

◆특집◆ 기어

## 복합유성기어의 강도 및 내구성 해석

한성길\*, 신유인\*, 윤찬현#, 송철기\*\*

(# 영동테크(주), \* 경상대학교 대학원, \*\* 경상대학교 기계공학부)

### Strength and Durability Analysis of the Double Planetary Gears

Sung Gil Han\*, Yoo-In Shin\*, Chan Heon Yoon#, Chul Ki Song\*\*

(Received 29 September 2014; received in revised form 6 October 2014; accepted 9 October 2014)

#### ABSTRACT

A planetary gear train is more compact and endures greater amounts of transmission power compared to other gear systems. Although planetary gear systems operate in small volumes, they are capable of very high efficiency due to the compact combination of their gears in the planetary gear system. They also have outstanding efficiency of only 3% for power transmission, tantamount to the power loss that occurs in each of the shift stages. Given these advantages, planetary gear systems are used in the driving systems of, which are widely used in automobile transmissions, machine tools, semiconductor equipment, and in other areas in industrial fields. Current structural equipment requires higher efficiency and greater torque levels. According to these needs, we have designed a complex planetary gear system which creates higher levels of torque. In this paper, an evaluation of strength designs for the proposed planetary gear system was conducted to ensure the stability of the gear. In addition, a durability analysis based on Miner's rule was performed using RS B 0095 device.

**Key Words :** Double planetary gear system(복합유성기어 시스템), Strength verification(강도 검증), Load distribution(하중분배), Durability analysis(내구 수명 해석), Miner's cumulative damage rule(누적손상법)

#### 1. 서론

본 연구에 적용되는 복합유성기어 감속기는 기계적인 동력전달이 난해하고 제한된 공간 내에서 높은 출력비를 요구하는 장비에 응용되는 기술로서 건설 중장비, 특장차, 농기계, 자동차, 선박, 항공기 등에 광범위하게 응용될 수 있는 기술이다. 콤팩트한 구조설계가 가능하기 때문에 높은 변속비로 인한 효율적인 동력전달이 가능하고 출력밀도가 높은 특징이 있다<sup>[1-6]</sup>. 이러한 특징 때문에 기계 산업 전반에 활용되는 핵심부품으로 그 사용범

\* Department of Mechanical and Aerospace engineering, Graduate School, Gyeongsang National University

# Corresponding Author : Youngdong Tech Co.

E-mail : yd1938@yahoo.co.kr

\*\* Department of Mechanical Engineering, ERI, Gyeongsang National University

위와 활용범위가 매우 넓으며 기계 산업 선진국의 핵심보유기술로 인정되고 있다.

굴삭기의 주행 시스템은 Fig. 1과 같이 유압모터부와 유성기어 시스템으로 이루어져 있으며, 유성기어 시스템은 유압모터로부터 저토크·고회전의 동력을 전달받아 기어의 감속비를 거쳐 고토크·저회전의 동력으로 변환하는 장치이다. 이러한 동력전달 과정 중에 발생하는 하중은 기어에 작용하는데, 기어장치는 운전 중에 파손이 일어나지 않고 제한된 제척 내에서 제 기능을 발휘하도록 설계되어야 한다. 이러한 조건을 만족시키려면 간섭, 안전계수, 부하용량을 고려한 굽힘강도와 면압강도를 만족하는 기어설계가 수행되어야 한다.

기계 산업의 콤팩트화, 정밀화, 고효율화에 대응하기 위해서 복합유성기어에 대한 연구가 필수적이다. 따라서 본 연구에서는 복합유성기어에 대한 강도해석과 마이너의 물과 RS B 0095에 근거한 내구성 해석을 통해 최적설계안을 도출하고자 한다<sup>[9]</sup>.

