

캐리어의 핀홀 위치 오차에 따른 유성기어의 하중 분할 및 하중 분포 영향 분석

김정길^{*,***}, 박영준^{**}, 이근호^{**}, 김영주^{*}, 오주영^{*}, 김재훈^{***,#}

^{*}한국생산기술연구원, ^{**}한국기계연구원, ^{***}충남대학교

Effect Analysis of Carrier Pinhole Position Error on the Load Sharing and Load Distribution of a Planet Gear

Jeong-Gil Kim^{*,***}, Young-Jun Park^{**}, Geun-Ho Lee^{**}, Young-Joo Kim^{*}, Joo-Young Oh^{*},
Jae-Hoon Kim^{***,#}

^{*}Korea Institute of Industrial Technology, ^{**}Korea Institute of Machinery & Materials,
^{***}Chungnam National University

(Received 9 June 2016; received in revised form 19 June 2016; accepted 14 July 2016)

ABSTRACT

Gearboxes are mechanical components that transmit power by adjusting input and output speed and torque. Their design requirements include small size, light weight, and long lifespan. We have investigated the effects of carrier pinhole position error on the load sharing and load distribution characteristics of a planetary gear set with four planet gears. The simulation model for a simple planetary gear set was developed and verified by comparing analytical results with a putative model. Then, we derived the load sharing and load distribution characteristics under various pinhole position error conditions using the prototypical simulation model. The results showed that the mesh load factor and face load factor increased with the pinhole position error, which then influenced the safety factor for tooth bending strength and surface durability.

Key Words : Planetary Gear(유성기어), Carrier(캐리어), Pinhole Position Error(핀홀 위치 오차), Load Sharing (하중 분할), Load Distribution(하중 분포)

1. 서 론

기어박스는 속도와 토크를 변화시켜 동력을 전달하는 부품으로 소형화, 경량화 및 장수명화가 요구되고 있다.

유성기어는 스피어 기어나 헬리컬 기어에 비해 크

기를 작게 하면서 큰 동력을 전달 할 수 있는 장점이 있다. 하지만 유성기어는 장수명을 만족시키기 위해서 유성기어간의 하중 분할 및 기어 치면의 하중 분포가 중요하다. 유성기어간의 하중 분할이 불균일한 경우나 기어 치면의 하중 분포가 불균일한 경우에는 기어 수명을 감소시킨다^[1,2].

본 연구에서는 유성기어 4개를 가진 유성기어트레인을 이용하여 캐리어의 핀홀 위치 오차를 변화시키면서 유성기어의 하중 분할 및 기어 치면의 하중 분포

Corresponding Author : kimjhoon@cnu.ac.kr

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

를 해석적으로 평가하였다. 상용 프로그램^[3]을 이용하여 개발된 시뮬레이션 모델과 기존 문헌 모델을 이용하여 얻은 결과들을 비교 분석하였다. 검증된 시뮬레이션 모델을 활용하여 캐리어의 핀홀 위치 오차를 0, 25, 50, 75, 100 μm 를 고려하여 모델을 구성하였으며, 이 조건에서 유성기어의 하중 분할 및 치면의 하중 분포를 분석하였다.

2. 유성기어트레인의 시뮬레이션 모델

2.1 유성기어트레인의 구조

유성기어트레인은 1단 유성기어 구조로 선기어, 유성기어, 링기어, 캐리어로 구성되며, 유성기어의 개수는 4개이다. Fig. 1은 유성기어트레인의 구조를 나타낸 것이다. 캐리어에는 4개의 유성핀이 있으며, 각 유성핀의 외경에 니들롤러베어링이 있으며, 니들롤러베어링의 외륜에 유성기어가 위치한다.

2.2 캐리어의 핀홀 위치 오차

유성기어트레인의 캐리어 핀홀 #2에 핀홀 위치 오차를 변화시키면서 해석하였다. 해석 조건은 기존 문헌과의 비교에서는 0, 50, -50 μm 범위에서 유성기어간의 하중 분할 결과를 분석하였으며, 기존 문헌과의 분석을 통해 검증된 시뮬레이션 모델을 활용하여 핀홀 위치 오차를 0~100 μm 범위에서 25 μm 씩 변화시키면서 유성기어간의 하중 분할 및 치면의 하중 분포 결과를 분석하였다. Fig. 2는 캐리어의 핀홀 위치 오차를 나타낸 것으로 파란색은 (+)의 핀홀 위치 오차이며, 빨간색은 (-)의 핀홀 위치 오차를 나타낸 것이다.

