

# Power-flow 에 독립적인 파워트레인 모델링

최기영(기아 자동차), 이승종(한양대학교 기계공학과)

## Power-flow Independent Modeling of Vehicle Powertrain

Kiyoung Choi(KIA Motors), Seungjong Yi(Mechanical Eng. Dept., Hanyang Univ.)

### ABSTRACT

A lot of efforts have been made to analyze the performance of the vehicle equipped with automatic transmission through simulation. It might be necessary to understand the different types of transmissions, i.e., different power flows, for different models. If there is a module that can be applied to different types of automatic transmission, it could be helpful to transmission-related engineers. This study has started up from this idea.

The common bond graph has been obtained from several types of the automatic transmission. The overall generalized equations and kinematic constraint equations have been derived using virtual power sources on common bond graph. They are used to derive state equations and constraints. These equations have been applied as an application to the vehicle equipped with two simple planetary gear set type or Ravigneaux gear type automatic transmission. The state equation, kinematic constraints, and dynamic constraints have been derived in every gear and shift operation using overall generalized equations and kinematic constraint equations.

Simulations for constraint speed running, standing-start running, rolling-start running, and LA-4 mode have been conducted to analyze the performance of the vehicle powertrain using GVPS(Generalized Vehicle Powertrain Simulation) program with pull down menu.

### 1. 서론

지금까지 자동변속기를 장착한 차량에 대한 많은 연구가 수행되고 있고, 이는 동력발생장기부터 차량의 구동륜까지 동력전달경로 모델링을 통하여 이루어진다. 이는 엔진, 토크컨버터, 자동변속기의 방식과 종류에 따라 동일한 과정을 반복적으로 수행해야만 한다. 이와 같은 반복적인 과정을 줄이기 위하여 여러 방식의 자동변속기에서 공통점을 찾아 이를 일반화 시킨다면 동력전달시스템 설계 및 해석 과정이 보다 효율적으로 이루어질 것이다. 이러한 관점에서 본 연구는 수행되었다.

현재 승용차에 사용되고 있는 자동변속기는 전진 4단과 후진 1단의 기어비를 구현하기 위하여 다양한 복합유성기어를 사용하고 있다. 주로 사용되는 복합유성 기어 방식은 라비노 방식(Ravigneaux gear type)과 2개의 단순 유성 기어를 연결한 방식(2-simple planetary gear set type) 등이 있다. 특히 소형 전륜 구동형 차량의 경우 탑재 공간이 적고 변속기 주축의 길이가 제한되기 때문에 무엇보다도 탑재성이 우수해야 한다. 따라서 공간적인 측면에서 유리한 라비노 방식이 전륜 구동형 소형차량의 경우 많이 사용되고 있다.

4단 자동변속기의 일반화된 모델링을 수행하기 위하여 단순유성기어와 이중 피니언 단순유성기어를 각각 본드 그래프로 모델링하고 이들의 공통점을 찾아 일반화된 본드 그래프 모듈(module)을 만들었다. 이러한 일반화된 본드 그래프에 버추얼파워소스(virtual power source)를 정의하여 동력전달이 가능한 각 기어에 버추얼파워소스가 존재한다고 가정하여 이들간의 관계식을 유도하고 이러한 관계식을 이용하여 일반화된 통합 관계식을 유도하였다.

일반화된 통합 관계식의 검증을 위하여 2개의 단순유성기어 방식의 4단 자동변속기를 장착한 차량에 적용시켜, 전체적인 차량의 가속성능-(발전가속성능, 추월가속성능) 및 연비성능-(정속주행연비성능, 도시모드주행연비성능)을 시뮬레이션 하였다[1][2][3].

### 2. 자동변속기 모델링

#### 2.1 일반화된 본드그래프 모듈과 버추얼파워소스

단순 유성기어와 이중 피니언 단순유성기어의 본드그래프의 유사성에서부터 각각 4개의 기어를 통하여 동력의 출입이 가능하고 4개의 트랜스퍼머로 구성되어 있으며 비슷한 유형의 기구학적 속

도 관계식을 갖고 있다. Fig. 1 은 이러한 유사성을 바탕으로 2 개의 단순유성기어를 연결한 방식과 라비노 방식을 일반화시킨 본드그래프이다.

