

## 2.5MW 풍력발전기 기어박스 치형수정

이형우<sup>a</sup>, 강동권<sup>b\*</sup>

## Gear Teeth Modification for a 2.5MW Wind Turbine Gearbox

Hyoung Woo Lee<sup>a</sup>, Dong-Kwon Kang<sup>b\*</sup><sup>a</sup> Dept. of Mechatronics Engineering, Jungwon University, 85 Munmu-Ro, Goesan-Eup, Goesan-Gun, Chungbuk, 367-895, Republic of Korea<sup>b</sup> Division of Automotive Engineering, Dong-Eui Institute of Technology, 54 Yangji-Ro, Busanjin-Gu, Busan, 614-715, Republic of Korea

## ARTICLE INFO

## Article history:

Received	7	February	2014
Revised	22	March	2014
Accepted	1	April	2014

## Keywords:

Wind turbine  
Tooth modification  
Contact pressure  
Transmission error  
Gearbox

## ABSTRACT

This paper reports a method to modify the gear tooth profile of a wind turbine gearbox to reduce the noise caused by the impact of the gear teeth. The major causes of tooth impact are the elastic deformation of the gear teeth, shafts, and case of the gearbox under loading, and the fabrication tolerances in gear manufacturing. In this study, the tooth profile was modified considering the elastic deformation of the gear tooth and the tooth lead modification to compensate for tooth interference in the lead direction as a result of shaft deformations. The method was applied to the gearbox of a 2.5MW wind turbine, and the transmission error was characterized before and after modifying the gear teeth. For the modified gear teeth, the transmission error (67.6%) was lower by 17.8%. Additionally, the gear contact stress was reduced by 6.3%, to 22.3%.

## 1. 서론

최근 지구 온난화, 이상기후 현상, 유가 급등 등의 문제로 화석연료를 대체할 친환경에너지에 대한 관심이 증가하고 있다. 그리고 이산화탄소 발생량을 줄이기 위해, 세계 각국들은 풍력에너지, 수소/연료전지, 태양열, 해양에너지 등과 같은 신·재생에너지 기술개발에 더 많은 심혈을 기울이고 있다.

풍력발전기의 하중 조건의 두드러진 특징은 높은 마력에 저속으로 회전함으로써 인하여 입력단에 아주 높은 토크가 걸리는 점이다. 풍력발전기는 로터 블레이드 속도가 15~40 rpm의 범위 내에 있고 발전기 입력속도는 1,000~1,800 rpm이며 증속비는 대략 50~200의 범위이다<sup>[1]</sup>. 따라서 풍력발전기용 기어박스는 고마력/저

속/고토크 운전 조건에서 유성기어단과 헬리컬기어단 여러 개를 조합하여 사용한다. 풍력 발전용 기어박스는 20년 수명과 함께 높은 신뢰성을 요구하고 있다. 그렇기 때문에 강도에 대한 내구성과 더불어 소음 및 진동에 대한 평가가 필요하다. 기어 물림에 대한 해석을 통하여 치가 접촉하는 패턴 및 접촉응력을 파악할 수 있다. 이는 시스템에서의 기어의 성능을 판단하는데 중요한 판단 기준이 된다. 좋지 않은 기어의 접촉은 접촉응력을 상승시켜 면압강도에 악영향을 미치며 소음을 발생하게 된다. 이를 보완하기 위하여 치형수정을 통하여 기어의 접촉 패턴을 개선시켜야 한다.

A. Kubo<sup>[2]</sup>는 차량변속기어의 치형 오차 곡면을 네가지로 모듈화하여 그 형상곡면에 대한 치합전달오차를 실측하고 실험 모델을 제작하여 형상곡면과 기어소음과의 상관 관계를 규명하였다. W.D

\* Corresponding author. Tel.: +82-51-860-3305

Fax: +82-51-860-3305

E-mail address: dkkang@dit.ac.kr (Dong-Kwon Kang).

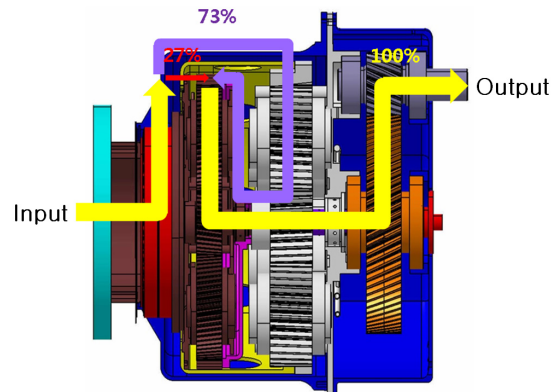
Mark<sup>[3]</sup>는 피치오차를 고려한 치합전달오차를 물림해석에 의하여 정식화하고 기어 가공오차로부터 치전달오차를 규명하기 위한 기구학적 해석을 정립하였다. J.M Graber<sup>[4]</sup>는 여러 가지 치형수정 및 물림율을 가진 평기어 및 헬리컬기어 정적 및 동적 치합전달오차에 대한 이론 및 실험치를 비교분석하였다. M. Choi<sup>[5]</sup> 등은 부하상태의 평치차 및 헬리컬 치차의 치강성과 치변형에 기인한 치합전달오차와의 관계를 연구하였다. R. G. MUNRO<sup>[6]</sup>는 부하가 가해진 평기어의 치변형에 의한 치합전달오차가 기어진동 및 소음의 주원인으로 판정하고 측정된 치합전달오차를 시간 및 주파수영역으로 나타내었다. Joo<sup>[7]</sup> 등이 치차의 가공한계오차와 부하상태에서의 치탄성변형량을 고려한 치형수정곡선을 정식화하고 치형수정된 기어쌍에 대한 치합전달오차를 모델링하여 치차제원 및 치형수정량에 따른 치합전달오차를 계산하는 프로그램을 개발하였다. 위의 대부분 논문들은 기어 한 쌍에 대해 치형수정을 실시하였다. 풍력발전기와 같이 복잡한 기어박스를 모델링하여, 부하를 고려한 치형수정특성 분석에 대한 연구는 미흡한 실정이다.

