

# 베어링 내부 틈새가 풍력발전기용 피치 감속기의 하중 분포와 하중 분할에 미치는 영향 분석

김정길<sup>+</sup>, 박영준<sup>+</sup>, 이근호<sup>+</sup>, 김재훈<sup>\*</sup>

(Manuscript received: Sep, 17, 2012 / Revised: Oct, 16, 2012 / Accepted: Oct, 24, 2012)

## Effects of Bearing Internal Clearance on the Load Distribution and Load Sharing in the Pitch Reducer for Wind Turbines

Jeong-Kil Kim<sup>+</sup>, Young-Jun Park<sup>+</sup>, Geun-Ho Lee<sup>+</sup>, Jae-Hoon Kim<sup>\*</sup>

### Abstract

The pitch reducer consists of several planetary gearsets, and they should have good load distribution over gear tooth flank and load sharing among the planets to improve the durability. This work investigates how bearing internal clearances influence both the load distribution over the gear tooth flank and the planet load sharing. A whole system model is developed to analyze a pitch reducer. The model includes non-linear mesh stiffness of gears, non-linear stiffness of bearings. The results indicate that the face load factor and mesh load factor decrease, and the fatigue life of output shaft bearings increase as bearing internal clearances of output shaft decrease. Therefore, the internal clearance of output shaft bearing must be considered when designing the pitch reducer for wind turbines.

**Key Words :** Wind turbine(풍력발전기), Pitch reducer(피치 감속기), Load distribution(하중 분포), Load sharing(하중 분할), Gear mesh misalignment(기어 물림 미스얼라인먼트), Bearing(베어링)

## 1. 서론

풍력발전기용 피치 감속기는 풍력발전기의 출력 제어를 위해 피치 시스템에서 블레이드를 회전시켜주는 역할을 하며, 20년 이상의 수명, 소형화 및 경량화와 저소음 등의 요구 조건을 만족시키기 위하여 주로 유성기어세트를 사용한다. 유성기어세트는 3~4 개의 유성기어에 의해 입력 토크가 분할되어 전달되므로 소형/경량화 설계가 가능하다.

풍력발전기용 피치 감속기의 요구 수명을 만족시키기 위한

가장 중요한 설계 인자는 기어 치면의 하중 분포와 유성기어간의 하중 분할이다. 유성기어세트의 경우, 기어에 작용하는 하중이 치면에 균일하게 분포되고, 다수의 유성기어에 작용하는 하중이 균일하게 분할되어야 기어의 수명이 증가한다<sup>(1,2,3)}</sup>.

본 연구에서는 풍력발전기용 피치 감속기의 출력축 베어링 내부 틈새가 기어 하중 분포와 하중 분할에 미치는 영향을 비교 분석하였다. 즉, 출력축 베어링의 반경방향 내부 틈새(radial internal clearance, RIC)의 크기 변화에 따른 기어 치면에서의 하중 분포, 유성기어에 작용하는 하중 분할과 출력축 베어링의

<sup>+</sup> 한국기계연구원 기계시스템안전연구본부

<sup>\*</sup> 교신저자, 충남대학교 기계설계공학과

주소: 대전광역시 유성구 궁동 220

✉ Corresponding Author E-mail: kimjhoon@cnu.ac.kr

수명 변화를 분석하였으며, 기어와 베어링의 수명을 연장시키기 위한 베어링의 내부 틈새를 제시하였다.

## 2. 풍력발전기용 피치 감속기 모델

### 2.1 피치 감속기의 구조

피치 감속기는 2.5MW 풍력발전기용 기어박스로서, Fig. 1과 같이 3단으로 구성되어 있다. 각각의 유성기어세트는 선기어, 유성기어, 링기어 및 캐리어로 구성되며, 선기어를 통하여 입력된 동력이 3 개의 유성기어에 의해 하중 분할이 이루어진 후 캐리어를 통하여 출력 동력이 전달되며, 링기어는 고정이다.

### 2.2 피치 감속기 모델

피치 감속기는 Fig. 2와 같이 기어, 축, 베어링, 캐리어 및 하우징 등 감속기를 구성하는 모든 요소를 고려하여 모델링되었다.

