

풍력발전기용 기어트레인의 특성에 관한 연구

박노길¹ · 이형우[†]

(원고접수일 : 2010년 8월 18일, 원고수정일 : 2010년 9월 6일, 심사완료일 : 2010년 9월 27일)

An Investigation on the Characteristics of Gear Trains of Wind turbines

No-Gill Park¹ · Hyoung-Woo Lee[†]

요약 : 풍력발전기용 증속기는 유성기어시스템과 헬리컬기어(또는 스피어기어) 쌍으로 구성된다. 본 연구에서는 AGMA2001 및 ISO281기준으로 설계된 기존 및 제안된 기어열로 구성된 기어트레인들에 대하여 동력전달 특성들을 비교 분석하였다. 기어트레인의 레이아웃 설계는 기어트레인의 총중량, 출력밀도, 99% 수명시간, 최대 기어 굽힘/면압응력이 산출되었다. 설계에 사용된 설계요구조건들은 블레이드 접선 속도 40 ~ 100 m/s, 1000 ~ 1800 rpm 의 발전기 입력속도, 그리고 1 ~ 8 MW의 동력 범위이다. 따라서 본 연구에서 도출된 기어열의 특성들은 기어트레인의 고 신뢰성/초 경량화 설계에 기초자료로 활용될 수 있다.

주제어 : 풍력발전, 증속기, 레이아웃, 출력밀도, 고 신뢰성, 경량화

Abstract: Gear trains are combined with the planetary gear units and helical gear units. It is known that the combination type is decisive to the system performances of the transmissions. In this paper, within the commonly used range of the design requirements for medium and large scaled (1~8 MW) wind turbines, the transmission characteristics of the typical layouts of the gear train are investigated. According to the international standard by ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03, the gear boxes are basically designed and compared with respect to the system lifes of 99% reliability, total weight, the power densities, overall diameter/length and the maximum stresses of the gear teeth. With these comparison works, the characteristics of the layouts of gear trains are discussed.

Key words: Wind turbines, Gear train, Layout, Power density, Reliability, Weight optimization

1. 서 론

풍력발전기의 기어트레인에 대한 하중 조건의 두드러진 특징은 높은 마력에 저속으로 회전함으로 인하여 입력단에 아주 높은 토크가 걸리는 점이다. 풍력발전기는 로터 블레이드 속도가 15~40 rpm 의 범위 내에 있고 발전기 입력속도는 1000~1800 rpm이며 증속비는 대략 50~200 의 범위이

다[1]. 따라서 기어트레인은 대마력/저속/대토크 운전 조건에서 유성기어단과 헬리컬기어단 여러 개를 조합하여 사용한다. 특히 풍력발전용 부품은 높은 위치에 설치하는 점과 또 고장 수리를 자주 할 수 없는 큰 제약조건 때문에 초 경량화와 고 신뢰성 설계를 요구하고 있다. 따라서 풍력발전용 기어트레인을 설계할 때는, 기어트레인의 레이아웃이

[†] 교신저자(부산대학교 기계기반융합부품소재인재양성센터, E-mail:leehwoo@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-2598)

¹ 부산대학교 기계공학부

그 장치의 동력전달 특징을 가장 크게 결정짓기 때문에, 유성기어유닛 레이아웃 선정을 신중하게 선택해야만 한다. 그러나 지금까지 기어트레인의 레이아웃에 대한 동특성을 서로 비교 분석하여 장단점을 논한 연구는 매우 드물다.

기존의 풍력발전용 기어트레인의 형식은 유성기어의 결합방식에 따라 직렬형과 연성형으로 구분되며 마지막 단을 헬리컬기어단 사용 유무에 따라 평행축형(parallel type)과 동일축형(coaxial type)으로 구분된다. 유성기어는 출력밀도가 높다는 점뿐만 아니라 선기어, 링기어 및 캐리어 3개의 연결요소를 적절히 활용하여 외부와 결합시킴으로써 다양한 특성의 기어열을 구성할 수 있다는 장점이 있다. 직렬형은 링기어 혹은 캐리어를 케이스와 고정시키고 나머지 두 요소를 외부와 직렬로 연결시키는 방식으로 풍력발전용 기어트레인뿐만 아니라 대부분의 동력전달장치에 가장 흔히 사용되는 결합 방식이다. 연성형(coupled type)은 서로 이웃하는 유성기어단을 서로 연결시켜 동력전달 경로를 2개로 분기시켜 구성한 기어열이다. 이를 동력분기형(power split type)이라고도 한다. 동력을 분기시킴으로써 하중부담을 경감시킨다는 의도에서 고안된 형식이다. 큰 기어비를 요구하거나 다기능 동력전달기능을 갖기 위해 유성기어단을 3개 이상 사용하여 결합 방식을 다양하게 구성한 기어열도 있다. 이 기어열은 다른 형태의 동력분기형 동력을 분기시키는 면에서는 연성형과 같으나 경로가 더 복잡하고 유성기어유닛을 3개 이상 사용하기 때문에 차동형(differential type)이라 부르기도 한다.

