

## 풍력발전기용 증속기 시험 장비의 토크 인가 장치 설계

김정길\* · 박영준\*\*† · 이근호\* · 남용운\* · 오주영\*\*

\* 한국기계연구원 시스템신뢰성연구실, \*\* 한국생산기술연구원 건설기계부품연구그룹,

### Design of a Torque Application Device in Test Rig for a Wind Turbine Gearbox

Jeong-Gil Kim\*, Young-Jun Park\*\*†, Geun-Ho Lee\*, Yong-Yun Nam\* and Joo-Young Oh\*\*

\* Dept. of System Reliability, Korea Institute of Machinery and Materials,

\*\* Construction Equipment Technology R&BD Group, Korea Institute of Industrial Technology

(Received August 5, 2014; Revised January 2, 2015; Accepted February 16, 2015)

**Key Words:** Wind Turbine Gearbox(풍력발전기용 증속기), Mechanical Power-circulation Test Rig(기계식 동력순환 시험 장비), Torque Applying Device(토크 인가 장치), Planetary Gearbox(유성기어박스)

**초록:** 본 연구는 5.5MW 증속기용 기계식 동력순환 시험 장비의 핵심 기능을 하는 토크 인가 장치의 개발 및 검증에 관한 것으로, 설계 및 해석이 수행되었다. 또한, 시험 장비의 각 부품에 대하여 회전각을 측정하여 비틀림 강성을 확인하였다. 시험체를 제외한 시험 장비에 토크를 인가하여 각 부품의 회전각을 측정한 결과 시험 장비의 비틀림 강성은 정방향에서 231.13 kNm/rad으로 나타났으며, 증속기 1대의 비틀림 강성이 1,064,400 kNm/rad보다 큰 경우 정격 토크를 인가할 수 있다. 따라서 시험 장비의 회전각 한계로 인하여 시험체 증속기의 비틀림 강성에 따라 정격 토크 인가 여부가 결정된다.

**Abstract:** This study was conducted to develop and verify a torque application device for use in a mechanical power-circulation test rig for 5.5 MW wind turbine gearboxes. The design and analysis of the torque application device was conducted. In addition, the torsional stiffness of the test rig was calculated using the rotational angle measurements for each of the components. The calculated stiffness of the test rig was 231.13 kN·m/rad for a clockwise torque application. The rated torque can be applied when the stiffness of the gearbox is greater than 1,064,400 kN·m/rad for a clockwise torque application. Because of the limited rotational angle of the test rig, the potential application of the rated torque is determined according to the torsional stiffness of the test gearbox.

- 기호설명 -

$d_{piston}$  : 액추에이터의 피스톤 지름

$d_{rod}$  : 액추에이터의 로드 지름

$i$  : 유성기어박스의 기어비( $i=Z_r/Z_s$ )

$i_G$  : 시험체 기어박스의 기어비

$l_1$  : 유성기어박스 중심에서 액추에이터 고정부까지의 거리

$l_2$  : 유성기어박스의 중심에서 토크암의 중심까지의 거리

$l_x$  : 액추에이터의 수평선에서 BC가 직각일 때의 길이

$l_{\alpha x}$  :  $\alpha$ -액추에이터의 행정 변화에 따른 전체 길이 변화

$l_{\beta x}$  :  $\beta$ -액추에이터의 행정 변화에 따른 전체 길이 변화

$s$  : 안전율

$x_p$  : 액추에이터의 초기 행정

$x_{\alpha p}$  :  $\alpha$ -액추에이터의 행정 변화

$x_{\beta p}$  :  $\beta$ -액추에이터의 행정 변화

$A_1$  : 액추에이터의 피스톤부 단면적

$A_2$  : 액추에이터의 로드부 단면적

† Corresponding Author, [yjpark77@kimm.re.kr](mailto:yjpark77@kimm.re.kr)

$F_{load}$	: 액추에이터에 작용하는 힘
$F_{\alpha}$	: $\alpha$ -액추에이터에 작용한 힘
$F_{\beta}$	: $\beta$ -액추에이터에 작용한 힘
$K_G$	: 시험체 기어박스 2대의 비틀림 강성
$K_{G1}$	: 시험체의 감속용 기어박스의 비틀림 강성
$K_{G2}$	: 시험체의 증속용 기어박스의 비틀림 강성
$K_{tor}$	: 시험체를 제외한 시험 장비의 비틀림 강성
$P_c$	: 액추에이터의 행정 변화에 따른 압력 변화
$P_{system}$	: 시스템 압력
$T$	: 액추에이터의 행정 변화에 따른 토크 변화
$T_{in}$	: 유성기어박스의 선기어 토크
$T_{load}$	: 유성기어의 반력 토크
$T_{LSS}$	: 시험체 기어박스의 저속축에서의 토크
$\theta$	: 액추에이터에서의 회전각
$\theta_1$	: 시험체를 제외한 시험 장비의 회전각(측정값)
$\theta_2$	: 시험체 기어박스에서 유성기어박스의 기어비를 고려한 이론적인 회전각 환산치
$\theta_3$	: 토크 인가 장치의 회전각
$\theta_A$	: 액추에이터의 수평선에서 AB선까지의 각도
$\theta_f$	: 액추에이터의 수직선에서 AB선까지의 각도
$\theta_{LSS}$	: 시험체 기어박스의 저속축에서의 회전각
$\theta_{HSS}$	: 시험체 기어박스의 고속축에서의 회전각
$\theta_{\alpha A}$	: $\alpha$ -액추에이터의 수평선에서 AB선의 각도
$\theta_{\alpha f}$	: $\alpha$ -액추에이터의 수직선에서 AB선의 각도
$\theta_{\beta A}$	: $\beta$ -액추에이터의 수평선에서 AB선의 각도
$\theta_{\beta f}$	: $\beta$ -액추에이터의 수직선에서 AB선의 각도