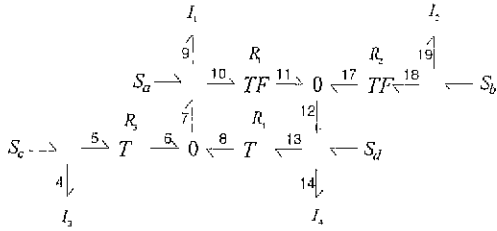


Fig 1 Generalized bond graph with virtual power sources

여기서,  $S_a$ ,  $S_b$ ,  $S_c$  와  $S_d$ 는 비추어파워소스를 나타낸다. 2 개의 단순유성기어를 연결한 방식 및 라비노기어 방식에 대해 비추어파워소스라는 구속조건을 추가함으로써 자동변속기의 속도단이 결정되어지고, 변속비가 궁극적으로 결정된다. 이러한 구속조건을 통해 발생하는 동력의 입력력을 비추어파워소스를 사용함으로써 표현할 수 있고 이들간의 관계식을 유도함으로써 궁극적으로 필요한 일반화된 관계식을 유도할 수 있다. 이러한 관계식을 유도하여 각각의 비추어파워소스에 구속조건으로 발생하는 동력관련식들을 대입함으로써 운동 방정식과 동역학적 구속조건을 구할 수 있다. 다음은 각 비추어파워소스에 대하여 본드 그래프 구속조건을 이용한 식이다.

$$S_a = I_1 \dot{\omega}_1 + R_1 e_{11} - e_7 \quad (1)$$

$$S_b = I_2 \dot{\omega}_2 + R_2 e_{17} \quad (2)$$

$$S_c = I_3 \dot{\omega}_3 + R_3 e_6 \quad (3)$$

$$S_d = I_4 \dot{\omega}_4 + R_4 e_8 - e_{12} \quad (4)$$

기구학조건은 다음과 같다.

$$\omega_1 = R_3 \omega_3 + R_4 \omega_4 \quad (5)$$

$$\omega_4 = R_1 \omega_1 + R_2 \omega_2 \quad (6)$$

식(1)에서부터 (4)을 이용하여 기어 2가 고정되어 있을 경우, 비추어파워소스간의 관계식과 기구학적 구속조건을 유도하면 다음과 같다.

기어 1 이 고정되어있을 경우.

$$\frac{1}{R_2 R_1} I_2 \dot{\omega}_2 - \frac{1}{R_1} I_3 \dot{\omega}_3 + \frac{1}{R_1} I_4 \dot{\omega}_4 = -\frac{1}{R_2 R_1} S_b - \frac{1}{R_1} S_c + \frac{1}{R_1} S_d$$

$$A_2 I_2 \dot{\omega}_2 + A_3 I_3 \dot{\omega}_3 + A_4 I_4 \dot{\omega}_4 = A_2 S_b + A_3 S_c + A_4 S_d \quad (7)$$

$$\frac{\omega_2}{A_2} = \frac{\omega_3}{A_3} = \frac{\omega_4}{A_4} \quad \text{그리고} \quad \frac{\omega_2}{A_2} = \frac{\dot{\omega}_3}{A_3} = \frac{\dot{\omega}_4}{A_4} \quad (8)$$

여기서,  $A_2 = \frac{1}{R_2 R_1}$ ,  $A_3 = -\frac{1}{R_1}$ ,  $A_4 = \frac{1}{R_1}$

어떤 기어도 고정되어있지 않을 경우 이 경우는 4단 자동변속기의 3단 기어와 변속기 관성상태에서 일반적으로 나타난다. 3단의 경우, 자동변속기의 입력 속도와 출력 속도가 같아지게 되어 변속비가 1이 된다. 관성상태의 경우는 체결 클러치