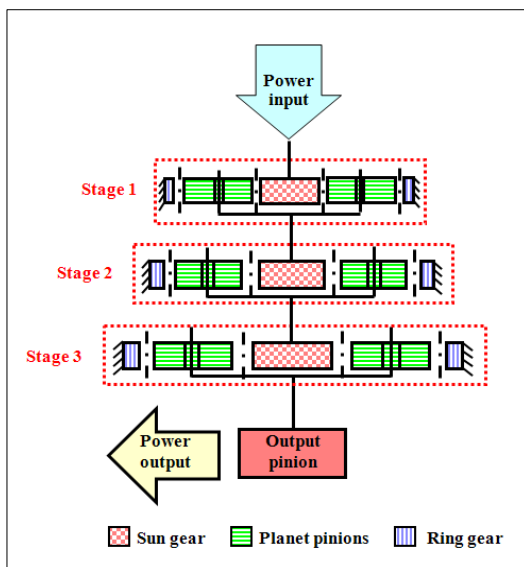


Fig. 1 Structure of pitch reducer for 2.5MW wind turbine

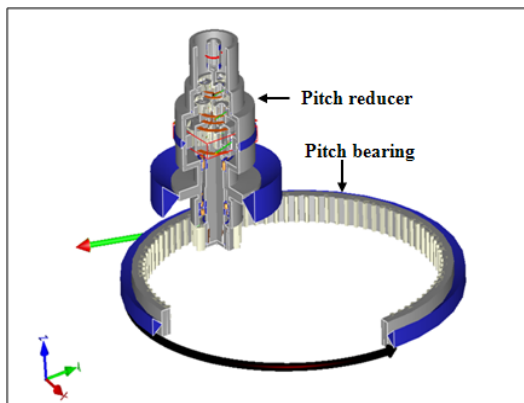


Fig. 2 Entire model of pitch reducer used in this study

다. 기어는 이수, 모듈, 치폭, 비틀림각, 압력각, 중심거리 및 전위계수 등과 같은 매크로 지오메트리(macro-geometry) 뿐만 아니라 크라운링(crowning), 치형 수정 등과 같은 마이크로 지오메트리(micro- geometry)도 모사하였고, 기어 접촉 해석을 위하여 비선형 물림 강성(non-linear mesh stiffness)이 고려되었다. 구름 베어링은 하중에 따라 베어링의 변형량이 변동될 수 있도록 비선형 강성으로 모델링하였다. 즉, 베어링에 작용하는 하중이 변화함에 따라 베어링의 강성도 변화하며, 이것은 전체 감속기 변형을 예측하는데 있어서 매우 중요하다<sup>(4,5,6,7)</sup>.

### 2.3 피치 감속기의 출력축

피치 감속기의 출력축은 Fig. 3과 같이 구면 롤러 베어링(Spherical Roller Bearing, SRB)과 원통 롤러 베어링(Cylindrical Roller Bearing, CRB)의 조합으로 구성되어 있다. 피치 감속기의 하중 분포 및 하중 분할 해석에 사용된 베어링의 품번과 동정격 하중(dynamic capacity)은 각각 다음과 같다. 구면 롤러 베어링의 품번은 22224이며, 동정격 하중은  $5.52 \times 10^5$  N을, 원통 롤러 베어링의 품번은 NU2220EC이며, 동정격 하중은  $3.36 \times 10^5$  N이다. 베어링의 내부 틈새는 Table 1과 같다.

## 3. 풍력발전기용 피치 감속기 해석

### 3.1 기어 물림 미스얼라인먼트 해석

기어 물림 미스얼라인먼트,  $F_{\beta x}$ 는 제작오차, 축변형, 베어링의 틈새, 하우징의 변형을 고려하여 기어 물림의 작용선(line of action)에서 계산하였다.  $F_{\beta x}$ 이 작으면 작용수축 기어 물림의 하중 분배가 균일함을 의미한다. Z축을 기준으로  $F_{\beta x}$ 이 (+)이면 기어 물림이 치폭의 왼쪽에, (-)이면 오른쪽에 발생함을 정의한다<sup>(8)</sup>.

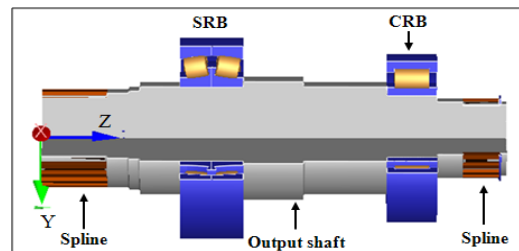


Fig. 3 Output shaft bearings of pitch reducer

Table 1 Bearing internal clearance of output shaft

Case	Internal Clearance	SRB, $\mu\text{m}$	CRB, $\mu\text{m}$
I	C2	57.5	32.5
II	CN	97.5	67.5
III	C3	140	92.5

Figs. 4 ~ 5는 베어링 내부 틈새 변화에 따른 1단 선기어-유성기어와 유성기어-링기어 물림에서 캐리어의 회전각에 대한  $F_{\beta x}$ 를 나타낸 것이다.  $F_{\beta x}$ 가 캐리어 회전각과 유성기어 위치에 따라 주기적으로 변화함을 알 수 있었다. 이러한 현상은 피치 베어링의 링기어와 피치 감속기의 출력축 피니언의 물림에 의해 반경 방향의 하중이 출력축 피니언에 작용하여 발생하며, 이로 인해 3단 캐리어에 반경방향 하중과 모멘트를 유발하여 피치 감속기의  $F_{\beta x}$ 를 변동하게 한다.