3. 유성기어트레인의 시뮬레이션 모델 검증

3.1 유성기어트레인의 하중 분할 검증

유성기어의 개수가 4개인 유성기어트레인 모델에

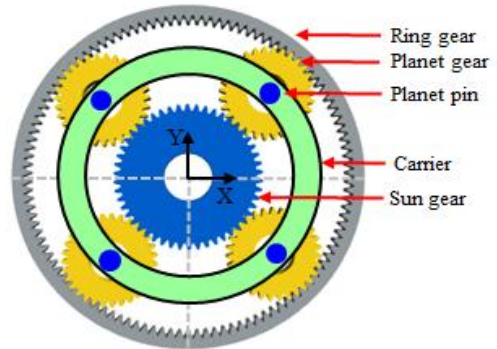


Fig. 1 Structure of planetary geartrain

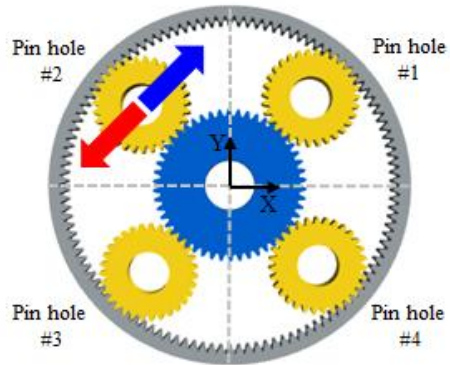


Fig. 2 Pinhole position error of carrier

대하여 캐리어의 핀홀 위치 오차가 없는 0 μm , 양의 핀홀 위치 오차가 있는 50 μm , 음의 핀홀 위치 오차가 있는 -50 μm 에 대하여 시뮬레이션 모델과 기존 문헌 모델^[4]에 대하여 하중 분할을 분석하였다.

Fig. 3은 유성기어트레인에 대하여 시뮬레이션 모델은 A(0), A(50), A(-50)이고, 기존 문헌 모델은 B(0), B(50), B(-50)이다. A(0) 조건은 캐리어의 핀홀 위치 오차가 존재하지 않는 경우로 각 유성기어의 하중 분할 계수는 1.001, 0.990, 1.015, 0.994이다. 캐리어의 핀홀 위치 오차가 존재하지 않는 경우에는 이론적으로 하중 분할 계수가 1.0이나, 유성기어의 위상에 따라 증력의 영향이 다르므로 하중 분할 계수가 변하였다. B(0) 조건은 각 유성기어의 하중 분할 계수가 1.0으로 시뮬레이션 모델과 기존 문헌 모델은 유사한 경향성을 보였다. A(50) 조건은 양의 핀홀 위치 오차가 존재하는 경우로, 각 유성기어의

하중 분할 계수는 0.665, 1.327, 0.679, 1.329이며, B(50) 조건은 0.879, 1.127, 0.879, 1.116이다. A(-50) 조건은 음의 핀홀 위치 오차가 존재하는 경우로, 각 유성기어의 하중 분할 계수는 1.337, 0.654, 1.350, 0.659이고, B(-50) 조건은 1.121, 0.873, 1.121, 0.884이다.

