

5MW급 풍력발전기용 기어박스 하우징의 형상 최적설계

Optimum Shape Design of Gearbox Housing for 5MW Wind Turbines

정 기 용*	이 대 연*	최 은 호*	조 진 래**	임 오 강†
Jeong, Ki-Yong	Lee, Dae-Yeon	Choi, Eun-Ho	Cho, Jin-Rea	Lim, O-Kaung

요 지

5MW급 풍력발전용 기어박스의 효율적인 구조해석과 근사모형을 생성하여 경량화를 위한 형상 최적설계를 수행하였다. 풍력발전용 기어박스의 구조는 기어 트레인, 축, 베어링, 하우징과 같이 복잡한 구성요소로 이루어져 있어 구조해석에 많은 요소 수를 요구하고 있다. 본 연구에서는 헬리컬 기어의 치강성 계수를 고려한 효과적인 기어박스의 구조해석 모델을 생성하였다. 치강성 계수를 사용한 유성 기어열은 상대적으로 적은 요소 수와 해석시간으로도 전체 기어박스 시스템의 구조해석과 형상 최적화를 가능케 한다. 치강성을 이용한 단순화된 해석모델과 근사모형을 적용하여 하우징 무게에 영향이 큰 부위의 두께를 설계변수로 설정하여 케이스 최적설계안을 도출하였으며, 최적설계를 위해 사용된 근사모델의 신뢰성과 최적 기어박스 하우징 형상의 수치해석을 통해 타당성을 검증하였다.

핵심용어 : 기어박스, 유한요소, 치강성 계수, 형상 최적설계, 근사모델

Abstract

The thickness optimization of the gearbox housing for 5MW wind turbine is carried out with the help of the efficient structure analysis model and the approximation model of objective function. Wind turbine gearbox is a complex structural system composed of a number of gear trains, shafts, bearing and gearbox housing, requiring a tremendous number of elements for the structural analysis and design. In this paper, an effective analysis and design model considering the tooth stiffness of helical gears is proposed. It enables to significantly reduce the total element number and the analysis time. Through the numerical optimization of housing thickness making use of the effective gearbox model and the approximate model of objective function, the total weight of the gearbox housing is minimized. It has been observed from the numerical experiment that the approximation model is reliable and the optimization result is acceptable and verified analysis.

Keywords : wind turbine gearbox, finite element, tooth stiffness coefficient, optimum shape design, approximation model

1. 서 론

풍력터빈은 블레이드, 허브, 주축, 증속기, 발전기 및 제어 장치, 피치 및 요 장치, 유압 및 제습, 냉각 유닛 등의 구성요소들로 이루어져 상호작용하는 복합시스템이다. 이러한 복합 시스템인 풍력터빈의 설계 및 제조기술은 자연조건, 신기술의 도입, 시장의 요구사항을 고려한 다양한 외부 환경에 따른 설계가 이루어져야 한다(최현철 등, 2010). 풍력 터빈의 높은 출력을 얻기 위해서는 발전기의 용량 및 무게를 증가시켜야 할

뿐만 아니라 로터의 회전속도 또한 지속적으로 증가시켜야 한다. 무게 증가와 회전속도가 높아지게 되면 안정적인 작동을 위해 기계적 구조물인 풍력터빈의 강성을 증가시켜 비용적인 문제를 유발한다(Fernando 등, 2007). 풍력 발전시스템은 점차 육지에서 해상으로 설치되어 가면서 풍력발전용 기어박스의 크기가 대형화되어감에 따라 증속기, 베어링, 블레이드, 발전기 등 구성요소 부품의 크기가 커지고 있어 경량화와 신뢰성 설계를 요구하고 있다(이기훈 등, 2008). 최근에는 효율이 높은 5MW 이상의 대형 시스템의 요구 때문에 이에 대한 연구

† 책임저자, 정회원 · 부산대학교 기계공학부 교수
Tel: 051-510-2306 ; Fax: 051-514-7640
E-mail: oklim@pusan.ac.kr

* 부산대학교 기계공학부 대학원

** (주)마이더스아이티 기술연구소

• 이 논문에 대한 토론을 2012년 8월 30일까지 본 학회에 보내주시면 2012년 10월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

가 필요하다. 풍력발전용 기어박스는 기어, 축, 베어링 및 하우징 등의 구성부품을 포함한 복잡한 시스템이다. 이러한 구성부품들은 기어의 물림, 베어링 및 다양한 연결방법에 따라 서로 연결되어 있어 시스템의 설계가 변경되면 변경된 설계 파라메타의 영향으로 다른 부품에 전달되어 기어박스 성능에 많은 영향을 미친다. 그리고 전체 시스템을 고려한 기어박스의 정렬 불량을 고려하지 못하여 부품들 사이의 상호작용 때문에 발생하는 기어와 베어링의 수명 및 강도를 평가하기가 어려웠다(최용혁 등, 2006).

