

메인 베어링 강성이 풍력발전기용 3점 지지 드라이브 트레인의 기어박스에 미치는 영향

남주석^a, 남용윤^{a*}The Influence of Main Bearing Stiffness on the Gearbox of
3 Point Suspension Wind Turbine Drive TrainJu Seok Nam^a, Yong Yun Nam^{a*}^a Department of System Reliability, Korea Institute of Machinery & Materials,
156, Gajeongbuk-ro, Yuseong-gu, Daejeon 305-343, Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	1	April	2015
Revised	24	April	2015
Accepted	24	April	2015

Keywords:

Drive train
Gearbox
Main bearing
Non-torque loads
Stiffness
Wind turbine

ABSTRACT

The effects of the main bearing stiffness combined with vertical non-torque force on the input load and shaft deflection of a gearbox were investigated for the three-point suspension drive train of a wind turbine. A finite element analysis model for the drive train was studied experimentally, and its applicability to the present study was verified. The results show that, as the main bearing stiffness is increased, the input load of the gearbox decreases, whereas the input shaft deflection increases. The stiffness component for the pitch moment has the largest influence on the gearbox input load. Although the gearbox life increases at a higher main bearing stiffness, the economic efficiency and durability of the entire drive train system should also be considered in the selection of the main bearing stiffness.

1. 서론

풍력에너지는 석유, 원자력 등 기존의 에너지원에 비해 환경에 미치는 영향(environmental impact)이 작으며, 기술발달과 더불어 에너지 생산 비용(cost of energy)이 낮아지고 있어 현재 세계적으로 각광받고 있는 에너지원이다^{1,2}.

풍력을 이용하여 전기를 생산하는 풍력발전기는 풍력에너지를 전기적 동력으로 변환시켜 주기 위한 다양한 기계적, 전기적 장치들로 구성되어 있다³. 그 중 기어박스는 길이가 수 미터, 중량이 수십 톤에 이르는 대형 기어박스로 일단 고장이 나면 재설치 또는 수리에 비용과 시간이 많이 들 뿐더러 정지기간이 길어 풍력발전기

의 설비가동률이 저하되고 발전단가를 상승시키는 요소 중 하나이다^{4,5}. 오랫동안 산업용 대형 기어박스를 제작해 온 경험에도 불구하고 예측치 못한 기어박스의 고장이 일어나고 있는데 현재 여러 원인 가운데 비토크 하중(non-torque loads)의 영향이 가장 관심 대상이 되고 있다^{6,7}.

비토크 하중은 토크를 제외한 5 자유도 하중들을 의미한다. 풍력발전기의 특성상 로터 자중 및 불균일한 풍하중에 의한 비토크 하중들이 주축을 통해 드라이브 트레인으로 전달된다. 이 때 주축에 장착되는 메인 베어링이 대다수의 비토크 하중을 지지하지만 그 일부는 기어박스로 입력된다. 이러한 비토크 하중성분이 풍력발전기용 기어박스에 영향을 미칠 수 있으나 기어박스의 설계에 비토크

* Corresponding author. Tel.: +82-42-868-7413

Fax: +82-42-868-7418

E-mail address: yynam@kimm.re.kr (Yong Yun Nam).

하중의 영향을 고려할 수 있는 국제규격이나 가이드라인은 아직 없으며, 관련 연구도 부족한 실정이다^{8,9)}.

비토크 하중의 영향은 먼저 기어박스 입력축의 미스얼라인먼트로 나타난다. 비토크 하중이 작용하면 기어박스 입력축이 변형되어 기어박스에 큰 하중을 발생시켜 과부하 파손을 유발한다. 따라서 기어박스 입력축의 변형 및 기어박스에 작용하는 입력 하중 특성을 이용하여 비토크 하중이 기어박스에 미치는 영향을 추정할 수 있다.

본 연구에서는 비토크 하중이 작용할 때 메인 베어링 강성이 기어박스에 미치는 영향을 정량적으로 확인하기 위해 강성에 따른 기어박스 입력 하중 및 축 변형 특성을 분석하였다. 본 연구의 결과는 메인 베어링 강성 선정을 위한 참고 자료로 활용될 수 있다.

2. 시험 및 해석

2.1 드라이브 트레인

동력원으로부터 최종 목표지점까지 동력을 전달하기 위한 연결 장치들을 총칭하여 드라이브 트레인(drive train)이라 부른다. 풍력 발전기의 경우 로터(블레이드와 허브 연결체)가 동력원이 되며 발전기가 최종 목표지점이 되므로 주축, 메인 베어링, 기어박스 등이 드라이브 트레인의 구성요소가 된다.

여러 형태의 드라이브 트레인 중 3점 지지 드라이브 트레인은 Fig. 1과 같이 가장 일반적으로 사용되는 형태로서, 하나의 메인 베어링과 기어박스 하우징의 좌우 양쪽 토크암이 비토크 하중을 지지한다¹⁰⁾. 기어박스 하우징 토크암은 탄성중합체(elastomer)로 구성되어 있으며 비토크 하중 뿐만 아니라 구조적인 소음 및 진동을 흡수하기도 한다. 이 지지 형식은 상대적으로 설계가 간단하고 주축의 길이가 짧아 안정성이 높은 장점이 있으나 기어박스 일부의 비토크 하중이 전달되므로 기어박스 설계 시 주의를 필요로 한다.

