

〈논 문〉 SAE NO. 97370094

## 동적 특성을 고려한 자동변속기의 모델링

### Dynamically-Correct Automatic Transmission Modeling

김 정 호\*, 조 동 일\*\*  
J. Kim, D. Cho

#### ABSTRACT

An automatic transmission is an important element of automotive power systems that allows a driving convenience. Compared to a manual transmission, however, it has a few problems in efficiency, shift feel, and maintenance. To improve these, it is imperative to understand the dynamics of automatic transmissions. This paper develops a dynamically-correct model of an automatic transmission, using the bond graph method. The bond graph method is ideally suited for modeling power systems, because the method is based on generalized power variables. The bond graph method is capable of providing correct dynamic constraints and kinematic constraints, as well as the governing differential equations of motion. The bond graph method is applied to 1-4 in-gear ranges, as well as various upshifts and downshifts of an automatic transmission, which allows an accurate simulation of an automatic transmission. Conventional automatic transmission models have no dynamic constraint, which do not allow correct simulation studies.

주요기술용어 : Automatic Transmission(자동변속기), Bond Graph(본드그래프)

#### 기 호 설 명

$R_{si}$  : 입력 선 기어(Input Sun Gear)의 기어비  
 $R_{ci}$  : 입력 캐리어 기어(Input Carrier Gear)의 기어비

$R_{sr}$  : 반응 선 기어(Reaction Sun Gear)의 기어비  
 $R_{cr}$  : 반응 캐리어 기어(Reaction Carrier Gear)의 기어비  
 $R_d$  : 최종 드라이브(Final Drive)의 기어비  
 $I_t$  : 터빈(Turbine)의 관성(Moment of Inertia)  
 $I_{si}$  : 입력 선 기어의 관성  
 $I_{ci}$  : 입력 캐리어 기어의 관성

\*서울대학교 공과대학 전기공학부  
제어계측신기술연구소

\*\*정회원, 서울대학교 공과대학 전기공학부

- $I_{sr}$  : 반응 선 기어의 관성  
 $I_{cr}$  : 반응 캐리어 기어의 관성  
 $T_i$  : 터빈 토크(Torque)  
 $T_s$  : 샤프트(Shaft) 토크  
 $T_{ci}$  : 유체 압력에 의해  $i$ 단 클러치(Clutch)에 나타나는 반응 토크(Reaction Torque)( $i=1, 2, 3, 4$ )  
 $T_{12B}$  : 유체 압력에 의해 1-2 밴드(Band)에 나타나는 반응 토크  
 $T_{RB}$  : 유체 압력에 의해 리버스 밴드(Reverse Band)에 나타나는 반응 토크  
 $P_{ci}$  :  $i$ 단 클러치에 나타나는 압력( $i=1, 2, 3, 4$ )  
 $P_{12B}$  : 1-2밴드 클러치에 가해지는 압력  
 $RT_{c2up}$   $RT_{c2down}$  : 2단 클러치 양쪽에 나타나는 반응 토크  
 $RT_{c3up}$   $RT_{c3down}$  : 3단 클러치 양쪽에 나타나는 반응 토크  
 $RT_{spl}$  : 1-2단 모델에서 스프래그(sprag)에 걸리는 반응 토크  
 $RT_{si}$  : 4단에서 입력 선 기어에 걸리는 반응 토크  
 $RT_{ci}$  : 후진기어에서 입력 캐리어 기어에 걸리는 반응 토크  
 $RT_{12B}$  : 반응 선 기어에 작용하는 반응 토크  
 $R_i$  :  $i$ 단의 기어비( $i=1, 2, 3, 4$ )  
 $\omega_t$  : 터빈의 회전속도  
 $\omega_{si}$  : 입력 선 기어의 회전속도  
 $\omega_{ci}$  : 입력 캐리어 기어의 회전속도  
 $\omega_{sr}$  : 반응 선 기어의 회전속도  
 $\omega_{cr}$  : 반응 캐리어 기어의 회전속도

## 1. 서 론

자동차의 엔진에서 발생되는 동력을 타이어에 전달하여 주는 역할을 하는 자동변속기는 현대 자동차의 핵심 요소가 되고 있다. 기존의 수동변속기가 운전자가 경험에 의존해서 직접 기어를 바꾸어주는데 반해서, 자동변속기는 엔진의 회전속도, 차량의 직진 속도, 트로틀(Throttle)의 개폐정도 등의 변화 요소들을 고려하여 기어의 위

치를 자동으로 결정한다. 그런데, 일반적으로 사용되고 있는 자동변속기는 운전의 편리함이라는 측면에서는 수동변속기보다 큰 장점을 가지지만, 연료 효율이라는 측면에서는 숙달된 운전자가 수동변속기를 이용하는 경우의 약 90% 정도가 된다는 단점을 지니고 있다. 또한, 변속시의 승차감 문제는 자동변속기의 개발에 있어서 반드시 고려해야 할 문제라고 할 수 있다.<sup>1)</sup> 따라서, 현재의 자동변속기에 대한 연구는 변속시의 승차감의 향상<sup>2)</sup>과 연료효율의 향상이라는 두 가지 관점에서 연구되고 있다. 예를 들어, 전자 제어 기술을 이용한, 독일 Porsche에서 개발한 Tiptronic이라는 자동변속기는 연료 효율면에서 수동변속기와 거의 비슷하다.<sup>3)</sup>

자동변속기는 토크 변환기(Torque Converter), 혼성 위성 기어(Compound Planetary Gear), 플레이트(Plate)형과 밴드(Band)형 클러치(Clutch), 유체 회로(Hydraulic Circuits)로 구성된다. 본 연구에서는 1단에서 4단까지 변속이 일어날 때, 자동변속기의 기계적 부분인 혼성 위성 기어와 4개의 클러치 및 2개의 밴드들의 동작을 본드그래프를 이용하여 모델링 한다.

자동변속기를 모델링 하는 작업은 여러 가지 방법으로 진행되어 왔다. Tugcu 등은 Lever Analogy Method를 이용하여 자동변속기의 기계적 부분을 모델링하였다.<sup>4)</sup> Lever Analogy Method를 이용한 자동변속기 모델 방법은 간단하지만, 각 기어 위치에 대한 정확한 경계 구분이 정해져 있지 않다. Hrovat 등은 본드그래프를 이용하여 수동변속기를 모델링 하였는데, 이 모델은 변속과정을 모델링 하지 않았다.<sup>5)</sup> Runde는 본드그래프를 이용하여, 자동변속기의 1-4단에 대하여 모델링을 행하였는데, 여기서는 기어 위치들에 대한 제한 조건이 없다는 단점이 있다.<sup>6)</sup> Cho 등은 본드그래프를 이용하여 자동변속기의 1단, 1-2단, 2단을 모델링 하였다.<sup>7), 8)</sup> 이 모델은 각 기어 위치를 결정하는 조건들을 제시한 최초의 연구였다. 본 연구에서는 본드그래프 방법을 이용하여 자동변속기의 3단, 4단, 후진 기어 모델을 모델링하고, 각 기어 사이의 Upshift과정과 downshift과정에 대한 모델을 상태방정식의 형

태로 제시한다. 그리고, 각각의 기어 상태를 구분할 수 있는 동적 제한 조건(Dynamic Constraints)과 기구학적 제한 조건(Kinematic Constraints)을 제시한다. 이러한 제한 조건의 적용은 자동변속기에 대한 모의실험시 정확한 기어 결정을 가능하게 한다.