본 연구에서는 5MW급 풍력발전기용 고내구성 기어박스 개발에 필요한 기어박스 하우징 형상설계를 주목적으로 한다. 형상 최적화 기법을 이용하여 극한하중에 안전하고 또한 경량화 된 하우징 두께를 설계하고, 유한요소해석을 통해 최적화된 하우징 형상의 구조 안정성을 검증한다. 이를 위해 5MW급 기어박스 하우징 형상과 유한요소 모델을 구성하고 하중 경계조건과 변위 경계조건을 부과하였다.

기어박스의 모든 유성기어의 치형을 고려하여 해석을 수행하면 엄청난 요소수로 CPU시간이 비현실적으로 장기화된다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 기어의 치형을 유한요소해석으로 계산한 치형 강성계수 값(박찬일 등, 1996)을 가지는 등가의 스프링 요소로 대체하여 기어박스 전체 모델을 구성하였다. 스프링 요소를 적용한 기어박스 해석모델에 극한하중을 부과하여 유한요소해석을 수행하여 케이스의 구조적 안전성을 평가한다. 그런 다음 민감도 해석에 요하는 CPU시간을 최소화시키기 위하여 수학적 근사모델을 활용한 근사 최적설계기법으로 두께를 최적화하였다. 케이스 최적 설계안에 대하여 재차 구조해석을 수행하여 근사 최적설계 기법의 신뢰성을 검증한다.

2. 기어박스 하우징 기본 형상

2.1 증속기 구조 및 모델

본 연구에서는 직렬형 5MW급 풍력발전 시스템의 기어박스를 연구대상으로 한다. 기어박스의 정격동력은 5MW이며, 정격 입력속도는 12.5rpm, 증속비 100대 1이다. 수명시간은 신뢰도 99%에서 20년을 요구한다. 기어 레이아웃은 총 세 개의 단으로 모두 헬리컬 기어로 구성되어 있다. 1, 2단의 유성 기어열의 유성기어 개수는 4개이며 3단은 원통 기어열로 구성되어 있다. 1단과 2단의 링기어는 기어박스 하우징에 완전히 고정되어 있다. 풍력발전기 기어 트레인 설계는 기어는 AGMA6336, 베어링은 ISO281 규격에 따라 Smart Manufacturing Technology(SMT)에 의해서 개발된 기어

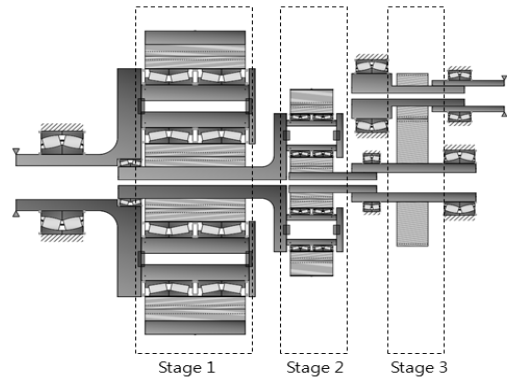


Fig. 1 Gear transmission model for 5MW wind turbine

Table 1 Specifications of helical gears

Stage	Gear	Module	Teeth	Helical angle(°)	Width (mm)
Stage 1	Sun	13	17	5	800
	Planet		33		
	Ring		83		
Stage 2	Sun	16	18	7	340
	Planet		34		
	Ring		86		
Stage 3	Pinion	16	70	8	250
	Wheel		25		

박스 설계 및 해석 프로그램인 MASTA를 사용하여 5MW급 풍력발전용 기어 트레인을 Fig. 1과 같이 설계되었다(SMT, 2009). 그리고 모든 헬리컬 기어의 압력 각은 20°이며 각 단의 기어제원은 Table 1에 나타나 있다.

2.2 기어박스 하우징 설계

하우징의 구조는 메인 하우징(main housing), 하우징 리어(housing rear), 하우징 디스크(housing disc), 하우징 백(housing back)으로 구성하고, 조립 시 크기가 다른 링기어를 하우징에 부착할 수 있도록 하우징을 총 4개로 분리하였다. 하우징 기본형상을 모델링하기 위해 CATIA V5(Dassult systems, 2009)를 이용하여 Fig. 2와 같이 구성하였다.

