

## 풍력발전기용 3점 지지 기어박스의 토크암 핀 및 탄성중합체 부싱 설계

심성보<sup>a</sup>, 남주석<sup>b\*</sup>

## Design of a Torque Arm Pin and Elastomeric Bushings for the Three-point-Suspension Gearbox of a Wind Turbine

Sung Bo Shim<sup>a</sup>, Ju Seok Nam<sup>b\*</sup><sup>a</sup> Upland-Field Machinery Research Center, Kyungpook National University,  
80, Daehakro, Buk-gu, Daegu 41566, Korea<sup>b</sup> Department of Biosystems Engineering, Kangwon National University,  
1 Kangwondaehak-gil, Chuncheon, Gangwon-do, 24314, Korea

## ARTICLE INFO

## Article history:

Received	12	January	2017
Revised	16	February	2017
Accepted	22	February	2017

## Keywords:

Elastomeric bushing  
Gearbox  
Three point suspension  
Torque arm  
Torque arm pin  
Wind turbine

## ABSTRACT

In this study, analytical methods for designing a torque arm pin and elastomeric bushings of a conventional-type three-point-suspension gearbox of a wind turbine are investigated. The design loads for the torque arm were derived by considering the effects of the transmitted torque and self-weight of the gearbox. Based on the design loads, design methods for the torque arm pin and elastomeric bushings were introduced in the terms of material and size selection. Finally, a small-scale conventional-type gearbox was designed by applying the derived design methods. This study is an elementary and analytical study for the design of the torque arm pin and elastomeric bushings. It is necessary to verify and supplement the results further through extensive experimentation.

## 1. 서 론

풍력에너지(wind energy)는 신재생에너지의 일종으로써 화석, 원자력 등 기존의 주요 에너지원에 비해 친환경적이며 반영구적인 장점이 있다<sup>[1]</sup>. 또한, 기술발달로 인해 에너지 생산 비용(cost of energy)이 감소하고 있으며 관련 분야의 고용 창출 및 투자 촉진 효과도 있어 사회·경제적으로도 경쟁력이 있는 에너지원이다<sup>[2]</sup>.

풍력에너지를 이용하여 전기를 생산하기 위해 풍력발전기가 사용된다. 2015년 기준 풍력발전기 신규 설치용량이 가장 큰 지역은 아시아이며 유럽과 북미가 뒤를 따른다. 세계적인 경기 흐름 및 국

가적인 신재생에너지 정책에 따라 연도별 풍력발전기 설치용량은 지역별로 차이가 있으나, 세계적인 누적 설치용량은 지속적으로 증가하여 왔으며 향후에도 꾸준히 증가할 것으로 예측되고 있다<sup>[3,4]</sup>.

풍력발전기는 풍력에너지를 수집하는 블레이드(blade), 수집된 풍력에너지를 회전동력의 형태로 전달하는 주축(main shaft), 주축을 지지하여 원활한 회전이 가능하도록 하는 메인 베어링(main bearing), 주축을 통해 전달된 저속 고토크의 동력을 발전에 적합한 고속 저토크의 동력으로 변환시켜주는 기어박스(gearbox), 기어박스를 통해 동력을 전달받아 전기를 생산하는 발전기(generator) 등으로 구성된다<sup>[5]</sup>. 그 중 블레이드로부터 입력되는 동

\* Corresponding author. Tel.: +82-33-250-6497

Fax: +82-33-259-5561

E-mail address: njsg1218@kangwon.ac.kr (Ju Seok Nam).

력을 최종 목표지점인 발전기로 전달해주는 역할을 하는 메인 베어링, 주축, 기어박스를 총칭하여 드라이브 트레인(drive train)이라 부른다.

