



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

KISSsoft를 이용한 정유압 기계식  
변속기 주축 베어링의 최적 설계에  
관한 연구



2022년 2월

부경대학교 대학원

기계시스템공학과

하 무 정

공학석사 학위논문

KISSsoft를 이용한 정유압 기계식  
변속기 주축 베어링의 최적 설계에  
관한 연구

지도교수 지 상 원

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2022년 2월

부경대학교 대학원

기계시스템공학과

하 무 정

# 하무정의 공학석사 학위논문을 인준함

2022년 2월 25일

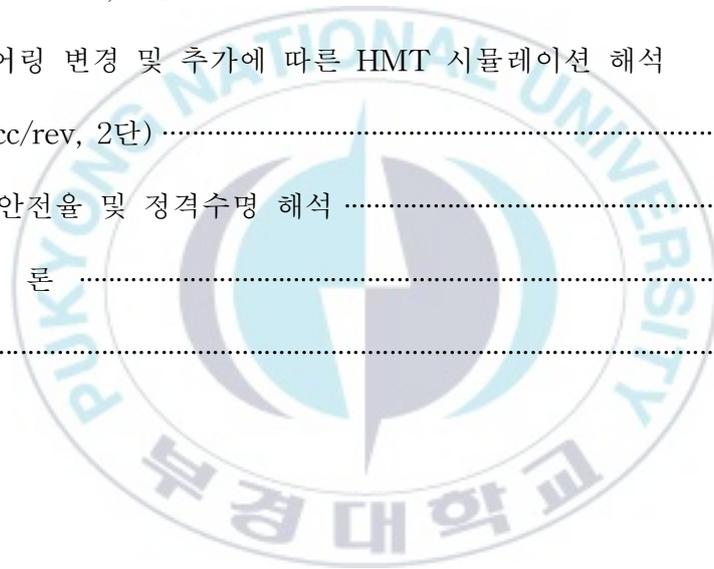


주심	공학박사	장지성	(인)
위원	공학박사	정석호	(인)
위원	공학박사	지상원	(인)

# 목 차

Abstract .....	iii
제 1 장 서 론 .....	1
제 2 장 기존 HMT의 KISSsoft 모델링 및 시뮬레이션 .....	2
2.1 HMT 기어트레인의 구성 .....	2
2.2 기존 HMT 기어트레인의 KISSsoft 모델링 .....	3
2.3 기존 HMT 기어트레인의 시뮬레이션 해석 .....	6
2.3.1 HMT 유성기어의 속도 및 토크 계산식 .....	7
2.3.2 HSU 배제용적에 따른 HMT 출력속도 해석 .....	9
제 3 장 기존 HMT의 KISSsoft 시뮬레이션 해석 .....	10
3.1 HSU 용적 +50 cc/rev일 경우의 해석결과 .....	10
3.1.1 HMT 1단 해석 .....	10
3.1.2 HMT 2단 해석 .....	12
3.2 HSU 용적 0 cc/rev일 경우의 해석결과 .....	14
3.2.1 HMT 1단 해석 .....	14
3.2.2 HMT 2단 해석 .....	16
3.3 HSU 용적 -50 cc/rev일 경우의 해석결과 .....	18
3.3.1 HMT 1단 해석 .....	18
3.3.2 HMT 2단 해석 .....	20
3.4 기존 HMT의 시뮬레이션 해석 결론 .....	22

제 4 장	개선 HMT의 KISSsoft 모델링 및 시뮬레이션 .....	24
4.1	HMT 베어링 최적화(+50cc/rev, 2단) .....	25
4.1.1	베어링 변경 및 해석 .....	25
4.1.2	축 변형 해석 및 비교 .....	26
4.1.3	축 변형 개선 .....	28
4.2	베어링 변경 및 추가에 따른 HMT 시뮬레이션 해석 (+50cc/rev, 2단) .....	29
4.3	베어링 변경 및 추가에 따른 HMT 시뮬레이션 해석 (0cc/rev, 2단) .....	32
4.3.1	안전율 및 정격수명 해석 .....	32
제 5 장	결론 .....	35
참고문헌	.....	36



# A Study on the Optimal Bearing Design of the Main Shaft for Hydro Mechanical Transmission Using KISSsoft

Moo-Jeong Ha

*Department of Mechanical System Engineering*

*The Graduate School*

*Pukyong National University*

## **Abstract**

Hydro-mechanical transmission has the advantage of maximizing the efficiency of power transfer by utilizing hydraulic power favorable to high torque in the low speed area to increase mobility at low speed and by using a lot of machine power in the high speed area. Hydro-mechanical transmission continuously combines the flow of mechanical and hydraulic power, resulting in the synthesized power flowing out to the output shaft. In this process, the main shaft is subjected to different directions and force loads depending on the hydrostatic transmission operation, which affects the life of the bearing supporting the load. Currently, hydro-mechanical transmission is designed by applying the load on each bearing at the maximum theoretical value per bearing, resulting in a somewhat excessive bearing selection. Therefore, in this study, we will

interpret the safety factor, rating life, shaft bending of the currently manufactured hydro-mechanical transmission main shaft bearings as KISSsoft, and then proceed with the optimal design. Summarizing the results of the existing Hydro-mechanical transmission simulation conducted in this study, in all sections with Hydro-static unit exclusion volumes of +50cc/rev to -50cc/rev, each bearing safety factor is 5.22 to 316.37, exceeding the target safety factor of 1.25 so it is considered that the bearing of the Hydro-mechanical transmission is designed safely. The rating life of the bearing also exceeded the Hydro-mechanical transmission target rating life of 5,000 hours, and it is judged that the rating life of the bearing also satisfies the target. However, the existing safety factor and rating life expectancy are conservative and judged to be somewhat excessively designed. Through KISSsoft simulation analysis, 11 of the 12 bearings were changed to bearings with a smaller size than before, and the safety factor and rating life were also reduced, but it was interpreted that the design reference safety factor was 1.25 or more and the rating life was 5,000 hours or more. In addition, bending support bearings were applied to the maximum shaft bending point to alleviate the shaft bending of the existing Hydro-mechanical transmission, reducing the maximum shaft bending value by about 80% from 0.0891mm to 0.0171mm based on +50cc/rev - 2 stage through KISSsoft simulation analysis. In this study, the main shaft bearing of the Hydro-mechanical transmission for tractors was improved using KISSsoft. Using the Hydro-mechanical transmission optimal design results derived in this study, it will be applied to actual Hydro-mechanical transmission products.

## 제 1 장 서 론

트랙터는 여러 가지 작업조건과 경지조건에서 다양한 작업기를 장착하여 작업하기 때문에 오래전부터 조작성이 쉽고 편리한 무단변속이 요구되어 왔으며, 정유압 장치인 HSU (hydro-static unit) 조작성의 편리성과 기계식 트랜스미션의 높은 동력전달 효율이라는 두 가지 장점을 구현할 수 있는 새로운 개념의 정유압 기계식 변속기인 HMT (hydro-mechanical transmission)의 상품화 개발에 많은 노력이 이루어지고 있다. HMT는 트랙터의 저속영역에서 고토크에 유리한 유압동력을 활용하여 저속에서의 기동력을 높이고, 고속영역에서는 기계동력을 주로 사용하여 동력전달의 효율을 극대화 시키는 장점이 있다.<sup>1)</sup>

HMT에서는 기계 동력과 유압 동력이 합성되어 출력축으로 전달된다. 이러한 과정에서 주축에는 클러치 및 HSU 작동에 따라 각기 다른 방향의 부하가 발생되고, 이는 하중을 지지하는 베어링에 영향을 주게 된다.<sup>2)</sup>

본 연구에서 제작된 HMT는 목표 안전율 1.25와 정격수명 5,000시간<sup>3)</sup>을 만족하기 위하여, 초기 설계시 각각의 베어링에 가해지는 부하를 각 베어링당 최대 이론값으로 적용하여 설계하였으나, 이로 인해 매우 보수적으로 과도하게 베어링이 선정되었다.

따라서 본 논문에서는 현재 제작된 HMT 주축 베어링의 안전율, 정격수명, 축 변형을 상용해석 소프트웨어인 KISSsoft를 이용하여 해석한 후, HMT 주축 베어링의 최적설계를 진행하고자 한다.