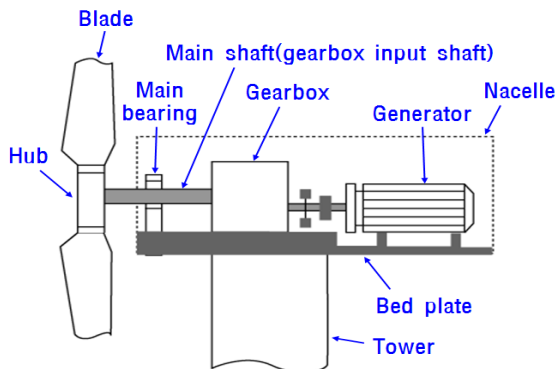


Fig. 1 Configuration of 3 point suspension drive train

2.2 비토크 하중

비토크 하중을 기술할 기준 좌표로는 풍력발전기에서 흔히 사용되는 허브 좌표계(hub coordinate system)를 적용한다¹¹⁾(Fig. 2). 허브 좌표계에서 X축은 동력이 전달되는 방향으로 주축의 길이방향을 의미하고, Z축은 수직 상방향으로 타워의 길이방향을 의미하며, Y축은 오른손 법칙을 적용하여 X축 및 Z축과 동시에 수직을 이루는 방향을 의미한다. 일반적으로 Z축 방향을 요 방향(yaw direction), Y축 방향을 피치 방향(pitch direction), X축 방향을 축방향(axial direction)이라 하며 Z축을 기준으로 한 굽힘 모멘트를 요 모멘트(yaw moment), Y축을 기준으로 한 굽힘 모멘트를 피치 모멘트(pitch moment)라 한다.

공간고정 직교 좌표계에서 보면 풍력발전기 드라이브 트레인에는 총 6개의 하중성분이 작용한다. 발전에 사용되는 하중은 X축 모멘트로, 이 모멘트를 구별하여 토크라 칭한다. 토크를 제외한 나머지 5개의 하중, 즉, X/Y/Z축 방향의 힘, 피치 모멘트, 요 모멘트 등을 비토크 하중으로 정의한다⁶⁾. 여기서, X축 방향 힘을 추력(thrust)이라고 하는데 블레이드 공력의 면외성분(out of plane components of wind loadings)의 합력이다. Y축과 Z축 방향 힘은 각각 수평 및 수직 전단력(horizontal and vertical shear force)으로 피치 및 요 모멘트와 관련이 있으며 이들은 블레이드 공력의 1차 모멘트, 블레이드 자중, 요잉 등에 의해 발생한다. 기어박스의 수명에 가장 큰 영향을 미치는 비토크 하중성분은 수직 및 수평 전단력과 피치 및 요 모멘트인 것으로 알려져 있다⁶⁾.

2.3 시험장비

비토크 하중 가력장치가 부가되고 풍력발전기용 3점지지 드라이브 트레인의 구조를 모사한 시험장비를 구축하였다¹²⁾(Fig. 3). 시험장비는 전기적 백투백 형태(electrical back to back type)로 110 kW 용량의 입력 모터 및 부하 다이내모미터를 사용하였다. 축의 회전 속도는 입력 모터로, 토크는 부하 다이내모미터로 제어

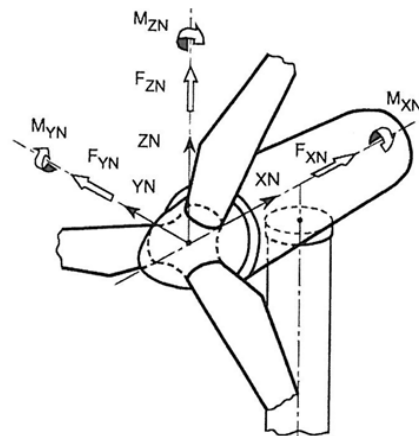


Fig. 2 Feature of hub coordinate system

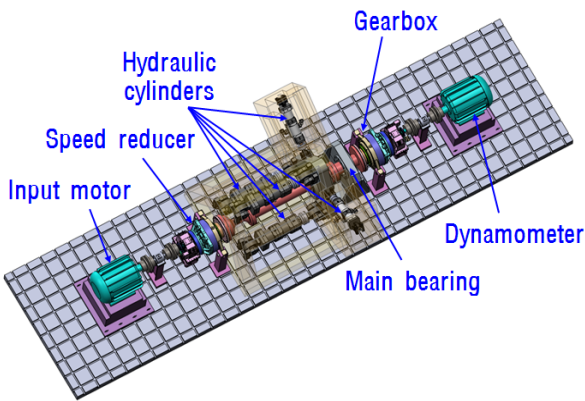


Fig. 3 Configuration of the test rig

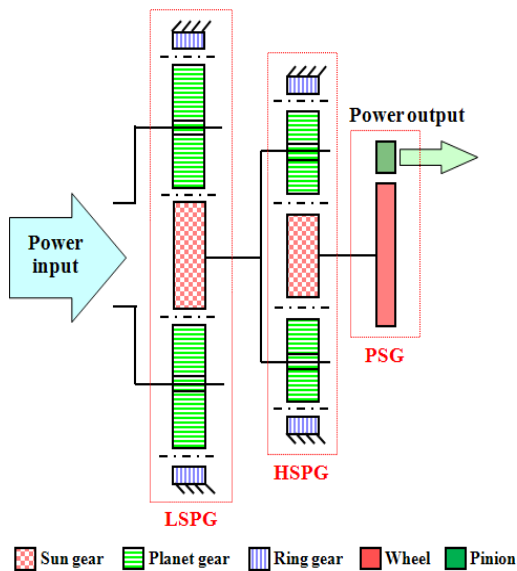


Fig. 4 Gear train of the gearbox

하며 5개의 유압실린더를 사용하여 5개의 비토크 하중을 독립적으로 가력할 수 있도록 하였다. 유압실린더는 메인베어링 전단의 유압실린더 연결체에 장착되며 축방향 3개의 유압실린더의 용량은 100 kN, 2개의 반경방향 유압실린더는 50 kN이다.