도 슬립을 하고 해제되는 클러치도 미끄러지게 되어 자유도가 하나 증가하게 된다 3단의 경우는 입력이 two-way 방식이고 관성상태의 경우는 입력이 single way로 이루어진다. 결국, 변속기 하우징에 고정되는 구속조건이 없는 경우는 관성상태와 같이 자유도가 2가 되어 2개의 독립변수에 대한 각각의 운동방정식이 만들어지고, 3단의 경우와 같이 two-way 방식의 입력이 이루어져 변속비가 1이 되는 두가지 경우로 나누어 생각할 수 있다. 전자의 경우는 뒤에 나오는 운동방정식에의 적용에서 자세히 다루기로 하고, 여기서는 후자의 경우, 비추어 파워 소스간의 관계식과 기구학적 구속조건을 다음과 같이 유도하였다.

$$I_1 \dot{\omega}_1 + I_2 \dot{\omega}_2 + I_3 \dot{\omega}_3 + I_4 \dot{\omega}_4 = S_a + S_b + S_c + S_d \quad (9)$$

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = \omega_4, \quad \text{그리고} \quad \dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2 = \dot{\omega}_3 = \dot{\omega}_4 \quad (10)$$

## 2.2 일반화된 통합 관계식

앞에서 유도한 각 경우의 비추어파워소스 간의 관계식과 기구학적 구속조건을 각각 하나의 통합된 관계식으로 일반화 시키면 다음과 같다.

$$F_1 I_1 \dot{\omega}_1 + F_2 I_2 \dot{\omega}_2 + F_3 I_3 \dot{\omega}_3 + F_4 I_4 \dot{\omega}_4 = F_1 S_a + F_2 S_b + F_3 S_c + F_4 S_d \quad (11)$$

$$\frac{\omega_1}{F_1} = \frac{\omega_2}{F_2} = \frac{\omega_3}{F_3} = \frac{\omega_4}{F_4}, \quad \frac{\dot{\omega}_1}{F_1} = \frac{\dot{\omega}_2}{F_2} = \frac{\dot{\omega}_3}{F_3} = \frac{\dot{\omega}_4}{F_4} \quad (12)$$

식 (11)와 (12)에 구속조건을 추가함으로써 계수값들과 비추어파워소스가 결정되면 전체 시스템의 운동방정식, 기구학적 구속조건, 그리고 동역학적 구속조건 등을 구할 수 있게 된다. 이를 위하여 마찰장치는 모두 클러치로 간주하여 상태방정식과 구속조건들을 구하고 실제 마찰장치의 토크를 계산하는 과정에서 다관클러치와 벤드브레이크를 구분하여 각각 알맞은 계산식을 이용하였다[5].

## 3. 운동 방정식

위의 관계식들을 2개의 유성기어를 연결한 방식의 자동변속기에 적용 시켰다. 차량의 서스펜션 효과 및 베어링 손실 등은 무시하고, 축과 기어의 강성 효과를 고려하지 않은 강체계(ngid body system)로 모델링하였다. 변속은 두 개의 클러치가 결합되어 기어비가 고정된 상태에서 기어비의 변환을 위하여 결합된 하나의 클러치가 분리되고 새로운 클러치가 결합되면서 이루어진다 변속 과정은 새로 결합되는 클러치(on coming clutch) 압력이 서서히 증가하고, 해제되는 클러치(off going clutch) 압력이 급격히 낮아지지만 해제되는 클러치가 미끄러지지 않을 때까지를 토크 상태(torque phase)라고 하고, 해제되는 클러치와 결합되는 클러치가 모두 슬립하여 관성으로 동작하는 상태를 관성 상태(inertia phase)라고 한다. 따라서 관성 상태에는 시스템의 자유도가 하나 증가하게 된다[4][5][6]

1단의 경우, 3번 클러치가 결합되어 3번 기어를 통

하여 터빈에서 나오는 동력이 자동변속기로 들어가게 된다 2번 기어는 변속기 하우징에 2번 클러치에 의하여 고정되어 있다. 1번 기어는 자유회전을 하고 4번 기어를 통하여 동력이 증감속 기어장치로 전달된다. 1단의 자동변속기 본드 그래프는 Fig 2 과 같다.