국내에서는 (주)효성이 759kW급 및 2MW급 기어트레인을 보유하고 있는데 모두 평행축-직렬형이다. 750kW급은 유성기어 한 단과 헬리컬기어 두 단으로 구성되어 있으며 총 기어비는 75:1이다. 2MW급은 유성기어단 2개와 헬리컬기어단 1개로 구성되어 있으며 총 기어비는 120:1이다. (주)두산중공업은 평행축(biaxial) 형태의 3MW급 차동형 증속기 모델을 보유하고 있다. (주)유니슨은 유성기어단 2개와 헬리컬기어단으로 구성된 연성형 기어트레인 모델을 보유하고 있다. 국외에서는

Renk, Henderson, Voith WinDrive, 등에서 증속기를 개발하고 있다. Renk의 Multibrid M5000은 증속기와 발전기가 통합된 동일축(coaxial) 형태이며 유성기어유닛 4개를 직렬로 결합하였고, 기어비는 대략 100:1이다. 풍력발전기는 4개의 유성기어단을 연성형으로 결합하고 마지막 단을 헬리컬기어단으로 구성된 평행축(biaxial) 형태이다. Henderson의 증속기는 토크 제한형으로 마지막 단의 링기어 토크를 유압펌프에 의해 제한하는 방식이다. Voith WinDrive는 유성기어단 2개와 헬리컬기어단 1개로 구성된 직렬형 증속기를 기본으로 하되 등속출력 기능을 갖는 동력분기형 무단변속장치가 추가되어 있다. 해상 풍력발전용 증속기는 유럽의 소수 업체(Winergy, Renk)만이 개발한 경험이 있으며 새로운 형식을 개발하여 적용하는 것 보다는 신뢰성이 검증된 직렬형 기어열 위주로 적용하고 있다.

최근 풍력발전단지가 육상에서 해상으로 점차 옮겨가는 추세로 기어트레인에 적용되는 설계요구조건도 점차 다양해지고 있다. 따라서 이에 적합한 레이아웃의 선정은 매우 중요한 사안이다. 본 연구에서는 기존 및 제안된 기어열로 구성된 기어트레인에 대하여 AGMA2001 및 ISO281기준으로 설계되었고 동력전달 특성들이 비교 분석되었다 [2-3]. 기어트레인의 설계는 자체 개발된 경량화 설계프로그램(GBSIM)에 의해 수행되었으며 기어트레인의 총중량, 출력밀도, 99% 수명시간, 최대 기어 굽힘/면압응력이 산출되었다. 개념설계에 사용된 설계요구조건들은 블레이드 접선속도 40~100 m/s, 1000~1800 rpm 의 발전기 입력속도, 그리고 1~8 MW의 동력 범위이다. 고려된 설계요구조건들은 현존하는 100개의 풍력발전시스템에 대한 것이다[4-7]. 블레이드 접선속도는 소음과 블레이드 공기역학적 문제를 고려하여 설정된 범위이다. 발전기 입력속도는 기어트레인 출력속도와 동일하고 발전기의 극수와 생산되는 전기의 통상적인 주파수(50 Hz 및 60 Hz)를 고려한 영역이다. 전기를 안정적으로 공급할 수 있는 대형발전기의 동력 범위는 육상용이 1~3 MW이고 해상용이 4~8 MW이므로 본 연구에서는 육상 및

해상용이 모두 포함되었다. 동력과 블레이드 반지름과의 상관관계는 S. Heier의 그래프 자료에서 인용하였다. 따라서 현존하는 풍력시스템의 설계 요구조건을 광범위하게 고려하여 도출된 기어열의 특성들은 기어트레인의 고신뢰성/초경량화 설계에 기초자료로 활용될 수 있다.

2. 풍력발전 기어박스 기본설계

풍력발전기 기어트레인의 설계는 국제적인 공인 기관이 여러 기준을 지정하고 있다. 현재 통용되는 기어 강도 계산 규격으로는 AGMA2001, DIN3990, BS436, JGMA401.402 등이 있다. AGMA2001은 ANSI 규격으로 인정되어 있고 루이스 식의 불충분한 점을 거의 충족하고 있고 설계 결과에 대한 신뢰성이 높은 것으로 알려지고 있어서, 기어는 AGMA2001로, 베어링은 ISO281로 설계되었다.

2.1 경량화 설계절차

풍력발전용 기어트레인의 경량화 설계에서 중요하게 고려된 사항은 다음과 같다.

- 총속도비가 설계요구조건에 부합하도록 유성기어 유닛의 배열 형식과 기어의 잇수를 결정한다.
- 기어가 AGMA2001의 설계조건을 만족하도록 각 기어단의 모듈, 치폭, 중심거리를 정한다.
- ISO 281(8) 규정에 부합하도록 베어링 롤러 및 내외륜 반지름의 치수를 정한다.
- 기어트레인 전체 수명시간이 99% 신뢰도 하에서 20년 이상이 되도록 한다.
- 기타 유성기어 기구학조건 등 필요한 요구조건들에 부합하도록 필요한 치수를 정한다.

이러한 설계요구조건들이 모두 만족되는 결과들 중에 기어열의 중량이 최소가 되는 경우를 최종 설계 값으로 정하고 그 설계된 시스템에 대한 예측된 중량과 중량밀도가 계산된다. 그리고 시스템 수명시간, 기어굽힘/면압응력, 외곽지름과 길이가 산출된다. 최적화의 방법은 직접탐색법을 사용하였다. 설계변수의 범위를 미리 설정하고 그 범위 내에서

설계변수를 정한다. 설정된 설계변수에 따라 설계 제한조건을 검토한다. 그리고 설계제한조건을 만족하는 경우에 기어열 중량을 계산하고 중량이 최소가 되는 설계변수들을 정한다. 이에 대한 자세한 내용은 기어트레인 설계절차 흐름도에 설명되어 있다.