## 제 2 장 기존 HMT의 KISSsoft 모델링 및 시뮬레이션

### 2.1 HMT 기어트레인의 구성

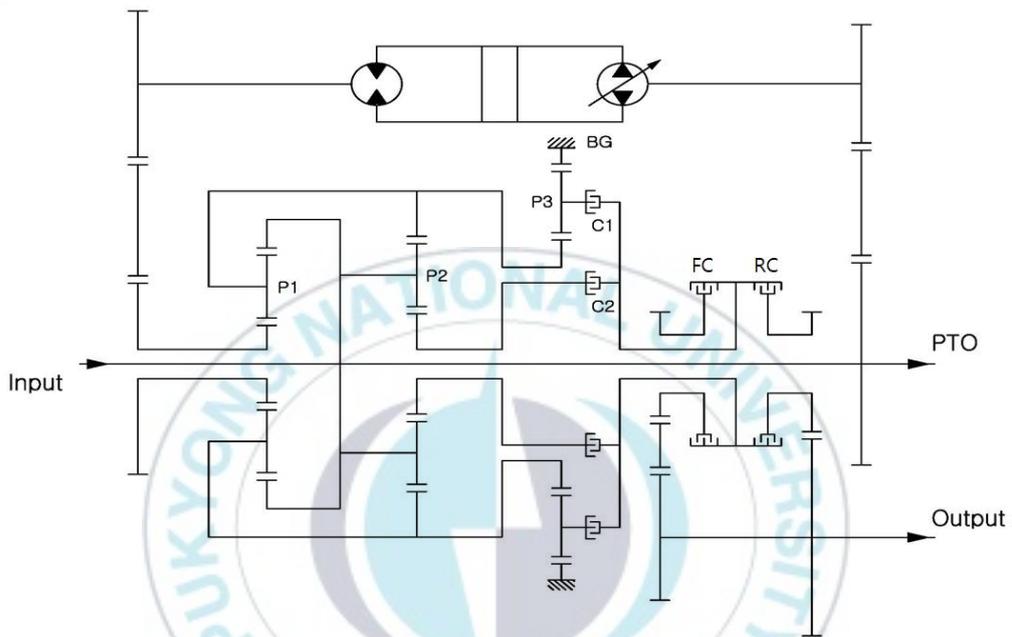


Fig. 1 HMT power flow system

본 논문에서 해석 대상이 되는 HMT의 동력흐름을 Fig. 1에 나타낸다. HMT는 3개의 유성기어(P1, P2, P3)와 4개의 클러치(C1, C2, FC, RC), 그리고 1개의 정유압 장치인 HSU로 구성된다. P3 링기어는 회전을 방지하기 위해 브레이크(BG)를 이용하여 고정한다. HMT는 전진 2단과 후진 2단으로 구성되며, 각각의 단에서 HSU의 배제용적의 변화를 통해 최종적으로 무단 변속이 구현된다. 각각의 변속은 클러치의 조합에 의하여 결정된다. HMT의 클러치 작동상태에 따른 변속상태는 Table 1에 나타낸다.

Table 1 Condition of HMT clutching

mode	C1	C2	FC	RC
forward 1 <sup>st</sup> stage	O		O	
forward 2 <sup>st</sup> stage		O	O	
reverse 1 <sup>st</sup> stage	O			O
reverse 2 <sup>st</sup> stage		O		O

## 2.2 기존 HMT 기어트레인의 KISSsoft 모델링

본 논문의 연구대상인 HMT 기어 트레인의 주축을 KISSsoft를 사용하여 Fig. 2와 같이 모델링하였다.<sup>4)</sup>

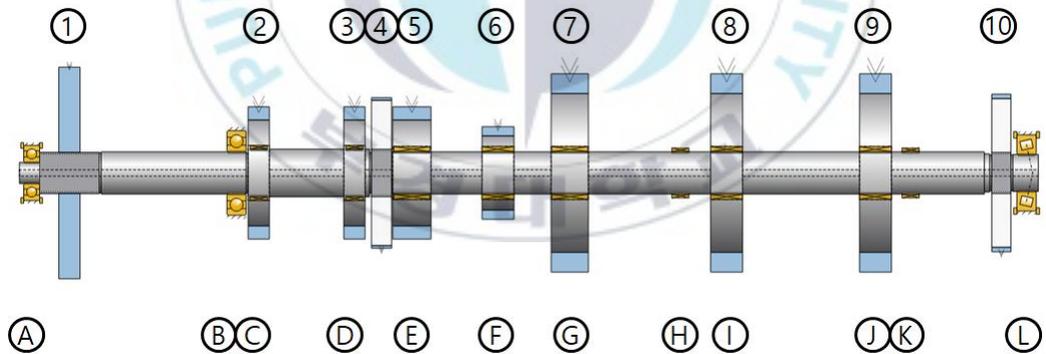


Fig. 2 Simulation model of HMT shaft

주축은 총 10개의 기어(1~10)와 12개의 베어링(A~L)으로 구성되어 있다. 10개의 기어 중 3개(1,4,10)는 스플라인으로 주축과 직접 연결되어있으며, 나머지 7개는 베어링을 통해 주축에 결합된 구조이다.

해석에 적용되는 HMT의 기어와 베어링의 상세사양을 Table 2와 Table 3에 명기하였다.

Table 2 Parameter of HMT gears

No.	gear name	$z$	$D(\text{mm})$	$b(\text{mm})$	material	to shaft
1	Engine Input	-	200	20	SCM420	spline
2	HSU Motor	63	110	20		C
3	P1 Sun Power	63	110	20		D
4	P2 Carrier	105+63	140	19		spline
5	P2 Sun	63	110	36		E
6	P3 Sun	66	75	30		F
7	P3 Carrier	66+106	160	35		G
8	FC	-	160	30		I
9	RC	-	160	30		J
10	HSU Pump	78	145	18		spline

여기서  $z$ 는 기어의 잇수,  $D$ 는 기어의 외경,  $b$ 는 기어의 두께를 나타낸다. 입력되는 엔진동력은 주축의 원판(지름 200mm)을 통해 동력을 전달되는 구조이다. 캐리어 기어잇수는 유성기어 계산식을 통해 선기어와 링기어의 기어 잇수 합으로 표현한다.<sup>5)</sup>

Table 3 Parameter of HMT bearings

location	part name	bearing model	$d$ (mm)	$D$ (mm)	$b$ (mm)
A	Engine Bearing	6304	20	52	15
B	Support A	6208	40	80	18
C	HSU Motor	4516	45	52	16
D	P1 Sun	4516	45	52	16
E	P2 Sun	RNAO 40x50x34	40	50	34
F	P3 Sun	NK 40/30	40	50	30
G	P3 Carrier	RNAO 40x50x34	40	50	34
H	FC Support	HK4016	40	47	16
I	FC	NK 40/30	40	50	30
J	RC	NK 40/30	40	50	30
K	RC Support	HK4016	40	47	16
L	End Support	30207	35	72	18.25

HMT에 적용되는 베어링은 양산시 범용성 확보를 위하여 일반 시중에서 쉽게 구매 가능한 표준 상용 베어링으로 선정한다. 여기서  $d$ 는 베어링의 내경,  $D$ 는 베어링의 외경,  $b$ 는 베어링의 두께를 나타낸다.

### 2.3 기존 HMT 기어트레인의 시뮬레이션 해석

HMT에 사용되는 HSU는 50 cc/rev의 배제용적과 최대사용압력 420 bar의 양방향 가변사판식 유압 피스톤 펌프 형태이다. HMT는 HSU의 사판각 위치에 따른 배제용적변화에 따라 무단변속이 구현된다. 본 절에서는 HMT를 전진클러치 연결로 고정하고, HSU 배제용적이 +50 cc/rev, 0 cc/rev, -50 cc/rev인 3가지 경우로 나누어 해석을 진행한다. HMT의 해석에 적용되는 기본 입력사양을 Table 4에 나타낸다. Table 4에 나타낸 HMT의 입력제원은 140마력급 트랙터의 엔진제원을 참조하여 선정되었다..