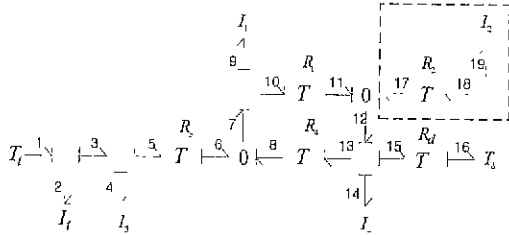


Fig 2 The bond graph of two simple planetary gear set type at the first gear

점선으로 나타난 부분은 2번 기어가 고정되어 있으므로 속도가 0 이 되어 17번 본드를 통하여 0-junction으로 들어가는 동력은 0가 되는 것을 나타낸다.  $T_s$  는 변속기의 출력 토크 이면서 동시에 구동축에 들어가는 입력 토크가 된다.  $R_d$  는 증감속비를 나타낸다. 상태방정식.

$$S_a = 0, \quad S_c = T_s - I_1 \dot{\omega}_1, \quad S_d = -R_d T_s$$

$$I_1 \omega_1 = T_s - \frac{B_d}{B_s} R_d T_s \quad (13)$$

여기서,  $I_a = I_1 + \left(\frac{B_1}{B_s}\right)^2 I_1 + I_3 + \left(\frac{B_2}{B_3}\right)^2 I_4$

기구학적 구속조건:

$$\omega_1 = \frac{B_1}{B_s} \omega_s, \quad \dot{\omega}_1 = \frac{B_1}{B_s} \dot{\omega}_s, \quad \omega_2 = 0, \quad \dot{\omega}_2 = 0$$

$$\omega_3 = \omega_1, \quad \dot{\omega}_3 = \dot{\omega}_1, \quad \omega_4 = \frac{B_1}{B_3} \omega_3, \quad \dot{\omega}_4 = \frac{B_1}{B_3} \dot{\omega}_3$$

동역학적 구속조건. 2번과 3번 클러치가 체결.

$$T_{c2} > RT_{c2} \quad (14)$$

$$T_{c3} > RT_{c3,up}, \quad T_{c3} > RT_{c3,down} \quad (15)$$

여기서,  $RT_{c3,up} = T_s - I_1 \dot{\omega}_1$

$$RT_{c2} = \frac{D_1}{D_2} (I_1 \omega_1 - T_s + I_1 \dot{\omega}_1) + \frac{D_3}{D_2} I_3 \dot{\omega}_3$$

$$RT_{c3,down} = \frac{B_1}{B_3} I_1 \dot{\omega}_1 + I_3 \dot{\omega}_3 + \frac{B_2}{B_3} (I_4 \dot{\omega}_4 + R_d T_s)$$

1>2 단 변속시 관성상태. 체결되는 1번 클러치와 해제되는 3번 클러치가 모두 미끄러지고 있는 상태로 자유도는 2가 되고, 결합되어 3번 기어를 통하여 터빈에서 나오는 동력이 자동변속기로 들어가게 된다 2번 기어는 변속기 하우징에 2번 클러치에 의하여 고정되어 있다. 4번 기어를 통하여 동력이 증감속 기어장치로 전달된다 1>2 단 변속시 관성상태에서의 자동변속기 본드 그래프는 Fig 3 과 같다.

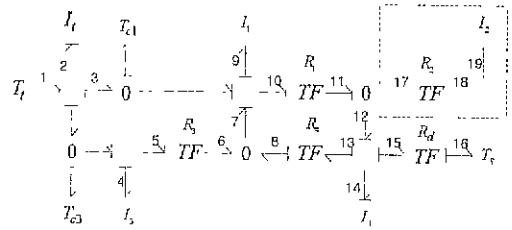


Fig. 3 The bond graph of two simple planetary gear set type at the inertia phase during 1>2 shift

독립변수는 본드 그래프 상에서 나타나게 된다[1]. 하지만 관성상태의 경우는 보통 입력기어와 출력기어의 각속도를 독립변수로 선정한다. 독립변수  $\omega_1$  와  $\omega_4$  에 대한 각각의 상태방정식을 구해보면 다음과 같다