2. 자동변속기의 Upshift 모델

2.1 혼성 위성 기어(Compound Planetary Gear)

자동변속기의 핵심 구성 요소인 혼성 위성 기어는 두 개의 위성 기어를 이용하여 구성된 것으로 그림 1과 같은 구조로 되어 있다. 자동변속기의 기어 변속은 혼성 위성 기어 중에서 어떤 기어에 동력을 공급하고, 어떤 기어를 정지시키느냐에 따라서 기어 위치가 결정되고, 그에 따른 기어비가 설정되게 된다. 예를 들어 1단의 경우에는 입력 선 기어가 터빈과 직결되고, 반응 선 기어는 1-2 밴드에 의해서 정지된다.<sup>7)</sup> 그림 1의 혼성 위성 기어를 본드그래프로 표현하면 그림 2와 같다. 그림 2에서 다음과 같은 관계식을 유도할 수 있다.

$$\omega_{ci} = R_{si}\omega_{si} + R_{cr}\omega_{cr}, \quad \omega_{cr} = R_{ci}\omega_{ci} + R_{sr}\omega_{sr} \quad (1)$$

앞으로 나오는 절들에서 보겠지만, (1)은 각 기어 위치에서 기어비를 결정하는 데에 중요한 역할을 하게 된다.

2.2 1단, 1-2단, 2단 모델

자동변속기의 1단, 1-2단, 2단 모델은 참고문헌 7과 8에 모의실험과 실차실험 결과가 함께 제시되어 있다. 그런데, 참고문헌 7과 8에서는 2단 모델까지만 고려하였기 때문에 반응 선 기어에 대해서는 속도가 0이라는 기구학적 제한 조건만이 제시되어 있다. 그러나, 3단 이상의 기어 위치에 대한 모델부터는 반응 선 기어가 자유 회

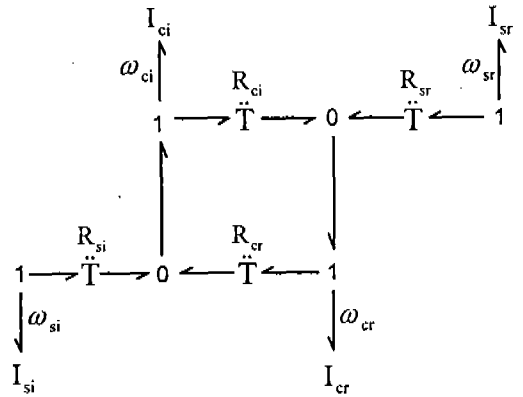


그림 2 혼성 위성 기어의 본드 그래프

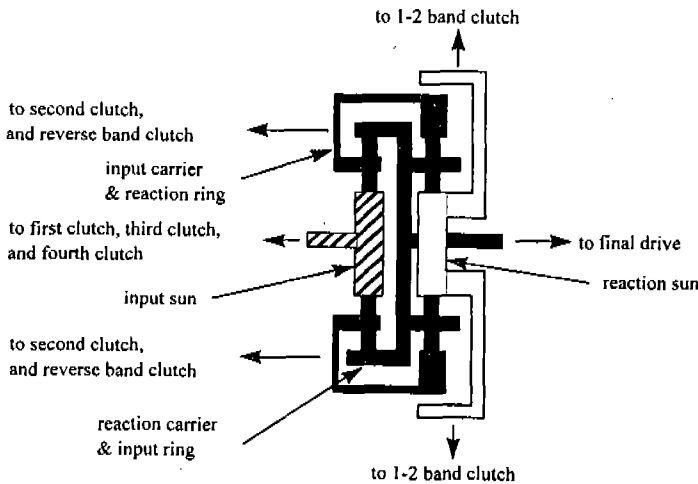


그림 1 혼성 위성 기어의 구조

전(Free-Wheeling)하기 때문에, 2단에서 3단 또는 3단에서 2단으로 변속이 일어나는 과정을 모델링하기 위해서는 1-2 밴드 클러치에 가해지는 압력에 의하여 나타나는 반응 토크와, 위성 기어의 구조에 의해서 반응 선 기어에 전달되는 토크를 함께 고려해야 한다. 이 경우 참고문헌 7, 8과는 달리 반응 선 기어에 대한 동적 제한 조건의 고려가 필수적이기 때문에, 본 연구에서는 1단, 1-2단, 2단일 때의 반응 선 기어에 대한 동적 제한 조건을 첨가하는 것에서부터 자동변속기의 모델링을 시작한다. 1단, 1-2단, 2단에서 혼성 위성 기어의 구조에 의해서 반응 선 기어에 전달되는 토크는 다음과 같다. (1단, 1-2단, 2단 모델의 본드그래프는 참고문헌 7과 8에 자세히 나와 있다.)

$$1\text{단} : RT_{12B} = \frac{R_{sr}}{R_{ci}} \left( \frac{T_i - (I_i + I_{si})\omega_i}{R_{si}} - I_o\dot{\omega}_o + \left(1 - \frac{1}{R_{si}}\right)T_{ci} \right) \quad (2)$$

$$1-2\text{단} : RT_{12B} = \frac{R_{sr}}{R_{ci}} \left( T_{ci} - \frac{I_{si}}{R_{si}}\dot{\omega}_{si} - I_o\dot{\omega}_{ci} \right) \quad (3)$$

$$2\text{단} : RT_{12B} = \frac{R_{sr}}{R_{ci}} \left( T_i - (I_i + I_{ci})\dot{\omega}_i - \frac{I_{si}}{R_{si}}\dot{\omega}_{si} \right) \quad (4)$$

1단, 1-2단, 2단에서 반응 선 기어의 속도가 0이 유지되기 위해서는 1-2 밴드 클러치에 가해지는 토크가 반응 선 기어에 전달되는 반응 토크보다 커야 한다. 따라서, 다음과 같은 동적 제한 조건을 생각할 수 있다.

$$T_{12B} > RT_{12B} \quad (5)$$

2.3 2-3단 모델

트로틀 각과 차량 속도의 함수인 기어 변속에 정도에 의해서 2단에서 3단으로의 변속 시점에 다다르면,  $P_{ci}$ 이 감소하고,  $P_{cs}$ 이 증가하고, 그리고  $P_{12B}$ 이 감소하기 시작하면서 2단에서 3단으로의 변속이 일어나게 된다. 반응 선 기어는  $P_{12B}$ 가 감소하기 시작하면서 자유 회전이 가능해지며,  $P_{cs}$ 은 1단에서 2단으로 변속이 일어날 때 분리된