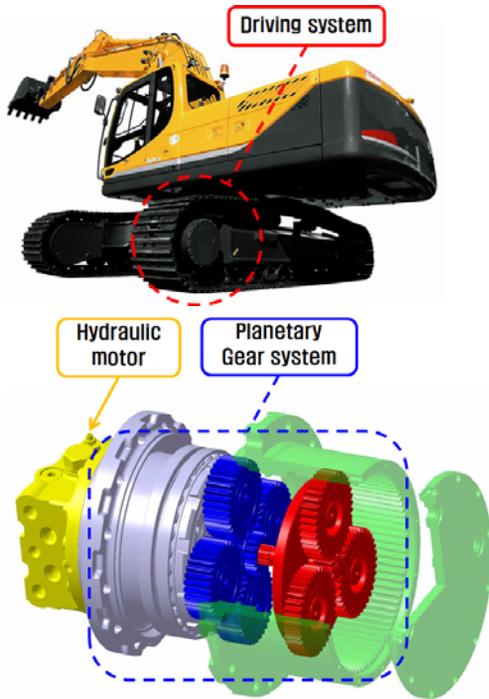


Fig. 1 Driving system in an excavator

## 2. 복합유성기어 특성 분석

### 2.1 기어비를 이용한 검증

본 연구에서 복합유성기어의 자유물체도는 Fig. 2와 같이 나타내었다. 아래 첨자 R은 링기어, P는 유성기어, S는 선기어를 말하며, 아래 첨자 1은 첫 번째 기어열, 2는 두 번째 기어열을 말한다. 첫 번째 기어열은  $Z_R = Z_{s1} + 2Z_{p1} + 1$ 을 만족하고, 두 번째 기어열은  $Z_R = Z_{s2} + 2Z_{p2}$ 을 만족한다. 첫 번째 기어열  $2k_{s1} + 4k_{p1} = 1$  과 두 번째 기어열  $k_{s2} + k_{p2} = 0$  을 만족한다.

유성기어의 지름조건에 의해 두기어의 접촉점 A와 B, C와 D에서 회전속도는 같아야 하므로 다음식을 만족한다.

$$(Z_{s1} + 2k_{s1})w_i = (Z_{s1} + 2k_{s1} + Z_{p1} + 2k_{p1})w_s - (Z_{p1} + 2k_{p2})w_{p1} \quad (\text{at } A) \quad (1)$$

$$(Z_R) \cdot w_i = (Z_{s1} + 2k_{s1} + Z_{p1} + 2k_{p1})w_s + (Z_{p1} + 2k_{p1})w_{p1} \quad (\text{at } B) \quad (2)$$

$$(Z_{s2} + 2K_{s2})w_s = -(Z_{p2} + 2k_{p2})w_{p2} \quad (\text{at } C) \quad (3)$$

$$Z_R w_o = (Z_{p2} + 2k_{p2})w_{p2} \quad (\text{at } D) \quad (4)$$

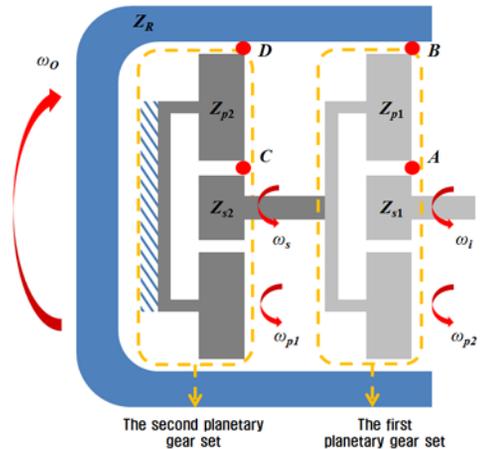


Fig. 2 Free body diagram of the double planetary gear system

## 2.2 토크와 각속도를 이용한 검증

토크와 각속도를 이용하여 출력에 대해 계산해 봄으로써 모델링에 대한 검증을 할 수 있다. 토크 식을 위한 기어박스 다이어그램은 Fig. 3과 같으며 축에 대한 토크 식을 정리하면 다음과 같다.

$$T_i + T_{s1} = 0 \quad (5)$$

$$T_{s1} + T_{p1} + T_{R1} = 0 \quad (6)$$

$$T_{s1}w_i + T_{p1}w_s + T_{R1}w_o = 0 \quad (7)$$

$$T_{p1} + T_{s2} = 0 \quad (8)$$

$$T_{s2} + T_{p2} + T_{R2} = 0 \quad (9)$$

$$T_{s2}w_s + T_{R2}w_o = 0 \quad (10)$$

$$T_{R1} + T_{R2} + T_o = 0 \quad (11)$$

초기조건  $T_i = 240.52 \text{ N}\cdot\text{m}$ 와  $\omega_i = 1,480 \text{ rpm}$ 을 이용하면 최종 출력토크는  $10,888.43 \text{ N}\cdot\text{m}$ 를 얻을 수 있다. 이 값은 시뮬레이션 결과 ( $10,702.4 \text{ N}\cdot\text{m}$ )와 약 1.7% 오차를 보이고 있다. 이 과정을 통해, 시뮬레이션을 위한 복합유성기어 시스템 구성에 대한 검증이 된다.