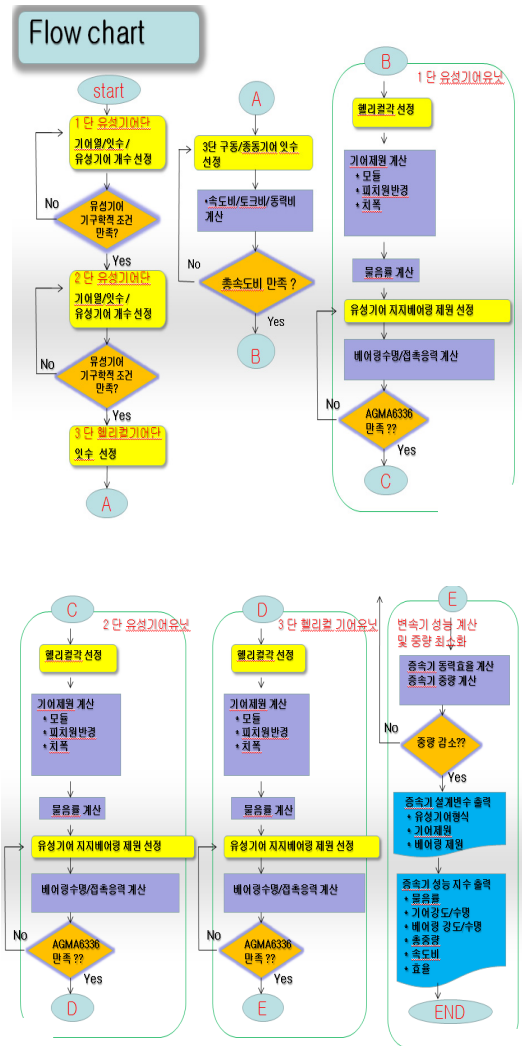


Figure 1: Flow chart of layout design for gear trains

2.2 기본설계에 고려된 중요한 설계 제안조건들

2.2.1 기어강도 계산

평균피로하중(F_t)은 하중스펙트럼(LDD)에서 Miner

rule에 따라 구한다. 평균피로하중에 여러 가지 수 정계수를 고려한 값이 실제 설계하중으로 사용된다. 기어강도 계산은 루이스 공식을 기초로 한 굽힘응력 계산식과 헤르츠 접촉이론을 근거로 한 면 압응력 계산식에 의하여 기어단의 모듈이 계산된다 [2].

$$m = \max(m_b, m_c) \tag{1}$$

$$m_b = \sqrt[3]{\frac{2f_T T_i}{N\beta J \sigma_b}} \tag{2}$$

여기서, f_T 는 토크비, T_i 는 정격입력토크, N 은 잇 수, β 는 치폭비, J 는 치형계수, σ_b 는 굽힘허용응력이다.

$$m_c = \sqrt[3]{\frac{2E^* K_a K_v K_m \hat{T} T_i}{\pi \beta N \sin \alpha} \left(\frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2} \right) \frac{1}{\sigma_c^2}} \tag{3}$$

$$F^* = K_a K_v K_m F_t \tag{4}$$

여기서, E^* 는 탄성계수비, \hat{T} 는 토크비, T_i 는 정격 입력토크, K_a 는 적용계수, K_v 는 동적하중계수, K_m 는 면하중계수, β 는 치폭비, N 은 잇수, α 는 물림압력각, σ_c 는 면압허용응력이다.

2.2.2 베어링 강도 설계

풍력발전용 기어트레인 설계에서 설계 한계에 부딪히는 부분이 베어링부이다. 베어링은 베어링 전문업체의 엔지니어링을 통한 설계치수가 결정되므로 이에 대한 기술정보의 피드백이 원활하지 못하여 최적 설계하는 데 어려움이 많다. 따라서 베어링 설계가 잘 관리되지 않으면 전체 성능 최적화가 이루어질 수 없다.

설계에 가장 민감한 부분은 유성기어 지지베어링이다. 유성기어 지지베어링은 보통 복열 원통형 롤러베어링을 사용한다. 베어링 선정이 어려운 것은 유성기어의 치수 결정과 맞물려있기 때문이다. 본 연구에서는 유성기어 피치원 반지름과 베어링 외륜 반지름 사이의 관계를 미리 설정하고 자체적으로 베어링과 기어의 기본 치수가 서로 연계되어 결정 되도록 구성하였다. 즉, 베어링의 외륜 반지름은 유성기어의 피치원 반지름의 0.6 ~ 0.8 배 범위에

있는 것으로 정하였고 롤러의 개수를 12 ~ 17개 범위로 정하였다. 베어링의 내외륜 반지름의 차이를 롤러베어링 지름의 2배로 정하였다. 이렇게 가정한 설계변수로부터 베어링의 기본(동)정격용량이 다음 식으로 구해진다[4].

$$C = f_c (il \cos \theta)^{7/9} Z^{3/4} d^{29/27} \tag{5}$$

베어링 설계변수들의 범위와 이들과 유성기어 설계변수와의 상관관계로부터 베어링의 수명시간과 베어링의 최대접촉응력이 산출된다. 산출된 수명시간과 최대접촉응력이 ISO 281[8] 기준에 부합하면 유성기어의 치수와 베어링의 치수가 동시에 결정된다.

