

타워크레인용 선회감속기의 캐리어 피로 수명 예측

조승제*, 박영준*[#], 한정우*, 이근호*

*한국기계연구원 시스템신뢰성연구실

Fatigue Life Prediction of the Carrier of Slewing Reducer for Tower Crane

Seung-Je Cho*, Young-Jun Park*[#], Jeong-Woo Han*, Geun-Ho Lee*

*Department of System Reliability, Korea Institute of Machinery & Materials
(Received 22 May 2015; received in revised form 29 May 2015; accepted 1 June 2015)

ABSTRACT

The purpose of this study is to predict the fatigue life of a planet carrier of a slewing reducer for a tower crane. To predict the fatigue life of the carrier, the inertia endurance test was carried out, and then the input torque profile for the reducer was obtained. The load profile acting on the planet pins that assembled the carrier was calculated from the measured input torque profile using commercial gearbox analysis software. The stress profiles of the carrier weak points were analyzed from the calculated load profile and boundary conditions using commercial FE software, and the stress cycles were determined using the rainflow counting method. Finally, the fatigue life of the carrier was predicted using the equivalent stress range by considering the effect of mean stress, and an S-N curve was drawn up using the GL guideline and the cumulative damage law.

Key Words : Slewing Reducer(선회감속기), Planet Carrier(유성 캐리어), Stress Range(응력진폭), Cumulative Damage Law(누적손상법), Fatigue Life Prediction(피로 수명 예측)

1. 서 론

선회 시스템은 굴착기, 타워크레인 등의 건설기계에 장착되어 선회 작업을 목적으로 사용되며, 전기 모터 또는 유압 모터, 선회감속기와 선회베어링으로 구성된다. 선회감속기는 주로 유성감속기가 사용되며, 유성감속기는 선기어와 링기어 사이의 유성기어를 지지하는 캐리어를 가지고 있다.

선기어 입력, 링기어 고정, 캐리어 출력의 경우, 선기어가 회전하는 방향으로 캐리어도 회전하며 감속한다. 이때, 유성기어의 반작용으로 인하여 캐리어에는 큰 하중이 작용하게 되며, 이로 인한 피로파손 가능성이 제기되어 왔다.

본 연구에서는 타워크레인용 선회감속기에 사용되는 캐리어를 상용 FE 소프트웨어^[1]를 이용하여 해석하고, 누적손상법을 이용하여 캐리어의 피로수명을 예측하고자 한다.

Corresponding Author : yjpark77@kimm.re.kr
Tel: +82-42-868-7994, Fax: +82-42-868-7477

2. 캐리어의 작용하중 도출

2.1 감속기 입력토크 프로파일 계측

타워크레인용 선회감속기의 내구성 확보를 위하여 Fig 1과 같이 선회감속기 관성내구시험 장치를 구성하였다. 관성내구시험 장치는 입력모터, 토크미터, 선회감속기, 선회베어링, 관성체 등으로 구성되며, 시험의 핵심인 관성체는 Table 1과 같이 플라이휠을 사용하였으며, 실제 타워크레인 상부 회전체와 등가 관성이 되도록 설계, 제작하였다.

토크와 속도의 계측 및 수집은 Table 2와 같은 계측 시스템과 토크미터를 사용하여 진행하였다.

관성내구시험은 입력모터 최대속도 1470 rpm, 정/역방향을 한 세트로 진행하였다. 선회감속기의 입력측에서 계측된 토크와 회전속도 프로파일은 Fig 2와 같다.

2.2 입력토크의 피크-밸리 프로파일

추출

사이클 카운팅(cycle counting) 방법 중 레인플로우 카운팅 방법을 적용하기 위하여 Fig. 3과 같이 입력 토크 프로파일로부터 피크-밸리(peak-valley) 토크 프로파일을 추출하였다.

