

## 8단 자동변속기의 유성기어 가공을 위한 동력 흐름 해석 (I) : 1-3단

이경진\*, 김정민\*<sup>#</sup>

\*안동대학교 기계자동차공학과

### Power Flow Analysis for Manufacturing of Planetary Gears in a 8-Speed Automatic Transmission (I): 1-3 Speeds

Kyoung-Jin Lee\*, Jeong-Min Kim\*<sup>#</sup>

\*Department of Mechanical & Automotive Engineering, Andong National Univ.  
(Received 11 July 2016; received in revised form 16 August 2016; accepted 26 August 2016)

#### ABSTRACT

In this paper, we analyze the power flow of an eight-speed automatic transmission by using a lever analogy for the manufacturing of planetary gears. The results indicate that the engine power is passed down to the carrier and ring gear in the first double pinion planetary gear (DPPG1), and to the sun gear, carrier, and ring gear in DPPG3 for the first speed. Although the power flow is similar in the second speed, the power circulation occurs in the second single pinion planetary gear (SPPG2). For the third speed, the engine power is passed from the carrier to the ring gear in DPPG, at which point the power is split between the sun gears of SPPG2 and DPPG3.

**Key Words** : Automatic Transmission(자동변속기), Powertrain(파워트레인), Planetary Gear(유성기어), Power Flow(동력 흐름), Lever Analogy(레버해석)

#### 1. 서 론

자동변속기는 일반적으로 토크컨버터, 유성기어, 클러치 및 브레이크 등을 이용하여 속도에 맞게 적합한 기어비를 자동으로 구현하는 변속기를 의미한다. 최근 이러한 자동변속기는 변속 충격 완화, 가속 성능 향상 및 연비 개선을 위하여 더 많은 기어단과 높은 동력전달효율이 요구되어지고 있다.

이와 같이 다단화 되어가는 자동변속기는 두 개 이상의 유성기어가 다소 복잡하게 연결되어 있다. 때문에, 이 유성기어의 가공을 위한 최대 응력 계산 또한 복잡해지고 있다. 유성기에 작용하는 응력해석은 주로 유한요소해석법을 이용하여 수행되고 있다<sup>[1~4]</sup>. 하지만, 유한요소해석을 통하여 도출되는 허용 응력이 자동변속기의 구동 중 각 유성기어에 발생하는 최대응력 범위에 있는지를 확인하기 위해서는 각 유성기에 작용하는 토크와 회전속도를 알아야 한다<sup>[5]</sup>. 이와 같은 유성기어의 해

# Corresponding Author : jmk@anu.ac.kr  
Tel: +82-54-820-7935, Fax: +82-54-820-5044

석은 유성기어를 구성하는 각 요소의 토크와 회전 속도에 관한 관계식을 유도하여 파워를 구한 후 수행할 수 있다<sup>[6~7]</sup>. 유성기어의 토크 및 회전속도 관계식을 좀 더 쉽게 유도하기 위하여 레버 해석 방법이 사용되기도 한다<sup>[8~9]</sup>. 하지만, 8단 이상의 복잡한 자동변속기의 토크, 속도 및 동력흐름 해석이 수행되지는 않았다.

이에, 본 논문에서는 8단 자동변속기에서 사용되는 유성기어를 가공하기 위하여 최대 응력을 계산하기 위한 단계로, 레버해석을 이용하여 유성기어에 작용하는 토크, 속도 및 동력 흐름 해석을 수행하고자 한다.

## 2. 유성기어 모델링

자동변속기는 2개 이상의 유성기어가 조합되어 구성된다. 때문에 자동변속기의 동력 흐름해석을 위해서는 유성기어의 모델링이 요구된다. 유성기어는 크게 SPPG(single pinion planetary gear)와 DPPG(double pinion planetary gear)가 있다.

### 2.1 Single pinion planetary gear

Fig. 1은 SPPG를 도시화한 것이다. SPPG는 Sun 기어와 Ring 기어 사이에 Planet 기어가 위치하며, Planet 기어들은 Carrier를 통하여 연결되어져 있다<sup>[10]</sup>. SPPG를 구동하는 축은 유성기어의 중앙에 위치하기 때문에 Sun 기어, Ring 기어 및 Carrier의 세 개의 구동축이 존재한다. SPPG의 해석을 위하여, Fig. 2와 같이 Sun, Carrier 및 Ring 기어의 토크와 속도 관계를 레버모델을 이용하여 표현할 수 있다<sup>[11]</sup>.

