

## 유전 알고리즘을 이용한 풍력발전기용 피치감속기의 최적 설계

김정길\* · 박영준\*<sup>†</sup> · 이근호\* · 남용윤\* · 양우열\*\*

\* 한국기계연구원 시스템신뢰성연구실, \*\* 효성 기어솔루션기술개발팀

### Optimum Design of Pitch Reducer for Wind Turbine Using Genetic Algorithm

Jeong Gil Kim\*, Young Jun Park\*, Geun Ho Lee\*, Yong Yun Nam\* and Woo Yeoul Yang\*\*

\* Dept. of System Reliability, Korea Institute of Machinery and Materials,

\*\* Gear Solution Technology Development Team, Hyosung

(Received October 24, 2013 ; Revised December 10, 2013 ; Accepted December 10, 2013)

**Key Words:** Wind Turbine (풍력발전기), Pitch Reducer(피치감속기), Planetary Gear(유성기어), Optimum Design(최적 설계), Genetic Algorithm(유전 알고리즘)

**초록:** 유성기어의 설계는 모듈 등의 이산변수, 잇수 등의 정수 변수, 치폭, 종횡비 등의 연속 변수가 혼재된 복잡한 문제로 이를 해결하기 위해서는 최적 설계 기법이 적용되어야 한다. 본 연구에서는 유전 알고리즘(Genetic algorithm)을 이용한 최적 설계를 유성기어 설계에 적용하였다. 유성기어 설계시 기본이 되는 기어 잇수, 모듈, 압력각, 치폭 등과 같은 매크로 지오메트리(Macro-geometry)를 이용하여 이뿌리/치면 강도에 대한 강도 평가를 수행하였으며, 상용 프로그램과의 비교를 통해 검증하였다. 유전 알고리즘을 이용하여 기어의 체적을 최소화하기 위한 최적 설계를 수행하였으며, 이를 통하여 설계자는 초기 설계시 시행착오를 줄여 설계 시간을 단축시킬 수 있었다.

**Abstract:** Planetary gear design is complex because it involves a combination of discrete variables such as module, integer variables such as the number of teeth, and continuous variables such as face width and aspect ratio. Thus, an optimum design technique is needed. In this study, we applied a genetic algorithm to the design optimization of a planetary gear. In this algorithm, tooth root strength and surface durability are assessed with fundamental variables such as the number of teeth, module, pressure angle, and face width. With the help of this technique, gear designers could reduce trial and error in the initial design stages, thus cutting the time required for planetary gear design.

- 기호설명 -

$r_s$  : 선기어의 피치원 반경  
 $r_p$  : 유성기어의 피치원 반경  
 $r_r$  : 링기어의 피치원 반경  
 $z_s$  : 선기어 잇수  
 $z_p$  : 유성기어 잇수  
 $z_r$  : 링기어 잇수  
 $N$  : 유성기어의 갯수  
 $m_n$  : 치직각 모듈  
 $L$  : 유성기어 사이의 거리

$\sigma_{F0}$  : 공칭 이뿌리 응력  
 $F_t$  : 기준원에서의 접선하중  
 $b$  : 치폭  
 $Y_S$  : 응력 수정 계수  
 $Y_\beta$  : 비틀림각 계수(이뿌리)  
 $Y_F$  : 한쌍 이물림의 최고 위치점에  
 서 공칭 이뿌리 응력에 미치는  
 영향에 대한 치형 계수  
 $Y_B$  : 림두께 계수  
 $Y_{DT}$  : 이 깊이 계수  
 $\sigma_F$  : 실제 이뿌리 응력  
 $K_A$  : 적용 계수  
 $K_V$  : 동하중 계수  
 $K_{F\beta}$  : 치면 하중 계수(이뿌리)

<sup>†</sup> Corresponding Author, [yjpark77@kimm.re.kr](mailto:yjpark77@kimm.re.kr)

