http://dx.doi.org/10.7735/ksmte.2016.25.2.97

J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng.
ISSN 2283-4846(Online) / ISSN 2233-6036(Print)

Best Paper of This Month

풍력발전기용 3점 지지 기어박스에서 캐리어 핀홀 위치 오차가 유성기어의 하중분할에 미치는 정성적 영향에 관한 실험적 연구

남주석[a], 한정우[b*]

An Experimental Study for the Qualitative Effect of Carrier Pin Hole Position Error on Planet Load Sharing of Wind Turbine Three-point Suspension Gearbox

Ju-Seok Nam[a], Jeong-Woo Han[b*]

[a] *Dept. of Biosystems Engineering, Kangwon National University, 1, Kangwondaehak-gil, Chuncheon, Gangwon-do, 24314, Korea*
[b] *Dept. of System Reliability, Korea Institute of Machinery & Materials, 156, Gajeongbuk-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34103, Korea*

ARTICLE INFO

Article history:
Received 22 September 2015
Revised 29 December 2015
Accepted 26 January 2016

Keywords:
Experimental study
Gearbox
Load sharing
Pin hole position error
Planet gear
Wind turbine

ABSTRACT

In this study, the qualitative effects of the positional error of carrier pin holes on the planet load sharing characteristics of the three-point suspension gearbox of wind turbines were investigated experimentally. A 35-kW gearbox comprising two planetary gear stages and a parallel gear stage and size one-fourth of that of a 2-MW three-point suspension gearbox was used as the test gearbox. The strain gauges attached to the ring gear teeth of the input planetary gear stage were used for the purpose of this study. The applied loading conditions were 50%, 75%, and 100% of the rated torque, and the mesh load factor was used as the load sharing index. The experimental results indicated that both the magnitude and direction of the positional error of pin holes had a significant effect on the planet load sharing characteristics of the three-point suspension gearbox. In addition, an increase in the applied torque results in uniform load sharing.

1. 서 론

풍력발전기는 바람의 에너지를 전기적 동력으로 변환시켜주는 장치로써 친환경적이며 반영구적인 특성으로 인해 세계적으로 널리 각광받고 있다[1,2]. 풍력발전기의 대표적인 구성 요소로는 바람의 운동에너지를 수집하기 위한 블레이드(blade), 여러 매의 블레이드를 연결해주는 허브(hub), 허브로부터 동력을 전달받는 주축(main shaft), 주축을 지지하는 메인 베어링(main bearing), 주축으로부터 전달되는 동력을 발전에 적합한 동력으로 변환해 주는 기어박스(gearbox), 기어박스로부터 동력을 전달받아 전기를 생산하는 발전기(generator), 구성요소들의 지지 프레임 및 하우징 역할을 하는 나셀(nacelle), 나셀을 지지하는 타워(tower) 등이 있다[3]. 그 중 풍력발전기용 기어박스는 전력 생산에 중요한 역할을 하는 요소로서 고장빈도가 높고 고장으로 인한 정지기간이 길어 풍력발전기의 유지보수 비용을 크게 증가시키는 요인 중 하나이다[4,5]. 기어박스의 작동 신뢰성은 풍력발전기의 작동 신뢰성과 직결되어 이를 향상시키기 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다[6,7].

풍력발전기용 기어박스는 주로 다단의 유성기어열(planetary gear train)로 구성된다. 유성기어열은 여러 개의 유성기어(planet gear)가 하중을 분담하여 동력밀도가 높고 컴팩트하며 높은 기어

* Corresponding author. Tel.: +82-42-868-7432
Fax: +82-42-868-7418
E-mail address: jwhan@kimm.re.kr (Jeong Woo Han).

비를 얻을 수 있는 장점이 있다[8]. 이러한 유성기어열의 장점은 유성기어들이 균일하게 하중을 분담하는 경우 최대로 얻어진다. 그러나 제작 및 조립오차를 포함한 다양한 요인들에 의해 실제 작동환경에서 유성기어들 간의 완전히 균일한 하중분할을 얻는 것은 불가능하다. 하중분할의 불균일도는 유성기어열의 성능 및 작동 신뢰도에 큰 영향을 미치는 요인으로서, 특히 제작오차 중 유성캐리어의 핀홀 위치 오차가 하중분할 특성에 큰 영향을 미치는 것으로 알려져 있으며 이에 대한 많은 연구가 진행되었다[9-17]. 그러나 현재까지의 연구들은 대부분 2-D 또는 3-D 모델을 이용한 해석적인 연구이며 실험적인 연구는 일부[13,14,16]만이 수행되었다. 또한 그 대상도 1개 단으로 구성된 단순 유성기어열에 그치고 있다.

본 연구에서는 풍력발전기용 기어박스를 대상으로 캐리어 핀홀 위치 오차가 유성기어의 하중분할 특성에 미치는 영향을 실험적으로 규명하고자 하였다. 풍력발전기용 기어박스를 모사한 축소모형을 구성하였으며 스트레인 게이지 측정을 통해 하중분할 특성을 도출하였다. 본 연구의 결과는 풍력발전기용 기어박스의 설계를 위한 참고자료로 활용될 수 있을 것이다.