Fig. 2a는 SPPG의 토크레버를 도시한 것이다. 토크레버 관계에 따라, Sun 기어 토크( $T_{Sun}$ ), Carrier 토크( $T_{Carrier}$ ) 및 Ring 기어 토크( $T_{Ring}$ )의 관계는 다음과 같다.

$$T_{Ring} + T_{Sun} + T_{Carrier} = 0 \quad (1)$$

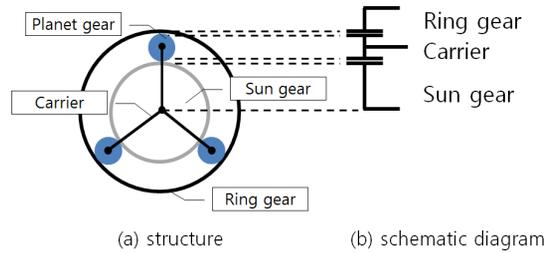


Fig. 1 Single pinion planetary gear model

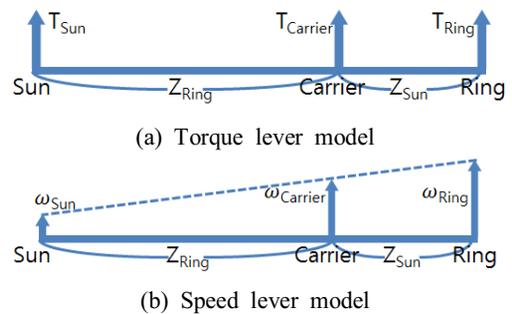


Fig. 2 Torque and speed lever model of SPPG

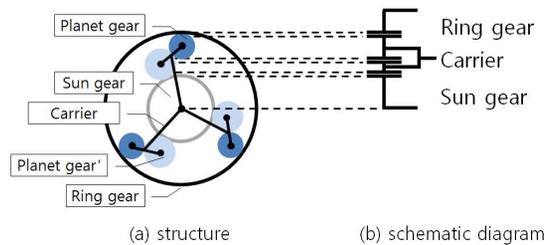


Fig. 3 Double pinion planetary gear model

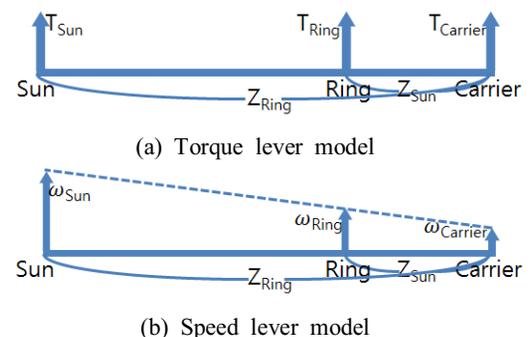


Fig. 4 Torque and speed lever model of DPPG

$$T_{Ring} = \frac{Z_{Ring}}{Z_{Sun}} T_{Sun} \quad (2)$$

여기서,  $Z_{Sun}$  는 Sun 기어의 잇수,  $Z_{Ring}$  은 Ring 기어의 잇수를 의미한다. Fig. 2b는 SPPG의 속도레버를 도시한 것이다. 레버에 따라, 각 속도는 다음과 같은 비례식을 갖게 된다.

$$Z_{Ring} : Z_{Ring} + Z_{Sun} = (\omega_{Carrier} - \omega_{Sun}) : (\omega_{Ring} - \omega_{Sun}) \quad (3)$$

## 2.2 Double pinion planetary gear

Fig. 3은 DPPG의 도시화하였다. DPPG는 SPPG와는 달리 Sun 기어와 Ring 기어 사이에 Planet 기어가 하나 더 추가되어져 있는 구조이다<sup>[10]</sup>. 또한, DPPG도 구동하는 축이 중앙에 위치하기 때문에 Sun, Ring 기어와 Carrier가 중앙 축에 연결되어져 있음을 알 수 있다. DPPG의 해석을 위하여, Fig. 4와 같이 Sun, Carrier 및 Ring 기어의 토크와 속도 관계를 레버모델을 이용하여 표현할 수 있다. 이 토크레버 관계에 따라, DPPG의 토크 관계식은 SPPG의 토크 관계인 식(1)과 (2)와 같다. 속도레버 관계에 따라 DPPG의 속도 관계식은 다음과 같다.

$$Z_{Sun} : Z_{Ring} = (\omega_{Sun} - \omega_{Carrier}) : (\omega_{Ring} - \omega_{Carrier}) \quad (4)$$

## 3. 8단 자동변속기의 동력 흐름 해석

### 3.1 단순 감속기로서의 DPPG1 동력흐름 해석

Fig. 5는 본 연구 대상 8단 자동변속기의 구조를 도시한 것이다<sup>[12]</sup>. 8단 자동변속기는 SPPG 한 개와 DPPG 두 개가 결합된 구조이다. DPPG1이 가장 왼쪽에 위치하며, SPPG2와 DPPG3가 Carrier와 Ring 기어를 공유하는 구조이다. 변속을 위하여 클러치 세 개와 브레이크 두 개, OWC(one way clutch)가 사용된다. Table 1은 각 단을 형성하기 위하여 작동되는 클러치 및 브레이크를 표시한