기어박스 메인 하우징 형상은 기본적으로 기어박스를 지탱하고 토크와 진동을 흡수하기 위한 2개의 토크 암(torque arm)이 부착되어 있으며, 하우징 리어의 형상은 링기어의 조립을 고려하여 메인 하우징과 분리되어 있다. 기어박스 하우징의 전체크기는 3,600mm×2,560mm×3,640mm이다. 기어박스의 전체길이는 3,640mm이고, 높이는 2,560mm이며, 토크 암의 크기는 460mm×400mm로, Fig. 3에 기어박스의 치수를 나타내었다. 기어박스의 어셈블리는 하우징의 모델 단순화와 많은 접촉으로 인한 해석시간을 줄이기 위해

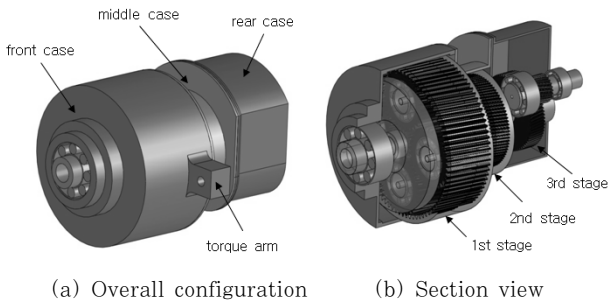


Fig. 2 3-D CAD model of gearbox

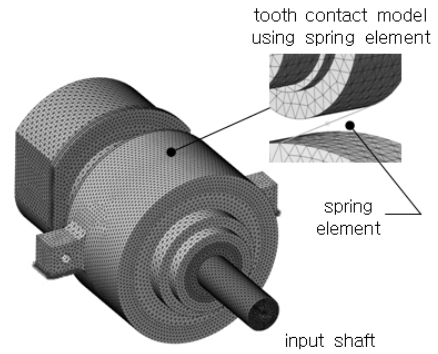


Fig. 4 Finite element model

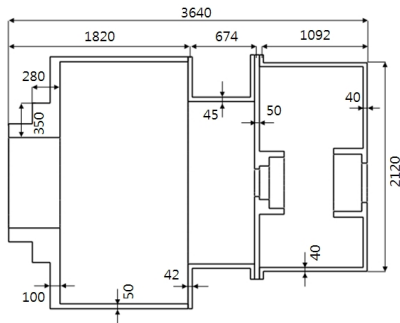


Fig. 3 Dimensions of gearbox housing

하우징 체결부위와 볼트를 생략하여 구성하였다. 기어박스에 사용된 베어링의 총 무게는 3.7ton이며 기어박스 전체 시스템의 무게는 50.7ton이다.

3. 기어박스 구조해석

3.1 유한요소 모델 및 경계조건

기어박스 모델의 구조해석을 위하여 요소망을 생성하였다. 요소는 솔리드 사면체 요소로서 10개의 절점을 가지는 요소로 절점당 3개의 자유도를 가지고 있는 요소와 1개의 자유도를 가지는 스프링 요소를 사용하여 유한요소 모델을 생성하였다. 요소망의 총 절점 수는 592,449개, 총 요소 수는 331,531개이다.

기어박스는 토크가 전달되는 캐리어는 로터 축으로 연결되어 있다. 고정된 로터 축으로부터 기어박스 1단 캐리어에 비틀림 모멘트 하중이 전달되어, 기어박스가 지지가 되는 형식과 동일하게 로터 축 경계조건을 부여하기 위해서 기어박스 캐리어 전방에서 로터 축 길이를 1,150mm로 모델링하여 요소망을 형성하였다. 그리고 로터 축 중앙에 강제요소를 사용하여 하중을 부과하였으며, 토크 암(torque arm)에 스프링계수 300kN/mm을 가지는 스프링을 토크 암 밑면에 수직 축 방향으로 부착하였다. Fig. 4는 전체 기어박스에 대한 유한요소 모델을 보여주고 있다.

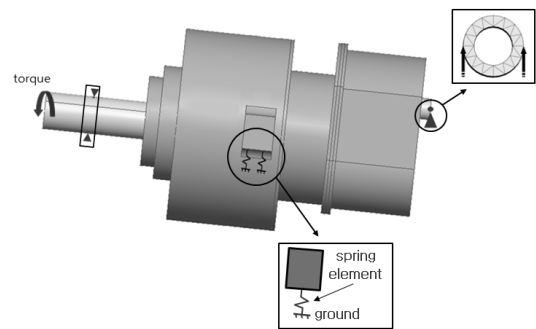
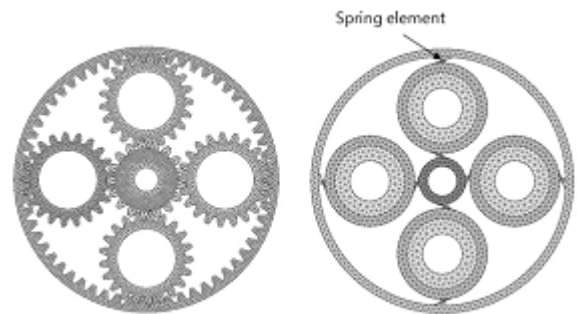