## 1. 서 론

풍력발전기의 동력전달계(drivetrain)는 로터로부터 발생하는 기계적 에너지를 발전기로 전달하는 기능을 하며, 주축, 메인 베어링, 증속기 등으로 구성된다.<sup>(1-3)</sup> 특히, 풍력발전기용 증속기는 나셀의 좁은 공간에 설치되고 고장 발생시 긴 수리 시간과 높은 수리 비용이 발생하므로 신뢰성이 매우 중요하다. 증속기는 풍력발전기를 구성하는 요소 중에서 신뢰성에 관한 한 큰 비중을 차지하며, 풍력발전기에 대한 20년 이상의 수명 보장에도 큰 영향을 미친다.<sup>(2)</sup> 이와 같이 신뢰성이 중요한 증속기는 실험실 시험(laboratory test)을 통하여 성능과 내구성에 대한 신뢰성이 평가될 수 있다.<sup>(4)</sup>

국내의 경우, 풍력발전기 업체가 multi-MW급 풍력발전기용 증속기(2MW, 3MW, 5MW 등)를 개발하였으나 증속기 신뢰성을 평가할 수 있는 시험 장비의 부족으로 인하여 시험에 어려움을 겪고 있다.

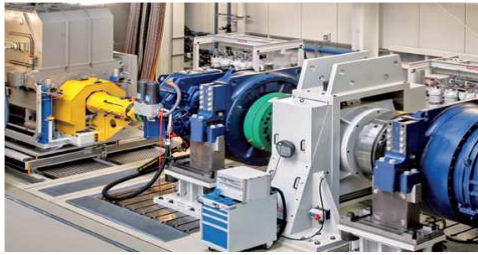
한국기계연구원은 5.5MW급 기어박스를 시험할 수 있는 기계식 동력순환 시험 장비(mechanical power-circulation test rig)를 개발하였으며, 이 시험 장비는 효율, 진동, 소음 등의 성능 시험, 수명에 대한 내구 시험 및 과부하(overload) 시험을 수행할 수 있다. 개발된 시험 장비는 풍력발전기용 증속기 뿐만 아니라 발전소, 선박 등에 사용되는 multi-MW급 대형 기어박스를 시험하는데 사용될 수 있다.

본 연구는 기계식 동력순환 시험 장비의 핵심 기능을 하는 토크 인가 장치(torque applying device)의 설계, 해석 및 검증에 관한 것으로, 증속기 시험체에 원하는 토크를 인가하기 위한 유압 제어 시스템을 설계하였고, 유효 행정에 따른 액추에이터의 압력 및 시험 장비의 토크 변화를 분석하였으며, 토크 인가 장치의 회전각 변화에 따른 시험 장비의 비틀림 강성을 확인하였다.

## 2. 증속기 시험 장비 개요

### 2.1 증속기 시험 장비의 종류

전기식 동력순환 시험 장비<sup>(5-7)</sup>의 경우, 시험체 기어박스의 입력축은 모터에 의해 구동되며, 출력축은 발전기와 연결되어 동력을 전달한다. 이 시험 장비에서 모터, 발전기, 인버터를 선정할 때는 기어박스 구동에 필요한 동력과 기어/베어링



(a) Electrical power-circulation test rig



(b) Mechanical power-circulation test rig

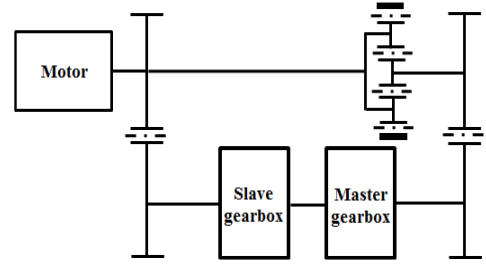
Fig. 1 Power-circulation test rig

에서 발생하는 손실 동력 등 시험에 필요한 모든 동력을 고려해야 한다. 그러므로 대형 기어박스를 시험하기 위해서는 용량에 맞는 대형 고가의 모터, 발전기, 인버터가 필요하므로 시험 장비 구성에 있어서 초기 비용이 많이 소요되는 단점이 있다. 그러나 토크 제어의 정확성과 용이성, 기계식 동력순환 시험 장비에 비해 장비 구성이 간단해지는 장점이 있다.