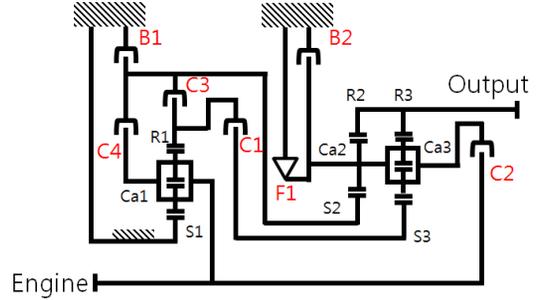


Fig. 5 Structure of 8-speed automatic transmission

Table 1 Operation table of 8-speed automatic transmission

Speed	Clutch				Brake		OWC
	C1	C2	C3	C4	B1	B2	F1
1st	○					○	○
2nd	○				○		
3rd	○		○				
4th	○			○			
5th	○	○					
6th		○		○			
7th		○	○				
8th		○			○		

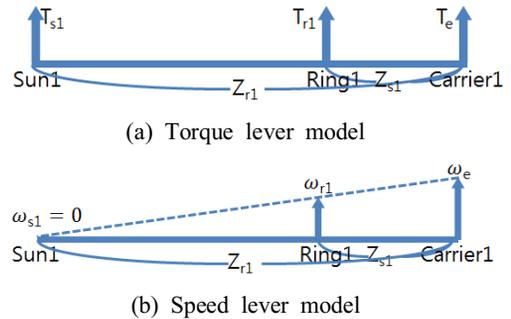


Fig. 6 Lever model of DPPG1 model

것이다. 이 Table 1에 의하면, 연구대상 8단 자동변속기는 1단부터 3단까지 왼쪽의 DPPG1이 단순 감속기로서 사용된다. 4단부터 8단까지는 DPPG1이 다른 유성기어와 복합적으로 작동한다. 본 논문에서는 DPPG1이 단순 감속기로 작동하는 1단부터 3단까지의 해석을 Part I에서 수행하며, DPPG1이 다른 유성기어와 복합적으로 작동하는

4단부터 8단 까지는 Part II에서 수행하고자 한다.

먼저, DPPG1이 단순 유성기어로 작동 할 때의 레버모델을 도시하면 Fig. 6과 같다. Fig. 6에서 엔진은 DPPG1의 Carrier1과 연결되고, DPPG1의 Sun1은 브레이크를 통해 고정되어지므로 Sun1의 속도( $\omega_{s1}$ )는 0이다. 위 레버모델을 해석하면 다음과 같은 토크 및 속도 관계를 구할 수 있다.

$$T_{s1} = \frac{Z_{s1}}{Z_{r1} - Z_{s1}} T_e \quad (6)$$

$$T_{r1} = -\frac{Z_{r1}}{Z_{r1} - Z_{s1}} T_e \quad (7)$$

$$\omega_{r1} = \frac{Z_{r1} - Z_{s1}}{Z_{r1}} \omega_e \quad (8)$$

여기서,  $T_e$ 는 엔진토크,  $T_{s1}$ 은 DPPG1의 Sun1 토크,  $T_{r1}$ 은 DPPG1의 Ring1 토크,  $Z_{s1}$ 은 DPPG1의 Sun1 잇수,  $Z_{r1}$ 은 DPPG1의 Ring1 잇수,  $\omega_e$ 는 엔진 속도,  $\omega_{r1}$ 은 DPPG1의 Ring1 속도이다.

위 식들을 바탕으로 동력흐름 해석을 수행할 수 있다. 수치적 해석이 수행된다면, 자동변속기의 동력흐름을 좀 더 쉽게 파악할 수 있다. 동력흐름의 수치적 해석을 위해서는  $T_e$ 와  $\omega_e$ 의 수치를 설정하여야 한다. 이에, 본 연구에서는 Table 2와 같이 임의의  $T_e$ 와  $\omega_e$ 를 사용하고자 한다. 이와 같은 수치를 설정한 이유는, 입력 토크 및 속도가 100 이므로, 최종 결과는 100에 대한 비율로 쉽게 가늠할 수 있기 때문이다. 또한, 동력흐름해석을 위하여, 참고문헌을 기반으로 Table 3과 같이 DPPG1의 기어 잇수비( $Z_{r1}/Z_{s1}$ ), SPPG2의 기어 잇수비( $Z_{r2}/Z_{s2}$ ), 그리고 DPPG3의 기어 잇수비( $Z_{r3}/Z_{s3}$ )를 설정하였다<sup>[10]</sup>.

Table 2, 3과 식(6) ~ (8)을 이용하여 DPPG1의 토크, 속도 및 파워를 계산할 수 있으며, 이를 Table 4에 정리하였다. Table 4의 결과를 바탕으로 DPPG1의 동력흐름을 Fig. 7에 도시하였다. 엔진의 동력이 DPPG1의 Carrier1(Ca1)에 입력되어 Ring1(R1)으로 출력되는 것을 볼 수 있다.