터빈과 입력 선 기어를 다시 연결하여 주는 역할을 한다. 2단에서는 기구학적 제한 조건에 의하여 입력 선 기어는 터빈의 속도보다  $R_2/R_1$ 만큼 빠르게 자유 회전하고 있는데,  $P_{cs}$ 이 증가하기 시작하면서, 1단에서와 같이 다시 터빈의 속도와 같은 속도로 회전하게 되는 과정이라 할 수 있다. 참고 문헌 7과 8에서 보듯이 반응 선 기어는 1단, 2단에서 속도가 0으로 고정되어 있기 때문에 본드그래프 상에서 고려하지 않았지만, 2단에서 3단으로의 변속시부터는 반응 선 기어의 운동을 고려하여야 한다. 물리적인 관점에서 볼 때 반응 선 기어를 고려하지 않게 되면, 입력 선 기어와 입력 캐리어 기어가 동시에 터빈에 연결될 수 없음을 의미하고, 본드그래프의 관점에서는 모델이 인과관계(Causality)<sup>9)</sup>를 만족시킬 수 없게 된다. 따라서, 2-3단의 모델은 반응 선 기어에 대한 고려가 중요하게 된다. 다음 절들에 나오는 모델에서 보겠지만, 반응 선 기어는 3단, 4단 모델에서는 자유 회전을 볼 수 있다.

2.3.1 Torque phase

2단에서 3단으로 변속이 일어날 때,  $P_{12B}$ 가 충분히 작아지지 않으면 반응 선 기어의 속도는 계속 0이 유지된다. 따라서, 토크 상 모델은 그림 3과 같이 된다. 그림 3에서  $P_{ci}$ 이 충분히 커지기 전에  $P_{12B}$ 가 충분히 빨리 줄어들지 않으면, 터빈과 입력 선 기어 또는 터빈과 입력 캐리어 기어만이 직결될 수 있다는 것을 알 수 있다.

상태방정식 :

$$I_{i2}\dot{\omega}_i = T_i + \left(1 - \frac{R_2}{R_1}\right)T_{cs} - R_2R_oT_s \quad (6)$$

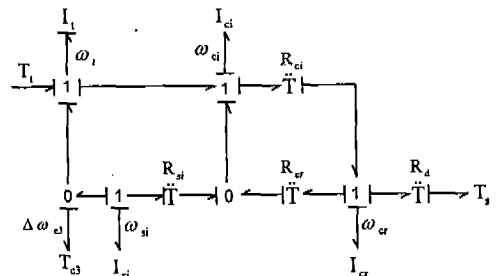


그림 3 2-3단 모델 (Torque Phase)

기구학적 제한 조건 :

$$\omega_{ci} = \omega_{ci}, \dot{\omega}_{ci} = \dot{\omega}_{ci} \quad (7-1)$$

$$\omega_{si} = \frac{R_2}{R_1} \omega_{ci}, \dot{\omega}_{si} = \dot{\omega}_{ci} \quad (7-2)$$

$$\omega_{cr} = R_2 \omega_{ci}, \dot{\omega}_{cr} = \dot{\omega}_{ci} \quad (7-3)$$

$$\omega_{sr} = 0 \quad (7-4)$$

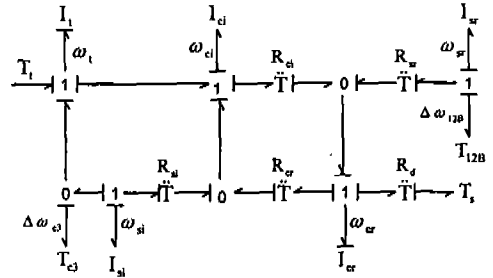


그림 4 2-3단 모델 (Speed Phase)

동적 제한 조건 :

$$(1) T_{c2} > RT_{c2up}, T_{c2} > RT_{c2down} \quad (8-1)$$

$$RT_{c2up} = T_1 + T_{c3} - I_1 \dot{\omega}_1 \quad (8-2)$$

$$RT_{c2down} = R_2 J_{cr} \dot{\omega}_{cr} + I_{ci} \dot{\omega}_{ci} + \frac{R_2}{R_1} I_{si} \dot{\omega}_{si} + R_2 R_d T_3 + \frac{R_2}{R_1} T_{c3} \quad (8-3)$$

$$(2) T_{12B} > RT_{12B} \quad (8-4)$$

$$RT_{12B} = \frac{R_{sr}}{R_2} \left( T_1 + \frac{R_{cr}}{R_{si}} T_{c3} - (I_1 + I_{ci}) \dot{\omega}_1 - \frac{I_{si}}{R_{si}} \dot{\omega}_{si} \right) \quad (8-5)$$

$$I_{cr23} \dot{\omega}_{cr} = \frac{T_{12B}}{R_{sr}} \left( 1 - \frac{1}{R_{si}} \right) T_{c3} - R_d T_3 + I_{223} \dot{\omega}_1 \quad (9-2)$$

여기서,

$$I_{123} = I_1 + I_{ci} + \frac{I_{si}}{R_{si}^2} + \left( \frac{R_{ci}}{R_{sr}} \right)^2 I_{sr} \quad (9-3)$$

$$I_{cr23} = I_{cr} + \left( \frac{R_{cr}}{R_{si}} \right)^2 I_{si} + \frac{I_{sr}}{R_{sr}^2} \quad (9-4)$$

$$I_{223} = \frac{R_{cr}}{R_{si}^2} I_{si} + \frac{R_{ci}}{R_{sr}^2} I_{sr} \quad (9-5)$$

### 2.3.2 Speed Phase

1-2 밴드의 압력이 충분히 줄어들면, 반응 선 기어는 회전하기 시작한다. 바로 이 때가 Speed Phase가 시작되는 시점이다. 2-3단 모델의 Speed Phase 본드그래프는 그림 4와 같다. 이 때는 터빈과 입력 선 기어의 속도가 다시 같아지고, 반응 선 기어는 자유 회전하게 되는 중간 과정이라고 할 수 있다. 또한 2-3단 Speed Phase 모델의 경우에는 두 개의 독립변수인 터빈의 회전 속도와 반응 캐리어 기어의 회전 속도가 서로 영향을 주고 있음을 알 수 있다.