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

$K_{Fa}$	: 정면 하중 계수(이뿌리)
$\sigma_{FP}$	: 허용 이뿌리 응력
$\sigma_{Flim}$	: 시험기어에 대한 이뿌리 내구한도
$Y_{ST}$	: 기준 시험 기어의 치수에 관한 응력 수정 계수
$Y_{NT}$	: 기준 시험 조건에서의 이뿌리 응력에 대한 수명 계수
$Y_{\delta relT}$	: 상대 노치 민감도 계수
$Y_{RrelT}$	: 상대 표면 상대 계수
$Y_X$	: 치수 효과 계수
$\sigma_{FG}$	: 이뿌리 응력 한도
$S_{Fmin}$	: 최소 이뿌리 안전 계수
$\sigma_{H0}$	: 공칭 치면 접촉 응력
$Z_H$	: 영역 계수
$Z_E$	: 탄성 계수
$Z_\epsilon$	: 물림률 계수
$Z_\beta$	: 비틀림각 계수(치면)
$\sigma_{H1,2}$	: 피니언 및 기어의 접촉 응력
$d_I$	: 피니언의 기준원 지름
$u$	: 기어비
$Z_B$	: 피니언에 대한 한쌍 이물림 계수
$K_{H\beta}$	: 치면 하중 계수(접촉)
$K_{Ha}$	: 정면 하중 계수(접촉)
$Z_D$	: 기어에 대한 한쌍 이물림 계수
$\sigma_{Hlim}$	: 시험기어에 대한 접촉 내구 한도
$Z_{NT}$	: 기준 시험 조건에서의 접촉 응 력에 대한 수명 계수
$Z_L$	: 윤활 계수
$Z_V$	: 속도 계수
$Z_W$	: 가공 경화 계수
$Z_X$	: 치수 효과 계수(접촉)
$\sigma_{HP}$	: 허용 접촉 응력
$\sigma_{HG}$	: 접촉 응력 한도
$S_{Hmin}$	: 최소 치면 접촉 안전 계수
$z_{lmin}$	: 간섭을 피하기 위한 최소 잇수
$\alpha_{wt}$	: 피치 원통상의 압력각
$\epsilon_\alpha$	: 정면 물림률
$g_\alpha$	: 작용선의 길이
$P_{bt}$	: 기초원 피치
$m_t$	: 정면 모듈
$\alpha_t$	: 정면 압력각
$d_{bl, 2}$	: 기초원 지름

$d_{al, 2}$	: 이끌원 지름
$a$	: 중심거리
$S_F$	: 이뿌리 안전 계수
$S_H$	: 치면 접촉 안전 계수
$F_{objl}$	: 체적에 대한 목적함수
$r_j$	: 벌칙 계수
$g_{1\sim 10}$	: 구속 조건
$F_{fitness}$	: 평가 함수

## 1. 서론

풍력발전이 신재생 대체에너지로 부각됨에 따라, 수년 전부터 그 시장이 점차 확대되고 있다. 이에 따라 풍력발전기 기술 개발에 대한 요구도 점차 증가하고 있다.<sup>(1)</sup> 풍력발전기의 최근 동향을 살펴보면, 시스템의 대형화와 장수명화를 요구하며, 육상(On-shore)에서 해상(Off-shore)으로 진출함에 따라 풍력발전기를 구성하는 요소들의 크기가 커짐과 동시에 보전 및 신뢰성에 대한 문제들이 야기되고 있다.<sup>(1)</sup>

풍력발전기를 구성하는 여러 요소들 중에서 피치감속기는 풍력발전기의 출력 제어를 위해 피치 시스템에서 블레이드를 회전시켜주는 역할을 한다. 피치감속기는 대부분 유성기어로 구성되어 있으며, 그 이유는 풍력발전기용 기어트레인이 요구하는 20년 이상의 수명, 소형화 및 경량화 등의 성능에 가장 잘 부합하기 때문이다.<sup>(2)</sup>

따라서 피치감속기의 장수명화, 소형화 및 경량화를 만족시키기 위해서는 풍력발전기용 유성기어의 체적 및 중량을 최소화해야 하며 그에 대한 최적 설계기법을 적용해야 가능하다.

