

풍력터빈 허브의 피로 강도 해석에 대한 연구

고 장욱¹⁾, 김 향기²⁾, 안 경민³⁾, 최 원호⁴⁾

A Study on the Fatigue Strength Analysis of Hub in a Wind Turbine

Jangwook Koh, Hyangki Kim, Kyoungmin Ahn, Wonho Choi

Key words : Initial Strain(초기 변형량), Hexahedral Element(6면체 요소), Fatigue Damage(피로손상), Damage Sum(손상의 합), Allowable Strength(허용강도), Drive Train(구동계통)

Abstract : Performed fatigue strength analysis for Hub to get the targeted service life of 20 years. ANSYS is used to analysis. The major structure of bearing which connect the hub and blades is modeled using the element of LINK10. To represent the stiffness of LINK10 element, initial strain and diameter of LINK10 element is applied. Prior to calculating the fatigue damages, the influence matrix is extracted from the unit loads. The target service life of 20 years is achieved from the Analysis results.

Nomenclature

D : Damage
m: Gradient of SN Curve

Subscript

SMF : Safety Margin Factor

1. 서 론

풍력터빈 시스템은 3개의 블레이드(Blade)로 구성된 로터의 회전력을 드라이브 트레인(Drive Train)으로 전달하여 전기적 에너지로 변환하는 발전 시스템이다. 동력전달계의 주요 구성 요소 중 하나인 허브(Hub)는 3개의 블레이드가 피치베어링을 통하여 직결되게 되어 바람의 변화와 가변속 운전에 따른 다양한 크기와 변동주기를 갖는 하중에 노출되어 있으며, 이로 인해 공력하중이 허브의 피로강도에 영향을 미치게 되어 허브 수명을 좌우하게 된다. 본 연구에서는 풍력터빈 해석 소프트웨어인 Bladed for windows로부터 구한 피로, 극한하중조건을 기준으로 유한요소법을 이용하여 허브의 피로해석을 수행하여 피로강도 및 수

명을 예측하였으며, 그 결과를 설계에 반영하였다.

2. 허브의 유한요소 모델링

허브의 강도해석 시 사용되는 좌표계는 Fig.1의 그림과 같이 블레이드의 루트(Root)부분을 원점으로 하는 직교 좌표계를 사용하게 된다.

그림에서 알 수 있듯이 풍력터빈의 운전 시 블레이드에 작용하는 공력으로 인해 허브에 주로 영향을 미치는 하중은 M_{XB} , M_{YB} 과 회전 시 발생하는 원심력으로 인한 하중 F_{ZB} 가 평균하중 수준으로 영향을 미치게 된다. 또한 블레이드 피치 시스템이 작동 시 이에 대한 반력으로 피니언(Pinion)에 하중이 전달되는데, 이 때의 하중을 M_{ZB} 라 놓는다. 이들 하중은 서로 복합적인 양상으로 허브의 피로강도에 영향을 미치게 된다.

-
- 1) (주)효성 중공업 연구소 풍력발전 기술팀
E-mail : diable@hyosung.com
Tel : (02)707-4373 Fax : (02)707-4369
 - 2) E-mail : scenttop@hyosung.com
Tel : (02)707-4368 Fax : (02)707-4369
 - 3) E-mail : autovan@hyosung.com
Tel : (02)707-4368 Fax : (02)707-4369
 - 4) E-mail : choiwh@hyosung.com
Tel : (02)707-4370 Fax : (02)707-4369

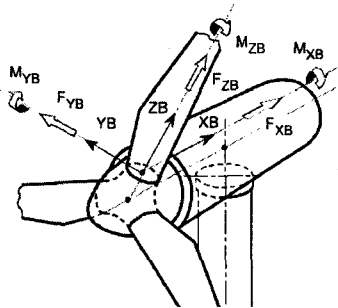


Fig.1 좌표계 및 작용하중

허브의 피로강도를 예측하기 위하여 유한요소법을 적용하게 되며, 이 때 상용소프트웨어인 ANSYS를 사용하였다. 허브, 베어링레이스(Bearing Race), 블레이드 그리고 주축은 3차원 6면체요소(Hexahedral Element)인 SOLID95를 사용하여 유한요소 모델링을 한다. 또한, 베어링은 실제와 유사한 효과를 내기 위하여 LINK10요소를 적용하였으며(Fig.3 참고), 블레이드에 의해 미치는 하중과 피니언에 미치는 반력을 모사하기 위하여 블레이드 루트(Root)부위와 피니언의 접촉지점에 BEAM4요소를 이용한 하중전달을 위한 Load Umbrella를 적용하였다.(Fig.2 참고)