상태방정식 :

$$I_{223} \dot{\omega}_1 = T_1 + \left( 1 - \frac{1}{R_{si}} \right) T_{c3} - \frac{R_{ci}}{R_{sr}} T_{12B} + I_{223} \dot{\omega}_{cr} \quad (9-1)$$

기구학적 제한 조건 :

$$\omega_{ci} = \omega_{ci}, \dot{\omega}_{ci} = \dot{\omega}_{ci} \quad (10-1)$$

$$\omega_{ci} = R_{si} \omega_{si} + R_{cr} \omega_{cr}, \dot{\omega}_{ci} = R_{si} \dot{\omega}_{si} + R_{cr} \dot{\omega}_{cr} \quad (10-2)$$

$$\omega_{cr} = R_{sr} \omega_{sr} + R_{ci} \omega_{ci}, \dot{\omega}_{cr} = R_{sr} \dot{\omega}_{sr} + R_{ci} \dot{\omega}_{ci} \quad (10-3)$$

동적 제한 조건 :

$$(1) T_{c2} > RT_{c2up}, T_{c2} > RT_{c2down} \quad (11-1)$$

$$RT_{c2up} = T_1 + T_{c3} - I_1 \dot{\omega}_1 \quad (11-2)$$

$$RT_{c2down} = I_{c3} \dot{\omega}_{ci} + \frac{R_2}{R_1} I_{si} \dot{\omega}_{si} + R_2 J_{cr} \dot{\omega}_{cr} + R_2 R_d T_3 - \frac{R_2}{R_1} T_{c3} \quad (11-3)$$

2.4 3단 모델

2-3단 모델에서 반응 선 기어가 자유 회전하게 되고, 3단 클러치에 의해서 터빈과 입력 선 기어가 직결되면, 2단에서 3단으로의 변속이 완료된다. 그림 5는 자동변속기의 3단 모델이다. 그림 5에서 보듯이 3단에서는 터빈이 입력 선 기어와 입력 캐리어 기어에 동시에 직결되어 있다. 또한, 3단에서는 모든 위성 기어들이 터빈과 같은 속도로 회전하고 있기 때문에 Direct Drive Mode라 불린다.<sup>10)</sup>

상태방정식 :

$$I_{i3}\dot{\omega}_i = T_i - R_3 R_d T_s \quad (12)$$

여기서,  $I_{i3} = I_i + I_{si} + I_{sr} + I_{ci} + I_{cr}$ ,  $R_3 = 1.0$

기구학적 제한조건 :

$$\omega_i = \omega_{ci} = \omega_s = \omega_{cr} = \omega_r, \dot{\omega}_i = \dot{\omega}_{ci} = \dot{\omega}_s = \dot{\omega}_{cr} = \dot{\omega}_r \quad (13)$$

동적제한조건 :

$$(1) T_{c2} > RT_{c2up}, T_{c2} > RT_{c2down} \quad (14-1)$$

$$RT_{c2up} = T_i + R_{si} R_4 R_d T_s - \left( I_i + I_{si} + \frac{R_{ci} R_{si}^2}{R_{cr} R_{sr}^2} I_{sr} \right) \dot{\omega}_i + \frac{R_{si}}{R_{cr}} \left( I_{sr} + \frac{R_{cr} R_r}{R_{sr}} I_{sr} \right) \dot{\omega}_{cr} \quad (14-2)$$

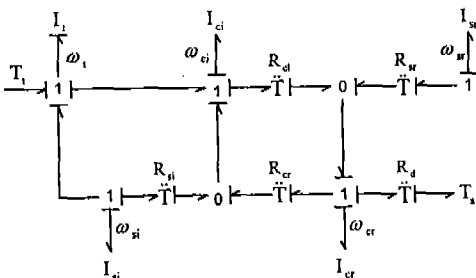


그림 5 3단 모델

$$RT_{c2down} = R_{si} \left( I_{ci} - \frac{R_{ci} R_r}{R_{sr}} I_{sr} \right) \dot{\omega}_i + R_{cr} (I_{ci} + R_4 I_{cr} + R_r I_{sr}) \dot{\omega}_{cr} + R_4 R_d T_s \quad (14-3)$$

여기서,  $R_r = \frac{1 - R_{ci} R_{cr}}{R_{cr} R_{sr}}$ ,  $R_4 = \frac{1}{R_{cr}}$

$$(2) T_{ce} > RT_{c3up}, T_{c3} > RT_{c3down} \quad (14-4)$$

$$RT_{c3up} = \frac{R_{si}}{R_{cr}} (-I_{s23} \dot{\omega}_i + I_{cr23} \dot{\omega}_{cr} + R_d T_s) \quad (14-5)$$

$$RT_{c3down} = -T_i + \left( I_i + I_{ci} + \frac{R_{ci} R_r}{R_{sr}} I_{sr} \right) \dot{\omega}_i + \left( \frac{R_r}{R_{sr}} I_{sr} + R_4 I_{cr} \right) \dot{\omega}_{cr} + R_4 R_d T_s \quad (14-6)$$

2.5 3-4단 모델

2.5.1 Torque Phase

3단에서 4단으로의 변속은 4단 클러치의 압력이 증가하기 시작하면서부터 시작된다. 3단 클러치에서는 1단 클러치와 마찬가지로 일방향(One-Way) 스프래클을 통하여 동력이 전달된다. 1단의 경우에는 입력 선 기어가 터빈의 속도보다 느리게 회전할 수 없었으나, 3단의 경우에는 그 반대로 터빈의 속도가 입력 선 기어보다 느리게 회전할 수 없다. 따라서, Torque Phase는 터빈의 속도가 입력 선 기어보다 빨라지기 바로 직전까지이다. 그림 6은 3-4단의 Torque Phase 모델이다.

상태 방정식 :

$$I_{i3}\dot{\omega}_i = T_i - T_{c4} - R_3 R_d T_s \quad (15)$$

기구학적 제한조건 : 3단의 경우와 같다.

동적 제한 조건 :

$$(1) T_{c2} > RT_{c2up}, T_{c2} > RT_{c2down} \quad (16-1)$$

$$RT_{c2up} = T_t + T_{cr} + R_{si}R_dR_dT_s$$

$$- \left( I_t + I_{si} + \frac{R_{ci}R_{si}^2}{R_{cr}R_{sr}^2} I_{sr} \right) \dot{\omega}_t + \frac{R_{si}}{R_{cr}} \left( I_{sr} + \frac{R_{cr}R_r}{R_{sr}} I_{sr} \right) \dot{\omega}_{cr}$$

(16-2)

$$RT_{c2down} = \frac{T_{c4}}{R_{si}} + R_{si} \left( I_{ci} - \frac{R_{ci}R_r}{R_{sr}} I_{sr} \right) \dot{\omega}_t$$

$$+ R_{cr} (I_{ci} + R_d^2 I_{cr} + R_r^2 I_{sr}) \dot{\omega}_{cr} + R_d R_d T_s$$

(16-3)

(2)  $T_{c3} > RT_{c3up}$   $T_{c3} > RT_{c3down}$  (16-4)

$$RT_{c3up} = \frac{R_{si}}{R_{cr}} (-I_{d23} \dot{\omega}_t + I_{cr23} \dot{\omega}_{cr} + R_d T_s) + T_{c4}$$

(16-5)

$$RT_{c3down} = -T_t - \frac{T_{c4}}{R_{si}} + \left( I_t + I_{ci} + \frac{R_{ci}R_r}{R_{sr}} I_{sr} \right) \dot{\omega}_t$$

$$+ \left( \frac{R_r}{R_{sr}} I_{sr} + R_d I_{cr} \right) \dot{\omega}_{cr} + R_d R_d T_s$$

(16-6)

2.5.2 Speed Phase

3-4단 모델에서  $P_{c4}$ 가 어느 정도 커지게 되면, 3단 클러치에 있는 일방향 스프레이크에 의해서 터빈과 입력 선 기어가 분리된다. 물리적으로는 4단 클러치에 의한 반응 토크가 입력 선 기어에 가해지는 토크보다 커지면 Speed Phase가 시작된다. Speed Phase는 터빈과 입력 선 기어가 분리되고 난 후에, 입력 선 기어의 속도가 4단 클러치에 의해서 0으로 되는 과정이다. 그림 7은 3-4단의 Speed Phase 모델이다.