1단 선기어-유성기어 물림의 경우,  $F_{\beta x}$ 가  $-23\mu\text{m} \sim 28\mu\text{m}$ , 유성기어-링기어 물림의 경우,  $F_{\beta x}$ 가  $-42\mu\text{m} \sim 42\mu\text{m}$ 로 주기적으로 변동하므로 기어 치폭의 중간을 중심으로 왼편과 오른편을 번갈아가면서 기어 물림이 이루어짐을 알 수 있었다. 또한, 베어링의 내부 틈새가 작아질수록 1단 선기어-유성기어와 유성

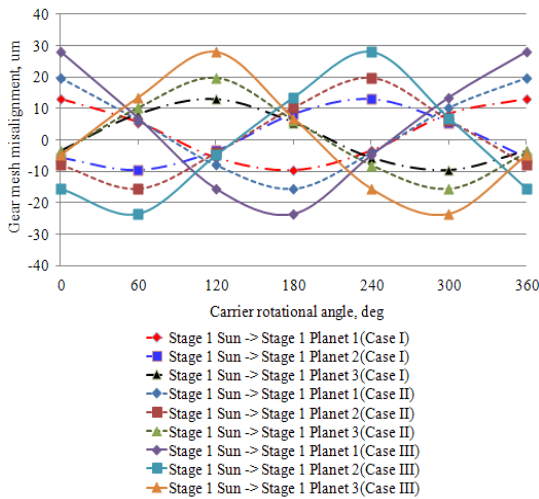


Fig. 4 Gear mesh misalignment between sun and planet of 1<sup>st</sup> stage planetary gearset

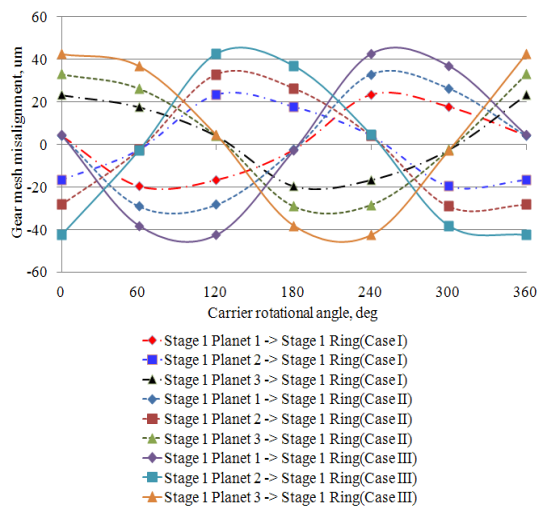


Fig. 5 Gear mesh misalignment between planet and ring of 1<sup>st</sup> stage planetary gearset

기어-링기어 물림에 대한  $F_{\beta x}$ 의 변동이 작아짐을 확인할 수 있었다.

### 3.2 치면 하중 분포 해석

치면 하중 분포 계수,  $K_{H\beta}$ 는 기어 치폭에 걸친 불균일한 하중 분포가 치면 응력 분포에 미치는 영향을 고려한 것으로 식 (1)과 같이 계산되며, 치면 하중 분포 계수가 1에 가까울수록 치면의 하중 분포가 균일함을 의미한다. 치면 하중이 불균일하게 분포하는데 영향을 미치는 인자들은 기어 이의 정밀도, 축의 정렬오차, 기어의 탄성 변형, 베어링의 내부 틈새와 변형 등이 있다.

$$K_{H\beta} = \frac{\text{단위 치폭당 최대 하중}}{\text{단위 치폭당 평균 하중}} \quad (1)$$

$$= \frac{(\text{maximum load per unit face width})}{(\text{average load per unit face width})}$$

$$= \frac{(F/b)_{\max}}{F_m/b}$$

여기서,  $F$ 는 기어 치면의 임의의 위치에서 하중,  $b$ 는 기어의 치폭,  $F_m$ 은 기어의 기준원에서 평균 하중을 의미한다.  $K_{H\beta}$  값에 대한 해석은 컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 기어 치면의 접촉 패턴 해석(ISO 6336: method B)을 통하여 계산하였다<sup>(9)</sup>.