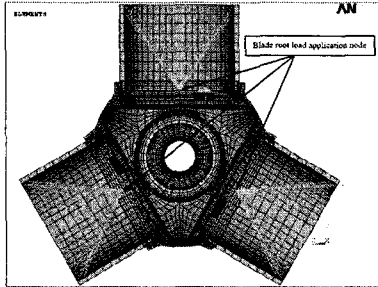


Fig.2 허브 유한요소 모델링

2.1 풍력터빈 시스템에서의 허브(Hub)

풍력터빈 시스템에서 허브(Hub)의 역할은 로터 블레이드로부터 공력으로 인한 하중과 회전력을 전달받아 그 회전력을 주축, 증속기, 발전기로 전달하여 전력을 생산하기 위한 것이다. 따라서 가장 큰 하중을 받는 주요 시스템 가운데 하나라는 측면에서 설계의 중요성이 있다 하겠다.

Table.1 허브의 물성치

Ductile Cast Iron(EN-GJS-400-18U-LT)	
Ultimate Strength	370MPa
0.2% Yield Strength	220MPa
Young's Modulus	169GPa
Density	7100kg/m ³
Poisson's Ratio	0.28

2.2. 블레이드 피치 베어링의 모델링

허브의 정확한 피로강도 해석을 위해서 6면체요소(Hexahedral Element)를 적용하였으며, 허브와 블레이드의 연결부위인 베어링의 모델링을 위하여 Fig.3과 같이 LINK10요소를 적용하였다.

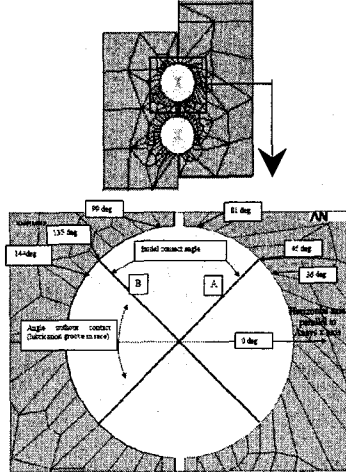


Fig.3 피치 베어링 유한요소 모델링

그림에서 볼 수 있듯이 LINK10요소는 36°에서 144°까지 9° 간격으로 모델링 되며, 45°와 135°의 LINK10요소는 하중이 가해지기 이전의 초기 접촉부위이고 블레이드에 의해 가해지는 모멘트로 인한 베어링과 베어링 레이스 사이의 접촉점의 변화에 따라 각도를 달리하게 된다. 따라서 초기 접촉부위인 45°와 135°에서의 초기 변형률(Initial Strain)은 "0"이 되며, 나머지 LINK10요소는 초기 변형률 값을 갖게 된다. 또한 블레이드 피치 베어링에 입력 될 상수값으로 베어링을 모사한 LINK10요소의 직을 구해야 하는데, 이것은 "Roark's formulas for stress and strain"을 이용하여 구할 수 있다. 이와 같이 얻어진 상수값들은 ANSYS 해석 시 입력값으로 적용되어 실제 베어링 거동과 유사한 결과를 얻을 수 있게 된다.

3. 경계조건

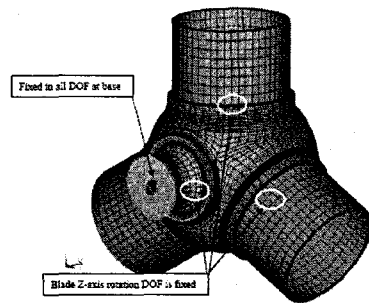


Fig.4 경계조건

Fig.4와 같이 주축끝단을 완전고정(6자유도 고정)시키며, 각 블레이드의 피치축(Pitch axis)을 중심으로 한 회전을 방지하기 위하여 블레이드 Z 축의 회전을 고정 시킨다.