2.2.2 기어트레인의 수명계산

풍력발전기의 공인된 수명시간은 20년을 요구한다. 이는 엄밀한 의미에서 풍력발전시스템 전체에 대한 수명시간이다. 기어트레인에 대한 수명시간 예측 및 신뢰도 산출 근거는 Lunderberg-Palmgren의 베어링 수명시간 산출 모델과 Weibull 확률 분포 특성에 근거하여 개략적으로 계산되었다 [5]. 여러 요소들로 결합된 시스템의 신뢰도(R_T)는 각 구성 요소의 신뢰도($R_{1,2,3...}$)를 곱한 결과로 볼 수 있으므로 시스템 신뢰도와 구성요소의 신뢰도 사이는 다음과 같은 식이 성립한다.

$$R_T = R_1 \times R_2 \times R_3 \times \dots \tag{6}$$

신뢰도와 수명시간의 상관관계는 고장확률이 Weibull 확률분포에 따른다는 가정 하에 얻을 수 있다. 신뢰도 90%의 수명시간(L_0)과 신뢰도(R %)의 수명시간(L) 사이는 다음과 같은 식이 성립한다.

$$\ln\left(\frac{1}{R}\right) = \ln\left(\frac{1}{0.9}\right) \cdot \left(\frac{L}{L_0}\right)^b \tag{7}$$

여기서, b : Weibull 지수

식 (6)과 (7)을 이용하면 기어트레인의 시스템 수명시간을 산출할 수 있다.

기어치는 신뢰도 99.99%에서 수명시간이 20년 이상 되도록 설계되었다. 따라서 식 (6)과 (7)을

근거로 유성기어유닛과 헬리컬기어유닛을 조합한 전체 시스템에 대한 99% 신뢰도의 수명시간이 계산되었다.

3. 기어열의 동력전달 성능분석

3.1 설계 요구조건의 범위

풍력발전기의 기어트레인 설계에서 가장 기본이 되는 요구조건은 정격동력, 총 속도비, 발전기 입력속도이다. 정격동력은 육상 및 해상에 설치되는 대형 발전기를 고려하여 1~8MW 범위로, 발전기 입력속도는 1,000~1,800rpm으로 정하고 총 속도비(δ)는 S. Heier[1]에 의해 100개 이상의 현존하는 풍력발전기로부터 수집한 동력과 속도비의 상관관계 그래프로부터 유도된 다음과 같은 수식을 사용하였다.

$$\delta = \frac{N_g}{v_B} \left(\frac{P_{rated}}{186.1} \right)^{0.396} \quad (8)$$

여기서, N_g 는 기어트레인의 정격 입력속도, v_B 는 총 속도, P_{rated} 는 정격동력이다.

설계 모의실험에서 사용된 설계 요구조건은, 1~8MW급 대형 풍력발전기에 실제로 적용되고 있는 설계사양 범위로서, Table 1과 같다.

Table 1: Specifications of design for large wind turbines(wind turbine velocity ; 1,000~1,800rpm)

Rated power [MW]	Blade radius [m]	Rated input velocity of gear train [rpm]	Total velocity ratio
1	30.0	22.9	43.6~78.5
2	39.5	17.5	57.4~103.4
3	46.4	14.8	67.4~121.4
4	52.0	13.2	75.6~136.1
5	56.8	12.1	82.6~148.6
6	61.0	11.3	88.8~159.8
7	64.9	10.6	94.4~169.8
8	68.4	10.1	99.5~179.1

3.2 최적설계 모의실험 대상의 기어 열

풍력발전 전문업체에서 채택하고 있는 기어열의

대부분을 차지하는 평행축 형식은 마지막 단에 헬리컬기어단을 사용하는 것을 특징으로 한다. 평행축을 주로 사용하는 이유는 발전기로부터 생산한 전기의 일부를 블레이드 피치제어용 전선을 증속기 저속축 중심으로 통과시키기 위함이다. 그러나 발전기 회전축 내부에 제어용 전선을 별도로 구비한다면 로터-증속기-발전기가 동일축상에 놓여있는 소위 동일축 형식을 채택할 수도 있다. 한편 기어열은 동력을 직렬로 전달하는 방식인 직렬형과 2~3개로 분기시키는 동력분기형으로 구분된다. 국내외적으로 주로 채택된 방식은 유성기어를 일렬로 연결시킨 직렬형이며, 최근에 동력분기효과를 최대로 얻기 위하여 동력분기형(연성형 혹은 차동형)을 채택하기도 한다. 발전기의 용량의 크기에 따라 기어단을 2~5개까지 사용한다.

이상을 고려하여 본 연구에서는 Figure 2에 보이는 9종의 기어 열을 실험 대상으로 정하였다.