육상 풍력발전기에서 가장 큰 설치비용이 소요되는 구성요소는 드라이브 트레인이며 그 중 가장 고가의 컴포넌트는 기어박스이다<sup>6)</sup>. 또한, 기어박스는 고장으로 인한 정지시간이 길어 풍력발전기의 유지보수 비용을 증가시키는 주요 요소이다<sup>7,8)</sup>. 따라서 요구 수명을 만족시키는 기어박스의 설계는 풍력발전기의 발전 단가를 결정하는 매우 중요한 요소이다. 그 중 작용 하중에 대한 하중 용량을 고려한 설계<sup>9,10)</sup>, 작동 온도를 고려한 설계<sup>11)</sup>, 메인 베어링 강성 및 드라이브 트레인의 지지 강성이 기어박스의 입력하중에 미치는 영향<sup>12,13)</sup>, 비토크 하중(non-torque loads)이 기어박스의 수명에 미치는 영향<sup>14)</sup> 등 기어치 설계에 대한 국제 규격 및 관련 연구는 많이 있어 이들을 활용하여 요구 수명을 만족시키는 기어치를 설계할 수 있다. 그러나 풍력발전기에서 가장 흔히 사용되는 3점 지지 기어박스에서는 기어치 뿐만 아니라 기어박스를 지지하는 토크암 핀과 탄성중합체 부싱의 설계도 매우 중요한 요소이나 이에 대한 설계 규격이나 가이드라인은 아직까지 없다.

본 연구에서는 풍력발전기용 3점 지지 기어박스의 토크암 핀과 탄성중합체 부싱을 설계하는 해석적인 방법을 제시하였다. 본 연구의 결과는 토크암 설계를 위한 참고 자료로 활용될 수 있을 것이다.

## 2. 드라이브 트레인 및 기어박스

### 2.1 드라이브 트레인

적용되는 기어박스의 타입에 따라 다양한 형태의 드라이브 트레인이 있으나 풍력발전기에서 가장 흔히 사용되는 드라이브 트레인은 3점 지지 드라이브 트레인이다. 3점 지지 드라이브 트레인에서는 블레이드를 통해 입력되는 하중을 주축에 장착되는 하나의 메인 베어링과 기어박스 하우징의 좌우 양쪽 토크암이 지지한다<sup>8)</sup>. 3점 지지 드라이브 트레인에 사용되는 기어박스를 3점 지지 기어박스라고 하며, 기어박스 하우징의 토크암은 핀(pin)과 탄성중합체 부싱(elastomeric bushing)을 통해 지지 구조물에 고정된다. 토크암은 입력 하중뿐만 아니라 구조기인 소음 및 진동을 흡수하는 역할도 한다.

3점 지지 드라이브 트레인은 다른 형태의 드라이브 트레인에 비해 상대적으로 설계가 간단하고 주축의 길이가 짧아 안정성이 높은 장점이 있으나 기어박스 하우징의 토크암이 큰 하중을 지지해야 하므로 토크암 설계에 주의가 요구된다. 3점 지지 드라이브 트레인의 주요 구성 요소들은 Fig. 1과 같다<sup>12)</sup>. 또한 기어박스 하우징 토크암의 형태는 Fig. 2와 같다<sup>15)</sup>.

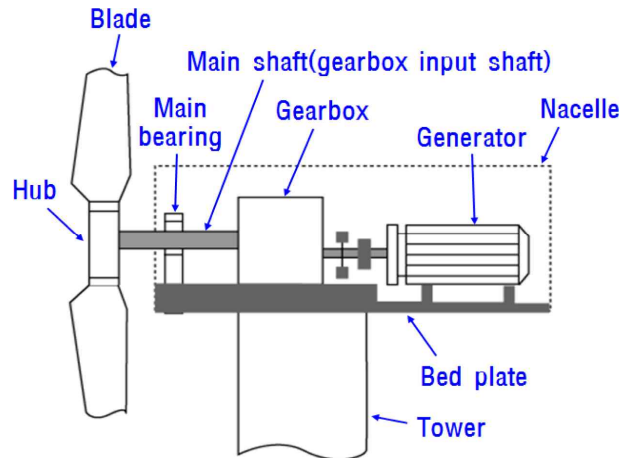


Fig. 1 Configuration of 3 point suspension drive train



Fig. 2 Feature of torque arm of gearbox housing

### 2.2 기어박스

풍력발전기용 기어박스는 기어의 종류, 동력분배 및 유압장치 사용 여부 등에 따라 여러 형태의 구조를 가진다. 여러 개의 유성기어를 사용함으로써 제한된 공간에서 높은 동력전달 용량을 가지는 유성기어단이 대부분의 기어박스 구조에서 적용되고 있다. 그 중 컨벤셔널 타입(conventional type) 기어박스는 장기간의 필드 적용을 통해 검증받은 구조로서 풍력발전기에서 가장 널리 사용되고 있다<sup>16)</sup>.