본 연구에서는 스피어 유성기어시스템 2단, 헬리컬기어 시스템 1단으로 구성되어 있고, 메인 축과 증속기가 플랜지 결합되어 있는 동력분기식 2.5MW 풍력발전기 기어박스 변형량을 풍력발전기 기어박스 전용 소프트웨어인 MASTA로 모델링하였으며<sup>[8-9]</sup>, 하중분배를 고려한 프로파일 방향의 치형수정 방법과 하중에 의한 축 직각오차에 의한 간섭량을 고려한 리이드 방향 치형수정 방법을 제시하였다. 또한 부하상태에서, 각 기어의 프로파일 변형량과 리이드 방향 치간섭량을 산출하였다. 치형수정 결과가 각 기어단의 치합전달오차와 기어접촉응력에 미치는 영향을 조사하였다.

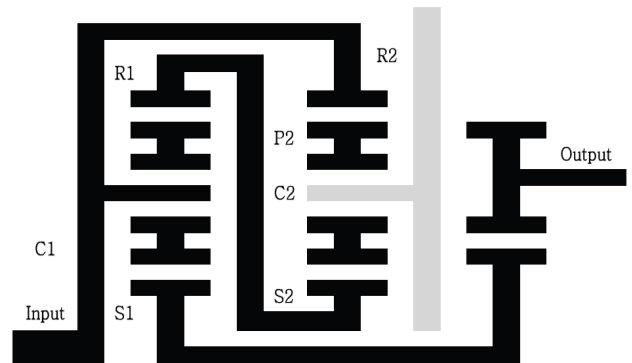
## 2. 2.5MW 풍력발전기 구조 및 특성

본 연구에 사용된 풍력발전기는 Fig. 1과 같은 연성형 형태로서, 증속기가 스피어 유성기어열 2단과 헬리컬 기어 1단으로 이루어져있다. 메인축(입력축)을 통하여 1단 유성기어단의 캐리어와 2단 링기어로 입력이 되며 2단 캐리어는 하우징에 고정 되어 있다. 2단 선기어는 1단의 링기어와 연결되어 있으며 1단 선기어는 3단 헬리컬기어단의 구동기어와 결합이 되어 있다. 또한 1단 유성기어시스템은 유성기어 3개, 2단 유성기어시스템은 유성기어 5개로 구성되어 있다. 입력으로 들어온 동력이 1단 캐리어와 2단의 링기어로 동력이 각각 약 30%와 70%로 동력이 분기가 된다.

풍력발전기 기어박스 시스템은 기어, 베어링, 축, 케이스, 커플링, 스플라인 등 요소가 있다. 또한 케이스는 토크암으로 지지되어 있다. 이는 과도한 토크가 일시적으로 들어왔을 때, 내부 시스템요소에 걸리는 부하를 최소화 하고 토크암에 부하를 걸어 안정성을 도



(a) Power flow of 2.5MW wind turbine



S : Sun gear, P : Planet gear, R : Ring gear  
(b) Layout of 2.5MW wind turbine gearbox

Fig. 1 Layout of 2.5MW wind turbine gear train

모하기 위함이다. 그렇기 때문에 강도에 대한 내구성과 더불어 소음 및 진동에 대한 평가가 필요하다. 이 어긋난 정도가 심할 경우, 기어의 면압강도와 기어의 소음에 나쁜 영향을 미친다. 따라서 신뢰성 높은 기어박스를 설계하기 위해서는 부하 상태에서 정밀한 기어 치점측해석이 필요하다.

풍력발전기 시스템에 걸리는 부하에 따라서, 풍력발전기 부품들의 변형이 다르게 발생하기 때문에, 정확한 시스템의 변형을 고려한 기어의 치점측해석을 하기 위해서는 풍력발전기 시스템 전체의 모델링이 되어야 가능하다.

## 3. 풍력발전기 기어박스 치형수정

### 3.1 치합전달오차의 정의

완전한 이벌류터 치형을 갖는 기어 쌍의 경우, 구동기어가  $\theta_1$ 만큼 회전할 때 종동기어의 회전각  $\theta_2$ 는 이론적으로  $\frac{N_1}{N_2} \theta_1$ 이 되어야 하나, 여러 원인으로 인하여 종동기어의 실제 회전각  $\theta_2$ 는 이론적인 회전각과의 차이가 발생하게 되는데 종동기어의 실제 회전각의 차이를 치합전달오차로 정의하며 수식적으로 표현하면 다음과 같다.

$$\Delta\theta_2 = \theta_2 - \frac{N_1}{N_2}\theta_1 \quad (1)$$

여기서  $\Delta\theta_2$ 는 치합전달오차,  $N_1$ ,  $N_2$ 는 구동기어, 종동기어 잇수이다.

### 3.2 맞물린 기어 치 충돌 메커니즘

기어시스템에 의하여 발생하는 소음 중에서 가장 심각한 소음은 맞물린 기어(mating gear)에서 발생하는 소음이다. 맞물린 기어의 소음에는 기어의 재질 및 치면사상정도에 기인한 마찰음, 엔진의 비틀림 진동 및 공진 현상으로 인한 충격음, 편심오차로 인하여 한 사이클내 피치의 연속적인 변화로 인한 파도음, 그리고 기어치의 간섭에 의한 간섭음이 있는데 이중에서 가장 문제가 되는 경우는 간섭음이라 할 수 있다. 간섭음의 일종인 기어화인소음(gear whine noise)은 기어 제작오차 및 하중변형 등에 의하여 맞물린 기어간에 발생하는 치충돌(tooth impact) 및 이중치합(double contact)으로 인하여 발생한다. Fig. 2는 하중변형에 의한 기어 프로파일 방향의 치충돌 발생기구를 나타내고 있다. Fig. 2에서 피니언(pinion)의 (1)치가 기어의 (1)치와 물림을 끝내려고 하고 바로 인접한 피니언 (2)치가 기어의 (2)치와 물림을 시작하려는 순간을 그린 것인데 이때의 하중분포상태를 보면 피니언(1)치의 치끝단(tip) 부분이 전 하중을 받고 있으므로 피니언(1)치의 치끝단은 피니언이 조립된 샤프트의 회전각도에서 하중에 의해 발생하는 변형량, “D”만큼 덜 회전하게 되나 이 부위를 제외한 피니언은 샤프트의 회전만큼 정확히 회전하므로 실제적인 물림상태는 피니언의 점선부와 같이 된다. 이 상태를 피니언(1)치에서 보면 인접한 피니언(2)치가 필요한 물림위치 이상으로 앞서 있게되어 피치가 일정하게 유지되며 회전하는 기어(2)치의 접촉시작부인 치끝단과 피니언(2)치의 치뿌리부에서 고체간의 탄성충돌이 일어나게 된다. 그리고 동력이 전달될 때, 기어 회전체의 리이드 방향으로의 비틀림 변형 및 기어가 장착된

