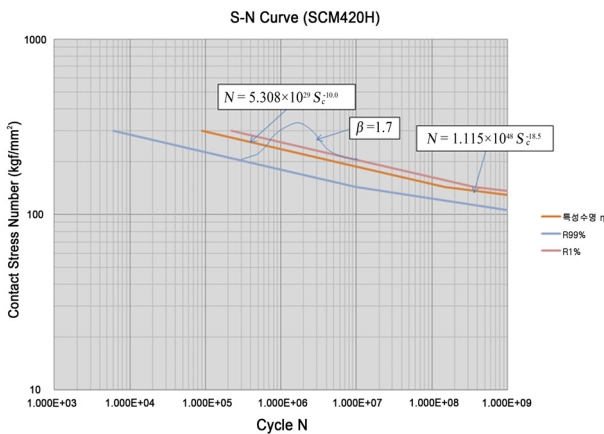
N 은 기어의 접촉 횟수를 나타내고 식(5)에서와 같이 수명 시간 t_f (hr)에서 회전수와 회전당 접촉횟수 q 의 곱으로 나타내어진다. 식 (6)에서 접촉응력 S_c (kgf/cm²)는 탄성계수 C_p ($\sqrt{kgf/mm^2}$)와 전달접선하중 W_t (kgf), 과부하계수 K_o , 동적인자 K_v , 크기인자 K_s , 부하 분포인자 K_m , 피팅 저항에 대한 표면조건 C_f , 가는 부분에 대한 순 면폭 F (mm), 피팅 저항에 대한 기어형상 인자 I 의 조합으로 이루어진다. 식 (7)에서 접선하중 W_t 는 전달 토크 τ 와 전달토크 기어의 분당 회전수 u 와 작동 피치직경(mm) d 의 비로 나타내어진다. 식 (8)과 식 (9) 및 식 (10)은 위의 식 (4)에 식 (5)~식 (7)을 대입하면 구할 수 있다.

가속계수 AF 는 현장에서의 조건과 시험인가조건의 비로 나타내면 식 (11)과 같이 표현된다. 그러므로 가속계수는 전달토크, 오일점도, 회전수의 가속인자로 표현됨을 알 수 있다.

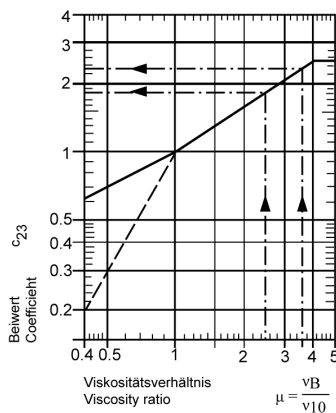
$$AF = \frac{t_f^{(field)}}{t_f^{(test)}} \frac{1}{60qC_P^{\lambda_1}} \left(\frac{Fd^2uI}{2K_oK_VK_sK_mC_f} \right)^{0.5\lambda_1} \tau_{field}^{-0.5\lambda_1} v_{field}^{\lambda_2} n_{field}^{-1} = \frac{1}{60qC_P^{\lambda_1}} \left(\frac{Fd^2uI}{2K_oK_VK_sK_mC_f} \right)^{0.5\lambda_1} \tau_{test}^{-0.5\lambda_1} v_{test}^{\lambda_2} n_{test}^{-1} = \left(\frac{\tau_{test}}{\tau_{field}} \right)^{0.5\lambda_1} \left(\frac{v_{field}}{v_{test}} \right)^{\lambda_2} \left(\frac{n_{test}}{n_{field}} \right) \quad (11)$$

λ_1 은 A사로부터 얻은 값 10을 인용하여 사용하였으며, λ_2 는 오일점도에 대한 B사의 현장 데이터틀 얻어 활용하였다. 그러므로 식(12)는 가속계수 AF를 나타내고 있음을 알 수 있다. 기어피팅에 대한 λ_1 값은 <그림 7>을 통하여 S_o 의 지수 값인 10임을 알 수 있으며, 차이가 발생하지만 ANSI/AGMA(2001)에서도 기울기를 확인할 수 있다.

$$AF = \left(\frac{\tau_{test}}{\tau_{field}} \right)^5 \left(\frac{v_{field}}{v_{test}} \right)^{0.67} \left(\frac{n_{test}}{n_{field}} \right) \quad (12)$$



<그림 7> 기어 피팅에 대한 S-N 곡선



<그림 8> 오일점도에 대한 지수 그래프

오일 점도에 대한 가속계수를 얻기 위해서는 <그림 8>의 데이터를 기준으로 $AF = (V_{field}/V_{test})^{\lambda_2} = (25/10)^{\lambda_2} = 1.85$ 와 $AF = (V_{field}/V_{test})^{\lambda_2} = (36/10)^{\lambda_2} = 2.3$ 을 도출하여 식(13)과 같이 λ_2 의 값

0.67을 얻을 수 있다.

