

풍력 발전기용 증속기의 유연 핀이 수명에 미치는 영향 연구[§]

박영준* · 이근호*[†] · 남용운* · 김정길*

* 한국기계연구원

Influence of Flexible Pin for Planets on Service Life of Wind Turbine Gearboxes

Young-Jun Park*, Geun-Ho Lee*[†], Yong-Yun Nam* and Jeong-Kil Kim*

* Korea Institute of Machinery and Materials

(Received May 20, 2011 ; Revised July 9, 2012 ; Accepted July 11, 2012)

Key Words: Wind Turbine Gearbox(풍력발전기용 증속기), Planetary Gear Train(유성기어열), Load Distribution (하중 분배), Flexible Pin(유연 핀), Planet Spindle(유성 축)

초록: 풍력발전기용 증속기의 유성기어열에서 한단 지지 캐리어에 유연 핀을 적용하여 유성 축과 유연 핀의 변형에 의한 자기 정렬 효과가 증속기 유성기어열의 수명에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였다. 유성기어열의 하중 분배 효과를 분석하기 위하여 오일러 이론과 상용 프로그램을 이용하였다. 풍력 발전기용 증속기에 한단 지지 캐리어와 유연 핀이 사용됨에 따라 유성기어의 미스얼라인먼트, 치면 하중분포 계수 및 요구수명이 만족할 만한 성능 향상을 가져왔으며, 특히 요구수명에 있어서 증속기가 요구하는 20년 보증 수명을 만족하는 것으로 확인되었다.

Abstract: An overhung mounted carrier with flexible pins is applied to the planetary gear train of a wind turbine gearbox to investigate the influence of the self-aligning effect by means of the deflection of the planet spindle and the flexible pin on the lifetime of the planet gear for a wind turbine gearbox. To analyze the load distribution of planet gears, both Euler theory and commercial software are employed. By applying an overhung mounted carrier with flexible pins in the wind turbine gearbox, we can improve the misalignment performance, face load factor, and service life of the planet gears. In particular, it was confirmed that a service life of more than 20 years could be realized for wind turbine gearboxes by applying a flexible pin to the overhung mounted carrier.

- 기호설명 -

b : 치폭
 d_1 : 피니언의 기준원
 E : 탄성 계수
 F : 집중 하중
 F_m : 평균 접선 하중
 F_t : 접선 하중
 I : 면적 관성 모멘트
 K_A : 적용 계수
 $K_{F\alpha}$: 굽힘 응력에 대한 정면 하중 계수

$K_{F\beta}$: 굽힘 응력에 대한 치면 하중 계수
 $K_{H\alpha}$: 접촉 응력에 대한 정면 하중 계수
 $K_{H\beta}$: 접촉 응력에 대한 치면 하중 계수
 K_V : 동하중 계수
 L : 빔의 길이
 m_n : 정면 모듈
 M : 모멘트
 $S_{F\min}$: 굽힘 응력에 대한 최소 안전 계수
 $S_{H\min}$: 접촉 응력에 대한 최소 안전 계수
 u : 기어비
 w : 빔에 작용하는 분포 하중
 Y_F : 치형 계수
 Y_S : 응력 수정 계수
 Y_β : 굽힘에 대한 비틀림각 계수

§ 이 논문은 2011년도 대한기계학회 신뢰성부문 춘계학술대회 (2011. 5. 19.-20., 서울과학기술대학교) 발표논문임.

† Corresponding Author, ghlee762@kimm.re.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

Y_{ST}	: 기준 시험 기어에 대한 응력 수정 계수
Y_{NT}	: 굽힘에 대한 수명 계수
$Y_{\delta relT}$: 상대 노치 민감도 계수
Y_{RrelT}	: 상대 표면 상태 계수
Y_X	: 굽힘에 대한 치수 효과 계수
Z_B	: 피니언에 대한 한쌍 이 물림 계수
Z_H	: 영역 계수
Z_E	: 탄성정수 계수
Z_β	: 접촉에 대한 비틀림각 계수
Z_ϵ	: 접촉에 대한 물림률 계수
Z_{NT}	: 접촉에 대한 수명 계수
Z_L	: 윤활 계수
Z_V	: 속도 계수
Z_R	: 표면 거칠기 계수
Z_W	: 가공 경화 계수
Z_X	: 접촉에 대한 치수 효과 계수
δ	: 빔의 처짐량
σ_F	: 이뿌리의 굽힘 응력
σ_{FP}	: 허용 굽힘 응력
σ_{Flim}	: 공칭 굽힘 응력값
σ_H	: 접촉 응력
σ_{HP}	: 허용 접촉 응력
σ_{Hlim}	: 공칭 접촉 응력값