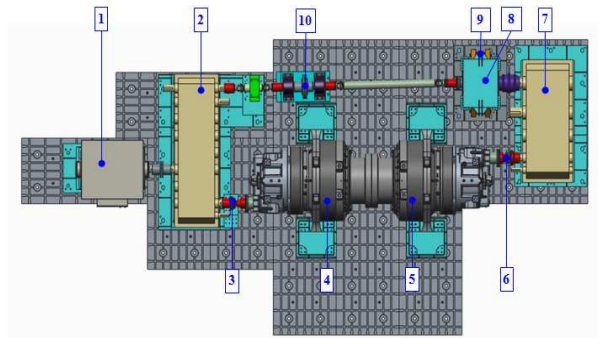
기계식 동력순환 시험 장비<sup>(8-10)</sup>는 동일한 기어비를 갖는 2개의 기어박스 시험체를 배면 조합(back-to-back arrangement)으로 연결하여 사용해야 하며, 기계적 폐루프(closed loop) 구성을 위한 보조 장치들(축, 기어박스 등)이 추가로 사용된다. 또한, 폐루프에 토크를 인가시키기 위한 장치가 반드시 필요하다. 폐루프 외부에 연결된 모터는 폐루프 시스템을 회전시키는데만 사용되고, 폐루프 시스템의 전체 동력 손실만을 공급하는 역할을 하며, 전기식 동력순환 시험 장비보다 훨씬 작은 용량의 것이 사용된다. 그러므로 대형 기어박스의 내구 시험시 비용이 적게 드는 장점이 있다.

2.2 개발된 증속기 시험 장비의 개요

개발된 증속기 시험 장비는 3개의 보조 기어박스(토크 순환용 기어박스 2개, 토크 인가 장치 1개)와 보조 기어박스를 연결하기 위한 유니버설 조인트 등으로 구성된다. 토크 인가 장치는 유성 기어박스와 유압 제어 시스템으로 구성되며, 링 기어의 토크암부에 액추에이터를 연결하여 토크를 제어하고, 시험하는 동안 수동 또는 자동 제



(a) Schematic diagram of mechanical power-circulation test rig



Index	Item
1	Electric motor
2	Auxiliary gearbox #1 for power-circulation
3	Torquemeter & speed sensor #1
4	Slave gearbox
5	Master gearbox
6	Torquemeter & speed sensor #2
7	Auxiliary gearbox #2 for power-circulation
8	Planetary gearbox for torque control
9	Hydraulic control system for torque control
10	Torque initialization equipment

(b) 3D model of mechanical power-circulation test rig

Fig. 2 5.5MW mechanical power-circulation test rig

어가 가능하도록 설계되었다.

기존 기계식 동력순환 시험 장비는 시험체에 직접 토크를 인가하므로 전용 시험 장비로만 사용해야 하며, 시험 중 토크 가변이 불가능하다. 반면, 개발된 시험 장비는 별도의 토크 인가 장치를 설치하여 시험체가 변경되어도 시험이 가능하고, 시험 중 토크 가변이 가능하다.

시험체의 효율은 시험체(증속기와 감속기)의 고속 축에 설치된 2개의 토크센서와 속도센서를 이용하여 토크와 회전속도를 측정하며, 2개 시험체의 동력 손실이 동일하다는 전제하에 효율을 계산한다.

Fig. 2(a)는 기계식 동력순환 시험 장비의 개략도를 나타낸 것이며, Fig. 2(b)는 5.5MW급 풍력발전기용 증속기 시험 장비의 3D 모델과 구성품을

나타낸 것이다.

### 3. 토크 인가 장치의 유압 제어 시스템 설계

#### 3.1 토크 인가 장치

기계식 동력순환을 이용한 일반적인 증속기 시험 장비는 증속기의 토크암에 설치한 액추에이터를 이용하여 시험 장비의 페루프 시스템에 토크를 인가하는 방식이다. 이와 같은 방식의 시험 장비는 특정 증속기에 대한 시험만을 수행할 수 있으며, 다양한 기어박스에 적용하기 어려운 단점이 있다.

본 연구에서 개발된 시험 장비는 Fig. 3과 같이 유성기어박스와 유압 제어 시스템으로 구성된 별도의 토크 인가 장치<sup>(11)</sup>를 이용하여 페루프 시스템에 토크를 인가하는 방식이다.

유압 제어 시스템은 컨트롤러, 방향제어밸브, 2개의 릴리프 밸브, 4개의 액추에이터, 유압 펌프, 전기 모터 및 유압 라인으로 구성된다. 방향제어밸브는 유압 펌프로부터 공급되는 유량의 방향을 전환하는 밸브로 액추에이터를 작동시켜 유성기어박스의 토크암부에 정/역방향(A 모드, B 모드)으로 토크를 인가하는 역할을 하며, 투웨이(2way) 밸브를 사용하였다. 2개의 릴리프 밸브는 방향제어밸브와 유압 펌프 사이에 설치되고, 전체 유압 제어 시스템의 압력을 제어한다. 컨트롤러는 방향제어밸브, 릴리프 밸브 및 전기 모터를 제어하여 4개의 액추에이터 동작을 제어한다. 컨트롤러는 방향제어밸브를 제어함으로써 A 모드와 B 모드 사이를 스위칭할 수 있고, 비례 압력 제어형 릴리프 밸브를 제어함으로써 시스템에 가하는 토크의 크기를 가변적으로 제어할 수 있다. 또한, 전기 모터를 제어하여 토크 인가 장치에 원하는 토크 인가가 완료된 후 모터를 정지시키고 파일럿 조작 체크 밸브에 의해 액추에이터의 압력을 유지한다.

