

# 캐리어의 핀홀 위치 오차가 유성기어의 하중 분할에 미치는 영향 분석

김정길\*, 박영준\*\*, 이근호\*\*, 김재훈\*\*\*,#

\*한국생산기술연구원, \*\*한국기계연구원, \*\*\*충남대학교

## Effect Analysis of Carrier Pinhole Position Error on the Load Sharing of Planetary Gear

Jeong-Gil Kim\*, Young-Jun Park\*\*, Geun-Ho Lee\*\*, Jae-Hoon Kim\*\*\*,#

\*Korea Institute of Industrial Technology, \*\*Korea Institute of Machinery & Materials,

\*\*\*Chungnam National University

(Received 9 May 2016; received in revised form 27 May 2016; accepted 27 May 2016)

### ABSTRACT

Planetary gear sets are widely used in power transmission components, which have high efficiency and good durability. Their most important design parameter is the load-sharing characteristics among several planetary gears. In this study, the load sharing of planetary gears was analyzed according to the carrier pinhole position error of planetary gear sets. The loads acting on planetary gears varied with the pinhole position error of the carrier, and the load sharing of planetary gears improved as the input load increased. In addition, the load of the planetary gear with a carrier pinhole position error was relatively higher than that of other planetary gears without carrier pinhole position errors. This trend appeared more clearly in the non-floating-type carrier than the floating-type carrier.

**Key Words :** Planetary Geartrain(유성기어트레인), Carrier Pinhole Position Error(캐리어 핀홀 위치 오차), Load Sharing(하중 분할)

### 1. 서 론

유성기어는 증속 또는 감속을 하여 동력을 전달하는 기계장치로서 효율 및 내구성이 우수하여 농기계, 자동차, 건설기계, 풍력발전기 등의 다양한 분야에서 널리 사용되고 있다.

유성기어 설계에 있어서 하중 분할은 중요한 설계 변수이다. 하중 분할은 유성기어트레인에서 입

력 토크가 다수의 동력 경로로 나누어짐에 따라 이론적으로는  $1/N$ 로 균일하게 분할되어야 한다<sup>[1]</sup>. 그러나 기어의 이두께 오차 및 런아웃 오차, 캐리어의 핀홀 위치 오차, 베어링의 조립 오차 등의 영향에 의해 불균일한 하중 분할이 야기된다<sup>[2-8]</sup>.

본 연구에서는 유성기어박스를 이용하여 캐리어의 핀홀 위치 오차가 유성기어의 하중 분할에 미치는 영향을 해석적으로 평가하였다. 상용 프로그램을<sup>[9]</sup> 이용하여 산업 현장에서 주로 사용되는 캐리어의 핀홀 위치 오차 중 최대값인  $80 \mu m$ , 중간값인  $40 \mu m$ , 최소값인  $0 \mu m$ 를 고려하여 모델을 구성하였다. 유성기어트레인의 하중 분할은 캐리어의

# Corresponding Author : kimjhoon@cnu.ac.kr

Tel: +82-42-821-6645, Fax: +82-42-821-8894

핀홀 위치 오차가 존재하는 상태에서 유성기어트레인의 상대 운동(고정식과 부유식) 가능 여부에 따른 영향 및 입력 동력(토크) 크기에 따른 영향에 대하여 분석하였다.

## 2. 유성기어 모델

### 2.1 유성기어박스의 구조

유성기어박스는 2단 유성기어트레인 구조이며, 선기어, 유성기어, 링기어, 캐리어로 구성된다. Fig. 1에서 1단은 링기어 입력, 캐리어 고정, 선기어 출력이고 2단은 선기어 입력, 링기어 고정, 캐리어 출력이며, 1단 유성기어트레인의 개수는 4개, 2단 유성기어트레인의 개수는 6개이다.

### 2.2 유성기어의 하중 분할

유성기어의 하중 분할은 하중 분할 계수,  $K_\gamma$ 로 나타낸다. 유성기어의 하중 분할 계수는 유성기어 여러 개에 작용하는 최대 토크( $T_{Maximum}$ )와 평균 토크( $T_{Average}$ )의 비로 나타낸다<sup>[1]</sup>. 하중 분할 계수는 이론적으로 하중이 균일하게 분할 될 경우에는 1.0이나, 기어, 축, 베어링의 변형 및 미스얼라인먼트, 제작 오차 등에 의해 여러 개의 유성기어에 하중이 균일하게 분할되지 않고 불균일하게 분할되므로 하중 분할 계수가 1.0보다 크며, 식 1과 같이 계산한다.