상태방정식 :

$$I_{d23} \dot{\omega}_t = T_t - \frac{T_{c4}}{R_{si}} + I_{d23} \dot{\omega}_{cr}$$

(17-1)

$$I_{cr23} \dot{\omega}_{cr} = \frac{T_{c4}}{R_{si}} - R_d T_s + I_{d23} \dot{\omega}_t$$

(17-2)

기구학적 제한 조건 :

$$\omega_t = \omega_{ci}, \quad \dot{\omega}_t = \dot{\omega}_{ci}$$

(18-1)

$$\omega_{ci} = R_{si} \omega_{si} + R_{cr} \omega_{cr}, \quad \dot{\omega}_{ci} = R_{si} \dot{\omega}_{si} + R_{cr} \dot{\omega}_{cr}$$

(18-2)

$$\omega_{cr} = R_{sr} \omega_{sr} + R_{ci} \omega_{ci}, \quad \dot{\omega}_{cr} = R_{sr} \dot{\omega}_{sr} + R_{ci} \dot{\omega}_{ci}$$

(18-3)

동적 제한 조건 :

(1)  $T_{c2} > RT_{c2up}$   $T_{c2} > RT_{c2down}$  (19-1)

$$RT_{c2up} = T_t - I_t \dot{\omega}_t$$

(19-2)

$$RT_{c2down} = \frac{T_{c4}}{R_{si}} + I_{ci} \dot{\omega}_t + \frac{I_{si}}{R_{si}} \dot{\omega}_{si} - \frac{R_{cr}}{R_{cr}} I_{sr} \dot{\omega}_{cr}$$

(19-3)

(2)  $T_{c4} > RT_{si}$  (19-4)

$$RT_{si} = R_{si} \left( (I_t + I_{ci}) \dot{\omega}_t - \frac{R_{ci}}{R_{sr}} I_{sr} \dot{\omega}_{sr} - T_t \right)$$

(19-5)

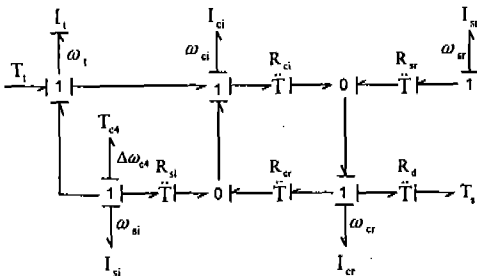


그림 6 3-4단 모델 (Torque Phase)

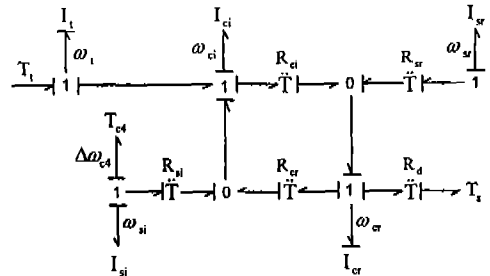


그림 7 3-4단 모델 (Speed Phase)

2.6 4단 모델

$P_{c4}$ 가 충분히 커져서, 입력 선 기어의 속도가 0이 되면, 3단에서 4단으로의 변속이 완료된다. 그림 8은 4단 모델의 본드그래프이다. 4단에서는 반응 선 기어는 터빈보다  $R_4$ 만큼 빠르게 자유 회전하게 되고, 반응 캐리어 기어는 터빈보다  $R_4$ 만큼 빠르게 회전한다. 이와 같이 4단에서는 반응 캐리어 기어가 터빈보다 빠르게 회전하기 때문에 Overdrive Mode라 불리기도 한다.<sup>10)</sup>

상태 방정식 :

$$I_{i4}\dot{\omega}_i = T_i - R_4 R_d T_s \quad (20)$$

여기서,  $I_{i4} = I_i + I_{ci} + R_4^2 I_{cr} + R_4^2 I_{sr}$

기구학적 제한 조건 :

$$\omega_i = \omega_{ci}, \dot{\omega}_i = \dot{\omega}_{ci} \quad (21-1)$$

$$\omega_{si} = 0 \text{ (Held by Clutch 4)} \quad (21-2)$$

$$\omega_{cr} = R_4 \omega_{ci}, \dot{\omega}_{cr} = R_4 \dot{\omega}_{ci} \quad (21-3)$$

$$\omega_{sr} = R_s \omega_{ci}, \dot{\omega}_{sr} = R_s \dot{\omega}_{ci} \quad (21-4)$$

동적 제한 조건 :

$$(1) T_{c2} > RT_{c2up}, T_{c2} > RT_{c2down} \quad (21-5)$$

$$RT_{c2up} = T_i - I_i \dot{\omega}_i \quad (21-6)$$

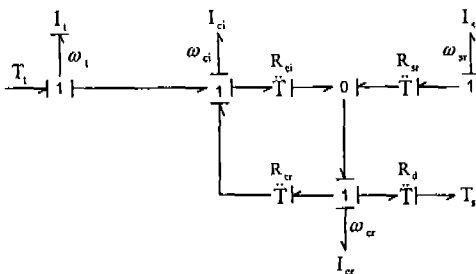


그림 8 4단 모델

$$RT_{c2down} = I_{ci4} \dot{\omega}_{ci} + R_4 R_d T_s \quad (21-7)$$

여기서,  $I_{ci4} = I_{ci} + R_4^2 I_{cr} + R_4^2 I_{sr}$

$$(2) T_{c4} > RT_{ci} \quad (21-8)$$

$$RT_{ci} = R_{si} \left( (I_i + I_{ci}) \dot{\omega}_i - \frac{R_{ci}}{R_{sr}} I_{sr} \dot{\omega}_{sr} - T_i \right) \quad (21-9)$$

2.7 후진 기어 모델

후진 기어에서는 터빈과 입력 선 기어가 직결 되고, 입력 캐리어 기어는 리버스 밴드(Reverse Band) 클러치에 의해서 속도가 0이 되며, 반응 선 기어는 자유 회전하게 된다. 본드그래프는 그림 9와 같다.