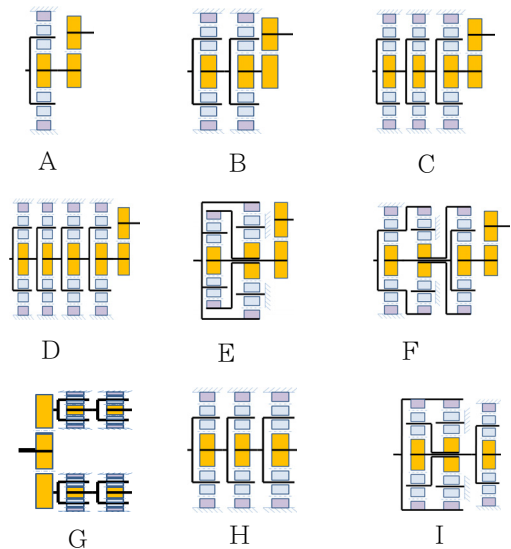


Figure 2: Gear trains for layout design

3.3 동력전달 성능

기어박스의 총중량은 기어열의 기어중량 뿐만 아니라 베어링, 케이스, 유압장치, 제동장치, 냉각장치 등이 포함된다. 정확한 중량을 얻기 위해서는 이들 부속장치들에 대한 설계 값으로부터 중량을 예측해야 정확하지만 본 연구에서는 간단하게 전체

중량을 기어트레인 중량에 비례한다고 보고 추정하였다. 최적설계 프로그램은 각 기어단의 수명시간 20년을 보장할 수 있는 신뢰를 99.9% 이상이 되도록 제한한 경우에 예측중량이 최소인 설계 값을 수록한 것이다. 예측중량은 자체적인 의미보다는 각 기어 열에 대한 상대적인 비교 값으로서의 의미를 더 갖는다. Table 2~5는 날개 끝 속도를 72 m/s로 가정한 상태에서 중량 최적화 설계 결과(예측중량, 출력밀도, 99% 수명시간, 외곽지름)를 수록한 것이다. 기어의 최대 굽힘응력은 250 ~ 270 MPa 범위 내에 있으며 기어 최대 면압응력은 550 ~ 650 MPa 범위 내에 있다.

Table 2: Simulation for design (Prediction weight)

무게 중량 모델명	Total weight of gear train (ton)							
	1	2	3	4	5	6	7	8
A	17.1	-	-	-	-	-	-	-
B	8.3	21.4	40.7	65.7	95.4	131.5	172.6	218.8
C	18.7	22.6	34.5	48.9	67.7	88.0	110.4	134.3
D	-	111.1	99.1	95.9	99.6	114.4	131.1	149.3
E	8.9	24.5	49.3	81.0	119.0	163.5	214.5	292.8
F	7.4	18.8	32.9	50.8	73.3	100.4	130.3	162.8
G	17.6	45.7	85.3	132.1	-	-	-	-
H	9.4	17.0	30.1	46.6	66.5	91.4	123.2	154.4
I	7.0	16.6	30.8	49.1	71.0	100.9	131.9	166.2

Table 3: Simulation for design (Power density)

무게 중량 모델명	Power density (kW/ton)							
	1	2	3	4	5	6	7	8
A	58.4	-	-	-	-	-	-	-
B	121.0	93.5	73.6	60.8	52.4	45.6	40.6	36.6
C	53.5	88.6	87.0	81.8	73.9	68.1	63.4	59.6
D	-	18.0	30.3	41.7	50.2	52.5	53.4	53.6
E	112.9	81.7	60.9	49.4	42.0	36.7	32.6	27.3
F	134.4	106.6	91.2	78.7	68.2	59.7	53.7	49.1
G	56.7	43.8	35.2	30.3	-	-	-	-
H	106.1	117.5	99.7	85.9	75.2	65.6	56.8	51.8
I	143.8	120.5	97.5	81.4	70.5	59.5	53.1	48.1

Table 4: Simulation for design (Life time of 99% system)

무게 중량 모델명	Life time of 99% system (yr)							
	1	2	3	4	5	6	7	8
A	25.8	-	-	-	-	-	-	-
B	28.6	24.3	22.1	21.1	20.3	23.3	22.9	23.0
C	43.6	26.1	26.1	24.2	37.3	29.9	20.5	19.8
D	-	37.0	44.1	43.9	43.8	28.9	20.7	26.5
E	25.9	20.7	24.0	23.2	22.1	21.4	21.0	20.4
F	32.6	24.3	22.1	19.6	19.0	20.9	20.6	20.1
G	22.9	18.2	15.9	15.1	-	-	-	-
H	126.2	38.9	25.7	23.1	22.1	22.6	21.6	21.0
I	27.8	24.5	21.5	21.3	20.8	21.1	20.3	20.3

Table 5: Simulation for design (outer diameter)

무게 중량 모델명	outer diameter (m)							
	1	2	3	4	5	6	7	8
A	2.1	-	-	-	-	-	-	-
B	1.5	2.0	2.4	2.7	3.0	3.3	3.6	4.2
C	1.5	2.0	2.2	2.5	2.7	3.0	3.2	3.4
D	-	2.5	2.4	2.6	2.9	3.0	3.2	3.4
E	1.4	1.9	2.5	3.1	3.5	3.8	4.3	5.0
F	1.2	1.7	1.9	2.1	2.3	2.6	2.8	2.9
G	1.9	2.7	3.2	3.7	-	-	-	-
H	1.5	1.8	2.2	2.5	2.8	3.0	3.3	3.5
I	1.4	1.8	2.1	2.5	2.7	3.0	3.2	3.5

3.3.1 기어단의 개수에 따른 출력밀도

Figure 3에 2~5단 평행축 직렬형 기어트레인 (모델 A,B,C,D)에 대한 출력밀도를 비교하였다.