**Table 2 Engine operation point**

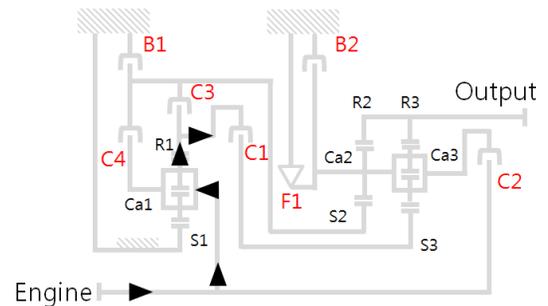
Engine torque, $T_e$	100 Nm
Engine speed, $\omega_e$	100 rad/sec

**Table 3 Planetary gear ratios**

Gear ratio of DPPG1, $Z_{r1}/Z_{s1}$	2.1587 / 1
Gear ratio of SPPG2, $Z_{r2}/Z_{s2}$	2.1742 / 1
Gear ratio of DPPG3, $Z_{r3}/Z_{s3}$	2.4670 / 1

**Table 4 Torque, speed and power of DPPG1**

Sun gear torque of DPPG1, $T_{s1}$	86.3 Nm
Sun gear speed of DPPG1, $\omega_{s1}$	0 ras/sec
Ring gear torque of DPPG1, $T_{r1}$	-186.3 Nm
Ring gear speed of DPPG1, $\omega_{r1}$	53.7 rad/sec
Engine power, $T_e \times \omega_e$	10000.0 W
Sun gear power of DPPG1, $T_{s1} \times \omega_{s1}$	0 W
Ring gear power of DPPG1, $T_{r1} \times \omega_{r1}$	-10000.0 W



**Fig. 7 Power flow of DPPG1**

클러치 C1이 작동할 경우, DPPG1의 Ring1기어는 DPPG3의 Sun3기어와 연결된다. 이를 수학적으로 표현하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_{r1} + T_{s3} = 0 \quad (9)$$

$$\omega_{r1} = \omega_{s3} \quad (10)$$

여기서,  $T_{s3}$ 는 DPPG3의 Sun3 토크,  $\omega_{s3}$ 는 DPPG3의 Sun3 속도이다. 위 식(9) ~ (10)을 이용하여 1단과 2단의 동력흐름 해석을 수행할 수 있다.

클러치 C1과 C3가 함께 작동하는 3단의 경우, DPPG1의 Ring1기어는 SPPG2의 Sun2와 DPPG3의 Sun3기어와 함께 연결된다. 이를 수학적으로 표현하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_{r1} + T_{s2} + T_{s3} = 0 \quad (11)$$

$$\omega_{r1} = \omega_{s2} = \omega_{s3} \quad (12)$$

여기서,  $T_{s2}$ 는 SPPG2의 Sun2 토크,  $\omega_{s2}$ 는 SPPG2의 Sun2 속도이다. 위 식(11) ~ (12)를 이용하여 3단의 동력흐름 해석을 수행할 수 있다.

### 3.2 1단의 동력흐름 해석

1단은 C1과 OWC 또는 B2가 작동되어 동력이 전달된다. Fig. 5에서, 1단의 경우 SPPG2의 Sun2 기어에 브레이크 및 클러치가 작동하지 않는다. 즉, 1단의 해석을 위해서는 DPPG3만 고려하면 되며, 1단에서의 레버모델을 Fig. 8에 도시하였다. Fig. 8에서 DPPG1의 Ring1은 DPPG3의 Sun3와 연결되고, DPPG3의 Carrier3는 브레이크를 통하여 고정되어지므로 DPPG3의 Carrier3 속도( $\omega_{ca3}$ )는 0이다.

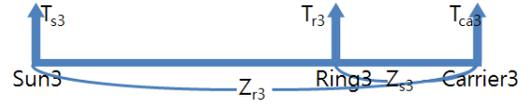
Fig. 8의 레버모델을 해석하면 다음과 같은 토크 및 속도 관계를 구할 수 있다.

$$T_{r3} = -\frac{Z_{r3}}{Z_{s3}} T_{s3} \quad (13)$$

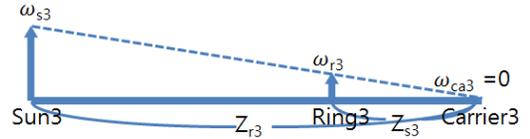
$$T_{ca3} = \frac{Z_{r3} - Z_{s3}}{Z_{s3}} T_{s3} \quad (14)$$

$$\omega_{r3} = \frac{Z_{s3}}{Z_{r3}} \omega_{s3} \quad (15)$$

여기서,  $T_{r3}$ 는 DPPG3의 Ring3 토크,  $T_{ca3}$ 는 DPPG3의 Carrier3 토크,  $Z_{s3}$ 는 DPPG3의 Sun3 잇수,