2. 기어박스 및 시험장비

2.1 기어박스

풍력발전기에서 가장 흔히 사용되는 기어박스 형태는 컨벤셔널 타입(conventional type)의 3점 지지 기어박스이다[18]. 컨벤셔널 타입 기어박스는 두 개의 유성기어단과 하나의 평행축 기어단으로 구성된다. 또한 기어박스 하우징의 좌우 양쪽에 토크암이 있으며 Fig. 1과 같은 3점 지지 드라이브 트레인에 장착되는 기어박스를 3점 지지 기어박스라 한다. 하나의 메인 베어링과 기어박스 양쪽 토크암이 입력되는 하중을 지지하므로 3점 지지 드라이브 트레인이라 부르며 상대적으로 설계가 간단하고 안정성이 높은 장점이 있다.

본 연구의 시험 기어박스는 35 kW급 기어박스로서 2 MW급 풍력발전기용 3점 지지 기어박스의 1/4 축소모형이다[19]. 기어열은 저속 유성기어단(LSPG: low speed planetary gearset), 고속 유성기어단(HSPG: high speed planetary gearset), 그리고 평행축 기어단(PSG: parallel shaft gearset)으로 구성된다. 저속 유성기어단의 유성캐리어가 입력축, 평행축 기어단의 피니언이 출력축이며 기어비는 72, 정격 입력속도는 15.3 rpm이다. 기어열 구조 및 실물 형상은 각각 Fig. 2와 Fig. 3과 같고 기어박스의 주요 파라미터들은 Table 1과 같다.

2.2 시험장비

시험을 위해 3점 지지 드라이브 트레인의 구조를 모사한 시험장비를 사용하였다[20] (Fig. 4 참조). 시험장비는 전기적 백투백 형태(electrical back to back type)로 110 kW 용량의 입력 모터 및 부하 다이나모미터, 감속기, 유압실린더, 메인 베

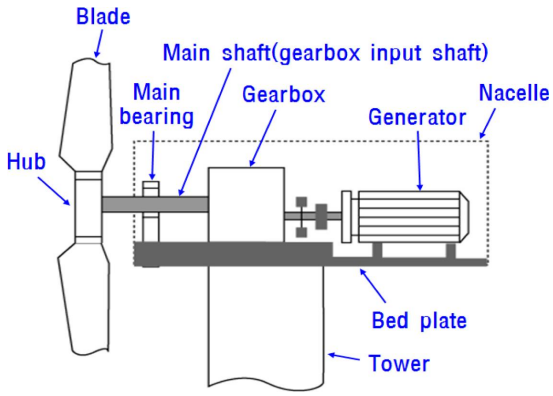


Fig. 1 3-point suspension drive train

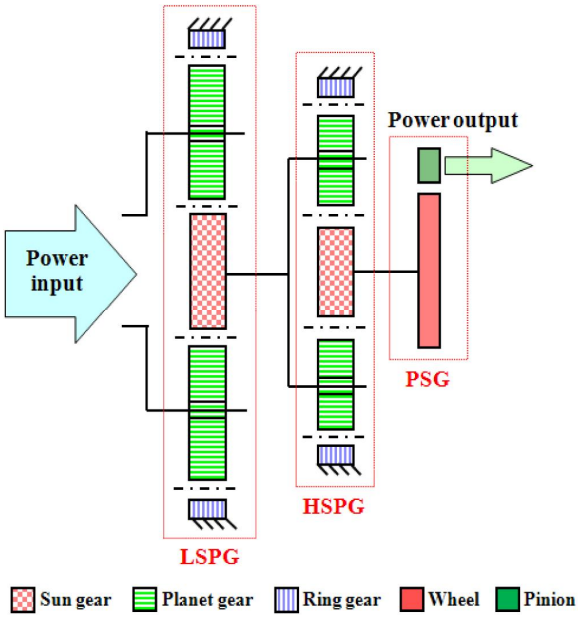


Fig. 2 Gear train of the test gearbox

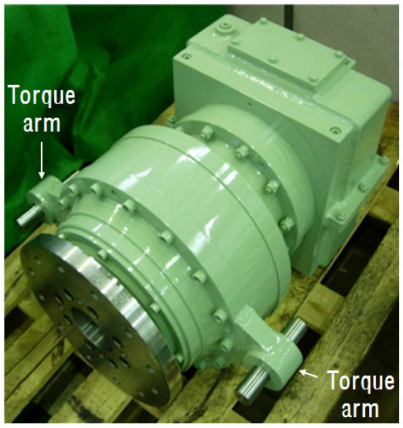


Fig. 3 Picture of the test gearbox

Table 1 Parameters of the test gearbox

Items	LSPG			HSPG			PSG	
	Sun	Planet	Ring	Sun	Planet	Ring	Wheel	Pinion
Module, mm	4	4	4	2.5	2.5	2.5	2.25	2.25
Number of teeth	25	31	87	24	42	108	88	30
Face width, mm	92.5	92.5	92.5	50	50	50	55	55
Pressure angle, deg	20	20	20	20	20	20	17.5	17.5
PCD, mm	100.98	125.22	-351.42	60.75	106.31	-273.37	204.06	69.56
No. of planets	4			3			N/A	

