

풍력 로터 샤프트 경량화 설계 연구

한정영¹ · 홍철현² · 이진모³ · 한기봉⁴ · 이형우[†]

(원고접수일 : 2013년 9월 4일, 원고수정일 : 2013년 11월 1일, 심사완료일 : 2014년 4월 28일)

A study on lightweight design for wind turbine rotor shaft

Jeong Young Han¹ · Cheol Hyun Hong² · Jin Mo Lee³ · Ki Bong Han⁴ · Hyoung Woo Lee[†]

요약: 2MW급의 풍력 로터 샤프트의 경량화를 위한 최적설계를 수행하였다. 유한요소해석과 실험계획법을 이용하여 경량화를 위한 변수를 도출하였고, 이를 기반으로 샤프트의 치수 최적화를 수행하였다. 최적 설계안과 현재 설계의 발생응력과 중량을 체적을 통해 비교하여 타당성을 검증하였다. 이 과정을 통하여 중량을 현재보다 약 23 % 정도 줄일 수 있었다.

주제어: 로터 샤프트, 풍력터빈, 최적설계, 유한요소해석, 실험계획법

Abstract: In this study, we discussed the weight reducing of 2 MW class of wind turbine rotor shaft by optimizing design method. The optimal design was applied to obtain get an optimized structure and parameters for the base structure using FEA and DOE. The results were verified by comparing the maximum von Mises stresses and maximum volume in the case of the existing design with those in the case of the optimized design. It was shown that the weight of a base structure can be reduced by about 23 %.

Keywords: Rotor Shaft, Wind Turbine, Optimal Design, FEA(Finite Element Analysis), DOE(Design of Experiment)

1. 서론

최근 지구 온난화, 이상기후 현상, 유가급등 등의 문제로 화석연료를 대체할 친환경에너지에 대한 관심이 증가하고 있다. 그리고 이산화탄소 발생량을 제안한 교토의정서의 발표로 세계 각국들은 풍력에너지, 수소/연료전지, 태양광, 해양에너지 등과 같은 신재생에너지 기술개발에 더 많은 심혈을 기울이고 있다. 또한, 저탄소 녹색성장을 위한 유력 수단으로 신재생에너지 분야를 정부에서 강력하게 지원하고 나서고 있고, 이에 따라 풍력산업이 기존 조선 기계산업 등의 경쟁력에 더하여 신성장 동력으로 주목을 받고 있다[1][2].

풍력발전 시스템은 블레이드, 메인 샤프트, 타워, 증속기, 발전기 및 각종 제어기 등으로 구성되어 있으며, 수명을 20년 이상 보장해야하므로 신뢰성 있는 제품만이 시장진입이 가능한 폐쇄적인 특징을 가지고 있다. 특히, 풍력발전기 핵심부품 중의 하나인 로터 샤프트는 블레이드로부터 전달되는 토크 진동(torque oscillation)을 감소시키기 위해서 적정 수준의 비틀림 가용성(torsional flexibility)을 가져야 하지만 로터로부터 전달되는 하중을 포함한 여러 형태의 하중들을 지지하기 위해서는 굽힘에 대해서도 강인한 특성을 가져야 한다. 또한 풍력터빈 시스템의 대형화에 따른 시스템 안정성 확

[†] Corresponding Author: Department of Mechatronics Engineering, Jungwon University, 85, Munmu-ro, Goesan-eup, Goesan-gun, Chungbuk, 367-700, Korea, E-mail: leehwoo@jwu.ac.kr, Tel: 043-830-8940

1 Educational Center for Computer Aided Machine Design, Pusan National University, E-mail: jhhan2@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-1666

2 Educational Center for Computer Aided Machine Design, Pusan National University, E-mail: chhong@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-1665

3 Taewoong Co. Ltd., E-mail: jinmo.lee@taewoong.com, Tel: 051-329-5200

4 Department of Mechatronics Engineering, Jungwon University, E-mail: Kbhan@jwu.ac.kr, Tel: 043-830-3975

보와 발전 효율 극대화를 위한 나셀(Nacelle)부에 있는 로터 샤프트 경량화 및 신뢰성을 위한 설계 기술이 요구가 증대되고 있다[3][4].