시험장비의 구성에서 입력모터와 유압실린더는 풍력발전기의 로터를, 부하 다이내모미터는 발전기를, 시험장비의 메인 베어링과 기어박스는 각각 풍력발전기 메인 베어링과 기어박스의 역할을 모사한다. 여기서 감속기(speed reducer)는 풍력발전기 로터의 저속 회전속도를 얻기 위한 장치이다.

기어박스는 2 MW급 풍력발전기용 기어박스의 1/4 축소모형으로 저속 유성기어단(LSPG: low speed planetary gearset), 고속 유성기어단(HSPG: high speed planetary gearset), 그리고 평행축 기어단(PSG: parallel shaft gearset)으로 구성된 35kW급 기어박스이다^[13]. 입력축은 저속 유성기어단의 유성캐리어, 출력축은 평행축 기어단의 피니언이며 기어비는 72, 정격 입력속도는 15.3 rpm이다. 기어박스의 기어배열 구조 및 실물형상은 각각 Fig. 4,

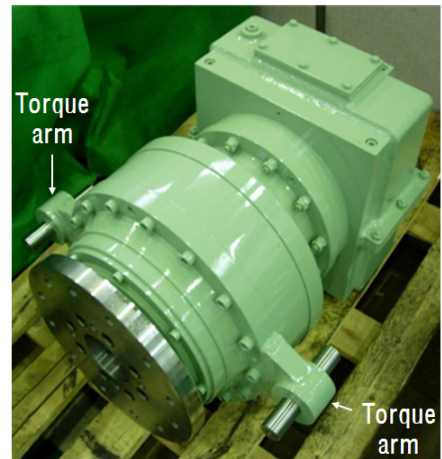


Fig. 5 1/4th model gearbox

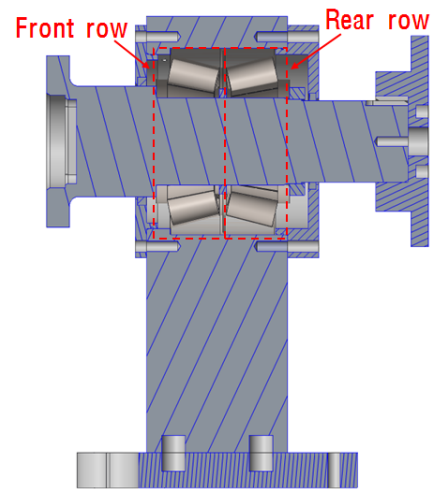


Fig. 6 Configuration of the main bearing

Fig. 5와 같다.

감속기는 기어박스와 동일한 구조를 가지나 입력축과 출력축이 서로 바뀐 형태이다. 즉, 감속기의 입력축은 평행축 기어단의 피니언이며 출력축은 유성기어단의 유성캐리어이다.

메인 베어링은 풍력발전기에서 흔히 사용되는 배면 배열의 테이퍼 롤러 베어링(taper roller bearing of back-to-back configuration)이다. 배면 배열의 테이퍼 롤러 베어링은 일반적으로 약간의 축방향 예압을 가지도록 조립되며 축방향 및 반경방향 하중의 지지력이 뛰어나고 전동체 간의 하중분배 특성이 우수한 장점이 있다^[14]. 축에 메인 베어링이 조립된 형상은 Fig. 6과 같다. 또한 메인 베어링의 제원은 Table 1과 같다.

2.4 해석모델

유연체 해석이 가능한 상용 다물체 동역학 해석 프로그램을 사용하여 시험장치에 대한 3D 해석모델을 구성하였다. 유압실린더를 통해 비토크 하중이 입력될 때의 축 변형 특성을 분석할 수 있도록

Table 1 Specifications of the main bearing

Model	32330A.A350.400.N11CA
Company/Nation	Schaeffler/Germany
Bore, mm	150
Outer diameter, mm	320
Width, mm	228
Dynamic load rating, kN	2,270
Static load rating, kN	3,900

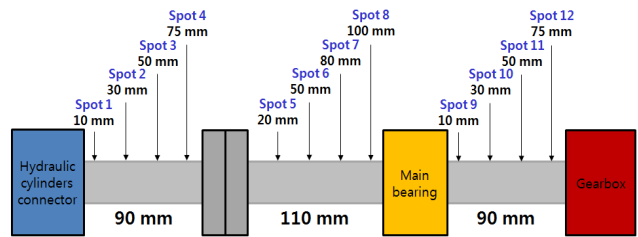


Fig. 8 Measurement locations for shaft deflection

Table 2 Specifications of the LVDT

Items	Specification
Nation/Company	Japan/Kyowa
Model	DTH-A-10
Rated capacity, mm	10
Nonlinearity, %	0.1
Operational temperature range, °C	-10 ~ 70