컨벤셔널 타입 기어박스는 두 개의 유성기어단과 하나의 평행축 기어단으로 구성된다. 주축을 통해 전달되는 동력은 저속 유성기어단(low speed planetary gearset, LSPG)의 유성 캐리어로 입력되며 고속 유성기어단(high speed planetary gearset, HSPG)을 거쳐 평행축 기어단(parallel shaft gearset, PSG)의 피니언을 통해 동력을 출력한다. 컨벤셔널 타입 기어박스의 구조는 Fig. 3과 같다<sup>12)</sup>.

본 연구에서는 3점 지지 기어박스로 컨벤셔널 타입이 적용되는 경우를 고려하였다. 컨벤셔널 타입 기어박스에서는 링기어 외경부가 하우징 역할을 하므로 토크암은 Fig. 4와 같이 저속 유성기어단의 링기어 외경부에 일체형으로 제작된다<sup>12)</sup>.

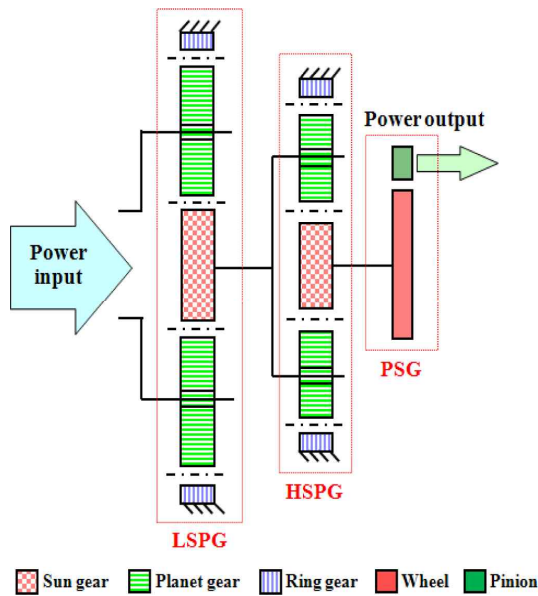


Fig. 3 Gear train of the conventional type gearbox



Fig. 4 Location of torque arm in the conventional type gearbox

### 3. 토크암 하중

토크암 핀과 탄성중합체 부싱을 설계하기 위해서는 먼저 토크암에 작용하는 하중을 도출해야 한다. 토크암은 저속 유성기어단의 링기어부에 부착되므로 링기어에 작용하는 토크에 의한 하중과 기어박스 자중에 의한 하중을 고려하여 토크암의 하중을 결정할 수 있다.

링기어의 토크에 의한 하중은 유성 캐리어가 입력축이고 선기어가 출력축이며, 링기어는 고정인 유성기어단에서의 토크 관계식을 이용하여 도출할 수 있다<sup>17)</sup>.

입력축인 저속 유성기어단의 유성 캐리어는 주축과 연결되므로 주축을 통해 전달되는 동력과 주축의 회전속도를 이용하여 유성 캐리어에 작용하는 토크( $T_C$ )를 식 (1)과 같이 도출할 수 있다.

$$T_C = \frac{P}{N} \quad (1)$$

여기서,  $P$ 는 주축을 통해 전달되는 동력,  $N$ 은 주축의 회전속도를 의미한다.

선기어에 작용하는 토크( $T_S$ )는 유성 캐리어의 토크를 이용하여 식 (2)와 같이 결정된다.

$$T_S = \frac{T_C}{u} \quad (2)$$

여기서,  $u$ 는 기어비를 의미한다. 기어비는 식 (3)을 이용하여 결정할 수 있다.

$$u = 1 + \frac{N_R}{N_S} \quad (3)$$

여기서,  $N_R$ 은 링기어의 기어 잇수,  $N_S$ 는 선기어의 기어 잇수를 의미한다.

링기어의 토크( $T_R$ )는 유성 캐리어와 선기어의 토크를 이용하여 아래와 같이 계산된다.

$$T_R = T_C - T_S \quad (4)$$

두 토크암 사이의 수평 중심거리를  $D$ 라고 하면, 링기어 토크에 의해 각 토크암에 작용하는 하중( $P_R$ )의 크기는 식 (5)를 통해 결정된다. 이 하중은 Fig. 5와 같이 두 토크암에 우력(couple)으로 작용하게 된다.

$$P_R = \frac{T_R}{D} \quad (5)$$

기어박스의 자중에 의한 각 토크암 하중( $P_O$ )은 식 (6)을 이용하여 결정할 수 있다.

$$P_O = \frac{W}{2} \quad (6)$$

여기서,  $W$ 는 기어박스의 자중을 의미한다.