Figs. 6 ~ 8은 캐리어 회전각이 0°일 때 베어링 내부 틈새 변화에 따른 1단 선기어-유성기어 물림의 접촉 패턴을, Figs. 9 ~ 11은 1단 유성기어-링기어 물림의 접촉 패턴을 나타낸 것이

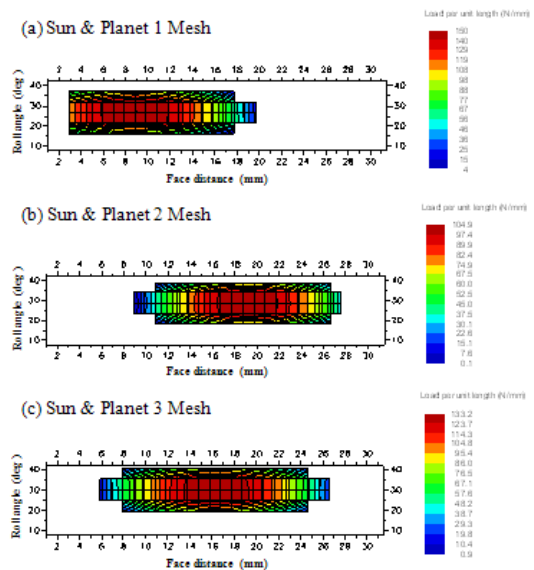


Fig. 6 Contact pattern between sun and planet mesh of 1<sup>st</sup> stage planetary gearset on case I model

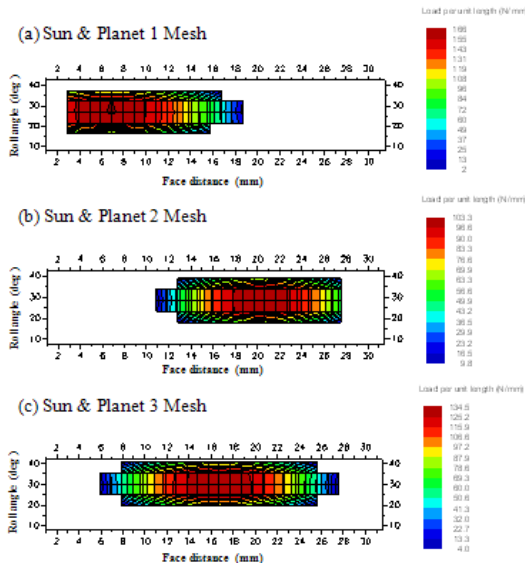


Fig. 7 Contact pattern between sun and planet mesh of 1<sup>st</sup> stage planetary gearset on case II model

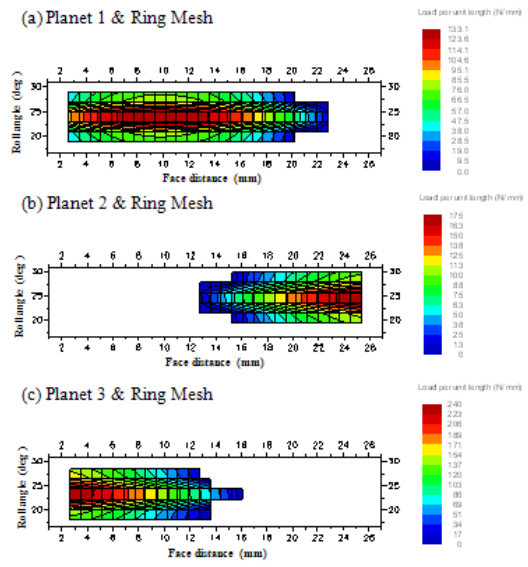


Fig. 9 Contact pattern between planet and ring mesh of 1<sup>st</sup> stage planetary gearset on case I model

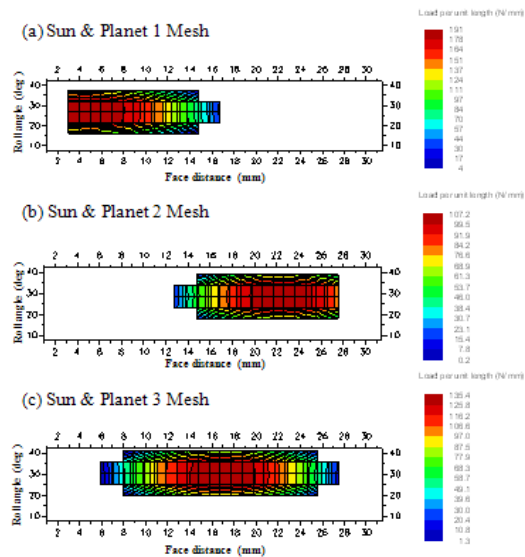


Fig. 8 Contact pattern between sun and planet mesh of 1<sup>st</sup> stage planetary gearset on case III model