Fig. 5 Load and displacement boundary conditions



(a) Detailed gear contact model (b) Present model

Fig. 6 FEM mesh of planetary gear set

기어박스가 토크 압에 지지가 되어 있는 상황을 고려하여, Fig. 5와 같이 기어박스를 6° 기울여 하중 및 경계조건을 설정하였다. 하중조건은 로터 축의 끝단에 극한 토크하중 $8.156 \times 10^6 \text{ kN} \cdot \text{mm}$ 을 적용하였으며, 경계조건은 로터 축이 좌우로 기울어지지 않도록 반경 방향만 구속하였으며, 마지막 출력단의 중동기어 축 끝단이 발전기에 연결되는 것을 고려하여 수직 방향 운동만을 구속하였다.

본 모델은 하우징, 유성기어, 베어링, 축으로 구성된 모델이기 때문에 접촉정의를 필요하다. 기어박스의 접촉조건은 미끄러짐이 발생하지 않는 welded contact 조건과 두 면 사이에 미소한 미끄러짐이 발생하는 bi-sliding contact 조건을 적용하였다. 기어박스 하우징과 링기어는 welded contact 조건으

로 정의하였다.

3.2 기어 치형 강성계산

기어박스에서 발생하는 변형과 응력을 검토하기 위해 각 단의 헬리컬 기어의 치형을 Fig. 6(a)와 같이 모두 고려하여 해석을 수행하면 치형에 많은 요소 수와 비선형 접촉 때문에 많은 해석시간이 요구된다. 이를 해결하기 위해서 유성기어의 변형 해석을 통해서 치형 강성계수를 산출하여 기어의 치형을 고려하지 않고 스프링으로 치환한 모델로 해석을 수행하였다. 유성기어 물림상태에서의 등가 스프링 요소를 사용하여 단순화 시킨 유성기어 유한요소모델은 Fig. 6(b)와 같다.

기어 시스템의 치 접촉부의 탄성 변형을 고려하여 두 기초원에 연결된 한 개의 등가 스프링 모델로 설정하였다. 이때 계산되어야 할 것은 등가 스프링계수의 값으로 이를 치형 강성계수와 한다(박노길 등, 2010). 기어 시스템의 시간적 변화를 고려할 경우, 기어 쌍의 치 접촉 위치 변화에 따라 강성계수는 변화되지만, 본 연구에서는 이를 고려하지 않고 정적상태에서의 치 접촉부 상태에서의 강성계수를 고려하였다. 그리고 유성기어의 베어링은 고려하지 않고 헬리컬 기어와 같은 재질을 가지는 강체로 가정하였다.

기어치 변형량을 계산하기 위해 전체 헬리컬 기어를 사용하지 않고 기어 치형의 이뿌리원 지름(root diameter)만을 고려하여 기어 치형 유한요소 모델을 생성하였다. 헬리컬 기어의 치형 강성계수는 다음 식과 같이 계산된다.

$$K_{normal} = \frac{g \times b \times \cos \beta}{\delta} \text{ (kgf/mm)} \quad (1)$$

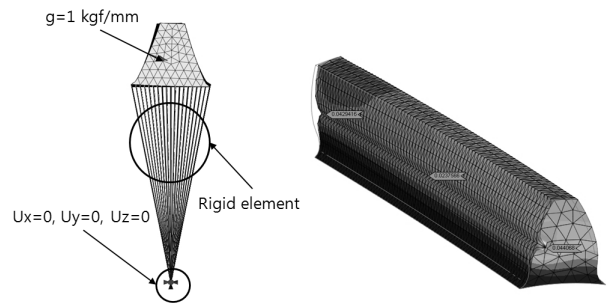
$$K_{axial} = \frac{g \times b \times \sin \beta}{\delta} \text{ (kgf/mm)} \quad (2)$$

여기서, g 는 선하중, b 는 치폭, β 는 비틀림 각 그리고 δ 는 변위량이다. 그러므로 최종적으로 기어치 치형 강성계수는 다음과 같다.