1. 서 론

최근 풍력발전산업이 신재생 대체에너지로 부각됨에 따라 풍력발전기의 신뢰성과 수명에 대한 중요성이 증가되고 있다. 또한, 풍력발전기의 대형화와 장수명화는 핵심 구성요소인 증속기(gearbox)의 대형화와 20년 이상의 수명을 요구하게 되었다. 증속기의 요구 수명을 확보하는 것은 현재 풍력발전기의 신뢰성 확보 측면에서 꼭 해결해야 할 난제 중에 하나이며, 그에 대한 활발한 기술 개발이 진행되고 있다.⁽¹⁻³⁾

풍력발전기용 증속기에는 주로 유성기어열이 사용되며, 이는 내접과 외접 물림이 동시에 일어나고, 각 유성기어들의 맞물림 상태가 서로 다르며, 위상차가 존재하기 때문에 다수의 유성기어에서 전달 동력과 하중이 균일하지 않게 분할되어 특정 유성기어에 집중적으로 작용할 수도 있다.^(4,5)

일반적인 유성기어열에서 유성기어를 고정하기

위해서 사용하는 캐리어에는 양단 지지(straddle mount) 방식과 한단 지지(overhung mount) 방식이 있다. 현재까지 풍력발전기용 증속기에는 양단지지 캐리어가 많이 사용되고 있으며, 최근 들어 증속기의 소형화 및 경량화를 위하여 한단 지지 캐리어의 사용을 검토하고 있다.

양단 지지 캐리어는 캐리어의 강도와 축 변형에서 한단 지지 캐리어보다 우수하지만, 증속기의 부피와 무게가 증가하고, 생산 단가가 높으며 가공과 조립이 쉽지 않은 단점이 있다. 반면, 한단 지지 캐리어는 이러한 양단 지지 캐리어의 단점을 극복하여 유성기어의 개수를 최대한 많이 하여 동력 분할에 이점이 있으며, 동력 분할에 의한 동력 밀도(power density)를 크게 하여 증속기 부피도 감소시킬 수 있을 뿐만 아니라 제작 단가도 낮출 수 있다. 이러한 한단 지지 캐리어의 구조적인 특성은 풍력발전기용 증속기의 요구조건을 만족시켜서 증속기의 소형 및 경량화를 가능하게 해 준다. 그러나 한단 지지에 의한 유성 축의 심한 변형은 유성기어의 큰 미스얼라인먼트(misalignment)를 야기하며, 이는 기어의 접촉 영역을 감소시켜 접촉 응력과 굽힘 응력을 증가시키고, 기어의 수명을 단축시키는 영향을 가져올 수 있다.⁽⁴⁾

이러한 한단 지지 캐리어의 장점은 유지하면서 단점을 보완하기 위하여 증속기 유성 축에 유연 핀을 적용하여 유성기어의 하중 분할 및 분배를 균일하게 하여 기어와 베어링의 수명을 향상시킬 수 있는 기술이 개발되었으며, 이에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다.⁽⁴⁾

따라서 본 연구에서는 풍력발전기용 증속기의 유성기어열에서 한단 지지 캐리어에 유연 핀을 적용하여 유성 축과 유연 핀의 변형에 의한 자기 정렬(self-aligning) 효과가 증속기 유성기어열의 수명에 미치는 영향에 대해서 살펴보았다. 또한, 오일러 이론(Euler theory)과 상용 소프트웨어를 이용하여 유성기어열의 하중 분배 효과를 이론적으로 분석하였다.

2. 유성기어열의 특징

2.1 유성기어열의 구조

유성기어열은 Fig. 1 과 같이 선기어, 유성기어, 링기어, 캐리어로 구성되며, 풍력발전기용 증속기의 경우, 캐리어를 통하여 입력된 토크는 3 개 이상의 유성기어에 의해 하중 분할이 이루어진 후 선기어를 통하여 출력 토크가 전달된다. 그러므로

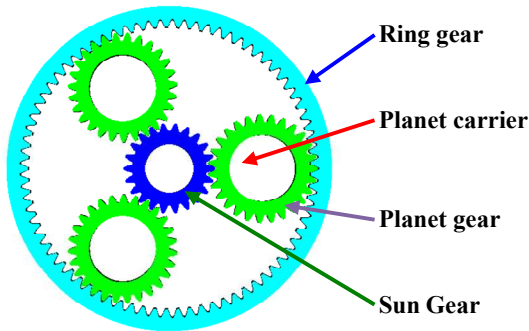


Fig. 1 Configuration of planetary gear train



Fig. 2 Configuration of straddle mounted carrier



Fig. 3 Configuration of overhung mounted carrier

동력 밀도가 크고, 소형/정량의 설계가 가능하며, 기어의 크기가 작아짐에 따라 소음과 효율에 큰 영향을 미치는 피치 선속도가 감소하여 소음과 효율 측면에서도 유리하다.