Table 4 HMT design parameter

part name	symbol	spec	unit
input power	$P_i$	140	HP
input speed	$\omega_i$	2300	rpm
input torque	$T_i$	61	kgf.m
HSU volume	$V_{th}$	50~-50	cc/rev
working pressure	$\Delta P$	420	bar
1 <sup>st</sup> planetary gear ratio	$R_1$	0.600	-
2 <sup>nd</sup> planetary gear ratio	$R_2$	0.600	-
3 <sup>rd</sup> planetary gear ratio	$R_3$	0.623	-
motor gear ratio	$R_m$	0.95	-
pump gear ratio	$R_p$	2.00	-
output gear ratio	$R_o$	1.00	-
HSU pump speed	$\omega_p$	4600	rpm
HSU motor speed	$\omega_m$	4600	rpm

### 2.3.1 HMT 유성기어의 속도 및 토크 계산식

HMT의 클러치 조합을 통해 HMT에 1단 또는 2단의 동력흐름이 연결된 경우 발생하는 속도와 토크의 계산식을 개별식으로 나타낸다. HMT의 1단 클러치 연결시의 속도는 식(1)~(7)과 같고, 토크는 식(8)~(13)와 같이 나타낼 수 있다. HMT의 2단 클러치 연결시의 속도는 식(14)~(20)과 같고, 토크는 식(21)~(22)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\omega_p = R_p \times \omega_i \quad (1)$$

$$\omega_m = V_{pr} \times \omega_p \quad (2)$$

$$\omega_{s1} = R_m \times \omega_m \quad (3)$$

$$\omega_{r1} = \omega_i \quad (4)$$

$$\omega_{c1} = \frac{\omega_{r1} + R_1 \omega_{s1}}{(1 + R_1)} = \omega_{s3} \quad (5)$$

$$\omega_{c3} = \frac{R_3 \omega_{s3}}{(1 + R_3)} \quad (6)$$

$$\omega_o = R_o \times \omega_{c3} \quad (7)$$

$$T_m = \frac{V_{th} \times \Delta P}{200\pi} \quad (8)$$

$$T_{s1} = \frac{T_m}{R_m} \quad (9)$$

$$T_{c1} = \frac{T_{s1}(1 + R_1)}{R_1} = T_{s3} \quad (10)$$

$$T_{r1} = \frac{T_{s1}}{R_1} = T_i \quad (11)$$

$$T_{c3} = \frac{T_{s3}(1 + R_3)}{R_3} \quad (12)$$

$$T_o = \frac{T_{c3}}{R_o} \quad (13)$$

$$\omega_p = R_p \times \omega_i \quad (14)$$

$$\omega_m = V_{pr} \times \omega_p \quad (15)$$

$$\omega_{s1} = R_m \times \omega_m \quad (16)$$

$$\omega_{r1} = \omega_i = \omega_{c2} \quad (17)$$

$$\omega_{c1} = \frac{\omega_{r1} + R_1 \omega_{s1}}{(1 + R_1)} = \omega_{r2} \quad (18)$$

$$\omega_{s2} = \frac{(1 + R_2) \omega_{c2} - \omega_{r2}}{R_2} \quad (19)$$

$$\omega_o = R_o \times \omega_{s2} \quad (20)$$

$$T_{s2} = T_i \frac{\omega_i}{\omega_{s2}} \quad (21)$$

$$T_o = \frac{T_{s2}}{R_o} \quad (22)$$

여기서  $\omega$ 는 속도,  $T$ 는 토크, 첨자  $i$ 는 엔진동력,  $p$ 는 유압펌프,  $m$ 은 유압모터,  $s$ 는 선기어,  $c$ 는 캐리어,  $r$ 은 링기어,  $o$ 는 출력동력,  $R$ 은 유성기어비,  $s1$ 은 1<sup>st</sup> 선기어,  $c1$ 은 1<sup>st</sup> 캐리어,  $r1$ 은 1<sup>st</sup> 링기어,  $s2$ 은 2<sup>nd</sup> 선기어,  $c2$ 은 2<sup>nd</sup> 캐리어,  $r2$ 은 2<sup>nd</sup> 링기어,  $s3$ 은 3<sup>rd</sup> 선기어,  $c3$ 은 3<sup>rd</sup> 캐리어,  $r3$ 은 3<sup>rd</sup> 링기어를 의미한다.<sup>6)</sup>

### 2.3.2 HSU 배제용적에 따른 HMT 출력속도 해석

전술한 HMT 속도계산식을 이용하여 HSU의 배제용적을  $-50 \sim +50 \text{cc/rev}$ 로 가변함에 따라 변화하는 HMT의 출력속도를 계산하여 Fig.3에 나타낸다.<sup>7)</sup> Fig.3에서 HMT 입력속도가 2300 rpm일 때, HMT 출력속도는  $-77 \text{ rpm}$ 에서 6469 rpm까지 변속됨을 알 수 있다. 단, HMT 최저 속도가  $-77 \text{rpm}$ 인 것은 일반적으로 HSU의 용적효율이 100%보다 낮으므로, HMT의 최저 속도가 0rpm으로 출력되도록 설정하기 위함이다. 또한, HMT 1단 최고속도와 HMT 2단 최저속도의 편차가 발생하는 것도, HSU의 용적효율에 따른 변속시 속도편차를 최소화하기 위해서이다.<sup>8)</sup>

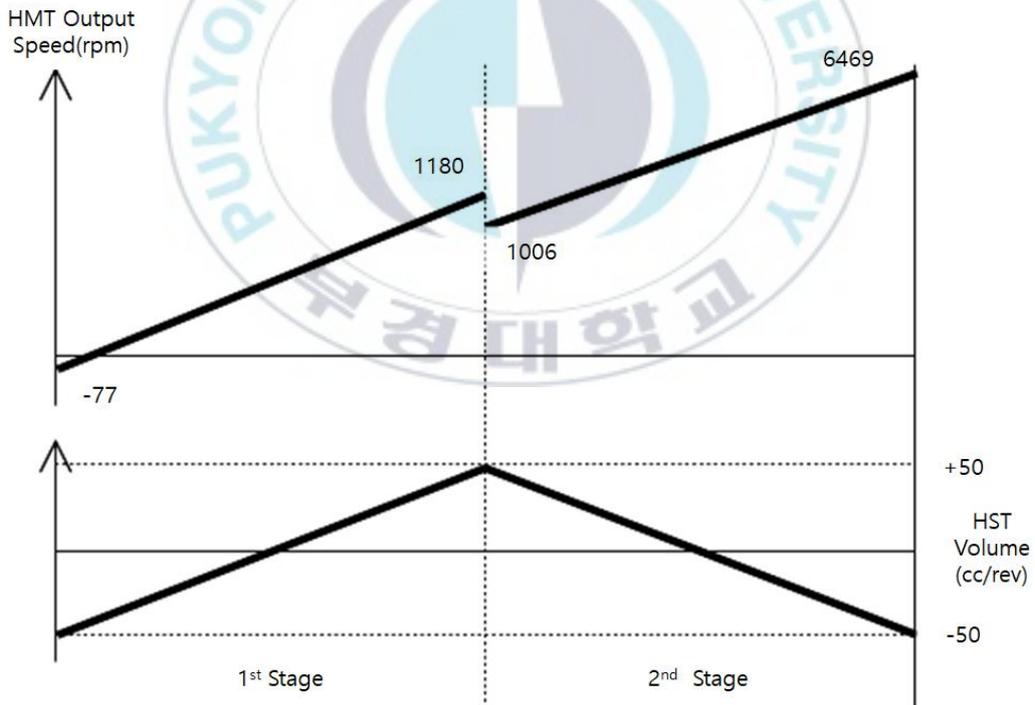


Fig. 3 HMT output speed according to HSU volume

### 제 3 장 기존 HMT의 KISSsoft 시뮬레이션 해석

#### 3.1 HSU 배제용적 +50 cc/rev일 경우의 해석결과

HSU 배제용적이 +50cc/rev일 경우, HMT 기어트레인의 각 요소의 속도 및 토크 해석결과를 Table 5에 나타낸다.

Table 5 HMT speed and torque (+50 cc/rev)

		speed(rpm)	torque(kgf.m)
1 <sup>st</sup> stage	1st sun	4370	36.6
	1st ring	2300	61
	1st carrier	3076	97.6
	3rd sun	3076	97.6
	3rd carrier	1180	254
	output	1180	254
2 <sup>nd</sup> stage	1st sun	4370	36.6
	1st ring	2300	61.6
	1st carrier	3076	97.6
	2nd sun	1006	139.4
	2nd ring	3076	232.4
	2nd carrier	2300	61
	output	1006	139.4

##### 3.1.1 HMT 1단 해석

HSU의 배제용적이 +50cc/rev일 때, Fig. 1에 나타난 모델과 전술한 해석조건 및 Table 5의 값을 적용하여 HMT 1단에 대한 시뮬레이션을 수행하였으며, 베어링의 안전율 및 정격수명 해석 결과를 Table 6에 나타내고, 축 변형 결과를 Fig. 4에 나타낸다.