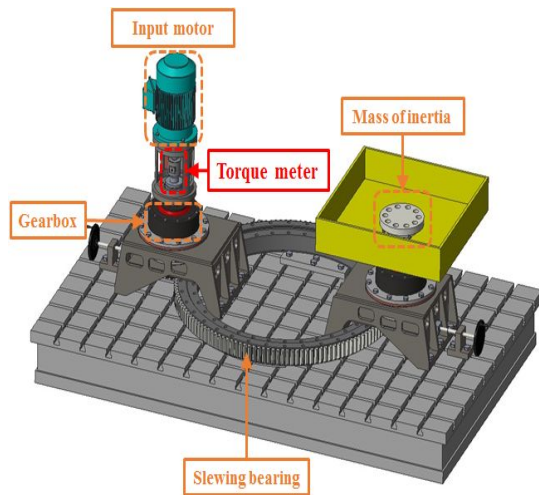


Fig. 1 Inertial endurance tester for planetary gearboxes

Table 1 Specification of flywheel

Type	Sepec
Flywheel	<ul style="list-style-type: none"> Size : 628 x 175 x 10T Inertia : 5.435 kgf·m²

Table 2 Specification of data acquisition system and torquemeter

Type	Sepec	Qty
DAQ	<ul style="list-style-type: none"> DEWE-ORION-1624-200 & DEWESoft - 16 input channels - 204.8 kS/s per channel - 24-bit resolution - 3.2 MS/s data throughput - Anti-aliasing filter 	1
Torque meter	<ul style="list-style-type: none"> YDRA-20KM torque meter - Torque range : 20 kgf·m 	1

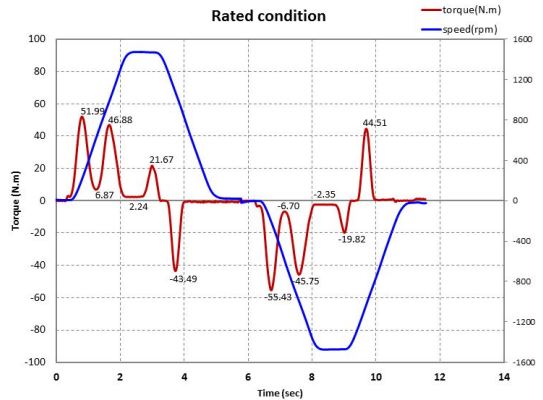


Fig. 2 Torque & speed measurement data

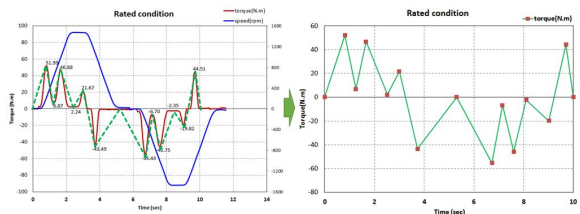


Fig. 3 Peak-valley torque profile extraction

2.3 유성핀의 작용하중 계산

기어박스 설계해석 전용소프트웨어^[2]를 이용하여 선회 감속기를 모델링하였으며, Fig 4와 같이 유성핀의 작용 하중을 계산하였다.

유성핀에 작용하는 하중은 계측된 회전 속도와 피크-밸리 토크 프로파일에 따라 총 12번 계산되었으며, Fig 5와 같이 위아래 2개의 베어링에 작용한다. 계산결과는 Table 3과 같다.

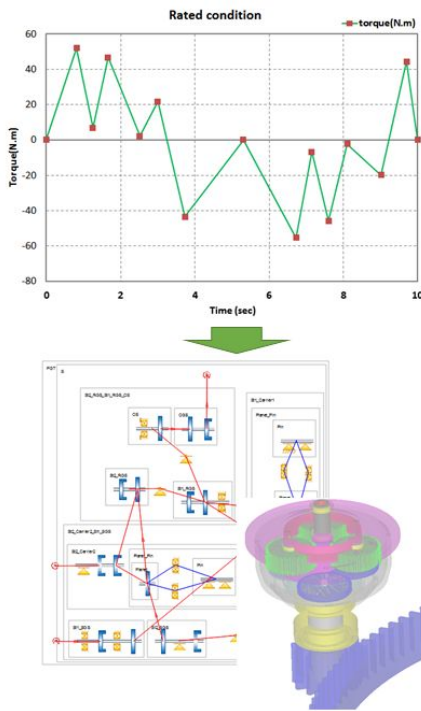


Fig. 4 Planet pin loads calculation

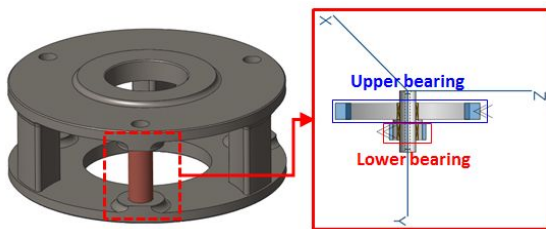


Fig. 5 Loading condition

3. 캐리어 해석

3.1 해석모델

해석 모델은 Fig 6과 같이 외경 224 mm, 높이 86 mm인 캐리어와, 직경 20.02 mm, 높이 68 mm인 3개의 유성핀으로 구성된다. 또한 유성기어를 고정시키는 유성 핀은 캐리어의 상하부에 조립되며, 캐리어와 핀의 조립 편의성을 위해 캐리어 하단 부분에만 억지끼워맞춤 조건이 적용되었다.^[3]