2.2 캐리어

큰 하중이 작용하는 유성기어열에는 Fig. 2 와 같은

양단 지지 캐리어가 주로 사용되며, 작은 하중이 작용할 때에는 Fig. 3 과 같은 한단 지지 캐리어가 주로 사용된다.

양단 지지 캐리어는 균일한 하중 분할과 분배를 위하여 토크에 의한 유성축의 미스얼라인먼트를 최소화하여야 하므로 캐리어의 회전 강성(stiffness)을 높이기 위해 2 개의 디스크(disk)를 강성이 큰 연결봉(lug)으로 연결한다. 그러므로 동력 분할을 위한 유성기어의 개수가 제한되고, 캐리어의 크기가 커지며, 제작상의 가격 증대가 발생한다. 반면, 한단 지지 캐리어는 1 개의 디스크로 구성되어 있으므로 가공, 조립이 용이하나, 기어의 물림 하중에 의한 유성 축의 처짐(deflection)이 양단지지 캐리어와 비교하여 매우 커진다.^(6,7)

2.3 유연 핀

유성기어열에서 균일한 하중 분할을 구현하기 위하여 기술에는 플로팅(floating) 기술, 유연 링기어(flexible ring gear) 기술과 유연 핀 기술이 있다. 플로팅 기술은 선기어, 캐리어, 링기어 중에서 2 개 요소를 측면 방향(lateral direction)으로 고정하고, 나머지 1 개 요소는 측면 방향으로 자유롭게 움직일 수 있도록 하여(floating) 하중 분할을 균일하게 유지한다. 유연 링기어 기술은 링기어가 변형되기 쉽게 제작하여 링기어의 유연성(flexibility)을 이용하여 균일한 하중 분할을 유지한다. 위에서 언급한 2 개의 기술은 캐리어의 형태에 상관없이 적용이 가능하다.⁽⁶⁾

유연 핀을 적용하면 한단 지지 캐리어를 사용할 수 있다. 유연 핀의 적용은 하중을 받은 기어에 의한 유성 축의 처짐이 불균일한 하중 분할의 원인이 되는 제작 오차보다 매우 크기 때문에 균일한 하중 분할을 가능하게 한다. Fig. 4 에서 일정한 하중이 기어 이에 작용할 때 유성 축과 연결된 유연 핀의 끝 부위에 크기는 같고, 방향이 반대인 모멘트가 발생한다. 그래서 유성 축의 변형이 생기며 유연 핀에 장착된 유성기어는 평행을 유지하게 된다. 유연 핀은 실제로 두 평면에서 변형이 발생하는데, 하나는 반경 방향이며, 다른 하나는 접선 방향이다. 이 두 평면에 의한 유연 핀의 변형이 유성기어의 자기 정렬(self-alignment) 효과를 가져온다.⁽⁴⁾

이러한 유성 축과 유성 핀의 변형으로 인하여 유성기어에 작용하는 치면 하중 분포가 균일하게 되며, 이것은 기어의 강도와 수명을 높이고 동력 전달 효과를 증가시킨다.