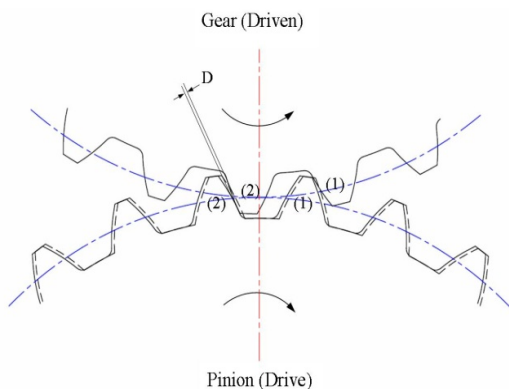


Fig. 2 Schematic diagram illustrating the mechanisms of gear tooth impact

축의 하중변형에 의한 치형곡선의 리이드 방향 변이로 인하여 고체 충돌이 발생된다.

### 3.3 풍력발전기 기어박스 치형수정

기어화인소음은 기어치의 접촉패턴이 치면에서 편측으로 쏠리거나 두 세부분으로 분리되는 현상 때문에 발생되는데 발생 원인별 기어치의 접촉 형상은 Table 1과 같다. 기어치의 변형이나 피치오차가 과대하면 접촉위치가 편측 치끝 부분이나 편측 치뿌리 부분에 위치하게 된다. 또한 부하에 의해 케이스, 축의 뒤틀림이 과대하면 치열의 편측으로 쏠리게 된다. 자동차 변속기는 일반적으로 기어치의 변형, 피치오차, 케이스, 축변형으로 인하여 접촉위치가 Table 1의 혼합형과 같이 나타난다. 위와 같이 기어 치의 변형이 과대하거나, 케이스, 축의 과대한 뒤틀림에 의하여 기어 치충돌이 발생하고, 이로 인하여 기어화인소음이 발생하게 된다. 따라서 기어화인소음을 저감하기 위한 치형수정의 목표는 기어치 접촉영역을 하중 상태에서 중앙부가 되게 하는 것이 이상적이다. 그러면 기어치 모서리 부분의 간섭에 의한 고체충돌을 피하게 할 수 있다. 그래서 운전 중 맞물린 기어의 접촉영역이 치면의 중앙부가 되도록 기어의 프로파일(gear profile) 및 리이드(lead) 방향으로 치끝에 또는 치폭방향의 모서리에 적정량의 릴리프를 주어 치면수정을 하게 된다.

풍력발전기는 블레이드 쪽이 지지되어 있지 않으므로, 비틀림 진동이 크게 발생하는 특징을 가지고 있다. 따라서 풍력발전기용 기어박스는 산업용 기어박스보다 축, 케이스의 뒤틀림이 크게 발생하는 특징을 가진다. 일반적으로 산업용 감속기는 프로파일 방향 치형수정을 하고 리이드 방향은 약간의 크라우닝을 하면 되지만, 풍력발전기용 기어박스는 비틀림진동으로 인해 축, 케이스 변형이 크게 발생함으로, 리이드 방향에 대한 치형수정 기술이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 축 직각오차에 의한 간섭량을 고려한 리이드 방향 치형수정 방법을 제시하였다.

Table 1 Tooth contact patterns

Causes	Tooth contact patterns
Pitch errors or deformations of the gear tooth	
Lead errors due to torsional deformation of both the shaft and transmission case	
Simultaneous occurrence of both the profile and lead errors in the gearbox	
Modification of the objective tooth	

Fig. 3은 부하에 의하여 축의 뒤틀렸을 때, 풍력발전기 기어의 물림 상태에 대한 예를 나타낸 것이다. Fig. 3의 (a)는 축의 뒤틀림이 없을 때, (b)는 부하에 의하여 축이 뒤틀렸을 때를 나타낸 것이다. 부하에 의하여 축이 뒤틀렸을 때, 기어의 이빨 물림은 치꼭 바깥쪽으로 물림이 발생한다. 이는 소음을 유발하여, 치면에 걸리는 접촉응력이 높게 되므로, 리이드 방향으로의 치형수정이 필요하다.

### 3.3.1 프로파일 방향 치형수정

프로파일 방향의 치형수정은 크게 부하에 의한 치변형과 헤르츠 접촉에 의한 치면의 변형을 고려하여 치형수정을 한다. 프로파일방향에 의한 치형수정량 산출은 Kim<sup>[10]</sup>을 참고하여 계산하였다.