풍력발전용 로터 샤프트는 경량화 때문에, 국내 풍력시스템 업체 대부분은 주강으로 제작하고 있는 실정이다. 대형 주강 구조물을 만들 경우 열응력에 의해 크랙(Crack) 등 각종 결함이 발생할 우려가 있고, 변형 발생과 품질관리가 어려운 문제점이 있다. 따라서 이런 문제를 해결하기 위해 외국의 풍력시스템업체는 로터 샤프트를 단조제품으로 개발하기 위해 심혈을 기울이고 있는 실정이다. 단조제품은 주강에 비해 강도가 우수하나, 무게가 많이 나가는 단점을 가지고 있으므로 경량화 설계기술 개발이 절실히 요구된다. 이러한 경량화 설계기술을 위해 유한요소해석과 최적설계 이론이 도입되어 많은 연구가 진행되고 있다[5]-[7].

따라서 본 연구에서는 2MW급 풍력발전기용 로터 샤프트 단조제품 개발을 위하여, 최적설계이론을 도입하고 유한요소해석을 이용하여 로터 샤프트 경량화를 위한 설계를 하고자 한다.

2. 풍력로터 샤프트 최적설계 방법

2.1 해석 개요

2MW급 풍력로터 샤프트의 경량화 설계를 하기 위해, 먼저 형상과 관련된 설계인자를 선정한 후 실험계획법을 이용하여 유한요소해석을 수행하였다. 그 결과를 이용하여 유한요소해석 시간을 줄이기 위해 중량 감소에 영향을 크게 미치는 설계인자들을 개선하였다. 다시 선정된 설계인자들을 이용하여 유한요소해석 상용 프로그램인 ANSYS 13 Classic의 최적화 모듈을 이용하여 최적설계를 수행하였다. 유한요소법을 이용한 최적설계는 항복응력을 제한조건으로, 목적함수는 최소중량으로 설정하여 수행하여 치수 최적 설계인자를 도출하고자 하였다.

3. 풍력로터 샤프트 경량화 설계

3.1 풍력발전기용 로터 샤프트 제원 및 하중 해석과 설계연구를 위해 대상이 되는 로터 샤프

트의 상세 구조, 치수 및 구성 재료와 같은 기본 제원은 국내 유명 풍력시스템 업체인 H사의 도움을 받아 확보하였다.

로터 샤프트에 전달되는 토크(Torque)와 추력(Thrust)이 계산된 설계식은 아래의 Figure 1과 Figure 2를 참고하여 도출하였다[8].

토크 및 추력 계산 결과는 다음과 같다.

$$M_z RO_{max} = 132.62x_2 + 2045.3x_3 = 4621.6 [kNm]$$

$$F_z RO_{max} = 18.371x_2 + 217.07x_3 = 507.6 [kN]$$

여기서, $x = 2MW$

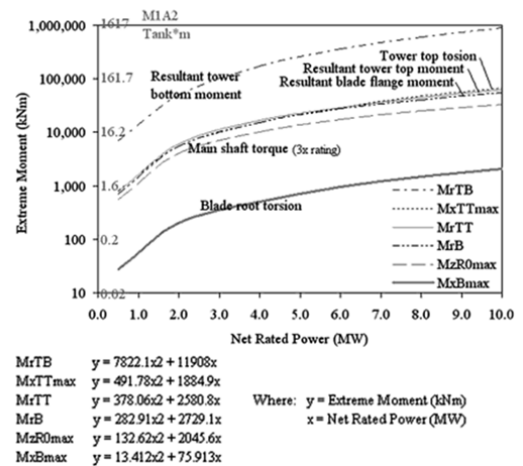


Figure 1: Calculated extreme moments for the 10-turbine analysis group [8].