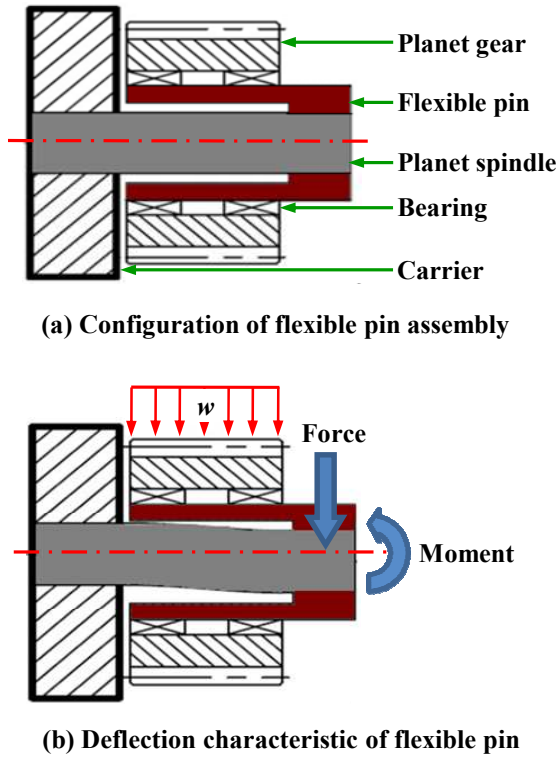


Fig. 4 Configuration and deflection characteristic of flexible pin assembly

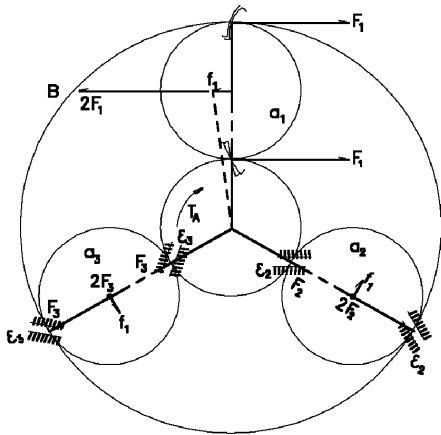


Fig. 5 Analysis of gear mesh forces on planet gears

선기어와 링기어 사이의 유성기어는 유성 축과 유연 핀에 의해 캐리어에 조립된다. 유연 핀의 작용 하중은 Fig. 5 와 같이 유성기어의 물림을 기구학적으로 분석하여 계산하였다. 여기서 유성기어에 작용하는 반경방향 하중은 크기는 같고 방향이 반대이므로 서로 상쇄되는 것으로 고려하였고, 접선방향 하중은 크기와 방향이 모두 같으므로 2F_t를 유연 핀에 작용하는 하중으로 고려하였다.

2.4 캐리어 구조에 의한 오일러 이론 정리

유연 핀과 유성 축의 적용 방식에 따른 처짐을 분석하기 위하여 오일러 이론을 적용하였다.⁽⁸⁾ 식 (1)은 한단 지지 캐리어에 의한 유성 축의 처짐량을, 식 (2)는 한단 지지 캐리어에 의한 유연 핀의 처짐량을, 식 (3)은 양단 지지 캐리어에 의한 유성 축의 처짐량을 나타낸 것이다.

$$\delta_{max} = \frac{w_0 L^4}{8 EI} \tag{1}$$

$$\delta_{Total} = \frac{FL^3}{3EI} - \frac{ML^2}{2EI} \tag{2}$$

$$\delta_{max} = \frac{5 w_0 L^4}{384 EI} \tag{3}$$

3. 기어 수명 추정의 이론적 배경

3.1 기어의 강도 평가^(9,10)

3.1.1 굽힘 강도

굽힘 강도는 기어 치면에 수직으로 작용하는 반복 하중에 의하여 이뿌리 위험 단면에서의 이의 절손(breakage)과 관련된 부하 용량으로서, 굽힘 강도의 평가는 ISO 6336-3 을 이용하여 수행하였다. 풍력발전기용 증속기는 굽힘 강도에 대해서 ISO 기준 1.56 이상의 안전 계수(safety factor)를 요구한다.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \tag{4}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{R relT} Y_X \tag{5}$$

3.1.2 면압 강도

치면에 작용하는 접촉응력이 허용 한도를 넘으면 반복 하중에 의한 피로 현상인 피팅(pitting)이 발생하여 치면이 손상된다. 면압 강도는 파괴적 피팅이 발생하지 않을 응력 상태에 대한 지표로서 진행성 피팅에 대한 안전도를 주기 위하여 규정한 부하 용량이다. 면압 강도에 대한 평가는 ISO 6336-2 를 이용하여 수행하였다. 풍력발전기용 증속기는 면압 강도에 대해서 ISO 기준 1.25 이상의 안전 계수(safety factor)를 요구한다.