$$K = \sqrt{K_{normal}^2 + K_{axial}^2} \quad (3)$$

헬리컬 기어의 기초원에서 스프링 요소 연결 시 물림률을 고려하여 다음 식과 같이 계산하였고, 기어와 기어사이의 물림률을 고려하여 스프링의 등가강성 K_{eq} 는 다음과 같이 계산된다.

$$K_{eq} = \ell_c \times \left(\frac{K_A K_B}{K_A + K_B} \right) \quad (4)$$



(a) FE model of a gear tooth (b) Deformed shape

Fig. 7 Finite element model for evaluating the tooth stiffness coefficient

Table 2 The computed tooth stiffnesses coefficient of helical gears

Gear		Mean deflections (mm)	Tooth stiffness coefficient (kgf/mm)
Stage 1	Sun	0.005	156877.20
	Planetary	0.042	19035.26
	Ring	0.038	21041.83
Stage 2	Sun	0.357	9512.04
	Planetary	0.036	9404.16
	Ring	0.030	11185.85
Stage 3	Pinion	0.024	10226.04
	Wheel	0.023	10792.00

여기서, ℓ_c 는 물림률이고 K_A, K_B 는 각 기어치의 강성 계수이다.

헬리컬 기어의 치형 강성계수 계산을 위하여 기어치의 유한요소 모델을 생성하였다. 기어치(gear tooth)의 경계조건은 Fig. 7(a)와 같이 이뿌리원의 지름의 중심점에 변위 경계조건을 부여하였고, 중심점과 이뿌리의 바닥면은 강체요소를 사용하여 외팔보로 가정하였다. 헬리컬 기어치는 기어의 작용선(line of action)에 작용하는 압력 각과 비틀림 각의 크기로 선 하중 $g=1\text{kgf/mm}$ 을 적용하여 선형 정적해석을 Nastran FX(Midas 2010)를 사용하여 수행하였다. 헬리컬 기어의 피치원 중심에서 작용하는 발생하는 변위 크기에 따라 식 (1)과 (2)를 이용하여 계산하고 치형 강성계수를 식 (4)을 이용하여 산출하였다. 그 결과를 Table 2에 정리하였다.

4. 기어박스 하우징 최적설계

4.1 최적설계 정식화

극한하중 상태에서 가장 많은 영향을 받는 메인 하우징의 형상 최적설계를 위해 설계 요구사항과 설계변수를 정의하고 설계문제를 정식화하였다(임오강 등, 2004). 설계 요구사항

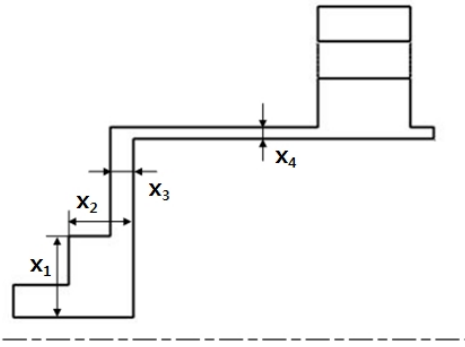


Fig. 8 Definition of the design variables of main housing

Table 3 Design variables and levels

Design variable \ Level	1	2	3
X_1 (mm)	315	350	385
X_2 (mm)	256	280	308
X_3 (mm)	90	100	110
X_4 (mm)	45	50	55

은 기어박스에서 가장 많은 무게를 차지하고 있는 메인 하우징의 중량을 최소화하였다. 그리고 극한하중 상태에서 기어박스의 구조 안전율을 구속조건으로 설정하고, 메인 하우징의 두께를 설계변수로 Fig. 8과 같이 선정하였다. 메인 하우징의 초기모델의 두께를 기준으로 상한과 하한의 10%의 3 수준으로 선정하여 Table 3에 정리하였다.

기어박스의 설계 요구사항과 제약조건을 바탕으로 최적화를 수행하기 위해서 아래의 식과 같이 최적설계 정식화를 하였다.

$$\text{Find } \tilde{X} = \{X_1, X_2, X_3, X_4\} \quad (5)$$

$$\text{to minimize } W(\tilde{X}) \quad (6)$$

$$\text{subject to } \sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{allow}} \quad (7)$$

설계변수로 메인하우징의 두께로 그리고 목적함수로 하우징의 총중량을 설정하였다. 구속조건은 극한상태 하에서 최대응력이 하우징이 견딜 수 있는 허용응력보다 작아야 한다. 여기서, 응력 구속조건은 항복 강도 σ_y (240MPa)를 설계 기준 강도로 정하고 안전율을 1.2로 선정하여 허용응력을 200 MPa로 산출하였다.