상태방정식. 독립변수  $\omega_1$  와 관련된 상태방정식은 터빈 토크 ( $T_s$ ), 1번 클러치 토크( $T_{c1}$ ), 3번 클러치 토크 ( $T_{c3}$ ) 그리고 터빈의 관성에 의해서 표현된다.

$$I_1 \dot{\omega}_1 = T_s - T_{c1} - T_{c3} \quad (16)$$

위 본드 그래프에서 보듯, 터빈에서 나오는 동력이 변속기로 전달되지 못한다. 이로 인하여 어떠한 기어의 관성과 각가속도도 독립변수  $\omega_1$  와 관련된 상태방정식에 영향을 주지 못하게 된다.

독립변수  $\omega_4$  와 관련된 상태방정식은 터빈토크가 아닌 1번과 3번의 클러치 토크가 시스템에 베틀얼파워 소스로 작용하여 이들로 시스템의 상태 방정식이 다음과 같이 만들어 진다.

$$S_a = T_{c1}, \quad S_c = T_{c3}, \quad S_d = -R_d T_s$$

$$I_{eq12} \dot{\omega}_4 = \frac{B_1}{B_4} T_{c1} + \frac{B_2}{B_3} T_{c3} - R_d T_s \quad (17)$$

여기서,  $I_{eq12} = \left(\frac{B_1}{B_4}\right)^2 I_1 + \left(\frac{B_2}{B_3}\right)^2 I_3 + I_4$

기구학적 구속조건: 기구학적 구속조건은 다른 변수들이 독립변수로써 나타내어진다. 1 단에서 2 단으로의 변속과정 중 관성상태의 경우는 독립변수  $\omega_1$  가 다른 기어에 영향을 주지 못함으로 독립변수  $\omega_4$  을 이용하여 다른 기어들이 각속도와 각가속도를 다음과 같이 표현한다.

$$\omega_1 = \frac{B_1}{B_s} \omega_s, \quad \dot{\omega}_1 = \frac{B_1}{B_s} \dot{\omega}_s, \quad \omega_2 = 0, \quad \dot{\omega}_2 = 0, \quad \omega_3 = \frac{B_1}{B_3} \omega_1, \quad \dot{\omega}_3 = \frac{B_1}{B_3} \dot{\omega}_1$$

동역학적 구속조건: 변속과정중임으로 2번 기어를 제외하고는 어떠한 클러치도 체결된 것이 없다.

$$T_{c2} > RT_{c2} \quad (18)$$

여기서,  $RT_{c2} = \frac{D_1}{D_2} (I_1 \dot{\omega}_1 - T_{c1}) + \frac{D_3}{D_2} (I_3 \dot{\omega}_3 - T_{c3})$

#### 4. 시뮬레이션 결과

본 연구에서는 1800cc SOHC 엔진을 사용하였다. 정속주행 시뮬레이션을 수행한 결과 60 km/h의 속도에서 18.956 km/l 와 90 km/h의 속도에서 16.303 km/l의 연비를 얻을수 있었고, LA-4 mode 시뮬레이션을 통해

18.78km/h의 연비를 얻을 수 있었다.