(a) Torque lever model of DPPG3



(b) Speed lever model of DPPG3

Fig. 8 Lever model of 1st speed

Table 5 Torque, speed and power of 1st speed

Sun gear torque of DPPG3, $T_{s3}$	186.3 Nm
Sun gear speed of DPPG3, $\omega_{s3}$	53.7 rad/sec
Carrier torque of DPPG3, $T_{ca3}$	273.3 Nm
Carrier speed of DPPG3, $\omega_{ca3}$	0 rad/sec
Output torque, $T_o = T_{r3}$	-459.6 Nm
Output speed, $\omega_o = \omega_{r3}$	21.8 rad/sec
Sun gear power of DPPG3, $T_{s3} \times \omega_{s3}$	10000.0 W
Carrier power of DPPG3, $T_{ca3} \times \omega_{ca3}$	0 W
Output power, $T_o \times \omega_o$	-10000.0 W

$Z_{r3}$ 는 DPPG3의 Ring3 잇수,  $\omega_{r3}$ 는 DPPG3의 Ring3 속도이다. 1단에서 출력은 DPPG3의 Ring3 이므로, 자동변속기의 출력토크( $T_o$ ) 및 출력속도( $\omega_o$ )는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_o = T_{r3} \quad (16)$$

$$\omega_o = \omega_{r3} \quad (17)$$

3.1절과 같이 Table 2, 3을 이용하여 1단에서 사용되는 각 유성기어 요소의 토크, 속도 및 파워를 계산할 수 있으며, 식(9) ~ (10) 및 식(13) ~ (17)을 이용하여 계산한 결과를 Table 5에 정리하였다. 또한, 위 결과들을 바탕으로 1단에서의 동력흐름을 Fig. 9에 도시하였다. Sun3(S3)에서 Carrier3(Ca3)를 거쳐 Ring3(R3)로 출력됨을 볼 수 있다.

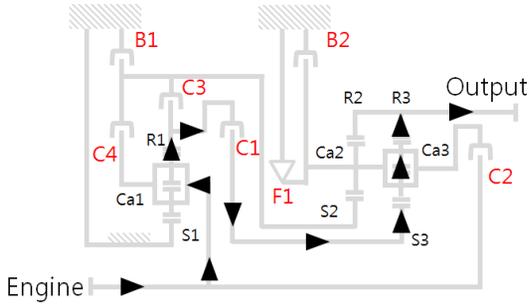
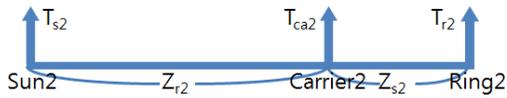
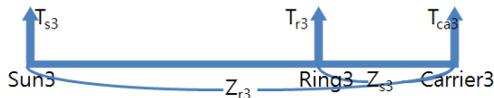


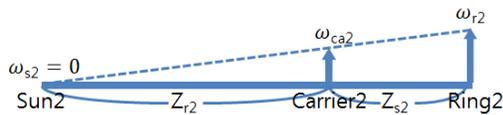
Fig. 9 Power flow of 1st speed



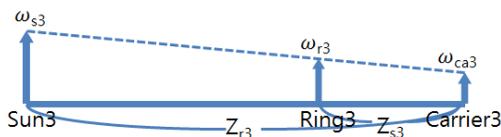
(a) Torque lever model of SPPG2



(b) Torque lever model of DPPG3



(c) Speed lever model of SPPG2



(d) Speed lever model of DPPG3

Fig. 10 Lever model of 2nd speed

이와 같이 엔진 동력이 분배되어 각 유성기어 요소에 전달될 경우, 유성기어 가공 시 각 기어 요소가 입력동력 보다 작은 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작할 수 있다.

### 3.3 2단의 동력흐름 해석

2단은 C1과 B1이 작동되어 동력이 전달된다. 2

단에서는 SPPG2와 DPPG3가 함께 작동하는 것을 고려하여 레버모델을 Fig. 10과 같이 도시하였다. 2단에서 SPPG2와 DPPG3의 Carrier가 연결되어 있으므로, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_{ca2} + T_{ca3} = 0 \quad (18)$$

$$\omega_{ca2} = \omega_{ca3} \quad (19)$$

또한, SPPG2의 Ring2와 DPPG3의 Ring3가 출력축과 연결되어 있으므로, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_o = T_{r2} + T_{r3} \quad (20)$$

$$\omega_o = \omega_{r2} = \omega_{r3} \quad (21)$$

Fig. 10에서 DPPG1의 Ring1은 DPPG3의 Sun3와 연결되고, Sun2가 브레이크를 통하여 고정되기 때문에 Sun2 속도( $\omega_{s2}$ )는 0이다. 레버모델과 식 (18) ~ (21)을 사용하여 다음과 같이 유성기어들의 토크 및 속도 관계를 계산할 수 있다.