Table 6 Simulation result of HMT 1<sup>st</sup> stage

part Name	safety factor	rating life(hour)
Engine Bearing	9.47	61395 h
Support A	5.25	5242 h
FC Support	19.81	17164 h
RC Support	9999.99	> 1000000 h
End Support	11.32	35358 h
HSU Motor	48.23	149785 h
P1 Sun	43.45	105772 h
P2 Sun	28.05	63679 h
P3 Sun	28.17	27244 h
P3 Carrier	81.13	> 1000000 h
FC	27.86	68518 h
RC	27.86	68518 h

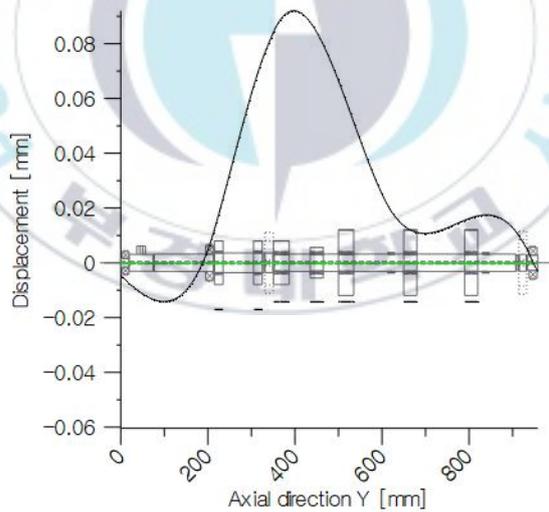


Fig. 4 Bending of HMT shaft 1<sup>st</sup> stage

Fig. 4의 결과로부터, 1단에서의 최대 축 변형은 P2 Sun과 P3 Sun의 사이 지점에서 발생하였으며 그때 변형량은 0.0932 mm로 나타났다.

### 3.1.2 HMT 2단 해석

HSU의 배제용적이 +50cc/rev일 때, Fig. 1에 나타난 모델과 전술한 해석조건 및 Table 5의 값을 적용하여 HMT 2단에 대한 시뮬레이션을 수행하였으며, 베어링의 안전율 및 정격수명 해석 결과를 Table 7에 나타내고, 축변형 시뮬레이션 결과를 Fig.5에 나타낸다.

Table 7 Simulation result of HMT 2<sup>nd</sup> stage

part Name	safety Factor	rating Life(hour)
Engine Bearing	9.83	68818 h
Support A	5.45	5885 h
FC Support	20.46	19136 h
RC Support	1572.65	> 1000000 h
End Support	11.33	35473 h
HSU Motor	48.23	149781 h
P1 Sun	43.45	105769 h
P2 Sun	28.05	63678 h
P3 Sun	28.17	27243 h
P3 Carrier	81.13	> 1000000 h
FC	27.86	68518 h
RC	27.86	68518 h

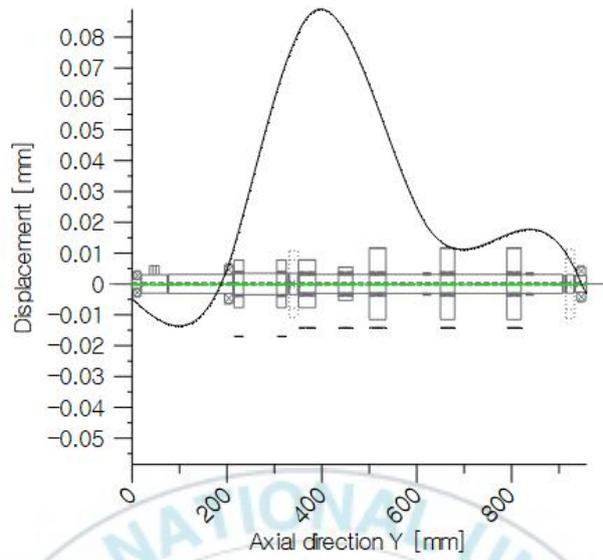


Fig. 5 Bending of HMT shaft 2<sup>nd</sup> stage

Fig. 5의 결과로부터, 2단에서의 최대 축 변형은 1단에서의 경우와 유사하게 P2 Sun과 P3 Sun의 사이 지점에서 발생하였으며, 그때 변형량은 0.0892 mm로 나타났다.

### 3.2 HSU 배제용적 0 cc/rev일 경우의 해석결과

HSU 배제용적이 0cc/rev일 경우, HMT 기어트레인의 각 요소의 속도 및 토크 해석결과를 Table 8에 나타낸다.

Table 8 HMT speed and torque (0 cc/rev)

		speed(rpm)	torque(kgf.m)
1 <sup>st</sup> stage	1st sun	0	36.6
	1st ring	2300	61.0
	1st carrier	1438	97.6
	3rd sun	1438	97.6
	3rd carrier	552	254.3
	output	552	254.3
2 <sup>nd</sup> stage	1st sun	0	36.6
	1st ring	2300	61.0
	1st carrier	1438	97.6
	2nd sun	3738	37.5
	2nd ring	1438	62.6
	2nd carrier	2300	61.0
	output	3738	37.5

#### 3.2.1 HMT 1단 해석

HSU의 배제용적이 0cc/rev일 때, Fig. 1에 나타난 모델과 전술한 해석조건 및 Table 8의 값을 적용하여 HMT 1단에 대한 시뮬레이션을 수행하였으며, 베어링의 안전율 및 정격수명 해석 결과를 Table 9에 나타내고, 축 변형 결과를 Fig. 6에 나타낸다.

Table 9 Simulation result of HMT 1<sup>st</sup> stage (0 cc/rev)

part Name	safety factor	rating life(hour)
Engine Bearing	9.4	60046 h
Support A	5.36	5583 h
FC Support	30.63	73441 h
RC Support	9999.99	> 1000000 h
End Support	316.37	> 1000000 h
HSU Motor	48.23	> 1000000 h
P1 Sun	43.45	> 1000000 h
P2 Sun	28.05	17138 h
P3 Sun	28.17	58277 h
P3 Carrier	81.13	> 1000000 h
FC	27.86	146473 h
RC	27.86	146473 h

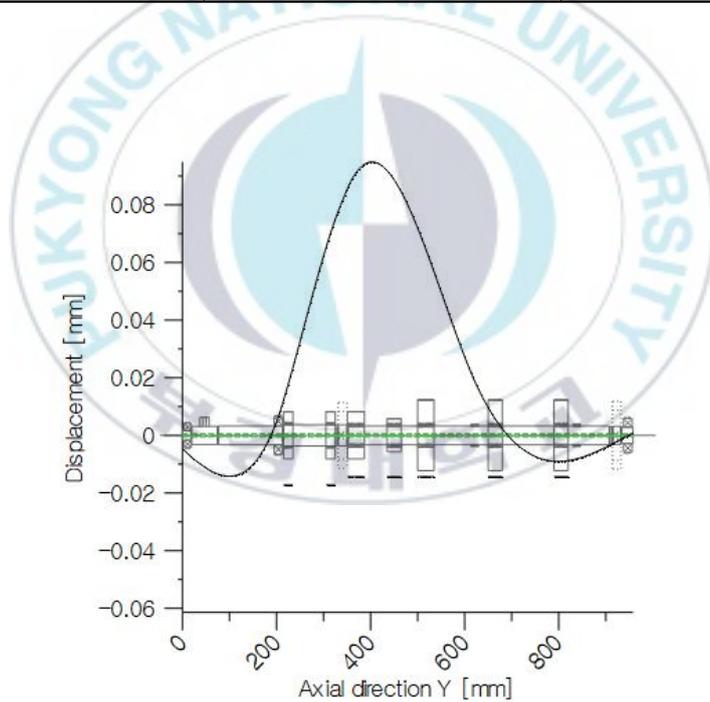


Fig. 6 Bending of HMT shaft 1st stage

Fig. 6의 결과로부터, 1단에서의 최대 변형은 P2 Sun과 P3 Sun의 사이 지점에서 발생하였으며, 그때 변형량은 0.0950 mm로 나타났다.

### 3.2.2 HMT 2단 해석

HSU의 배제용적이 0cc/rev일 때, Fig. 1에 나타난 모델과 전술한 해석조건 및 Table 8의 값을 적용하여 HMT 2단에 대한 시뮬레이션을 수행하였으며, 베어링의 안전율 및 정격수명 해석 결과를 Table 10에 나타내고, 축 변형 결과를 Fig. 7에 나타낸다.