A(50) 과 B(50) 조건은 캐리어의 핀홀 위치 오차가 존재하는 유성기어와 핀홀 위치 오차가 존재하는 180°위치에 있는 유성기어에서 가장 큰 하중이 작용하였으며, 유성기어의 핀홀 위치 오차가 존재하는 유성기어의 양측면에 위치한 유성기어에서는 유성기어 4개에 작용하는 평균 하중 보다 작은 하중이 작용하였다. A(-50)와 B(-50) 조건은 캐리어의 핀홀 위치 오차가 작용하는 유성기어의 양측면에 위치한 유성기어에서 가장 큰 하중이 작용하였으며, 캐리어의 핀홀 위치 오차가 작용하는 유성기어에서는 평균 하중 보다 작은 하중이 작용하였다. 시뮬레이션 모델과 기존 문헌 모델에서 하중이 작용하는 유성기어의 순서는 동일하였으며, 각 유성기어에 작용하는 하중의 크기는 다른 경향성을 나타내었다. 각 유성기어에 작용하는 하중의 크기는 유성기어트레인을 구성하는 부품의 강성 및 입력 동력이 다르므로 인하여 변하는 것으로 판단된다. 그러나 하중이 작용하는 순서가 동일함으로 시뮬레이션 모델과 기존 문헌 모델은 유사한 경향성을 보인다고 판단된다.

3.2 캐리어의 핀홀 위치 오차에 따른 하중 분할 해석

검증된 시뮬레이션 모델을 이용하여 캐리어의 핀홀 위치 오차를 핀홀 #2에 0, 25, 50, 75, 100 μm 조건에서 유성기어간의 하중 분할을 해석하였다.

Fig. 4는 0 μm 조건에서 1.001, 0.990, 1.015, 0.994를, 25 μm 조건에서 0.833, 1.158, 0.847, 1.161을, 50 μm 조건에서 0.665, 1.327, 0.679, 1.329를, 75 μm 조건에서 0.498, 1.494, 0.512, 1.495를 100 μm 조건에서 0.334, 1.658, 0.349, 1.659를 나타내었다. 캐리어의 핀홀 위치 오차가 증가함에 따라 유성기어에 작용하는 하중 분할 계수가 증가하는 경향성을 보였다.

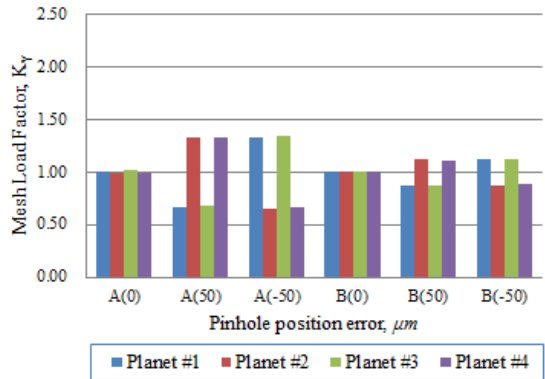


Fig. 3 Comparison of mesh load factor for the developed simulation model and a literature model

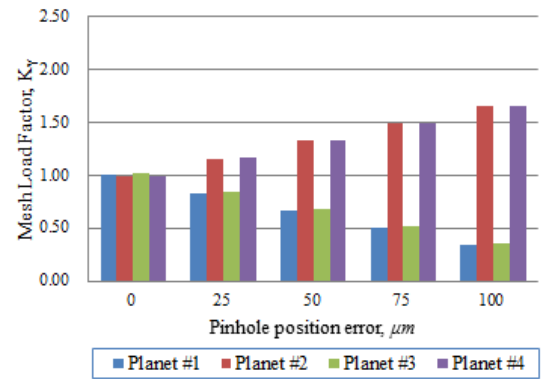


Fig. 4 Mesh load factor according to carrier pinhole position error

3.3 캐리어의 핀홀 위치 오차에 따른 기어 치면 하중 분포 해석

기어 치면의 하중 분포는 치면 하중 분포 계수, $K_{H\beta}$ 로 나타낸다. 치면 하중 분포 계수는 단위 치폭당 최대 하중과 평균 하중의 비로 치폭 방향의 하중 분포가 균일한 경우에는 1이며, 치폭에서 한쪽 방향으로 하중이 집중된 경우에는 1이상이다^[1].