$$T_{s2} = -\frac{Z_{s2}}{Z_{r2} + Z_{s2}} T_{ca2} \quad (22)$$

$$T_{r2} = -\frac{Z_{r2}}{Z_{r2} + Z_{s2}} T_{ca2} \quad (23)$$

$$T_{ca3} = \frac{Z_{r3} - Z_{s3}}{Z_{s3}} T_{s3} \quad (24)$$

$$T_{r3} = -\frac{Z_{r3}}{Z_{s3}} T_{s3} \quad (25)$$

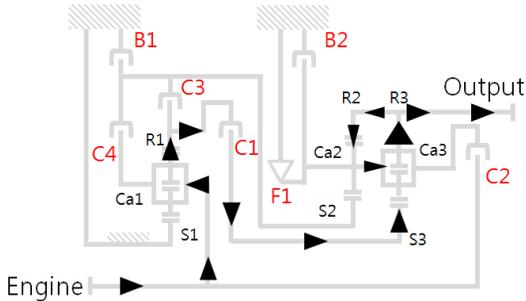
$$\omega_{r2} = \omega_{r3} = \frac{Z_{r2} + Z_{s2}}{Z_{r2} + Z_{r3}} \omega_{s3} \quad (26)$$

$$\omega_{ca2} = \omega_{ca3} = \frac{Z_{r2}}{Z_{r2} + Z_{r3}} \omega_{s3} \quad (27)$$

여기서,  $T_{r2}$ 는 SPPG2의 Ring2 토크,  $T_{ca2}$ 는 SPPG2의 Carrier2 토크,  $Z_{s2}$ 는 SPPG2의 Sun2 잇수,  $Z_{r2}$ 는 SPPG2의 Ring 2 잇수,  $\omega_{r2}$ 는 SPPG2의 Ring2 속도,  $\omega_{ca2}$ 는 SPPG2의 Carrier2 속도이다.

**Table 6 Torque, speed and power of 2nd speed**

Sun gear torque of SPPG2, $T_{s2}$	86.1 Nm
Sun gear speed of SPPG2, $\omega_{s2}$	0 rad/sec
Carrier torque of SPPG2, $T_{ca2}$	-273.3 Nm
Carrier speed of SPPG2, $\omega_{ca2}$	25.1 rad/sec
Ring gear torque of SPPG2, $T_{r2}$	187.2 Nm
Sun gear torque of DPPG3, $T_{s3}$	186.3 Nm
Sun gear speed of DPPG3, $\omega_{s3}$	53.7 rad/sec
Carrier torque of DPPG3, $T_{ca3}$	273.3 Nm
Carrier speed of DPPG3, $\omega_{ca3}$	25.1 rad/sec
Ring gear torque of DPPG3, $T_{r3}$	-459.6 Nm
Output torque, $T_o$	-272.4 Nm
Output speed, $\omega_o = \omega_{r2} = \omega_{r3}$	36.7 rad/sec
Sun gear power of SPPG2, $T_{s2} \times \omega_{s2}$	0 W
Sun gear power of DPPG3, $T_{s3} \times \omega_{s3}$	10000.0 W
Carrier power of SPPG2, $T_{ca2} \times \omega_{ca2}$	-6872.3 W
Carrier power of DPPG3, $T_{ca3} \times \omega_{ca3}$	6872.3 W
Ring gear power of SPPG2, $T_{r2} \times \omega_{r2}$	6872.3 W
Ring gear power of DPPG3, $T_{r3} \times \omega_{r3}$	-16872.3 W
Output power, $T_o \times \omega_o$	-10000.0 W



**Fig. 11 Power flow of 2nd speed**

Table 2, 3을 이용하여 2단에서 사용되는 각 유성기어 요소의 토크, 속도 및 파워를 계산할 수 있으며, 식(9) ~ (10) 및 식(18) ~ (27)을 이용하여 계산한 결과를 Table 6에 정리하였다. 또한, 이 결과들을 바탕으로 동력흐름을 Fig. 11에 도시하였다.

Sun2(S2)의 파워는 0이며, Sun3(S3)에서 Carrier3(Ca3)를 거쳐 Ring3(R3)로 전달된 동력 중 10000W는 출력으로 전달되지만, 6872.3W는 Ring2 (R2)에서 Carrier2(Ca2)로 순환되는 것을 볼 수 있다. 이와 같은 동력 순환은 Carrier3(Ca3)와 Ring2 (R2)에 입력동력보다 큰 동력이 작용하게 하며, 유성기어 가공 시 기어 요소가 입력동력 보다 큰 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작하여야 한다.