Holland<sup>(3)</sup>는 기존의 도함수 기반의 방법들과 반복적 탐색 방법 및 무작위적 탐색 방법을 가지는 비효율성을 해결하기 위한 방법 중의 하나인 유전 알고리즘을 제안하였으며, 배인호<sup>(4)</sup>는 기어 제원 및 배치 설계를 위한 다단 기어장치의 자동설계 시스템을 개발하였다. 이기훈<sup>(5)</sup>은 체적을 고려한 하이포이드 기어의 최적 설계를 수행하였다. 그러나 이러한 논문들은 모두 평행축 기어(Parallel shaft gear) 또는 엇갈림축 기어(Non-parallel and non-intersecting shaft gear)의 최적 설계에 적용되었으며, 유성기어의 최적 설계에 적용된 문헌은 거의 없다.

본 논문에서는 모듈 등의 이산변수, 잇수 등의

정수 변수, 치폭, 종횡비 등의 연속 변수가 혼재된 복잡한 설계 문제 중의 하나인 유성기어의 설계 문제에 유전 알고리즘(Genetic algorithm)을 이용한 최적 설계를 수행하였다. 유성기어 설계시 기본이 되는 기어 잇수, 모듈, 압력각, 치폭 등과 같은 매크로 지오메트리(Macro-geometry)를 이용하여 기어의 이뿌리/치면 강도에 대한 강도 평가를 수행할 수 있는 프로그램을 개발하였으며, 풍력용 증속기 설계 인증시 사용하는 상용 프로그램을 이용하여 개발된 프로그램을 검증하였다. 또한, 유전 알고리즘을 이용하여 기어 강도를 만족시키면서 체적을 최소화하기 위한 최적 설계를 수행하였으며, 현재 개발 완료된 피치감속기의 설계 결과와 비교 분석하였다.

## 2. 유성기어 제원 설계

### 2.1 유성기어의 구성

풍력발전기용 피치감속기는 유성기어 구조이며 유성기어는 원통기어에 비해 크기가 작고 큰 동력을 전달할 수 있다. 유성기어는 선기어, 유성기어, 링기어, 캐리어(Carrier)로 구성된다.

풍력발전기용 피치감속기의 일반적인 구조는 선기어로 동력이 입력되어 캐리어로 출력되며, 링기어가 고정되어 있다.<sup>(2)</sup> Fig. 1은 유성기어의 구조를 나타낸 것이다.

### 2.2 유성기어의 기어 잇수 선정

유성기어 설계에 있어서 선기어, 유성기어, 링기어의 잇수를 선정하는데 다음의 조건을 만족하여야 한다.

1) 선기어와 유성기어의 중심거리와 유성기어와 링기어의 중심거리는 일치하여야 하므로 식 (1)을 만족해야 한다.

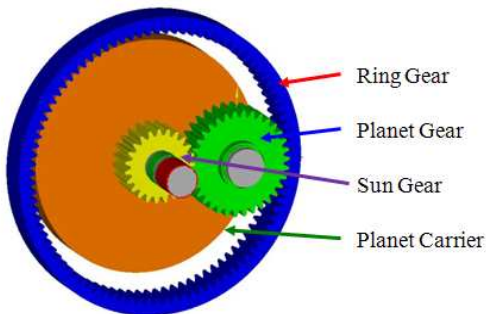


Fig. 1 Structure of planetary gear

$$r_s + r_p = r_r - r_p \quad (1)$$

피치원 반경을 각각의 잇수로 표현하면 식 (2)와 같다.

$$z_s + z_p = z_r - z_p \quad (2)$$

식 (2)의 유성기어 잇수를 선기어와 링기어의 잇수로 표현하면 식 (3)과 같다.

$$z_p = \frac{z_r - z_s}{2} \quad (3)$$

2) 선기어 주위에 있는 각각의 유성기어 사이의 거리가 동일하다면 식 (4)를 만족해야 한다.

$$\frac{z_s + z_r}{N} = integer \quad (4)$$

3) N개의 유성기어의 이끝원이 서로 간섭하지 않아야 하므로 표준 기어의 경우에는 식 (5)를 만족해야 한다.