발전기속은 바람이 없는 평지에서 스톱상태에서 브레이크를 풀어주는 동시에 가속페달을 끝까지 밟아서 가속한 경우의 결과이다

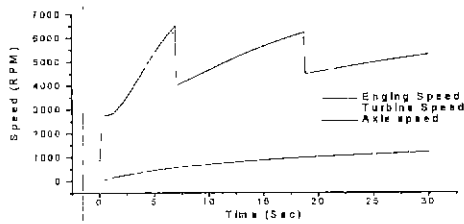


Fig.4 Engine, turbine, and axle speed curves under the standing-start running

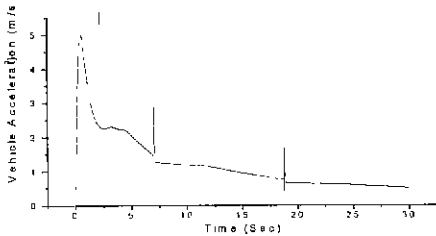


Fig.5 Vehicle acceleration curve under the standing-start running

Fig.4와 Fig 5을 보면 변속시 기어비의 변동으로 엔진의 속도는 떨어지고, 차속의 기율기 변화를 볼 수 있다. 또한 변속시 가속도의 과도현상을 볼 수 있다. 이는 변속중에는 엔진의 출력이 전부 구동륜으로 전달되지 못하기 때문에 잠시 떨어졌다가 증가하게 되는데 이는 토크 컨버터를 장착한 자동변속기 차량의 전형적인 과도현상이며 이를 줄이기 위한 노력이 여러가지로 시도되고 있다[4]. 차속 0 → 100km/h 시뮬레이션 결과는 13.060초를 얻을 수 있었다. 추월 가속은 일정속도로 주행 중에 가속 페달을 끝까지 밟아서 가속한 경우이다. Fig 6 및 Fig.7는 시속 60에서 추월 가속한 결과이다. 일단 가속페달을 끝까지 밟으면 킥다운이 일어나며 차의 가속도가 잠시 줄다가 다시 증가하는 것을 알 수 있다. 주요 추월성능 결과는 차속 60→120 km/h의 경우 18.44초를 얻을 수 있었고, 차속 60→120 km/h의 경우 14.082초를 얻을 수 있었다.

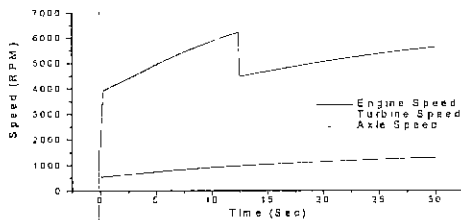


Fig.6 Engine, turbine, and axle speed curves under the rolling-start running

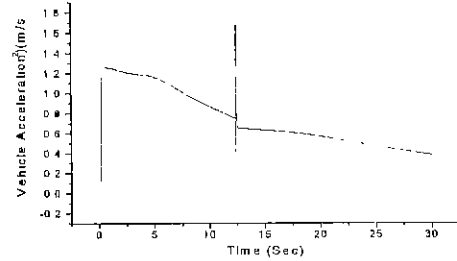


Fig.7 Vehicle acceleration curve under the rolling-start running

## 5. 결론

4단 자동변속기를 장착한 차량의 성능해석을 위하여 Power-flow 독립적인 모델링을 수행하였고 이의 검증은 위하여 시뮬레이션이 수행되었다.

유성기어의 유사 모델링을 본드 그래프를 이용하여 수행함으로써 일반화된 본드 모듈을 만들었고, 이와 버추얼파워소스(virtual power source)라는 가상적인 동력을 가정하여 이들간의 관계식으로부터 일반화된 관계식과 구속 방정식을 유도하였다. 이들의 적용을 위하여 2 개의 단순유성기어를 연결한 방식의 4 단 자동변속기를 다시 모델링하여 일반화된 관계식과 구속방정식을 적용시켜 시뮬레이션 결과를 보여줬다. 이러한 일반화된 관계식을 유도함으로써 동일한 방법으로 다른 방식의 4 단 자동변속기에도 적용가능함을 보였다

## 참고문헌

- Andrew W. Phillips, 1990, "Development and Use of a Vehicle Powertrain Simulation for Fuel Economy and Performance Studies", SAE Paper 900619.
- D.Cho & J.K. Hedrick, 1989, "Automotive Powertrain Modeling for Control", ASME Transaction Vol.111,89-12
- William C. Waters, 1972. "General Purpose Automotive Vehicle Performance and Economy Simulator", SAE Paper 720043
- Young Heub Kim, Jinsung Yang Jang Moo Lee, "A Study on the Transient Characteristics of Automatic Transmission with Detailed Dynamic Modeling", SAE Paper 941014.
- 김인찬, 서진원, 최천, 이승중, 1995, "동력전달시스템 기초설계용 소프트웨어 개발에 관한 연구", 한국자동차공학회 95년도 추계학술대회
- 김인찬, 이승중, 1996, "GUI 를 이용한 Powertrain 설계용 소프트웨어 개발", 한국자동차공학회 논문집.