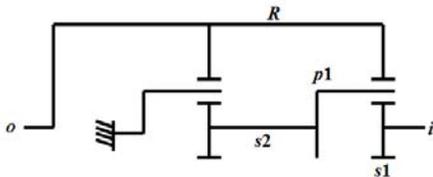


Fig. 3 Gearbox diagram

## 2.3 Miner의 누적손상법

Miner의 선형누적손상 이론은 하중의 순서에 대한 영향을 고려하지 못하는 단점이 있으나, 기계부품의 피로 파괴를 설명하는데 있어 비교적 간편하고 정확한 결과를 보여주기 때문에 폭넓게 사용되고 있다. Miner의 선형누적손상 이론은 어떤 응력에서의 손상율은 그 응력 수준에서 파괴에 도달하는 총 사이클 수에 대한 작용되는 사이클 수의 비와 선형적으로 비례하는 것이며 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$D_1 = \frac{n_1}{N_1} \quad (12)$$

즉, Miner의 누적손상법 이론은 크기가 다른 여러 개의 반복 하중이 각각 일정한 반복수로써 작용할 때 피로 파괴를 예측하는 방법으로, 자동차 변속기의 기어 설계에서 가장 널리 이용되고 있는 방법이다. 그리고 피로 파괴는 누적된 손상의 총 합(Total damage)이 단위 값에 도달하거나 이상일 때 발생하는데 이는 아래 식으로 표현된다.

$$D_T = \sum \frac{n_i}{N_i} = D_1 + D_2 + \dots + D_i \geq 1.0 \quad (13)$$

## 3. 기어 강도 해석

### 3.1 경계 조건 및 하중 조건

유성기어의 주요 부품으로 선기어, 유성기어, 링기어, 캐리어가 있다. 이들 주요 부품 중에서 선기어, 캐리어, 링기어의 구동과 고정 여부에 따라 세 가지 기어 감속비를 가진다.

본 연구대상에서 구동은 입력축인 1열 선기어가 되고 고정은 2열의 유성기어가 공전하지 못하도록 고정하고 있는 캐리어가 된다. 이러한 조합에 의해 최종 링기어가 피동기어가 된다. 구속조건은 아래 Fig. 4와 같다.

또한 복합유성기어 감속기는 유압모터로부터 동력을 전달받아 53.706의 감속비를 거쳐 출력한다.

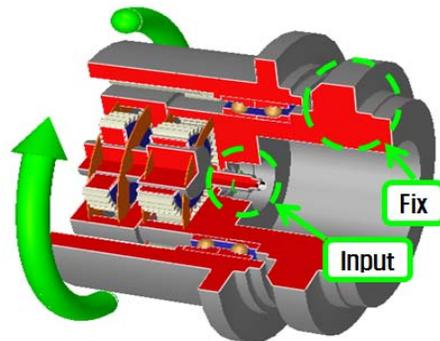


Fig. 4 Boundary condition of the double planetary gear system

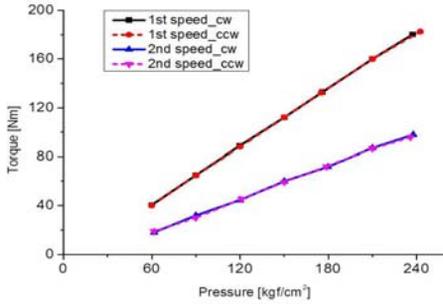


Fig 5. Performance curves of hydraulic motor at 1,480 rpm

Table 1 Load condition in strength analysis

Precondition	Test load case
temperature (°C)	60
Speed (rpm)	1,480
Torque (N·m)	240.5
Lubricant	SAE 80W

유압모터 성능실험을 통해 도출된 그래프는 Fig. 5와 같다. 기어 강도 해석 시 극한 상황에서 안전성을 만족하여야만 설계의 안전성이 확보되었다고 판단할 수 있으므로 최대 토크와 모터회전수를 가진 1속에서의 토크와 모터회전수를 복합유성기어 감속기의 입력조건으로 선정하였다. 입력 조건은 Table 1과 같다.