Table 3 Planet pin loading condition

Input torque [N.m]	Bearing force [N]					
	Upper			Lower		
	x	y	z	x	y	z
51.99	-353	0	1264	1658	0	4403
6.87	-50	0	138	222	0	586
46.88	-319	0	1135	1496	0	3972
2.24	-17	0	26	73	0	191
21.67	-151	0	503	696	0	1843
-43.49	297	0	-1050	-1389	0	-3686
-55.43	376	0	-1351	-1768	0	-4693
-6.70	49	0	-135	-217	0	-572
-45.75	312	0	-1107	-1461	0	-3877
-2.35	17	0	-28	-76	0	-201
-19.82	139	0	-457	-636	0	-1686
44.51	-304	0	1075	1421	0	3772

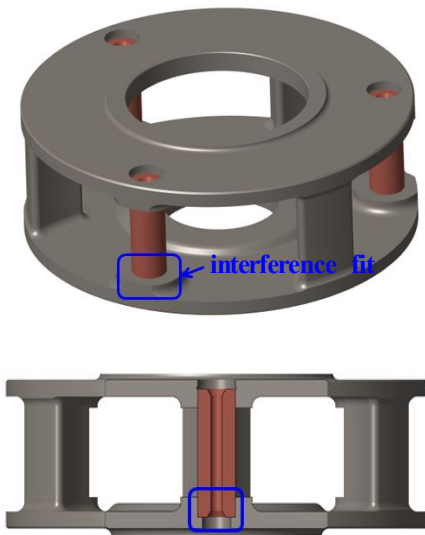


Fig. 6 Carrier geometry

3.2 유한요소(FE) 모델

Fig. 7은 캐리어 해석에 사용된 유한요소 모델을 나타낸 것이다. 억지끼워 맞춤을 구현하고 응력집중을 완화하기 위해 Fig. 8과 같이 캐리어와 유성핀의 노드를 공유하였다. 해석모델에 사용된 요소는 솔리드 요소이며 이때 전체 노드 수는 400,926개이다.



Fig. 7 Carrier and pin mesh

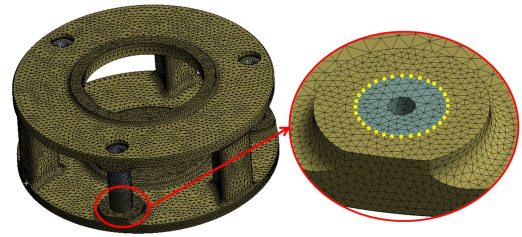


Fig. 8 Shared nodes on the contact area

3.3 해석 조건

캐리어의 재질은 GCD450이며 해석에 사용된 기계적 물성치는 Table 4와 같다.

위 물성치에서 영률과 프와송비는 조사된 재료 데이터베이스를 사용하였으며, 항복강도와 연신율은 Fig. 9와 같이 시편인장시험을 통하여 측정하였다.

시험결과, GCD450는 항복강도 340MPa, 연신율 21%로서 연성 소재로 판단하였다^[4]. 경계조건은 Fig. 10 (a)와 같이 캐리어의 출력부에 대해서 6자유도 모두를 구속하였으며, 하중조건은 Fig. 10 (b)와 같이 유성기어의 베어링이 위치하는 부분에 Table 4의 계산된 하중을 적용하였다.

또한, Fig. 11과 같은 억지끼움조건을 구현하기 위하여 유성핀과 캐리어의 접촉부에 접촉요소 (contacts)를 사용하였으며, 접촉조건으로 마찰조건 (frictional)을 적용하였다. 이때 마찰계수는 0.16을 적용하였다^[5]. 억지끼움량은 오프셋(offset)으로 설정하였으며, 이 값은 표면거칠기를 고려한 억지끼움량의 1/2을 적용한 것이다. 이때 억지끼움량의 1/2을 적용한 이유는 접촉조건이 오프셋이 접촉 (contact)면과 타겟(target)면 양쪽에 모두 적용되기 때문이다.