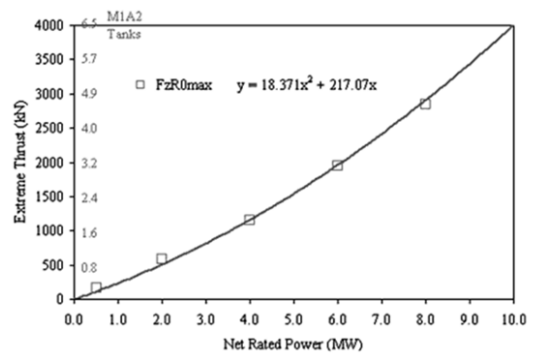


Figure 2: Calculated extreme thrust for the 10-turbine analysis group [8].

3.2 로터 샤프트 설계인자 분석

유한요소해석과 실험계획법을 적용하여 샤프트의 경량화 설계인자를 분석하였다. 유한요소해석에는 범용 유한요소 코드인 ANSYS 13을 사용하였으며, 실험계획법을 적용하기 위해 MiniTap R14을 이용하여 설계인자 사이의 주효과 분석을 하였다.

중공축 로터 샤프트(A 모델 : 중실축 변형)의 설계인자를 분석하기 위해 설계인자를 선정한 후, 실험계획법(DOE)에 따라 구조해석을 수행하였다. 실험계획법은 다구찌 기법[9]을 적용하였으며, 분석을 위해 통계프로그램인 MiniTap R14를 사용하였다.

3.2.1 설계인자 선정

기존 중실축 모델에 중공 반경을 적용하여 형상 치수와 관련된 설계인자를 선정하였으며, Figure 3에 선정된 설계인자를 나타내었다. 설계 변수의 변경과 3차원 모델링 구축의 편의성을 위해 ANSYS 13.0의 APDL(Ansys Parametric Design Language)을 이용하였다.

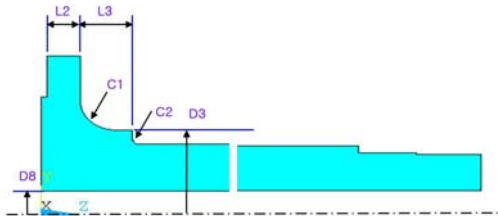


Figure 3: Section view of rotor shaft and design parameters.

3.2.2 실험계획법

설계인자 간의 주효과 분석을 위해 실험계획법에 따라 유한요소해석을 수행하였다. 설계변수는 3수준 요인 설계를 수행하였다. Table 1에 실험계획법에 따른 3수준 요인 설계인자 값을 나타내었으며, 설계인자에 따른 해석 경우를 Table 2에 나타내었다. 각 경우에 따라 유한요소해석을 수행하였다.

Table 1: Levels of design parameters : Unit[mm]

Design Parameters	Factor1	Factor2	Factor3
D3	720	504	936
D8	300	210	390
L2	110	77	143
L3	175	160	227.5
C1	120	84	156
C2	20	10	30

Table 2: Layout of Orthogonal array : Unit[mm]

Case	D3	D8	L2	L3	C1	C2
1	504	210	77	160	84	10
2	504	210	77	160	120	20
3	504	210	77	160	156	30
4	504	300	110	175	84	10
5	504	300	110	175	120	20
6	504	300	110	175	156	30
7	504	390	143	227.5	84	10
8	504	390	143	227.5	120	20
9	504	390	143	227.5	156	30
10	720	210	110	227.5	84	20
11	720	210	110	227.5	120	30
12	720	210	110	227.5	156	10
13	720	300	143	160	84	20
14	720	300	143	160	120	30
15	720	300	143	160	156	10
16	720	390	77	175	84	20
17	720	390	77	175	120	30
18	720	390	77	175	156	10
19	936	210	143	175	84	30
20	936	210	143	175	120	10
21	936	210	143	175	156	20
22	936	300	77	227.5	84	30
23	936	300	77	227.5	120	10
24	936	300	77	227.5	156	20
25	936	390	110	160	84	30
26	936	390	110	160	120	10
27	936	390	110	160	156	20

3.2.3 유한요소해석

실험계획법에 따라 유한요소해석을 수행하였다. Figure 4에 7MW급의 상사품인 2MW급 중공축 3차원 모델과 하중조건을 나타내었다. 베어링부에는 반경방향 자유도를 고정하였으며, 기어 부위는 완전고정으로 가정하였다. 그리고 하중조건은 ANSYS의 RBE3 명령을 이용하여 샤프트 전면에 분산되어 하중이 적용할 수 있도록 하였다. 하중 값은 2장에서 계산된 값을 적용하였다.