### 3.2 설계변수 설정

다양한 조건에서 강도 해석을 수행하고 최적의 설계안을 도출하기 위하여 몇 가지 설계변수를 설정하여 해석을 수행하였다. 설계변수를 설정함에 있어서 현재 개발과정 중에서 금형을 수정하지 않는 범위에서는 기어의 소재(SCM420H, SCM822H)와 치폭을 변수로 설정할 수 있다. 하지만 충분한 강도가 확보되지 않을 경우 최소한의 가공을 조건으로 전위계수 수정이 가능하다. 설계변수 설정은 Table 2와 같다.

### 3.3 기어 강도 해석 결과

유압모터와 연결된 선기어로부터 동력을 전달받아

Table 2 Design variables for the analysis

	1st planetary gear set		2nd planetary gear set		addendum modification coefficient
	Tooth width (mm)	Material	Tooth width (mm)	Material	
Case 1 (standard)	21.5	SCM 420H	35	SCM 420H	not change
Case 2	21.5	SCM 822H	35	SCM 822H	not change
Case 3	22.5	SCM 420H	36	SCM 420H	not change
Case 4	22.5	SCM 822H	36	SCM 822H	not change

1열 유성기어로 전달되고, 1열 유성기어를 고정하는 캐리어와 2열 유성기어 세트의 선기어로 전달된다. 전달된 동력은 2열 유성기어로 전달되어 공전하지 않고 링기어로 전달된다. 이 과정에서 유성기어의 손상량이 높음을 확인할 수 있다. 평행한 두 축을 가진 일반 기어배열보다 더 많은 잇점으로 내접과 외접의 기어 물림이 동시에 일어나기 때문이다.

case 1은 기준 모델로써 기어강도 해석결과 1열 선기어와 2열 선기어와 유성기어에서 안전율 1.0에 못 미치는 결과를 확인할 수 있다.

case 2의 경우, 소재의 변경으로 접촉응력에 대한 안전율은 상승하였으나, 굽힘 응력에 대한 안전율은

Table 3 Strength analysis result for the case 1

Gear	1st		2nd		Ring	
	S	P	S	P		
Contact stress (MPa)	L	-	547.7	-	944.0	-
	R	1,789.2	1,789.2	1,961.7	1,961.7	944.0
Safety factor		0.957	1.028	0.993	1.030	2.255
Bending stress (MPa)	L	-	158.3	-	394.5	-
	R	256.3	194.6	477.4	465.4	-
Safety factor		1.905	1.831	1.176	0.808	Infinity

\* S : sun gear      L : left  
P : planetary gear    R : right

변화하지 않는다. 이는 소재의 특성에 의한 결과이다.

case 3의 경우, 기준 모델에서 소재 변경 없이 치폭을 상승시킨 모델이다. 소재의 변경보다 큰 폭의 안전율을 상승을 보였으나, 1열 선기어와 2열 유성기어에서 여전히 충분한 안전율을 만족하지 못한다.

각각의 결과는 Table 3~6에 정리하였다.

**Table 4 Strength analysis result for the case 2**

Gear		1st		2nd		Ring
		S	P	S	P	
Contact stress (MPa)	L	-	542.9	-	935.8	-
	R	1,758.6	1,758.6	1,928.2	1,928.2	935.8
Safety factor		0.973	1.046	1.010	1.048	2.274
Bending stress (MPa)	L	-	158.3	-	394.5	-
	R	256.3	194.6	477.4	465.4	-
Safety factor		1.905	1.831	1.176	0.808	Infinity

**Table 5 Strength analysis result for the case 3**

Gear		1st		2nd		Ring
		S	P	S	P	
Contact stress (MPa)	L	-	534.2	-	930.0	-
	R	1,745.0	1,745.0	1,947.0	1,947.0	930.2
Safety factor		0.981	1.054	1.000	1.038	2.289
Bending stress (MPa)	L	-	150.6	-	382.9	-
	R	243.8	185.1	440.7	458.6	-
Safety factor		2.002	1.925	1.193	0.820	Infinity

**Table 6 Strength analysis result for the case 4**

Gear		1st		2nd		Ring
		S	P	S	P	
Contact stress (MPa)	L	-	529.5	-	921.9	-
	R	1,715.2	1,715.2	1,913.8	1,913.8	921.9
Safety factor		0.998	1.072	1.018	1.056	2.309
Bending stress (MPa)	L	-	150.6	-	382.9	-
	R	243.8	185.1	440.7	458.6	-
Safety factor		2.002	1.925	1.193	0.820	Infinity