유성기어박스에 4개의 액추에이터를 사용한 이유는 다음과 같다. 유성기어박스의 좌우측 하단에 하나씩 2개의 액추에이터만 이용할 경우, 유성기어박스에 토크를 인가할 때 동일 압력으로 액추에이터를 구동하게 되어 액추에이터 로드 면적 차로 인한 정확한 토크 제어가 어려우며, 토크 이외의 반경방향 하중이 유성기어박스에 작용하게 된다.<sup>(12)</sup> 그러나 4개의 액추에이터를 이용

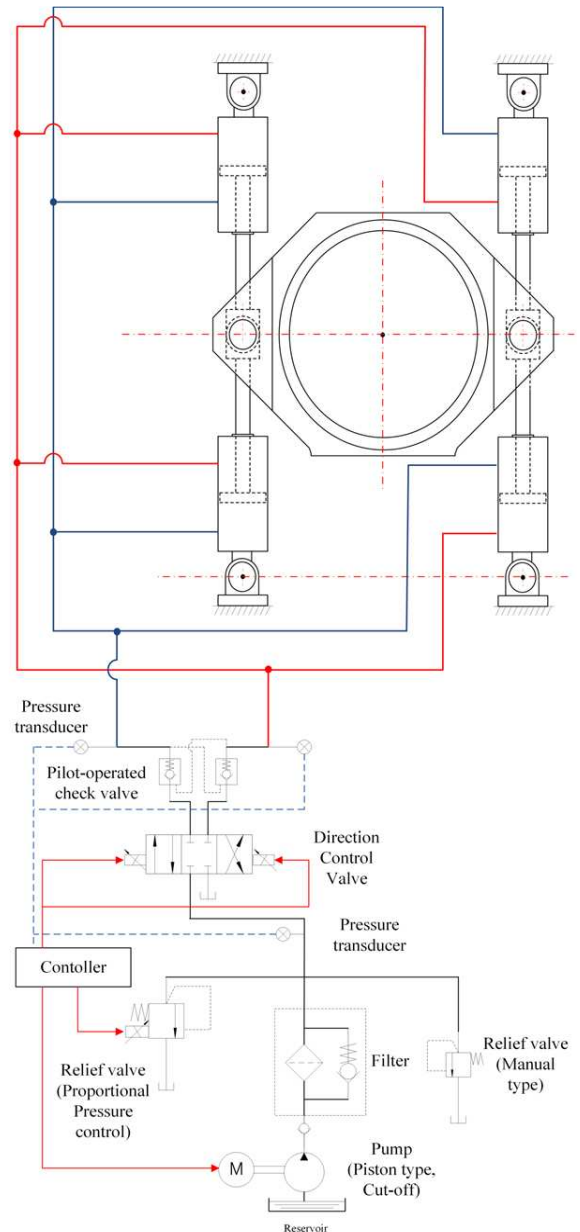


Fig. 3 The hydraulic circuit to control actuators

하면 유성기어박스에 토크를 인가할 때 동일 압력으로 액추에이터를 구동하게 되어 정확한 토크 제어가 가능하며, 유성기어박스에 토크 이외의 하중이 작용하지 않는다.

#### 3.2 액추에이터 용량 계산

유압 제어 시스템에 의해 인가되는 링기어 토크( $T_{load}$ )는 선기어의 입력토크( $T_{in}$ )와 유성기어박스의 기어비( $i=Z_r/Z_s$ )의 곱으로 표현되며, 액추에이터에 작용하는 힘( $F_{load}$ )은 토크 인가 장치의 반경( $l_2$ )과 안전율( $s$ )을 통해 계산된다. 액추에이터에

작용하는 힘과 단면적을 이용하여 시스템이 요구하는 압력( $P_{system}$ )을 도출하였으며, 이러한 관계는 식 (1)~(4)와 같이 표현할 수 있다.

$$T_{load} = T_{in} \cdot i \quad (1)$$

$$F_{load} = \frac{T_{load}}{l_2} \cdot s \quad (2)$$

$$F_{load} = 2 \times (F_{\alpha} + F_{\beta}) \quad (3)$$

$$P_{system} = \frac{F_{load}}{\frac{\pi}{4} \times 2 \times (d_{piston}^2 + (d_{piston}^2 - d_{rod}^2))} \quad (4)$$

### 3.3 토크 인가 장치의 압력, 토크 및 회전각

토크 인가 장치는 액추에이터의 직선 운동( $x_p$ )을 회전 운동( $\theta$ )으로 변경한다. 그러므로 토크 인가 장치의 기구학적 한계치가 존재한다. 액추에이터의 행정 변화에 따른 회전각을 나타내면, 식 (5)~(10)과 같다.

$$\theta_A + \theta_f = \theta + \frac{\pi}{2} \rightarrow \theta = \theta_A + \theta_f - \frac{\pi}{2} \quad (5)$$

$$\theta_f = \sin^{-1}\left(\frac{l_2}{l_1}\right) \quad (6)$$

$$(x_p + l_x)^2 = l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2\cos\theta_A \quad (7)$$

$$\cos\theta_A = \frac{l_1^2 + l_2^2 - (x_p + l_x)^2}{2 \cdot l_1 \cdot l_2} \quad (8)$$