Table 10 Simulation result of HMT 2<sup>nd</sup> stage

part Name	safety factor	rating life(hour)
Engine Bearing	9.16	55595 h
Support A	5.22	5156 h
FC Support	29.8	66984 h
RC Support	9999.99	> 1000000 h
End Support	305.04	> 1000000 h
HSU Motor	48.23	> 1000000 h
P1 Sun	43.45	> 1000000 h
P2 Sun	28.05	17138 h
P3 Sun	28.17	58277 h
P3 Carrier	81.13	> 1000000 h
FC	27.86	21630 h
RC	27.86	21630 h

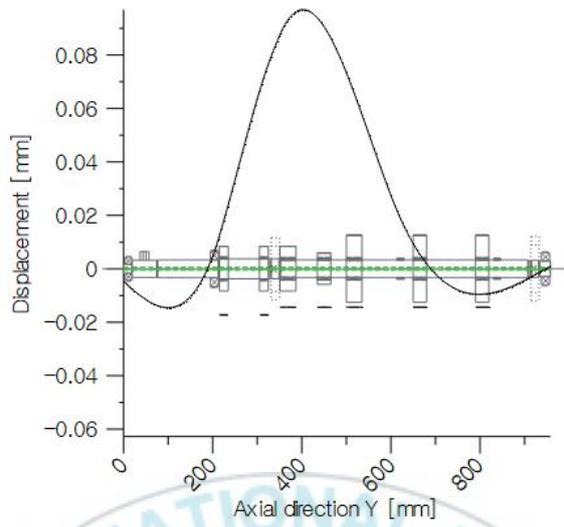


Fig. 7 Bending of HMT shaft 2<sup>nd</sup> stage

Fig. 7의 결과로부터, 2단에서의 최대 변형은 1단에서의 경우와 유사하게 P2 Sun과 P3 Sun의 사이 지점에서 발생하였으며, 그때 변형량은 0.0971 mm로 나타났다.

### 3.3 HSU 배제용적 -50 cc/rev일 경우의 해석결과

HSU 배제용적이 -50cc/rev일 경우, HMT 기어트레인의 각 요소의 속도 및 토크를 Table 11에 나타낸다.

Table 11 HMT speed and torque (-50 cc/rev)

		speed (rpm)	torque (kgf.m)
1 <sup>st</sup> stage	1st sun	-4370	-36.6
	1st ring	2300	61.0
	1st carrier	-201	-97.6
	3rd sun	-201	-97.6
	3rd carrie	-77	-254.3
	output	-77	-254.3
2 <sup>nd</sup> stage	1st sun	-4370	-36.6
	1st ring	2300	61.0
	1st carrier	-201	-97.6
	2nd sun	-201	-36.1
	2nd ring	2300	61.0
	2nd carrie	6469	21.7
	output	6469	21.7

#### 3.3.1 HMT 1단 해석

HSU의 배제용적이 -50cc/rev일 때, Fig. 1에 나타난 모델과 전술한 해석조건 및 Table 11의 값을 적용하여 HMT 1단에 대한 시뮬레이션을 수행하였으며, 베어링의 안전율 및 정격수명 해석 결과를 Table 12에 나타내고, 축 변형 결과를 Fig. 8에 나타낸다.

Table 12 Simulation result of HMT 1<sup>st</sup> stage (-50 cc/rev)

part name	safety factor	rating life(hour)
Engine Bearing	9.47	61395 h
Support A	5.25	5242 h
FC Support	19.81	17164 h
RC Support	9999.99	> 1000000 h
End Support	11.32	35358 h
HSU Motor	48.23	149785 h
P1 Sun	43.45	105772 h
P2 Sun	28.05	318710 h
P3 Sun	28.17	416922 h
P3 Carrier	81.13	> 1000000 h
FC	27.86	> 1000000 h
RC	27.86	> 1000000 h

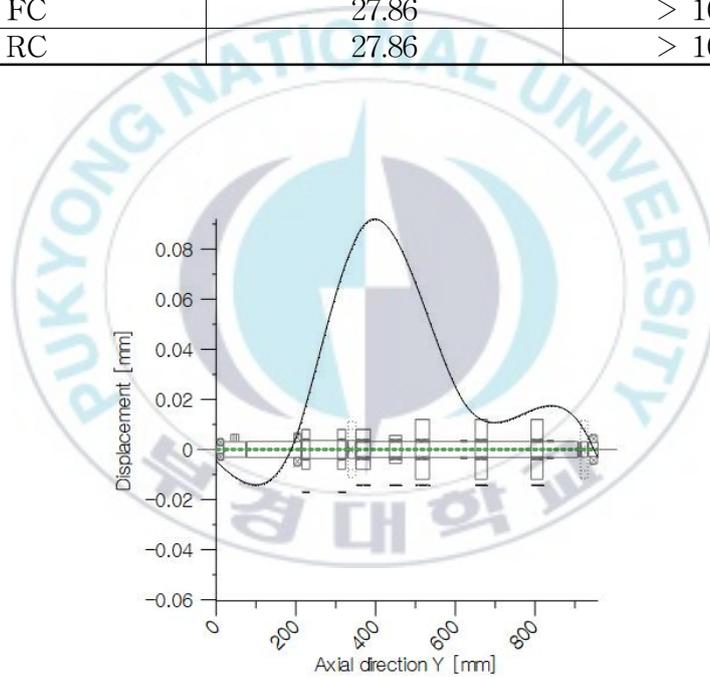


Fig. 8 Bending of HMT shaft 1<sup>st</sup> stage

Fig. 8의 결과로부터, 1단에서의 최대 변형은 P2 Sun과 P3 Sun의 사이 지점에서 발생하였으며, 그때 변형량은 0.0924 mm로 나타났다.

### 3.3.2 HMT 2단 해석

HSU의 배제용적이 -50cc/rev일 때, Fig. 1에 나타난 모델과 전술한 해석조건 및 Table 11의 값을 적용하여 HMT 2단에 대한 시뮬레이션을 수행하였으며, 베어링의 안전율 및 정격수명 해석 결과를 Table 13에 나타낸다.

Table 13 Simulation result of HMT 2<sup>nd</sup> stage

part name	safety factor	rating life(hour)
Engine Bearing	9.83	68819 h
Support A	5.45	5885 h
FC Support	20.46	19136 h
RC Support	1572.73	> 1000000 h
End Support	11.33	35473 h
HSU Motor	48.23	149781 h
P1 Sun	43.45	105769 h
P2 Sun	28.05	318708 h
P3 Sun	28.17	416918 h
P3 Carrier	81.13	> 1000000 h
FC	27.86	12498 h
RC	27.86	12498 h

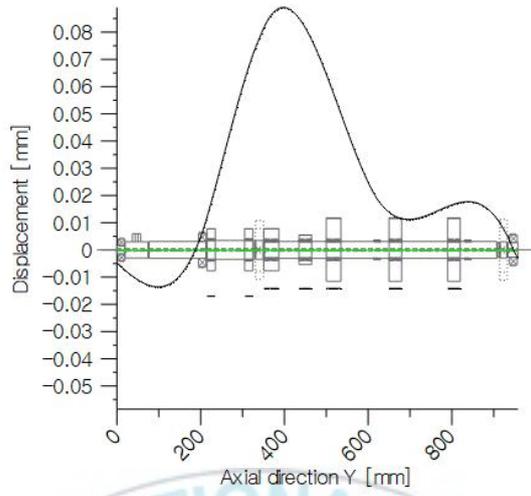


Fig. 9 Bending of HMT shaft 2<sup>nd</sup> stage

Fig. 9의 결과로부터, 2단에서의 최대 변형은 1단에서의 경우와 유사하게 P2 Sun과 P3 Sun의 사이 지점에서 발생하였으며, 그때 변형량은 0.0891 mm로 나타났다.

### 3.4 기존 HMT의 시뮬레이션 해석 결론

Table 14와 Table 15에 기존 HMT의 시뮬레이션 해석결과를 정리하여 나타낸다.

Table 14 Safety factor of bearing

safety factor of bearing	+50cc/rev		0cc/rev		-50cc/rev	
	1 <sup>st</sup> stage	2 <sup>nd</sup> stage	1 <sup>st</sup> stage	2 <sup>nd</sup> stage	1 <sup>st</sup> stage	2 <sup>nd</sup> stage
Engine Bearing	9.47	9.83	9.4	9.16	9.47	9.83
Support A	5.25	5.45	5.36	5.22	5.25	5.45
FC Support	19.81	20.46	30.63	29.8	19.81	20.46
RC Support	9999.99	1572.65	9999.99	9999.99	9999.99	1572.73
End Support	11.32	11.33	316.37	305.04	11.32	11.33
HSU Motor	48.23	48.23	48.23	48.23	48.23	48.23
P1 Sun	43.45	43.45	43.45	43.45	43.45	43.45
P2 Sun	28.05	28.05	28.05	28.05	28.05	28.05
P3 Sun	28.17	28.17	28.17	28.17	28.17	28.17
P3 Carrier	81.13	81.13	81.13	81.13	81.13	81.13
FC	27.86	27.86	27.86	27.86	27.86	27.86
RC	27.86	27.86	27.86	27.86	27.86	27.86

Table 14를 살펴보면, 베어링의 안전율은 HSU 배제용적 +50, 0, -50 cc/rev에 관계없이, 모두 기준값 1.25보다 높게 나타나 당초 목표를 만족하였다.