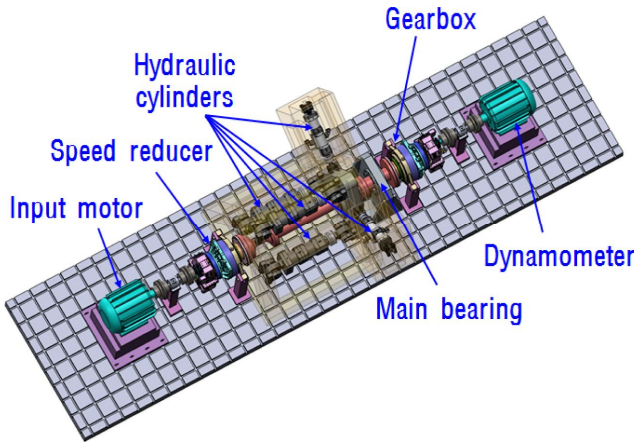


Fig. 4 Test rig used for the experiment

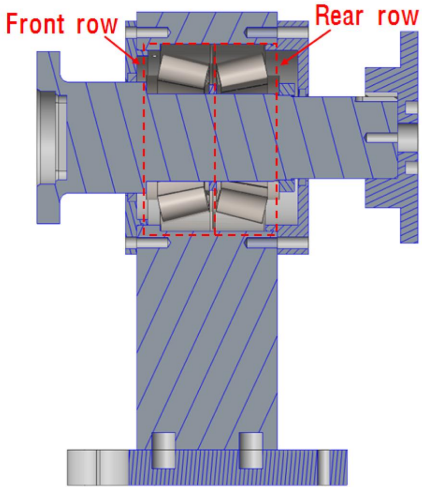


Fig. 5 Structure of the main bearing in the test rig

어링, 그리고 기어박스로 구성된다. 입력 모터는 축의 회전 속도를 제어하며, 부하 다이나모미터는 기어박스로 전달되는 토크를 제어한다. 또한 유압실린더는 토크를 제외한 5자유도의 하중을 제어한다.

시험장비에서 입력 모터와 유압실린더는 3점 지지 드라이브 트레인의 허브와 블레이드를, 부하 다이나모미터는 발전기를, 메인 베어링과 기어박스는 각각 3점 지지 드라이브 트레인의 메인 베어링과 기어박스의 역할을 모사한다. 감속기는 풍력발전기의 저속 회전속도를 얻기 위해 사용되며 시험 기어박스와 동일한 구조이나 입력축과 출력축이 서로 바뀐 형태를 가진다.

시험장비의 메인 베어링으로는 배면 배열의 테이퍼 롤러 베어링(taper roller bearing of back-to-back configuration)을 사용하였다 (Fig. 5 참조). 배면 배열의 테이퍼 롤러 베어링은 구면 롤러 베어링(spherical roller bearing)과 함께 3점 지지 드라이브 트레인의 메인 베어링으로 흔히 사용되며 축방향 및 반경방향 하중의 지지력이 뛰어나고 전동체 간의 하중분배 특성이 우수한 장점이 있다.

3. 시험 셋업

캐리어 핀홀 위치 오차에 따른 유성기어의 하중분할 특성을 분석하기 위해 시험 기어박스의 입력축인 저속 유성기어단의 링기어 이뿌리부에 스트레인 게이지를 부착하여 변형도를 계측하였다. 사용된 스트레인 게이지의 제원은 Table 2와 같으며 게이지 신호계측을 위한 데이터 수집장치의 제원은 Table 3과 같다. 기어박스의 윤활방법은 유욕식(oil bath type)이므로 게이지 부착 후 코팅처리를 하여 오일의 영향을 받지 않도록 하였다.

3.1 스트레인 게이지 부착위치

링기어치에서 게이지 부착위치는 프로파일 방향으로는 이뿌리 필렛 상단부, 리드 방향으로는 치폭의 가운데이다 (Fig. 6 참조). 게이지 신호선의 통로를 만들기 위해 링기어 전체 치 폭 중 끝부분을 3 mm 가공하였으며 이를 고려하여 부착위치를 결정하였다. 링기어 이뿌리부에 게이지가 부착된 형상은 Fig. 7과 같다.

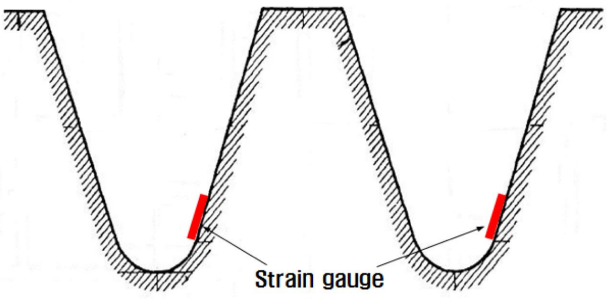
저속 유성기어단에서 유성기어의 수는 4개이고 링기어 잇수는 87개이다. 따라서 링기어 원주 상에서 약 90도 간격에 위치한 1번, 23번, 45번, 66번 기어치 및 그 양 옆에 위치한 기어치들에 스트레인 게이지를 부착하였다 (Fig. 8 참조). 이 경우 4개의 유성기어가 동시에 물리는 순간의 하중분할 특성을 도출할 수 있다.