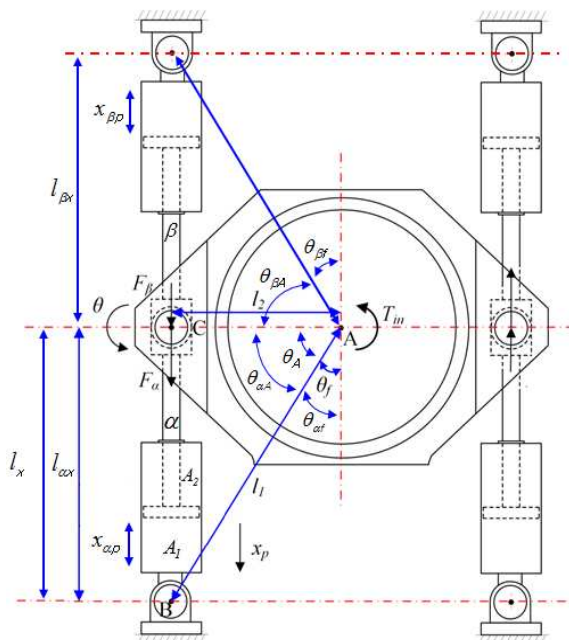


Fig. 4 Structure of torque applying device

$$\theta_A = \cos^{-1}\left(\frac{l_1^2 + l_2^2 - (x_p + l_x)^2}{2 \cdot l_1 \cdot l_2}\right) \quad (9)$$

$$\theta = \cos^{-1}\left(\frac{l_1^2 + l_2^2 - (x_p + l_x)^2}{2 \cdot l_1 \cdot l_2}\right) + \theta_f - \frac{\pi}{2} \quad (10)$$

또한, 액추에이터의 행정 변화에 따른 압력 및 토크 변화는 식 (11) ~ (18)과 같다.

$$\theta_{\alpha A} = \theta + \frac{\pi}{2} - \theta_{\alpha f} \quad (11)$$

$$\theta_{\beta A} = \frac{\pi}{2} - \theta_{\beta f} - \theta \quad (12)$$

$$x_{\beta p} = \sqrt{(l_1^2 + l_2^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos\theta_{\beta A})} - l_x \quad (13)$$

$$l_{\alpha x} = l_x + x_{\alpha p} \quad (14)$$

$$l_{\beta x} = l_x + x_{\beta p}$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{piston}^2) \quad (15)$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{piston}^2 - d_{rod}^2) \quad (16)$$

$$F_{\alpha} = P_{system} \cdot A_1$$

$$F_{\beta} = P_{system} \cdot A_2$$

$$T = 2 \cdot l_2 \cdot \left( (F_{\alpha} \cdot \left(\frac{l_1 \cdot \sin\theta_{\alpha A}}{l_{\alpha x}}\right)) + (F_{\beta} \cdot \left(\frac{l_1 \cdot \sin\theta_{\beta A}}{l_{\beta x}}\right)) \right) \quad (17)$$

$$P_c = \frac{T_{load}}{2 \cdot l_2 \cdot \left( \frac{l_1 \cdot \sin\theta_{\alpha A}}{l_{\alpha x}} \cdot A_1 + \frac{l_1 \cdot \sin\theta_{\beta A}}{l_{\beta x}} \cdot A_2 \right)} \quad (18)$$

Table 1은 토크 인가 장치 설계 시 액추에이터의 설계 사양이다.

Table 1 Specifications of torque applying device

Parameters	Value
Load torque acting actuator( $T_{load}$ )	123.9 kNm
Radius of torque applying device( $l_2$ )	0.85 m
Length from point A to point B( $l_1$ )	1.422 m
Length from point B to point C( $l_x$ )	1.140 m
Piston diameter of actuators	$\Phi$ 0.1 m
Rod diameter of actuators	$\Phi$ 0.055 m
Stroke of actuators( $x_p$ )	$\pm$ 0.175 m

4. 결 과

4.1 토크 인가 장치 해석

토크 인가 장치는 시험체에 일정한 부하를 인가하여야 한다. 그러나 액추에이터의 행정 변화에 따라 회전각이 변하므로 액추에이터의 제어 압력이 달라진다.

Fig. 5는 일정한 토크에서 액추에이터의 행정을 변화시키면서 압력 변화를 해석한 결과로서, 점선은 액추에이터의 행정이 0 m지점에서의 압력 54.66 bar를 나타낸 것이며, 실선은 액추에이터의 행정 변화에 따른 압력 변화를 나타낸 것이다. 액추에이터의 행정이 0 m인 경우와 0.175 m인 최대 행정시의 압력 변화가 약 1.6 bar인 것을 확인할 수 있었다. Fig. 6는 일정한 압력에서 액추에이터의 행정을 변화시키면서 토크 변화를 해석한 결과로서, 실선은 액추에이터의 행정이 0 m인 지점에서의 토크를 나타낸 것이며, 점선은 액추에이터의 행정 변화에 따른 토크 변화를 나타낸 것이다. Fig. 7은 액추에이터에 의한 토크 인가 장치의 회전 한계를 나타낸 것이다. 액추에이터와 유성기어박스의 토크암 위치가 직각이 될 때를 기준각 0 deg(액추에이터의 행정 0 m지점)로 설정했으며, 액추에이터를 ±0.175 m 이동할 때 회전각은 각각 11.9 deg이며, 전체 회전각은 23.8 deg이었다.