Figs. 5~9는 캐리어의 핀홀 위치 오차에 따른 선기어와 유성기어의 물림에 의한 접촉 패턴을 나타낸 것으로, 치폭의 중앙을 기준으로 기어 물림이 우측으로 집중되어 있는 경향성을 보이며, 치폭에 작용하는 최대 하중은 캐리어의 핀홀 위치 오차가

0 μm 조건에서는 356, 354, 390, 376 N/mm 를, 25 μm 조건에서는 299, 433, 330, 435 N/mm 를, 50 μm 조건에서는 243, 493, 270, 494 N/mm 를, 75 μm 조건에서는 187, 554, 210, 552 N/mm 를, 100 μm 조건에서는 132.2, 613, 152, 610 N/mm 를 나타내고 있다.

Figs. 10~14는 유성기어와 링기어의 물림에 의한 접촉 패턴을 나타낸 것으로, 치꼭의 중앙을 기준으로 기어 물림이 좌측과 우측으로 집중되어 있는 경향성을 보이며, 치꼭에 작용하는 최대 하중은 캐리어의 편향 위치 오차가 0 μm 조건에서는 352, 348, 359, 348 N/mm 를, 25 μm 조건에서는 295, 405, 301, 405 N/mm 를, 50 μm 조건에서는 238, 462, 244, 462 N/mm 를, 75 μm 조건에서는 180.6, 520, 186.7, 519 N/mm 를, 100 μm 조건에서는 1124.6, 576, 130.8, 575 N/mm 를 나타내고 있다.

캐리어의 편향 위치 오차가 증가함에 따라 기어 치면에 작용하는 하중, 물림 면적이 달라지는 경향성을 보였으며, 이러한 현상은 기어 이의 응력 및 수명에 영향을 준다^[2,5,6]. Table 1은 캐리어의 편향

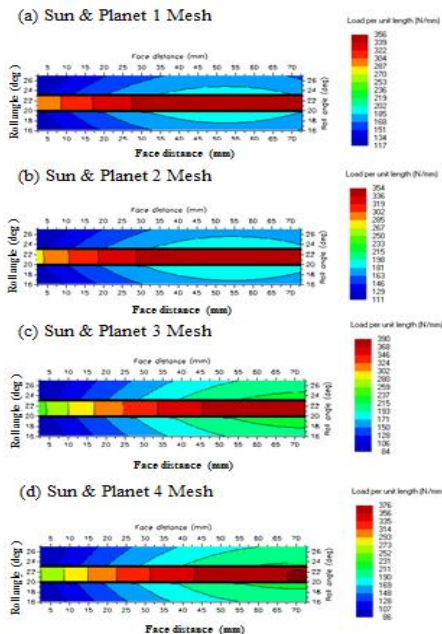


Fig. 5 Gear tooth load distribution in the sun - planet gear mesh for 0 μm of pinhole position error

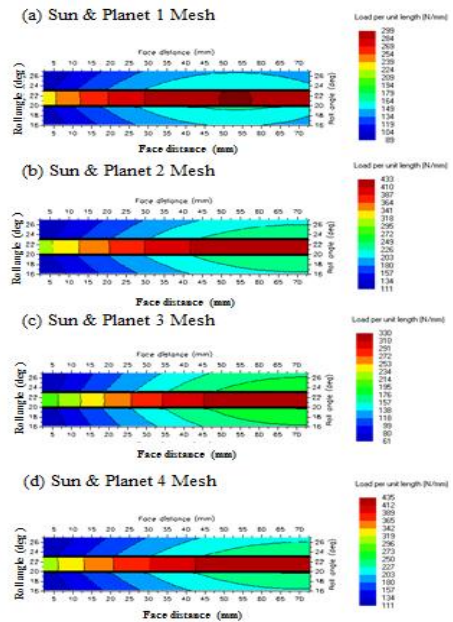


Fig. 6 Gear tooth load distribution in the sun - planet gear mesh for 25 μm of pinhole position error