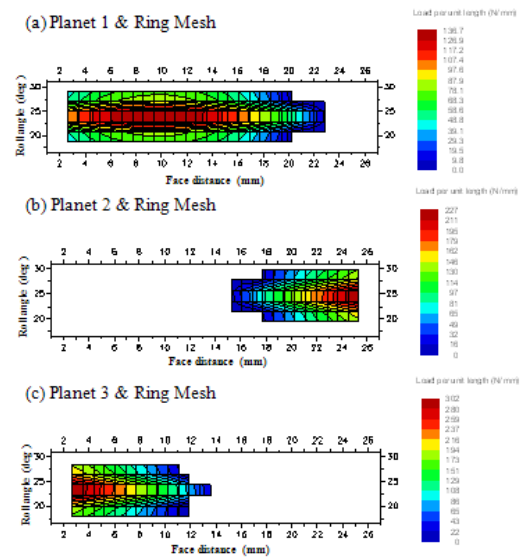


Fig. 10 Contact pattern between planet and ring mesh of 1<sup>st</sup> stage planetary gearset on case II model

다. 3개의 유성기어에 의해 생성되는 6개 물림의 접촉 패턴이 모두 다르며, 각 물림에 의한 치면 하중 분포가 불균일함을 알 수 있었다. 그림에서 붉은색으로 표시된 부분은 기어 치면에 작용하는 하중이 큰 부분을 나타낸 것이며, 이 그림을 통하여 유성기어의 다중 물림에 대한 접촉 특성을 파악할 수 있었다.

Fig. 6(a)의 선기어-유성기어 1의 물림을 보면, 치면의 왼쪽에서 물림이 형성되어 하중이 왼쪽으로 치우쳐져 있음을 알 수 있었다. 반면에 Fig. 6(b)의 선기어-유성기어 2의 물림은 치면의 오른쪽에서 물림이 형성되어 하중이 오른쪽으로 치우쳐져 있었고, Fig. 6 (c)의 선기어-유성기어 3의 물림은 치면의 중앙

에 물림이 형성되어 하중이 중앙에 위치하고 있었다. 이것은 유성기어의 위치에 따라 기어 물림 패턴이 변화함을 의미하며, 캐리어의 회전으로 유성기어의 위치가 변화함에 따라 기어 물림이 한쪽으로 치우쳐 발생하므로 하중을 전달하는 치면의 물림 영역이 작아지고, 이것은 높은 접촉 응력을 유발시켜 기어 수명을 단축시키는 원인이 된다. 이러한 현상은 Fig. 9의 유성기어-링기어 물림에서도 발생하며, 접촉 하중의 크기는 차이가 있지만 접촉 패턴은 비슷한 경향을 보인다.

Figs. 6 ~ 8에서 선기어-유성기어 물림의 단위 길이당 최대 하중은 case I 모델의 경우, 150N/mm, 104.9N/mm, 133.2N/mm,

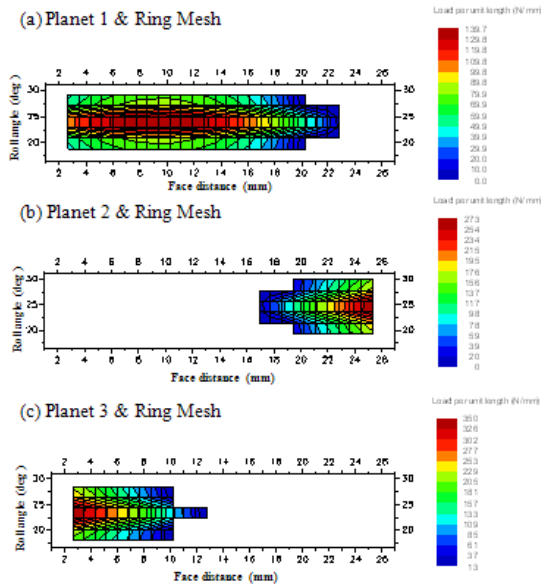


Fig. 11 Contact pattern between planet and ring mesh of 1<sup>st</sup> stage planetary gearset on case III model

case II 모델의 경우, 166N/mm, 103.3N/mm, 134.5N/mm, case III 모델의 경우, 191N/mm, 107.2N/mm, 135.4N/mm로 유성기어의 위치에 따라 최대 하중이 변화하였다. 또한, Figs. 9 ~ Fig. 11에서 유성기어-링기어 물림의 단위 길이당 최대 하중은 case I 모델의 경우, 133.1N/mm, 175N/mm, 240N/mm, case II 모델의 경우, 136.7N/mm, 227N/mm, 302N/mm, case III 모델의 경우, 139.7N/mm, 273N/mm, 350N/mm로 유성기어의 위치에 따라 최대 하중이 변화하였다.