Fig. 4에서, 기어의 물림은 치형을 따라 좌표  $x, y$ 를 따라 이루어진다. 이때의 변형량을 다음의 수식과 같이 정리하였다.

$$\delta_1 = \frac{F_t}{b} \frac{(1-v^2)}{e} (A + B e^{Cy} + D) \quad (2)$$

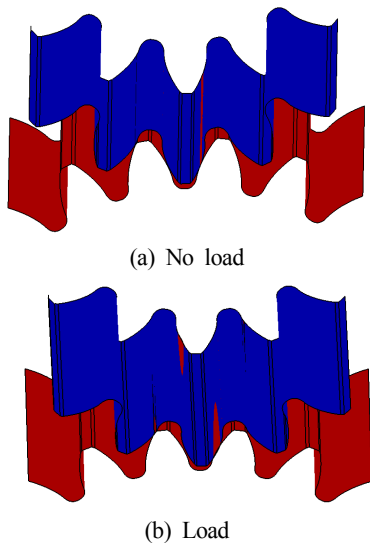


Fig. 3 Change of gear tooth contact in load condition

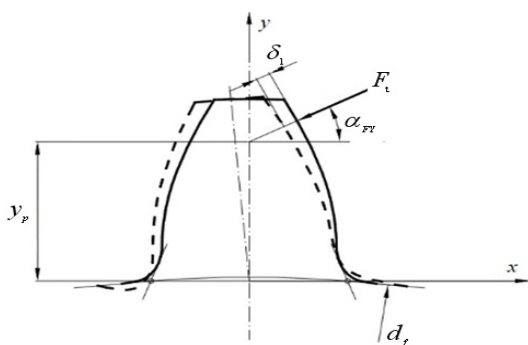


Fig. 4 Deformation of gear teeth by axis vertical load

여기서  $A, B, C, D$ 는 다음과 같다.

$$A = -1.05 + 153e^{-8.1x} z^{-(1.75-1.6x)}$$

$$B = 0.63 + (7.35 - 0.924x) z^{-1}$$

$$C = 1.28 - (2.88 + 3.68x) z^{-1}$$

$$D = -1.06 + 0.683 \ln(m_n z)$$

( $b$  : face width,  $z$  : number of teeth,

$x$  : addendum modification coefficient

$v$  : poisson's ratio,  $m_n$  : Normal module )

Fig. 5는 헤르츠 접촉에 의한 접촉면의 변형을 나타낸 것이다. 변형량( $\delta_2$ )은 다음과 같은 수식으로 구할 수 있다.

$$\delta_2 = \delta_{H,2} = \frac{2F_t}{\pi b} \frac{(1-v^2)}{e} (1.27 + 0.78 \ln \frac{m_n}{b_H}) \quad (3)$$

여기서  $b_H$ 는 치면이 맞물릴 때 헤르츠 접촉이 일어나는 폭의 절반이다.

위의 수식들을 통하여 구한 전체 변형량  $\delta$ 는 다음과 같다.

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \quad (4)$$

본 연구에서는 프로파일 치형수정을 최대하중에 대한 치변형량과 헤르츠 접촉에 의한 변형량을 구하여, Fig. 6과 같이 barreling 방식으로 치형수정을 실시하였다.

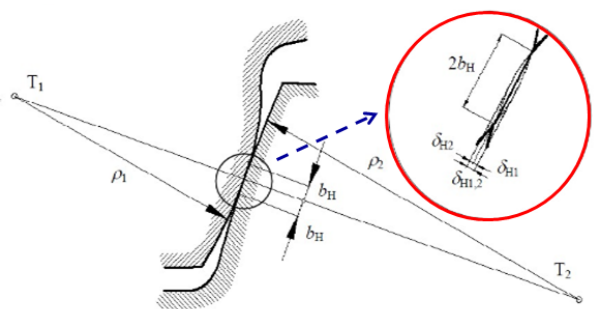


Fig. 5 Deformation of gear teeth by Hertzian contact

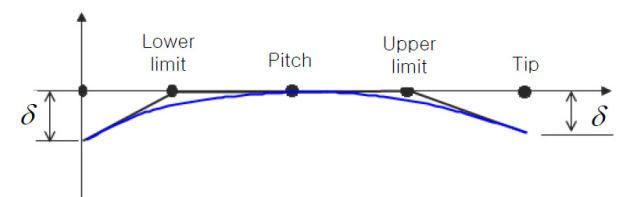


Fig. 6 Load variation and profile diagrams for gear with barreling

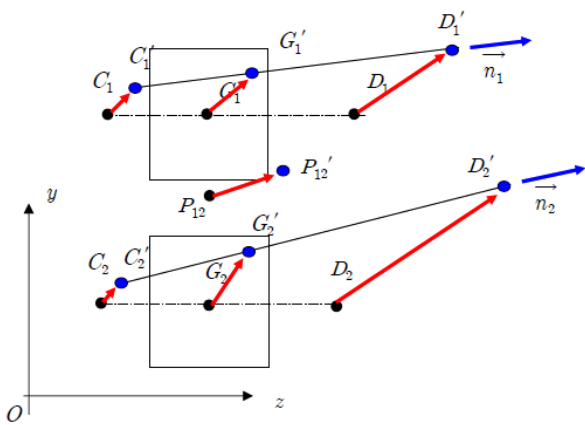


Fig. 7 Gear shaft displacement and tilt direction vector

### 3.3.2 리이드 방향 치형수정

Fig. 7은 기어-1 및 기어-2의 회전축 양단 특정위치에서의 변위량을 도시한 것이다. 점  $C_i, D_i$ 은 변형전 기어- $i$  ( $i=1,2$ ) 기어축 상의 두 지점이고 점  $C_i', D_i'$ 은 변형후의 지점이다. 점  $P_{12}$ 은 변형전 기어-1과 기어-2의 피치점이고 점  $P_{12}'$ 은 변형 후의 피치점이다. 변형 전의 위치벡터  $\overrightarrow{OC_i}, \overrightarrow{OD_i}, \overrightarrow{OG_i}$  및  $\overrightarrow{OP_{12}}$ 은 미리 정해진 값이고 변형 전후의 위치(곧 변위)벡터,  $\overrightarrow{C_i C_i'}, \overrightarrow{D_i D_i}'$ 은 해석을 통하여 제공된다<sup>[9,11,12]</sup>. 따라서 기어축 기울임 벡터  $\vec{n}_i$ 는 다음 식으로 계산된다.

$$\vec{n}_1 = \frac{\overrightarrow{C_1 D_1} \times (\overrightarrow{D_1 D_1}' - \overrightarrow{C_1 C_1}')}{|\overrightarrow{C_1 D_1} \times (\overrightarrow{D_1 D_1}' - \overrightarrow{C_1 C_1}')|} \quad (5)$$

$$\vec{n}_2 = \frac{\overrightarrow{C_2 D_2} \times (\overrightarrow{D_2 D_2}' - \overrightarrow{C_2 C_2}')}{|\overrightarrow{C_2 D_2} \times (\overrightarrow{D_2 D_2}' - \overrightarrow{C_2 C_2}')|} \quad (6)$$

점  $G_i$ 은 변형전 기어- $i$ 의 중심점이고 점  $G_i'$ 은 변형 후의 중심점이다.