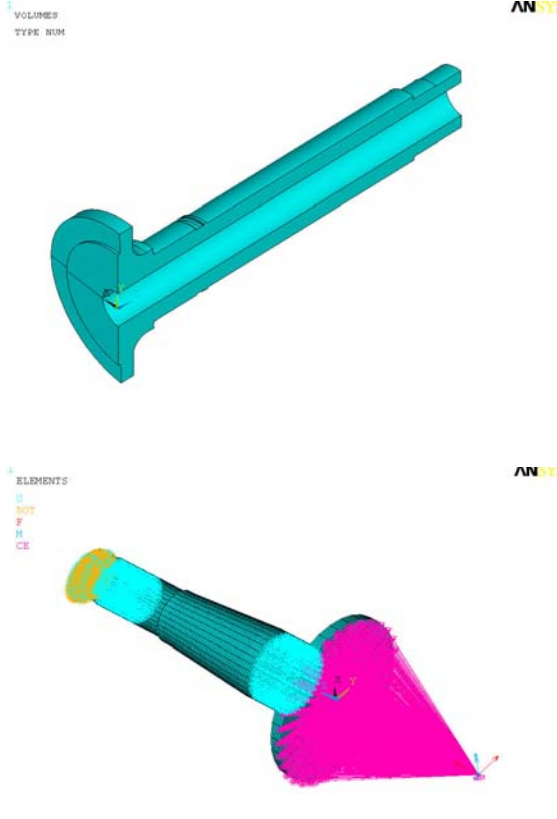


Figure 4: Shape of rotor shaft model and load application diagram.

3.2.4 설계인자 분석 결과

실험계획법에 따라 유한요소해석을 수행한 후 설계인자 간의 영향도를 분석하였다. Table 3에 해석 결과를 나타내었다. Figure 5에 각 설계인자의 응력에 대한 영향도와 경량화의 실제 지표인 체적

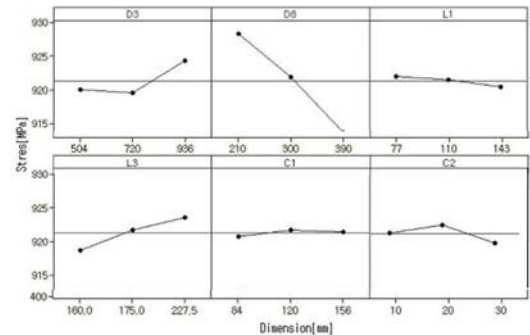
(Volume)에 대한 영향도를 나타내었다.

Figure 5에서 그래프의 기울기가 클수록 설계인자가 응력 및 체적에 큰 영향을 미친다고 판단할 수 있다. 따라서 비틀림 하중에서는 최대응력 면에서 중공 직경(D8)이 가장 큰 영향을 보이며, 굽힘 하중에서는 베어링부 직경(D3)이 가장 큰 영향을 나타내었다.

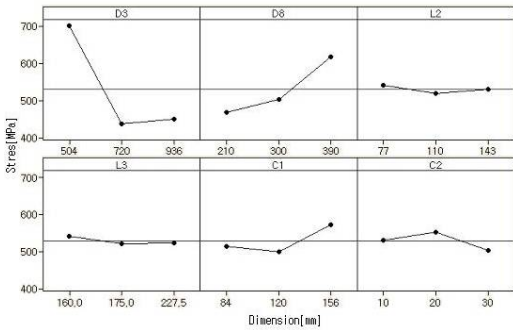
비틀림 하중과 굽힘 하중에서 체적 면에서는 중공 직경(D8)이 가장 큰 영향을 보인다.