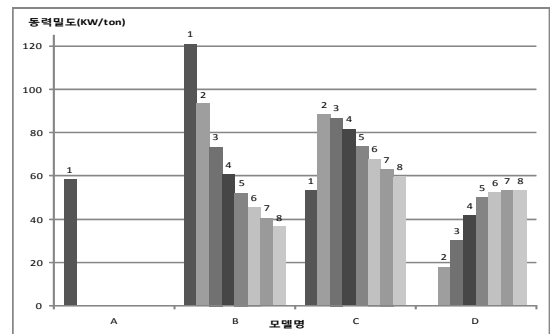


Figure 3: Power density of model A~D

모델 A는 2MW급 이상에서도 충분한 여유를 갖으며, 가장 널리 보급된 모델 B는 용량이 증가할수록 출력밀도가 낮아지며 출력범위가 4~8MW 범위보다 1~3MW 범위에서 적합함을 알 수 있다. 모델 C는 유성기어유닛 3개를 직렬로 연결한 것으로 4~8MW 범위에서 모델 B 보다 15~50% 더 높다. 5단(모델 D)은 비록 4개의 유성기어를 사용하지만 3개 사용한 모델 C보다 전체적으로 출력밀도가 낮아 비효율적이다.

한편, 연성형/평항축에 기어단을 추가하는 경우도 동일한 경향을 가지고 있기 때문에 중대형(1~3MW)에서는 3단, 초대형에서는 4단이 경량화에 유리함을 알 수 있다.

3.3.2 발전기 입력속도에 따른 출력밀도

출력밀도는 발전기입력속도(혹은 기어트레인 출력속도)의 크기에 따라 다른 결과를 얻는다는 사실이 Fig. 4에서 확인된다.

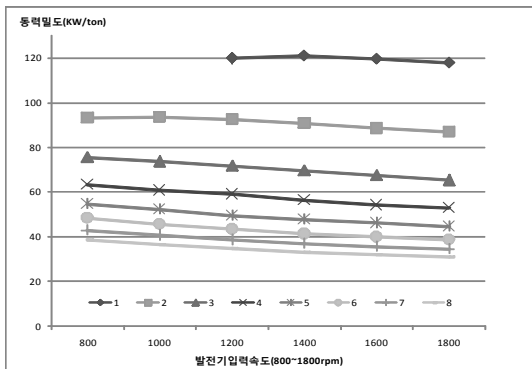


Figure 4: Input velocity and power density for model B

사용가능한 발전기 입력속도 1,000~1,800rpm에서 1MW급 모델B의 무게는 1400 rpm일 때 최소이며, 2~8MW급의 경우에는 1,000rpm일 때 중량이 최소가 된다.

그러나 사용가능한 발전기 입력속도가 1,000 rpm 이하이면 중량이 더욱 감소될 수 있다. 이러한 경향은 발전기 입력속도가 발전기 중량과 어떤 관계를 갖는지를 고려하여 적절하게 정할 필요가 있다. 현재 원활하게 운전가능한 발전기 입력속도 범위 내에서 최대동력밀도를 얻기 위한 모델 B의

설계조건은 Table 6과 같다.

Table 6: Requirements of optimum design for B model

Rated power [MW]	Rated input velocity of gear train [rpm]	Rated input velocity of wind turbine [rpm]	Total velocity ratio
1	22.9	1,400	61.1
2	17.5	1,000	57.4
3	14.8	1,000	67.4
4	13.2	1,000	75.6
5	12.1	1,000	82.6
6	11.3	1,000	88.8
7	10.6	1,000	94.4
8	10.1	1,000	99.5

Table 7에서, 모델 B를 제외한 다른 모델에서는 발전기 입력속도 1,800rpm 이상에 경량화를 위한 최적의 설계사양이 존재함을 알 수 있었다. 이 경우도 발전기 자체중량의 증가 없이 발전기의 입력속도를 1,800rpm 이상으로 높이는 것이 기술적으로 문제가 없다면 기어트레인의 중량은 더욱 축소될 수 있기 때문에 기어트레인의 구성부품 설계사양은 로터블레이드, 기어트레인, 발전기 제조업체들 간의 기술교류 및 협의를 통하여 결정되는 것이 가장 바람직하다.

Table 7: Requirements of optimum design for c~I model

Rated power [MW]	Rated input velocity of gear train [rpm]	Rated input velocity of wind turbine [rpm]	Total velocity ratio
1	22.9	1,800	78.5
2	17.5	1,800	103.4
3	14.8	1,800	121.4
4	13.2	1,800	136.1
5	12.1	1,800	148.6
6	11.3	1,800	159.8
7	10.6	1,800	169.8
8	10.1	1,800	179.1

3.3.3 연성 및 동력분기의 효과

연성형 혹은 동력분기형 모델들은 동력흐름을 나눠서 감량효과를 얻기 위해 고안되었다. 모델 E(평행축)와 모델 I(동일축)는 1,2단의 유성기어가 연성되어 1개의 폐회로를 구성한 경우이다. 모델 F는 유성기어단 3개가 연결되어 1개의 폐회로가 구성된 기어열로 차동형으로 알려진 모델이다.

모델 G는 1단에서 불기어(Bull gear)로부터 동력이 피니언의 개수(3~6개) 만큼 분기되고 각 경로에 유성기어단 2개가 직렬로 연결되고 각 가지마다 발전기가 연결된다. Figure 5에 연성 혹은 분기형 모델 E,F,G,I가 직렬형 기준 모델 B와 비교되었다.