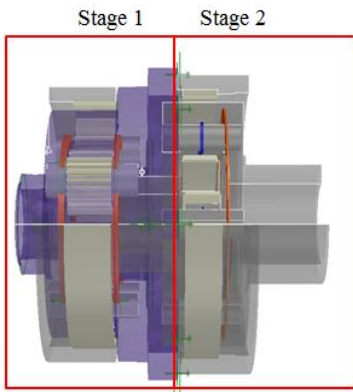


Fig. 1 Structure of planetary geartrain

$$K_\gamma = \frac{T_{Maximum}}{T_{Average}} \quad (1)$$

### 2.3 유성기어의 수명 추정

유성기어의 하중 분할은 ISO 6336 규격에서 기어의 굽힘 강도와 면압 강도에 영향을 준다<sup>[10]</sup>.

기어의 굽힘 강도는 이뿌리 응력 한도(tooth root stress limit),  $\sigma_{FG}$ 와 이뿌리 응력(tooth root stress),  $\sigma_F$ 의 비로 정해지며, 기어 이뿌리부에서의 크랙에 의한 기어 이의 절손을 유발하여 기어의 동력 전달을 저해하는 요소로 기어의 내구성과 관련성이 크다.

기어의 이뿌리 응력(tooth root stress),  $\sigma_F$ 는 식 2와 같이 계산한다.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_\gamma K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (2)$$

여기서,  $K_A$ 는 적용 계수,  $K_\gamma$ 는 하중 분할 계수,  $K_V$ 는 동하중 계수,  $K_{F\beta}$ 는 이뿌리 응력에 대한 치면 하중분포 계수,  $K_{F\alpha}$ 는 이뿌리 응력에 대한 정면 하중 분포 계수이다.

이뿌리 응력 한도(tooth root stress limit),  $\sigma_{FG}$ 는 식 3과 같이 계산한다.

$$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X \quad (3)$$

여기서,  $\sigma_{Flim}$ 은 공칭 굽힘 응력,  $Y_{ST}$ 는 응력 수정 계수,  $Y_{NT}$ 는 이뿌리 응력에 대한 수명 계수,  $Y_{\delta relT}$ 는 재료의 상대 노치 민감도 계수,  $Y_{RrelT}$ 는 표면 거칠기의 상대 노치 민감도 계수,  $Y_X$ 는 기어의 치수 효과 계수이다.

기어의 면압 강도는 기어의 접촉 응력 한도(contact stress limit),  $\sigma_{HG}$ 와 접촉 응력(contact stress),  $\sigma_H$ 의 비로 정해지며 두 기어 사이에 발생하는 접촉에 의한 강도이다. 기어 치면의 응력이 접촉 응력 한도보다 크면 기어 치면에서 아주 작은 조각이 떨어져 나와 작은 구멍인 피트(pit)가 발생하는데, 피트가 증가하고 커짐에 따라 피팅(pitting)이 되며, 이는 기어의 내구성에 영향을 준다.

기어의 접촉 응력(contact stress),  $\sigma_H$ 는 식 4와 같이 계산한다.

$$\sigma_H = Z_{B,D} \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_\gamma K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (4)$$

여기서,  $Z_{B,D}$ 는 피니언과 기어의 한쌍 이물림 계수,  $K_{H\beta}$ 는 접촉 응력에 대한 치폭 하중 분포 계수,  $K_{H\alpha}$ 는 접촉 응력에 대한 정면 하중 계수이다.

기어의 접촉 응력 한도(contact stress limit),  $\sigma_{HG}$ 는 식 5와 같이 계산한다.

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (5)$$

여기서,  $\sigma_{Hlim}$ 는 접촉 응력에 대한 허용 응력,  $Z_{NT}$ 는 접촉 응력에 대한 수명 계수,  $Z_L$ 는 윤활 계수,  $Z_V$ 는 피치 선속도 계수,  $Z_R$ 는 표면 거칠기 계수,  $Z_W$ 는 가공 경화 계수,  $Z_X$ 는 기어 이의 치수 효과 계수이다.