Table 3: Results of FEA

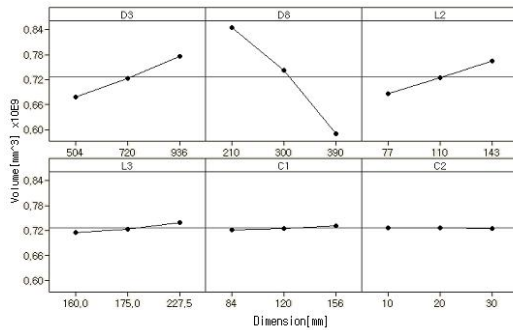
Case	Stress [MPa]	Volume [m ³]	Case	Stress [MPa]	Volume [m ³]
1	629.7	0.7458	15	440.4	0.7747
2	591.6	0.7485	16	574.2	0.5381
3	779.4	0.7523	17	453.9	0.5422
4	628.8	0.688	18	562.2	0.5473
5	640.8	0.6907	19	327.3	0.9283
6	699.9	0.6945	20	392.4	0.9329
7	771.9	0.5911	21	419.4	0.94
8	789	0.5938	22	370.5	0.7636
9	792.6	0.5976	23	448.8	0.7682
10	392.1	0.8514	24	464.7	0.7753
11	307.8	0.8556	25	461.4	0.6232
12	376.8	0.8607	26	532.8	0.6279
13	480.9	0.7655	27	627.6	0.6349
14	350.7	0.7696			



(a) Factorial effect graph of stress - torque load



(b) Factorial effect graph of stress - bending load



(c) Factorial effect graph of volume

Figure 5: Average values of design parameters.

3.3 로터 샤프트 경량화를 위한 최적 설계

본 연구에서 개발하고자하는 2MW급 풍력터빈 중공축 로터 샤프트는 실험계획법에 따른 설계인자 간 분석을 바탕으로, ANSYS 모듈 내의 최적화 알고리즘을 바탕으로 최적화 해석을 수행하였다.

Figure 5의 실험계획법을 이용한 설계인자 분석에서 6개의 설계인자 중에서, 해석의 효율성을 위해 응력면에서 영향도가 큰 3개의 설계인자를 다시 선정하여 Figure 6에 나타내었다.

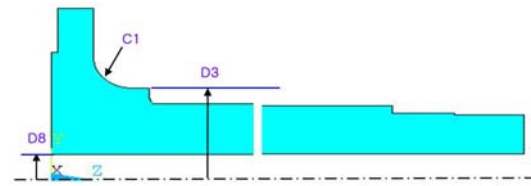


Figure 6: Design parameters of 2MW class rotor shaft for optimal design

로터 샤프트의 설계인자의 구속조건으로 초기 값과 상한 및 하한 값을 Table 4에 나타내었다. 목적함수는 체적으로 설정하였으며 상태함수는 메인 샤프트의 단조강으로 많이 사용하는 34CrNiMo6강의 항복응력 값 630[MPa]이하로 설정하여 최적화 해석을 수행하였다.

Table 4: Side constraints for optimal design : Unit[mm]

Design Parameters	Initial value	Upper limit	Lower limit
D8	334	384	434
C1	120	140	160
D3	837	837	937

7MW 상사품 모델에 적용하기 위해서 기존의 2MW급 중실축 및 중공축 로터 샤프트에 대한 구조해석을 수행하였다.

로터 샤프트의 유한요소모델을 Figure 7에 나타내었으며, 하중조건은 굽힘 하중과 비틀림 하중을 각각 적용해서 최적화 해석을 수행하였다.



Figure 7: FE Model for 2MW class rotor shaft

2MW 풍력터빈 중공축 로터 샤프트의 비틀림 하중에 대한 설계인자, 상태변수(응력), 목적함수(체적)의 변화를 Figure 8~10에 나타내었다.

Figure 8에서는 설계인자들의 해석 시간에 따른 치수 변화를 나타내었으며 상한 값과 하한 값 사이에서 최적설계를 수행하고 있다는 것을 알 수 있다.