4.3 실험계획과 근사모델 생성

본 연구에서는 PIDO(Process Integration and Design Optimization)틀인 PIANO를 이용하여 최적설계를 수행하였으며, PIANO에 탑재된 실험계획법을 이용하여 실험점을 산출

하고 근사함수를 생성하였다(FRAMAX, 2009). 근사모델 생성을 위한 실험계획법으로는 실험점을 설계영역 내부에 빈틈없이 채우는 충전계획법인 OLHD(Optimal Latin Hypercube Design)를 이용하였다(Park, 1996). 본 연구에서는 4개의 설계인자로 실험점 $10 \times ndv$ 개에 해당하는 40개의 실험점을 생성하여 구조해석을 수행하였다. 근사모델 생성은 반응표면법을 사용하여 완전 2차 다항식 근사모델을 생성하였다. 중량의 결정계수는 0.998, 수정 결정계수는 0.997임을 확인하였다. 최대응력의 결정계수는 0.940, 수정 결정계수는 0.906으로 근사모델의 적합성을 확인하였다(임오강 등, 2003).

4.4 최적설계 수행

본 연구에서의 두께 최적화를 위해 진화 알고리즘(evolutionary algorithm)을 사용하였다. PIANO에서 제공하는 진화 알고리즘으로 최대 250세대까지 그리고 총 25,000번 근사모델을 해석할 수 있도록 설정하였다. 그리고 20세대 동안 적합도 함수(fitness function)의 변화가 없으면 수렴하는 조건을 적용하였다. 반복횟수에 따른 제약조건과 목적함수의 변화를 Fig. 9에 나타내었다(박규병 등, 2011).

기어박스 증속기의 전체 시스템을 고려한 근사모델을 사용

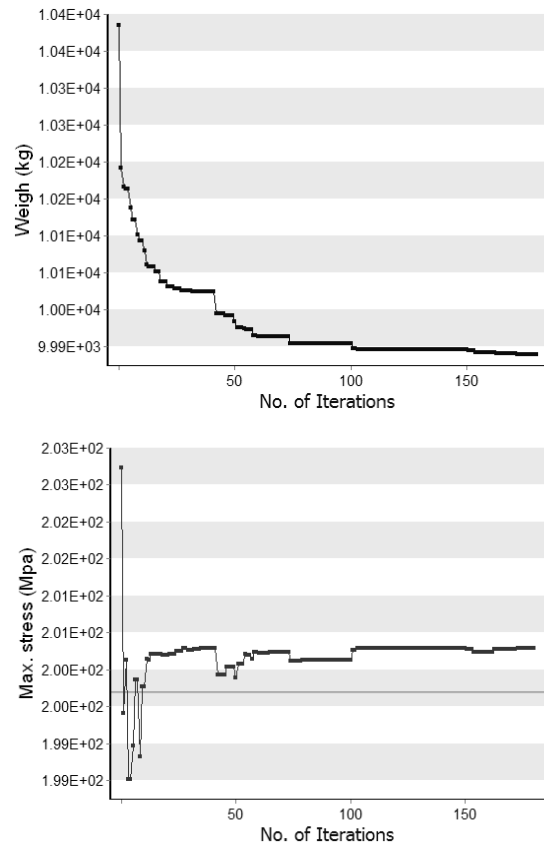


Fig. 9 Iteration histories of weight and the maximum stress

Table 4 Change of design variables and objective functions

Items	Initial value	Optimum value
X ₁ (mm)	350	315.066
X ₂ (mm)	280	260.250
X ₃ (mm)	100	90.440
X ₄ (mm)	50	51.279
Weight(kg)	10427.60	9982.20
Max.stress(Mpa)	203.05	200.60

하여 성능 인자들을 평가하고 진화 알고리즘을 통하여 목적함수인 중량을 최소로 하는 최적설계를 반복계산 후 근사모델로 계산된 초기모델 결과와 최적화된 모델 결과를 Table 4에 정리하였다. 목적함수인 기어박스 하우징의 중량의 경우, 초기 모델의 중량 10,428kg에서 9982kg으로 약 4.3% 감소한 445kg의 중량감소를 보였다. 그리고 최대 응력은 초기 모델과 비교하면 1.2% 감소한 2.45MPa의 응력이 감소하였으며, 안전율을 1.2를 초과하지 않는 것으로 확인되었다.