상태방정식 :

$$I_r \dot{\omega}_i = T_i + R_R R_d T_s \quad (22)$$

여기서,  $I_r = I_i + I_{si} + \frac{R_{sr}^2}{R_{cr}^2} I_{cr} + \left( \frac{R_R}{R_{sr}} \right)^2 I_{sr}$ ,  $R_R = \frac{R_{si}}{R_{cr}}$

기구학적 제한 조건 :

$$\omega_i = \omega_{sr}, \dot{\omega}_i = \dot{\omega}_{sr} \quad (23-1)$$

$$\omega_{ci} = 0 \text{ (Held by Reverse Band)} \quad (23-2)$$

$$\omega_{cr} = -R_R \omega_{sr}, \dot{\omega}_{cr} = -R_R \dot{\omega}_{sr} \quad (23-3)$$

$$\omega_{sr} = -\frac{R_R}{R_{sr}} \omega_{si}, \dot{\omega}_{sr} = -\frac{R_R}{R_{sr}} \dot{\omega}_{si} \quad (23-4)$$

동적 제한 조건 :

$$(1) T_{ci} > T_i \quad (24-1)$$

$$(2) T_{RB} > RT_{ci} \quad (24-2)$$

$$RT_{ci} = \frac{1}{R_{si}} T_i - \frac{1}{R_{si}} \left( I_i + I_{si} + \frac{R_{ci} R_{sr} R_R}{R_{sr}^2} I_{sr} \right) \dot{\omega}_i \quad (24-3)$$



3. 자동변속기의 Downshift 모델

자동변속기의 Downshift 과정은 Upshift 과정의 역작용이라 할 수 있다. 따라서, Downshift 과정은 앞에서 개발된 모델과 반대로 진행되게 된다.

3.1 2-1단 모델

2단에서 1단으로의 변속은 2단 클러치의 압력이 감소하기 시작하면서 진행된다. 따라서, 본드 그래프는 참고문헌 7과 8에 나와 있는 1-2단 모델과 같다고 할 수 있다. 1단 모델의 기구학적 제한 조건은 터빈의 속도와 입력 선 기어의 속도가 같은 것이다.

3.2 3-2단 모델

3.2.1 Torque Phase

3단에서 2단으로의 변속은  $P_{c1}$ 와  $P_{c3}$ 이 감소하고,  $P_{12B}$ 은 증가하기 시작하면서 진행된다. Torque Phase는  $P_{12B}$ 은 0이 아닐 때,  $P_{c3}$ 이 충분히 작아지지 않아서 터빈과 입력 선 기어의 직결 상태가 유지되는 경우이다. 따라서, 그림 10과 같은 본드그래프 모델을 구할 수 있다.

상태방정식 :

$$I_3 \dot{\omega}_i = T_i - T_{12B} - R_3 R_d R_s \quad (25)$$

기구학적 제한 조건 :

$$\omega_i = \omega_{ci} = \omega_s = \omega_{cr} = \omega_{sr}, \quad \dot{\omega}_i = \dot{\omega}_{ci} = \dot{\omega}_s = \dot{\omega}_{cr} = \dot{\omega}_{sr} \quad (26)$$

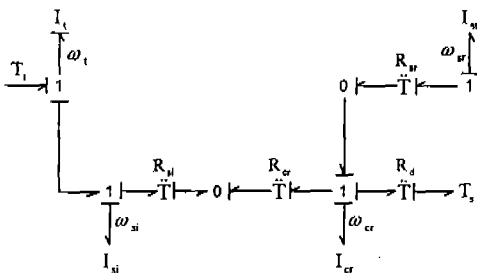


그림 9 후진 기어 모델의 본드그래프

동적 제한 조건 :

$$(1) T_{c2} > RT_{c2up}, T_{c2} > RT_{c2down} \quad (27-1)$$

$$RT_{c2up} = T_i + R_{s1} R_d R_s T_s - \left( I_i + I_{s1} + \frac{R_{c1} R_{s1}^2}{R_{c1} R_{sr}^2} I_{sr} \right) \dot{\omega}_i + \frac{R_{s1}}{R_{c1}} \left( I_{sr} + \frac{R_{c1} R_r}{R_{sr}} I_{sr} \right) \dot{\omega}_{cr} + \frac{R_{s1}}{R_{c1} R_{sr}} T_{12B} \quad (27-2)$$

$$RT_{c2down} = R_{s1} \left( I_{ci} - \frac{R_{c1} R_r}{R_{sr}} I_{sr} \right) \dot{\omega}_i + R_{c1} (I_{ci} + R_d I_{ci} + R_r I_{sr}) \dot{\omega}_{cr} + R_d R_d T_s - \frac{R_{ci}}{R_{sr}} T_{12B} \quad (27-3)$$

$$(2) T_{c3} > RT_{c3up}, T_{c3} > RT_{c3down} \quad (27-4)$$

$$RT_{c3up} = \frac{R_{s1}}{R_{c1}} (-I_{s23} \dot{\omega}_i + I_{c123} \dot{\omega}_{cr} + R_d T_s) - \frac{R_{s1}}{R_{c1} R_{sr}} T_{12B} \quad (27-5)$$

$$RT_{c3down} = -T_i + \left( I_i + I_{ci} + \frac{R_{c1} R_r}{R_{sr}} I_{sr} \right) \dot{\omega}_i + \left( \frac{R_r}{R_{sr}} I_{sr} + R_d I_{sr} \right) \dot{\omega}_{cr} + R_d R_d T_s + \frac{1}{R_{c1} R_{sr}} T_{12B} \quad (27-6)$$

3.2.2 Speed Phase

Speed Phase는 2-3단의 Speed Phase 모델과 같다. 그림 10의 모델에서  $P_{12B}$ 이 증가할 때의 시정수는 감소할 때의 시정수보다 느리다. 그림

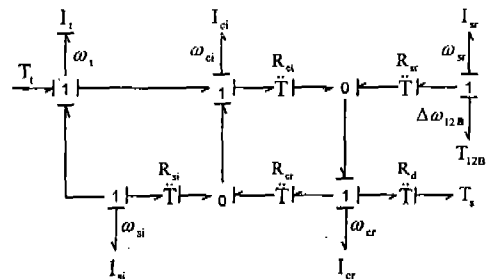


그림 10 3-2단 모델 (Torque Phase)

10에서  $P_{c3}$ 이 충분히 작아져서, 터빈과 입력 선 기어가 분리되기 시작하면, 그림 4와 같은 모델 상태가 된다.

3.3 4-3단 모델

이제 자동변속기 모델링의 마지막 부분으로, 기어가 4단까지 올라가 있는 경우에 Downshift 모델을 생각해 보자. 4-3단은  $P_{c4}$ 가 줄어들면서, 속도가 0인 입력 선 기어를 회전하게 하는 과정이다. 3-4단 모델에서 언급했듯이 3단 클러치는 스프랙에 의해서 동력이 전달된다. 이것은 입력 선 기어가 회전을 하게 되더라도, 2-1단의 경우와는 반대로 입력 선 기어의 속도가 터빈의 회전 속도 이상이 되지 않으면, 입력 선 기어는 터빈과 완전히 분리되어 자유 회전의 상태를 유지하게 된다는 것을 의미한다. 따라서, 4-3단 모델은  $P_{c4}$ 가 0인 아니면서, 입력 선 기어가 터빈보다 느리게 회전하는 경우에는 그림 7과 같은 본드그래프 형태를 취하게 되고,  $P_{c4}$ 가 0이면서, 입력 선 기어의 속도가 터빈보다 느린 경우에는 그림 11과 같은 모델이 된다. 그림 11에서 보면, 반응 선 기어와 입력 선 기어가 모두 자유 회전하고 있음을 알 수 있다.