Table 15 Rating life of bearing

rating life of bearing	+50cc/rev		0cc/rev		-50cc/rev	
	1 <sup>st</sup> stage	2 <sup>nd</sup> stage	1 <sup>st</sup> stage	2 <sup>nd</sup> stage	1 <sup>st</sup> stage	2 <sup>nd</sup> stage
Engine Bearing	61395 h	68818 h	60046 h	55595 h	61395 h	68819 h
Support A	5242 h	5885 h	5583 h	5156 h	5242 h	5885 h
FC Support	17164 h	19136 h	73441 h	66984 h	17164 h	19136 h
RC Support	>10 <sup>6</sup> h					
End Support	35358 h	35473 h	>10 <sup>6</sup> h	>10 <sup>6</sup> h	35358 h	35473 h
HSU Motor	149785 h	149781 h	>10 <sup>6</sup> h	>10 <sup>6</sup> h	149785 h	149781 h
P1 Sun	105772 h	105769 h	>10 <sup>6</sup> h	>10 <sup>6</sup> h	105772 h	105769 h
P2 Sun	63679 h	63678 h	17138 h	17138 h	318710 h	318708 h
P3 Sun	27244 h	27243 h	58277 h	58277 h	416922 h	416918 h
P3 Carrier	>10 <sup>6</sup> h					
FC	68518 h	68518 h	146473 h	21630 h	>10 <sup>6</sup> h	12498 h
RC	68518 h	68518 h	146473 h	21630 h	>10 <sup>6</sup> h	12498 h

Table 15을 살펴보면, HMT 정격수명 또한 HSU의 배제용적(+50, 0, -50 cc/rev) 수치와 무관하게, HMT의 목표수명 모두 5,000시간을 상회하는 것으로 나타났다. 그러나 전반적인 안전을 및 정격수명 해석값을 고려하면, 비교적 보수적으로 과도하게 설계된 것으로 판단된다. 또한 전체 축 변형 중, P2 Sun과 P3 Sun의 사이 지점에서 변형이 과도하게 집중된 것을 고려하면, 해당 부분에 대한 보강이 필요할 것으로 판단된다.

## 제 4 장 개선 HMT의 KISSsoft 모델링 및 시뮬레이션

HMT 베어링의 기준 안전율은 1.25이고, 정격수명은 5,000 시간이다. 기존 HMT에 적용중인 베어링에 대한 해석 결과를 정리한 Table 14, Table 15를 살펴보면, 안전율 및 정격수명은 상기 기준 조건을 모두 만족하고 있으나, 매우 보수적으로 과도하게 베어링이 선정되어있는 것으로 판단된다. 본 장에서는 과도하게 설계된 기존 베어링의 변경을 통해 HMT의 최적 설계를 수행한다. 주축의 설계는 변경되지 않는 상태에서, 기존 베어링만 변경하는 것이므로 베어링의 내경(d)는 유지하는 기준으로 최적의 베어링을 선정한다. Table 14와 Table 15를 살펴보면, +50cc/rev와 -50cc/rev는 차이가 거의 없으며, 같은 용적에서는 1단과 2단 또한 유의미한 차이가 없기 때문에, 본 장에서는 6가지 경우중 +50cc/rev - 2단과 0cc/rev - 2단의 2가지 경우만 해석하기로 한다. Table 14를 살펴보면, +50cc/rev - 2단일 경우 베어링 안전율이 평균적으로 가장 낮기에, +50cc/rev - 2단으로 변경된 베어링에 대한 해석을 먼저 진행한다. 이후 0cc/rev - 2단에 대해서도 변경된 베어링을 적용하여 KISSsoft 해석을 진행, 최적 설계 결과를 비교한다.

#### 4.1 HMT 베어링 최적화(+50cc/rev, 2단)

기존 HMT에 적용되어 있는 베어링은 Table 3에 명기되어있다. 4.1에서는 A~L까지의 베어링을 변경하면서 KISSsoft를 이용하여 최적 설계값을 찾는다. A~L까지 변경 가능한 베어링의 수가 무수히 많기에, 최적 베어링을 선정하는 과정은 생략하고 최종 결과만 명기한다.

##### 4.1.1 베어링 변경 및 해석

A~L까지의 베어링을 변경해가며 해석을 진행한다. 내경을 변경하지 않는 조건에서 외경을 변경하는 조건으로 KISSsoft 시뮬레이션 해석하였으며, 안전율과 정격수명을 모두 만족하는 베어링 최적값을 Table 16에 나타낸다. 여기서  $d$ 는 내경,  $D$ 는 외경,  $b$ 는 두께를 나타낸다.

Table 16 HMT bearing parameter

No.	bearing name	$d$ (mm)	$D$ (mm)	$b$ (mm)	note
A	FAG 16004	20	42	8	change
B	6208	40	80	18	stay
C	HK4512	45	52	12	change
D	HK4512	45	52	12	change
E	NK 40/20	40	50	20	change
F	BK 4020	40	47	20	change
G	HK 4012	40	47	12	change
H	HK 4012	40	47	12	change
I	BK 4020	40	47	20	change
J	BK 4020	40	47	20	change
K	HK 4012	40	47	12	change
L	SKF 32007	35	62	18	change

Table 16의 베어링을 적용하였을 때, KISSsoft를 이용하여 해석한 각 베어링의 안전율과 정격수명을 Table 17에 기존 HMT 해석결과와 비교하여 나타낸다.

Table 17 Compare with before and after

+50cc/rev, 2 <sup>nd</sup> stage	before		after		reducing rate	
	safety factor	rating life	safety factor	rating life	safety factor	rating life
Engine Bearing	9.83	68818 h	5.17	5881 h	47.4	91.5
Support A	5.45	5885 h	5.45	5885 h	-	-
FC Support	20.46	19136 h	12.91	5828 h	36.9	69.5
RC Support	1572.65	>10 <sup>6</sup> h	992.61	>10 <sup>6</sup> h	36.9	-
End Support	11.33	35473 h	10.93	18873 h	3.5	46.8
HSU Motor	48.23	149781 h	30.84	45514 h	36.1	69.6
P1 Sun	43.45	105769 h	27.79	32140 h	36.0	69.6
P2 Sun	28.05	63678 h	14.03	10504 h	50.0	83.5
P3 Sun	28.17	27243 h	17.65	7207 h	37.3	73.5
P3 Carrier	81.13	>10 <sup>6</sup> h	23.75	86571 h	70.7	-
FC	27.86	68518 h	12.92	8065 h	53.6	88.2
RC	27.86	68518 h	12.92	8065 h	53.6	88.2

기존 HMT 베어링의 안전율 및 정격수명과 비교하였을 때, 안전율은 3.5%~53.6%, 정격수명은 46.8%~91.5% 감소하였으나, 설계기준을 모두 만족하므로, 최적설계가 이루어진 것으로 판단된다.

#### 4.1.2 축 변형 해석 및 비교

변경된 베어링을 적용한 HMT 모델의 축 변형을 비교하여, 변경된 베어링의 최종 적용 유무를 판단한다.