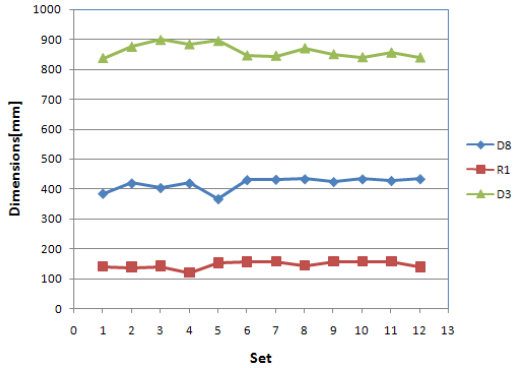


Figure 8: Design parameters changes according to analysis time - torque load

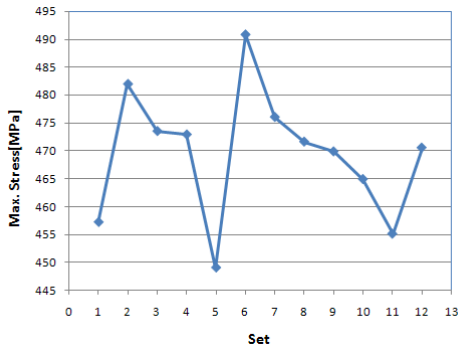


Figure 9: State variable (Stress) changes according to analysis time - torque load

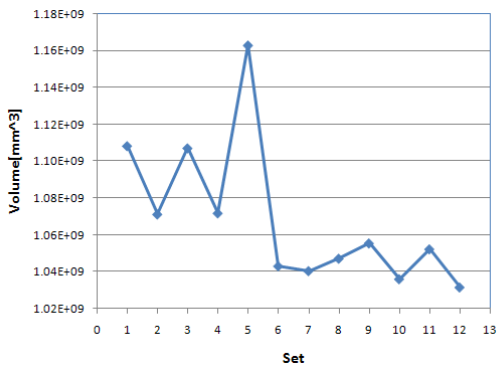


Figure 10: Objective function (Volume) changes according to analysis time - torque load

Figure 9에는 최적 설계가 수행함에 따라 상태변수인 응력의 변화를 나타내고 있으며, 항복응력

650[MPa] 이하의 값에서 변화되고 있는 것을 알 수 있다.

Figure 10에서는 최적 설계가 수행됨에 따라 목적함수인 체적의 변화를 나타내고 있으며, 최종 단계에서 가장 적은 체적 값을 나타내고 있다. 이것은 최적화가 잘 수행되었다는 것을 나타낸다.

2MW 풍력터빈 중공축 로터 샤프트의 굽힘 하중에 대한 설계인자, 상태변수(응력), 목적함수(체적)의 변화를 Figure 11~13에 나타내었다.

Figure 11에서는 설계인자들의 해석 시간에 따른 치수 변화를 나타내었으며, Figure 12에서는 해석 시간에 따른 상태변수인 응력의 변화를 나타내었다.

Figure 13에서 최적 설계가 수행되면서 목적함수인 체적의 변화를 나타내고 있으며, 최종 단계에서 가장 적은 체적 값을 나타내고 있다.

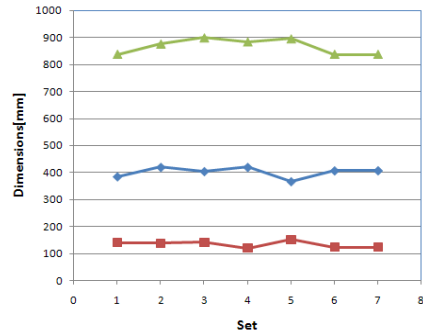


Figure 11: Design parameters changes according to analysis time - bending load

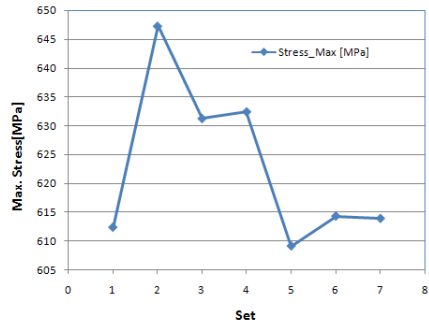


Figure 12: State variable (Stress) changes according to analysis time - bending load