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta Z_B \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \tag{6}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_{NT}}{S_{H\min}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (7)$$

치면 하중분포 계수, $K_{H\beta}$ 는 기어 치폭에 걸친 불균일한 하중 분포가 치면 응력 분포에 미치는 영향을 고려한 것으로 기어 강도 평가 및 기어 수명에 영향을 미치는 가장 중요한 인자이다. 치폭을 따라 형성되는 하중 분포는 기어의 탄성 변형, 제작 및 조립 오차, 열적 변형과 같은 많은 요인들의 영향을 받는다. 이들 인자의 악영향을 감소시키는 방법으로 치형 수정과 리드 수정이 있다. 적절한 치형 수정으로 기어 이의 하중 전달 능력을 향상시키고 소음을 감소시킬 수 있다. 리드 수정은 하중이 작용할 때 기계적인 변형을 보상하여 기어 치면을 따라 작용하는 하중 분포를 개선해준다. 치면 하중 분포계수는 ISO 6336-1 을 이용하여 단위 치폭당 최대하중과 단위 치폭당 평균 하중으로 계산되며, 계산식은 식 (8)과 같다.

$$K_{H\beta} = \frac{(F/b)_{\max}}{F_m/b} \quad (8)$$

3.2 S-N 곡선

기어의 피로수명 예측을 위해서는 기어의 S-N 곡선이 반드시 필요하다. 기어의 S-N 곡선은 표준 기준 시험 기어(standard reference test gear)를 이용하여 피로 시험에서 얻은 응력값(허용 굽힘 응력, 허용 접촉 응력)에 대상 기어에 따른 여러 가지 변수의 영향, 즉 크기효과, 하중형태 효과, 표면처리효과, 응력집중효과 등을 고려해서 수정하여 사용할 수 있으며, 고장 모드에 따라 이뿌리 굽힘 응력에 대한 것과 치면 접촉 응력에 대한 것이 있다.

이뿌리 굽힘에 의한 허용 응력은 기준 시험 기어를 이용한 펄세이터(pulsator) 시험을 이용하여 얻을 수 있으며, 기어 이뿌리 부위의 부분 또는 전체 절손(breakage)이 발생할 때 시험 기어의 파손으로 간주한다. 치면 접촉에 의한 허용 응력은 지정된 사이클 반복 횟수에 대하여 진행성 피팅(pitting)을 발생하지 않고 버틸 수 있는 접촉 압력으로, 전경화된 기어의 전체 작용 치면 면적의 2%, 또는 표면 경화 기어의 전체 작용 치면 면적의 0.5%, 또는 하나의 작용 치면 면적의 4%의 피팅으로 손상될 때 시험 기어의 파손으로 간주한다.

Fig. 6 은 증속기 1 단 유성기어열에서 링기어(material: 34CrNiMo6)의 굽힘 응력에 대한 S-N 곡선을 나타낸 것이다

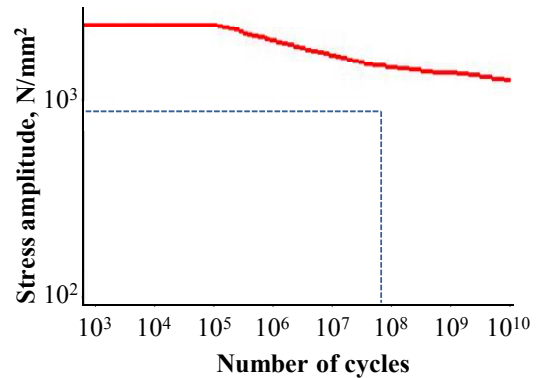


Fig. 6 S-N curve of ring gear under bending stress mode

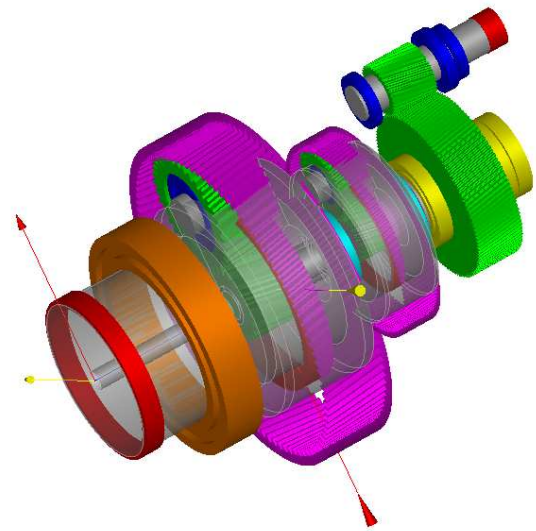


Fig. 7 Model of 2MW wind turbine gearbox

4. 유성기어열 해석

4.1 풍력발전기용 증속기

유연 핀 적용에 따른 증속기 기어 수명을 예측하기 위하여 Fig. 7 과 같이 전형적인 형태(Conventional type)의 2MW 급 풍력 발전기용 증속기를 상용 소프트웨어를 이용하여 모형화하였다.⁽¹¹⁾ 기어 수명 예측에 사용된 증속기는 2 단의 유성기어열(simple type)과 1 단의 평행축 기어열로 구성되어 있으며, 블레이드 로터를 통해 전달된 동력이 캐리어로 입력되어 선기어로 출력되는 구조이다.