기어박스의 자중에 의한 하중은 두 토크암에서 모두 수직 아래방향으로 작용한다. 반면, 링기어 토크에 의한 하중은 두 토크암에서 각각 수직 아래방향과 수직 윗방향으로 작용한다. 가장 가혹한 조건을 견딜 수 있도록 토크암 핀 및 탄성중합체 부싱을 설계해야 하므로 토크암의 설계 하중은 기어박스 자중에 의한 하중과 링기어 토크에 의한 하중의 합이 된다. 즉, 두 토크암 중 링기어 토크에 의한 하중과 기어박스 자중에 의한 하중의 방향이 같은 토크암을 대상으로 토크암 핀 및 탄성중합체 부싱을 설계한다.

기어박스의 제작오차, 조립 시의 미스얼라인먼트, 비토크 하중,

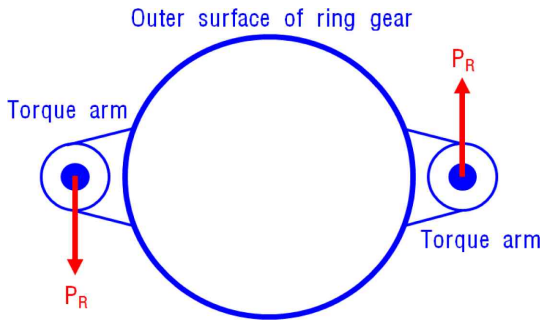


Fig. 5 Torque arm load from the ring gear torque

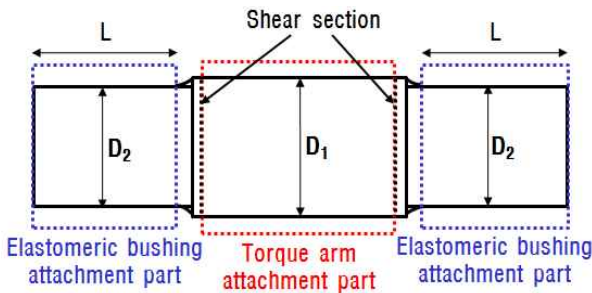


Fig. 6 Shape of torque arm pin

불균일한 하중분배, 작동 진동, 핀 형상에 의한 노치 효과 등의 영향을 고려하여 하중에 대한 안전계수(SF)를 포함시키면 토크암 설계 하중( $P_T$ )은 식 (7)과 같이 결정된다.

$$P_T = SF(P_R + P_O) \quad (7)$$

#### 4. 토크암 핀 및 탄성중합체 부싱 설계

##### 4.1 토크암 핀 설계

토크암 핀은 토크암을 통해 전달되는 하중을 전단하중의 형태로 지지하게 된다. 따라서 작용하는 전단하중을 견딜 수 있도록 정적 전단강도를 고려한 설계를 수행해야 한다. 핀과 같은 단순 결합요소인 경우 복잡한 피로설계를 수행하지 않으며, 보통은 정적 하중에 대한 안전계수를 높이는 것으로 피로설계를 대신한다.

토크암 핀의 일반적인 형태는 Fig. 6과 같다. 직경  $D_1$ 에 해당하는 가운데 부분에 기어박스의 토크암이 장착되며, 직경  $D_2$ 에 해당하는 양 끝부분은 탄성중합체 부싱이 결합되어 지지 구조물에 고정된다. 전단면은 직경  $D_1$ 에 해당하는 가운데 부분에 존재한다.

토크암 장착부의 양 끝단면에서 전단이 발생하므로 토크암 핀은 이중전단(double shear) 상태에 있다<sup>18)</sup>. 하나의 전단면이 받는 하중은 토크암 설계 하중의 1/2이므로 토크암 핀에 작용하는 정적 전단응력( $\tau_D$ )은 아래와 같이 도출된다.

$$\tau_D = \frac{2P_T}{\pi D_1^2} \quad (8)$$

토크암 핀의 설계에서는 어떤 변수를 설계 파라미터로 설정하는가에 따라 두 가지 접근이 가능하다. 하나는 핀의 직경이 주어진 경우에 핀의 재질을 결정하는 것이고, 다른 하나는 핀의 재질을 알고 있는 경우에 핀의 직경을 결정하는 것이다. 일반적으로 강의 전단강도는 인장강도의 1/2이다<sup>18)</sup>. 핀의 직경이 주어진 경우에는 핀에 작용하는 정적 전단응력을 구할 수 있으므로 식 (8)을 이용하여 아래 관계를 만족시키는 재질로 핀을 선정해야 한다.

$$\sigma_T \geq 2\tau_D \quad (9)$$

여기서,  $\sigma_T$ 는 핀의 정적 인장강도를 의미한다.