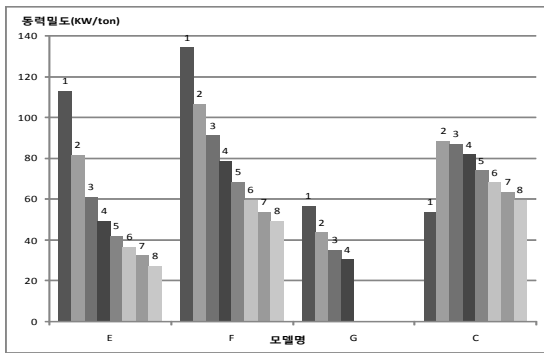


Figure 5: Power density of model E, F and G

평행축이고 3단인 연성형 모델E는 모델 B와 비슷한 결과를 보여주고 있다. 4단 연성형 모델F는 3단 직렬형 모델B에 비해 전체적으로 출력밀도가 우수하다. 따라서 동일한 연성형에서는 모델E보다는 모델 F가 더 효과적이다. 그 이유는 동력분기율이 모델 E에서는 25 : 75이나 모델 F에서는 40 : 60으로 후자가 동력분기율이 더 우수하기 때문인 것으로 사료된다. 4단 모델 F가 3단 모델 B와 비교할 때는 전반적으로 우수함을 보이고 있으나 4단 직렬형 모델C와 비교할 때는 색다른 결과가 나온다. 중대형인 1~3MW급에서는 모델 F(4단 차동형)가 모델 C(4단 직렬형)보다 우수하나 초대형인 4~8MW급에서는 모델C(4단 직렬형)가 더 우수하다. 실제로는 모델 C(4단 직렬형)가 모델 F(4단

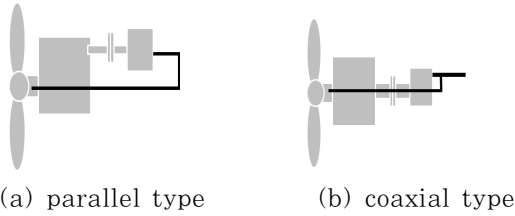
차동형)보다 초대형에서 더 유리함을 알 수 있다. 그 이유는 연성형 모델 F는 동력분배효과는 있으나 높은 증속비 요구조건에 맞추는데 모델 C보다 비능률적이기 때문에 그러한 결과가 얻어진 것으로 사료된다. 이것은 차동형이 초대형에 유리하다는 알려진 사실과는 다른 결과인데 그러나 3단 직렬형과 비교할 때는 일리가 있다. 결과적으로 차동형의 장점은 연성효과 인데, 그것은 1~3MW급에서 가장 두드러지게 보이고 있다.

Figure 5에서 동력분기형 모델G는 전체적으로 출력밀도가 낮다. 본래 모델 G는 용량이 증가할수록 출력밀도가 떨어지는 일반적인 경향성(설계 결과의 도표에서 알 수 있음.)을 보상하기 위해 시도된 것인데 효과가 없다. 그것은 1단에서의 동력분기장치로 사용된 구동기어(Bull gear) 중량 증가 효과로 인한 것으로 간주된다.

이상의 설계 모사실험을 통해서 얻어진 사실은, 연성형 모델은 분명히 감량효과가 있으나 증속비 요구조건에 잘 부합할 때만 실효를 거둘 수 있다. 즉, 연성효과는 기어단의 개수와 연계될 때 최상의 결과가 얻어진다는 것이다. 또한 1단에서 동력을 분기시키는 방식은 효과가 없음을 알 수 있다.

3.3.4 동일 축 효과

현존하는 대부분의 풍력발전시스템은 평행축 형식이다. 로터-기어트레인-발전기로 이어진 파워트레인에서 풍력발전기는 로터허브 내에 전기를 공급해야 할 필요가 있어서 생산된 전기 일부를 전기회로로 파이프를 회전축 내부에 설치하여 공급한다. 그런데 발전기에서 생산한 전기는 발전기 회전축 중심부를 통과하지 않기 때문에 기어트레인을 저속축과 고속축 2개로 구성하는 것이다. 따라서 항상 기어트레인의 마지막 단에는 헬리컬기어단이 사용된다. 헬리컬기어단은 유성기어단에 비해 출력밀도가 낮은 것으로 알려져 있다. 따라서 지금까지의 시스템과 달리 로터-기어트레인-발전기를 동일축으로 구성한다면 기어트레인 마지막 단을 헬리컬기어단으로 해야하는 필요성이 없어지고 더 나아가 기어트레인과 발전기를 한 유닛으로 통합시킬 수 있는 장점도 있다.



(a) parallel type (b) coaxial type
Figure 6: Wind turbines of parallel type and coaxial type

본 연구에서는 그러한 동일축 풍력발전시스템을 가정하고 기어트레인의 마지막 단을 헬리컬기어단 대신 유성기어단으로 구성한 모델 H,I를 고려하였다. 모델 H는 모델 B의 마지막 단을 헬리컬기어단 대신 유성기어단으로 대체한 모델로서 동일축/3단/직렬형 기어트레인이다. 모델 I는 모델 E의 마지막 단을 헬리컬기어단 대신 유성기어단으로 대체한 모델로서 동일축/3단/연성형 기어트레인이다. Figure 7은 평행축과 동일축 사이의 차이를 비교한 것이다.