Table 4 Material property of GCD450

Property	Value
Young's Modulus	170 GPa
Poisson's Ratio	0.275
Yield strength	340 MPa
Elongation	21%

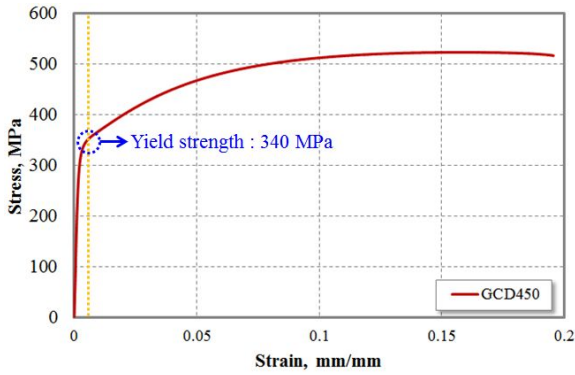


Fig. 9 Strain-stress curve for GCD450

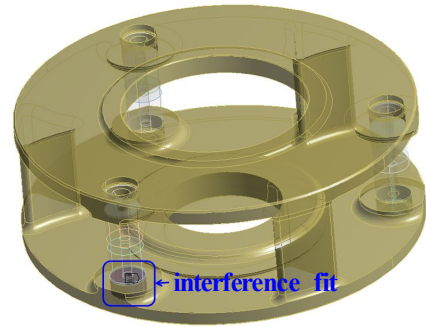
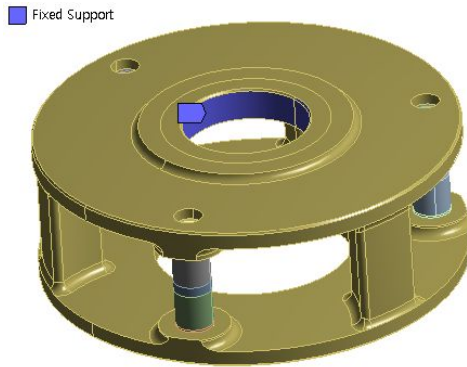
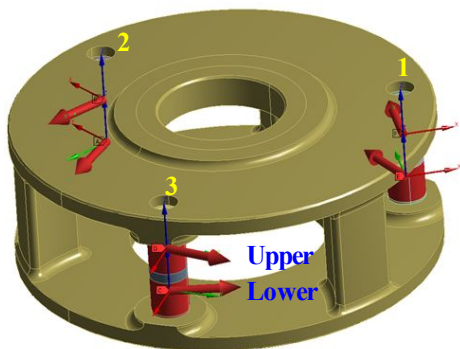


Fig. 11 Contact condition between carrier pinhole and pin



(a) Boundary condition



(b) Loading condition

Fig. 10 Boundary and loading conditions

3.4 캐리어의 응력 프로파일 생성

캐리어 해석 결과, Fig. 12와 같이 캐리어의 취약부분인 지지대(support bar) 하단부에 등가응력 (von-Mises stress)이 크게 작용하는 것을 볼 수 있었다. 그러므로 Fig. 13과 같이 캐리어에서 응력이 가장 크게 나타난 지지대 하단부의 두 노드점 (node1 & node2)를 선정하여 피로수명을 예측하였다. 압축응력이 크게 발생한 유성편과 캐리어의 접촉부는 피로수명 예측에서 제외하였다.

유성편 하중 조건을 적용하여 node1과 node2에서 계산된 응력을 그래프로 나타내면 Fig. 14와 같다.