만일 변형 후의 세 점  $C_i', G_i', D_i'$ 이 일직선 상에 놓여있다고 가정하면, 점  $G_i'$ 은 공간상의 선분  $\overline{C_i C_i'}$ 으로부터 구한다. 즉,  $G_1', G_2'$ 은 선분  $\overline{C_1 C_1'}, \overline{C_2 C_2}'$ 의 최단거리 지점이다. 따라서 선분  $\overline{C_1 C_1'}, \overline{C_2 C_2}'$  및  $\overline{G_1' G_2}'$  사이에 다음 관계식이 성립한다.

$$\overrightarrow{G_1' G_2'} \cdot \vec{n}_1 = 0 \quad (7)$$

$$\overrightarrow{G_1' G_2'} \cdot \vec{n}_2 = 0 \quad (8)$$

점  $G_1', G_2'$ 의 위치를

$$\overrightarrow{C_1' G_1'} = k \vec{n}_1 \quad (9)$$

$$\overrightarrow{C_2' G_2'} = l \vec{n}_2 \quad (10)$$

로 정의하면

$$\overrightarrow{OG_1'} = \overrightarrow{OC_1'} + \overrightarrow{C_1' G_1'} = \overrightarrow{OC_1'} + k \vec{n}_1 \quad (11)$$

$$\overrightarrow{OG_2'} = \overrightarrow{OC_2'} + \overrightarrow{C_2' G_2'} = \overrightarrow{OC_2'} + l \vec{n}_2 \quad (12)$$

이므로

$\overrightarrow{G_1' G_2'} = \overrightarrow{OG_2'} - \overrightarrow{OG_1'} = \overrightarrow{OC_2'} + l \vec{n}_2 - (\overrightarrow{OC_1'} + k \vec{n}_1)$ 이 성립한다. 한편,  $\overrightarrow{OC_i'} = \overrightarrow{OC_i} + \overrightarrow{C_i C_i'}, i=1,2$  이므로

$$\overrightarrow{G_1' G_2'} = \overrightarrow{C_1 C_2} + \overrightarrow{C_2 C_2}' - \overrightarrow{C_1 C_1}' + l \vec{n}_2 - k \vec{n}_1 \quad (13)$$

이 된다. 식(13)을 식(7), (8)에 대입하여  $k, l$ 을 구하면 다음과 같다.

$$k = \frac{B_1 - AB_2}{1 - A^2} \quad (14)$$

$$l = \frac{AB_1 - B_2}{1 - A^2} \quad (15)$$

여기서

$$A = \vec{n}_1 \cdot \vec{n}_2$$

$$B_1 = \vec{n}_1 \cdot (\overrightarrow{C_1 C_2} + \overrightarrow{C_2 C_2}' - \overrightarrow{C_1 C_1}')$$

$$B_2 = \vec{n}_2 \cdot (\overrightarrow{C_1 C_2} + \overrightarrow{C_2 C_2}' - \overrightarrow{C_1 C_1}')$$

이다. 따라서 선분  $\overline{C_1 C_1'}, \overline{C_2 C_2}'$ 의 최단거리 지점인  $G_1', G_2'$ 의 위치가 식 (11), (12)로 계산된다.

케이스와 기어축의 탄성 변형으로 인하여 기어쌍에 치합 정렬오차가 발생하는데 정렬오차는 평형축오차와 축각오차로 구분한다. 여기서 평형축 오차는 인벌루트 치형의 특성에 의해 흡수되어 기어 치 손상에 아무런 영향을 주지 못한다.

반면에 축각오차는 기어의 치점촉부가 모서리에 접하게 되는 직접적인 원인이 되기 때문에 이에 대한 조치가 필요하다.

치형수정량은 기어쌍의 작용면에 의해 절단되는 뒤틀린 기어의

치열곡선에 의해 산출된다(Fig. 8). 작용면 상에서의 치열곡선의 뒤틀림의 정도는 뒤틀린 두 기어 회전축과의 각도로 평가한다. 변형 후 두 기어축 사이의 shift distance ( $E'$ )와 misalignment angle ( $\Delta\Sigma$ )는 다음과 같다.

$$E' = \sqrt{G'_1 G'_2} \quad (16)$$

$$\Delta\Sigma = \cos^{-1}(\vec{n}_1 \cdot \vec{n}_2) \quad (17)$$

그리고 변형 후 피치점( $P_{12}'$ )의 위치 관계식은

$$\delta = g \frac{g + \cos\Delta\Sigma}{1 + g^2 + 2g \cos\Delta\Sigma} \quad (18)$$

이다. 여기서  $g = \frac{z_1}{z_2}$  이고  $\overrightarrow{P_{12}P_{12}'} = \overrightarrow{P_{12}C_1'} + \delta_i \overrightarrow{C_1'C_2'}$ 의 관계가 성립한다.