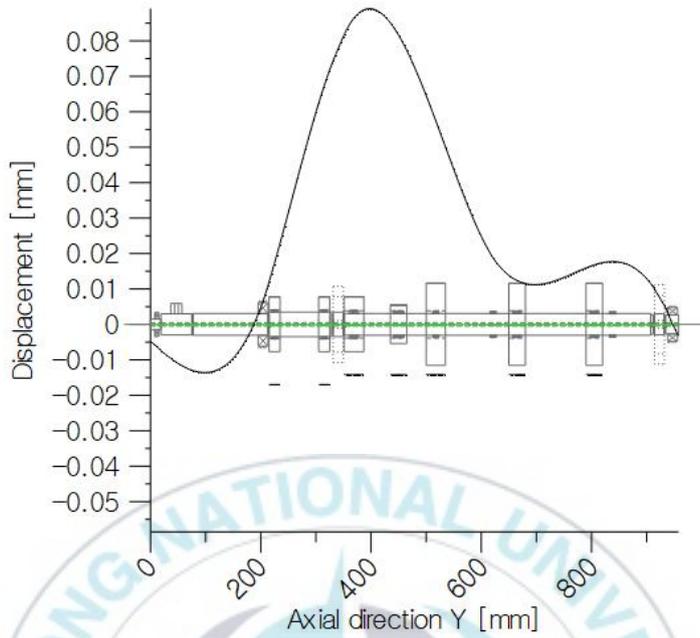


Fig. 10 After HMT 2<sup>nd</sup> stage bending of HMT shaft

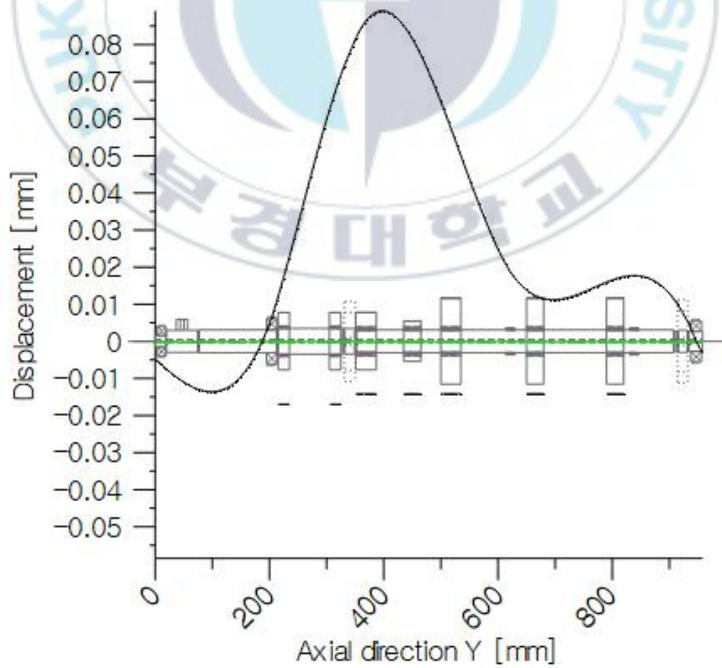


Fig. 11 Before HMT 2<sup>nd</sup> stage bending of HMT shaft

Fig.10 과 Fig.11을 비교하여 베어링 변경 전후의 축 변형을 비교하면, 유의미한 차이가 없는 것을 확인할 수 있다. 베어링 변경을 통해 베어링의 안전율이 감소하였으나, 최소 안전율을 5 이상 확보한 상태이며, 베어링 자중을 무시하면, 베어링의 설치 위치가 변화하지 않았으므로, 주축 및 베어링에 가해지는 힘의 크기에 변화가 없기 때문에 판단된다.<sup>9)</sup>

#### 4.1.3 축 변형 개선

HMT 축 변형은 P2 Sun과 P3 Sun 사이 지점에서 최대 처짐이 발생하고 있다. Fig. 2를 보면, 주축을 지지하는 베어링은 “A”, “B”, “H”, “K”, “L”로 구성되어 있다. 기존 HMT는 “B”와 “H”사이에 동력을 합성하는 유성기어와 C1, C2가 자리잡고 회전하고 있어, 지지용 베어링을 추가하기 어려운 구조이다. 따라서 기존 HMT에서 최대 처짐은 “B”와 “H”의 중간지점인 “E”와 “F”사이에서 발생하고 있으며, HMT의 성능 향상을 위한 개선이 필요하다.

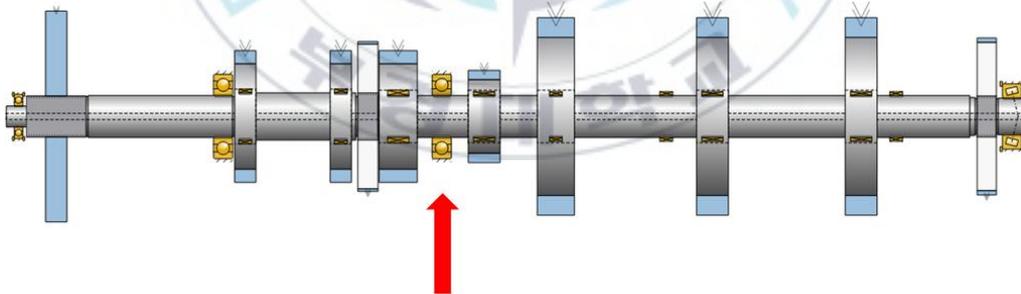


Fig. 12 Insert of bending support bearing

축 변형을 개선하기 위해 Fig. 12와 같이 굽힘지지 베어링을 추가하여 KISSsoft로 해석을 진행한다. 베어링은 시뮬레이션을 통해 주축의 직경 40mm에 맞는 베어링인 SKF208을 선정하였다. SKF 208은 내경 40mm, 외경 80mm, 폭 18mm이다.

## 4.2 베어링 변경 및 추가에 따른 HMT 시뮬레이션 해석 (+50cc/rev, 2단)

전술한 굽힘 지지 베어링을 적용하였을 때, HSU 배제용적이 +50cc/rev - 2단 조건에 대한 KISSsoft 시뮬레이션 해석을 진행한다.

Table 18 Safety factor - insert bending support bearing

part name	before	after	rate
Engine Bearing	5.17	28.61	5.5
Support A	5.45	14.77	2.7
FC Support	12.91	9999.99	-
RC Support	992.61	35.13	0.0
End Support	10.93	11.28	1.0
Bending Support	-	9.27	-
HSU Motor	30.84	30.84	1.0
P1 Sun	27.79	27.79	1.0
P2 Sun	14.03	18.93	1.3
P3 Sun	17.65	17.65	1.0
P3 Carrier	23.75	23.75	1.0
FC	12.92	17.46	1.4
RC	12.92	17.46	1.4

Table 18에 굽힘지지 베어링의 추가 전후의 안전율을 비교하여 나타내었다. 굽힘 지지 베어링을 추가함으로써, Engine Bearing, Support A, FC Support, End Support의 안전율이 상승하였다. RC Support의 안전율은 감소하였으나, 기준 안전율 1.25보다 높기에 문제없음으로 판단된다.

Table 19 Rating life - insert bending support bearing

	before	after	rate
Engine Bearing	5881 h	998232 h	169.7
Support A	5885 h	116880 h	19.9
FC Support	5828 h	> 1000000 h	-
RC Support	>10 <sup>6</sup> h	163688 h	0.2
End Support	18873 h	20941 h	1.1
Bending Support	-	11136 h	-
HSU Motor	45514 h	45515 h	1.0
P1 Sun	32140 h	32141 h	1.0
P2 Sun	10504 h	53993 h	5.1
P3 Sun	7207 h	7208 h	1.0
P3 Carrier	86571 h	86573 h	1.0
FC	8065 h	18127 h	2.2
RC	8065 h	18127 h	2.2

Table 19에 굽힘지지 베어링의 추가 전후의 정격수명을 비교하여 나타내었다. 굽힘지지 베어링을 추가함으로써, Engine Bearing, Support A, FC Support, End Support의 정격수명이 상승하였다. RC Support의 정격 수명은 감소하였으나, 기준 정격수명 5,000h보다 높기에 문제없음으로 판단된다.

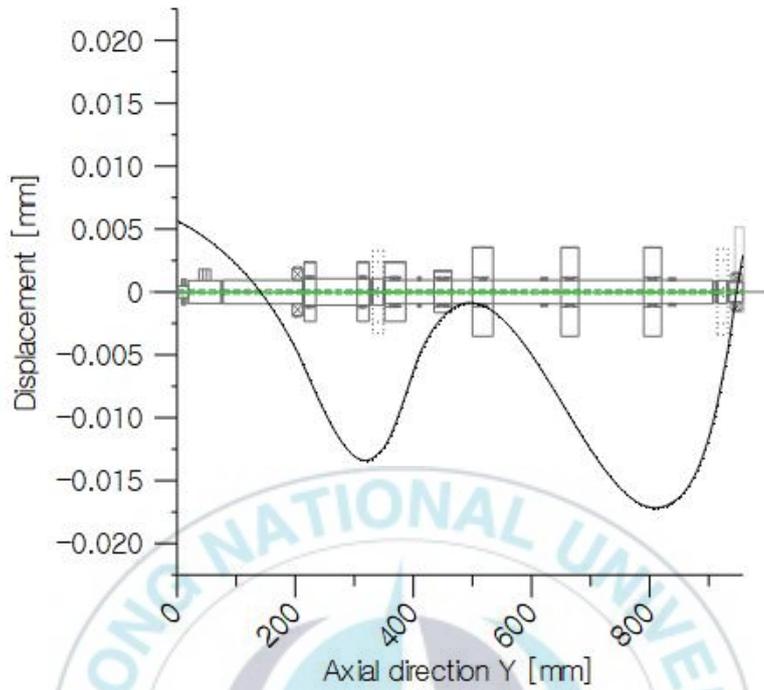


Fig. 13 Shaft bending - insert bending bearing

Fig. 13은 굽힘 지지 베어링 추가후 시뮬레이션 해석한 축 변형 결과 그래프이다. Fig.11과 비교하였을 때, 기존 최대 굽힘값 0.0892mm에서 0.0171mm로 약 80% 감소하여, 굽힘 지지 베어링의 추가로 인한 효과를 확인할 수 있다.