4.2 유성 축과 유연 핀의 처짐 해석

Fig. 8 - 10 은 캐리어의 형태에 따른 유성 축과 유연 핀의 처짐 해석 결과이다. 또한, Table 1 은

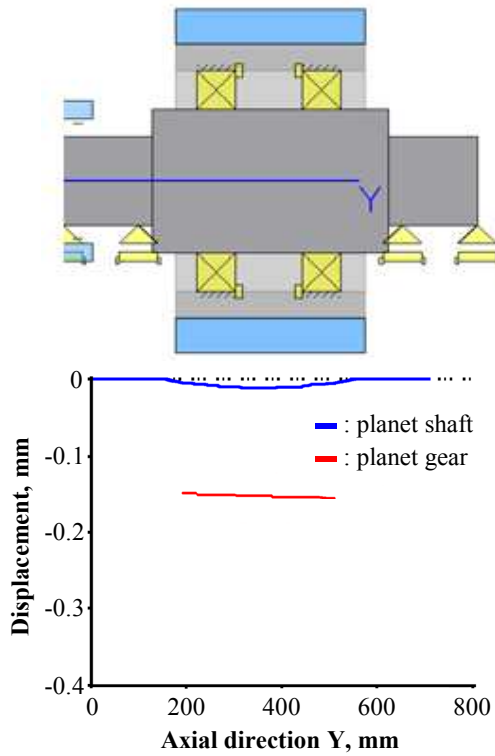


Fig. 8 Deflection of planet spindle with straddle mounted carrier under the normal load

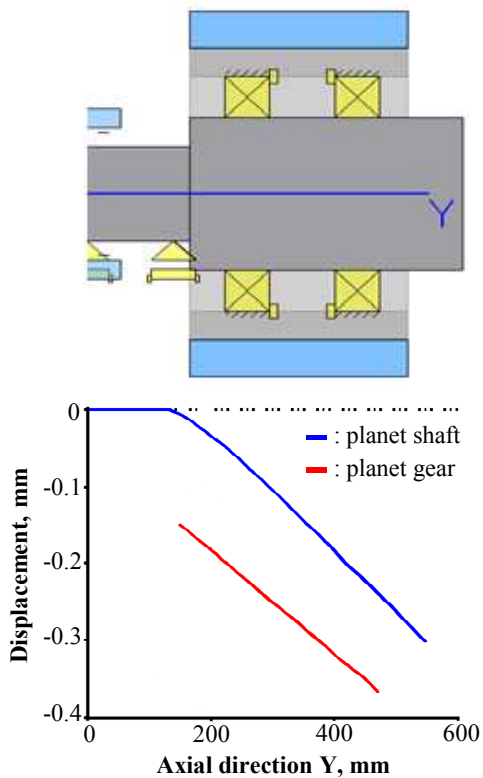


Fig. 9 Deflection of planet spindle with overhung mounted carrier under the normal load

Table 1 Comparison of deflection according to structure of carrier with/without flexible pin

		Euler, mm	KISSsoft, mm
Overhung mounted	Only planet spindle	0.34	0.335
	Planet spindle & flexible pin	0.072	0.083
Straddle mounted		0.035	0.0346

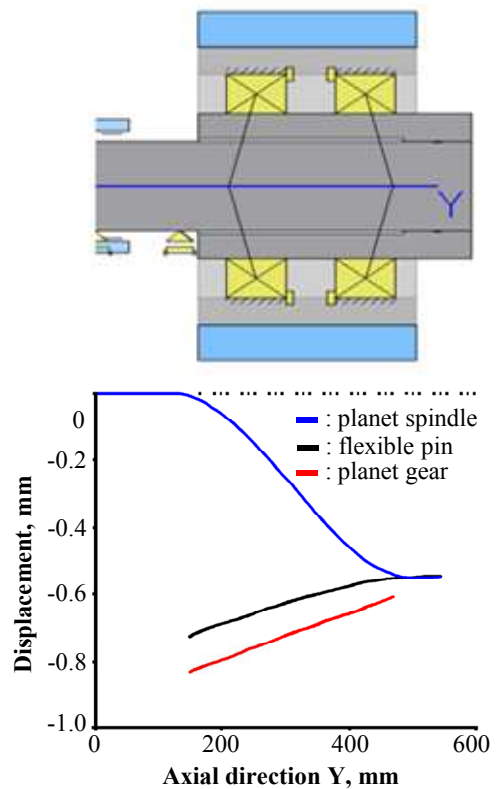


Fig. 10 Deflection of planet spindle and flexible pin with overhung mounted carrier under the normal load