Fig. 8은 뒤틀린 두 기어와 작용면 상에서의 치열곡선의 뒤틀림을 도시한 것이다. 그림은 과장되게 그린 것인데, 뒤틀리지 않는

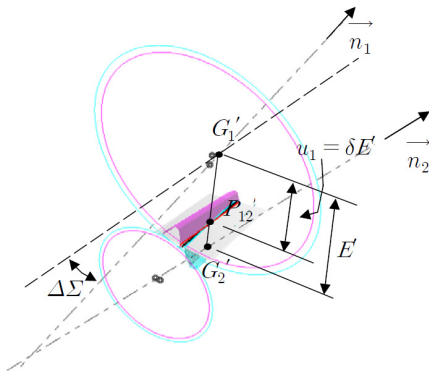


Fig. 8 Distortion of the gear and gear contact

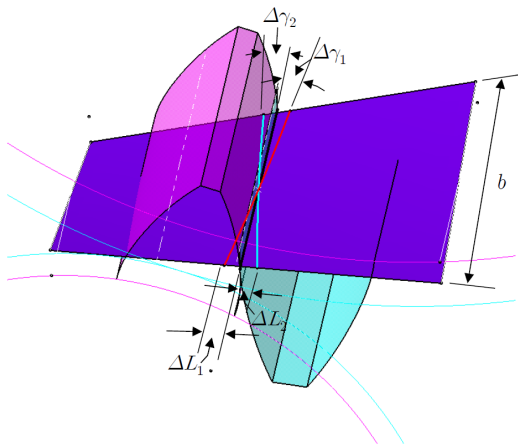


Fig. 9 Distortion of the gear and Interference on face of action

경우는 양 기어의 치열곡선이 작용면 상에서 정확히 일치한다. 그러나 변형으로 기어요소가 뒤틀리기 때문에 각각은 작용면 상에서 Fig. 9와 같이 서로 어긋나게 된다.

따라서 크라우닝(치열방향 치형수정)의 정도는 작용면 상에서 뒤틀림 전후의 간섭량으로 결정할 수 있다. 기어-1,2의 lead relief 량( $\Delta L_1, \Delta L_2$ )은 다음 식에서 얻는다.

$$\Delta L_1 = \frac{b\Delta\gamma_1}{2} \quad (19)$$

$$\Delta L_2 = \frac{b\Delta\gamma_2}{2} \quad (20)$$

$$\Delta\gamma_1 = \tan^{-1}(\tan\Gamma_1 \cos\alpha)$$

$$\Delta\gamma_2 = \tan^{-1}(\tan\Gamma_2 \cos\alpha)$$

$$\Delta\Gamma_1 = \tan^{-1}\left(\frac{g \sin\Delta\Sigma}{g + \cos\Delta\Sigma}\right)$$

$$\Delta\Gamma_2 = \Delta\Sigma - \Delta\Gamma_1$$

$b$  : 치폭

Table 2 Gear information

	Stage1			Stage2			Stage3	
	S	P	R	S	P	R	I	O
module	13			17.5			11	
pressure angle	20°							
center distance	420 mm			525 mm			550 mm	
helix angle	-			-			20°	
face width	220 mm			280 mm			220 mm	
number of teeth	26	37	103	27	32	93	74	19
profile shift coefficient	0.2	0.5	0.1	0.3	0.1	0.2	-0.03	0.5
addendum	1							
deddendum	1.25							

(S : Sun gear, P : Planet gear, R : Ring gear, I : Driving gear, O : Driven gear)

Table 3 Tooth deflection in gear profile direction

Stage	Gear position	Tooth deflection ( $\delta$ ) ( $\mu\text{m}$ )
Stage1	sun & planet.	96.5
	planet. & ring	109.5
Stage2	sun & planet.	120.5
	planet. & ring	134
Stage3	driving & driven	110

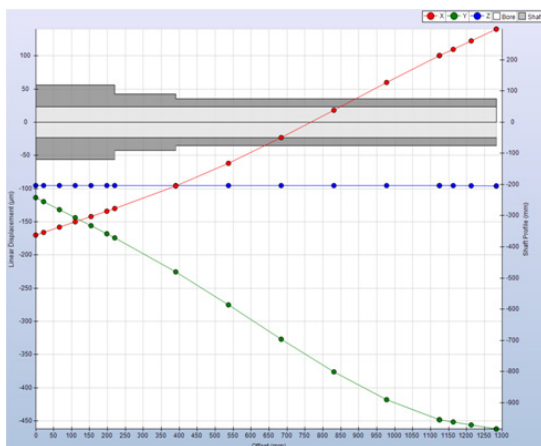


#### 4. 2.5MW 풍력발전기 기어박스 치형수정

Table 2는 풍력발전기 1단, 2단 유성기어시스템, 3단 헬리컬기어시스템의 기어제원을 나타내고 있다. 1단 유성기어시스템은 유

**Table 4 Tooth modification in gear profile direction**

Stage	Gear position	Tooth modification	
Stage1	sun gear	tooth modification	47 $\mu\text{m}$
		lower limit	34.73 mm
		upper limit	95.80 mm
	planetary gear	tooth modification	49.5 $\mu\text{m}$
		lower limit	55.35 mm
		upper limit	128.55 mm
ring gear	tooth modification	60 $\mu\text{m}$	
	lower limit	245.45 mm	
	upper limit	182.55 mm	
Stage2	sun gear	tooth modification	59.5 $\mu\text{m}$
		lower limit	50.89 mm
		upper limit	133.40 mm
	planetary gear	tooth modification	61 $\mu\text{m}$
		lower limit	43.17 mm
		upper limit	145.68 mm
ring gear	tooth modification	73 $\mu\text{m}$	
	lower limit	300.97 mm	
	upper limit	206.44 mm	
Stage3	driving gear	tooth modification	55 $\mu\text{m}$
		lower limit	120 mm
		upper limit	173.93 mm
	driven gear	tooth modification	55 $\mu\text{m}$
		lower limit	19 mm
		upper limit	66 mm



**Fig. 10 Shaft deflection**

성기어 3개, 2단 유성기어시스템은 유성기어 5개로 구성되어 있다. 부하 조건은 풍력시스템업체로부터 제공받았다. 2.5MW급 풍력기어박스 기준으로 토크 모멘트는 1.8 kNm 수평 및 수직 모멘트는 478 kNm와 0.1935 kNm를 주었다.

정격 50%, 100%, 극한하중에 대해서 치변형량을 구하였고, 극한하중에 대한 치변형량이 가장 크게 나타났다. Table 3은 극한하중에 대한 치변형량을 나타낸다. Table 3에서 2단 유성기어시스템의 유성기어-링기어의 치변형량이 134  $\mu\text{m}$ 로 가장 크게 나타났다. Table 4는 프로파일 방향 치형수정량을 나타낸다. Fig. 6의 barreling 방법에 의해 치형수정을 실시하였고, 치형수정량은 Table 3의 치변형량을 접촉기어에 분배해서 치형수정을 하였다. Table 4는 각 기어의 치형수정량과 barring의 low limit, upper limit 위치에 대해 나타내고 있다.