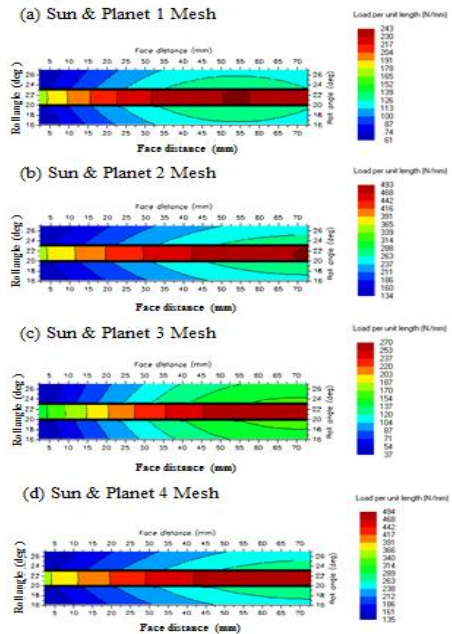


Fig. 7 Gear tooth load distribution in the sun - planet gear mesh for 50 μm of pinhole position error

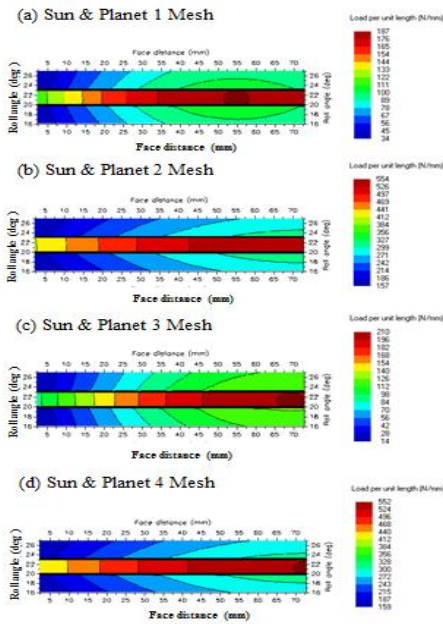


Fig. 8 Gear tooth load distribution in the sun - planet gear mesh for 75 μm of pinhole position error

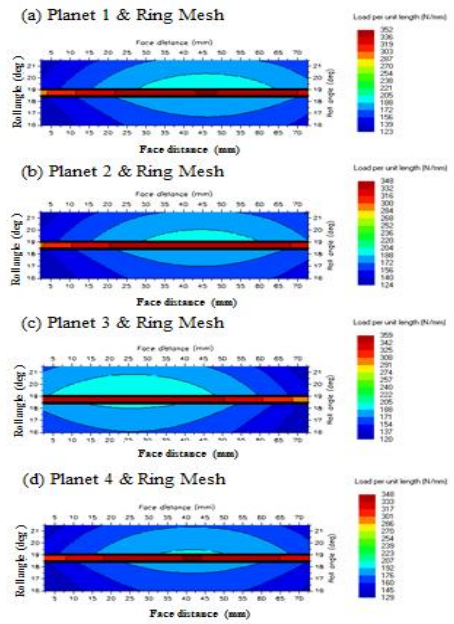


Fig. 10 Gear tooth load distribution in the planet - ring gear mesh for 0 μm of pinhole position error

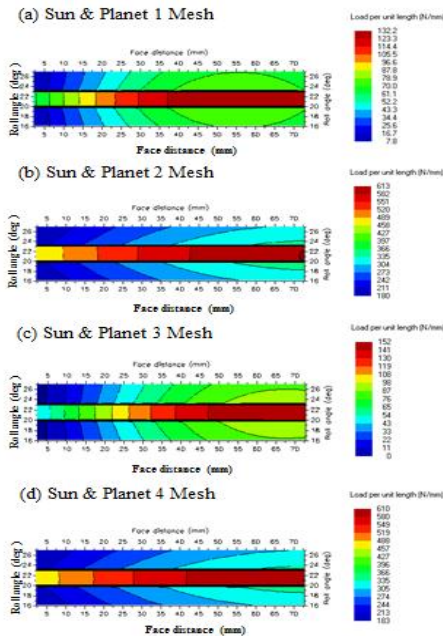


Fig. 9 Gear tooth load distribution in the sun - planet gear mesh for 100 μm of pinhole position error