$$m_n(z_p + 2) < L = m_n(z_s + z_p) \sin \frac{\pi}{N} \quad (5)$$

### 2.3 유성기어의 설계 인자

#### 2.3.1 유성기어의 이뿌리 강도

기어의 이뿌리 강도는 설계 수명 동안 이뿌리 필렛에서 파손이 발생하지 않을 하중 용량을 평가하기 위한 것으로서 선기어, 유성기어, 링기어에 대해 각각의 이뿌리 응력을 계산하여 평가하였다. 공칭 이뿌리 응력(Nominal tooth root stress),  $\sigma_{F0}$ 는 식 (6)을, 실제 이뿌리 응력(Tooth root stress),  $\sigma_F$ 는 식 (7)을 이용하여 계산하였다. 허용 이뿌리 응력(Permissible tooth root stress),  $\sigma_{FP}$ 는 시험기어에 대한 이뿌리 내구 한도(Allowable stress number for bending stress),  $\sigma_{Flim}$ 를 고려하여 식 (8)로 계산하였다.

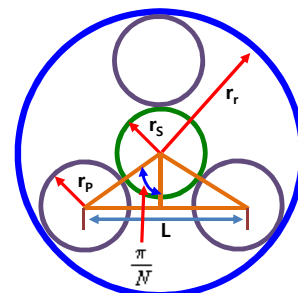


Fig. 2 Conditions of number of teeth

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad (6)$$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{FP} &= \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X \\ &= \frac{\sigma_{FE} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X \\ &= \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \end{aligned} \quad (8)$$

### 2.3.2 유성기어의 치면 강도

기어의 치면 강도는 파괴적 피팅이 발생하지 않을 한계에 대한 평가로서 헤르츠의 접촉 응력식에 기초한다. 이뿌리 강도 계산과 같이 선기어, 유성기어, 링기어에 대해 각각의 접촉 응력을 계산하여 평가한다.

피치점에서 공칭 접촉 응력(Nominal contact stress),  $\sigma_{H0}$ 는 식 (9)로, 피니언의 접촉 응력(Contact stress for the pinion),  $\sigma_{H1}$ 은 식 (10)으로, 기어의 접촉 응력(Contact stress for the gear),  $\sigma_{H2}$ 는 식 (11)로 계산하였다. 허용 접촉 응력(Permissible contact stress),  $\sigma_{HP}$ 는 시험 기어에 대한 접촉 내구 한도를 고려하여 식 (12)로 계산하였다.

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_c Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (9)$$

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (10)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (11)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \quad (12)$$

### 2.3.3 물림률

기어의 물림률(Contact ratio)은 어떤 한 순간에 접촉해 있는 평균 잇수로, 작용선의 길이를 기초원 피치로 나눈 정면 물림률은 식 (13)으로, 기초원 피치는 식 (14)로, 작용선의 길이는 식 (15)로 계산하였다.

$$\epsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{P_{bt}} \quad (13)$$

$$P_{bt} = m_t \pi \cos \alpha_t \quad (14)$$

$$g_\alpha = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right] - a \sin \alpha_{wt} \quad (15)$$

여기서, 부호 (+)는 외접기어, 부호 (-)는 내접기어를 의미한다.

### 2.3.4 종횡비

종횡비(Aspect ratio)는 기어의 유효 치폭을 피치원 지름으로 나눈 값이다. 종횡비가 너무 크거나 작은 경우 기어 이에 하중이 균일하게 분포하지 않는 문제가 발생하므로 설계시 이를 고려하여야 한다. 식 (16)은 종횡비 계산식을 나타낸 것이다.

$$aspect\ ratio = \frac{b}{d_p} \quad (16)$$

### 2.3.5 간섭

기어의 간섭은 피니언의 잇수가 적어 피니언의 이뿌리와 기어의 이끝이 간섭하는 경우이다. 간섭을 피하기 위한 최소 잇수는 감속 기어의 경우 식 (17)으로 계산한다.

$$z_{1min} > \frac{2u}{\sqrt{\cos^2 \alpha_{wt} + (u \pm 1)^2 \sin^2 \alpha_{wt}} - 1} \quad (17)$$

여기서, 부호 (+)는 외접기어, 부호 (-)는 내접기어를 의미한다.