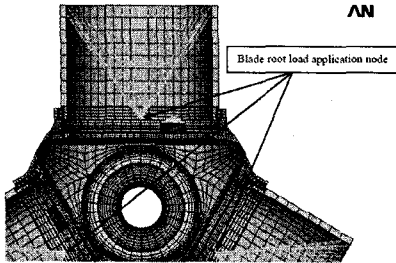


Fig.5 블레이드 작용 하중모델링

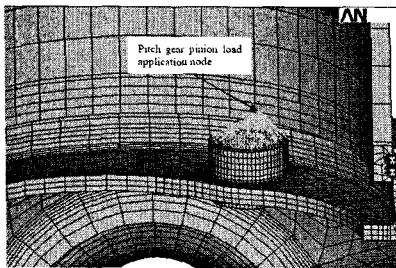


Fig.6 Pinion 작용 하중모델링

허브에 미치는 하중은 블레이드로부터의 모멘트 하중과 Z-축 방향의 하중이 있으며, 피치 드라이버가 블레이드 베어링의 피치각을 조절할 때 발생하는 피치드라이버 장착부위에 영향을 미치는 반력이 있다. 이들 하중을 적절히 구현하기 위하여 Fig. 5,6과 같이 BEAM4요소를 이용하여 우산살과 같은 형태의 하중분포 모델링을 수행하게 된다. BEAM4요소는 하중을 해당 부재에 적절하게 전달해야 하는 목적 외에 다른 기능이 없다. 따라서 BEAM4요소의 강성을 충분히 크게 하기 위하여 직경을 1(m)로 가정하였다. 그 외의 블레이드와 주축 일부는 허브와 동일하게 SOLID95를 사용한 3차원 6면체 요소로 모델링 된다.

유한 요소법을 이용한 허브의 해석에서 가장 중요한 목적은 Influence Matrix를 얻는 것이다. Influence matrix란 각각의 블레이드에 있어서 각 하중성분에 대한 6가지 응력성분을 도표화한 것을 말한다. Influence Matrix를 이용하여 피로 하중해석을 수행하고 이를 통해 피로수명을 결정하게 된다. 위에서 언급했듯이 Influence Matrix를 얻기 위하여 단위하중을 적용해야 하나, 단위 하중이 너무 미약해 베어링과 베어링 레이스 사이 접촉점의 비선형 거동을 표현할 수 없으므로 정격 운전조건 하에서의 평균하중에 대한 발생응력을 정규화 하여 Influence Matrix를 구하고 이를 이용하여 해석을 수행, 피로해석 결과를 얻게 된다.

- 평균하중

Blade	Mx(kNm)	My(kNm)	Fz(kN)
1/2/3	332	1469	341

Table.2 평균 하중

- 작용하중

Mx_max

Blade	Mx(kNm)	Fy(kN)	My(kNm)	Fx(kN)	Fz(kN)
1	3011	-200.7	1469	-	341
2	332	-	1469	-	341
3	332	-	1469	-	341

Table.3 작용하중

위의 예 외에도 작용하중은 Mx_min, My_max, My_min, Mz_pos, Mz_neg가 적용된다.

4. 유한요소해석 결과

이상에서 언급한 과정을 통하여 응력이 집중되는 요소(Hot Spot)에서의 Influence matrix(Table.4참고)를 구하고 다음의 과정을 통하여 피로강도 해석을 수행하게 된다.

Table.4 Influence matrix

ELEM No	Mx Pos			Mx Neg		
	1	2	3	1	2	3
20967	0.00	0.01	-0.01	0.00	-0.01	0.01
20975	-3.25	-3.24	-4.37	4.96	2.94	4.28
21196	3.03	2.70	1.46	-2.78	-2.73	-1.54
22830	-1.60	-0.35	0.27	2.17	0.52	-0.30
22975	0.18	0.02	0.06	-0.47	-0.02	-0.04
25595	-3.14	-3.86	-2.71	3.88	3.82	2.66
25739	3.11	1.27	0.93	-2.85	-1.17	-0.95
25747	3.98	2.67	2.32	-2.56	-2.56	-2.30
25892	3.62	0.40	1.71	-2.73	-0.21	-1.50