핀의 재질이 주어진 경우에는 정적 인장강도를 알 수 있으므로 식 (8)과 (9)를 이용하여 아래 관계를 만족시키도록 핀의 직경을 결정해야 한다.

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4P_T}{\pi\sigma_T}} \quad (10)$$

##### 4.2 탄성중합체 부싱 설계

탄성중합체 부싱은 토크암 핀에 결합되어 기어박스를 고정해 주며, 작동 중 발생하는 진동 및 소음을 흡수하는 역할을 한다. 주로 진동에 의해 소음이 발생하며 진동은 변위와 연관이 있으므로 탄성중합체 부싱의 설계에서는 기어박스의 반경방향 변위가 주요 고려사항이 된다. 앞서 토크암 핀의 설계에서  $D_1$ 이 결정되면  $D_2$ 는 그와 동일하거나 유사한 값으로 정해지므로 직경  $D_2$ 는 설계변수에서 제외한다.

탄성중합체 부싱의 결합부가 지지해야 하는 지압하중(bearing force)은 토크암 설계 하중  $P_T$ 와 같으며 하중의 방향은 기어박스의 반경방향이다. 탄성중합체 부싱 결합부의 길이를  $L$ 이라 하면 탄성중합체 부싱의 지압응력( $\sigma_b$ )은 아래와 같이 도출된다<sup>18)</sup>.

$$\sigma_b = \frac{P_T}{2D_2L} \quad (11)$$

Fig. 7과 같이 탄성중합체 부싱의 두께를  $T$ 라 하면 1축 수직응력-수직변형률 관계에 의해 아래의 식이 얻어진다<sup>18)</sup>.

$$\sigma_b = E\varepsilon = E\frac{\Delta T}{T} \quad (12)$$

여기서,  $E$ 는 탄성중합체 부싱의 탄성계수,  $\varepsilon$ 는 변형률,  $\Delta T$ 는 반경방향 변위를 의미한다.

탄성중합체 부싱의 설계에서도 두 가지 접근이 가능하다. 재질이 주어진 경우에 반경방향 변형률 조건을 만족시키는 결합부 길이를 결정하는 것과 결합부 길이가 주어진 경우에 반경방향 변형률 조건을 만족시키는 재질을 결정하는 것이다.

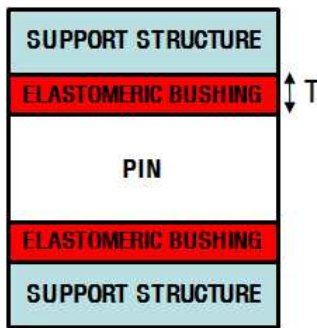


Fig. 7 Cross section of pin and elastomeric bushing assembly

재질이 주어지는 경우에는 탄성계수를 알 수 있으므로 식 (11)과 (12)를 이용하여 아래 관계를 만족시키도록 결합부 길이를 결정해야 한다.

$$L \geq \frac{P_T}{2D_2E\epsilon} \quad (13)$$

탄성중합체 부싱의 길이가 주어진 경우에는 식 (11)과 (12)를 이용하여 아래 관계를 만족시키는 재질로 탄성중합체 부싱을 선정해야 한다.

$$E \geq \frac{P_T}{2D_2L\epsilon} \quad (14)$$

### 5. 설계 예제

도출된 설계법을 2 MW급 풍력발전기용 3점 지지 기어박스의 1/4 축소모형(35 kW급 컨벤셔널 타입 기어박스)에 적용하여 설계예제를 수행하였다<sup>[9]</sup>. 축소모형은 2 MW급 풍력발전기용 3점 지지 기어박스와 동일한 구조 및 하중 용량을 가지도록 상사 이론을 적용하여 설계되었다. 해당 기어박스의 주요 파라미터들은 Table 1과 같다.