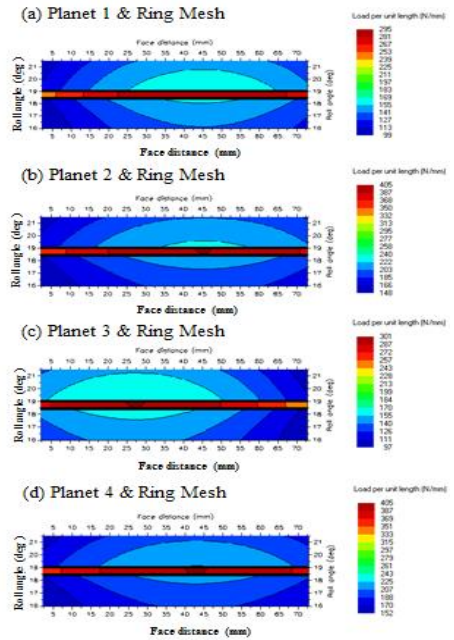


Fig. 11 Gear tooth load distribution in the planet - ring gear mesh for 25 μm of pinhole position error

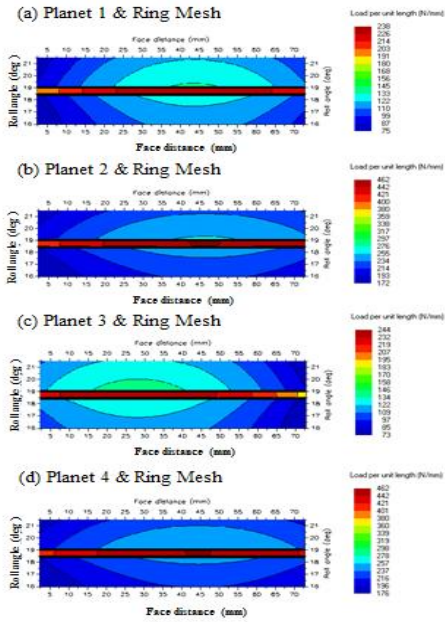


Fig. 12 Gear tooth load distribution in the planet - ring gear mesh for 50 μm of pinhole position error

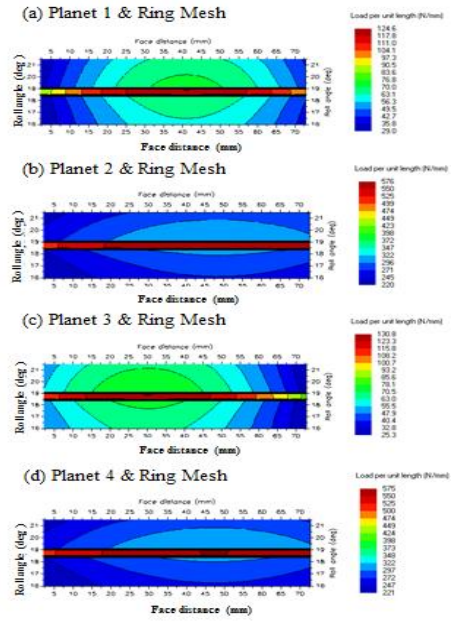


Fig. 14 Gear tooth load distribution in the planet - ring gear mesh for 100 μm of pinhole position error

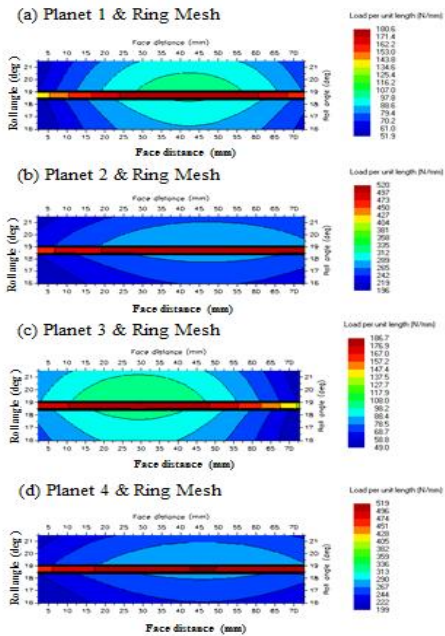


Fig. 13 Gear tooth load distribution in the planet - ring gear mesh for 75 μm of pinhole position error