Fig. 6(a), Fig. 7(a) 및 Fig. 8(a)를 비교해 보면, 출력축 베어링의 내부 틈새가 커질수록 기어 치면에서 물림이 형성되는 위치가 왼쪽으로 이동하여 단위 길이당 치면에 작용하는 최대 하중이 증가함을 알 수 있었다. 즉, 베어링 내부 틈새가 증가할수록 선기어-유성기어 물림에서 치끝 접촉(edge contact)이 발생하게 된다. Fig. 9(b)와 9(c), Fig. 10(b)와 10(c) 및 Fig. 11(b)와 11(c)에서도 베어링 내부 틈새의 증가로 인한 유성기어-링기어 물림에서 치끝 접촉이 발생하였다.

출력축 베어링 내부 틈새 증가로 인하여 유성기어 위치에 따른 치면의 기어 물림 위치가 변경되고, 치면에 작용하는 하중의 크기, 분포 및 작용 면적이 달라지며, 치끝 접촉이 발생한다. 이러한 현상은 기어 수명을 단축시키며, 기어의 조기 파손을 유발한다<sup>(9)</sup>.

Fig. 12와 Table 2는 베어링 내부 틈새 변화에 따른 피치 감속기에 대한 치면 하중 분포 계수를 나타낸 것이다. 베어링의 내부 틈새가 증가할수록 기어의  $K_{H\beta}$ 가 증가하고 있다. ISO 6336 규격에서  $K_{H\beta}$ 는 기어의 안전계수와 반비례 관계에 있으므로  $K_{H\beta}$ 의 증가는 기어의 수명과 안전계수를 감소시킨다.

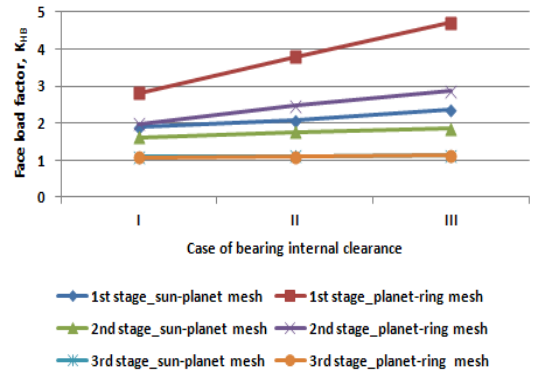


Fig. 12 Comparison of face load factor

Table 2 Comparison of face load factor

Case		I	II	III
1 <sup>st</sup> stage	sun-planet mesh	1.894	2.071	2.363
	planet-ring mesh	2.817	3.793	4.704
2 <sup>nd</sup> stage	sun-planet mesh	1.625	1.755	1.855
	planet-ring mesh	1.983	2.468	2.864
3 <sup>rd</sup> stage	sun-planet mesh	1.097	1.114	1.138
	planet-ring mesh	1.079	1.099	1.122

### 3.3 하중 분할 해석

하중 분할 계수,  $K_{\gamma}$ 는 유성기어세트에서 2개 이상의 유성기어를 사용하는 경우, 각 유성기어의 전달 동력 분포를 나타내는 계수이다. 다중 경로 전달을 고려할 때, 전체 접선 방향 하중은 다양한 하중 경로들 간에 고르게 분포하지 않으며 이에 대한 허용 오차는 하중 분할 계수를 통해 결정한다. 하중 분할 계수는 식 (2)와 같이 계산되며, 항상 1.0 이상의 값을 갖는다. 모든 유성기어에 하중이 동일하게 분할된다고 가정할 때, 1.0의 값을 가지며, 특정 유성기어에 전체 평균 하중보다 더 큰 하중이 전달될 때 1.0보다 큰 값을 갖게 된다.

$$K_{\gamma} = \frac{T_{Branch} N_{CP}}{T_{Nom}} \quad (2)$$

여기서,  $T_{Branch}$ 는 다수의 유성기어에서의 최대 토크,  $N_{CP}$ 는 유성기어의 수,  $T_{Nom}$ 는 유성기어를 통하여 전달되는 총 토크를 의미한다<sup>(10)</sup>.

본 연구에서는 유성기어세트 해석을 통하여 유성 핀에 작용하는 토크를 분석한 후 식 (2)를 이용하여  $K_{\gamma}$ 를 계산하였다. 베어링 내부 틈새 변화에 따라 캐리어를 60° 간격으로 회전시키면서 정적 상태에서의 하중 분할을 분석하였다.