## 4. 기어 내구 해석

### 4.1 경계 조건 및 하중 조건

내구 해석을 위한 경계조건은 강도해석과 경계 조건은 동일하지만 하중 조건은 Table 7과 같다. 입력 조건은 RS B 0095:2005에 근거하여 설정되었다. 연속부하내구시험으로 적용되며 회전속도는 1속 최고 속도에 대한 백분율 88%, 시험압력은 최고사용압력에 대한 백분율 88%로 설정되어진다. 총 작동 요구 시간 1,000 시간 중 1속과 2속의 사용빈도는 1:1로 동일하며 각 속도별 회전 방향 사용빈도 또한 1:1로 동일하게 적용된다.

Miner의 누적손상법에 따라 각각의 속도별 하중과

**Table 7 Load condition in durability analysis**

	Torque (N·m)	Speed (rpm)	Duration (hr)	Rotation direction
1 speed	211.64	1,302.4	250	clockwise
			250	counter clockwise
2 speed	114.31	2,327.16	250	clockwise
			250	counter clockwise

회전 방향은 프로그램 제어에 의해 무작위로 입력되어 수행되어진다.

### 4.2 기어 내구 해석 결과

기준 모델 case 1에 대한 내구 수명 해석 결과 Table 8과 같이 나타낼 수 있다. 결과에서 유성기어가 다른 기어에 비해 수명이 짧은 것을 알 수 있다. 2열 유성기어가 요구 수명에 못 미치는 것을 알 수 있다. 작동 시간을 증가시키기 위하여 case 2와 같이 소재를 SCM 420H에서 SCM822H로 변경하였다. 소재의 변경으로 접촉 응력에 대한 내구 수명은 약 2 배 이상 상승하였으나, 소재의 특성으로 인한 굽힘 응력에 대한 내구 수명은 변화하지 않음을 확인하였다. 기준 모델과 비교하여 2열 유성기어의 치폭을 1mm 증가시킨 case 3의 내구 수명 해석 결과 요구 수명을 만족하는 결과를 확인하였다.

**Table 8 Durability analysis result for the case 1**

Gear	1st		2nd		Ring	
	S	P	S	P		
Contact stress (MPa)	L	N/A	N/A	N/A	N/A	
	R	1,526.5	1.1e4	2,909.3	1.1e4	N/A
Bending stress (MPa)	L	N/A	N/A	N/A	2.6e4	N/A
	R	N/A	N/A	8.6e6	901.7	N/A
Combined life (hr)	1,526.5	1.1e4	2,909.3	901.7	N/A	
Pass/Fail	Pass	Pass	Pass	Fail	Pass	

\* S : sun gear L : left  
P : planetary gear R : right

**Table 9 Durability analysis result for the case 2**

Gear	1st		2nd		Ring	
	S	P	S	P		
Contact stress (MPa)	L	N/A	N/A	N/A	N/A	
	R	4,040.8	1.4e4	3,955.3	1.5e4	N/A
Bending stress (MPa)	L	N/A	N/A	N/A	2.6e4	N/A
	R	N/A	N/A	8.6e6	901.7	N/A
Combined life (hr)	4,040.8	1.4e4	3,955.3	901.7	N/A	
Pass/Fail	Pass	Pass	Pass	Fail	Pass	

**Table 10 Durability analysis result for the case 3**

Gear	1st		2nd		Ring	
	S	P	S	P		
Contact stress (MPa)	L	N/A	N/A	N/A	N/A	
	R	2,385.0	1.7e4	3,328.0	1.3e4	N/A
Bending stress (MPa)	L	N/A	N/A	N/A	6.6e4	N/A
	R	N/A	N/A	1.4e7	1,023.0	N/A
Combined life (hr)	2,385.0	1.7e4	3,328.0	1,023.0	N/A	
Pass/Fail	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	

**Table 11 Durability analysis result for the case 4**

Gear	1st		2nd		Ring	
	S	P	S	P		
Contact stress (MPa)	L	N/A	N/A	N/A	N/A	
	R	3,214.2	2.3e4	4,524.6	1.7e4	N/A
Bending stress (MPa)	L	N/A	N/A	N/A	6.6e4	N/A
	R	N/A	N/A	1.4e7	1,023.0	N/A
Combined life (hr)	3,214.2	2.3e4	4,524.6	1,023.0	N/A	
Pass/Fail	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	

## 5. 결론

본 연구에서는 차량용 변속기 기어 설계에 이용되는 Miner의 누적손상법을 적용하여 복합유성기어 기어 시스템의 안전성과 내구성 해석을 수행하였다. 이를 통해 기어의 굽힘 및 접촉응력에 대한 안전율과 손상량에 대한 내구성을 평가하였다. 또한 강도 및 내구성이 취약한 기어에 대해서는 변수를 설정하여 최적설계안을 도출하였다.