## 3. 유전 알고리즘을 적용한 최적 설계

### 3.1 유전 알고리즘

유전 알고리즘은 적응적 탐색기법에 따라 자연의 진화 과정에서 관찰되는 주요 메커니즘인 적자생존의 원리와 유전자 정보의 교환에 따른 세대교체를 이용하여 탐색 및 최적화의 문제 해결에 적용한 알고리즘이다.<sup>(6)</sup>

유전 알고리즘을 최적화 문제에 적용하기 위해서는 블록(Block) 형성과 적합도를 평가해주는 평가함수를 적용해야 한다. 유전 알고리즘에서 블록 형성은 해가 존재할 수 있는 영역 내에서 일정수의 집단해를 임의적으로 생성하고 이를 이진 코드로 변환시키는 과정이다. 이진 코드로 변환

**Table 1** Setting of design variables for planetary gear

	Setting		
	Number of teeth	Normal module [mm]	Aspect ratio
Sun gear	15 ~ 30	0.3 ~ 10	0.2 ~ 1.2
Planet gear	25 ~ 40		
Ring gear	65 ~ 110		

된 염색체에 난수적으로 생성된 염색체를 사용하여 유전 알고리즘의 연산을 수행 후 각 염색체를 다시 십진 코드로 변환하여 적합도를 평가한다.

3.2 설계변수 선정

설계변수는 각 기어의 잇수, 모듈, 치폭, 종횡비를 고려하였다. 각 기어의 잇수, 모듈은 얻고자 하는 기어의 사용 조건을 고려하여 경험에 의해 상한값과 하한값을 정하였다. 치폭, 종횡비는 피치원 직경에 대한 치폭의 비인 종횡비를 구한 후 치폭으로 변환하여 구하였다. Table 1은 각 설계변수의 범위를 나타낸 것이다.

유전 알고리즘에 사용되는 파라미터로서 개체수(집단 크기), 교배 확률, 돌연변이 확률, 종횡비의 정밀도는 각각 100개, 0.5, 0.05, 0.1로 설정하였다. 돌연변이 확률은 단순 탐색을 방지하고 좀더 다양한 해를 생성하기 위해서 도입하였다. 또한, 기어 크기 결정에 관한 유전 알고리즘은 1000번의 세대교체 후 최적 개체가 있을 경우에 종료하도록 설정하였다.<sup>(6,13)</sup>

3.3 설계변수의 평가함수

기어 크기 결정에 대한 구속 조건은 식 (18) ~ (25)와 같다.

$$g_{1-2} : S_{Fmin} - S_F \leq 0 \quad : \quad \text{이뿌리 강도} \quad (18)$$

$$g_{3-4} : S_{Hmin} - S_H \leq 0 \quad : \quad \text{치면 강도} \quad (19)$$

$$g_5 : 1.0 \leq \epsilon_\alpha \leq 2.5 \quad : \quad \text{정면물림률} \quad (20)$$

$$g_6 : 0.2 \leq \frac{b}{d_p} \leq 1.2 \quad : \quad \text{종횡비} \quad (21)$$

$$g_7 : z_s \geq z_{s \min} \quad : \quad \text{간섭} \quad (22)$$

$$g_8 : z_p \geq z_{p \min} \quad : \quad \text{간섭} \quad (23)$$

$$g_9 : \begin{aligned} & m_n(z_s + z_p) \sin \frac{\pi}{N} \\ & = m_n(z_p + 2) < L \end{aligned} \quad : \quad \text{간섭} \quad (24)$$

$$g_{10} : \frac{z_s + z_r}{N} = \text{정수} \quad : \quad \text{거리 조건} \quad (25)$$

구성된 유성기어트레인에 대한 목적함수는 식 (26)과 같다.

$$F_{objective} = F_{obj1} + \sum_{j=1}^n r_j (\max(g_{1 \sim 10}, 0))^2 \quad (26)$$

$$F_{obj1} = (z_r m_n)^2 b \quad (27)$$

유성기어트레인은 복잡한 구속조건을 가지고 있으므로 외부 벌칙함수법을 사용하여 구속조건이 없는 경우로 변환하여, 그에 따른 평가함수로 해를 구하였다.