#### 5.1 토크암 하중

Table 1의 파라미터와 식 (1)~(7)을 이용하여 도출한 토크암 하중 관련 파라미터들은 Table 2와 같다. 하중에 대한 안전계수는 2.0을 적용하였다. 안전계수의 크기는 절대적이지 않으며 작동 환경 및 설계자의 경험 등에 따라 달라질 수 있다.

#### 5.2 토크암 핀 설계

토크암 핀의 경우 직경을 알고 있는 경우 재질을 결정하는 설계법을 적용하였다. 토크암 장착부의 핀의 직경  $D_1$ 은 35 mm를 적용하였다.

Table 2의 토크암 설계 하중( $P_T$ )과 식 (8) 및 (9)를 이용하여

Table 1 Specifications of the target gearbox

Items	Values
Power from main shaft ( $P$ ), kW	35.25
Rotational speed of main shaft ( $N$ ), rpm	15.25
Number of teeth of LSPG sun gear ( $N_S$ )	25
Number of teeth of LSPG ring gear ( $N_R$ )	87
Straight-line distance between torque arms ( $D$ ), m	0.55
Self-weight of the gearbox ( $W$ ), kg	500

Table 2 Magnitude of torque arm load related parameters

Items	Values
Torque of planet carrier ( $T_C$ ), Nm	22,072.96
Torque of sun gear ( $T_S$ ), Nm	4,927
Torque of ring gear ( $T_R$ ), Nm	17,145.96
Gear ratio ( $u$ )	4.48
Torque arm load from the ring gear torque ( $P_R$ ), N	31,174.48
Torque arm load from the self-weight of the gearbox ( $P_O$ ), N	2,452.5
Torque arm design load ( $P_T$ ), N	67,253.96

Table 3 Design parameters of torque arm pin

Items	Values
Shear stress acting on torque arm pin ( $\tau_D$ ), MPa	34.95
Minimum required tensile strength of torque arm pin ( $\sigma_T$ ), MPa	69.90

Table 4 Design parameter of elastomeric bushing

Items	Values
Minimum required attachment length of elastomeric bushing ( $L$ ), m	0.20

도출한 설계 파라미터는 Table 3과 같다. 토크암 핀은 인장강도가 69.90 MPa 이상인 재질을 사용해야 함을 알 수 있다.

#### 5.3 탄성중합체 부싱 설계

탄성중합체 부싱은 재질을 알고 있는 경우 결합부 길이를 결정하는 설계법을 적용하였다. 탄성중합체 부싱 장착부의 핀의 직경  $D_2$ 는 34 mm를 적용하였으며, 허용 반경방향 변형률은 1%로 설정하였다. 또한, 탄성중합체 부싱의 재질로는 탄성계수가 500 MPa인 테프론을 사용하는 것으로 가정하였다.

Table 2의 토크암 설계 하중( $P_T$ )과 식 (13)을 이용하여 도출한 설계 파라미터는 Table 4와 같다. 주어진 조건에서 탄성중합체 부싱 결합부의 길이는 0.2 m 이상이어야 함을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 풍력발전기용 3점 지지 기어박스의 토크암 핀과 탄성중합체 부상 설계를 위한 해석적인 방법을 제시하였다. 연구대상 기어박스로는 풍력발전기에서 가장 흔히 사용되는 컨벤셔널 타입을 적용하였다.

링기어의 토크에 의한 하중과 기어박스의 자중에 의한 하중을 고려하여 토크암에 작용하는 하중을 결정하는 방법을 제시하였다. 이를 바탕으로 토크암 핀에서는 직경이 주어진 경우에 재질을 결정하는 설계법과, 재질을 알고 있는 경우에 직경을 결정하는 설계법을 도출하였다. 또한 탄성중합체 부싱의 경우 재질이 주어진 경우에 결합부 길이를 결정하는 설계법과, 결합부 길이가 주어진 경우에 재질을 결정하는 설계법을 도출하였다. 마지막으로, 도출된 설계법을 적용하여 2 MW급 풍력발전기용 3점 지지 기어박스의 1/4 축소모형에 대해 토크암 핀과 탄성중합체 부싱을 설계하는 예제를 수행하였다.