5. 수치해석 검증

헬리컬 기어가 서로 접촉하는 부분을 치형 강성계수를 가지는 스프링요소로 연결하여 헬리컬 기어쌍을 구성하여 기어박스 전체 시스템을 구성하여 동일한 하중조건과 경계조건에서 충진계획법인 OLHD를 사용하여 40개의 실험점에 대한 실험 결과를 Table 5에 정리하였다. 이 결과를 바탕으로 근사모델인 반응표면을 이용하여 최적화된 두께 치수 Fig. 10과 같은 결과를 얻었다. 최적 형상모델 수치해석 검증을 위해 하우징 모델에서 사용한 사면체요소를 사용하여 메인 하우징의 최적화된 형상에 요소망을 생성한 결과 총 절점 수는 590,840개이며, 총 요소 수는 330,316개를 사용하여 근사모델을 이용한 최적화된 결과를 구조해석으로 검증하였다.

기어박스 모델의 구조해석 결과, 로터 축에 작용하는 토크의

Table 5 Numerical results of 40 experiment cases

NO	X ₁ (mm)	X ₂ (mm)	X ₃ (mm)	X ₄ (mm)	Weight(kg)	Max. stress(MPa)
1	315.00	297.33	98.21	51.15	10364.3	202.79
2	316.80	262.67	101.28	48.59	10063.2	207.59
3	318.59	282.67	102.31	53.21	10564.1	198.36
4	320.39	305.33	94.62	48.08	10121.3	209.12
5	322.18	296.00	102.82	47.05	10190.5	210.14
...
36	377.82	268.00	97.18	52.95	10703.6	201.41
37	379.62	258.67	105.39	51.92	10735.3	202.87
38	381.41	281.33	97.69	46.80	10357.3	212.42
39	383.21	301.33	98.72	51.41	10903.2	201.60
40	385.00	266.67	101.80	48.85	10512.6	204.69

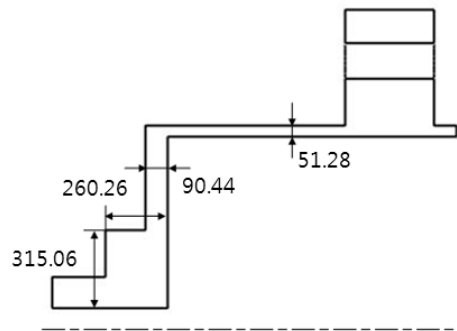


Fig. 10 Optimum thicknesses of main housing

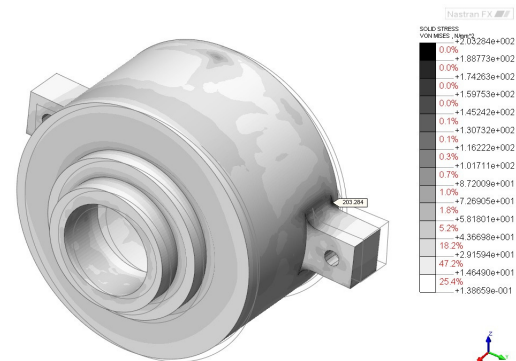


Fig. 11 Von mises stress distributions of intial main housing

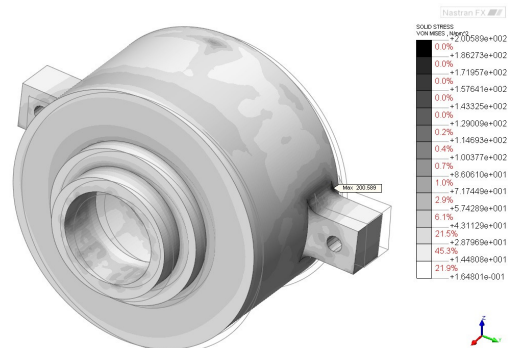


Fig. 12 Von mises stress distributions of main housing of the optimum design

영향을 가장 많이 받는 메인 하우징의 왼쪽 토크암에서 최대 응력이 발생하였다. Fig. 12와 같이 최적화된 모델의 최대 응력 발생 부위는 Fig. 11의 초기 모델과 같은 위치한 왼쪽 토크 암에서 200.59MPa로 나타났으며, 제약조건인 안전율 1.2를 초과하지 않았다. 그리고 최적설계 전후의 기어박스 부품의 최대 응력은 최적 형상모델 기어박스 하우징의 응력이 줄어들었음을 Table 6에서 확인할 수 있다. Table 7은 근사모델과 수치해석 결과를 나타내었다. 근사식으로 계산된 결과와 수치해석의 결과를 비교해 보면 근사식으로 계산된 메인 하우징의 최대 응력 값은 200.60MPa이고 중량은 9982.20kg으로 수치해석을 통해 얻어진 결과인 최대 응력 200.59MPa로 0.01%의 오차를

Table 6 Comparison between initial and optimum gearbox housing designs

part	Maximum stress of initial design (MPa)	Maximum stress of optimum design (MPa)
Main housing	203.28	200.59
Housing rear	86.58	85.12
Housing disc	19.00	18.95
Housing back	23.72	23.69