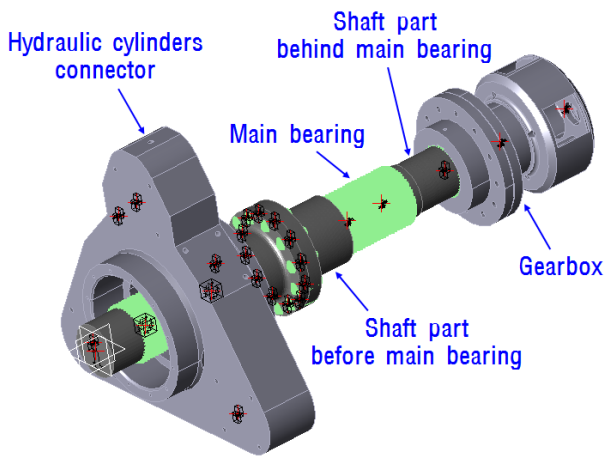


Fig. 7 Feature of the analysis model

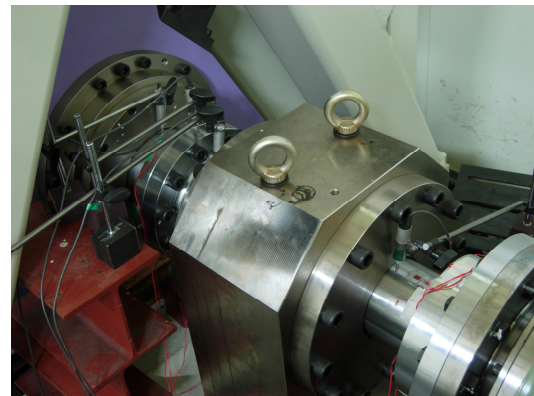


Fig. 9 Measurement of shaft deflections using LVDTs

해석모델에는 유압실린더 연결체, 축, 메인 베어링, 기어박스를 포함시켰다. 그 중 축은 유연체(flexible body)로, 유압실린더 연결체 및 기어박스는 강체(rigid body)로 모델링하였다. 메인 베어링의 경우는 베어링의 강성 행렬을 직접 사용하여 모델링하였다.

기어박스는 그라운드와 탄성 연결하였으며 모든 요소들의 자중이 고려되었다. 해석모델의 형상은 Fig. 7과 같다.

3. 해석모델 검증 및 메인 베어링 강성의 영향

3.1 시험 및 해석 수행

기어박스의 수명에 영향을 미치는 비토크 하중성분 중 상대적으로 영향이 큰 하중성분은 수직 전단력(자중에 큰 비중을 차지)과 피치 모멘트이다. 피치 모멘트는 수직 전단력에 의해 크게 좌우되므로 본 연구에서는 수직 전단력으로 베어링 강성의 영향을 조사한다.

해석 모델을 검증하기 위한 시험을 수행하였다. 유압실린더를 이용하여 40 kN의 수직 전단력을 가해 준 상태에서 유압실린더 연결체와 기어박스 사이의 축부 12곳에서의 수직 변형을 계측하였다. 계측 위치는 Fig. 8과 같다. 계측에 사용된 LVDT (linear variable differential transformer)의 체원 및 실제측 사진은 각각 Table 2, Fig. 9와 같다.

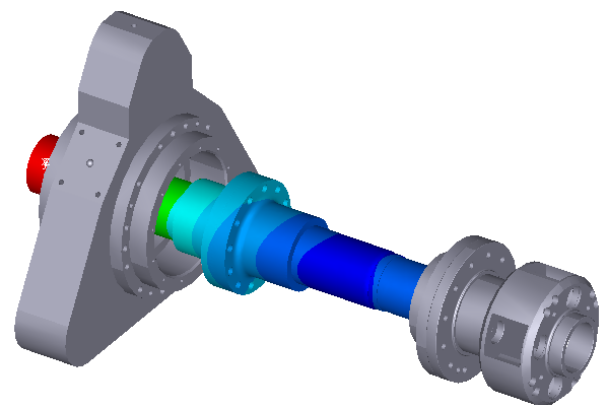


Fig. 10 Shaft deflections analysis from 3D analysis model

Fig. 7의 해석모델을 이용하여 축 변형에 대한 해석을 수행하였다(Fig 10). 유압실린더 장착면에 수직력을 하중으로 입력해 주었다. 메인 베어링의 강성은 베어링 제조사로부터 얻은 것인데 앞쪽 열(front row)과 뒤쪽 열(rear row)에 위치한 베어링의 강성이 서로 다르다 (Table 3).

Table 3 Stiffness matrix of main bearing (unit: N, mm)

(a) front row						
	dx	dy	dz	dpx	dpy	dpz
dF _x	292655	-1082625	0	0	0	34403210
dF _y	-1082625	4115335	0	0	0	-128883031
dF _z	0	0	1416688	0	50161546	0
dM _x	0	0	0	0	0	0
dM _y	0	0	50161546	0	2245711034	2
dM _z	34403210	-128883031	0	0	2	5809362852

(b) rear row						
	dx	dy	dz	dpx	dpy	dpz
dF _x	577086	-767162	0	0	0	-37062665
dF _y	-767162	5247131	0	0	0	139698724
dF _z	0	0	5661456	0	-147749645	0
dM _x	0	0	0	0	0	0
dM _y	0	0	-147749645	0	5920817508	1
dM _z	-37062665	139698724	0	0	1	6132894558

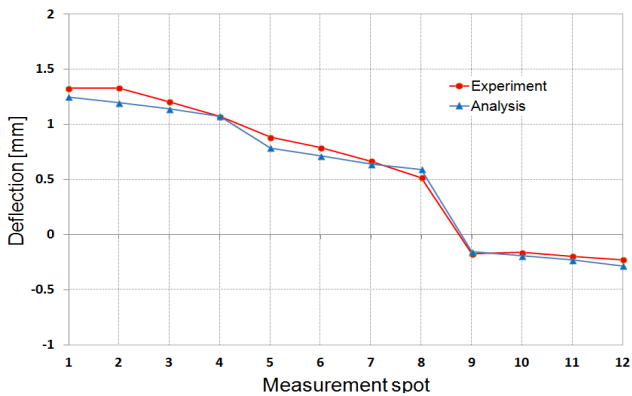


Fig. 11 Measured and analyzed deflections

3.2 해석모델 검증

해석과 계측으로부터 얻은 축 변형을 Fig. 11에 그래프로 나타냈다. 구체적인 비교는 Table 4와 같다. 여기서 상방향의 변위가 양으로 정의된 것이다. 메인 베어링 이전의 축부(spot 1~spot 8)에서는 가해지는 수직 전단력의 영향을 직접적으로 받아 양의 변위가 발생하고, 메인 베어링 이후 축부(기어박스 입력축, spot 9~spot 12)에서는 메인 베어링의 지지로 인해 음의 변위가 발생한다.