Table 2 Specifications of the used strain gauges

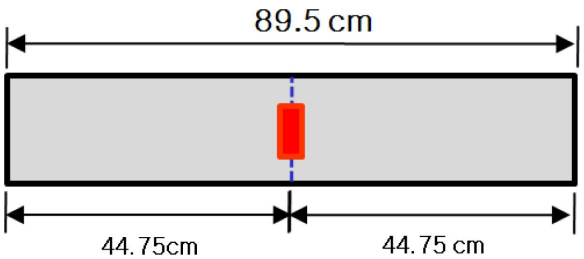
Items	Specifications
Model	EA-06-031EC-350
Company/Nation	Micro-Measurements/USA
Resistance, ohms	350
Gauge length, mm	0.79
Overall length, mm	1.07
Overall width, mm	3.56

Table 3 Specifications of the data acquisition system

Items	Specifications
Model	MCGplus AB22A
Plug-in module/connection board	ML801B/APB815i
Company/Nation	HBM/Germany
Accuracy class, %	0.1
Internal completion resistors, ohms	350
Excitation voltage, V	2.5
Measuring ranges, mv/V	±16
Linearity deviation, %	0.05
Measurement frequency range, kHz	2.4
Operating temperature range, °C	-20 ~ 60



(a) Profile direction



(b) Lead direction

Fig. 6 Gauge locations on the ring gear teeth

3.2 런아웃 오차 및 부착위치 오차 보정

캐리어 핀홀 위치 오차와 함께 유성기어의 하중분할에 영향을 미치는 것으로 알려진 제작오차는 런아웃 오차(run-our error)이다[10]. 캐리어 핀홀 위치 오차의 영향만을 확인하기 위해서는 런아웃 오차가 미치는 영향을 최소화해야 한다. 그를 위해 유사한 수준의 런아웃 오차를 가진 유성기어들을 사용하고 링기어와 조립 시 동일위상(in-phase arrangement)이 되도록 하였다[13,14]. 즉, 4개 유성기어의 런아웃 오차를 각각 측정하여 가장 큰 런아웃 오차를 가지는 기어치들이 링기어와 동시에 물리도록 조립하였다 (Fig. 9 참조).