### 4.3 베어링 변경 및 추가에 따른 HMT 시뮬레이션 해석 (0cc/rev, 2단)

전술한 베어링을 적용하여, HSU 배제용적이 0cc/rev - 2단 조건일 때, KISSsoft 시뮬레이션 해석을 진행한다.

#### 4.3.1 안전율 및 정격수명 해석

Table 20과 Table 21은 변경 베어링 및 굽힘 지지 베어링이 적용된 HMT 주축의 해석 결과이다. Table 20을 살펴보면, 베어링 개선을 통해 안전율은 다소 감소하였으나, 목표기준 1.25보다 높으므로, 최적화되었음을 확인할 수 있다. Support A는 굽힘 지지 베어링의 추가로 안전율이 다소 증가하였다. 이는 굽힘 지지 베어링을 통해 기존 Support A에 가해지는 부하가 줄었기 때문으로 판단된다.

Table 20 Safety factor - insert bending support bearing

part name	before	after	rate
Engine Bearing	9.16	24.72	2.7
Support A	5.22	13.19	2.5
FC Support	29.8	9999.99	-
RC Support	9999.99	9999.99	-
End Support	305.04	5403.12	17.7
Bending Support	-	10.27	-
HSU Motor	48.23	30.85	0.6
P1 Sun	43.45	27.79	0.6
P2 Sun	28.05	18.93	0.7
P3 Sun	28.17	17.65	0.6
P3 Carrier	81.13	23.75	0.3
FC	27.86	17.46	0.6
RC	27.86	17.46	0.6

Table 21를 보면, 각 베어링의 정격수명 또한 목표 정격수명인 5,000시간을 초과한 것을 확인할 수 있다. FC와 RC의 경우, 목표 정격수명인 5,000시간보다 근소하게 높은 5722시간으로, 최적의 베어링으로 선정된 것으로 판단된다.

Table 21 Rating life - insert bending support bearing

	before	after	rate
Engine Bearing	55595 h	643803 h	11.6
Support A	5156 h	83242 h	16.1
FC Support	66984 h	> 1000000 h	-
RC Support	> 1000000 h	> 1000000 h	-
End Support	> 1000000 h	> 1000000 h	-
Bending Support	-	15116 h	0.0
HSU Motor	> 1000000 h	> 1000000 h	-
P1 Sun	> 1000000 h	> 1000000 h	-
P2 Sun	17138 h	14531 h	0.8
P3 Sun	58277 h	15418 h	0.3
P3 Carrier	> 1000000 h	185075 h	-
FC	21630 h	5722 h	0.3
RC	21630 h	5722 h	0.3

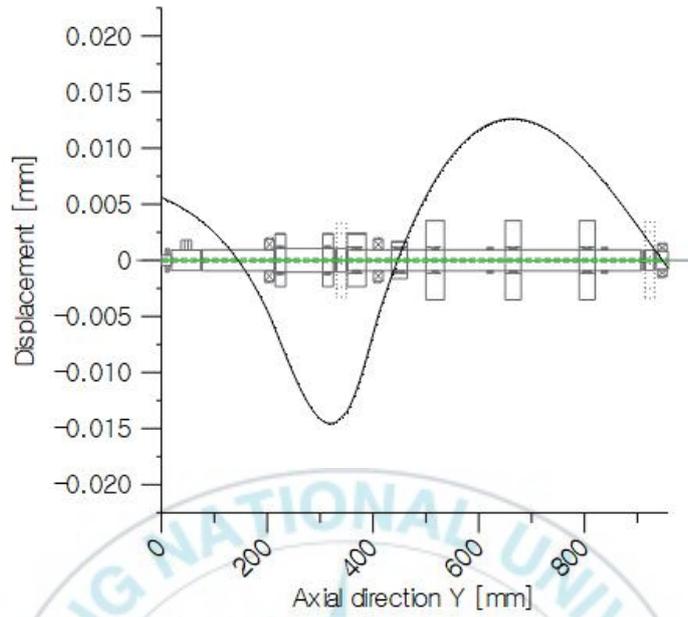


Fig. 14 Shaft bending - insert bending support bearing

Fig. 14는 HMT 주축의 축 변형을 나타낸 그래프이다. 최대 축 변형값은 기존 0.0971mm에서 -0.0146mm로 약 85% 감소하였다. 이를 통해 굽힘 지지 베어링 추가로 인한 효과를 확인하였다.

## 제 5 장 결 론

본 연구에서는 HMT 양산에 앞서, 기존 초도 설계 및 제작된 HMT 기어트레인의 KISSsoft 해석을 통해 과도한 설계항목을 파악하고, HMT의 경제성 확보를 위한 최적 설계 연구를 수행하였다. 본 연구에서 수행된 기존 HMT 시뮬레이션 결과를 정리하면 HSU 배제용적이 +50cc/rev~-50cc/rev인 전 구간에서, 각각의 베어링 안전율은 5.22 ~ 316.37로 나타나 목표 안전율 1.25를 상회하므로 HMT의 베어링은 안전하게 설계된 것으로 판단된다. 베어링 정격수명 또한 HMT 목표 정격수명인 5,000시간을 상회하는 것으로 나타나 베어링 정격수명 또한 목표를 만족하는 것으로 판단된다. 그러나 기존 안전율과 정격수명은 매우 보수적으로 다소 과도하게 설계된 것으로 판단된다.<sup>10)</sup>

KISSsoft 시뮬레이션 해석을 통해 12개의 베어링중 11개를 기존보다 작은 사이즈의 베어링으로 변경하였으며, 안전율 및 정격수명 또한 감소하였으나, 설계 기준값 안전율 1.25이상 및 정격수명 5,000시간 이상을 만족하는 것으로 해석되었다. 또한 기존 HMT의 축 변형을 완화하기 위하여 최대 축 변형 부위에 굽힘 지지 베어링을 적용, KISSsoft 시뮬레이션 해석을 통해 최대 축 변형값을 +50cc/rev - 2단 기준, 0.0891mm에서 0.0171mm로 약 80% 감소시켰다. 본 연구에서는 KISSsoft를 이용하여 트랙터용 HMT의 주축 베어링을 개선하였다. 본 연구에서 도출된 HMT 최적설계 결과를 이용하여, 실제 HMT 제품에 적용할 예정이다.

## 참고문헌

- 1) D.S Jung and C.W. Park., 2014 “Power Flow Analysis for a Hydro-Mechanical Transmission“ The Korea Fluid Power Systems Society pp.107-108
- 2) J.S.Kim, W.Kim, Y.H.Chung, S.B.Chung, Y.D.Kim, H.S.Kim., 1995 “Power Circulation Characteristics of Hydro-Mechanical Transmission System in Steering” The Korean Society Of Automotive Engineers pp.308-315
- 3) Dong Soo Jung, Yong Bum Lee, Bo Sik Kang, Do Sik Kim, Gi Chun Lee., 2019 “Study of Test for and Evaluation of HMT for a Tractor” The Korean Reliability Society pp.275-283
- 4) S. P. Moon, T. H. Han, C. H. Choi, Y. J. Kim., 2019 “Strength Analysis of Helical Gear Reducer Through KISSsoft” The Korea Fluid Power Systems Society pp.210-211
- 5) S. H. Park, J. H. Shin, H. E. Yoon, D. W. Kim., 2001 “A Study on Kinematic Characteristics of Planetary Gear Train” Korean Society for Precision Engineering pp.643-646
- 6) Kyoungjin Lee, Jeongmin Kim., 2015 “Mathematical Modeling of Planetary Gear Efficiency” The Korean Society of Mechanical Engineers pp.3676-3677
- 7) H. Y. Jung, D. S. Jung, J. C. Kim, J. H. Mun., 2019 “A Study on the Power Characteristics of Machine-Hydraulic Continuously Variable

Transmission with HSU“ The Korea Fluid Power Systems Society  
pp.383-387

8) H. S. Jeong, H. E. Kim, J. K. Kim., 2004 “Efficiency of a Hydraulic  
Piston PumpMotor” The Korea Fluid Power Systems Society pp.39-46

9) Hyung-Joon Park, Tae-An Kim, Hye-Won Han, Seung-Ho Han., 2018  
“Fatigue Life Estimation of Drive Shaft for Shape Optimal Design” The  
Korean Society of Mechanical Engineers pp.2578-2579

10) S. M. Baek , S. U. Park, Y. J. Kim  
., 2019 “Analysis of Endurance Life for Bearing of Agricultural Tractor  
Transmission according to Pre-Load” The Korea Fluid Power Systems  
Society pp.17-18