본 연구는 풍력발전기용 3점 지지 기어박스의 토크암 핀 및 탄성중합체 부상 설계를 위한 기본적인 해석적인 연구이며, 추후 다양한 시험을 통한 검증 및 보완이 필요할 것으로 판단된다. 특히 피로, 열, 진동, 부식 등 기타 요인들이 미치는 실제적인 영향을 실험적으로 도출하고 이를 설계에 반영해야 할 것으로 판단된다.

## 후 기

본 결과물은 농림축산식품부의 재원으로 농림수산식품기술기획평가원의 농림축산식품연구센터지원사업의 지원을 받아 연구되었음 (716001-7).

## References

- [1] Zahidi, A., 2012, Current Status and Future Prospects of the Wind Energy, Proceedings of Power & Energy Conference, 54-58.
- [2] Walker, R., Swift, A., 2015, Wind Energy Essentials: Social, Economic, and Environmental impacts, John Wiley & Sons Inc, West Sussex, England.
- [3] EWEA, 2015, Wind Energy Scenarios for 2030, European Wind Energy Association, Brussels, Belgium.
- [4] GWEC, 2016, Global Wind Statistics 2015, Global Wind Energy Council, Brussels, Belgium.
- [5] Manwell, J. F., McGowan, J. G., Rogers, A. L., 2009, Wind Energy Explained: Theory, Design And Application, Second edition, John Wiley & Sons Inc, West Sussex, England.
- [6] Tegen, S., Lantz, E., Hand, B., Maples, B., Smith, A., Schwabe, P., 2013, 2011 Cost of Wind Energy Review, Technical Report NREL/TP-5000-56266, National Renewable Energy Laboratory, Colorado, USA.
- [7] Ribrant, J., Bertling, L. M., 2007, Survey of Failures in Wind Power Systems with Focus on Swedish Wind Power Plants during 1997-2005, IEEE Transactions on Energy Conversion, 22:1 167-173.
- [8] Argyriadis, K., Rademakers, L., Capellaro, M., Ristow, M., Hauptmann, S., Kochmann, M., Mouzakis, F., 2009, Procedures for Testing And Measuring Wind Energy Systems - Deliverable D1: State-of-the-art-report, PROTEST Collaborative Project FP7-ENERGY-2007-1-RTD, University of Stuttgart, Germany.
- [9] ISO 2006, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, ISO6336-1,2,3,5,6, International Standardization Organization, Geneva, Switzerland.
- [10] GL, 2010, Guideline for the Certification of Wind Turbine, GL2010, Germanischer Lloyd, Hamburg, Germany.
- [11] ISO technical report 2001, Gears-thermal Capacity, ISO/TR14179-1,2, International Standardization Organization, Geneva, Switzerland.
- [12] Nam, J. S., Nam, Y. Y., 2015, The Influence of Main Bearing Stiffness on the Gearbox of 3 Point Suspension Wind Turbine Drive Train, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 24:3 278-286.
- [13] Nam, J. S., Nam, Y. Y., 2015, The Influence of Suspension Stiffness on the Gearbox Input Loads in a 3 Point Suspension Wind Turbine Drive Train, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 24:5 514-520.
- [14] Nam, J. S., Park, Y. J., Han, J. W., Nam, Y. Y., Lee, G. H., 2016, The Effects of Non-torque Loads on a Three-point Suspension Gearbox for Wind Turbines, International Journal of Energy Research, 40 618-631.
- [15] Nam, J. S., Kim, S. A., Nam, Y. Y., 2016, Design of Torque Arm Pin of 3 Point Suspension Gearbox for Wind Turbine, Proceedings of the Korean Society for Agricultural Machinery, 21:1 63-64.
- [16] Nam, J. S., 2014, Effect of Non-torque Loadings on the Life of 3 Point Suspension Gearbox for Wind Turbine, A Thesis for a Doctorate, Seoul National University, Republic of Korea.
- [17] ANSI/AGMA, 2006, Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives, ANSI/AGMA6123-B06, American National Standards Institute/ American Gear Manufacturers Association, Virginia, USA.
- [18] Beer, F., Johnston, E., Dewolf, J., Mazurek, D., 2015, Mechanics of Materials, Seventh edition, McGraw-Hill Inc, New York, USA.
- [19] Nam, J. S., Park, Y. J., Kim, J. K., Han, J. W., Nam, Y. Y., Lee, G. H., 2014, Application of Similarity Theory to Load Capacity of Gearboxes, Journal of Mechanical Science and Technology, 28:8 3033-3040.