### 3.4 3단의 동력흐름 해석

3단은 C1과 C3가 작동되어 Sun2와 Sun3 기어가 클러치로 인해 속도가 같은 것을 확인할 수 있다. 따라서 레버모델을 Fig.12과 같이 구할 수 있으며, 다음과 같은 토크 및 속도 관계식을 계산할 수 있다.

$$T_{ca2} = -\frac{Z_{s2} + Z_{r2}}{Z_{s2}} T_{s2} \quad (28)$$

$$T_{r2} = \frac{Z_{r2}}{Z_{s2}} T_{s2} \quad (29)$$

$$T_{ca2} + T_{ca3} = 0 \quad (30)$$

$$T_{ca3} = \frac{Z_{r3} - Z_{s3}}{Z_{s3}} T_{s3} \quad (31)$$

$$T_{r3} = -\frac{Z_{r3}}{Z_{s3}} T_{s3} \quad (32)$$

$$\omega_{s2} = \omega_{ca2} = \omega_{r2} = \omega_{s3} = \omega_{ca3} = \omega_{r3} = \omega_{r1} \quad (33)$$

또한, SPPG2와 DPPG3의 Ring3이 출력축과 연결되어 있으므로, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_o = T_{r2} + T_{r3} \quad (34)$$

$$\omega_o = \omega_{r2} = \omega_{r3} \quad (35)$$

Table 2, 3을 이용하여 3단에서 사용되는 각 유성기어 요소의 토크, 속도 및 파워를 계산할 수 있으며, 식(11) ~ (12) 및 식(28) ~ (35)를 이용하여 계산한 결과를 Table 7에 정리하였다. 또한, 이 결과들을 바탕으로 동력흐름을 Fig. 13에 도시하였다. DPPG1에서 전달된 Ring1(R1) 동력은 Sun2 (S2)와

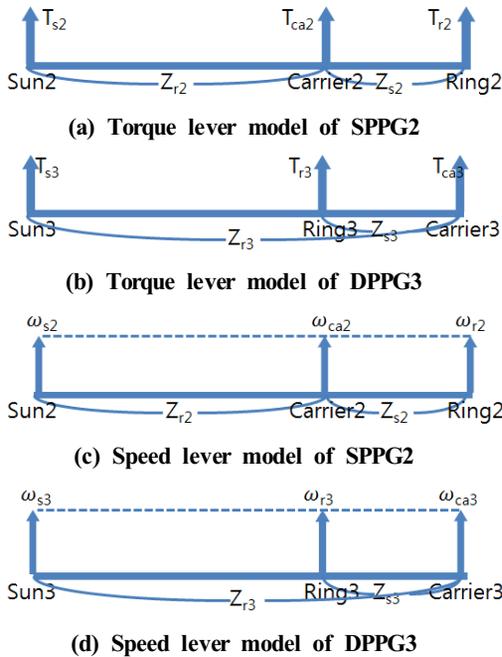


Fig. 12 Lever model of 3rd speed

Sun3(S3)로 전달되었으며, 이 동력들은 Carrier3 (Ca3)를 거쳐 Ring3(R3)로 전달되는 것을 볼 수 있다.

이렇게 전달된 동력 중 10000W는 출력으로 전달 되지만, 6872.3W는 Ring2(R2)에서 Carrier2(Ca2)로 순환되는 것을 볼 수 있다.

이와 같은 동력 순환은 위 2단에서의 경우와 같이 Carrier3(Ca3)와 Ring3 (R3)에 입력동력보다 큰 동력이 작용하여, 유성기어 가공 시 기어 요소가 입력동력 보다 큰 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작하여야 한다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 3개의 유성기어(DPPG1, SPPG2, DPPG3)로 구성된 8단 자동변속기의 유성기어 가공을 위하여, 최대응력이 허용응력 범위 안에 있는지를 판단하기 위한 기초 단계로, 레버해석을 기반으로 자동변속기의 토크, 속도 및 동력 흐름 해석을

Table 7 Torque, speed and power of 3rd speed

Sun gear torque of SPPG2, $T_{s2}$	58.9 Nm
Sun gear speed of SPPG2, $\omega_{s2} = \omega_{s3}$	53.7 rad/sec
Carrier torque of SPPG2, $T_{ca2}$	-186.9 Nm
Carrier speed of SPPG2, $\omega_{ca2} = \omega_{ca3}$	53.7 rad/sec
Ring gear torque of SPPG2, $T_{r2}$	128.0 Nm
Ring gear speed of SPPG2, $\omega_{r2} = \omega_{r3}$	53.7 rad/sec
Sun gear torque of DPPG3, $T_{s3}$	127.4 Nm
Sun gear speed of DPPG3, $\omega_{s2} = \omega_{s3}$	53.7 rad/sec
Carrier torque of DPPG3, $T_{ca3}$	186.9 Nm
Carrier speed of DPPG3, $\omega_{ca2} = \omega_{ca3}$	53.7 rad/sec
Ring gear torque of DPPG3, $T_{r3}$	-314.3 Nm
Ring gear speed of DPPG3, $\omega_{r2} = \omega_{r3}$	53.7 rad/sec
Output torque, $T_o$	-184.3 Nm
Output speed, $\omega_o = \omega_{r2} = \omega_{r3}$	53.7 rad/sec
Sun gear power of SPPG2, $T_{s2} \times \omega_{s2}$	3160.8 W
Carrier power of SPPG2, $T_{ca2} \times \omega_{ca2}$	-10033.0 W
Ring gear power of SPPG2, $T_{r2} \times \omega_{r2}$	6872.3 W
Sun gear power of DPPG3, $T_{s3} \times \omega_{s3}$	6839.2 W
Carrier power of DPPG3, $T_{ca3} \times \omega_{ca3}$	10033.0 W
Ring gear power of DPPG3, $T_{r3} \times \omega_{r3}$	-16872.0 W
Output power, $T_o \times \omega_o$	-10000.0 W