상태 방정식 :

$$I_{123}\dot{\omega}_i = T_i + I_{s23}\dot{\omega}_{cr} \quad (28-1)$$

$$I_{cr23}\dot{\omega}_{cr} = I_{s23}\dot{\omega}_i - R_d T_s \quad (28-2)$$

기구학적 제한 조건 :

$$\omega_i > \omega_{si} \quad (29-1)$$

$$\omega_i = \omega_{ci}, \dot{\omega}_i = \dot{\omega}_{ci} \quad (29-2)$$

$$\omega_{ci} = R_{si}\omega_{si} + R_{cr}\omega_{cr}, \dot{\omega}_{ci} = R_{si}\dot{\omega}_{si} + R_{cr}\dot{\omega}_{cr} \quad (29-3)$$

$$\omega_{cr} = R_{sr}\omega_{sr} + R_{ci}\omega_{ci}, \dot{\omega}_{cr} = R_{sr}\dot{\omega}_{sr} + R_{ci}\dot{\omega}_{ci} \quad (29-4)$$

동적 제한 조건 :

$$T_{c2} > RT_{c2up}, T_{c2} > RT_{c2down} \quad (30-1)$$

$$RT_{c2up} = T_i - I_c \dot{\omega}_i \quad (30-2)$$

$$RT_{c2down} = I_{ci}\dot{\omega}_{ci} + \frac{I_{si}}{R_{si}}\dot{\omega}_{si} - \frac{R_{cr}}{R_{sr}}I_{sr}\dot{\omega}_{cr} \quad (30-3)$$

4. 클러치와 밴드의 동작

위에서 설명된 각 기어 위치와 변속 과정을 수행하기 위해서는 4개의 플레이트 클러치와 2개의 밴드 클러치가 선택적으로 사용된다. 아래 표 1에 각각의 기어 위치에 해당하는 6개의 클러치에 대한 동작을 요약하였다.

5. 모의실험 결과

모의실험을 수행하기 위해서는 유체 제어 회로의 모델이 필요하다. 그러나, 본 논문의 목표는 자동변속기의 기계적 부분에 대한 각 기어 위치 및 변속 과정의 모델 개발이며, 따라서 유체 회로에 대한 모델은 간단하게 일차 시스템으로 모델링하였다. 이 때 시정수는 연결과정은 0.45초, 분리과정은 0.1초로 하였다. 자세한 유체회로의 모델은 참고문헌 11과 12에서 구할 수 있다. 변속에 필요한 각각의 기어 위치에 대하여 동작하는 클러치 압력과 그에 따른 반응 토크는 참고문헌 4, 7 및 8과 동일하게 하였다. 또한 모의실험을 위해서 필요한 변속예정도는 그림 12에 나타내었다.

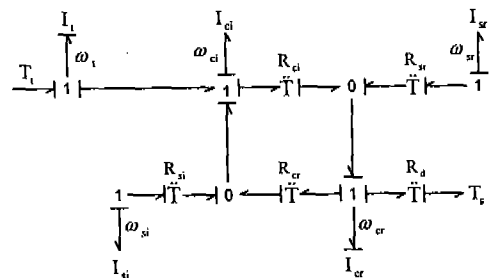


그림11 입력 선 기어가 자유 회전할 때의 본드 그래프

발전, 가속, 정속 주행 등을 살펴보기 위하여 그림 13과 같이 트로틀 각도를 설정하였다. 처음에는 트로틀을 거의 다 열었다가 1단에서 2단으로 변속이 일어난 후에 트로틀을 다시 조금 닫고 주행을 하고, 다시 2단에서 3단으로 변속이 일어난 뒤 약 5초 후에 트로틀의 각도를 약 23°로 하여 시속 120km 정속 주행 상태를 모의실험하였다.

그림 14는 Downshift가 되는 과정을 보기 위해서 임의의 트로틀 시나리오와 노면의 경사에 대하여 모의실험을 행하였다. 그림 14의 차량 가속도를 보면 3단에서 2단으로의 변속시 가속도가 2단에서 1단 또는 4단에서 3단으로의 변속 과정에 비하여 크게 나타나고 있다. 이것은 3단에서 2단으로의 변속시 승차감이 좋지 않다는 것을 의미한다. 2단에서 1단으로 변속시의 승차감은 2단 클러치의 분리와 밀접한 관계가 있다. 트로틀이 닫혀 있을 때, 2단 클러치 양쪽에 작용하는 반응 토크는 2단 클러치 압력에 의한 토크보다 매우 작다. 따라서, 2단 클러치의 압력이 충분히 작아지면 2단에서 1단으로의 변속이 일어나게 되고, 이 때는 2단 클러치 압력에 의한 토크가 작기 때문에 차량의 가속도 변화는 크지 않게 된다. 4단에서 3단으로 변속시 가속도 변화도 같은 방법으로 설명할 수 있다. 그러나, 3단에서

2단으로 변속 과정에서는 3단 클러치 압력의 감소와 1-2 밴드 클러치 압력의 증가가 가속도 변화에 영향을 주게 된다. 이것은 (9-1)과 (9-2), 그리고 표 1의 클러치의 동작을 살펴보면 알 수 있다. 2단에서 3단으로 변속 모델에서 설명하였듯이 반응 선 기어의 자유 회전으로 인하여 터빈과 입력 선 기어, 입력 캐리어 기어의 동시 연결이 가능하였다. 그런데, 반응 선 기어를 정지시키기 위하여 1-2 밴드 클러치의 압력이 인가되면, 이 영향이 3단 클러치 양단에 나타나게 된다. 따라서, 3단 클러치 압력이 충분히 작아지지 않아도 3단 클러치는 분리되게 되고, 이 때 1-2 밴드