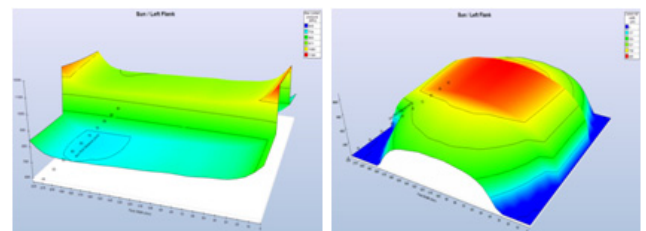
Fig. 10은 극한하중에 대해서, MASTA프로그램으로 축의 변형량을 구하였다. 반경방향의 축의 변형이 크을 알 수 있다. 축의 변형량으로 인한 각 기어단의 치 간섭량을 식(19), (20)에 의해 산출하였다. Table 5는 각 기어단의 치 간섭량을 나타낸다. 2단 유성기

**Table 5 Tooth Interference in gear lead direction**

Stage	Gear position	Tooth interference ( $\mu\text{m}$ )
Stage1	sun & planet.	91.05
	planet. & ring	129.75
Stage2	sun & planet.	179.95
	planet. & ring	175.65
Stage3	driving & driven	87.95

**Table 6 Tooth modification in gear lead direction [ $\mu\text{m}$ ]**

		Stage 1	Stage 2	Stage 3
sun & planet.	sun	41.69	42	-
	planet.	49.35	138	-
planet. & ring	planet.	49.35	138	-
	ring	80.35	37	-
driving & driven	driving	-	-	37.3
	driven	-	-	138.6



**(a) Before tooth modification (b) After tooth modification**

**Fig. 11 1 Step sun gear and planetary gear**

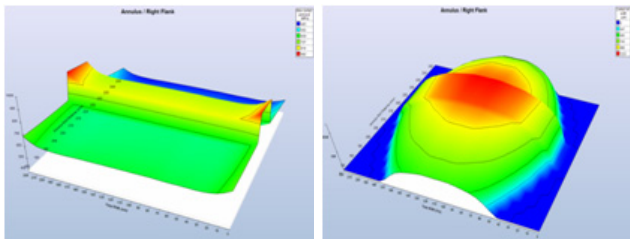
어시시스템의 선기어-유성기어의 치간섭량이 179.95  $\mu\text{m}$ 로 가장 크게 나타났다. Table 5의 치간섭량을 접촉기어에 분배해서 리드방향의 치형수정을 하였다. Table 6은 각 기어의 리드방향 치형수정량을 나타낸다.

Fig. 11~15는 치형 수정 전후 기어의 물림 해석을 수행한 결과를 나타낸다. 접촉이 일어나는 부분은 빨간색으로 표시되었다. Fig. 11~15의 치형수정전의 모든 기어들의 접촉이 치열의 편측으로 쏠

리는 현상이 나타났다. 풍력발전기는 큰 부하가 작용하고, 비틀림 진동이 발생하므로, 축, 케이스의 뒤틀림이 크게 발생함을 알 수 있다. 따라서 일반용 감속기는 치폭방향에 크라운닝만 하는데, 풍력발전기용 기어박스는 정밀한 리드방향의 치형수정이 요구됨을 알 수 있다. Fig. 11~15의 치형수정 후의 접촉이 모두 중심부근에서 발생하는 것을 확인 하였다. 본 연구에서 제안한 치형수정 방법이 유용함을 알 수 있다.

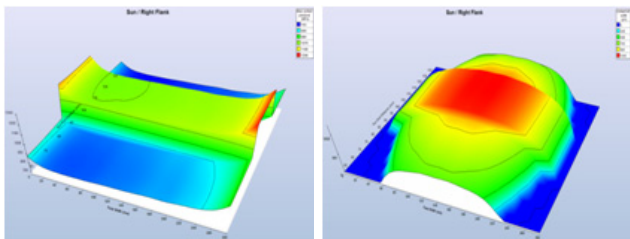
Table 7은 치형수정 전후의 치합전달오차(Transmission Error)의 Peak to Peak값을 나타낸 것이다. 치합전달오차는 3단 헬리컬 기어시스템에서 가장 크게 줄었으며(67.6%감소), 2단 유성기어시스템의 유성기어-링기어에서 치합전달오차 감소량이 제일 작음(17.8%감소)을 알 수 있었다. 부하상태의 치합전달오차를 줄이는 것이 기어화인소음을 저감시킬 수 있는 방법으로 알려져 있다. 따라서 풍력발전기는 정밀한 리드 방향 치형수정이 치합전달오차와 기어 소음을 줄이는데 주요한 요소임을 알 수 있다.

Table 8은 MASTA프로그램을 사용하여 치형수정 전후의 접촉 응력상태의 변화를 조사한 결과를 나타낸다. 접촉응력은 3단 헬리컬 기어시스템에서 가장 크게 줄었으며(22.3%감소), 2단 유성기어시스템의 유성기어-링기어에서 치합전달오차 감소량이 제일 작음(6.3%감소)을 알 수 있었다. 치형수정을 하면 기어간섭에 의한 고체충돌을 피할 수 있으므로 기어 접촉응력을 감소시키는 효과가 있음을 알 수 있었다.