또한, 선기어, 유성기어, 링기어에 대해서 이뿌리 강도, 치면 강도에 대한 구속조건을 각각 평가하였다. 기어 크기에 대한 평가함수는 적합도가 음의 값이 나타나지 않도록 식 (28)과 같이 구성하였다. 여기서,  $C_{max}$ 는  $F_{fitness}$ 가 음이 되지 않도록 시행착오법(Trial and error)으로 구하였으며,  $10^6$ 을 사용하였다.

$$F_{fitness} = C_{max} - F_{objective} \quad (28)$$

4. 풍력발전기용 피치감속기의 적용

4.1 강도평가 프로그램 검증

개발된 프로그램에 대한 신뢰성 문제를 검증하기 위해 상용 프로그램<sup>(14)</sup>을 사용하여 ISO 6336(2006)<sup>(7)</sup> 규격에 따라 기어 강도 평가를 수행하였다.

상용 프로그램에 제시된 유성감속기의 설계 조건과 기어 제원을 이용하여 개발된 기어 강도 평가 프로그램을 검증하였으며, Table 2는 개발된 프로그램 검증을 위한 유성감속기의 동력 및 기어 제원을 나타낸 것이다.

Table 3은 상용프로그램과 개발된 프로그램의 강도 평가결과를 비교하기 위하여 기어 치면과 이뿌리 부분의 허용 응력 및 작용 응력에 대한 결과를 나타낸 것이며, 괄호 안에는 % 오차를 나타내었다. 최대 오차는 0.7 %이며, 오차 원인은 각 계수 계산시 소수점 반올림에 의한 것으로 판

단된다. 이 결과를 토대로 개발된 프로그램을 이용하여 최적 설계를 수행하는데 문제가 없으므로 판단된다.

4.2 설계 적용 모델 분석

피치감속기는 2.5 MW 풍력발전기용이며, 동력은 12 kW, 2단 유성기어의 입력축 회전 속도 및 토크는 241.87 RPM, 473.78 Nm이다. Table 4는 풍력발전기용 피치감속기에 적용된 기어 제원이며, 이 제원을 이용하여 모듈, 잇수, 치폭에 대하여 최적 설계를 수행하였다.

개발된 프로그램을 이용하여 풍력발전기용 피치감속기의 강도 평가를 수행하였으며, 강도 평가 기준은 GL 규격<sup>(9)</sup>을 이용하였다. 이 규격에 의하면 기어 치면 응력의 안전 계수 기준은 1.0, 기어 이뿌리 응력의 안전 계수 기준은 1.15였으며, 설계 적용 모델은 이 규격을 만족하였다. 설

Table 2 Specification of planetary geartrain

Power	[kW]	9.4248
Speed	[rpm]	1,000
Required service life	[hour]	1,000
Gear ratio		5.045
Number of teeth (sun/planet/ring)		22/33/89
Normal module	[mm]	1.5
Pressure angle	[deg]	20
Facewidth (sun/planet/ring)	[mm]	17
Center distance	[mm]	42.5236
Application factor		1.25
Load sharing factor		1.0

Table 3 Comparison of bending/contact stress

	commercial program			developed program				
	sun	planet	ring	sun	planet	ring	ring	
$\sigma_{HG}$ [MPa]	1265	1365	1408	1394	1271 (0.5)	1358 (0.5)	1404 (0.3)	1393 (0.1)
$\sigma_{FG}$ [MPa]	753	543	543	774	753 (0)	544 (0.1)	544 (0.1)	771 (0.4)
$\sigma_H$ [MPa]	1165	1121	620	600	1159 (0.6)	1115 (0.6)	619 (0.2)	599 (0.2)
$\sigma_F$ [MPa]	307	312	287	240	305 (0.7)	311 (0.4)	286 (0.2)	239 (0.1)

계 적용 모델에 대한 응력값과 안전계수, 체적을 Table 5에 나타내었다.