메인 베어링 직후인 9번 위치에서의 변위의 크기는 메인 베어링 직전인 8번 위치에 비해 약 33% 수준인데(계측값 기준) 이는 메인 베어링이 비토크 하중에 의한 모멘트를 완벽히 차단하지 못하여 기어박스로 하중이 전달된 것을 의미한다.

해석을 통해 도출된 축 변형량의 크기 및 경향은 계측 결과와 잘 일치하므로 설정된 해석모델은 타당함을 알 수 있다.

3.3 메인 베어링 강성의 영향

메인 베어링 강성이 축에 미치는 영향을 살펴보기 위해 해석모델

Table 4 Shaft deflections from measurement and analysis

Spot	Deflection, mm		Error, %
	Measurement	Analysis	
1	1.327	1.250	5.8
2	1.329	1.196	10.0
3	1.206	1.142	5.3
4	1.072	1.075	0.3
5	0.884	0.788	10.9
6	0.790	0.715	9.5
7	0.668	0.642	3.9
8	0.518	0.594	14.7
9	-0.173	-0.154	11.0
10	-0.161	-0.192	19.3
11	-0.197	-0.229	16.2
12	-0.227	-0.282	24.2

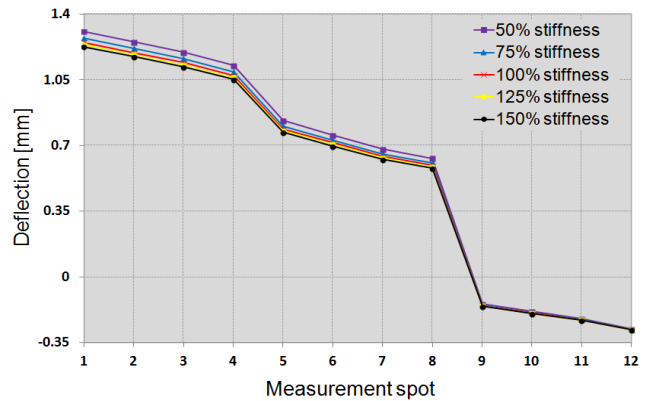


Fig. 12 Shaft deflections according to main bearing stiffness

에서 메인 베어링의 강성을 50~150%까지 변화시켰을 때의 축 변형을 얻었으며, 강성에 따른 변화 경향을 살펴보는데 충분한 것으로 판단되는 25% 간격을 적용하였다. 이 때 앞쪽 열과 뒤쪽 열 베어링 강성 행렬의 모든 성분을 동일한 비율만큼 변화시켰다.

전체 축 변형 형상은 Fig. 12와 같으며 메인 베어링 위치를 기준으로, 메인 베어링 이전 축부에서의 변형은 Fig. 13, 메인 베어링 이후 축부에서의 변형은 Fig. 14, 그리고 구체적인 비교는 Table 5와 같다.

축부의 위치에 따른 변위의 상대 경향은 모든 강성 조건에서 동일하게 나타났다. 메인 베어링 이전 축부에서는 양의 변위, 메인 베어링 이후 축부에서는 음의 변위가 발생하였으며 메인 베어링의 강성이 증가함에 따라 메인 베어링 이전 축부에서는 변위가 감소하였다. 이는 강성이 증가하면 메인 베어링이 축을 더 견고하게 지지하므로 강성의 영향을 직접적으로 받아 변위가 감소하는 것으로 판단된다. 강성이 증가할수록 변위의 변화율은 작아지는데 이는 강성이 작을 때는 강성의 증가로 인한 변위의 변화가 상대적으로 크