유성기어의 하중 분할 계수는 기어의 굽힘 강도와 면압 강도에 영향을 주며, 기어 강도에 반비례 관계에 있으므로 하중 분할 계수가 감소하면, 유성기어박스의 수명과 강도는 증가하게 된다<sup>[10]</sup>.

### 3. 유성기어박스 해석

#### 3.1 캐리어의 편홀 위치 오차에 따른

##### 하중 분할 해석

상용 프로그램을 이용하여 캐리어의 편홀 위치 오차에 따른 하중 분할 해석을 수행하였다. 해석 조건은 정격 동력 기준으로 입력 토크 9,119.25 Nm, 입력 회전 속도 85.9 RPM, 출력 토크 11,617.9 Nm, 출력 회전 속도 67.43 RPM으로 반시계 방향으로 회전하였으며, 캐리어의 편홀 위치 오차를 4개의 경우로 나누어 그에 맞게 4개의 해석 모델을 구성하였다[9]. 4개의 모델은 고정식(non-flotating)으로 되어 있으며, Case 1 모델은 편홀 위치 오차가 존재하지 않는 이상적인 조건이고, Case 2 모델은 Pin 1에 80  $\mu m$ 를, Case 3 모델

은 Pin 1과 Pin 3에 40  $\mu m$ 를, Case 4 모델은 Pin 1에 40  $\mu m$ 를 Pin 3에 -40  $\mu m$ 를 고려하였으며, 캐리어의 편홀 위치 오차는 Fig. 2와 Table 1에 나타났다.

Fig. 3은 4개의 해석 모델에 대하여 하중 분할을 분석한 결과이다. Case 1 모델은 이론적인 하중 분할이 이루어지며 각 유성기어에 작용하는 하중 분할 계수는 각각 1이다. Case 2 모델은 유성기어 1에서 하중 분할 계수는 3.94, 유성기어 3에서 하중 분할 계수는 0.054, 유성기어 2와 4에서는 하중 분할 계수가 각각 0.002와 0.004이다. Case 3 모델은 유성기어 1과 3에서 하중 분할 계수는 각각 1.977이며, 유성기어 2와 4에서는 하중 분할 계수가 각각 0.023이다. Case 4 모델은 유성기어 1에서 하중 분할 계수가 2.708이며 유성기어 3에서는 0이며, 유성기어 2와 4에서는 각각 0.646이다.

Case 2 모델에서는 캐리어의 편홀 위치 오차가 Pin 1에서 (+)이며, 반시계 방향 회전시에 다른 유성기어보다 유성기어 1에서 먼저 물림이 일어나므로 더 높은 하중이 발생하였으며, 유성기어 1을 기준으로 양쪽 측면에 위치한 유성기어 2와 4에서는 이론적인 하중 분할보다 아주 낮은 하중이 발생하였다. 유성기어 1을 기준으로 180° 위치에 있는 유성기어 3은 유성기어 1을 제외하고 가장 높은 하중이 발생하였으나 이론적인 하중 분할보다 아주 낮은 하중이 발생하였다.

Case 3 모델에서는 캐리어의 편홀 위치 오차가 Pin 1과 Pin 3에서 (+)이며, 반시계 방향 회전시에 다른 유성기어보다 유성기어 1과 3에서 먼저 물림이 일어나므로 높은 하중이 발생하였으며, 유성기어 1을 기준으로 양쪽 측면에 위치한 유성기어 2와 4에서는 이론적인 하중 분할보다 아주 낮은 하중이 발생하였다.

Case 4 모델에서는 캐리어의 편홀 위치 오차가 Pin 1에서 (+), Pin 3에서 (-)이며, 반시계 방향 회전시에 다른 유성기어보다 유성기어 1에서 먼저 물림이 일어나므로 높은 하중이 발생하며, Pin 3에서 하중이 분할되어야 하나, Pin 3이 (-) 위치에 있으므로 하중이 거의 작용하지 않고 유성기어 2와 4에서 먼저 물림이 발생하였다.