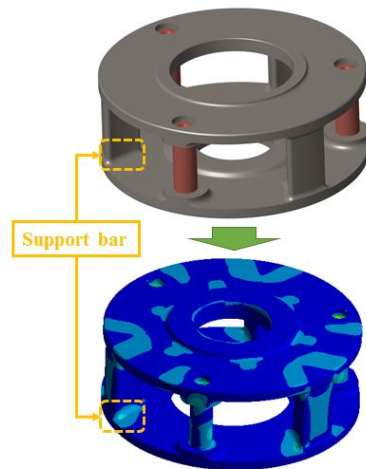


Fig. 12 Carrier support bar

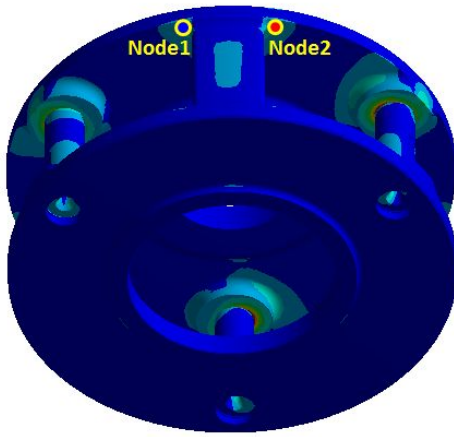
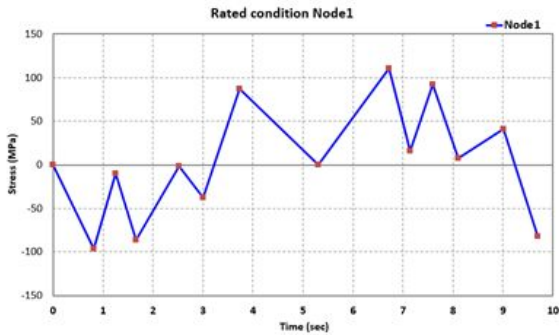
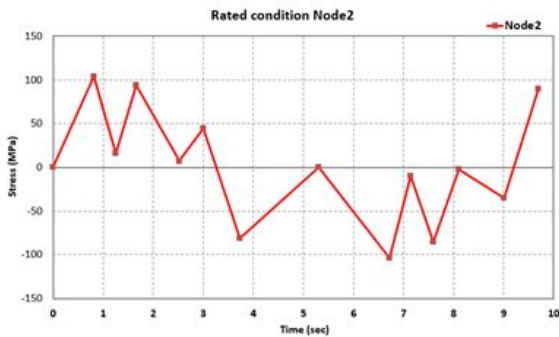


Fig. 13 FE analysis result



(a) Node1



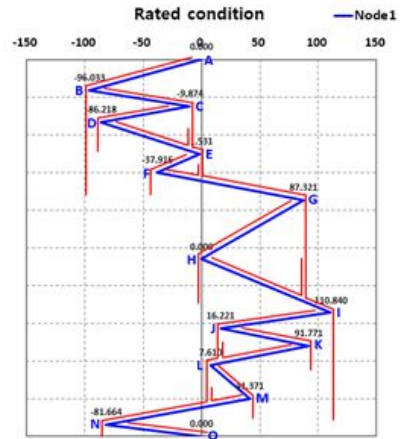
(b) Node2

Fig. 14 Von-mises stress profile

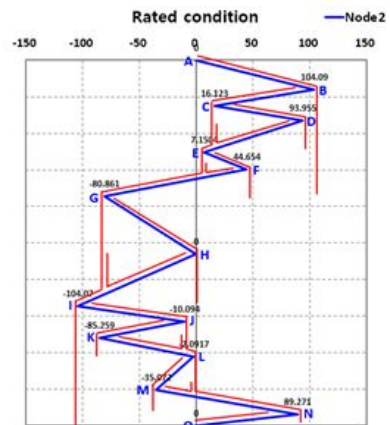
4. 캐리어 피로수명 예측

4.1 레인플로우 카운팅

캐리어 구조 해석을 통하여 얻어진 응력 프로파일을 이용하여 Fig. 15와 같이 레인플로우 카운팅을 수행하였다. 레인플로우 카운팅은 가변 하중을 일정한 크기의 하중과 평균 하중으로 나누어 식별할 수 있는 사이클 집계 방법이다. 이를 통하여 Table 5와 같이 응력진폭과 평균응력을 계산하였다.



(a) Node1



(a) Node2

Fig. 15 Rainflow counting for carrier stress

Table 5 Rainflow counting result

	No.	Range	Cycle	Path	Stress amplitude [S _a]	Mean stress [S _m]
Node 1	1	33.76	1	L-M	16.88	24.49
	2	36.39	1	E-F	18.19	19.72
	3	75.55	1	J-K	37.78	54.00
	4	76.34	1	C-D	38.17	48.05
	5	87.32	1	G-H	43.66	43.66
	6	96.03	1	A-B	48.02	48.02
	7	206.87	1	B-I	103.44	7.40
Node 2	1	32.98	1	L-M	16.49	18.58
	2	37.50	1	E-F	18.75	25.90
	3	75.17	1	J-K	37.58	47.68
	4	77.83	1	C-D	38.92	55.04
	5	80.86	1	G-H	40.43	40.43
	6	104.09	1	A-B	52.05	52.05
	7	208.16	1	B-I	104.08	0.01