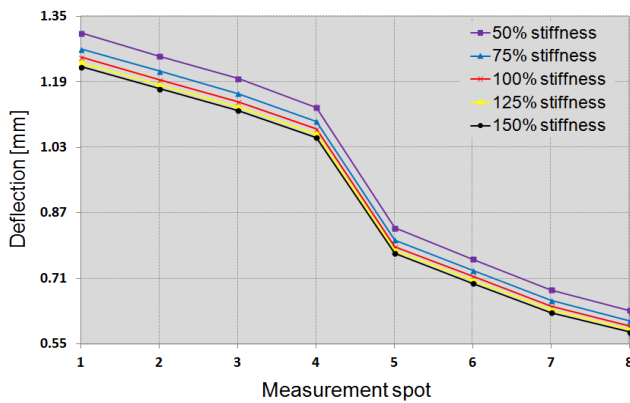


Fig. 13 Deflections of shaft part before main bearing

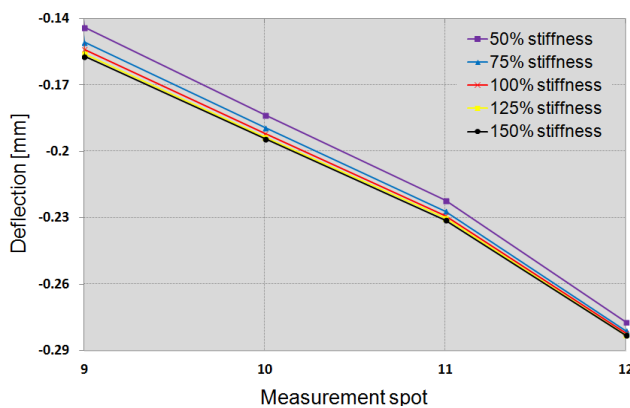


Fig. 14 Deflections of shaft part behind main bearing

Table 5 Shaft deflections according to main bearing stiffness

Spot	Deflections, mm				
	50% stiffness	75% stiffness	100% stiffness	125% stiffness	150% stiffness
1	1.309	1.271	1.250	1.237	1.227
2	1.253	1.217	1.196	1.183	1.173
3	1.198	1.162	1.142	1.129	1.120
4	1.128	1.094	1.075	1.062	1.054
5	0.833	0.804	0.788	0.778	0.771
6	0.757	0.730	0.715	0.705	0.698
7	0.681	0.656	0.642	0.633	0.627
8	0.632	0.607	0.594	0.585	0.579
9	-0.144	-0.151	-0.154	-0.156	-0.157
10	-0.183	-0.189	-0.192	-0.194	-0.194
11	-0.222	-0.227	-0.229	-0.230	-0.231
12	-0.277	-0.281	-0.282	-0.283	-0.283

지만 강성이 커질수록 강성으로 지지할 수 있는 한계치에 도달하여 축의 유연체적 특성으로 인한 변형이 상대적으로 더 큰 몫을 차지하기 때문이다.

메인 베어링 이후 축부(기어박스 입력축)에서는 강성이 증가하

Table 6 Reaction loads acting on the gearbox

Component	Loads, N or Nmm				
	50% stiffness	75% stiffness	100% stiffness	125% stiffness	150% stiffness
Vertical shear force	27219	26781	26510	26322	26182
Pitch moment	51738	50442	49702	49216	48869

면 변위가 증가하는데 이는 후단의 변위는 모멘트에 의한 음의 변위와 베어링 지지부의 상방향 변위의 영향을 받는데 베어링 강성이 클수록 베어링 지지부의 변위가 작아지기 때문이다. 메인 베어링 이전 축부에서와 마찬가지로 강성이 증가할수록 변위의 변화율은 감소하였다. 또한 축의 위치별로는 기어박스에 가까워질수록 변위의 변화율이 감소하였는데 이는 메인 베어링과 기어박스가 양단 지지를 하며, 하중이 직접적으로 작용하는 메인 베어링에 비해 기어박스에는 상대적으로 더 작은 하중이 전달되기 때문이다.

100% 강성에서의 변위와 비교하여, 50% 강성에서는 1번 위치에서 4.7%, 9번 위치에서 6.5%의 변위의 증감이 발생했으며 150% 강성에서는 1번 위치에서 1.8%, 9번 위치에서 1.9% 증감이 발생하였다. 따라서 강성 증감에 따른 메인 베어링 이전 축부에서의 감소율은 메인 베어링 이후 축부에서의 증가율과 유사한 수준인 것으로 나타났다. 그러나 메인 베어링 이전 축부에서 절대 값이 더 크므로 강성 증감에 따른 변위의 변화량도 더 크게 나타났다.

각 강성 조건에서 기어박스에 작용하는 내력(internal force)을 도출한 결과는 Table 6과 같다. 강성이 증가할수록 기어박스에 작용하는 수직 전단력 및 피치 모멘트 내력이 작아지는 것을 확인할 수 있다. 수직 전단력 및 피치 모멘트 내력은 100% 강성에서의 값과 비교하여 50% 강성에서는 각각 2.7%와 4.1% 정도 더 컸으며 150% 강성에서는 각각 1.2%, 1.7% 정도 더 작게 나타났다. 이는 메인 베어링의 강성이 증가하면 베어링에서 더 많은 비토크 하중을 지지하게 되므로 기어박스로 입력되는 비토크 하중의 크기가 감소하는 것으로 판단된다. 강성이 증가할수록 내력의 변화율이 감소하는데 이는 변위의 변화율이 감소하는 것과 동일한 맥락에서 이해될 수 있다.

이상의 결과는 메인 베어링을 구성하는 앞쪽 열과 뒤쪽 열 베어링의 강성을 모두 변화시킨 경우이다. 두 베어링 중 한쪽 베어링의 강성만 50~150%로 변화시킨 경우 기어박스에 작용하는 수직 전단력 및 피치 모멘트 내력은 각각 Fig. 15, Fig 16과 같이 나타난다. 내력의 크기는 두 베어링의 강성이 모두 100%일 때 발생하는 내력에 대한 백분율로 나타내었다. 수직 전단력 내력의 경우 뒤쪽 열 베어링의 강성에 더 민감한 영향을 받았으나 피치 모멘트 내력