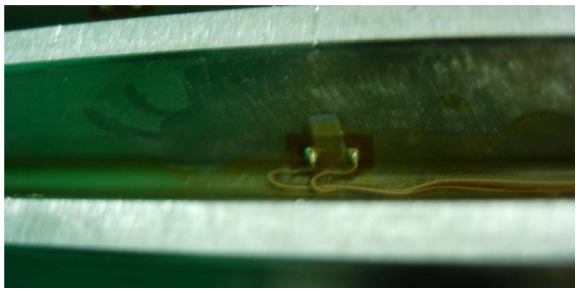


Fig. 7 The gauge attached on the ring gear tooth

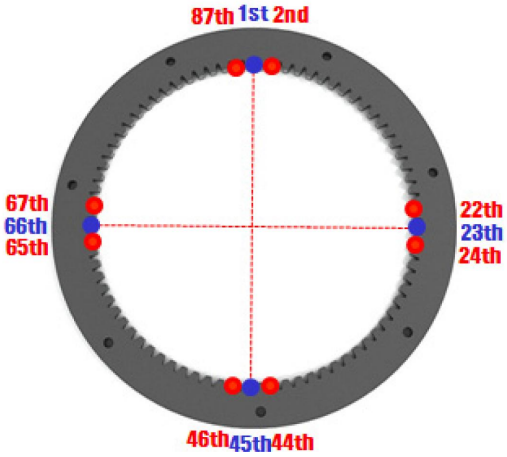


Fig. 8 Gauge locations on the ring gear circumference

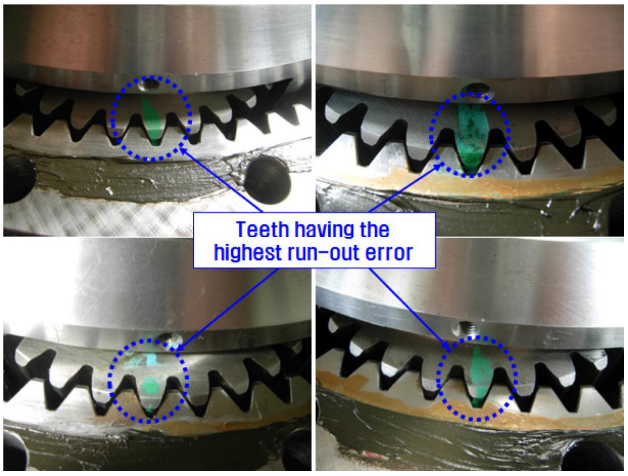


Fig. 9 In-phase arrangement of planet gears

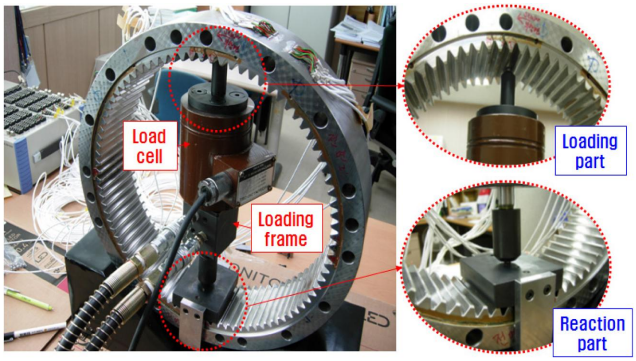


Fig. 10 Test equipment for the compensation of positional error of strain gauges

스트레인 게이지들의 부착위치 오차도 결과에 영향을 미친다. 기어치의 동일한 상대 위치 상에 게이지들이 부착되어 있다면 같은 크기의 하중이 가력될 때 동일한 변형도가 계측되어야 한다. 만약 위치별 게이지들의 변형도가 다르게 나타난다면 이는 부착위치 오차에 의한 영향으로 판단할 수 있으며, 이러한 오차들은 시험결과에 직접적으로 영향을 미치므로 보정해 주어야 한다. 부착위치 오차를 보정하기 위해 동일한 상대 위치에 동일한 크기의 하중을 가력하면서 게이지에서 측정되는 상대 변형도의 크기를 도출하였다. 소형 강철볼, 유압실린더, 로드셀로 구성된 시험장치를 사용하여 게이지 부착부 상에 강철볼을 위치시키고 유압실린더와 로드셀로 동일한 크기의 수직하중(normal force)을 입력해 주었다 (Fig. 10 참조). 게이지 위치에서 150 um/m 수준의 변형도를 발생시키는 1,500 N 및 이의 67%, 50% 수준인 1,000 N, 800 N의 세 가지 하중을 적용하였으며 각 하중에서 3회 반복 시험하였다. 게이지 위치별 상대 변형도는 하중조건에 관계없이 유사하게 나타나 그 평균값을 보정 데이터로 사용하였다[20].

4. 결과 및 고찰

4.1 하중분할 특성 도출 방법

유성기어는 링기어와 맞물려 회전하므로 스트레인 게이지가 부착된 링기어치 위치를 유성기어가 통과할 때 이뿌리 굽힘에 의한 변형도가 계측된다[14] (Fig. 11 참조). 계측된 변형도를 이용하여 유성기어의 하중분할 특성을 도출할 수 있다.

유성기어열에서 유성기어 하중분할의 균일성을 나타내는 지표로 물림하중계수가 사용된다[21]. 물림하중계수는 공칭토크 대비 유성기어가 전달하는 최대토크로 정의되며 계산식은 아래와 같다.

$$K_{\gamma} = \frac{T_{branch} N_{CP}}{T_n} \tag{1}$$

여기서, K_{γ}는 물림하중계수, T_{branch}는 유성기어가 받는 토크 중

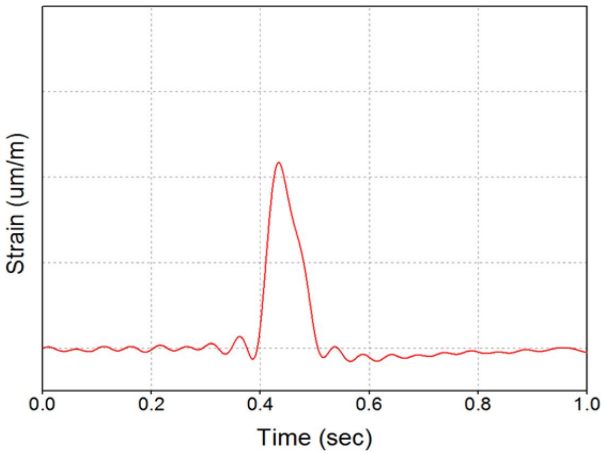


Fig. 11 Shape of strain signal

최대값, NCP는 유성기어의 수, 그리고 T_n은 공칭토크를 의미한다.

시험에서는 동일한 순간에 네 개의 유성기어가 전달하는 하중의 상대크기를 비교함으로써 물림하중계수를 도출할 수 있다. 각 유성기어가 통과할 때 스트레인 게이지에서 측정되는 변형도는 유성기어에 작용하는 하중의 크기에 비례하므로 시험의 계측 값을 사용하여 식 (2)와 같이 물림하중계수를 계산할 수 있다. 물림하중계수의 크기가 1.0에 가까울수록 유성기어가 이상적인 크기의 하중 ($=T_n/NCP$)을 전달하는 것으로 판단할 수 있다.

$$K_{\gamma i} = \max\left(\frac{\epsilon_i N_{CP}}{\sum_i \epsilon_i}\right) \tag{2}$$

여기서, $K_{\gamma i}$는 i번 유성기어의 물림하중계수, ε_i는 i번 유성기어에 의한 스트레인 게이지의 변형도를 의미한다.

4.2 캐리어 핀홀 위치 오차

Table 4와 같은 제원을 가지는 3차원 측정기를 사용하여 저속 유성기어단 캐리어의 설계 핀홀 위치와 제작 핀홀 위치와의 오차를 계측하였다. 기어박스의 입력축을 기준으로 반시계방향으로 핀홀 번호를 부여하였으며 내부 좌표계를 설정하였다 (Fig. 12 참조).