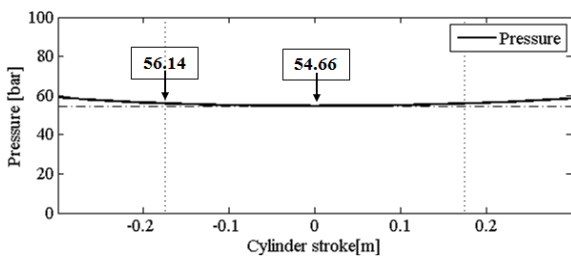


Fig. 5 Pressure variation depending on cylinder stroke

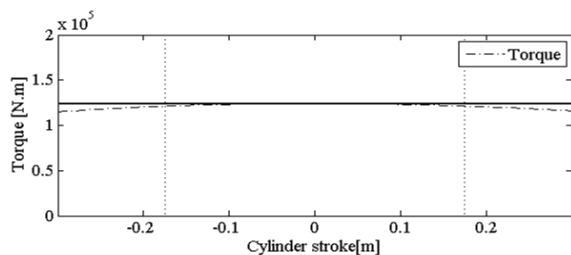


Fig. 6 Torque variation depending on cylinder stroke

4.2 토크 인가 장치의 회전각 측정

액추에이터의 유효 행정에 따른 토크 인가 장치의 회전각 한계를 시험을 통하여 확인하였다. Fig. 8은 액추에이터 회전시 토크 인가 장치의 토크암 부분에 설치된 디지털 각도계를 나타낸 것이다.

토크 순환용 보조기어박스 #1에서 유성기어박스를 바라보았을 때 역방향 회전을 하였으며, -0.175 ~ 0.175 m까지 행정을 변화시키면서 액추에이터의 회전각을 측정하였다. 액추에이터의 위치가 0.175 m인 지점에서 디지털 각도계를 영점 조정하였으며, 유압 제어 시스템을 구동하여 -0.175 m인 지점까지 액추에이터의 행정을 변화시켰을 때 최대 회전각은 23.8 deg이었다. 액추에이터의 유효 행정에 따른 토크 인가 장치의 회전각 한계에 대한 해석 결과와 시험 결과가 잘 일치함을 확인하였다.