Fig. 13는 3단 유성기어세트에 대한 하중 분할을 보여주는 그래프로서, 유성 핀에 작용하는 토크를 캐리어 회전각에 따라



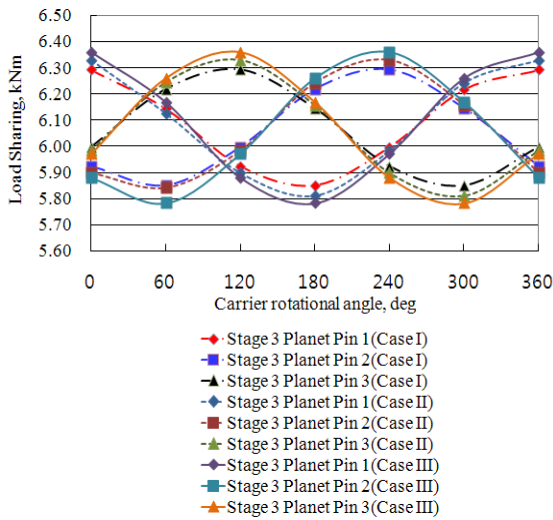


Fig. 13 Variation of torque acting on planet pins of 3<sup>rd</sup> stage planetary gearset on case I, II and III model

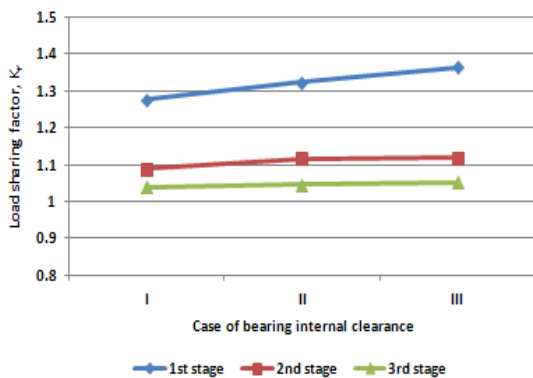


Fig. 14 Comparison of load sharing factor

Table 3 Comparison of load sharing factor

Case	I	II	III
1 <sup>st</sup> stage	1.276	1.324	1.365
2 <sup>nd</sup> stage	1.089	1.117	1.119
3 <sup>rd</sup> stage	1.040	1.046	1.052

나타냈으며, 일점 쇄선은 case I 모델을, 점선은 case II 모델을, 실선은 case III 모델을 나타낸 것이다. 해석 결과를 비교해보면, 출력축 베어링의 내부 틈새가 증가할수록 유성 핀에 작용하는 토크 변동이 상대적으로 증가하였다.

Fig. 14와 Table 3은 베어링 내부 틈새 변화에 따른 하중 분할 계수를 나타낸 것으로  $K_{H\beta}$ 와 마찬가지로 베어링의 내부 틈새가 증가할수록 유성기어세트의  $K_\gamma$ 가 증가함을 알 수 있었다.

ISO 6336 규격에서  $K_\gamma$ 는 유성기어세트의 안전계수와 반비례 관계에 있으므로  $K_\gamma$ 의 증가는 유성기어세트의 수명과 안전 계수를 감소시킨다.

Table 4 Fatigue life of output shaft bearings

Case	Bearing type	Bearing fatigue life	
		Mrevs	Hours
I	SRB	11.31	29948
	CRB	60.04	159033
II	SRB	10.18	26962
	CRB	51.40	136139
III	SRB	9.04	23945
	CRB	45.53	120612

\* Mrevs : Million revolution(백만 회전)

### 3.4 출력축 베어링의 피로 수명 해석

출력축 베어링의 피로 수명 해석은 ISO 281:2007 규격을 이용하여 수행하였다<sup>(11)</sup>. 베어링 수명 해석에 있어서 베어링에 작용하는 하중을 정확히 계산하는 것이 매우 중요하므로 베어링 작용 하중 계산시 기어, 축, 베어링, 하우징 등의 기어박스 전체를 모형화하였으며, 베어링의 링기어와 출력축 피니언 사이의 상호 작용과 출력축의 변형(deflection)을 고려하였다<sup>(12)</sup>.

Table 4는 출력축 베어링의 피로 수명을 백만 회전수(Mrevs)와 시간(Hours)으로 나타낸 것이다. 출력축 베어링의 내부 틈새가 감소할수록 출력축 베어링의 피로 수명이 증가하는 것을 알 수 있었다.

베어링에 작용하는 하중이 동일하더라도 베어링의 내부 틈새에 따라 베어링 롤러(roller)와 내/외륜이 접촉하는 면적이 달라지며, 이는 접촉 응력의 변화를 가져온다. 피치 감속기의 경우, 베어링의 내부 틈새가 증가하면 피치 베어링과 출력축 베어링의 상호 작용에 의해서 베어링의 외륜 대비 내륜의 미스얼라인먼트가 증가하고, 그로 인하여 베어링 롤러와 내/외륜의 접촉 면적이 감소하여 접촉 응력이 증가하며, 베어링의 수명이 감소하게 된다.