측정대상 캐리어는 양단지지 형태로 전면부와 후면부에 핀홀이 존재하므로 두 핀홀에 대한 위치오차 특성을 각각 측정하였다. 원주방향 핀홀 위치오차가 하중분할 특성에 영향을 미치는 주요 요소인 것으로 알려져 있으므로[10-12,15] 원주방향 각도에 대한 핀홀 위치 오차를 도출하였으며 결과는 Table 5와 같다.

전면부와 후면부의 실제 핀홀 위치를 그림으로 표현하면 각각 Fig. 13, Fig. 14와 같다. 모든 핀홀 위치는 설계 공차범위 안에 포함되었는데 식별을 위하여 과장되게 표현하였다. 시계방향 회전을 기준으로 파란색은 설계위치보다 양의 위상을 가지는 핀홀을,

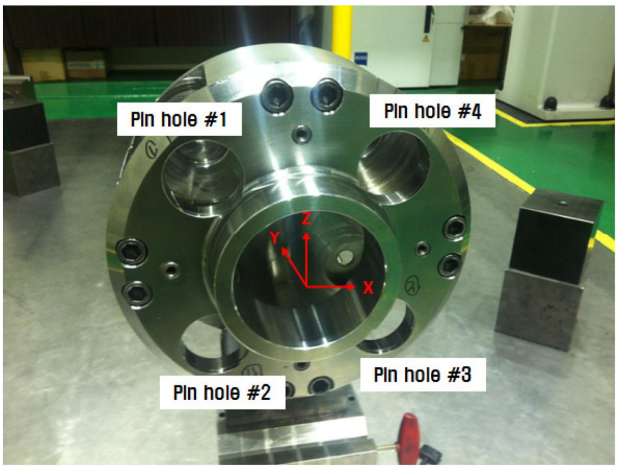


Fig. 12 Coordinate system and pin hole numbering

Table 4 Specifications of the 3D coordinate measuring machine

Items	Specifications
Model	MMZ B 2000
Company/Nation	Carl Zeiss AG/Germany
Sensor	VAST gold
Measuring range (X/Y/Z), mm	2,000/3,000/1,500
Probing tolerance, um	3.8
Ambient temperature condition, °C	18 ~ 22

Table 5 Measured pin hole position error

Pin hole	Side	Circumferential pin hole position error, degree (design position − actual position)
#1	Front	-0.0036
	Rear	-0.0069
#2	Front	0.0342
	Rear	0.0362
#3	Front	-0.0207
	Rear	0.0232
#4	Front	-0.0254
	Rear	-0.0365

빨간색은 음의 위상을 가지는 핀홀을 보여준다.

핀홀별 위치 분석 결과, 후면부의 경우 2번과 3번 핀홀이 양의 위상, 1번과 4번 핀홀이 음의 위상을 가지는 반면 전면부의 경우 2번 핀홀만 양의 위상을 가졌다. 전면부와 후면부 핀홀의 상대위치는 3번 핀홀에서 가장 큰 차이를 보였으며 다음으로 4번, 1번, 2번 핀홀 순이었다. 3번 핀홀의 경우 전면부와 후면부의 상대위치 오차가 가장 크므로 3번 핀홀에 장착되는 유성핀의 편심은 다른 핀홀들에 비해 상대적으로 클 것으로 판단된다. 또한 전면부와 후면부에서 가장 큰 양의 위상을 가지는 핀홀은 2번 핀홀이며 가장 큰 음의

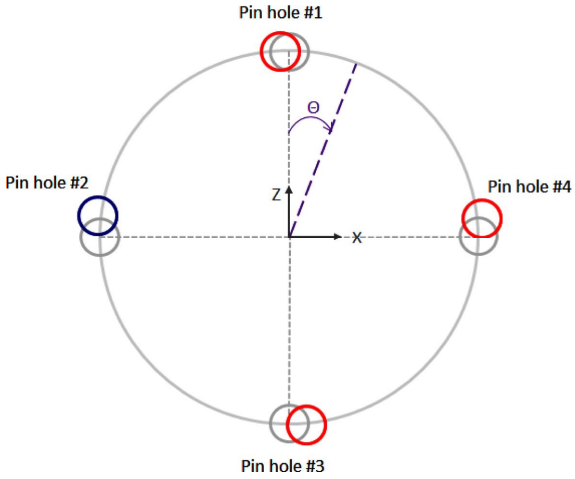


Fig. 13 Front side pin hole position error

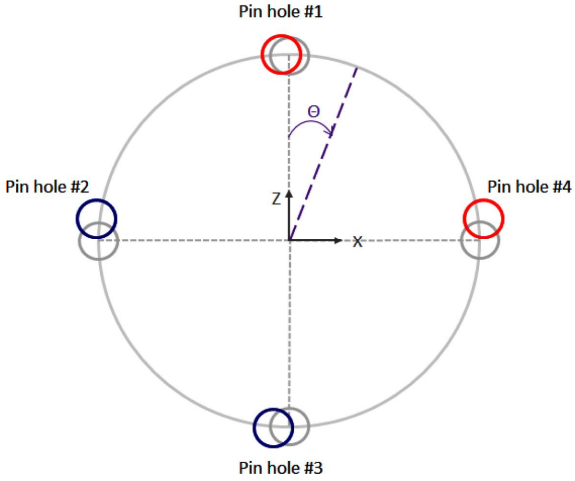


Fig. 14 Rear side pin hole position error

위상을 가지는 핀홀은 4번 핀홀이다.