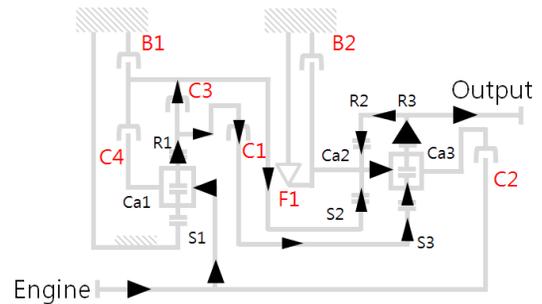


Fig. 13 Power flow of 3rd speed

수행하였다. 해석 결과 1단에서는 엔진의 동력이 Carrier1 에서 Ring1 을 거쳐 Sun3를 통하여 Ring3 로 동력이 전달된다. 2단에서는 1단과 동일하게 엔진의 동력이 Ring3로 전달되지만, Ring2, Carrier2, Carrier3 순서로 일부 동력이 순환된다. 3단에서는

엔진의 동력이 Carrier1 에서 Ring1을 거쳐 Sun2 및 Sun3 로 분기된 뒤, 일부 동력은 Ring3로 출력되고 일부동력은 순환된다. 엔진 동력이 분배되어 각 유성기어 요소에 전달될 경우, 유성기어 가공 시 각 기어 요소가 입력동력 보다 작은 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작할 수 있으며, 동력 순환이 발생하는 경우, 유성기어 가공 시 각 기어 요소가 엔진동력 보다 큰 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작하여야 한다. 연구대상 8단 자동변속기의 4단부터 8단까지의 동력흐름 결과는 Part2에서 수행하고자 한다.

이 연구를 통하여 얻은 결과를 기반으로, 8단 자동변속기의 유성기어 가공 시 유성기어에서 발생하는 최대응력이 허용응력 범위에 있는지를 확인하는 과정에서 활용 될 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

“이 논문은 2016년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업입(No. 2014R1A1A1004380).“

## REFERENCES

1. Lee, W. K. and Park, S. M., "A Study on the Embodiment of a Transfer Case with High-Speed Reduction of the Planetary Gear Type Applied to Big Industrial Vehicles," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 6, pp. 14-20, 2015.
2. 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.
3. Zhang, Q., Kang, J. H., Tun, G. B. and Lyu, S. K., "Analytical Prediction of Transmission Error and Load Distribution for a Plugin HEV," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 11, No. 3, pp. 116-121, 2012.
4. Cho, S. P., Lee, D. G., Kim, L. S., Xu, Z. Z. and Lyu, S. K., "Study of the Transmission Error Prediction of a Five-speed Manual Transmission System," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 15, No. 2, pp. 66-71, 2016.
5. Han, S. G., Shin, Y. I., Yoon, C. H. and Song, C. K., "Strength and Durability Analysis of the Double Planetary Gears," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 5, pp. 28-34, 2014.
6. Kim, S. I. and Choi, I. B., "A Study on the Analysis of Driving Performance for the Passenger Car Equipped with an Automatic Transmission[F4A-EL type]," Korean Soc. Power System Eng. Spring Conference Proceedings, pp. 123-132, 2002.
7. Shim, H.S. and Cheong, Y. M., "Analysis of Shift Characteristics of HIVEC 4 - speed Automatic Transmission (Part 1) - Components Model of Powertrain -," Korean Soc. Automotive Eng. Spring Conference Proceedings, pp. 419-424, 2000.
8. Kim, J. M., Kim, N. D., Hwang, S. H., Hori, Y. and Kim, H. S., "Motor Control of Input-split Hybrid Electric Vehicles," Int. J. Automot. Techn., Vol. 10, No. 6, pp. 733-742, 2009.
9. Kim, J. M., "Analysis of Powertrain Characteristics for Output Split Type Plug-in Hybrid Electric Vehicle," International Journal of Automotive Technology, Vol. 23, No. 1, pp. 112-121, 2015.
10. Park, S. H., Shin, J. H., Yoon, H. E. and Kim, D. W., "A Study on Kinematic Characteristics of Planetary Gear Train," Korean Soc. Precision Eng. Fall Conference Proceedings, pp. 643-646, 2001.
11. Benford, H. and Leising, M., "The lever analogy: A new tool in transmission analysis", SAE 810102, 1981.
12. Kondo, M., Hasegawa, Y., Takanami, Y., Arai, K., Tanaka, M. and Kinoshita, M., "Toyota AA80E 8-Speed Automatic Transmission with Novel Powertrain Control System", SAE 2007-01-1311, 2007.