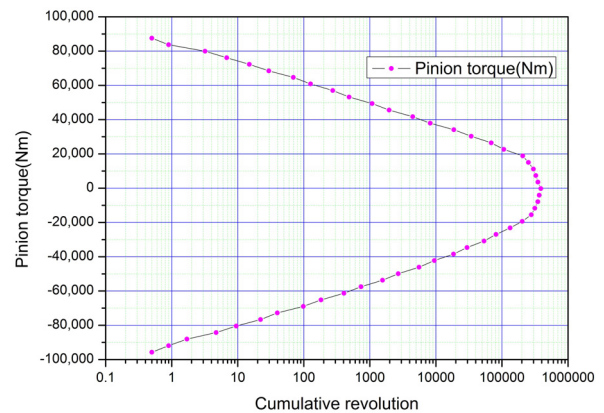
$$\lambda_2 = \frac{\ln(1.85)}{\ln\left(\frac{25}{10}\right)} = 0.67 \quad (13)$$

3.2 등가응력 및 등가속도

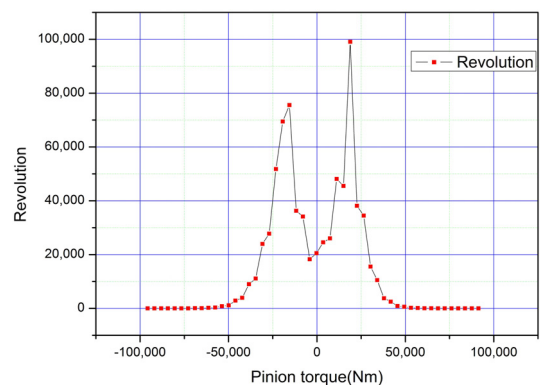
현장에서 작동하는 조건들에 누적손상을 확인하기 위해 등가응력 및 등가속도를 계산하면 아래와 같다. 식(14)에서 A_i 는 각 단계에서의 손상($A_i = 60t_i n_i \tau_i^\lambda$)을 나타내고 있으며, A 는 누적손상($A = \sum_{i=1}^k A_i = \sum_{i=1}^k 60t_i n_i \tau_i^\lambda$)을 나타내고 있다. 등가응력 S_{ceq} 는 식(14)를 통해서 구할 수 있다.

$$S_{ceq} = \left(\frac{\sum_{i=1}^k t_i n_i \tau_i^\lambda}{\sum_{i=1}^k t_i n_i} \right)^{\frac{1}{\lambda}} \quad (14)$$

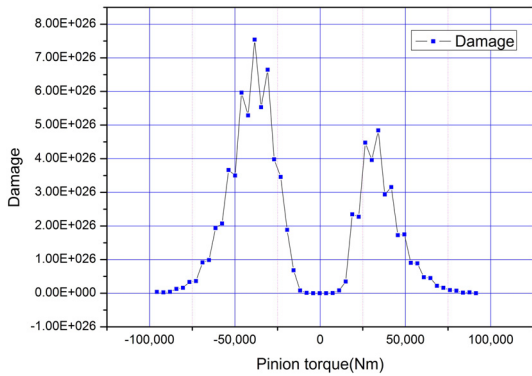
등가속도를 구하기 위해서는 식(15)에서와 같이, 각 단계에서의 회전수는 $N_i = 60t_i n_i$ 이고, 누적회전수는 $N = \sum_{i=1}^k N_i = \sum_{i=1}^k 60t_i n_i$ 이다.



<그림 9> Pinion Torque and Cumulative Revolution in Field Condition



<그림 10> Revolution and Pinion Torque



<그림 11> Damage and Pinion Torque

<그림 9>는 A사로부터 얻은 현장 데이터에 대해 피니언 토크와 누적회전수에 대해 나타내고 있다. <그림 10>은 각 단계의 피니언 토크에 대한 회전수를 나타내고 있으며, <그림 11>은 피니언 토크에 대한 손상값을 나타내고 있다.

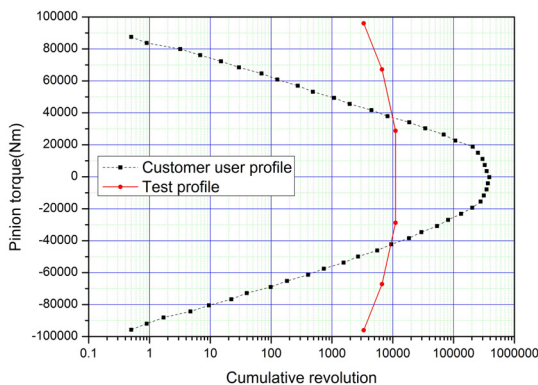
$$n_{eq} = \frac{\sum_{i=1}^k t_i n_i}{\sum_{i=1}^k t_i} \quad (15)$$