유성 축과 유연 핀의 지지 구조에 따른 처짐을 오일러 이론을 적용하여 계산한 결과와 상용 소프트웨어를 이용한 결과로 비교하여 나타내었다.

Fig. 8 과 9 를 비교해 보면, 양단 지지 캐리어의 유성 축보다 한단 지지 캐리어의 유성 축이 동일 하중에 대하여 처짐이 훨씬 큰 것을 확인할 수 있었다. Fig. 8 - 10 에서 유성기어의 위치를 살펴 보면, 양단 지지 캐리어를 사용한 경우, 유성 축의 처짐이 크지 않기 때문에 유성기어도 수평을 유지하고 있지만, 한단 지지 캐리어에 유성 축만 사용한 경우, 유성 축의 처짐과 같은 형태로 유성기어가 기울어져 있음을 알 수 있었다. 이와 같이 유성 축의 변형에 의해 유성기어가 기울어져

Table 2 Comparison of face load factor according to structure of carrier with/without flexible pin

		$K_{H\beta}$
Overhung mounted	Only planet spindle	1.97
	Planet spindle & flexible pin	1.45
Straddle mounted		1.15

Table 3 Comparison of lifetime of planet gear according to structure of carrier with/without flexible pin

		Minimum life, hours
Overhung mounted	Only planet spindle	941.9
	Planet spindle & flexible pin	298,171.6
Straddle mounted		∞

기어의 미스얼라인먼트가 발생하며, 기어 치면의 한쪽 방향으로 물림이 집중되는 현상이 발생하여 치면에 불균일한 하중 분포가 일어나게 된다. 반면, 한단 지지 캐리어에 유성 축과 유연 핀을 사용한 경우, 유성 축만을 사용한 경우에 비해 미스얼라인먼트가 매우 작아짐을 확인할 수 있었다.

위에서 제시한 해석 결과를 토대로 양단 지지 캐리어를 사용하는 것이 한단 지지 캐리어를 사용하는 것에 비하여 유성기어의 미스얼라인먼트 발생에 있어서 매우 유리하다는 결론을 내릴 수 있다. 그러나 양단 지지의 캐리어를 사용하는 것보다 한단 지지 캐리어를 사용하면서 유연 핀을 활용하는 것이 유성기어의 개수를 늘려 증속기의 동력 밀도를 향상시킬 수 있고, 가공/제작의 편의성과 생산 단가에서 훨씬 큰 이득이 있을 것으로 생각된다.

4.3 치면 하중분포 계수

Table 2 는 식 (8)을 이용하여 계산한 캐리어, 유성 축과 유연 핀의 구조에 따른 치면 하중 분포 결과를 나타낸 것이다. 한단 지지 캐리어를 사용한 경우, 유연 핀의 사용 유무에 따른 치면 하중 분포 계수의 크기는 큰 차이를 보였으며, 유연 핀을 사용했을 때 상대적으로 작은 하중 분포 계수가 나타났다. 즉, 유연 핀의 사용으로 기어 치면에 대한 하중 분포의 균일함이 증가했음을 알 수 있었다.

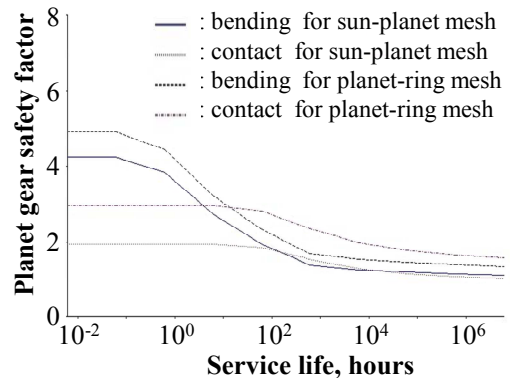


Fig. 11 Variation of gear safety factor of planet gear with respect to service life

4.4 유성기어의 수명 예측

표준 기어에 대한 S-N 곡선을 이용하여 유성기어 수명을 Table 3 에서와 같이 예측하였다. 이 때, 기어 수명은 굽힘 강도와 면압 강도의 최소 안전 계수가 1.56 과 1.25(ISO 규격 기준)일 때를 기준으로 계산하였다. 유성 핀을 적용하였을 때 S-N 곡선상에서 굽힘 강도와 면압 강도의 최소 안전 계수에 해당하는 유성 기어 수명은 각각 9.98×10^8 사이클(303,000 시간), 9.82×10^8 사이클(298,000 시간)이다. 이 때, 유성 기어의 회전 속도는 54.9 rpm 이다.