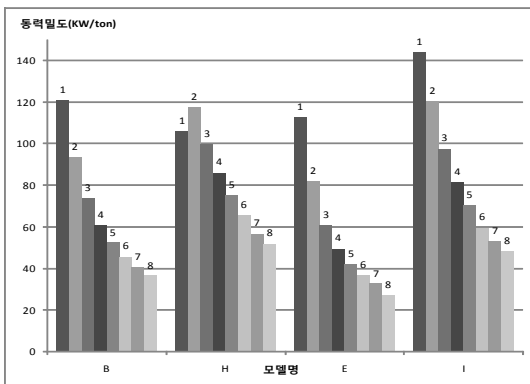


Figure 7: Power density of model B, H and E, I

모델 H는 모델 B 보다 1MW급을 제외하고는 전 영역에서 우수하다. 특히 대용량으로 갈 수록 차이가 나는데 8MW급에서 모델B 기준 대략 30% 감량효과가 있다. 연성형인 모델 I와 모델 E 사이에도 동일한 경향을 보이고 있다. 8MW급에서 모델 E 기준 대략 43% 감량효과가 있다.

3.3.5 육상용 및 해상용 기어트레인

1 ~ 3MW급은 육상용 기어트레인으로, 4 ~ 8MW

급은 해상용 기어트레인으로 볼 수 있다. 설계 모의실험 대상인 9가지 모델 중 육상용에 유리한 기어열은 동일축/3단 기어열인 모델 H,I와 차동형으로 알려진 4단 연성형인 모델 F 등이다. 그리고 해상용에는 동일축/3단/직렬형 기어열인 모델 H와 평행축/4단/직렬형 기어열인 모델 C가 유리한 것으로 나타났다. 그 다음으로 대형에 적합하다고 알려진 차동형(모델 F)이다. 이상의 결과에서 동일축 모델 H,I가 육상 및 해상 전 영역에 걸쳐 출력 밀도가 우수하게 나타났다.

4. 결 론

이상 자체 개발된 기본설계 프로그램에 의한 중량최소화 개념 설계실험을 통하여 얻게된 연구결과는 다음과 같다.

- 동력이 커질수록 출력밀도가 떨어진다. 그러나 이를 개선하기 위해 시도된 다축동력전달방식(동력 분기형 모델 G)은 복잡성의 증가를 극복할 만큼 감량효과가 크지 않음을 보였다.

- 중대형(1 ~ 3MW)에서는 3단, 초대형에서는 4단이 경량화에 유리함을 알 수 있다.

- 유성기어 2개를 서로 연성시킨 연성형(모델 E)은 동력분기율의 비균등(25:75)으로 인하여 괄목할만한 감량효과를 얻지 못하고 있다. 그런데 유성기어 3개를 서로 연성시킨 차동형(모델 F)은 동력 분기율이 40:60으로 비교적 양호하게 설계되어 1 ~ 3MW급에서는 감량효과를 보여주고 있으나 그 이상의 용량에 대해서는 4단의 다른 모델보다 출력밀도가 낮은 것으로 나타났다. 유성기어 3개를 다양하게 결합시키어 동력분기효과를 극대화하고 기어단의 개수를 시스템에 맞게 선정하면 보다 우수한 경량 기어트레인 모델이 고안될 수 있을 것으로 예상된다.

- 평행축 보다는 동일축이 경량화에 더 효과적이다. 따라서 발전기 축 중심에 전선통과 파이프를 구비한다면 시스템 경량화에 효과적임을 알 수 있다.

본 연구를 통하여 분석한 모델별 출력밀도 비교 값은 근사적 예측 값이므로 값 자체에는 큰 의미를 둘 수는 없으나 기어열 특징들을 서로 비교할 수

있어서 초경량/고신뢰성 기어트레인 설계에 결정적인 역할을 할 것으로 기대한다.

후 기

본 연구는 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 수행된 연구결과임.

참고문헌

- [1] S. Heier, R. Waddington, Grid Integration of Wind Energy Conversion System, 2nd Edition, John Wiley & Son, Ltd, pp. 111, 2006.
- [2] ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03, Standard for Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines, 2003.
- [3] AGMA 6123-A88, Design Manual for Enclosed Epicyclic Metric Module Gear Drives, 1988.
- [4] 정선모, 한동철, 표준기계설계, 동명사, pp.373, 1983.
- [5] A.J. Seebregts, L.W. Rademakers, B.A. van den Horn, "Reliability analysis in wind turbine engineering," Microelectron. Reliab. vol.35, Nos 9-10, pp. 1285-1307, 1995.
- [6] G.Bywaters, V.John, et.al., "Northern power systems windpact drive train alternative design study report", NREL/ SR-500-35524, Revised October 2004.
- [7] A.T. Birdsall, Y. Song, S.K. Lee, "Intergrated software for wind turbine gearbox design & development analysis", EWEC, pp. 147-156, 2006.
- [8] ISO 281, "Rolling bearings-Dynamic load ratings and rating life," 2000.

저 자 소 개



박노길(朴魯吉)

1955년 생, 1977년 서울대학교 기계설계학과 졸업, 1979년 한국과학기술원 대학원 기계공학과 졸업, 1988년 North Carolina State University 기계항공공학과 졸업(공학박사), 1980년 부산대학교 기계공학부 교수



이형우(李炯佑)

1966년생, 1991년 부산대학교생산기계공학과 졸업, 1999년 부산대학교 대학원 생산기계공학과 졸업(공학박사) 2007년 부산대학교 기계공학부 기계기반융합부품소재인재양성센터 교수