4.2 등가응력진폭 계산

정확한 피로수명 예측을 위해서는 응력진폭이 평균응력의 영향을 고려한 등가 응력진폭이 계산되어야 한다. 등가응력진폭은 레인플로우 카운팅 계산결과인 응력크기(stress amplitude)와 평균응력을 식 (1)의 Goodman 관계식에 적용하여 계산한다. 계산결과는 Table 6과 같다.

$$S_{eq} = S_a / (1 - S_m / S_u) \quad (1)$$

여기서,

S_{eq} : Equivalent stress amplitude

S_a : Stress amplitude

S_m : Mean stress

S_u : Tensile Strength

4.3 S-N 곡선 작성

S-N 곡선은 재료에 되풀이해서 가해지는 응력의 반복횟수와 그 진폭과의 관계를 나타내는 곡선으로 GL 규격^[4]으로 계산할 수 있다. S-N 곡선은 피로수명 예측 대상체인 캐리어 재질의 인장강도, 항복강도, 응력비, 응력집중계수, 노치계수, 표면거칠기, 재료의 부분 안전계수, 부품 등급, 재료 및 시험 방법에 대한 상수, 두께 등을 이용하여 계산하였다. 입력 매개변수와 결과 매개변수 및 캐리어 S-N 곡선은 각각 Tables 7-8, Fig. 16과 같다.

Table 6 Equivalent stress calculation using goodman relationship

	No.	Equivalent stress amplitude [S _{eq}]	Equivalent stress range [2×S _{eq}]
Node 1	1	17.77	35.54
	2	18.96	37.92
	3	42.47	84.93
	4	42.33	84.67
	5	47.94	95.89
	6	53.25	106.49
	7	105.03	210.05
Node 2	1	17.14	34.28
	2	19.8	39.6
	3	41.64	83.29
	4	43.85	87.71
	5	44.08	88.15
	6	58.25	116.49
	7	104.08	208.16

Table 7 Input parameters for the calculation of synthetic S-N curves

Symbol	Meaning	Value	Unit
R_m	Tensile strength	488.88	N/mm ²
$R_{p0.2}$	Yield strength	327.7	N/mm ²
R	Stress ratio	14	-
α_k	Stress concentration factor	1	-
n	Notch sensitivity caused by stress gradient influence and localized plastic deformation at the notch base	1	-
R_z	Surface roughness	5	μm
γ_M	Partial safety factor for material	1.25	-
j	Quality level for component	3	-
j_0	Constant for material and test method	0	-
t	Wall thickness	14	mm

Table 8 Result parameters defining the synthetic S-N curve

Symbol	Meaning	Value	Unit
$\Delta\sigma_1$	Upgraded upper limit of fatigue life line (stress range)	524.32	N/mm ²
N_1	Number of load cycles at upper fatigue limit	7.96	-
$\Delta\sigma_A^*$	Upgraded stress range at knee of S-N curve	153.83	N/mm ²
N_D	Number of load cycles at knee of S-N curve	2.85E+06	-
m_1	Slope of S-N curve for $N_1 < N \leq N_D$	10.43	-
m_2	Slope of S-N curve for $N > N_D$	19.86	-

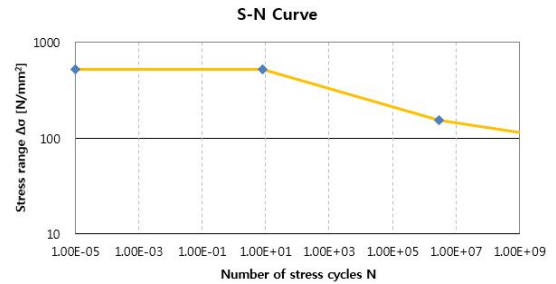


Fig. 16 S-N curve of carrier

4.4 피로수명 예측

피로수명 예측 대상체인 캐리어의 S-N 곡선에 등가응력진폭을 대입하여 응력 사이클수를 계산하였다. 계산결과는 Table 9와 같다.

4.5 누적손상률 계산

캐리어의 피로수명 예측을 위해 누적손상법 (Miner's rule)을 이용하였다. 누적손상은 식 (2)와 같이 계산하였다.