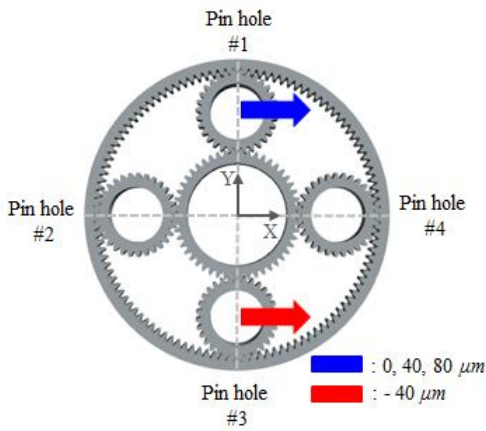


Fig. 2 Pinhole position error of carrier

Table 1 Pinhole position error of carrier

Case	Pinhole position error, $\mu\text{m}$			
	#1	#2	#3	#4
1	0	0	0	0
2	80	0	0	0
3	40	0	40	0
4	40	0	-40	0

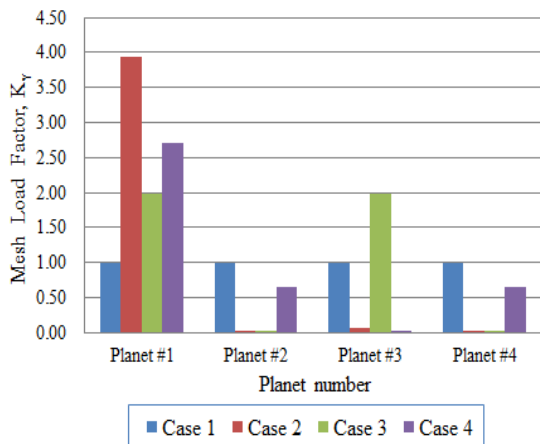


Fig. 3 Load sharing analysis of planetary gear

또한 선기어와 링기어가 축방향을 제외하고 고정되어 있으므로 유성기어의 하중이 분할되지 않았으며, 유성핀 설계시 베어링의 내경 사이즈에 유성핀의 외경 사이즈를 맞추어 설계를 함으로 인하여 유성핀의 강성이 증가하여 낮은 하중에서는 하중 분할이 잘 이루어지지 않았다.

### 3.2 유성기어트레인의 상대 운동 가능 여부에 따른 하중 분할 해석

유성기어트레인의 정격 동력을 기준으로 25%, 50%, 75%, 100%, 125%, 150%, 175%, 200%에 대하여 입력축을 기준으로 반시계 방향으로 회전시에 Case 2 조건에서 고정식(non-floating)과 부유식(floating)에 대하여 유성기어의 하중 분할을 해석하였다. 여기서, 고정식은 선기어, 캐리어, 링기어가 회전 방향을 제외하고 5자유도가 고정된 경우이고, 부유식은 선기어, 캐리어, 링기어 중에 적어도 1개 요소 이상이 5자유도가 고정되지 않은 경우이다. 고정식의 경우 해석시에는 선기어와 링기어는  $F_x, F_y, F_z$ 에 대해서는  $10^{12}$  N/mm로  $M_x, M_y$ 는  $10^{12}$  Nmm/rad로 고정하였으며, 캐리어는  $F_x, F_y, F_z$ 에 대해서는  $10^9$  N/mm로  $M_x, M_y, M_z$ 는  $10^{12}$  Nmm/rad로 고정하였다.

Fig. 4는 고정식에 대한 해석 결과로서 캐리어의 핀홀 위치 오차가 Pin 1에서 (+)이며, 반시계 방향으로 회전시 유성기어 1에서 물림이 먼저 발생하고 하중이 증가함에 따라 유성기어 2, 3, 4에서 하중 분할 계수가 향상되었다. 유성기어 1은 하중이 증가함에 따라 하중 분할 계수가 3.99, 3.99, 3.99, 3.95, 3.49, 3.12, 2.85, 2.64이며, 유성기어 3은 정격 동력이 75%까지는 하중이 거의 작용하지 않다가, 100%에서 200%까지는 각각 0.05, 0.26, 0.39, 0.47, 0.54이며, 유성기어 2와 4는 정격 동력이 200%일 때 0.41이다.

고정식의 경우에는 유성기어 1에서 물림이 먼저 발생하여 하중을 99.91% 분담하다가 하중이 증가함에 따라 유성핀 1에 인가되는 하중이 증가함으로 유성핀의 변위가 증가하여 하중이 분할되었다.