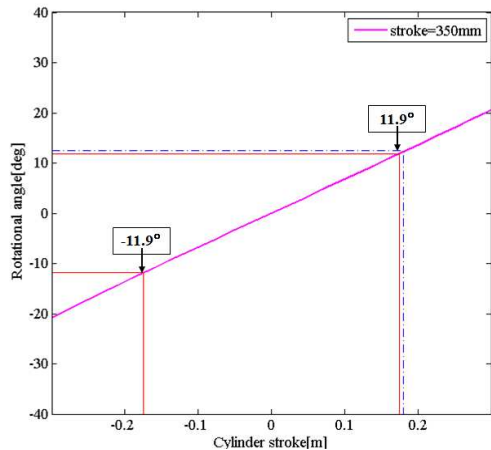


Fig. 7 The rotation limit of the actuator

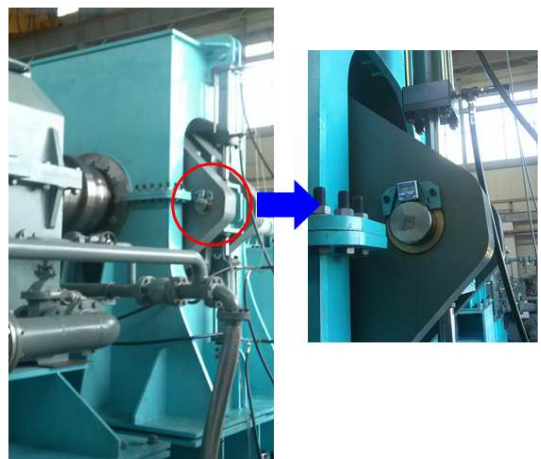


Fig. 8 Torque arm measurement location of torque applying device

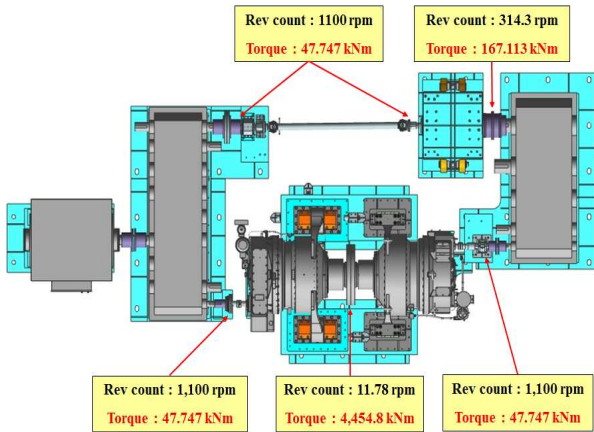


Fig. 9 Powerflow of 5.5 MW test rig

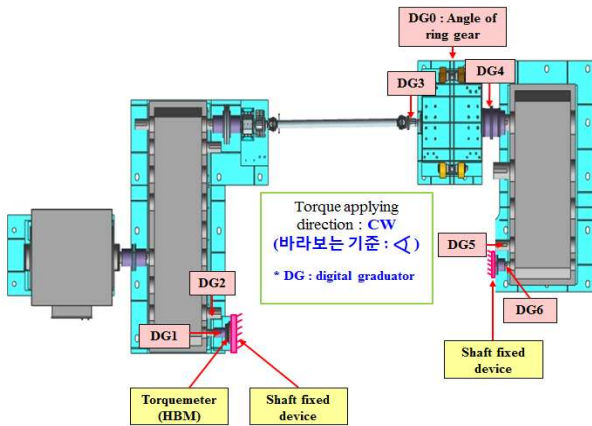


Fig. 10 Digital goniometer locations for torsional stiffness measurement

4.3 증속기 시험 장비의 비틀림 강성

풍력발전기용 증속기 시험 장비의 비틀림 강성을 측정하였다. Fig. 9는 5.5 MW급 풍력발전기용 증속기 시험 장비 레이아웃 및 동력 흐름을 나타낸 것이고, Fig. 10은 기계식 동력순환 시험 장비에서 시험체 증속기를 제외한 것으로서, 토크 순환용 보조기어박스, 유니버설 조인트, 커플링 등의 부품에 대하여 비틀림 강성을 측정하기 위한 회전각 센서의 위치를 나타낸 것이다. 토크 순환용 보조기어박스 #1의 DG1축과 보조기어박스 #2의 DG6축을 고정 지그에 고정하였다. 또한, 보조기어박스 #1의 DG1축에는 토크센서를 장착하였다. 디지털 각도계를 설치한 후 토크가 47.75 kNm가 되도록 유압 제어 시스템을 작동시켰다. 여기서, 47.75 kNm의 토크는 5.5 MW 증속기의 정격 토크를 의미한다.

Table 2 The rotation angle and torsional stiffness for each component

Load condition	CW		CCW	
	No load (0 kNm)	Full load (47.75 kNm)	No load (0 kNm)	Full load (-47.75 kNm)
DG0, deg	0	5.90	0	4.30
DG1, deg	0	0.80	0	0.80
DG2, deg	0	0.80	0	0.40
DG3, deg	0	9.00	0	7.40
DG4, deg	0	1.50	0	0.80
DG5, deg	0	1.00	0	0.90
DG6, deg	0	1.00	0	0.90
Torsional stiffness, kNm/rad	231.13		318.19	

Table 2는 시험체를 제외한 기계식 동력순환 시험 장비에 토크를 인가하여 각 부품의 회전각 측정 및 비틀림 강성을 계산하였다. 5.5 MW 증속기의 정격 토크 조건에서 DG0의 회전각( $\theta_1$ ) 측정 결과, 정방향의 경우 5.90 deg, 역방향의 경우 4.30 deg로 측정되었으며, 비틀림 강성은 식 (19)을 이용하여 정방향과 역방향 각각 231.13 kNm/rad, 318.19 kNm/rad과 같았다.

$$K_{tor} = \frac{T_{in}}{(\theta_1 \times \frac{\pi}{180})} \tag{19}$$

시험체 증속기의 비틀림 강성을 이용하여 시험 장비의 회전각 범위 내에서 5.5 MW 증속기의 정격 토크 인가에 대한 가능성을 검토하였다. 5MW 시험체 증속기 1대의 비틀림 강성을 고속축을 고정시키고 저속축을 회전시켰을 때를 기준으로 1,200,000 kNm/rad라고 하면 증속기 2대를 배면 조합했을 때의 비틀림 강성은 식 (20)을 통해 600,000 kNm/rad임을 알 수 있다. 증속기의 정격 하중에서 저속축 토크는 4,454.8 kNm이며, 회전각은 식 (21)을 통해 0.00742 rad이 된다. 이 때, 증속기의 출력축 회전각( $\theta_{HSS}$ )은 식 (22)를 이용하여 39.69 deg으로 계산되며, 이 회전각을 토크 인가 장치의 회전각( $\theta_2$ )으로 변환하기 위하여 식

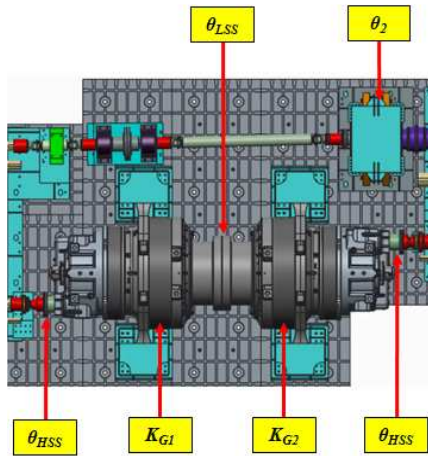


Fig. 11 Symbol locations of test rig

(23)과 같이 토크 인가 장치의 기어비를 고려하면 15.87 deg이 된다.