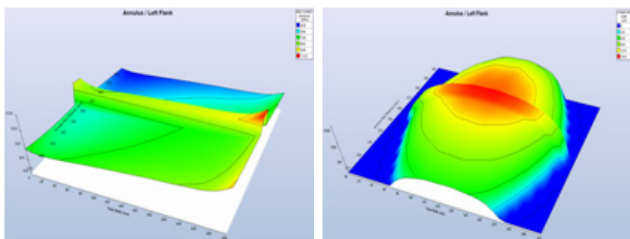
(a) Before tooth modification (b) After tooth modification

Fig. 12 1 Step planetary gear and ring gear



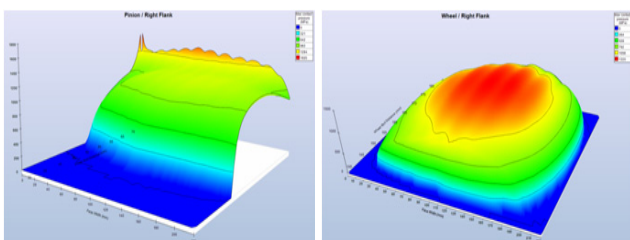
(a) Before tooth modification (b) After tooth modification

Fig. 13 2 step sun gear and planetary gear



(a) Before tooth modification (b) After tooth modification

Fig. 14 2 Step planetary gear and ring gear



(a) Before tooth modification (b) After tooth modification

Fig. 15 3 Step driving gear and driven gear

Table 7 Transmission error

Stage	Gear position	Transmission error ( $\mu\text{m}$ )		Amount of reduction (%)
		Before tooth modification	After tooth modification	
Stage1	sun & planet.	37.57	21.15	43.7
	planet. & ring	37.49	22.64	39.6
Stage2	sun & planet.	54.60	22.27	59.2
	planet. & ring	54.29	44.62	17.8
Stage3	driving & driven	5.18	1.68	67.6

Table 8 Contact stress

Stage	Gear position	Contact stress (MPa)		Amount of reduction (%)
		Before tooth modification	After tooth modification	
Stage1	sun & planet.	1075.9	995.2	7.5
	planet. & ring	951.8	881.2	7.4
Stage2	sun & planet.	1133.7	1041.2	8.2
	planet. & ring	996.4	933.1	6.3
Stage3	driving & driven	1335.0	1036.6	22.3



## 5. 결 론

본 논문에서는 2.5MW 동력분기식 풍력발전기용 기어박스의 부하상태에서 치형수정을 수행하여 다음과 같은 특성을 얻었다.

- (1) 풍력 발전기용 기어박스를 모델링하여, 하중분배를 고려한 프로파일 방향의 치형수정과 하중에 의한 축각오차에 의한 간섭량을 고려한 리이드 방향 치형수정 방법을 제시하였다.
- (2) 1단, 2단 유성기어시스템과 3단 헬리컬기어시스템의 기어 접촉 해석을 수행한 결과, 모든 기어들의 접촉이 치열의 편측으로 쏠리는 현상이 나타났다. 따라서 풍력발전기 기어는 소음저감을 위해, 리드방향의 치형수정이 크게 요구되는 특성을 가짐을 알 수 있었다.
- (3) 부하상태에서, 각 기어의 프로파일 변형량과 리이드 방향 치간섭량을 산출하였다. 2단 유성기어시스템에서 프로파일 변형량과 리이드 방향 치간섭량이 가장 크게 나타남을 알 수 있었다.
- (4) 부하상태에서, 기어의 접촉이 중간에 일어나도록 치형수정을 수행 한 결과, 치합전달오차의 Peak to Peak값이 17.8%~67.6% 감소하였다. 정밀한 치형수정이 기어 소음의 원인인 치합전달오차를 크게 감소시킬 수 있음을 알 수 있었다.
- (5) 치형수정 전후의 접촉응력상태의 변화를 조사한 결과, 치형수정 후의 접촉응력은 3단 헬리컬기어시스템에서 가장 크게 줄었으며(22.3%감소), 2단 유성기어시스템의 유성기어-링기어에서 접촉응력 감소량이 제일 작음(6.3%감소)을 알 수 있었다. 정밀한 치형수정을 하면 기어간섭에 의한 고체충돌을 피할 수 있으므로 기어 접촉응력을 감소시키는 효과가 있음을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 “산업통상자원부”, “한국산업기술진흥원”, “동남지역 사업평가원”의 “광역경제권 선도산업 육성사업”으로 수행된 연구 결과입니다.

## References

- [1] Heier, S., Waddington, R., 2006, Grid Integration of Wind energy conversion system(2nd Edition), John Wiley & Son, New York.
- [2] Kubo, A., Nonaka, T., Kato, N., Kato, S., Ohmori, T., 1990, Representative Form Accuracy of Gear Tooth Flanks on Prediction of Vibration and Noise of Power Transmission, JSME(C) 56:532-238-243.
- [3] Mark, W. D., 1987, Analytical Reconstruction of Running Surfaces of Gear Teeth - Part2: Combining Tooth Spacing Measurements with Profile and Lead Measurements, ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design 19 268-274.
- [4] GRABER, J. M., 1994, A Theoretical and Experimental Study of Static and Dynamic Transmission Error for Spur and Helical Gears with Various Modification and Contact Ratios, Master thesis, The Ohio State University, USA.
- [5] Choi, M., David, J. W., 1990, Mesh Stiffness and Transmission Error of Spur and Helical Gears, SAE 901764.
- [6] Munro, R. G., 1990, A Review of the Theory and Measurement of Gear Transmission Error, IMechE C404/032.
- [7] Joo, S. H., Roh, O. H., Chung, D. H., Bae, M. H., Park, N. K., 1998, Modeling of Transmission Error of A Gear Pair with Modified Teeth, J. of KSNVE 8:5 841-848.
- [8] SMT(Smart Manufacturing Technology), 2010, MASTA version 5.1 Advanced Training Manual, 1-45.
- [9] Bank, C. J., Paker, R. G., 2013, Analytical investigation of tooth profile modification effects on planetary gear dynamics, Mechanism and machine theory 298-319.
- [10] Kim, J. S., Lee, H. W., Park, N. G., Lee, D. H., 2011, Characteristic of Vibration in Wind turbine System, J. of the Korean Society of Marine Engineering 35:6 786-795.
- [11] Mark, W. D., 2012, A Study on Wind Load Variation Characteristics of Wind Turbine Gearbox, J. of the Korean Society of Marine Engineering 36:2 267-275.
- [12] Kim, H. H., Nam, H. C., Kwon, S. M., 2012, Linear Drive Systems using Roller Gear Mechanism, J. of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers 21:5 689-854.