3.3 가속수명시험 설계

요 드라이브의 주 고장모드인 기어 피팅의 가속수명시험을 위해 가속인자는 토크로 선정하였다. 가속모델로는 역승모형을 선택하였으며, 정상조건에서의 등가 토크는 25 930 Nm이며, 가속조건에서의 등가 토크는 77 881 Nm로 하여 가속수명시험을 실시한다. 또한 토크의 가속지수(m) 5는 다음 문헌에서 인용하여 적용한다. 가속 계수(AF)는 식 (16)과 같다.

$$AF = \left(\frac{T_{test}}{T_{field}} \right)^m = \left(\frac{77\,881}{25\,930} \right)^5 = 244.42 \quad (16)$$

여기에서 AF는 가속 계수, T_{field} 는 사용 조건에서의 등가토



<그림 12> Customer User Profile and Test Profile

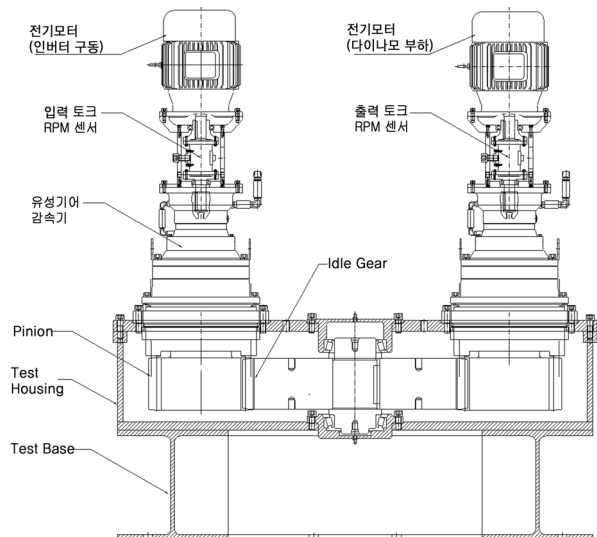
크, T_{test} 는 가속 조건에서의 등가토크, m은 가속지수($m = 5$)이다. 식 (17)은 가속수명시험시간(t_{na})을 나타내고 있으며, 1 000시간의 수명시험 시간이 필요하다. <그림 12>는 <그림 9>에서 현장 데이터와 가속수명시험에서 가속조건을 대비하여 나타내고 있다.

$$t_{na} = \frac{t_n}{AF} = \frac{243756.5}{244.42} = 997.3 \approx 1\,000\text{시간} \quad (17)$$

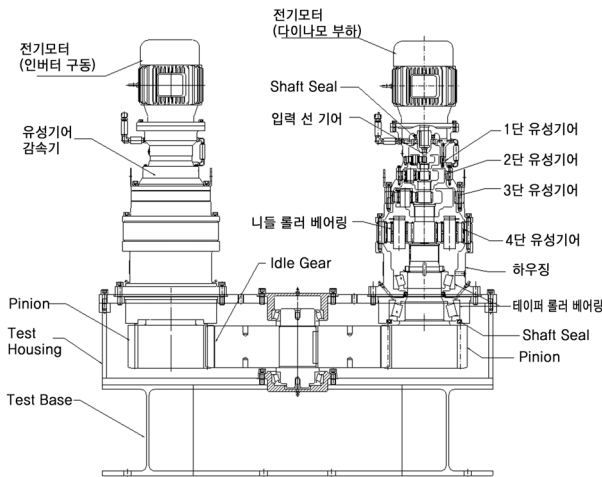
3.4 시험장치 개발

요 드라이브를 성능시험하기 위해서는 시험부와 부하부에 시험대상품 수직방향 설치가 필요하며, 전기모터(인버터 구동방식)로 인가하여 부하부에서도 전기모터(인버터 구동방식)로 부하를 제어할 수 있도록 해야 한다. 요 드라이브의 대표적인 성능시험 항목은 효율시험이므로 입력부와 출력부에 각각 토크와 회전속도를 측정할 수 있는 토크센서를 설치하여야 한다. 이를 위해서 전기모터와 감속기부에 토크센서를 설치한다. 시험부에서 부하부를 구동할 수 있도록 하기 위해서는 <그림 13>과 <그림 14>에서 보는 바와 같이 시험부와 부하부 사이에 중간기어(idle gear)를 설치하여 동력을 전달할 수 있도록 하여야 한다.

수명시험 장치와 성능시험 장치의 차이점은 수명시험의 경우에는 장기적인 운전이 지속되므로 성능시험을 완료한 후에는 토크센서를 제거하고 전기모터부와 감속기부를 현장 설치 조건과 동일하게 설치하여 시험을 하여야 한다. 단 수명시험 중에도 압력 및 온도 센서는 설치되어 수명시험 상태를 모니터링 할 수 있도록 하여야 한다. 또한 시험대상품의 내부에는 윤활오일을 300시간마다 정기적으로 교환하여 현장에서 정기 점검 시 오일을 교체하여 사용하는 조건으로 시험을 수행할 수 있도록 한다.