$$K_G = \frac{1}{\left(\frac{1}{K_{G1}} + \frac{1}{K_{G2}}\right)} \quad (20)$$

$$\theta_{LSS} = \frac{T_{LSS}}{K_G} \times \frac{180}{\pi} \quad (21)$$

$$\theta_{HSS} = \theta_{LSS} \times i_G \quad (22)$$

$$\theta_2 = \frac{\theta_{HSS}}{i} \quad (23)$$

$$\theta_3 = \theta_1 + \theta_2 \quad (24)$$

시험체 증속기 2대를 포함한 시험 장비에서 토크 인가 장치의 회전각( $\theta_3$ )은 정방향의 경우 5.90 deg( $\theta_1$ )와 15.87 deg( $\theta_2$ )의 합으로 21.77 deg과 같으며, 역방향의 경우 4.30 deg( $\theta_1$ )와 15.87 deg( $\theta_2$ )의 합으로 20.17 deg과 같았다. 계산에 사용된 기호는 Fig. 11에 정리하여 나타내었다.

이 결과로부터 시험체 증속기 1대의 비틀림 강성이 정방향의 경우 1,064,400 kNm/rad, 역방향의 경우 977,000 kNm/rad인 경우 액추에이터의 최대 회전각은 23.8 deg이 됨을 확인할 수 있었다. 즉, 시험체 증속기의 비틀림 강성이 이 값보다 큰 경우에는 23.8 deg보다 작은 회전각으로 정격 토크를 인가할 수 있으나, 이 값보다 작은 경우에는 액추에이터의 최대 행정(23.8 deg)을 이용하여도 정격 토크를 인가할 수 없다.

## 5. 결 론

기계식 동력순환 시험 장비의 5.5MW급 증속기

시험용 토크 인가 장치의 특성을 분석하고, 액추에이터의 유효 행정 해석 및 측정을 통하여 회전각을 확인하였다. 또한, 시험 장비의 각 부품에 대하여 회전각을 측정하여 비틀림 강성을 확인하였으며, 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 시험체 증속기에 입력 토크를 일정하게 유지하기 위해서는 액추에이터의 행정 변화에 따라 제어 압력을 변화시켜야 하며, 액추에이터의 행정이 0 m인 경우와 최대 행정인 0.175 m인 경우에 약 1.6 bar의 압력 변화가 요구된다.

(2) 시험체를 제외한 시험 장비에 토크를 인가하여 각 부품의 회전 각도를 측정한 결과 시험 장비의 비틀림 강성은 정/역방향에 대해서 각각 231.13 kNm/rad과 318.19 kNm/rad로 나타났으며, 고속축 정격 토크가 47.75 kNm인 5.5 MW 증속기 1대의 비틀림 강성이 정방향의 경우 1,064,400 kNm/rad, 역방향의 경우 977,000 kNm/rad보다 큰 경우 정격 토크를 인가할 수 있다.

(3) 시험 장비의 회전각 한계(23.8 deg)로 인하여 시험체 증속기의 비틀림 강성에 따라 정격 토크 인가 여부가 결정된다.

## 참고문헌

(References)

- (1) GL, 2003, "Guideline for the Certification of Wind Turbine Edition."
- (2) Hwang, B. S. et al., 2010, "An Understanding of Advanced Wind Turbine," AJIN.
- (3) Kim, J. G., Park, Y. J., Oh, J. Y. and Kim, J. H., 2014, "Analysis of Torque Control System for Wind Turbine Gearbox Testing System," *Proceedings of KSME Spring Conference*, pp. 457~458.
- (4) Musial, W. and McNiff, B., 2000, "Wind Turbine Testing in the NREL Dynamometer Test Bed," NREL.
- (5) Park, J. W., Choi, B. O. and Kim, K. K., 2013, "Study on Accelerated Life Testing of Swing Reduction Gear Box for Hybrid Excavator," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 37, No. 11, pp. 1407~1413.
- (6) Lee, Y. B. and Kim, K. M., 2012. "Analysis of Performance Characteristics of Swash-Plate- Type Hydraulic Piston Motor," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 36, No. 11, pp. 1441~1446.
- (7) Spinato, F., Tavner, P., Bussel, G. and



- Koutoulakos, E., 2009, "Reliability of Wind Turbine Subassemblies," *IET Renewable Power Generation*, pp. 1~15.
- (8) Lee, G. H., Park, Y. J., Kim, J. G., Nam, Y. Y. and Kim, H. S., 2012, "Design of 5.5 MW Drive Train Test Stand for Wind Turbine Gearbox," *Proceedings of the International Conference of Manufacturing Technology Engineers 2012*, p. 138.
- (9) Oh, Y. J., 2002, "A Study on the Development of a Four-square Test Rig for Analysis of Dynamic Performance of a Gearbox," Changwon National University.
- (10) ASTM Specifications D-5182 FZG - Gear Test Rig, 2000.
- (11) Park, Y. J. et al., 2012, "Torque Generator of Gearbox Test Apparatus and Torque Control System for Controlling the Torque Generator," Patent 10-1255679.
- (12) Lee, Y. B. and Kim, T. S., 2012, "Development of Normal-Opposite Rotational Durability Test for Large Sized Planetary Gear Box," *Proceedings of KSME Spring Conference*, pp. 277~279.