유성 축과 유연 핀을 사용하게 되면 유성 축만을 사용했을 때보다 약 300 배 이상의 수명 증가 효과를 가져올 수 있었으며, 이 시간은 풍력발전기용 증속기가 요구하는 20년 보증시간인 175,200 시간보다도 훨씬 크므로 양단지지 캐리어를 대체하는데 충분하다고 판단된다. Fig. 11 은 유성기어의 요구 수명에 따른 기어의 굽힘 강도 및 면압 강도에 대한 안전계수의 변화를 나타낸 것이다.

5. 결 론

본 연구는 풍력발전기용 증속기의 유성기어열에서 캐리어의 종류와 유연 핀의 유무에 따라 유성기어의 자기 정렬 효과, 치면 하중분포 계수 및 기어의 요구수명에 대하여 비교 분석하였다.

풍력발전기용 증속기의 유성기어열에 한단 지지 캐리어와 함께 유연 핀이 적용되면 유연 핀에 의한 유성기어의 자기 정렬 효과가 발생한다. 이는 유성기어의 미스얼라인먼트를 감소시키며, 기어 치면의 하중분포 특성을 향상시켜 준다. 이렇게 됨으로서 기어의 요구 수명을 연장시킬 수 있으며,

증속기가 요구하는 20 년 보증 수명을 만족하는 것으로 확인되었다. 즉, 한단 지지 캐리어와 유연 핀의 적용으로 증속기의 요구 수명을 만족시킬 수 있을 뿐만 아니라 부피와 무게 감소, 생산 단가 인하, 가공/제작/조립의 용이성 등 많은 이점이 발생할 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 2010 년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 2008NWD12P0230102009)

참고문헌

- (1) Lee, G. H., Park, Y. J., Kim, J. K., Yim, J. G., Nam, Y. Y. and Chong, T. H., 2009, "An Optimal Design for MW-Class Wind Turbine Gearboxes based on their Structural Characteristics," *Proceedings of WWEC2009, 8th World Wind Energy Conference and Exhibition*, pp. 101~109.
- (2) Park, N. K. and Lee, H. W., 2010, "An Investigation on the Characteristics of Gear Trains of Wind Turbines", *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 34, No. 6, pp. 806~815.
- (3) Spinato, F., Tavner, P., Bussel, G. and Koutoulakos, E., 2009, "Reliability of wind turbine subassemblies," *IET Renewable Power Generation*, Vol. 3, Issue 4, pp. 1~15.
- (4) Hicks, R., Cunliffe, F. and Giger, U., 2004, "Optimized Gearbox Design for Modern Wind Turbines," *ORBITAL2 LTD*, Wales, UK.
- (5) Lee, K. H., Lee, G. H., Park, Y. J. and Nam, Y. Y., 2008, "Study on Compactness of Gearbox for Wind Turbine using Flexible Pin," *Proceedings of KSNRE Autumn Conference*. pp. 339 ~ 342.
- (6) American Gear Manufacturers Association(AGMA), 2006, *Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives*, ANSI/AGMA 6123-B06.
- (7) Cheon, G. J. and Oh, J. K., 2003, "Influence of Manufacturing and Assembly Errors on the Static Characteristics of Epicyclic Gear Trains," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 27, No. 9, pp. 1595~1606.
- (8) Gere, James M., 2004, *Mechanics of Materials 6TH Edition*, GENGAGE Learning Korea, pp. 600~610.
- (9) International Organization for Standardization(ISO), 2007, *Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears*, ISO 6336-(1:6).
- (10) Kim, J. K., Park, Y. J., Lee, G. H. and Song, J. S., 2010, "Gear Tooth Surface Load Analysis of Pitch Reducer for Wind Turbine Generator," *Proceedings of KWEA Autumn Conference*, pp. 277~281.
- (11) KISSsoft AG, 2008, *User Manual*, Switzerland.