Table 7 FE analysis results of the optimum model

	Optimum design using meta-model	FE analysis of optimum design	error (%)
X ₁	315.07(mm)		-
X ₂	260.25(mm)		
X ₃	90.44(mm)		
X ₄	51.28(mm)		
Weight	9982.20(kg)	10001.40(kg)	0.19
Max. stress	200.60(kg)	200.59(kg)	0.01

보였다. 중량은 10001.40kg으로 0.19%의 오차가 나타나 근사식과 수치해석을 통한 검증이 거의 일치하였다. 초기 메인 하우징의 최대 응력의 수치해석 결과와 비교하면 최적 형성된 하우징의 최대 응력이 1.33% 감소하였음을 확인하였다.

6. 결 론

내부에 복잡한 기어열로 구성되어 있는 풍력발전시스템 기어박스의 구조해석을 효과적으로 수행하기 위해 기어 치강성을 등가의 스프링요소로 모델링하였다. 그리고 기어 치강성을 반영한 구조해석 모델을 이용하여 구조강도를 분석하고, 경량화를 위해 두께 최적설계를 수행하였다. 기어박스에서 가장 큰 중량을 차지하는 메인 하우징의 두께를 설계변수로 그리고 제약조건으로 최대 등가응력을 설정하였다. 민감도해석에 요하는 CPU시간을 최소화시키기 위해 목적함수 응답에 대한 근사모델을 OLHD 실험계획법으로 생성하였다. 그리고 진화 알고리즘을 사용하여 허용 등가응력을 제약조건으로 그리고 하우징 중량을 목적함수로 설정하여 메인하우징 두께최적화를 수행하였다. 두께 최적설계를 통해 전체 하우징 중량을 10427.59kg에서 9982.20kg으로 4.27% 감소시켰다. 최적 설계안을 직접 구조해석을 수행하여 근사모델의 타당성을 분석하였다. 분석결과 중량에 대한 근사모델은 0.192%의 오차를 그리고 최대응력에 대한 근사모델은 0.005%의 오차로 근사모델의 신뢰성을 확인하였다.

감사의 글

본 연구는 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하

여 연구되었음. 그리고 본 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20114010203080).

참 고 문 헌

- 박규병, 박창현, 박용식, 최동훈 (2011) 유압 브레이크 중량 감소를 위한 하우징 최적설계, 대한기계학회 논문집 A권, 35(2), pp.207~212.
- 박노길, 정철웅, 김장목, 이형우 (2010) 풍력발전기의 이론과 실제, 홍릉과학출판사, pp.183.
- 박찬일, 이장무 (1996) 치형오차를 가진 헬리컬기어의 진동특성에 관한 연구, 대한기계학회 논문집(A), 20(5), pp.1534~1542.
- 이기훈, 이근호, 박영준, 남용운 (2008) 유연핀(Flexible Pin) 적용을 통한 풍력발전용 기어박스 경량화 연구, 한국신재생에너지학회, pp.339~342.
- 임오강, 김우현 (2004) 순차설계영역을 이용한 근사 형상최적에 관한 연구, 한국전산구조공학회 논문집, 17(1), pp.31~38.
- 임오강, 유완석, 김우현, 조재승 (2003) 근사함수를 이용한 스틸휠의 디스크 홀의 최적화, 한국전산구조공학회 논문집, 16(1), pp.105~112.
- 최용혁, 박구하, 조준행, 이인우, 오세웅 (2006) 통합설계프로그램을 이용한 2MW 풍력발전시스템용 기어박스의 최적설계에 관한 연구, 한국신재생에너지학회, pp.249~252.
- 최현철, 김동현, 김동만, 박강균 (2010) 풍하중 효과를 고려한 MW급 풍력발전기 타워의 지진응답 해석, 한국전산구조공학회 논문집, 23(2), pp.209~216.
- Dassult systems (2009) CATIA V5 On-line Document.
- Fernando D. Bianchi, Herman De Battista, Ricardo J.Mants. (2007) Wind Turbine Control System, Springer.
- FRAMAX (2009) Process Integration Automation and Optimization PIAO User's Manual.
- Midas IT (2010). midas NFX on-line Manual.
- Park, J.S. (1994) Optimal Latin-hypercube Design for Computer Experiments, *Journal of Statistical Planning and Inference*, pp.95~111.
- Smart Manufacturing Technology (2009) MASTA Manual.
- 논문접수일 2012년 3월 6일
 - 논문심사일
 - 1차 2012년 3월 18일
 - 2차 2012년 4월 26일
 - 게재확정일 2012년 5월 9일