Fig. 5는 부유식에 대한 해석 결과로서 하중이 증가함에 따라 유성기어 1은 하중 분할 계수가

1.94, 1.97, 1.98, 1.97, 1.84, 1.72, 1.63, 1.56이고 유성기어 3은 하중 분할 계수가 2.03, 2.01, 2.00, 1.98, 1.85, 1.73, 1.64, 1.57이다. 유성기어 2와 4는 하중이 증가함에 따라 하중 분할 계수가 증가하였으며, 정격 동력의 200%일 때 하중 분할 계수는 각각, 0.44와 0.43이다.

부유식의 경우에는 선기어와 링기어의 5자유도 ( $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y$ )가 고정되어 있지 않으므로 하중 분할이 발생하며, 캐리어의 편홀 위치 오차가 Pin 1에서 (+)이고 나머지 편에서는 편홀 위치 오차가 없으나, 유성기어의 상대 운동에 의해 유성기어 1과

동일한 하중이 마주보는 유성기어 3에 작용할 때까지 캐리어가 선기어와 링기어에 대해 상대 운동하였다.

### 3.3 입력 동력이 유성기어의 하중 분할에 미치는 영향 해석

유성기어트레인의 정격 동력을 기준으로 25%, 50%, 75%, 100%, 125%, 150%, 175%, 200%에 대하여 입력축을 기준으로 반시계 방향으로 회전시에 Case 4 모델에서 유성기어의 하중 분할을 해석하였다.

Fig. 6은 유성기어트레인의 하중 분할 계수로 하중이 증가함에 따라 유성기어 1에서 하중 분할계수는 3.99, 3.83, 3.12, 2.71, 2.45, 2.27, 2.14, 2.02이며, 유성기어 2는 0.002, 0.086, 0.44, 0.64, 0.77, 0.86, 0.93, 0.96이며, 유성기어 4는 0.003, 0.086, 0.44, 0.64,

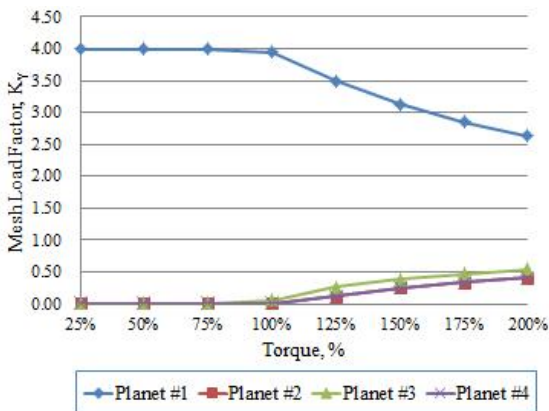


Fig. 4 Load sharing analysis for non-floating type

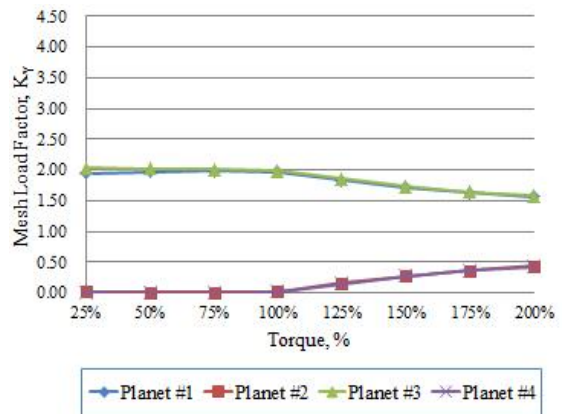


Fig. 5 Load sharing analysis for floating type

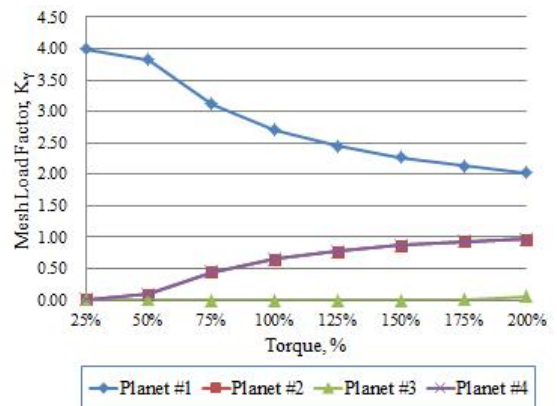


Fig. 6 Load sharing analysis of planetary gear

0.77, 0.86, 0.93, 0.96이다. 유성기어 3은 정격 동력의 200%일 때 하중 분할 계수가 0.06이다.