4.3 유전 알고리즘을 적용한 체적 최적화

유전 알고리즘을 이용하여 동력, 압력각, 적용 계수(Application factor) 등의 제원은 동일한 조건에서 피치감속기의 최적 설계를 수행하였으며, 최적 설계된 기어 제원은 Table 6과 같다.

최적 설계에 대한 기어 제원을 살펴보면, 모듈은 감소하였고, 선기어, 유성기어, 링기어의 잇수는 증가하였음을 알 수 있었다.

최적 설계된 기어 제원을 이용하여 기어의 강도 평가를 수행하였다. Table 7은 기어의 물림률, 기어의 이뿌리 응력 및 접촉 응력, 기어 강도를 나타내었으며, 기어 강도는 GL 규격을 만족하였다.

Table 4 Specification of pitch reducer

Normal module	[mm]	3
Pressure angle	[deg]	20
Center distance	[mm]	70.5
Application factor		1.25
Load sharing factor		1.00
Number of teeth (Sun/Planet/Ring)		15/31/78
Facewidth	[mm]	50
Addendum coefficient		1.00
Dedendum coefficient		1.25
Root radius coefficient		0.25

Table 5 Strength and volume of pitch reducer

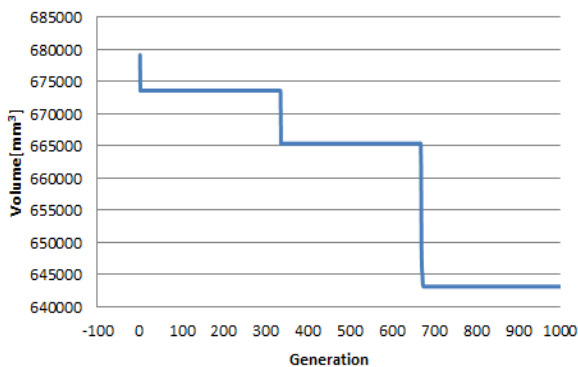
		sun	planet	ring	
Contact ratio		1.38		1.85	
Permissible contact stress	[MPa]	1242	1310	1356	1344
Permissible bending stress	[MPa]	725	517	517	743
Contact stress	[MPa]	1171	1104	665	635
Bending stress	[MPa]	258	260	293	272
Safety factor	Pitting strength	1.06	1.18	2.04	2.11
	Bending strength	2.80	1.98	1.76	2.73
Volume	[mm <sup>3</sup> ]	6.84*10 <sup>5</sup>			

**Table 6** Specification of optimal design

Normal module	[mm]	2.5
Pressure angle	[deg]	20
Center distance	[mm]	67.5
Application factor		1.25
Load sharing factor		1.00
Number of teeth (Sun/Planet/Ring)		18/36/89
Facewidth	[mm]	45
Addendum coefficient		1.00
Dedendum coefficient		1.25
Root radius coefficient		0.25

**Table 7** Strength and volume of optimal design

		sun	planet	ring	
Contact ratio		1.50		1.98	
Permissible contact stress	[MPa]	1243	1298	1357	1346
Permissible bending stress	[MPa]	740	520	520	754
Contact stress	[MPa]	1187	1187	753	604
Bending stress	[MPa]	284	353	356	257
Safety factor	Pitting strength	1.04	1.09	1.80	2.22
	Bending strength	2.60	1.47	1.45	2.93
Volume	[mm <sup>3</sup> ]	6.43*10 <sup>5</sup>			



**Fig. 3** History of volume change for planetary gear

Fig. 3은 기어의 체적 변화를 나타낸 것으로, 기존의  $6.84 \times 10^5 \text{ mm}^3$ 에서  $6.43 \times 10^5 \text{ mm}^3$ 로 6.06 %

감소한 것을 알 수 있었다. 또한, 부피의 감소와 더불어 중량도 11.3 kg에서 8.23 kg으로 27 % 감소하였다.