4.3 시험 결과

시험 기어박스의 입력속도는 정격인 15.3 rpm으로 고정하였으며 하중조건으로는 정격토크의 50%, 75%, 100%를 각각 입력하였다. 축의 회전방향은 기어박스 입력축을 기준으로 시계방향으로 설정하였으며 기어박스 입력축에 근접센서(proximity sensor)를 부착하여 개별 유성기어들의 위치를 식별하였다. 샘플링 주파수는 기어치가 맞물리는 순간의 변형도를 식별할 수 있도록 충분히 커야 하는데 예비시험을 통해 1,200 Hz로 설정하였다. 매 측정 시마다 영점을 설정(zero setting)하였으며 저주파 필터링(cutoff frequency: 20 Hz)을 통해 측정된 데이터의 노이즈를 제거해 주었다. 모든 계측은 속도와 하중이 정상상태에 도달한 이후 시작하였다. 정상상태에 도달하는 시간은 5분 이내로 윤활유의 온도 상승은 크지 않아 온도에 의한 영향은 무시하였다.

계측된 변형도를 이용하여 축이 15회전하는 동안의 유성기어별

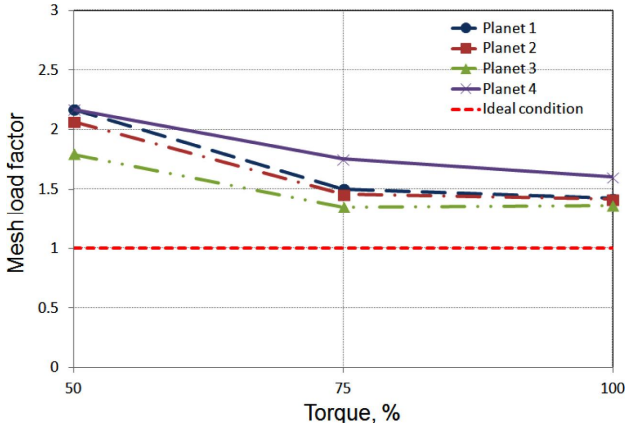


Fig. 15 Mesh load factors for each planet gear

Table 6 Mesh load factors of planet 4

Torque level, %	Mesh load factor	Fraction, %
50	2.172	135.2
75	1.756	109.3
100	1.607	100

물림하중계수를 도출한 결과는 Fig. 15와 같다. 유성기어 번호는 핀홀 번호를 따라 설정하여 1번 핀홀에 장착되는 유성기어를 1번 유성기어로 정의하였다.

물림하중계수의 크기는 4번, 1번, 2번, 3번 유성기어 순으로 나타났다. 4번 유성기어의 물림하중계수가 가장 큰 이유는 시계방향 회전을 기준으로 가장 큰 음의 위상의 핀홀 위치 오차를 가지기 때문인 것으로 판단된다. 이 경우 캐리어가 회전할 때 4번 유성기어치가 링기어치와 가장 먼저 접촉하여 다른 유성기어들을 리드(lead)하므로 가장 큰 하중을 전달하게 된다. 1번 유성기어가 4번 유성기어에 이어 두 번째로 물림하중계수가 큰 이유도 같은 맥락으로 이해될 수 있다. 3번 유성기어는 가장 큰 하중을 전달하는 4번 유성기어와 인접해 있으므로 전체 유성기어들 간의 하중분할 특성상 가장 작은 물림하중계수를 가지게 된다[13,14]. 2번 유성기어는 4번 유성기어와 유사한 크기의 핀홀 위치 오차를 가지나 물림하중계수는 1번 유성기어보다도 작다. 이는 핀홀 위치 오차의 크기뿐만 아니라 방향도 하중분할 특성에 큰 영향을 미치는 요소임을 의미한다.

모든 유성기어에서 입력되는 토크가 커질수록 물림하중계수가 1.0에 근접하는 것을 확인할 수 있다. 이는 토크가 커질수록 유성기어들 간의 하중분할이 균일해짐을 의미한다.

가장 큰 물림하중계수를 갖는 4번 유성기어에서 토크 수준별 물림하중계수의 크기는 Table 6과 같다. 50% 토크 수준에서의 물림하중계수는 100% 토크 수준에서의 물림하중계수 대비 약 135%의 크기를 가진다. 또한 핀홀 위치 오차에 의해 100% 토크 수준에서의 물림하중계수의 크기는 이상적인 값(1.0)에 비해 크게 나타남을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 풍력발전기용 3점 지지 기어박스에서 캐리어 핀홀 위치 오차가 유성기어의 하중분할 특성에 미치는 영향을 실험적으로 규명하고자 하였다.