4.1. 피로강도 해석

Influence matrix는 Table.4와 같이 얻어지며 이를 이용하여 반복하중에 의해 가해지는 Fatigue Damage를 계산하고, 각 하중 Cycle별 Damage를 더하여 Damage Sum을 구한다. Damage Sum은 20년 운전동안 가해진 Fatigue Damage의 합이며, Damage Sum이 1을 초과하면 Fatigue에 의한 파손이 발생한다. Fatigue Margin(safety margin factor)은 다음의 식으로 계산한다.

$$SMF = \left(\frac{1}{\Sigma D} \right)^{1/m} - 1$$

또한 GH(Garrad Hassan)에서 만든 풍력전용 해석 소프트웨어인 "Bladed for windows"를 이용하여 피로로 인한 손상을 분석하였다.

블레이드 루트부에 작용하는 Moment와 Force에 대하여 발생하는 응력의 크기가 상대적으로 높은 지점을 하중 종류별로 2-3지점을 선정하여 해석을

수행, 다음 Table.5의 결과를 얻을 수 있었다.

Table.5 피로해석 결과

Elem.No	Damage Sum	SMF	예상수명(년)
46867	0.16	0.22	125
44465	0.0018	1.01	$\infty(>10000)$
41511	0.0005	1.31	∞
20967	0.0053	0.78	3774
63324	2.17×10^{-7}	4.50	∞
42901	2.90×10^{-8}	5.88	∞

4.2 극한강도 해석 결과

극한강도 해석은 Bladed S/W를 이용하여 각 부품에 가해지는 20년 운전동안 발생 가능한 극한 하중(Extreme Load) 도출하였고, 이 극한 하중을 적용한 FE해석을 통해 응력 집중부위를 확인할 수 있었다. 허용강도는 항복강도(Yield Strength)를 material safety factor(1.1)로 나눈 값으로 재료의 항복(Yield)이 발생하지 않는 최대 강도를 의미하며, 극한 하중 상태에서 발생하는 최대 응력이 허용강도(Allowable Strength)보다 작아야 한다. 이를 이용하여 다음의 Table.6과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

Table.6 극한강도해석 결과

Elem.No	Stress(MPa)	Safety Factor
46867	78.94	2.53
44465	116.86	1.71
41511	127.43	1.57
20967	83.94	2.38
63324	46.62	4.29
42901	41.37	4.84

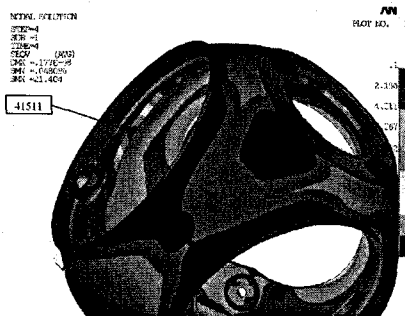


Fig.7 My_max작용시 Hotspot의 응력분포

5. 결론

이상의 결과로 풍력터빈의 주요 구조물인 허브의 20년 운영 주기에는 충분히 만족할 만한 결과를 얻었음을 알 수 있다. 즉, 피로 수명에 가장 큰 손상을 받는 부위는 피치드라이버가 장착되기 위한 extender부분으로 피로수명은 125년으

로 계산되었다. 뿐만 아니라 극한강도해석 결과 extender부분에서의 안전율 역시 57%라는 충분한 안전여유를 확보하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 전력산업연구개발사업의 지원으로 수행중인 "국제기술제휴 및 협력에 의한 2MW급 풍력발전시스템 상용화 개발" 과제에 의해 수행되었다.

References

- [1] Germanischer Lloyd, Rules and Regulations, IV - Non-marine Technology, part 1 - Wind Energy, Regulation for the Certification of the Wind Energy Conversion Systems. Chapter 1 - 11.2003 Edition 1 August 2003
- [2] IEC International Standard IEC 61400-1, "Wind Turbine Generator System-Part1: Safety Requirement", 2nd edition 1998.
- [3] Hyosung 2MW, Loading document (GL2003 Class S), HS90_Certification_4.0_B, 14th September 2006.
- [4] Warren C. Young, Richard G. Budynas, "Roark's Formulas for Stress and Strain," McGraw-Hill, 7th Edition, p. 689-701, 2002.
- [5] ANSYS Professional, Release 10.0