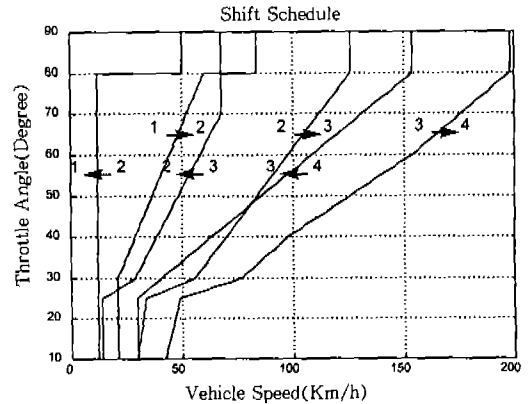


그림 12 Shift Schedule

표 1 각 기어위치에서의 클러치와 밴드의 동작

	1단 클러치	2단 클러치	3단 클러치	4단 클러치	1-2 밴드	Reverse 밴드
1단	ON	OFF	OFF	OFF	ON	OFF
1-2단	ON	↑	OFF	OFF	ON	OFF
2-1단	ON	↓	OFF	OFF	ON	OFF
2단	ON	ON	OFF	OFF	ON	OFF
2-3단	↓	ON	↑	OFF	↓	OFF
3-2단	↑	ON	↓	OFF	↑	OFF
3단	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF
3-4단	OFF	ON	ON	↑	OFF	OFF
4-3단	OFF	ON	ON	↓	OFF	OFF
4단	OFF	ON	ON	ON	OFF	OFF
후진	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	ON

↑ : 연결되는 과정을 의미함, ↓ : 분리되는 과정을 의미함

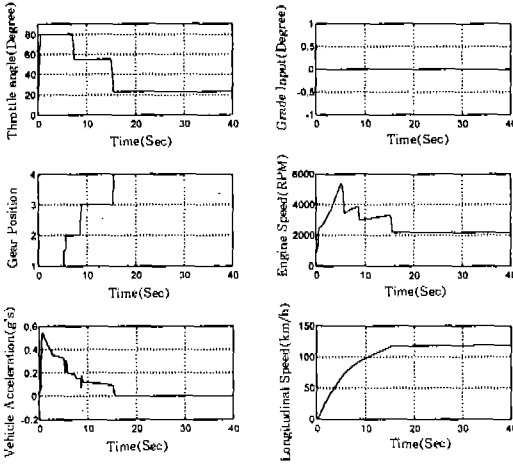


그림13 Upshift 모의실험 결과

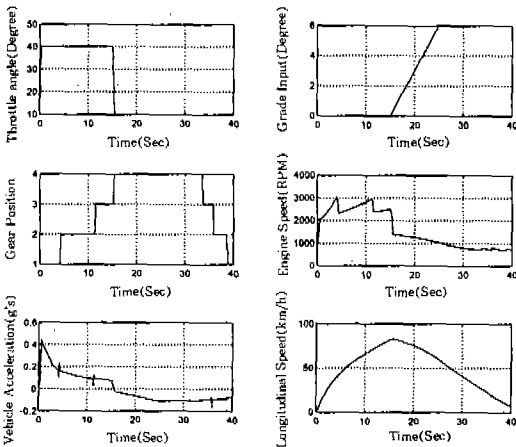


그림14 임의의 트로틀과 노면 경사도에 대한 모의실험 결과

클러치에 의해 인가되는 토크가 차량 가속도에 많은 영향을 주게 되는 것이다. 즉, 3-2단 변속 시 가속도 변화의 주된 요인은 1-2 밴드 클러치에 걸리는 압력인 것이다. 이러한 변속 충격을 줄이기 위하여 본 논문에서 연구된 자동변속기가 부착된 실제 차량의 경우에는 1-2 밴드 클러치의 압력이 가해지는 시점을 조절하는 제어 장치가 부착되어 있다.<sup>10)</sup> 본 논문의 모의실험에서는 이를 고려하지 않았기 때문에, 변속 명령이 주어지면 1-2 밴드 클러치에 압력이 바로 가해지게 되어서 가속도가 크게 나타나고 있음을 볼 수 있다.

## 6. 결 론

본 논문에서는 본드그래프를 이용하여 자동변속기의 기계적 부분의 동적 특성을 모델링하는 방법을 연구하였다. 각각의 기어 위치 및 그 사이의 변속 과정에 대한 상태방정식과 그에 따른 동적 제한조건 및 기구학적 제한조건을 제시하였으며, 얻어진 자동변속기 모델을 이용하여 모의 실험 결과를 제시하였다. 기존의 자동변속기 모델은 모의실험을 수행할 때 변속에 정도에 의한 기어 지령에 따라서 해당되는 기어 위치를 실행하지만, 본 연구에서는 기어 지령에 대하여 클러치에 인가되는 압력만을 변화시키게 되고, 해당되는 자동변속기 모델은 동적 제한조건과 기구학적 제한조건을 고려하여 기어 위치를 결정한 뒤, 그것을 실행하게 되므로, 기존의 방법보다 정확하게 자동변속기에 대한 모의실험을 수행할 수 있다는 장점이 있다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 특정 연구과제로 수행되었음.

## 참 고 문 헌

1. R. L. Anderson, and R. L. Bierley, "Measuring Automatic Transmission Shift Performance", SAE paper no. 654465, 1965.
2. K. Glitzenstein, and J. K. Hedrick, "Adaptive Control of Automotive Transmissions", Proc. of American Control Conf., vol. 2, pp. 1849~1855, June 1990.
3. L. M. Fisher, "Shifting auto gears by computer", The New York Times, Wednesday, March 7, 1990.
4. A. K. Tugcu, K. V. Hebbale, A. A. Alexandridis, and A. M. Karmel, "Modeling and Simulation of the Powertrain Dynamics of Vehicles Equipped with Automatic Transmission", Proc. of Symp. on

- Simulation of Ground Vehicles and Transportation Systems, ASME Winter Annual Meeting, Anaheim, Dec. 1986.
5. D. Hrovat, W. E. Tobler, and M. C. Tsangarides, "Bond Graph Modeling of Dominant Dynamics of Automotive Powertrains", presented at the ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, Dec. 1984.
  6. J. Runde, "Modeling and Control of an Automatic Transmission", M.S.M.E. Thesis, M.I.T., Jan. 1986.
  7. D. Cho, and J. K. Hedrick, "Automotive Powertrain Modeling for Control", ASME J. Dyn. Sys. Meas. Contr., vol. 111, no. 4, pp. 568~576, Dec. 1989.
  8. D. Cho, "Nonlinear Control Methods for Automotive Powertrain Systems", Dept. of Mech. Eng., Ph. D. Thesis, M.I.T., Dec. 1987.
  9. D. C. Karnopp, D. L. Margolis, and R. C. Rosenberg, System Dynamics: A Unified Approach, 2nd Ed., Wiley Interscience, N. Y., 1990.
  10. GM Hydra-matic, Principles of Operation: THM 440-T4, 2nd Ed., 1983.
  11. A. M. Karmel, "Dynamic Modeling and Analysis of the Hydraulic System of Automotive Automatic Transmissions", Proc. of American Control Conf., vol. 1, pp. 273~278, June 1986.
  12. A. M. Karmel, "Modeling and Analysis of the Dynamics of a Variable Displacement Vane Pump with a Pivoting Cam", ASME J. Dyn. Sys. Meas. Contr., vol. 110, no. 2, pp. 197~202, June 1988.
  13. A. M. Karmel, "A Methodology for Modeling the Dynamics of the Mechanical Paths of Automotive Drivetrains with Automatic Step-Transmissions", Proc. of American Control Conf., vol. 1, pp. 279~284, June 1986.