## 4. 결론

본 연구에서는 풍력발전기용 피치 감속기의 출력축 베어링의 내부 틈새 변화에 따른 기어의 치면 하중 분포, 유성기어 사이의 하중 분할과 출력축 베어링의 피로 수명을 비교 분석하였다. 해석을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 피치 감속기의 출력축 베어링의 내부 틈새 변화에 따라 기어 미스얼라인먼트, 기어 치면의 하중 분포와 유성기어의 하중 분할 결과도 변화되고, 기어의 안전계수와 수명이 변화될 것으로 예측된다. 즉, 1단 유성기어세트의 선기어-유성기어 물림에서 출력축 베어링의 내부 틈새가 C3에서 C2로 감소하면 기어 미스얼라인먼트의 변동폭은 51.37um에

서 22.52um로, 치면 하중 분포 계수는 2.363에서 1.894로, 하중 분할 계수는 1.365에서 1.276로 감소하였으며, 이는 기어의 안전계수와 수명을 증가시킬 것이다.

- (2) 베어링의 내부 틈새가 C3에서 C2로 감소하면 SRB는 9.04 Mrevs에서 11.31Mrevs로, CRB는 45.53Mrevs에서 60.04 Mrevs로 피로 수명이 증가하였다. 이는 베어링의 내부 틈새가 감소할수록 베어링 내륜과 외륜의 미스얼라인먼트가 감소하고, 그로 인하여 롤러와 내/외륜의 접촉 응력이 감소하여 베어링의 피로 수명이 증가하였다고 볼 수 있다.
- (3) 피치 감속기와 같은 유성기어세트에서 기어 치면에 작용하는 하중과 유성기어의 하중 분할, 베어링의 피로 수명을 정확히 예측하기 위해서는 기어, 축, 베어링, 캐리어 및 하우징 등 기어박스를 구성하는 모든 요소를 모형화하고, 각 요소간의 상호 작용을 고려하여 시스템 측면의 해석이 필수적이라고 판단된다.

### 후 기

본 논문(저서)은 산업기술연구회에서 지원받아 수행한 “극한 환경 시스템 하중 해석 및 평가 기술 개발(KIMM 주요사업(NK 168F))”사업의 연구결과입니다.

### References

- (1) Kim, J. G., Lee, G. H., Park, Y. J., Nam, Y. Y., and Chong, T. H., 2011, “Study of Load Distribution and Sharing Characteristics of Planetary Geartrain for Wind Turbines,” *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 86, pp. 674~679.
- (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 Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, Vol. 20, No. 6, pp. 830~836.
- (3) Park, Y. J., Lee, G. H., Song, J. S., and Nam, Y. Y., 2011, “Characteristics Analysis of Wind Turbine Gearbox considering Fatigue Loads caused by Wind Fluctuation,” *Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference(IDETC/CIE 2011)*, pp. 1~10.
- (4) Abe, T., Cheng, Y., and Felice, M., 2009, “Advanced CAE Methods for Automotive Drivetrain System Gear Whine Optimization,” *Proceedings of MPT2009-Sendai, JSME International Conference on Motion and Power Transmission*, pp. 1~15.
- (5) Pears, J., Curtis, S., Poon, A., Smith, A., Poon, D. and Palmer, D., 2005, “Investigation of Methods to Predict Parallel and Epicyclic Gear Transmission Error”, 2005 SAE World Congress, SAE Technical Paper: 2005-01-1818.
- (6) Pears, J., Smith, A., Platten, M., Willson, B., Cheng, Y., and Felice, M., 2007, “Predictin Variation in the NVH Characteristics of an Sutomatic Transmission using a Detailed Parametric Modeling Approach,” *SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition*, SAE Technical Paper: 2007-01-2234.
- (7) Kamaya, F., Eccles, M., and Pears, J., 2008, “A Rapid Method for the Investigation of System-Wide Parameter Variation Effects on Epicyclic Gear Whine,” *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol. 39, No. 6, pp. 6\_47-6\_52.
- (8) Romax Technology Ltd, 2003, *Romax Designer Software Manual*, Nottingham, UK.
- (9) ISO, 2007, *Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears*, ISO 6336-1:2007, International Organization for Standardization, Geneva.
- (10) AGMA, 2006, *Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drive*, ANSI/AGMA 6123-B06, American Gear Manufacturers Association.
- (11) ISO, 2007, “Rolling bearings-Dynamic Load Ratings and Rating Life”, ISO 28:2007, International Organization for Standardization, Geneva.
- (12) Park, Y. J., Lee, G. H., Song, J. S., Nam, Y. Y., and Park S. H., 2012, “Planet Bearing Design of Slewing Planetary Gearbox,” *Transactions of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, Vol. 21, No. 2, pp. 316~323.