Table 1 Face load factor according to pinhole position error

Position error	Position	Planet #1	Planet #2	Planet #3	Planet #4
0 μm	Sun-Planet	1.052	1.058	1.138	1.122
	Planet-Ring	1.041	1.040	1.045	1.037
25 μm	Sun-Planet	1.064	1.107	1.153	1.109
	Planet-Ring	1.047	1.035	1.052	1.033
50 μm	Sun-Planet	1.083	1.102	1.177	1.101
	Planet-Ring	1.056	1.032	1.061	1.030
75 μm	Sun-Planet	1.113	1.098	1.217	1.094
	Planet-Ring	1.072	1.029	1.077	1.028
100 μm	Sun-Planet	1.172	1.096	1.291	1.089
	Planet-Ring	1.103	1.028	1.108	1.027

Table 2 Safety factor of gear teeth according to pinhole position error

Position error	Position	Sun gear	Planet gear	Ring gear
0 μm	Root	4.2346	3.1190	2.8917
	Flank	1.9737	2.1152	1.1568
25 μm	Root	3.7227	2.7420	2.5939
	Flank	1.8525	1.9853	1.0976
50 μm	Root	3.2396	2.3861	2.3140
	Flank	1.7297	1.8537	1.0385
75 μm	Root	2.8218	2.0784	2.0743
	Flank	1.6154	1.7313	0.9845
100 μm	Root	2.4223	1.7841	1.8515
	Flank	1.4976	1.6050	0.9312

위치 오차가 증가함에 따라 기어 치면의 하중 분포를 나타낸 것이다. Table 2는 캐리어의 편홀 위치 오차가 증가함에 따라 기어 치면의 하중 분포와 유성기어 간의 하중 분할 계수 중에 최대값을 이용하여 유성기어트레인의 기어 이의 이뿌리 및 면압강도에 대한 안전계수를 나타낸 것이다.

4. 결론

본 연구에서는 유성기어 4개를 가진 유성기어트레인을 이용하여 캐리어의 편홀 위치 오차를 변화시키면서 유성기어의 하중 분할 및 기어 치면의 하중 분포를 해석적으로 평가하였으며, 해석을 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

- 1) 유성기어의 개수가 4개인 유성기어트레인 모델을 이용하여 캐리어의 편홀 위치 오차가 0, 50, -50 μm 조건에서 시뮬레이션 모델과 기존 문헌 모델에 대하여 하중 분할을 비교 분석하였다. 시뮬레이션 모델과 기존 문헌 모델에서 하중이 작용하는 유성기어의 순서는 동일하였으며, 각 유성기어에 작용하는 하중의 크기는 다른 경향성을 나타내었다. 각 유성기어에 작용하는 하중의 크기는 유성기어트레인을 구성하는 부품의 강성 및 입력 동력이 다르므로 인

하여 변하는 것으로 판단된다. 그러나 하중이 작용하는 순서가 동일함으로 시뮬레이션 모델과 기존 문헌 모델은 유사한 경향성을 보인다고 판단된다.

- 2) 검증된 시뮬레이션 모델을 이용하여 캐리어의 편홀 위치 오차가 증가함에 따라 유성기어에 작용하는 하중 분할 계수가 증가하는 경향성을 보였다.
- 3) 캐리어의 편홀 위치 오차가 증가함에 따라 기어 치면에 작용하는 하중, 물림 면적이 달라지는 경향성을 보였으며, 유성기어간의 하중 분할 및 기어 치면의 하중 분포가 기어 이의 이뿌리 및 면압강도에 대한 안전계수에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다.

REFERENCES

1. American Gear Manufacturers Association (AGMA), "Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives," ANSI/AGMA 6123-B06, 2006.
2. International Organization for Standardization (ISO) 6336-(1:6), "Calculation of load capacity of spur and helical gears," ISO, 2003-2007.
3. Romax Technology Ltd, RomaxDesigner Software Manual, Nottingham, UK., 2003.
4. Singh, A., "Application of a System Level Model to Study the Planetary Load Sharing Behavior," Transactions of the ASME, Vol. 127, pp. 469-476, 2005.
5. Kim, J. G., Park, Y. J., Lee, G. H., and Kim, J. H., "Effects of Bearing Characteristics 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.
6. 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.