시험 기어박스는 2 MW급 풍력발전기용 3점 지지 기어박스의 1/4 축소모형으로 두 개의 유성기어단(저속 유성기어단, 고속 유성기어단)과 하나의 평행축 기어단으로 구성된다. 시험을 위해 하중 및 속도 제어가 가능하며 풍력발전기용 3점 지지 드라이브 트레인을 모사한 전기적 백투백 형태의 시험 장비를 사용하였다. 시험 기어박스의 입력축에 위치한 저속 유성기어단의 링기어 이뿌리부에 스트레인 게이지를 부착하고 각 유성기어들이 전달하는 상대 하중의 크기를 계측하여 유성기어의 하중분할 특성을 도출하였다.

하중분할을 나타내는 지표로 물림하중계수를 사용하였으며 회전속도는 정격속도, 하중조건은 정격토크의 50%, 75%, 100%를 입력해 주었다. 3차원 측정을 이용하여 저속 유성기어단 캐리어의 핀홀 위치 오차를 측정하였으며 이를 이용하여 핀홀 위치 오차와 하중분할 특성과의 상관관계를 분석하였다.

시험 결과, 캐리어의 핀홀 위치 오차가 유성기어의 하중분할에 직접적으로 영향을 미치는 요소임을 알 수 있었다. 핀홀 위치 오차의 크기와 방향이 모두 큰 영향을 미쳤다. 또한 입력되는 토크 수준이 증가할수록 유성기어들 간의 하중분할이 균일해짐을 알 수 있었다. 가장 큰 물림하중계수를 갖는 유성기어를 기준으로 50% 토크 수준에서의 물림하중계수는 100% 토크 수준 대비 약 135%였다.

References

[1] Zahidi, A., 2012, Current Status and Future Prospects of the Wind Energy, Proc. of Power & Energy Conference, 54-58.

[2] Thresher, R., Robinson, M., Veers, P., 2008, Wind Energy Technology: Current Status and R&D Future, Conference Paper NREL/CP-500-43374, National Renewable Energy Laboratory, Colorado, USA.

[3] Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., Bossanyi, E., 2001, Wind Energy Handbook, John Wiley & Sons Inc, West Sussex, England.

[4] 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.

[5] 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.

[6] Link, H., LaCava, W., VanDam, J., McNiff, B., Sheng, S., Wallen, R., McDade, B., Lambert, S., Butterfield, S., Oyague, F., 2011, Gearbox Reliability Collaborative Project Report: Findings from Phase 1 and Phase 2 Testing, Technical Report NREL/TP-5000-51885, National Renewable Energy Laboratory, Colorado, USA.

[7] Link, H., Keller, J., Guo, Y., McNiff, B., 2013, Gearbox Reliability Collaborative Phase 3 Gearbox 2 Test Plan, Technical Report NREL/TP-5000-58190, National Renewable Energy Laboratory, Colorado, USA.

[8] Parker, R. G., Agashe, V., Vijayakar, S. M., 2000, Dynamic Response of a Planetary Gear System using a Finite Element/Contact Mechanics Model, Journal of Mechanical Design, 122:3 304-310.

[9] Kahraman, A., 1994, Load Sharing Characteristics of Planetary Transmissions, Journal of Mechanism and Machine Theory, 29:8 1151-1165.

[10] Cheon, G. J., Oh, J. G., 2003, Influence of Manufacturing and Assembly Errors on the Static Characteristics of Epicyclic Gear Trains, Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A, 27:9 1597-1606.

[11] Bodas, A., Kahraman, A., 2004, Influence of Carrier and Gear Manufacturing Errors on The Static Load Sharing Behavior of Planetary Gear Sets, JSME International Journal, 47:3 908-915.

[12] Singh, A., 2005, Application of a System Level Model to Study the Planetary Load Sharing Behavior, Journal of Mechanical Design, 127:3 469-476.

[13] Ligata, H., Kahraman, A., Singh, A., 2008, An Experimental Study of the Influence of Manufacturing Errors on the Planetary Gear Stresses and Planet Load Sharing, Journal of Mechanical Design, 130:4 041701-(1-9).

[14] Singh, A., Kahraman, A., Ligata, H., 2008, Internal Gear Strains and Load Sharing in Planetary Transmissions: Model and Experiments, Journal of Mechanical Design, 130:7 072602-(1-10).

[15] Miguel, I., Alfonso, F., Ana, D. J., Ramon, S., Pablo, G., 2013, Planet Position Errors in Planetary Transmission: Effect on Load Sharing And Transmission Error, Frontiers of Mechanical Engineering, 8:1 80-87.

[16] Sagar, B. M., Wadkar, S. B., 2014, Load Sharing Analysis of Planetary Gearbox, International Journal of Research in Engineering and Technology, 3:8 150-155.

[17] Park, Y. J., Nam, J. S., Lee, G. H., Kim, J. K., Nam, Y. Y., 2014, Effect Analysis of Carrier Pinhole Position Error on the Load Sharing of Planetary Gearset, Proceedings of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 9 119.

[18] 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.

[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.

[20] 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.

[21] ANSI/AGMA, 2006, Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives, ANSI/AGMA 6123-B06, American National Standards Institute/American Gear Manufacturers Association, Virginia. USA.