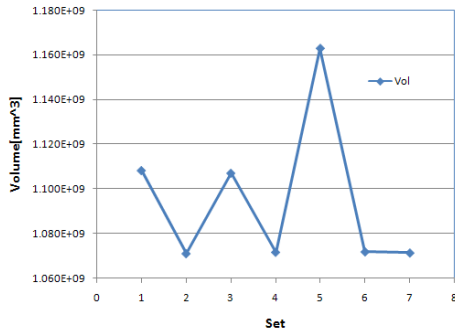


Figure 13: Objective function (Volume) changes according to analysis time - bending load

로터 샤프트의 최적 설계 수행 결과, 비틀림 하중보다 굽힘 하중에서 더 큰 최대 응력이 발생하였으며, **Table 5**의 결과에서 굽힘 하중에서의 최종 체적값은 중실축 모델(체적:1.395E+09 m³)보다 약 23% 중량이 감소한 결과를 확인할 수 있었다.

Table 5: Results of optimal design

Notations	Unit	Torque load	Bending load
Stress	MPa	470.57	613.91
D8	mm	433.92	407.44
C1	mm	138.38	124.2
D3	mm	839.36	837.06
VOL	m³	1.03E+09	1.072E+09

4. 결 론

본 연구에서는 2MW급 풍력 터빈 로터 샤프트의 경량화 설계를 위한 효율적인 방법을 제시하였고, 해석도구로서 유한요소법을 사용하여 문제를 해결하였다. 전체 중량의 약 23 % 정도의 중량 감소 효과를 얻었다. 향후, 다양한 최적설계기법을 적용한 설계가 이루어진다면 더욱 많은 중량 감소를 기대할 수 있다.

후 기

본 연구는 에너지기술개발사업(2012T100201667) "7MW급 풍력발전기용 경량 Rotor Shaft 설계 및 제조기술개발"으로 수행된 연구 결과이다.

참고문헌

- [1] Y. J. kim, Y. S. Ryou, G. C. Kang, Y. Paek, J. H. Yun, and Y. K. Kang "An experimental study on a windheat generation system with a savonius wind turbine", Springer, Agricultural and Biosystems Engineering, vol. 6, no. 2, pp. 65-69, 2005.
- [2] Germanischer Lloyd, Rules and regulations, IV - Non-marine, Part 1- Wind Energy, Regulation for the certification of the Wind Energy Conversion Systems, Edition 2003, Hamburg, Germany, 2003.
- [3] C. H. Hong and S. H. Seo, "Numerical analysis on performance improvement for wind blade by the groove," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 35, no. 4, pp. 475-482, 2011.
- [4] R. Zhu, J. Shen, Y. Liu, Z. Zheng, Z. Fang, Q. Huang, and Z. Zhang, "Analysis and calculation of 3MW wind-turbine main shaft," Advanced Materials Research, vol. 562-564, pp. 664-667, 2012.
- [5] C. W. Lee, S. I. Lee, and J. S. Kim, "A study on the optimal design of mass reduction for engine connecting rod," Proceedings of The Korean Society of Mechanical Engineers Fall Conference, vol. 12, pp. 152-157, 2012.
- [6] S. W. Han and H. S. Jung, "Weight reducing of aluminum extrusion profiles of a railway-car body based on topology and size optimization," The Korean Society of Mechanical Engineers, vol. A 35, no. 2, pp. 213-221, 2011.
- [7] S. O. Park, J. H. Yoo, and S. J. Min, "Topology optimization of perpendicular magnetic recording system by considering magnetic nonlinearity," The Korean Society of Mechanical Engineers, vol. A 34, no. 7, pp. 821-827, 2010.
- [8] Wei Tong, "Wind power generation and wind turbine design," WIT PRESS, pp. 206-247, 2010.
- [9] D. K. Kim, "Design of experiment," GIJEON, pp. 395-396, 2008.