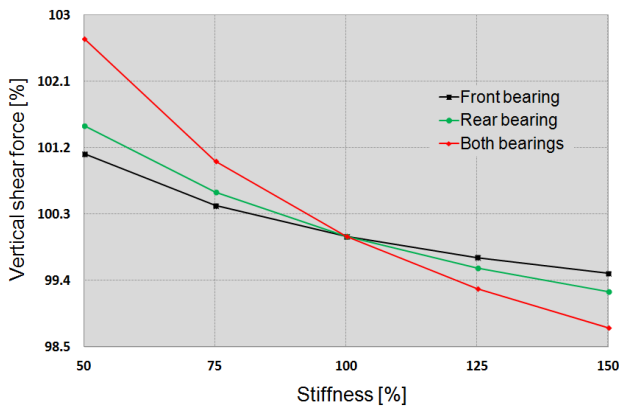


Fig. 15 Vertical shear force of the gearbox at each bearing stiffness

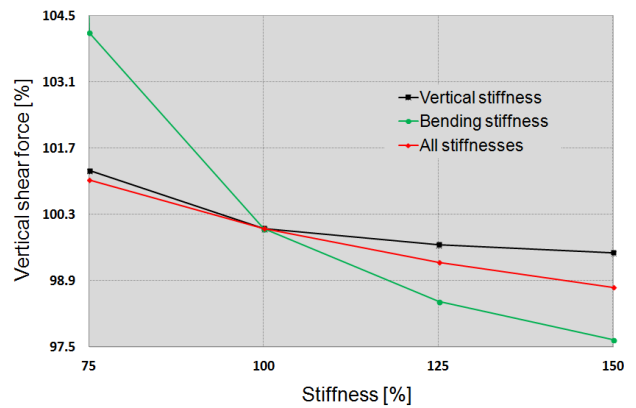


Fig. 17 Vertical shear force of the gearbox at each stiffness component

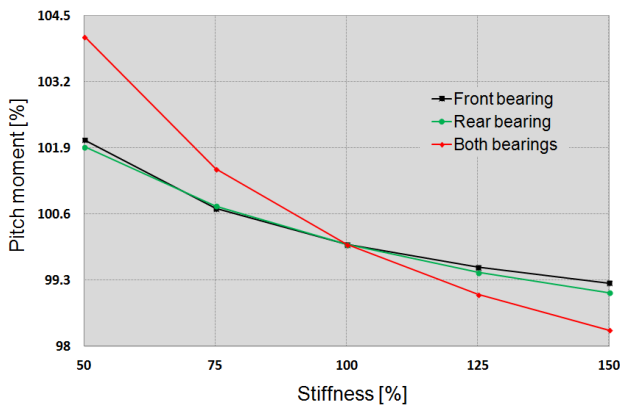


Fig. 16 Pitch moment of the gearbox at each bearing stiffness

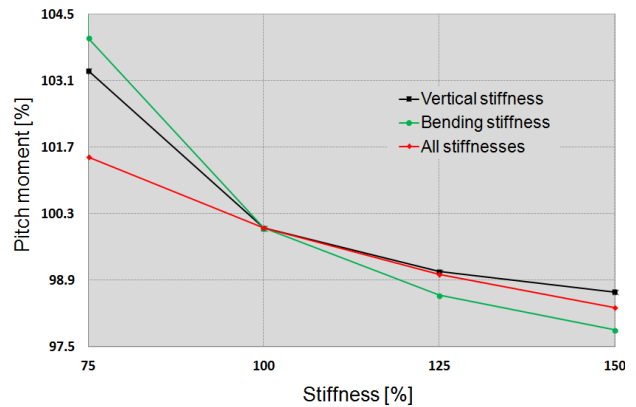


Fig. 18 Pitch moment of the gearbox at each stiffness component

은 위치에 따라 큰 차이가 발생하지 않았다. 한쪽 베어링의 강성만을 변화시킨 경우보다 두 베어링의 강성을 모두 변화시킨 경우가 내력의 변화율이 가장 컸다.

메인 베어링의 강성 성분별 영향을 살펴보기 위해 강성의 수직 전단력 성분(dF_z-dz)과 피치 모멘트 성분(dM_y-dpy)만을 각각 50~150%로 변화시켰을 때 발생하는 기어박스의 내력을 확인하였다. 앞쪽 열과 뒤쪽 열 베어링 강성을 모두 변화시켰으며, 기어박스의 수직 전단력 및 피치 모멘트 내력은 각각 Fig. 17, Fig 18과 같다.

내력의 크기는 모든 강성 성분의 크기가 100%일 때의 값에 대한 백분율로 나타내었다. 수직 전단 강성 성분이 50%인 경우에는 수직 전단력 내력이 86.4%, 피치 모멘트 내력이 77.5%이며 피치 모멘트 강성 성분이 50%인 경우에는 수직 전단력 내력이 303.1%, 피치 모멘트 내력이 331.3%로 나타나 다른 강성 수준에 비해 매우 큰 차이를 보였다. 50%의 강성 성분은 기어박스의 피치 모멘트 내력을 크게 증가시키므로 부적절한 강성 수준임을 알 수 있으며 따라서 Figs. 17~18에서는 제외하였다. 피치 모멘트 강성 성분이 기어박스의 수직 전단력 및 피치 모멘트 내력에 가장 민감한 영향을 미친다. 피치 모멘트 강성 성분만을 증가시키는 것이 수직 전단

강성 성분 및 모든 강성 성분을 증가시키는 것보다 기어박스의 내력을 더 크게 감소시킨다. 이는 수직 전단 강성 성분에 의한 기어박스의 내력과 피치 모멘트의 강성 성분에 의한 기어박스의 내력이 서로 반대 방향으로 작용하여 상쇄되는데, 피치 모멘트 강성 성분이 수직 전단 강성 성분에 비해 클수록 상쇄가 커지는 방향이 되기 때문이다. 기어박스에서 발생하는 내력을 최소화 해주는 피치 모멘트 강성 대 수직 전단 강성의 비가 존재할 것으로 생각되며 이에 대해서는 추가적인 연구가 필요하다.