### 5. 결론

본 연구는 풍력발전기용 피치감속기 설계시, 기어의 체적과 중량을 최소화하기 위하여 유전 알고리즘을 이용한 최적 설계가 목적이며, 그 결론은 다음과 같다.

(1) ISO 6336(2006) 규격을 이용하여 외치기어와 내치기어에 대하여 기어 제원, 재질, 윤활유의 종류 등에 대하여 파라미터를 입력한 후, 이뿌리 강도와 치면 강도를 평가할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 이를 통하여 설계자가 유성기어의 초기 설계시 최단 시간에 기어에 작용하는 응력 및 강도를 확인할 수 있었다.

(2) 유성기어의 기어 제원 설계시 제약 조건을 고려하였으며, 유전 알고리즘을 이용하여 기어의 체적과 중량을 최소화하는 최적 설계를 수행하였다. 이를 통하여 설계자는 초기 설계시 시행착오를 줄여, 설계 시간을 단축시킬 수 있었다.

(3) 2.5 MW 풍력발전기용 피치감속기의 동력, 기어 제원을 이용하여 기어 강도 및 체적을 확인하였으며, 체적을 최소화 할 수 있는 최적 설계를 수행하였다.

### 후 기

본 논문(저서)은 산업기술연구회에서 지원받아 수행한 “극한 환경 시스템 하중 해석 및 평가 기술 개발(KIMM 주요사업(NK 174F))”사업의 연구 결과입니다.

### 참고문헌

- (1) Hwang B. S., 2010, "Understanding of the Latest Wind Turbine," A-Jin, pp. 73~113.
- (2) Park, Y. J., Lee, G. H., Kim, J. G., Song, J. S., and Park S. H., 2011, "Analysis of Load Distribution and Sharing on the Planetary Reducer for Wind Turbines," *Transactions of the Koean Society of Manufacturing Technology Engineers*, Vol. 20, No. 6, pp. 830~836.
- (3) Goldberg, 1989, "Genetic Algorithms in Search,

- Optimization & Machine Learning," Addison Wesley
- (4) Bae, I. H. and Chong, T. H., 2002, " New Method to Find the Best Gear Ratio Using the Simulated Annealing Algorithm," *Proc. Korean Society of Machine Tool Engineers Spring Conference 2002*, pp. 687~692.
- (5) Lee, K. H., Lee, G. H., Bae, I. H. and Chong, T. H., 2007, "Optimum Design of Hypoid Gear Considering the Volume," *Proc. Korean Society of Machine Tool Engineers Spring Conference 2007*, pp. 495~500.
- (6) Lee, K. H., Lee, G. H., Bae, I. H. and Chong, T. H., 2007, "An Optimum Design Method of Hypoid Gear by Minimizing Volume," *Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, Vol. 16, No. 6*, pp. 55~61.
- (7) ISO Standard 6336, 2006, "Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears," International Organization for Standardization.
- (8) ISO Standard 1328, 1995, "ISO System of Accuracy," International Organization for Standardization.
- (9) GL Guideline, 2010, "Guideline for the Certification of Wind Turbines," GL
- (10) Chong, T. H., Lee, K. H., Lee, G. H., Bae, I. H., Park, S. H. and Kim, D. S., 2006, "Parameter Analysis of Hypoid Gear Strength and Durability," *Proceedings of KSMTE Spring Conference*, pp. 409~414.
- (11) Jung S. P. and Park T. W., 2009, "A Study on the Development of the Gear Profile Design Program," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 26, No.8* pp. 104~111
- (12) Chong, T. H. and Lee, J. S., 2002, "Optimum Design of Gear Train Systems Using a Genetic Algorithm," *Proceedings of KSME Spring Conference, Vol. A*, pp. 654~659.
- (13) Choi, W. H., Yang, B. S. and Joo, H. J., 1996, "Optimum Field Balancing of Rotating Machinery Using Genetic Algorithm," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A, Vol. 20, No.6* pp. 1819~1826
- (14) KISSsoft A. G., 2008, "User Manual," Switzerland