1) 설계 모델 4가지에 대하여 동적하중이 부여될 때 접촉 및 굽힘응력에 대한 기어 강도 해석을 수행한 결과, 1열 선기어와 2열 유성기어에서 안전율 1.0을 만족하지 못하는 결과를 확인할 수 있다.

2) 설계 모델 4가지에 대하여 연속부하 내구 해석을

수행한 결과, 표준모델 case 1의 기어 강도 해석에서 1열 선기어와 2열 선기어, 유성기어에서 안전율 1.0을 충족하지 못하였지만 1, 2열 선기어는 요구수명을 만족하는 결과를 확인할 수 있다.

- 3) 세 번째 모델 case 3의 내구 수명 해석결과 복합 유성기어 감속기 내부 모든 기어가 요구 수명 1,000 시간을 만족하는 결과를 확인할 수 있다.

극한의 하중을 받을 때 기어 강도는 안전율 1.0을 약간 만족하지 않는 결과를 보였지만 연속부하를 받는 상황에서의 내구 해석에 대해서는 요구수명 1,000 시간 이상을 만족하는 결과를 보였다. 따라서 재설계를 필요로 하지 않고 요구 조건을 만족하는 case 3이 최적설계안으로 사료된다. 추후 소음 및 진동에 대한 해석을 수행하여 그 영향을 고려한 최적 설계안을 도출해볼 수 있기를 기대한다.

본 연구 결과를 통하여 기어의 손상에 대한 문제가 발생하였을 시, 소재의 변경보다는 치폭의 변화가 효율적으로 문제를 해결할 수 있는 것으로 보인다.

## 후 기

본 연구는 교육부와 한국산업기술진흥원의 ‘지역 혁신인력양성사업’과 산업통상자원부와 한국산업기술진흥원의 ‘수출전략형 FGCV 연구개발사업’의 지원을 받아 수행된 연구결과입니다.

그리고 본 연구에 S&T Ltd의 Romax Designer를 사용하였으며 S&T와 Romax Technology Ltd에 감사드립니다.

## REFERENCES

(1) Xi Wu, Jim Meagher, and Andrew Sommer, “A Differential Planetary Gear Model with Backlash and Teeth Damage”, Proceedings of the 29th IMAC A Conference on Structural Dynamics, Vol. 5 : 203-215, 2011

(2) G. Balbayev and Marco Ceccarelli, “Design and Characterization of a New Planetary Gear Box”,

Proceedings of the Second Conference MeTrApp, Vol. 17 : 91-98, 2013

(3) Maha Karray, Fakher Chaari, Alfonso Fernandez Del Rincon, Fernando Viadoro, and Mohamed Haddar, “An Experimental Investigation of the Dynamic Behavior of Planetary Gear Set”, Conference Design and Modeling of Mechanical Systems, Part II : 199-206, 2013

(4) D. S. Kang, M. G. Kong and C. K. Song, “Stress Analysis of the Differential System”, KSME, Spring Conference pp. 41-44, 2010

(5) D. S. Kang and C. K. Song, "Profile-shifted Gear in Multi-axial Differential System", The Korean Society for Precision Engineering, Vol. 28, No. 5, pp. 632-637, 2011

(6) Yusun Son, Hoyoje Bae, Sunghoon Tak, Qi Zhang, Sungki Lyu, “A study on the prediction and measurement of Transmission Error for high speed gear”, Korean Society for Precision Engineering, Vol. 25, No. 12 : pp. 20-26, 2008

(7) Geunho Lee, Hyoung Eui Kim and Bosik Kang, “Development of accelerated life test method for mechanical components using Weibull-IPL(Inverse Power Law) model”, KSME, Conference of the KSME(A) : 447-448, 2003

(8) J. P. Hong, Mechanical Design, Kyobo Press, 2008

(9) Agency for Technology and standards, Track Drive Unit for Mini Excavator, RS B 0095 : 2005