이상을 종합하면, 비토크 하중으로서 수직 전단력이 작용할 때 메인 베어링 강성을 증가시키면 기어박스 입력축의 변형은 증가하지만 기어박스에 작용하는 입력 하중(내력)의 크기는 감소하며 메인 베어링 이전 축부에서의 변형도 감소한다. 또한 메인 베어링으로 배면 배열의 테이퍼 롤러 베어링이 사용되는 경우 뒤쪽 열에 위치한 베어링의 강성이 기어박스에 작용하는 수직 전단력 내력에 더 큰 영향을 미치며, 강성 성분별로는 피치 모멘트에 대한 강성이 가장 큰 영향을 미친다. 이 때 축 변위 및 내력의 증감 폭은 작용하는 수직 전단력의 크기, 축의 길이 및 두께, 메인 베어링과 기어박스의 형태 및 강성의 크기 등에 따라 달라질 것으로 판단된다.

기어박스 입력축의 변형과 그에 따라 기어박스에 작용하는 입력 하중의 크기는 기어박스에 큰 영향을 미치는 요소들이다. 메인 베어링의 강성이 클수록 기어박스 입력 하중이 감소하여 기어박스 수명 측면에서는 유리하다. 그러나 메인 베어링의 사이즈 및 가격이 상승하고 메인 베어링에서 발생하는 내력이 증가하여 축과 메인 베어링의 파손을 유발시킬 수 있다. 따라서 기어박스에서 요구되는 수명을 만족시키는 범위에서 드라이브 트레인 시스템의 경제성과 내구도를 고려한 강성 수준을 선택해야 한다.

4. 결론

본 연구에서는 풍력발전기용 드라이브 트레인을 대상으로 비토크 하중이 입력될 때 메인 베어링 강성이 기어박스 입력축의 변형 및 기어박스의 입력 하중에 미치는 영향을 분석하였다.

연구대상 드라이브 트레인으로는 풍력발전기에서 가장 흔히 사용되는 3점 지지 드라이브 트레인을 적용하였으며, 비토크 하중성분으로는 기어박스의 수명에 큰 영향을 미치는 수직 전단력을 적용하였다. 3점 지지 드라이브 트레인을 모사한 시험장치와 3D 해석 모델을 사용하여, 시험으로 해석모델을 검증하고 검증된 해석모델을 통해 메인 베어링 강성의 영향을 평가하였다.

설정된 해석모델에서의 축 변형량은 상응하는 축부의 위치에서 시험을 통해 계측된 변위와 크기 및 경향이 잘 일치하여 해석모델의 타당성을 확인하였다.

해석모델에서 메인 베어링 강성을 50-150%까지 25% 간격으로 변화시키면서 축 변형을 도출하였다. 해석 결과, 축부의 위치에 따른 변위의 상대 경향은 모든 강성 조건에서 동일하게 나타났다. 또한 메인 베어링의 강성이 증가함에 따라 메인 베어링 이전 축부에서는 변위가 감소하고, 메인 베어링 이후 축부(기어박스 입력축)에서는 증가하였다. 강성 증감에 따른 메인 베어링 이전 축부에서의 변위 감소율은 메인 베어링 이후 축부에서의 증가율과 유사한 수준이었으며, 변화량은 메인 베어링 이전 축부에서 더 크게 나타났다. 메인 베어링 강성이 증가할수록 변위의 변화율은 감소했다.

또한 각 강성 조건에서 기어박스에 작용하는 입력 하중을 도출하였다. 메인 베어링 강성이 증가할수록 수직 전단력 및 피치 모멘트 내력의 크기는 감소하였다. 베어링 위치별로는 뒤쪽 열에 위치한 베어링의 강성이 기어박스에 작용하는 수직 전단력 내력에 더 큰 영향을 미치며, 강성 성분별로는 피치 모멘트에 대한 강성이 가장 큰 영향을 미쳤다.

메인 베어링 강성이 증가하면 기어박스 입력축의 변형이 증가하고 기어박스에 작용하는 입력 하중의 크기는 감소한다. 기어박스의 수명 측면에서는 메인 베어링의 강성이 클수록 유리하나 드라이브

트레인의 경제성과 내구도를 고려하여 시스템의 특성에 맞는 메인 베어링 강성을 적용해야 한다. 본 연구에서와 같은 프로세스를 이용하면 풍력발전기용 3점 지지 드라이브 트레인에서 구성 요소들의 신뢰성과 시스템의 경제성을 동시에 고려할 수 있는 최적의 메인 베어링 강성을 선정할 수 있을 것으로 판단된다.

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] Lee, H. W., Kang, D. K., 2014, Gear Teeth Modification for a 2.5MW Wind Turbine Gearbox, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 23:2 109-117.
- [9] Nam, J. S., Park, Y. J., Kim, J. K., Lee, G. H., Han, J. W., Nam, Y. Y., 2014, Effect of Non-torque Loadings on the Load Sharing Characteristics of Planetary Gearbox, Proceedings of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 9 119.
- [10] 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.

- [11] GL, 2010, Guideline for the Certification of Wind Turbine, GL2010, Germanischer Lloyd, Hamburg, Germany.
- [12] 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.
- [13] Nam, J. S., Han, J. W., Park, Y. J., Nam, Y. Y., Lee, G. H., 2014, Development of Highly Reproducible Test Rig for Pitch and Yaw Bearings of Wind Turbine, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28:2 705-712.
- [14] Ionescu, L., Pontius, T., 2009, Main Shaft Support for Wind Turbine With a Fixed and Floating Bearing Configuration, Technical Paper, The Timken Company, Ohio, USA.