Table 9 Life prediction result

	No.	Equivalent range [$2 \times S_{eq}$]	Life [cycle]
Node1	1	35.54	1.23E+13
	2	37.92	6.28E+12
	3	84.93	1.40E+09
	4	84.67	1.44E+09
	5	95.89	3.94E+08
	6	106.49	1.32E+08
	7	210.05	1.11E+05
Node2	1	34.28	1.79E+13
	2	39.6	3.99E+12
	3	83.29	1.71E+09
	4	87.71	9.99E+08
	5	88.15	9.47E+08
	6	116.49	5.18E+07
	7	208.16	1.22E+05

$$Damage = \sum_i \frac{N_i}{N_f} \quad (2)$$

여기서,

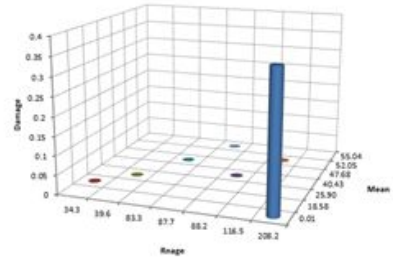
N_i : Target Life

N_f : Life with respect to S-N curve

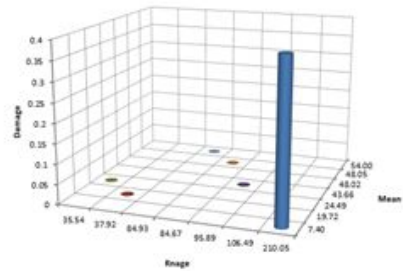
위 식에서 목표수명은 타워크레인 시스템 업체의 요구사양을 반영하여 43,920 사이클을 적용하였다. 계산결과, Table 10, Fig. 17과 같이 node1, node2의 누적손상률이 각각 40%, 36%로 예측되었다.^[6]

Table 10 Damage calculation result

	No.	Life [cycle]	Target Life [cycle]	Damage [%]	Total Damage [%]
Node 1	1	1.23E+13	43920	4.00E-07	40%
	2	6.28E+12		7.00E-07	
	3	1.40E+09		3.14E-03	
	4	1.44E+09		3.04E-03	
	5	3.94E+08		1.11E-02	
	6	1.32E+08		3.33E-02	
	7	1.11E+05		3.97E+01	
Node 2	1	1.79E+13	43920	2.00E-07	36%
	2	3.99E+12		1.10E-06	
	3	1.71E+09		2.56E-03	
	4	9.99E+08		4.40E-03	
	5	9.47E+08		4.64E-03	
	6	5.18E+07		8.49E-02	
	7	1.22E+05		3.61E+01	



(a) Node1



(b) Node2

Fig. 17 Damage prediction

6. 결론

본 연구에서는 타워크레인 선회감속기용 캐리어에 대한 피로 해석을 통하여 캐리어의 피로 수명을 예측하였다. 해석 결과, Fig. 18과 같이 두 지점(node1, node2)의 누적손상률은 각각 40%와 36%로 캐리어 피로 수명은 충분한 것으로 판단된다.

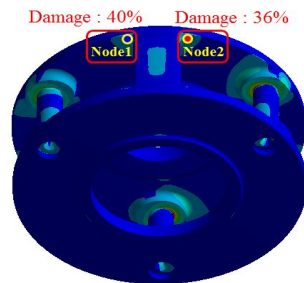


Fig. 18 Fatigue Life Prediction result

후 기

본 연구는 산업통상자원부 및 한국산업기술평가관리원의 산업융합원천기술개발사업의 일환으로 수행하였음을 밝혀두면서, 연구수행에 지원해주신 관계자 여러분께 감사드립니다[10043981, 감속기 180~210 범위의 타워크레인 선회용 2단 유성감속기 개발].

REFERENCES

1. “ANSYS V14.5 Program manual”, TAESUNG S&E, Inc.
2. “KISSsoft 03-2014 Program manual”, KISSsoft AG.
3. Cho, S. J., “Structural analysis of a planetary gear carrier in the slewing reducer for tower crane”, J. of KSMPE, Vol. 13, No. 5, pp. 1-7, 2014.
4. “GL Guideline 2010”, Germanischer Lloyd, 2010.
5. “DIN 7190”, Deutsche Industrie Normen, pp. 9, 1988.
6. Han, S. G., “Strength and Durability Analysis of the Double Planetary Gears”, J. of KSMPE, Vol. 13, No. 5, pp. 28-34, 2014.