캐리어의 편홀 위치 오차가 Pin 1에서 (+), Pin 3에서 (-)이며 유성기어 1에 물림이 발생하고 유성기어 3에 하중이 분할되어야 하나 Pin 3이 (-) 위치에 있으므로 유성기어 3의 양측면에 위치한 유성기어 2와 4에 하중이 분할되었으며, 입력 동력이 증가함에 따라 하중 분할의 경향성이 향상되었다.

## 4. 결론

본 연구에서는 유성기어박스의 시뮬레이션 모델

을 이용하여 캐리어의 핀홀 위치 오차를 반영한 유성기어의 하중 분할 계수를 비교 분석하였으며 해석을 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

- 1) 유성기어트레인의 상대운동 가능 여부에 따라 고정식의 경우에는 캐리어의 핀홀 위치 오차가 존재하는 유성기어에서는 하중이 많이 작용하며, 나머지 유성기어에서는 하중이 거의 작용하지 않았다. 그러나 부유식의 경우에는 캐리어의 핀홀 위치 오차가 존재하여도 유성기어 1과 3에서 동일한 크기의 하중이 전달되었으며 이는 오차가 있는 경우 유성기어 1과 동일한 크기의 하중이 유성기어 3에 전달될 때까지 캐리어가 선기어와 링기어에 대해 상대 운동이 발생했음을 의미한다.
- 2) 유성기어를 지지하는 캐리어의 핀홀 위치 오차에 따라 각 유성기어에 작용하는 하중이 달라지며, 유성기어에 작용하는 정격 동력이 증가할수록 유성기어의 하중 분할이 좋아짐을 예측할 수 있었다.
- 3) 유성기어트레인 설계시에는 유성기어를 구성하는 부품을 고정식이 아닌 부유식으로 설계할 경우 유성기어의 하중 분할이 좋아짐을 예측할 수 있으며, 하중 분할 계수 향상은 유성기어박스의 강도 및 수명을 증가시킬 수 있음을 예측할 수 있었다.

## REFERENCES

1. American Gear Manufacturers Association (AGMA), "Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives," ANSI/AGMA 6123-B06, 2006.
2. Kahraman, A., "Load Sharing Characteristics of Planetary Transmissions," Mechanism and Machine Theory, Vol. 29, No. 8, pp. 1151-1165, 1994.
3. Kahraman, A., "Static Load Sharing Characteristics of Transmission Planetary Gear Sets: Model and Experiment," SAE Paper No. 1999-01-1050, 1999.
4. Bodas, A., and Kahraman, A., "Influence of Carrier and Gear Manufacturing Errors on the Static Load Sharing Behavior of Planetary Gear Sets," JSME International Journal Series C, Vol. 47, No. 3, pp. 908-915, 2004.
5. Singh, A., "Application of a System Level Model to Study the Planetary Load Sharing Behavior," Journal of Mechanical Design, Vol. 127, No. 3, pp. 469-476, 2005.
6. Kim, J. G., Lee, G. H., Park, Y. J., and Kim, J. H., "Effects of Bearing Internal Clearance on the Load Distribution and Load Sharing in the Pitch Reducer for Wind Turbines", Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, Vol. 22 No.1, pp. 29-35, 2013.
7. Kim, J. G., Park, Y. J., Lee, G. H., and Kim, J. H., "Effects of Bearing Characteristic on the Gear Load Distribution in the Slewing Reducer for Excavator", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13 No.5, pp. 8-14, 2014.
8. Cho, S. J., Han, J. W., Park, Y. J., and Lee, G. H., "Structural Analysis of a Planetary Gear Carrier in the Slewing Reducer for Tower Crane", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13 No.5, pp. 1-7, 2014.
9. Romax Technology Ltd, RomaxDesigner Software Manual, Nottngnam, UK., 2003.
10. International Organization for Standardization (ISO) 6336-(1:6), "Calculation of load capacity of spur and helical gears," ISO, Geneva, Switzerland, 2003-2007.