<그림 13> Performance Test Equipment



<그림 14> Life Test Equipment

4. 결 론

본 연구에서는 미래의 에너지원인 풍력발전기 중 대형 사이즈인 7 MW급 요 드라이브의 가속시험 조건에 대해 정립하였으며, 내용을 요약하면 아래와 같다.

- (1) 풍력발전기에는 요 드라이브 시스템 외에도 여러 가지 부품들이 장착되어 운전하게 된다. 7 MW급 풍력발전기의 경우에는 10개의 요 드라이브가 장착되어 높은 토크를 발생하면서 나셀을 회전시켜 주는데, 이에 대한 신뢰성을 분배하여 25년 동안 요 드라이브 시스템의 경우 B₁₀ 수명을 확보할 수 있도록 신뢰성 분배를 설계하였다.
- (2) 요 드라이브의 가속시험에 대한 고장인자를 확인하기 위해 현장에서 발생하는 고장형태에 대해 부품별로 고장분석을 실시하여 고장원인과 고장 메커니즘을 분석하였다.
- (3) 요 드라이브에 고장을 유발시키는 인자는 주로 기어에 가해지는 토크 및 회전수, 오일점도, 기어에 인가되는 굽힘 모멘트, 베어링 고장 등으로 구분되었다. 이에 대한 가속인자에 대한 수식을 전개하였고, 이에 대해 역승모형을 적용하여 가속수명 모델 식을 도출하였다. 본 연구에서는 다른 가속인자들은 현장조건과 동일하게 유지하고 등가 토크와 등가 회전수만을 가속인자로 하여 시험을 수행할 수 있도록 시험 설계를 수행하였다. 또한 이러한 가속수명 식을 통해 요 드라이브의 경우 1,000시간의 가속수명시간이 필요함을 확인하였다.
- (4) 가속수명시험을 수행하기 위해서는 성능 및 수명시험 장치의 설계 및 제작이 필수적이므로, 고 토크를 발생하는 시험 장치를 개발하였다.

참고문헌

- [1] Park, Y. J., Lee, G. H., Kim, J. K., Song, J. S., and Park, S. H. (2011), "Analysis of Load Distribution and Sharing on the Planetary Reducer for Wind Turbines," *Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, Vol. 20, No. 6, pp. 830-836.
- [2] Lee, Y. B., Lee, G. C., and Park, H. W. (2014), "A Study of Accelerated Test Conditions for Wind Turbine of Yaw Drive," *The Korean Reliability Society*, Spring conference, pp. 509-519.
- [3] Soren Stubbkier, and Henrik C. Pedersen (2011), "Design, Optimization and Analysis of Hydraulic Soft Yaw System for 5 MW Wind Turbine," *Wind Engineering*, Vol. 35, No. 5, pp. 529-550.
- [4] Kim, J. S., Park, N. G., Han, K. B., and Lee, H. W. (2014), "Study Dynamic Characteristics of 2.5 MW Wind Turbine Gearbox," *Journal of Ocean Engineering and Technology*, Vol. 28, No. 4, pp. 314-323.
- [5] Park, J. W. and Jung, D. S. (2012), "Study on Accelerated Life Test Design for a Gear Type Lubrication Pump for Automatic Transmission," *Journal of Applied Reliability*, Vol. 12, No. 3, pp. 201-213.
- [6] Lee, K. M. (2005), "Failure Analysis and Accelerated Life Test for Hydraulic Sealing Component of Heavy Equipment," *The Korean Reliability Society*, Spring conference, pp. 311-325.
- [7] Pedro, M. T. Marques, Carlos, M. C. G. Fernandes, Ramiro C. Martins, Jorge H. O. Seabra (2014), "Efficiency of a gearbox lubricated with wind turbine gear oils," *Tribology Technology*, Vol. 71, pp. 7-16.
- [8] Tommy Ekelund (2000), "Yaw control for reduction of structural dynamic loads in wind turbines," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 85 pp. 241-262.
- [9] Zhipeng Feng, Ming Liang (2014), "Fault diagnosis of wind turbine planetary gearbox under nonstationary conditions via adaptive optimal kernel time-frequency analysis," *Renewable Energy*, Vol. 66, pp. 468-477.
- [10] Lee, S. R. and Kim, H. E. (2006), "Determination of No-Failure Test Times for the Life Test of Hydraulic System Components," *Journal of Applied Reliability*, Vol. 3, No. 3, pp. 8-13.
- [11] ANSI/AGMA 2001-D04 (2001), Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth.